

E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática y de  
Telecomunicación

# ANÁLISIS MODAL DE UN AUTOBÚS



Grado en Ingeniería  
en Tecnologías Industriales

Trabajo Fin de Grado

Juan Andrés Carbajo Deán

Fco. Javier García Zabalegui

Pamplona, 26 de JUNIO de 2014

## ***RESUMEN***

El proyecto consiste en analizar el comportamiento de un autobús desde el punto de vista de las vibraciones generadas por el motor de combustión interna durante su funcionamiento.

Se estudiará el comportamiento de la sección de la estructura que soporta el motor mediante la colocación de acelerómetros. Se realizará una adquisición de datos mediante un test de impacto con martillo utilizando el equipo de adquisición de datos SCADAS Mobile. También se llevará a cabo un test poniendo el motor en marcha y tomando datos de la estructura así como de las reacciones en forma de vibración dentro del habitáculo de pasajeros en la zona más próxima al motor.

Estas pruebas nos servirán para realizar un análisis modal experimental de la estructura utilizando el software de LMS Test.Express, que se comparará con un análisis modal teórico sobre un modelo virtual realizado en ANSYS.

Una vez obtenidos los resultados de los experimentos se estudiarán las posibles deficiencias del sistema comparándolas con el estándar de montaje proporcionado por el fabricante del motor, Cummins, analizando las mejoras a llevar a cabo para buscar un mayor confort de los pasajeros. También se tendrá en cuenta el efecto de las vibraciones sobre la vida de la estructura.

## ***PALABRAS CLAVE***

- **ABSORBEDOR DINÁMICO DE VIBRACIONES o AMORTIGUADOR DINÁMICO:** se trata de un sistema mecánico masa-resorte(-amortiguador) que se añade al sistema a estudio, diseñándolo de tal forma que las frecuencias naturales del sistema resultante se encuentren alejadas de la frecuencia de excitación. La selección de la masa  $m_2$  y la rigidez  $k_2$  del absorbedor se realiza de forma que:

$$\bar{\omega}^2 = k_2/m_2 = k_1/m_1$$

siendo  $\omega$  la frecuencia de excitación que coincide, o casi, con la frecuencia natural del sistema original:  $\omega^2 = k_1/m_1$

- **AMORTIGUAMIENTO CRÍTICO:** parámetro intrínseco de un sistema de un grado de libertad amortiguado. Su valor es:  $\bar{c} = 2m\omega$ , siendo  $m$  la masa del sistema y  $\omega$  su frecuencia natural.
- **AMORTIGUAMIENTO PROPORCIONAL:** se denomina así a aquella hipótesis de modelización del amortiguamiento que permite desacoplar las ecuaciones del movimiento de sistemas de  $N$  gdl. En tal caso, la matriz  $[C]$  debe poder ser diagonalizada junto con  $[K]$  y  $[M]$ . Por ello, en la expresión que se adopte para  $[C]$  deberán intervenir  $[K]$  y  $[M]$ . Así,  $[C]$  será diagonalizable cuando pueda ser expresada como combinación lineal de las matrices de rigidez e inercia:

$$[C] = \alpha_0 \cdot [M] + \alpha_1 \cdot [K]$$

- **AMORTIGUAMIENTO RELATIVO o RELACIÓN DE AMORTIGUAMIENTO:** relación de amortiguamiento ( $\xi$ ) de un sistema es el cociente entre el amortiguamiento del sistema  $c$  y el valor de su amortiguamiento crítico ( $\bar{c}$ ):

$$\xi = \frac{c}{\bar{c}} = \frac{c}{2m\omega}$$

- **ANÁLISIS MODAL:** es el proceso de determinación de las características dinámicas inherentes a un sistema mecánico y necesarias para la posterior formulación de un modelo matemático del comportamiento dinámico de dicho sistema. Esta modelización dinámica se lleva a cabo en base a los parámetros modales (frecuencias naturales, modos naturales de vibración y relaciones de amortiguamiento) propios del sistema, y que dependen de la distribución de sus características de masa, rigidez y amortiguamiento.

- **ANTIRESONANCIA:** fenómeno que tiene lugar cuando la amplitud de vibración de la máquina o sistema mecánico es cero.
- **COORDENADAS NATURALES:** Es el sistema de coordenadas resultante de aplicar al sistema mecánico a estudio un cambio de coordenadas basado en la matriz de modos  $[\bar{X}]$  :

$$\{x\} = [\bar{X}] \cdot \{\tilde{x}\}$$

En estas nuevas coordenadas  $\{\tilde{x}\}$ , el sistema de N ecuaciones diferenciales con N incógnitas se desacopla y transforma en N ecuaciones de una sola incógnita; es decir, en N problemas de 1 gdl.

- **DESALINEAMIENTO:** El desalineamiento es una de las principales causas de avería en las máquinas. Se suele hablar de desalineamiento en los casos de ejes de una máquina unidos entre sí mediante un acoplamiento, pudiendo presentarse cuando los ejes la máquina son paralelos entre sí estando en el mismo plano (desalineamiento paralelo) o cuando los ejes no son paralelos entre sí (desalineamiento angular).
- **DESEQUILIBRIO:** El desequilibrio constituye la principal causa de avería de tipo mecánico en máquinas rotativas. Este fenómeno es debido a la distribución no uniforme de masas sometidas a rotación.
- **DESGASTE:** El desgaste mecánico constituye otra de las causas frecuentes de avería en elementos de máquinas debiéndose a la fricción existente entre diversas partes de los componentes de las máquinas, como por ejemplo entre el eje y el metal de un casquillo antifricción de un cojinete, o entre una parte del rotor y la carcasa de un motor eléctrico.
- **DESPLAZAMIENTO ESTÁTICO:** es el desplazamiento que tendría lugar en un sistema de un grado de libertad de rigidez k y sometido a la acción de una carga  $f_0$  aplicada estáticamente (frecuencia de excitación  $\bar{\omega} = 0$ ). Su valor es:  $f_0/k$ .
- **EXCITACIÓN SÍSMICA:** se dice que se está ante un caso de excitación sísmica cuando las vibraciones de un sistema mecánico analizado no vienen generadas por la aplicación externa de unas cargas exteriores que sean función conocida del tiempo, sino por unos movimientos conocidos (al menos hasta cierto punto) del soporte o base sobre la que se encuentra el sistema. Los terremotos y la transmisión de vibraciones de sistema a otro, son ejemplos significativos de este tipo de sollicitaciones.

- **FACTOR DE AMPLIFICACIÓN DINÁMICA (D):** es la relación existente entre la amplitud de las vibraciones de un sistema de un grado de libertad sometido a una excitación de tipo armónico y el desplazamiento estático (cuando la carga es aplicada estáticamente). El valor de D es:

$$D = \frac{1}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}}$$

- **FRECUENCIA DE ADQUISICIÓN DE DATOS:** La frecuencia de adquisición de datos viene dada por la necesidad de establecer una base de datos que dé lugar al conocimiento tanto de las condiciones iniciales de funcionamiento de una máquina, como de la tendencia de las averías y tiempo estimado para que estas se presenten. La frecuencia de adquisición de datos varía desde 2 hasta 10 semanas por ciclo según el tipo de máquina.
- **FRECUENCIA DE EXCITACIÓN:** Es la frecuencia (Hz) asociada a una acción exterior actuante sobre el sistema mecánico a estudio y que varía armónicamente en un problema de vibraciones forzadas debidas a una excitación armónica. Si  $\omega$  es la frecuencia natural del sistema y  $\bar{\omega}$  la de excitación, a la relación entre ambas frecuencias se le llama  $\beta$ :

$$\beta = \bar{\omega}/\omega$$

- **FRECUENCIA NATURAL (frecuencia propia):** En sistemas mecánicos de 1 gdl es la frecuencia del movimiento armónico que resulta al introducir un desplazamiento y/o una velocidad inicial a un sistema de un grado de libertad, que está en posición de equilibrio, y dejarlo vibrar libremente sin amortiguamiento (problema de vibraciones libres no amortiguadas). Su valor es:

$$\omega = \sqrt{k/m} \text{ (Hz)}$$

En sistemas con N grados de libertad, cada modo natural de vibración (vector propio) tendrá una frecuencia natural (valor propio) asociada que será la del movimiento armónico resultante al desplazar los nudos del sistema respecto de su posición de equilibrio estático en la forma del modo natural correspondiente. Cada frecuencia natural será el cociente entre la rigidez modal y la inercia modal correspondiente: En cualquier caso, la o las frecuencias naturales constituyen un parámetro modal intrínseco al sistema y sólo dependerán de la rigidez (k) e inercia (m) del sistema (y de su distribución por el sistema en el caso del N gdl), pero no del tiempo ni de las condiciones iniciales. Sean cuales sean estas condiciones iniciales, el sistema siempre tendrá la misma o mismas frecuencia.

- FRECUENCIA NATURAL AMORTIGUADA: frecuencia del movimiento armónico que resulta al introducir un desplazamiento y/o una velocidad inicial a un sistema de un grado de libertad amortiguado, que está en posición de equilibrio, y dejarlo vibrar libremente (problema de vibraciones libres amortiguadas). Su valor es:

$$\omega_D = \omega \sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{Hz})$$

No es la frecuencia natural, pero cabe esperar que sea muy parecida si la relación de amortiguamiento ( $\xi$ ) es pequeña.

- FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA (función compleja de respuesta en frecuencia): dado un sistema de 1 grado de libertad sometido a una excitación armónica:

$$f(t) = f_0 e^{i\omega t}$$

la Función de Transferencia -  $H(\bar{\omega})$  - es aquella función, tal que la respuesta del sistema ante dicha sollicitación puede expresarse:

$$x(t) = H(\bar{\omega}) f_0 e^{i\omega t}$$

El valor de  $H(\bar{\omega})$  es:

$$H(\bar{\omega}) = \frac{1/k}{1 - \beta^2 + 2\xi\beta i}$$

- GRADOS DE LIBERTAD (GDL): o coordenadas generalizadas de un sistema mecánico son los parámetros independientes que definen la posición y la configuración deformada de dicho sistema.
- INERCIA MODAL ( $m_r$ ): escalar asociado al modo natural de vibración "r" y obtenido del triple producto

$$\{\bar{X}^s\}^T [M] \{\bar{X}^r\} = m_r \delta_{rs}$$

- MATRIZ DE AMORTIGUAMIENTO [C]: Está constituida por los coeficientes de amortiguamiento  $c_{ij}$ : fuerza que hay que aplicar según el grado de libertad  $i$  para que aparezca una velocidad unidad según el grado de libertad  $j$  y cero según todos los demás grados de libertad.
- MATRIZ DE INERCIA [M]: Está constituida por los coeficientes de inercia  $m_{ij}$ : fuerza que hay que aplicar según el grado de libertad  $i$  para producir una aceleración unidad según el grado de libertad  $j$  y cero según todos los demás grados de libertad.

- **MATRIZ DE MODOS  $[\bar{X}]$**  : matriz cuyos vectores columnas son los modos naturales de vibración. En virtud de las propiedades de ortogonalidad de los modos, se cumple que:

$$\{\bar{X}^s\}^T [M] \{\bar{X}^r\} = m_r \delta_{rs} \text{ y } \{\bar{X}^s\}^T [K] \{\bar{X}^r\} = k_r \delta_{rs}$$

donde  $m_r$ , y  $k_r$ , son las llamadas inercia y rigidez modal. Si los modos se dicen normalizados con respecto a la matriz de inercia, ello equivale a escalar los modos haciendo que  $m_r=1$  para todos ellos. En tal caso, la condición de ortogonalidad asociada a la matriz de rigidez tomará la forma:

$$\{\bar{X}^s\}^T [K] \{\bar{X}^r\} = \omega_r^2 \delta_{rs}$$

- **MATRIZ DE RIGIDEZ  $[K]$** : Está constituida por los coeficientes de rigidez  $k_{ij}$ : fuerza que hay que aplicar según el grado de libertad  $i$  para producir un desplazamiento unidad según el grado de libertad  $j$ , y cero según todos los demás grados de libertad.
- **MATRIZ DE TRANSFERENCIA  $[H(\omega)]$** : Es una matriz que juega en los sistemas con  $N$  grados de libertad el mismo papel que la función de transferencia juega en los sistemas con 1 grado de libertad: la respuesta de un sistema con  $N$  grados de libertad ante una excitación armónica se obtiene multiplicando el vector de amplitudes de las fuerzas excitadoras por la matriz de transferencia:

$$\{x(t)\} = \{X\} \cdot e^{i\omega t} = [H(\omega)] \cdot \{f_0\} \cdot e^{i\omega t}$$

Si las fuerzas de excitación  $\{f(t)\}$  no son armónicas, pero admiten transformada de Fourier (TDF), el vector  $\{f(t)\}$  podrá expresarse como suma de infinitas componentes armónicas de frecuencias distintas, y la matriz de transferencia  $[H(\omega)]$  relacionará directamente la TDF de la excitación y de la respuesta:

$$\{X(\omega)\} = [H(\omega)] \cdot \{F(\omega)\}$$

La matriz de transferencia puede expresarse en función de los modos y frecuencias de vibración (en el caso en que no exista amortiguamiento) en la forma:

$$[H(\omega)] = \sum_{r=1}^n \frac{\{\bar{X}^r\} \cdot \{\bar{X}^r\}^T}{k_r \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2}\right)}$$

- **MODO NATURAL DE VIBRACIÓN**: Los modos naturales de vibración de un sistema mecánico no son otra cosa sino los posibles movimientos armónicos que pueden tener lugar en el sistema en condiciones de excitación nula. Habrá tantos modos naturales como grados de libertad tenga el sistema. Al tratarse de un problema de vibraciones libres, vendrán dados (cuando no haya amortiguamiento) por la resolución del sistema de ecuaciones:

$$(-\omega^2[M] + [K]) \cdot \{\bar{X}\} = \{0\}$$

problema de valores y vectores propios generalizado en el que los vectores propios son los modos naturales. Cada modo (vector propio) establece la relación existente entre las amplitudes de los movimientos armónicos sincrónicos (cuando no se considera la presencia de amortiguamiento) de los diferentes grados de libertad del sistema. Si se desplaza el sistema respecto de su posición de equilibrio estático en la forma de un modo natural o vector propio  $\{\bar{X}^i\}$ , el sistema comienza a oscilar armónicamente alrededor de dicha posición de equilibrio, siendo la posición adoptada por el sistema en cualquier instante de tiempo el resultado de multiplicar el modo natural correspondiente por un determinado valor escalar. Estas oscilaciones se producen a la frecuencia natural ( $\omega^i$ ) asociada ese modo.

- **MOVIMIENTO ARMÓNICO SÍNCRONO:** movimiento que tiene lugar en un sistema constituido por dos o más masas y caracterizado por que todas ellas vibran, en fase, con la misma frecuencia.
- **NORMALIZAR LOS MODOS:** Como las amplitudes de un modo natural de vibración no están determinadas más que en la relación existente entre ellas, es una práctica habitual normalizarlos con respecto a la matriz de inercia haciendo que la inercia modal sea igual a la unidad para todos ellos de forma que se cumpla:

$$\{\bar{X}^j\}^T \cdot [M] \cdot \{\bar{X}^j\} = 1 \quad j = 1, \dots, N$$

- **NUDOS:** conjunto de puntos empleados para llevar a cabo la discretización de un sistema continuo. Los grados de libertad que se consideren en esos puntos (habitualmente los desplazamientos) serán los grados de libertad del problema. Un sistema con N gdl es aquél que precisa de N parámetros o coordenadas para que su posición y configuración deformada quede definida. La hipótesis de discretización realizada para pasar del sistema continuo a uno de N gdl implica que el desplazamiento de un punto cualquiera puede ser calculado a partir de los desplazamientos de dichos nudos.
- **RÉGIMEN ESTACIONARIO:** un sistema dinámico se dice que está en régimen estacionario cuando su variación con el tiempo reviste un carácter periódico. Todas las variables que caracterizan el problema repiten valores cada T segundos (T=periodo).
- **RÉGIMEN TRANSITORIO:** un sistema dinámico se dice que está en régimen transitorio cuando la dependencia temporal de las variables del problema es arbitraria o carece del carácter periódico.

- **RESONANCIA:** se dice que un sistema está en condición de resonancia o que tiene lugar un fenómeno de resonancia, cuando la frecuencia de la excitación que actúa sobre el mismo ( $\bar{\omega}$ ) coincide con alguna de sus frecuencias naturales ( $\omega$ ). Es decir, en el caso de sistemas con 1 gdl, en la resonancia  $\beta=1$ . Para frecuencias de excitación próximas a alguna frecuencia natural, la amplitud del desplazamiento resultante puede ser varias veces el desplazamiento estático que se obtendría aplicando estáticamente una fuerza de la misma amplitud. Así mismo, en la resonancia, el desfase de la respuesta del sistema respecto a la excitación es siempre de  $90^\circ$  (independientemente del valor del amortiguamiento relativo  $\xi$ ).
- **RIGIDEZ MODAL ( $k_r$ ):** escalar asociado al modo natural de vibración “r” y obtenido del triple producto

$$\{\bar{X}^s\}^T [K] \{\bar{X}^r\} = k_r \delta_{rs}$$

- **SISTEMA CONTINUO:** sistema mecánico que precisa de un número infinito de grados de libertad para determinar su posición deformada.
- **SISTEMA DISCRETO:** sistema mecánico cuya posición deformada puede determinarse mediante un número finito de grados de libertad.
- **TRANSMISIBILIDAD ( $Tr$ ):** puede definirse como el cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida por un sistema y la de la fuerza de excitación que se introduce en el mismo. Al analizar el problema de la transmisión de vibraciones de un sistema mecánico a su base o soporte, se define el concepto de transmisibilidad como la relación entre el módulo de la fuerza transmitida al soporte  $F_t$  y el módulo de la fuerza excitadora  $f_0$ . Recordando la definición del Factor de Amplificación Dinámica (D):

$$Tr = \frac{F_t}{f_0} = D \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2}$$

Al analizar el problema de la transmisión de vibraciones de una base o soporte a su sistema mecánico, se define el concepto de transmisibilidad como la relación entre la amplitud del desplazamiento del sistema de masa  $m$  y la del desplazamiento de la base. La expresión correspondiente en este caso para  $Tr$  sigue siendo la misma.

- **VIBRACIONES ALEATORIAS:** vibraciones que tienen lugar debido a la aplicación sobre el sistema de unos esfuerzos exteriores de los que, como mucho, todo lo que se puede aspirar a conocer es algunos valores estadísticos tales como su valor medio, su varianza, su composición en frecuencia, etc.

- VIBRACIONES DETERMINISTAS: vibraciones que tienen lugar debido a la aplicación sobre el sistema de unos esfuerzos exteriores conocidos.
- VIBRACIONES FORZADAS: vibraciones que tienen lugar debido a la presencia de fuerzas exteriores variables con el tiempo actuando sobre el sistema -  $f(t) \neq 0$  -.
- VIBRACIONES LIBRES: vibraciones que tienen lugar en ausencia de fuerzas exteriores -  $f(t) = 0$  - y sólo son debidas a unas determinadas condiciones iniciales de desplazamiento y/o velocidad -  $x_0 = x(t_0)$ ,  $\dot{x}_0 = \dot{x}(t_0)$  -[1].

## ÍNDICE

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 1.     | INTRODUCCIÓN.....   | 12 |
| 1.1.   | Foton Co.....   | 12 |
| 1.2.   | El autobús.....   | 15 |
| 1.2.1. | Descripción.....  | 15 |
| 1.2.2. | Sistema híbrido.....  | 16 |
| 1.2.3. | Motor.....  | 18 |
| 1.2.4. | Estructura.....   | 19 |
| 1.2.5. | Montaje del motor.....  | 20 |
| 2.     | OBJETIVOS Y JUSTIFICACIÓN.....                                    | 37 |
| 3.     | ALCANCE.....  | 39 |
| 4.     | CONCEPTOS TÉCNICOS.....   | 40 |
| 4.1.   | Análisis modal.....   | 40 |
| 4.1.1. | Introducción.....   | 40 |
| 4.1.2. | Análisis de vibraciones.....                                      | 41 |
| 4.1.3. | Unidades de amplitud de vibración.....                            | 43 |
| 4.1.4. | Análisis frecuencial.....   | 48 |
| 4.1.5. | Frecuencias del sistema en condiciones normales de operación..... | 53 |
| 4.1.6. | Modulación y demodulación.....                                    | 58 |
| 4.1.7. | Sensores de medida de vibraciones.....                            | 61 |
| 4.1.8. | Adquisición, procesamiento y análisis de las señales.....         | 67 |
| 5.     | PERCEPCIÓN HUMANA DE LAS VIBRACIONES.....                         | 70 |
| 6.     | CONTROL DE VIBRACIONES.....                                       | 75 |
| 6.1.   | Introducción y metodologías.....                                  | 75 |
| 6.2.   | Control de las frecuencias naturales.....                         | 76 |
| 6.3.   | Introducción de amortiguamiento.....                              | 76 |
| 6.4.   | Aislamiento de vibraciones. Transmisibilidad.....                 | 77 |
| 6.5.   | Aislamiento de impactos.....                                      | 84 |
| 6.6.   | Absorbedores dinámicos de vibraciones.....                        | 85 |
| 7.     | ANÁLISIS TEÓRICO.....   | 91 |
| 7.1.   | Introducción ANSYS.....   | 91 |
| 7.2.   | Metodología.....  | 92 |
| 7.2.1. | Cálculo teórico de las frecuencias naturales.....                 | 92 |
| 7.2.2. | Creación del modelo en ANSYS.....                                 | 94 |

---

|        |  |     |
|--------|--|-----|
| 7.3.   | Modelización de la estructura. Parámetros y consideraciones..... | 104 |
| 8.     | ANÁLISIS EXPERIMENTAL.....                                       | 113 |
| 8.1.   | Instrumentación.....   | 113 |
| 8.1.1. | SCADAS Mobile.....   | 113 |
| 8.1.2. | LMS Test.Xpress .....  | 115 |
| 8.1.3. | Martillo.....  | 125 |
| 8.1.4. | Acelerómetros .....  | 127 |
| 8.2.   | Test de impacto .....  | 129 |
| 8.2.1. | Metodología .....  | 129 |
| 8.2.2. | Adquisición de datos.....  | 134 |
| 8.3.   | Fuente motor.....  | 137 |
| 8.3.1. | Metodología y adquisición de datos.....                          | 137 |
| 9.     | CONCLUSIONES .....   | 146 |
| 10.    | BIBLIOGRAFÍA.....  | 148 |

ANEXO 1. CÁLCULOS

ANEXO 2. PLANOS Y CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR

ANEXO 3. PLANOS DE LA ESTRUCTURA

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Foton Co.

Beiqi Foton Motor Co., Ltd. (Foton) fue fundada el 28 de agosto de 1996. Con la sede central en el distrito de Changping en Pekín, Foton ha registrado activos cercanos a los 500 millones de dólares y da empleo a aproximadamente 40.000 personas, con 19 fábricas en todo el mundo, en países como India, Rusia, Brasil, Kenia o Emiratos Árabes Unidos. Foton es un líder consolidado en la industria de la automoción en China. Los centros de investigación y desarrollo están situados en China, Japón y Alemania. En 2012, Foton vendió unas 621 000 unidades situando a Foton como el fabricante de vehículos comerciales con más ventas en China.

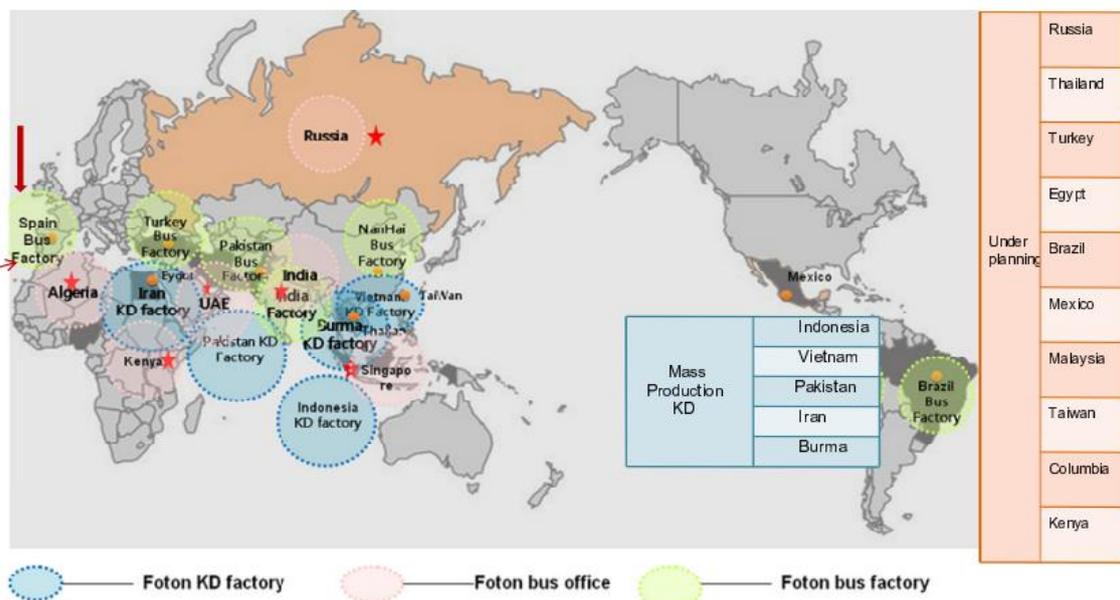


Figura 1-1. Plantas internacionales de Foton

Foton no se limita a vehículos comerciales, gestiona productos y servicios de seis sectores: Automóviles y Automóviles Basados en Nuevas Energías, Maquinaria de Ingeniería, Servicios Telemáticos, Baterías Basadas en Nuevas Energías, Logística y Servicios de Almacenaje y Financieros.

Foton continúa desarrollando sus marcas a nivel mundial poniendo especial énfasis en la innovación gradual y el desarrollo del talento. Para 2020, Foton pretende ser un fabricante de automoción reconocido a nivel mundial.

Foton ha sido reconocida por el diseño y la fabricación de vehículos basados en nuevas energías por el Ministerio de Ciencia y Tecnología chino y por la Junta Municipal de Pekín.

Foton, conjuntamente con varios productores de nuevas energías, instituciones educativas, centros de investigación y empresas proveedoras y empresas clientes, ha creado la primera alianza de vehículos basados en nuevas energías de China – Alliance of New Energy Automotives.

El fabricante chino se ha afincado recientemente en España, más concretamente en Tafalla, donde posee unas instalaciones de gran tamaño. El plan de negocio inicial para esta planta era abastecer a todo el mercado europeo de sus autobuses híbridos y eléctricos. La fábrica tiene capacidad para construir un importante número de vehículos.

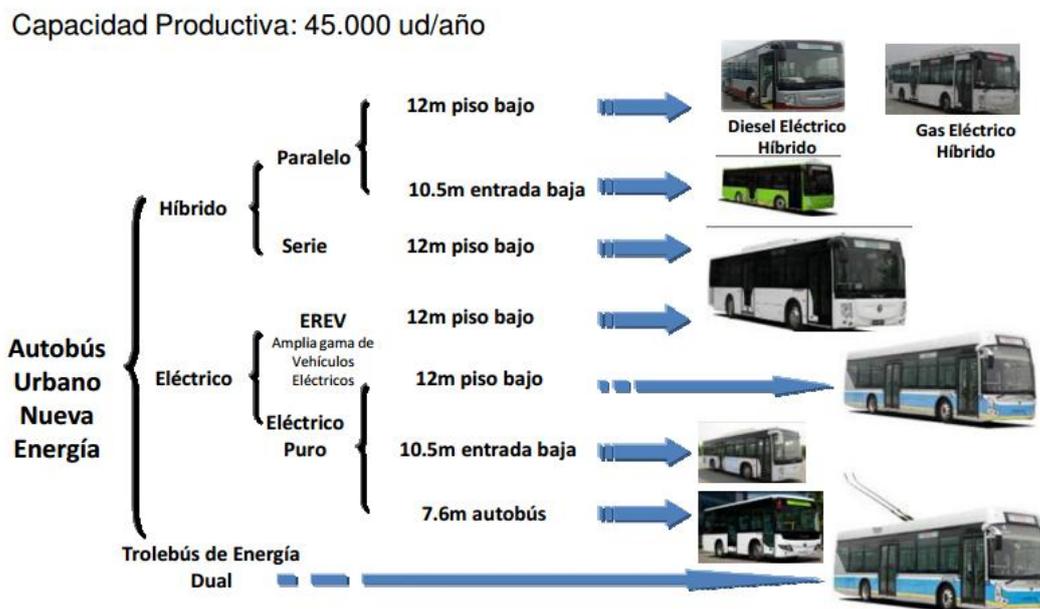


Figura 1-2. Gama completa de autobuses de Foton

## *HISTORIA*

---

|      |  |
|------|--|
| 1996 | Foton es fundado en Beijing  |
| 1997 | En el primer aniversario, el vehículo número 100.000 sale de la línea de producción  |
| 1998 | Foton entra en la lista de Shanghai Stock Exchange   |
| 1999 | Foton gana el premio "Light Truck King" de China   |
| 2000 | Foton implanta su plan estratégico "3 New Steps" para 2001-2006<br>Foton adquiere la certificación de sistemas de gestión de calidad ISO 9001  |
| 2001 | Foton crea una estrategia para desarrollar su negocio de vehículos comerciales   |
| 2002 | Foton lanza la segunda generación del Auman<br>La empresa cambia su nombre a Beiqi Foton Motor Co., Ltd.<br>El Foton View se convierte en el primero vehículo en completar satisfactoriamente el test de colisión "China New Car Assessment Program" (C-NCAP). |
| 2003 | Foton introduce su nueva estrategia de marca<br>La gama completa de Foton pasa la "China Compulsory Certification"<br>Foton firma un acuerdo de colaboración estratégica con Daimler Chrysler AG   |
| 2004 | Foton lanza su centro de llamadas internacional<br>El vehículo número 1.000.000, un autobús AUV, sale de la línea de producción<br>El camión pesado Auman es seleccionado para asistir al traslado de la antorcha olímpica                                     |
| 2005 | Debuta la canción de la marca, "Keep Running"<br>Foton es nombrada Marca del año por Industria China del Automóvil<br>Nace el primer vehículo de pasajeros de Foton, el MP-X (ahora View L)  |
| 2007 | Foton es aceptada en el programa "Famous Brand Product"<br>Foton gana la medalla de oro como premio industrial al mejor servicio de vehículos comerciales de China<br>La fundación Samaranch se convierte en el primer cliente europeo del MP-X                |
| 2008 | Se establece la empresa conjunta Foton-Cummins Engine CO., Ltd.  |
| 2009 | Foton-Cummins produce el motor 400.000 hasta la fecha  |
| 2010 | Se establece la compañía Foton-Daimler JV  |
| 2011 | El vehículo 5.000.000 sale de la línea de producción   |

---

## 1.2. El autobús

### 1.2.1. Descripción

El vehículo sobre el que se centra el trabajo es el modelo BJ 6123 C4C7D de Foton, autobús con configuración híbrida en paralelo, que se encuentra en fase de pruebas. Su carrocería es de tipo autoportante con suelo bajo continuo de 12 metros lo longitud. Están fabricadas en acero tanto su estructura como sus paneles laterales y techo, lo que le da un 30% extra de rigidez y un ahorro del 10% en peso respecto a otros vehículos de su segmento. Toda la estructura está tratada por cataforesis, lo que elimina cualquier posible foco de corrosión, teniendo en cuenta una garantía de 10 años.

Para la construcción de este tipo de autobús se ha contado con proveedores y empresas auxiliares de los alrededores de la planta de Tafalla, así como la importación de algunas partes de la planta matriz en China. Esto se ha hecho así con el doble objetivo de minimizar costes y de cumplir las normativas europeas, así como las necesidades y gustos de Europa.

#### ➤ Dimensiones y arquitectura del autobús.

|    |   |                 |
|----|---|-----------------|
| 1. | <b>Longitud, Voladizo Delantero,Trasero, mm</b> | 11980/2550/3150 |
| 2. | <b>Distancia entre ejes, mm</b>                 | 5900            |
| 3. | <b>Ancho de Vía Delantera, Trasera, mm</b>      | 2098/1840       |
| 4. | <b>Distancia mínima a suelo, mm</b>             | 184             |
| 5. | <b>Altura Primer Escalón, mm</b>                | ≤320            |
| 6. | <b>Masa Vehículo, kg</b>                        | 11.200          |
| 7. | <b>Peso Máximo Autorizado, kg</b>               | 19.000          |

Tabla 1. Dimensiones del autobús [1].

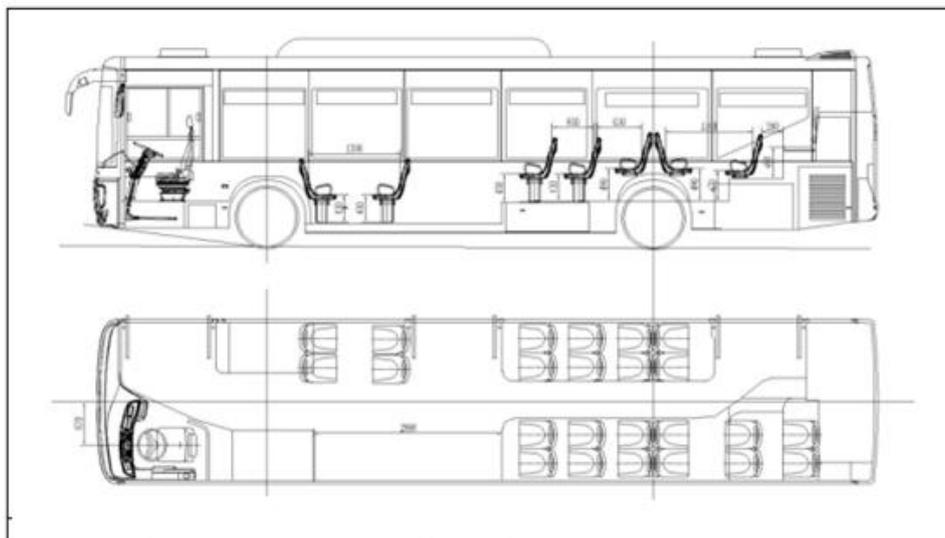


Figura 1-3. Distribución interior

|     |  |  |
|-----|--|--|
| 8.  | <b>Chasis</b>                          | Autoportante Foton BJ6123BLOXN   |
| 9.  | <b>Motor Combustión</b>                | Diesel Cummins ISB6.7EV225H, 225CV, 850Nm  |
| 10. | <b>Alternador Principal Autobús</b>    | 24V /140A Beijing Prestolite 8SC311V   |
| 11. | <b>Baterías</b>                        | 24V/195Ah, 2 uds en serie  |
| 12. | <b>Motor Eléctrico Sistema Híbrido</b> | Eaton Hybrid System 44KW - 60cv, 420Nm   |
| 13. | <b>Batería Sistema Híbrido</b>         | Eaton-Hitachi / Ion-Litio / 360V-12Ah (44KW) / Peso: 270kg   |
| 14. | <b>Embrague</b>                        | Eatonφ365  |
| 15. | <b>Transmisión</b>                     | Eaton Fuller FO-8406A, Automática de 6 velocidades   |
| 16. | <b>Eje Delantero</b>                   | ZF RL85A para Piso Bajo  |
| 17. | <b>Eje Trasero</b>                     | ZF AV132/90  |
| 18. | <b>Dirección</b>                       | ZF 8098  |
| 19. | <b>Sistema Neumático</b>               | Compresor WABCO 412352020  |
| 20. | <b>Sistema de Frenos</b>               | WABCO System con ABS y ASR   |
| 21. | <b>Suspension</b>                      | Suspensión WABCO integrada en ejes ZF con barra estabilizadora y Control Electrónico ECAS de WABCO |
| 22. | <b>Deposito Combustible</b>            | 1 deposito de 250 litros, autonomía superior a 400km   |
| 23. | <b>Ruedas</b>                          | Michelin 275/70R22.5   |

Tabla 2. Arquitectura del autobús.

### 1.2.2. Sistema híbrido

El sistema híbrido está fabricado por EATON, éste sistema gestiona cuándo usar el motor eléctrico y cuándo el motor de combustión interna. En el momento en el que el conductor suelta el acelerador y se pisa el freno se regenera energía automáticamente hacia las baterías. El conductor observará en la zona central del panel LCD que se genera corriente y el indicador en cuadro de relojes el valor SOC (State Of Charge: Estado de Carga de la Batería del Sistema Híbrido), la cual aumenta el valor (en porcentajes del 10%). Cuando se acelera el SOC disminuirá, indicando que la batería envía carga a motor eléctrico para el proceso de arranque y puesta en marcha del vehículo.

#### Modo de operación

- El motor eléctrico se activa en el arranque y a velocidad baja. Los dos en velocidades normales y altas.
- Frenado regenerativo: se recupera la pérdida de energía durante el frenado.
- No precisa enchufarse a la red para la recarga de la batería.

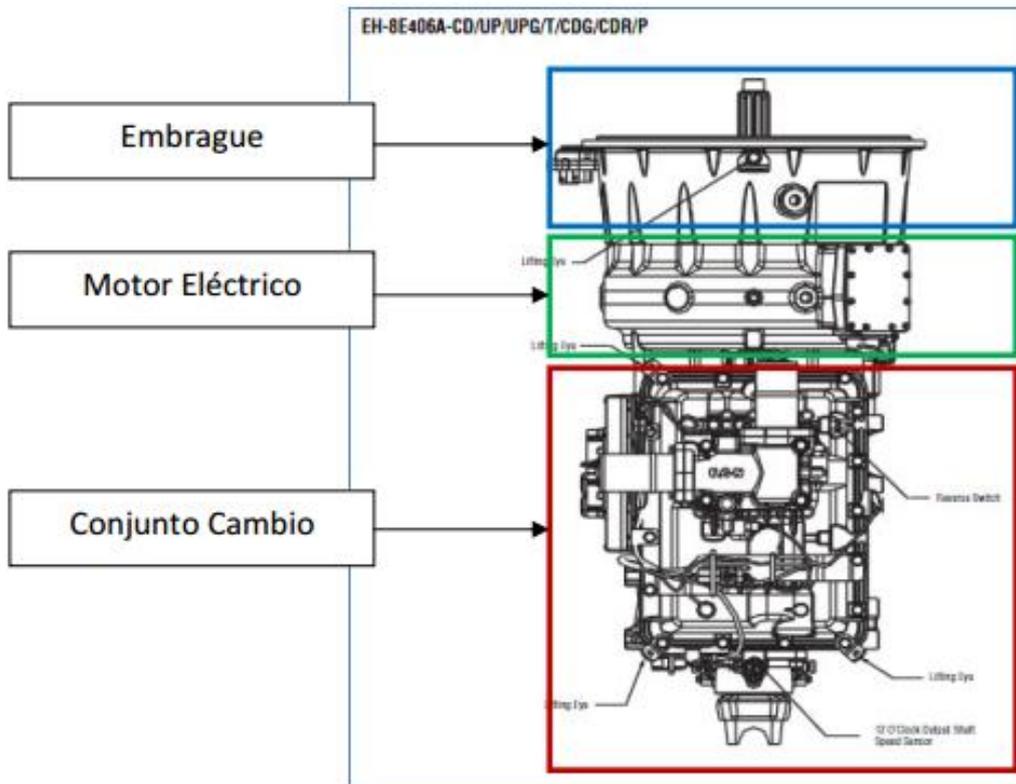


Figura 1-4. Sistema híbrido de EATON

La función de “Regeneración Electricidad con retención al acelerador y al Freno”, está regenerando energía desde el momento en el que no está pisado (activado) el acelerador. El modelo híbrido de Foton no cuenta con un módulo específico de “Brake Resistor”, la regeneración del freno forma parte de la Unidad Electrónica de Control y Gestión del Sistema Híbrido del Eaton Hybrid System.

### 1.2.3. Motor

El motor de combustión interna que monta el autobús es el 6ISBe5 en configuración D313003BX03 fabricado por Cummins, empresa multinacional que abastece a Foton de todos sus motores diesel. Cummins es uno de los mayores fabricantes de motores del mundo con base en Columbus, Indiana (USA).

Se trata de un motor de 6 cilindros en línea longitudinal de 6.7 L con turbocompresor y sobrealimentado. Pesa 485 kg en seco.



**Figura 1-5. Motor 6ISBe5 de 6 cilindros en línea**

Se adjuntan en el ANEXO 2 toda la información técnica del motor, así como curvas características, planos y fotos.

#### 1.2.4. Estructura

La estructura del chasis autoportante está fabricada con tubos de acero de material ST52 de sección rectangular. Existen dos tipos de secciones diferentes a lo largo de la estructura. Una sección de 50x40x4mm para los tramos de mayor responsabilidad y otra sección de 40x40x4 para el resto. Las uniones están soldadas.

En zonas como los arcos de las ruedas o los marcos de las puertas y ventanas dispone de elementos de refuerzo de chapa galvanizada de 1,5 mm para rigidizar la estructura [2].



Figura 1-6. Detalles de la estructura de acero

En el ANEXO 3 se adjuntan planos de la estructura concernientes a la zona de soporte del motor.

### 1.2.5. Montaje del motor

El montaje del motor es un aspecto crítico de cara a amortiguar vibraciones. Cómo debe hacerse y qué pruebas debe superar está estipulado por el fabricante, Cummins, detalladamente.

Con el fin de obtener la aprobación de Cummins con un sistema de montaje del motor, el sistema debe:

1. Aislar adecuadamente las estructuras de los vehículos de las vibraciones del motor. La frecuencia natural de giro calculada del montaje debe ser inferior al 50% de la frecuencia de encendido al ralentí. Si el proveedor de sistema aislador o Cummins hace una predicción del rendimiento de aislamiento entonces la transmisibilidad indicada a la estructura de soporte debe ser inferior al 50%.

Para aplicaciones de automoción, un aislamiento adecuado debe demostrarse utilizando usando al menos el siguiente método:

Frecuencia de giro y prueba de transmisibilidad mediante simulación: la simulación del sistema de montaje debe realizarse tan pronto como sea posible durante la fase de desarrollo para permitir un tiempo adecuado para el diseño del sistema de montaje y selección. La frecuencia natural de giro del sistema de montaje debe ser inferior al 50% de la frecuencia de disparo ociosa. La transmisibilidad de la vibración calculada desde el motor a la estructura de soporte debe ser inferior al 50% en todas las posibles velocidades de ralentí.

En todo caso es necesaria una evaluación subjetiva de vibraciones.

2. Aislar adecuadamente la cabina de vibraciones de la estructura del vehículo. Debe proporcionar evidencia de un test de evaluación subjetiva.

3. Limitar el momento flector estático en la cara posterior del bloque del motor que dentro del valor en la hoja de datos del motor.

4. Limitar el momento estático en el soporte delantero del motor o en el soporte lateral del motor si una especificación límite se muestra en la hoja de datos del motor.

5. Siga las pautas del proveedor de aislador. El OEM debe mostrar evidencia que los aisladores están aprobados para la aplicación basada en las directrices del proveedor y la reacción calculada las fuerzas.

6. Mantener un ángulo total de inclinación del motor menor de 6°. Si es mayor de 6°, se requiere la aprobación de Cummins Application Engineering.

7. Seguir los límites de aplicación para descentramientos del montaje de la carcasa del volante de inercia permisibles.

8. Las disposiciones de un soporte rígido para aplicaciones de equipos móviles deben revisarse por Cummins Engineering. Esto incluye fijación rígida en la parte trasera (como en tractor agrícola) y soporta frente suave o flotante.

9. Las aplicaciones que no utilizan cubiertas del volante o adaptadores diseñados y lanzados por Cummins deben ser revisados por la ingeniería de Cummins.

NOTA: Comentarios sobre el IQA automotriz para vehículos con una variación significativa en las opciones de transmisión deben ser evaluadas para peores situaciones. Variantes importantes en el peso de la transmisión, es compatible con cola de transmisión, opción REPTO, etc. pueden requerir nueva evaluación de las prestaciones del sistema de selección y aislamiento de aislador

➤ Aislamiento de vibraciones del motor - General

Todos los motores de tipo pistón generan vibraciones debido a las fuerzas de la combustión y a los componentes de movimiento recíproco. Algunas de estas vibraciones son internas a la estructura del motor y compensadas o equilibradas por fuerzas opuestas dentro del motor. El resto de vibraciones causan vibraciones y movimientos del cuerpo entero del motor que actúan sobre el sistema de soportes del motor. El sistema de soporte del motor debe aislar estas vibraciones del vehículo en la mayoría de los casos.

La frecuencia de los impulsos de la ignición viene determinada por el número de cilindros, el diseño y la velocidad del motor. En un motor de 4 tiempos se produce la combustión en cada cilindro una vez cada dos revoluciones del motor. Por ejemplo, en un motor de seis cilindros al ralentí, 600 rpm, la frecuencia de encendido es tres veces por revolución, 1800 veces por minuto o 30 veces por segundo, generando una vibración de 30 Hz (excitación) que se transmite a los soportes.

Dependiendo del diseño del motor, las vibraciones causarán traslación o rotación de tres ejes ortogonales como se muestra en la figura 1-7. Para el tren de potencia tipo automotor que se muestra, el eje del rodillo está generalmente cerca del eje de menor inercia y se estima por una línea que pasa a través del centro de la masa de los dos componentes más grandes, el motor y transmisión.

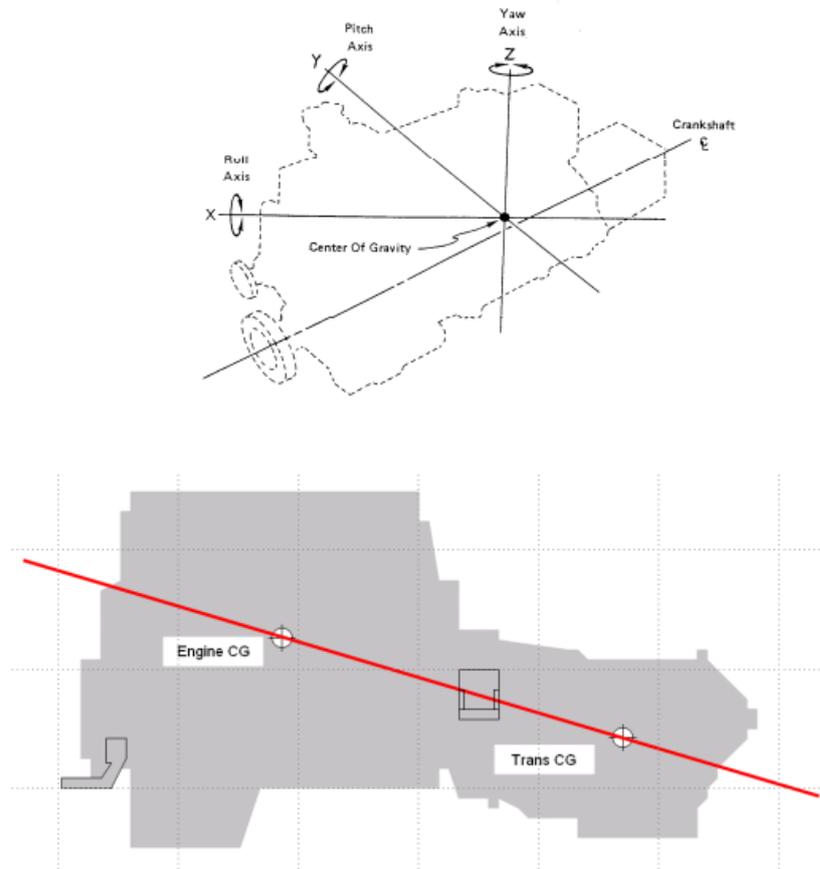


Figura 1-7. Eje de vibración para la combinación de motor y transmisión

➤ Transmisibilidad de los sistemas de soporte

Para el análisis más simple de un sistema de montaje del motor las estructuras que soportan el motor son tratadas como un objeto rígido con masa infinita y rigidez. Esto permite que el rendimiento del sistema de aislamiento del motor debe ser estimada con un análisis simple de la matriz. En cada ubicación de montaje del aislamiento entre el vehículo y transmisión, la estructura de soporte es modelada como un resorte/amortiguador con rigidez y propiedades en tres direcciones en espacio de amortiguación.

En este caso simplificado, la eficacia de un sistema en el aislamiento de la estructura del vehículo de la vibración del motor de montaje del motor depende de la relación entre la frecuencia de las vibraciones provenientes del motor y la frecuencia natural del sistema de montaje del motor. Comúnmente se mide la eficacia del sistema de montaje como la transmisibilidad. Transmisibilidad es la cantidad de vibración del motor que se transmite a través del sistema de montaje de la estructura del vehículo como un porcentaje de la fuerza. Es un valor teórico que es difícil de medir pero útil para el diseño básico y la selección de aisladores eléctricos.

Valores de transmisibilidad mayores de 1.0 significa que el sistema de montaje del motor en realidad transmite vibraciones con más fuerza en la estructura del vehículo de la que es desarrollada por el motor. Esto es posible si una frecuencia natural del sistema de montaje está cerca de la frecuencia de la fuerza de vibración del motor. Esto es una condición de resonancia o cerca de resonancia y es indeseable. Transmisibilidad los valores inferior a uno indican que el sistema de montaje está transmitiendo sólo una fracción de la entrada de la vibración del motor, así que está aislando de la vibración del motor del vehículo. La relación teórica entre la transmisibilidad y la relación de la frecuencia de entrada a la frecuencia natural de un sistema simple se muestra en la figura 1-8.

La figura 1-8 ilustra una situación simple, un solo grado de libertad. Sistemas de montaje real son más complejos así tendrían múltiples frecuencias naturales que pueden responder como modos de vibraciones o movimientos independientes. programas de análisis matricial modernos con seis grados de libertad realizan los cálculos matriciales y devuelven una transmisibilidad global del sistema para una vibración de entrada indicada. A medida que aumenta la velocidad del motor, las frecuencias de entrada de vibración para el sistema de montaje también aumentan. Esto aumenta la proporción de frecuencia en la figura 1-8, empujando el punto de operación a la derecha. Para este caso simple, las disminuciones de transmisibilidad (mejora del aislamiento) medida que aumenta la velocidad del motor. La velocidad de ralentí es la velocidad mínima del motor comúnmente utilizada, es la velocidad más crítica para el diseño de muchos sistemas de montaje del motor.

Una transmisibilidad calculada de 0.4 (40%) o menos al ralentí del motor se recomienda para un sistema de montaje bueno. Refiriéndose a la figura 1-8, para el caucho típico se monta con factor de amortiguación de 0.2; Esto indica que una relación de frecuencia de 2 alcanza este nivel de transmisibilidad. La forma de los cambios de la curva de transmisibilidad ligeramente con factor de amortiguamiento. Por ejemplo, un motor de seis cilindros que idles a 600 rpm, tiene una frecuencia de disparo,  $W$  de 30 Hz, si el sistema de montaje tiene una frecuencia natural,  $W_n$  de 15Hz da una relación de frecuencia de 2. Si la velocidad de ralentí del motor es inferior a 600 rpm, correspondientemente menor frecuencia natural rollo se necesitarán para mantener el aislamiento de vibración adecuada del motor al ralentí. Asimismo mayor velocidad de ralentí resultaría en baja transmisibilidad calculada para el sistema.

Los cálculos de prestaciones del sistema de montaje anterior asumen que el sistema está unido a una base de estructura rígida y de masa elevada. Esto significa que el movimiento de la estructura de soporte de la base debido a la carga vibratoria es despreciable. Es una consideración necesaria para evaluar la selección del aislamiento para una geometría de montaje dada. Esta presunción será bastante precisa para algunos equipos industriales y aplicaciones de potencia estacionaria. La mayoría de estructuras móviles se mueven o flectan en respuesta a las fuerzas vibratorias debido a que tiene una masa y una rigidez finitas. Una estructura de

vehículo de uso por autopista tendrá relativamente poca masa y rigidez en la zona de los soportes. Todos los métodos de cálculo previos hablan de transmisibilidad de fuerzas. Una transmisibilidad baja es deseada pero no garantiza que la estructura de soporte no se vaya a mover de forma significativa en respuesta a entradas reducidas. Esto es confuso ya que el ratio de movimiento por vibración entre distintas partes de la estructura también es denominado transmisibilidad cuando se prueban las estructuras.

Por regla general, los niveles de aislamiento serán mejores (transmisibilidad baja) con mayores rigideces y masas en la estructura de soporte y rigidez baja en los elementos de aislamiento.

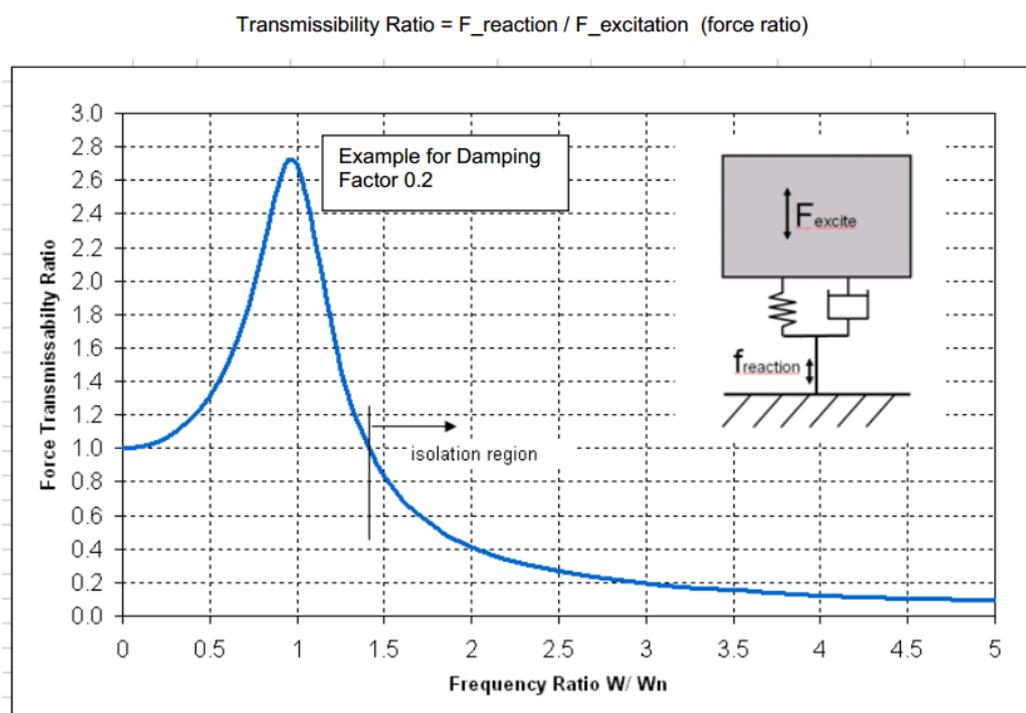


Figura 1-8. Transmisibilidad de un soporte con un sólo grado de libertad

La frecuencia natural de giro calculada del sistema de montaje debe ser inferior al 50% de la frecuencia de disparo ociosa. La transmisibilidad de la vibración calculada desde el motor a la estructura de soporte debe ser inferior al 50% en todas las velocidades de ralenti bajas. Para aplicaciones de automoción, debe proporcionar evidencia de un sistema de simulación de montaje del motor. El análisis de sistemas de montaje debe realizarse tan pronto como sea posible durante la fase de dinares iraquíes para permitir un tiempo adecuado para el diseño del sistema de montaje & selección. Si no puede proporcionar evidencia de un sistema de simulación de montaje o la simulación no cumple con el requisito, entonces debe proporcionarse evidencia de una prueba de validación de vibración.

➤ Vibraciones de motores de seis cilindros en línea

Motores de seis cilindros en línea se consideran equilibrados internamente por diseño. Esto significa que las fuerzas de agitación debido a las masas recíprocas no necesitan ser consideradas para fines de diseño de montaje. El movimiento dominante de un motor de seis cilindros es la vibración del balanceo como resultado de la reacción de par motor causada por los impulsos de disparo del motor. Estos pulsos de disparo se producen en el motor tres veces la velocidad (tercera orden) y hacen que el motor a ruede sobre el eje del giro (Figura 1). Esto es principalmente una preocupación a bajas revoluciones. Por ejemplo, el aislamiento de vibraciones de giro ociosa a 700 rpm (35 Hz frecuencia de disparo) requeriría un sistema con frecuencia natural del modo de giro de 17,5 Hz o menos. El aislamiento a este nivel no es siempre posible debido a las consideraciones de la vida del montaje. El aumento de la velocidad de ralentí es a veces necesario para mitigar problemas de vibración.

Para una velocidad de funcionamiento fijo, en aplicaciones industriales puede ser aceptable para permitir que conduzca a través de una resonancia de montaje a una velocidad entre el motor de ralentí y la velocidad de funcionamiento, si esto ocurre sólo ocasionalmente y el evento de vibración resultante es breve y no es destructivo.

Puesto que la vibración en un motor de seis cilindros es predominantemente la vibración de giro, el uso de un sistema de montaje centrado puede ser particularmente ventajoso para desvincular el modo de balanceo de otros modos de vibración y permitir altos grados de aislamiento y la comodidad en la cabina.

➤ Interacción entre los soportes del motor y los soportes de la cabina.

Algunos diseños utilizan aislamiento entre la cabina y el chasis mediante sistemas de montaje para reducir aún más los niveles de vibración en el operador / área del conductor. La interacción entre diversas estructuras y sistemas de aislamiento debe ser controlada para conseguir un mejor aislamiento total.

En niveles muy altos de aislamiento mucha atención al detalle es necesaria para la transmisión de vibraciones a través de caminos secundarios. Posibles caminos secundarios para la transmisión de vibraciones incluyen mangueras, cables, escape, tuberías de admisión y los ejes de dirección. Los caminos más probables son los que ocurren a lo largo de conexiones directas desde la cabina del motor ya que estos pueden eludir los sistemas de aislamiento de vibración deseada.

➤ Evaluación de vibraciones cabina/conductor

Algunos clientes pueden tener criterios particulares de evaluación de vibración para la cabina y el área del operador. Los niveles de vibración baja en la cabina son deseables para muchos fabricantes de equipos originales para proyectar una imagen de calidad y obtener ventaja en el mercado. Vibraciones en la cabina pueden llevar a las quejas del cliente y aumento de los costos de cobertura incluso cuando el motor no tiene la culpa.

| Surface Velocity [mm/s] (zero-to-peak) | Vibration Description   |
|--|---|
| < 0.5                                  | "Smooth" ... vibration almost imperceptible                           |
| 0.5 to 2.5                             | "OK" ... vibration perceptible, but not considered objectionable      |
| 2.5 to 4.0                             | "Borderline" ... vibration perceptible, and potentially objectionable |
| > 4.0                                  | "Rough" ... objectionably high vibration                              |

Tabla 3. Guía de vibraciones superficiales en la localización del operario

Para aplicaciones de automoción, el diagrama de flujo en la figura 1-9 se describe cuando cada elemento del proceso de evaluación de vibración es realizado (simulación de sistemas de montaje de motor, evaluación subjetiva y prueba de validación de vibración), y la prueba de validación de vibración es necesaria.

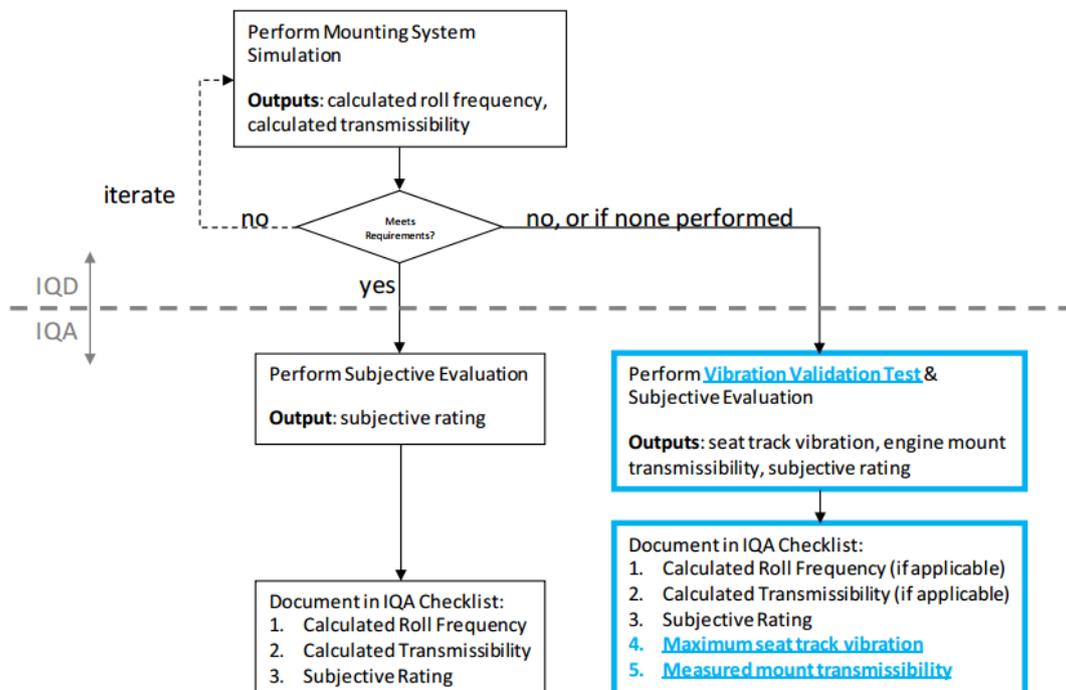


Figura 1-9. Diagrama de flujo del proceso de control de vibraciones

- Reacciones en los soportes y momento de flexión en la cara posterior del bloque

Todas las instalaciones del motor deben estar diseñadas para limitar el momento flector vertical en la cara posterior del bloque (RFOB) por debajo del valor que aparece en la hoja de datos del motor. Este es un cálculo estático basado en el método de diagrama de cuerpo simple, libre.

La figura 1-10 ilustra el método para calcular el momento flector en la cara posterior del bloque una cadena cinemática típica con transmisión y soporte trasero (R3). El método de cálculo puede aplicarse para la parte posterior donde se monta en la cubierta del volante o en la carcasa de transmisión o un bastidor. La distancia L4 es la distancia a los centros del aislador del soporte posterior de la cara posterior del bloque.

Para aplicaciones que no utilizan el arreglo típico montaje cubierto por el cálculo de la hoja de cálculo un análisis más elaborado mediante el método de matriz DOF seis permiten el análisis de las fuerzas con algún arreglo de soportes de resorte. Algunos proveedores de aislador pueden realizar esa estimación. La herramienta de hoja de cálculo tiene una hoja titulada 'Redundante' para la más típica de sistemas de carretera con un conjunto de soportes traseros redundantes.

Para vehículos con una variación significativa en la transmisión deben ser evaluados para peores casos. Variantes importantes en el peso de la transmisión, cola de transmisión apoyada, opción REPTO, etc. afectarán a las fuerzas en el aislador y el rendimiento del aislamiento.

Los sistemas de montaje deben mantenerse razonablemente simétricos sobre el plano vertical de la línea central del motor. Los sistemas que son altamente asimétricos avanzados pueden requerir seis grados de libertad o análisis de FE para evaluarlos adecuadamente.

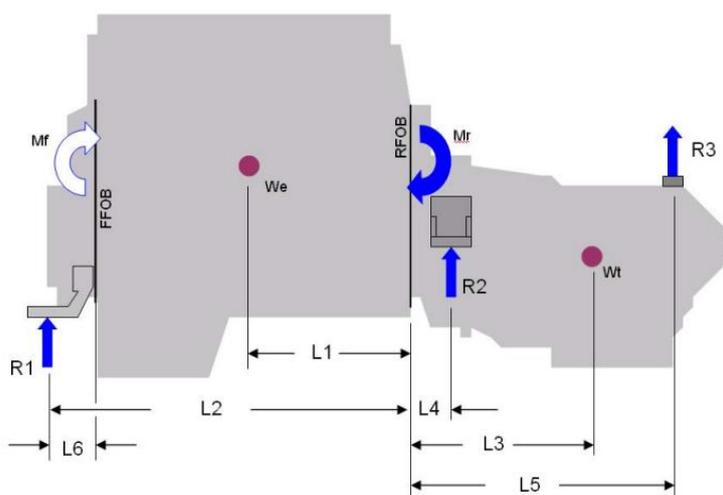


Figura 1-10. Cálculos del momento flector

➤ Consideraciones sobre los soportes frontales

El cálculo del momento flector asume un soporte unido en una cara ubicada como se muestra en el diagrama.

Cummins suministra soportes delanteros (opciones de EM) que están diseñados para que pudiera aplicarse a través de un aislador directamente por debajo de los puntos de fijación del soporte. No se recomiendan los diseños del OEM que modifican el punto de aplicación de carga por soportes de extensión rígidamente unido al frente o a los lados, como se muestra en la figura 5. Los límites de momento especificado en el bloque motor montaje caras no pueden ser excedidos. Simetría razonable sobre el centro del motor debe mantenerse.

Los soportes delanteros del motor suministrados por el cliente (es decir, soportes que atornillar en el bloque del motor en lugar del motor opción EM) deben ser revisados para asegurarse de que no se sobrepasen los momentos de flexión en los rostros de accesorio de bloque. El OEM debe tener cuidado para que coincida con el compromiso de hilo de tornillo de cabeza plana al bloque utilizados ubicaciones de montaje.

En camiones el soporte delantero del motor puede mantenerse relativamente rígido en la dirección vertical para reducir movimientos marco debido a entradas de camino vertical y mejorar el paseo.

Nota: algunas familias del motor están diseñados para soportes de motor en el lado del bloque. Cuando soportes laterales de bloque se utilizan en aplicaciones de automoción con un marco flexible, un montaje trasero único punto debe utilizarse para crear un sistema de montaje tres puntos. Esto es típico en aplicaciones de vehículos ligeros.

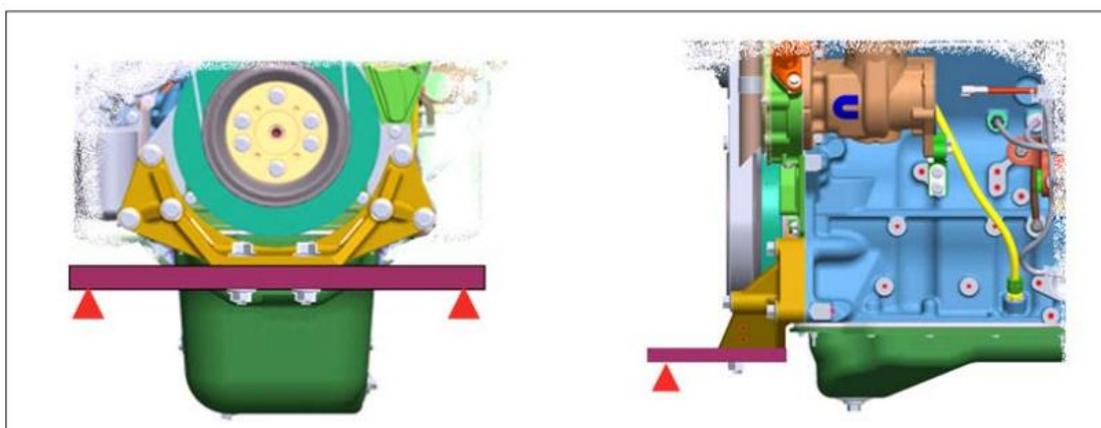


Figura 1-11. Ejemplos de extensiones añadidas a los soportes delanteros de Cummins

➤ Aplicaciones de montaje posterior auxiliar

En mercados urbanos e industriales los diseños a veces son muy rígidos para que los desvíos debidos a cargas operacionales sean pequeños en comparación con el montaje rígido del sistema; Esto permite el uso de múltiples ubicaciones de montaje como sea necesario sin preocupación por la carga debido a la torsión del chasis. Grandes transmisiones en estos mercados suelen tener disposiciones para el montaje en la carcasa de transmisión que pueden utilizarse para apoyo de adición, como se muestra en la figura 1-12.

La herramienta de cálculo con 6 grados de libertad puede utilizarse para analizar el efecto de ubicaciones de montaje adicionales en las frecuencias naturales del sistema de montaje y establecer los momentos de flexión en la cara posterior del bloque. La tarifa del resorte de los aisladores y desviación inicial en cada ubicación de montaje debe ser evaluada para establecer estos momentos. Esto puede requerir un procedimiento relleno debajo de los aisladores y medición durante la instalación del sistema de transmisión.

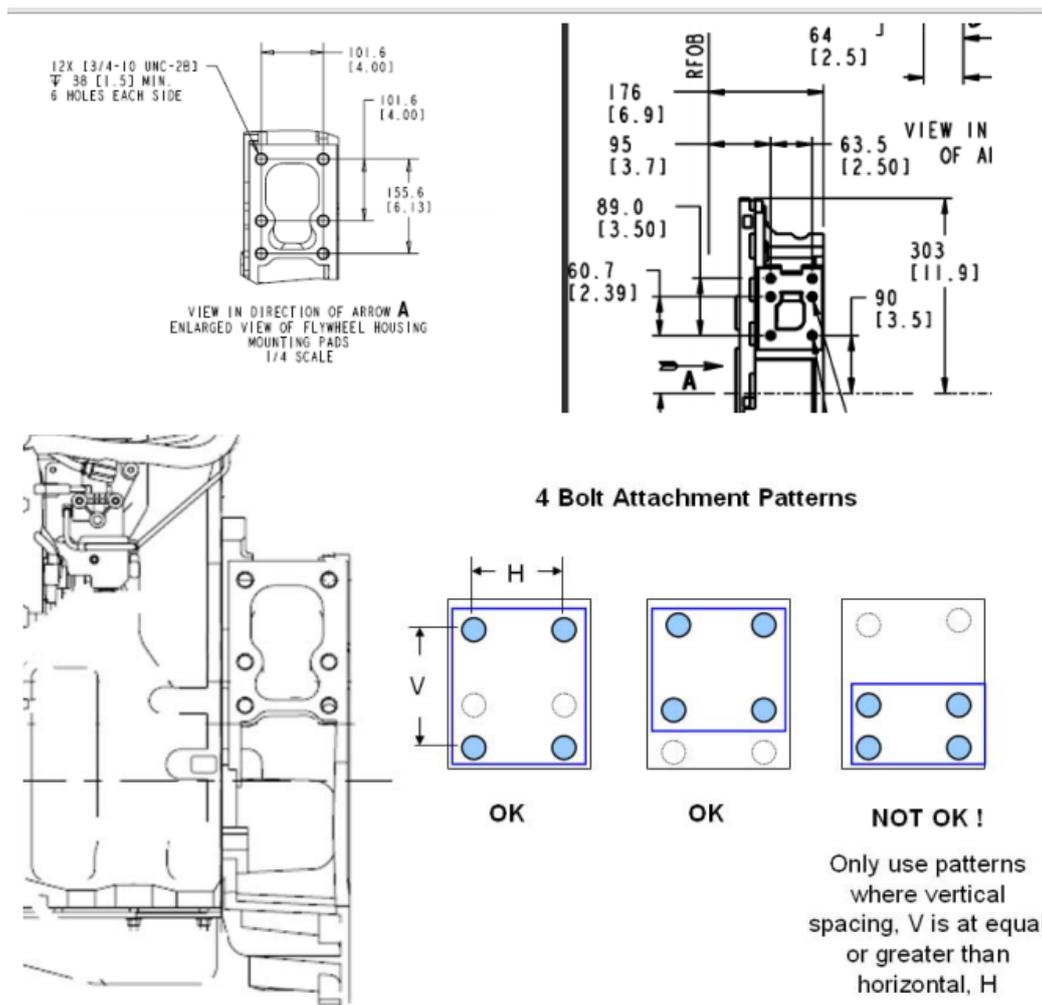


Figura 1-12. Acoplamiento con placas de seis tornillos

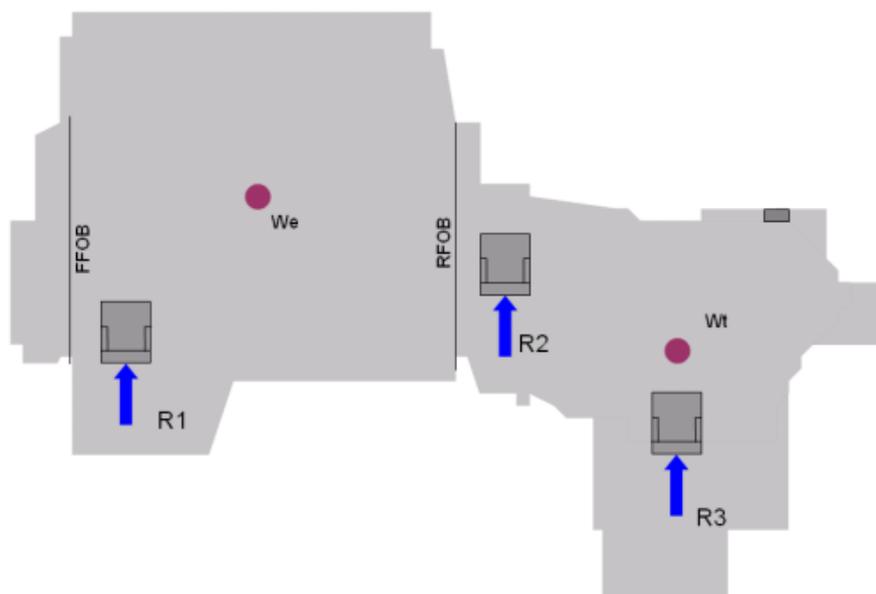


Figura 1-13. Soportes auxiliares traseros para transmisiones grandes

➤ Consideraciones sobre la elección de aislantes

El proveedor de aislantes normalmente tienen un proceso de revisión para evaluar nuevas aplicaciones. Los OEM deben revisar nuevas aplicaciones para asegurarse de que ellos han cumplido con las pautas de las aplicaciones y limitaciones para el aislador seleccionado. El proveedor puede tener límites para carga estática, carga dinámica y uso previsto. Mayoría de los proveedores también puede estimar el rendimiento de aislamiento para el sistema y proponer mejoras potenciales.

Aisladores eléctricos pueden diseñarse para tener características de rigidez muy diferentes en tres direcciones y rigidez progresiva o no lineal y características de amortiguación. Por esta razón es importante involucrar al proveedor de aislador en cualquier evaluación de sistema de montaje del motor. El proveedor podrá revisar los aisladores para la capacidad para soportar las cargas estáticas y no fallar por fatiga de bajo ciclo debido a la operación de carga.

Dependiendo de la localización de los aisladores relativa a los modos de vibración a ser aislado, los requerimientos para los aislantes en diversos lugares cambia. En un montaje típico de tres puntos para automoción pesada, los soportes delantero y trasero tienen unas sollicitaciones muy diferentes y por tanto unos requerimientos de trabajo distintos para soportar de manera efectiva el motor y proveer del mejor aislamiento posible ante las vibraciones debidas al giro.

La figura 1-14 muestra la localización típica de montajes posteriores en relación con el eje del rodillo para el caso de automotores típicos, resistente. Su ubicación en relación con el eje del rodillo provoca el movimiento de rodillo motor

a ser casi puro movimiento vertical en estos montajes. Los aisladores utilizados por estos lugares deben tener menor rigidez en la dirección vertical para proporcionar buen aislamiento del movimiento del rodillo. El diseño del aislador para montajes posteriores es sencillo ya que suele ser la principal fuerza de preocupación que todo el acto en la dirección vertical y la ubicación a los lados cerca de óptima.

En el mismo sistema de montaje, la situación en del montaje delantero es muy diferente y requiere un estilo diferente de aislador para baja transmisibilidad. La figura 1-15 muestra la ubicación de un único montaje frontal en relación con el eje del rodillo. En la parte delantera del motor del eje del rodillo será generalmente muy por encima de la línea central del cigüeñal para que cuando llega el motor de los movimientos en la ubicación de montaje frontal son de lado a lado. Esto requiere que los aisladores de montaje frontal tener baja rigidez horizontal para buen aislamiento de los movimientos del rodillo. La figura 1-16 muestra asimismo la ubicación de soportes laterales apareadas en relación con el eje del rodillo. Soportes laterales suelen incorporan un ángulo de enfoque para mejorar el balanceo de la disociación de modo.

