

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



**“CARACTERIZACION Y ANALISIS DE VIBRACIONES EN
ESTRUCTURA TIPO REMOLQUE DE ROLLOS DE ACERO”**

MONTERREY, NUEVO LEÓN

POR:

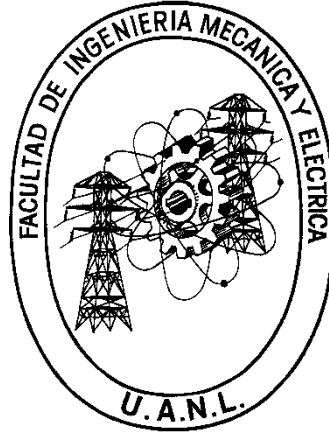
ING. ROGELIO VILLARREAL BARRAGAN

**Como requisito parcial para obtener el Grado de
MAESTRIA EN CIENCIAS con Especialidad en INGENIERIA
AUTOMOTRIZ**

NOVIEMBRE, 2024

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



**“CARACTERIZACION Y ANALISIS DE VIBRACIONES EN
ESTRUCTURA TIPO REMOLQUE DE ROLLOS DE ACERO”**

MONTERREY, NUEVO LEÓN

POR:

ING. ROGELIO VILLARREAL BARRAGAN

**Como requisito parcial para obtener el Grado de
MAESTRIA EN CIENCIAS con Especialidad en INGENIERIA
AUTOMOTRIZ**

NOVIEMBRE, 2024

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis “Caracterización y Análisis de Vibraciones en Estructura Tipo Remolque de Rollos de Acero”, realizada por el estudiante Rogelio Villarreal Barragán, con número de matrícula 1791744, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

El Comité de Evaluación de Tesis

Dr. Diego Francisco Ledezma Ramírez
Director

Dra. Tania Paloma Berber Solano
Co-director

Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández
Revisor

Dr. Pablo Ernesto Tapia González
Revisor

M.C. Yusseff Nesme Mendoza
Revisor

Vo.Bo.


Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado



Institución 190001

Programa 554502

Acta Núm. 4434

Ciudad Universitaria, a 7 de noviembre 2024.

Agradecimientos

Dedico este trabajo a mis padres. Su apoyo, educación y palabras de aliento hicieron posible elaborar este documento. Le doy gracias a mis hermanas y a mis abuelos por su cariño incondicional.

Le agradezco a la universidad, en especial, al Dr. Diego Ledezma por los conocimientos y por introducirme a la comunidad académica. Gracias a DRIVEN por darme la oportunidad de desarrollar proyectos juntos.

Estoy agradecido con Dios por la bendición de haber conocido a tantas personas increíbles durante el desarrollo de esta tesis.

Índice

Página de aprobación	3
Agradecimientos	4
Índice	5
Tabla de abreviaturas	8
Tabla de símbolos	9
I. Resumen.....	10
II. Introducción	11
2.1 Motivación	11
2.2 Antecedentes.....	12
2.2.1 Desarrollo del análisis estructural	13
2.2.2 Modos de fallo por exposición a vibraciones	15
2.2.3 Sistema de suspensión automotriz	16
2.3 Objetivo general	18
2.3.1 Objetivos específicos	18
2.4 Metodología de investigación.....	18
2.5 Hipótesis	19
III. Marco Teórico	20
3.1 Introducción	20
3.1.1 Vibración mecánica	21
3.1.2 Fuentes de excitación de vibración.....	23
3.1.3 Clasificación de vibraciones.....	24
3.1.4 Frecuencia natural, resonancia y armónicos	26
3.1.5 Modelos mecánicos	27

3.1.6	Sistemas de parámetros agrupados	27
3.1.7	Formas modales	29
3.1.8	Grados de libertad.....	31
3.2	Medición de vibraciones	32
3.2.1	Datos en forma de señales	32
3.2.2	Transductores de vibraciones	33
3.2.3	Montaje de equipo.....	34
3.2.4	Consideraciones ambientales	35
3.3	Muestreo y filtración de señales	35
3.3.1	Desafíos de la medición.....	35
3.3.2	Filtros de paso.....	37
3.3.3	El alias (aliasing)	38
3.3.4	Las fugas (leakeage).....	39
3.3.5	Frecuencia de muestreo	43
3.3.6	Teoría de la información de Shannon	44
3.4	Adquisición y almacenamiento	47
3.5	Análisis de vibraciones aleatorias	48
3.5.1	Cuantificación de la vibración	49
3.5.2	Parámetros estadísticos.....	50
3.5.3	Histogramas de vibraciones aleatorias	52
3.5.4	Análisis FFT	54
3.5.5	Densidad Espectral de Potencia (PSD)	56
3.5.6	PSD Envolvente	60
3.6	Cierre.....	61
IV.	Desarrollo experimental.....	62
4.1	Contexto del estudio.....	62
4.2	Herramienta de trabajo.....	64
4.3	Montaje del equipo	65
4.4	Configuración de medición y filtros	67

4.5 Adquisición de datos	70
4.6 Procesamiento de información.....	75
V. Discusión de resultados.....	79
5.1 Graficas FFT de lecturas	80
5.2 Graficas PSD de lecturas	84
5.3 Envolverte de PSD	88
5. PSD conjuntas.....	89
VI. Conclusiones	92
6.1 Conclusiones generales.	92
6.1.1 Estudio a través del tiempo.....	93
6.1.2 Diseño y operación	93
6.1.3 Metodología flexible	94
VII. Bibliografía.....	95
7.1 Fuentes Bibliográficas	95

Tabla de abreviaturas

DAQ	Data Acquisition, Adquisición de datos.
PSD	Power Spectral Density, Densidad espectral de potencia.
FFT	Fast Fourier Transform, Transformada rápida de Fourier.
RMS	Root mean Square, Valor medio cuadrático.
DOF	Degree of Freedom, Grado de libertad.
SDOF	Single Degree of Freedom, Grado de libertad único.
CA	Corriente Alterna.
FDS	Fatigue Damage Spectrum, Espectro de daño por fatiga.
SRS	Shock Response Spectrum, Espectro de respuesta al impacto.
ERS	Energy Response Spectrum, Espectro de respuesta a la energía.
CSV	Comma Separated Values, Valores separados por coma.
CAD	Computer Aided Design. Diseño asistido por computadora.

Tabla de símbolos

A	Amplitud de respuesta
Hz	Hertz
f	Frecuencia (Hz)
%	Porcentaje
m	Masa (kg)
t	Tiempo
\ddot{x}	Aceleración (m/s^2)
F	Fuerza (N)
k	Constante de rigidez
c	Constante de amortiguamiento
\dot{u}	Velocidad aparente
I	Momento de inercia
g	Aceleración de la gravedad ($9.81 m/s^2$)
V	Voltaje
C	Coulomb
s	Segundo
σ	Desviación estándar
μ	Valor medio
Var	Varianza
f.c.	Factor de cresta
W	Potencia
θ	Angulo
Δ	Delta

I. Resumen

En este trabajo se desarrolló una metodología para la medición y caracterización de los niveles vibratorios de un remolque especializada para transporte de rollo de acero frío. El modelo esta registrado en el Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial (IMPI) bajo el numero MX/f/2020/001448 [1]. Fue diseñada por la empresa DRIVEN, y el titular del modelo industrial es TERNIUM México (2020). La naturaleza aleatoria de la respuesta vibratoria implica que cada medición es única e irrepetible. La variación en los parámetros de operación durante el traslado complica la predicción y simulación del comportamiento dinámico de la plataforma en condiciones reales. Los resultados del análisis se muestran mediante densidad espectral de potencia (PSD) para mayor eficiencia. La metodología empleada utiliza hardware y software enDaq para la recolección y procesamiento de datos.

El sensor fue colocado en una viga transversal de la estructura cercano a su centro de gravedad. Se tomaron las medidas necesarias para eliminar de la información recolectada el ruido proveniente del entorno durante las mediciones y aquel que se origina del propio tratamiento de señales. Los resultados revelan que los niveles de vibración son significativamente mayores en el eje vertical del marco de referencia influenciada por la gravedad. La señal disminuía con el aumento de la carga neta del vehículo, e incrementaba proporcionalmente con la velocidad del vehículo. La frecuencia de 114Hz se dedujo como la fundamental en el eje vertical de la viga y sus múltiplos enteros como las resonantes de esta. Para lograr inducir conclusiones acerca de las condiciones ideales de operación para la plataforma, es necesario realizar el mismo ejercicio en distintos puntos estratégicos de la estructura.

II. Introducción

2.1 Motivación

Hoy en día la demanda de transporte y distribución de productos se cubre en su mayoría utilizando camiones. Durante su traslado, las unidades están expuestas a vibraciones inducidas por diferentes fuentes en todo momento. La exposición prolongada a ciertos movimientos genera y propaga daños estructurales a cualquier cuerpo. La estabilidad en contenedores y remolques es esencial para garantizar la seguridad de los pilotos, equipos y cargas. Las principales fuentes de vibración en los vehículos incluyen el funcionamiento del motor, los sistemas de escape, la resistencia aerodinámica y la interacción entre los neumáticos y el pavimento [2].

Es por lo que se buscan diferentes técnicas para predecir y medir el comportamiento que tendrán los transportes durante sus recorridos. De esta manera cuantificar y evaluar la fiabilidad de las estructuras utilizadas para realizar el trabajo. En este trabajo se propone una metodología para caracterizar la respuesta a la excitación de un remolque usado para transporte de rollos de acero durante sus recorridos. De esta forma se espera obtener datos críticos que se puedan introducir en simulaciones numéricas para analizar los efectos de las vibraciones, evaluar su desempeño y optimizar su diseño si se considera necesario. La figura 2.1 muestra una transportadora Big Coil nueva en un montaje ideal al camión.



Figura 2.1 Plataforma transportadora de rollos de acero Big Coil.

