

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAS
Miguel Hernández

**“ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE UNIÓN
ADHESIVA EN CARROCERÍA LIGERA DE
VEHÍCULOS INDUSTRIALES”**

TRABAJO FIN DE GRADO

Julio -2025

AUTOR: Lucía Patiño Matarredona

DIRECTORES: Francisco Javier Simón Portillo

Miguel Fabra Rodríguez

*Gracias a todos los
ingenieros, albañiles y
arquitectos en mi vida que
me han hecho amar esta
carrera además de todas
las personas que me han
ayudado a lo largo de estos
maravillosos años. En
especial a mi madre por
enseñarme la importancia
de la perseverancia.*



Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

ÍNDICE:

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. VIBRACIONES DE LOS COMPONENTES DE VEHÍCULOS	2
1.1.1. VIBRACIONES MECÁNICAS DEL VEHÍCULO	2
1.1.2. CHASIS	8
1.1.3. VIBRACIONES EN LA ZONA DE CARGA	9
1.2. VIBRACIONES DEBIDAS AL PAVIMENTO	11
1.3. VIBRACIONES DEBIDAS A LA AERODINAMICA.....	12
2. OBJETIVOS.....	15
3. ENSAYOS EN CIRCULACIÓN.....	17
3.1. INSTRUMENTACIÓN	17
3.1.1. ACCELERÓMETRO.....	18
3.1.2. SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	18
3.1.3. SOFTWARE DE INSTRUMENTACIÓN.....	19
3.1.4. CALIBRACIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN	22
3.2. DESCRIPCIÓN DE ENSAYOS	24
3.2.1. ENSAYOS EN AUTOMÓVILES.....	24
3.2.2 PROCESADO DE MEDIDAS EN ENSAYOS DE AUTOMOVILES...	27
3.2.3 RESULTADOS DE LOS ENSAYOS EN AUTOMOVIL	28
3.2.4. ENSAYOS EN CAMIÓN	35
3.3. PROCESADO DE MEDIDAS EN ENSAYOS CON CAMIÓN.....	39
3.4. RESULTADOS	41
4. ENSAYOS EN BANCO DE PRUEBAS	53
4.1. INSTRUMENTACIÓN	53
4.1.1. BANCO DE PRUEBAS	53
4.1.2. PROBETAS	54

4.2. DESCRIPCIÓN DE ENSAYOS:.....	57
4.3. RESULTADOS.....	59
5.CONCLUSIONES.....	62
6. BIBLIOGRAFIA	64
7.WEBGRAFÍA.....	67
8.ANEXOS	68
8.1. SCRIPT DE PROCESAMIENTO E INTEGRACIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES.....	68
8.2. SCRIPT DE TRANSFORMACIÓN DE DATOS EN MATLAB	73



1.INTRODUCCIÓN

Debido a la globalización se ha generalizado el uso de medios de transporte terrestre para trayectos cada vez más largos. A medida que se avanza en el tiempo se puede observar una tendencia alcista en el consumo de bienes vía internet, por lo que los consumidores esperan una mayor calidad de los servicios de transporte. Los camiones frigoríficos son el transporte más utilizado a la hora de transportar productos agrícolas frescos en España, siendo responsable del 41% de la logística española [1]. Una gran cantidad de ellos es desperdiciada debido a factores como, el desempeño de la conducción, una suspensión deficiente, irregularidades en el terreno o vibraciones. Una gran parte del daño que sufren los productos frescos puede minimizarse identificando el tipo de fuerzas y vibraciones, así como diseñando un embalaje óptimo [1].

Las vibraciones no solo dañan al contenido, sino que también suponen daños en los conductores de estos, que son expuestos a largos trayectos en los que se ven sometidos a unas vibraciones persistentes en la totalidad de su cuerpo. Podemos atribuir repercusiones tales como dolores abdominales y digestivos, problemas de equilibrio, dolores de cabeza, trastornos visuales y falta de sueño al continuo contacto con las mencionadas vibraciones [2].

Además de todos los problemas planteados anteriormente, las vibraciones producidas por las irregularidades en las calzadas son responsables en muchos casos de problemas en los aspectos mecánicos de los vehículos que se exponen a ellas.

Con el fin de mejorar el transporte y reducir estas vibraciones que suponen el deterioro de los vehículos, se ha estudiado cómo se comportan las uniones adhesivas de carrocería en el funcionamiento regular de un camión, así como, si el nivel de vibraciones a los que se verán sometidas es determinante para la rotura de éstas.

Para ello se ha utilizado un camión modelo Iveco Daily 3500 KG MTMA de caja cerrada que nos permitirá tomar datos sobre dicho adhesivo y comparándolos con los parámetros de vibraciones que llevan al límite a dichas uniones, poder en un futuro optimizarlas.

Dichas mediciones se han llevado a cabo con un acelerómetro, cuyos datos han sido procesados por el programa de *Labview*. Estos han sido almacenados en Excel y procesados en *Matlab*, obteniendo gráficas representativas, que más tarde han sido simuladas en el laboratorio llevando así a las uniones al límite.

1.1. VIBRACIONES DE LOS COMPONENTES DE VEHÍCULOS

Las vibraciones a las que se someten los vehículos se tratan de movimientos oscilatorios, repetitivos y aleatorios alrededor de una posición de equilibrio sin que se produzca un cambio de distancia efectiva [3].

Las vibraciones que producen todos estos elementos, junto con las otras causas mencionadas anteriormente, pueden suponer una pérdida de entre el 10% y el 17% de los productos frescos transportados.

Debido a la naturaleza de las vibraciones y a la propagación de éstas, este fenómeno se hace más notorio en los productos que se encuentran en las zonas más altas de las torres de cajas apiladas, y en particular en los productos que están en contacto con los bordes de las cajas puesto que cuando las vibraciones son generadas crean micro choques del producto contra la caja, dando lugar a esos mencionados daños en la mercancía [1].

Existen varios puntos críticos propios del vehículo donde se suelen producir dichas vibraciones los cuales se explican en detalle en el siguiente apartado.

1.1.1. VIBRACIONES MECÁNICAS DEL VEHÍCULO

Los camiones están compuestos por un conjunto de componentes que por sí mismos generan vibraciones que resultan en las vibraciones totales a las que se verá sometido el camión a estudiar.



FIGURA 1.01. VIBRACIONES GLOBALES EN EL VEHÍCULO [3]

Entre las partes que componen el vehículo y producen las vibraciones más significativas son:

EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN:

Los amortiguadores y resortes desempeñan un papel crucial en el sistema de suspensión de un vehículo, ya que están diseñados para absorber y amortiguar los impactos y las irregularidades del camino. Cuando estos componentes están desgastados o dañados, pierden su capacidad de controlar los rebotes de los resortes, no pudiendo así cumplir eficazmente su función de absorción y causando notables vibraciones que son transmitidas al vehículo. Esto supone una reducción de la comodidad para el conductor y un posible problema de seguridad.

El uso de un sistema de suspensión inadecuado podría triplicar los valores de amplitud en las vibraciones en la posición del conductor y en el volante para frecuencias de 1 a 25 Hz, afectando al confort de este [4].

El tipo de amortiguación que presente el vehículo tiene una gran relevancia a la hora de cuantificar las vibraciones presentes en los sistemas de suspensión. Los sistemas de amortiguación más comunes en los vehículos se tratan de los sistemas formados por muelles y los sistemas de suspensión neumática. Ambos sistemas están diseñados para lograr la combinación más adecuada entre frecuencia natural y amortiguamiento. Sin embargo, aquellos vehículos industriales dotados con suspensión de muelles presentan unas vibraciones con valores máximos de entre un 60 % y un 65 % más altos que aquellos equipados con suspensión neumática [5].

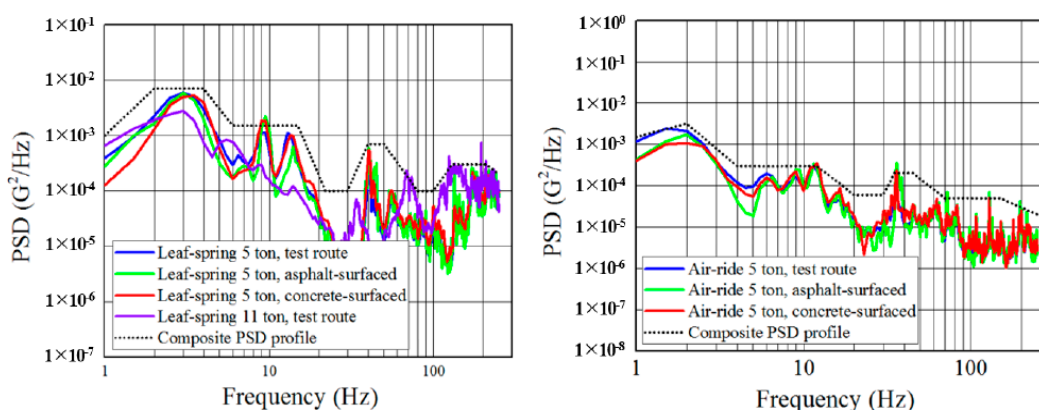


FIGURA 1.02 COMPARATIVA DE VIBRACIONES EN SISTEMAS DE SUSPENSIÓN [6]

El nivel de vibraciones al que se verá sometido el sistema de suspensión está estrechamente relacionado con la velocidad de circulación del vehículo industrial. A medida que aumenta la velocidad de circulación, el nivel de vibración del camión aumenta, aunque el aumento es más pronunciado en los camiones con suspensión neumática que en los de muelles.

En la figura 1.02 se observa que, en el caso del sistema neumático, los niveles de vibraciones son más elevados llegando hasta a valores de $6 \times 10^{-2} \text{ G}^2/\text{Hz}$, mientras que en los vehículos dotados con un sistema de suspensión de muelles el máximo oscila en $3 \times 10^{-4} \text{ G}^2/\text{Hz}$, cuando se trata de carreteras asfaltadas [6].

EL TREN DE TRANSMISIÓN:

El tren de transmisión de los vehículos está formado por diferentes componentes que afectan a las vibraciones del mismo.

Los ejes de transmisión desgastados o desalineados pueden ser fuente de vibraciones y ruidos. Esto adquiere una mayor importancia a velocidades altas ya que el eje de transmisión gira más rápidamente que los neumáticos por lo que la vibración aumenta. De la misma forma, el desgaste en las juntas universales o en los cojinetes del eje de transmisión se traducen en vibraciones [7].

Otro elemento importante a la hora de transmitir vibraciones es el embrague. El par de fricción durante el proceso de embrague es la principal causa de las vibraciones en el mismo, por lo que es imprescindible utilizar materiales que las minimicen, así como una correcta amortiguación del sistema. Cuando el gradiente del coeficiente de fricción entre los elementos del embrague es positivo, el sistema tiende a estabilizarse y se minimizan las vibraciones [8].

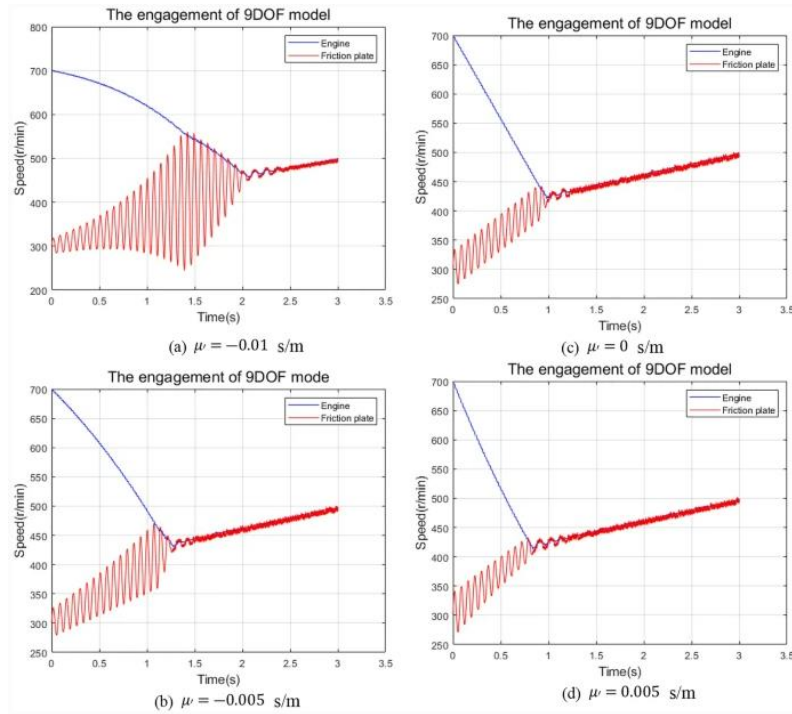


FIGURA 1.03 SIMULACIÓN DE ESTABILIZACIÓN DE VIBRACIONES CON DIFERENTES GRADIENTES DE FRICCIÓN [8]

Los sistemas de engranajes empleados en la transmisión del vehículo también afectan a las vibraciones que se presentan en el mismo. En los trenes de engranajes es necesario corregir los errores de transmisión por acoplamiento. Algunas de las mejoras que se pueden adoptar para minimizar las vibraciones son el ajuste del grosor de las coronas dentadas o la integración de casquillos entre engranajes. Estos ajustes podrían mejorar el ruido entre un 3% - 6% [9].

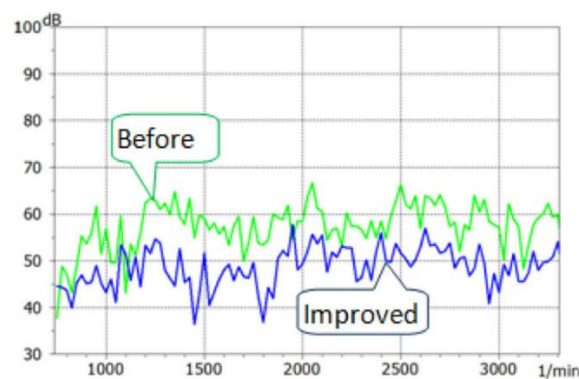


FIGURA 1.04 COMPARACIÓN DEL NIVEL DE RUIDO GENERADO POR UN TREN DE ENGRANAJES ANTES Y DESPUÉS DE APLICAR MEJORAS [9].

LOS FRENOS:

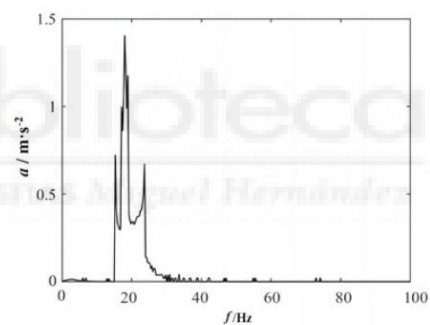
Tanto en los sistemas de frenos hidráulicos como frenos neumáticos, las principales causas de vibraciones durante el frenado se deben a las deformaciones en los discos de freno ya sea por desgaste o al desequilibrio de los tambores de freno. Cuando los discos de freno están deformados las vibraciones son más evidentes, sobre todo durante la frenada al chocar la pastilla de freno con el disco. Análogamente, los tambores de freno desequilibrados también pueden generar vibraciones notables, especialmente al actuar sobre los frenos.

El desgaste de los frenos o las micro fisuras en los discos de freno influyen de forma significativa en la amplitud de las vibraciones transmitidas por estos elementos [10].

A)

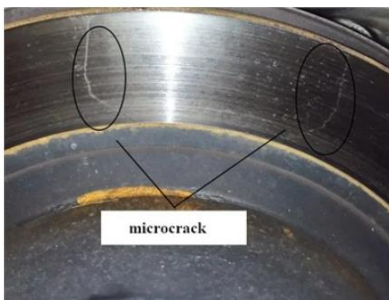


a) Aspecto del freno en estado normal

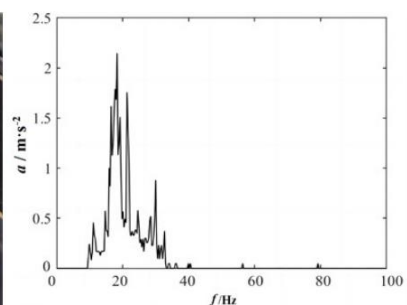


b) Curva del espectro de frecuencias

B)



a) Aspecto del freno con condición de microfisuras



b) Curva del espectro de frecuencias

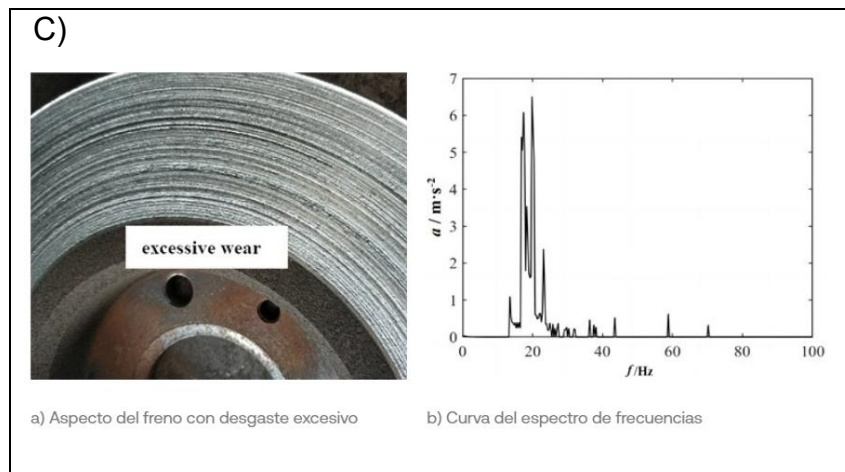


FIGURA 1.05 COMPARATIVA DE LOS FRENOS EN DIFERENTES ESTADOS [10]

En la figura 1.05 se observa como a una frecuencia de 20 Hz, la aceleración de las vibraciones pasa de ser de 1,4 m/s² en frenos en estado normal; a valores de 2,3 m/s² en frenos que presentan fisuras y valores de hasta 6,5 m/s² en frenos con un uso excesivo. Estas vibraciones provocadas por el mal estado de los frenos son únicamente evitables con un buen mantenimiento del sistema de frenado, por lo que no se ven influidos por factores externos al vehículo [11].

Para el caso de los camiones, normalmente se utiliza un método de frenado neumático, donde, además de la relevancia del desgaste de los elementos de frenado, también es relevante la histéresis entre el accionamiento del pedal de freno y la actuación de estos a la hora de producirse vibraciones excesivas que puedan afectar a la seguridad [12].

LAS RUEDAS

Las ruedas en los vehículos industriales tienen un papel crucial ya que un eje desalineado o unas ruedas en mal estado pueden suponer un aumento en las vibraciones además de un deterioro del confort y la seguridad del conductor.

La desalineación excesiva generará vibraciones que serán transmitidas al resto de componentes haciéndose más notorias a velocidades más elevadas. El incremento de velocidad de 80 km/h a 140 km/h puede suponer hasta un aumento de un 30% de las vibraciones. Desde el punto de vista del conductor del vehículo estas vibraciones se manifiestan mayormente en el volante ya que

el asiento amortigua, en cierta medida, la propagación de vibraciones de alta frecuencia hacia el cuerpo del conductor [13].

1.1.2. CHASIS

El chasis actúa como el esqueleto metálico del vehículo, cumpliendo la función de soportar y permitir el funcionamiento de todos sus componentes. Sobre esta estructura se montan elementos clave como la carrocería, el motor, el sistema de transmisión, los ejes, las ruedas... los cuales ejercen fuerzas estáticas debido a su propio peso. A medida que los vehículos circulan por la carretera, el bastidor del chasis se ve excitado por fuerzas dinámicas inducidas por la irregularidad del terreno, el motor, la transmisión, entre otros. Si alguna de las frecuencias de excitación coincide con las frecuencias naturales del chasis, se produce un fenómeno de resonancia, lo que puede generar oscilaciones amplificadas, provocando deformaciones adicionales y posibles fallos estructurales.

Las oscilaciones excesivas del chasis se producen cuando el vehículo circula sobre superficies irregulares. Estas vibraciones, que inicialmente afectan a las ruedas y al sistema de suspensión, dependen de varios factores como la masa del vehículo, la velocidad, el tipo de suspensión entre otros.

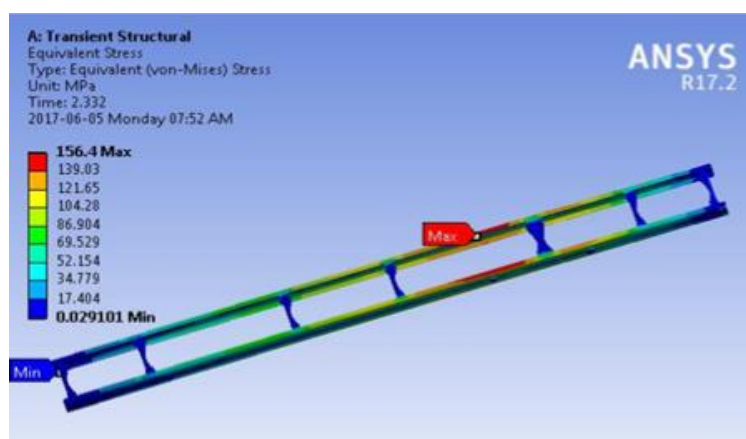


FIGURA 1.06 LOCALIZACIÓN DE MÁXIMAS DEFORMACIONES [14]

En la figura 1.06 se muestra la localización el mayor número de deformación debido a las irregularidades en la calzada que puede suponer una rotura por fatiga a largo plazo [14].

Además de las vibraciones transmitidas al chasis por los distintos componentes, el chasis provoca múltiples vibraciones debidas en muchos casos a las grietas y roturas de este, las cuales son provocadas por fatiga. El desajuste y desapriete de tornillería y soportes también puede provocar múltiples vibraciones que afectan a la seguridad y el confort del conductor. Una forma de reducir o minimizar estas vibraciones es el uso de amortiguadores como arandelas de goma o cojinetes [15].