En las máquinas móviles es más importante contar con un diseño de características en el sistema de montaje que conservan la cadena cinemática en el lugar en caso de fallas de elastómero aislador o situaciones de sobrecarga bruta. Esto podría ocurrir en un accidente de vehículo o vuelco de la máquina por ejemplo. Estas características son a menudo rebote arandelas o placas de respaldo que normalmente no hacen contacto para que no transmitan fuerzas de vibración.

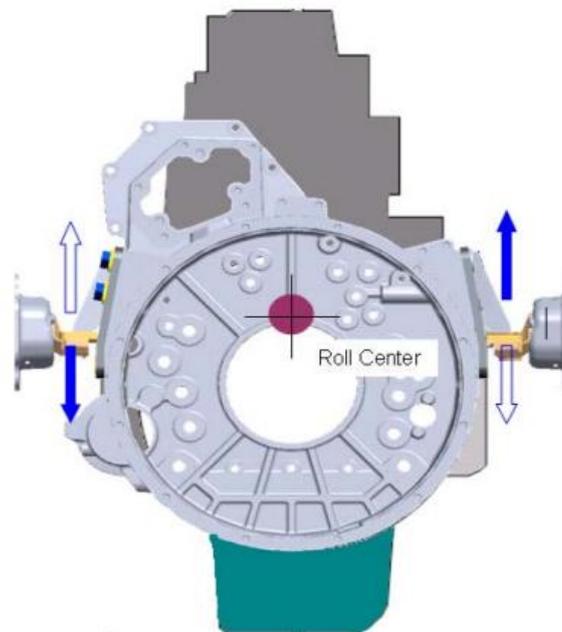


Figura 1-14. Movimientos debidos al giro del motor en los soportes traseros



Figura 1-15. Movimientos debidos al giro del motor en soporte delantero simple.

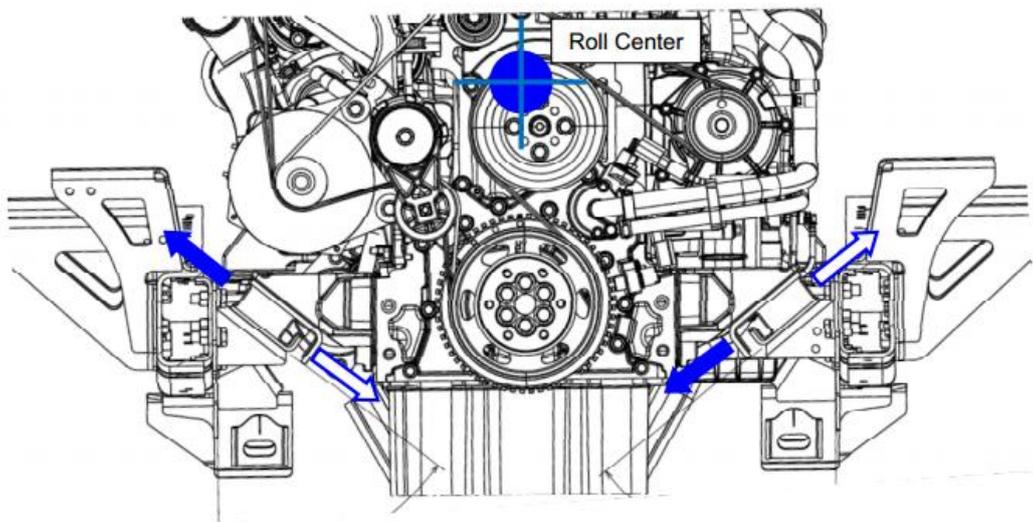


Figura 1-16. Movimientos de los soportes delanteros dobles debido al giro del motor.

➤ Soportes específicos

Cuando se separan los montajes frente a los lados del motor normalmente aumenta la rigidez del rodillo del sistema y tienen efectos perjudiciales sobre el rendimiento de aislamiento. Si los aisladores tienen baja rigidez lateral con respecto a la rigidez axial, entonces estos pueden inclinarse para reducir la rigidez del rodillo mientras que aumenta la rigidez y la estabilidad del sistema total de lado a lado. Esto se denomina un diseño centrado.

Las consideraciones son complejas y no todos los diseños de aislador pueden utilizarse eficazmente de esta manera. Proveedores de amortiguadores pueden proporcionar asistencia para estos diseños tipo. Montaje enfocado a un diseño y cálculo específico se muestra en la figura 1-17. Tenga en cuenta que aisladores con ángulo pueden tener beneficios sobre montaje plano convencional aunque no puede lograrse el ideal punto focal (Centro elástico).

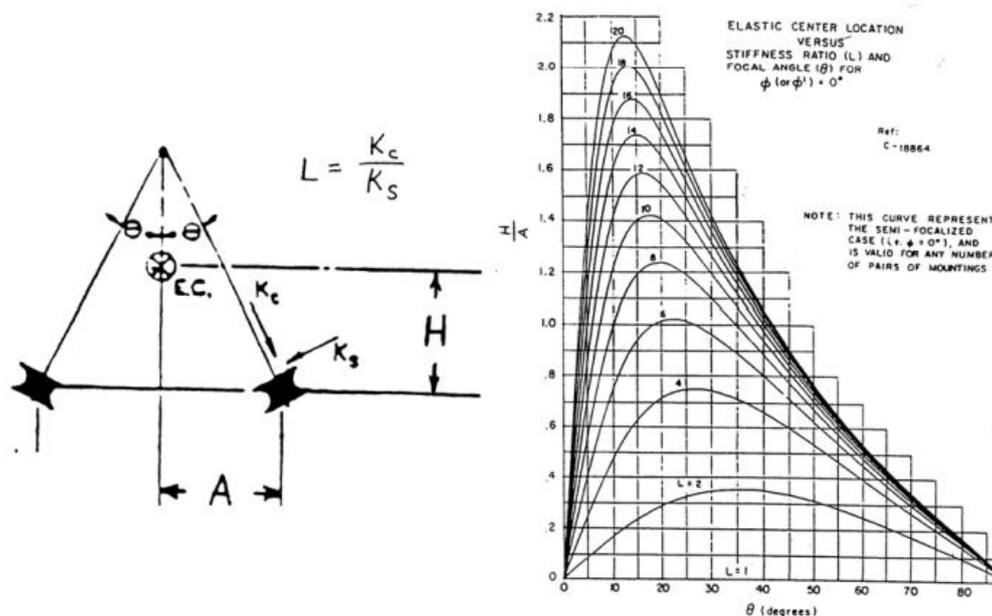


Figura 1-17. Cálculos para el diseño de amortiguadores específicos

➤ Caminos no deseados para la transmisión de vibraciones

Todas las conexiones entre la cadena cinemática y el vehículo o la máquina deben ser lo suficientemente flexibles para minimizar la transferencia por caminos para la vibración del motor que podrían comprometer el rendimiento de aislamiento del motor del sistema de montaje. En el caso extremo, la falta de flexibilidad también podría causar daños a los componentes debido a las fuerzas de flexión. Por ejemplo la conexión de escape debe permitir los movimientos del motor por el uso de secciones flexibles o el sistema de escape o la conexión bridas y agotar los componentes podrían fallar debido a la fatiga.

Ejemplos de otros componentes que pueden ser caminos no deseados son:

- Conductos y tuberías de refrigerante, sistema hidráulico, combustible, aire comprimido, etc.
- Conexiones de entrada de aire y tuberías de enfriador de aire de carga
- Tubos de escape
- Cableado de tierra y arranque
- Soportes de tubo de relleno o varilla marco montado
- La válvula reguladora, cambio y embrague vínculos de control mecánico
- Correas de transmisión para accesorios de motor

Sistemas con correas de transmisión a los componentes del motor son difíciles de aislar con eficacia. El chasis montado compresor refrigerante o la unidad de ventilador remoto en un tránsito por autobús o autocar es un ejemplo de esta situación; Este tipo de transmisión por correa requiere una tensión grande fuerza entre el motor y el chasis montadas poleas, si está actuando en el soporte frontal, esto puede desviar el Monte hasta el final de su recorrido. En última instancia, el rendimiento de aislamiento del sistema generalmente está comprometido en cierta medida por las fuerzas dinámicas de la correa.

Muchos diseños han sido utilizados en dichas unidades de control remoto cinturón, pero la práctica aceptada es utilizar correa grande tipo resorte tensado dispositivos y rodillos fijos para reducir las fuerzas de vibración correa. Las fuerzas de la parte frontal aisladores a veces están precargados o en ángulo para contrarrestar la tensión de la correa. Otra posibilidad es utilizar las impulsiones de correa lateral opuesta para compensar las fuerzas o enlaces de fuerza tensor que reaccionan contra el motor. Los proveedores de impulsión de correa son más hábiles en la consideración de diseño para estas unidades.

La mayoría de sistemas de montaje tienen un diseño características tales como lavadoras de rebote en el sistema de montaje que conservan la cadena cinemática en el lugar en caso de fallas de elastómero aislador o bruto sobrecarga eventos. Esto fue discutido en la sección anterior y ejemplo se muestra en la figura 1-16. Estas características de rebote no deben hacer contacto en operación normal para que no transmitan fuerzas de vibración. Cuando el elemento elastomérico falla o está sobrecargado en servicio las superficies duras del aislador puede hacen contacto y crear un camino para la transmisión de vibraciones. Deterioro del aislador y el contacto resultante bajo carga pueden causar problemas de vibración intermitente que son difíciles de diagnosticar.

Diseños complejos, con varias piezas de aislador a veces son ensamblados incorrectamente en la planta de montaje o después de eventos de servicio que requieren desmontaje del motor. Diseños simples con pocos componentes sueltos y tonto impermeabilización características para evitar que un montaje incorrecto son preferibles. Hay una tendencia en la industria es hacia cartuchos aislador reversible, incluido que requieren montaje mínimo. Otra ventaja de tales diseños reversible es que son menos propensos a permitir la entrada de suciedad y productos químicos contaminantes que causan desgaste y deterioro.

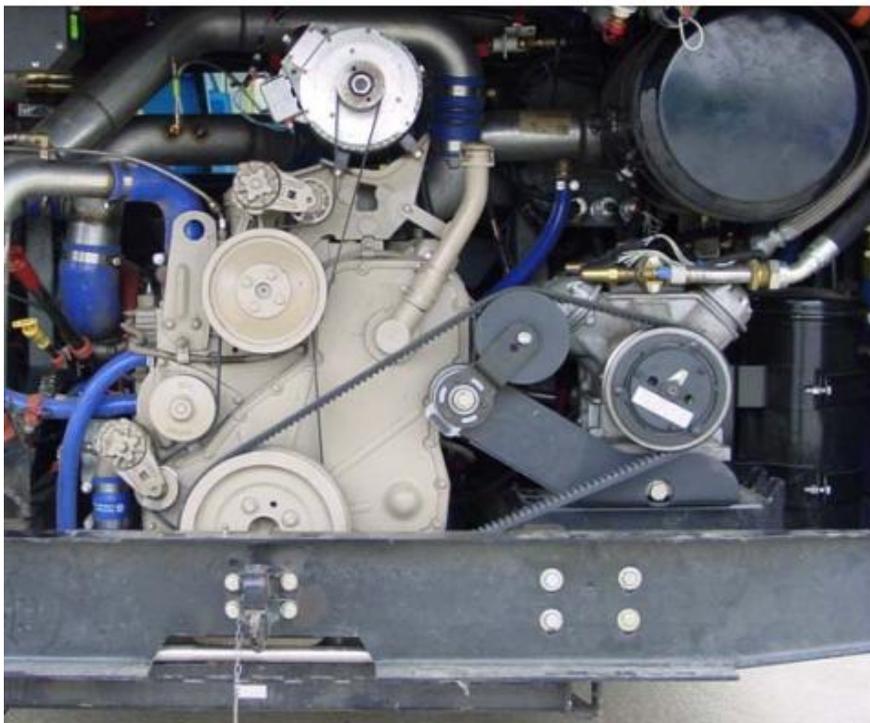


Figura 1-18. Transmisión por correa dentada a elementos externos al motor

➤ Soporte rígido e instalaciones en voladizo

En algunos casos en equipos industriales con estructuras muy masivas, se utiliza un motor rígido en la parte trasera del bloque de montaje. Más a menudo este tipo de instalación no puede utilizar las cubiertas de volante Cummins estándar y debe utilizar una placa adaptadora especialmente diseñado. Estos tipos de instalaciones requieren revisión de ingeniería de Cummins para evaluar el impacto sobre las estructuras del motor.

En la mayoría de los casos debe utilizarse un soporte flexible en la parte delantera del motor para reducir los momentos de flexión en la cara posterior del bloque. Es el deseo de reducir el momento flector pero no introducir adicional de carga debido a las desviaciones del bastidor de la máquina; puesto que no puede desviar el soporte trasero para acomodar la desviación relativa entre la parte

delantera y posterior, cualquier desviaciones del marco deben ser acomodadas por el accesorio soporte frontal.

Tractores agrícolas, carretillas elevadoras industriales y máquinas con las impulsiones de correa grande de la parte posterior son ejemplos de máquinas que pueden tener este tipo de sistema de montaje.

➤ Resumen

- La fuente primaria de perturbaciones para un motor de seis cilindros en línea es el giro de tercer orden. La transmisibilidad de esta perturbación se muestra en la gráfica de la imagen inferior. Con el uso del kit SSB33-1000-43 en los soportes frontales y el J-20120-4 con el J-19791-1 Snubber en el soporte trasero los resultados han demostrado ser un buen sistema de aislamiento desde el ralentí hasta velocidades de operación.
- La perturbación de giro es aislada a aproximadamente 625 rpm. Al ralentí es aislado en torno a un 58,8%. Conforme aumenta la velocidad el aislamiento aumenta.
- Un sistema mejorado de aislamiento se puede conseguir utilizando aislamientos más suaves en la parte trasera y delantera [3].

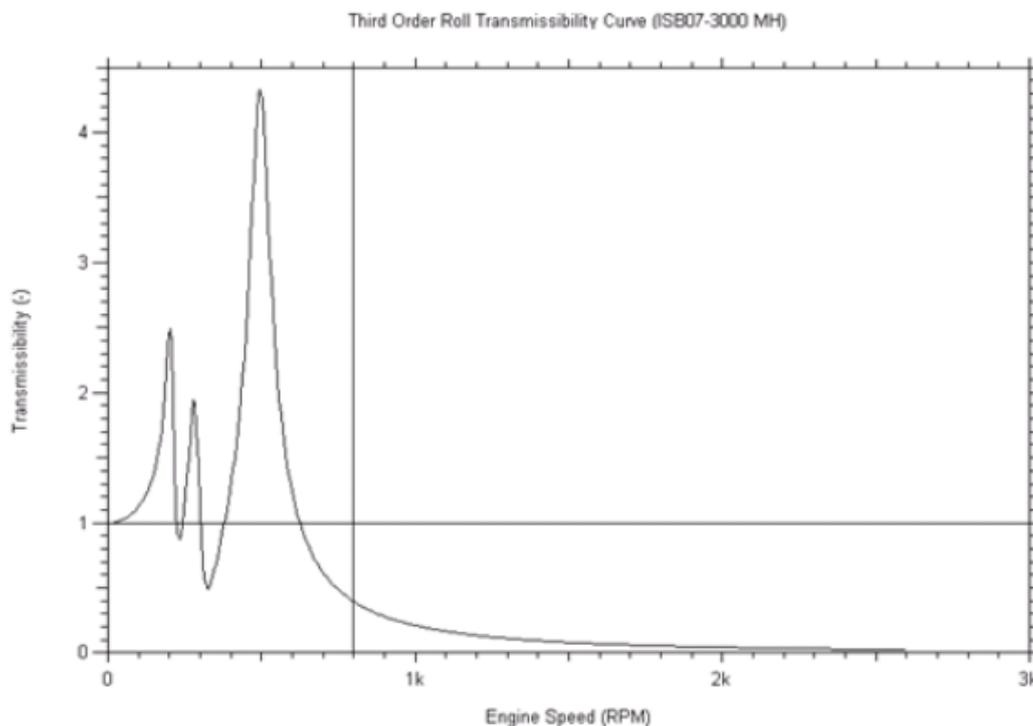


Figura 1-19. Gráfica de transmisibilidad en función de la velocidad de giro del motor

## 2. OBJETIVOS Y JUSTIFICACIÓN

El objetivo de este proyecto es determinar el correcto funcionamiento de los soportes del motor de un autobús en cuanto a su función de amortiguadores de vibraciones. El criterio que se aplicará será el cumplimiento de los requisitos que impone el fabricante del motor, Cummins, sobre su montaje.

Para poder establecer unas conclusiones con fundamento se realizará un análisis modal de la estructura de sujeción del motor de combustión del autobús. El autobús en cuestión será un modelo híbrido de la empresa Foton, afincada en Tafalla.

Para el análisis modal de la estructura se procederá a la adquisición de datos mediante un sistema portátil denominado SCADAS Mobile. Se usarán acelerómetros piezoeléctricos para medir las vibraciones generadas por el motor. Conocidos estos valores se podrá estudiar la transmisibilidad de vibraciones a través de los soportes del motor, denominados *silent blocks*, utilizando el software de LMS Test.Xpress para realizar las operaciones matemáticas pertinentes.

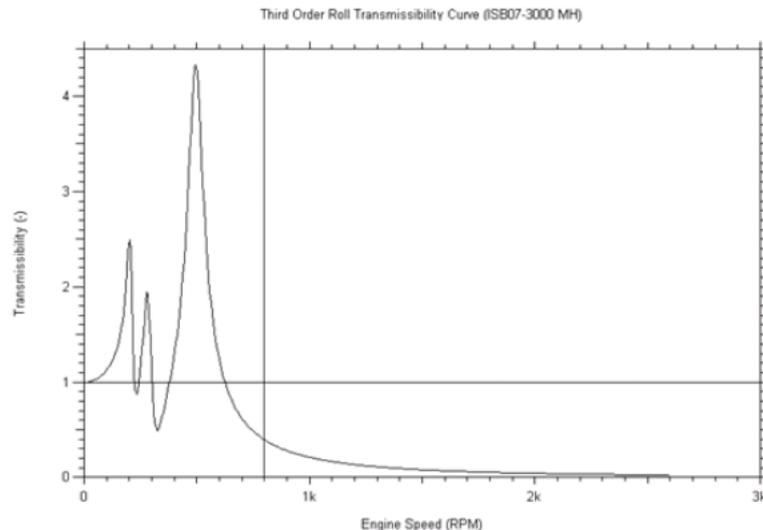


Figura 2-1. Transmisibilidad en función del régimen del en rpm

Conociendo los datos de un análisis de ruido en el autobús se ha determinado que existe un alto nivel de vibraciones al ralentí, que disminuyen con el aumento de las revoluciones a un régimen bajo y medio (Figura 2-1). El fabricante también advierte de que el punto crítico para las vibraciones es el ralentí, ya que la transmisibilidad disminuye con el régimen (Figura 2-2). Es por esto que se realizará la adquisición de datos con el motor al ralentí.

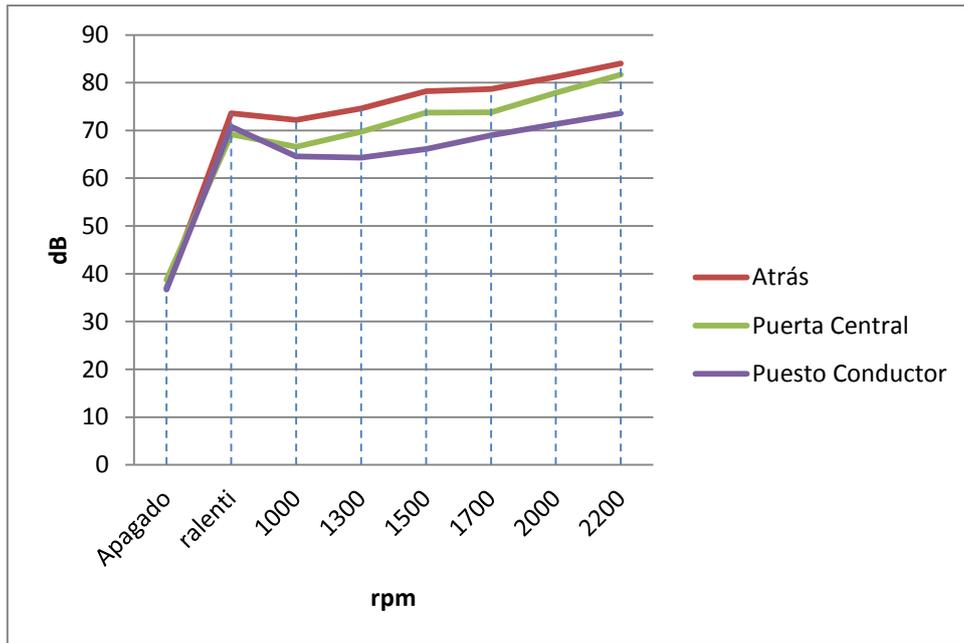


Figura 2-2. Cantidad de ruido en función del régimen del motor

### 3. *ALCANCE*

El proyecto se limita a la adquisición de datos mediante acelerómetros colocados en la estructura y motor del autobús. Con los datos recogidos se obtendrán las funciones de respuesta en frecuencia relacionando las vibraciones del motor como entrada y las vibraciones en la estructura como salida en un ensayo de impacto.

En un segundo ensayo se considerarán las mismas funciones anteriores así como la transmisibilidad a los asientos de pasajeros con el motor al ralentí, en régimen permanente y durante el arranque.

Se realizará también un modelo virtual de parte de la estructura del voladizo trasero del autobús donde se localiza el motor. Este modelo se usará para realizar un análisis modal y un análisis armónico.

Estos resultados se usarán para buscar una correlación con la realidad, teniendo en cuenta que realizar un modelo que se asemeje a la realidad será complicado.

Conociendo todos los datos, tanto teóricos como experimentales, se determinará si el sistema de amortiguación de vibraciones trabaja correctamente o si, en cambio, tiene deficiencias. Se buscará el origen de estas deficiencias así como posibles cambios o mejoras para paliar o erradicar el mal funcionamiento.

Las conclusiones serán puramente teóricas ya que no se dispone de las herramientas ni permisos necesarios para realizar cambios en el autobús.

## **4. CONCEPTOS TÉCNICOS**

### *4.1. Análisis modal*

Introducción a las vibraciones mecánicas. Medida, monitorización y procesamiento de la señal.

En este apartado se va a definir qué son las vibraciones mecánicas y sus unidades de medida. Se estudian con detalle las diferentes escalas disponibles para la visualización de las frecuencias típicas que aparecen en los análisis de vibraciones y sus componentes tales como armónicos, subarmónicos, bandas laterales, etc.

Resulta de vital importancia conocer las frecuencias propias del sistema y los fenómenos que pueden tener lugar si dichas frecuencias coinciden con las frecuencias correspondientes a algún modo de fallo. Finalmente, se estudian diferentes tipos de sensores de captación de vibraciones, así como el proceso que sigue la señal hasta aportar información útil.

#### *4.1.1. Introducción*

En su forma más sencilla, una vibración se puede considerar como la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio, causado por una fuerza de excitación. La posición de equilibrio es a la que llegará el objeto cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento. El movimiento vibratorio de un cuerpo entero se puede describir completamente como una combinación de 6 movimientos individuales diferentes: traslaciones en las tres direcciones ortogonales  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , y rotaciones alrededor de los ejes  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Cualquier movimiento complejo que el cuerpo pueda presentar se puede descomponer en una combinación de esos seis movimientos [9].

Como ya se ha mencionado, la vibración de un objeto es causada por una fuerza de excitación. Esta fuerza se puede aplicar externamente al objeto o puede tener su origen en el interior del mismo. Más adelante se verá que la frecuencia y la magnitud de la vibración de un objeto dado están completamente determinadas por la fuerza de excitación, su dirección y frecuencia. Esta es la razón por la cual un análisis de vibración puede determinar las fuerzas de excitación que están actuando en una máquina. Esas fuerzas dependen del estado de la máquina, por lo que el conocimiento de sus características e interacciones permite diagnosticar un problema en la máquina.

#### *4.1.2. Análisis de vibraciones*

En el momento de la medida de las vibraciones hay que valorar qué tipo de análisis se va a llevar a cabo y en qué unidades se va a medir la amplitud de las señales. Dependiendo del tipo de análisis realizado y de las unidades escogidas para la visualización de los resultados se pueden diagnosticar distintos tipos de fallos. Una incorrecta elección tanto del método como de las unidades dificulta el análisis de vibraciones y hace que pueda pasarse por alto algún defecto presente en la maquinaria.

Las principales técnicas de análisis de señales vibratorias son las dos que se describen brevemente a continuación.

- El análisis de la forma de onda o de la vibración en el dominio del tiempo consiste en extraer información útil para el diagnóstico del gráfico de la amplitud vibratoria frente al tiempo. Resulta de gran utilidad para el análisis de diferentes fallos cuyos espectros son similares.
- El análisis frecuencial (o espectral) es la técnica más comúnmente empleada para el diagnóstico de problemas en máquinas. Utilizando esta técnica se pueden identificar fallos típicos tales como desequilibrio de rotores, desalineación, holguras mecánicas y defectos en rodamientos. La idea fundamental del análisis de frecuencia es encontrar la relación existente entre la frecuencia de las componentes discretas presentes en el espectro y la frecuencia de las fuerzas dinámicas que generan las vibraciones.

La frecuencia representa las veces que se repite un suceso periódico por unidad de tiempo. Normalmente, en el caso de máquinas rotativas, se expresa en revoluciones por minuto (rpm) o por segundo (rps). Concretamente, 60 RPM equivalen a un hertzio (Hz). También se puede expresar como múltiplos de la frecuencia de rotación (órdenes). Los órdenes se denominan como 1x RPM para la velocidad de operación de la máquina, 2x RPM para dos veces la velocidad de operación, etc. Más adelante, cuando se estudien las diferentes escalas de los ejes, se profundizará en la importancia de las medidas expresadas en órdenes.

Para valorar si la vibración existente a una determinada frecuencia tiene importancia o es irrelevante debe conocerse su amplitud. En el análisis de la amplitud de las vibraciones mecánicas hay que tener en cuenta una serie de valores, mostrados en la figura 4-1 [44].

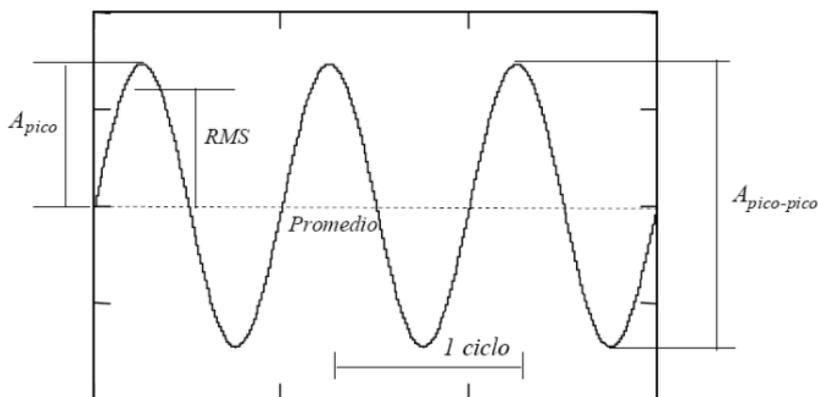


Figura 4-1. Medida de la amplitud de una onda sinusoidal

La amplitud puede medirse usando varios estándares. Los máximos positivos y negativos de una onda se conocen como valor pico ( $A_{pico}$ ), y la distancia entre el pico negativo y positivo se conoce como valor pico a pico ( $A_{pico-pico}$ ). Otro parámetro importante relacionado con la amplitud es el valor medio eficaz (Root Mean Square o RMS). El RMS es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda. En el caso de una onda sinusoidal el valor RMS es igual a  $0,707 (\sqrt{2})$  del valor pico, pero esto es solo válido en el caso de una onda sinusoidal. El valor RMS de una señal de vibración es una medida importante de su amplitud y es ampliamente utilizado para cuantificar la severidad de la vibración en máquinas. Para calcular este valor, los valores instantáneos de amplitud de la onda se deben elevar al cuadrado y esos cuadrados se deben promediar durante un cierto tiempo y realizar la raíz cuadrada del resultado obtenido. El tiempo de promediado debe ser, por lo menos, un período de la onda para llegar al valor RMS [10].

Además de la amplitud y la frecuencia se debe tener en cuenta el concepto de fase. La fase es una medida de la diferencia de tiempo entre dos señales o entre una determinada vibración y una referencia (figura 4-2).

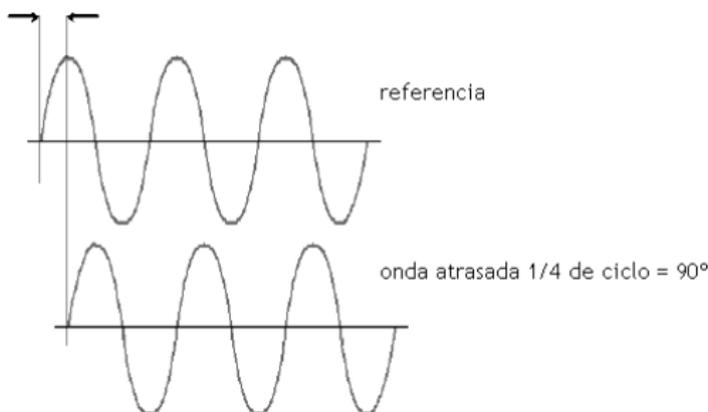


Figura 4-2. Medida de fase. Onda atrasada respecto a la referencia

El análisis de fase resulta muy útil para detectar fallos como desequilibrio, falta de alineación, excentricidades, holguras, cojinetes mal alineados, resonancia... ya que algunos de estos fallos ocurren a frecuencias 1x RPM, por lo cual es importante observar los desfases para identificar el problema. El desfase de una señal respecto a otra se mide normalmente en grados o fracciones de periodo. Sin embargo, la amplitud de la vibración, tanto en análisis de forma de onda como espectral, puede ser medida en diferentes unidades.

#### *4.1.3. Unidades de amplitud de vibración*

Hasta ahora sólo se ha hablado del desplazamiento de un objeto vibrando como una medida de la amplitud de su vibración. El desplazamiento es sencillamente la distancia desde una posición a la posición de referencia o punto de equilibrio. La unidad habitual de medida de desplazamiento es milímetros o micras en el Sistema Internacional y milésimas de pulgada en el Sistema Inglés. Los sensores de desplazamiento proporcionan una medida del movimiento relativo entre la parte rotatoria de la máquina y la parte donde se encuentra el sensor. El hecho de conocer no sólo las unidades de medida en el Sistema Internacional, sino también las unidades del Sistema Inglés facilita el manejo de aparatos de medida que entregan la información captada en diferentes unidades, dependiendo de su lugar de fabricación.

Aparte de un desplazamiento variable, un objeto vibrando tendrá una velocidad y una aceleración variables. La velocidad se define como el cambio en el desplazamiento de una superficie por unidad de tiempo mientras la máquina vibra. Las unidades de medida son milímetros/segundo en el sistema métrico y en el sistema inglés se mide por lo general en pulgadas por segundo. La unidad de medida más común es la raíz cuadrada de la media de los cuadrados de las velocidades instantáneas (RMS). También se suele medir la velocidad desde cero hasta el valor pico (velocidad pico).

La aceleración se define como la proporción de cambio en la velocidad en la máquina. Esta medida nos da una indicación de las fuerzas dinámicas que generan la vibración. La unidad de medida en el Sistema Internacional es  $\text{mm/s}^2$ , y en el Sistema Inglés se mide en unidades g, o sea, la aceleración debida a la gravedad en la superficie de la tierra ( $9,8 \text{ m/s}^2 = 32,2 \text{ ft/s}^2$ ). La tabla 1.1 resume todo lo anterior, mostrando los tres parámetros medibles que permiten cuantificar la amplitud de la vibración. También se incluyen sus respectivas unidades más empleadas.

| Parámetros medibles | Unidades típicas                         | Unidades abreviadas                      |
|---------------------|--|--|
| Desplazamiento      | Milímetros                               | mm                                       |
| Velocidad           | Milímetros/segundo                       | mm/s                                     |
| Aceleración         | X veces la aceleración de gravedad local | g<br>1 g $\approx$ 9,81 m/s <sup>2</sup> |

Tabla 4. resumen de unidades de medida de vibraciones

El procedimiento de convertir una señal de desplazamiento en velocidad o de velocidad en aceleración es equivalente a la operación matemática de diferenciación. Por el contrario, la conversión de aceleración a velocidad o de velocidad a desplazamiento se realiza mediante la integración matemática. Es posible llevar a cabo estas operaciones mediante instrumentos que miden la vibración, y de esta manera convertir los datos de una unidad a cualquier otra. Desde un punto de vista práctico la diferenciación es un procedimiento ruidoso en sí, y muy raras veces se lleva a cabo. La integración, por otra parte, se lleva a cabo con mucha precisión, con un circuito eléctrico muy barato. Esa es una de las razones por la que el acelerómetro sea el transductor estándar para medición de vibraciones, ya que su señal de salida se puede integrar fácilmente una o dos veces para mostrar velocidad o desplazamiento, respectivamente.

La integración no es adecuada para señales con una frecuencia muy baja (menor de 1Hz), ya que en esta zona el nivel de ruido se va incrementando y disminuye la precisión del procedimiento de integración. La mayoría de los integradores disponibles comercialmente funcionan correctamente por encima de 1Hz, lo que es suficiente para casi todas las aplicaciones de vibraciones.

Una señal de vibración grabada como desplazamiento frente a frecuencia se puede convertir en una gráfica de velocidad frente a frecuencia por el procedimiento de diferenciación, como se definió con anterioridad. La diferenciación supone una multiplicación por la frecuencia, y eso quiere decir que la velocidad de la vibración a cualquier frecuencia es proporcional al desplazamiento multiplicado por la frecuencia. Para obtener aceleración a partir de velocidad, se requiere otra diferenciación, y eso implica otra multiplicación por la frecuencia. Con estas consideraciones se puede entender que con los mismos datos de vibración representados, las gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración tendrán apariencias diferentes. La curva de desplazamiento se centrará en frecuencias más bajas, y la curva de aceleración pondrá el acento en las frecuencias más altas, sacrificando las más bajas [58].

La gráfica de la figura 1.3 muestra la relación entre las medidas de vibración en desplazamiento, velocidad y aceleración. En ella se ve como la velocidad es considerada un parámetro útil para la representación de las vibraciones en un amplio rango de frecuencias [36]. También se aprecia como para el análisis de frecuencias de fallo inferiores a 100 Hz conviene medir la amplitud en unidades de desplazamiento, mientras que para el estudio de defectos a frecuencias por encima de 100 Hz es preferible emplear unidades de aceleración.

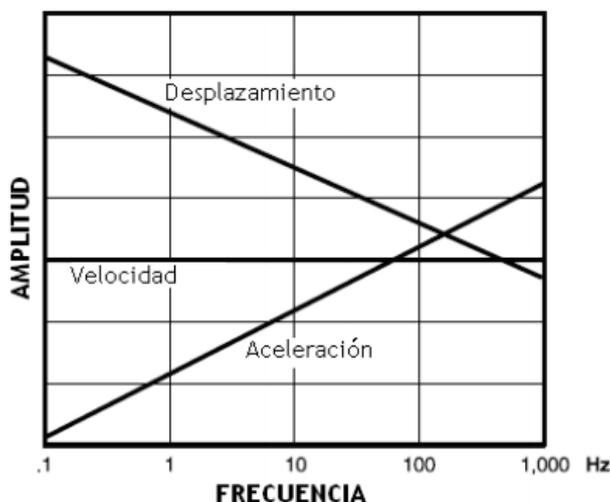


Figura 4-3. Rangos de frecuencia de aplicación de unidades

Aparte de decidir en qué unidad se van a tomar las medidas hay que escoger una escala adecuada que permita visualizar la amplitud de las vibraciones en el rango de frecuencias que interese sin perder información.

#### 4.1.3.1. Escalas lineales y logarítmicas de amplitud

La elección de la escala en que va a ser visualizada la amplitud de las vibraciones es un aspecto importante del análisis vibratorio. En función de los componentes del espectro que se quiera ver será conveniente el empleo de una escala u otra. Puede parecer mejor estudiar los espectros de vibración con una escala lineal de amplitud, ya que eso es una verdadera representación de la amplitud de vibración medida en la realidad. Una escala lineal hace que se vean y se evalúen muy fácilmente los componentes de mayor amplitud en un espectro, mientras que los componentes de poca amplitud pueden pasar desapercibidos, o en el mejor de los casos, es difícil asignarles una magnitud.

La escala lineal puede ser adecuada en casos donde los componentes tienen todos un tamaño similar, pero en el caso de vibración en maquinaria, los fallos

incipientes en partes como rodamientos producen señales con amplitudes muy pequeñas. Si se quiere hacer un buen trabajo en establecer una tendencia en los niveles de estos componentes del espectro es mejor trazar el logaritmo de la amplitud en lugar de la misma amplitud. De esta manera se puede mostrar e interpretar visualmente un rango dinámico más de 100 veces mejor que lo que permite una escala lineal.

Para ilustrar tipos diferentes de presentación de amplitud, se muestra la misma firma de vibraciones en una escala lineal y dos tipos diferentes de escala logarítmica de amplitud.

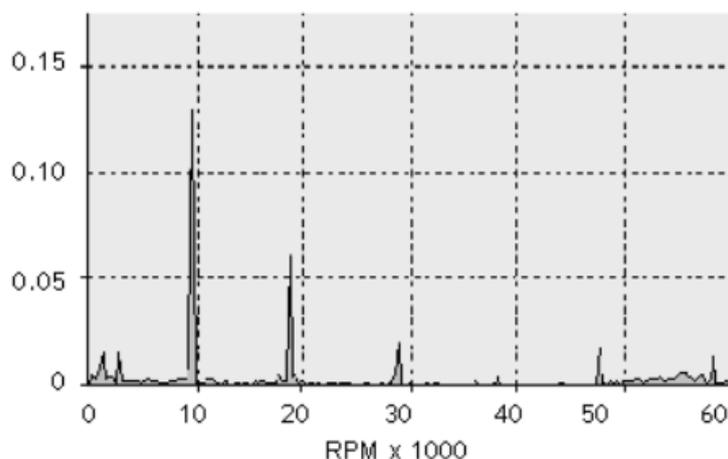


Figura 4-4. Espectro vibratorio en escala lineal de amplitud

Se observa que el espectro con escala de amplitud lineal (figura 3-4) muestra muy bien los picos largos, pero la información acerca de los niveles más bajos no está disponible. En el caso del análisis de la vibración en maquinaria, muchas veces interesa visualizar los componentes más pequeños del espectro, como es el caso del diagnóstico de rodamientos.

El espectro que aparece en la figura 4-5 corresponde a la misma vibración mostrada en la figura 4-4, pero en este caso se traza el logaritmo de la amplitud de vibración en lugar de la amplitud misma. Ya que este espectro está en una escala logarítmica de amplitud, una multiplicación con un valor constante solamente transfiere el espectro hacia arriba en la pantalla, sin cambiar su forma o la relación entre sus componentes. En una escala logarítmica la multiplicación de la amplitud de la señal se traduce en una adición. Esto quiere decir que si se cambia la cantidad de amplificación de una señal de vibración esto no afectará a la forma del espectro [9].

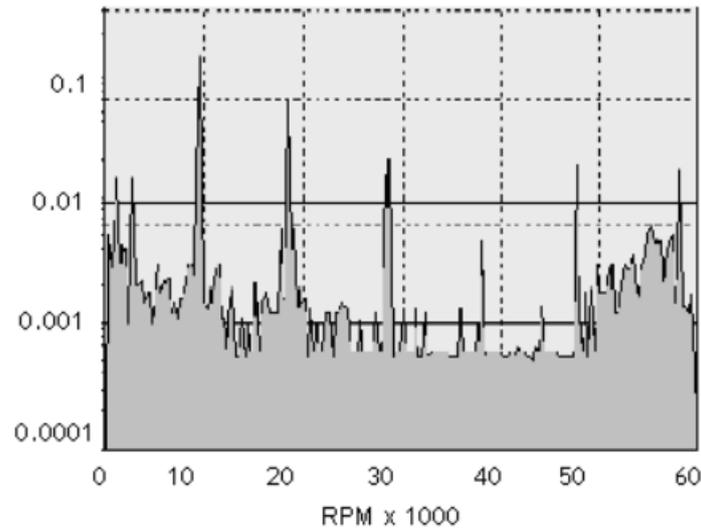


Figura 4-5. Espectro vibratorio en escala logarítmica

El espectro de la figura 4-6, correspondiente también a la misma vibración que en los casos anteriores, está en decibelios, un tipo especial de escala logarítmica, muy importante en análisis de vibraciones.

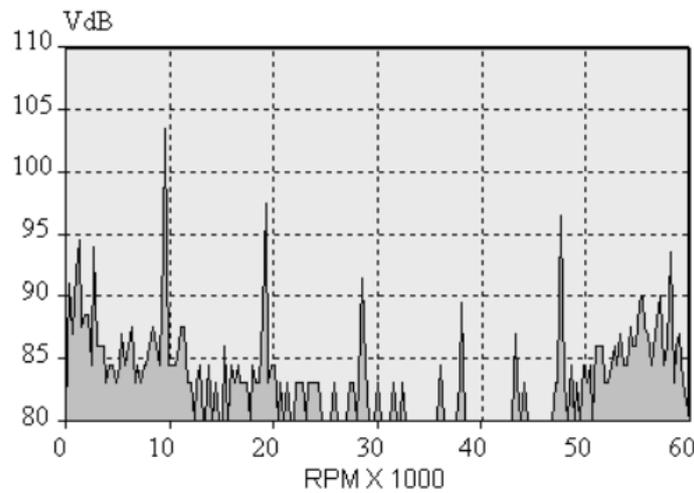


Figura 4-6. Espectro vibratorio en decibelios

Observando las dos figuras anteriores se puede ver que la escala en decibelios o escala dB es un tipo de escala logarítmica de gran utilidad. La escala dB es una escala de proporción que relaciona el nivel medido de amplitud con un nivel de referencia.

Se define el decibelio (dB) por la expresión siguiente:

$$L_{dB} = 20 \log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}}$$

donde  $L_{dB}$  es el nivel de la señal en dB,  $L_1$  es el nivel de vibración (en aceleración, velocidad o desplazamiento),  $L_{ref}$  es el nivel de referencia, equivalente a 0 dB.

La velocidad es la unidad de medida de amplitud de las vibraciones más habitual cuando se emplea escala en decibelios. El nivel de velocidad de vibración en dB (abreviadamente VdB) está definido como:

$$V_{dB} = 20 \log \frac{V}{V_{ref}} \quad V_{dB} = 20 \log \frac{V}{10^{-9} \text{ m/sec}}$$

La referencia o el nivel "0 dB" de  $10^{-9}$  m/s es lo suficientemente pequeña como para que todas las mediciones en maquinaria resulten en números positivos de dB [10].

Una vez explicados los diferentes tipos de análisis, las unidades de medida de amplitud y las diferentes escalas a emplear, se va a profundizar en el análisis de frecuencia, ya que es el más generalizado y presenta ventajas frente al resto en la mayoría de casos.

#### 4.1.4. Análisis frecuencial

El análisis del espectro consiste en transformar la información del análisis de la forma de onda (señal en el dominio del tiempo) a información en el dominio de la frecuencia. En la figura 4-7b) se ve que los diferentes componentes de la vibración están separados y presentan distintas amplitudes en el espectro frecuencial con lo que sus niveles pueden ser fácilmente identificados. Sería difícil de extraer esta información de la forma de onda en el dominio de tiempo (figura 4-7a).

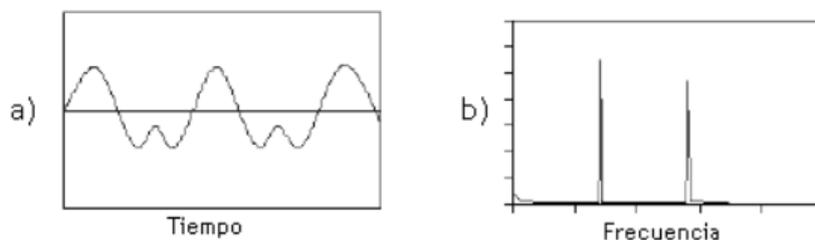


Figura 4-7. Dominio de tiempo vs dominio de frecuencia

En la figura 4-8 se observa que, en el caso de máquinas rotativas y sus elementos (motor, bomba, cojinetes, etc.) algunas señales vibratorias que se solapan y son confusas en el dominio del tiempo están separadas en sus componentes individuales en el dominio de la frecuencia. La forma de la onda de vibración

contiene una gran cantidad de información difícil de interpretar que puede ser importante si es una indicación de un problema que está creciendo, como un fallo en un rodamiento [9].

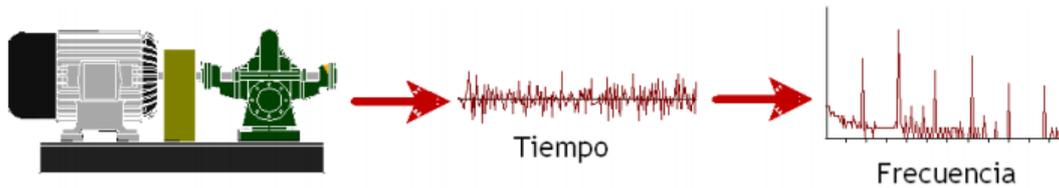


Figura 4-8. Comparación análisis dominio del tiempo y dominio de frecuencia

Los efectos individuales se identifican más fácilmente en el dominio de la frecuencia, pero no hay que olvidar que hay circunstancias donde la forma de onda proporciona más información que el espectro, como puede ser el caso de máquinas rotatorias de baja velocidad (entre 6 y 300 RPM), cuyos análisis del espectro de frecuencias son menos claros y ofrecen menos información que el análisis de forma de onda (figura 4-9) [47].

También se argumenta que la razón para el uso generalizado del análisis de frecuencia actualmente es la gran disponibilidad del analizador FFT (Transformada Rápida de Fourier) a bajo coste económico [9].

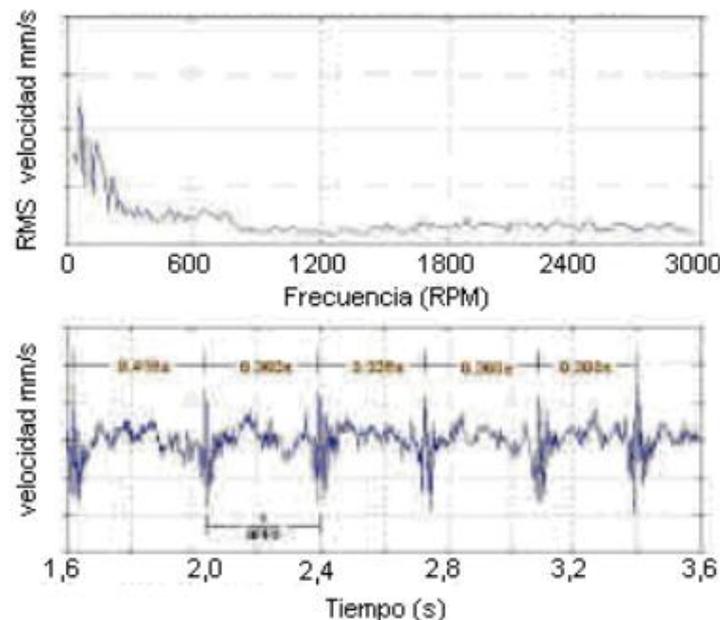


Figura 4-9

Figura 4-10. Análisis espectral de un rodamiento defectuoso

Para profundizar en el análisis espectral es conveniente conocer los distintos componentes que se pueden encontrar y el proceso a seguir hasta llegar al diagnóstico del fallo en la máquina.

#### 4.1.4.1. Componentes y proceso de análisis

En el espectro de vibración de una máquina rotativa (figura 4-11), normalmente habrá un componente a la velocidad de rotación, junto con varios armónicos de dicha velocidad. Los armónicos son señales a frecuencias que son múltiplos o submúltiplos de la frecuencia fundamental de la vibración, y constituyen un “paquete” de señales que proporcionan información sobre estado de la máquina analizada. Por ejemplo, si hay suficiente holgura en la máquina, el espectro generalmente tendrá subarmónicos, es decir, aparecerán en el análisis frecuencial señales a frecuencias submúltiplos de la frecuencia 1XRPM. Se denomina componentes síncronos a aquellos cuya frecuencia es múltiplo de la velocidad de giro del eje. Se pueden identificar muchos problemas por un pico síncrono, como desequilibrio, desalineación, holguras, flexión del eje, desgaste, etc. Los picos asíncronos son aquellos que no aparecen exactamente a una frecuencia múltiplo de máquina. Estos picos indican frecuencias de rodamientos, frecuencias de resonancia, cavitación, etc. [7].

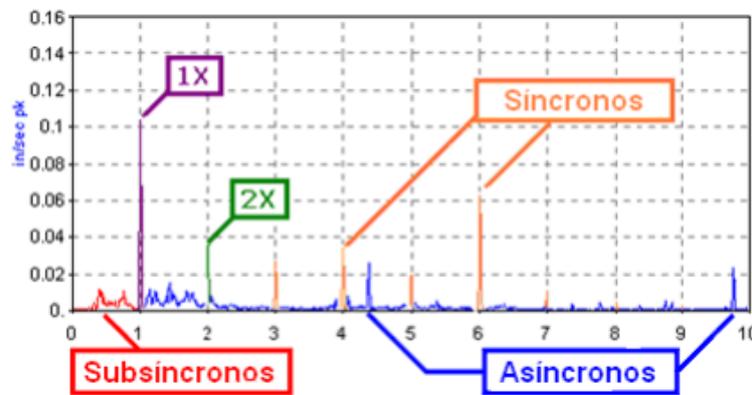


Figura 4-11. Componentes de la vibración

El análisis de espectro se basa habitualmente en las Series de Fourier y de forma más concreta en la Transformada de Fourier, que con la llegada del análisis de las señales digitales llevó a la llamada Transformada Rápida de Fourier (FFT).

La FFT es un algoritmo para calcular la Transformada de Fourier de manera rápida y eficaz. El algoritmo pone algunas limitaciones en la señal y en el espectro resultante. Por ejemplo: la señal de la que se toman muestras y que se va a transformar debe consistir en un número de muestras igual a una potencia de dos.

La mayoría de los analizadores FFT permiten la transformación de 512, 1024, 2048 o 4096 muestras. Esta limitación tiene interés ya que si se dispone de un analizador que permite la transformación de, por ejemplo, 512 muestras, es posible que no se puedan analizar vibraciones en una maquina a lo largo de un amplio rango de frecuencias, por lo que es posible que queden grupos de fallos sin analizar. El rango de frecuencias cubierto por el análisis FFT depende de la cantidad de muestras recogidas, de la proporción de muestreo y de la escala empleada, como se explica en el siguiente subapartado.

La figura 4-12 muestra el interés del análisis FFT, ya que, partiendo de una vibración compuesta proporciona información clara y fácil de interpretar (espectro de vibración).

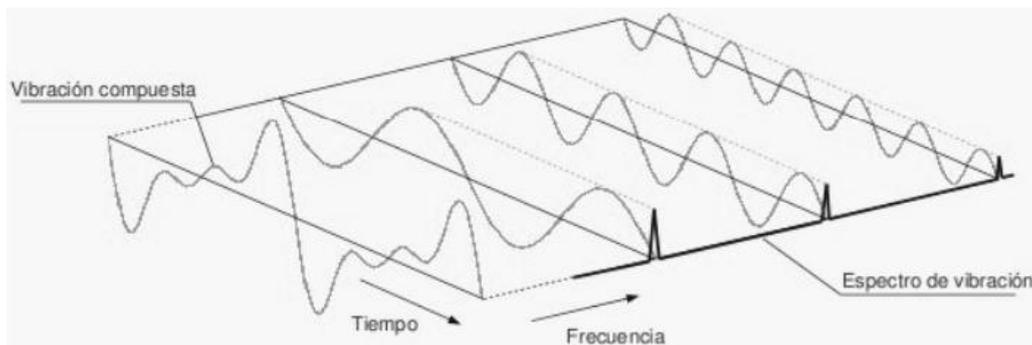


Figura 4-12. Procesado FFT de una onda vibratoria compleja

#### 4.1.4.2. Unidades del eje de frecuencias

Cuando se representan los espectros de vibración de maquinaria rotativa hay varias opciones para las unidades del eje de frecuencias. Probablemente la unidad más natural es el ciclo por segundo o hertzio (Hz). Otra unidad que se usa frecuentemente son las revoluciones por minuto (RPM). Un hertzio se convierte a RPM multiplicando por 60. Mucha gente opina que RPM es una escala conveniente ya que muchas máquinas se describen en términos de RPM. Esta práctica resulta en grandes números en el eje de frecuencias y por eso mucha gente prefiere usar Hz ya que resulta más sencillo trabajar con números más pequeños [9].

En lugar de expresar los espectros de vibración en unidades de frecuencia (Hz) muchas veces es deseable usar órdenes o múltiplos de las RPM de la máquina. Como ya se citó al comienzo del capítulo, el primer orden se denomina 1X RPM,

el segundo 2X RPM, etc. En un espectro normalizado de órdenes cada uno de los armónicos de la velocidad está en la misma ubicación en la gráfica independientemente de la velocidad. Esto es especialmente importante si se quieren comparar varias mediciones de la misma máquina, tomadas en momentos diferentes, en los que la velocidad ha variado entre las mediciones.

A continuación se muestra un espectro no normalizado por orden con una escala de cero hasta 30000 RPM (figura 4-13). Muchos picos parecen ubicados a la misma distancia, pero puede resultar difícil distinguir cual es un armónico cerca de 20000 RPM. La figura 4-14 muestra un espectro normalizado con una escala de 0 a 10 órdenes. Ahora se nota que los armónicos de velocidad de funcionamiento son enteros en la escala de frecuencias y el pico más ancho junto a 7X RPM se reconoce inmediatamente como un componente no síncrono.

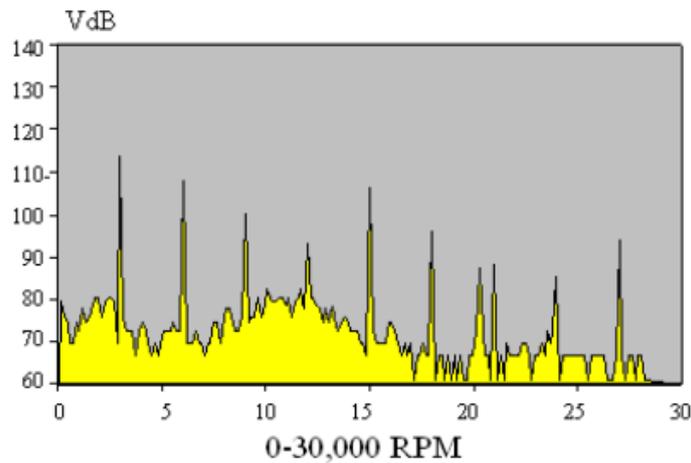


Figura 4-13. Espectro con eje de frecuencias en rpm

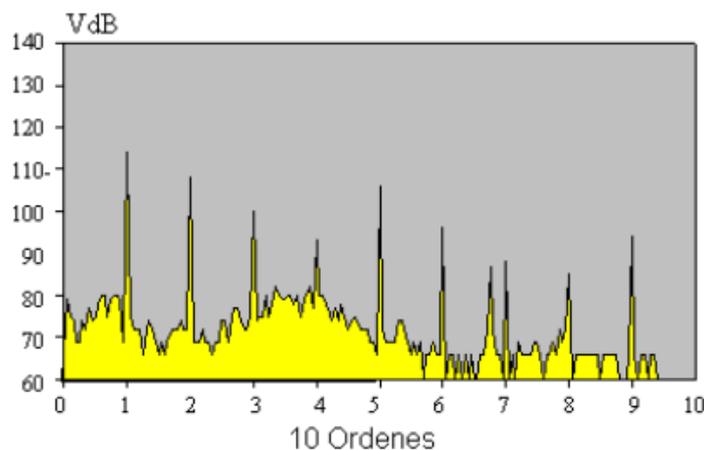


Figura 4-14. Espectro con eje de frecuencias en órdenes

La normalización de espectros por orden tiene las siguientes ventajas:

- La velocidad de rotación fundamental se puede reconocer al instante en el orden 1.
- Armónicos de la velocidad de rotación serán números (órdenes) enteros.
- Un segundo eje en una máquina, activado, por ejemplo, por engranajes tendrá un orden igual a la proporción de los engranajes.
- Frecuencias de excitación tales como engranajes y paso de álabes se pueden reconocer fácilmente porque su orden es igual al número de elementos.
- Los tonos o frecuencias de fallo de rodamientos serán números no enteros, muchas veces serán los componentes principales no enteros.
- Las bandas laterales alrededor de los tonos de rodamiento u otras frecuencias de fallo se podrán reconocer fácilmente porque estarán en el orden de tono  $\pm 1, \pm 2$  etc.
- Debido a que la velocidad de la máquina casi nunca se mantiene exactamente igual de prueba a prueba, los picos no estarán en las mismas frecuencias y no se puede hacer los promedios de los espectros. Los espectros normalizados tienen los picos en los mismos órdenes prueba tras prueba y se pueden hacer los promedios sin que haya dispersión.

Una vez que se han estudiado las diferentes unidades de medida y escalas empleadas en el análisis de vibraciones es conveniente profundizar en frecuencias y fenómenos que tienen lugar en una máquina debido a su configuración, elementos o modo de operación, independientemente de si hay algún defecto o no.

#### *4.1.5. Frecuencias del sistema en condiciones normales de operación*

Aparte de las ya citadas frecuencia de giro y frecuencias de excitación de engranajes y paso de álabes existen otras frecuencias que pueden aparecer siempre en el espectro, por estar asociadas a la construcción y funcionamiento de la máquina. Hay que prestar atención a sus amplitudes, cuyos niveles pueden indicar que existe algún problema.

##### *4.1.5.1. Frecuencias naturales*

Se puede hacer un modelo en forma de un número de resortes, masas y amortiguadores de cualquier estructura física. Los amortiguadores absorben la energía, los resortes y las masas no lo hacen. Si se le aplica energía a un sistema resorte-masa el sistema vibrará a su frecuencia natural y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. La frecuencia natural de un sistema resorte-masa no amortiguado viene dada por la siguiente ecuación:

donde  $F_n$  es la frecuencia natural,  $k$  es la constante del resorte, o rigidez, y  $m$  es la masa.

Se puede ver que si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye. La energía de vibración se traslada frecuentemente largas distancias por ejes o tuberías y puede ser destructiva cuando encuentra una estructura remota con una frecuencia natural cerca de la de su fuente [11].

#### 4.1.5.2. Frecuencias forzadas

El valor del análisis de las vibraciones de maquinaria está basado en el hecho de que elementos específicos en las partes rotativas de cualquier máquina producen fuerzas en la máquina que causan vibraciones a frecuencias específicas, denominadas frecuencias forzadas. Una de las frecuencias forzadas más importantes son las RPM del eje, y eso proviene del hecho de que cualquier rotor siempre presenta una cierta cantidad de desequilibrio residual. Esto imparte una fuerza centrífuga en los rodamientos o casquillos y causa la vibración de la estructura a la frecuencia fundamental ó 1X RPM.

Aparte de la velocidad de giro (1X RPM) existen otras frecuencias forzadas que van a aparecer en los análisis de vibraciones, dependiendo únicamente de los elementos que tenga la máquina, independientemente de si existe un defecto o no:

- Los llamados tonos o frecuencias de rodamientos, que son característicos de cada geometría de rodamiento, son fuerzas generadas por defectos en los anillos del rodamiento y en los elementos rodantes.
- La frecuencia de engranaje proviene de los impactos individuales de los dientes de un engranaje unos contra otros y es igual al número de dientes en el engranaje multiplicado por las RPM.
- Las frecuencias de paso de aspas o de álabes son similares a la de engranaje y son igual al número de álabes en el rodete o al número de aspas en un ventilador, multiplicado por las RPM.

Cada frecuencia forzada va a crear una señal en el espectro de vibración. La amplitud depende de la gravedad de la condición que lo causa. De esa manera, si en el análisis vibratorio aparece un pico de excesiva amplitud, la frecuencia de dicho pico indica el tipo de problema, y su amplitud indica la gravedad [26].

En la figura 4-15 se muestran las frecuencias forzadas de un tren de maquinaria con motor, cojinetes, engranajes y un compresor centrífugo.

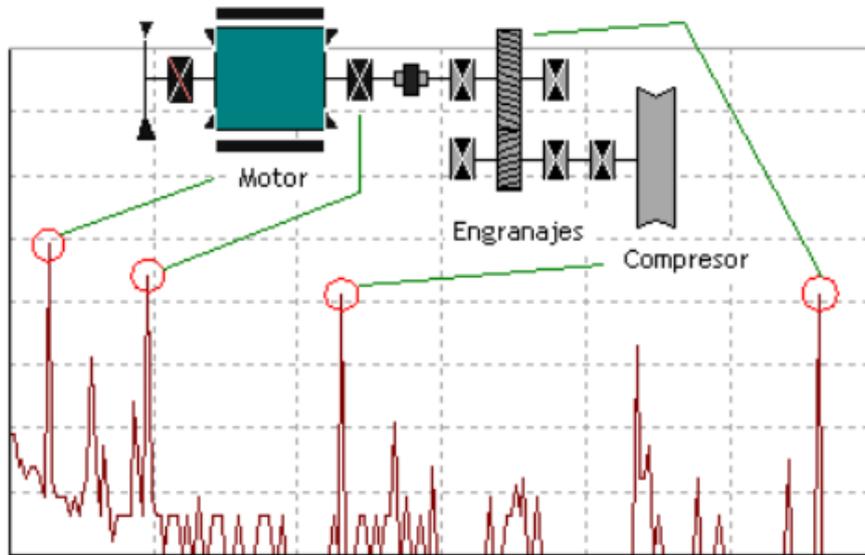


Figura 4-15. Espectro vibratorio con picos a las frecuencias forzadas del sistema

Si la máquina fuera completamente lineal en su respuesta, en condiciones normales de operación, las frecuencias forzadas existirían por sí mismas, pero a medida que la máquina va desarrollando holgura, desgastes o juego excesivo, su estructura se hace no lineal. La señal de vibración que se genera en las frecuencias forzadas, especialmente en 1X RPM, distorsiona la velocidad de funcionamiento y provoca la aparición de armónicos en el espectro. Esto causa la aparición de bandas laterales. Por esta razón, los armónicos de velocidad de funcionamiento y las bandas laterales casi siempre son una indicación de problemas en la maquinaria, y su número y nivel son una indicación de la gravedad del problema [9].

#### 4.1.5.3. Resonancia

La resonancia es un estado de operación en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Una estructura típica tendrá muchas frecuencias naturales. Cuando ocurre el fenómeno de la resonancia los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

En una máquina que produce un espectro ancho de energía de vibración, la resonancia se podrá ver en el espectro como un pico constante aunque varíe la velocidad de la máquina [9].

A la hora de realizar una clasificación de la resonancia distinguiremos dos tipos [85]:

- Resonancia estructural: Está asociada a las partes no rotativas de la máquina (bancadas, estructuras, tuberías, etc.). Esta resonancia puede ser excitada por frecuencias asociadas a elementos rotativos de la maquinaria o a elementos externos. Las frecuencias de excitación externas se pueden transmitir a través de tuberías, estructuras de construcción, cimentación, etc.
- Resonancia de equilibrio: Está asociada a la frecuencia natural de los rotores de una máquina. A estas frecuencias naturales o de resonancia de un rotor se denominan velocidades críticas. Cuando la velocidad de un elemento rotativo se aproxima a la velocidad crítica se produce un aumento importante de la amplitud de vibración, mientras que si la máquina se aleja de la velocidad crítica se produce un descenso de la amplitud de vibración. Este fenómeno es muy normal que se produzca en turbomáquinas durante arranques y paradas, ya que en su aceleración o deceleración pasan una o varias veces por frecuencias de resonancia. A veces puede ocurrir que una velocidad crítica esté muy próxima o coincida con la velocidad de operación, originando una amplificación considerable de vibración. A este fenómeno se le denomina resonancia armónica.

Para determinar si una máquina tiene resonancias prominentes se puede llevar a cabo una o varias pruebas con el fin de encontrarlas [85]:

La prueba de impacto: Para realizar un test de impacto se requiere el uso de un martillo y un analizador FFT. Con el martillo se golpea el sistema excitando las frecuencias de resonancia y simultáneamente con el analizador se toma y almacena el espectro. Los picos del espectro nos indican las posibles frecuencias de resonancia del sistema. El resultado será la obtención de un diagrama de Bode, como el de la figura 4-16, que consiste en una gráfica de amplitud frente a frecuencia y otra de fase frente a frecuencia. La existencia de alguna frecuencia de elevada amplitud donde se produzca un cambio de fase de  $180^\circ$  nos indicará la existencia de una frecuencia de resonancia.

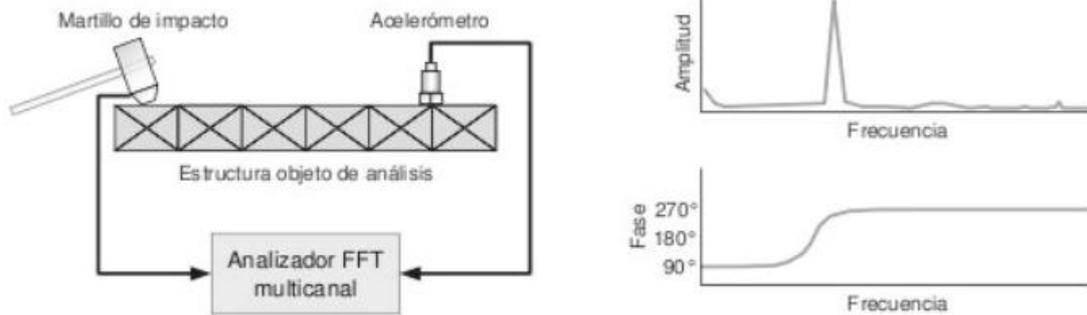


Figura 4-16. Prueba de impacto, análisis de frecuencia y de fase

El arranque y rodamiento libre: Se enciende y se apaga la máquina mientras se graban datos de vibración. La forma de onda de tiempo indicará un máximo cuando las RPM igualan las frecuencias naturales.

La prueba de la velocidad variable: En una máquina cuya velocidad se puede variar en un rango ancho, se varía la velocidad y se tendrá un pico constante independiente de la velocidad a la frecuencia natural.

Las características de la vibración debida a resonancia son:

- Se presenta a la velocidad de giro del eje.
- Es predominantemente horizontal.
- Los valores de vibración en ambos apoyos de la máquina son similares.
- La vibración en los demás componentes del equipo es muy baja.

Como se ha explicado, las velocidades críticas provocan altas amplitudes de vibración que pueden ser catastróficas, por eso, se debe evitar a toda costa trabajar a estas velocidades. El objetivo es separar la frecuencia de operación de la frecuencia natural en un  $\pm 20\%$  como mínimo. Las frecuencias naturales no pueden ser eliminadas, pero pueden minimizarse sus efectos o pueden desplazarse a otras frecuencias mediante diversos métodos:

- Reducir o eliminar la fuerza de excitación: mediante equilibrado de precisión, alineación de precisión de ejes y correas, cambio de aisladores gastados o rotos, etc..
- Modificar la masa o rigidez de la estructura.
- Cambio de régimen de giro en el equipo.
- Añadir amortiguamiento al sistema: el amortiguamiento es la capacidad interna de todo sistema para disipar la energía vibratoria. Se puede, por ejemplo, montar la máquina sobre calzos antivibratorios.

En ocasiones, es necesario aislar o amortiguar un equipo para evitar los daños que provocarían las vibraciones transmitidas a través del suelo, estructuras o tuberías a otros equipos más sensibles. Cuando varias señales tienen la misma frecuencia puede darse el fenómeno de resonancia, pero también puede aparecer una nueva señal modulada, a una frecuencia diferente de la de dichas señales por separado.

#### *4.1.6. Modulación y demodulación*

La modulación es un efecto no lineal en el cual varias señales interactúan unas con otras para producir nuevas señales con frecuencias que no estaban presentes en las señales originales. Hay muchas formas de modulación incluyendo la modulación de frecuencia y de amplitud.

La modulación de frecuencia es la variación en frecuencia de una señal debido a la influencia de otra señal, generalmente de frecuencia más baja. Muchas máquinas producen espectros de vibración que contienen modulación de amplitud y ésta causa la aparición de bandas laterales. Se puede diagnosticar varios tipos de problemas de máquinas examinando en detalle esas bandas laterales. Algunos ejemplos de máquinas que producen modulación de amplitud son las cajas de engranajes, donde la frecuencia del engranaje está modulada por la velocidad de revolución de cada engrane; y los rodamientos con elementos rodantes, donde los tonos de rodamientos se pueden modular por la velocidad de revolución.

La demodulación es el proceso de recuperación de la señal moduladora de una señal modulada. En el campo del análisis de vibración a veces ocurre que algunos componentes de la señal, como 1X RPM la velocidad de rotación, modulan otros componentes como las frecuencias de engranaje o tonos de rodamiento [45] [63].

Se puede usar un demodulador para detectar y recuperar esas señales moduladoras. A la hora de implementar la demodulación tradicionalmente se han empleado técnicas como la rectificación, la Transformada de Hilbert o el PeakVue®. Estos métodos se basan en la búsqueda de impulsos de alta frecuencia, lo cual se complica por el hecho de que dicha periodicidad puede llegar a desaparecer debido a pequeñas variaciones en la velocidad de giro del rodamiento. Además, los métodos clásicos basados en la Transformada de Fourier tienden a promediar la vibración transitoria (como la que provocan los defectos en rodamientos), lo cual los hace más propensos a enterrarla en el ruido de fondo.

La forma más natural de superar estas dificultades es el empleo de métodos que tengan en cuenta la forma en que el contenido frecuencial de la señal varía en función del tiempo, como es el caso de la Transformada de Wavelet (WT). Este

tipo de métodos se conocen como de análisis de tiempo-frecuencia. Desde su aparición a mediados de los 80 la teoría en relación a la WT se ha expandido muy rápidamente en casi todos los campos relacionados con el procesamiento de señal y en los últimos años su uso se ha extendido al terreno del análisis de vibraciones mecánicas. La WT es una técnica muy eficaz para separar los impulsos de corta duración y alta frecuencia, típicos, por ejemplo, de los defectos en rodamientos, de las componentes de larga duración y baja frecuencia que componen la vibración.

Una vez definido el fenómeno vibratorio, sus unidades y escalas es necesario conocer los instrumentos de medida que se van a emplear para captar las vibraciones y transformarlas en señales susceptibles de ser medidas. Una vez definido el fenómeno vibratorio, sus unidades y escalas es necesario conocer los instrumentos de medida que se van a emplear para captar las vibraciones y transformarlas en señales susceptibles de ser medidas.

#### *4.1.6.1. Errores en la transformada de Fourier*

Podemos calcular la transformada de Fourier de cualquier tipo de función, ya sea mediante una Transformada de Fourier Rápida o Discreta, incluso las que no están definidas analíticamente. Sin embargo, como la TDFD y la TDFR no son más que una aproximación de la TDF, al utilizarlas se cometen errores de los que es necesario conocer el alcance y significado. Además, estos errores pueden en ocasiones eliminarse o, al menos, reducir sus efectos.

En el cálculo de la TDF pueden distinguirse tres fuentes principales de error: el error propio del carácter digital de las funciones del tiempo y de la frecuencia, que recibe el nombre de aliasing; el error originado por la necesidad de conseguir intervalos finitos de la función temporal. A este error se le da el nombre de leakage. Finalmente, puede citarse también el error inherente del proceso de digitalización, pues el valor de la función debe ser redondeado o truncado para poder expresar con el número de cifras limitado si el computador considera un número de cifras adecuado, y por ello no ahondaremos más en este caso.

#### *4.1.6.2. Aliasing*

El aliasing se introduce como consecuencia de la discretización de la función temporal, y fundamentalmente consiste en dotar a la TDF de un carácter periódico que en realidad no tiene. Si  $t_0$  es el intervalo de digitalización en el tiempo,  $1/t_0$  será el periodo introducido en el dominio de la frecuencia. La TDF periódica se obtiene sumando infinitas funciones  $F(f)$  desplazadas cada una respecto a la anterior una distancia  $1/t_0$ .

Así pues, el efecto del aliasing es doble. Por una parte elimina absolutamente el sentido de las frecuencias mayores que  $1/(2 t_0)$  y menores que  $(-1)/(2 t_0)$ , ya que los valores de la TDF exteriores a dicho intervalo no son más que meras repeticiones de los valores interiores. A esta propiedad se le conoce con el nombre del Teorema de Shannon. Este teorema establece que con un intervalo de discretización de  $t_0$  no es posible obtener información acerca del contenido de la señal original a frecuencias superiores a  $1/(2 t_0)$ . A esta frecuencia se le suele llamar Frecuencia de Nyquist. Además de esta frecuencia límite, el aliasing tiene otro importante efecto que afecta negativamente a la precisión de los valores calculados. Hay valores de  $F(f)$  por encima de la frecuencia de Nyquist que, cuando  $F(f)$  se desplaza, caen en el intervalo  $[(-1)/(2 t_0), 1/(2 t_0)]$ , perturbando los valores de la TDF dentro de este intervalo.

Para corregir este error hay que tener en cuenta que si la función no tiene componentes a frecuencias superiores a la de Nyquist, este error no se produce, Lo que se debe hacer entonces es filtrar la función a analizar con un filtro que elimine todas las frecuencias altas.

#### 4.1.6.3. Leakage

La TDFR equivale a la convolución de la verdadera TDF de la función original, con la TDF de un pulso rectangular unitario de longitud  $T$ . En la figura siguiente aparece este pulso rectangular y su TDF. Esta TDF presenta la forma de la función armónica cuya amplitud tiende hiperbólicamente a cero. El semiperiodo de esta función armónica es  $1/2T$ .

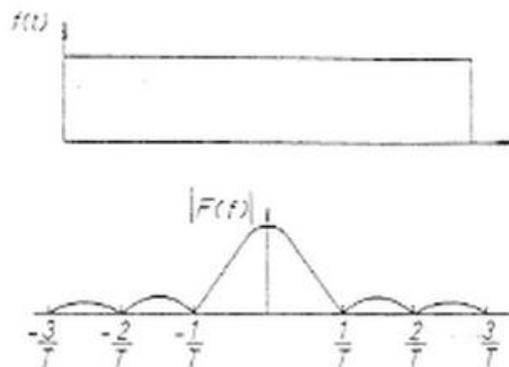


Figura 4-17. Transformada de Fourier de un pulso rectangular

Los errores producidos por el leakage se deben también a un doble mecanismo de actuación. Por una parte, la convolución con el lóbulo central de la TDF  $R(f)$  del pulso rectangular, tiende a promediar las componentes a frecuencias contiguas en la TDF  $F(f)$ . Quiere esto decir que se disminuye la resolución de la TDF, en proporción a la anchura  $1/2T$  de dicho lóbulo. Si no se desea perder

resolución, y se quiere evitar este efecto hay que aumentar el periodo  $T$  en la TDF.

El segundo tipo de error producido por el leakage se debe a los lóbulos laterales de amplitud decreciente que aparecen en la TDF  $R(f)$  del pulso rectangular  $r(f)$ . Estos lóbulos tienden a distorsionar la composición en frecuencia. Además este error no se corrige como el de la falta de resolución, aumentando simplemente el intervalo  $T$ . Para disminuir este error es necesario reducir en lo posible las oscilaciones de la TDF del pulso rectangular. Para ello lo que se suele hacer es cambiar la forma de este pulso al que se le suele denominar también ventana. Hay que buscar ventanas distintas a la rectangular, cuya TDF presente menos oscilaciones que la de ésta, como por ejemplo la ventana Hanning, exponencial u otras.

En resumen, empleamos la ventana para reducir el leakage, ya que la señal no es periódica. El efecto del leakage es subestimar la amplitud del espectro y sobreestimar el factor de amortiguamiento. La ventana fuerza artificialmente a que la señal sea nula tanto al principio como al final del tiempo de muestreo de forma que aparentemente es periódica. Las funciones de ventana no eliminan el leakage por completo y pueden distorsionar los resultados eliminando ciertos datos. El uso de la ventana exponencial no altera la posición de las frecuencias naturales ni el valor de los modos (si se aplica de la misma forma a todas las medidas), pero introduce un aumento artificial de los valores del amortiguamiento que hay que corregir una vez determinados los parámetros modales.