2.2 Antecedentes

En México, la investigación del efecto de las vibraciones generadas por el sistema de transporte de productos es casi inexistente. Estudios preliminares en el sector agrícola han demostrado la relación entre frecuencias y amplitudes de vibración con el daño sufrido por ciertos frutos durante su transporte. Las investigaciones sobre vibración consideran sistemas mecánicos específicos del vehículo de transporte, como el sistema de suspensión y su comportamiento dinámico, para determinar su participación en el desarrollo del daño estructural.

De acuerdo con estudios previos sobre daños de producto debido al manejo postcosecha, se ha descubierto que el volumen de pérdidas alcanza alrededor del 20% al 35% del total de la cosecha, siendo los daños mecánicos una de las causas principales de estas pérdidas [3]. A nivel mundial años atrás se identificó la necesidad de evaluar los efectos del transporte sobre la vida y calidad de los productos agrícolas. El conjunto carga-vehículo forma un sistema mecánico cuya respuesta esta influenciada la combinación de las propiedades de ambos [3].

Se han creado sistemas que modelan la interacción entre: la carretera, el vehículo y la carga, para predecir el daño mecánico de los productos transportados. Por ejemplo, se relaciona la energía absorbida por un elemento del modelo para estimar el daño físico del producto transportado y con esto, predecir el nivel de daño total en diferentes puntos de un vehículo hipotético. Es importante tomar en cuenta además las características distintivas del producto y del vehículo, debido a los atributos del fenómeno de vibración, es decir, amplitud y frecuencia asociadas a una dirección particular. Estas características de la vibración, a su vez, son determinantes para la simulación de las condiciones del movimiento de los productos mientras son transportados.

2.2.1 Desarrollo del análisis estructural

A la par del progreso y fabricación de nuevas tecnologías nunca vistas durante el siglo XIX, surgían fallas comunes en estas. Por ejemplo: la fractura de elementos, deformaciones en piezas, pérdida de material, etc. Las estructuras metálicas que están sujetas a altas cargas sufren grandes deformaciones plásticas. La deformación plástica hace que las partículas metálicas y las impurezas se desprendan entre sí, lo que provoca la formación de grietas y fracturas en el material [4]. El desafío consiste en predecir el comportamiento que tendrá una estructura tras cierto tiempo utilizándose. Hoy en día, se ha prestado especial atención a la predicción de la fractura dúctil de los materiales metálicos.

A través de los años, el diseño estructural ha evolucionado para evitar fallas, o al menos, prevenir las consecuencias de estas. Es necesario usar todas las herramientas disponibles para reducir las eventualidades no previstas y aumentar la vida útil de nuestros recursos. Diseñar correctamente cualquier elemento o ensamble requiere del conocimiento de varios conceptos básicos, tales como el esfuerzo y la deformación, hasta más modernos como la teoría de la elasticidad.

La dificultad de prever las alteraciones de un material a través del tiempo radica en que todas las fuentes de fenómenos físicos suelen ser aleatorias. La aleatoriedad hace única e irrepetible cualquier marco de trabajo. Por ello, la obtención de los mismos resultados en experimentos resulta imposible y la deducción de patrones tiende a ser una tarea imposible sin las técnicas adecuadas.

Las pruebas de durabilidad mediante la técnica de análisis de vibraciones son muy comunes en la industria y dentro de la ingeniería estructural. En especial en la industria automotriz puesto que aporta a la garantía del salvaguardar de lo que se esté transportando, ya sea: alimentos, productos o personas. Es posible cuantificar el daño examinando el fenómeno de dispersión de ondas y la conversión de modos de una señal cuando se transmite a través de un medio a una estructura [5]. En la realidad, la respuesta de frecuencia de un sistema sigue siendo desconocida hasta que se desarrolle un prototipo o un análisis de ingeniería asistido por computadora. La respuesta en frecuencia se estima antes de los estudios de respuesta. En los análisis basados en el dominio de la frecuencia, el daño se calcula en función de la amplitud del contenido de cada frecuencia del espectro.

Fei Lu et al. [6] estudió el efecto de los niveles vibraciones en camiones usados para el transporte de productos en distintas rutas de Japón. Se analizó principalmente el efecto de la velocidad del camión sobre los niveles de vibración. Se utilizó la densidad espectral de potencia como herramienta grafica para obtener conclusiones de los rangos de velocidad más críticos por considerar.

Así mismo, Hao Z. et al. [7] estudiaron los niveles vibratorios en 5 distintos vehículos de transporte de paquetería en caminos urbanos en el sur de China. Entre ellos se encontraban: un auto tipo sedan, un camión pesado, uno ligero, un miniván y una bicicleta eléctrica. Las densidades espectrales de potencia en esta investigación representan la intensidad promedio de vibración que percibe el piso

del vehículo donde se lleva la carga. Entre sus conclusiones esta que el aumento en el peso del vehículo reduce la respuesta a la vibración.

En Kong et al [8], se realizaron estudios en distintas condiciones de carretera y la amplitud disminuyó considerablemente en frecuencias superiores a 10Hz. Los perfiles de niveles de vibración en carreteras presentan mayormente amplitudes dentro de este rango de frecuencia. Las excitaciones de la carretera podrían clasificarse como vibraciones de baja frecuencia, con excitaciones que oscilan entre 0 Hz y 50 Hz. Estos estudios resaltan y evalúan el espectro de vibraciones presente en las carreteras y rutas urbanas en México.

2.2.2 Modos de fallo por exposición a vibraciones

La excitación prolongada a frecuencias resonantes es a menudo un factor común en distintos modos de fallas posibles. Por lo tanto, los ingenieros tienen la responsabilidad de ser capaces de identificar las frecuencias que causan mayor estrés a sus equipos mediante análisis y pruebas. Los fabricantes de equipos deben proporcionar a sus clientes límites aceptables en términos de amplitud y frecuencia. La especificación de amplitud puede ser en términos de desplazamiento, velocidad o aceleración [9]. Los posibles modos de falla de un equipo debido a la excitación por choque o exposición prolongada a vibraciones incluyen:

- Falla del material resultante del aumento o disminución de la fricción entre las partes, o interferencia general entre las partes.
- Cambios en la rigidez dieléctrica del material, pérdida de resistencia de aislamiento, variaciones en la fuerza del campo magnético y electrostático.
- Mal funcionamiento de los circuitos electrónicos y daño del conector electrónico.
- Deformación mecánica permanente del material resultante del sobreesfuerzo de los elementos estructurales y no estructurales del material.

- Degradación de elementos mecánicos como resultado de la superación de la resistencia última del componente.
- Fatiga acelerada de los materiales.
- Actividad piezoeléctrica potencial de los materiales y falla del material resultante de grietas por fractura.

Una máquina ideal no vibra. Teóricamente, toda la energía que intercambia es empleada para efectuar el trabajo para el cual fue diseñada. Los elementos mecánicos disipan una parte de la energía suministrada dando a la estructura una vibración característica. De tal manera que, si las fuerzas de excitación se mantienen constantes dentro de ciertos límites, el nivel de vibración se mantiene proporcionalmente dentro de los mismos límites.

Cuando las fuerzas del proceso dinámico de la máquina es alterado comienzan a aparecer defectos, y, por ende, el espectro de vibraciones presentes se modifica. El hecho de que el estado de una estructura, máquina o componente esté íntimamente ligado con las vibraciones que ella produce hace que la medición y análisis de vibraciones sea una herramienta básica de un mantenimiento predictivo [10].

2.2.3 Sistema de suspensión automotriz

El propósito fundamental de un sistema de suspensión de un vehículo es actuar como un sistema de aislamiento de vibraciones entre el bastidor, el chasis, los pasajeros y la carga, y la entrada vibratoria causada por las irregularidades de la carretera o del terreno [11]. Las características deseables en un sistema de suspensión son [12]:

1. Deflexión consistente con la estabilidad requerida: La deflexión máxima que se puede proporcionar depende de la capacidad de la suspensión

para proporcionar la estabilidad requerida para el tipo de operación en la que se utilizará el camión.

2. Proporcionar una frecuencia natural que sea relativamente constante entre las condiciones con y sin carga: Este requisito es difícil de cumplir. Además, esta frecuencia natural no debe estar en resonancia con las RPM de los neumáticos ni con las bandas de expansión del pavimento.
3. Peso mínimo posible: es deseable que las suspensiones proporcionen el peso mínimo compatible con los demás requisitos para una suspensión en particular.
4. Minimizar el salto y desgaste de las ruedas: Por lo tanto, es esencial que la suspensión minimice el desgaste de los neumáticos y elimine el rayado de estos a fin de garantizar el mejor frenado posible y ayudar a minimizar el desgaste de los neumáticos.
5. Bajos costos de mantenimiento y operación: no será una suspensión exitosa a menos que pueda funcionar durante un período prolongado de tiempo con bajos costos de mantenimiento y operación.

Se requiere un enfoque estadístico para la definición determinista del perfil de vibraciones al que está sometido un vehículo a lo largo de su vida útil. Esto se puede convertir luego en una entrada para los estudios de vibración del vehículo. Las especificaciones de pruebas sinusoidales y aleatorias para componentes y cargas suelen estar asociadas a los niveles de aceleración [13]. La medida de la respuesta vibratoria que se asocia habitualmente con la vibración aleatoria es la aceleración cuadrática media. Desde el punto de vista de la falla por fatiga de los componentes, existen indicaciones de que una medición dará lugar a un criterio realista en un entorno aleatorio.

2.3 Objetivo general

El principal objetivo del estudio es instrumentar una estructura de remolque Big Coil utilizando un sensor de vibraciones para caracterizar y cuantificar su perfil de vibraciones durante su uso.