1.1.3. VIBRACIONES EN LA ZONA DE CARGA

La zona de carga de los vehículos, comúnmente denominada caja del camión, está constituida principalmente por dos partes principales:

El chasis, que proporciona la estructura donde se aloja la caja y el resto de los componentes. Éste está expuesto a vibraciones generadas por las irregularidades en el camino y a los componentes instalados en él.

Dentro de las partes que conforman el chasis de un camión comercial, el marco de la caja de carga constituye la parte más importante ya que está diseñada para soportar cargas y componentes de carrocería durante su desplazamiento [16].

Además del chasis la zona de cargas está constituida por las paredes del habitáculo, que pueden ser de distintas formas y constituidas por diferentes materiales. En particular este estudio se centra en las formadas por panel sándwich.

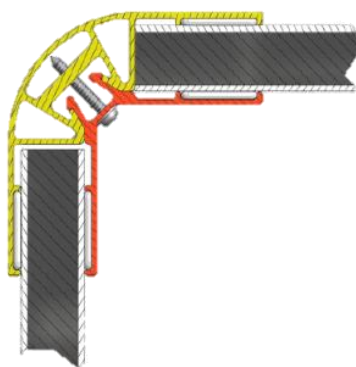


FIGURA1.07 UNIÓN ADHESIVA [17]

Para poder conformar la caja de carga se ha de unir el chasis con las paredes, para crear un espacio donde se alojarán los bienes a transportar. Dichas uniones pueden ser soldadas, pegadas, atornilladas, remachadas...

Como se ha comentado previamente, este estudio se centra en las paredes de panel sándwich que serán unidas mediante adhesivos de poliuretano, tratándose de un material elástico y que además de esto permite la utilización de cordones de un espesor considerable. Estos cordones de gran espesor proporcionan un buen sellado y absorben posibles fallos en la alineación.

Para la creación de dichas uniones se aplica una cantidad abundante de adhesivo de forma continua por las dos caras del panel, consiguiendo una eficaz transmisión de esfuerzos entre el panel y el perfil [17].

Las vibraciones en esta parte del vehículo, aunque no son las más graves, ya que no suponen un problema para la seguridad ni la comodidad del conductor, sí que tienen una gran importancia a nivel de pérdidas de la carga que se transporta, sobre todo si se trata de una carga delicada como pueden ser huevos, cerámica o frutas y verduras.

Estas vibraciones tienen un destacado componente vertical que no se distribuye de la misma forma en la parte frontal, media y trasera de la caja que, además, varían en intensidad según la carga que transporte el vehículo.

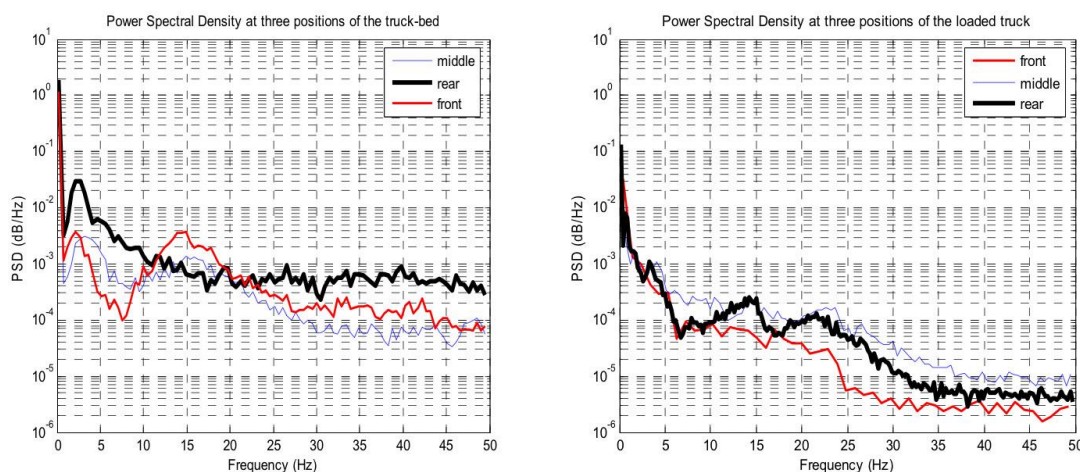


FIGURA 1.08 GRÁFICAS COMPARATIVA EN CAMIONES LLENOS Y VACIOS [18]

En la figura 1.08 se observa como las vibraciones varían a lo largo de la caja de carga. Dividiendo la caja en tres secciones, la delantera *front*, la de medio *middle*, y la sección trasera *back*. También se aprecia como los valores entre el

camión vacío y el camión lleno a su máxima capacidad de carga tienen magnitudes distintas.

A lo anterior se añade que la mercancía situada en las cajas superiores es la que es sometida a mayores aceleraciones y por tanto la que mayor posibilidad tiene de ser dañada [18].

1.2. VIBRACIONES DEBIDAS AL PAVIMENTO

Las rugosidades en el pavimento son definidas como las irregularidades en la superficie de la calzada que afectan a la calidad de la circulación. Estas irregularidades están compuestas por baches, badenes, agujeros o un asfaltado inadecuado [18]. El tipo de material con el que se ha asfaltado las carreteras también cumple un papel crucial ya que el nivel de vibración sobre carreteras de superficie de hormigón es de un 18–25 % más alto que sobre carreteras de asfalto [5], lo que se traduce en vibraciones que son producidas por el impacto del vehículo sobre las imperfecciones de la calzada las cuales son propagadas a lo largo del pavimento.

A la hora de estudiar cómo afectan las vibraciones a la integridad de un vehículo son las más importantes a considerar, ya que son responsables de gran número de daños, ya sea por una irregularidad en concreto, normalmente en baches o accidentes, que hace superar la resistencia máxima del material causando daños inmediatos, o debido a la repetición de cargas de forma cíclica, que causa la rotura a largo plazo por fatiga [19]. Estas vibraciones se notan primero en los neumáticos y van escalando a través de las ruedas al sistema de suspensión, al chasis y finalmente a la caja de carga.

Las deformaciones en el pavimento pueden causar daños a los neumáticos, a las ruedas, suspensión del vehículo e incluso el propio chasis. En el caso de que una deformación sea lo suficientemente grande el paso continuo a través de ella puede suponer roturas en el chasis.

Además de los daños mencionados con anterioridad, las rugosidades en el pavimento pueden suponer un deterioro en el sistema de suspensión. Este deterioro, debido a las deformaciones sufridas por las vibraciones, pueden implicar el deterioro de grietas ya existentes y oscilar en valores de entre el 68% y 86% [19].

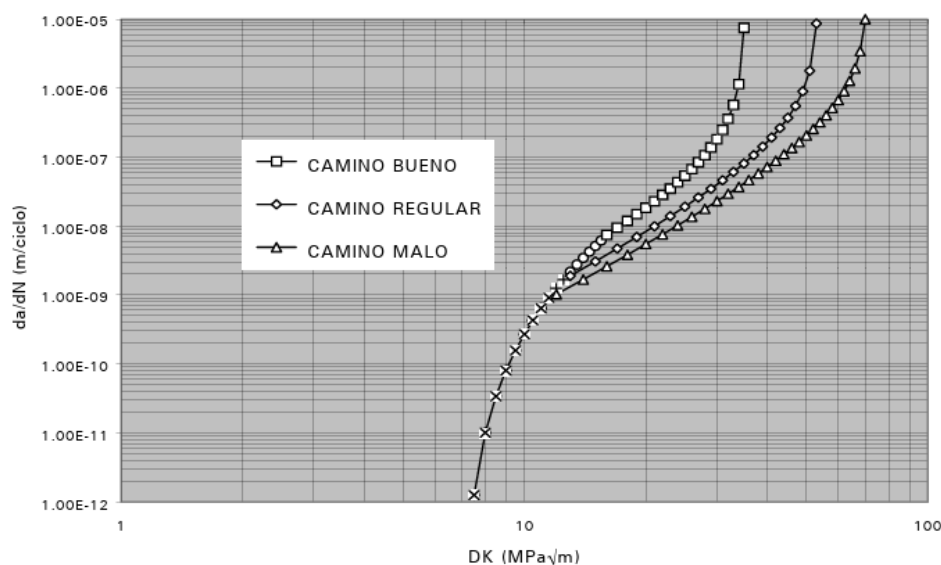


FIGURA 1.09 DETERIORO DE UNA GRIETA EN MUELLE DE AMORTIGUADOR [12]

En la figura 1.09 se puede observar como un camino con una mayor cantidad de imperfecciones puede ser la causa de la aceleración de la rotura de componentes del sistema de suspensión y que como la fatiga derivada de la deformación continua causada por las vibraciones puede ser responsable de una rotura temprana.

Estas vibraciones son en las que se centrará el estudio ya que suponen el grueso de las vibraciones a las que se verán expuestas las uniones adhesivas del panel sándwich con el chasis de aluminio.

1.3. VIBRACIONES DEBIDAS A LA AERODINAMICA

Este tipo de vibraciones corresponden a aquellas que son transmitidas por el flujo de aire, afectando directamente sobre la superficie del vehículo. De igual forma que en el apartado donde se describen las vibraciones debidas al estado del pavimento, en este caso se pueden presentar de forma constante, generando fatiga en los elementos del vehículo, o de forma puntual.

Las vibraciones debidas a la aerodinámica son provocadas por un flujo turbulento y un coeficiente aerodinámico alto. Estas vibraciones causadas por el flujo de aire afectan en mayor medida a los camiones al tener mayor superficie expuesta a ellas. Además, se producen en prácticamente toda la estructura del vehículo a excepción de la parte frontal de la cabina, ya que es la primera en colisionar con el flujo de aire. Es importante, a la hora de mitigar las mismas, un

correcto reparto de la carga e implementar diseños aerodinámicos que suavicen el flujo de aire y eviten las turbulencias [20].

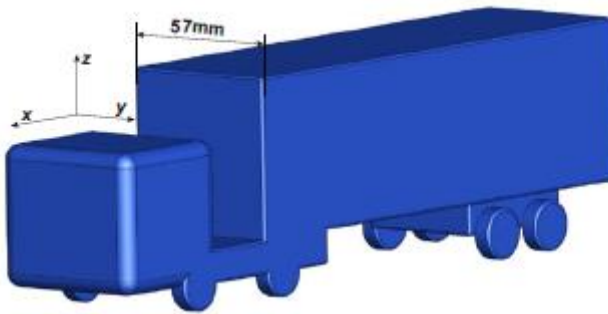


FIGURA 1.14. ESQUEMA DE VEHICULO INDUSTRIAL [13]

El uso de elementos deflectores mejora el coeficiente de penetración del vehículo, reduciendo la resistencia aerodinámica sobre el mismo. Este fenómeno se hace más notorio al circular a velocidades más elevadas.



FIGURAS 1.15, 1.16 y 1.17 CAMIÓN SIN DEFLECTORES, CON DEFLECTORES BASICOS Y DEFLECTORES TOTALES RESPECTIVAMENTE [21]

A velocidades de 60 km/h la resistencia aerodinámica sufre reducción aproximada del 8,2% cuando se utiliza deflectores básicos y un 13,18 % cuando se utiliza deflectores totales. A velocidades superiores esta tendencia se intensifica tratándose de reducciones del 10,76% y del 18,48% respectivamente cuando se circula a velocidades de 120 km/h [21].

Cuando el vehículo se expone a vientos en el eje y de determinada intensidad y ángulo puede entrar en una zona crítica de estabilidad en la que se reduce significativamente su capacidad de maniobra. Esta situación puede derivar en inestabilidad dinámica, con oscilaciones no deseadas del chasis, la

carrocería o incluso del eje trasero, lo que compromete la seguridad. Dichas oscilaciones, inducidas por el flujo aerodinámico irregular, se traducen en vibraciones perceptibles en la cabina, el volante o la estructura del vehículo.

Cuando las frecuencias generadas por el viento coinciden con las frecuencias naturales del vehículo o alguno de sus componentes se produce una resonancia que amplifica las vibraciones, generando incomodidad para el conductor, riesgo de pérdida de control y mayor fatiga mecánica. Es importante conocer los límites críticos de estabilidad frente al viento cruzado con el fin de diseñar vehículos más aerodinámicos y sistemas de que minimicen las vibraciones inducidas por la aerodinámica [20].



2.OBJETIVOS

El objeto fundamental de este estudio es conocer cómo reaccionan las uniones adhesivas presentes en los vehículos industriales ante las vibraciones a las que son sometidos producidas por irregularidades en la calzada o a obstáculos intencionados.

Es decir, se pretende captar, con la ayuda de dos acelerómetros, la vibración a las que son sometidos los puntos a estudiar de los vehículos dotados de las uniones adhesivas con el objetivo de procesar y analizar todos estos datos, para averiguar a qué nivel de vibraciones y deformaciones son expuestas las uniones y cómo varían estas características en los distintos puntos estudiados.

Adicionalmente, mostrar de forma gráfica y extraer los valores más relevantes de cada uno de los ensayos realizados. De esta forma se pretende obtener datos para posteriormente ser simulados en un banco de pruebas.

Para realizar todos estos objetivos planteados se pueden diferenciar distintas fases y para cada una de ellas se han fijado objetivos parciales.

DATOS DE PARTIDA:

- Adquirir conocimientos teóricos sobre las vibraciones, los componentes en los vehículos que las causan y sus posibles consecuencias, además de los principios físicos que las explican y los métodos para su análisis.

ENSAYOS:

- Conocer la instrumentación, así como su montaje y calibración, además del software de *Labview* necesario para su funcionamiento.
- Toma de datos, tanto con los distintos automóviles como en el vehículo industrial.
- Simulación de situaciones límite de la unión en banco de pruebas.

PROCESADO:

- Obtener de cada ensayo archivos de interés en Microsoft Excel y unificar su formato.
- Crear un script en Matlab que permita la importación de los datos al software.

POSTPROCESADO:

- Programar en Matlab un script que integre los valores y los grafique.
- Crear gráficas en Excel que permita comparar los resultados.

CONCLUSIONES:

- Demostrar si las vibraciones suponen un deterioro en las uniones adhesivas.
- Extraer aprendizajes y plantear posibles trabajos futuros.



3. ENSAYOS EN CIRCULACIÓN

Este apartado consta de cuatro subapartados. En el primer subapartado, se describe el material utilizado, calibración y funcionamiento, además de sus características técnicas. En el segundo subapartado, se analizan diversos ensayos realizados, primeramente, en vehículos convencionales, y posteriormente, en un camión modelo iveco daily 3500 KG MTMA de caja cerrada.

El tercer subapartado se corresponde al análisis posterior de los datos obtenidos en ambos tipos de ensayos, diferenciando entre los ensayos llevados a cabo en vehículos convencionales y los realizados con el vehículo pesado.

Finalmente, en el cuarto apartado, se exponen los resultados obtenidos en el segundo subapartado y analizados en el tercero.

En lo que respecta a los ensayos desarrollados con vehículos convencionales, se ha llevado a cabo un postprocesado inicial de los datos utilizando Microsoft Excel. El postprocesado consistió principalmente en la organización, depuración y representación gráfica de las variables medidas. A partir de este análisis se han extraído ciertas conclusiones que serán expuestas posteriormente.

Por otro lado, en el caso del ensayo llevado a cabo con el camión, se ha optado por realizar un análisis más profundo y detallado. Para ello, se ha utilizado el software especializado MATLAB. En este caso, se ha trabajado tanto con los valores absolutos registrados como con valores relativos, lo que ha supuesto alcanzar conclusiones más precisas y detalladas.

3.1. INSTRUMENTACIÓN

Para realizar los ensayos, posteriormente descritos, se ha requerido de un sistema de adquisición de datos con su correspondiente transformador, dos acelerómetros imantados y las licencias de uso de los softwares *Matlab* y *Labview* de *National Instruments*.

3.1.1. ACELERÓMETRO

Como se ha mencionado anteriormente, para poder tomar datos en varios puntos críticos y así entender mejor las vibraciones a las que está siendo sometido, el vehículo se han utilizado dos acelerómetros imantados. Los dos acelerómetros escogidos son iguales y del modelo PCB 601A01.



FIGURA 3.01. ACELERÓMETRO[II]

El modelo de acelerómetro escogido se trata de un sistema piezoeléctrico industrial de tipo cerámico con tecnología ICP. Presenta una sensibilidad de 100 mV/g, un rango de medida de ± 50 G (± 490 m/s²) y una respuesta en frecuencia de 0,27 a 8000 Hz (± 3 dB), lo que lo hace adecuado para un amplio espectro de análisis vibracional. Su diseño de modo cizalladura (ceramic shear) ofrece buena inmunidad térmica y mecánica, y dispone de salida superior con conector de 2 pines [II].

3.1.2. SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Para la obtención de los datos proporcionados por los acelerómetros se ha requerido de una tarjeta de adquisición de datos diseñada por *National Instruments* modelo “NI 9233 4Ch IEPE Accelerometec DAQ cRIO”.



FIGURA 3.02 TARJETA DE ADQUISICION NI “Crio-9223”

La Figura 3.02 se muestra la tarjeta de datos la cual se trata de un módulo de entrada de sonidos y vibraciones. Está dotada de 4 Canales en los que puede medir las señales simultáneamente. Además, puede medir señales desde sensores piezoeléctricos electrónicos integrados (IEPE) y no IEPE como acelerómetros, tacómetros y puntas de prueba de proximidad [III].

La tarjeta de adquisición va incorporada al transformador USB que se puede observar en la figura 3.03, también de la marca National Instruments modelo “NI USB-9162”.



FIGURA 3.03 TRANSFORMADOR USB [IV]

Este dispositivo permite convertir módulos de la Serie C en dispositivos USB portátiles, facilitando la adquisición de datos y la implementación de sistemas DAQ en un ordenador sin necesidad de elementos de mayor tamaño [IV].

3.1.3. SOFTWARE DE INSTRUMENTACIÓN

La utilización de los acelerómetros precisa utilizar un ordenador con un software que nos permita confeccionar un programa con el objetivo de poder medir esas señales y poder guardarlas.

El software elegido la adquisición de dichas mediciones es Labview, cuyas siglas corresponden a *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*. Este software es un entorno de programación gráfica desde el cual se pueden controlar todos los parámetros para la adquisición de datos, como el

tiempo o la frecuencia de muestreo, lo que lo convierte en un software óptimo para el desarrollo de sistemas para ensayos y pruebas [V].

El sistema cuenta con dos entornos, por un lado, el entorno de programación donde se diseñará el diagrama de bloques responsable de captar los valores proporcionados por los sensores y por otro lado el entorno del uso o *front panel* donde se indica al programa el inicio de la medición, se visualizan gráficamente los resultados obtenidos y se procede al almacenamiento de los mismos.

Se ha realizado un programa que proporciona de forma gráfica, tanto en el entorno del tiempo como en el entorno de las frecuencias, las vibraciones a las que se someterán los diferentes objetos de estudio.

Una vez tomados los datos, el mismo programa nos permite exportarlos a una extensión .xls para posteriormente poder trabajar con ellos en el software de procesado.

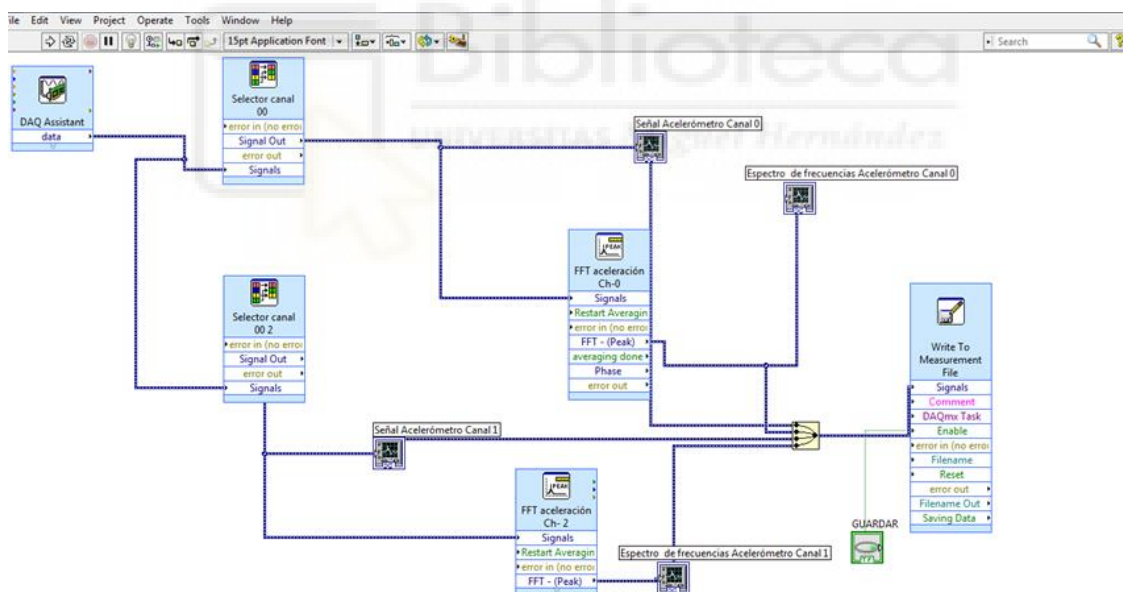


FIGURA 3.04 DIAGRAMA DE BLOQUES EN LABVIEW

La figura 3.06 corresponde a un sistema de adquisición y procesamiento de señales desarrollado en *LabVIEW*. Inicialmente, se utiliza el bloque *DAQ Assistant* para captar los datos que son suministrados. Estas señales son separadas por canales individuales mediante los selectores de canal. Estos selectores eligen el puerto mediante el cual se leerá la información. En este caso han sido creados dos canales a los que se les ha llamado canal 0 y canal 1.