#### *4.1.7. Sensores de medida de vibraciones*

El transductor de vibraciones es un dispositivo que produce una señal eléctrica en función del movimiento vibratorio al cual está sujeto. Un buen transductor no debe agregar falsos componentes a la señal y debe producir señales uniformes en todo el rango de frecuencias de interés.

##### *4.1.7.1. Tipos de sensores*

Los diferentes tipos de transductores responden a diferentes parámetros de la fuente de vibración. Un sensor de proximidad es sensible a los desplazamientos un sensor de velocidad a las velocidades de oscilación y un acelerómetro a las aceleraciones.

A continuación se examinan las características de esos transductores.

#### 4.1.7.2. Sensor de proximidad

El sensor de proximidad, también llamado transductor de desplazamiento, es una unidad de montaje permanente, y necesita un amplificador que acondicione la señal para generar un voltaje de salida proporcional a la distancia entre el transductor y el extremo del eje (figura 4-18). Su operación está basada en un principio magnético y por eso es sensible a las anomalías magnéticas en la máquina.

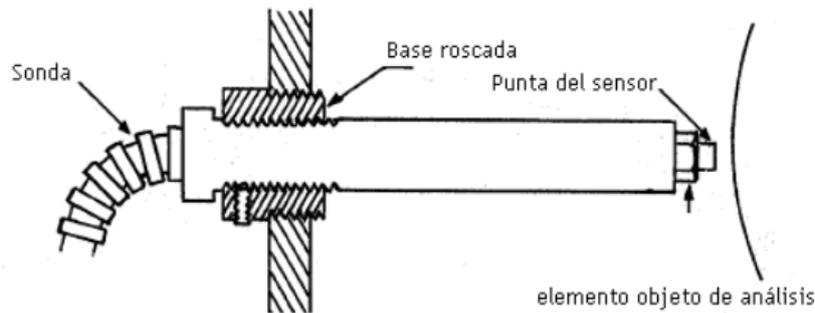


Figura 4-18. Montaje típico de un sensor de proximidad

La frecuencia de respuesta media del transductor de desplazamiento llega hasta alrededor de 1000 Hz. Algunos de los sensores de proximidad más utilizados son:

- Sensores resistivos de desplazamiento, los cuales tienen una resistencia variable que hace que la amplitud de la señal vibratoria sea función del desplazamiento del elemento sobre el que se encuentra fijado el sensor.
- LVDT (Linear Voltage Displacement Transducer), que transforma el movimiento de su núcleo en una tensión alterna. Este tipo de sensores requiere un filtro Paso Bajo (figura 4-19) que deje pasar la baja frecuencia asociada a la señal de entrada y rechace la alta frecuencia asociada a la modulación.

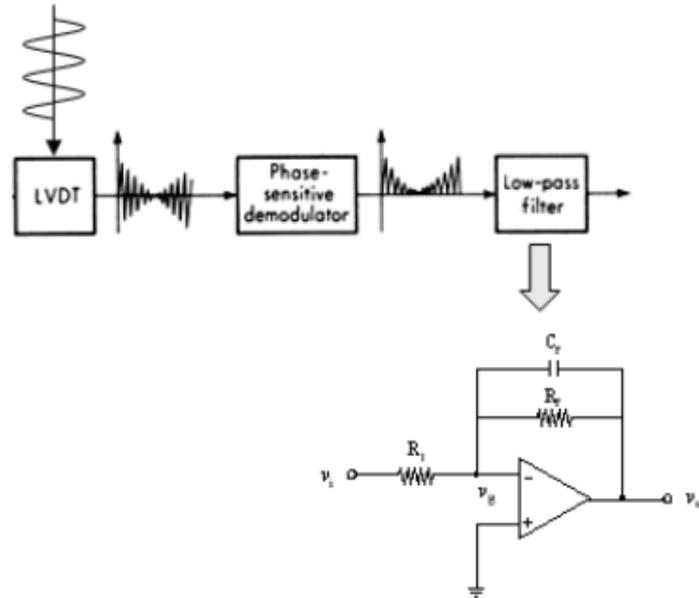


Figura 4-19. Montaje de un sensor LVDT con filtro paso bajo

- Sensores Eddy: Este tipo de sensor necesita una fuente de alimentación auxiliar. La corriente eléctrica crea un campo magnético que crea corrientes inducidas para medir distancias. Este tipo de sensores no necesita contacto físico y por ello son muy utilizados en la medición de vibraciones en ejes [44].

Su resolución es elevada y trabaja en altas frecuencias (mayor de 10 kHz). El montaje típico de este sensor (figura 4-20) necesita una fuente de excitación variable, demodulación y filtrado, por lo que su uso no está muy extendido.

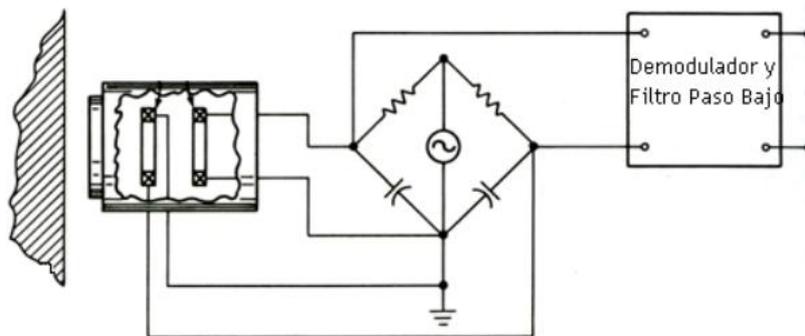


Figura 4-20. Montaje de sensor Eddy

#### 4.1.7.3. Sensor de velocidad

El principio de operación es similar al de los sensores de proximidad. El transductor de velocidad, o vibrómetro, es uno de los tipos más antiguos de transductor de vibración pero todavía se usa bastante. Es un transductor sísmico que contiene una bobina de alambre móvil, en un campo magnético, o un imán móvil dentro de una bobina de alambre (figura 4-21). El movimiento relativo entre el campo magnético y la bobina induce una corriente proporcional a la velocidad del movimiento. De esta manera, la unidad produce una señal directamente proporcional a la velocidad de la vibración. Es autogenerador y no necesita acondicionadores electrónicos para funcionar.

Tiene una impedancia de salida eléctrica relativamente baja que lo hace relativamente insensible a la presencia de ruido [66].

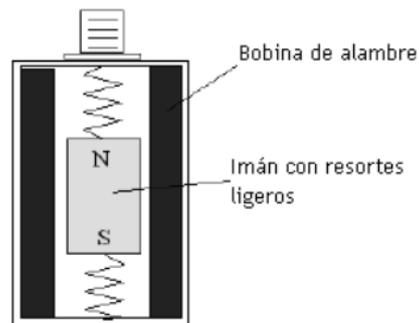


Figura 4-21. Transductor de velocidad

Aún con todas estas ventajas, el transductor de velocidad tiene muchas desventajas que hacen que haya quedado obsoleto para instalaciones nuevas. Es relativamente pesado y complejo, y por eso es caro. Además, su rango de frecuencias es reducido (de 10 Hz a 1000 Hz). El resorte y el imán forman un sistema resonante de baja frecuencia, con una frecuencia natural de 10 Hz. La resonancia tiene que ser altamente amortiguada, para evitar un pico importante en la respuesta a esta frecuencia. El problema es que la amortiguación en cualquier diseño práctico es sensible a la temperatura, y eso provoca que la respuesta de frecuencia y la respuesta de fase dependan de la temperatura. Un tipo más reciente de transductor de velocidad consiste en un acelerómetro piezoeléctrico con un integrador electrónico incluido que forma parte del sistema para convertir la señal en velocidad. Esta unidad es, en todos los aspectos, superior al sensor de velocidad sísmico clásico.

#### 4.1.7.4. Acelerómetro

Se trata de un transductor cuya salida eléctrica es directamente proporcional a la aceleración experimentada por el elemento al que se encuentra unido en un rango ancho de frecuencias. Se puede considerar al acelerómetro piezoeléctrico como el transductor estándar para medición de vibración en máquinas y su configuración y funcionamiento se estudian a continuación.

##### ➤ Acelerómetro piezoeléctrico

El acelerómetro es uno de los transductores más versátiles, siendo el más común el piezoeléctrico por compresión. Este se basa en que cuando se comprime un retículo cristalino piezoeléctrico se produce una carga eléctrica proporcional a la fuerza aplicada.

Los elementos piezoeléctricos se encuentran comprimidos por una masa, sujeta al otro lado por un muelle y todo el conjunto dentro de una caja metálica (figuras 4-22 y 4-23). Cuando el conjunto está sometido a vibración el disco piezoeléctrico se ve sometido a una fuerza variable proporcional a la aceleración de la masa. Debido al efecto piezoeléctrico se desarrolla una tensión variable proporcional a la aceleración.

Este dispositivo, junto con los circuitos eléctricos asociados, se puede usar para medir velocidad y desplazamiento además de la determinación de formas de onda y frecuencia. Una de las ventajas principales de este tipo de transductor es que puede ser tan pequeño que su influencia sea despreciable sobre el elemento que vibra. El intervalo de frecuencia típica es de 2 Hz a 10 kHz, rango que ningún otro transductor puede igualar [9].

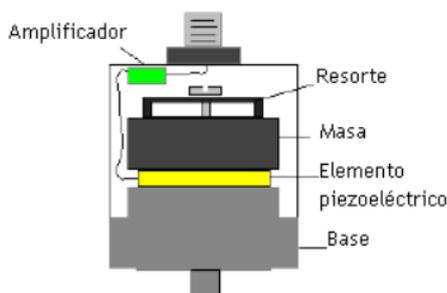


Figura 4-22. Esquema de un acelerómetro



Figura 4-23. Acelerómetro piezoeléctrico

Como ya se ha dicho, el rango de frecuencias del acelerómetro es muy amplio. La respuesta de alta frecuencia está limitada por la resonancia de la masa sísmica, junto con la elasticidad del elemento que genera el efecto piezoeléctrico. Esa resonancia produce un pico importante a la frecuencia natural del transductor,

alrededor de 30 kHz para los acelerómetros que se usan normalmente. Una regla general es que un acelerómetro se puede usar alrededor de 1/3 de su frecuencia natural (figura 4-24).

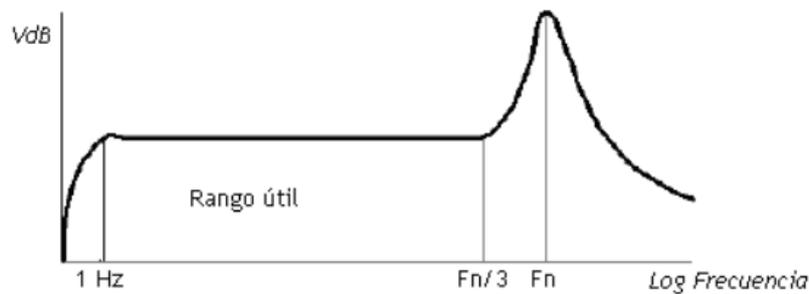


Figura 4-24. Rango de frecuencias recomendado para un acelerómetro

El uso de este tipo de transductores es común en mantenimiento predictivo, donde se emplea para detectar defectos en máquinas rotativas y alternativas, detectando por ejemplo, el mal estado de rodamientos o casquillos en una etapa temprana antes de que se produzca la avería. Otro ejemplo es la detección en bombas impulsoras de líquidos del fenómeno de cavitación debido a las frecuencias características de éstos. Este tipo de sensor es el más empleado para la adquisición de datos de vibraciones en la maquinaria objeto de este proyecto.

Partiendo del acelerómetro piezoeléctrico estudiado se han desarrollado implementaciones de éste que incluyen elementos electrónicos para mejorar la calidad de las medidas.

#### ➤ Acelerómetro piezoeléctrico CIP

CIP es la abreviatura de Circuito Integrado Piezoeléctrico. Un acelerómetro CIP contiene un pequeño circuito integrado que aísla de manera efectiva el elemento piezoeléctrico del exterior. Se necesita una fuente en el aparato acondicionador de la señal para suministrar una corriente constante de unos miliamperios al circuito integrado. Esta corriente llega a través del mismo conductor que la señal que proporciona el acelerómetro, por lo que debe haber un condensador en serie para aislar la fuente de corriente continua de la corriente de la señal. Cuando se conecta un acelerómetro CIP a la fuente de energía el amplificador necesita unos segundos para estabilizarse. Durante este tiempo cualquier dato que la unidad recoja estará contaminado por las lentas variaciones del voltaje. Por esa razón, los recopiladores de datos deben de tener un retraso integrado para asegurar que la unidad se encuentra en condición estable.

#### 4.1.7.5. Selección de sensores

Para la selección adecuada del sensor a utilizar se debe considerar la amplitud a medir, la temperatura de la superficie a medir y, fundamentalmente, el rango de frecuencias a medir.

La tabla 5 indica los rangos de frecuencias de los sensores de vibraciones típicos [30].

| Tipo de transductor             | Rango típico de frecuencia (Hz) |
|---------------------------------|---------------------------------|
| Desplazamiento sin contacto     | 0 – 10000                       |
| Desplazamiento con contacto     | 0 – 150                         |
| Velocímetro sísmico             | 10 – 1000                       |
| Acelerómetro de uso general     | 2 – 10000                       |
| Acelerómetro de baja frecuencia | 0,2 – 2000                      |

Tabla 5. Rango de frecuencia de transductores

Otro factor que debe tenerse en cuenta en la selección del sensor es el ruido eléctrico inherente a él. Por ejemplo, un acelerómetro de uso industrial tiene un ruido eléctrico típico de 500  $\mu$ g pico, mientras que un acelerómetro de baja frecuencia sólo tiene un ruido eléctrico típico de 10  $\mu$ g pico [30]

Una vez estudiados los distintos tipos de transductores es necesario conocer el proceso que sigue la señal captada hasta que es posible observarla de forma clara para poder analizarla.

#### 4.1.8. Adquisición, procesamiento y análisis de las señales

El proceso simplificado que sigue la señal es el mostrado mediante diagrama de bloques de la figura 4-25. Como se trata de medir las vibraciones que tienen lugar en las máquinas no es necesario ningún excitador que haga vibrar el equipo.

El esquema correspondiente para sistemas pasivos (aquellos que no necesitan excitador para vibrar) es el siguiente:

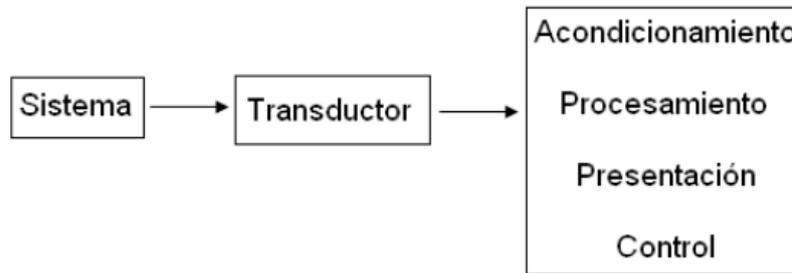


Figura 4-25. Proceso de medida y análisis de señales vibratorias

El análisis de vibraciones consta de dos etapas bien diferenciadas. La primera es la adquisición de datos y la segunda es la interpretación de los mismos para hacer el diagnóstico de fallos. El propósito de la medida puede ser o medidas de rutina, para vigilancia del estado y creación de una base de datos histórica para conocer el valor habitual en condiciones normales, o bien medidas antes y después de una reparación, para análisis y diagnóstico de problemas. Para obtener datos válidos y útiles es necesario tener en cuenta las recomendaciones en la adquisición de datos, entre las que destacan:

- Determinar las características de diseño y funcionamiento de la máquina que están directamente relacionadas con la magnitud de las vibraciones como son la velocidad de rotación, tipo de cojinetes y posición, datos de engranajes (número de dientes, velocidad), etc.
- Seleccionar los parámetros de medida (desplazamiento, velocidad o aceleración) dependiendo de la frecuencia del elemento rotativo. Ello determina el transductor que es preciso utilizar.
- Determinar la posición y dirección de las medidas. Éstas se tomarán generalmente en cojinetes o puntos donde sea más probable que se transmitan las fuerzas vibratorias. En la figura 4-26 se indican las tres direcciones en que se deben tomar medidas en un rodamiento.

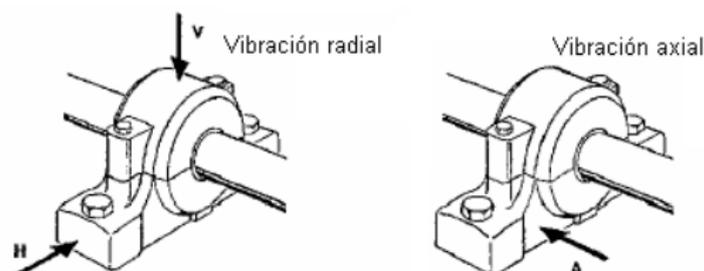


Figura 4-26. Sentidos de toma de datos en un soporte

- Seleccionar los transductores y el equipo de acondicionamiento de la señal.

- Toma de datos: Es importante asegurar la calidad en la toma de datos pues de ello van a depender, en gran medida, los resultados del análisis efectuado. Para ello deben establecerse sin ambigüedades y de forma metódica los lugares de la toma de datos, que serán siempre los mismos, y la secuencia y sentido de las medidas, para que las mismas puedan ser comparadas con medidas anteriores y máquinas similares.

#### 4.1.8.1. *Acondicionamiento y Procesamiento de la señal*

Un acondicionador de señal es todo dispositivo presente en la cadena instrumental diseñado para modificar una señal, es decir, es el elemento del sistema de medida que ofrece, a partir de la señal de salida del sensor, una señal apta para ser presentada o registrada o que simplemente permita un procesamiento posterior mediante un equipo estándar. Normalmente, son circuitos electrónicos que ofrecen, entre otras funciones de amplificación, filtrado, adaptación de impedancias, modulación y demodulación.

Actualmente, cuando se realiza un análisis de vibraciones en una máquina se emplean los denominados analizadores de espectro, que incluyen las etapas de amplificación, procesamiento digital de señal (conversión analógico-digital), filtrado y análisis frecuencial [44] [4].



Figura 4-27. Analizador de señales SACADAS Mobile de LMS

## 5. Percepción humana de las vibraciones

Hay que considerar el comportamiento mecánico del cuerpo humano. Se puede definir un nivel vibracional o confort de marcha del pasajero. Esta medida es subjetiva y no se puede aislar el fenómeno de vibraciones del de ruido. No existe un estándar absoluto de confort. La disminución del confort producido por las vibraciones se denomina Incomodidad Cinética Vibratoria (ICV).

Es muy difícil de definir en función de los parámetros de la vibración (frecuencia, amplitud, aceleración, etc.), pero existen algunas propuestas.

Criterios de Janeway para vibración vertical.

| Rango de frecuencias (Hz) | Amplitud a frecuencia constante (in)   |
|---------------------------|--|
| 1 – 6                     | $af^3 = 2$ (pico cte sobreaceleración) |
| 6 – 20                    | $af^2 = 1/3$ (pico cte aceleración)    |
| 20 -60                    | $af = 1/60$ (pico cte velocidad)       |

Tabla 6. Amplitudes de la forma de onda en función del rango de frecuencias

Todos los valores se refieren a vibraciones verticales sinusoidales con una única frecuencia. No hay bases para vibraciones multifrecuenciales. Se asume que el ruido es bajo y solo la vibración afecta al confort. Los datos se han obtenido con personas de pie o sentadas en asientos duros.

Para vibraciones transversales los ensayos en ferrocarriles muestran que los resultados tolerables son un 30% inferiores a los de las vibraciones verticales entre 1 y 2 Hz.

Existe una norma, la ISO 2631 que evalúa la pérdida de rendimiento en función de la exposición a vibraciones teniendo en cuenta: nivel de la oscilación, frecuencia, dirección de la exposición, tiempo de la exposición y postura del individuo. En ella se definen tres límites para el cuerpo humano en el intervalo de 1 a 80 Hz:

- Límite de exposición. Valores por encima de los cuales existe riesgo para la salud.
- Límite de capacidad reducida por fatiga. Frontera a partir de la que disminuyen las capacidades para la realización eficaz de un trabajo.
- Límite de confort reducido. Para vehículos de transporte se relaciona con la posibilidad de realizar actividades como leer, escribir, comer,...

A continuación se presentan los límites de capacidad reducida por fatiga. El tiempo límite de exposición se obtiene del anterior multiplicándolo por dos. El límite de confort reducido se obtiene como 1/3 del límite de capacidad reducida por fatiga.

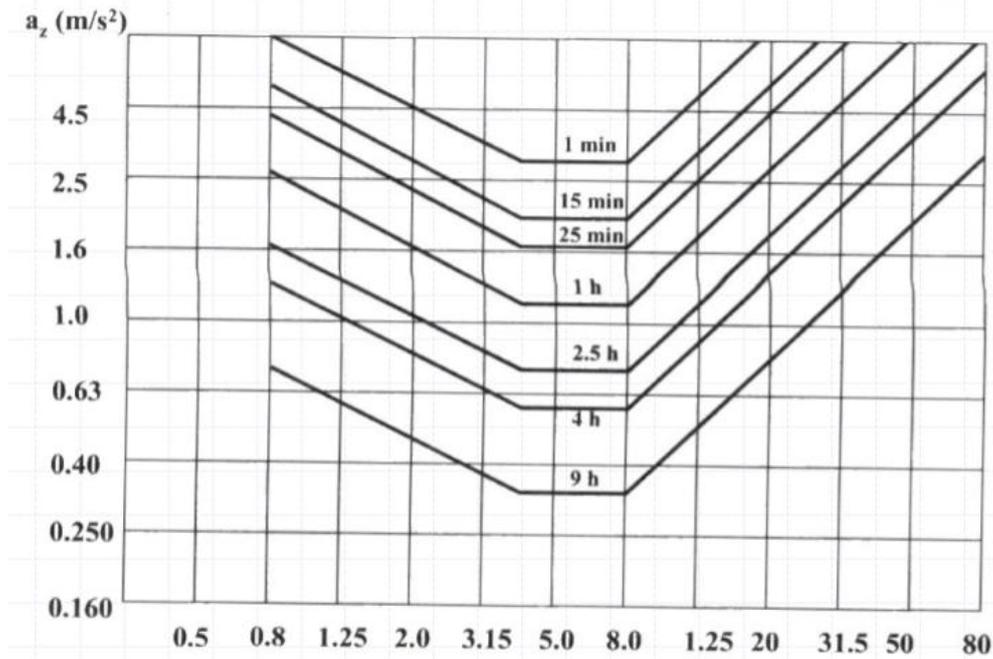


Figura 5-1. Tiempos de fatiga en función de la aceleración vertical y la frecuencia

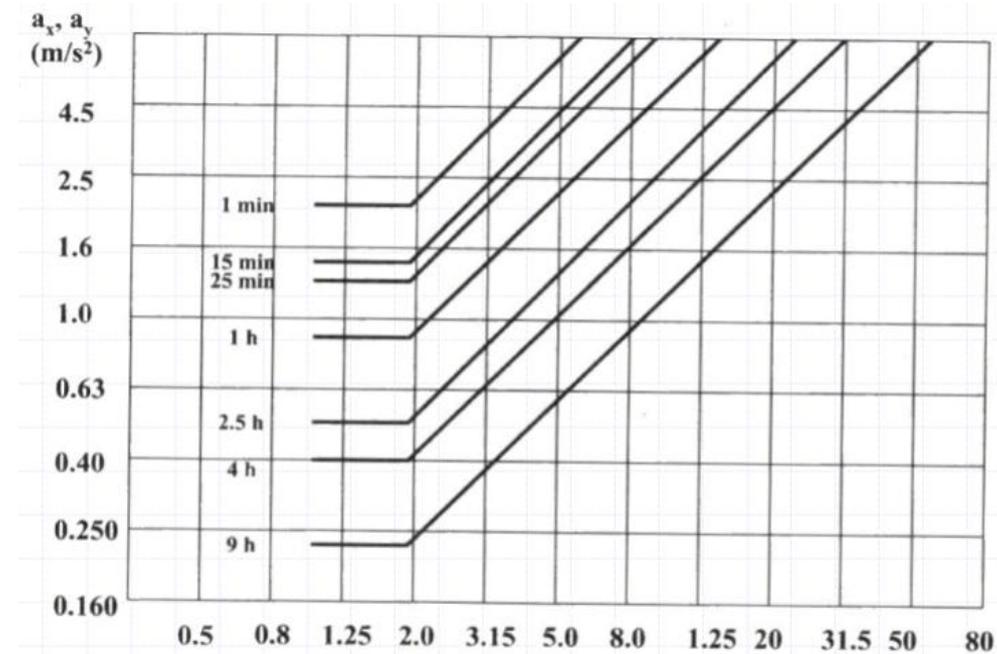


Figura 5-2. Tiempos de fatiga en función de la aceleración horizontal y la frecuencia

Las figuras anteriores se expresan en función de la amplitud de la aceleración cuadrática media

Existen sistemas más detallados (propiedad de las marcas), en las que se evalúan las vibraciones en distintas zonas del cuerpo con distintos niveles de aceptación.

El cuerpo humano tiene zonas más débiles no contempladas por la norma ISO. Por ejemplo, el cuello. Existen frecuencias que afectan de manera diferente a distintos órganos del cuerpo humano.

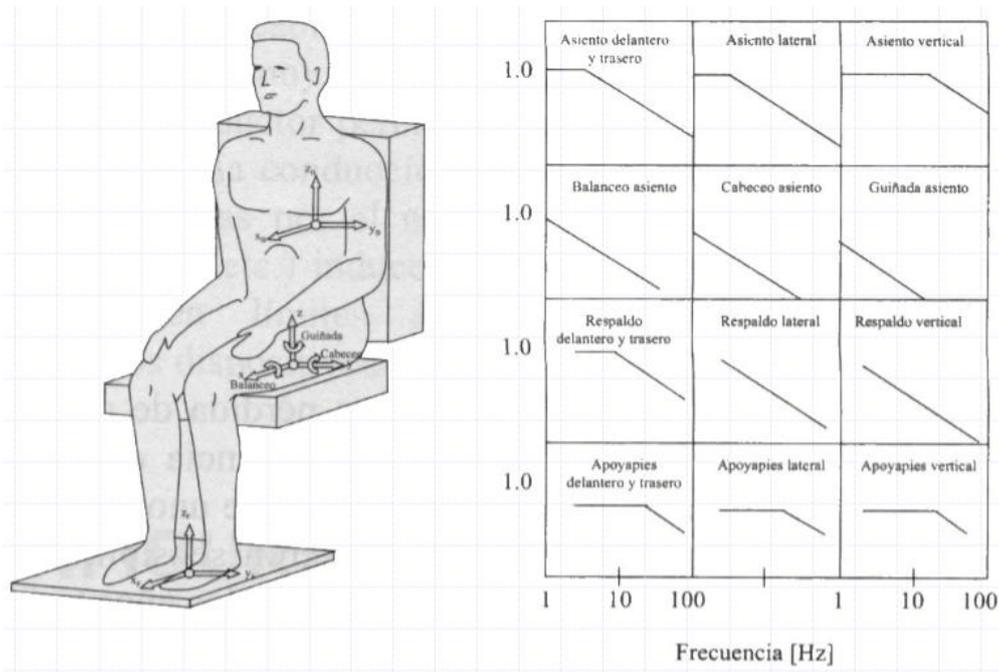


Figura 5-3. Modelo de 12 ejes desarrollado por Ford para vibraciones en el cuerpo humano

Modelo de 12 ejes desarrollado por Ford para evaluar las vibraciones en el cuerpo humano.

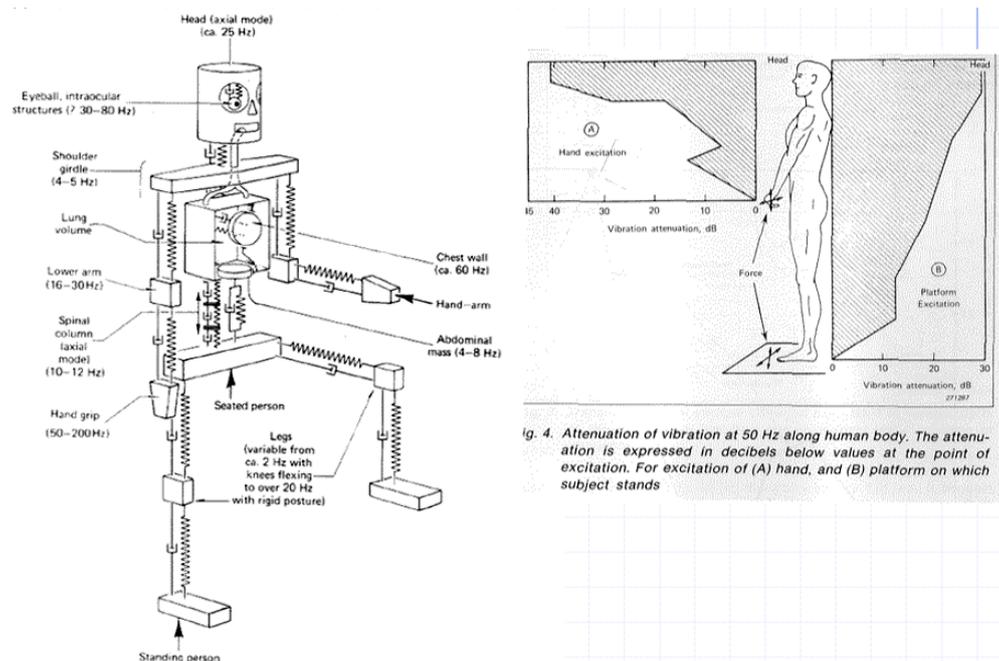


Fig. 4. Attenuation of vibration at 50 Hz along human body. The attenuation is expressed in decibels below values at the point of excitation. For excitation of (A) hand, and (B) platform on which subject stands

Figura 5-4. Vibración de los componentes del cuerpo humano

La vibración ponderada se expresa en  $m/s^2$  de una banda de frecuencias de 1/3 de octava, o en decibelios (dB). En dB, se calcula como 20 veces el logaritmo decimal del ratio entre la aceleración ponderada y la de referencia ( $mm/s^2$ ).

Por debajo de 1 Hz, los efectos no se deben solo a las vibraciones (movimiento, intensidad, duración y frecuencia), ya que afectan parámetros como la edad, el género, la visión, la actividad que se desarrolla o, incluso, los olores.

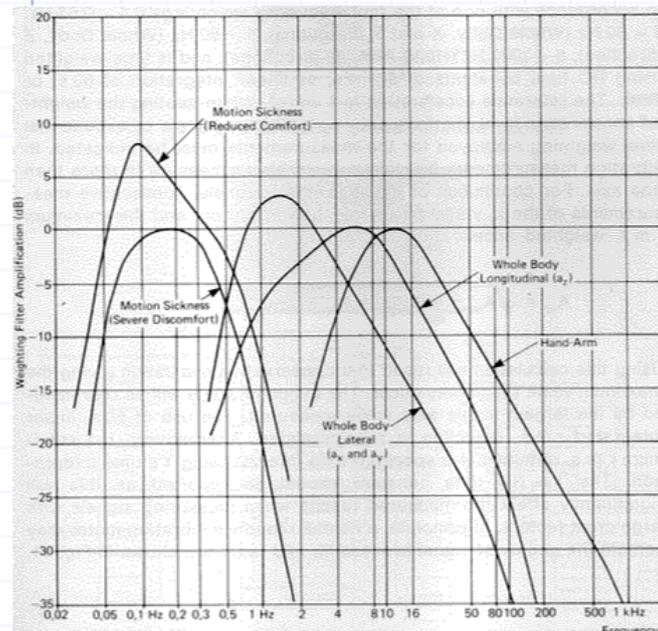


Figura 5-5. Amplificación de señales en función de la frecuencia

El cabeceo produce náuseas, vértigo y mareo entre 0,5 y 0,75 Hz. Puede llegar hasta 1 Hz Frecuencias de 5 a 6 Hz causan fatiga general por resonancia de los músculos La zona visceral se ve afectada por frecuencias entre 5 y 7 Hz. La frecuencia depende del individuo y de la amplitud. Amplitudes mayores aumentan la frecuencia de sensibilidad La entrada en resonancia del diafragma (6 a 8 Hz), o la parte frontal del tórax (10 a 50 Hz) hace aparecer dificultades respiratorias La cabeza y el cuello son muy sensibles a frecuencias entre 18 y 20 Hz.

Por ensayos se conocen algunas frecuencias de resonancia de partes del cuerpo humano:

- Pierna flexionada (sentado): 2 Hz.
- Pierna rígida: 20 Hz.
- Torso superior (hombros): 4 a 5 Hz.
- Antebrazo: 5 a 10 Hz.
- Columna vertical (axial): 10 a 12 Hz.
- Brazo: 16 a 30 Hz.
- Mano: 30 a 50 Hz.
- Globo ocular: 20 a 90 Hz.

El globo ocular es crítico. Una oscilación de la cabeza de 0,1 mm a 60 Hz hace perder 20 minutos de arco. Esto son 60 cm a 100 metros.

El objetivo debe ser eliminar las vibraciones, aunque una pequeña parte es necesaria para mantener las sensaciones [5].

## 6. Control de vibraciones

### 6.1. Introducción y metodologías

En la práctica, existen un gran número de situaciones en las que es posible reducir, pero no eliminar las fuerzas de carácter dinámico (variables en el tiempo) que excitan nuestro sistema mecánico, Figura 6-1, dando lugar a la aparición de un problema de vibraciones. En este sentido, existen diferentes métodos o formas de plantear el control de las vibraciones; entre todos ellos cabe destacar:

El conocimiento y control de las frecuencias naturales del sistema de cara a evitar la presencia de resonancias bajo la acción de excitaciones externas.

La introducción de amortiguamiento o de cualquier tipo de mecanismo disipador de energía de cara a prevenir una respuesta del sistema excesiva (vibraciones de gran amplitud), incluso en el caso de que se produzca una resonancia.

El uso de elementos aislantes de vibraciones que reduzcan la transmisión de las fuerzas de excitación o de las propias vibraciones entre las diferentes partes que constituyen nuestro sistema.

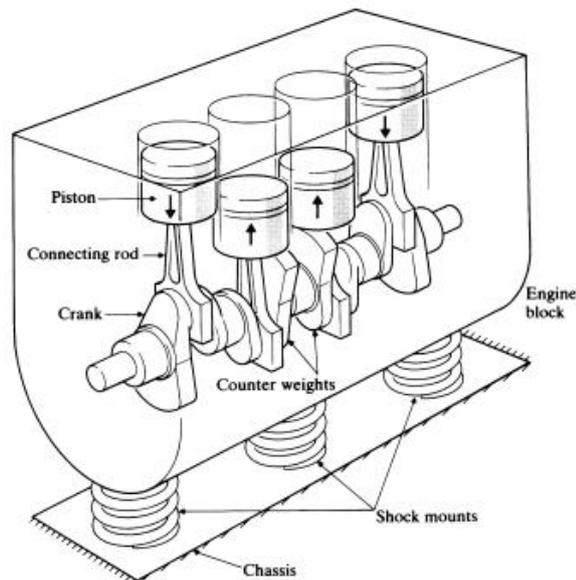


Figura 6-1. Esquema de motor de cuatro cilindros

La incorporación de absorbedores dinámicos de vibraciones o masas auxiliares neutralizadoras de vibraciones, llamados también amortiguadores dinámicos, con el objetivo de reducir la respuesta del sistema.

## 6.2. Control de las frecuencias naturales

Sabemos que cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, tiene lugar un fenómeno de resonancia. La característica más importante de la resonancia es que da lugar a grandes desplazamientos, al amplificar de manera importante las vibraciones del sistema. En la mayor parte de los sistemas mecánicos, la presencia de grandes desplazamientos es un fenómeno indeseable ya que provoca la aparición de tensiones y deformaciones igualmente grandes que pueden ocasionar el fallo del sistema.

En consecuencia, las condiciones de resonancia deben de tratar de ser evitadas en el diseño y construcción de cualquier sistema mecánico. No obstante, en la mayor parte de los casos, las frecuencias de excitación no pueden controlarse al venir impuestas por los requerimientos de carácter funcional del sistema (por ejemplo, velocidades de giro). En tal caso, el objetivo será el control de las frecuencias naturales del sistema para evitar la presencia de resonancias.

Tal y como se deduce de la definición vista para un sistema de un grado de libertad (1 gdl), la frecuencia natural de un sistema  $\omega = (k/m)^{1/2}$  puede cambiarse variando tanto la masa (m) como la rigidez (k) del mismo. Aunque la definición se haya establecido para un sistema de 1 gdl, la conclusión obtenida es, en general, igualmente aplicable a sistemas de N grados de libertad. En muchas situaciones en la práctica, sin embargo, la masa no resulta fácil de cambiar, ya que su valor suele venir determinado por los requerimientos funcionales del sistema (por ejemplo, la masa del volante de inercia de un eje viene determinada por el valor de la energía que se quiere almacenar en un ciclo). Por ello, la rigidez del sistema es el parámetro que se modifica de forma más habitual a la hora de alterar las frecuencias naturales de un sistema mecánico. Así, por ejemplo, la rigidez de un rotor puede modificarse cambiando el número y colocación de los puntos de apoyo (cojinetes).

## 6.3. Introducción de amortiguamiento

Aunque el amortiguamiento es a menudo despreciado de cara a simplificar el análisis de un sistema, especialmente en la búsqueda de sus frecuencias naturales, todos los sistemas mecánicos reales poseen amortiguamiento en mayor o menor medida. Su presencia resulta de gran ayuda en la mayor parte de los casos, e incluso en sistemas como los parachoques de los automóviles y en muchos instrumentos de medida de vibraciones, el amortiguamiento debe ser introducido para satisfacer los requerimientos funcionales.

Si el sistema se encuentra en un caso de vibraciones forzadas, su respuesta (la amplitud de la vibración resultante) tiende a amplificarse en las cercanías de la resonancias, tanto más cuanto menor sea el amortiguamiento. La presencia de

amortiguamiento siempre limita la amplitud de la vibración. Si la fuerza o fuerzas de excitación son de frecuencias conocidas, será posible evitar las resonancias cambiando la frecuencia natural del sistema y alejándola de aquella o aquellas. Sin embargo, en el caso de que el sistema tenga que operar en una determinada banda de velocidades (como es el caso de un motor eléctrico de velocidad variable o de un motor de combustión), puede que no resulte posible evitar la resonancia en todo el rango de condiciones de operación. En tales casos, podremos tratar de aportar amortiguamiento al sistema con el objetivo de controlar su respuesta dinámica, mediante la introducción de fluidos (agua, aceites, ...) que envuelvan al sistema aportando amortiguamiento externo, o el uso de materiales estructurales con un alto amortiguamiento interno: hierro fundido, laminado, materiales tipo sándwich, ...

En ciertas aplicaciones de carácter estructural, también es posible introducir amortiguamiento a través de las uniones. Por ejemplo, las uniones atornilladas o remachadas, al permitir un cierto deslizamiento entre superficies, disipan más energía en comparación con las uniones soldadas. Por lo tanto, de cara a aumentar el amortiguamiento de una estructura (su capacidad de disipación de energía) resultan más recomendables las uniones atornilladas o remachadas. Sin embargo, este tipo de uniones reducen la rigidez del sistema y generan mayores problemas de corrosión como consecuencia de las partículas que se desprenden debido precisamente a ese deslizamiento en la unión. Pese a todo, si se precisa diseñar una estructura con un valor alto del amortiguamiento, estas uniones deben ser una posibilidad a tener en cuenta.

#### *6.4. Aislamiento de vibraciones. Transmisibilidad*

Se conoce como aislamiento de vibraciones a todo aquél procedimiento que permite reducir los efectos indeseables asociados a toda vibración. Básicamente, ello suele suponer la introducción de un elemento elástico (aislante) entre la masa vibrante y la fuente de vibración, de forma que se consigue reducir la magnitud de la respuesta dinámica del sistema, bajo unas determinadas condiciones de la excitación en vibración.

Un sistema de aislamiento de vibraciones puede ser activo o pasivo, dependiendo de si se precisa una fuente externa de potencia o no para que lleve a cabo su función.

Un control pasivo está formado por un elemento elástico (que incorpora una rigidez) y un elemento disipador de energía (que aporta un amortiguamiento). Ejemplos de aislantes pasivos (Fig. 6-2) son: un muelle metálico, un corcho, un fieltro, un resorte neumático, un elastómero, ...



Figura 6-2. Aislantes pasivos

Un control activo de vibración está formado por un servomecanismo que incluye un sensor, un procesador de señal y un actuador. El control mantiene constante una distancia entre la masa vibrante y un plano de referencia. Cuando la fuerza aplicada al sistema varía

esa distancia, el sensor lo detecta y genera una señal proporcional a la magnitud de la excitación (o de la respuesta) del sistema. Esta señal llega al procesador que envía una orden al actuador para que desarrolle un movimiento o fuerza proporcional a dicha señal.

La efectividad de un aislante de vibraciones se establece en términos de su transmisibilidad. La TRANSMISIBILIDAD ( $Tr$ ) puede definirse como el cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida y la de la fuerza de excitación.

Los problemas principales que el aislamiento de vibraciones plantea pueden encuadrarse dentro de una de estas dos situaciones:

Aislar un sistema que vibra de la base que lo soporta para que ésta no sufra y/o no transmita la vibración a su entorno. En este caso, las fuerzas que excitan al sistema dando lugar a la vibración pueden tener su origen en desequilibrios, desalineamientos, ... cuando se trata de sistemas mecánicos con elementos alternativos (Fig. 6-3) o rotativos; o pueden tratarse de fuerzas de carácter impulsivo, es el caso de sistemas de prensa, estampación, explosiones, ...

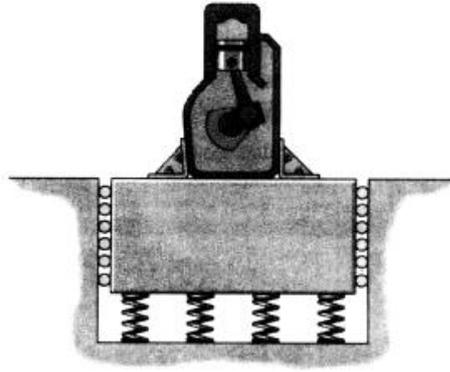


Figura 6-3. Pistón-biela-manivela

Aislar el sistema mecánico a estudio de la base que lo soporta y que está vibrando (excitaciones sísmicas, Fig. 6-4). Este puede ser el caso de la protección de un instrumento o equipo delicado del movimiento de su contenedor o su base soporte. En la práctica, el problema por ejemplo puede ser diseñar correctamente un embalaje para evitar la transmisión de fuerzas de magnitud importante al instrumento delicado o equipo que se quiere transportar.

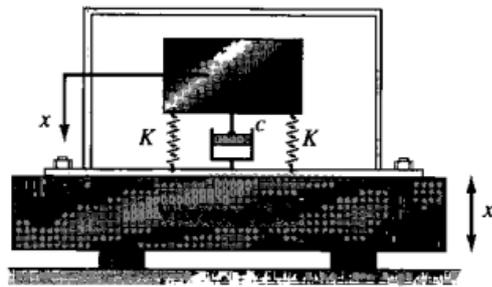


Figura 6-4. Mesa vibrante

➤ Reducción de la fuerza transmitida a la base

Si el sistema se modeliza como un sistema de un grado de libertad, la fuerza de excitación se transmite a la fundación o base a través del muelle y el amortiguador y su valor ( $F_t(t)$ ) viene dado por la suma de ambas componentes:

$$F_t(t) = kx(t) + c\dot{x}(t)$$

Si la fuerza transmitida a la base  $F_t(t)$  varía de forma armónica (como es el caso de sistemas con elementos rotativos, Fig. 6-5), las tensiones y deformaciones que tendrán lugar sobre los elementos de unión a la fundación también variarán armónicamente, lo que podría llegar a provocar un fallo por fatiga. Incluso en el caso de que la fuerza transmitida no sea armónica, su magnitud deberá limitarse por debajo de unos valores de seguridad.

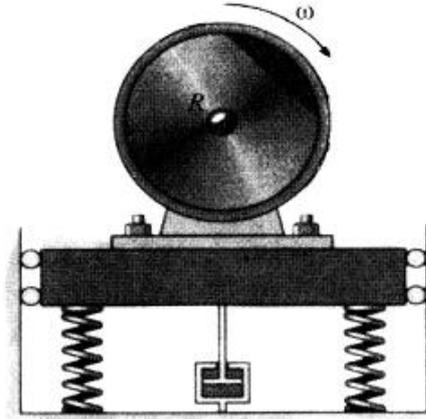


Figura 6-5. Máquina rotativa

Cuando una máquina rotativa se sujeta directamente sobre una fundación rígida, ésta se verá sometida a la acción de una fuerza armónica debida al desequilibrio de la máquina rotativa que se superpondrá a la carga estática asociada a su peso. Por ello, se colocará un elemento elástico entre la máquina y la fundación que trate de reducir las fuerzas transmitidas a esta última.

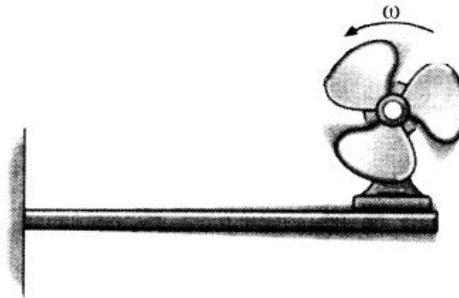


Figura 6-6. Ventilador en voladizo

El sistema puede ser idealizado como un sistema de un grado de libertad (Fig. 6-7). El elemento elástico incorpora tanto una rigidez (muelle  $k$ ) como un amortiguamiento (amortiguador  $c$ ).

Suponiendo que el funcionamiento de la máquina da lugar a una fuerza de excitación que actúa sobre el sistema y varía de forma armónica (el álgebra compleja permite considerar de forma simultánea tanto el caso senoidal como el cosenoidal):

$$f(t) = f_0 e^{i\bar{\omega}t} = f_0 (\cos \bar{\omega}t + i \text{sen } \bar{\omega}t)$$

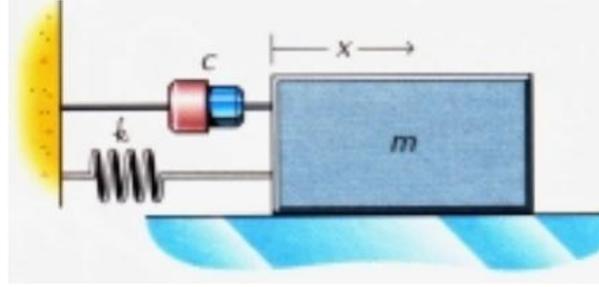


Figura 6-7. Sistema de 1 grado de libertad

La respuesta estacionaria del sistema ante dicha excitación armónica será el producto de la excitación por la función de transferencia  $H(\omega)$ . Es decir, recordando lo visto al definir la función de transferencia en sistemas de 1 gdl:

$$x(t) = H(\bar{\omega})f_0 e^{i\bar{\omega}t} = f_0 \frac{1}{k\sqrt{(1-\beta^2) + (2\xi\beta)^2}} e^{i(\bar{\omega}t-\Phi)} = \bar{X} e^{i(\bar{\omega}t-\Phi)}$$

La fuerza transmitida a la fundación será la resultante de las fuerzas de resorte y amortiguador:

$$F_t(t) = kx(t) + c\dot{x}(t).$$

La magnitud de esa fuerza será igual a la composición de los módulos de las dos fuerzas anteriores:

$$F_k = k\bar{X}, \quad F_c = c\bar{\omega}\bar{X} = 2\xi\omega M\bar{\omega}\bar{X} = 2\xi k\beta\bar{X}.$$

$$F_t = \sqrt{F_k^2 + F_c^2} = k\bar{X}\sqrt{1 + (2\xi\beta)^2}$$

Se define así el concepto de TRANSMISIBILIDAD como la relación entre el módulo de la fuerza transmitida al soporte  $F_t$  y el módulo de la fuerza excitadora  $f_0$ . Recordando la definición del Factor de Amplificación Dinámica (D):

$$T_r = \frac{F_t}{f_0} = \frac{kf_0 \frac{1}{k\sqrt{(1-\beta^2) + (2\xi\beta)^2}} \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2}}{f_0} = D\sqrt{1 + (2\xi\beta)^2}$$

Reducción de la fuerza transmitida a la fundación debida al desequilibrio del rotor

Resulta un caso particular del presente problema muy habitual. En esta situación, la fuerza que excita el sistema en esta situación (Figura 34) es la

componente vertical de la fuerza centrífuga de la masa  $m$  que gira con velocidad angular  $\omega$ :

$$f(t) = m\bar{\omega}^2 r \cdot \text{sen } \bar{\omega}t = m\bar{\omega}^2 r \cdot \text{Im}(e^{i\bar{\omega}t})$$

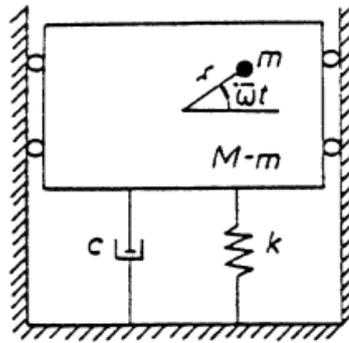


Figura 6-8. Transmisión de desequilibrio

De forma análoga a lo descrito anteriormente, la respuesta del sistema ante dicha excitación será la parte imaginaria del producto de la fuerza compleja por la función de transferencia  $H(\omega)$ . La transmisibilidad entendida como la relación entre el módulo  $F$  de la fuerza transmitida al soporte y el módulo de la fuerza excitadora será idéntica a la vista:

➤ Reducción de la fuerza transmitida por la base al sistema

Si el sistema se modeliza como un de un grado de libertad, la fuerza transmitida  $F_t(t)$  vendrá dada por la resultante de las componentes debidas al muelle y al amortiguador:

$$F_t(t) = k[x(t) - x_i(t)] + c[\dot{x}(t) - \dot{x}_i(t)]$$

Considérese el sistema de la Figura 35, en el que la base está sometida a un movimiento armónico:

$$x_i(t) = \bar{X}_i e^{i\bar{\omega}t} = \bar{X}_i (\cos \bar{\omega}t + i \text{sen } \bar{\omega}t)$$

Se trata de un caso de excitación sísmica (excitación por la base), luego la ecuación diferencial del sistema discreto básico se cumple aplicada al movimiento relativo entre la masa  $m$  y la base, introduciendo como fuerzas exteriores las fuerzas de inercia de arrastre:

$$f(t) = -m\ddot{x}_i = m\bar{\omega}^2 \bar{X}_i e^{i\bar{\omega}t}$$

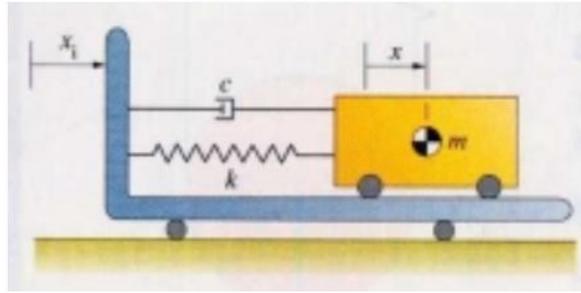


Figura 6-9. Vibraciones sísmicas

El movimiento relativo resultante será:

$$\bar{x}(t) = H(\bar{\omega}) \cdot m\bar{\omega}^2 \bar{X}_i e^{i\bar{\omega}t}$$

y el absoluto será la suma del movimiento de arrastre  $x_i(t)$  y relativo  $x(t)$ :

$$x(t) = \bar{X}_i e^{i\bar{\omega}t} + H(\bar{\omega}) \cdot \bar{X}_i m\bar{\omega}^2 e^{i\bar{\omega}t} = \bar{X}_i (1 + m\bar{\omega}^2 H(\bar{\omega})) e^{i\bar{\omega}t}$$

De donde, el módulo del desplazamiento resultante  $X$  será:

$$\bar{X} = \bar{X}_i |1 + m\bar{\omega}^2 H(\bar{\omega})| = \bar{X}_i \left| 1 + \frac{\beta^2}{(1 - \beta^2) + (2\xi\beta)i} \right| = \bar{X}_i D \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2}$$

Se define en este caso la TRANSMISIBILIDAD como la relación entre la amplitud del desplazamiento del sistema de masa  $m$  y la del desplazamiento de la base.

$$T_r = \frac{\bar{X}}{\bar{X}_i} = D \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2}$$

Que resulta ser la misma expresión que en el caso anterior.

➤ Consideraciones prácticas sobre la transmisibilidad

El que tanto en un caso como en otro la transmisibilidad tenga la misma expresión anima a representarla gráficamente (Fig. 36), de modo análogo a como se hizo con el factor de amplificación dinámica  $D$  en sistemas de 1 grado de libertad:

Para poder decir que se ha conseguido el aislamiento es preciso que la Transmisibilidad sea  $< 1$ . Puede observarse que ello obliga a que la frecuencia de excitación  $\bar{\omega}$  sea, por lo menos,  $(2)^{1/2}$  veces la frecuencia natural del sistema  $\omega$ .

Para valores de  $\beta = \bar{\omega}/\omega$  próximos a la unidad, el sistema actúa no como un aislante, sino como un amplificador, transmitiendo esfuerzos o desplazamientos muy superiores a los originales.

Para una frecuencia de excitación dada  $\bar{\omega}$ , puede reducirse el valor de transmisibilidad disminuyendo la frecuencia natural  $\omega$  del sistema (lo que equivale a aumentar la  $\beta$ ).

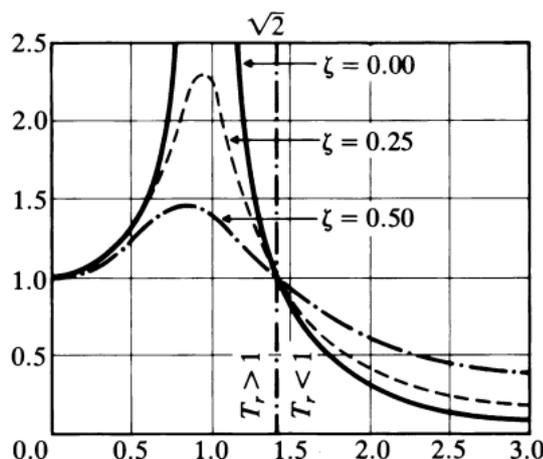


Figura 6-10. Transmisibilidad

Por lo que al amortiguamiento se refiere, la transmisibilidad también puede reducirse disminuyendo la relación de amortiguamiento ( $\xi$ ) ya que si  $\beta$  es  $> (2)^{1/2}$ , la  $T_r$  disminuye al hacerlo  $\xi$ . Sin embargo, este planteamiento resulta perjudicial si el sistema se ve obligado a pasar por la resonancia, por ejemplo durante situaciones de arranque y parada. Por ello, en cualquier caso, siempre será necesario un cierto amortiguamiento que evite amplitudes de vibración infinitamente grandes en el paso por la resonancia.

### 6.5. Aislamiento de impactos

Los impactos son cargas aplicadas durante un intervalo de tiempo muy corto, normalmente inferior a una vez el periodo natural del sistema: martillos de fragua, prensa, estampación, explosiones, ... son ejemplos de fuerzas de impacto. El aislamiento de impactos puede definirse como todo aquél procedimiento mediante el cual se pretende reducir los efectos indeseables de un impacto. Los principios presentes en este tipo de problemas son similares a los vistos en el aislamiento de vibraciones, aunque las ecuaciones son diferentes debido a la naturaleza transitoria de la excitación por impacto.

Un carga por impacto de corta duración  $F(t)$ , aplicada a lo largo de un intervalo de tiempo  $T$ , puede ser considerada como un impulso:

$$\tilde{F} = \int_0^T F(t) dt$$

que al actuar sobre una masa  $m$ , le comunicará una velocidad

$$v = \tilde{F}/m$$

Es decir, que la aplicación de una carga de impacto de corta duración puede ser considerada equivalente al establecimiento de una velocidad inicial en el sistema. En tal caso, la respuesta del sistema bajo la carga de impacto puede determinarse a partir de la resolución de un problema de vibraciones libres con velocidad inicial.

Asumiendo como condiciones iniciales:

$$x(0) = x_0 = 0, \quad \dot{x}(0) = \dot{x}_0 = v$$

el problema de vibraciones libres de un sistema de un grado de libertad con amortiguamiento viscoso tiene una respuesta  $x(t)$  que puede expresarse:

$$x(t) = \frac{v \cdot e^{-\xi\omega t}}{\omega_D} \text{sen } \omega_D t$$

La fuerza transmitida a la fundación  $F_t(t)$  será, una vez más, la resultante de la composición de las fuerzas de resorte y amortiguador:

$$F_t(t) = kx(t) + c\dot{x}(t)$$

La aplicación en esta ecuación de la expresión obtenida para la respuesta del sistema permitirá determinar el valor máximo de la fuerza transmitida a la fundación, así como la dependencia de los parámetros que influyen en su valor.

### 6.6. Absorbedores dinámicos de vibraciones

Una máquina o sistema mecánico puede experimentar unos niveles excesivos de vibración si opera bajo la acción de una frecuencia de excitación cercana a alguna de las frecuencias naturales del sistema. En estos casos, el nivel de vibración puede reducirse también haciendo uso de un absorbedor dinámico de vibraciones, que no es otra cosa sino otro sistema masa-resorte que se añade al sistema. En este sentido, el absorbedor dinámico de vibraciones se diseña de tal

forma que las frecuencias naturales del sistema resultante se encuentren alejadas de la frecuencia de excitación. El análisis de este tipo de sistemas para el control de vibraciones se llevará a cabo idealizando la máquina o sistema mecánico mediante un sistema de un grado de libertad.

➤ Absorbedores dinámicos de vibraciones sin amortiguamiento

Sea un sistema (Fig. 5-11) de masa  $m_1$  sujeto a la acción de una fuerza excitadora de carácter armónico

$$F = F_0 e^{i\bar{\omega}t}$$

en el caso más general (senoidal en el ejemplo de la figura 5-12). Si añadimos una masa auxiliar  $m_2$ , el resultado es un sistema de dos grados de libertad.

Planteando las ecuaciones del movimiento, suponiendo una solución armónica:

$$x_1(t) = \bar{X}_1 \cdot e^{i\bar{\omega}t}, \quad x_2(t) = \bar{X}_2 \cdot e^{i\bar{\omega}t}$$

y resolviendo el sistema de forma similar a lo desarrollado en el apartado de sistemas de 2 gdl, obtendremos las amplitudes de las vibraciones estacionarias de ambas masas:

$$\bar{X}_1 = \frac{F_0 \cdot (k_2 - m_2 \bar{\omega}^2)}{m_1 m_2 (\bar{\omega}^2 - \omega_1^2) \cdot (\bar{\omega}^2 - \omega_2^2)}$$

$$\bar{X}_2 = \frac{k_2 F_0}{m_1 m_2 (\bar{\omega}^2 - \omega_1^2) \cdot (\bar{\omega}^2 - \omega_2^2)}$$

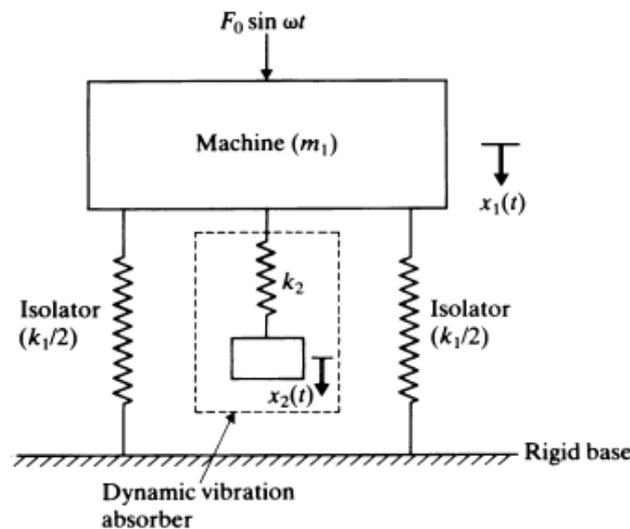


Figura 6-11. Absorbedor dinámico no amortiguado

El objetivo es reducir  $X_1$ , amplitud de la vibración correspondiente al sistema inicial de masa  $m_1$ , por lo que interesará que el numerador correspondiente sea nulo. Si, además, inicialmente el sistema estaba operando cerca de la resonancia, es decir

$$\bar{\omega}^2 \cong k_1/m_1 = \omega_1,$$

, se deduce que el absorbedor deberá diseñarse de forma que su masa y rigidez cumplan:

$$\bar{\omega}^2 = \frac{k_2}{m_2} = \omega_2 = \frac{k_1}{m_1} = \omega_1$$

Así, la amplitud de vibración de la máquina o sistema original operando en su frecuencia de resonancia original será cero (antiresonancia). Es decir, no es que se haya reducido la amplitud de la vibración desde un valor infinito a un valor finito, como ocurriría si lo que hiciésemos fuera introducir amortiguamiento, sino que la hemos reducido a cero (Fig. 6-12).

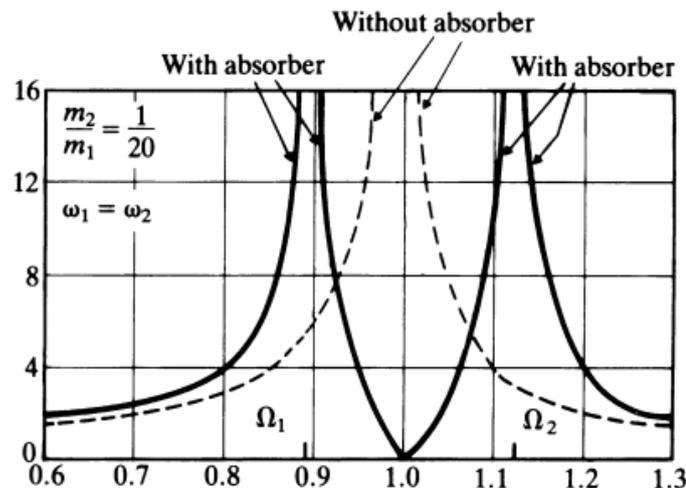


Figura 6-12.  $X_1$  frente a  $\beta$

En cualquier caso, existen consideraciones que han de tenerse en cuenta, algunas de las cuales pueden observarse en la figura:

La introducción de absorbedor dinámico de vibraciones elimina la vibración a la frecuencia de excitación  $\omega$ , pero introduce dos nuevas frecuencias de resonancia  $\Omega_1$  y  $\Omega_2$  en las que las amplitudes de vibración de ambas masas se vuelve infinita.

Puede comprobarse que dichas frecuencias de resonancia  $\Omega_1$  y  $\Omega_2$  se encuentran por encima y por debajo respectivamente de la frecuencia de resonancia original  $\omega$ .

Por lo tanto, si el sistema se va a ver sometido a situaciones de arranque o parada hasta la frecuencia de operación  $\omega$ , pasará por la nueva resonancia  $\Omega_1$  dando lugar a amplitudes de vibración importantes que habrán de ser tomadas en consideración.

La separación entre estas dos nuevas frecuencias de resonancia  $\Omega_1$  y  $\Omega_2$  se denomina banda de absorción (anchura de banda de amplitudes mínimas de vibración alrededor de la resonancia original) y será tanto mayor cuanto mayores sean los valores seleccionados para  $m_2$  y  $k_2$ . Si los valores de masa y rigidez del absorbedor son grandes, la banda de absorción será más ancha y el desplazamiento  $X_2$  de la masa  $m_2$  añadida será pequeño, pero nuestro sistema habrá de ser capaz de admitir la introducción de una masa importante. Si, por el contrario, los valores seleccionados son pequeños, no habrá problemas en introducir una pequeña masa  $m_2$  al sistema; pero la banda de absorción será mucho más estrecha y al ser  $k_2$  igualmente pequeña, la amplitud de la vibración  $X_2$  de esta nueva masa será importante por lo que el diseño de nuestro sistema habrá de ser capaz de permitirla.

Como el absorbedor dinámico está sintonizado a una frecuencia de excitación determinada ( $\omega$ ), la amplitud de vibración del régimen estacionario del sistema será cero sólo a esa frecuencia. Si el sistema funciona a otras frecuencias o la fuerza de excitación que actúa sobre el sistema tiene contenido en varias frecuencias, la amplitud global de la vibración de la máquina o sistema puede llegar a ser mayor.

La solución adoptada mediante un absorbedor de estas características permite controlar la respuesta en vibración del sistema sin añadir más amortiguamiento ni disipar más energía, simplemente redistribuyendo la energía de vibración con una nueva masa. Una aplicación típica de este tipo de sistemas es la reducción del nivel de vibración en líneas de corriente de alta tensión. El amortiguador dinámico empleado en estos casos tiene la forma que se puede observar en la Figura 6-13. Recibe este nombre aunque no aporte propiamente amortiguamiento, lo único que ocurre es que la energía que antes “estaba haciendo vibrar” el cable, ahora “hará vibrar” el amortiguador.

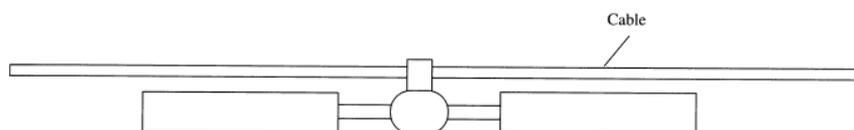


Figura 6-13. Esquema de un amortiguador dinámico para cables de alta tensión

➤ Absorbedor dinámico de vibraciones con amortiguamiento

El absorbedor dinámico de vibraciones descrito en el apartado anterior elimina el pico de resonancia original en la curva de respuesta del sistema, pero introduce dos nuevos picos de resonancia (Fig. 6-14) provocando amplitudes de vibración importantes durante los procesos de arranque y parada del sistema.

No obstante, este problema puede reducirse considerando la introducción de un absorbedor dinámico de vibraciones que incluya, asimismo (Fig. 40), un determinado amortiguamiento ( $c_2$ ). En tal caso, hay que constatar:

Si el amortiguamiento introducido es nulo ( $c_2 = \xi_2 = 0$ ) estaríamos en la situación anterior con dos frecuencias de resonancia no amortiguadas  $\Omega_1$  y  $\Omega_2$ .

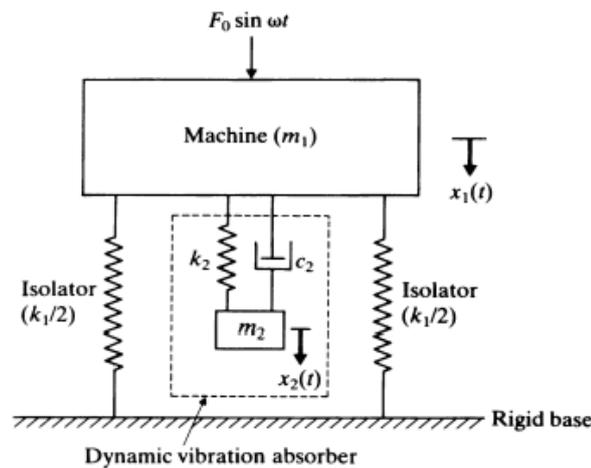


Figura 6-14. Absorbedor dinámico amortiguado

Si el amortiguamiento tiende a infinito ( $\xi_2 \rightarrow \infty$ ), las dos masas  $m_1$  y  $m_2$  resultan rígidamente unidas y el sistema se comporta como si se tratara de un sistema de 1 grado de libertad de masa ( $m_1 + m_2$ ) y rigidez  $k_1$  que presenta una resonancia en la que  $X_1 \rightarrow \infty$  para un valor de

$$\beta = \frac{\bar{\omega}}{\omega} = \frac{1}{\sqrt{1 + m_2/m_1}}$$

Por lo tanto, la amplitud de vibración del sistema  $X_1$  se puede hacer infinita (resonancia) tanto para  $\xi_2 = 0$  como para  $\xi_2 = \infty$ ; sin embargo, entre ambos límites existe un punto en el que  $X_1$  se hace mínimo (Fig. 6-15). En tal caso, se dice que el absorbedor de vibraciones está sintonizado de forma óptima [1].

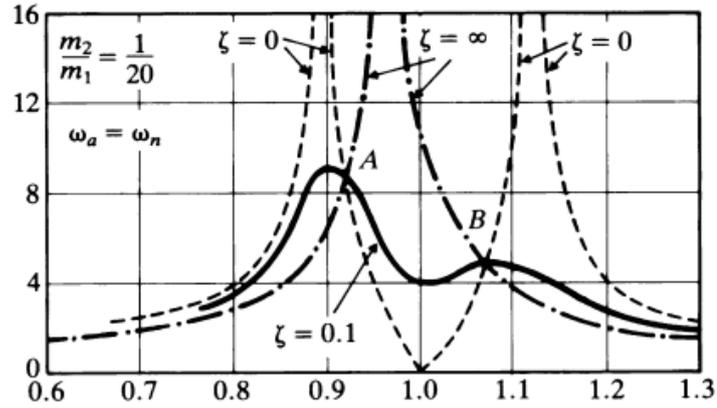


Figura 6-15.  $X_1$  frente a  $\beta$

Puede comprobarse que un absorbedor de vibraciones está óptimamente sintonizado cuando el diseño de su masa ( $m_2$ ) y rigidez ( $k_2$ ) es tal que cumple la condición:

$$\frac{\sqrt{k_2/m_2}}{\omega} = \frac{1}{1+m_2/m_1}$$

a la vez que un valor óptimo para la relación de amortiguamiento utilizada en el diseño de este tipo de absorbedores es:

$$\xi_{\text{óptimo}}^2 = \frac{3 \cdot m_2/m_1}{8 \left(1 + m_2/m_1\right)^3}$$

## 7. ANÁLISIS TEÓRICO

### 7.1. Introducción ANSYS

El software ANSYS es un programa informático de resolución mediante el método de los elementos finitos de problemas de diversos campos de la ingeniería. Existen tanto versiones específicas que resuelven problemas en un solo campo (por ejemplo en dinámica de fluidos) como versiones que permiten resolver problemas de diferentes tipos (transmisión de calor, mecánica de sólidos o electromagnetismo), ya se trate de problemas acoplados o desacoplados. Es por eso que se denomina un programa de uso general, que está bastante extendido en la industria.

Aunque este código incorpora tanto módulos de preproceso como de postproceso, ninguno de éstos está especialmente refinado, a diferencia de lo que ocurre con el módulo de proceso. Así, es habitual emplear ANSYS junto con otros códigos para las etapas de preproceso y postproceso.

Por el contrario, el módulo de ANSYS es de gran potencia (contiene más de un centenar de tipos de elementos finitos distintos) y va incorporando además otros códigos específicos (como los programas DYNA para cálculos dinámicos en sólidos con grandes desplazamientos o FLOTRAN para la resolución de problemas en dinámica de fluidos).

Existen diferentes versiones de ANSYS:

- ANSYS/Mechanical (módulo de mecánica de sólidos)
- ANSYS/Structural (módulo de cálculo de estructuras)
- ANSYS/Emag (módulo de electromagnetismo)
- ANSYS/FLOTRAN (módulo de dinámica de fluidos)
- ANSYS/LS-DYNA (módulo de dinámica de sólidos de grandes desplazamientos)

Además existe una versión denominada ANSYS/Multiphysics que incorpora todos los módulos anteriores.

Este proyecto se realizará con la versión ANSYS/Mechanical 14.0.

## 7.2. Metodología

Sirva el desarrollo que se muestra a continuación como ejemplo sencillo de la metodología que se seguirá para realizar el análisis modal de la estructura del autobús. A modo de estructura se modelizará una barra con las dimensiones indicadas en la figura que se muestra a continuación.

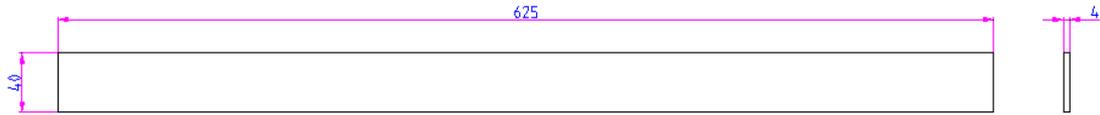


Figura 7-1. Dimensiones de la barra

### 7.2.1. Cálculo teórico de las frecuencias naturales

Antes de realizar el análisis modal vamos a calcular teóricamente los valores de las frecuencias naturales de una barra empotrada. Considerando un impacto sobre el extremo de la cara más ancha ( $b=0.04$  m,  $h=0.004$  m).

$$\omega_n = A \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\mu \cdot L^4}}$$

E: módulo de Young (Pa)

I: momento de inercia se la sección de la barra ( $I=b \cdot h^3/12$ ) ( $m^4$ )

L: longitud de la barra (m)

$\mu$ : masa por unidad de longitud(kg/m)

A: coeficiente de modo de vibración

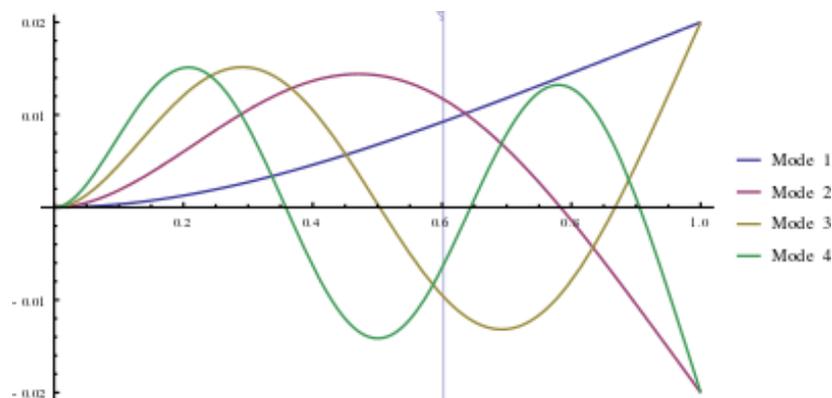


Figura 7-2. Modos de vibración de una barra empotrada

| Modo | Constante A |
|------|-------------|
| 1    | 3,52        |
| 2    | 22          |
| 3    | 61,7        |
| 4    | 121         |
| 5    | 200         |

Tabla 7. Constantes A según el modo de vibración

Las frecuencias naturales resultantes son:

$$\omega_{n_1} = 8.54 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n_2} = 53.44 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n_3} = 150.2 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n_4} = 294.4 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n_5} = 486.67 \text{ Hz}$$

Más adelante comprobaremos que coinciden con las frecuencias calculadas sobre el modelo de Ansys para los modos de vibración correspondientes a esta dirección.

### 7.2.2. Creación del modelo en ANSYS

En primera lugar entramos en la sección de preproceso y modelizamos la barra. Existen múltiples posibilidades para realizar la geometría. Una de ellas es dibujar una cara y realizar una extrusión con el espesor deseado.

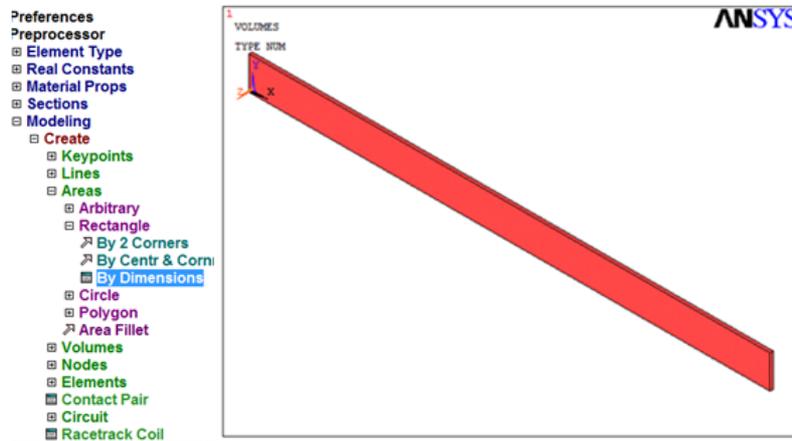


Figura 7-3. Geometría de la barra

Le asignamos un tipo de elemento a la geometría que hemos obtenido.