2.3.1 Objetivos específicos

- Configurar el sistema de medición y definir el proceso de adquisición de datos pertinente para el remolque propuesto.
- Recolectar datos de respuesta a la vibración en diferentes escenarios de transporte.
- A continuación, hitos clave para el dominio de la técnica de análisis de vibraciones que definen el siguiente estudio exitoso:
- Configurar el sistema de medición y definir el proceso de adquisición de datos pertinente para el remolque propuesto.
- Recolectar datos de respuesta a la vibración en diferentes escenarios de transporte.

2.4 Metodología de investigación

La secuencia de pasos definidos para la medición y análisis de vibraciones realizado en este trabajo se resume de la siguiente manera:

1. Definición del objeto de estudio y comprensión del ambiente en el que se realizara la prueba.
2. Elección de las herramientas de trabajo.
3. Configuración del sensor y filtro de señales.
4. Montaje de equipo.
5. Grabación de traslados.

6. Almacenaje y edición de mediciones
7. Procesamiento de datos.
8. Análisis de información.

2.5 Hipótesis

Se espera observar patrones de vibraciones relativas a los medios de excitación, con vibración aleatoria de baja frecuencia lo que puede causar efectos estructurales negativos en función, no solo del recorrido, sino también de la carga útil soportada por la estructura y la velocidad de desplazamiento de la unidad.

La comprensión detallada de la respuesta energética del elemento estudiado es crucial para respaldar la solidez del diseño estructural llevado a cabo. Sin embargo, la limitación de contar con un solo acelerómetro y tener escasas oportunidades de medición representó un desafío significativo. Esta restricción redujo la capacidad de una caracterización exhaustiva de otros puntos estratégicos de la estructura.

III. Marco Teórico

3.1 Introducción

Para conocer las condiciones reales de la vibración a la que está expuesta una estructura o producto, es necesario realizar mediciones de campo. La medición de los niveles de vibración se obtiene a partir de un registro del desplazamiento, la velocidad o la aceleración en puntos estratégicos, utilizando un conjunto de instrumentos y dispositivos de registro para su posterior análisis. La medición de vibraciones se puede definir como "el arte y la ciencia de medir y comprender la respuesta de una estructura a un entorno dinámico" [14].

A este proceso de medición y registro se le denomina adquisición de datos (Data Acquisition, DAQ). Todo el proceso de medición tiene como objetivo convertir datos brutos de un fenómeno físico, como es la vibración, a información útil que pueda ser utilizada para la toma de decisiones de aquel que pueda interpretarla. La adquisición de datos es fundamental en una amplia gama de aplicaciones, desde la investigación científica hasta el monitoreo industrial e ingeniería. A continuación, se presenta de manera grafica en la figura 3.1 y enlistada, el flujo del proceso DAQ consiste en:

1. Detección del fenómeno físico.
2. Preparación de herramienta de medición.
3. Acondicionamiento de señales.
4. Adquisición y almacenamiento.
5. Análisis de datos.

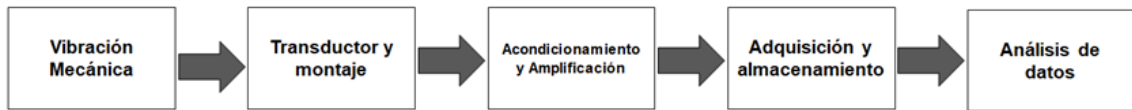


Figura 3.1 Etapas del proceso de medición y adquisición de datos.

3.1.1 Vibración mecánica

La vibración es un término que describe la oscilación en un sistema mecánico. Es un movimiento oscilante alrededor de un punto de equilibrio relativo. La recolección de datos consiste en la medición de las vibraciones mecánicas resultantes de la interacción de un sistema con su medio. Se le denomina “sistema” a aquella estructura que se desea estudiar, y en la cual, se coloca el acelerómetro para que éste funja como referencia del movimiento provocado por excitaciones externas. El “medio” es todo aquello que se encuentra en el ambiente ajeno al sistema durante la prueba con la capacidad de perturbar el estado estático del sistema a analizar.

Todos los cuerpos que poseen masa y elasticidad son capaces de vibrar, lo que básicamente significa que todo lo que se puede ver y tocar puede vibrar y recibir el impacto de eventos de choque. La vibración se define por su forma, frecuencia y amplitud. La frecuencia (f) se define como la repetición de un proceso periódico (ciclos) por unidad de tiempo. Por otro lado, la amplitud (A) como el cambio en una magnitud de respuesta de acuerdo con el fenómeno físico que represente la onda, por ejemplo, un desplazamiento, velocidad o aceleración. Se pueden establecer encontrar valores de amplitud útiles como: pico (máxima), pico a valle, promedio o raíz media cuadrática (RMS); tal como se muestra en la figura 3.2.

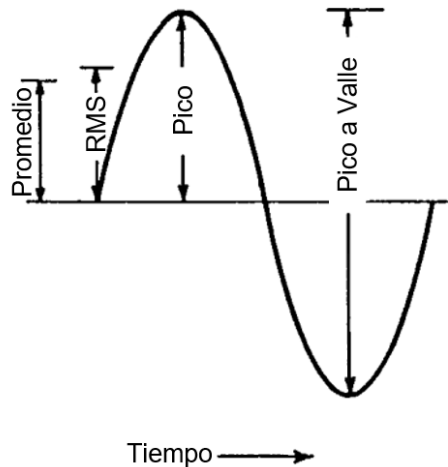


Figura 3.2 Parámetros para describir una onda a través del tiempo.

Los sistemas mecánicos se componen básicamente de 3 elementos: medios para almacenar energía cinética (masa), medios para almacenar energía potencial (elemento elástico, rigidez o resorte) y medios por los cuales la energía se pierde gradualmente (amortiguador). Una masa en un resorte transforma energía de ida y vuelta entre energía cinética y energía potencial. Si no hubiera disipación, la conservación de la energía dictaría que el movimiento continuaría para siempre [15].

En un sistema amortiguado, como el de la figura 3.3, parte de la energía se disipa en cada ciclo de vibración y debe ser reemplazada por una fuente externa si se quiere mantener una vibración constante [16]. Elementos de un sistema vibratorio:

1. Masa: una masa es un cuerpo rígido cuya aceleración \ddot{x} según la segunda ley de Newton es proporcional a la resultante F de todas las fuerzas que actúan sobre la masa: $F = m\ddot{x}$.
2. Elemento elástico: el cambio en la longitud del resorte es proporcional a la fuerza que actúa a lo largo de su longitud: $F = k(x - u)$. Se considera que el resorte ideal no tiene masa y es perfectamente elástico; por tanto, la fuerza que actúa en un extremo es igual y opuesta a la fuerza que actúa

en el otro extremo. La constante de proporcionalidad k es la constante de resorte o rigidez.

3. Amortiguador: la fuerza aplicada es proporcional a la velocidad relativa de sus puntos de conexión: $F = c(\dot{x} - \dot{u})$. La letra c representa la constante de amortiguamiento, el parámetro característico del amortiguador. Se considera que el amortiguador ideal no tiene masa; por tanto, la fuerza en un extremo es igual y opuesta a la fuerza en el otro extremo.

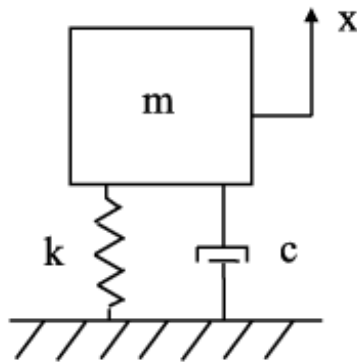


Figura 3.3 Elementos de un sistema mecánico.

3.1.2 Fuentes de excitación de vibración

La tarea del ingeniero es determinar las características de la excitación por choque o vibración para que puedan analizar y probar adecuadamente los componentes o estructuras afectados. Luego se pueden hacer modificaciones de diseño para evitar el acoplamiento dinámico entre las frecuencias de excitación y las frecuencias naturales de la estructura. Las fuentes de excitación se pueden agrupar en cuatro tipos [9]:

1. Desplazamiento o velocidad inicial.
2. Fuerzas aplicadas.
3. Excitación por la base.
4. Vibración auto excitada.

3.1.3 Clasificación de vibraciones

La vibración de una estructura física a menudo se considera en términos de un modelo que consta de una masa y un resorte. La vibración de tal modelo o sistema puede ser “libre” o “forzada”. En la vibración libre, no se agrega energía al sistema, sino que la vibración es el resultado continuo de una perturbación inicial. En tal sistema se supone que la vibración libre continúa indefinidamente. La vibración forzada, en contraste con la vibración libre, continúa en condiciones de estado estable porque se suministra energía al sistema continuamente para compensar la disipada por la amortiguación en el sistema.

En cualquier sistema real, la amortiguación (es decir, la disipación de energía) hace que la amplitud de la vibración libre decaiga continuamente hasta un valor insignificante. En cualquier caso, la vibración del sistema depende de la relación de la función de excitación o de fuerza con las propiedades del sistema. Esta relación es una característica destacada de los aspectos analíticos de la vibración [16]. La figura 3.4 describe las características relevantes para la clasificación de vibraciones mecánicas.

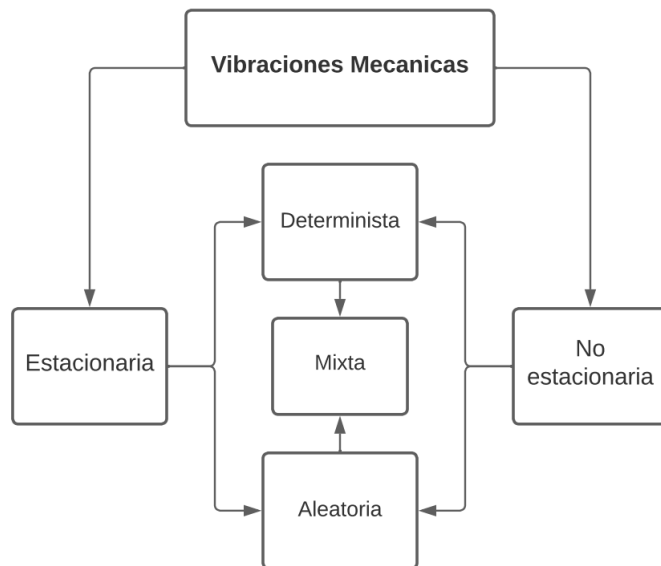


Figura 3.4 Clasificación de vibraciones mecánicas.