Cada señal es procesada mediante una Transformada Rápida de Fourier con el fin de convertir la información del dominio del tiempo al dominio de las frecuencias. Tanto las señales originales como sus espectros de frecuencia son visualizados gracias a los bloques tipo *Waveform Graph*, que mostrarán las cuatro gráficas correspondientes a los dos canales y a los entornos del tiempo y de las frecuencias, mostrados en la Figura 3.05.

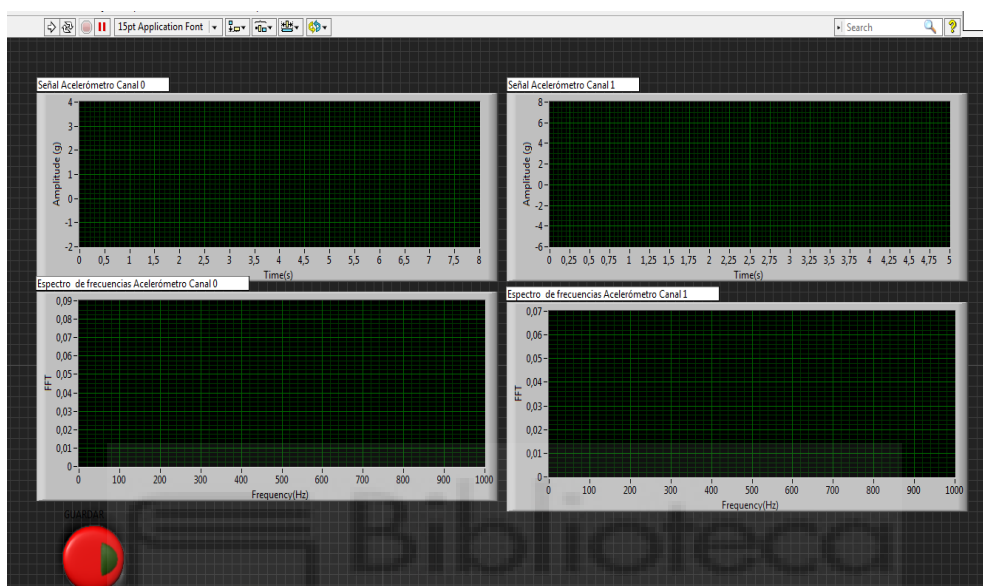


FIGURA 3.05 GRÁFICAS RESULTANTES EN “FRONT PANEL”

Además, los datos son registrados en un archivo mediante el bloque *Write To Measurement File*, este sistema permite archivar todos los datos y guardarlos en un solo documento, de forma que cuando el ensayo se ha realizado una ventana emerge y solicita una ubicación y un nombre para el archivo.

Finalmente, existe un botón de control denominado “Guardar” cuya finalidad es la de activar o desactivar de forma manual por el usuario el funcionamiento del bloque *Write To Measurement File*.

Para iniciar el programa, se conectaron los acelerómetros en sus respectivos canales y la tarjeta de adquisición al ordenador con el programa. Cuando ambos instrumentos están conectados, se inicia el programa y se procede a la calibración del software para adquirir unos resultados lo más verosímiles posible y con el mínimo margen de error.

Una vez el software se encuentra calibrado, se procede a la medición de los ensayos. Para proceder a medir se presiona el botón *Run*, situado en la parte

superior izquierda de la pantalla que pertenece al entorno del *Front panel*, y el programa procederá a medir durante los 8 segundos siguientes. A continuación, aparecerá una ventana emergente que solicitara un nombre y una ubicación para los datos que se acaban de grabar. Además de esto en la pantalla aparecerán las cuatro gráficas correspondientes a los datos que han sido guardados.

3.1.4. CALIBRACIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN

La calibración de un instrumento de medición se define como el conjunto de operaciones que, bajo condiciones específicas y controladas, permiten establecer la relación entre los valores que indica dicho instrumento y los valores verdaderos proporcionados por un patrón de referencia certificado. Este proceso no implica ajuste del equipo, sino una comparación sistemática que permite identificar desviaciones, evaluar la exactitud del instrumento y, en consecuencia, garantizar la trazabilidad metrológica conforme a los estándares del Sistema Internacional de Unidades (SI).

Para la correcta utilización de la instrumentación requerida ha sido indispensable la calibración previa del software y de la tarjeta de adquisición de datos. Para ello se ha utilizado un generador de vibraciones que vibra a una frecuencia constante de 152 Hz.



FIGURA 3.06 CALIBRADOR

Una vez que el generador se ha conectado el generador de vibraciones, o calibrador, se procede a ubicar los acelerómetros en sus respectivos puertos de conexión. A continuación, dentro del bloque de adquisición de datos (DAQ),

previamente descrito, se accede a la interfaz de calibración. Desde allí, se selecciona el canal correspondiente y se da inicio al proceso de calibración.

La calibración se realiza conectando el generador de vibraciones a uno de los acelerómetros para poder cerciorarse de que, en el software desarrollado, los valores que estamos obteniendo son los proporcionados por el vibrador.

Como resultado se puede observar que en entorno del tiempo se muestra una función oscilante continua con una amplitud de $13,86 \text{ m/s}^2$, que corresponde a una amplitud rms de 1 G, y en la gráfica del espectro de frecuencias una función que solamente tiene un pico en la frecuencia de 152 Hz.

Este proceso ha de ser repetido en cada uno de los acelerómetros a utilizar, para así poder cerciorarse de que todos los puertos de la tarjeta de adquisición de datos están midiendo de manera correcta. Comenzando a calibrar con el canal 0 y a continuación calibrando el canal 1, mostrado en las figuras 3.07 y 3.08 respectivamente.

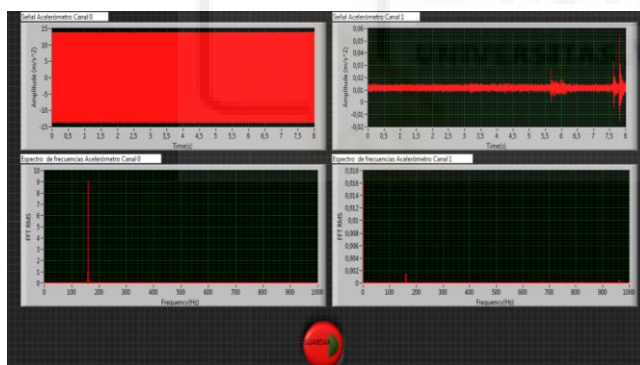


FIGURA 3.07 CALIBRACION CANAL 0

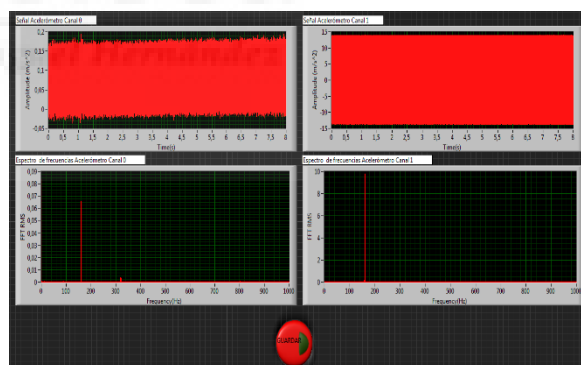


FIGURA 3.08 CALIBRACIÓN CANAL 1

Una vez ambos canales han sido calibrados, el software está listo y es momento de proceder a la realización de los ensayos.

3.2. DESCRIPCIÓN DE ENSAYOS

Los ensayos realizados se pueden dividir en dos grupos principales. La primera parte de estos se compone de ensayos con el vehículo en circulación y cómo se comportan los puntos a estudiar en distintos escenarios. En la segunda parte de estos ensayos, se procede a la evaluación del comportamiento del material a estudiar en un camión modelo iveco daily 3500 KG MTMA caja cerrada.

3.2.1. ENSAYOS EN AUTOMÓVILES

Con el objetivo de familiarizarse con la utilización de los softwares y la instrumentación, se realizaron unos primeros análisis utilizando dos vehículos convencionales. Para la realización de estos ensayos, se utilizó un vehículo Ford modelo Focus del año 2018 además de un vehículo Seat modelo Arona.

Estos primeros ensayos se han realizado utilizando un solo acelerómetro. Por lo que se puede observar de manera absoluta la aceleración y la frecuencia a la que son sometidos los vehículos convencionales en resaltos o terrenos irregulares.

Estos primeros ensayos se situaron en la carretera de Castilla o de Monforte del Cid a la altura de “Grupo Albadalejo” donde se encuentran dos resaltos de altura considerable en la calzada.

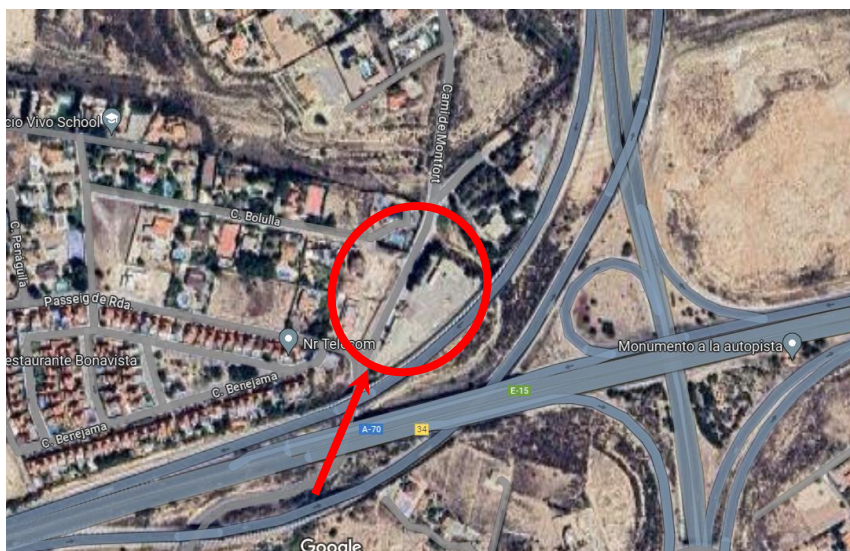


FIGURA 3.09 MAPA DE SITUACIÓN SOBRE CAMINO DE CASTILLA



FIGURA 3.10 RESALTOS

Los datos han sido tomados desde dentro del mismo coche. En cuanto al posicionamiento de la instrumentación, se colocaron los acelerómetros en tres posiciones del vehículo. La posición 1 corresponde al techo del vehículo, la posición 2 al maletero y la posición 3 al piso. En la Figura 3.11 se muestra, en la imagen superior izquierda, el vehículo utilizado; en la imagen superior derecha, el acelerómetro ubicado en la posición 1; en la imagen inferior izquierda, la posición 2; y finalmente, en la imagen inferior derecha, la posición 3.



FIGURA 3.11 POSICIONAMIENTO DE LOS ACELEROMETROS

Para la realización del ensayo, se pone el vehículo en marcha, cerciorándose de que no hay ningún otro vehículo en la calzada, y una vez se ha alcanzado la velocidad de 40 km/h se procede a pasar por el resalto. Instantes antes de que el coche cruce el resalto se pulsa el botón de “run” y se comienza a medir, el software mide durante 8 segundos y para, esta medición quedará guardada en un fichero Excel para su posterior análisis.

Para los ensayos realizados en el vehículo Seat se repitió el mismo procedimiento para obtener valores consistentes y comparables. Asimismo, se repitieron también las mismas posiciones de medición: techo, maletero y piso, dispuestas en la figura 3.12 siguiendo el mismo orden que en la figura 3.11.

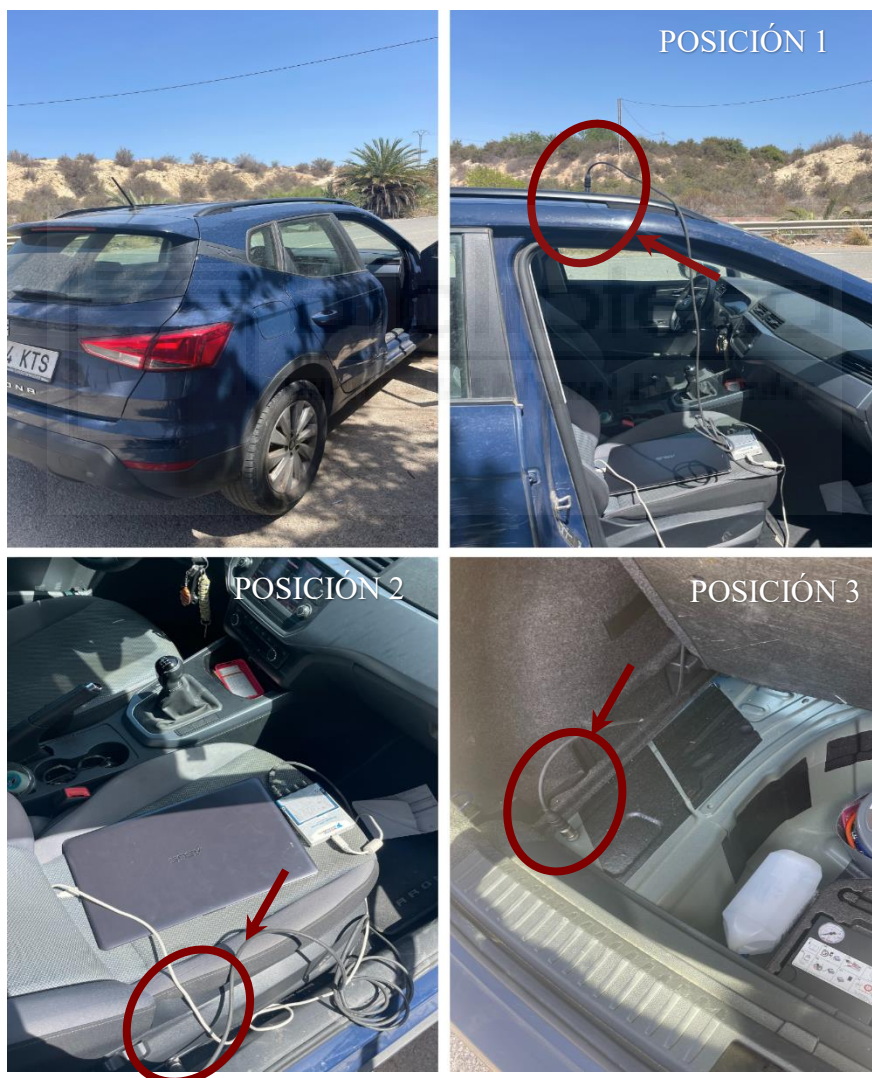


FIGURA 3.12 POSICIONAMIENTO DE LOS ACCELERÓMETROS SEAT

Una vez realizados ambos ensayos en las tres posiciones se obtienen, dos mediciones por cada una de las posiciones y cada uno de los vehículos, lo que resulta en un total de 12 mediciones.

Finalizados estos ensayos y aprovechando las mismas tres posiciones (*figuras 3.11 y 3.12*) de los acelerómetros, se procede a someter al vehículo a un tramo de la calzada no asfaltado, mostrado en la *figura 3.13*, para medir nuevamente las vibraciones creadas en esos tres puntos.



FIGURA 3.13. TERRENO SIN ASFALTAR

Este último ensayo se realiza para poder comparar los valores de las vibraciones en los resaltos y en las condiciones normales de funcionamiento de los vehículos convencionales.

3.2.2 PROCESADO DE MEDIDAS EN ENSAYOS DE AUTOMOVILES

Los datos obtenidos en estos primeros ensayos se han procesado utilizando Excel. Ya que el propio LabVIEW exporta los datos a un fichero “.xls”. Con estos datos se han creado unas tablas donde se puede apreciar de manera gráfica las vibraciones en la subida y bajada del resalto, así como las vibraciones constantes fruto de una calzada sin asfaltar.

Para este procesamiento se han cogido los datos exportados y se han clasificado en tres columnas. La primera de ellas nos da valores de tiempo en incrementos de 0.0005 s, ya que la frecuencia de muestreo es de 2000; la segunda nos indica la aceleración a la que está siendo sometido el vehículo y la tercera nos indica valores de aceleración en el entorno de las frecuencias.

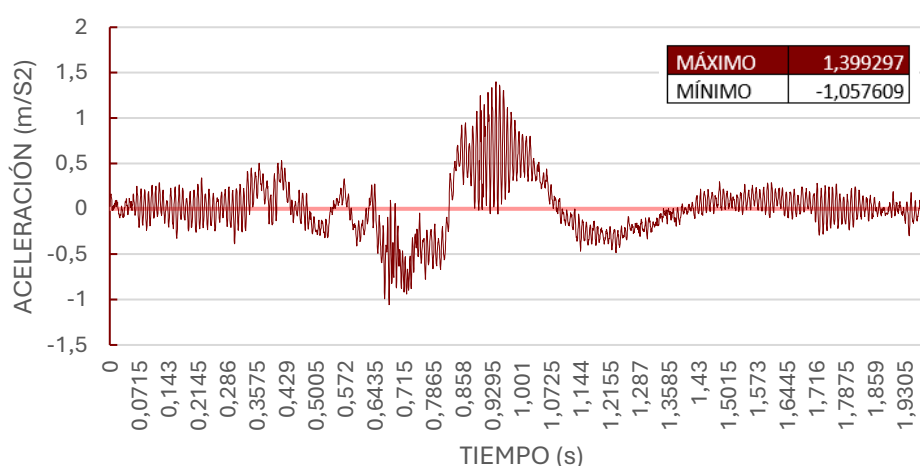
Una vez clasificados los datos, mediante la función de insertar gráficos, se procede a realizar gráficas para poder analizar de manera visual los datos obtenidos en los mencionados ensayos.

3.2.3 RESULTADOS DE LOS ENSAYOS EN AUTOMÓVIL

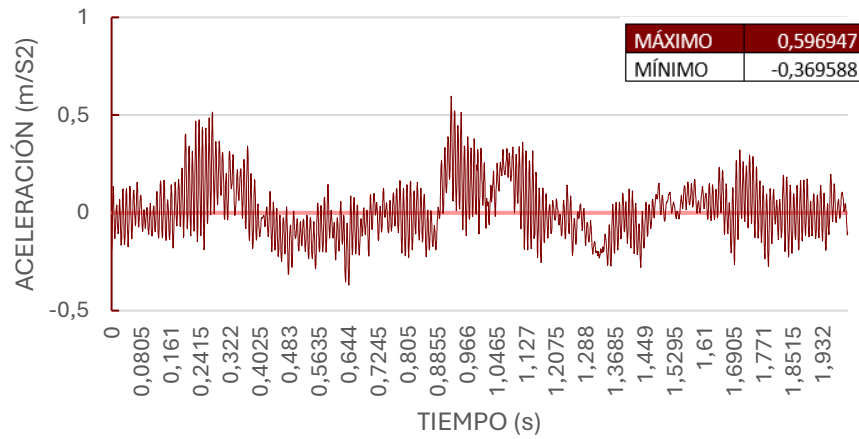
Una vez procesados y seleccionados los resultados más relevantes, obtenemos una gráfica por cada uno de los vehículos y dos gráficas por cada una de las posiciones estudiadas, una del entorno del tiempo y otra del entorno de las frecuencias, resultando en un total de 12 gráficas que se muestran a continuación:

POSICIÓN 1

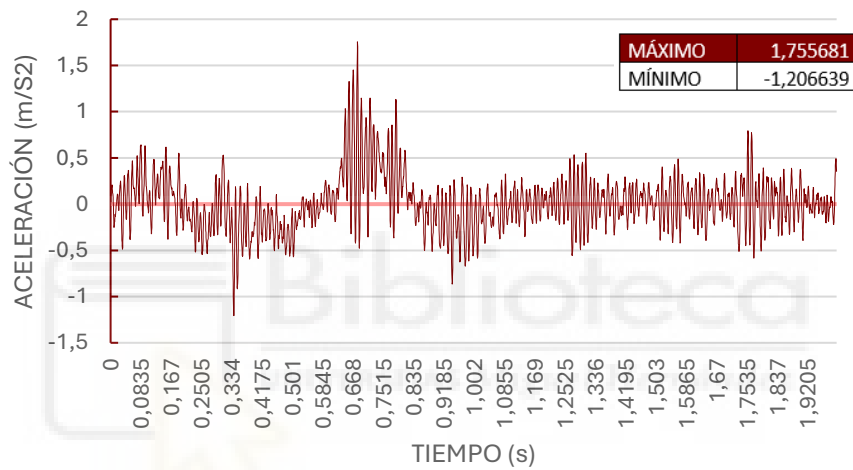
Colocando los acelerómetros en la posición 1 como se muestra en las figuras 3.11 y 3.12 obtenemos las siguientes gráficas con sus correspondientes máximos y mínimos:



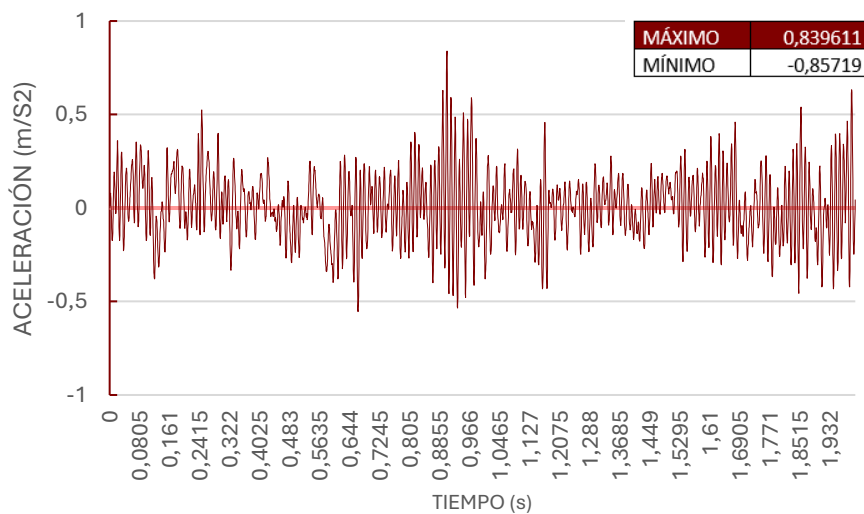
GRÁFICA 3.01 VALORES RESALTO FORD EN POSICIÓN 1