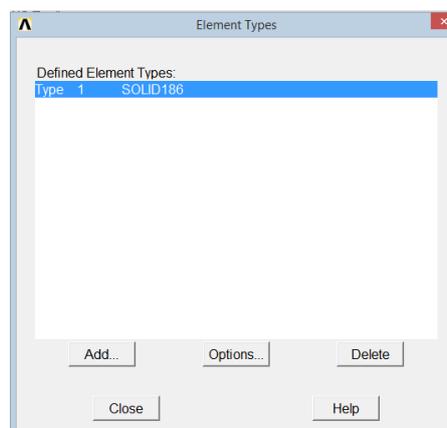


Figura 7-4. Tipo de elemento

Posteriormente, en las propiedades del material, damos un valor a la densidad, el límite elástico y el coeficiente de Poisson a nuestro modelo.

- Preferences
- Preprocessor
  - Element Type
  - Real Constants
  - Material Props
    - Material Library
    - Temperature Units
    - Electromag Units
    - Material Models
    - Convert ALPx
    - Change Mat Num
    - Failure Criteria
    - Write to File
    - Read from File
  - Sections
  - Modeling
  - Meshing
  - CheckingCtrls
  - NumberingCtrls
  - Archiving Model
  - Coupling / Ceqn
  - FLOTRAN Set Up
  - Multi-field Set Up
  - Loads

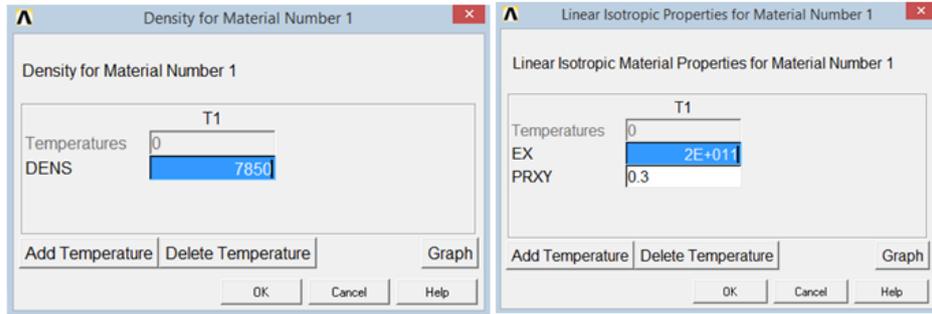


Figura 7-5. Introducción de las propiedades del material

Para realizar el análisis mediante elementos finitos necesitamos mallar el modelo. Nos dirigimos a la pestaña de mallado y seleccionamos nuestra geometría según el tipo de elemento que tengamos, línea, área, volumen o punto. Los parámetros de mallado los dejaremos por defecto.

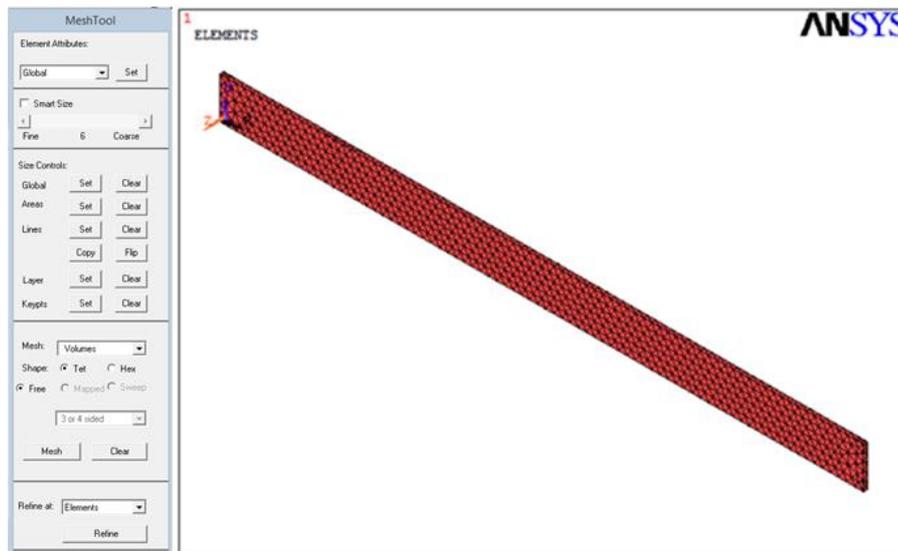


Figura 7-6. Mallado del modelo

Una vez que tenemos el modelo dibujado y mallado ya podemos proceder a realizar el análisis modal en el módulo de proceso. En la pestaña de solución seleccionamos nuevo análisis.

➤ Análisis modal

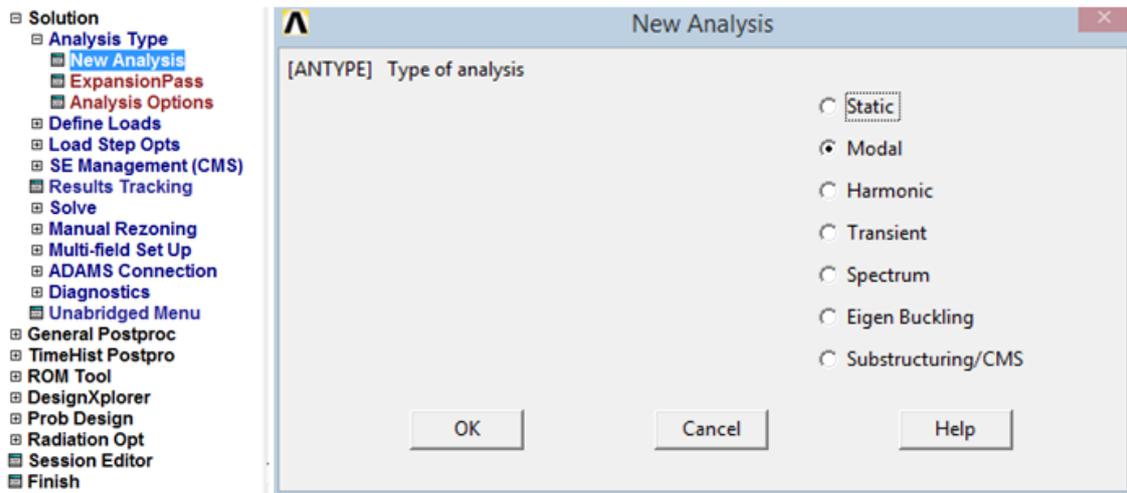


Figura 7-7. Nuevo análisis

Tenemos la opción de realizar diversos tipos de análisis, en nuestro caso será modal.

En las opciones de este tipo de análisis nos encontramos con la siguiente ventana, donde indicaremos la cantidad de valores de frecuencias que queremos que nos calcule el programa.

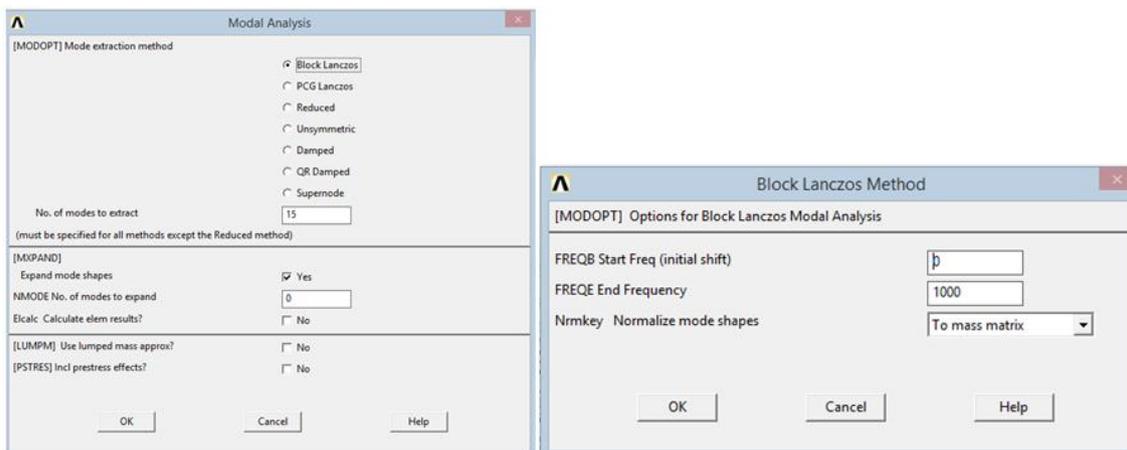


Figura 7-8. Opciones del análisis

Y también el rango de frecuencias dentro del cual calculará las frecuencias naturales. En caso de superar esta frecuencia y no haber llegado al número de valores el programa ya no devolverá más soluciones.

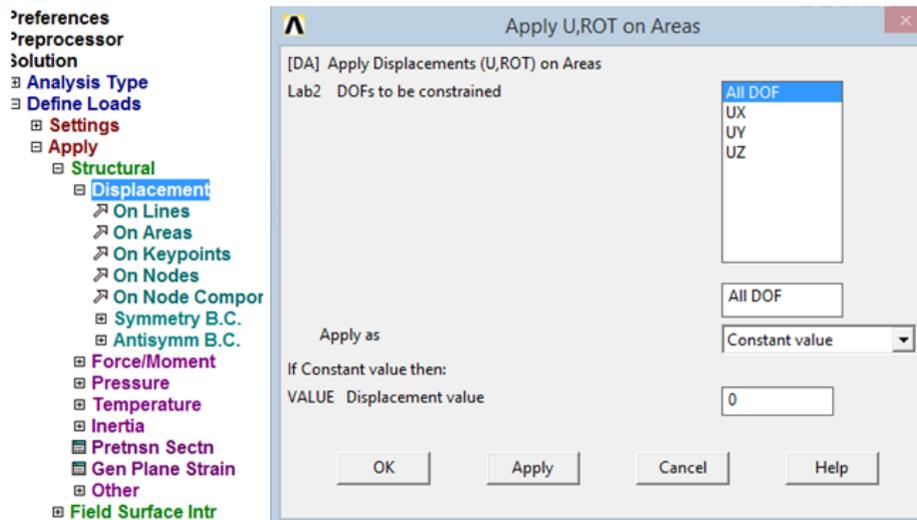


Figura 7-9. Restricción de movimiento

Aplicamos una restricción de movimiento para modelizar el empotramiento de la barra. Aplicamos una restricción en todos los grados de libertad sobre el área pequeña del extremo.

Ya podemos lanzar el análisis. Dependiendo de la cantidad de operaciones que tenga que realizar el ordenador tardará más o menos tiempo. Una vez finalizado, vamos al módulo de postproceso y seleccionamos la opción de resumen de resultados, que nos devolverá en una ventana todos los valores que haya calculado el programa.

| SET | TIME/FREQ | LOAD STEP | SUBSTEP | CUMULATIVE |
|-----|-----------|-----------|---------|------------|
| 1   | 8.3909    | 1         | 1       | 1          |
| 2   | 52.574    | 1         | 2       | 2          |
| 3   | 83.338    | 1         | 3       | 3          |
| 4   | 147.23    | 1         | 4       | 4          |
| 5   | 247.99    | 1         | 5       | 5          |
| 6   | 288.64    | 1         | 6       | 6          |
| 7   | 477.46    | 1         | 7       | 7          |
| 8   | 512.65    | 1         | 8       | 8          |
| 9   | 713.84    | 1         | 9       | 9          |
| 10  | 745.71    | 1         | 10      | 10         |
| 11  | 997.93    | 1         | 11      | 11         |

Figura 7-10. Modos y frecuencias naturales

También tenemos la opción de visualizar los modos de vibración correspondientes a las frecuencias de la solución.

Seleccionamos el vector suma del desplazamiento y pulsando sobre el icono de mostrar resultados, veremos los desplazamientos en escala de colores. Para verlo más claro existe la posibilidad de ver una animación del modo de vibración.

- Modo 1:

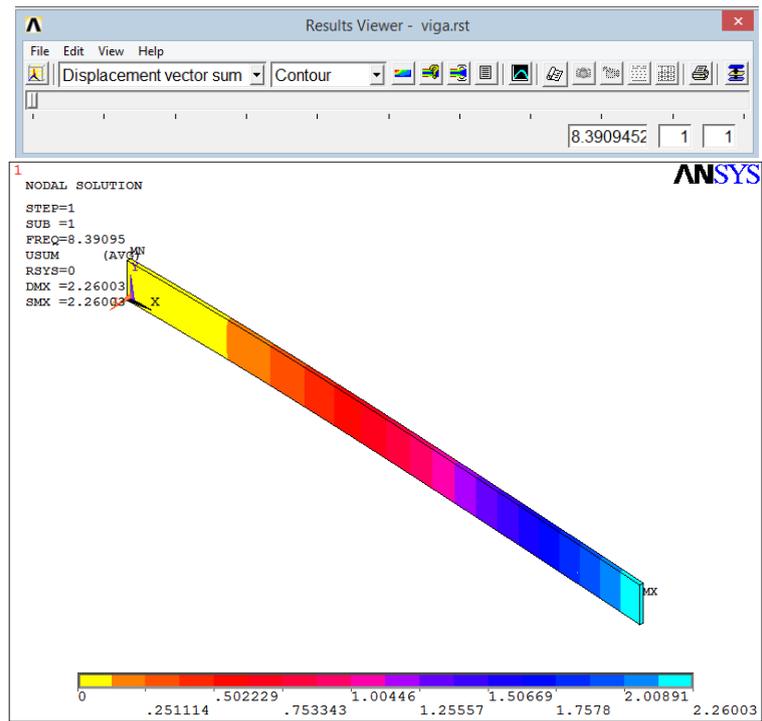


Figura 7-11. Modo 1

- Modo 2:

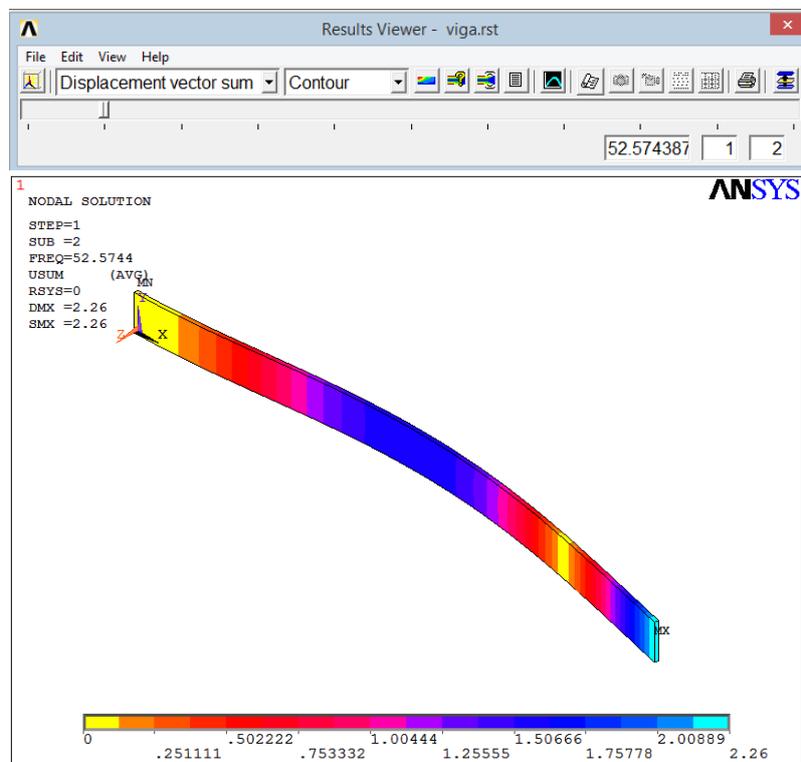


Figura 7-12. Modo 2

- Modo 3:

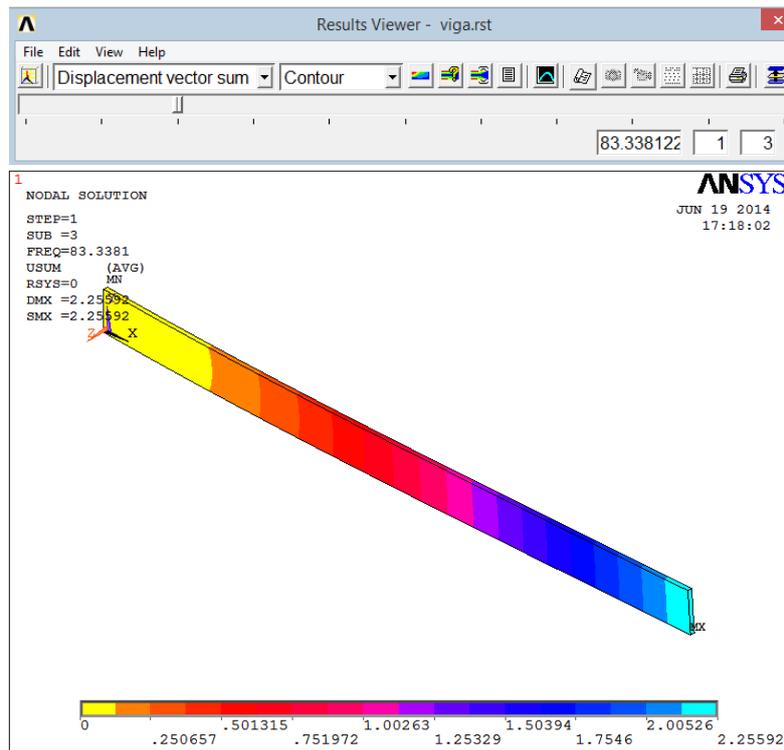


Figura 7-13. Modo 3

- Modo 4:

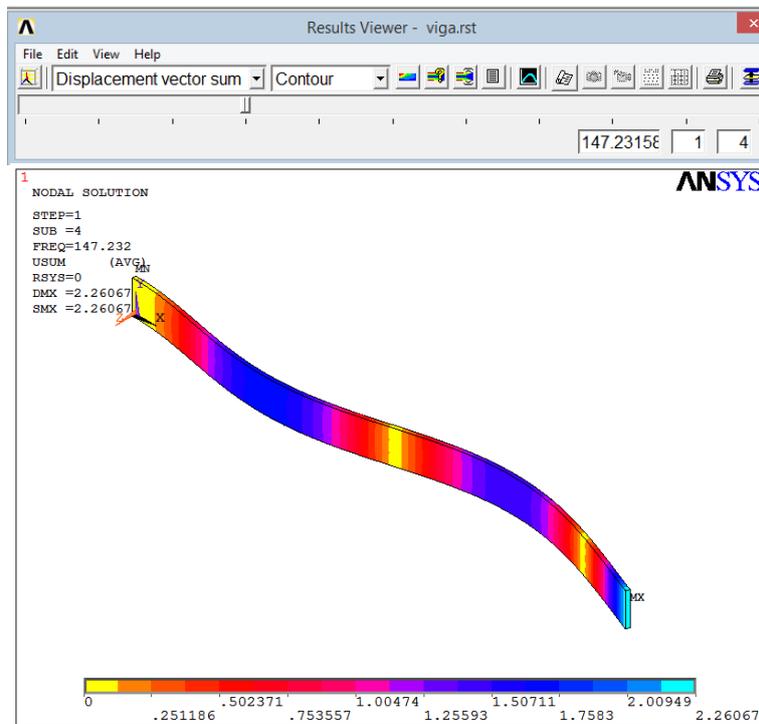


Figura 7-14. Modo 4

- Modo 5:

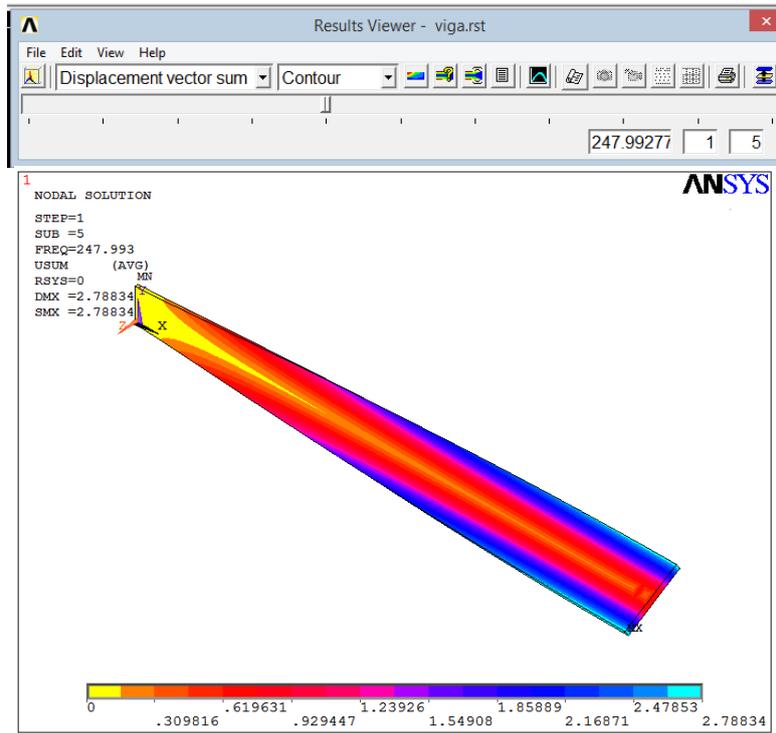


Figura 7-15. Modo 5

- Modo 6:

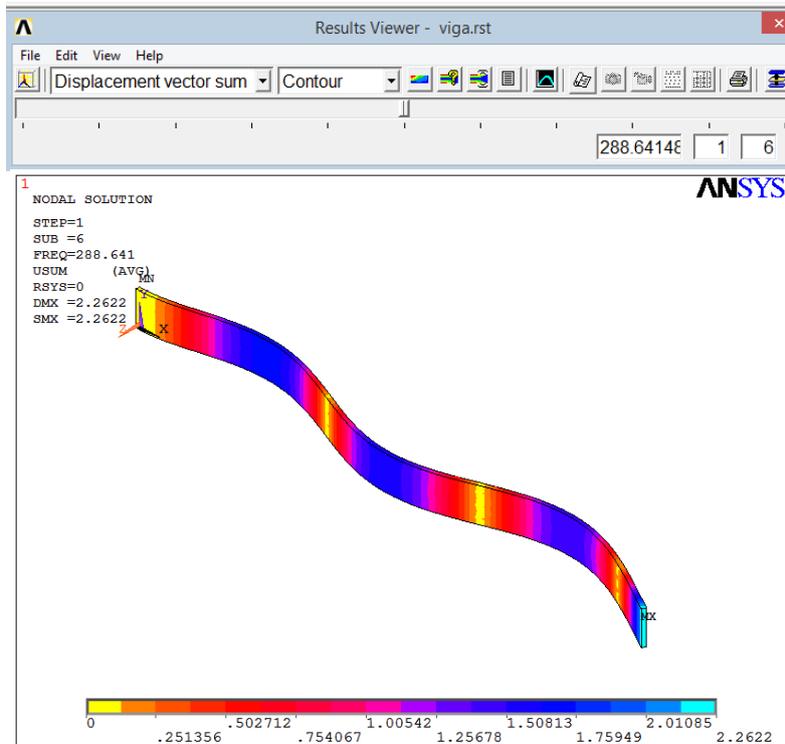


Figura 7-16. Modo 6

- Modo 7:

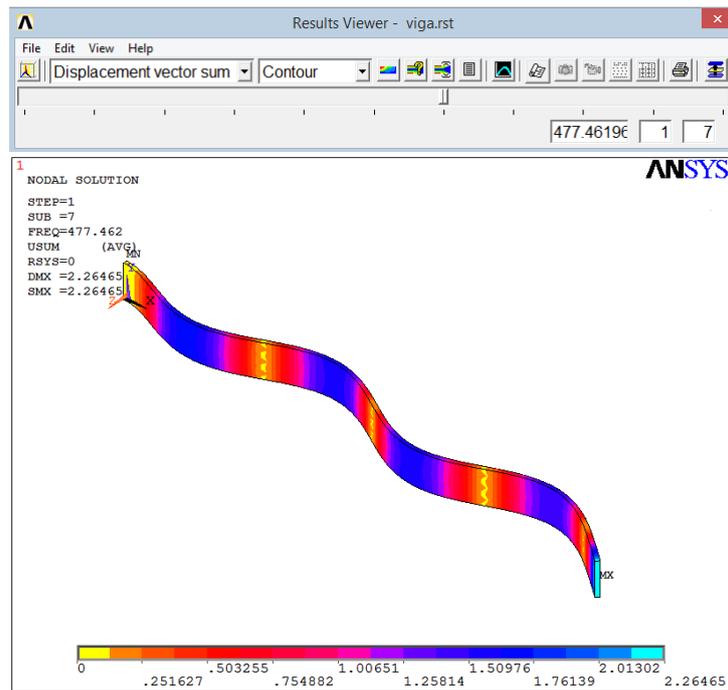


Figura 7-17. Modo 7

- Modo 8:

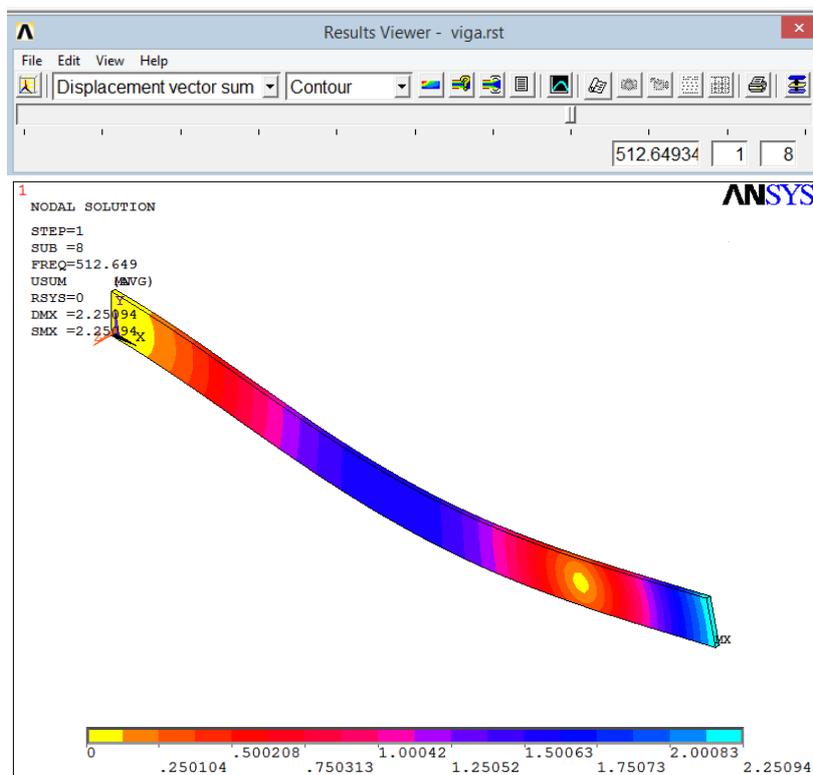


Figura 7-18. Modod 8

- Modo 9:

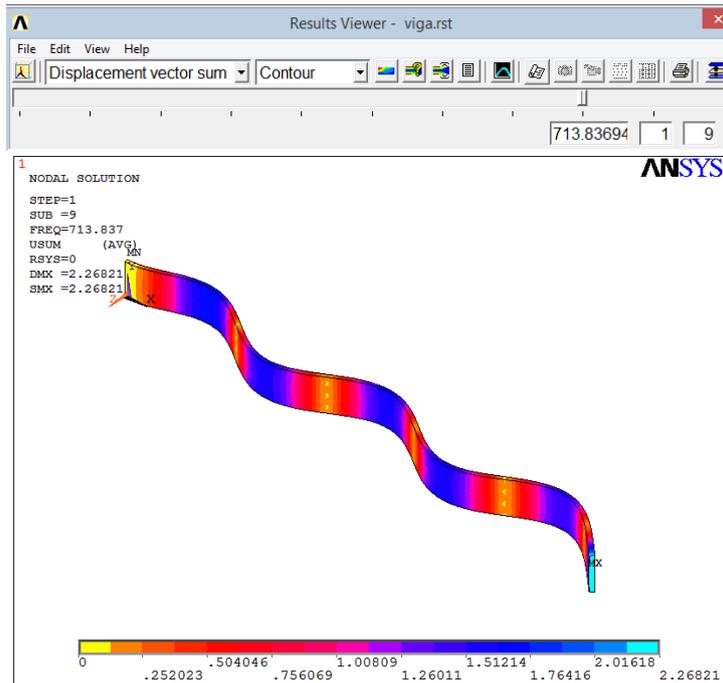


Figura 7-19. Modo 9

- Modo 10:

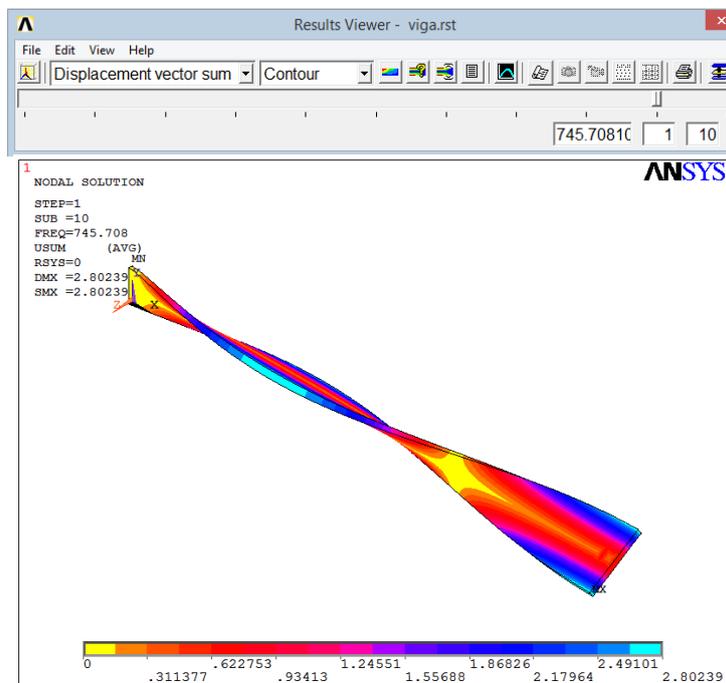


Figura 7-20. Modo 10

- Modo 11:

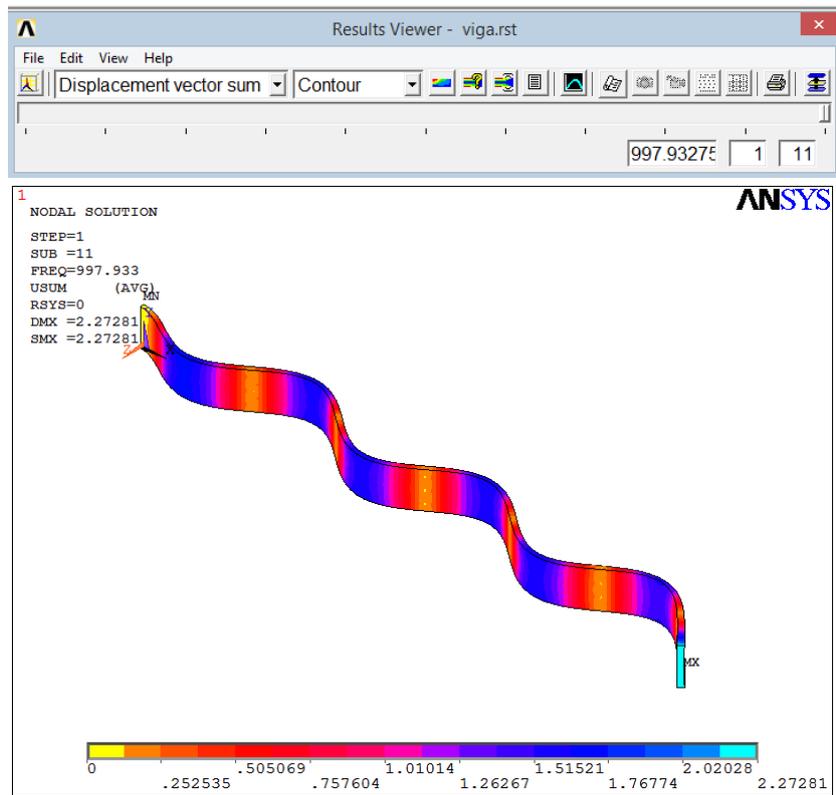


Figura 7-21. Modo 11

### 7.3. Modelización de la estructura. Parámetros y consideraciones

Basándonos en los planos de la estructura del voladizo trasero del autobús vamos a realizar un modelo en 3 dimensiones lo más semejante posible a la construcción real.

Lo construiremos a base de elementos barra modelizados por líneas. Posteriormente asignaremos una sección a estas barras idéntica a la del autobús.

En primer lugar comenzaremos por la estructura principal que soporta el motor, sobre la cual se atornillan los soportes amortiguadores. Localizando en los planos de autocad los puntos medios de las secciones de las barras creamos con puntos todas las intersecciones. Después las uniremos con líneas.

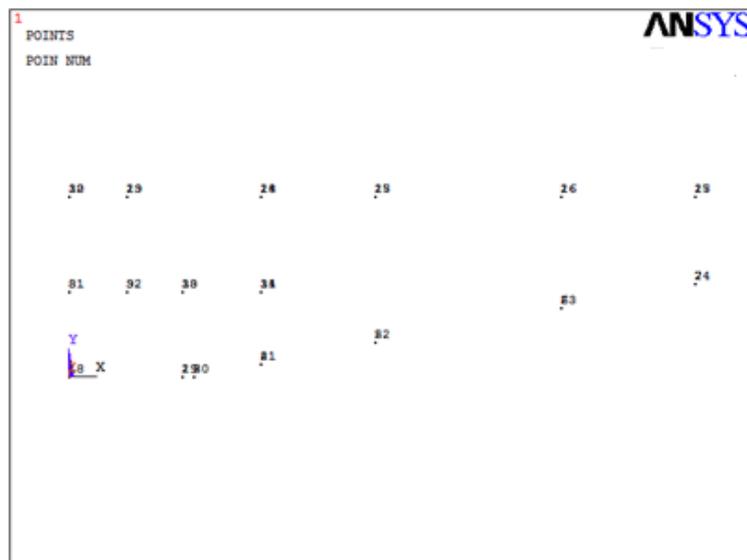


Figura 7-22. Nube de puntos que indican la intersección de las barras

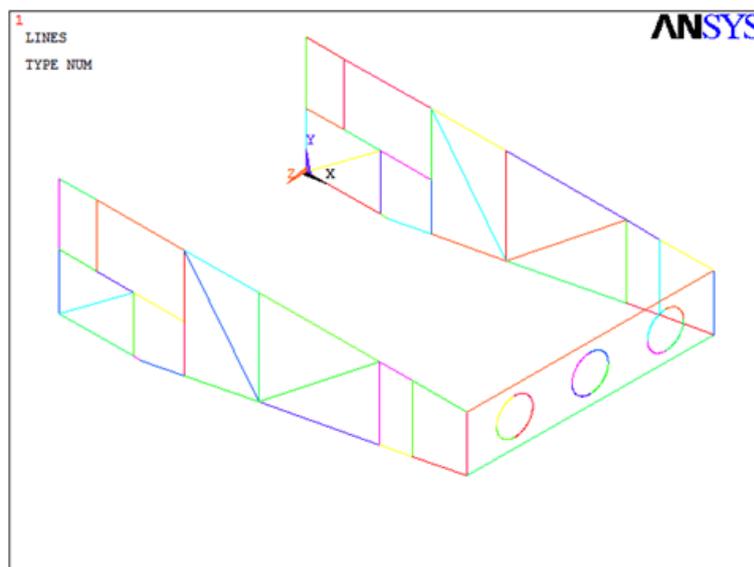


Figura 7-23. Modelo de barras de la estructura principal

Creamos áreas limitadas por las líneas allí donde la estructura dispone de chapas soldadas o atornilladas.

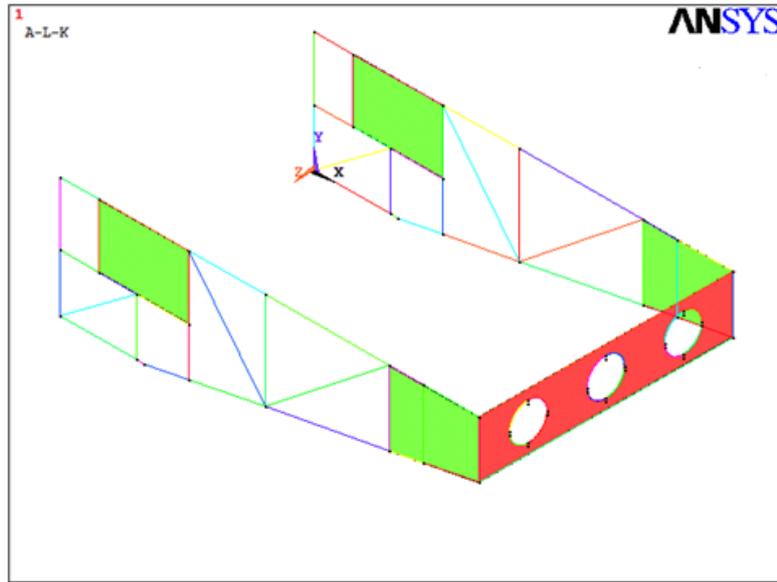


Figura 7-24. Áreas añadidas a modo de chapas

Tras comprobar que el modelo anterior era algo limitado se decidió añadir un mayor número de barras existentes en la estructura del voladizo trasero del autobús. Estas barras aportarán mayor rigidez a la estructura y limitarán los grados de libertad de la estructura principal que habíamos modelado en el inicio.

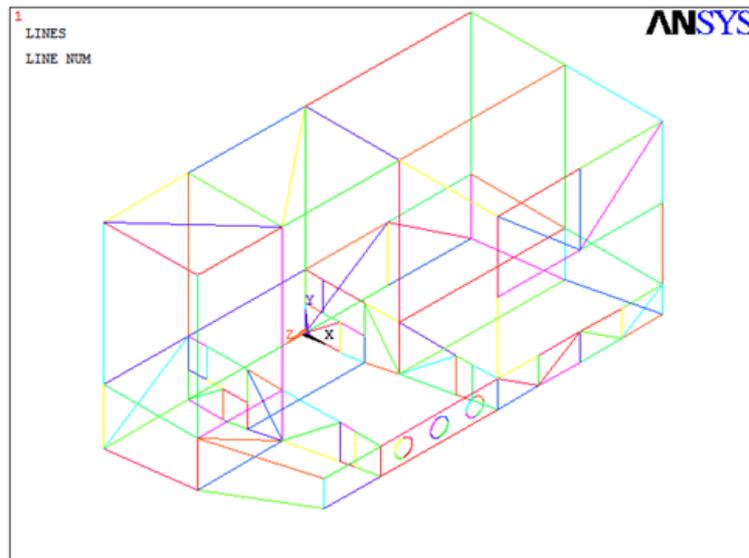


Figura 7-25. Modelo de barras completo del voladizo trasero

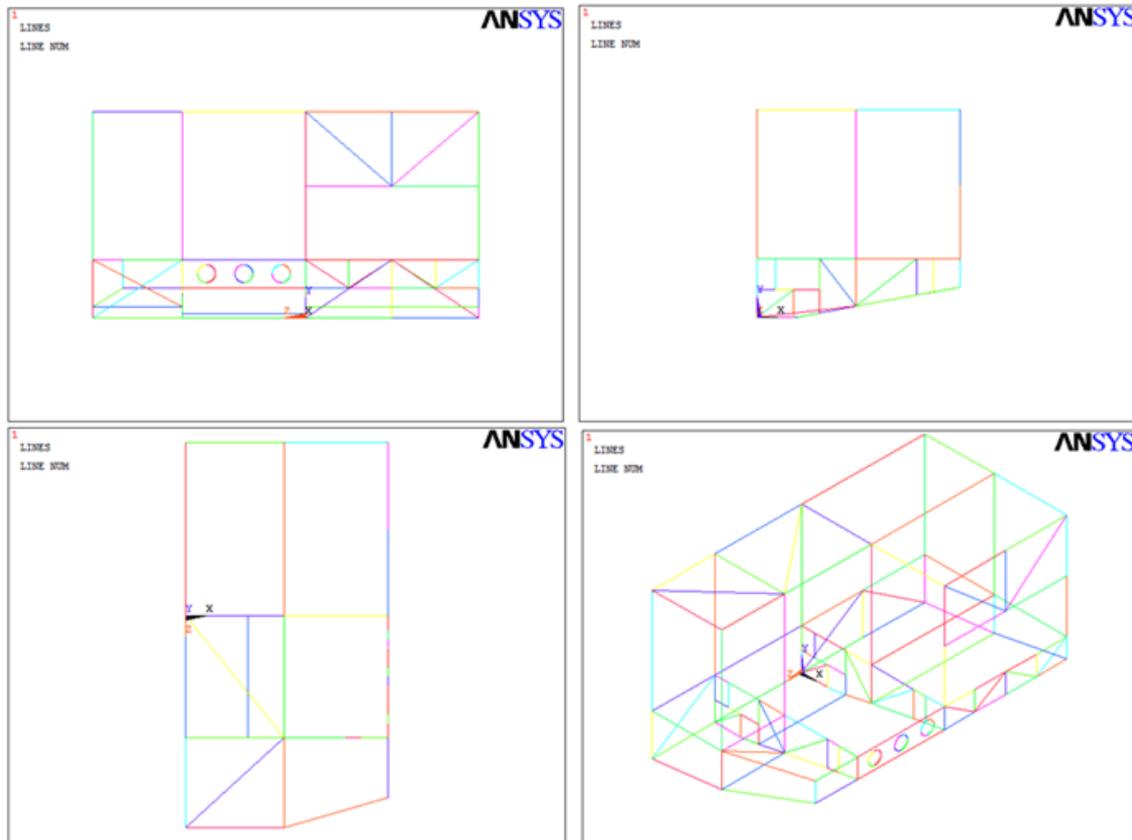


Figura 7-26. Vistas de la estructura completa

También añadimos otras chapas de mayor tamaño, pero que posteriormente veremos que son de menor espesor que las ubicadas en la estructura principal. Estas chapas separan el compartimento del motor del compartimento de las baterías y de otros elementos alojados en la parte posterior del vehículo.

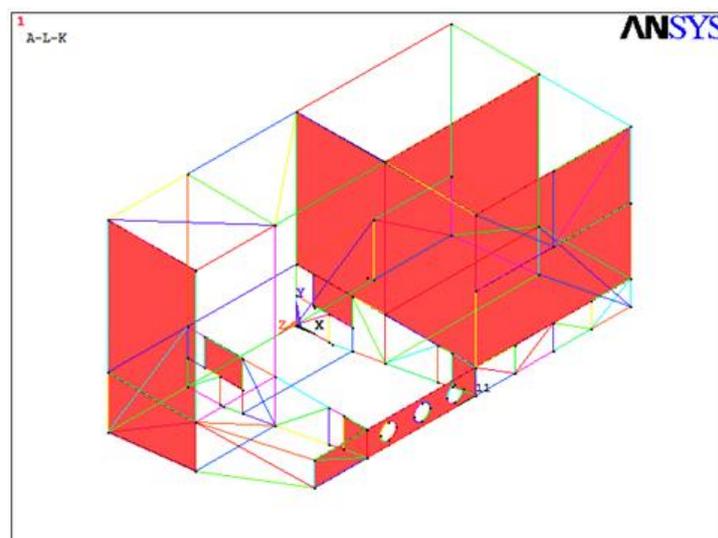


Figura 7-27. Modelo completo de la estructura

Una vez tenemos la estructura completa procedemos a asignar los diferentes tipos de elementos a las diferentes partes de la estructura. Definiremos tres tipos de elementos diferentes.

- Beam188: elemento barra para todas las líneas que actúan de tuberías rectangulares.
- Shell281: elemento plano con espesor para las chapas
- Mass21: elemento masa puntual, para simular las masas de los componentes que soporta la estructura.

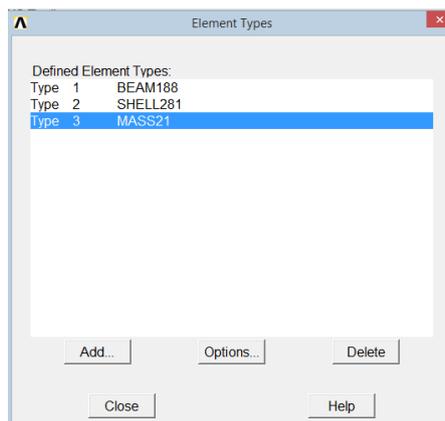


Figura 7-28. Tipos de elementos

Definimos tres constantes diferentes para las masas puntuales.

Las dos primeras corresponden a la masa del motor aplicada en dos zonas distintas de la estructura, soportes de la parte trasera y soportes de la parte delantera. La tercera es una masa genérica que aplicaremos en distintos puntos de la estructura para simular el peso de otros componentes, como el compresor, las baterías, etc.

Para estimar el peso que sustenta cada soporte de motor nos basamos en la masa total del motor con líquidos incluidos (600 kg), y en la posición del centro de gravedad del motor con respecto a los soportes. Estos datos están recogidos en las hojas de características del motor incluidas en el Anexo 2.

Considerando que el reparto es equitativo a ambos lados del motor, la diferencia estará entre la parte delantera y la trasera. Tras realizar los pertinentes cálculos de reacciones se concluyó que el peso que cae sobre los soportes traseros es de 2x120 kg, y en los soportes delanteros 2x180kg. Al definir las constantes introduciremos los valores de fuerza en unidades del Sistema Internacional, Newtons.

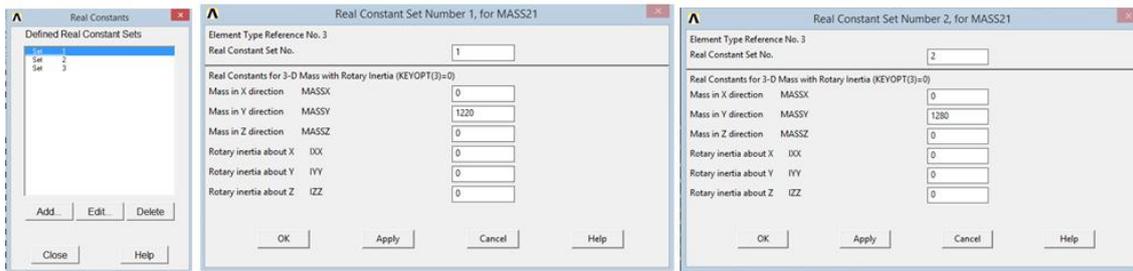


Figura 7-29. Definición de constantes para las masas puntuales del motor

Como valor genérico para las masas de los componentes restantes tomamos 100 kg que aplicaremos en múltiples puntos.

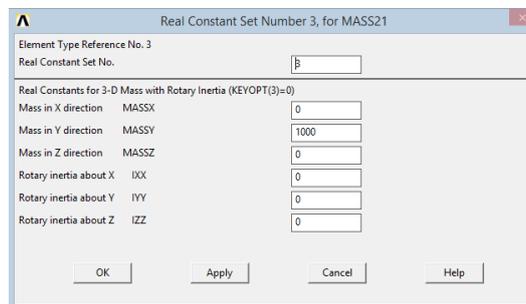


Figura 7-30. Constante para masa puntual genérica

Definimos la densidad, el límite elástico y el coeficiente de Poisson. El material del que están fabricados los tubos de la estructura es acero, tal y como pone en las hojas de características.

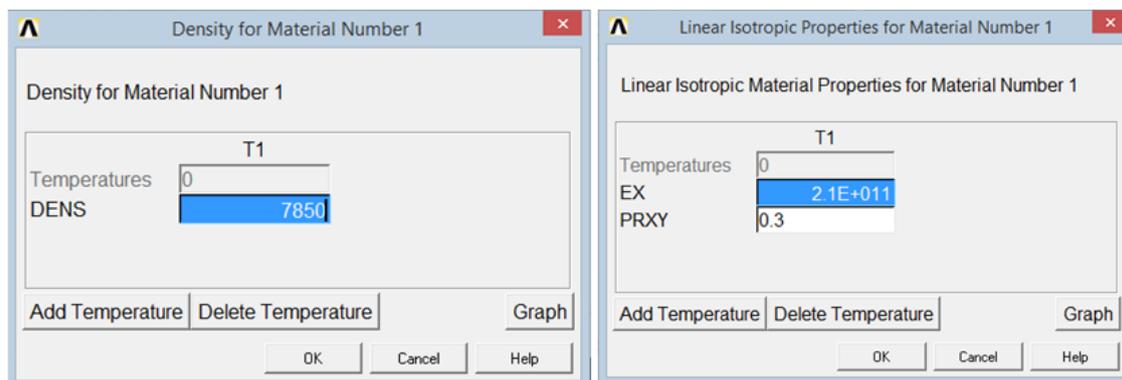


Figura 7-31. Definición de las propiedades del material

No todos los tramos de la estructura tienen la misma sección. Hemos considerado tres tipos de secciones distintas. Una sección rectangular de 50x40x4mm, otra de 40x40x4mm y otra de 40x40x6mm, basándonos en los planos de la estructura.

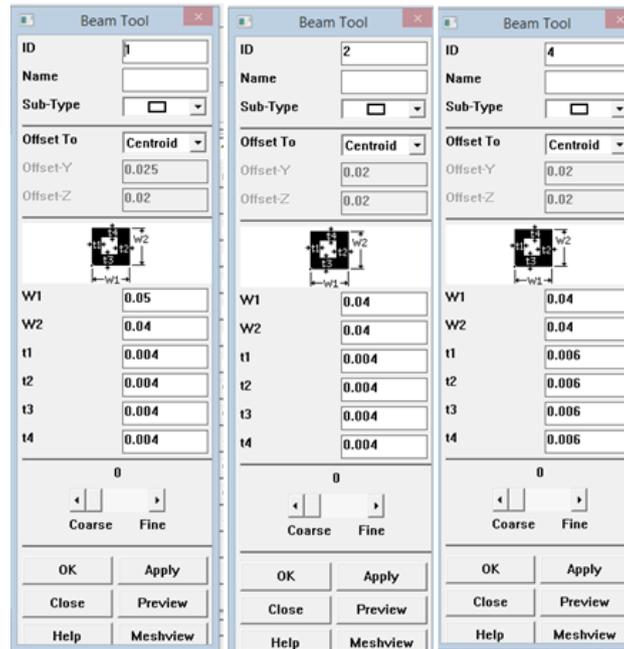


Figura 7-32. Definición de secciones para los elementos barra

Esta otra sección se ha definido como barra auxiliar para rigidizar la estructura en algunos puntos y aproximarla más a la realidad.

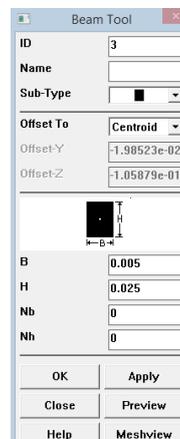


Figura 7-33. Sección de barras auxiliares

Los elementos planos tipo Shell se definen por su espesor, que se establece según sus capas. En nuestro caso definimos dos espesores distintos, uno para las chapas de la estructura principal del motor y otro para las chapas que separan los distintos compartimentos, de menor espesor.

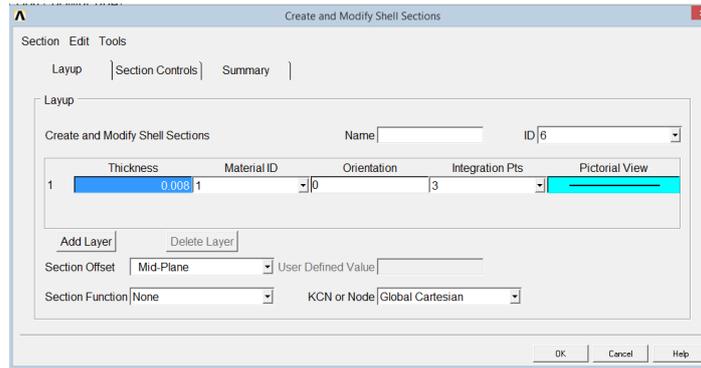


Figura 7-34. Definición del espesor de elemento Shell estructura principal

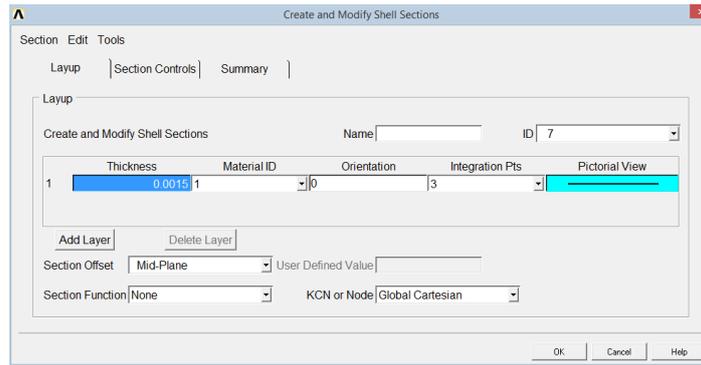


Figura 7-35. Definición del espesor de elemento Shell chapas adicionales

Una vez hemos definido todos los parámetros anteriores procedemos a mallar la estructura. Por un lado mallaremos las barras, aplicando las diferentes secciones en los tramos indicados. Por otro lado mallaremos las áreas diferenciando los dos espesores definidos, y por último mallaremos los puntos donde colocaremos las masas.

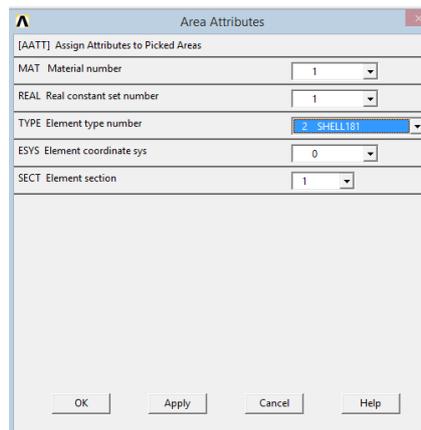


Figura 7-36. Definición de atributos de áreas

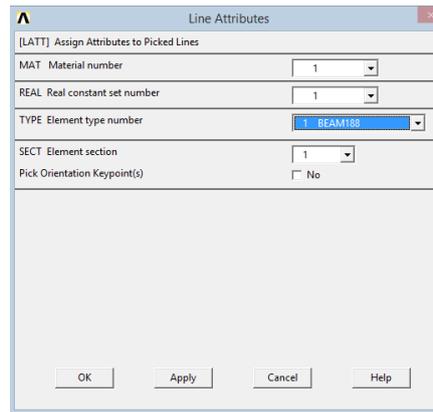


Figura 7-37. Definición de atributos para líneas

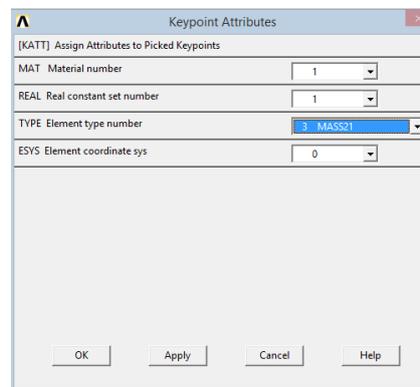


Figura 7-38. Definición de atributos para puntos

En la imagen se pueden apreciar los puntos donde se han aplicado masas puntuales. Los puntos sobre la estructura principal son aproximadamente los puntos de anclaje de los soportes del motor.

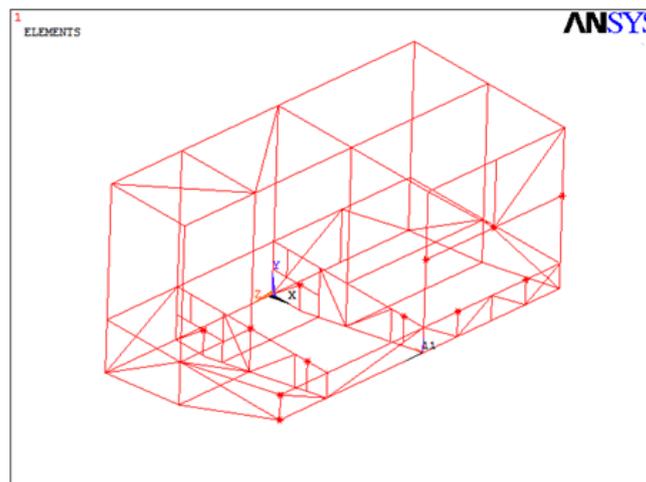


Figura 7-39. Localización de las masas puntuales

El resultado final del mallado es que se observa en la figura.

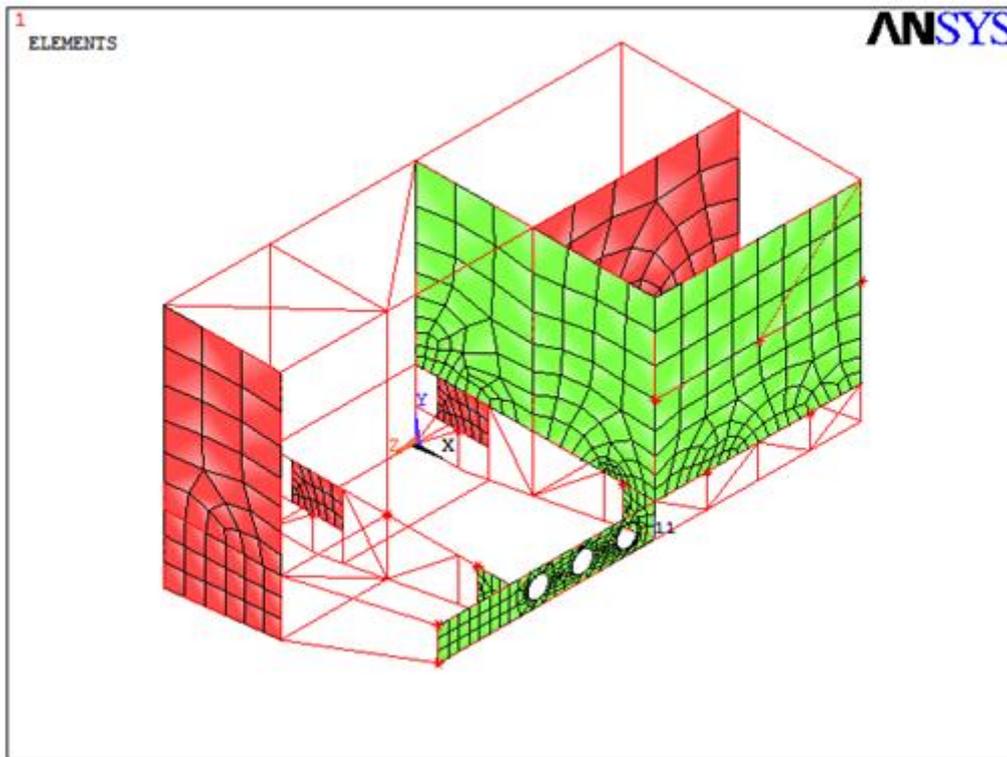


Figura 7-40. Mallado de la estructura completa

Así hemos acabado de realizar el modelo de nuestra estructura y ya podemos proceder a realizar el análisis modal. Los resultados se adjuntan el ANEXO 1.

## 8. ANÁLISIS EXPERIMENTAL

### 8.1. Instrumentación.

#### 8.1.1. SCADAS Mobile

El equipo utilizado para la adquisición de datos era una base portátil de la marca LMS llamada SCADAS Mobile, modelo SCM05.



Figura 8-1. SACADAS Mobile

Estas son algunas de sus características:

- Alojamiento para 8 canales en un solo equipo
- Tamaño compacto y bajo peso para una movilidad óptima
- Diseño robusto cualificado para soportar condiciones duras y altas temperaturas
- MIL-STD 810F cualificado para impactos y vibraciones
- Configuraciones maestro-esclavo para sistemas distribuidos y expansión de canales
- Operación muy silenciosa, si ventilador para refrigeración, ideal para medición acústica.
- Admite receptor GPS, IRIG-B y CAN-bus
- Hasta 204.8 kHz de rango de muestreo por canal
- Tecnología ADC de 24 bits
- Rango dinámico de 150 dB
- Generador de señal y tacómetro dual incorporados
- Interfaz de huésped Ethernet de alta velocidad
- Máximo poder de medida móvil
- Autonomía nominal de una 1 hora

| Frame code                                       | SCM01  | SCR01  | SCM02   | SCR02      | SCM03S | SCM05   | SCR05      | SCM06S |
|--|--|--------|---------|------------|--------|---------|------------|--------|
| Usage discipline                                 | L,M  | L,M,A  | L,M     | L,M,A      | -      | L,M     | L,M,A      | -      |
| Number of free slots                             | 1  | 1      | 2       | 2          | 3      | 5       | 5          | 6      |
| Max number of channels per frame                 | 8  | 8      | 16      | 16         | 24     | 40      | 40         | 48     |
| Channel expansion via slave frame                | -  | -      | yes     | yes        | yes    | yes     | yes        | yes    |
| Transfer rate (Msamples/sec)                     | 3,8  | 3,8    | 14      | 14         | -      | 14      | 14         | -      |
| Embedded tacho inputs                            | 2  | 2      | 2       | 2          | -      | 2       | 2          | -      |
| Embedded signal generator                        | 2  | 2      | 2       | 2          | -      | 2       | 2          | -      |
| Embedded CAN-bus                                 | option   | 1      | option  | 1          | -      | option  | 1          | -      |
| Embedded GPS                                     | option   | 1      | option  | 1          | -      | option  | 1          | -      |
| Embedded incremental encoder                     | option   | -      | option  | -          | -      | option  | -          | -      |
| Embedded IRIG-B                                  | option   | option | option  | option     | -      | option  | option     | -      |
| Wireless remote control                          | -  | yes    | -       | yes        | -      | -       | yes        | -      |
| Internal data storage                            | -  | yes    | -       | yes        | -      | -       | yes        | -      |
| Ethernet interface                               | 100Mb  | 100Mb  | 1Gb     | 1Gb        | -      | 1Gb     | 1Gb        | -      |
| Power consumption                                | 15Watts  |        | 25Watts |            |        | 40Watts |            |        |
| External power mode                              | Auto ranging AC using external mains adapter, Auto ranging DC input from 9VDC to 42VDC |        |         |            |        |         |            |        |
| Internal battery mode                            | Rechargeable Li-ion battery; rating 21.6V-1.6Ah  |        |         |            |        |         |            |        |
| Internal battery operation time (fully equipped) | 150min   |        | 90min   |            |        | 60min   |            |        |
| Cooling system                                   | Heat conduction via card guides, Cooling via heat pipes to heat sink                   |        |         |            |        |         |            |        |
| Dimensions (WxHxD) mm                            | 203x62x280   |        |         | 216x76x271 |        |         | 345x92x300 |        |
| Weight (full configuration)                      | 2.5kg  |        | 5.3kg   |            |        | 6.2kg   |            |        |
| Operating temperature                            | Operating: -20°C to +55°C, Storage: -20°C to +70°C                                     |        |         |            |        |         |            |        |
| Relative humidity                                | Up to 95% non-condensing   |        |         |            |        |         |            |        |
| Vibration protection                             | MIL-STD-810F [20-2000Hz (random): 7.7grms]   |        |         |            |        |         |            |        |
| Shock protection                                 | MIL-STD-810F [60gpk applying an 11ms sawtooth shock pulse; 3 shocks per direction]     |        |         |            |        |         |            |        |
| Ingress protection                               | IP32   |        |         |            |        |         |            |        |

L = Laboratory • M = Mobile • A = Autonomous  
 SCM = LMS SCADAS Mobile • SCR = LMS SCADAS Recorder • SCD = LMS SCADAS Durability Recorder  
 SCL = LMS SCADAS Lab  
 STR = Structures • SIG = Rotating Machinery • ENV = Environmental/ Vibration Control

Figura 8-2. Hoja de características de los modelos de equipos



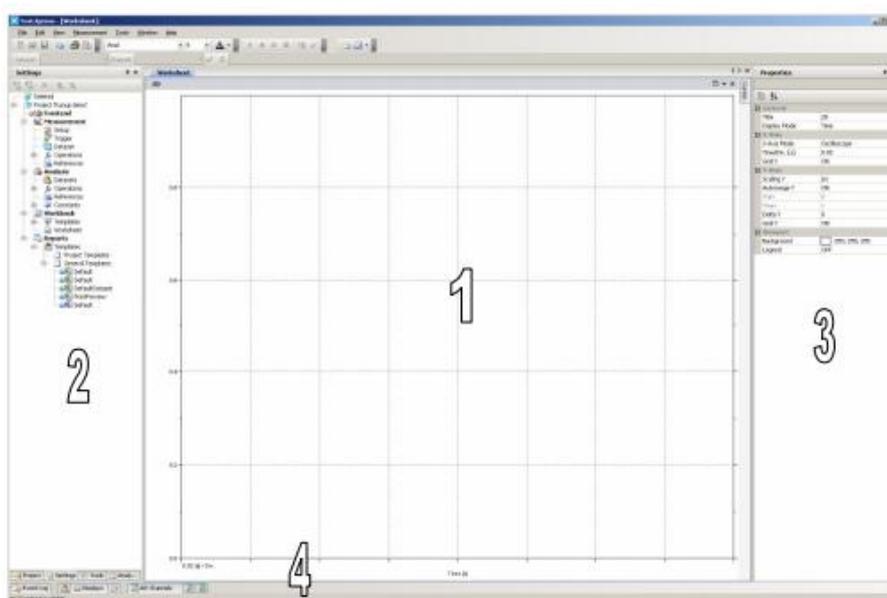
Figura 8-3. Detalles de las conexiones del SCADAS Mobile

### 8.1.2. LMS Test.Xpress

El software que se utiliza conjuntamente con el SCADAS Mobile es el LMS Test.Xpress. El SCADAS Mobile dispone de puerto LAN para conectarlo a un ordenador. De esta manera el programa recoge todos los datos de los experimentos, que se controlan con los diferentes comandos del programa Test.Express.

➤ Interfaz de usuario LMS Test.Xpress

Pulsando sobre el icono del escritorio abrimos el programa. La interfaz de usuario será como aparece en la imagen:



La pantalla está subdividida en un área de display (1), área de control y panel de selección a la izquierda (2), un área de propiedades a la derecha (3) y un área de rejilla en la parte inferior.

Cualquier muestra parte de la interfaz de usuario puede ser 'fijado' o 'desfijado'. Las pantallas ancladas son siempre visibles. Pantallas liberadas sólo son visibles cuando se mueve el ratón sobre ellos. Fijar y liberar se realiza pulsando el icono o en la parte superior derecha de la ventana.

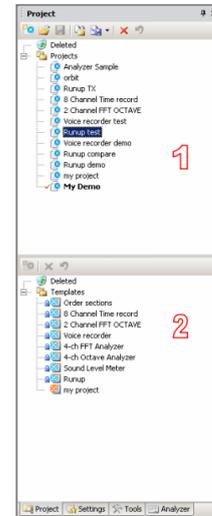
### 8.1.2.1. Área de control y selección

Este área permite al usuario acceder y seleccionar diferentes funciones. Las propiedades son siempre seleccionables en el panel de propiedades de la derecha. Los contenidos del panel de propiedades dependen de lo que esté seleccionado en ese instante en el área de control y selección o en el área de display.

#### ➤ Panel de proyectos

El panel de proyectos estructura diferentes tipos de medidas en proyectos específicos. Un proyecto consiste en:

- Configuración del Frontend
- Configuración de medida
- Datos medidos en 'Analysis Datasets'
- Diferentes tipos de displays.
- Operaciones de procesamiento



Un proyecto existente es activado haciendo doble clic en el árbol de proyectos. Los proyectos son mantenidos y organizados por el software Test.Xpress. Las carpetas necesarias y los archivos son automáticamente creados y controlados por el software.

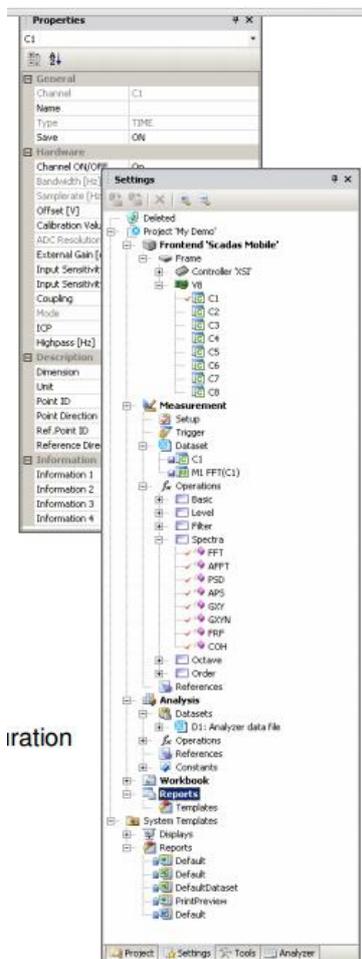
Los proyectos modelo (2) son proyectos vacíos que se pueden utilizar para crear nuevos proyectos basándose en las distribuciones ya establecidas.

#### ➤ Panel de configuración con árbol de comandos

El panel 'Settings' contiene un árbol completo perteneciente a un proyecto de medidas. Seleccionando partes del árbol Settings se pueden configurar en el panel de propiedades de la derecha.

The text below gives an overview of which parameters can be set when selecting specific parts of the browse tree :

A continuación se muestran los diferentes parámetros que se pueden configurar seleccionando las partes específicas dle árbol:



- Frontend

- o Marco : seleccionar el rango de muestreo

- o Modulos

- o Canales de RPM

- o Canales de salida

- o Canales analógicos

- Medidas

- o Setup : nombre de dataset e incrementos.

- o Trigger : configuración de comenzar y parar a tomar muestras.

- o Operaciones : selección de diferentes operaciones.

- o Referencias : Clic derecho sobre un dataset para guardar el set de operaciones como fichero de referencia.

- Análisis:

- o Datasets : contienen datos medidos que se podrán postprocesar posteriormente.

- o Operaciones : un set de operaciones más extenso para postprocesar está disponible.

- Workbook

- o Contiene una visión general de todos los displays y sus trazas.

- o Es posible crear hasta 3 hojas de trabajo haciendo doble clic sobre el icono correspondiente.

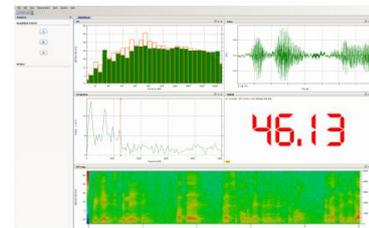
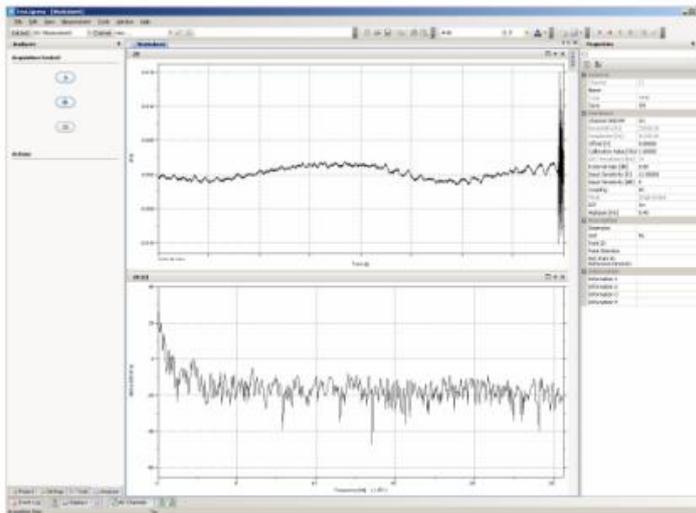
➤ Panel de herramientas

Este panel contiene funciones específicas :

- Calibración
- Sistema :
  - Muestra las licencias disponibles.
  - Permite cambiar a modo de administrador

➤ Panel de análisis

El panel de análisis permite ejecutar una medida con un simple set de botones.



Botones específicos están disponibles para iniciar la medida, grabando datos, postprocesando y reportando los resultados.

### 8.1.2.2. Área de display

La parte inferior de la interfaz de usuario contiene displays adicionales que dan una visión general de:

- Displays
- Gráficas de display.
- Canales analógicos
- Canales RPM
- Canales matemáticos

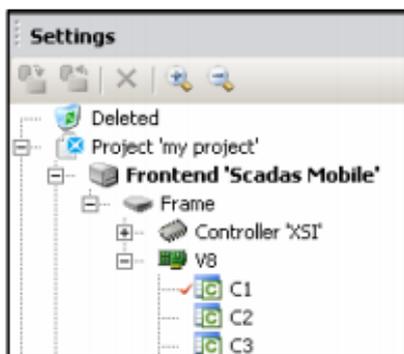
➤ Realizando la primera medida

El ejemplo siguiente muestra cómo configurar el sistema para la medición de un solo canal de (en este caso) un micrófono ICP. En caso de licencias especiales son necesarias para funciones específicas, esto también será mencionado en el ejemplo.

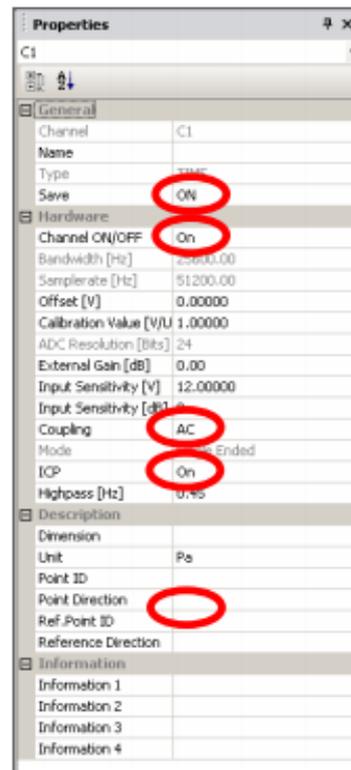
Prerrequisitos:

- SCM01 or SCM05 interfaz móvil con módulo de entrada de al menos 4 canales.
- TX-DPR.xx.1 Explorador de datos y motor de procesamiento (min. 4 canales) o
- TX-DTR.xx.1 Explorador de datos y motor de procesamiento (min. 4 channels)
- TX-FCT.01.2 FFT Analyzer o
- TX-FCT.02.2 Octave Analyzer

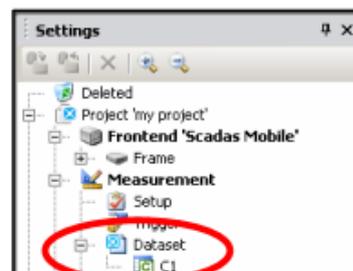
### 8.1.2.3. Configurar la medición



En el área de selección y control, asegurarse de que el panel de 'Settings' está activado. En el árbol que se abre de Settings, expandir la pestaña Frontend hasta que se puedan ver los canales individuales por módulo. Seleccionar el primer canal 'C1' haciendo clic en este canal en el árbol de Settings. El panel de propiedades en la parte derecha de la interfaz de usuario cambiará ahora para mostrar las propiedades de este primer canal. En el panel de propiedades, configurar las siguientes opciones:



- a. Channel : on
- b. Save: on (requiere TX-TDA.10.2 adquisición de datos de tiempo)
- c. Coupling : AC
- d. ICP : on
- e. Unit : Pa (or 'g' en caso de acelerómetros). En el árbol de Settings, una pestaña llamada 'Measurement Data' será ahora visible con un canal 'C1' presente como se indica en la figura.