Los procedimientos de análisis apropiados para entornos de vibración dependen del tipo de vibración. Las definiciones de cada tipo pueden resumirse en los siguientes escenarios [16]:

- Vibración estacionaria: es aquella cuyas propiedades básicas no varían con el tiempo. Las vibraciones estacionarias típicamente ocurren cuando las condiciones de operación y/o ambientales que de vibraciones para un vehículo de motor que circule por una carretera homogénea a velocidad constante y con un régimen del motor constante será estacionario.
- Vibración no estacionaria: es aquella cuyas propiedades básicas varían con el tiempo, pero lentamente en relación con la frecuencia más baja de la vibración. Por ejemplo, el entorno de vibración de un vehículo de motor durante la aceleración de cero a la velocidad de la autopista será no estacionario.
- Vibración determinística: es aquella cuyo valor en cualquier momento puede predecirse a partir de su valor en cualquier otro momento. De ello se deduce que los registros de muestra de una vibración determinista recopilados repetidamente en condiciones similares tendrán historias de tiempo similares. Por ejemplo, los entornos de vibración de las máquinas giratorias y los motores alternativos son generalmente deterministas.
- Vibración aleatoria: es aquella cuya magnitud instantánea no se especifica en ningún momento dado. Las magnitudes instantáneas de una vibración aleatoria se especifican solo mediante funciones de probabilidad que dan la fracción probable del tiempo total en que la magnitud se encuentra dentro de un rango específico. Lo que significa que las propiedades del proceso aleatorio se pueden describir mediante promedios de tiempo sobre un registro de muestra de señal. La vibración aleatoria se compone de un espectro continuo de frecuencias.

Es análoga a la luz blanca, ya que esta puede pasar a través de un prisma para revelar un espectro continuo de colores. Asimismo, la vibración aleatoria al pasar a través de un analizador revela un espectro continuo de

frecuencias. Por otro lado, la vibración sinusoidal es análoga a un rayo láser, donde la onda de luz se compone de una sola frecuencia [17].

- Vibración mixta: es aquella que incluye una combinación de componentes deterministas y aleatorios. Hasta cierto punto, la mayoría de los entornos de vibración son mixtos, aunque a menudo dominará un componente determinista o aleatorio.

3.1.4 Frecuencia natural, resonancia y armónicos

Las vibraciones pueden ser deseadas o no deseadas, según las circunstancias. Cuando una estructura es expuesta a una vibración, ésta responderá dependiendo de la frecuencia y magnitud de la fuente. La frecuencia natural es la frecuencia a la que oscilaría el sistema si se le diera un desplazamiento inicial y luego se le permitiera vibrar libremente en el vacío.

Cuando la frecuencia de excitación es mucho mayor que la frecuencia natural del sistema, el sistema aísla esa vibración base. Cuando la frecuencia natural del sistema es mucho mayor que la frecuencia de excitación base, el sistema no amplificará ni amortiguará la vibración de entrada. El peor escenario es cuando la frecuencia de entrada es igual a la frecuencia natural del sistema [14]. A este fenómeno se le conoce como resonancia.

La frecuencia de resonancia más baja de un objeto que vibra se denomina frecuencia fundamental. Se le conocen como armónicos a aquellos valores múltiplos enteros de la frecuencia fundamental. En la práctica, una frecuencia resonante es una frecuencia natural de vibración determinada por los parámetros físicos del objeto que vibra. Esta misma idea básica de frecuencias naturales determinadas físicamente se aplica en todo ámbito de la física como, por ejemplo: la mecánica, la electricidad, el magnetismo, etc. Algunas de las implicaciones de las frecuencias resonantes son [15]:

1. Es fácil hacer que un objeto vibre en sus frecuencias resonantes, pero es difícil hacer que vibre en otras frecuencias.
2. Un objeto que vibra seleccionará sus frecuencias resonantes de una excitación compleja y vibrará a esas frecuencias, esencialmente "filtrando" otras frecuencias presentes en la excitación.
3. La mayoría de los objetos que vibran tienen múltiples frecuencias de resonancia.

3.1.5 Modelos mecánicos

Un sistema mecánico es una unidad formada por elementos mecánicos que tienen propiedades de masa, rigidez y amortiguamiento. Estos elementos de una estructura son parámetros importantes que determinan su comportamiento dinámico. El sistema mecánico puede ser [18]:

- Un sistema de parámetros agrupados cuando los componentes pueden aislarse distinguiendo las masas, las rigideces y los amortiguamientos, suponiéndolos agrupados en elementos separados. En este caso, la posición en un momento dado depende de un número finito de parámetros.
- Un sistema distribuido cuando este número es infinito. El movimiento es entonces una función del tiempo y del espacio.

3.1.6 Sistemas de parámetros agrupados

En la práctica, y generalmente para una estructura real, los elementos de una estructura se distribuyen de forma continua, uniforme o no uniforme, sin que las propiedades de masa, rigidez y amortiguamiento estén separadas. La estructura está formada por un número infinito de partículas infinitesimales. El comportamiento de un sistema de este tipo con constantes distribuidas debe

estudiarse utilizando ecuaciones diferenciales completas con derivadas parciales.

A menudo es interesante simplificar la estructura a estudiar para poder describir su movimiento mediante ecuaciones diferenciales ordinarias completas, dividiéndola en un número discreto de masas específicas conectadas por elementos elásticos sin masa y de elementos disipadores de energía, con la finalidad de obtener un sistema de parámetros agrupados. Por ejemplo, podemos ver la figura 3.5 como un modelo mecánico sintetizado de la plataforma estudiada, simplificando los distintos componentes a su mínima función. Las masas en los modelos suelen ser los elementos de los que nos interesan entender su comportamiento dinámico. Las demás partes funcionan como sistema de rigidez o amortiguamiento para salvaguardar las cargas.

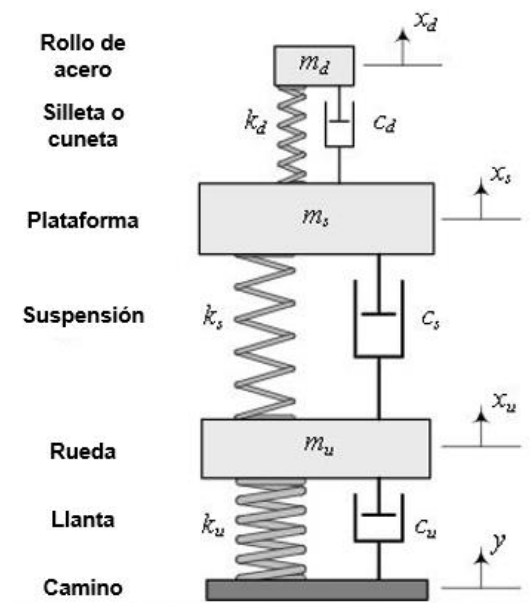


Figura 3.5 Modelo mecánico del transporte vehicular.

La transformación de un sistema físico con constantes distribuidas en un modelo con constantes localizadas es una operación delicada, teniendo la elección de los puntos un efecto importante en los resultados de los cálculos realizados posteriormente con el modelo. El procedimiento consiste en [17]:

1. Elegir un cierto número de puntos (nodos) por los cuales se ve afectada la masa de la estructura. El número de nodos y el número de direcciones en las que se puede conducir cada nodo determina el número de grados de libertad del modelo.
2. Distribuir la masa total de la estructura entre los distintos puntos seleccionados. Esta tarea debe llevarse a cabo con cuidado, especialmente cuando el número de nodos es limitado.

La elección del número de nodos es, por lo tanto, en general, un compromiso entre una representatividad suficiente del modelo y un análisis simple, que conduce al menor tiempo de cálculo posible [18]. La determinación del número y posición de nodos puede estar en función de:

- La naturaleza del estudio a realizar: para definir un problema de manera aproximada, a menudo basta con limitarse a un modelo con algunos grados de libertad.
- La complejidad de la estructura estudiada. Si la complejidad de la estructura y la precisión de los resultados lo justifican, entonces se puede considerar un modelo con varios cientos de nodos.
- Medios de cálculo disponibles.

3.1.7 Formas modales

La explotación de estos modelos con constantes concentradas o distribuidas muestra que el sistema puede vibrar de un cierto número de formas, llamadas modos. Cada uno de los modos de vibración corresponde a una frecuencia natural específica. Este número de frecuencias es por lo tanto igual al número de formas modales, y por lo tanto es igual al número de coordenadas necesarias en cada momento para determinar la posición del sistema [18]. Por ejemplo, en un modelo de 3DOF como la figura 3.6 correspondería 3 formas de vibración que se encuentran latentes durante la excitación del sistema.

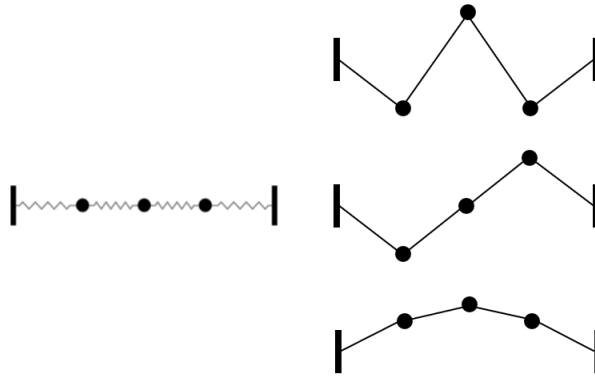


Figura 3.6 Formas modales de un sistema de 3 grados de libertad.