GRÁFICA 3.02 VALORES TERRENO FORD EN POSICIÓN 1



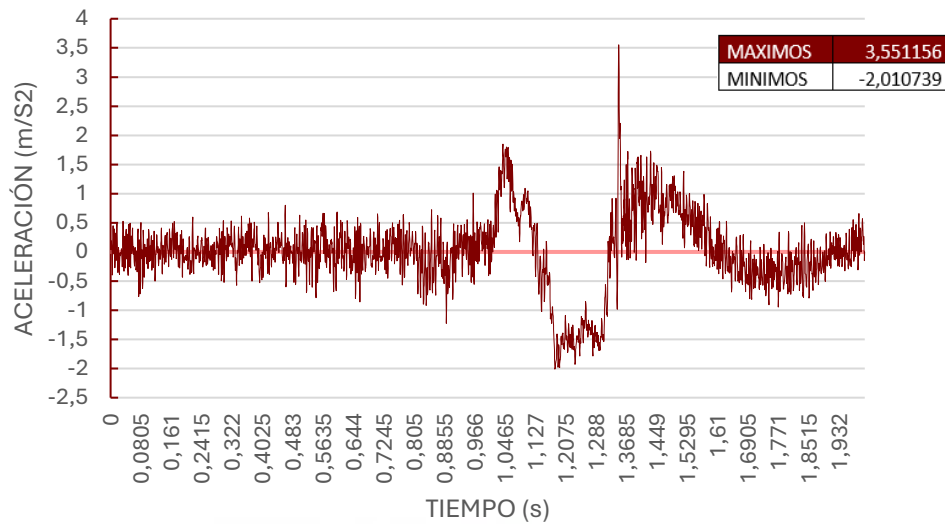
GRÁFICA 3.03 VALORES RESALTO SEAT EN POSICIÓN 1



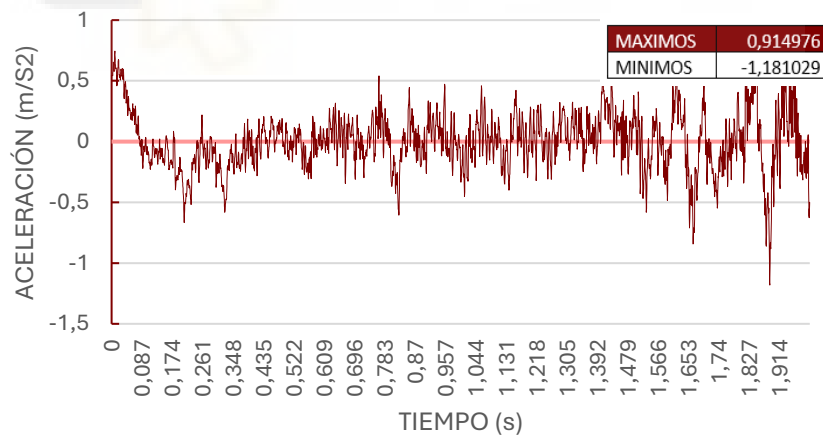
GRÁFICA 3.04 VALORES TERRENO SEAT EN POSICIÓN 1

POSICIÓN 2

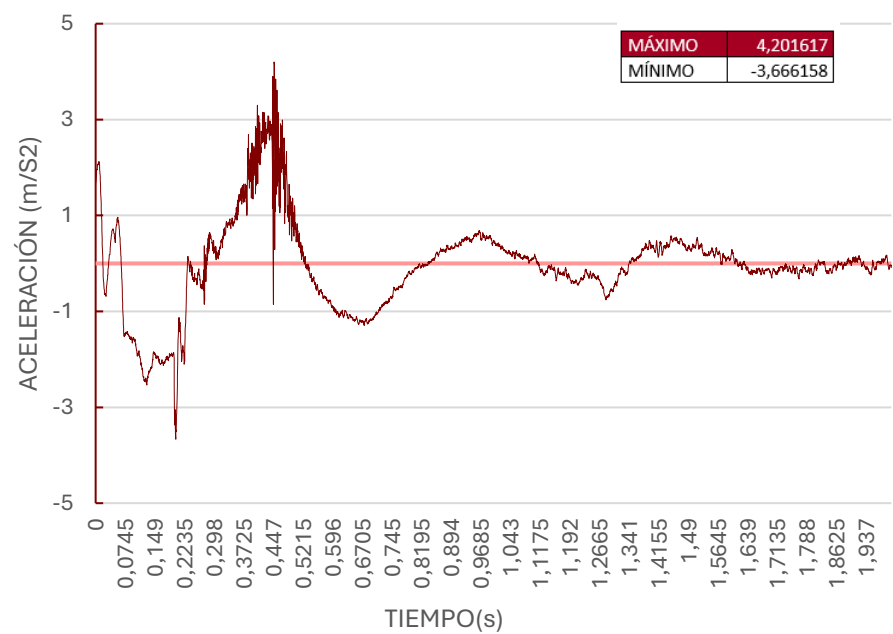
Colocando los acelerómetros en la parte superior del maletero y repitiendo el mismo procedimiento se obtienen las siguientes gráficas y sus correspondientes máximos y mínimos



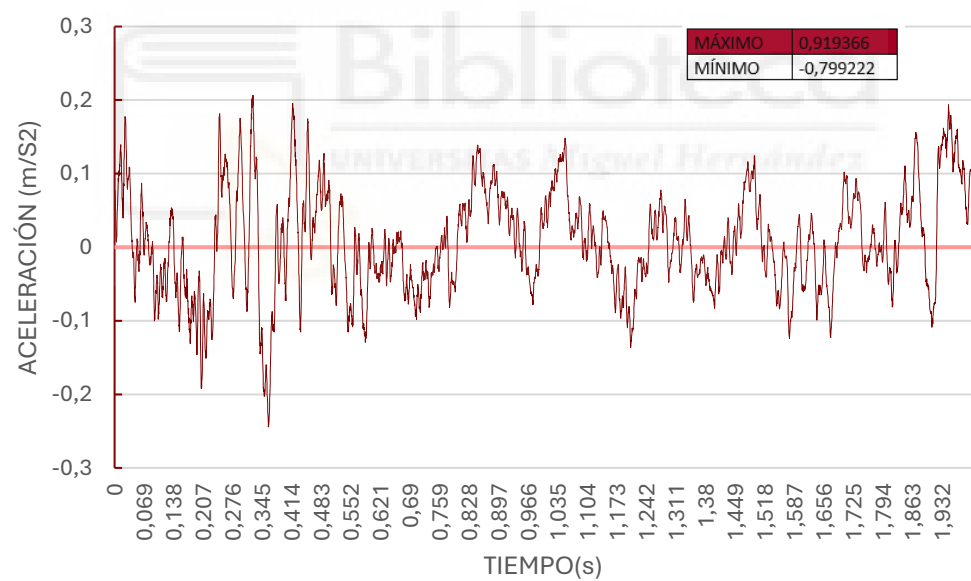
GRÁFICA 3.05 VALORES RESALTO FORD EN POSICIÓN 2



GRÁFICA 3.06 VALORES TERRENO FORD EN POSICIÓN 2



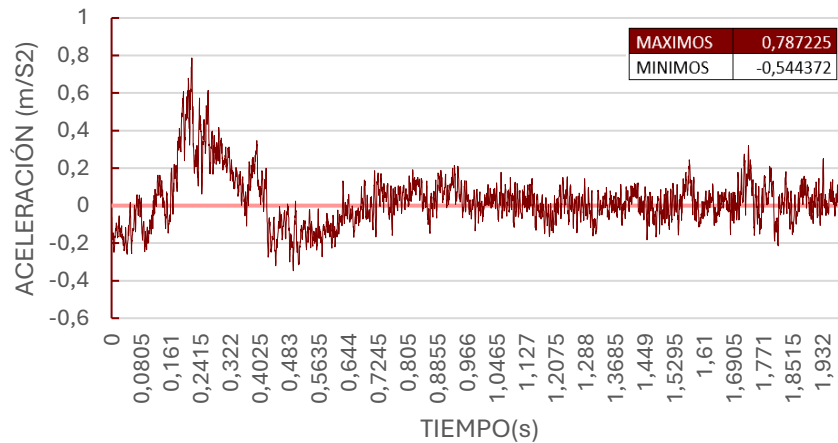
GRÁFICA 3.07 VALORES RESALTO SEAT EN POSICIÓN 2



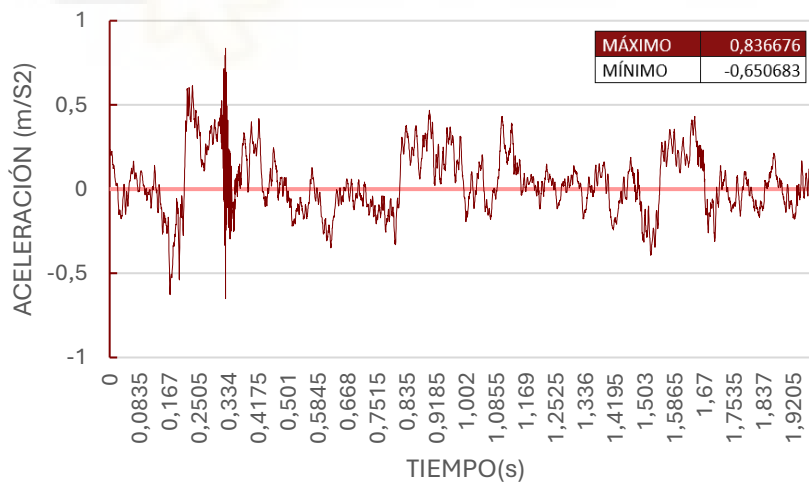
GRÁFICA 3.08 VALORES TERRENO SEAT EN POSICIÓN 2

POSICIÓN 3:

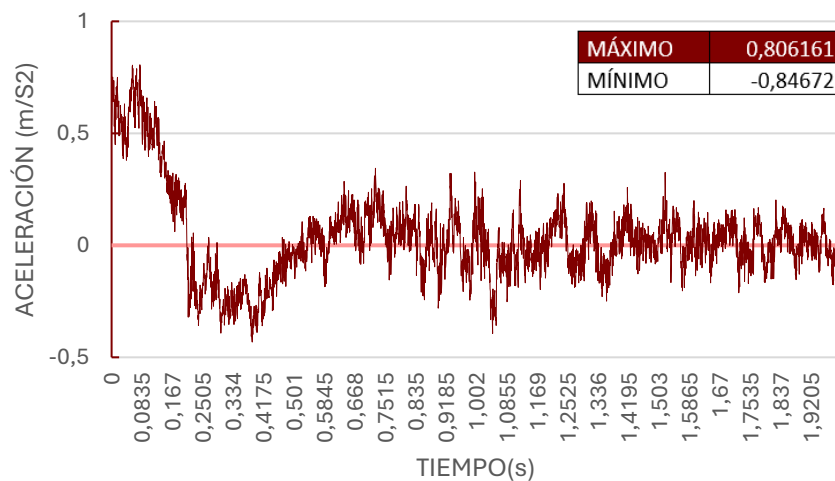
Colocando el acelerómetro en la parte inferior del asiento, lo que correspondería con el piso del habitáculo del copiloto y nuevamente repitiendo el procedimiento se consiguen las siguientes gráficas con sus correspondientes máximos y mínimos



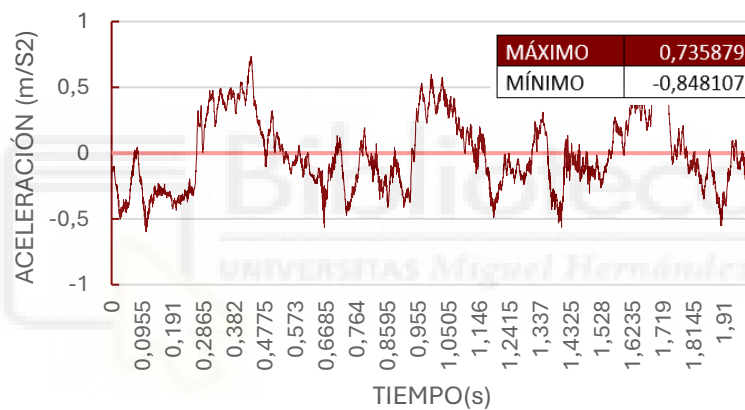
GRÁFICA 3.09 VALORES RESALTO FORD EN POSICIÓN 3



GRÁFICA 3.10 VALORES TERRENO FORD EN POSICIÓN 3



GRÁFICA 3.11 VALORES RESALTO SEAT EN POSICIÓN 3



GRÁFICA 3.12 VALORES TERRENO SEAT EN POSICIÓN 3

RESUMEN DE VALORES					
POSICIÓN	MODELO	TERRENO NO ASFALTADO		BACHE	
		MÁXIMO (m/s²)	MÍNIMO (m/s²)	MÁXIMO (m/s²)	MÍNIMO (m/s²)
POSICIÓN 1	FORD	0,596947	-0,369588	1,399297	-1,057609
	SEAT	0,839611	-0,85719	1,755681	-1,206339
POSICIÓN 2	FORD	0,914976	-1,181029	3,551156	-2,010739
	SEAT	0,9193366	-0,799222	4,201617	-3,666158
POSICIÓN 3	FORD	0,836676	-0,650683	0,787225	-0,544372
	SEAT	0,735879	-0,848107	0,806161	-0,84672

TABLA 3.01 RESUMEN DE VALORES MÁXIMOS Y MÍNIMOS

A partir de este análisis, se puede comprobar de forma clara y visualmente comprensible que el software desarrollado en LabVIEW proporciona datos coherentes y significativos. Que más tarde se utilizarán en los ensayos del vehículo industrial con las uniones adhesivas.

Asimismo, se aprecia que el modelo Seat Arona presenta una menor capacidad de amortiguación de las vibraciones en el habitáculo, especialmente en las zonas del techo y el piso, donde se registraron valores más elevados. Por el contrario, en la zona del maletero, el Ford Focus muestra una mayor transmisión de vibraciones, lo que sugiere diferencias en el comportamiento estructural y en el aislamiento de ambos vehículos.

A partir de los ensayos realizados, se puede concluir que el Ford Focus presenta una mayor transmisión de vibraciones en la zona del maletero, lo cual sugiere una posible menor rigidez estructural o un aislamiento menos eficaz en esa parte del vehículo. Este comportamiento podría estar relacionado con el diseño del chasis, los materiales empleados o la configuración de la suspensión trasera.

Por otro lado, el Seat Arona muestra unos valores más elevados de aceleración en el techo y en el piso, lo que indica que las vibraciones se transmiten con mayor intensidad al habitáculo. Esto puede atribuirse a una suspensión más rígida, probablemente orientada a ofrecer un comportamiento dinámico más firme, así como a una menor capacidad de absorción de vibraciones o diferencias en el ensamblaje estructural del vehículo.

3.2.4. ENSAYOS EN CAMIÓN

Estos segundos ensayos han sido realizados en la sede de PRIMOTI en Alicante situada en la carretera de Ocaña, km 37.

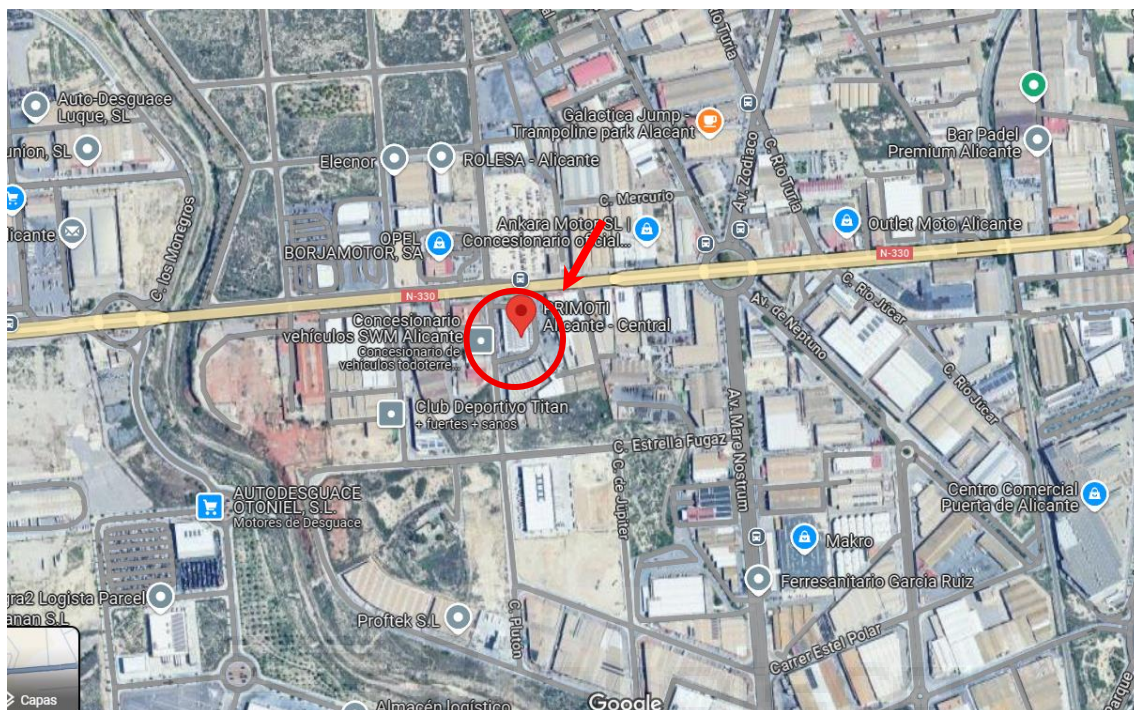


FIGURA 3.14 MAPA DE SITUACIÓN SEDE PRIMOTI

Para la realización de los siguientes ensayos, se colocó el material de instrumentación en el interior de la caja de carga del camión a estudiar. Desde ahí se tomaron las mediciones necesarias para el análisis de las vibraciones.

Se analizaron cuatro supuestos, en distintas posiciones de los acelerómetros, las cuales constan de único tipo de obstáculo a superar. Siendo en total, cuatro los resultados a analizar.

POSICIÓN 1

En esta primera posición los acelerómetros fueron colocados en la parte inferior de la caja de carga de forma paralela a su estructura, como se muestra en la figura 3.15 Colocando el acelerómetro, correspondiente al canal 1, en la propia estructura de la caja y mientras el correspondiente al canal 0, se fijó sobre el panel sándwich en dirección opuesta al primer canal.



FIGURA 3.15 DISPOSICIÓN ACELERÓMETROS POSICIÓN 1

Una vez colocados los acelerómetros se procede a la colocación del resalto. Que consta de dos listones de 3 cm de altura colocados en paralelo.



FIGURA 3.16 DISPOSICIÓN RESALTO

Una vez colocados los listones, se procede a circular por encima de ellos a una velocidad constante de entre 10 y 15 km/h.

Todos los ensayos, en cada una de las posiciones, se ha repetido un mínimo de tres veces, para así poder comparar y cerciorarse de la precisión de los resultados obtenidos.

POSICIÓN 2

Para esta segunda posición se repitió el mismo procedimiento sin embargo los acelerómetros fueron colocados en la parte superior de la caja de carga de forma paralela a su estructura.



FIGURA 3.17 DISPOSICIÓN ACCELERÓMETROS POSICIÓN 2

POSICIÓN 3

Para la tercera posición, de nuevo, se repitió el mismo procedimiento colocando esta vez los acelerómetros de forma perpendicular a la estructura de panel sándwich.



FIGURA 3.18 DISPOSICIÓN ACCELERÓMETROS POSICIÓN 3

POSICIÓN 4

Para la cuarta y última posición de los ensayos en circulación, los acelerómetros fueron colocados en la parte inferior del chasis del camión. Lo que

proporciona datos, aunque útiles, no comparables con los de las tres primeras posiciones ya que ninguno de los elementos estudiados en esta posición está formado por panel sándwich.



FIGURA 3.19 DISPOSICIÓN ACELERÓMETROS POSICIÓN 4

3.3. PROCESADO DE MEDIDAS EN ENSAYOS CON CAMIÓN

Los datos obtenidos mediante el software LabVIEW fueron exportados en el formato (.xls) el cual es compatible con diversas plataformas de análisis de datos. Con el fin de facilitar su tratamiento y análisis, dichos datos fueron importados al entorno de MATLAB.

MATLAB es una plataforma de programación y cálculo numérico utilizada en diferentes áreas de la ingeniería y la ciencia, como el análisis de datos, el procesamiento de señales e imágenes, los sistemas de control, las comunicaciones inalámbricas y la robótica. Esta herramienta incluye un lenguaje de programación, aplicaciones interactivas, bibliotecas especializadas y recursos que permiten generar código embebido de forma automática [VI].

Para llevar a cabo esta importación de manera eficiente, han sido diversos script, para cada uno de los ensayos.

Los archivos para importar están formados por una tabla con 8 columnas y 16000 filas. Las primeras cuatro columnas corresponden al canal 1 y las cuatro siguientes al canal 0. La primera columna se compone de los valores de tiempo en incrementos de 0,0005 s; la segunda corresponde a los valores de aceleración captados en el entorno del tiempo; la tercera columna corresponde a la frecuencia que es distribuida en incrementos de 0,125 Hz y la cuarta columna equivale a los valores de la aceleración, pero esta vez pertenecientes al entorno de la frecuencia. Las cuatro columnas siguientes continúan con la misma distribución, pero en el canal 0.

El primer script corresponde a la extracción de datos de los archivos .xls. En este script se seleccionan las columnas uno, dos y cinco de cada ensayo, y se les asigna un nombre antes de guardarlas en el espacio de trabajo *workspace*, ya que son las variables con las que se procederá a realizar todo el análisis.

Una vez extraídas las variables, se desarrolló un segundo programa tipo script, en el cual se realizó la conversión de unidades, ya que las mediciones estaban expresadas en unidades de gravedad.