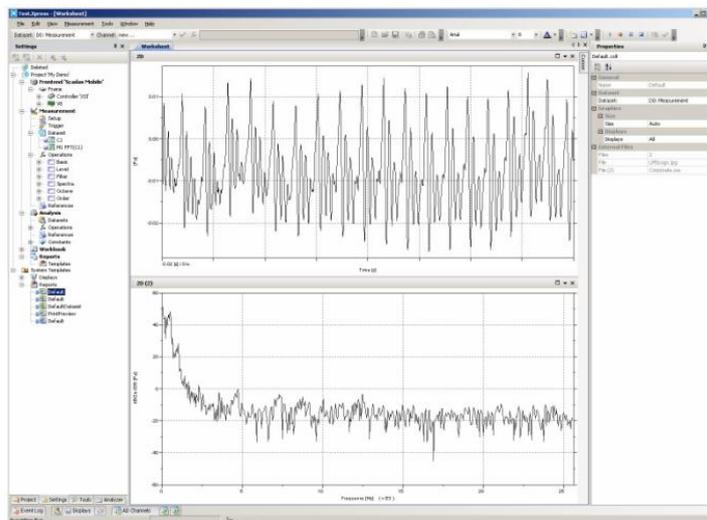


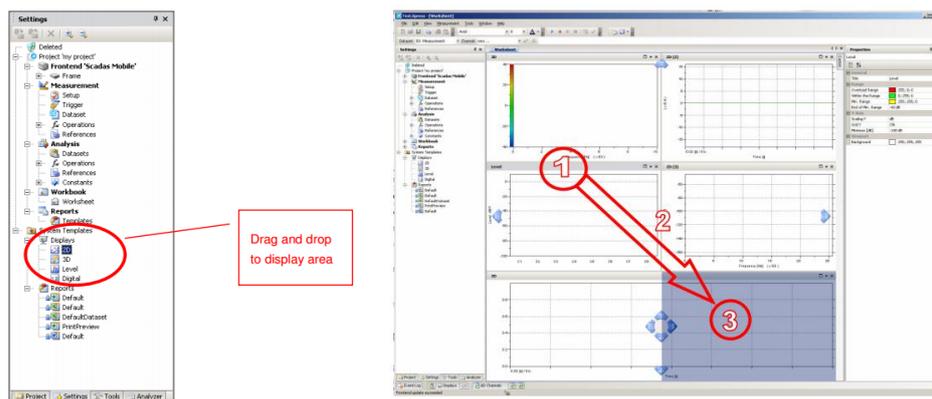
#### 8.1.2.4. Display de los datos

Se pueden añadir displays seleccionando View – Toolbars – Windows del menú. Un icono aparecerá en el escritorio que permite seleccionar los diferentes displays. Para añadir un display 2D pulsar dos veces en el icono correspondiente de la barra de herramientas. Mantener y arrastrar el canal C1 hasta el display superior y el canal M1 FFT(C1) al display inferior.

Pulsando el botón de play se mostrará la señal en tiempo real que está recogiendo el acelerómetro a través del canal C1.

No presionar el botón de grabar hará que se comience a grabar automáticamente de acuerdo con la configuración del 'Trigger' que se haya establecido previamente. Después de las medidas, los datos se recogen en C1 y M1 que estarán disponibles en el apartado 'Analysis Dataset' abriendo el menú correspondiente. A partir de este momento ya se pueden procesar y analizar las señales.



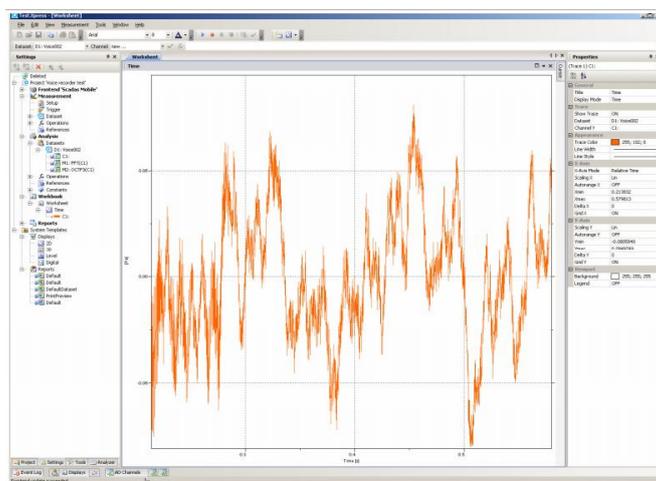


Mover los displays y colocarlos se puede hacer de manera fácil e intuitiva. Pulsando sobre ellos y manteniéndolos la barra del título (1) con el ratón y moviéndolos a través de (2). La zona en la que se puede depositar vendrá indicada por flechas con el área sombreada (3), indicando dónde será colocado el display en caso de que soltemos el ratón.

### ➤ Display 2D

EL display en 2D visualiza datos frente a un sólo eje x. Algunas configuraciones típicas son:

- Señales de tiempo: datos de medida originales (datos puramente temporales), niveles, revoluciones, señales filtradas a lo largo del tiempo, ordenes, señales suavizadas, etc.



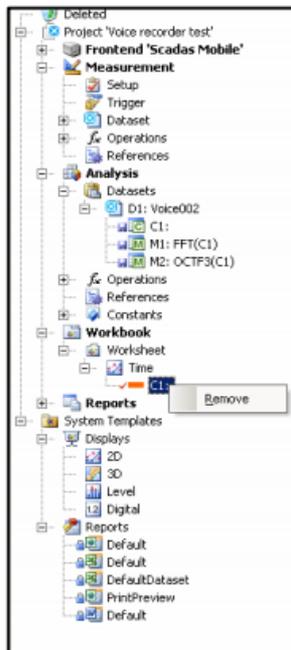
En este caso las señales son típicamente mostrados con el tiempo en el eje de abscisas. De todas formas, también es posible mostrar una señal frente a temperatura, rpm, presión u otras cantidades.

- Señales el dominio de la frecuencia, octava u orden.

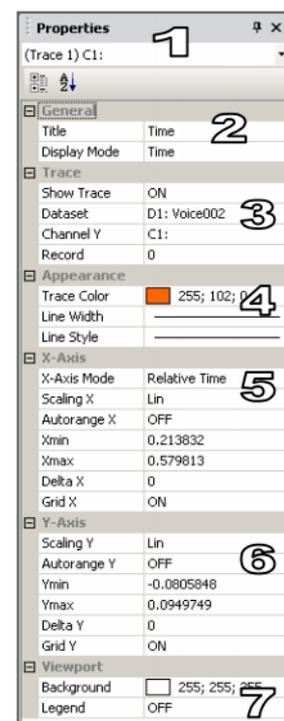
En este caso el eje de abscisas no muestra el tiempo, sino que se convierte al dominio de la frecuencia u orden. Los datos mostrados son entonces un único espectro de frecuencias, espectro de octavas o espectro de orden.

El display en 2D también se puede utilizar para comparar datos offline de medidas previas con datos en tiempo real de una medida online. Para visualizar los datos se pulsa y arrastra el canal del árbol de displays. Es posible visualizar más de un canal a la vez. Borrar una señal del display se hace seleccionando el canal y haciendo clic derecho para seleccionar la opción 'Remove'.

La primera gráfica determina el modo de display, i.e. si el eje de abscisas está en el dominio del tiempo, frecuencia u orden.

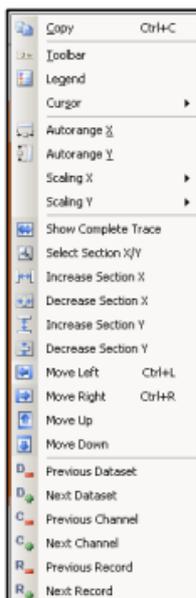


Las propiedades del display se pueden configurar seleccionándolo en el área de display o en el árbol abierto. Una vez seleccionado, las propiedades se mostrarán en el área de propiedades de la derecha.



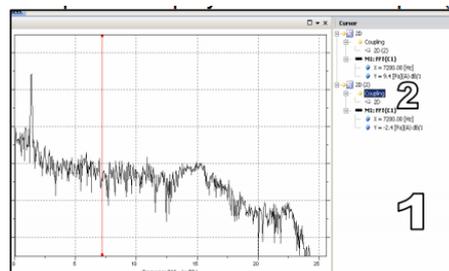
La gráfica para la cual se muestran las propiedades se muestran en lo más alto (1). Lo siguiente son algunos datos generales como el título o el modo de display (2). El modo de display se selecciona automáticamente cuando se suelta la gráfica sobre la zona de display. Las propiedades de la gráfica (3) permiten seleccionar la gráfica a mostrar, y la apariencia (4) permite cambiar las propiedades.

Los dos apartados siguientes determinan las propiedades de los ejes X (5) e Y (6). Finalmente propiedades adicionales como el fondo o la leyenda se pueden seleccionar en (7).



Haciendo clic derecho sobre un display abre un menú que permite más configuraciones sobre el propio display como zoom, movimiento a través de los canales, copia de del display, añadir cursor, etc.

Cuando se añade un cursor, valores X-Y aparecen en un panel separado (1). Cuando se añaden cursores a diferentes displays, es posible acoplar estos cursores en el panel de cursor. En el panel de cursor, escoger un display específico y seleccionar 'Couple' (2).



#### 8.1.2.5. Análisis y proceso de datos: FFT

El siguiente paso es convertir una señal a una Transformada Rápida de Fourier (Fast Fourier Transformation)

a. Convertir una señal al dominio de la frecuencia (requiere TX-FCT.01.2 FFT Analyzer)

En el árbol de configuración 'Settings', abrimos 'Measurement'- 'Operations' – 'Spectra' y doble click en 'FFT'.

En la línea de comandos, en la parte superior de la pantalla, se hará visible la FFT como operación, se puede introducir en qué canal se desea que se realice la operación . En este caso será el canal C1. También hay que comprobar que el conjunto de datos (dataset) en el que estamos trabajando sea el correspondiente al canal sobre el que queremos realizar la operación. Comprobar también que el canal afectado será 'New Channel', queremos crear un canal adicional que será la FFT de C1:

Antes de llevar a cabo la operación, se pueden configurar los parámetro de la FFT en el panel 'Properties' de la derecha:

a. Nombre : FFT(C1) por defecto; se puede cambiar si se necesita.

b. Save : ON. Cuando activamos el modo Save los datos de la FFT serán grabados en la memoria dentro del proyecto en el que estemos trabajando.

c. Export : ON. Cuando activamos esta opción los datos de la FFT serán incluidos en cualquier fichero que se exporte del set de datos actual.

d. Block Size : 4096. Este valor se selecciona para cambiar la resolución de la frecuencia (i.e. Delta-F es el rango de muestreo dividido por el tamaño del bloque (Block size)).

e. Block Time : 2

f. Delta-F : 0.5

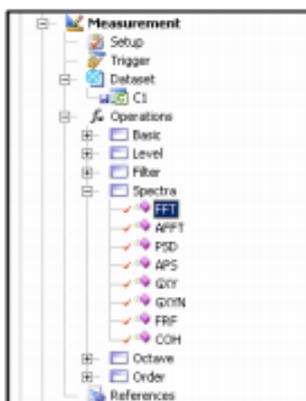
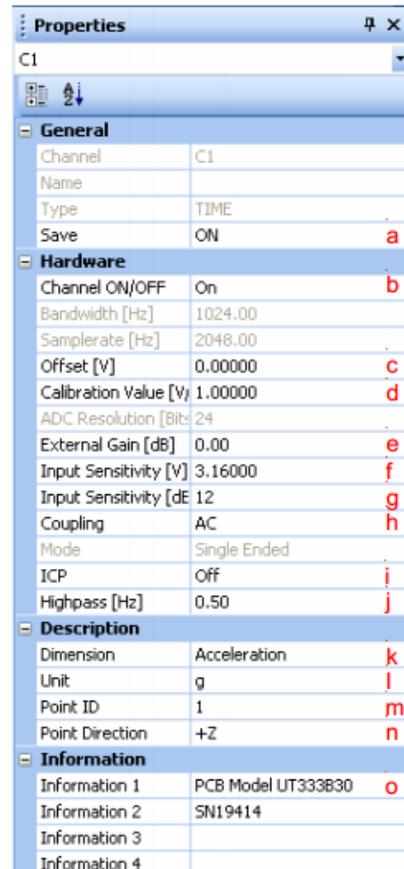
g. Zerofill : False

h. Window : Hanning. Esta ventana es aplicada generalmente con el propósito de analizar señales aleatorias con componentes discretas de frecuencia. Tiene el efecto de aplicar un filtro de tope redondeado.

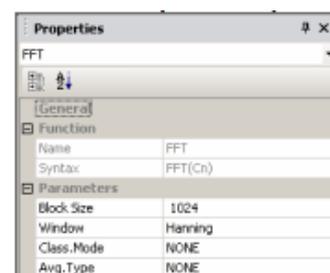
i. Class.Mode : Overlap Overlap : 80 From : 0 To : 0

j. Description : Completado automáticamente basándose en la información del canal sobre el cual se aplica la operación.

k. Information : Información definible por el usuario acerca del canal.



Si todos los parámetros son correctos, la operación puede ser aceptada haciendo clic en el botón de aceptar en la línea de comandos o pulsando 'enter'. A continuación aparecerá el nuevo canal con la FFT dentro de nuestro conjunto de datos:



### 8.1.3. Martillo

Para realizar en test de impacto es necesario utilizar un martillo específico para este tipo de excitación. El martillo empleado es el modelo 5850A de la marca Dytran Instruments, Inc. El martillo se conecta directamente al sistema de adquisición SCADAS, que es el encargado de recoger la información de todos los sensores y de enviarla al ordenador.



Figura 8-4. Martillo Dytran 5850A conectado y en la caja con masas adicionales y puntas.

En el esquema del martillo de impacto podemos ver que dispone de un selector de sensibilidad en el mango. Este selector posee tres posiciones, permitiendo así poder elegir entre tres sensibilidades para la más adecuada realización de los ensayos.

| Posición del selector          | Dytran 5850A |       |        |
|--------------------------------|--------------|-------|--------|
|                                | 100          | 10    | 1      |
| Rango (N)                      | 222,5        | 2,225 | 22,25  |
| Sensibilidad (mV/N)            | 22,5         | 2,25  | 0,225  |
| Fuerza máxima (N)              | 4,448        | 8,9   | 35,585 |
| Frecuencia de resonancia (kHz) | 75           |       |        |

Tabla 8. Hoja de características del martillo

Además de disponer de tres sensibilidades distintas, el martillo también dispone de dos masas adicionales de 58 y 110 . Atendiendo a la masa con la que se golpea se debe verificar la siguiente relación.



Figura 8-5. Martillo Dytran 5850A

$$\frac{1}{10} < \frac{M_{\text{martillo}}}{M_{\text{estructura}}} < \frac{1}{1000}$$

➤ Elección de la cabeza del martillo

Las frecuencias contenidas en la energía suministrada a la estructura son función de la rigidez de las áreas de contacto y la masa del martillo. Este contenido de frecuencias se controla, en general, variando la rigidez de la cabeza del martillo. Cuanto más dura sea la cabeza del martillo más corta será la duración del impulso resultante con un rango de frecuencias de excitación mayor.

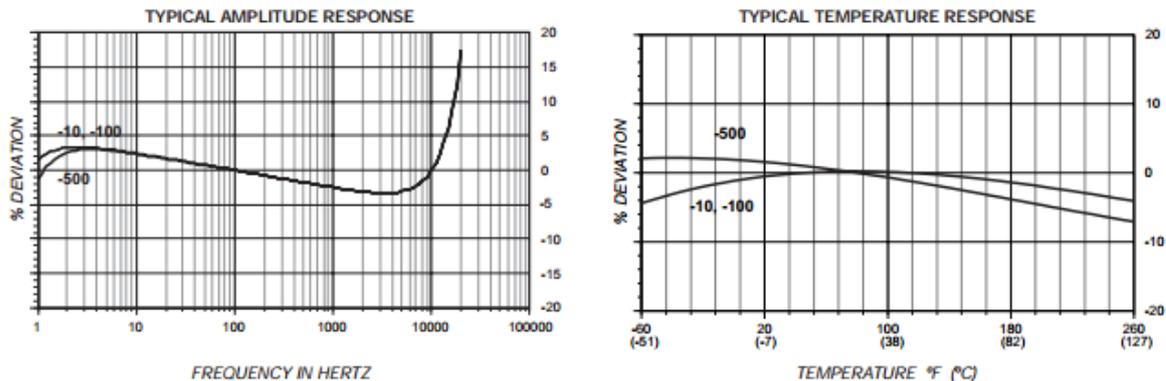
### 8.1.4. Acelerómetros

El tipo de sensores que hemos utilizado son acelerómetros piezoeléctricos de la marca ISOTRON. El modelo empleado responde al código 7254A-100.

Este modelo es pequeño pero robusto, con la electrónica integrada. Diseñado específicamente para la medición de vibraciones en estructuras y otros objetos. La unidad está herméticamente sellada contra la contaminación externa. Tiene una alta sensibilidad y un ratio señal/ruido alto, así como un amplio ancho de banda.



Incorpora un elemento de cristal del tipo P-8 del fabricante PIEZITE®, que opera en modo de torsión anular, que exhibe una baja sensibilidad a las tensiones sobre la base y una estabilidad buena con el tiempo. Este acelerómetro incorpora un acondicionador híbrido de señal mediante un sistema de doble cable, que transmite su voltaje de salida de baja impedancia a través del mismo cable que suministra la potencia de corriente constante. La señal de tierra está conectada a la carcasa exterior. Cuando se utiliza con un soporte aislante, se puede aislar eléctricamente de la tierra. el sufijo 100 indica la sensibilidad de la unidad, en este caso 100 mV/g.



A continuación se adjuntan las especificaciones del modelo.



Figura 8-6. Acelerómetro real del laboratorio

# ISOTRON® Accelerometer

## SPECIFICATIONS

The following performance specifications conform to ISA-RP-37.2 (1964) and are typical values, referenced at +75°F (+24°C), 4 mA, and 100 Hz, unless otherwise noted. Calibration data, traceable to National Institute of Standards and Technology (NIST), is supplied.

| DYNAMIC CHARACTERISTICS             | Units | -10  | -100         | -500 |
|-------------------------------------|-------|------|--------------|------|
| RANGE                               | g     | ±500 | ±50          | ±10  |
| VOLTAGE SENSITIVITY, Typical [1]    | mV/g  | 10   | 100          | 500  |
| FREQUENCY RESPONSE                  |       |      |              |      |
| Resonance Frequency                 | kHz   |      | 45           |      |
| Amplitude Response, [2]             |       |      |              |      |
| ±5%                                 | Hz    |      | 1 to 10 000  |      |
| ±1dB                                | Hz    |      | .5 to 15 000 |      |
| TRANSVERSE SENSITIVITY              | %     |      | ≤ 5          |      |
| TEMPERATURE RESPONSE                |       |      |              |      |
| AMPLITUDE NONLINEARITY, to F.S. [3] | %     | 1    | 1            | 2    |

## OUTPUT CHARACTERISTICS

|                           |              |       |                |        |  |
|---------------------------|--------------|-------|----------------|--------|--|
| OUTPUT POLARITY           |              |       |                |        | Acceleration directed into base produces positive output |
| DC OUTPUT BIAS VOLTAGE    | Vdc          |       | +11.3 to +12.7 |        |  |
| OUTPUT IMPEDANCE          | Ω            |       | ≤ 100          |        |  |
| FULL SCALE OUTPUT VOLTAGE | V            |       | ±5             |        |  |
| RESOLUTION .5 to 15kHz    | equiv. g rms | 0.002 | 0.0005         | 0.0003 |  |
| OVERLOAD RECOVERY         | μs           |       | ≤ 10           |        |  |
| GROUNDING                 |              |       |                |        | Signal ground connected to case                          |

## POWER REQUIREMENT

|                    |     |  |            |  |
|--------------------|-----|--|------------|--|
| COMPLIANCE VOLTAGE | Vdc |  | +20 to +24 |  |
| SUPPLY CURRENT     | mA  |  | +2 to +10  |  |
| WARM-UP TIME       | sec |  | < 5        |  |

## ENVIRONMENTAL CHARACTERISTICS

|                               |                      |      |              |      |                                   |
|-------------------------------|----------------------|------|--------------|------|-----------------------------------|
| TEMPERATURE RANGE             |                      |      |              |      | -67°F to +257°F (-55°C to +125°C) |
| HUMIDITY                      |                      |      |              |      | Hermetically sealed               |
| SINUSOIDAL VIBRATION LIMIT    | g pk                 | 500  | 200          | 50   |                                   |
| SHOCK LIMIT                   | g pk                 | 5000 | 5000         | 1000 |                                   |
| BASE STRAIN SENSITIVITY       | equiv. g pk/μ strain |      | 0.005        |      |                                   |
| THERMAL TRANSIENT SENSITIVITY | equiv. g pk/°F (°C)  |      | 0.02 (0.036) |      |                                   |
| ELECTROMAGNETIC SENSITIVITY   | equiv. g rms/gauss   |      | 0.00004      |      |                                   |

## PHYSICAL CHARACTERISTICS

|                 |             |  |          |  |                     |
|-----------------|-------------|--|----------|--|---------------------|
| DIMENSIONS      |             |  |          |  | See Outline Drawing |
| WEIGHT          | gm (oz)     |  | 20 (0.7) |  |                     |
| CASE MATERIAL   |             |  |          |  | Stainless Steel     |
| CONNECTOR       |             | 10-32 receptacle, side mounted, mates with Endevco 3000 Series Cable |          |  |                     |
| MOUNTING TORQUE | lbf-in (Nm) |  | 18 (2)   |  |                     |

## CALIBRATION

|                                |      |  |                 |  |
|--------------------------------|------|--|-----------------|--|
| SUPPLIED:                      |      |  |                 |  |
| VOLTAGE SENSITIVITY            | mV/g |  |                 |  |
| MAXIMUM TRANSVERSE SENSITIVITY | %    |  |                 |  |
| FREQUENCY RESPONSE             | %    |  | 20 Hz to 10 kHz |  |

## ACCESSORIES

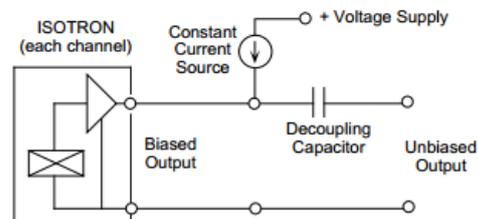
|                        |                               |
|------------------------|-------------------------------|
| Model 2981-12          | MOUNTING STUD, 10-32 TO 10-32 |
| Model 3061-120 (10 ft) | CABLE ASSEMBLY                |
| EHM 464                | WRENCH, HEX KEY               |

## OPTIONAL ACCESSORIES

|              |   |
|--------------|---|
| Model 2950   | TRIAXIAL MOUNTING BLOCK                 |
| Model 2980M9 | INSULATED MOUNTING STUD, 10-32 to 10-32 |

## NOTES

- ±5% sensitivity on special order.
- ±5% to 1 Hz available with special orders.
- Short duration shock pulses, such as those generated by metal-to-metal impacts, may excite transducer resonance and cause linearity errors. Send for TP290 for more details.
- Maintain high levels of precision and accuracy using Endevco's factory calibration services. Call Endevco's inside sales force at 800-982-6732 for recommended intervals, pricing and turn-around time for these services as well as for quotations on our standard products.



Model 133  
3-Channel Signal  
Conditioner



## 8.2. Test de impacto

### 8.2.1. Metodología

Para la metodología del test de impacto con martillo se muestra a continuación un caso simplificado sobre una barra, tal y como se ha hecho en Ansys, para mostrar los aspectos básicos del ensayo y los resultados de forma abreviada y con mayor claridad.

El sistema que se ensaya es una barra en posición vertical con las dimensiones en milímetros que se muestran en la figura.

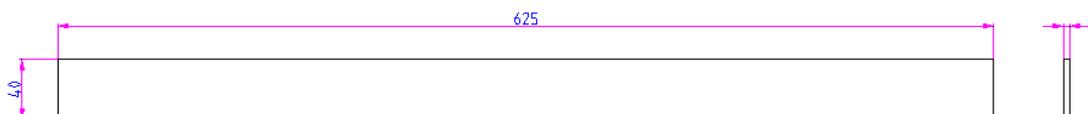


Figura 8-7. Geometría de la barra objeto del experimento

#### ➤ Colocación de los sensores

En primer lugar se coloca un único sensor en la barra en la parte inferior. Los criterios de colocación del sensor en la barra son dos: evitar que la propia masa del acelerómetro influya en la amplitud y modo de vibración de la barra al estar colocado en la parte de mayor desplazamiento; evitar cualquier nodo de los principales modos de vibración ya que esto provocaría que dicho modo no se viera excitado.

Habrà un segundo canal conectado al martillo que utilizaremos para excitar la barra. En disposición 100 de sensibilidad, no necesitaremos aplicar una gran fuerza.



Figura 8-8. Selector de sensibilidades

Conectamos el sensor mediante un cable al SCADAS Mobile, y éste al ordenador. Arrancamos el programa y creamos un nuevo proyecto que llamaremos 'test\_Barra'.

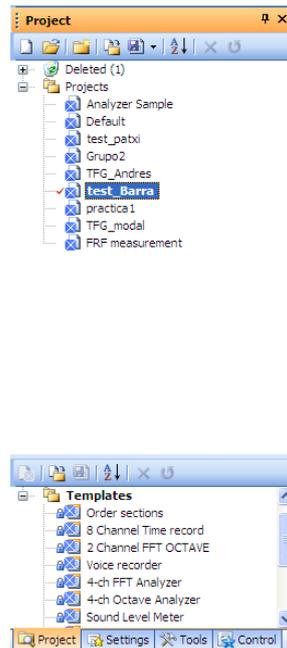


Figura 8-9. Nuevo proyecto

➤ Configuración de los canales

Configuramos ambos canales, dándoles nombre, unidades (g y N), etc.

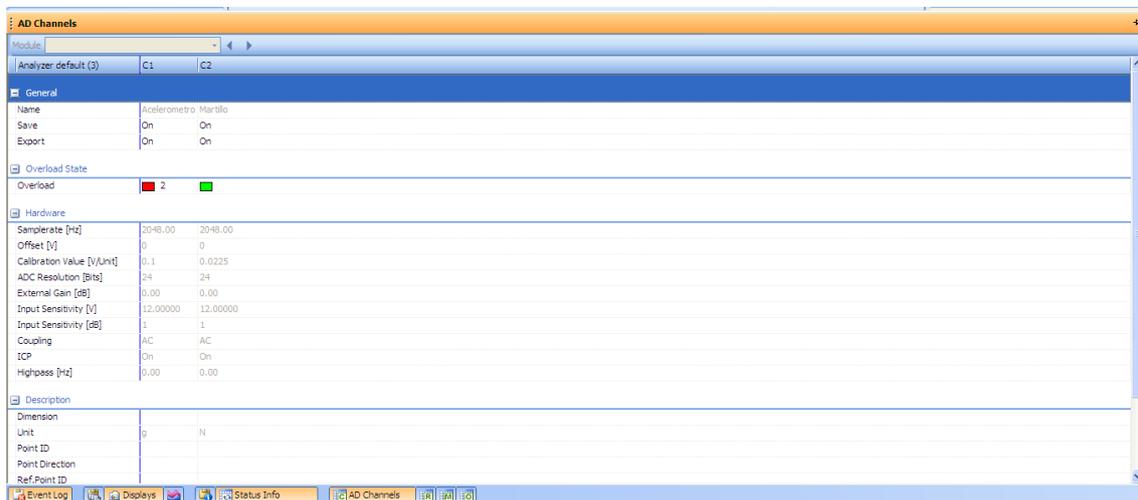


Figura 8-10. Configuración de canales

➤ Configuración de los parámetros de muestreo

Establecemos el tiempo de muestreo, teniendo en cuenta que deberá ser lo suficientemente largo para que los modos de menor frecuencia se desarrollen

completamente y permitiendo que la vibración primaria se apacigüe casi por completo.

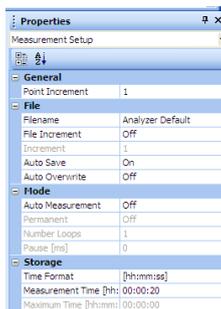


Figura 8-11. Tiempo de muestreo

Damos un valor lógico al 'Trigger' después de realizar varias pruebas para comprobar la fuerza necesaria.

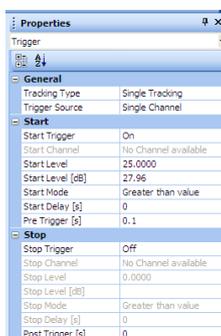


Figura 8-12. Parámetro del Trigger o disparador

- Canal en dominio de tiempo

Creamos un display 2D donde podamos ver en tiempo real los valores que toma el acelerómetro.

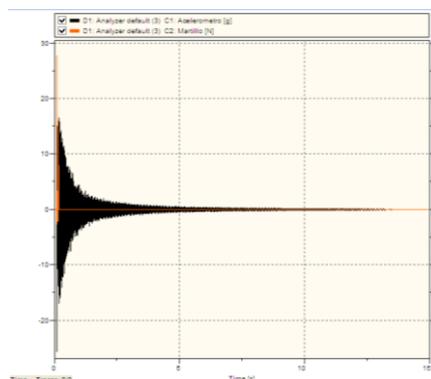


Figura 8-13. Respuesta temporal de la barra

Se procede a realizar el impacto sobre la barra con el martillo. El programa detectará si la fuerza aplicada ha sido superior al valor del Trigger y en caso afirmativo comenzará a grabar los datos.

Una vez se han guardado todos los datos podremos llevar a cabo las operaciones matemáticas pertinentes.

Para el caso de la barra se han llevado a cabo dos ensayos de impacto sobre los ejes X e Y. A continuación se muestran los resultados de las operaciones matemáticas para ambos casos.

➤ Transformada rápida de Fourier

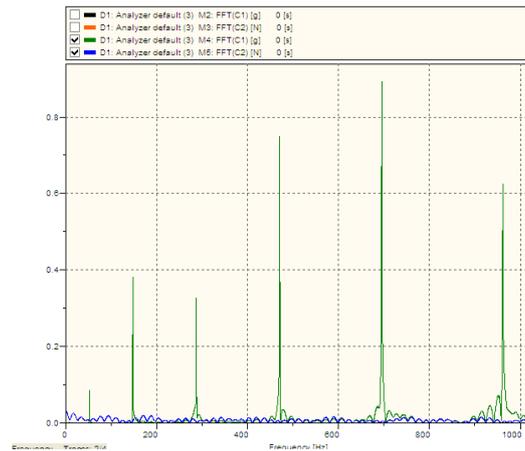


Figura 8-14. Transformada Rápida de Fourier (FFT) en escala lineal



Figura 8-15. Transformada Rápida de Fourier (FFT) en escala logarítmica

➤ Función de Respuesta en Frecuencia

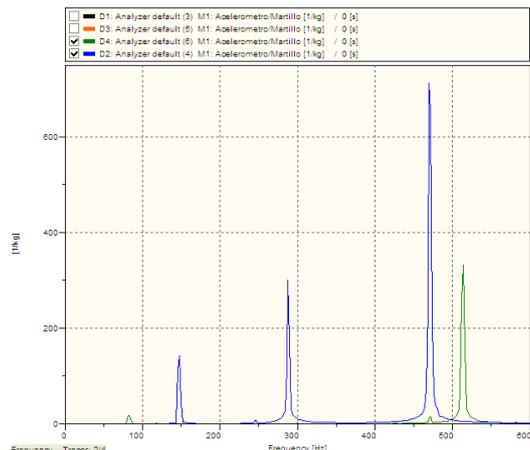


Figura 8-16. Función de respuesta en frecuencia (FRF) en escala lineal

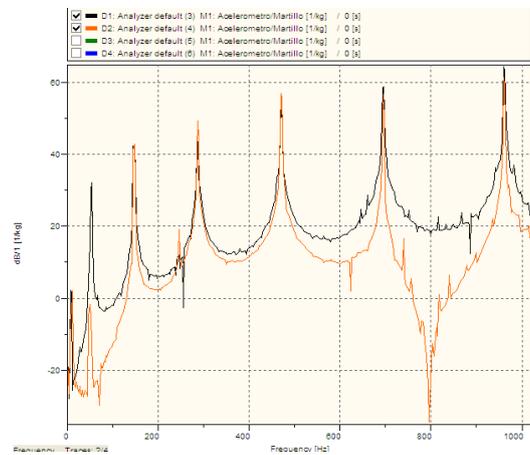


Figura 8-17. Función de respuesta en frecuencia (FRF) en escala logarítmica

➤ Display en 3D

Podemos ver la evolución a lo largo del tiempo de la función de respuesta en frecuencia.

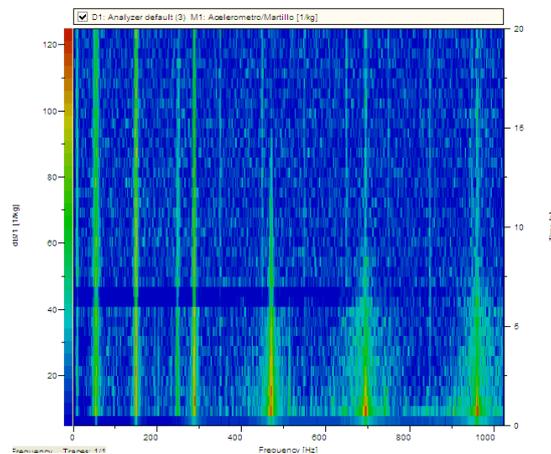


Figura 8-18. Función de respuesta en frecuencia (FRF) en 3 dimensiones

### 8.2.2. Adquisición de datos

Posición del selector del martillo en 1, fuerza máxima más alta. Se necesita un impacto de relativamente gran fuerza para poder excitar toda la estructura. El conjunto de estructura más componentes ronda los 2000 kg. La estructura se puede estimar que entra dentro del rango de 1000 veces la masa del martillo, que se utilizó con la masa adicional de 110 g.

| Canal | ID | Eje | Posición   | Sensibilidad (mv/g) |
|-------|----|-----|------------|---------------------|
| 1     | 12 | Z   | estructura | 0,01                |
| 2     | 13 | Z   | estructura | 0,1                 |
| 3     | 15 | Z   | motor      | 0,01                |
| 4     | 19 | Y   | estructura | 0,1                 |

Tabla 9. Identificación de canales

| AD Channels                |                                      |                                      |                                      |                                      |                                      |
|----------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| Module                     |                                      |                                      |                                      |                                      |                                      |
| Run3                       | C1                                   | C2                                   | C3                                   | C4                                   | C5                                   |
| <b>General</b>             |                                      |                                      |                                      |                                      |                                      |
| Name                       | 12                                   | 13                                   | 15                                   | 19                                   | Martillo                             |
| Save                       | On                                   | On                                   | On                                   | On                                   | On                                   |
| Export                     | On                                   | On                                   | On                                   | On                                   | On                                   |
| <b>Overload State</b>      |                                      |                                      |                                      |                                      |                                      |
| Overload                   | <span style="color: green;">■</span> | <span style="color: green;">■</span> | <span style="color: green;">■</span> | <span style="color: green;">■</span> | <span style="color: red;">■</span> 1 |
| <b>Hardware</b>            |                                      |                                      |                                      |                                      |                                      |
| Samplerate [Hz]            | 5120.00                              | 5120.00                              | 5120.00                              | 5120.00                              | 5120.00                              |
| Offset [V]                 | 0                                    | 0                                    | 0                                    | 0                                    | 0                                    |
| Calibration Value [V/Unit] | 0.009943                             | 0.1007                               | 0.01002                              | 0.1028                               | 0.0225                               |
| ADC Resolution [Bits]      | 24                                   | 24                                   | 24                                   | 24                                   | 24                                   |
| External Gain [dB]         | 0.00                                 | 0.00                                 | 0.00                                 | 0.00                                 | 0.00                                 |
| Input Sensitivity [V]      | 12.00000                             | 12.00000                             | 12.00000                             | 12.00000                             | 12.00000                             |
| Input Sensitivity [dB]     | 1                                    | 1                                    | 1                                    | 1                                    | 1                                    |
| Coupling                   | AC                                   | AC                                   | AC                                   | AC                                   | AC                                   |
| ICP                        | Off                                  | Off                                  | Off                                  | Off                                  | On                                   |
| Highpass [Hz]              | 0.00                                 | 0.00                                 | 0.00                                 | 0.00                                 | 0.00                                 |
| <b>Description</b>         |                                      |                                      |                                      |                                      |                                      |
| Dimension                  |                                      |                                      |                                      |                                      |                                      |
| Unit                       | g                                    | g                                    | g                                    | g                                    | N                                    |
| Point ID                   |                                      |                                      |                                      |                                      |                                      |

Figura 8-19. Configuración de los canales

➤ Parámetro muestreo tiempo

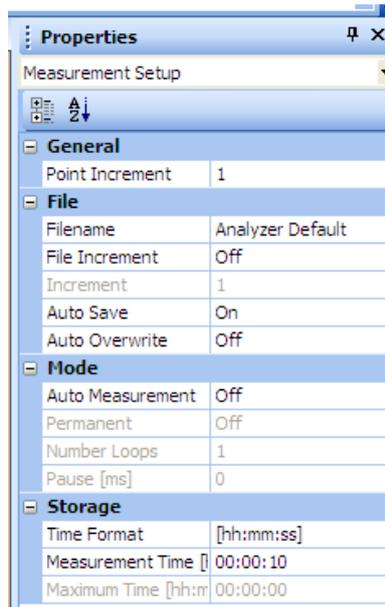


Figura 8-20. Tiempo de muestreo

➤ Trigger

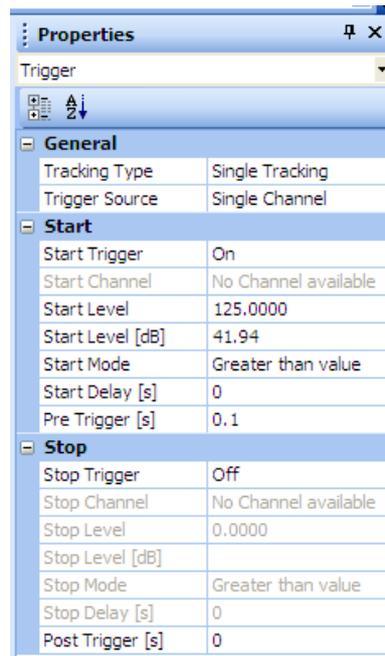


Figura 8-21. Configuración del Trigger

➤ Dos casos:

- Caso 1: D3: impacto en el eje Z.
- Caso 2: D6: impacto en el eje X.

Los resultados se adjuntan en el ANEXO 1.

### 8.3. Fuente motor

#### 8.3.1. Metodología y adquisición de datos

##### ➤ Colocación de los sensores

Para recoger los datos de este proyecto nos desplazamos hasta Tafalla, a las instalaciones de Foton. En una nave de gran tamaño es donde tienen el autobús híbrido, así como otro puramente eléctrico.



Figura 8-22. Autobús híbrido BJ6123C4C7D

Lo primero fue realizar un reconocimiento del autobús, conocer sus aspectos constructivos así como la disposición del motor y todo el sistema de transmisión, baterías, etc. Llevamos a cabo el proceso de encendido del motor según los pasos indicados por el fabricante. El autobús llevaba varios días sin haber sido arrancado y por ello el sistema hidráulico necesitaba un tiempo para calibrarse y llenar todos los sistemas de suspensión del autobús que equilibran el autobús y lo mantienen plano.

Este aspecto es importante ya que es preciso que el autobús se encuentre en su posición de equilibrio, totalmente horizontal, para que no afecte la inclinación del motor a las vibraciones. El motor de por sí ya está colocado con una inclinación respecto a la estructura, con un ángulo de cabeceo no mayor de 6°.

El motor se encuentra en la parte posterior del autobús, como último elemento del voladizo trasero. Como ya se ha descrito en el apartado 1.2 el autobús va unido mediante el embrague al motor eléctrico y éste a la caja de cambios. Todo

este conjunto va anclado a la estructura a través de un sistema de amortiguamiento mediante *silent blocks*. Nosotros nos centraremos en la parte del motor únicamente.



Figura 8-23. Vista trasera del autobús con portón abierto

Una vez situados, el primer paso para tomar datos es la colocación de los acelerómetros. Como el equipo SCADAS Mobile dispone de 8 canales de entrada, podíamos colocar hasta 8 sensores en el autobús. Dos colocados en el motor como inputs, 4 sobre la estructura y dos dentro del habitáculo, en los asientos lo más cerca posible del motor. La distribución que seguimos fue la siguiente.

| Canal | ID | Eje    | Posición   | Sensibilidad (mv/g) |
|-------|----|--------|------------|---------------------|
| 1     | 27 | X      | estructura | 0,009               |
| 2     | 11 | Y (X*) | motor      | 0,01                |
| 3     | 9  | Z      | motor      | 0,01                |
| 4     | 19 | Y      | asientos   | 0,1                 |
| 5     | 15 | Z      | estructura | 0,01                |
| 6     | 12 | Z      | estructura | 0,01                |
| 7     | 16 | X      | estructura | 0,01                |
| 8     | 13 | Z      | asientos   | 0,1                 |

Tabla 10. Identificación de los sensores según el canal

\*En el tercer caso se cambió la posición del acelerómetro al eje X.

La colocación de los acelerómetros se realizó teniendo en cuenta los principales ejes sobre los que se producirá vibración sabiendo que el motor tiene una disposición totalmente vertical de los cilindros. Por ello hay mayor número en el eje Z y menos en el eje X. Los sensores se unían al autobús con imanes asegurando así la perfecta transmisión de las vibraciones. Era necesario, por tanto colocarlos en materiales metálicos.

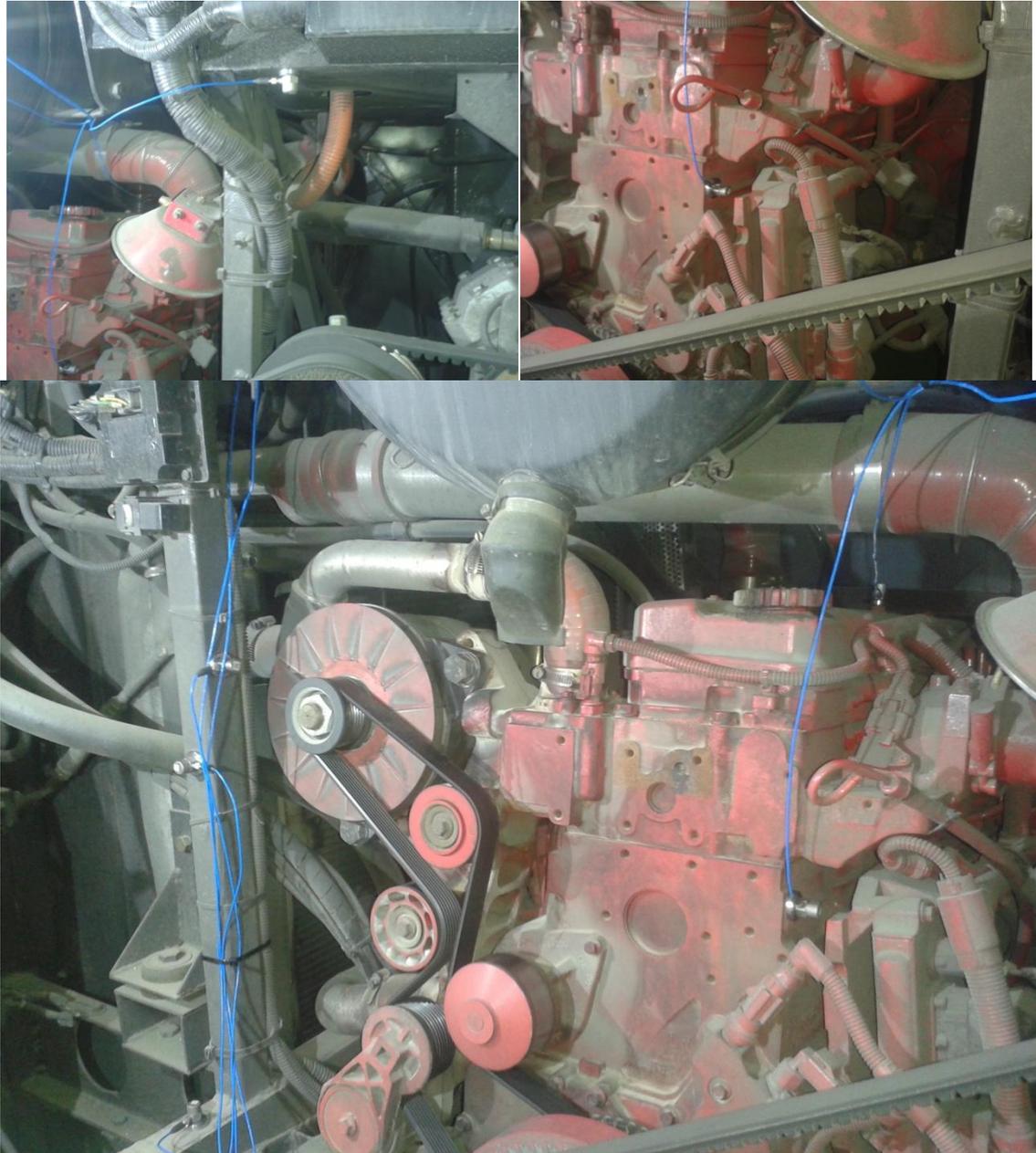


Figura 8-24. Acelerómetros colocados sobre la estructura y el motor



Figura 8-25. Acelerómetros colocados en el compartimento de pasajeros



Figura 8-26. Vista general de la zona de trabajo

Una vez colocados todos los sensores, éstos se conectaban al equipo mediante cables de larga longitud, teniendo cuidado de que no tocarán ninguna parte móvil ni caliente del motor durante su funcionamiento. Eran necesarios unos cables de adaptación ya que la salida de los cables de larga longitud no coincidían con el formato de entrada al equipo.

El siguiente paso es conectar el equipo al ordenador, encender todo y arrancar el programa de adquisición de datos Test.Xpress.

➤ Creación de un nuevo proyecto

Dentro del programa creamos un nuevo proyecto, llamado TFG\_Andres en este caso, donde iremos guardando toda la información grabada que recojan los sensores.

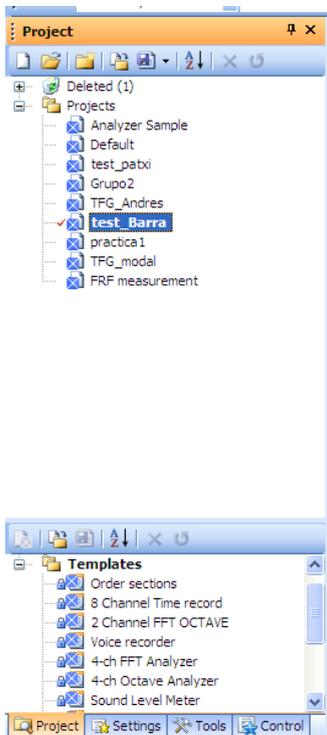


Figura 8-27. Nuevo proyecto

➤ Configuración de canales

Configuramos los 8 canales, indicando un nombre a cada uno para identificar de qué sensor provienen y en qué eje actúan. También introducimos las unidades en las que queremos que muestre los resultados (g para aceleración). Como he comentado antes vienen diferenciados por su sensibilidad, y aquí es donde debemos introducirla para que el software lo tenga en cuenta en sus cálculos.

En la imagen se muestran los canales configurados, donde también se indica el ancho de banda de trabajo y el rango de muestreo que se han elegido para tomar los datos. El rango de muestreo debe ser al menos el doble del ancho de banda para asegurarnos que la señal digital se corresponde en la mayor medida posible a la señal analógica.

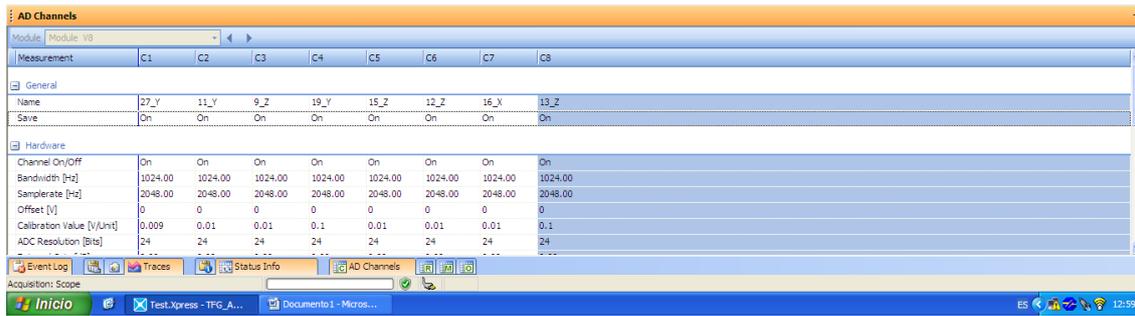


Figura 8-28. Configuración de los canales.

➤ Configuración de parámetros de muestreo

A continuación establecemos otros datos de muestreo como el tiempo de grabación (1 min), el ancho de banda y el rango de muestreo.

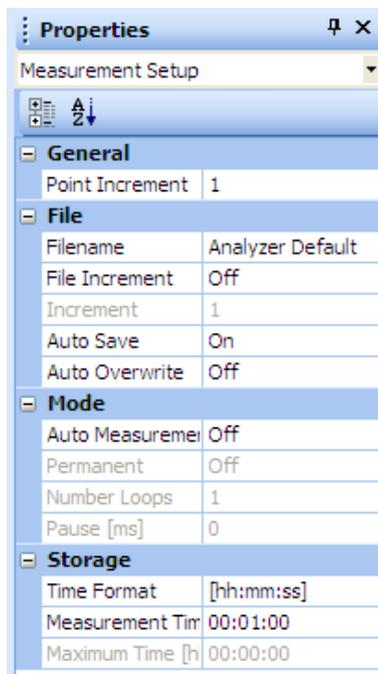


Figura 8-29. Tiempo de muestreo

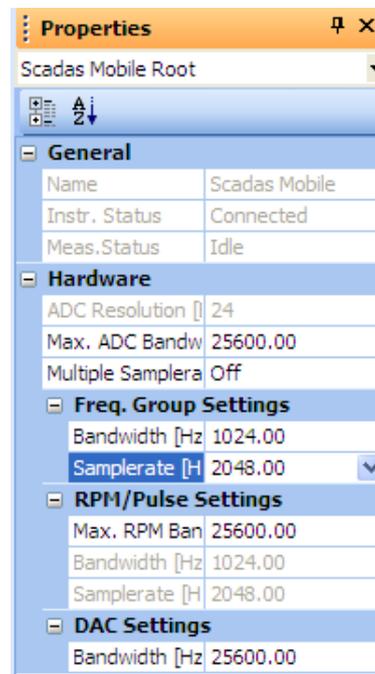


Figura 8-30. Parámetro de resolución

➤ Canales en tiempo real

Abrimos una nueva hoja de trabajo ('Worksheet') donde colocamos 8 displays 2D. En estos displays colocamos los 8 canales para poder ver en tiempo real qué está sucediendo en cada uno. Por defecto el programa nos muestra unas gráficas donde vemos las fuerzas g de aceleración frente al tiempo.

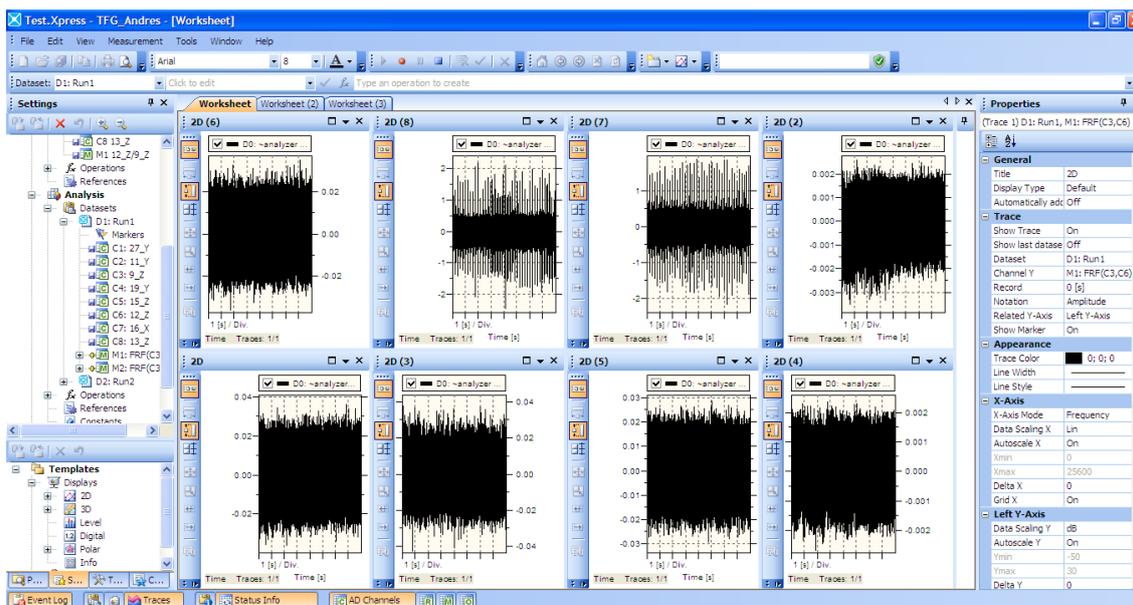


Figura 8-31. Aspecto general del programa con la respuesta temporal de los ocho canales

Ya podemos comprobar las diferencias entre todos los sensores. Veremos que con el motor apagado apenas hay aceleración, ya que las únicas vibraciones que se pueden transmitir vienen directamente del suelo debido a los sistemas de ventilación, u otros equipos que estén en funcionamiento cerca.

Cuando encendemos el motor (en la voladizo trasero el autobús dispone de dos botones de encendido que nos permitan arrancar sin estar en la cabina del conductor) vemos que los sensores colocados en el motor muestran obviamente mayores aceleraciones, con oscilaciones más amplias. En el anexo de resultados se comentarán todos estos aspectos.

#### ➤ Grabar datos

Para grabar los datos no tenemos más que pulsar el botón de grabar en la barra de herramientas de la parte superior, no usamos Trigger ya que la excitación es continua. Se produce la grabación durante el tiempo estipulado anteriormente (1 min), tras el cual se guarda automáticamente un fichero dentro de nuestro proyecto que se llamará 'D1: Analyzer default (1)', al que podremos cambiar el nombre.

Los distintos ensayos responden a tres casos:

- Caso 1: motor al ralentí
- Caso 2: arranque del motor
- Caso 3: motor al ralentí (cambio de sensor)

Los parámetros de muestreo son los mismos para los tres casos.

➤ Operaciones con datos guardados

Con todos los datos deseados ya guardados podremos realizar operaciones matemáticas sin necesidad de tener conectado el equipo al ordenador. Estas operaciones serán la transformada rápida de Fourier ('FFT(C[i:j])') y la función de respuesta en frecuencia ('FRF(Cx,C[i:j])').

| Properties        |              |
|-------------------|--------------|
| FFT               |              |
| General           |              |
| Function          |              |
| Name              | FFT          |
| Syntax            | FFT(Cx)      |
| Parameters        |              |
| Weighting         | No Weighting |
| Window            | Hanning      |
| Window Correctio  | Amplitude    |
| Transform Functio | FFT          |
| Block Size        | 8192         |
| Output            | Complex Data |
| Amplitude Scaling | RMS          |
| Zerofill          | False        |
| Class.Mode        | NONE         |
| Avg.Type          | NONE         |

Figura 8-32. Información de la operación FFT

| Properties        |              |
|-------------------|--------------|
| FRF               |              |
| General           |              |
| Function          |              |
| Name              | FRF          |
| Syntax            | FRF(Cx, Cy)  |
| Parameters        |              |
| Weighting         | No Weighting |
| Resp. Window      | Hanning      |
| Ref. Window       | Hanning      |
| Window Correctio  | Amplitude    |
| Transform Functio | FFT          |
| Block Size        | 8192         |
| Output            | Complex Data |
| Amplitude Scaling | RMS          |
| Mode              | H1           |
| Zerofill          | False        |
| Class.Mode        | NONE         |
| Avg.Type          | NONE         |

Figura 8-33. Información de la operación FRF

Todas las operaciones se recogen en el ANEXO 1.

➤ Resultados

Algunos ejemplos de los resultados son los siguientes:

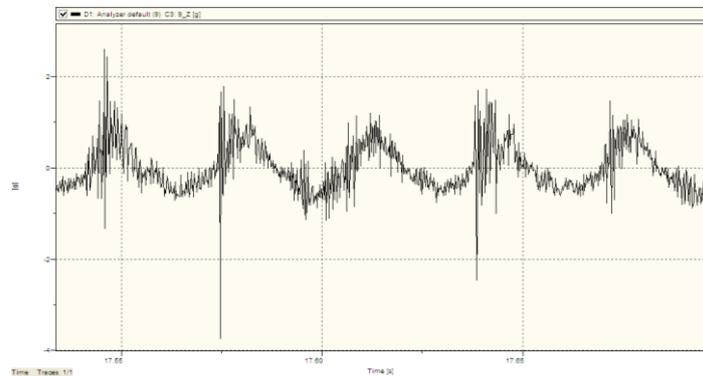


Figura 8-34. Respuesta temporal del canal 3, sensor 9.



Figura 8-35. FFT de los canales 4 y 8.

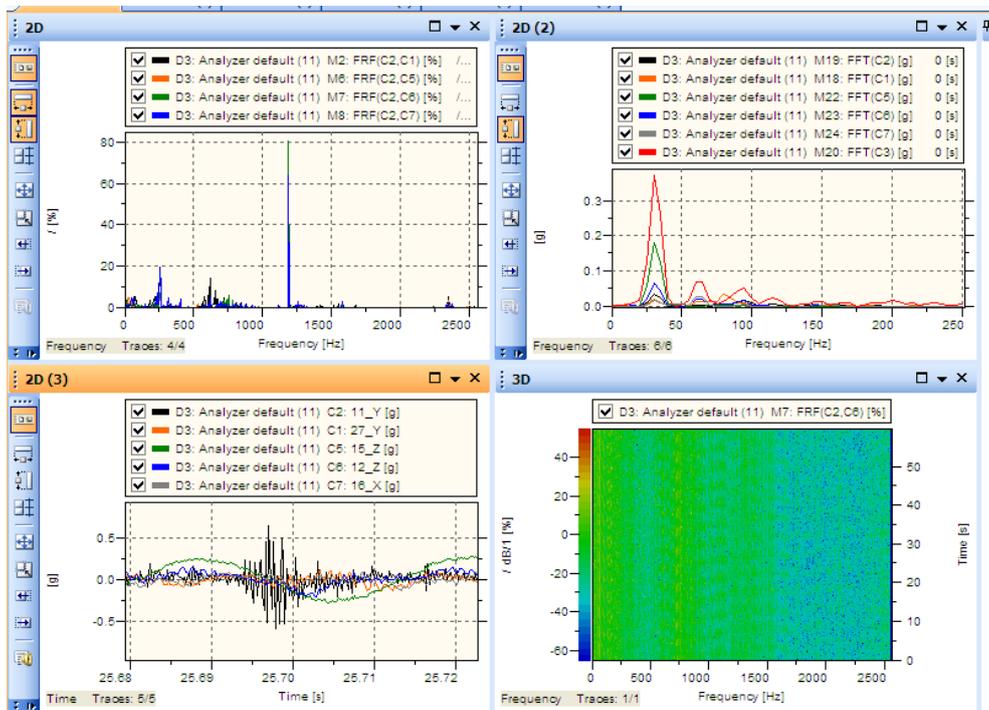


Figura 8-36. Múltiples displays de las diferentes señales

## 9. CONCLUSIONES

Ha existido una notable dificultad de modelizar correctamente la estructura del autobús debido a la cantidad de elementos alojados en el voladizo trasero. Eso implica que los resultados del análisis modal experimental y el computacional discrepan en ciertas frecuencias.

Se ha comprobado que los valores de transmisibilidad entre motor y estructura cumplen los requisitos del fabricante, siendo menores del 40%. En los resultados se ha dado una excepción al calcular la función de respuesta en frecuencia a lo largo del eje longitudinal del autobús, y es que los silent blocks están diseñados para trabajar principalmente en un plano perpendicular a esta dirección. Cabría estudiar la gravedad de la transmisión de vibraciones en esta dirección.

La frecuencia natural del sistema no cumple el requisito de ser menor del 50% de la frecuencia de disparo, 31,25 Hz. Se ha recomendado a Foton incrementar la velocidad del ralenti a 800 rpm para cumplir este requisito. Este incremento de revoluciones al ralenti implica un aumento en el consumo que el fabricante está evaluando.

Los silent blocks amortiguan suficientemente la frecuencia de disparo del motor que se transmite a la estructura.

Los niveles de vibraciones que sufre el pasajero no son de amplitud considerable como para influir de forma negativa en el cuerpo humano.

En el proceso de arranque se generan valores de aceleración muy elevados en un intervalo de tiempo muy corto que pueden afectar al confort de los pasajeros. El fabricante se plantea la implantación del sistema start-stop y habría que mitigar esas aceleraciones en el compartimento de pasajeros.

Por medio del análisis teórico se ha comprobado que las placas introducen modos de vibración a frecuencias muy bajas. Lo cual distorsiona los resultados experimentales obtenidos dando lugar a modos de vibración locales que no corresponden a modos de vibración de la estructura.

Al tratarse de un sistema tan complejo con las chapas, elementos auxiliares que arrastra el motor, sistema de aire acondicionado, bomba de vacío, bomba de combustible, alternadores, introducen modos de vibración adicionales que tampoco corresponden con los modos de vibración de la estructura.

Aunque se haya modelizado la estructura de manera muy completa no se ha incluido la caja de cambios, que puede haber tenido una influencia considerable en el resultado.

Se han determinado los valores de las constante de amortiguación.

El uso de la modelización en ANSYS y el análisis experimental con modelos pequeños resulta muy apropiada. Sin embargo, en modelos complejos requiere de grandes simplificaciones para visualizar resultados coherentes y relacionarlos con los modelos virtuales.

## ***10. BIBLIOGRAFÍA***

[1] PINTOR BOROBIA, JESÚS M. Elementos de máquinas y vibraciones, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, Universidad Pública de Navarra.

[2] GARCÍA ZABALEGUI, FCO. JAVIER. 'Manual de funcionamiento del autobús híbrido BJ6123C7C4D'. Foton Europa Motor.

[3] DAVID MOENSSEN. 'Application Engineering Bulletin. Installation Requirements -Engine Mounting'. Cummins Inc.

[4] MARÍA C. TRUJILLO ARRIBAS. 'Análisis de vibraciones en auxiliares de MACI'. Dpto. Ingeniería mecánica, Universidad de Zaragoza.

[5] SANCHO RODRIGUEZ, JOSÉ. Ingeniería de Automoción. Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, Universidad Pública de Navarra.

[6] LMS International. 'LMS Test.Xpress Rev. 1.1 Getting Started Manual'.

### DIRECCIONES DE INTERNET

[7] Foton Co. Ltd. - [www.foton-global.com](http://www.foton-global.com)

[8] Cummins Inc. - [www.cummins.com](http://www.cummins.com)

E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática y de  
Telecomunicación

# ANÁLISIS MODAL DE UN AUTOBÚS



Grado en Ingeniería  
en Tecnologías Industriales

## ANEXO 1. CÁLCULOS

Juan Andrés Carbajo Deán

Fco. Javier García Zabalegui

Pamplona, 26 de JUNIO de 2014

## *ANEXO 1. CÁLCULOS*

## ÍNDICE

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 1.     | ANÁLISIS TEÓRICO EN ANSYS .....               | 3  |
| 1.1.   | Análisis modal en ANSYS. ....                 | 3  |
| 1.2.   | Análisis armónico .....                       | 18 |
| 2.     | Test de impacto.....                          | 22 |
| 2.1.   | Impacto 1: D3 .....                           | 22 |
| 2.1.1. | Dominio temporal .....                        | 22 |
| 2.1.2. | Transformada Rápida de Fourier (FFT).....     | 25 |
| 2.2.   | Impacto 2: D6 .....                           | 26 |
| 2.2.1. | Dominio temporal .....                        | 26 |
| 2.2.1. | Transformada Rápida de Fourier (FFT).....     | 27 |
| 2.2.1. | Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)..... | 29 |
| 3.     | Motor .....                                   | 31 |
| 3.1.   | Caso 1: D1.....                               | 31 |
| 3.1.1. | Dominio temporal .....                        | 31 |
| 3.1.2. | Transformada Rápida de Fourier (FFT).....     | 36 |
| 3.1.3. | Función d Respuesta en Frecuencia (FRF).....  | 39 |
| 3.2.   | Caso 2: D2.....                               | 45 |
| 3.2.1. | Dominio temporal .....                        | 45 |
| 3.2.2. | Transformada Rápida de Fourier (FFT).....     | 47 |
| 3.2.3. | Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)..... | 48 |
| 3.3.   | Caso 3: D3.....                               | 53 |
| 3.3.1. | Dominio temporal .....                        | 53 |
| 3.3.2. | Transformada Rápida de Fourier (FFT).....     | 54 |
| 3.3.3. | Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)..... | 54 |

## 1. ANÁLISIS TEÓRICO EN ANSYS

### 1.1. Análisis modal en ANSYS.

En primer lugar realizamos el análisis modal de la estructura.

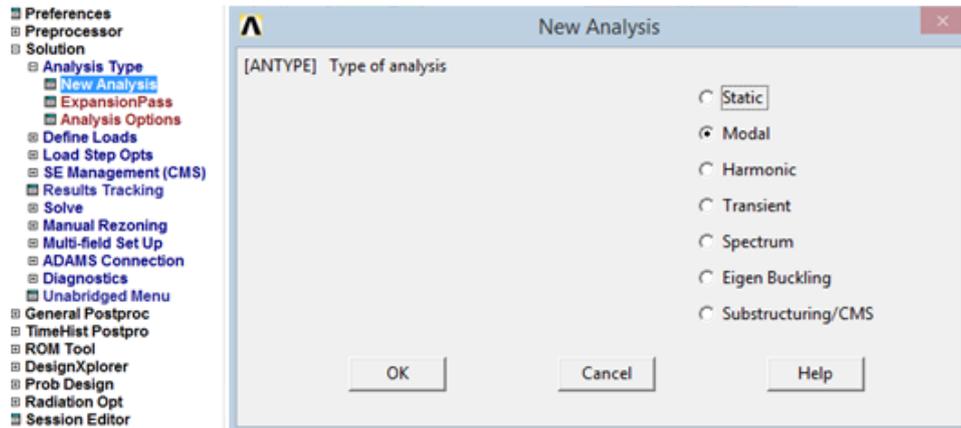


Figura 1-1. Tipo de análisis

Pediremos al programa que nos devuelva un número alto de frecuencias naturales. En un principio se indicó que fueran 35, posteriormente se subió a 50 por razones que se comentarán después. Y le decimos al programa que las frecuencias estén en el rango de 0 a 1000, pero no llegará a frecuencias tan altas.

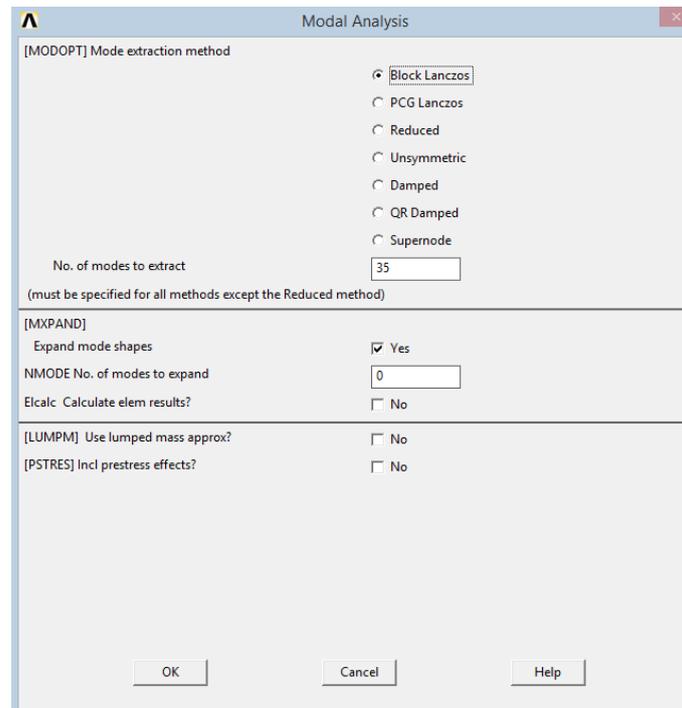


Figura 1-2. Número de modos a extraer

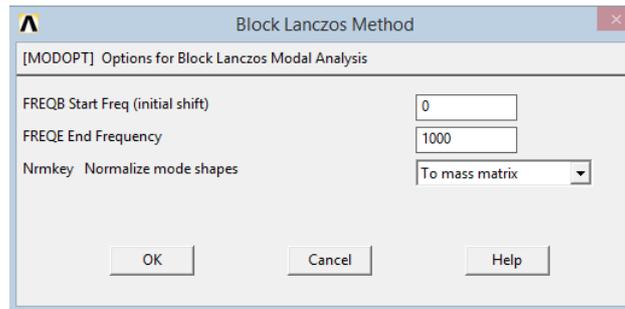


Figura 1-3. Rango de frecuencias para el análisis

Aplicaremos restricciones de movimiento sobre los seis grados de libertad de todas las barras localizadas en el plano trasero de la estructura. Al estar en voladizo esta partes podemos realizar esta consideración. También restringiremos el movimiento de algunas barras de la parte superior.

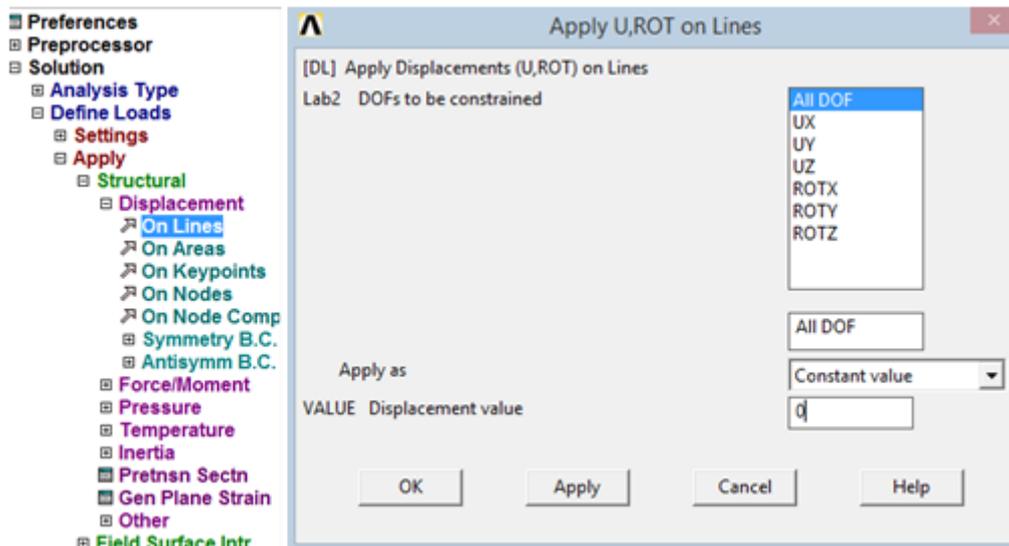


Figura 1-4. Restricciones de movimiento

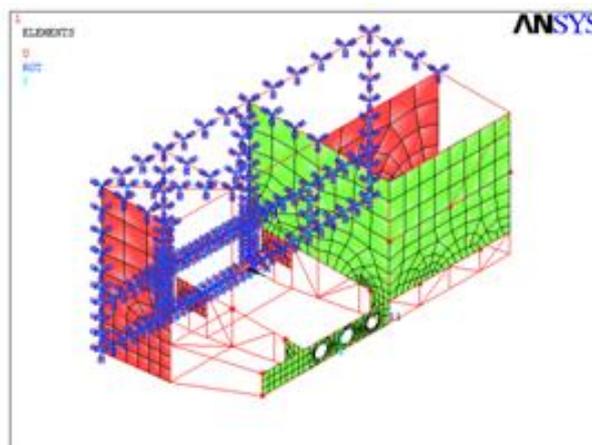


Figura 1-5. Representación de las restricciones

Resolvemos el análisis y el programa nos devuelve las frecuencias naturales. A continuación debemos comprobar a qué modos pertenecen estas frecuencias.

```

**** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE ****

```

| SET | TIME/FREQ | LOAD | STEP | SUBSTEP | CUMULATIVE |
|-----|-----------|------|------|---------|------------|
| 1   | 8.8538    | 1    | 1    | 1       | 1          |
| 2   | 11.939    | 1    | 1    | 2       | 2          |
| 3   | 12.451    | 1    | 1    | 3       | 3          |
| 4   | 21.292    | 1    | 1    | 4       | 4          |
| 5   | 24.593    | 1    | 1    | 5       | 5          |
| 6   | 25.121    | 1    | 1    | 6       | 6          |
| 7   | 30.210    | 1    | 1    | 7       | 7          |
| 8   | 30.747    | 1    | 1    | 8       | 8          |
| 9   | 31.342    | 1    | 1    | 9       | 9          |
| 10  | 31.756    | 1    | 1    | 10      | 10         |
| 11  | 37.630    | 1    | 1    | 11      | 11         |
| 12  | 39.534    | 1    | 1    | 12      | 12         |
| 13  | 39.648    | 1    | 1    | 13      | 13         |
| 14  | 42.756    | 1    | 1    | 14      | 14         |
| 15  | 43.730    | 1    | 1    | 15      | 15         |
| 16  | 43.936    | 1    | 1    | 16      | 16         |
| 17  | 46.602    | 1    | 1    | 17      | 17         |
| 18  | 48.226    | 1    | 1    | 18      | 18         |
| 19  | 48.945    | 1    | 1    | 19      | 19         |
| 20  | 49.743    | 1    | 1    | 20      | 20         |
| 21  | 49.778    | 1    | 1    | 21      | 21         |
| 22  | 57.200    | 1    | 1    | 22      | 22         |
| 23  | 59.571    | 1    | 1    | 23      | 23         |
| 24  | 65.707    | 1    | 1    | 24      | 24         |
| 25  | 66.462    | 1    | 1    | 25      | 25         |
| 26  | 68.141    | 1    | 1    | 26      | 26         |
| 27  | 71.666    | 1    | 1    | 27      | 27         |
| 28  | 71.701    | 1    | 1    | 28      | 28         |
| 29  | 73.045    | 1    | 1    | 29      | 29         |
| 30  | 74.208    | 1    | 1    | 30      | 30         |
| 31  | 74.900    | 1    | 1    | 31      | 31         |
| 32  | 77.111    | 1    | 1    | 32      | 32         |
| 33  | 77.593    | 1    | 1    | 33      | 33         |
| 34  | 80.365    | 1    | 1    | 34      | 34         |
| 35  | 80.685    | 1    | 1    | 35      | 35         |

Figura 1-6. Frecuencias naturales de la solución

Vamos al apartado de visualizar resultados y nos encontramos con que gran cantidad de las frecuencias naturales corresponden a la vibración de las chapas delgadas que hay en la estructura. Todas estas vibraciones no son relevantes, ya que la estructura principal no se mueve durante estos modos. Nos centraremos en aquellos modos en los que la estructura que sujeta el motor es la que está vibrando. Es por esto que en vez de 35 se pasó a 100 frecuencias, ya que gran cantidad correspondían a vibraciones de las chapas.

A modo de ejemplo podemos ver en la siguiente figura uno de los modos en los que la vibración se produce en una de las chapas delgadas.

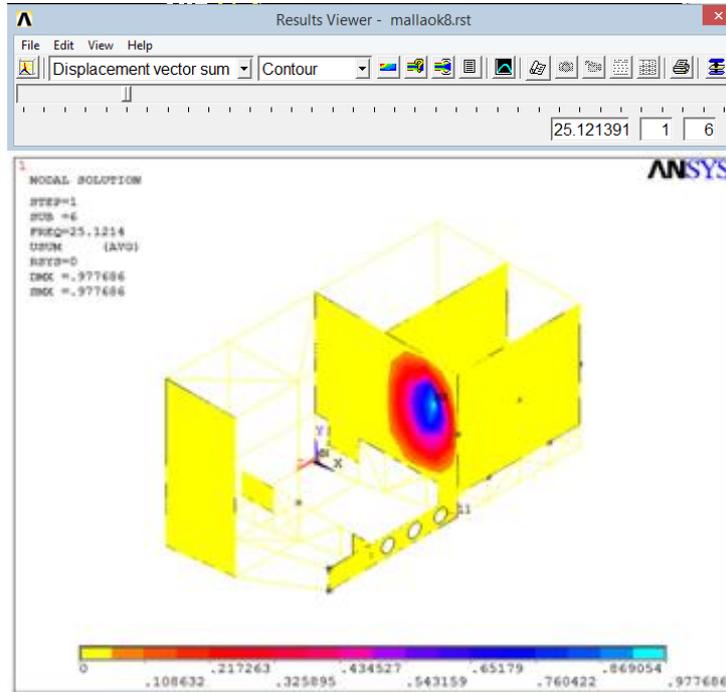


Figura 1-7. Modo de vibración de una chapa delgada

Los modos 'reales' de las estructura principal se listan en la tabla 1.

| Modo | Frecuencia natural, Hz |
|------|------------------------|
| 1    | 8,85                   |
| 2    | 11,94                  |
| 3    | 37,63                  |
| 4    | 74,21                  |
| 5    | 87,34                  |
| 6    | 91,84                  |
| 7    | 96,1                   |
| 8    | 117,54                 |
| 9    | 176,75                 |
| 10   | 212,4                  |
| 11   | 231,1                  |

Tabla 1. Modos y frecuencias naturales

Los principales modos de vibración que se producen en nuestra estructura se muestran a continuación.