Físicamente, las funciones características, o formas modales, representan ondas estacionarias que han sido creadas por interferencia constructiva de las ondas incidentes y reflejadas desde los límites del modelo. El resto de la energía de excitación entra en la estructura, pero después de un tiempo, se extingue debido a la interferencia destructiva, dispersión, transmisión y refracción, y propagación fuera de la estructura. Tal como se representa en la figura 3.7.

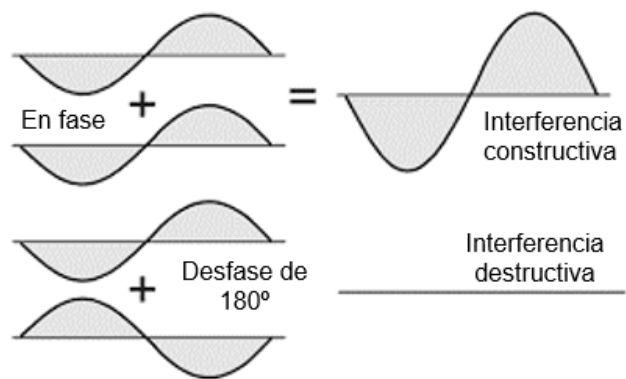


Figura 3.7 Modelo de interferencias de ondas mecánicas.

En la mayoría de las estructuras, el factor de participación del modo para de frecuencias bajas suelen ser las más grandes. En el estudio de modelos detallados, las aportaciones causadas por alta frecuencia se descuidan rutinariamente porque se puede demostrar que estas contribuciones a la respuesta son pequeñas [19].

3.1.8 Grados de libertad

El número de grados de libertad de un sistema material es igual al número de parámetros necesarios para determinar el estado de este sistema desde su posición de referencia en cualquier momento. El sistema más simple, un punto material, tiene tres grados de libertad y 3 de rotación. En general, tres coordenadas son necesarias en cada momento para definir la posición de un punto en el espacio. El número de ecuaciones necesarias para conocer el movimiento del sistema debe ser igual al número de grados de libertad [18].

Por ejemplo, si hay N masas en un sistema restringido a moverse únicamente en traslación en las direcciones X e Y , el sistema tiene $2N$ grados de libertad. Un sistema continuo como una viga tiene un número infinitamente grande de grados de libertad. Para cada grado de libertad (cada coordenada de movimiento de cada masa) se puede escribir una ecuación diferencial en una de las siguientes formas alternativas [16]:

Ecuación 3.1 y 3.2

$$m_j \ddot{x}_j = F_{xj}$$

$$I_k \ddot{\alpha}_k = M_{\alpha k}$$

Donde F_{xj} es la componente en la dirección X de todas las fuerzas externas, de resorte y de amortiguación que actúan sobre la masa que tiene el j -ésimo grado de libertad, y $M_{\alpha k}$ es la componente alrededor del eje α de todos los pares que actúan sobre el cuerpo que tiene el k -ésimo grado de libertad. El momento de inercia de la masa con respecto al eje α se designa por I_k .

Por lo tanto, los términos que definen el movimiento del sistema (desplazamiento, velocidad y aceleración) y las desviaciones de las estructuras pueden ser de traslación o de rotación, según el tipo de coordenadas. De manera similar, la "fuerza" que actúa sobre un sistema puede ser una fuerza o un momento de torsión, según el tipo de coordenada. Por ejemplo, en un sistema

que tiene n cuerpos, cada uno libre de moverse en tres modos de traslación y tres modos de rotación, habría $6n$ ecuaciones de la forma, uno para cada grado de libertad [16].

La mayoría de los sistemas en el mundo real no pueden ser representados por un sistema de un solo grado de libertad (single degree of freedom, SDOF). Pero cada estructura, no importa lo complejo que sea, se puede reducir a sistemas individuales de un solo grado de libertad [14].

3.2 Medición de vibraciones

Los datos de vibración generalmente se adquieren en forma de señales eléctricas (analógicas) continuas generadas por transductores, donde cada señal analógica representa el valor instantáneo de un parámetro de tensión, presión, fuerza o movimiento en función del tiempo. Tal señal se conoce comúnmente como: historia de tiempo.

3.2.1 Datos en forma de señales

Un registro de muestra se define como el historial de tiempo que representa una medición de vibración durante una duración finita [16]. La vibración mecánica generalmente se caracteriza en términos de aceleración. La razón principal es que la aceleración es más fácil de medir que la velocidad o el desplazamiento, en el contexto de la vibración [20]. Además, es posible deducir la velocidad y desplazamiento a través del tiempo a partir de la integración de una lectura de aceleración. El estudio de niveles de vibraciones de un equipo requiere de la ejecución de varias mediciones de pruebas que permitan [10]:

- Familiarizarse con los espectros característicos de cada sistema
- La optimización de puntos de medición y direcciones.

- En caso de no tener espectros de referencia del fabricante, se procederá a obtenerse con la ayuda de operadores experimentados.
- Lo mismo aplica para el caso de los niveles de amplitud de vibración total.
- La obtención de cambios de espectros y amplitudes ante variaciones en las condiciones de operación.

3.2.2 Transductores de vibraciones

Un transductor (a veces llamado acelerómetro o sensor) es un dispositivo que convierte choque o movimiento vibratorio en una señal óptica, mecánica o, más comúnmente, eléctrica que es proporcional a un parámetro del movimiento experimentado [16]. Básicamente, el acelerómetro traduce el movimiento mecánico en una señal eléctrica cuya magnitud es proporcional a la magnitud del movimiento vibratorio.

Esta proporcionalidad se obtiene como una medida de sensibilidad que relaciona numéricamente la magnitud eléctrica con la magnitud mecánica. La señal eléctrica analógica que entrega el acelerómetro usualmente es en términos de voltaje (Volt, V) o carga eléctrica (Coulomb, C), por lo que la sensibilidad se expresa en unidades $V/(m/s^2)$, $C/(m/s^2)$, V/g o C/g , siendo g el valor estándar de la aceleración de la gravedad terrestre (aprox. $9,81 m/s^2$). Valores típicos de sensibilidad se encuentran en el intervalo de 10 mV/g a 1500 mV/g, o de 0,1 pC/g a 150 pC/g, aunque existen acelerómetros de aplicación especial con sensibilidades fuera de este intervalo [3].

Puesto que el acelerómetro a su vez es un sistema dinámico que no está exento de vibraciones propias, además de sus posibles limitantes físicas tiene también limitantes de aplicación debidas a su propia frecuencia natural. Si la frecuencia de medición es lo suficientemente cercana a la frecuencia natural del acelerómetro, se puede presentar el fenómeno de resonancia, lo que produce

una distorsión en la señal producida por el acelerómetro debido al incremento constante en la amplitud de la masa interna del mismo. La selección de un acelerómetro para una aplicación en particular debe considerar esta condición, además de la sensibilidad y su capacidad de medición con respecto a las amplitudes [3].

Como regla general, la masa del acelerómetro no debe ser más de una décima parte de la masa dinámica de la parte vibrante sobre la que está montado. Con acelerómetros pequeños donde la masa es pequeña, la frecuencia resonante puede ser tan alta como 180kHz, pero para los acelerómetros de propósito general algo más grandes, de salida más alta, las frecuencias resonantes de 20 a 30kHz son típicas.

Al analizar la frecuencia de una señal de vibración, uno puede reconocer fácilmente que un pico de alta frecuencia se debe a la resonancia del acelerómetro y, por lo tanto, ignorarlo. Pero si se toma una lectura global de banda ancha que incluye la resonancia del acelerómetro, dará un resultado totalmente inexacto si la vibración a medir también tiene componentes en la región alrededor de la frecuencia resonante del sensor [21].

3.2.3 Montaje de equipo

Los tipos y métodos de montaje influyen en la frecuencia capturadas por el acelerómetro. Si cuando el montaje del acelerómetro da como resultado una reducción de su frecuencia natural, el ancho de banda (o rango de frecuencia útil) se reduce. Los métodos más comunes para el montaje del sensor son: atornillándolos, imanes y con adhesivos.

En esta investigación, por ejemplo, se utilizó cinta doble cara como adhesivo en las pruebas. El parámetro más importante para el rendimiento del acelerómetro no es el tipo de adhesivo, sino el grosor del adhesivo que juega el

papel más importante. La cinta de doble cara ofrece la respuesta de frecuencia más baja de todos los adhesivos, pero para muchas aplicaciones sigue siendo lo suficientemente eficaz [14].

3.2.4 Consideraciones ambientales

Además de las variables presentes debido a las propiedades del sistema a medir, también hay que tomar en cuenta aquellas del medio con el cual estará interactuando. El contexto en el cual se realiza una medición de vibraciones es relevante debido a que, en general, son la fuente de errores y de malinterpretaciones en las lecturas finales. Algunas de las consideraciones que hay que tener son [16]:

- Parámetro por medir: Aceleración, velocidad, desplazamiento, fuerza.
- Características del movimiento por medir: rango de frecuencia, rango de amplitud, dirección del movimiento, duración, etc.
- Condiciones ambientales: temperatura, humedad, ruido acústico, campos magnéticos.
- Características del transductor: eléctricas, físicas, aislamiento, filtros.
- Montaje del transductor: tipo de montaje, localización, cantidad de mediciones, alineamiento.
- Recopilación de datos: método de transmisión, monitoreo, redundancia.
- Calibración del sensor.