En este mismo script se representan los datos obtenidos de una forma visual, superponiendo en una gráfica las aceleraciones en cada uno de los canales. Utilizando la función “Subplot”, todas las posiciones son vistas en una sola página.

Adicionalmente, el mismo script realiza un proceso de integración utilizando la variable *cumtrapz* sobre los valores de aceleración, para así obtener las correspondientes gráficas de velocidad y posición. De esta forma, se logra una visualización completa del comportamiento dinámico del camión.

Posteriormente ha sido necesario realizar ciertas modificaciones, para corregir la posición del off-set, se ha calculado la media de la desviación de los valores y se ha obtenido la diferencia de las gráficas con la media de la desviación consiguiendo así centrar la gráfica en la posición 0 del eje Y.

Una vez corregidos los puntos comentados anteriormente se ha procedido a crear un nuevo script para, en él, realizar la transformada rápida de Fourier con la aceleración, la velocidad y el desplazamiento. De este modo han sido obtenidos así obtener valores en el entorno de la frecuencia también. Se ha procedido de la misma manera, creando gráficas correspondientes a las cuatro posiciones estudiadas en una misma página y creando tres páginas correspondientes a la aceleración, la velocidad y el desplazamiento.

Además de estas gráficas, han sido creadas otras correspondientes a la diferencia de valores medidos entre los diferentes canales, obteniendo así gráficas correspondientes a la aceleración, la velocidad y el desplazamiento relativa entre los dos componentes de las uniones a estudiar.

Para cerciorarse de que los valores son los correctos, se ha repetido este proceso de forma iterativa con las tres simulaciones de cada una de las posiciones y de los obstáculos. Obteniendo un total de 144 gráficas de las cuales se exponen las correspondientes a los valores más relevantes.

Finalmente, con el objetivo de extrapolar los datos obtenidos en los ensayos realizados en circulación a los llevados a cabo en el laboratorio, se han elaborado tablas en las que se recogen los valores máximos relativos entre ambos canales, a los que ha sido sometido el panel sándwich. Además, se ha

incorporado un resumen con los valores medios obtenidos a partir de las tres simulaciones realizadas.

3.4. RESULTADOS

Tras el procesamiento de los datos obtenidos en los ensayos, se generaron un total de seis gráficas por cada posición de medición, correspondientes a las magnitudes de aceleración, velocidad y desplazamiento, representadas tanto en el dominio del tiempo como en el de frecuencia. Este procedimiento se aplicó a las cuatro posiciones analizadas eligiendo el valor más significativo de las tres iteraciones por lo que resulta en un total de 24 gráficas.

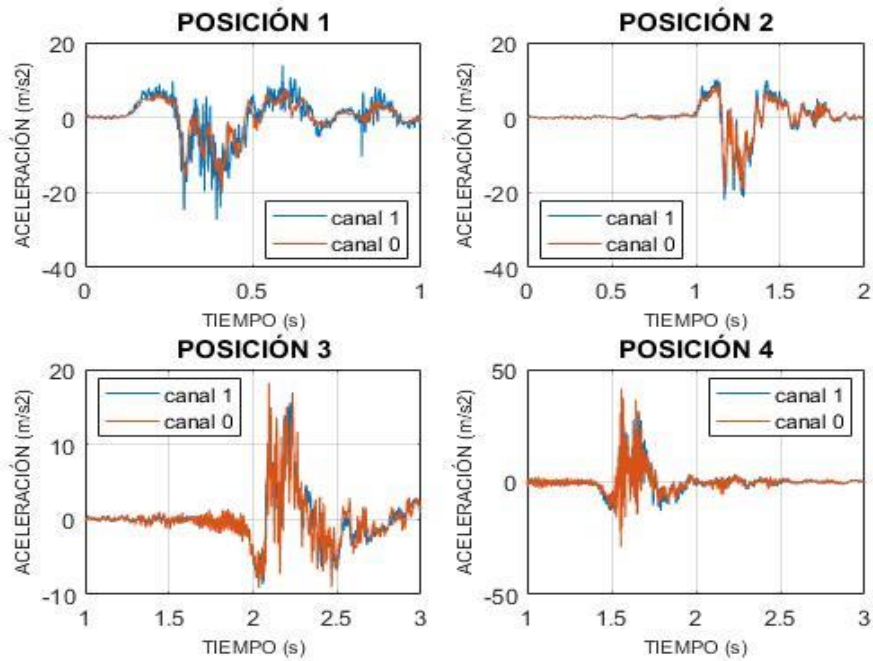
Adicionalmente, se realizó un análisis diferencial entre los valores registrados por ambos acelerómetros. Este enfoque permitió no solo obtener los valores absolutos de las magnitudes medidas, sino también determinar los valores relativos del comportamiento dinámico del panel sándwich respecto a la estructura metálica.

Las gráficas han sido organizadas en grupos de cuatro, con el objetivo de facilitar el análisis conjunto de las aceleraciones, velocidades y desplazamientos registrados en las cuatro posiciones evaluadas. Esta disposición permite comparar de forma rápida el comportamiento en cada una de las ubicaciones estudiadas.

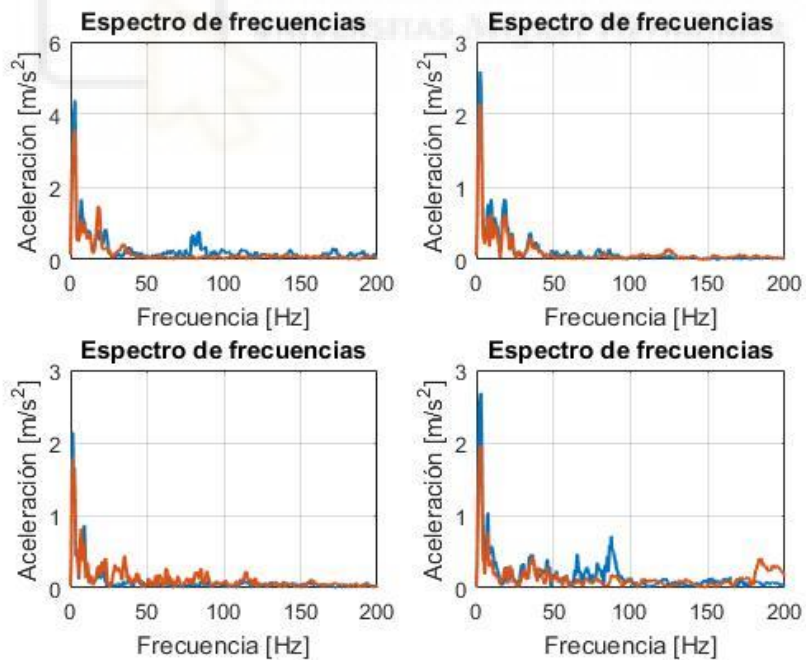
A continuación, se muestran las gráficas correspondientes a los valores obtenidos de las aceleraciones, en el dominio del tiempo, gráfica 3.11 y en el dominio de frecuencias, gráfica 3.12. Seguidamente se repite el proceso con los datos de velocidades y posiciones en los dos dominios, gráficas 3.13, 3. 14, 3.15 y 3.16 respectivamente.

De la misma forma, se muestran las gráficas correspondientes a los valores relativos que siguen el mismo formato mencionado anteriormente, corresponde a las gráficas desde la 3.17 hasta la gráfica 3.22.

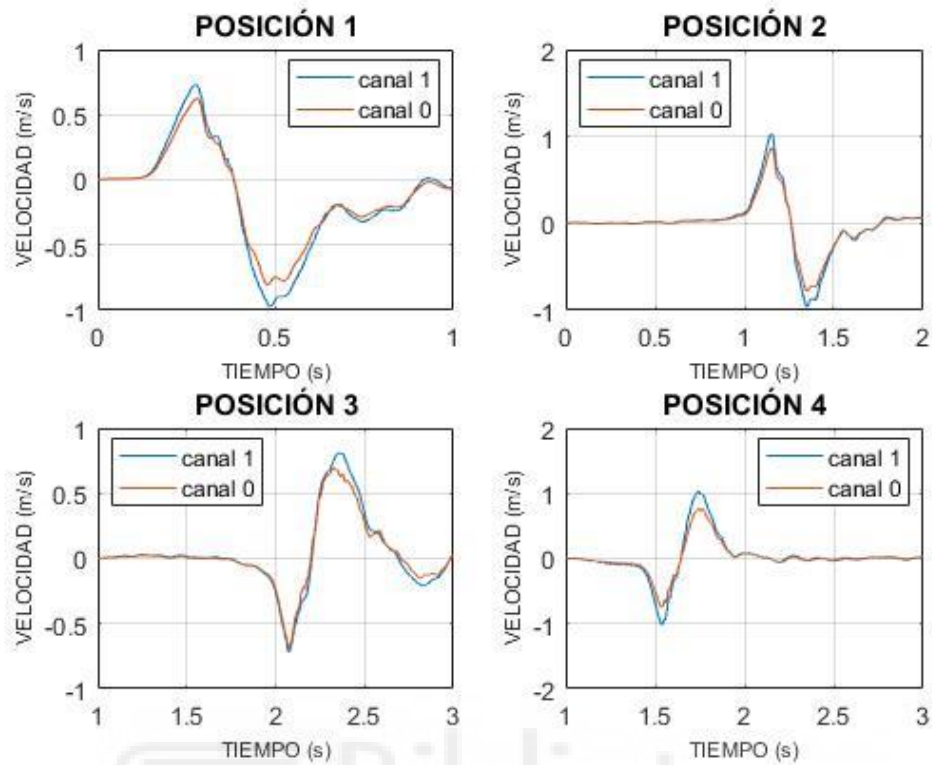
Finalmente se muestra en tablas todos los valores relativos, correspondientes a las diferencias entre los valores obtenidos en ambos canales, los cuales han sido recogidos en los tres ensayos. Para así obtener los datos necesarios para simular en el ensayo en el banco de pruebas.

ACELERACIÓN

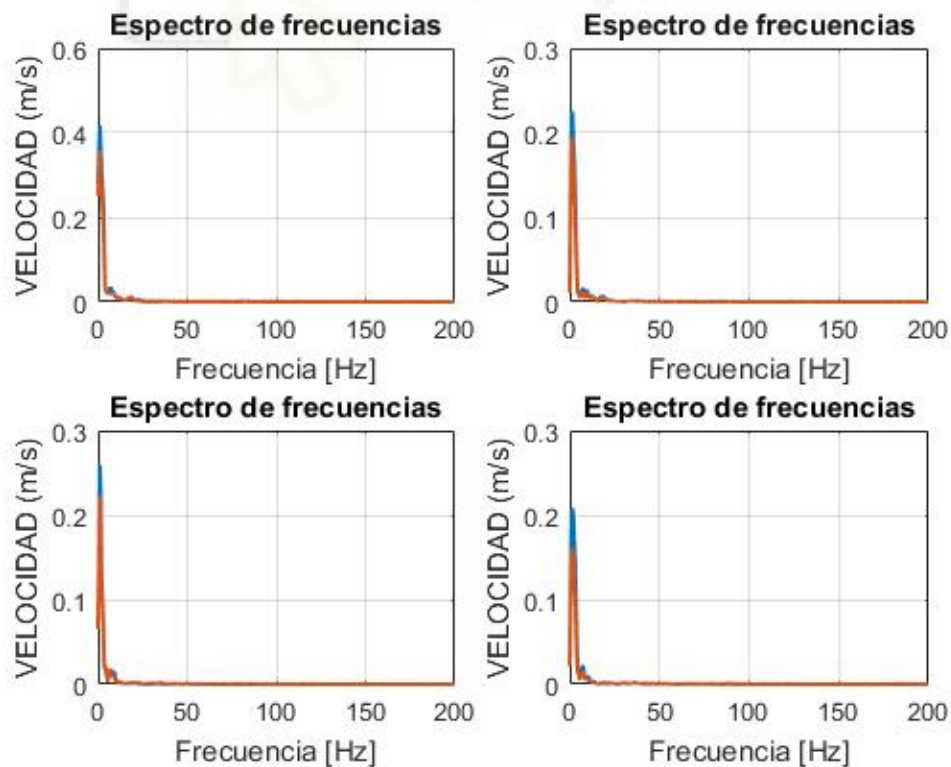
GRÁFICA 3.11 ACELERACIONES ENTORNO DEL TIEMPO



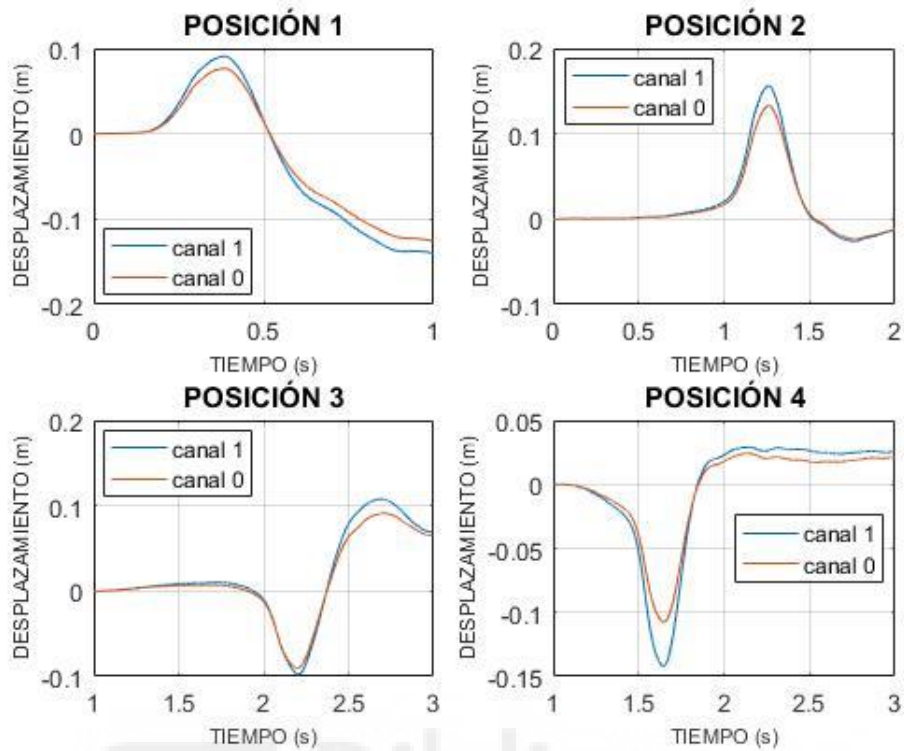
GRÁFICA 3.12 ACELERACIONES ENTORNO FRECUENCIA

VELOCIDAD

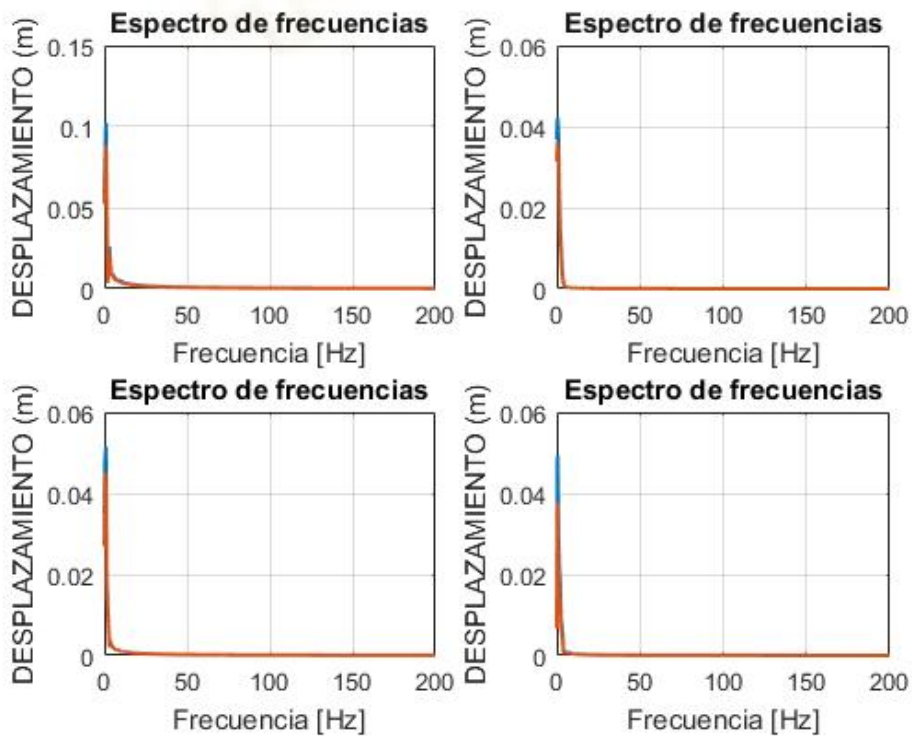
GRÁFICA 3.13 VELOCIDADES ENTORNO TIEMPO



GRÁFICA 3.14 VELOCIDADES ENTORNO FRECUENCIA

DESPLAZAMIENTO

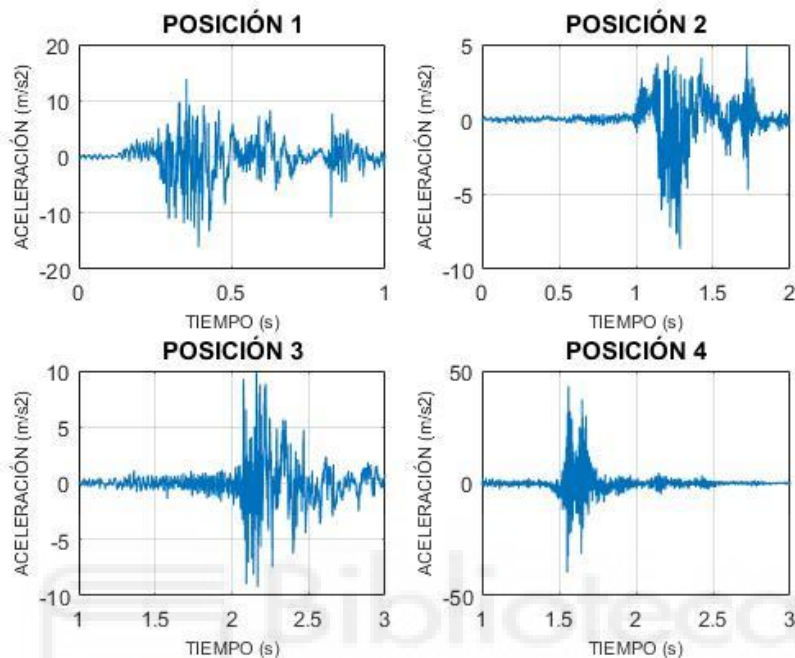
GRÁFICA 3.15 DESPLAZAMIENTO ENTORNO TIEMPO



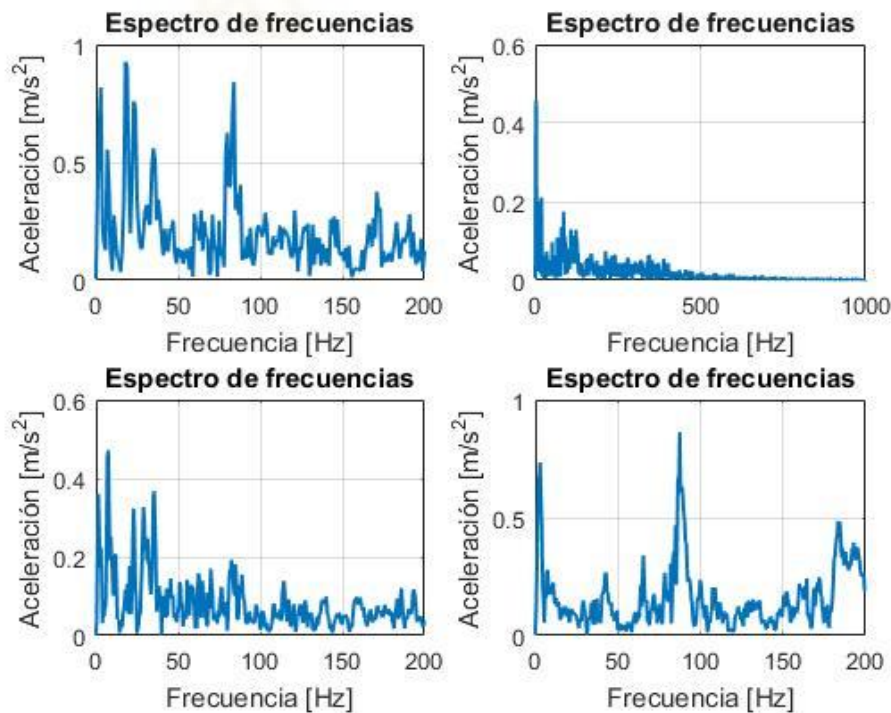
GRÁFICA 3.16 DESPLAZAMIENTO ENTORNO FRECUENCIAS

A continuación, se muestran los gráficos resultantes del procesado de los valores correspondientes a las diferencias entre ambos canales, además de la tabla correspondiente al promedio obtenidos con los valores de los tres ensayos.