➤ Modo 1.

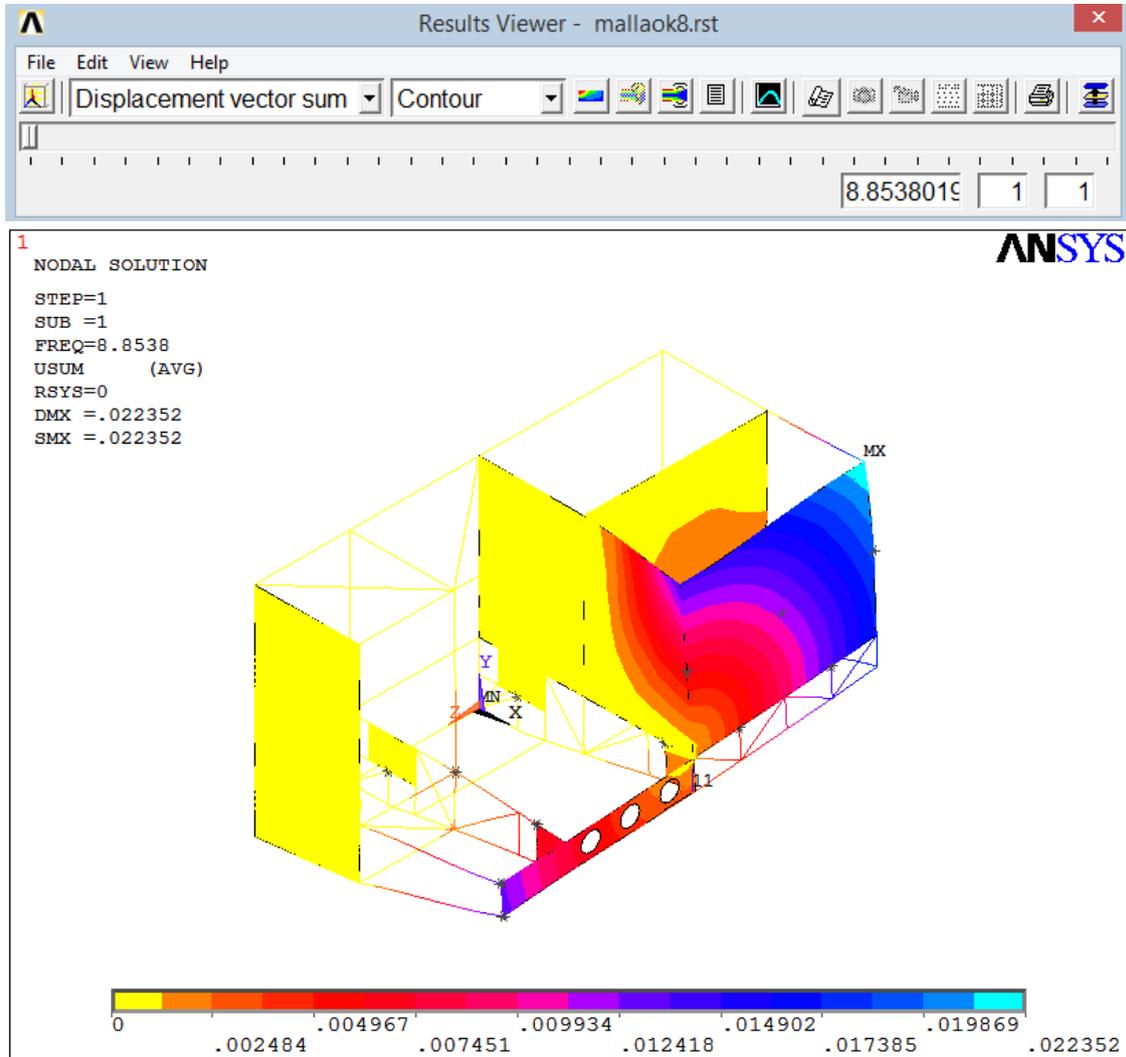


Figura 1-8. Modo 1

Este modo responde a un giro de torsión alrededor del eje X alrededor de un eje imaginario centrado en la estructura (coincidente con el eje X que se ve en la figura 1-8).

➤ Modo 2.

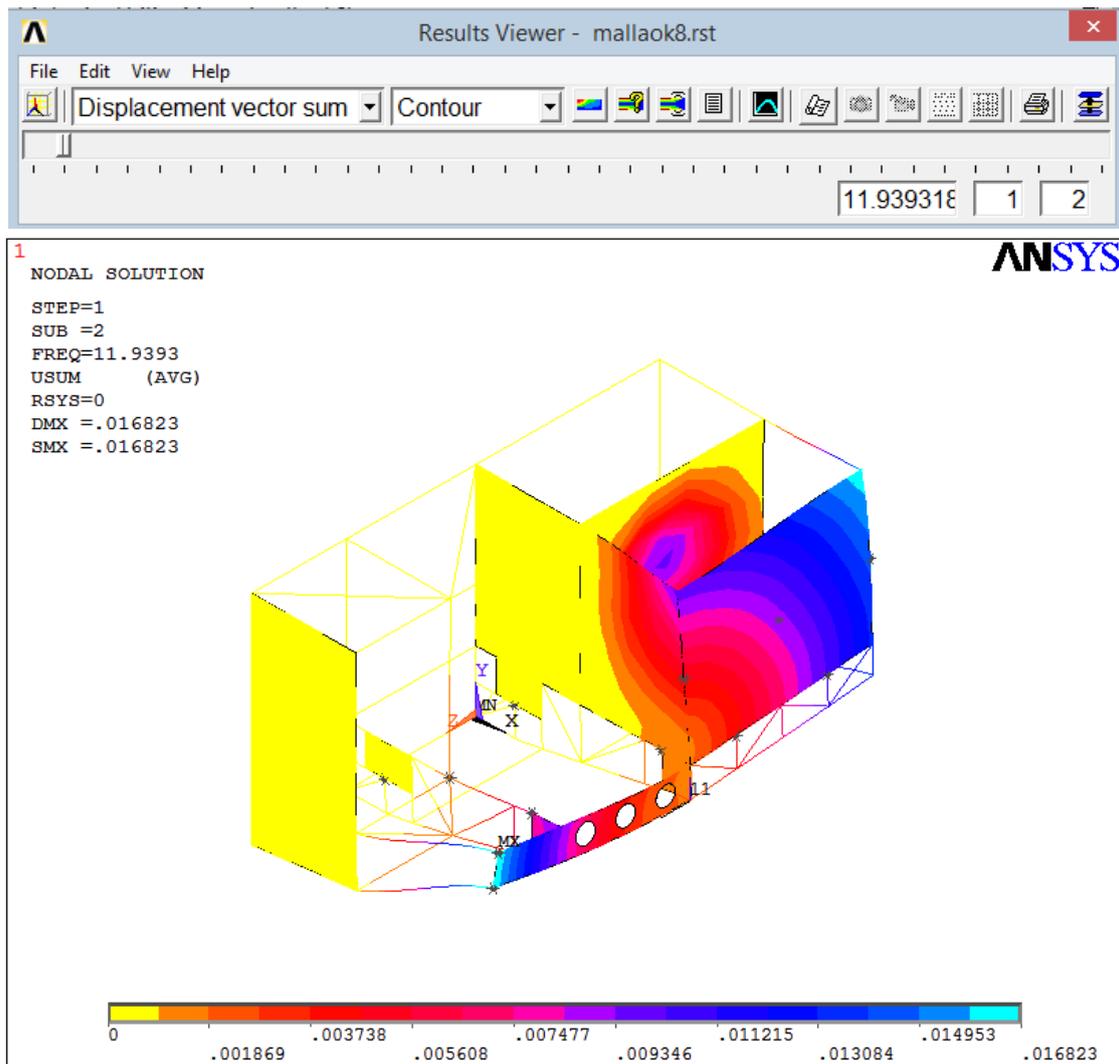


Figura 1-9. Modo 2

En este modo se produce una flexión en el eje Y, donde el mayor desplazamiento se produce en el extremo derecho de la estructura principal del motor, haciendo que el extremo contrario se desplace en sentido contrario. Podríamos decir que la estructural principal sufre una torsión alrededor del eje X.

➤ Modo 3.

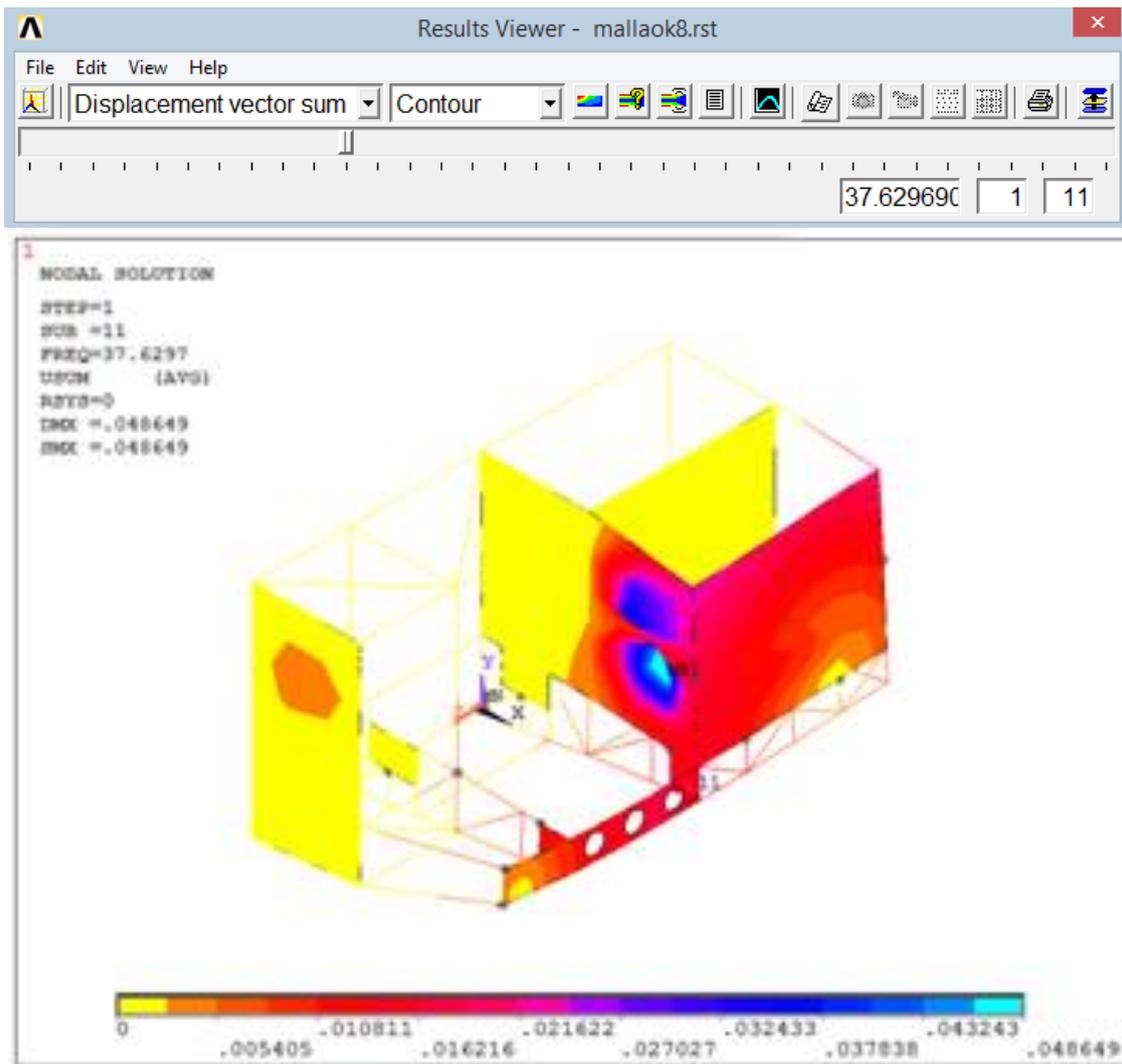


Figura 1-10. Modo 3

En este modo vibra la chapa central, tal y como se aprecia en la figura 1-10, y arrastra al resto de la estructura.

➤ Modo 4.

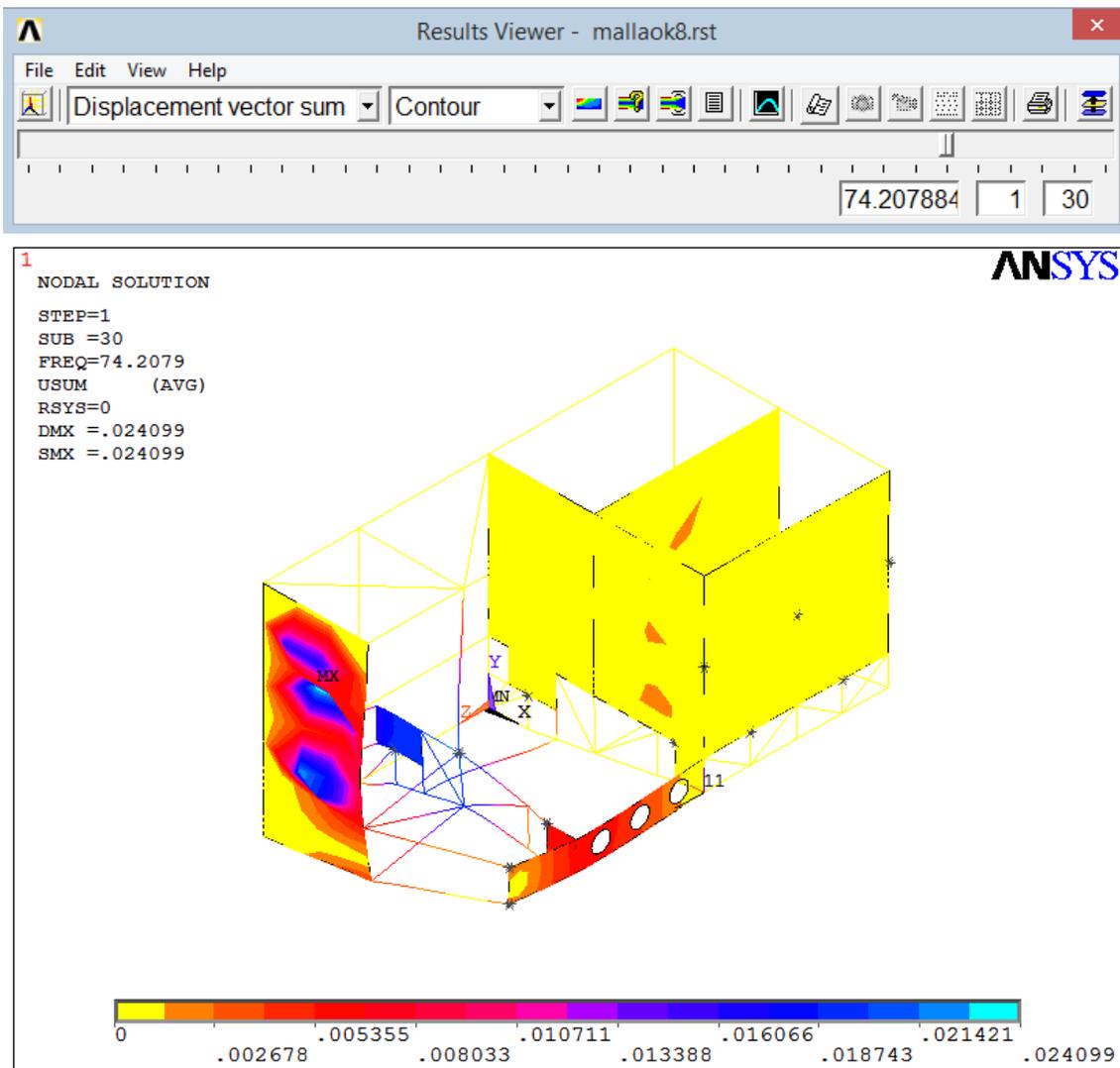


Figura 1-11. Modo 4

Este modo produce una vibración de la estructura lateral izquierda (según la figura 1-11) con un desplazamiento vertical.

➤ Modo 5.

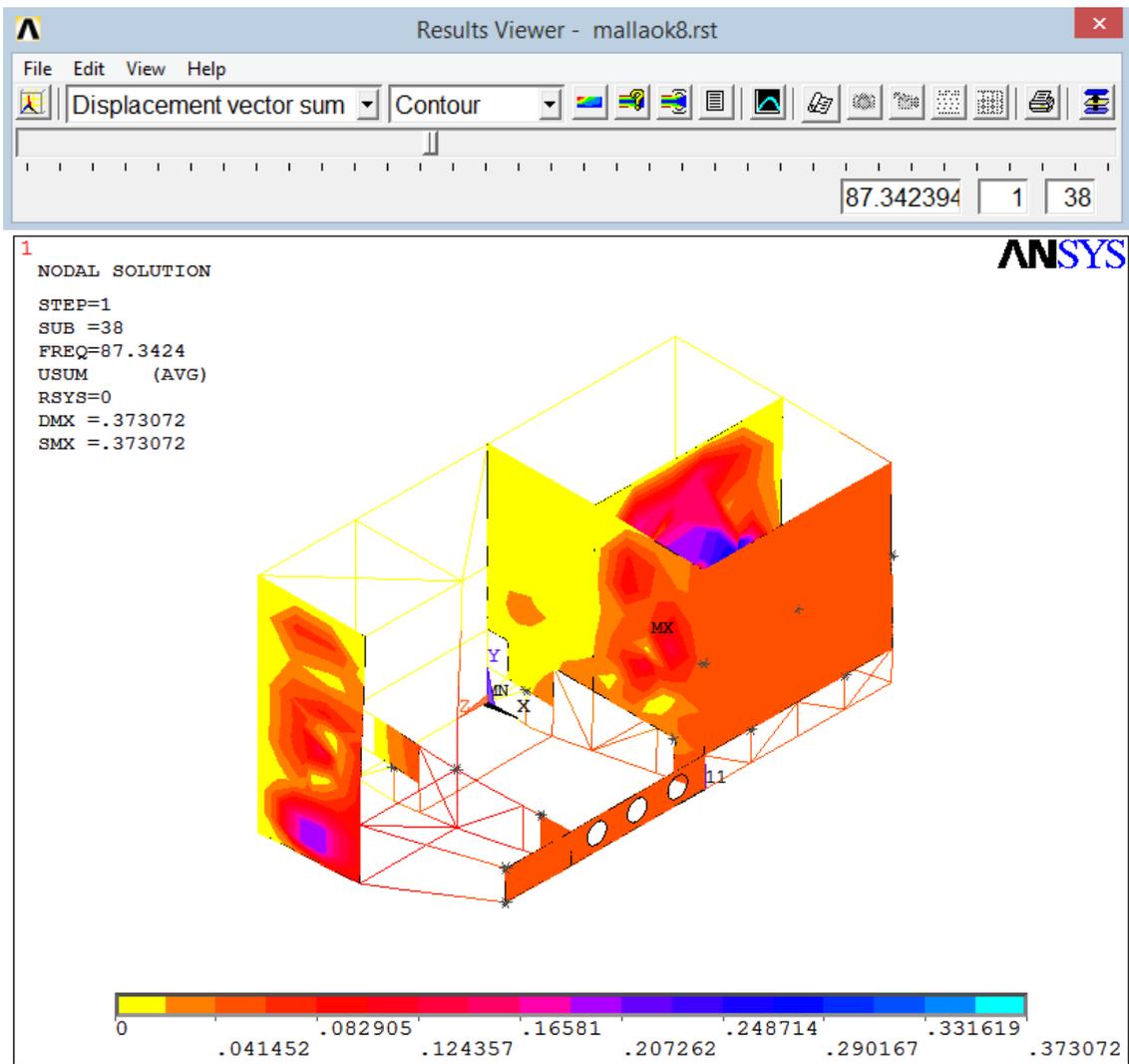


Figura 1-12. Modo 5

Este modo es similar al modo 1.

➤ Modo 6.

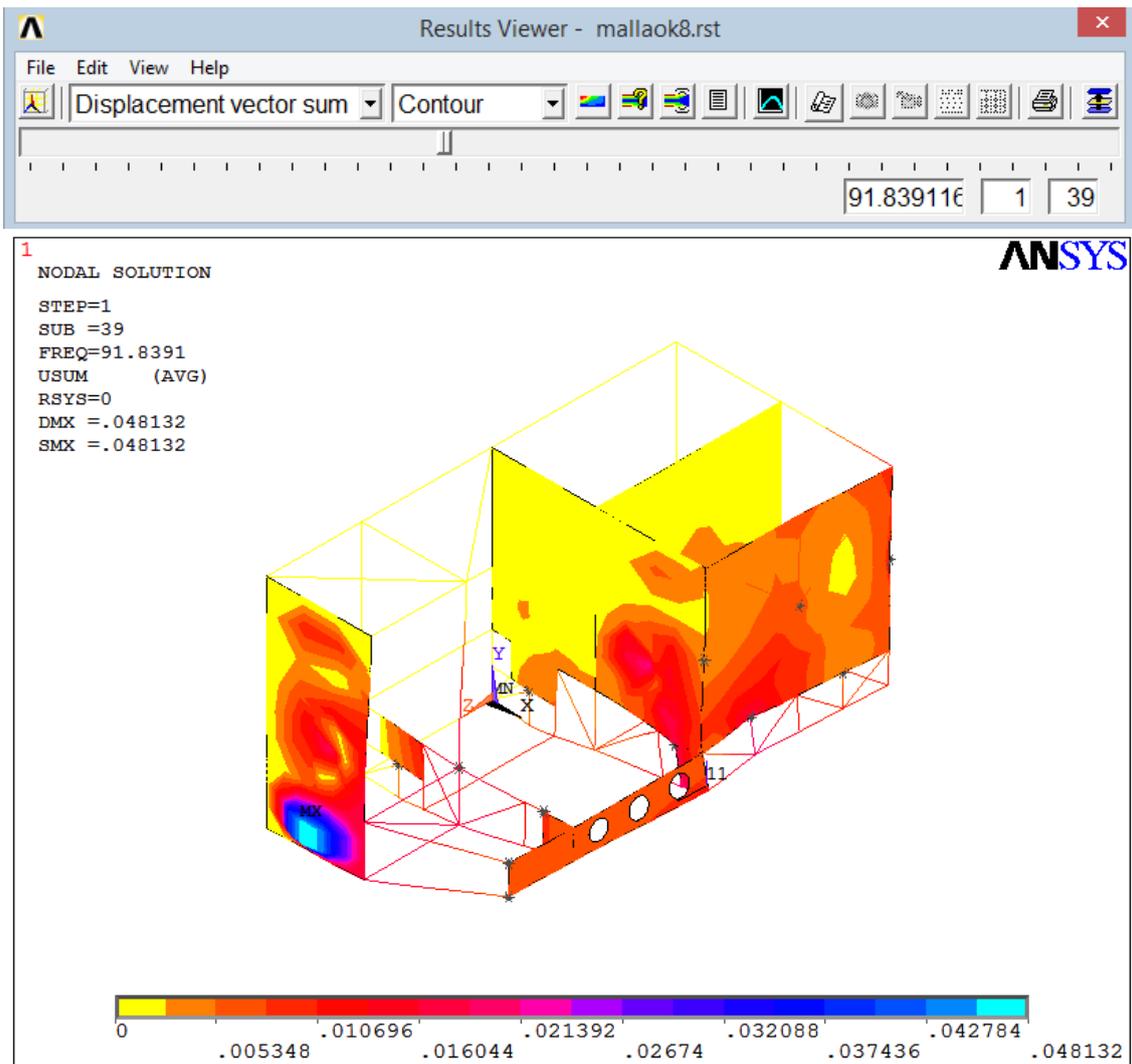


Figura 1-13. Modo 6

Este modo es similar al modo 2, pero las mayores vibraciones se dan en las chapas delgadas.

➤ Modo 7.

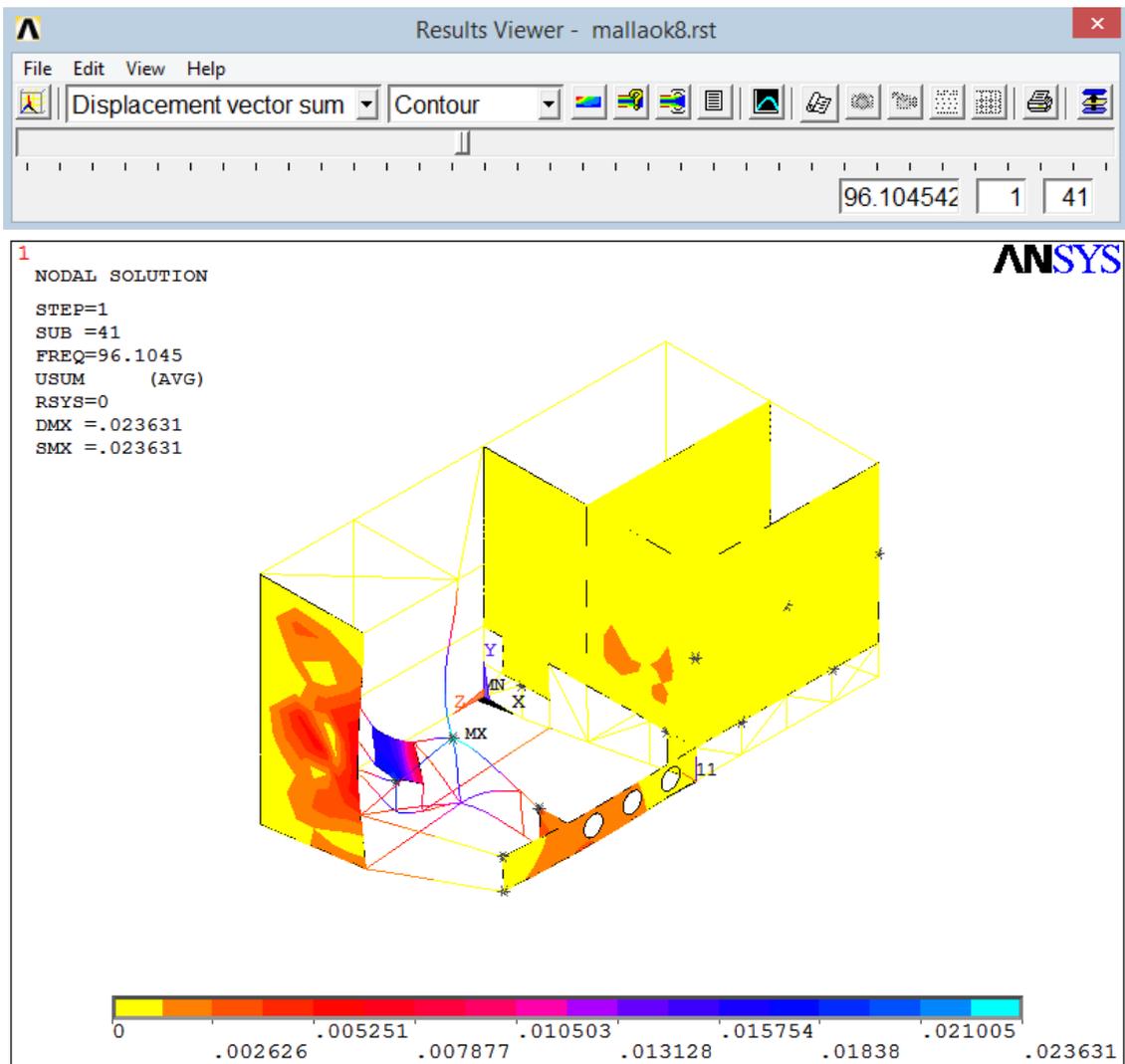


Figura 1-14. Modo 7

Este modo es la vibración de la parte lateral izquierda de la estructura con un movimiento de torsión respecto al eje Z. La masa puntual que se aprecia en esta zona respondería a una carga genérica debida a la bomba de combustible o la bomba de vacío, colocados sobre esa parte de la estructura. Al modelizar de este modo las masas, este modo puede ser bastante diferente de la realidad.

➤ Modo 8

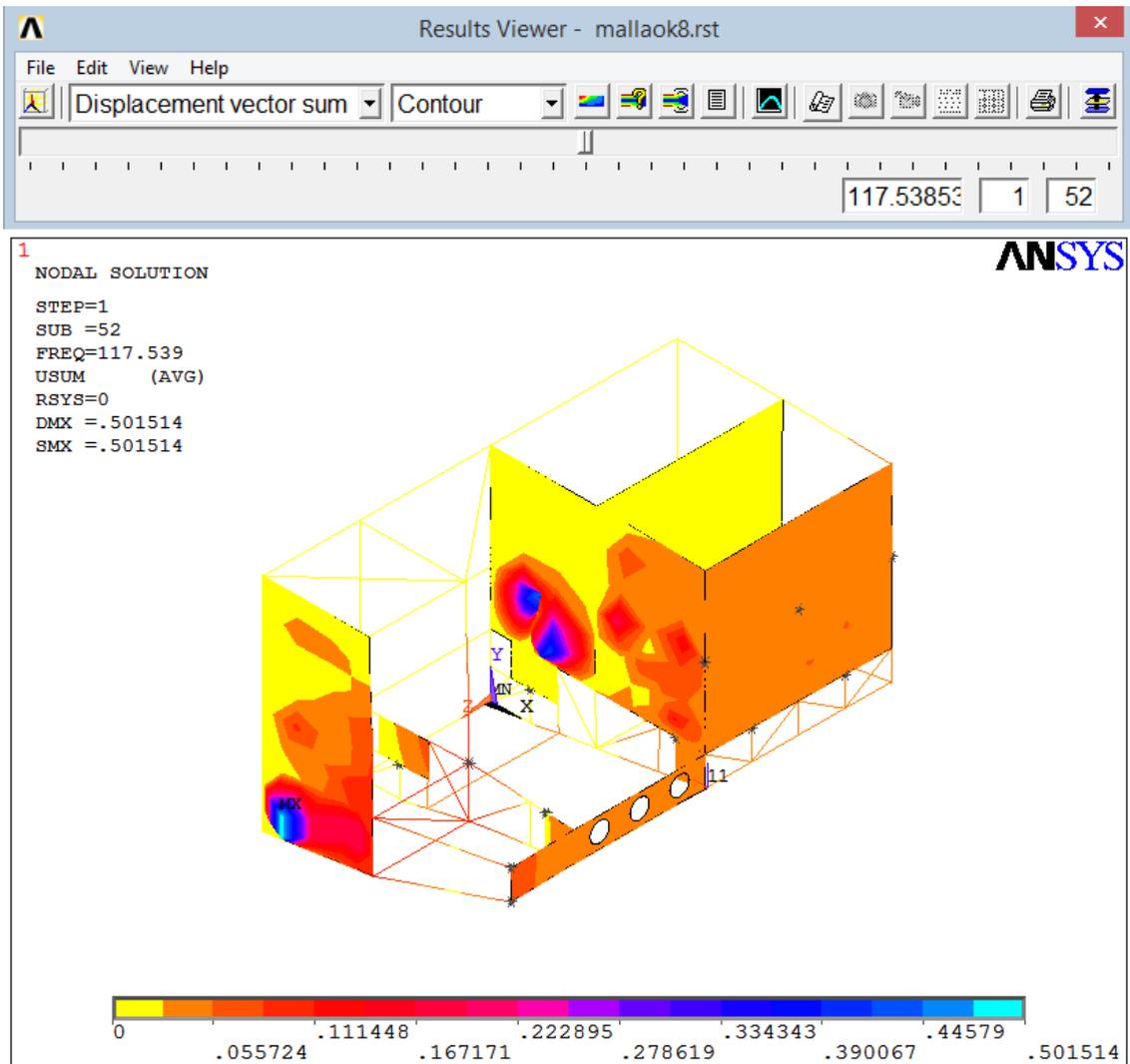


Figura 1-15. Modo 8

Modo similar al 6.

➤ Modo 9.

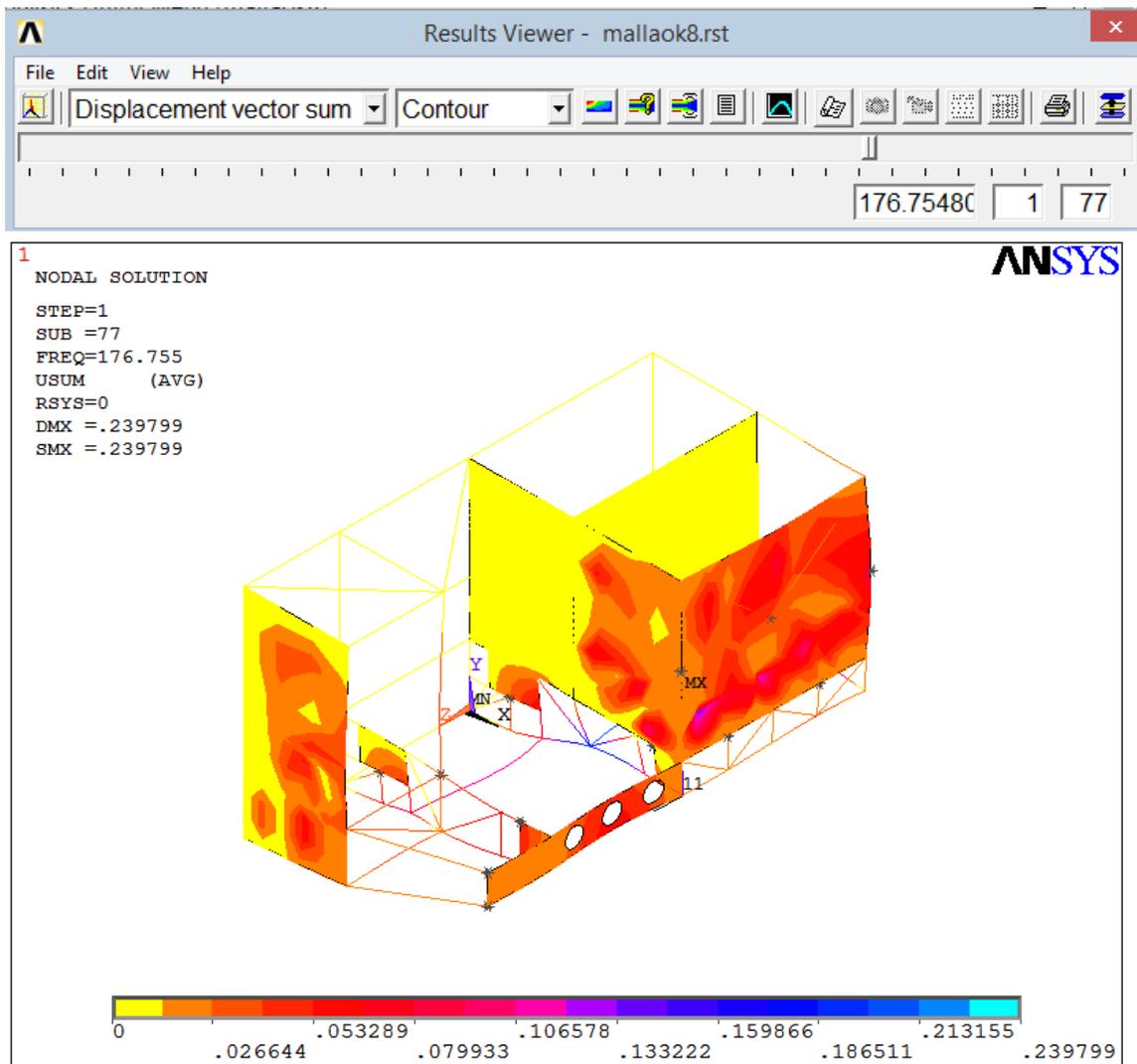


Figura 1-16. Modo 9

En este modo se deforma la parte lateral derecha de la estructura principal. Ésta gira respecto al eje X. Se ve una vibración importante en las chapas delgadas.

➤ Modo 10

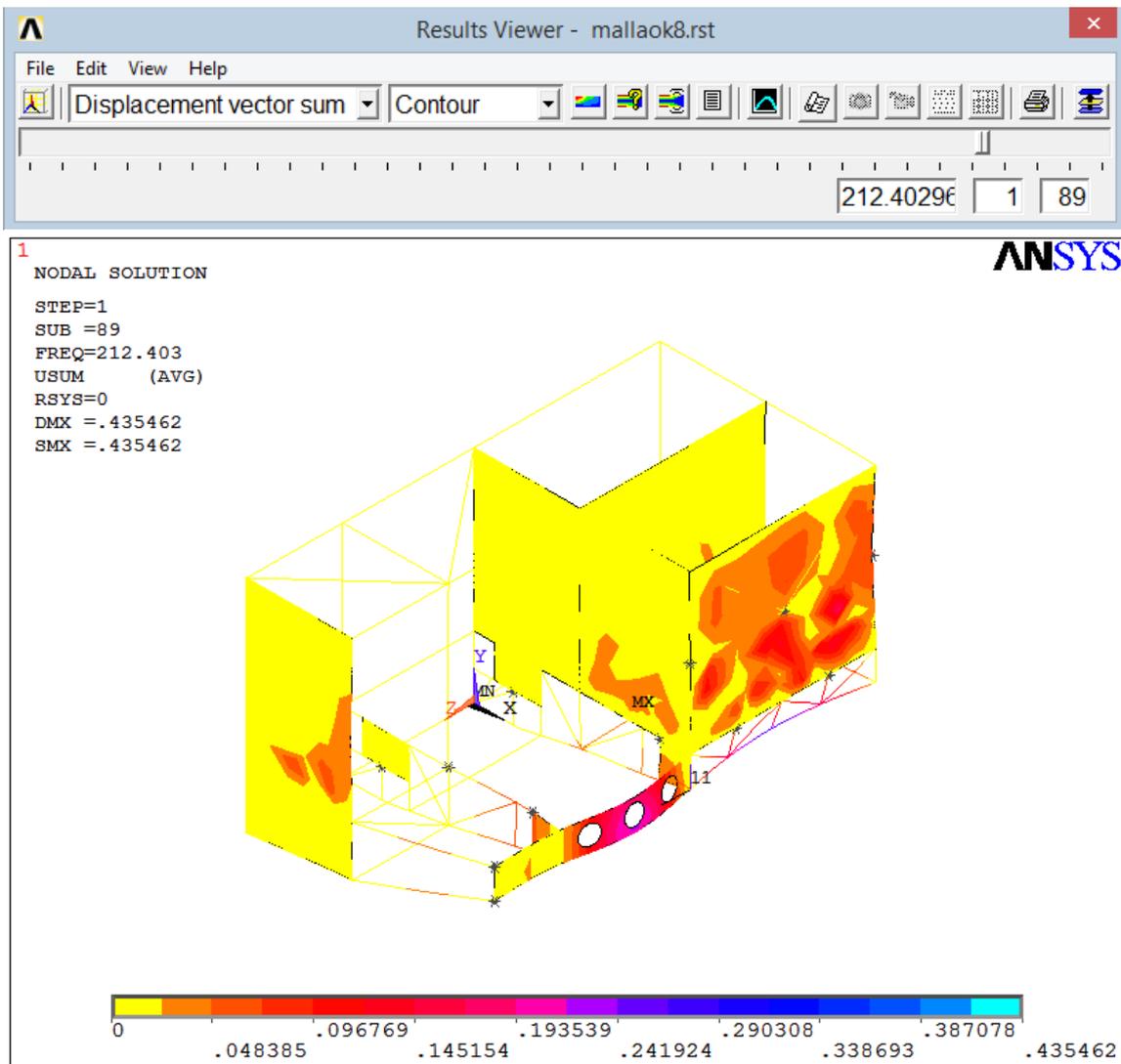


Figura 1-17. Modo 10

En este modo la parte que más sufre es la chapa delantera de la estructura, que se bombea hacia delante.

➤ Modo 11.

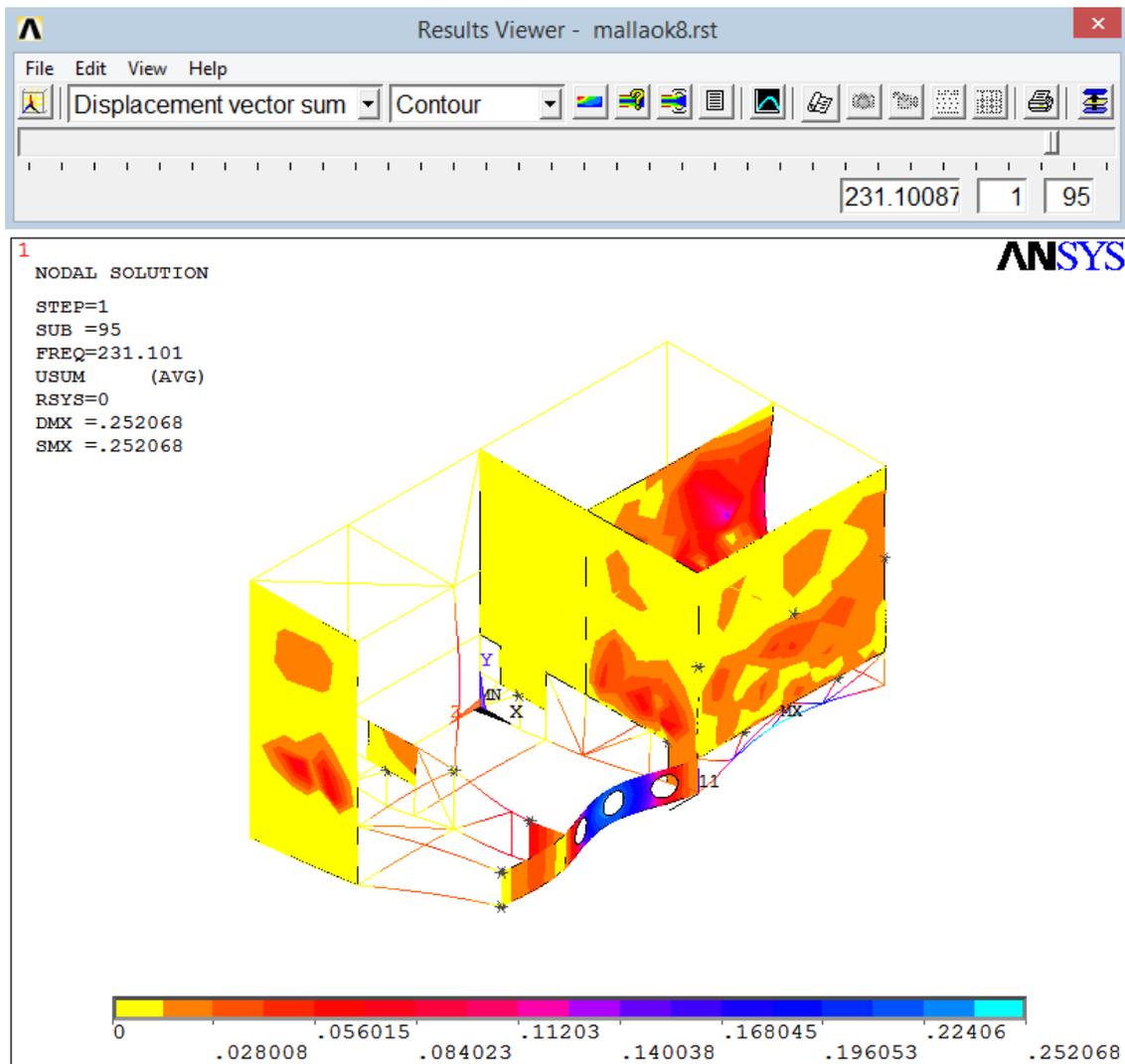


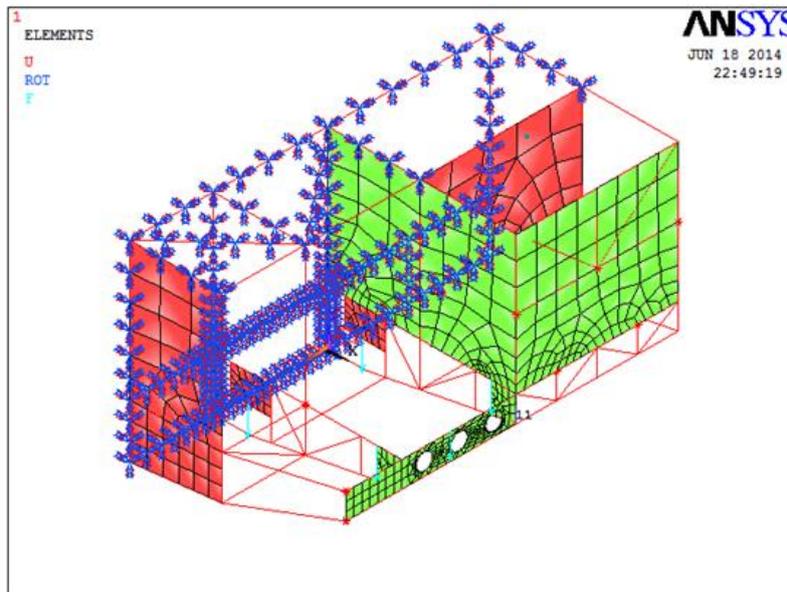
Figura 1-18. Modo 11

En este caso también es la chapa delantera la que más sufre, con un bombeo hacia dentro de la estructura.

### 1.2. Análisis armónico

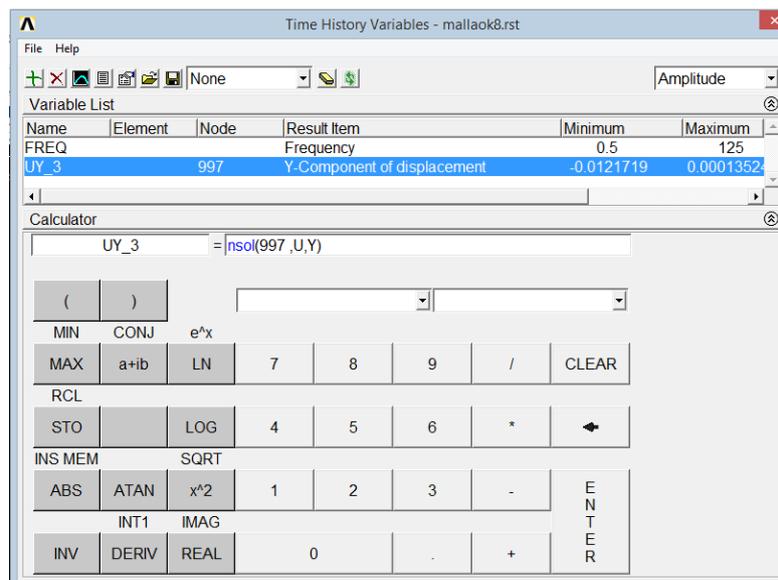
Además del análisis modal realizamos un análisis armónico. En un rango de 125 Hz se realiza el análisis cada 0,5 Hz para obtener una resolución fiable.

Para este análisis se eliminan las masas puntuales del motor y se sustituyen por unas fuerzas del mismo valor en cada punto. Estas fuerzas son las que realizarán una oscilación en todas las frecuencias indicadas anteriormente.



**Figura 1-19. Fuerzas sobre nodos correspondientes a los soportes del motor (azul celeste)**

Se mostrarán en pantalla gráficas de desplazamiento en el eje vertical, que en este caso es el eje Y. En el autobús hemos llamado a este eje, Z.



**Figura 1-20. Operación de desplazamiento en el eje Y para el nodo 997**

Para sacar por pantalla la relación entre la frecuencia y el desplazamiento debemos indicar un nodo en el cual queremos localizar estos desplazamientos. En este caso elegimos el punto 997 que se encuentra en la zona central de la chapa delantera. Aproximadamente donde está asentado el sensor número 12 del análisis experimental.

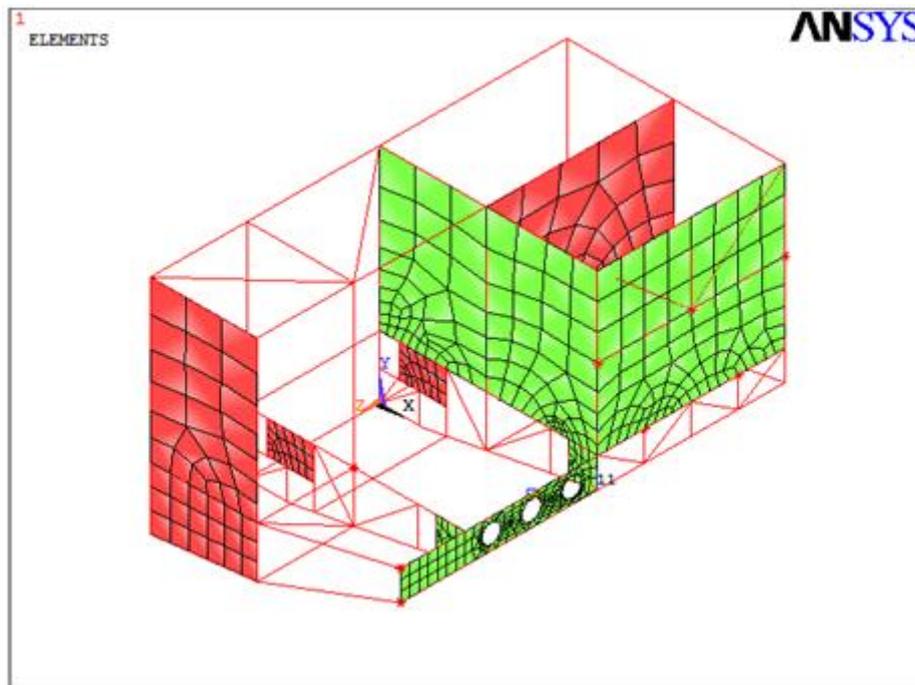


Figura 1-21. Selección del nodo 997 para realizar la operación

El resultado es que se produce resonancia principalmente a unos 47 Hz, donde el desplazamiento está próximo a los 0,0125 mm. El segundo punto crítico estaría a 110 Hz, pero el desplazamiento es 10 veces menor.

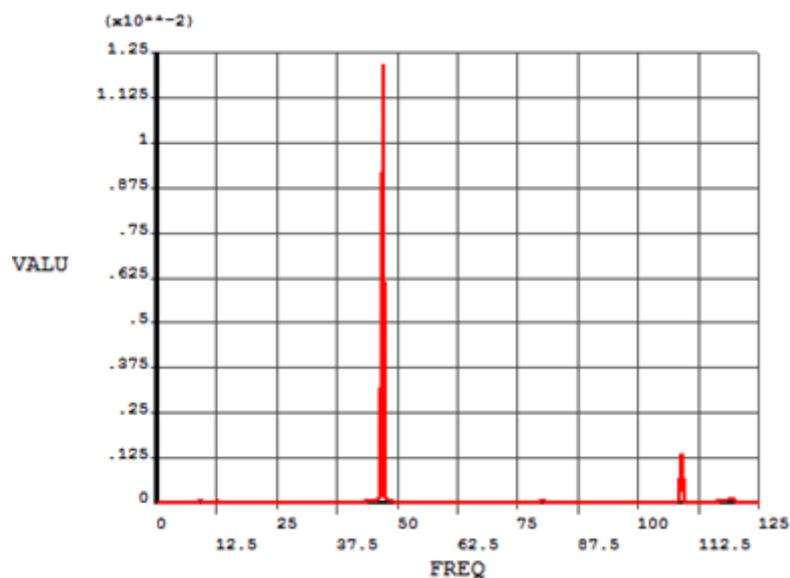


Figura 1-22. Respuesta en frecuencia de los desplazamientos del nodo 997

Si mostramos el logaritmo de la función anterior el resultado es el que se observa a continuación.

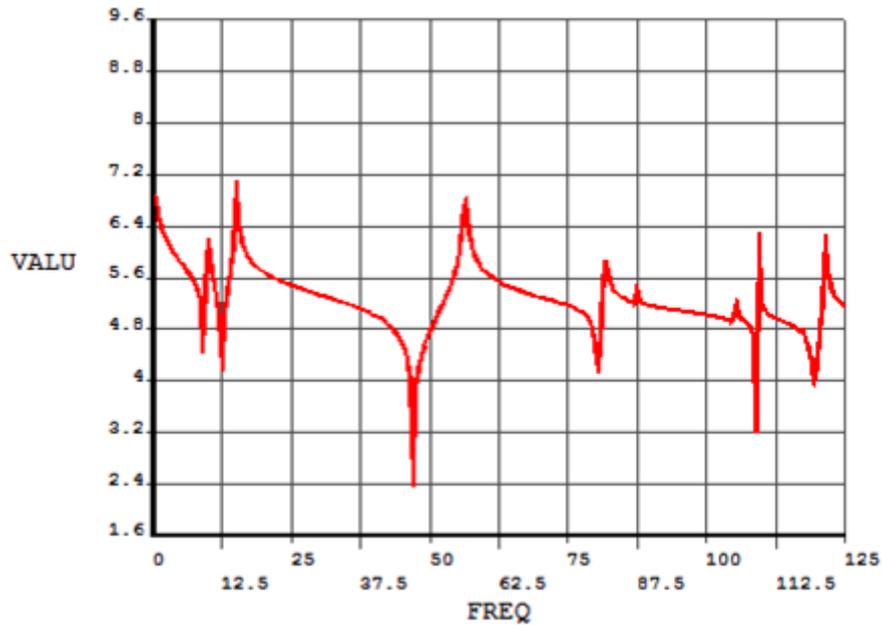


Figura 1-23. Respuesta en escala logarítmica de los desplazamientos del nodo 997

Como el software LMS Test.Xpress no mide desplazamientos sino aceleraciones, y por tanto no podremos comparar estos resultados directamente. Por otro lado, podemos realizar una operación que relacione la entrada con la salida para obtener algo parecido a la transmisibilidad. Los puntos que relacionamos son el anterior con uno de los puntos de aplicación de la carga, en este caso uno de los soportes delanteros.

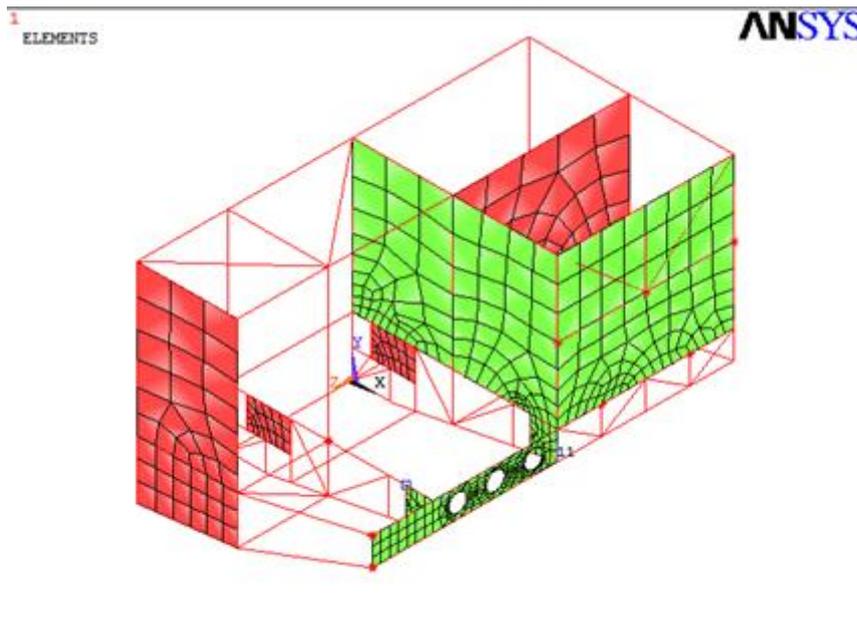


Figura 1-24. Selección del nodo 38

La mayor transmisibilidad vemos que se produce a los 19 y 51 Hz aproximadamente. En estos puntos los valores que nos devuelve el programa de transmisibilidad son 160 y 475 respectivamente. Lo cual implica que se ha producido resonancia a estas frecuencias.

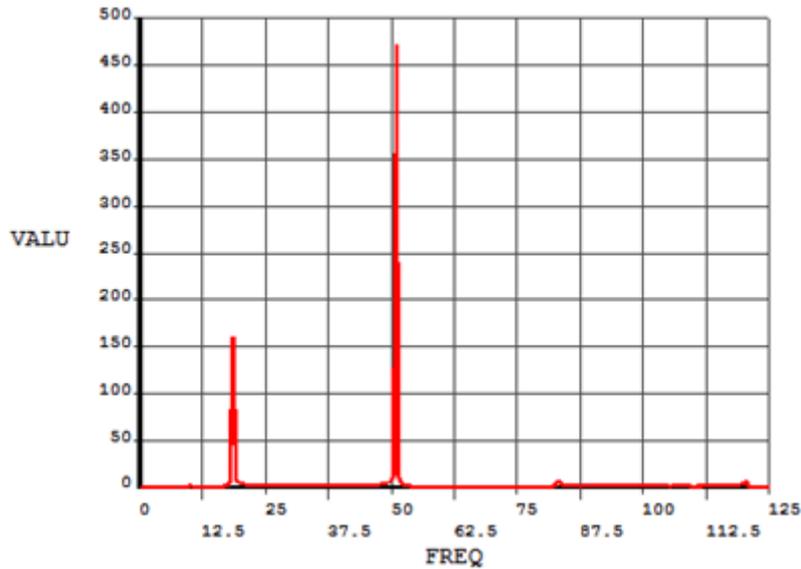


Figura 1-25. Ratio de desplazamiento entre los nodos 38 y 997

Si realizamos el cociente de los valores logarítmicos obtenemos la siguiente gráfica.

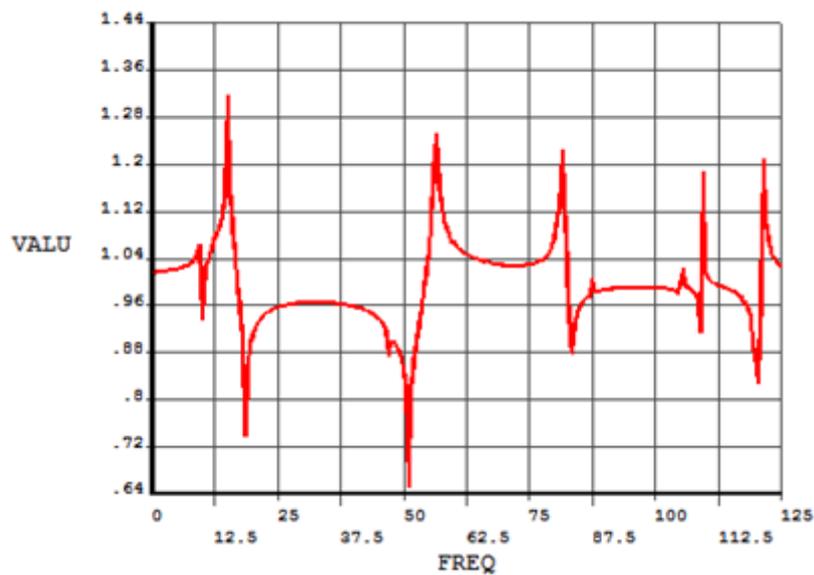


Figura 1-26. Respuesta logarítmica

## 2. Test de impacto

### 2.1. Impacto 1: D3

En este test se realizó el impacto sobre la parte superior de la chapa transversal que se encuentra enfrente del motor, en la dirección Z, vertical. El nombre del ensayo responde al número de intentos de impacto en un lugar apropiado para excitar el mayor número de modos. Finalmente se consideró que el mejor lugar para realizar el impacto era a una distancia de 1/4 de la longitud de la chapa desde el extremo derecho.

Una vez realizado el impacto con la fuerza suficiente para que saltara el Trigger se obtuvieron los siguientes resultados.

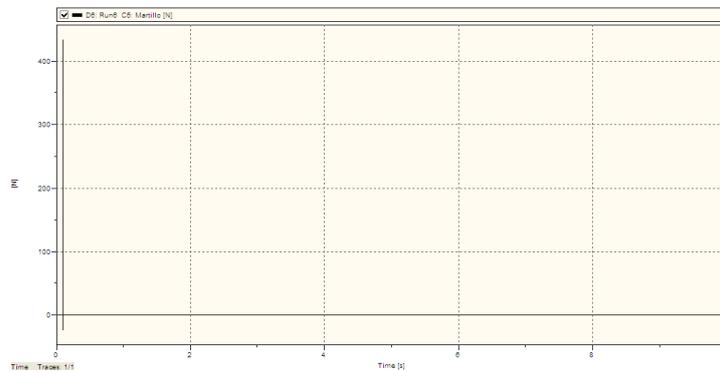


Figura 2-1. Evolución temporal de C5, Martillo.

#### 2.1.1. Dominio temporal

En el canal C1 se muestra la señal del sensor número 12 colocado en el centro de la chapa en la dirección Z. Al encontrarse en la misma dirección que en la que se realiza el impacto y estando a una distancia corta será el sensor que mayores amplitudes alcance.

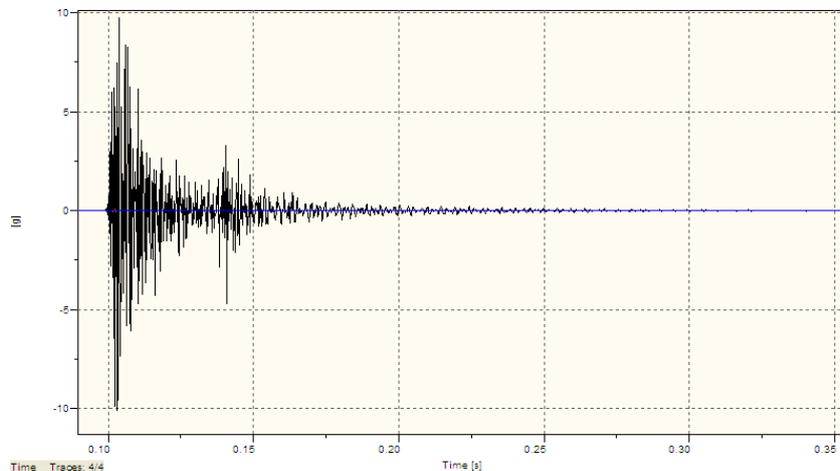


Figura 2-2. Evolución temporal de C1

Como vemos es la señal predominante, y las demás son de amplitud despreciable. En el instante del impacto se alcanzan los 10 g y posteriormente se produce el amortiguamiento. El amortiguamiento es prácticamente total a los 0,2 segundos y el valor calculado es de aproximadamente 0,008.

Vemos que se produce un incremento de la amplitud cuando la señal ya estaba cerca de ser amortiguada, alrededor de los 0,14 s. Este hecho se puede deber a que la frecuencia de vibración este cerca de la frecuencia de resonancia de alguno de los elementos de la estructura.

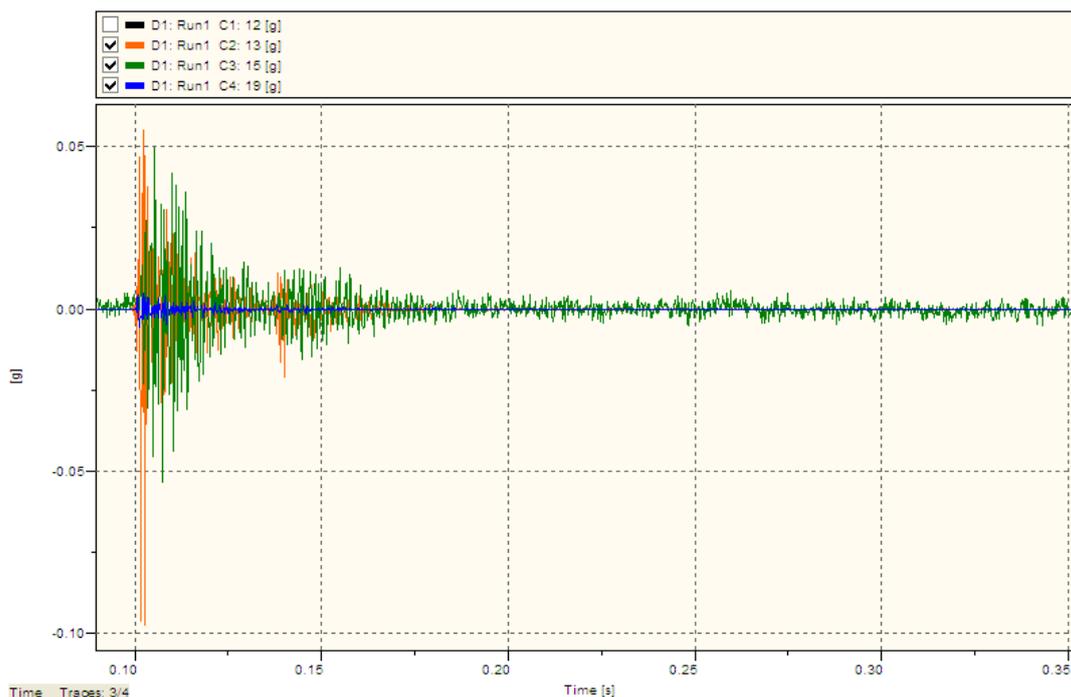


Figura 2-3. Evolución temporal de C2, C3 y C4

Los demás sensores, ya sea por lejanía de la zona de impacto (C2 y C3) o por actuar en un eje distinto (C4) apenas pasan de los 0,05 g. El sensor 13 del canal C2 se encuentra en la estructura, pero más alejado y alcanza un pico mayor que los otros dos. El sensor del motor, C3, responde con la misma forma de 12 pero amortiguado, es un punto del motor cercano a la zona de impacto, pero los soportes del motor amortiguan la señal.

También hay que tener en cuenta que estamos realizando un impacto con un martillo ligero en relación con la estructura, la rigidez de los tubos de acero y las soldaduras amortiguan gran cantidad de las vibraciones con impactos del orden que realizamos.

Podemos aproximar el valor del amortiguamiento de las señales mediante una función logarítmica.

$$\xi = \frac{1}{2\pi n} \cdot \ln \left( \frac{x(t)}{x(t + n\tau_d)} \right)$$

Donde  $\tau_d$  es el periodo de la señal y n es el número de ciclos en el intervalo de tiempo seleccionado. Las x representan el valor pico de la señal en el momento el impacto, que será el máximo valor; y el valor de otro pico una vez la señal ha sido amortiguada.

Los valores obtenidos para ambos casos realizados se representan en la tabla 2.

| Ensayo | Canal | Amortiguación, $\xi$ |
|--------|-------|----------------------|
| D3     | C1    | 0,008                |
|        | C3    | 0,009                |
| D6     | C1    | 0,00315              |
|        | C3    | 0,00148              |

**Tabla 2. Amortiguaciones de las señales temporales**

### 2.1.2. Transformada Rápida de Fourier (FFT)

Si realizamos la transformada de Fourier para los distintos canales obtenemos los siguientes valores:

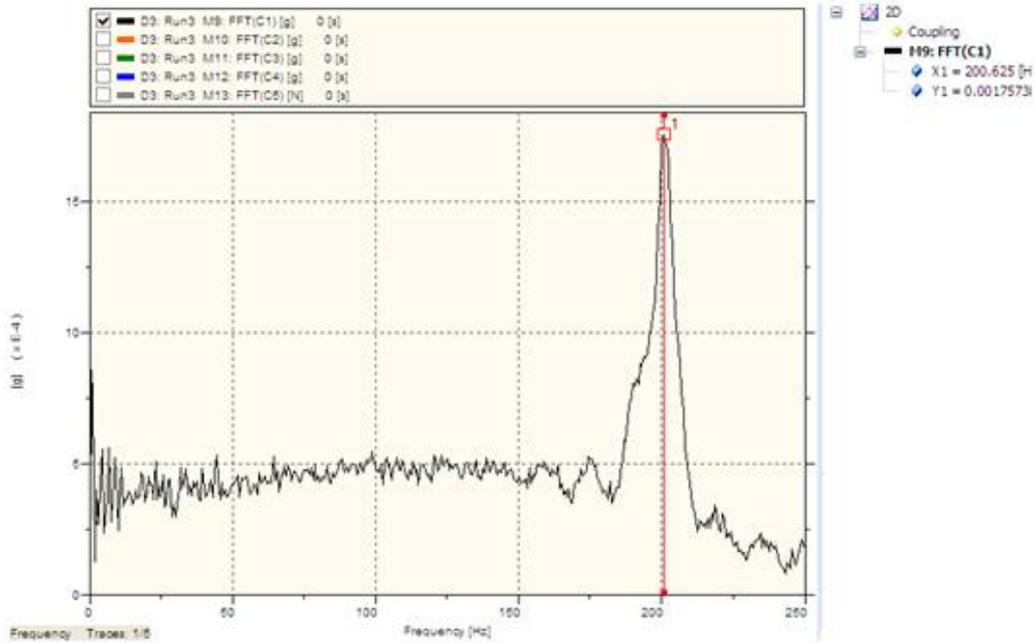


Figura 2-4. FFT(C1)

El sensor 12 es el que más claramente vibra con una frecuencia principal. Mostrando los resultados en un rango de 0 a 250 Hz vemos que esta frecuencia se da a 200,625 Hz.

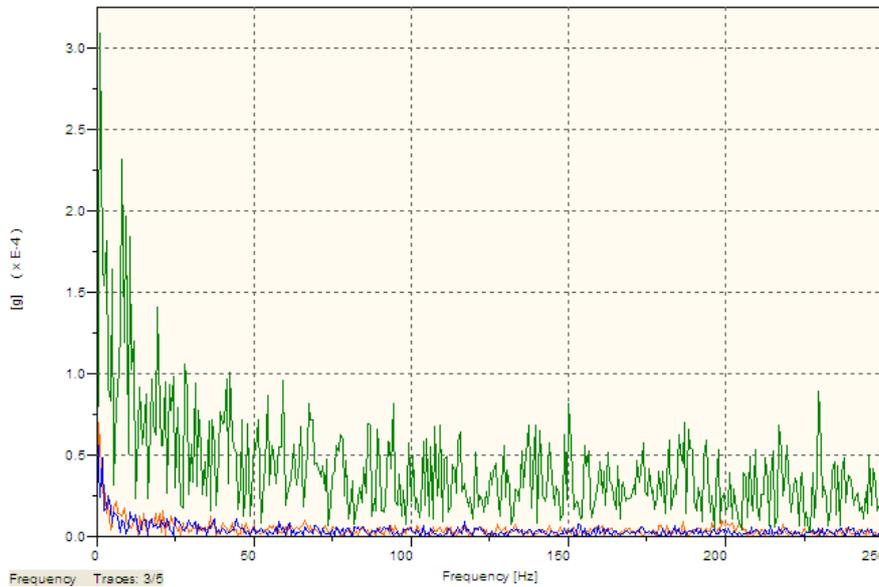


Figura 2-5. FFT(C2), FFT(C3) , FFT(C4)

El resto de señales tienen valores despreciables, y únicamente se aprecia un pico a frecuencias prácticamente nulas, debidas al impacto.

## 2.2. Impacto 2: D6

En este test se produjo el impacto en el mismo punto que en el caso anterior, pero en la dirección X, eje longitudinal del vehículo.

### 2.2.1. Dominio temporal

De nuevo la mayor respuesta nos la da el sensor 12 por cercanía, pero con una amplitud pico menor, 6 g, ya que no mide las aceleraciones en la misma dirección del impacto. Esta amplitud pico sigue siendo considerable debido a la transmisión del golpe a través de toda la estructura y también considerando que el golpe nunca es perfecto, es decir, parte de la fuerza de impacto cae sobre el eje X, pero una fracción también caerá sobre el eje Z y el Y.

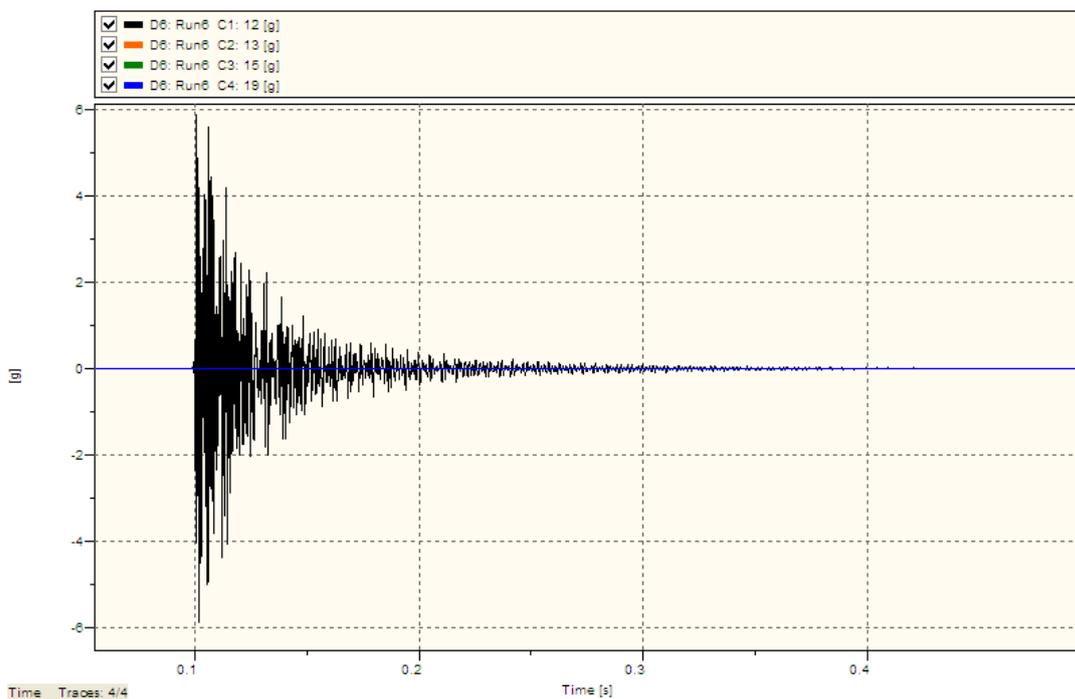


Figura 2-6. Evolución temporal de C1

El valor del amortiguamiento en este caso es de 0,00315. Y el tiempo que tarda en amortiguarse por completo la señal es de 0,3 s aproximadamente.

### 2.2.1. Transformada Rápida de Fourier (FFT)

La transformada de Fourier nos muestra como el sensor 12 recoge vibraciones de picos más grandes a frecuencias altas.

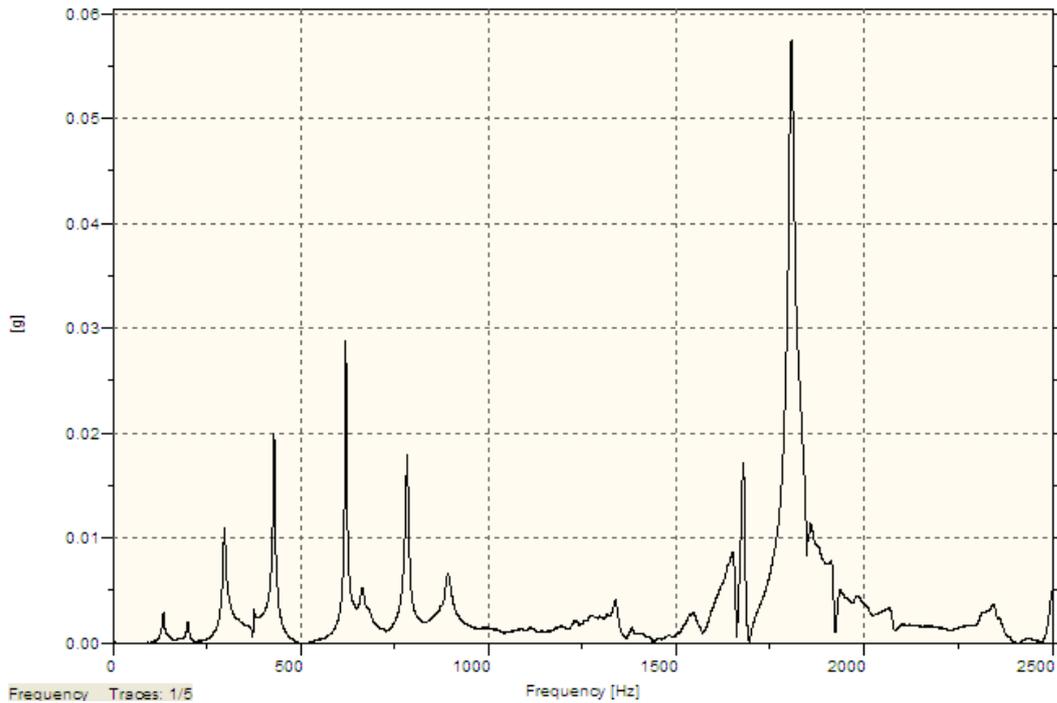


Figura 2-7. FFT(C1)

En el rango de percepción humana, hasta 250 Hz aproximadamente, vemos que las frecuencias principales de vibración son a 135 y 200 Hz.