3.3 Muestreo y filtración de señales

3.3.1 Desafíos de la medición

La filtración de la señal desempeña un papel fundamental en la adquisición de datos. Su propósito principal radica en la eliminación de componentes no deseados que pudiesen distorsionar la información recopilada durante la

medición, lo que dificultaría el análisis preciso de las vibraciones reales experimentadas por el sistema. Estas señales no deseadas, comúnmente denominadas "ruido", pueden tener su origen en diversas fuentes, ya sea en interferencias ambientales al llevar a cabo la medición o debido a malas prácticas en el procesamiento de datos.

El ruido ambiental puede surgir de cualquier fuente de vibración mecánica no relacionada con la magnitud de interés en la medición. Por otro lado, el ruido introducido como resultado de las complejidades inherentes al proceso de conversión de datos analógicos en información digital puede ser más difícil de abordar y comprender. Entre los errores más frecuentes que se derivan de este último proceso se encuentran el "alias" y la "fuga" (aliasing y leakage).

Cada resultado y cada tipo de medición tendrá una cierta incertidumbre, que será determinada. Depende del usuario de los resultados determinar a qué precisión aspirar. No hay límites superiores si se da la incertidumbre de la medición. Existen dos estrategias principales para las mediciones de ruido ambiental [22], ambos tipos de mediciones requieren un procesamiento posterior de los datos medidos:

- a) Realizar una única medición en condiciones meteorológicas muy bien definidas monitoreando atentamente las condiciones de funcionamiento de la fuente.
- b) Realizar una medición a largo plazo, o muchas mediciones muestreadas, repartidas en el tiempo mientras se siguen las condiciones meteorológicas.

A pesar de los avances significativos en las técnicas de medición y análisis del ruido y la vibración del transporte, aún existen desafíos y limitaciones que deben abordarse. Algunos de los principales desafíos incluyen [22]:

1. Falta de estandarización: existe una falta de estandarización en las técnicas de medición y análisis de vibraciones del transporte, lo que genera inconsistencias en los resultados y dificultades para comparar los datos entre estudios.
2. Medición in situ: los factores ambientales complejos como el clima, la topografía y la infraestructura cercana dificultan la medición y el análisis del ruido y la vibración del transporte.
3. Ruido de baja frecuencia: el ruido de baja frecuencia es un tipo de contaminación acústica. Se refiere a ondas mecánicas con frecuencias inferiores a 200 Hz. Uno de los principales desafíos es que a menudo es difícil de detectar y mitigar a través de aisladores.
4. Escalas: el ruido de baja frecuencia es complejo e impredecible, lo que dificulta su medición y análisis mediante técnicas tradicionales.
5. Recursos: la creciente complejidad de los sistemas de transporte y la necesidad de ejemplos más detallados y precisos requieren recursos computacionales significativos, que pueden resultar costosos y consumir mucho tiempo.

3.3.2 Filtros de paso

El filtrado es una herramienta para resolver señales analógicas o digitales. Los distintos tipos de filtros (figura 3.8) se utilizan en distintos escenarios dependiendo de la necesidad. Un filtro de paso alto (highpass filter) es un filtro que permite el paso de la energía de alta frecuencia. Por lo tanto, se utiliza para eliminar la energía de baja frecuencia de una señal establecida. Un filtro de paso bajo (lowpass filter) es un filtro que permite el paso de la energía de baja frecuencia. Este tipo se utiliza para eliminar la energía de alta frecuencia no deseada de una señal. Se puede construir un filtro de paso de banda (bandwidth) utilizando un filtro de paso alto y un filtro de paso bajo en serie. [9]

Los filtros de paso alto eliminan la vibración de baja frecuencia y son inherentes a todos los acelerómetros piezoeléctricos (resistencia y capacitor en serie) lo que les da a estos acelerómetros la respuesta de CA. Sin embargo, los filtros de paso bajo son más importantes para evitar el error del alias (aliasing). Un filtro ideal pasaría uniformemente todas las frecuencias por debajo de un límite específico y eliminaría todas las que se encuentren por encima de ese límite. El filtro que elija dependerá de su aplicación [14].

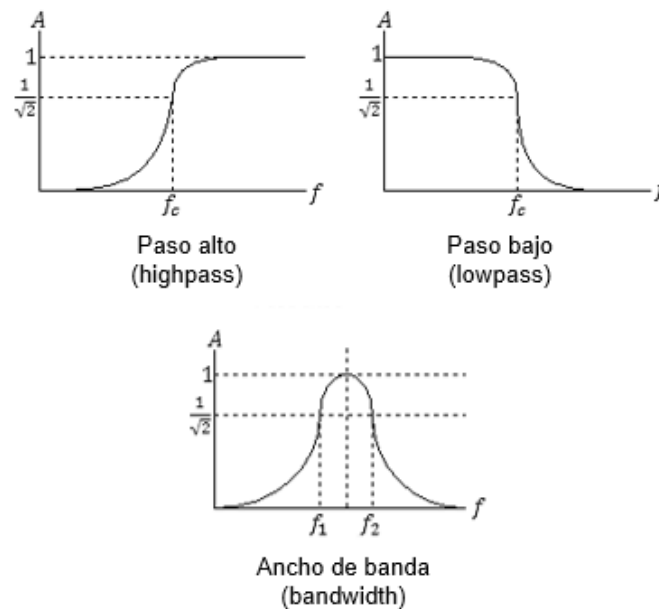


Figura 3.8 Tipos de filtros analógicos.

3.3.3 El alias (aliasing)

El efecto estroboscópico, es una ilusión óptica que se puede apreciar por ejemplo en videos de rotores de helicópteros o en una rueda de radios, en los que parece girar a una velocidad diferente a su verdadera rotación. Puede parecer que la rueda gira más lentamente que su rotación verdadera, que este estacionario, o incluso parece girar en la dirección opuesta a su sentido real. Esta ilusión óptica es una forma de alias (aliasing). Donde la velocidad de fotogramas

en las que se toma el video es demasiado lenta en relación con la frecuencia de rotación o de oscilación del objeto en movimiento.

Un problema similar puede ocurrir cuando los datos del acelerómetro se digitalizan a menos que se tomen precauciones. El aliasing es un efecto introducido por el muestreo de la señal de tiempo, por el cual las frecuencias altas después del muestreo aparecen como bajas. El alias hace que una señal se vuelva indistinguible o parezca una señal completamente diferente. Una vez que se crea un alias en una señal, no se puede filtrar digitalmente en el software post medición. El filtrado de paso bajo de la señal analógica es necesario para evitar el aliasing [9]. Por ejemplo, en la figura 3.9 se representa el origen del alias debido a una incorrecta tasa de muestreo.

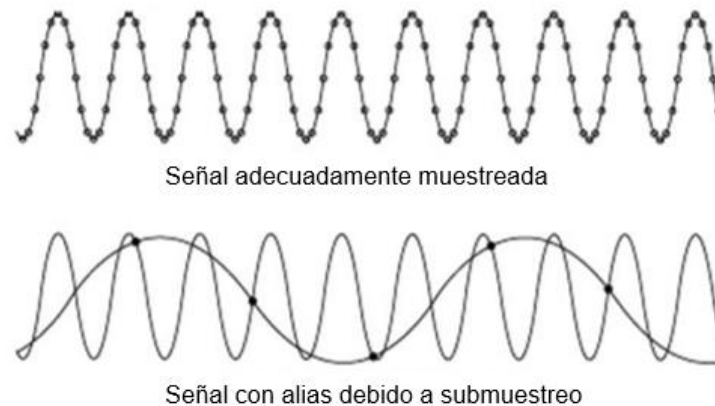


Figura 3.9 Ejemplo de la formación del fenómeno de alias de datos.

3.3.4 Las fugas (leakeage)

La "fuga", es una mancha de energía en todo el dominio de la frecuencia. Este error está asociado con la naturaleza matemática de la transformada de Fourier y hace que la energía se "derrame" en bandas de frecuencia adyacentes [24]. Las transformadas de Fourier realizan una integral de infinito negativo a infinito positivo, pero solo se pueden adquirir datos durante un período de tiempo

discreto. Entonces, una transformada de Fourier debe repetir la señal infinitamente para realizar la transformada.

Cuando la magnitud los datos adquiridos no comienzan y ni terminan en 0 (como la figura 3.10), habrá una fuga en el dominio de la frecuencia porque la señal está distorsionada. La transformada es una herramienta que busca calcular una serie de ondas sinusoidales para representar los datos. Si hay una discontinuidad en los datos entonces el analizador FFT necesitará muchos términos para aproximar la señal aparentemente discontinua [14]. La fuga se produce cuando están presentes las dos condiciones siguientes:

1. La señal se toma durante una duración finita.
2. La señal es "no periódica" en el registro de tiempo

Ambas condiciones suelen estar presentes en los datos de ingeniería, por lo que las fugas son comunes. Por ejemplo, se produce una fuga si se calcula una transformada de Fourier para un número no entero de ciclos de función de seno. Se producirán fugas debido al número no entero de ciclos.

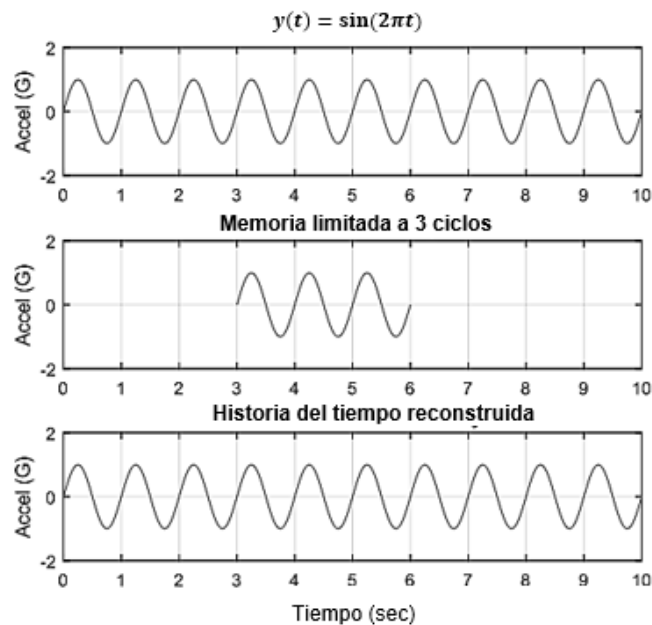


Figura 3.10 Ejemplo de muestreo ideal.