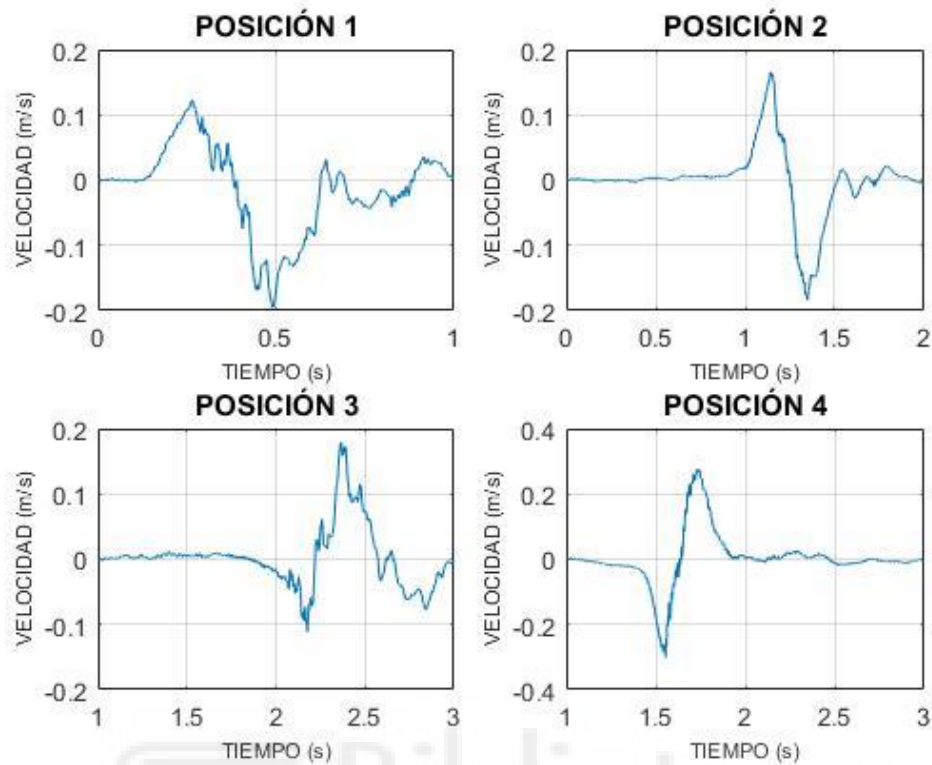
ACELERACIÓN:



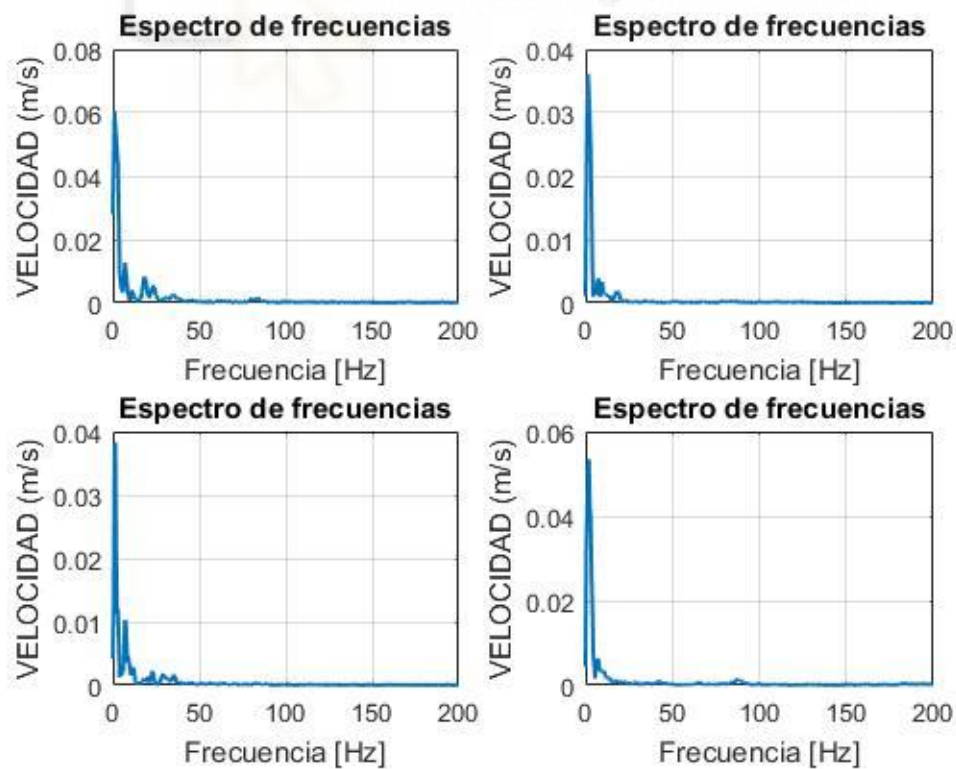
GRÁFICA 3.17 ACELERACIONES ENTORNO DEL TIEMPO



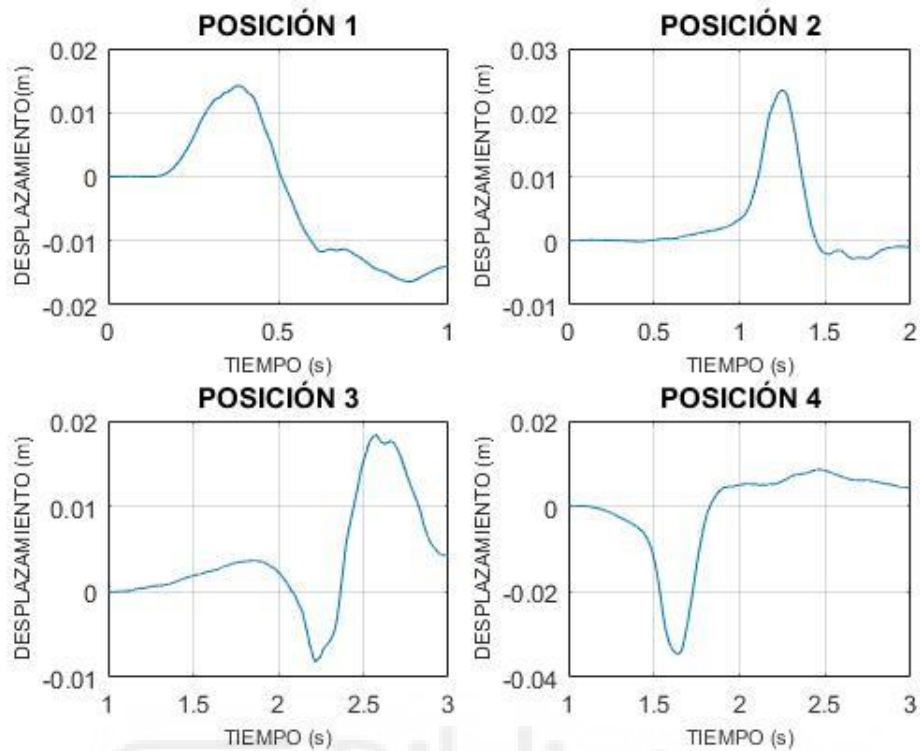
GRÁFICA 3.18 ACELERACIONES ENTORNO FRECUENCIA

VELOCIDAD:

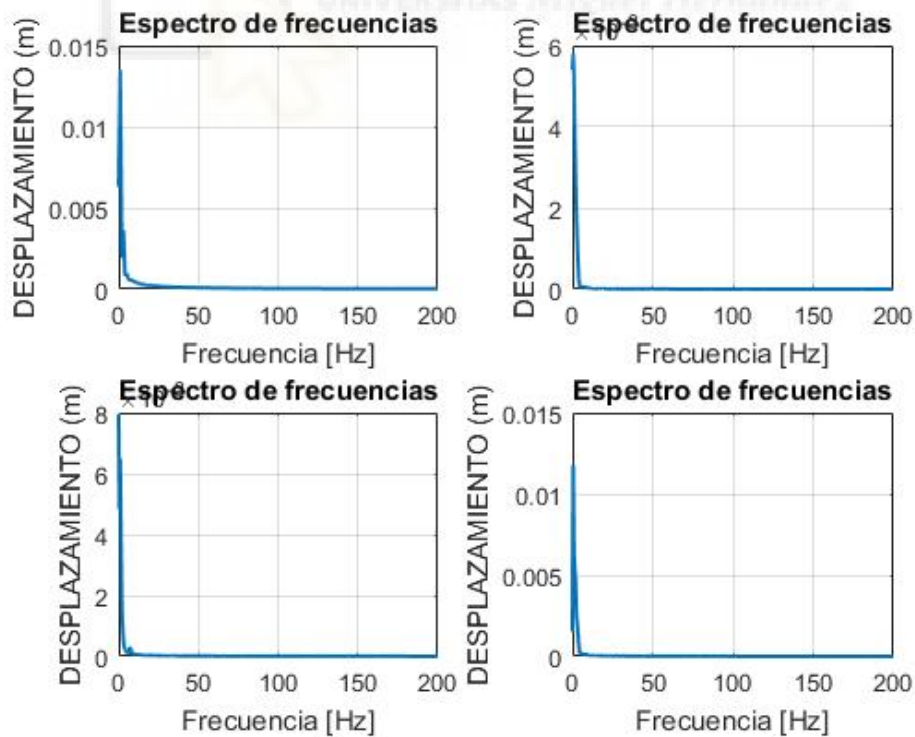
GRÁFICA 3.19 VELOCIDADES ENTORNO TIEMPO



GRÁFICA 3.20 VELOCIDADES ENTORNO FRECUENCIA

DESPLAZAMIENTO:

GRÁFICA 3.21 DESPLAZAMIENTO ENTORNO TIEMPO



GRÁFICA 3.22 DESPLAZAMIENTO ENTORNO FRECUENCIAS

A continuación, se exponen todos los valores recogidos correspondientes a la diferencia de valores entre ambos canales, comenzando con valores de aceleración en todas las posiciones, tablas de la 3.02 a la 3.05. Seguidamente, se muestran las tablas correspondientes a los valores de velocidad, tablas de la 3.06 a la 3.09 y finalmente los valores correspondientes al desplazamiento, tablas de la 3.10 a la 3.13.

ACELERACIÓN

PASO POR ESCALÓN (ACELERACIÓN) - POSICIÓN 1				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,9268	18	16,105	0,391
ENSAYO 2	0,3776	18,74	17,5114	2,015
ENSAYO 3	1,197	7,247	13,9001	1,446

TABLA 3.02 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 1

PASO POR ESCALÓN (ACELERACIÓN) - POSICIÓN 2				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,2108	18,500	8,634	1,286
ENSAYO 2	0,4358	18,300	9,2607	2,05
ENSAYO 3	0,4007	9,997	7,9183	1,643

TABLA 3.03 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 2

PASO POR ESCALÓN (ACELERACIÓN) - POSICIÓN 3				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,4715	7,496	9,8967	2,16
ENSAYO 2	0,3484	6,998	13,6347	1,322
ENSAYO 3	0,4007	11,33	16,9821	1,206

TABLA 3.04 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 3

PASO POR ESCALÓN (ACELERACIÓN) - POSICIÓN 4				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,8629	87,46	43,2328	0,562
ENSAYO 2	0,4954	85,97	48,0108	1,223
ENSAYO 3	0,6985	86,3	57,4882	0,4575

TABLA 3.05 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 4

VELOCIDAD:

PASO POR ESCALÓN (VELOCIDAD) - POSICIÓN 1				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,06037	1	0,1951	0,496
ENSAYO 2	0,01633	1,25	0,1942	2,148
ENSAYO 3	0,2149	1,25	0,1575	1,571

TABLA 3.06 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 1

PASO POR ESCALÓN (VELOCIDAD) - POSICIÓN 2				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,03615	1,5	0,1839	1,347
ENSAYO 2	0,03822	1,5	0,2265	2,84
ENSAYO 3	0,02897	1,5	0,1429	1,712

TABLA 3.07 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 2

PASO POR ESCALÓN (VELOCIDAD) - POSICIÓN 3				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,03828	1,499	0,1789	2,365
ENSAYO 2	0,04092	1,333	0,1837	1,566
ENSAYO 3	0,03902	1,333	0,1742	1,446

TABLA 3.08 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 3

PASO POR ESCALÓN (VELOCIDAD) - POSICIÓN 4				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,05345	1,999	0,3035	0,1554
ENSAYO 2	0,04308	1,99	0,3231	1,405
ENSAYO 3	0,03983	1,666	0,3301	0,458

TABLA 3.09 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 4

DESPLAZAMIENTO:

PASO POR ESCALÓN (POSICIÓN) - POSICIÓN 1				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,01348	1	0,0142	0,3805
ENSAYO 2	0,03307	1,25	0,02263	2,054
ENSAYO 3	0,05749	0,4998	0,02394	1,48

TABLA 3.10 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 1

PASO POR ESCALÓN (POSICIÓN) - POSICIÓN 2				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,005217	0,9997	0,0235	1,2505
ENSAYO 2	0,00221	0,997	0,006488	0,147
ENSAYO 3	0,004394	0,9997	0,02299	1,615

TABLA 3.11 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 2

PASO POR ESCALÓN (POSICIÓN) - POSICIÓN 3				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,006486	0,9995	0,0183	2,574
ENSAYO 2	0,005645	1,333	0,01312	1,752
ENSAYO 3	0,006702	1,333	0,009417	1,633

TABLA 3.12 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 3

PASO POR ESCALÓN (POSICIÓN) - POSICIÓN 4				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
ENSAYO 1	0,01175	0,4998	0,03449	1,636
ENSAYO 2	0,007615	0,997	0,03599	1,325
ENSAYO 3	0,004962	0,9997	0,03254	0,3254

TABLA 3.13 VALORES CORRESPONDIENTES A LA POSICIÓN 4

Finalmente se muestran los valores promedio de los tres ensayos en las cuatro posiciones, correspondientes a los valores de aceleración, tabla 3.14, velocidad, tabla 3.15 y desplazamiento, tabla 3.16.

ACELERACIÓN:

PASO POR ESCALÓN (ACELERACIÓN) - MEDIA				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
POSICIÓN 1	0,8338	14,66233333	15,83883333	1,284
POSICIÓN 2	0,3491	15,599	8,604333333	1,65966667
POSICIÓN 3	0,406866667	8,608	13,5045	1,56266667
POSICIÓN 4	0,6856	86,57666667	49,57726667	0,7475

TABLA 3.14 VALORES PROMEDIO DE ACCELERACIÓN

VELOCIDAD:

PASO POR ESCALÓN (VELOCIDAD) - MEDIA				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
POSICIÓN 1	0,0972	1,166666667	0,182266667	1,405
POSICIÓN 2	0,034446667	1,5	0,184433333	1,96633333
POSICIÓN 3	0,039406667	1,388333333	0,178933333	1,79233333
POSICIÓN 4	0,045453333	1,885	0,3189	0,6728

TABLA 3.15 VALORES PROMEDIO DE VELOCIDAD

DESPLAZAMIENTO:

PASO POR ESCALÓN (ACELERACIÓN) - MEDIA				
MEDIDAS	MÁXIMO EN EL ESPECTRO DE FRECUENCIA		MÁXIMO EN EL ENTORNO DEL TIEMPO	
	AMPLITUD [m]	FRECUENCIA [Hz]	AMPLITUD [m]	INSTANTE [s]
POSICIÓN 1	0,03468	0,9166	0,020256667	1,30483333
POSICIÓN 2	0,003940333	0,9988	0,017659333	1,00416667
POSICIÓN 3	0,006277667	1,221833333	0,013612333	1,98633333
POSICIÓN 4	0,008109	0,832166667	0,03434	1,09546667

TABLA 3.16 VALORES PROMEDIO DE DESPLAZAMIENTO

En los valores recogidos en la tabla 3.16, se puede observar como los valores de desplazamiento más elevados son aquellos obtenidos en la posición 4, ya que se trata de dos piezas independientes. Sin embargo, los valores más relevantes son aquellos obtenidos en las tres primeras posiciones ya que es donde se encuentran las uniones de panel sándwich. En la posición 1, aunque los valores de desplazamiento son más elevados, se ha de tener en cuenta que existe un refuerzo de aluminio, por lo que los datos tampoco hacen referencia directa al panel sándwich.

Las posiciones dos y tres, que se encuentran en la zona superior, indican que las vibraciones a las que se somete realmente el panel sándwich, y oscilan entre los 3 mm y los 6 mm. Aunque realmente la posición que simula el comportamiento de la unión es la posición 2, ya que los acelerómetros en esta posición están colocados de forma paralela a la dirección de la unión.

4. ENSAYOS EN BANCO DE PRUEBAS

Con los datos obtenidos de los ensayos en el camión se ha de tener en cuenta que, a la hora de simularlo en el banco de pruebas, uno de los extremos de la probeta estará fijo, por lo que la posición y frecuencia que realmente nos importa es la correspondiente al a diferencia entre ambos canales. Bajo esta premisa, los ensayos han sido realizados partiendo de los resultados recogidos en las últimas gráficas. Los valores utilizados para la simulación son los obtenidos en la posición dos ya que al no tener refuerzo de aluminio supone la posición con los datos más verosímiles.

4.1. INSTRUMENTACIÓN

La instrumentación utilizada en este ensayo consiste dos partes principales, por un lado, el banco de ensayos donde se realizarán las simulaciones y por otro lado la probeta a simular.

4.1.1. BANCO DE PRUEBAS

Para la realización de las simulaciones se ha optado por un banco de pruebas horizontal que cuenta con un traductor o célula de carga MICROTTEST, modelo TSC-1/20kN, una interfaz con capacidad para soportar hasta 125 kN, y un cilindro hidráulico que opera a una presión máxima de 250 bares.

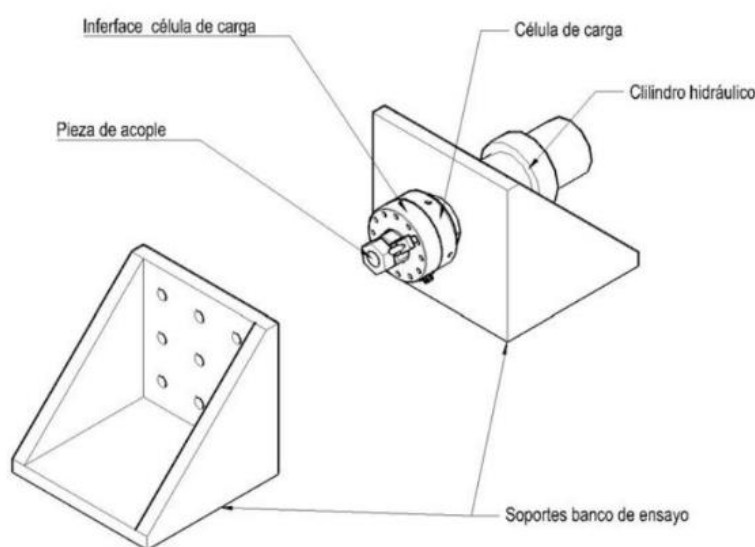


FIGURA 4.01 ESQUEMA BANCO DE PRUEBAS [21]

4.1.2. PROBETAS

Las probetas que han sido ensayadas se han diseñado para poder ser simuladas en el banco de pruebas descrito anteriormente.

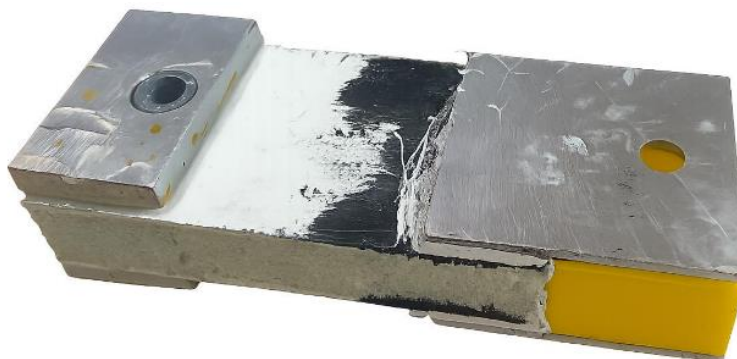


FIGURA 4.02 PROBETA

La probeta se puede dividir en dos sectores. Uno de los sectores es el que se estudia en estos ensayos y el otro está diseñado para permanecer estático y hacer de punto cero del ensayo.

El sector de la probeta a ensayar está compuesto de un panel sándwich de 17 mm de espesor, 110 mm de largo y 50 mm de ancho, unido a dos pletinas de aluminio de 2 mm de espesor, 55 mm de largo y 50 mm de ancho. A una longitud de 14 mm del borde de la probeta y centrado a lo ancho de la probeta, se ha realizado un orificio de diámetro 8 para poder introducir el pasador necesario para la sujeción al banco de pruebas.

La unión entre los dos componentes mencionados, el panel sándwich y las pletinas, se realiza mediante un cordón de adhesivo de 2 mm de espesor y 22 mm de largo. El adhesivo utilizado es el modelo Teroson MS 939. Este adhesivo es un compuesto flexible, inodoro y especialmente resistente al descolgamiento que, además, destaca por su alta versatilidad y resistencia, combinadas con una buena elasticidad, lo que le permite adaptarse a distintas superficies y absorber deformaciones sin comprometer la adherencia [VII].

Para asegurar que el espesor del adhesivo sea el correcto se ha colocado una pieza intermedia de PLA, fabricada con impresión 3D con unas dimensiones de 28 mm de largo, 21 mm de espesor y 50 mm de ancho.