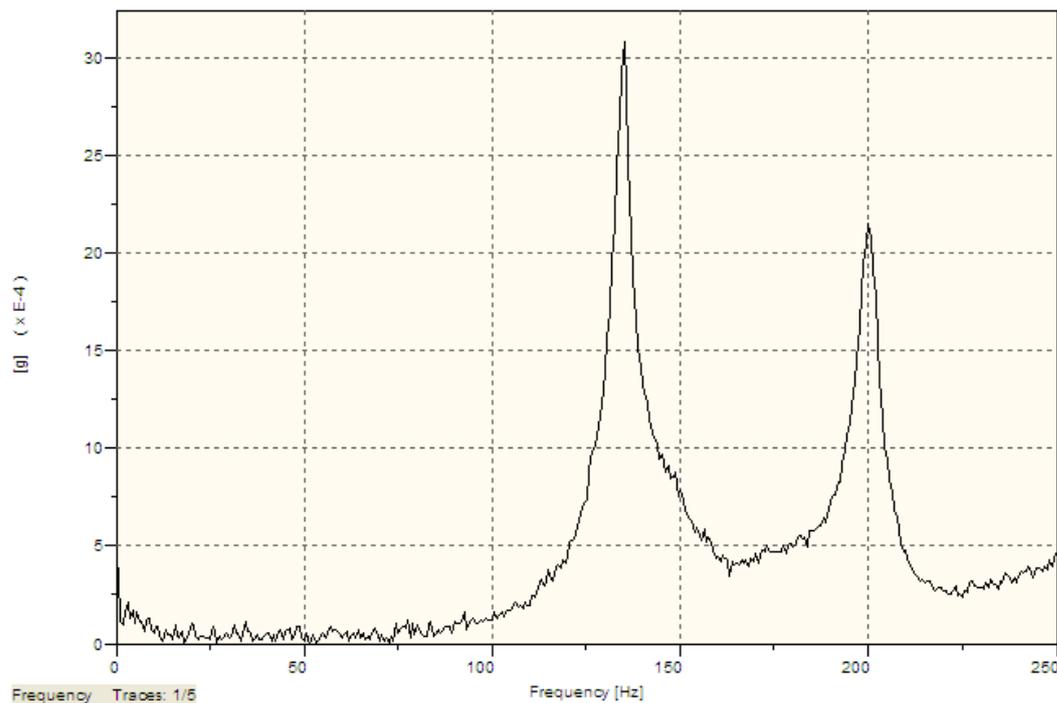
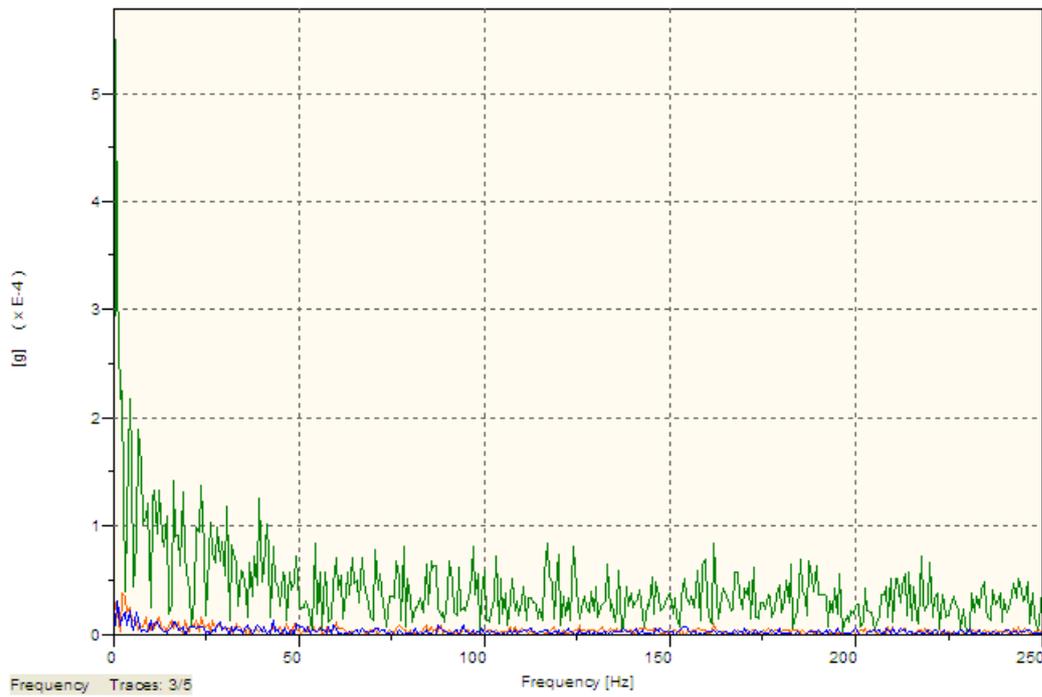


Figura 2-8. FFT(C1) en rango reducido de 0 a 250 Hz



**Figura 2-9. FFT(C2), FFT(C3) , FFT(C4)**

El resto de señales son despreciables, al igual que en el caso anterior.

### 2.2.1. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)

Finalmente, la función de respuesta en frecuencia nos muestra la relación entre entrada y salida. Como hemos comprobado, el sensor que más resultados muestra es el del canal C1, por tanto realizamos la operación relacionando este sensor con la entrada del martillo, canal C5. Ambos están colocados en la misma dirección.

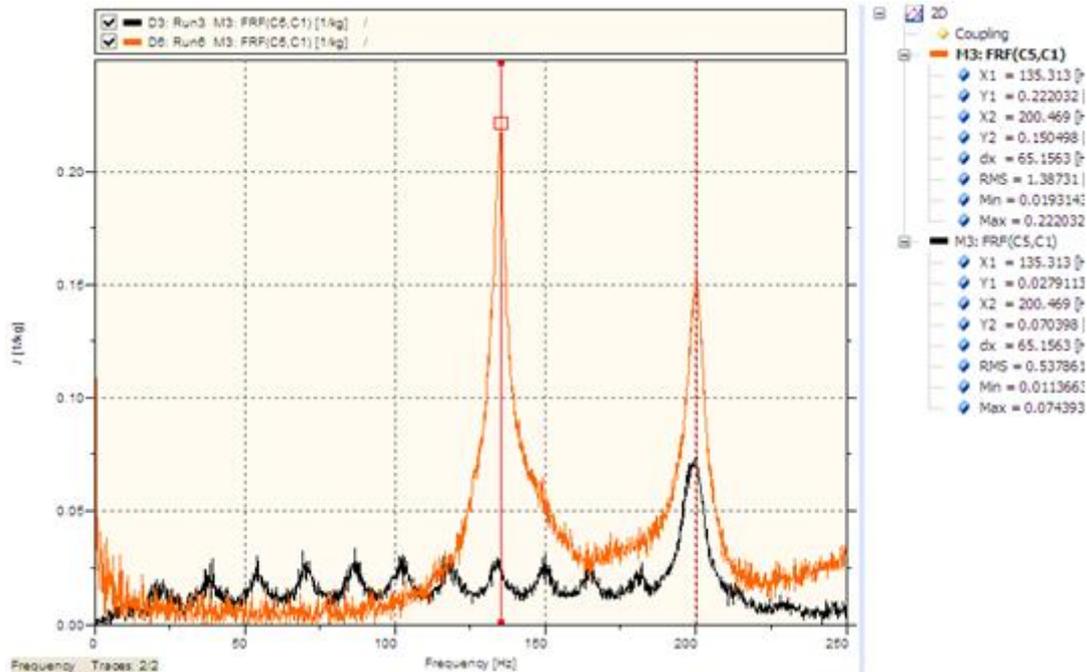


Figura 2-10. FRF(C5,C1) para los ensayos D3 y D6 en escala lineal

Se muestran los resultados para frecuencias en el rango de 0 a 250 Hz en una escala lineal del eje Y, la función de transferencia. Podemos ver la FRF para ambos casos ensayados, D3 para impacto en el eje Z (negro) y D6 para el impacto en el eje X (naranja).

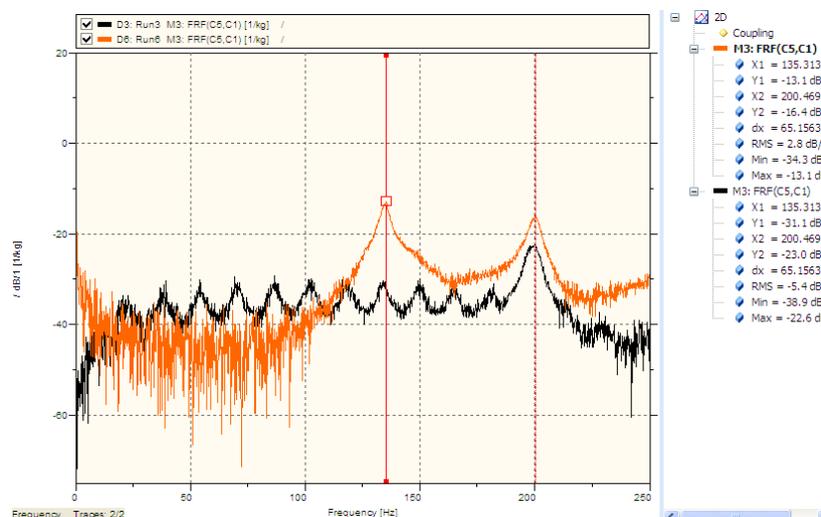


Figura 2-11. FRF(C5,C1) para los ensayos D3 y D6 con transmisibilidad en dB

En el caso 1 se observan modos de vibración de amplitudes similares y de forma casi periódica con los siguientes valores de frecuencias:

| Pico | Frecuencia, Hz |
|------|----------------|
| 1    | 22,97          |
| 2    | 39,375         |
| 3    | 54,22          |
| 4    | 69,375         |
| 5    | 86,56          |
| 6    | 102,66         |
| 7    | 118,75         |
| 8    | 134,84         |
| 9    | 165,31         |
| 10   | 181,875        |
| 11   | 200            |

**Tabla 3. Frecuencias de los picos FRF(C5,C1) del caso D3**

Al realizar el impacto en la dirección Z las transmisibilidades son bajas, pero se producen muchos picos. Si nos fijamos en los modos que hemos obtenido del análisis de ANSYS, en ningún modo en el rango de frecuencias estudiado, se producía una vibración de la chapa delantera en sentido vertical. Podemos decir que el hecho de obtener baja transmisibilidad se debe a que no se ha excitado ningún modo de vibración de la estructura con este tipo de impacto. La chapa, en la dirección vertical es muy rígida.

En el caso 2, se producen mayores transmisibilidades a dos frecuencias en particular, 135 y 200 Hz. Si observamos los modos de vibración del modelo de ANSYS, los modos más cercanos a estas frecuencias son los que en la chapa delantera sufría una deformación en el eje X. Las frecuencias eran de 177 y 212 Hz. Aunque nuestros sensores estén colocados en el eje Z, el impacto ha podido producir desplazamientos también en este eje, y como la vibración en el sentido del eje X es mayor que en el caso anterior, también lo será en sentido vertical.

### 3. Motor

➤ Consideraciones previas:

- Masas ajenas al motor y sujetas a la estructura afectan a los desplazamientos y frecuencias de vibración.
- Máquinas en movimiento distintas del motor, como el compresor, bomba de combustible o bomba de vacío, transmiten vibraciones adicionales a la estructura.
- Los resultados están centrados en el rango de 0 a 100 Hz, rango de percepción del ser humano entre los cuales se encuentran las principales frecuencias de resonancia de las diferentes partes del cuerpo.
- Las FRF válidas serán aquellas que comparen las aceleraciones medidas por dos sensores colocados en la misma dirección.
- El eje X corresponde al eje longitudinal del autobús, el eje Y la dirección transversal y el eje Z en sentido vertical.

#### 3.1. Caso 1: D1

El primer caso se realizó con el motor al ralentí, recogiendo datos durante 60 segundos. El inicio de la grabación se hacía de forma manual, sin Trigger.

##### 3.1.1. Dominio temporal

Al tener el motor a un régimen estable las señales temporales son periódicas con unos armónicos fácilmente apreciables.

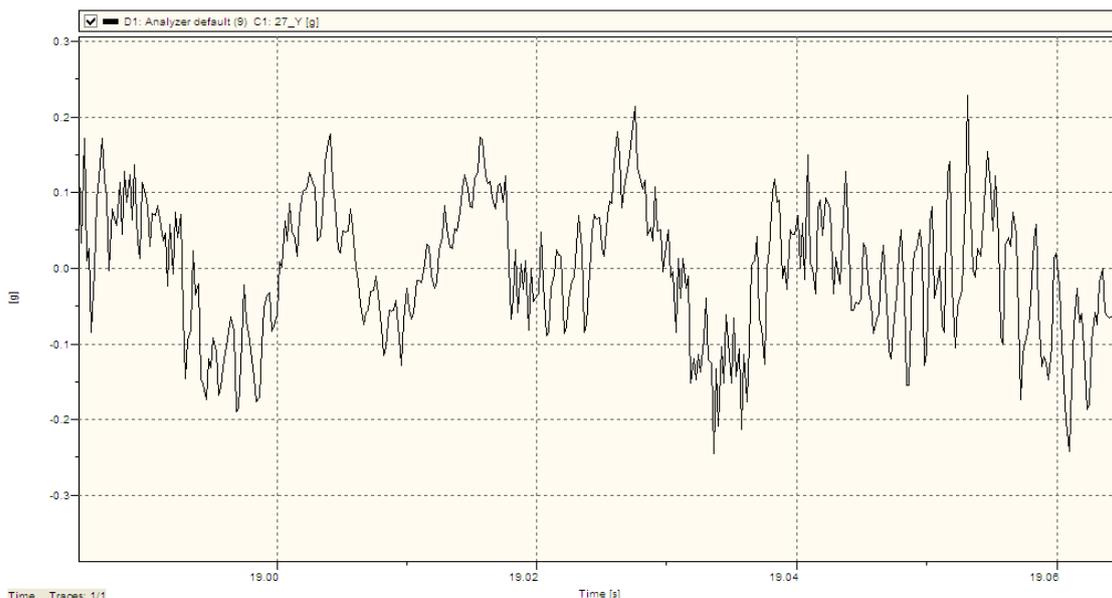
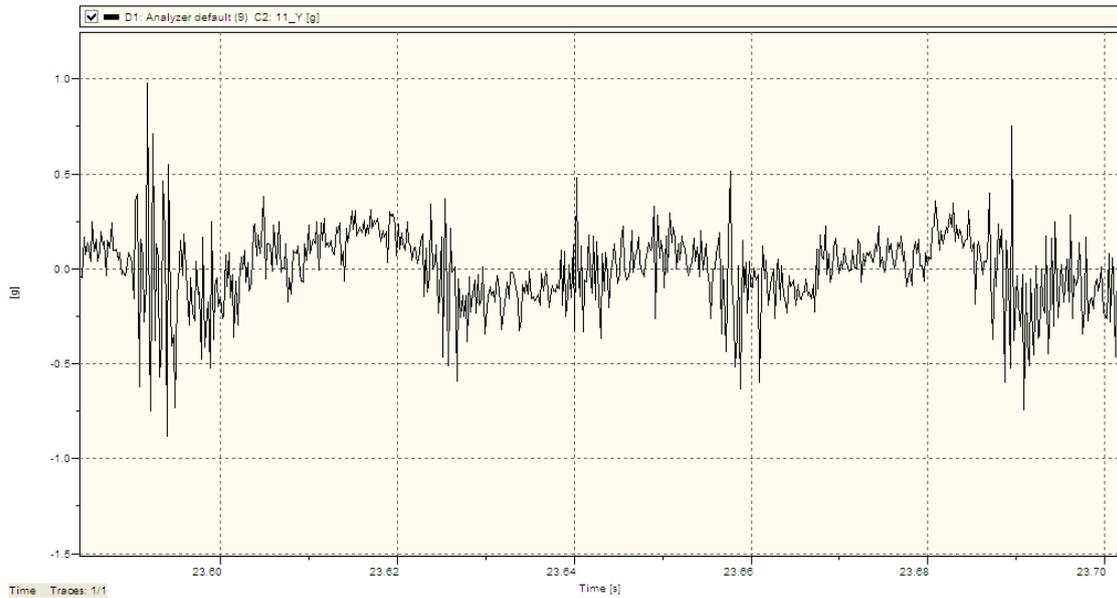


Figura 3-1. Evolución temporal C1

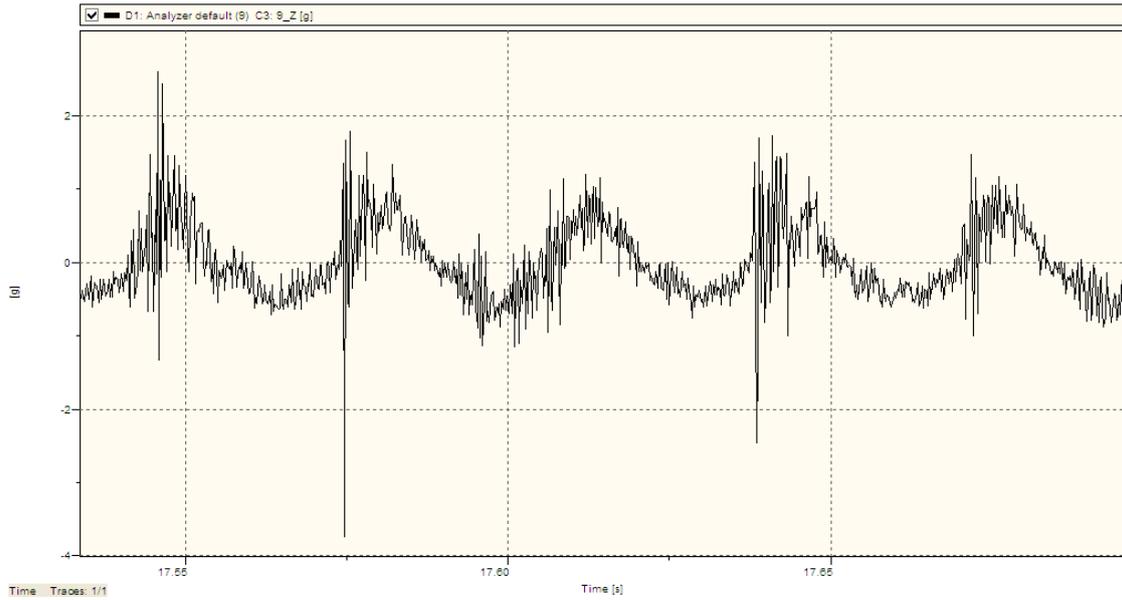
El sensor C1 recogía aceleraciones en la dirección transversal del vehículo. Su amplitud es baja, con máximos alrededor de 0,25 g. En esta dirección las vibraciones a priori podemos deducir que no serán altas porque la fuente, que es el movimiento de los pistones en sentido vertical, realiza un movimiento contenido en un plano perpendicular a este eje. Ahora bien, el giro del cigüeñal sí que puede generar vibraciones a lo largo de este eje. La cantidad de piezas móviles dentro del motor es un aspecto fundamental de generación de vibraciones.

La frecuencia del primer armónico, así como los armónicos secundarios, las podremos conocer con exactitud cuando realicemos la transformada de Fourier de la señal pasando al dominio de la frecuencia.



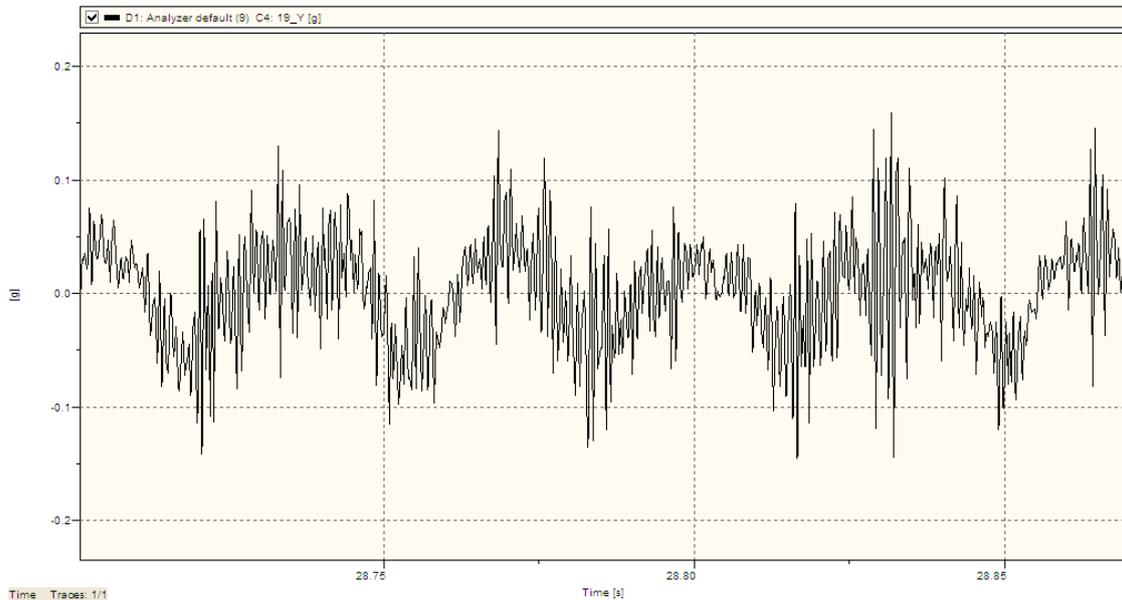
**Figura 3-2. Evolución temporal C2**

El sensor C2 está colocado en el bloque motor sobre una cara lateral. También mide las aceleraciones en el eje Y, transversal. La comparación de ambos sensores será un dato importante que veremos más adelante. Al estar sobre la fuente la amplitud es mayor, máximas de 1 g, y se percibe más ruido en la señal.



**Figura 3-3. Evolución temporal C3**

El sensor C3 es el otro acelerómetro colocado sobre el motor, en la dirección vertical. Está colocado en la misma dirección de los cilindros, y se obtienen los valores pico más altos, con 3 y hasta 4 g. También recibe gran cantidad de ruido.



**Figura 3-4. Evolución temporal C4**

El otro sensor en el interior del habitáculo del autobús está colocado para medir en el eje transversal. Sus amplitudes son menores, 0,15 g. Se aprecia mucho ruido simplemente por la escala en la que estamos representando la señal, el ruido es del mismo orden que en el resto de las señales.

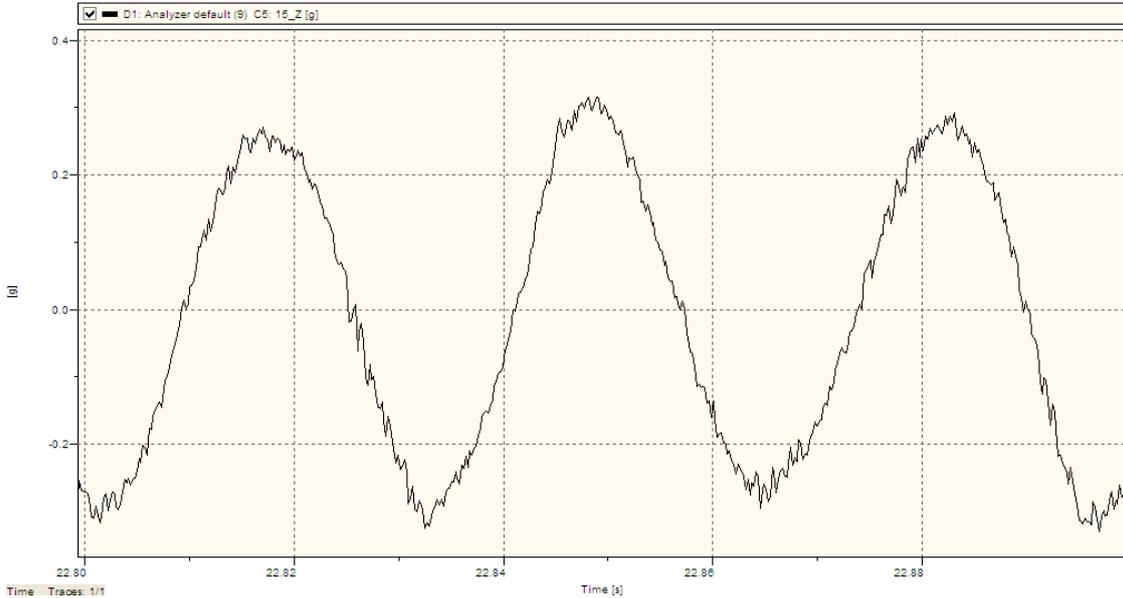


Figura 3-5. Evolución temporal C5

El sensor del canal C5 colocado sobre la estructura en el eje Z también ve amortiguado el ruido de la fuente, y principalmente vibra con una frecuencia alrededor de los 30 Hz que posteriormente veremos su valor exacto.

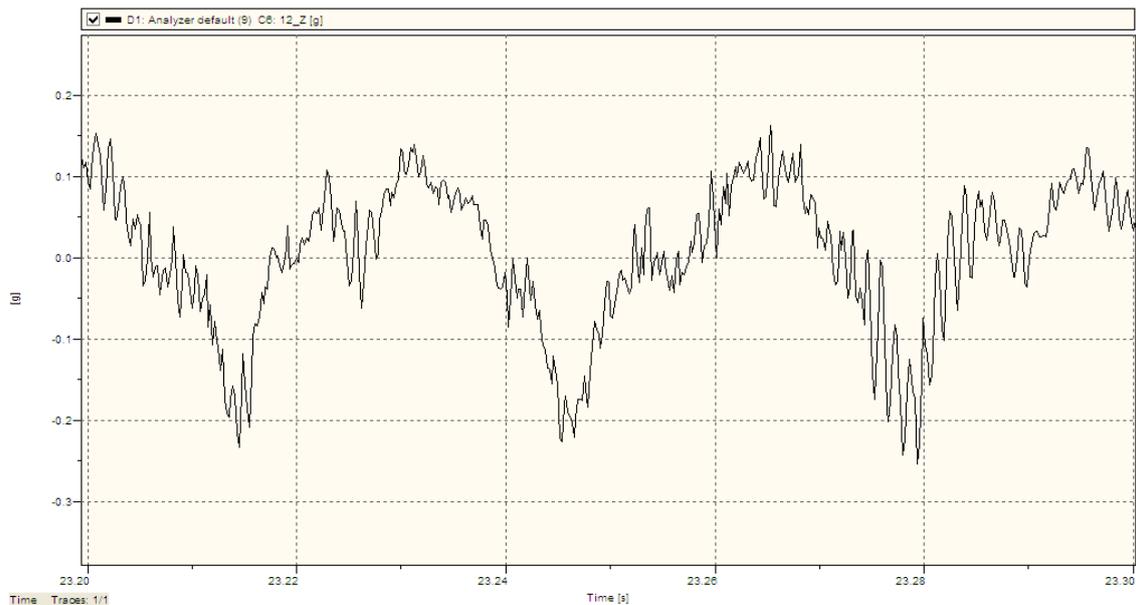
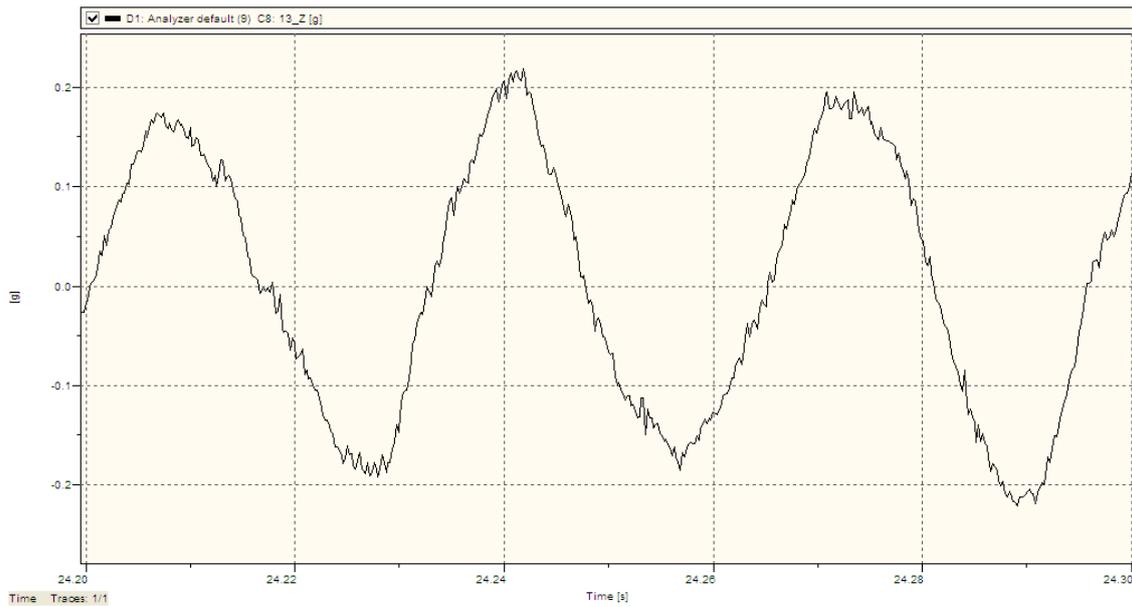


Figura 3-6. Evolución temporal C6



**Figura 3-7. Evolución temporal C8**

Este sensor está colocado dentro del autobús, en la dirección vertical. Podríamos decir que el ruido que llega a los pasajeros es mucho menor que el de la fuente. La señal es mucho más limpia. La amplitud máxima ronda los 0,2 g. Posteriormente veremos si estos valores son admisibles.

### 3.1.2. Transformada Rápida de Fourier (FFT)

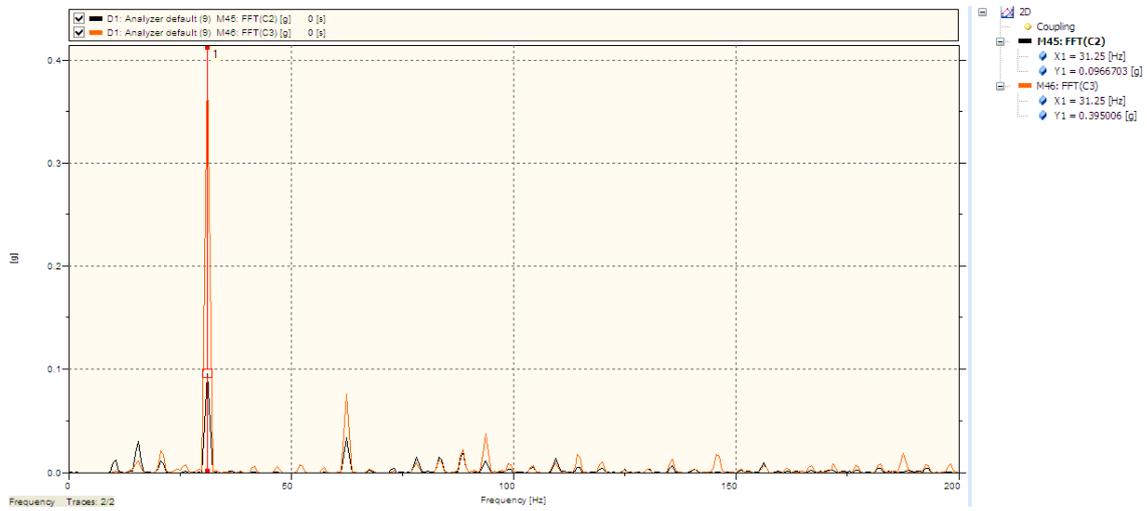


Figura 3-8. FFT de C2 y C3

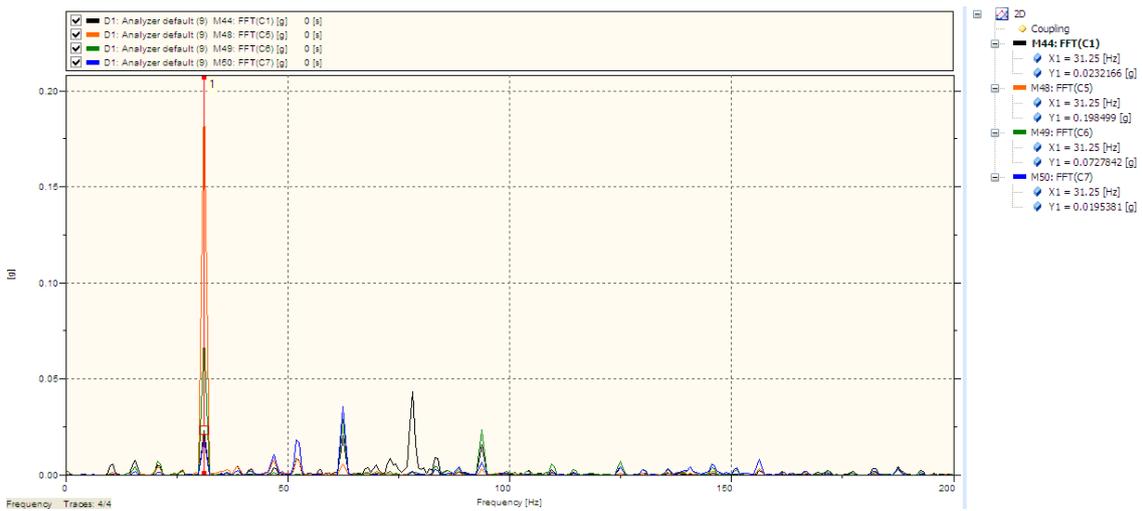


Figura 3-9. FFT de C1, C5, C6 y C7

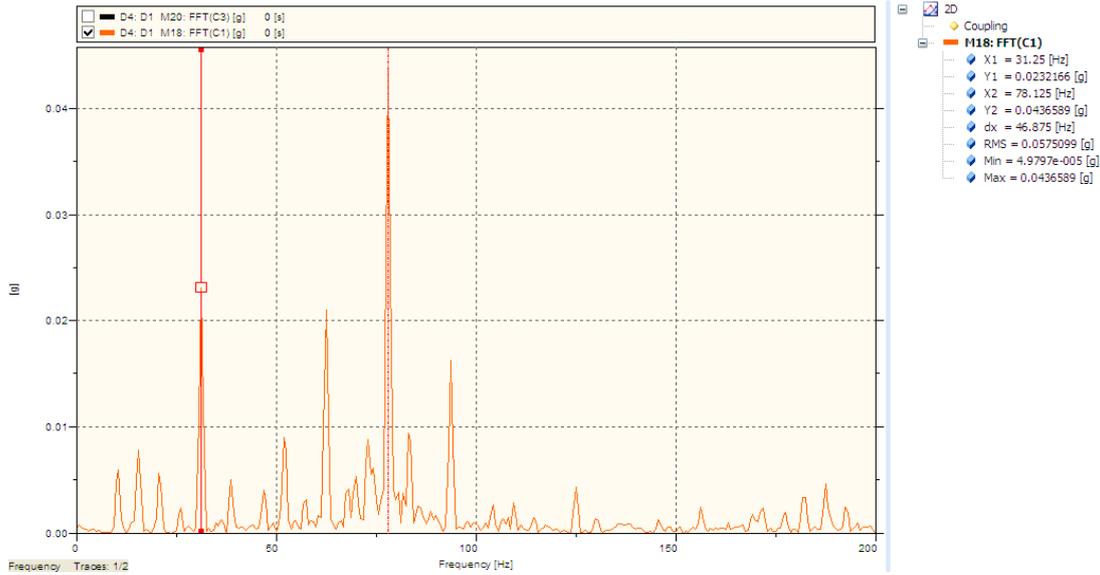


Figura 3-10. FFT de C1

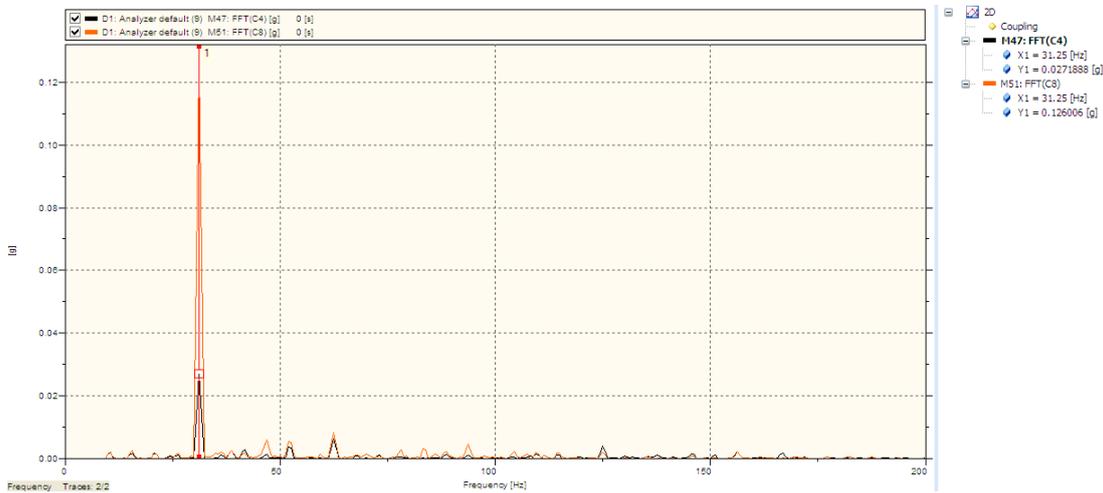


Figura 3-11. FFT de C4 y C8

Se observa claramente que todas las señales tienen un pico a 31,25 Hz. Este pico corresponde al régimen de giro del motor al ralentí. El motor gira a 625 rpm aproximadamente, lo que equivale a 10,417 rps. El motor es de 6 cilindros en línea, lo que supone que en un motor de cuatro tiempos los pistones están desfasados 120 grados entre sí. La posición de los pistones es la misma para los cilindros 1 y 6, 2 y 5; y 3 y 4. Por lo tanto se producen tres explosiones por cada ciclo. La frecuencia será  $10,417 \times 3 = 31,25$  Hz.

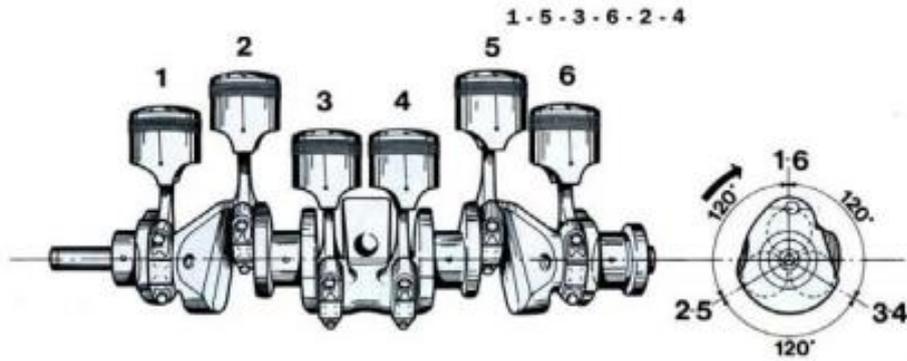


Figura 3-12. Representación de los ciclos de 4 tiempos en un motor de 6 cilindros en línea

El valor pico para los sensores en el motor es de 0,4. En los sensores de la estructura el mayor pico está en 0,2 para el sensor C5. El sensor C8 es el más sensible en la zona de los asientos con un valor pico de 0,12.

### 3.1.3. Función d Respuesta en Frecuencia (FRF)

➤ C3 vs Estructura

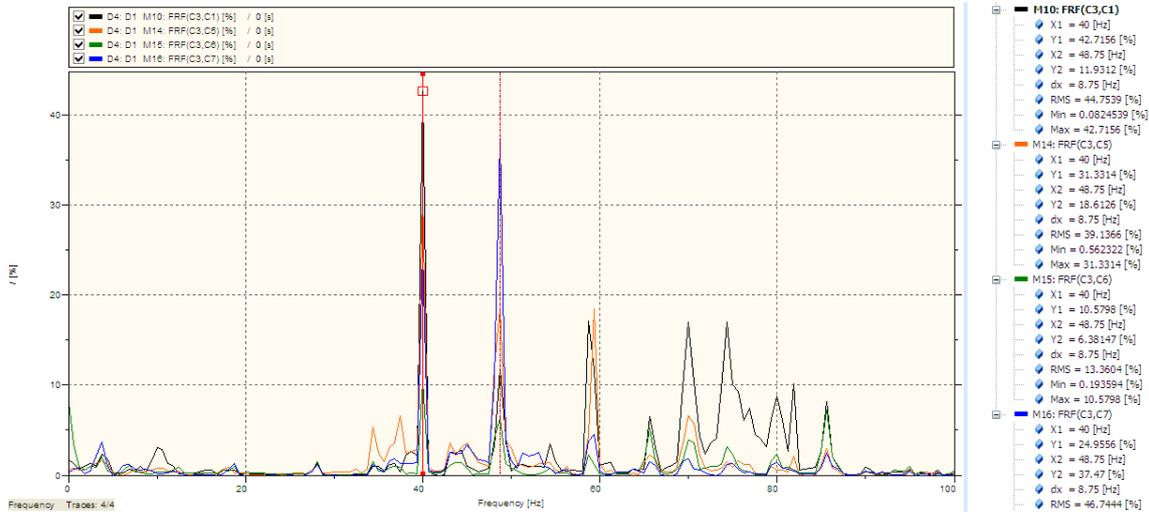


Figura 3-13. FRF de C1, C5, C6 y C7 respecto a C3

Si sobreponemos todas las FRF correspondientes a los sensores de la estructura en relación al sensor colocado en el motor en el eje Z podemos ver como las principales frecuencias de vibración son iguales para todos los casos. El mayor pico de transmisibilidad está en un 42,71 % a 40 Hz para la relación entre C3 y C1. C1 es el canal del sensor colocado en el eje transversal Y, por tanto esta relación no es coherente. Otros picos importantes se localizan en 48,75 Hz con valor máximo para la FRF en relación con C7, sensor en el eje X, por tanto también es despreciable.

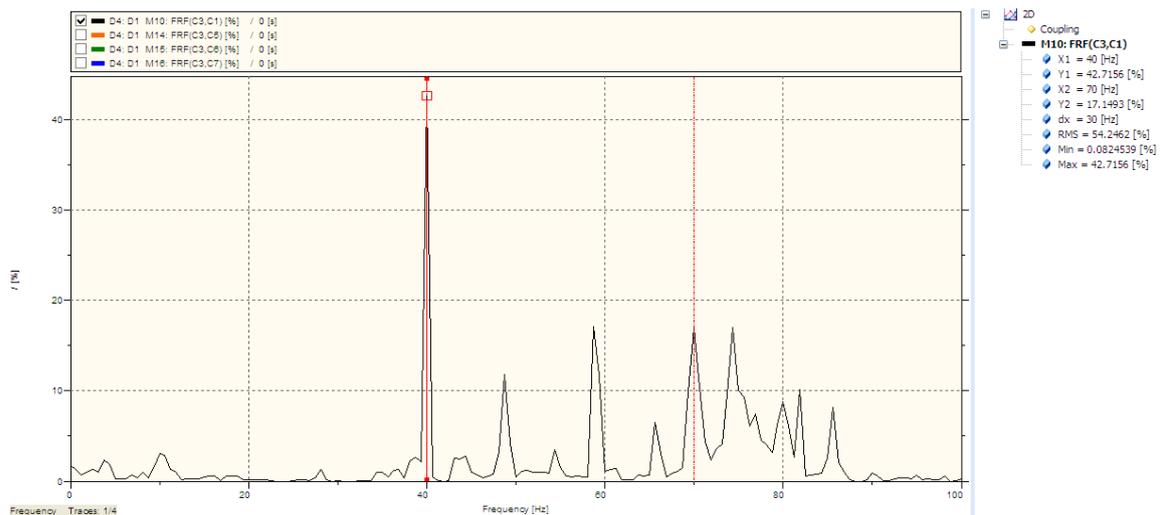


Figura 3-14. Detalle de la FRF(C3,C1)

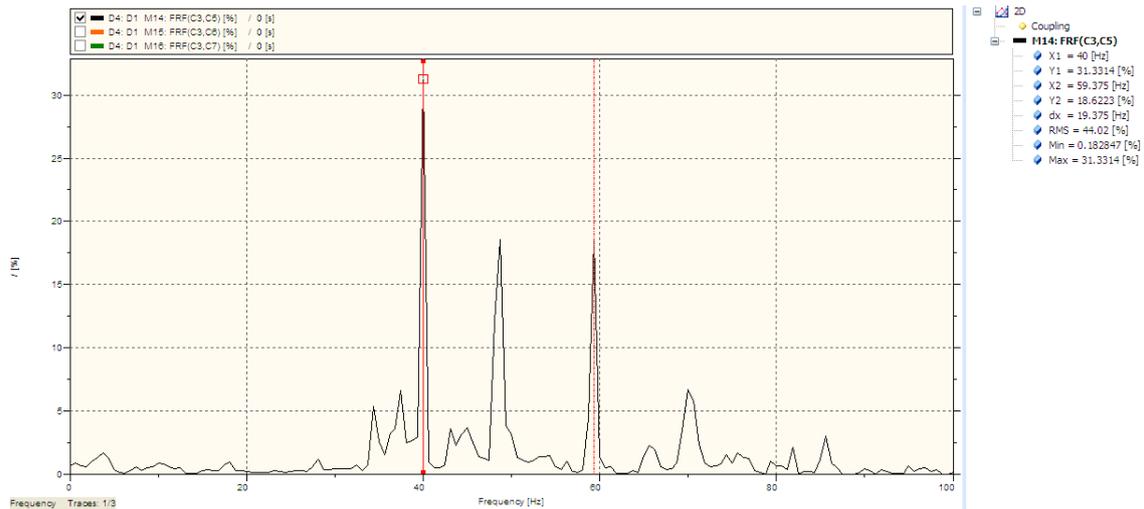


Figura 3-15. Detalle de la FRF(C3,C5)

El sensor C5 está colocado en la dirección Z, alejado del motor. Aún así la transmisibilidad es del 31,33%, a una frecuencia de 40 Hz. Este dato sí es importante de cara a conocer la transmisibilidad de los silent blocks. El valor es menor del 40% estipulado por Cummins para un montaje del motor aceptable.

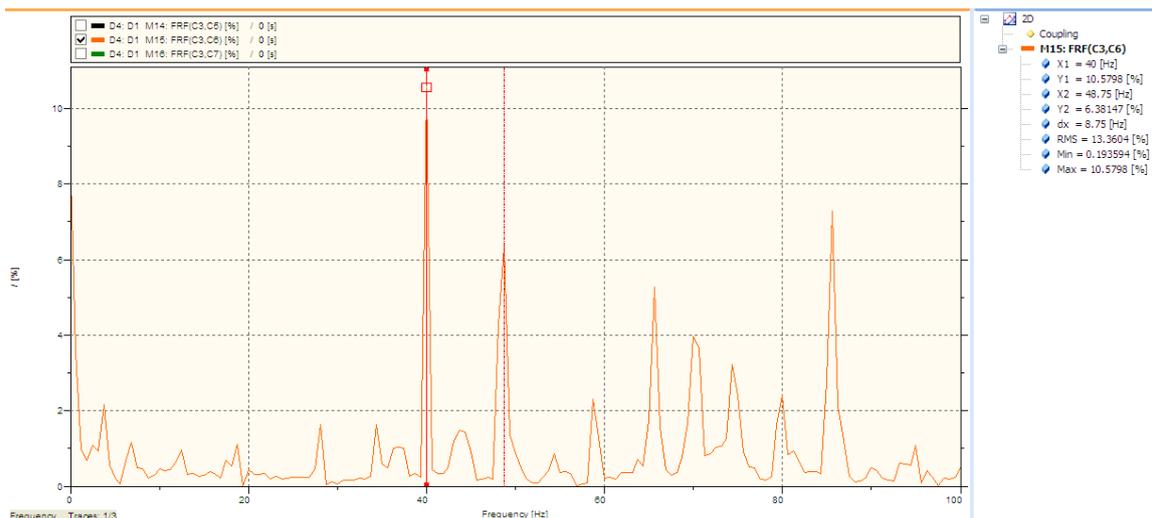


Figura 3-16. Detalle de la FRF(C3,C6)

El C6 está colocado en la estructura muy cercano a uno de los soportes de la parte delantera del motor. El pico se produce a 40 Hz con un valor del 10.5%. Por tanto podemos decir que el soporte está realizando un buen trabajo amortiguando las vibraciones del motor.

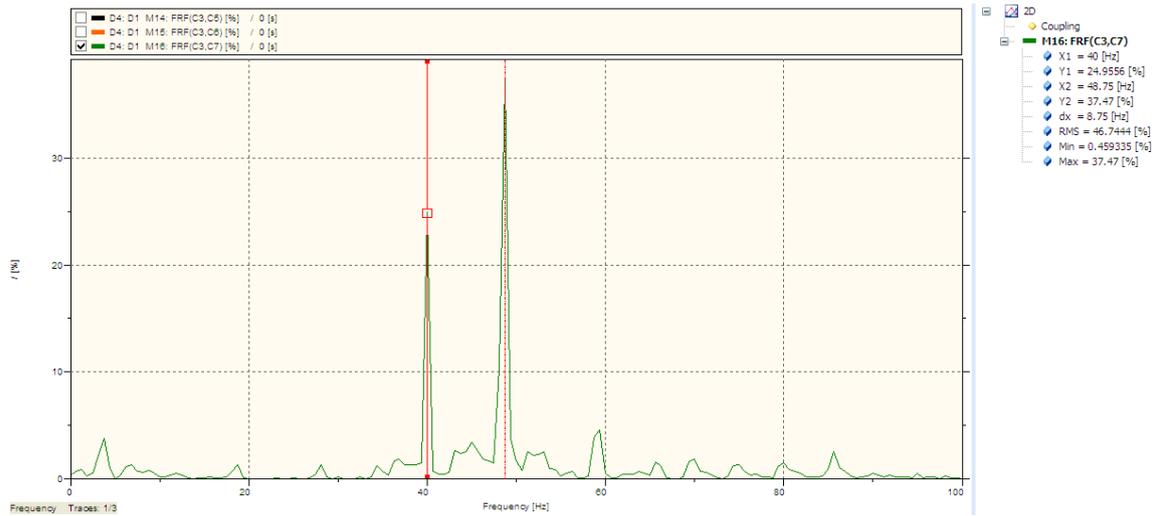


Figura 3-17. Detalle de la FRF(C3,C7)

➤ C3 vs Asientos

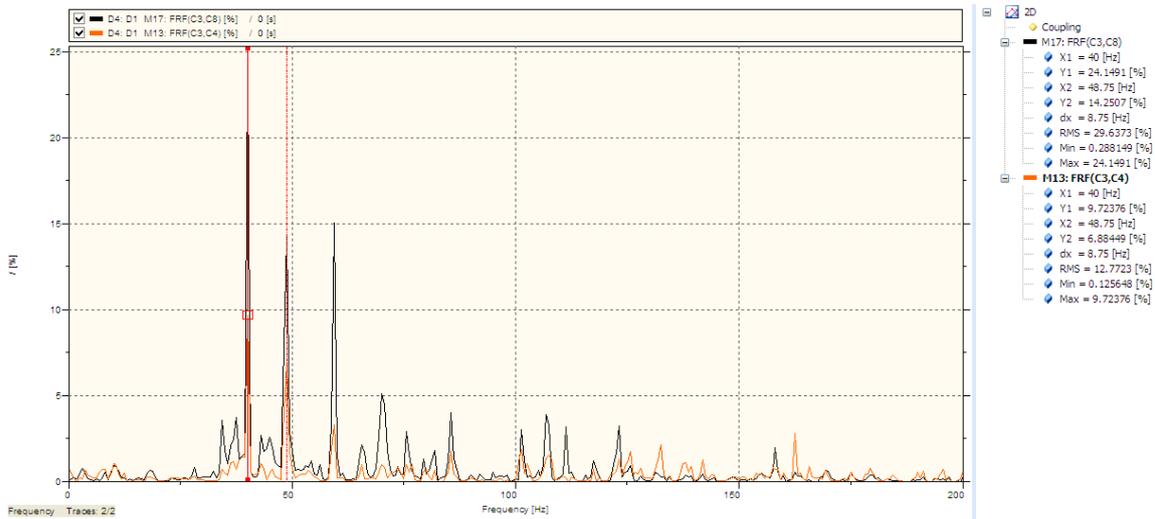


Figura 3-18. FRF de C4 y C8 respecto a C3

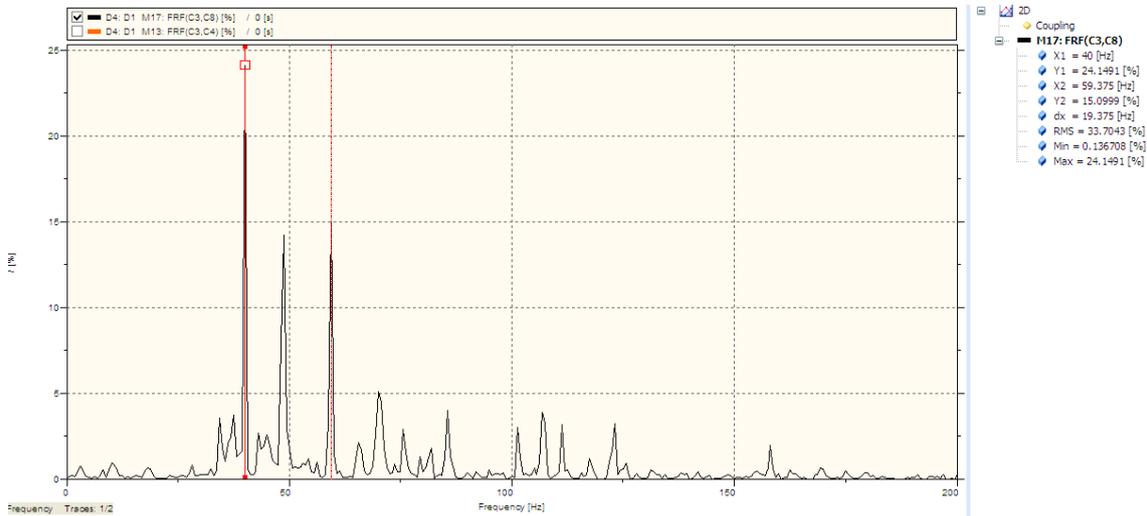
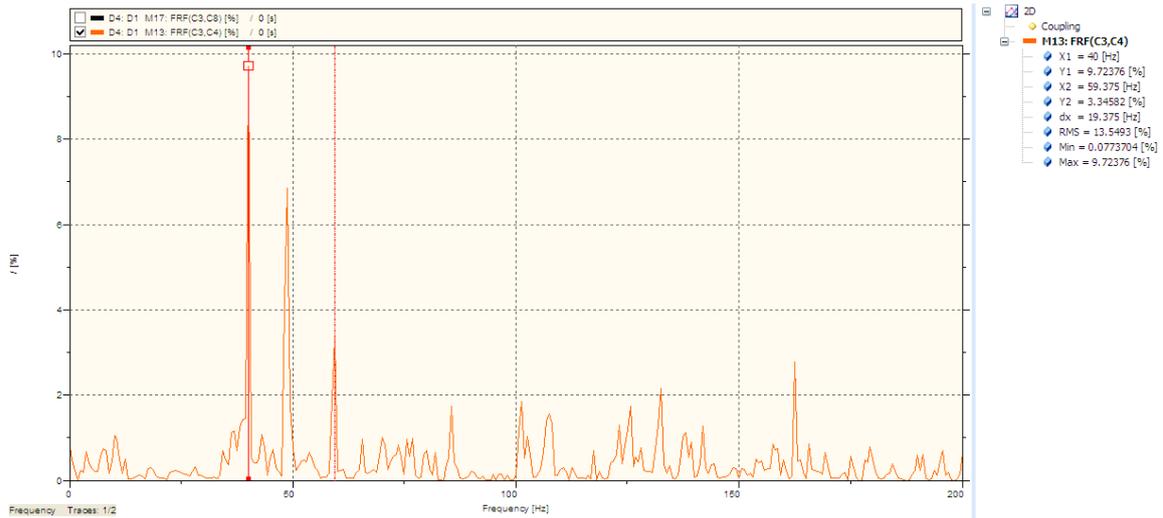


Figura 3-19. Detalle de la FRF(C3,C8)

En el interior del autobús tenemos una transmisibilidad del 24,14 % en el eje Z a una frecuencia de 40 Hz, pero con dos picos a 48,75 y 59,37 Hz de aproximadamente el 15 %. Los valores no son elevados, aunque estas frecuencias sí serán perceptibles por los pasajeros.



**Figura 3-20. Detalle de la FRF(C3,C4)**

Este sensor está colocado en un eje distinto al de C3.

➤ C2 vs Estructura

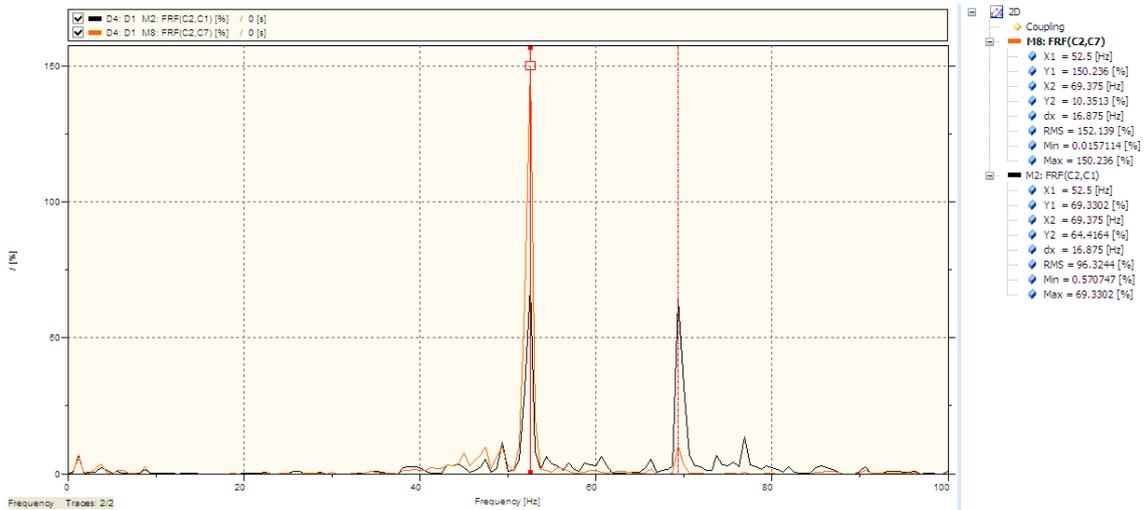


Figura 3-21. FRF de C1 y C7 respecto a C2

Si comparamos la entrada en el eje Y transversal con el sensor en Y de la estructura obtenemos dos picos de similar amplitud, 69 y 64%, valores demasiado altos.

Si relacionamos dos señales que no están en el mismo eje, nos da que el pico está en el 150%, en el caso 3 compararemos la señal del sensor C7 con una entrada en el mismo eje. El valor de la transmisibilidad es altísimo. Se ha producido una resonancia que ha amplificado la vibración en la zona donde tenemos colocado el sensor C1.

➤ C2 vs Asientos

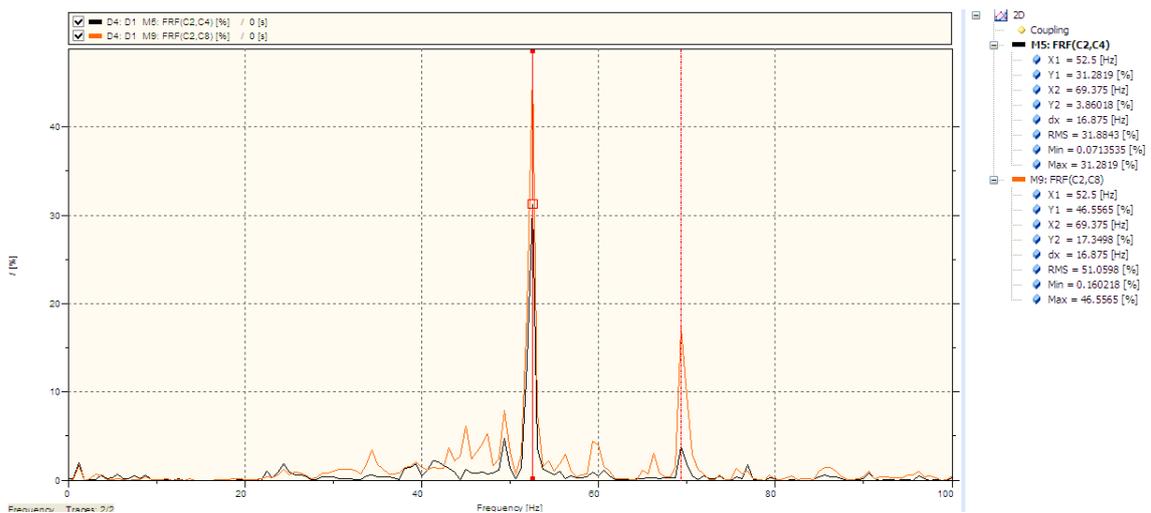


Figura 3-22. FRF de C4 y C8 respecto a C2

La amplitud de la señal es del 31% para el sensor C4, colocado en la misma dirección que el sensor de entrada, C2, a lo largo del eje transversal. La frecuencia es de 52,5 Hz. Esta frecuencia sí es perceptible por las personas, estaría cerca de la frecuencia de resonancia de algunas partes del cuerpo como las manos. Es decir, aunque el amortiguamiento entra dentro de los límites admisibles, ya que está por debajo del 40%, podría llegar a ser molesto para las personas sentadas en la parte trasera del autobús.

Hay que tener en cuenta que aunque se satisfagan los requisitos de fabricación que establece el fabricante, son los clientes y los usuarios los que tienen la última palabra. Si la amortiguación está por debajo del 40% podríamos decir que el sistema es correcto, pero si el cliente lo nota y se queja el sistema no está bien construido y requerirá de modificaciones.

### 3.2. Caso 2: D2

Este análisis del arranque del motor tiene el objetivo de comprobar que durante el arranque no se alcancen valores demasiado altos de vibraciones. Y comprobar que se amortiguan rápidamente y se supera el periodo transitorio en el menor tiempo posible.

#### 3.2.1. Dominio temporal

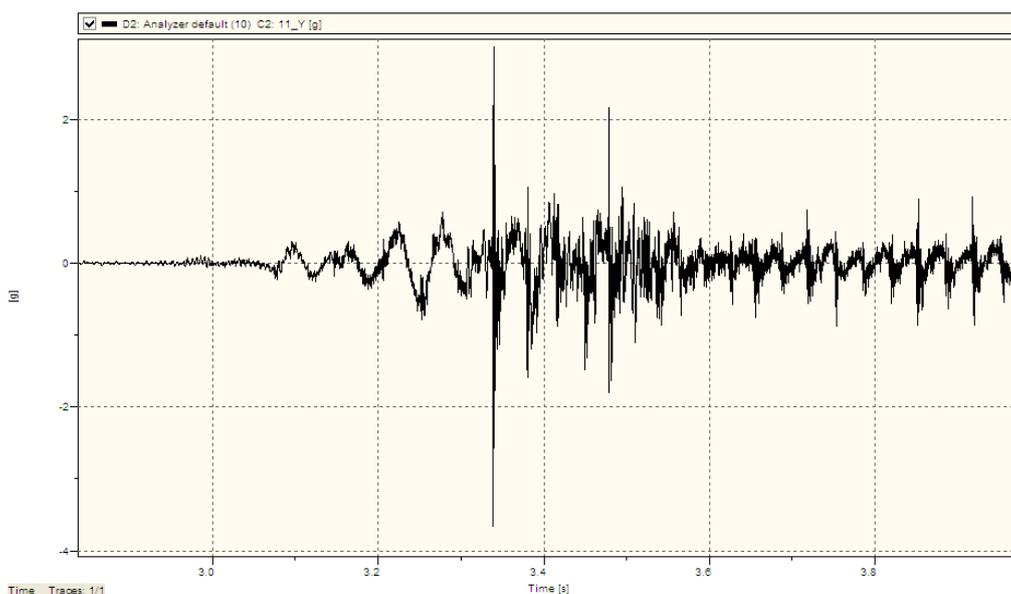


Figura 3-23. Evolución temporal de C2

La señal temporal del sensor del motor en el eje Y nos muestra un pico de 3,5 g. Siendo el pico en permanente de 1 g. Al ser un instante de tiempo pequeño no se apreciará más que como un golpe ligero en esta dirección. La señal se estabiliza en unos 0,3 segundos.

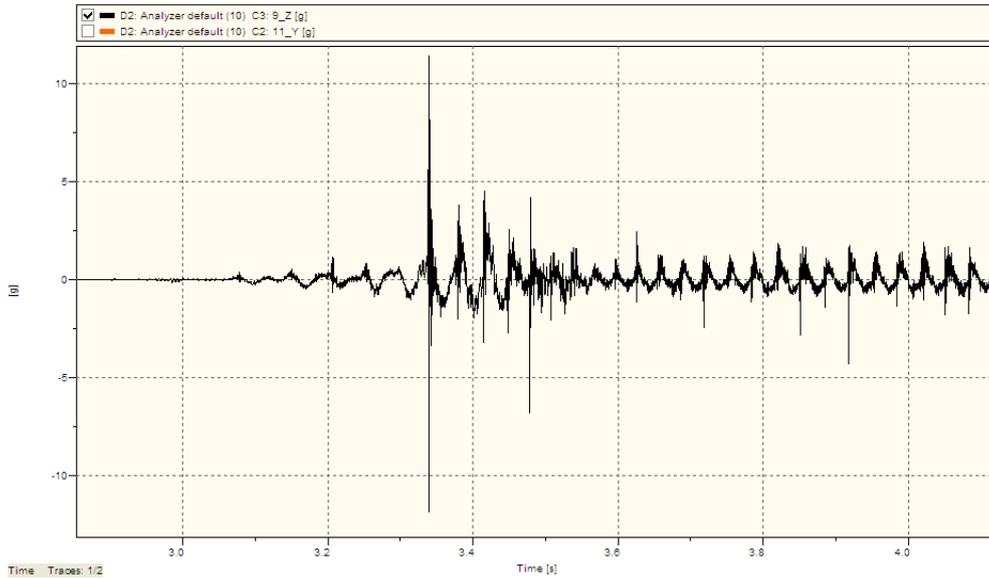


Figura 3-24. Evolución temporal de C3

El sensor en disposición vertical, sin embargo, capta un pico de 13 g en el arranque. Un valor bastante alto que el pasajero podrá sentir como un golpe en sentido vertical.

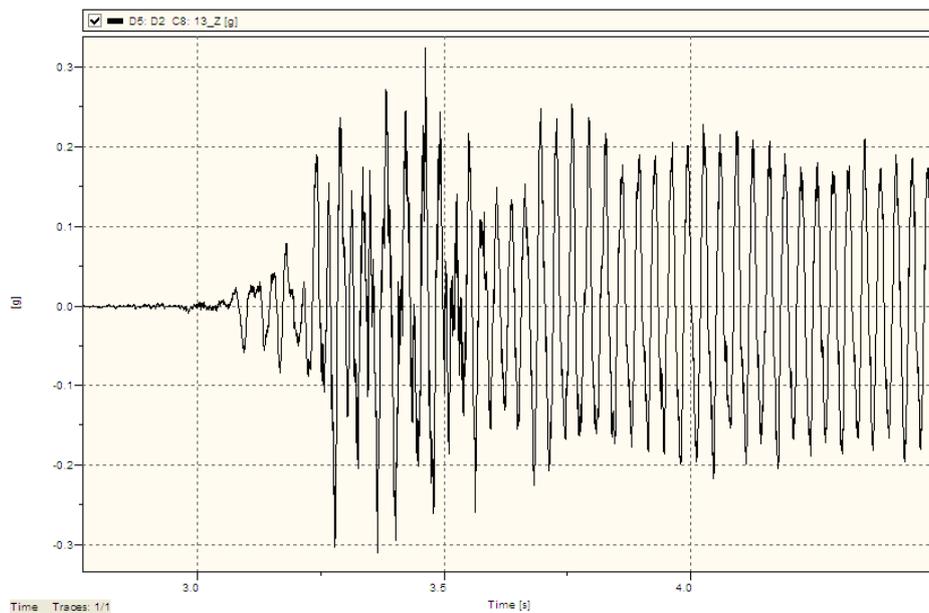


Figura 3-25. Evolución temporal de C8

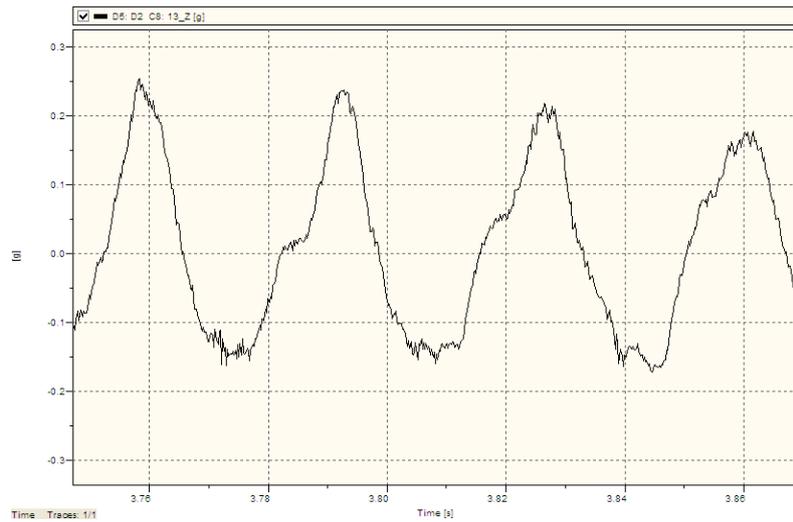


Figura 3-26. Detalle de la evolución temporal de C8

### 3.2.2. Transformada Rápida de Fourier (FFT)

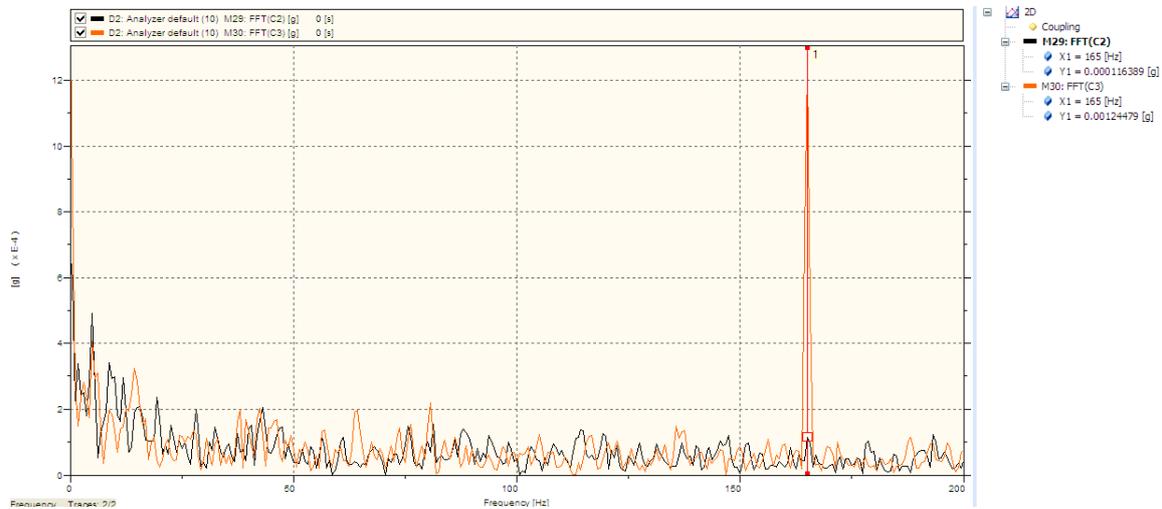


Figura 3-27. FFT de C2 y C3.

Si nos fijamos en la escala de todas estas señales vemos que el valor del eje está multiplicado por  $10^{-4}$ , son valores muy bajos.

Todas estas señales tienen su pico a frecuencias cercanas al 0 debido a que sufren un pico en el arranque que después desaparece, análogamente al test de impacto.

### 3.2.3. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)

#### ➤ C3 vs Estructura

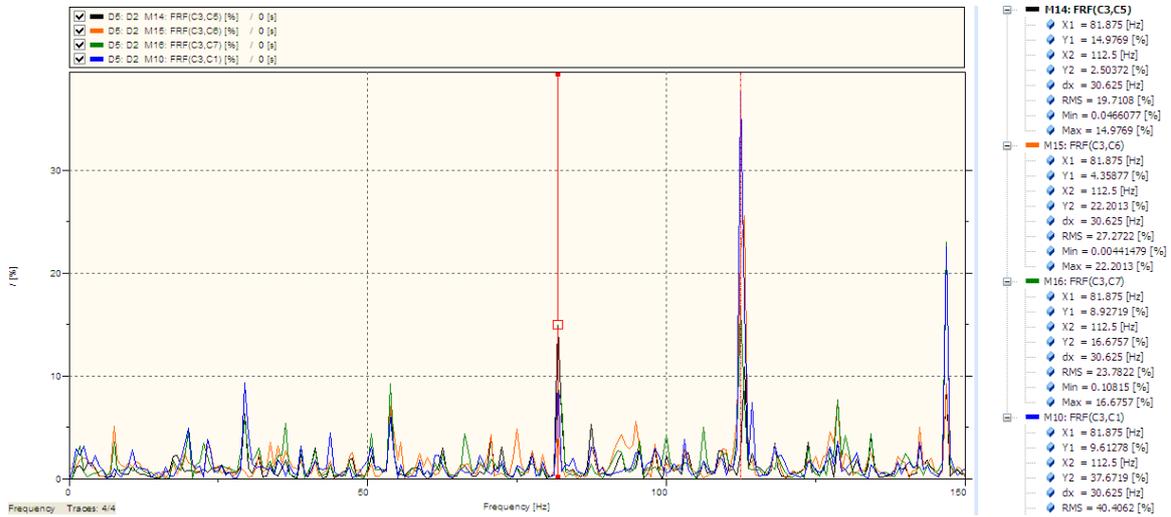


Figura 3-28. FRF de C1, C5, C6 y C7 respecto a C3

Si mostramos la superposición de las FRF relativas a la estructura vemos que hay 3 principales frecuencias que coinciden en las señales: 81,875 Hz, 112,5 Hz y 146,75 Hz. Dependiendo donde esté colocado el sensor cada uno tendrá mayor amortiguación en una u otra frecuencia.