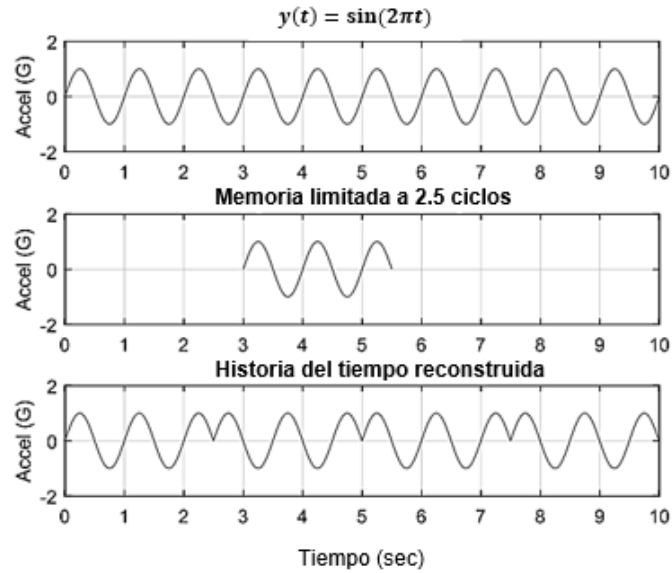


Figura 3.11 Ejemplo de la formación del fenómeno de fuga de datos.

En el caso de no aplicar filtros, la distribución de energía se alejará de una representación real de la respuesta de la estructura estudiada. Tal como se representa los casos de las imágenes anteriores en la figura 3.12.

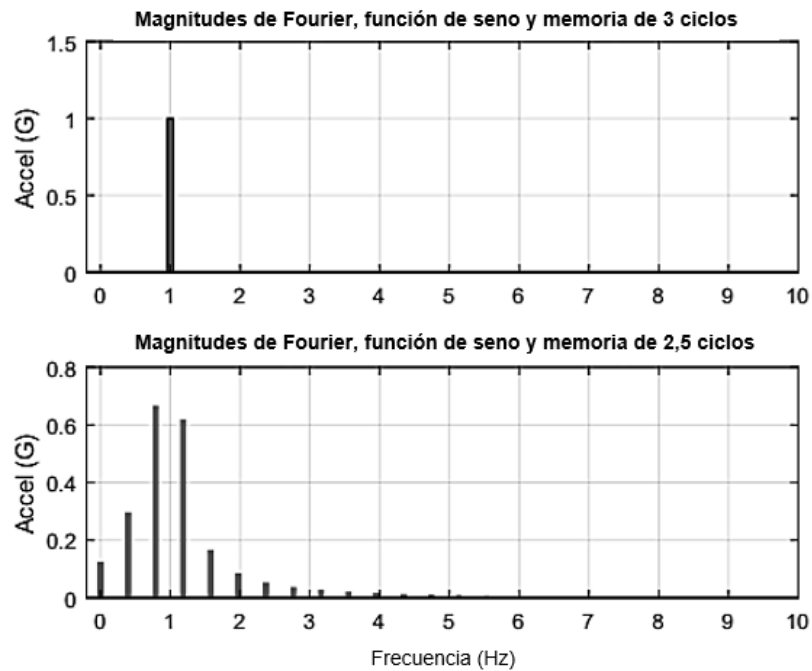


Figura 3.12 Consecuencia en la interpretación de información debido al alias

La transformada de Fourier supone que la señal original es una serie distorsionada de estos segmentos. El error de fuga se puede reducir sometiendo el historial de tiempo a una “ventana” apropiada. Una ventana es un filtro que modifica el segmento que se procesara en la FFT con el objetivo de reducir la diseminación de frecuencias. Los dos tipos más comunes son la ventana rectangular y la ventana de Hanning.

La ventana rectangular o plana deja los datos del historial de tiempo sin modificar y es equivalente a no tener ninguna ventana. Una ventana rectangular (figura 3.13) es apropiada para datos transitorios o datos no estacionarios, incluido el tipo de historial de tiempo de descarga. Sin embargo, no reduce las fugas. Otra de las ventanas más comunes es la ventana de Hanning (figura 3.14), la cual funciona mejor con las señales estacionarias. Esta ventana reduce los datos del historial de tiempo para que la envolvente de amplitud disminuya a cero tanto al principio como al final del segmento de tiempo [9]. Tanto la transformada rectangular como la de Hanning tienen como resultado algún error de fuga. El acondicionamiento de señales implica la pérdida de datos reales que alteran procesamientos posteriores.

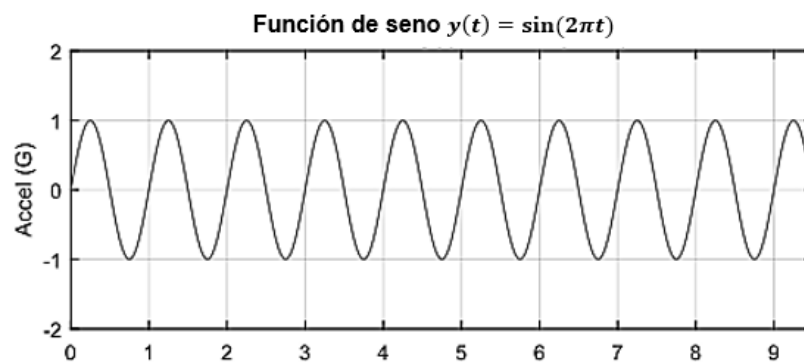


Figura 3.13 Ejemplos de filtro de ventana rectangular.



Figura 3.14 Ejemplos de filtro de ventana Hanning.

Es importante entender que todos los filtros distorsionan los datos. A veces son un mal necesario, pero no siempre se requieren si el probador de vibraciones puede satisfacer la solicitud de Fourier al observar completamente la señal en una muestra de datos.

3.3.5 Frecuencia de muestreo

El teorema de muestreo de Shannon establece que una señal de tiempo muestreada no debe contener componentes en frecuencias superiores a la frecuencia de Nyquist [24]. En 1920, H. Nyquist, fue la primera persona en demostrar, sin ninguna aplicación práctica, que, si una función no contiene ninguna frecuencia mayor que f_{max} Hz, entonces está se determina completamente muestreándola con una frecuencia aproximada de $2.6 f_{max}$.

Según este teorema, la señal muestreada posee todas las características de la señal original sin pérdida de información. Esto significa que es posible reconstruir la señal original a partir de la señal muestreada. Sin embargo, la señal muestreada tiende a no tener los mismos efectos en un sistema mecánico cuando se compara con la señal original [12]. Entonces, se tiene que para representar correctamente un evento físico real la frecuencia de muestro debe ser como:

Ecuación 3.3

$$f_{muestreo} = 2.6f_{maxima}$$

Existen dos reglas generales para definir la tasa de muestreo, las cuales deben de cumplirse [9]:

1. El primer requisito es que la tasa de muestreo debe ser mayor que la frecuencia máxima de análisis. El requisito de dominio de frecuencia se basa en la necesidad de al menos dos coordenadas de dominio de tiempo por ciclo para resolver una onda sinusoidal. El análisis del dominio de la frecuencia se extiende hasta la frecuencia de Nyquist, que es la mitad de la frecuencia de muestreo.

Ecuación 3.4

$$f_{Nyquist} = f_{muestreo}/2$$

2. El teorema de muestreo de Shannon establece que una señal de tiempo muestreada no debe contener componentes en frecuencias superiores a la frecuencia de Nyquist. La tasa de muestreo debe ser mayor que la frecuencia máxima presente en la fuente de energía en el lugar de medición.

Ecuación 3.5

$$F_{maxima} < F_{Nyquist}$$

El desafío es que la frecuencia máxima en la fuente de energía puede ser desconocida, que es el caso habitual de los datos de campo. La solución es utilizar un filtro de paso bajo analógico antes de la digitalización. Esto con el objetivo de eliminar frecuencias inesperadas superiores a aquellas establecidas como frecuencia máxima para la definición de la frecuencia de muestreo. Este filtro también se conoce como filtro anti-aliasing. [9]

3.3.6 Teoría de la información de Shannon

Claude E. Shannon (1916-2001) fue un matemático e ingeniero reconocido como “el padre de la teoría de la información”. En su publicación “teoría

matemática de la comunicación” (1948) Shannon demostró que todas las fuentes de información (el habla, teléfono, radio, imágenes, video, etc.) pueden medirse, y que los canales de comunicación tienen una unidad de medida similar, determinando la velocidad máxima de transferencia o capacidad de canal.

Demostó también que la información se puede transmitir sobre un canal si y solamente si la magnitud de la fuente no excede la capacidad de transmisión del canal que la conduce, y sentó las bases para la corrección de errores, supresión de ruidos y redundancia en la comunicación. Shannon determinó resultados matemáticos acerca de los recursos necesarios para la codificación óptima y para la comunicación libre de errores. Los cuales hoy en día se siguen estudiando y aplicando en diversas disciplinas.

Claude (1948) declaró: “El problema fundamental de la comunicación es el de reproducir un mensaje de un punto exacto a otro. Frecuentemente los mensajes tienen significado, están correlacionados de acuerdo con algún sistema con ciertas entidades físicas o conceptuales. Estos aspectos semánticos de la comunicación son irrelevantes para la ingeniería. El aspecto significativo es que el mensaje de hecho es uno seleccionado a partir de un conjunto de posibles mensajes. El sistema de comunicación debe ser diseñado para operar para cada posible selección de mensaje, no sólo para aquella que será seleccionada de hecho, dado que es desconocida al momento del diseño [8].”