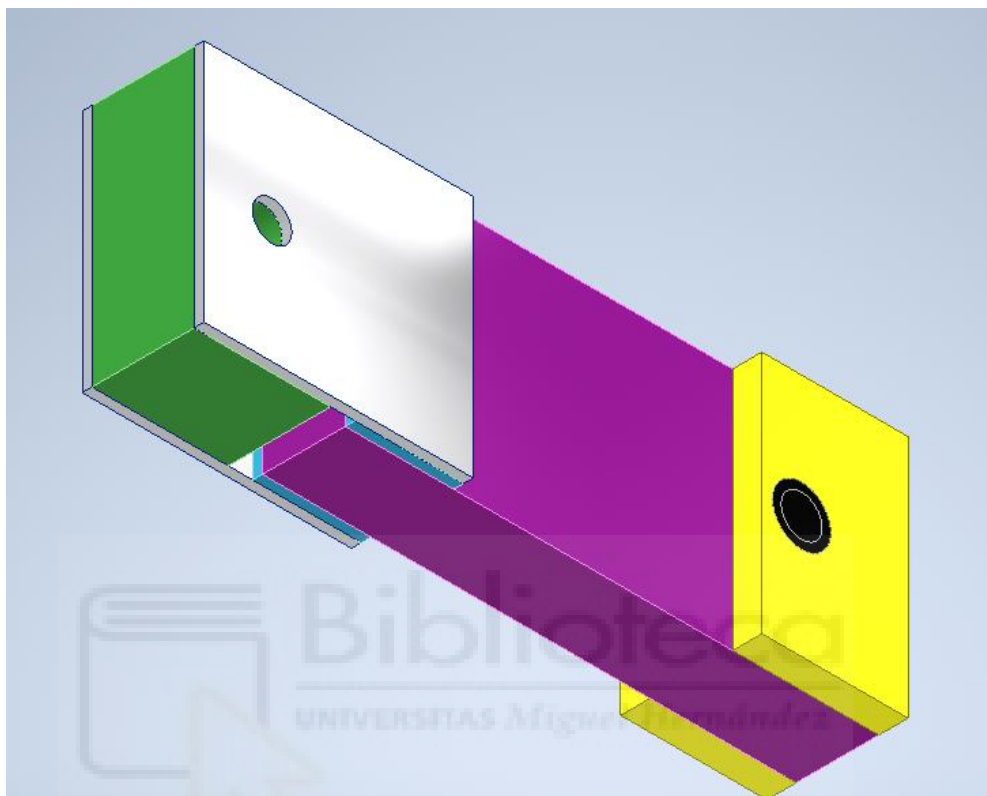


FIGURA 4.03 DISEÑO DE LA PROBETA

El sector que quedará estático está formado por el mismo panel sándwich al que han sido unidas dos pletinas de 50 mm de ancho, 30 mm de largo y 6 mm de espesor. Esta unión está formada por un adhesivo, esta vez bicomponente modelo “Araldite standar”. Además, en el centro de la pletina de aluminio se encuentra un casquillo de diámetro exterior de 12 mm con un diámetro interior de 8 mm y de profundo como el total de la probeta. Este casquillo es por donde se introducirá el pasador para fijarlo al banco de pruebas.

El adhesivo utilizado en esta parte de la probeta se trata de un bicomponente de uso general e industrial, que ofrece una alta resistencia mecánica y gran dureza. Está diseñado para unir una amplia variedad de materiales, como metales, cerámica, vidrio, caucho, plásticos rígidos y muchos otros sustratos comunes [VIII].

Para fabricar estas probetas se ha utilizado una placa de montaje para cerciorarse de que todas las probetas queden con unas dimensiones similares.

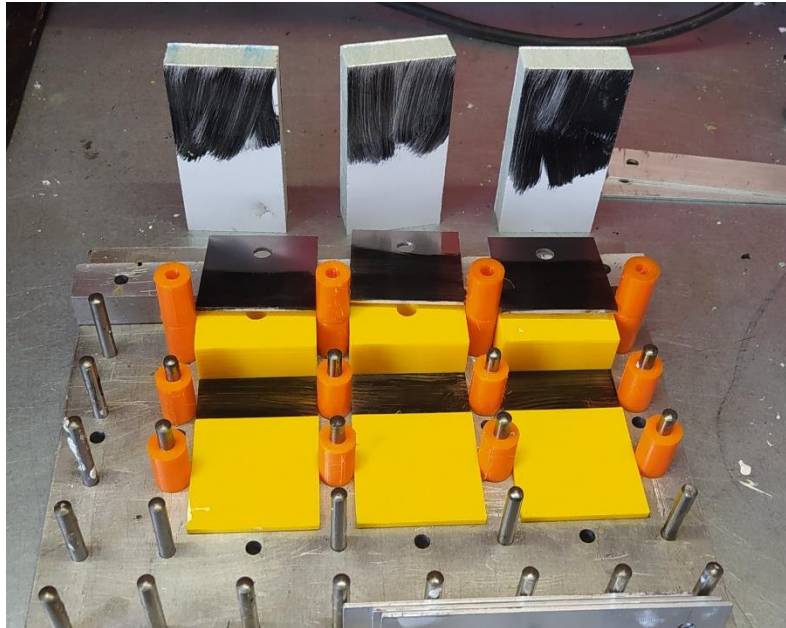


FIGURA 4.04 PLACA DE MONTAJE

Se colocan las pletinas inferiores y se procede a añadir el adhesivo. A continuación, se coloca el panel sándwich y la pieza de guía. Seguidamente se coloca un nuevo cordón de adhesivo y se añade la pletina superior.

Para que el curado del adhesivo y el espesor de este sea equitativo, se aplica peso en toda la zona donde ha sido añadido este cordón. Una vez el adhesivo ha sido curado por completo, se procede a adherir las pletinas de aluminio que conforman el otro extremo de la probeta.

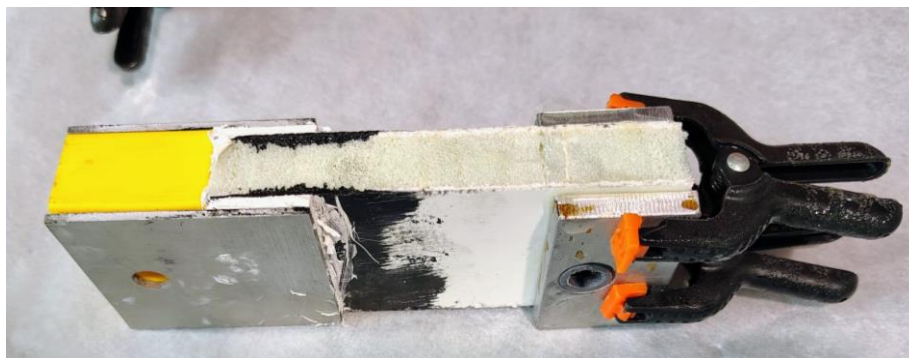


FIGURA 4.05 FABRICACIÓN DE LA PROBETA

Ha de ejercerse presión con unas pinzas plásticas de apriete hasta que el adhesivo quede completamente curado.

4.2. DESCRIPCIÓN DE ENSAYOS:

Han sido realizados dos tipos de ensayos, ensayos cuasi-estáticos y ensayos dinámicos. Primero se ha colocado una probeta en la máquina de ensayos universal y se ha realizado un ensayo de tracción cuasi-estático para conocer la máxima fuerza de rotura que son capaces de soportar las probetas con la unión en condiciones iniciales. Seguidamente se ha realizado un ensayo dinámico aplicando fuerza sobre la probeta durante una cantidad de ciclos determinada y finalmente se ha simulado esta misma probeta con un ensayo de tracción cuasi-estático para conocer la máxima fuerza de rotura que podrá soportar después del deterioro sufrido por el ensayo dinámico.

Para realizar el primer ensayo se ha colocado en el banco de pruebas la probeta y manteniendo fija una de las partes se procede a traccionar para poder analizar la fuerza máxima que será capaz de aguantar la unión.

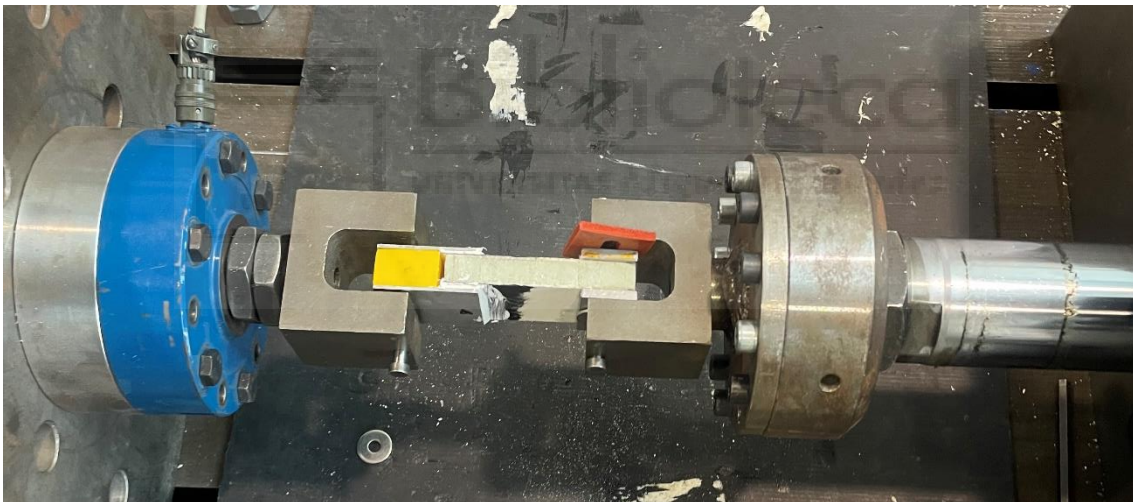


FIGURA 4.06 ENSAYO CUASI-ESTÁTICO

Para el segundo ensayo se ha configurado la máquina de ensayos universal para que simule las condiciones a las que se verá sometida la unión en un trayecto con resaltos. Las cuales han sido obtenidas en los ensayos del vehículo industrial en la posición dos, es decir, una deformación de 4 mm, partiendo de una deformación inicial de 1mm, que resulta en una amplitud de 1,5 mm, que ha sido simulada durante 7200 ciclos.

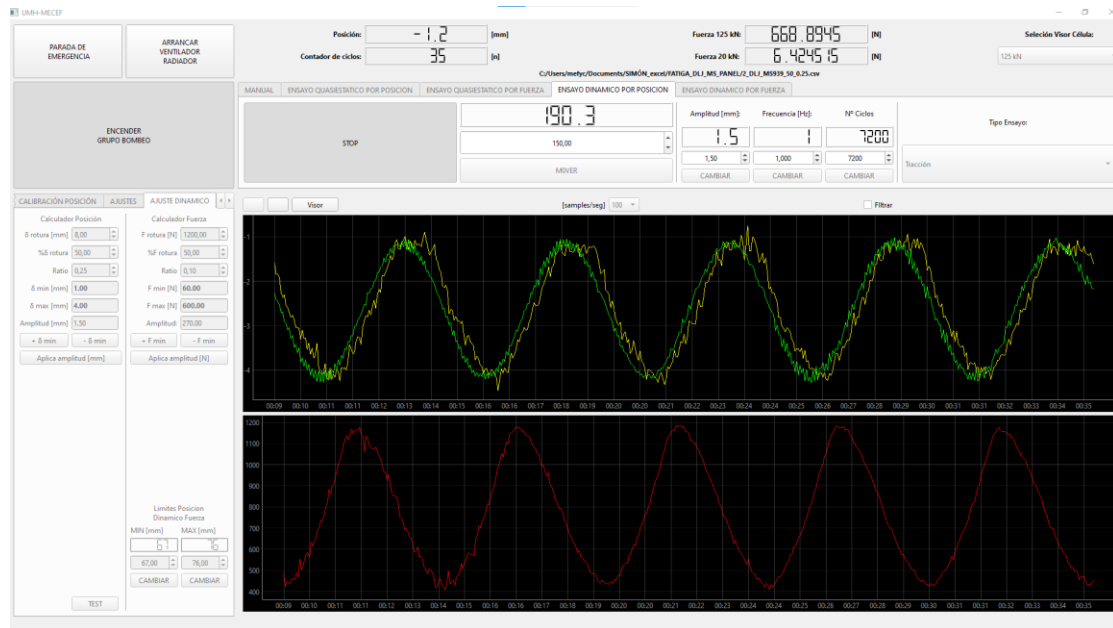


FIGURA 4.07 CONFIGURACIÓN DEL ENSAYO

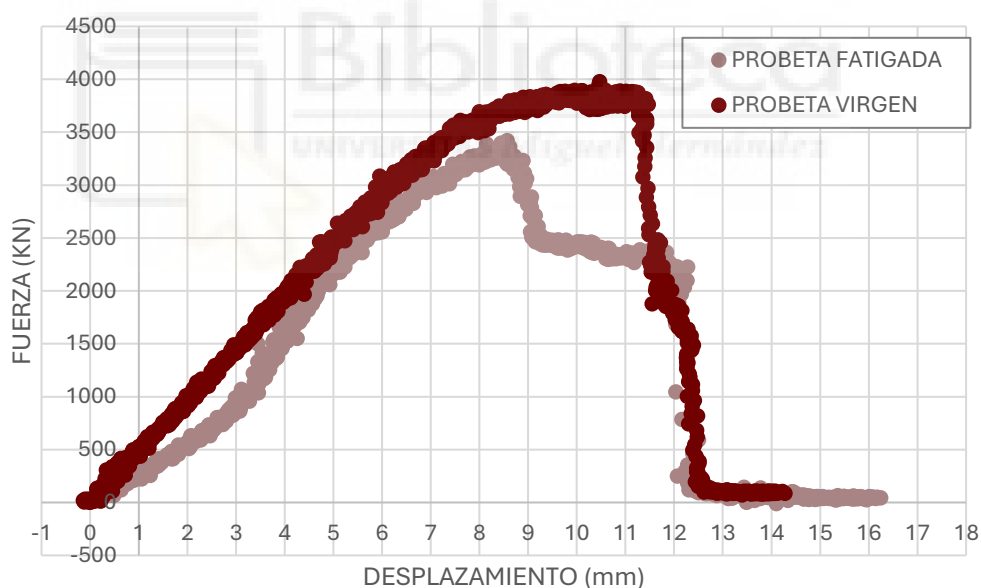
Finalmente, para el último ensayo se ha vuelto a realizar un ensayo cuasi estático similar al descrito anteriormente en el que se determinará la nueva fuerza máxima que es capaz de soportar la unión viendo así su deterioro.

4.3. RESULTADOS

Todos los ensayos realizados en el banco de pruebas han sido repetidos un total de cinco veces y los valores que se muestran a continuación son una media de estos.

Al realizar los ensayos el software exporta ficheros .csv donde guarda los datos obtenidos en el ensayo. Dichos datos han sido tratados obteniendo gráficas de los valores más relevantes de cada uno de los ensayos.

Primero se han cogido los datos obtenidos en los ensayos cuasi-estáticos y se ha realizado la gráfica 4.01. En ella se muestra en el color más claro los valores de fuerza máxima correspondientes a la probeta en condiciones iniciales y en color oscuro los valores correspondientes a la probeta que ha sido fatigada al someterse al ensayo dinámico.

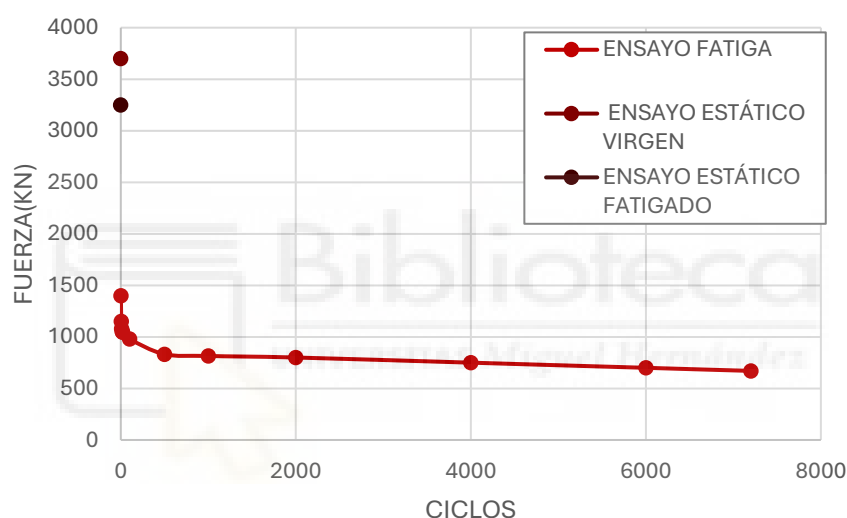


GRÁFICA 4.01 ENSAYOS DE TRACCIÓN

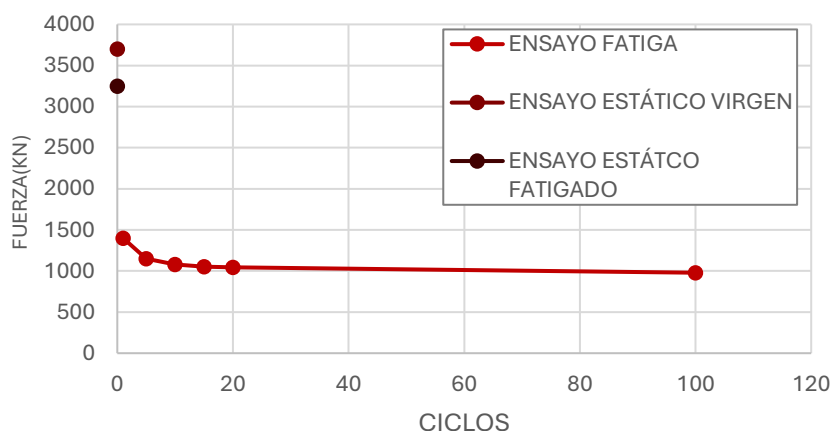
En la gráfica 4.01 se muestra como al fatigarse la probeta es capaz de aguantar menos ciclos. Mientras que la probeta en condiciones iniciales era capaz de aguantar hasta los 8 mm de desplazamiento hasta entrar en la zona plástica y sufrir una rotura total a los 11 mm, la probeta fatigada solo es capaz de aguantar hasta los 8 mm donde rompe totalmente.

Además, en la gráfica se puede observar que la probeta que ha sido fatigada con desplazamientos de 4 mm, hasta que llega a una deformación de más de 4mm, muestra valores indicativos de una mayor rigidez.

Asimismo, se ha realizado otra gráfica, grafica 4.02 donde se muestran los valores del ensayo dinámico. A la hora de realizarla se han elegido doce puntos relevantes correspondientes a distintos ciclos, en la gráfica también se puede observar los máximos de rotura de los ensayos de tracción estática de cada una de las probetas. Para poder ver los valores con mayor claridad se ha realizado la gráfica 4.03 que se trata de una gráfica similar en la que la única diferencia es que solo se han graficado los valores hasta el ciclo número 100.



GRÁFICA 4.02 ENSAYO DINÁMICO DE FATIGA



GRÁFICA 4.03 ENSAYO DINÁMICO DE FATIGA

Las gráficas 4.02 y 4.03 muestran que para una deformación de 4 mm inicialmente son necesarios cerca de 1500 KN de fuerza, sin embargo, a medida que pasan los ciclos cada vez es necesario un menor nivel de fuerza.

La importancia de la gráfica 4.03 reside en que, inicialmente, se puede observar como el nivel de fuerza necesario cae de manera brusca durante los 20 primeros ciclos, una vez pasa este ciclo los valores se estabilizan hasta que existiera una rotura, aunque en este ensayo se han simulado 7200 ciclos.

Con estos valores es razonable deducir la posible existencia de un deterioro debido a las vibraciones que sufren las uniones al circular por distintos obstáculos. Teniendo en cuenta los valores mostrados en la gráfica 4.01 podemos afirmar que la probeta fatigada ha disminuido la fuerza máxima que es capaz de soportar antes de la rotura de 3700 KN a 3250 KN lo que supone una disminución de aproximadamente un 12,16%.

No obstante, aunque los resultados obtenidos aportan información sobre el posible deterioro, para que estos datos fueran concluyentes sería recomendable ampliar la base de ensayos y profundizar en el estudio para obtener conclusiones más sólidas y generalizables.

5.CONCLUSIONES

A continuación se exponen los resultados del análisis experimental de las vibraciones en ciertos puntos concretos de los vehículos, que se deben a irregularidades en la calzada o a obstáculos intencionados. Este análisis se ha realizado tanto en automóviles como en vehículos industriales. Para ello, se ha realizado un diagrama de bloques en el software de programación de Labview que permite analizar a través de acelerómetros y generar ficheros para guardar los valores de las vibraciones a las que son sometidos dichos vehículos. Posteriormente, se ha realizado simulaciones en dos modelos de automóviles distintos, que proporcionó ciertos datos sobre cada uno de ellos. Más tarde se realizaron ensayos en un vehículo industrial dotado de la unión a estudiar, analizando cuatro posiciones de la zona de carga del vehículo pesado.

A continuación, los datos obtenidos en los ensayos del vehículo pesado se exportaron al software de Matlab donde fueron tratados, integrados y graficados. Una vez estos datos fueron procesados se pasó a analizarlos en el laboratorio a través de un banco de pruebas. Gracias, tanto a las medidas experimentales como a los resultados obtenidos en el laboratorio al simular estas medidas, pueden exponerse algunas conclusiones:

Por un lado, respecto a los datos obtenidos experimentalmente en el vehículo industrial, las uniones con unos mayores valores de deformaciones corresponden a la posición cuatro que se ubica en la zona inferior del habitáculo de carga, tal y como se muestra en la gráfica 3.22. Sin embargo, los valores con mayor relevancia son los obtenidos en la posición dos, ya que se trata de los valores a los que se verá sometida la unión adhesiva, como también se puede observar en la gráfica 3.22, en la que se muestra la deformación relativa entre ambas partes de la unión adhesiva. Estos datos extraídos serán la base de las simulaciones en el laboratorio.

Por otro lado, los ensayos realizados en el laboratorio con los parámetros obtenidos de manera experimental en las mediciones realizadas en el vehículo industrial, recogidas en la tabla 3.16, indican que podría existir un deterioro de las uniones. Partiendo de la deformación media de 4 mm obtenida en la posición dos de los ensayos efectuados en el vehículo industrial, se simularon en el banco

de ensayos deformaciones continuas de la misma amplitud que supusieron un deterioro de hasta un 12,16% tal y como se muestra en la gráfica 4.01.

Las mediciones actuales permiten efectuar un primer análisis del deterioro de estas uniones. Sin embargo, es necesario la realización de una mayor cantidad de ensayos en el banco de pruebas para continuar esta línea de investigación con el objetivo de optimizar estas uniones adhesivas.

En resumen, los datos obtenidos en este estudio servirán como base para futuros ensayos, cuya finalidad será la optimización de la vida útil de las uniones adhesivas de las cajas de carga presentes en los vehículos industriales de carrocería ligera.