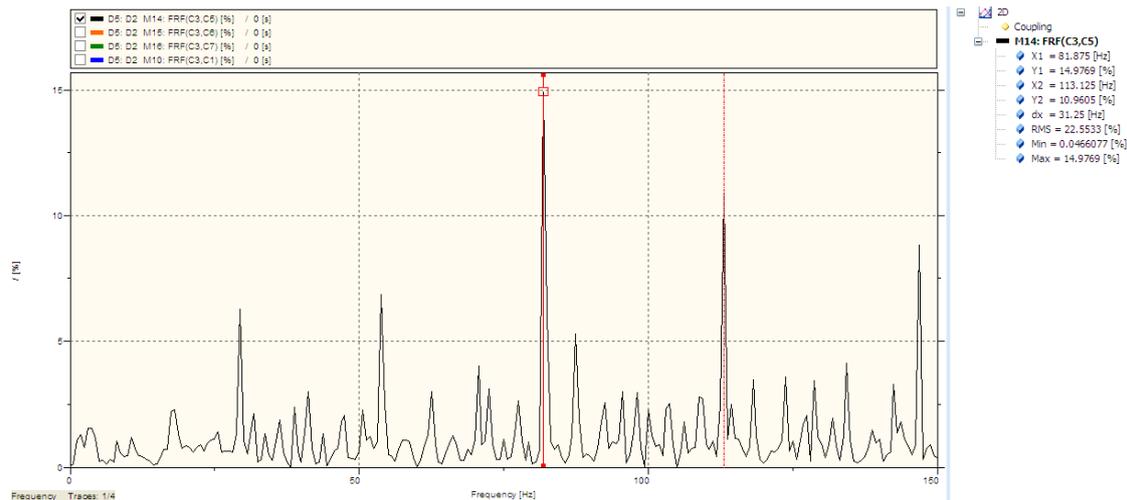


Figura 3-29. Detalle de FRF(C3,C5)

En el caso del acelerómetro colocado en una zona algo más alejada del motor, el pico se produce a 81,8 Hz con una transmisibilidad del 15%.

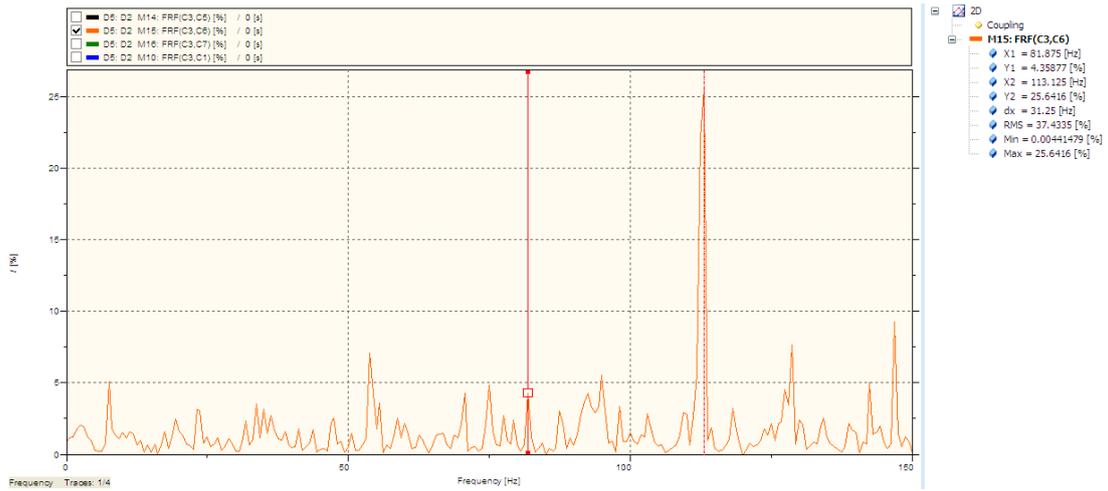


Figura 3-30. Detalle de FRF(C3,C6)

Para el sensor colocado más cerca de los soportes el pico es a 113,25 Hz y con un valor del 25,6%. Al encontrarse más cerca la vibración está menos amortiguada, que en el caso del sensor C5, colocado fuera de la estructura sobre la cual se atornillan los soportes del motor.

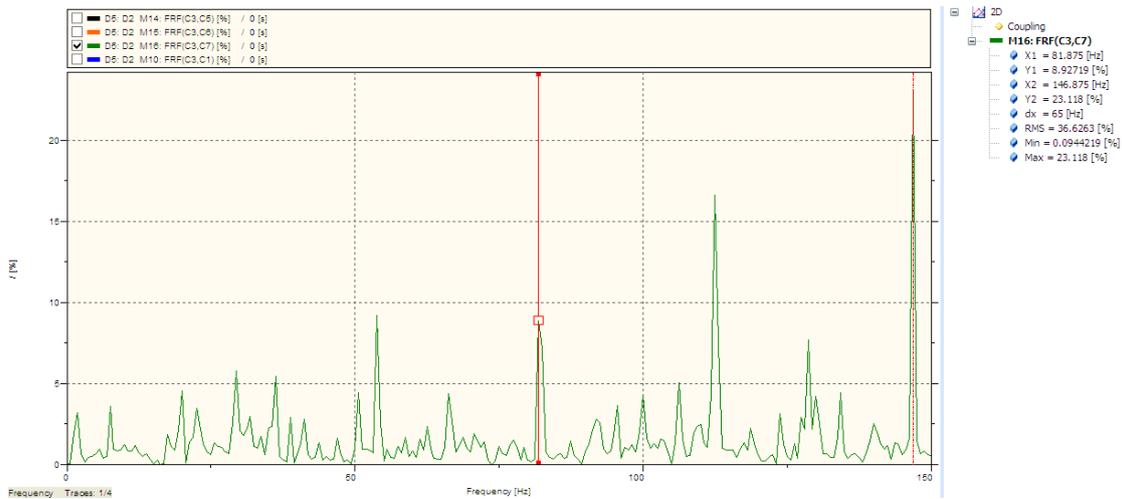


Figura 3-31. Detalle de FRF(C3,C7)

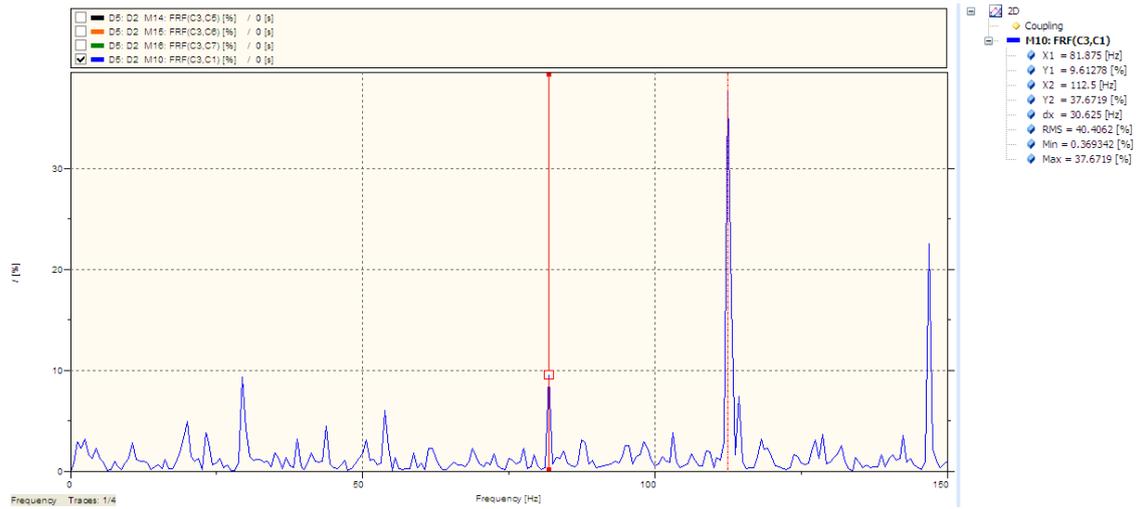


Figura 3-32. Detalle de FRF(C3,C1)

➤ C3 vs Asientos

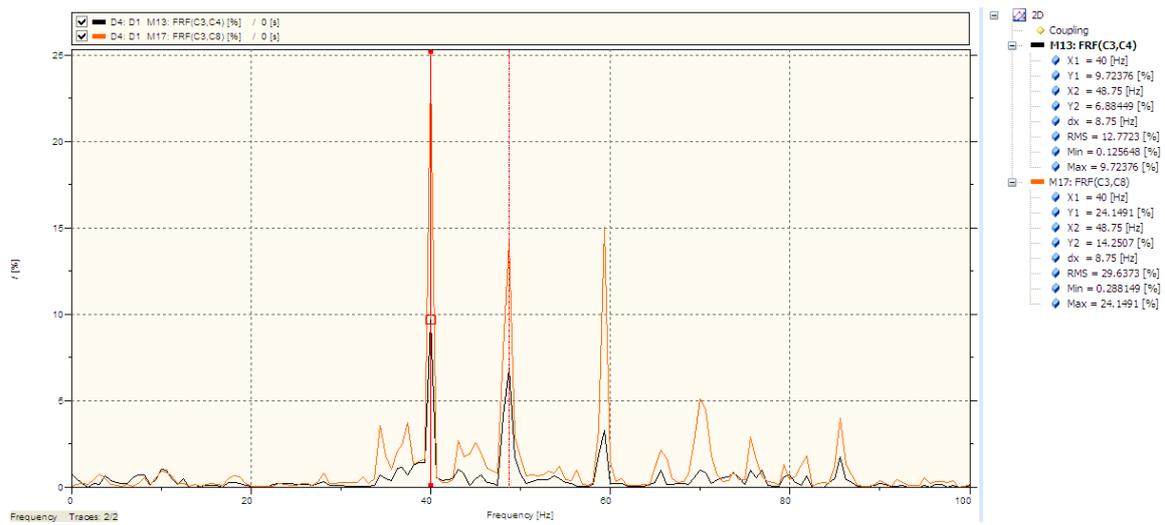


Figura 3-33. FRF de C4 y C8 respecto a C3

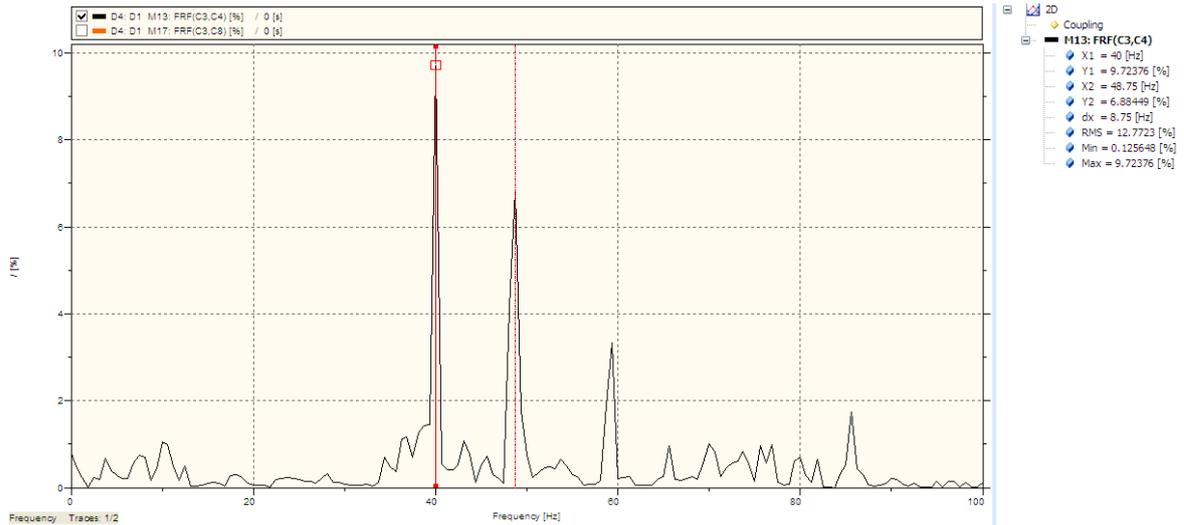


Figura 3-34. FRF(C3,C4)

La transmisibilidad máxima que llega a los asientos es del 9,7% a una frecuencia de 40 Hz.

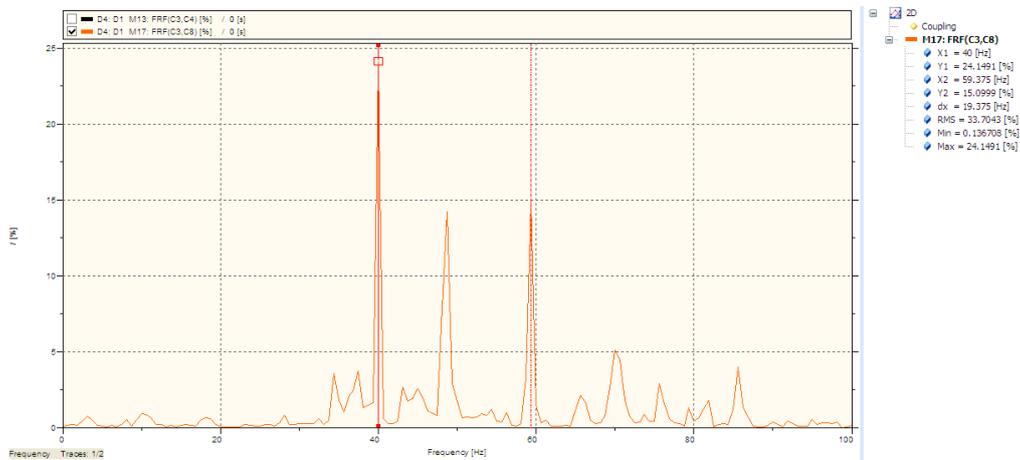


Figura 3-35. FRF(C3,C8)

➤ C2 vs Estructura

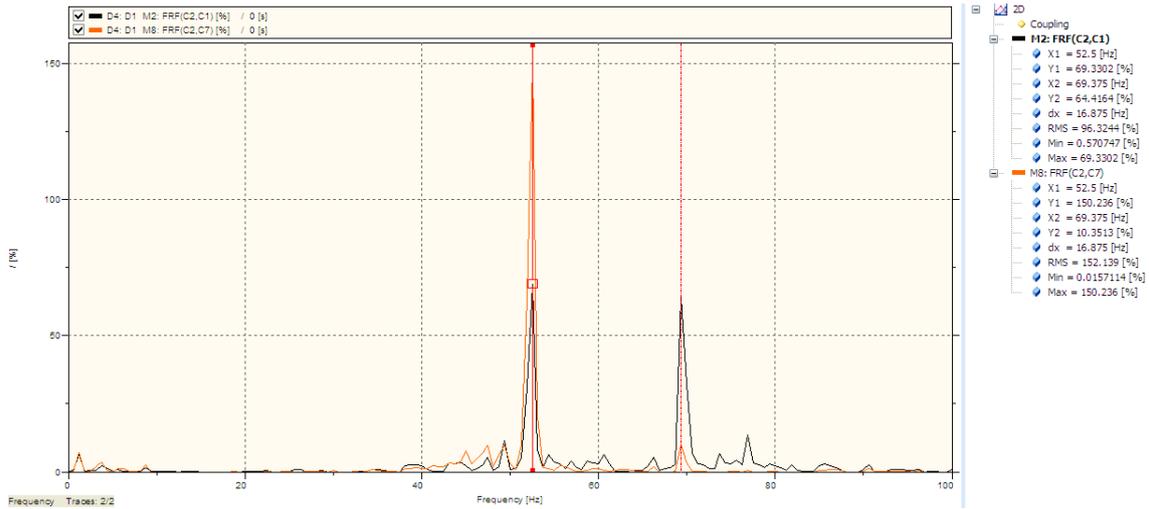


Figura 3-36. FRF de C1 y C7 respecto a C2

➤ C2 vs Asientos

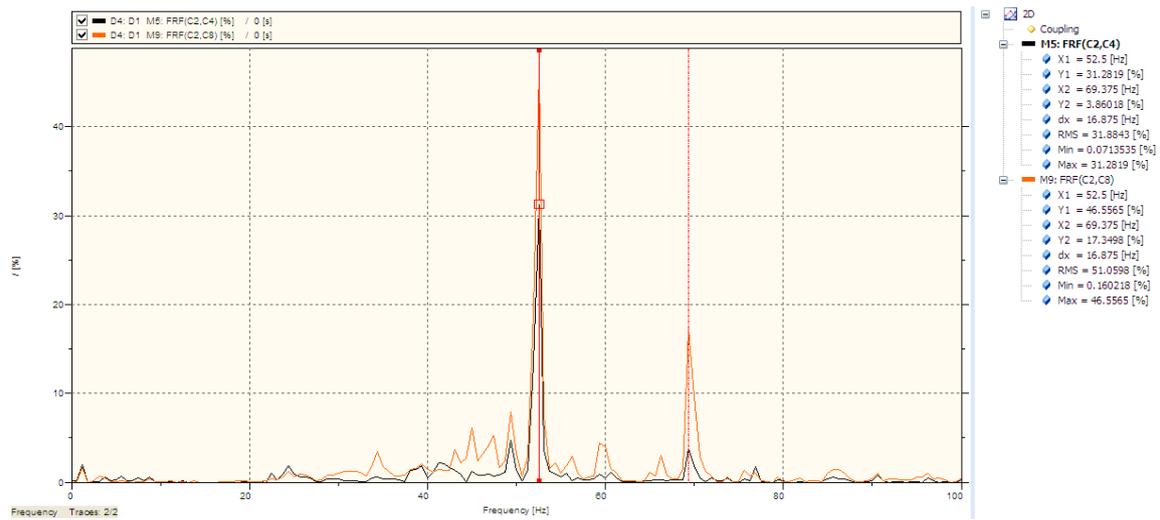


Figura 3-37. FRF de C4 y C8 respecto a C2

Este caso nos sirve para comprobar los valores de aceleración máxima que se alcanzan en el arranque. Los datos de la respuesta en frecuencia no son útiles.

### 3.3. Caso 3: D3

En este caso el único cambio respecto al caso 1 (D1), lo único que cambia es la posición del sensor correspondiente al canal C2, que pasa de estar colocado en el eje Y a medir en el eje X. Por tanto, los resultados se centran en las operaciones relativas a este sensor, ya que los demás datos serán muy similares al caso 1.

#### 3.3.1. Dominio temporal

Vemos una aceleración pico de 0,8 g aproximadamente. Dato que cabía esperar, ya que como hemos deducido antes, sobre esta dirección habrá menos vibraciones debido al movimiento de las piezas móviles internas del motor.

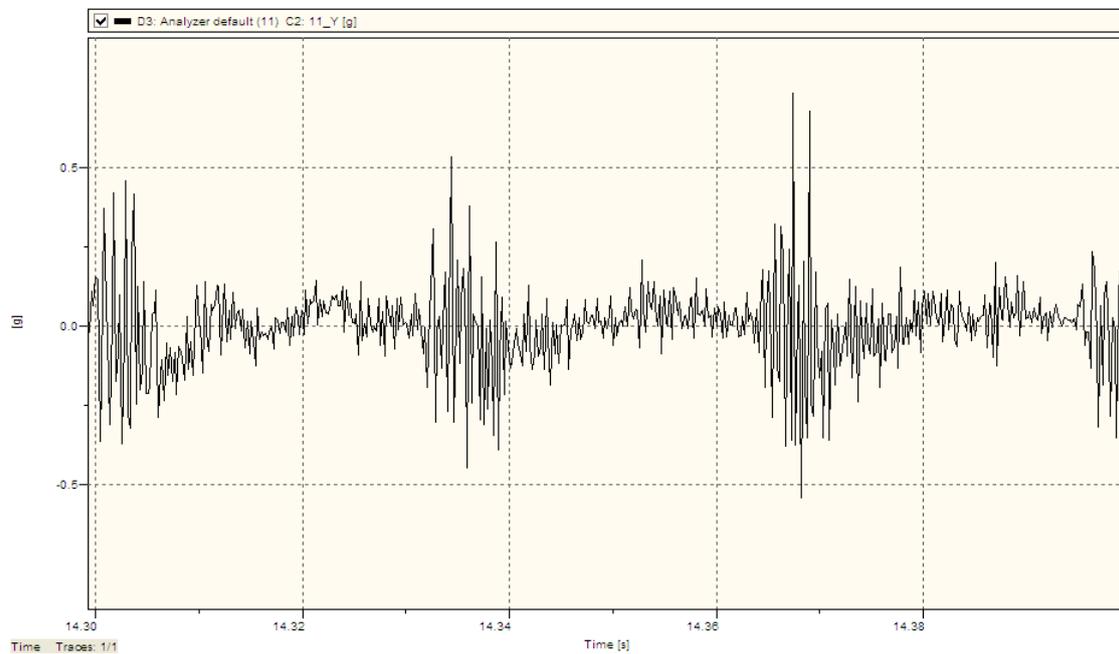


Figura 3-38. Evolución temporal de C2

### 3.3.2. Transformada Rápida de Fourier (FFT)

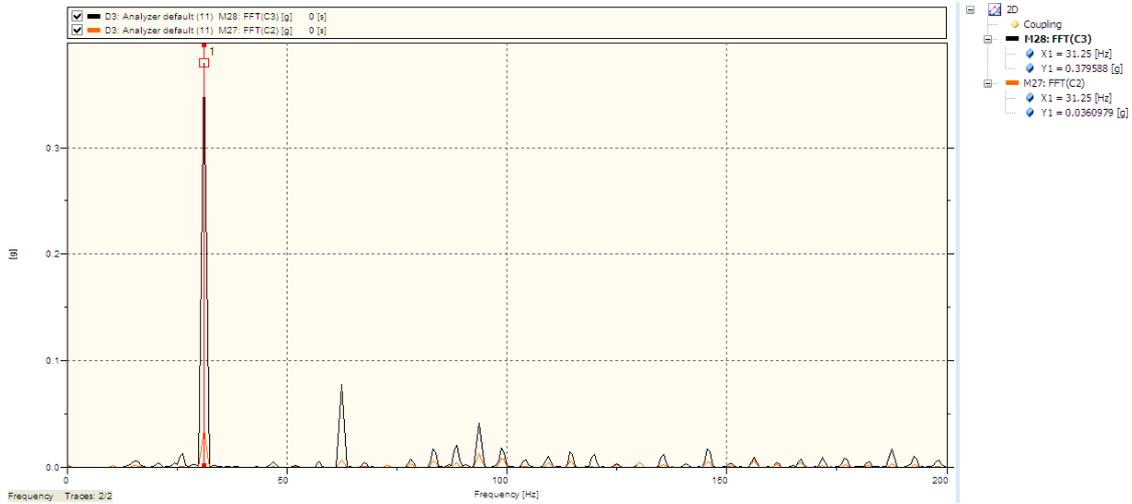


Figura 3-39. FFT de C2 y C3

Al igual que en el caso 1, el pico se produce a 31,25 Hz, correspondiente al régimen del ralentí (625 rpm).

### 3.3.3. Función de Respuesta en Frecuencia (FRF)

➤ C3 vs Estructura

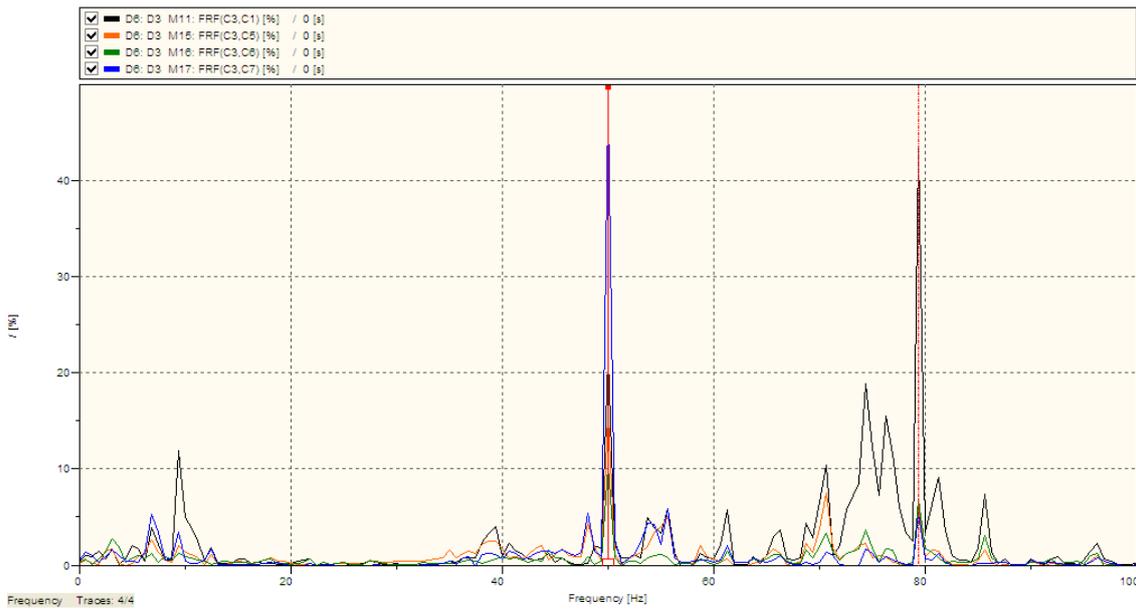


Figura 3-40. FRF de C1, C5, C6 y C7 respecto a C3

En este caso la estructura no se ha excitado en la misma medida en todas las frecuencias con respecto al caso 1, pero esencialmente es lo mismo, como es lógico.

➤ C3 vs Asientos

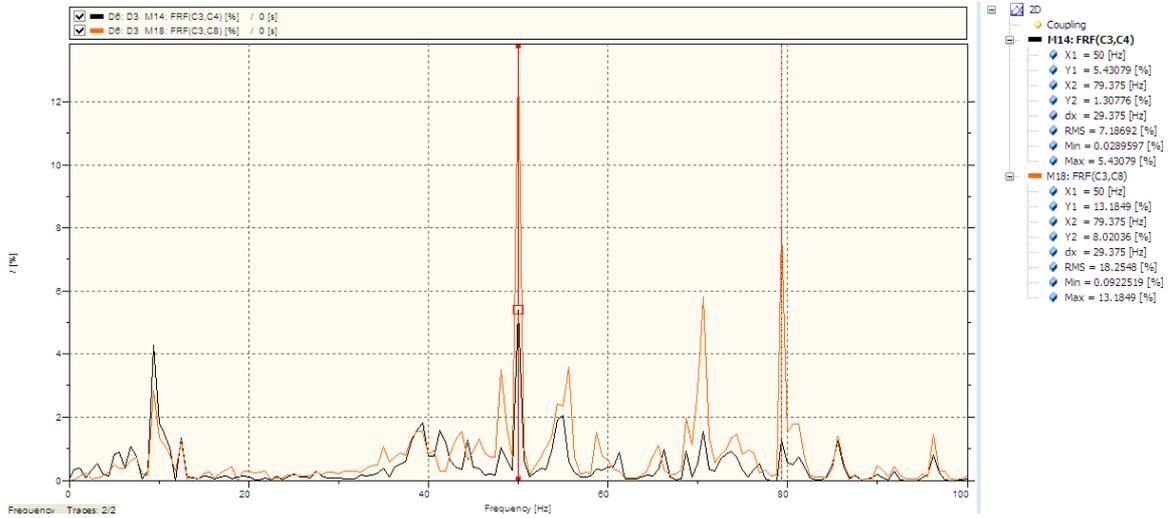


Figura 3-41. FRF de C4 y C8 respecto a C3

➤ C2 vs Estructura

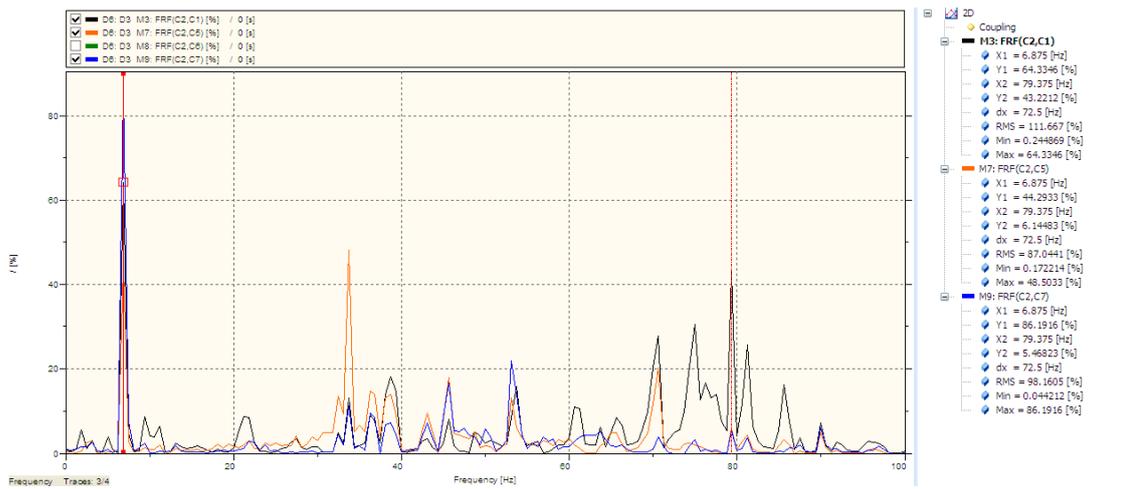


Figura 3-42. FRF de C1, C5, C6 y C7 respecto a C2

Se aprecia una transmisibilidad muy alta, del 86,19%, a una frecuencia de 6,875 Hz en el sensor C7, colocado en la dirección longitudinal, X, al igual que el

sensor. Esto quiere decir que los soportes no están trabajando correctamente en esta dirección. Los silent blocks están diseñados para trabajar principalmente en los ejes Y y Z.

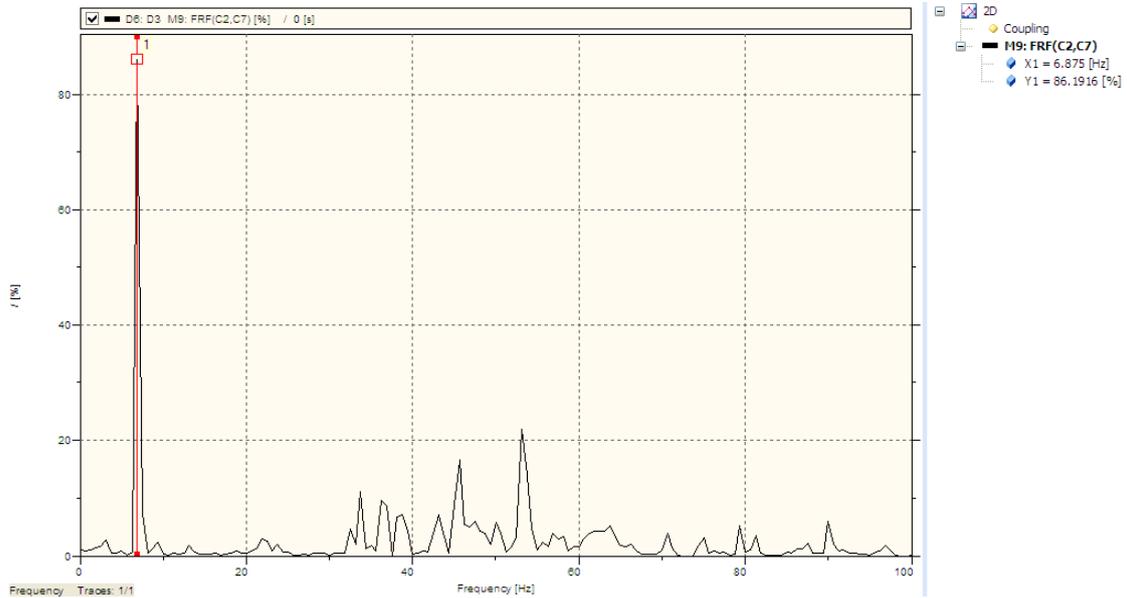


Figura 3-43. FRF(C2,C5)

➤ C2 vs Asientos

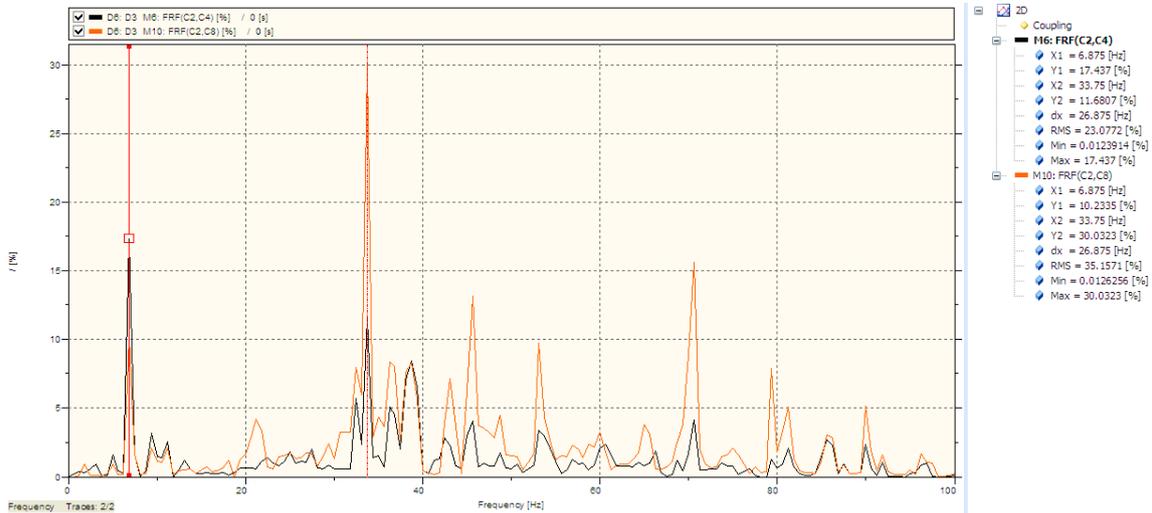


Figura 3-44. FRF de C4 y C8 respecto de C2

E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática y de  
Telecomunicación

# ANÁLISIS MODAL DE UN AUTOBÚS



Grado en Ingeniería  
en Tecnologías Industriales

## ANEXO 2. PLANOS Y CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR

Juan Andrés Carbajo Deán

Fco. Javier García Zabalegui

Pamplona, 26 de JUNIO de 2014

## ***ANEXO 2. PLANOS Y CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR***

**Base Engine Data Sheet**

Automotive Market

Status: **Preliminary**  
Revision: **14-May-2009**

|                      |   |                       |
|----------------------|---|-----------------------|
| Number of Cylinders: | <b>6</b>                                  | Bore: <b>107 mm</b>   |
| Displacement:        | <b>6.7L</b>                               | Stroke: <b>124 mm</b> |
| Aspiration:          | <b>Turbocharged and Charge Air Cooled</b> |                       |

**General Engine Data**

|   |                     |
|---|---------------------|
| Approximate Engine Weight - Dry                                   | <b>485 kg</b>       |
| Approximate Engine Weight - Wet                                   | <b>512 kg</b>       |
| Center of Gravity:  |                     |
| From front face of block  | <b>402 mm</b>       |
| above crankshaft centreline                                       | <b>144 mm</b>       |
| Moment of Inertia of complete engine:                             |                     |
| X moment of inertia (Roll)  | <b>19.2 kg-m**2</b> |
| Y moment of inertia (Pitch)                                       | <b>49.6 kg-m**2</b> |
| Z moment of inertia (Yaw)   | <b>42.9 kg-m**2</b> |
| Maximum static mounting surface bending moment:                   |                     |
| Rear face of block  | <b>1,360 Nm</b>     |
| Bolt pad for front support  | <b>141 Nm</b>       |
| Maximum crankshaft thrust bearing load limit:                     |                     |
| intermittent load   | <b>6,670 N</b>      |
| Maximum torque available from front of crankshaft (no side load)  |                     |
| Mass moment of inertia - rotating components (excluding flywheel) | <b>0.48 kgm**2</b>  |
| Altitude capability   | <b>see rating</b>   |

**Cooling System**

|   |                   |
|---|-------------------|
| Minimum operating block coolant temperature                         | <b>70 deg C</b>   |
| Coolant Capacity  | <b>9.4 L</b>      |
| Engine cooling circuit thermostat opening temperature               | <b>83 deg C</b>   |
| Engine cooling circuit thermostat fully open temperature            | <b>95 deg C</b>   |
| Minimum fill rate (low level alarm required for most engines)       | <b>19 L/min</b>   |
| Minimum coolant expansion space (% total system capacity)           | <b>6 %</b>        |
| Minimum drawdown (% total cooling system capacity)                  | <b>11 %</b>       |
| Maximum deaeration time   | <b>25 minutes</b> |
| Minimum pressure cap setting at sea level for 107degC top tank temp | <b>100 kPa</b>    |
| Coolant temp for full on Fan  | <b>99 deg C</b>   |
| CAC outlet temperature for full on Fan                              | <b>75 deg C</b>   |

**Lubrication System**

|   |                 |
|---|-----------------|
| Oil pressure at idle                      | <b>N/A kPa</b>  |
| Total system capacity (standard pan)      | <b>19.5 L</b>   |
| Maximum lube oil flow to all accessories  | <b>7 L/min</b>  |
| Maximum oil pressure spike on cold engine | <b>1034 kPa</b> |
| Typical oil pressure at rated speed       | <b>310 kPa</b>  |

**Fuel System**

|   |                  |
|---|------------------|
| Maximum fuel supply restriction at OEM connection point at Rated Speed and Full Load with clean fuel filter element(s) at maximum fuel flow | <b>30 kPa</b>    |
| Maximum fuel drain restriction (total head) before (or without) check valve   | <b>20 kPa</b>    |
| Minimum fuel tank venting requirement   | <b>0.1 L/s</b>   |
| Maximum fuel inlet temperature  | <b>70 deg C</b>  |
| Maximum design fuel flow  | <b>194 kg/hr</b> |
| Engine fuel compatibility (consult Service Bulletin #3379001 for appropriate use of other fuels)  |                  |

**Base Engine Data Sheet**Status: **Preliminary**  
Revision: **14-May-2009**

Automotive Market

**Electrical System**

|  |  |                   |
|--|--|-------------------|
|  | System Voltage   | <b>24 volts</b>   |
| Minimum battery capacity cold-soak at -18 degC or above: |  |                   |
|  | Engine only (de-clutched Load) cold cranking amperes           | <b>550 CCA</b>    |
|  | Engine only (de-clutched Load) reserve capacity                | <b>130 min</b>    |
|  | Minimum starting circuit resistance (see table 2 in AEB 21.35) | <b>0.004 ohms</b> |
|  | Minimum ambient temperature for unaided cold start             | <b>-15 deg C</b>  |
|  | Typical cranking speed   | <b>120 rpm</b>    |

**Intake Air System**

|   |             |                |
|---|-------------|----------------|
| Maximum intake air restriction with dry type air cleaner, with clean filter |             |                |
|   | Medium duty | <b>2.9 kPa</b> |
|   | Heavy duty  | <b>3.7 kPa</b> |
| Maximum intake air restriction with dirty filter                            |             |                |
|   |             | <b>6 kPa</b>   |

**Charge Air Cooling**

|  |                 |
|--|-----------------|
| Maximum temperature rise between ambient air and intake manifold | <b>30 deg C</b> |
|--|-----------------|

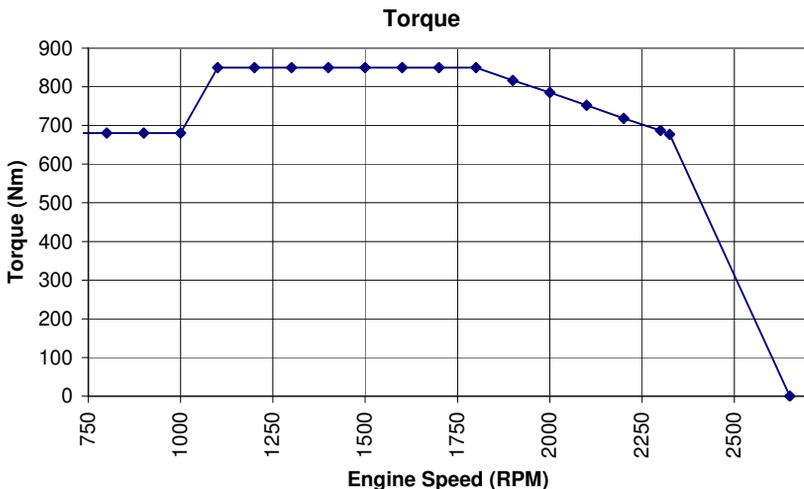
**Exhaust System**

|   |                |
|---|----------------|
| Maximum allowable static bending moment at exhaust outlet flange                            | <b>15 Nm</b>   |
| When using exhaust brakes: Exhaust pressure at maximum rpm at turbo charger must not exceed | <b>430 kPa</b> |

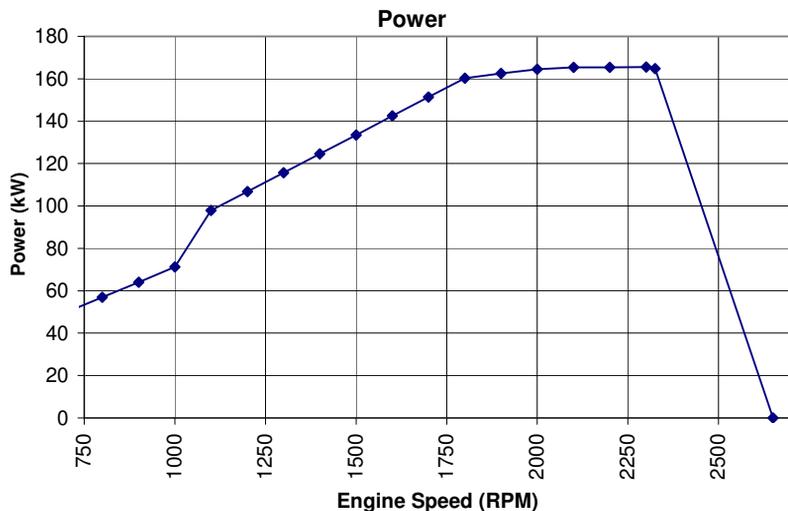


Compression Ratio 17.3:1  
 Fuel System Bosch Electronic  
 Cylinders 6  
 Bore 107 mm  
 Stroke 124 mm

Engine Configuration D313003BX03  
 Emission Certification EEV  
 Aspiration Turbocharged and Charge Air Cooled  
 Displacement 6.7L  
 Status Preliminary



| Torque Output |     |
|---------------|-----|
| RPM           | Nm  |
| 2650          | 0   |
| 2325          | 677 |
| 2300          | 687 |
| 2200          | 718 |
| 2100          | 752 |
| 2000          | 785 |
| 1900          | 817 |
| 1800          | 850 |
| 1700          | 850 |
| 1600          | 850 |
| 1500          | 850 |
| 1400          | 850 |
| 1300          | 850 |
| 1200          | 850 |
| 1100          | 850 |
| 1000          | 680 |
| 900           | 680 |
| 800           | 680 |
| 700           | 680 |



| Power Output |     |
|--------------|-----|
| RPM          | kW  |
| 2650         | 0   |
| 2325         | 165 |
| 2300         | 165 |
| 2200         | 165 |
| 2100         | 165 |
| 2000         | 164 |
| 1900         | 163 |
| 1800         | 160 |
| 1700         | 151 |
| 1600         | 142 |
| 1500         | 134 |
| 1400         | 125 |
| 1300         | 116 |
| 1200         | 107 |
| 1100         | 98  |
| 1000         | 71  |
| 900          | 64  |
| 800          | 57  |
| 700          | 50  |

Performance data shown is nominal and is to 80/1269/EEC (as amended) conditions of 990 mbar barometric pressure and 25 deg C air intake temperature. All data is based on the engine operating with fuel system, water pump, lubricating oil pump with inlet and exhaust restriction at or below Datasheet limits. Not included are air compressor, fan and alternator.

|   |   |  |               |
|---|---|--|---------------|
| Engine Performance Curve<br>Cummins Ltd<br>Yarm Road, Darlington<br>www.cummins.com | <b>ISB6.7EV225B</b><br> | <b>225PS@2300rpm</b><br><b>850Nm@1100-1800rpm</b>                            | Automotive    |
|   |   | Curve Number <b>FR92922</b><br>CPL code <b>3066</b><br>Date <b>10-May-09</b> | Page <b>2</b> |
| Compression Ratio <b>17.3:1</b>   | Fuel System <b>Bosch Electronic</b>   | Engine Configuration <b>D313003BX03</b>                                      |               |
| Cylinders <b>6</b>  | Bore <b>107 mm</b>  | Emission Certification <b>EEV</b>  |               |
| Stroke <b>124 mm</b>  |   | Aspiration <b>Turbocharged and Charge Air Cooled</b>                         |               |
|   |   | Displacement <b>6.7L</b>   |               |
|   |   | Status <b>Preliminary</b>  |               |

#### General Performance Data

|  |          |
|--|----------|
| Maximum low idle speed                                   | 800 rpm  |
| Minimum low idle speed                                   | 600 rpm  |
| Nominal no load governed speed                           | 2650 rpm |
| Maximum overspeed capability (15 sec)                    | 4200 rpm |
| Clutch engagement torque at 800rpm                       | 650 Nm   |
| Maximum altitude for continuous operation without derate | 3000 m   |

#### Air Induction System

|   |                |
|---|----------------|
| Maximum temperature rise between ambient air and engine air inlet | 15 delta deg C |
|---|----------------|

#### Exhaust System

|  |        |
|--|--------|
| Maximum back pressure imposed by complete exhaust system | 20 kPa |
|--|--------|

#### Cooling System

|  |           |
|--|-----------|
| Maximum coolant temperature (engine out) with 100kPa pressure cap                                | 107 deg C |
| Maximum coolant pressure (exclusive of pressure cap; closed thermostat at maximum no load speed) | 200 kPa   |
| Maximum allowable pressure drop across charge air cooler and OEM CAC piping (CACDP)              | 13.5 kPa  |
| Maximum coolant temperature for engine protection controls                                       | 113 deg C |
| Maximum coolant flow to accessories  | 38 L/min  |
| Refer to AEB 21.52 for territory related cooling standard  |           |

#### Maximum Rating Performance Data

| Parameter                             | Maximum Power | Peak Torque |
|---------------------------------------|---------------|-------------|
| Engine speed                          | 2300 rpm      | 1500 rpm    |
| Output power                          | 165 kW        | 133 kW      |
| Torque                                | 687 Nm        | 850 Nm      |
| Inlet air flow                        | 259 L/sec     | 148 L/sec   |
| Charge air flow                       | 18 kg/min     | 10 kg/min   |
| Exhaust Gas Flow                      | 506 L/sec     | 346 L/sec   |
| Exhaust gas temperature               | 410 deg C     | 461 deg C   |
| Heat Rejection to coolant             | 83.04 kW      | 66.15 kW    |
| Radiator coolant flow*                | 215 L/min     | 125 L/min   |
| Heat Rejection to charge air cooler** | 32 kW         | 15 kW       |
| Turbo Comp. Outlet Pressure           | 157 kPa       | 104 kPa     |
| Turbo Comp. Outlet Temperature        | 151 deg C     | 120 deg C   |
| Fuel Consumption                      | 36 kg/hr      | 26 kg/hr    |
| Brake Mean Effective Pressure         | 1306 kPa      | 1564 kPa    |

\*Radiator coolant flow is approximately 5% less with a continuously deaerating system.

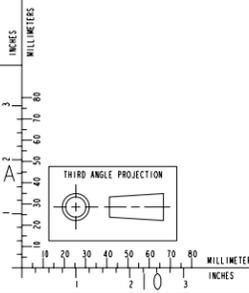
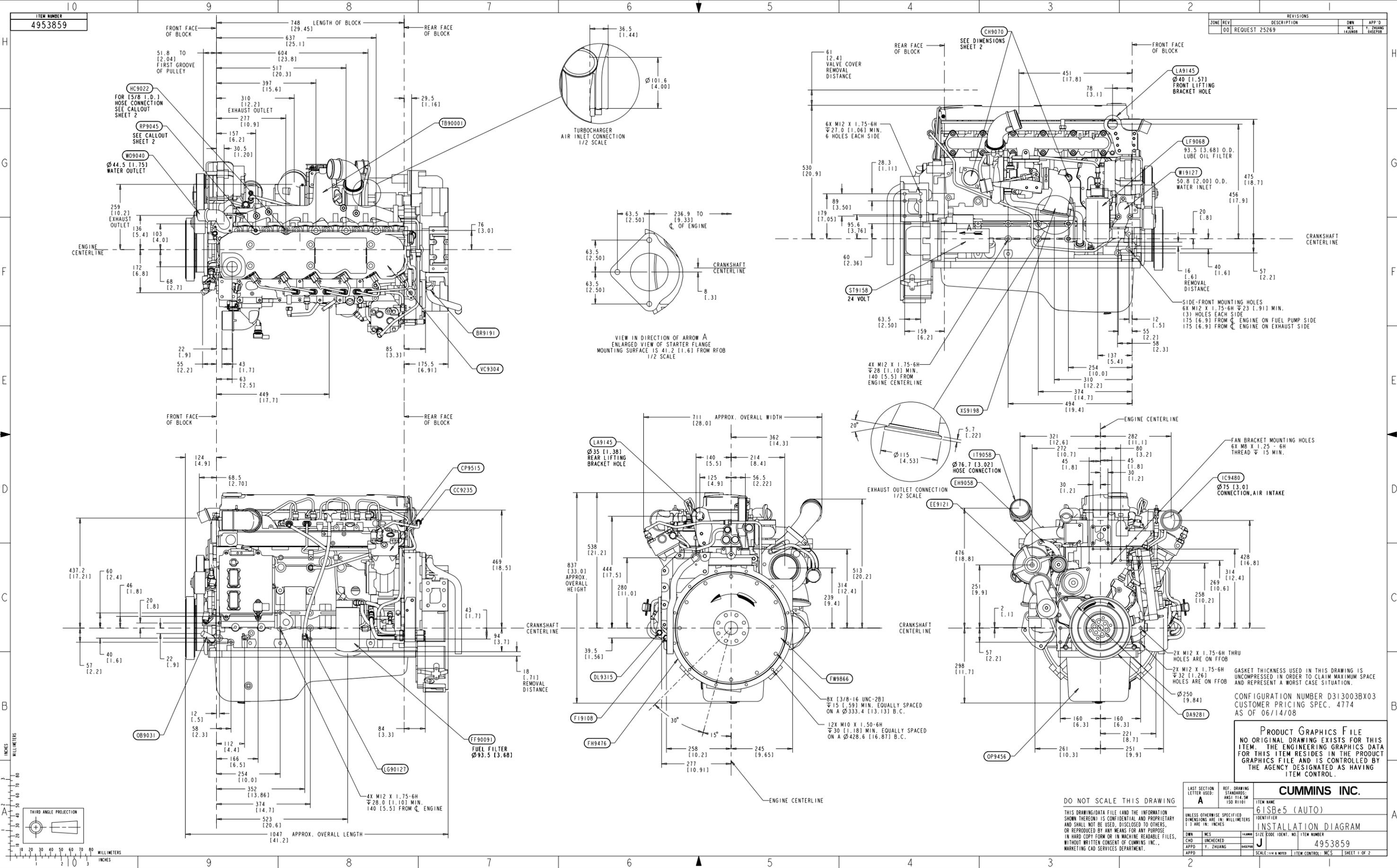
Coolant: 50/50 Ethylene Glycol/Water by volume.

Values are within +/-5%

\*\*Heat rejection to charge air cooler is at standard engine test conditions of 25degC turbo air inlet temperature

ITEM NUMBER  
4953859

| REVISIONS |         | OWN         | APP'D            |
|-----------|---------|-------------|------------------|
| ZONE      | REV     | DESCRIPTION |                  |
| 00        | REQUEST | 25269       | MCS<br>T. ZHUANG |



DO NOT SCALE THIS DRAWING  
THIS DRAWING/DATA FILE (AND THE INFORMATION SHOWN THEREON) IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY AND SHALL NOT BE USED, DISCLOSED TO OTHERS, OR REPRODUCED BY ANY MEANS FOR ANY PURPOSE WITHOUT WRITTEN CONSENT OF CUMMINS INC., MARKETING CAD SERVICES DEPARTMENT.

PRODUCT GRAPHICS FILE  
NO ORIGINAL DRAWING EXISTS FOR THIS ITEM. THE ENGINEERING GRAPHICS DATA FOR THIS ITEM RESIDES IN THE PRODUCT GRAPHICS FILE AND IS CONTROLLED BY THE AGENCY DESIGNATED AS HAVING ITEM CONTROL.

|  |   |   |  |
|--|---|---|--|
| LAST SECTION LETTER USED:<br><b>A</b>  | REF. DRAWING STANDARDS:<br>ANSI Y14.5M<br>ISO 81101     | <b>CUMMINS INC.</b>                                     |  |
| UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN: MILLIMETERS ( ) ARE IN: INCHES | ITEM NAME:<br><b>61SB5 (AUTO)</b>                       | IDENTIFIER:<br><b>INSTALLATION DIAGRAM</b>              |  |
| OWN: MCS<br>CHK: UNCHECKED<br>APPD: T. ZHUANG                                | MARKING: J<br>SIZE CODE (IDENT. NO.):<br><b>4953859</b> | SCALE: 1:1 & NOTED<br>ITEM CONTROL: MCS<br>SHEET 1 OF 2 |  |

ITEM NUMBER  
4953859

| REVISIONS |               | DWN | APP'D     |
|-----------|---------------|-----|-----------|
| ZONE REV  | DESCRIPTION   | MCS | T. ZHUANG |
| 00        | REQUEST 25269 |     |           |

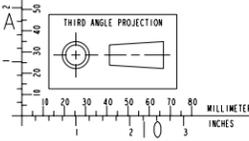
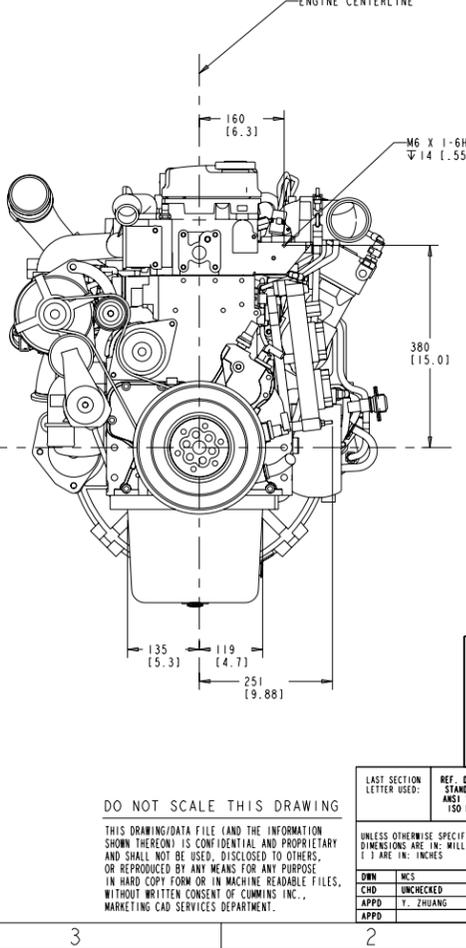
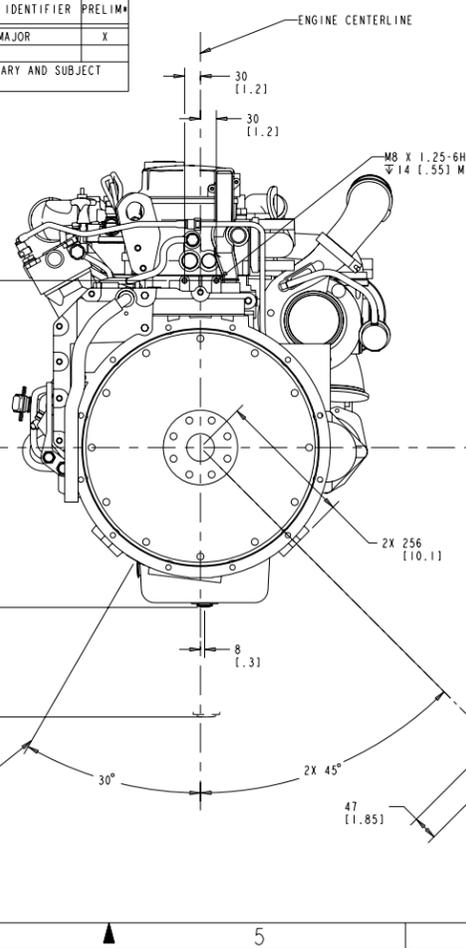
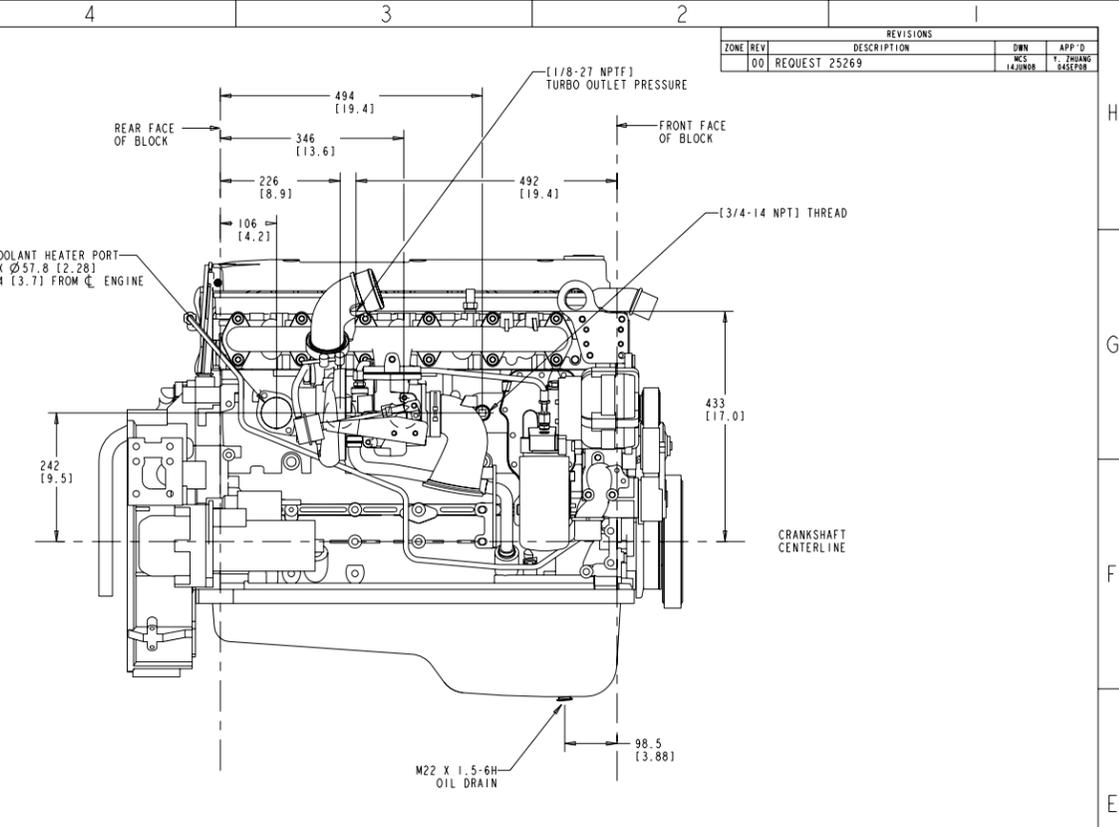
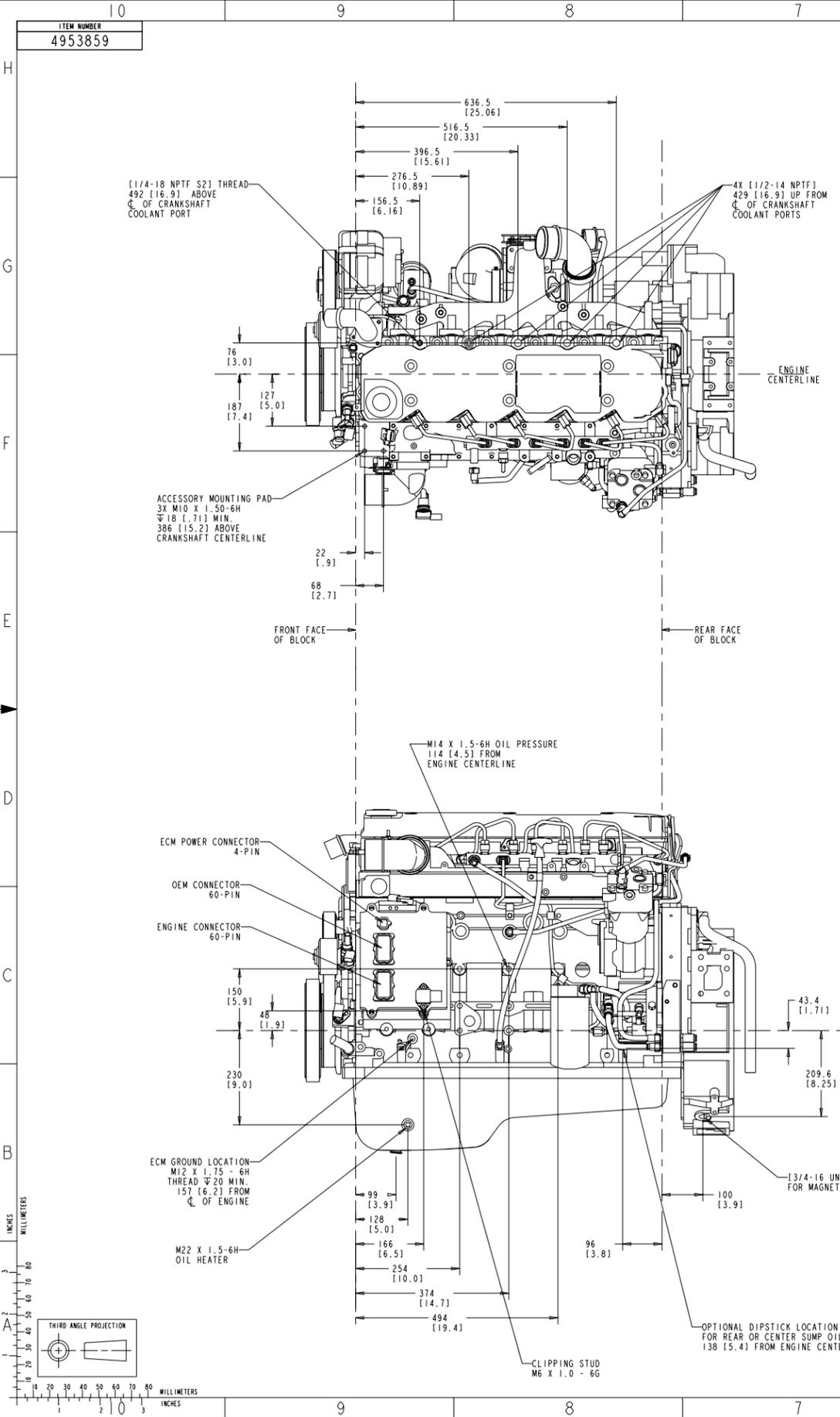
| ITEM NO. | ITEM NAME                  | IDENTIFIER | PRELIM |
|----------|----------------------------|------------|--------|
| BB9160   | BLOCK, CYLINDER            | DEPENDENT  |        |
| BR9191   | BREATHER, CRANKCASE        | MAJOR      |        |
| CC9235   | PLUMBING, CPR COOLANT      | MAJOR      |        |
| CH9070   | AID, COO HEATER STARTING   | MAJOR      |        |
| BB9131   | HOUSING, REAR GEAR         | DEPENDENT  |        |
| CP9515   | COMPRESSOR, AIR            | MAJOR      |        |
| DA9281   | DAMPER, VIBRATION          | DEPENDENT  |        |
| EE9121   | ALTERNATOR                 | MAJOR      |        |
| EH9508   | MOUNTING, ALTERNATOR       | MAJOR      |        |
| FF90091  | LOCATION, FUEL FILTER      | MAJOR      | X      |
| FF90092  | PLUMBING, FUEL FILTER      | DEPENDENT  | X      |
| FH9476   | HOUSING, FLYWHEEL          | MAJOR      |        |
| FI9108   | FITTING, FUEL INLET        | MAJOR      |        |
| FP91237  | PUMP, FUEL                 | DEPENDENT  | X      |
| FI9299   | PLUMBING, FUEL             | DEPENDENT  | X      |
| FW9866   | FLYWHEEL                   | MAJOR      |        |
| GG9838   | COVER, FRONT GEAR          | DEPENDENT  |        |
| HC9022   | PLUMBING, CABIN HEATER     | MAJOR      |        |
| HD9710   | MOUNTING, AUXILIARY PUMP   | DEPENDENT  |        |
| IC9480   | CONNECTION, AIR INTAKE     | MAJOR      |        |
| IM9112   | MANIFOLD, AIR INTAKE       | DEPENDENT  |        |
| IT9058   | CONNECTION, AIR TRANSFER   | MAJOR      |        |
| LA9145   | ARRANGEMENT, LIFTING       | MAJOR      |        |
| LC9261   | COOLER, ENGINE OIL         | DEPENDENT  |        |
| LF9068   | FILTER, LUBRICATING OIL    | MAJOR      |        |
| LG90127  | GAUGE, OIL LEVEL           | MAJOR      |        |
| OB9301   | ARRANGEMENT, OIL FILL      | MAJOR      |        |
| OP9456   | PAN, OIL                   | MAJOR      |        |
| PH9253   | MODULE, ENGINE CONTROL     | DEPENDENT  | X      |
| PP43065  | PARTS, PERFORMANCE         | DEPENDENT  | X      |
| PP99367  | TURBOCHARGER               | DEPENDENT  | X      |
| RL9765   | LEVER, ROCKER              | DEPENDENT  |        |
| RP9045   | VENT, ENGINE COOLANT       | MAJOR      |        |
| SI9158   | MOTOR, STARTING            | MAJOR      |        |
| TB90001  | ARRANGEMENT, TURBOCHARGER  | MAJOR      |        |
| TP97519  | PLUMBING, TURBOCHARGER     | DEPENDENT  |        |
| TK9036   | COOLER, TOR CONVERTER OIL  | MAJOR      |        |
| VC9304   | ARRANGEMENT, VALVE COVER   | MAJOR      |        |
| WI9127   | CONNECTION, WATER INLET    | MAJOR      |        |
| WO9040   | CONNECTION, WATER OUTLET   | MAJOR      |        |
| WP97055  | DRIVE, WATER PUMP          | DEPENDENT  |        |
| WP97070  | TENSIONER, BELT            | DEPENDENT  |        |
| WP9757   | PUMP, WATER                | DEPENDENT  |        |
| XS9198   | CONNECTION, EXHAUST OUTLET | MAJOR      |        |

\* X - THESE OPTION(S) ARE PRELIMINARY AND SUBJECT TO DESIGN CHANGE

NO CONTENT TABLE

| ITEM NO. | ITEM NAME       | IDENTIFIER | PRELIM |
|----------|-----------------|------------|--------|
| DL9315   | LOCATION, DRAIN | MAJOR      | X      |

\* X - THESE OPTION(S) ARE PRELIMINARY AND SUBJECT TO DESIGN CHANGE



DO NOT SCALE THIS DRAWING  
THIS DRAWING/DATA FILE (AND THE INFORMATION SHOWN THEREON) IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY AND SHALL NOT BE USED, DISCLOSED TO OTHERS, OR REPRODUCED BY ANY MEANS FOR ANY PURPOSE IN HARD COPY FORM OR IN MACHINE READABLE FILES, WITHOUT WRITTEN CONSENT OF CUMMINS INC., MARKETING CAD SERVICES DEPARTMENT.

GASKET THICKNESS USED IN THIS DRAWING IS UNCOMPRESSED IN ORDER TO CLAIM MAXIMUM SPACE AND REPRESENT A WORST CASE SITUATION.  
CONFIGURATION NUMBER D313003BX03  
CUSTOMER PRICING SPEC. 4774  
AS OF 06/14/08

PRODUCT GRAPHICS FILE  
NO ORIGINAL DRAWING EXISTS FOR THIS ITEM. THE ENGINEERING GRAPHICS DATA FOR THIS ITEM RESIDES IN THE PRODUCT GRAPHICS FILE AND IS CONTROLLED BY THE AGENCY DESIGNATED AS HAVING ITEM CONTROL.

|  |  |                    |                      |
|--|--|--------------------|----------------------|
| LAST SECTION LETTER USED:  | REF. DRAWING STANDARDS: ANSI Y14.5M ISO 8101 | CUMMINS INC.       |                      |
| UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN: MILLIMETERS ( ) ARE IN: INCHES | ITEM NAME: 61SB e5 (AUTO)                    | IDENTIFIER: J      | ITEM NUMBER: 4953859 |
| DWN: MCS   | APPD: T. ZHUANG                              | SCALE: 1:1 & NOTES | ITEM CONTROL: MCS    |
| CHD: UNCHECKED   | APPD: T. ZHUANG                              | SHEET 2 OF 2       |                      |

E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática y de  
Telecomunicación

# ANÁLISIS MODAL DE UN AUTOBÚS



Grado en Ingeniería  
en Tecnologías Industriales

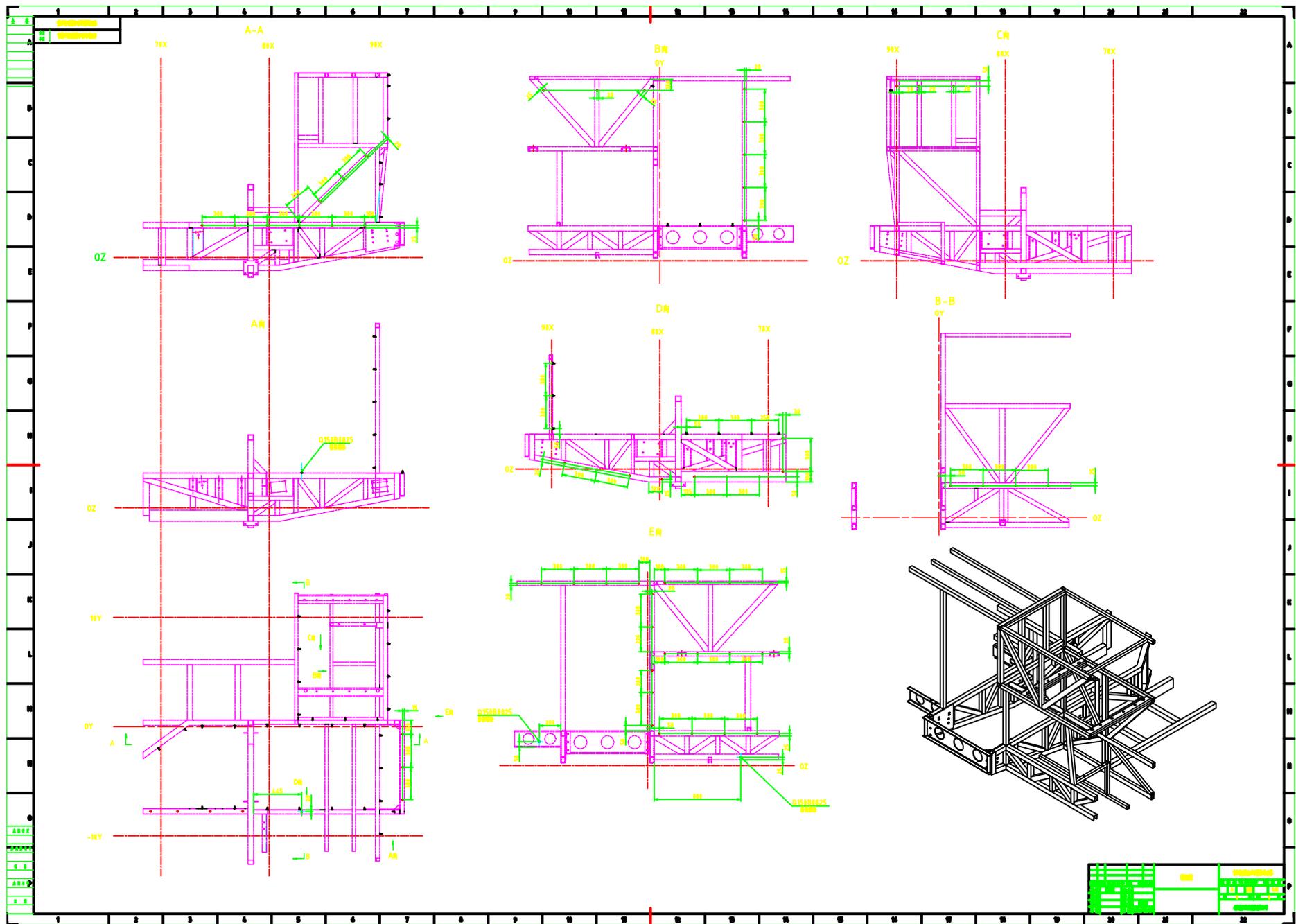
## ANEXO 3. PLANOS DE LA ESTRUCTURA

Juan Andrés Carbajo Deán

Fco. Javier García Zabalegui

Pamplona, 26 de JUNIO de 2014

## ***ANEXO 3. PLANOS DE LA ESTRUCTURA***



| NO  | DESCRIPTION  |
|-----|--------------|
| 1   | TRUSS        |
| 2   | MEMBER       |
| 3   | JOINT        |
| 4   | REACTION     |
| 5   | LOAD         |
| 6   | DISPLACEMENT |
| 7   | STRESS       |
| 8   | DEFLECTION   |
| 9   | ROTATION     |
| 10  | TEMPERATURE  |
| 11  | WIND LOAD    |
| 12  | SEISMIC LOAD |
| 13  | DEAD LOAD    |
| 14  | LIVE LOAD    |
| 15  | WIND LOAD    |
| 16  | SEISMIC LOAD |
| 17  | DEAD LOAD    |
| 18  | LIVE LOAD    |
| 19  | WIND LOAD    |
| 20  | SEISMIC LOAD |
| 21  | DEAD LOAD    |
| 22  | LIVE LOAD    |
| 23  | WIND LOAD    |
| 24  | SEISMIC LOAD |
| 25  | DEAD LOAD    |
| 26  | LIVE LOAD    |
| 27  | WIND LOAD    |
| 28  | SEISMIC LOAD |
| 29  | DEAD LOAD    |
| 30  | LIVE LOAD    |
| 31  | WIND LOAD    |
| 32  | SEISMIC LOAD |
| 33  | DEAD LOAD    |
| 34  | LIVE LOAD    |
| 35  | WIND LOAD    |
| 36  | SEISMIC LOAD |
| 37  | DEAD LOAD    |
| 38  | LIVE LOAD    |
| 39  | WIND LOAD    |
| 40  | SEISMIC LOAD |
| 41  | DEAD LOAD    |
| 42  | LIVE LOAD    |
| 43  | WIND LOAD    |
| 44  | SEISMIC LOAD |
| 45  | DEAD LOAD    |
| 46  | LIVE LOAD    |
| 47  | WIND LOAD    |
| 48  | SEISMIC LOAD |
| 49  | DEAD LOAD    |
| 50  | LIVE LOAD    |
| 51  | WIND LOAD    |
| 52  | SEISMIC LOAD |
| 53  | DEAD LOAD    |
| 54  | LIVE LOAD    |
| 55  | WIND LOAD    |
| 56  | SEISMIC LOAD |
| 57  | DEAD LOAD    |
| 58  | LIVE LOAD    |
| 59  | WIND LOAD    |
| 60  | SEISMIC LOAD |
| 61  | DEAD LOAD    |
| 62  | LIVE LOAD    |
| 63  | WIND LOAD    |
| 64  | SEISMIC LOAD |
| 65  | DEAD LOAD    |
| 66  | LIVE LOAD    |
| 67  | WIND LOAD    |
| 68  | SEISMIC LOAD |
| 69  | DEAD LOAD    |
| 70  | LIVE LOAD    |
| 71  | WIND LOAD    |
| 72  | SEISMIC LOAD |
| 73  | DEAD LOAD    |
| 74  | LIVE LOAD    |
| 75  | WIND LOAD    |
| 76  | SEISMIC LOAD |
| 77  | DEAD LOAD    |
| 78  | LIVE LOAD    |
| 79  | WIND LOAD    |
| 80  | SEISMIC LOAD |
| 81  | DEAD LOAD    |
| 82  | LIVE LOAD    |
| 83  | WIND LOAD    |
| 84  | SEISMIC LOAD |
| 85  | DEAD LOAD    |
| 86  | LIVE LOAD    |
| 87  | WIND LOAD    |
| 88  | SEISMIC LOAD |
| 89  | DEAD LOAD    |
| 90  | LIVE LOAD    |
| 91  | WIND LOAD    |
| 92  | SEISMIC LOAD |
| 93  | DEAD LOAD    |
| 94  | LIVE LOAD    |
| 95  | WIND LOAD    |
| 96  | SEISMIC LOAD |
| 97  | DEAD LOAD    |
| 98  | LIVE LOAD    |
| 99  | WIND LOAD    |
| 100 | SEISMIC LOAD |