6. BIBLIOGRAFIA

- [1]. FEI LU, YUTAKA ISHIKAWA, TAKEO SHIINA, TAKAAKI SATAKE «Analysis of shock and vibration in truck transport in Japan», *Packaging Technology and Science*, 479-488, (2008).
- [2]. GAITÁN ÁVILA, LUISA FERNANDA, ALZATE RAMÍREZ, JEINSON EDUARDO «Análisis de las vibraciones en el cuerpo transmitidas por vehículos y maquinaria pesada a los operadores de transportes Montejo», *Universidad ECCI*, (2019).
- [3]. IDEARA, SL, «Vibraciones mecánicas. Factores relacionados con la fuente y medidas de control», (2014).
- [4]. WOJCIECH SZCZYPINSKI-SALA, MATEUSSZ HANKUS, ADAM KOT «The Evaluation of Vehicle Vibrations Excited with a Test Plate during Technical Inspection of Vehicle Suspension», *Faculty of Mechanical Engineering, Cracow University of Technology*, 14-15 (2023).
- [5]. MATTHEW JAMES LAMB, VINCENT ROUILLARD «On the parameters that influence road vehicles vibration levels», *Packing Technology and Science*. 17-22 (2021).
- [6]. JONGMIN PARK, SANGIL CHOI AND HYUN MO JUNG «Measurement and Analysis of Vibration Levels for Truck Transport Environment in Korea», *Department of Bio-industrial Machinery Engineering, Pusan National University*, 2-17 (2020).
- [7]. VEGA GALARZA, DAVID MAURICIO «Análisis y diagnóstico de vibraciones en vehículos livianos de combustión interna», 34-84 (2014).
- [8]. ZHENG FENG YAN, HANGSHENG LI, HAIRUI LEI, MAOQING XIE, LEIGANG WANG «Study of the Judder Characteristics of Friction Material for an Automobile Clutch and Test Verification», *Chinese Journal of Mechanical Engineering* (2023).

- [9]. CHENGYUN SU, SHUHAN WANG, YANFANG LIU, PENG DONG, AND XIANGYANG XU «Coupled vibrations of a drive system during automatic transmission», *Advances in Mechanical Engineering*, 8-10 (2019).
- [10]. QIUHUAN MA, YAN WANG «Fault diagnosis and analysis of hydraulic brake based on friction vibration signal», *Qingdao Institute of Technology*, Qingdao, China, 8-11 (2023)
- [11]. AMR.M. RABIA, NOUVY M. GHAZALY, M.M. SALEM, ALI.M.ABD-EL-TAWWAB, «Experimental studies of automotive disc brake noise and vibration», *Automotive and Tractor Eng. Dept.*, Minia University, (2013).
- [12]. ZHE WANG, ORCID, XIAOJUN ZHOU, CHENLONG YANG, ZHAOMENG CHEN, XUELEI WU «An Experimental Study on Hysteresis Characteristics of a Pneumatic Braking System for a Multi-Axle Heavy Vehicle in Emergency Braking Situations», *State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems*, Zhejiang University ,3-16 (2017).
- [13]. ZDZISŁAW HRYCIÓW, ANDRZEJ WIŚNIEWSKI, PIOTR RYBAK, TOMASZ TARNOŹEK «Assessment of the effect of passenger car wheel unbalance on driving comfort», *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji* Vol. 94, No. 4, (2021).
- [14]. SEYED HADI BAYAT, MOHAMMAD ZEHSAB «Static and Dynamic Analysis of the Factors Affecting the Fatigue Life of Heavy Truck Chassis Structure», *International Journal of Current Engineering and Technology*, Vol.7, No.6, 7-9 (2017).
- [15]. JAYAKAUMAR M, DHANDAPANI NV «Study of literature review on an automotive vehicle chassis structure vibration analysis and fatigue life by finite element method», *Department of Mechanical Engineering*, Suguna College of Engineering, Coimbatore, Tamil Nadu, India, (2021).
- [16]. NITISAK NUMANOY, KONTORN CHAMNIPRASART Y JIRAPHON SRISERTPOL «Enhancing the Performance and Durability of Commercial Vehicle Cargo Box Frames through Modal Analysis», *Department of Mechanical*

Engineering, Faculty of Engineering and Technology, Rajamangala University of Technology Isan, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand, (2023).

[17]. FRANCISCO J. SIMÓN PORTILLO, MIGUEL SÁNCHEZ LOZANO, DAVID ABELLÁN LÓPEZ Y OSCAR CUADRADO SEMPERE «Estudio del comportamiento ante cargas combinadas de uniones adhesivas de doble banda entre perfiles de aluminio y paneles sándwich», Universidad Miguel Hernández.

[18]. C.L. RANATHUNGA, H.H.E. JAYAWEERA, S.K.K. SURAWEERA, S.C. WATTAGE, K.K.D.L.RUVINDA,T.R.ARIYARATNE, «Vibration effects in vehicular road transportation», Institute of Physics – Sri Lanka ,9-16, (2010).

[19]. ANGÉLICA DEL VALLE MORENO, JORGE TERÁN GUILLÉN Y FRANCISCO JAVIER CARRIÓN VIRAMONTES «Efecto de la rugosidad de las carreteras en el daño a vehículos», Instituto Mexicano del Transporte, 5-31, (2000).

[20]. ALEKSANDER GRM, MILAN BATISTA «Vehicle Aerodynamic Stability Analysis under High Crosswinds», Journal of Mechanical Engineering,191-194, (2017).

[21]. D. JORDI GONZÁLEZ LLORCA «Estudio del comportamiento aerodinámico de elementos deflectores en semirremolques», Universitat Politècnica de València Escola Politècnica Superior d'Alcoi, 36-45, (2016).

[22]. RAMÓN BERENGUER PRIETO «Optimización y mejora de una carrocería tipo caja cerrada aligerada y reciclable», Universidad Miguel Hernández,40, (2021).

7.WEBGRAFÍA

[I]. Página web de ICEX – España Exportación e Inversiones: <https://www.investinspain.org/content/icex-invest/es/sectors/transport.html>

[II]. Página web de pcb: <https://www.pcb.com/products?m=601A01>

[III]. Página web de National Instruments: <https://www.ni.com/es-es/support/model.ni9233.html?srsId=AfmBOoqBMRWrNlvuhIJgzgfcdkYxGnyGsFnMlkj7P4VTeMAgUJFeB->

[IV]. Página web de National Instruments: <https://www.ni.com/es-es/support/model.usb-9162.html>

[V]. Página web de Labview: https://www.ni.com/es/shop/labview.html?srsId=AfmBOoppSM-lroDtBSs8-VUGZ_hPKN_Olt8SA7oxjQWT3tep4rz545pX

[VI]. Página web de Matlab: <https://es.mathworks.com/discovery/what-is-matlab.html>

[VII]. Página web de *Henkel adhesives*: https://www.henkel-adhesives.com/es-es/producto/flexible-sealants/teroson_ms_9390.html

[VIII]. Página web de Ceys: <https://mundoceys.com/buscar/Araldite>

8. ANEXOS

8.1. SCRIPT DE PROCESAMIENTO E INTEGRACIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES

Script para el procesamiento de los datos de medidas experimentales y simulaciones para su integración y la obtención de gráficas.

```
t=p1e2(:,1);

FS=2000;
dt=1/FS;
%CORREGIR EL OFFSET DE LOS VALORES IMPORTADOS
ap1e_c1=(-p1e3(:,2)-mean(-p1e3(5*FS:8*FS,2)))*9.81;
ap1e_c0=(p1e3(:,3)-mean(p1e3(5*FS:8*FS,3)))*9.81;
ap2e_c1=(p2e1(:,2)-mean(p2e1(4*FS:8*FS,2)))*9.81;
ap2e_c0=(p2e1(:,3)-mean(p2e1(4*FS:8*FS,3)))*9.81;
ap3e_c1=(p3e1(:,2)-mean(p3e1(4*FS:8*FS,2)))*9.81;
ap3e_c0=(p3e1(:,3)-mean(p3e1(4*FS:8*FS,3)))*9.81;
ap4e_c1=(p4e1(:,2)-mean(p4e1(4*FS:8*FS,2)))*9.81;
ap4e_c0=(p4e1(:,3)-mean(p4e1(4*FS:8*FS,3)))*9.81;

% RECORTAR LOS VALORES PARA OBTENER DATOS RELEVANTES
ap1e_c1A=ap1e_c1(1:1*FS);
ap1e_c0A=ap1e_c0(1:1*FS);
ap2e_c1A=ap2e_c1(1:2*FS);
ap2e_c0A=ap2e_c0(1:2*FS);
ap3e_c1A=ap3e_c1(1*FS:3*FS);
ap3e_c0A=ap3e_c0(1*FS:3*FS);
ap4e_c1A=ap4e_c1(1*FS:3*FS);
ap4e_c0A=ap4e_c0(1*FS:3*FS);

% GRÁFICAS RELATIVAS A LA ACELERACIÓN
subplot(2,2,1)
plot(t(1:1*FS),ap1e_c1A)
legend('canal 0')
grid on
hold on
plot(t(1:1*FS),ap1e_c0A)
legend('canal 1','canal 0','location','best')
title('POSICIÓN 1')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('ACELERACIÓN (m/s2)','FontSize',8)

subplot(2,2,2)
plot(t(1:2*FS),ap2e_c1A)
grid on
hold on
plot(t(1:2*FS),ap2e_c0A)
legend('canal 1','canal 0','location','best')
title('POSICIÓN 2')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('ACELERACIÓN (m/s2)','FontSize',8)
```

```

subplot(2,2,3)
plot(t(1*FS:3*FS),ap3e_c1A)
grid on
hold on
plot(t(1*FS:3*FS),ap3e_c0A)
legend('canal 1','canal 0','location','best')
title('POSICIÓN 3')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('ACELERACIÓN (m/s2)','FontSize',8)

subplot(2,2,4)
plot(t(1*FS:3*FS),ap4e_c1A)
grid on
hold on
plot(t(1*FS:3*FS),ap4e_c0A)
legend('canal 1','canal 0','location','best')
title('POSICIÓN 4')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('ACELERACIÓN (m/s2)','FontSize',8)

% INTEGRACIÓN DE LOS VALORES PARA OBTENER VALORES DE VELOCIDAD
vp1e_c1=cumtrapz(ap1e_c1A)*dt;
vp1e_c0=cumtrapz(ap1e_c0A)*dt;
vp2e_c1=cumtrapz(ap2e_c1A)*dt;
vp2e_c0=cumtrapz(ap2e_c0A)*dt;
vp3e_c1=cumtrapz(ap3e_c1A)*dt;
vp3e_c0=cumtrapz(ap3e_c0A)*dt;
vp4e_c1=cumtrapz(ap4e_c1A)*dt;
vp4e_c0=cumtrapz(ap4e_c0A)*dt;

% GRÁFICAS RELATIVAS A VELOCIDAD
figure
subplot(2,2,1)
plot(t(1:1*FS),vp1e_c1)
grid on
hold on
plot(t(1:1*FS),vp1e_c0)
legend('canal 1','canal 0','location','best')
title('POSICIÓN 1')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('VELOCIDAD (m/s)','FontSize',8)

subplot(2,2,2)
plot(t(1:2*FS),vp2e_c1)
grid on
hold on
plot(t(1:2*FS),vp2e_c0)
legend('canal 1','canal 0','location','best')
title('POSICIÓN 2')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('VELOCIDAD (m/s)','FontSize',8)

subplot(2,2,3)
plot(t(1*FS:3*FS),vp3e_c1)
grid on
hold on
plot(t(1*FS:3*FS),vp3e_c0)

```

```

legend ('canal 1','canal 0', 'location','best')
title('POSICIÓN 3')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)','FontSize',8)

subplot(2,2,4)
plot(t(1*FS:3*FS),vp4e_c1)
grid on
hold on
plot(t(1*FS:3*FS),vp4e_c0)
legend ('canal 1','canal 0', 'location','best')
title('POSICIÓN 4')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)','FontSize',8)

%INTEGRACION DE LOS VALORES PARA OBTENER VALORES DE POSICIÓN
sp1e_c1=cumtrapz(vp1e_c1)*dt;
sp1e_c0=cumtrapz(vp1e_c0)*dt;
sp2e_c1=cumtrapz(vp2e_c1)*dt;
sp2e_c0=cumtrapz(vp2e_c0)*dt;
sp3e_c1=cumtrapz(vp3e_c1)*dt;
sp3e_c0=cumtrapz(vp3e_c0)*dt;
sp4e_c1=cumtrapz(vp4e_c1)*dt;
sp4e_c0=cumtrapz(vp4e_c0)*dt;

%PASAMOS A GRÁFICAS DE POSICIÓN
figure

subplot(2,2,1)
plot(t(1:1*FS),sp1e_c1)
grid on
hold on
plot(t(1:1*FS),sp1e_c0)
legend ('canal 1','canal 0', 'location','best')
title('POSICIÓN 1')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m)','FontSize',8)

subplot(2,2,2)
plot(t(1:2*FS),sp2e_c1)
grid on
hold on
plot(t(1:2*FS),sp2e_c0)
legend ('canal 1','canal 0', 'location','best')
title('POSICIÓN 2')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m)','FontSize',8)

subplot(2,2,3)
plot(t(1*FS:3*FS),sp3e_c1)
grid on
hold on
plot(t(1*FS:3*FS),sp3e_c0)
legend ('canal 1','canal 0', 'location','best')
title('POSICIÓN 3')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m)','FontSize',8)

subplot(2,2,4)

```

```

plot(t(1*FS:3*FS),sp4e_c1)
grid on
hold on
plot(t(1*FS:3*FS),sp4e_c0)
legend('canal 1','canal 0','location','best')
title('POSICIÓN 4')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('DESPLAZAMIENTO (m)','FontSize',8)

%INTERESA REALMENTE LA DIFERENCIA ENTRE AMBOS CANALES
%DIFERENCIA DE ACELERACIONES
figure
difap1e= ap1e_c1A-ap1e_c0A;
subplot(2,2,1)
plot(t(1:1*FS),difap1e)
grid on
title('POSICIÓN 1')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('ACELERACIÓN (m/s2)','FontSize',8)

difap2e= ap2e_c1A-ap2e_c0A;
subplot(2,2,2)
plot(t(1:2*FS),difap2e)
grid on
title('POSICIÓN 2')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('ACELERACIÓN (m/s2)','FontSize',8)

difap3e= ap3e_c1A-ap3e_c0A;
subplot(2,2,3)
plot(t(1*FS:3*FS),difap3e)
title('POSICIÓN 3')
grid on
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('ACELERACIÓN (m/s2)','FontSize',8)

difap4e= ap4e_c1A-ap4e_c0A;
subplot(2,2,4)
plot(t(1*FS:3*FS),difap4e)
grid on
title('POSICIÓN 4')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('ACELERACIÓN (m/s2)','FontSize',8)

%DIFERENCIA DE VELOCIDADES
figure
subplot(2,2,1)
difvp1e= vp1e_c1-vp1e_c0;
subplot(2,2,1)
plot(t(1:1*FS),difvp1e)
grid on
title('POSICIÓN 1')
xlabel('TIEMPO (s)','FontSize',8)
ylabel('VELOCIDAD (m/s)','FontSize',8)

subplot(2,2,2)
difvp2e= vp2e_c1-vp2e_c0;
plot(t(1:2*FS),difvp2e)
grid on
title('POSICIÓN 2')

```

```

xlabel('TIEMPO (s)', 'FontSize', 8)
ylabel('VELOCIDAD (m/s)', 'FontSize', 8)

subplot(2,2,3)
difvp3e= vp3e_c1-vp3e_c0;
plot(t(1*FS:3*FS), difvp3e)
grid on
title('POSICIÓN 3')
xlabel('TIEMPO (s)', 'FontSize', 8)
ylabel('VELOCIDAD (m/s)', 'FontSize', 8)

subplot(2,2,4)
difvp4e= vp4e_c1-vp4e_c0;
plot(t(1*FS:3*FS), difvp4e)
grid on
title('POSICIÓN 4')
xlabel('TIEMPO (s)', 'FontSize', 8)
ylabel('VELOCIDAD (m/s)', 'FontSize', 8)

%DIFERENCIA DE DESPLAZAMIENTOS
figure
subplot(2,2,1)
difsp1e= sp1e_c1-sp1e_c0;
subplot(2,2,1)
plot(t(1:1*FS), difsp1e)
grid on
title('POSICIÓN 1')
xlabel('TIEMPO (s)', 'FontSize', 8)
ylabel('DESPLAZAMIENTO (m)', 'FontSize', 8)

subplot(2,2,2)
difsp2e= sp2e_c1-sp2e_c0;
plot(t(1:2*FS), difsp2e)
grid on
title('POSICIÓN 2')
xlabel('TIEMPO (s)', 'FontSize', 8)
ylabel('DESPLAZAMIENTO (m)', 'FontSize', 8)

subplot(2,2,3)
difsp3e= sp3e_c1-sp3e_c0;
plot(t(1*FS:3*FS), difsp3e)
grid on
title('POSICIÓN 3')
xlabel('TIEMPO (s)', 'FontSize', 8)
ylabel('DESPLAZAMIENTO (m)', 'FontSize', 8)

subplot(2,2,4)
difsp4e= sp4e_c1-sp4e_c0;
plot(t(1*FS:3*FS), difsp4e)
grid on
title('POSICIÓN 4')
xlabel('TIEMPO (s)', 'FontSize', 8)
ylabel('DESPLAZAMIENTO (m)', 'FontSize', 8)

```

8.2. SCRIPT DE TRANSFORMACIÓN DE DATOS EN MATLAB

Script para la transcripción de los datos a través de la transformada rápida de Fourier y la obtención de graficas de dichos valores.

```
function []=PlotFft_Lucia(y)
% PlotFft Dibujar el espectro de frecuencias de una señal.
% Input:
% y vector de aAceleración [m/s^2].
% fs frecuencia de sampleo [Hz].
fs=2000; % OJO fs fijado a 2000
ml=length(y); % Longitud del vector de presión.
at=1/fs; % Incremento de tiempo [s].

%figure

ys=abs(fft(y))/(ml/2); % Calculamos la transformada de fourier,el
resultado
% de fft debe ser escalado según la longitud de la muestra [Pa].

xs=linspace(0,fs-1,ml); % Calculamos el vector de frecuencias [Hz]

% PLOTEO DE RESULTADOS:

plot(xs(1:round(ml/2)),ys(1:round(ml/2)),'LineWidth',1.5);
fc=fs/2; % Por el teorema de Nyquist, la frecuencia máxima que es
posible
% muestrear es la mitad de la frecuencia de muestreo.

grid on
title('Espectro de frecuencias');
xlabel('Frecuencia [Hz]');
ylabel('Aceleración [m/s^2]');
%graficas de aceleración
subplot (2,2,1)
PlotFft_Lucia(ap1e_c1A)
hold on
PlotFft_Lucia(ap1e_c0A)
xlim([0 200])

subplot (2,2,2)
PlotFft_Lucia(ap2e_c1A)
hold on
PlotFft_Lucia(ap2e_c0A)
xlim([0 200])

subplot (2,2,3)
PlotFft_Lucia(ap3e_c1A)
hold on
PlotFft_Lucia(ap3e_c0A)
```

```

xlim([0 200])

subplot (2,2,4)
PlotFft_Lucia(ap4e_c1A)
hold on
PlotFft_Lucia(ap4e_c0A)
xlim([0 200])

%graficas de velocidad
figure
subplot (2,2,1)
PlotFft_Lucia(vp1e_c1)
hold on
PlotFft_Lucia(vp1e_c0)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,2)
PlotFft_Lucia(vp2e_c1)
hold on
PlotFft_Lucia(vp2e_c0)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,3)
PlotFft_Lucia(vp3e_c1)
hold on
PlotFft_Lucia(vp3e_c0)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,4)
PlotFft_Lucia(vp4e_c1)
hold on
PlotFft_Lucia(vp4e_c0)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)')
xlim([0 200])

%GRAFICAS DESPLAZAMIENTO
figure
subplot (2,2,1)
PlotFft_Lucia(sp1e_c1)
hold on
PlotFft_Lucia(sp1e_c0)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,2)
PlotFft_Lucia(sp2e_c1)
hold on
PlotFft_Lucia(sp2e_c0)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,3)
PlotFft_Lucia(sp3e_c1)
hold on

```

```

PlotFft_Lucia(sp3e_c0)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,4)
PlotFft_Lucia(sp4e_c1)
hold on
PlotFft_Lucia(sp4e_c0)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m)')
xlim([0 200])

% AHORA PLOTEAMOS LAS DIFERENCIAS ENTRE AMBAS
% GRAFICAS DE ACELERACIONES
figure
subplot (2,2,1)
PlotFft_Lucia(difap1e)
xlim([0 200])

subplot (2,2,2)
PlotFft_Lucia(difap2e)

subplot (2,2,3)
PlotFft_Lucia(difap3e)
xlim([0 200])

subplot (2,2,4)
PlotFft_Lucia(difap4e)
xlim([0 200])

%GRAFICAS DE VELOCIDADES
figure
subplot (2,2,1)
PlotFft_Lucia(difvp1e)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,2)
PlotFft_Lucia(difvp2e)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,3)
PlotFft_Lucia(difvp3e)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,4)
PlotFft_Lucia(difvp4e)
ylabel ('VELOCIDAD (m/s)')
xlim([0 200])

%GRAFICAS DE POSICIONES
figure
subplot (2,2,1)
PlotFft_Lucia(difsp1e)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m)')
xlim([0 200])

subplot (2,2,2)

```

```
PlotFft_Lucia(difsp2e)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m) ')
xlim([0 200])

subplot (2,2,3)
PlotFft_Lucia(difsp3e)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m) ')
xlim([0 200])

subplot (2,2,4)
PlotFft_Lucia(difsp4e)
ylabel ('DESPLAZAMIENTO (m) ')
xlim([0 200])
```