Shannon estipuló que un sistema de comunicación general consta de varias partes de un proceso. Tales partes: representadas en la figura 3.15, son: una fuente, la cual genera el mensaje. Un transmisor, que convierte el mensaje generado en la fuente en una señal. Si la información es codificada, el proceso de codificación también es implementado por el transmisor. Un canal, el cual puede ser cualquier medio que sirva para que la señal se transmita. Por ejemplo: un cable, una fibra óptica o una señal inalámbrica. Un receptor, el cual

reconstruye el mensaje a partir de la señal. Finalmente, un destinatario, que es quien recibe el mensaje [8].

Es importante diferenciar entre el proceso de generación de la información en la fuente y la codificación de la información en el transmisor. Independientemente de las razones para llegar a concluir sobre la naturaleza abstracta de la información, es importante señalar que el hecho de que algo sea abstracto no implica que no sea físico. Basta recordar que las teorías físicas están fundamentadas en propiedades, que representan observables físicos que no son sustancias de ningún tipo.

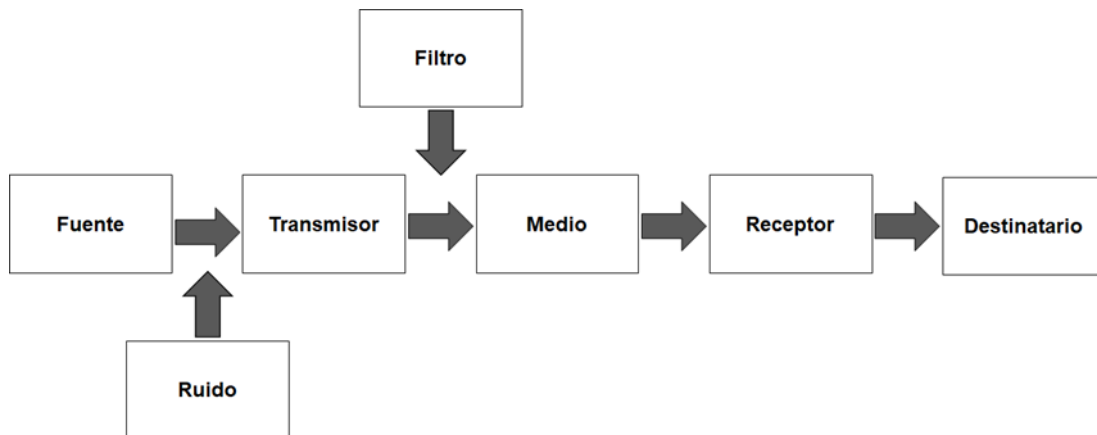


Figura 3.15 Etapas del procesamiento de información.

Un ejemplo de esto es el concepto de energía, que, a pesar de su inmaterialidad, sigue jugando un rol fundamental en la mayoría de las teorías de la física moderna. En otras palabras, el hecho de que la información sea abstracta no implica que no pueda ser considerada una magnitud física. Aunque desde la perspectiva epistémica la información no sea considerada como un ente físico, se asume que la posibilidad de adquirir conocimiento sobre la fuente de información está fundada en los estados físicos que subyacen en el contexto de la observación o experimentación [8].

Tal es el caso de las vibraciones mecánicas. Puesto que es un fenómeno natural intrínseco en la materia, nos apoyamos de otras magnitudes físicas medidas en la interacción de un sistema con su medio para describir las características abstractas del suceso.

3.4 Adquisición y almacenamiento

Una vez obtenida la señal en un intervalo adecuado de voltaje y filtrada, ésta se hace pasar a través de una puerta electrónica que la reconoce y la transfiere al medio de control para la visualización, registro y almacenamiento. Esta puerta es la tarjeta de adquisición, que puede manejar tanto entradas analógicas como digitales. El hardware utilizado en esta investigación es capaz de realizar toda la operación de adquisición de datos, almacenamiento y transferencia de información.

Las especificaciones básicas de una tarjeta de adquisición incluyen el número de canales, es decir, el número de puertas de entrada para las señales provenientes de los transductores; la resolución, correspondiente al número de bits con que se puede representar un valor; la velocidad de muestreo, relacionada con el número de datos adquiridos en un segundo, y el intervalo de entrada de voltaje permitido, es decir, los ajustes a los valores mínimo y máximo de la amplitud de la vibración.

El uso de equipo de cómputo en el proceso de medición de vibraciones transforma la computadora personal y el equipo para la adquisición de datos en un sistema completo de adquisición y análisis. Si la tarjeta lo permite, a través de la computadora se realiza la configuración y la secuencia de lectura de los distintos canales de medición, así como una manipulación previa de los datos adquiridos. En ella se establece también la organización de la adquisición de los datos para facilitar su presentación y análisis posterior [3].

3.5 Análisis de vibraciones aleatorias

Una vibración aleatoria es aquella cuyo valor instantáneo no es predecible con la información disponible. Dicha vibración es generada, por ejemplo, por motores de cohetes, flujos turbulentos, terremotos y movimiento sobre superficies irregulares. Si bien el nivel de vibración instantáneo no es predecible, es posible describir la vibración en términos estadísticos. Técnicamente, las medidas estadísticas de un proceso aleatorio deben promediarse sobre un conjunto de muestras representativas. Para una vibración aleatoria arbitraria, esto significa promediar un conjunto de realizaciones independientes del evento.

Debido a variaciones incontrolables en el sistema, la vibración no es repetible de forma determinista. Por lo tanto, los parámetros estadísticos de la vibración dependen del tiempo y deben determinarse a partir del conjunto de muestras de cada registro en un momento determinado. Para un proceso aleatorio estacionario, puede ser posible obtener promedios de conjuntos equivalentes mediante muestreo a lo largo del tiempo si cada registro de tiempo es representativo de todo el proceso aleatorio [16].

Por ejemplo, supongamos que se desea determinar los parámetros de los niveles de vibración del fuselaje de un avión y que la figura 3.16 represente distintos escenarios de vuelo. En un vuelo particular, los niveles de vibración pueden ser lo suficientemente estacionarios para obtener promedios de tiempo útiles. Sin embargo, es poco probable que un vuelo abarque todas las variaciones esperadas en el clima y otras condiciones que afectan los niveles de vibración. Es necesario combinar los promedios de tiempo con un promedio de conjunto sobre un número de condiciones de vuelo diferentes que representan la gama completa de condiciones posibles [16].

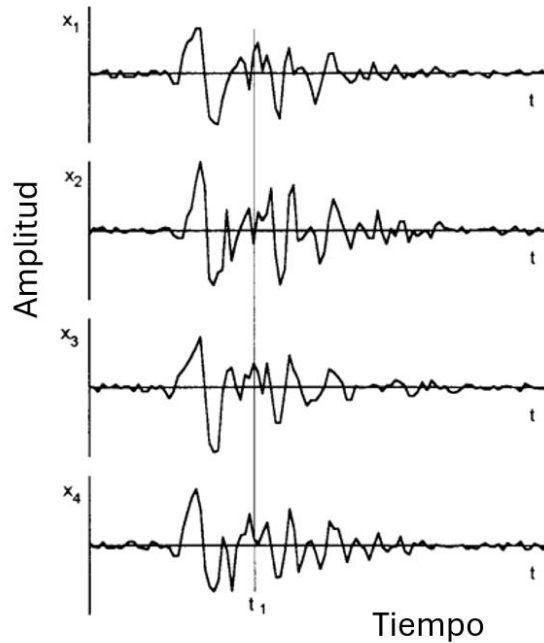


Figura 3.16 Técnica estadística de procesamiento de una señal aleatoria.

Para describir e interpretar las propiedades fundamentales de las señales aleatorias se pueden utilizar 3 funciones estadísticas importantes:

- Valor medio cuadrático
- Función de densidad de probabilidad
- Función de densidad de potencia espectral (PSD)

3.5.1 Cuantificación de la vibración

Junto a las gráficas del comportamiento dinámico en el dominio del tiempo y de la frecuencia, existen ciertos parámetros que son información clave para la caracterización e interpretación de una lectura de vibraciones. Tales parámetros están presentes en los datos recopilados de la medición o son el resultado de una relación algebraica entre estos. Son estadísticas descriptivas de una medición en específico que se adjuntan en un reporte de vibraciones. Algunas de ellas son:

- Duración (t)
- Numero de muestras
- Frecuencia máxima (Hz)
- Frecuencia mínima (Hz)
- Pico de aceleración (g)
- Valor medio (g)
- Aceleración RMS (g)
- Desviación estándar (σ)
- Factor de cresta (crest factor)

3.5.2 Parámetros estadísticos

El valor medio se define por la media aritmética de todas las muestras. Mejor conocido como la componente estática de la señal aleatoria, el valor medio puede ser expresado como:

Ecuación 3.6

$$\mu(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x(t) dt$$

El Valor Medio Cuadrático, también llamado valor RMS, es dato muy utilizado para determinar el comportamiento dinámico de un sistema. Para un intervalo de tiempo de medición, el valor RMS reflejará la energía que es liberada por la oscilación como función de su amplitud. Está directamente relacionado con el contenido de energía del perfil de vibración y, por lo tanto, con la capacidad destructiva de la misma. Puede ser determinado promediando los valores cuadráticos de cada punto de la muestra en un intervalo de tiempo definido.

Ecuación 3.7

$$\overline{x^2} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x^2(t) dt$$

Para caracterizar la amplitud de la distribución de los valores instantáneos alrededor de su valor medio de la señal aleatoria descrita por la función $x(t)$ se utiliza otro termino estadístico, la varianza.

Ecuación 3.8

$$Var = \frac{1}{T} \int_0^T (x(t) - \mu)^2 dt$$

A su vez, se define la desviación estándar (σ) para cuantificar la dispersión de un conjunto de datos numéricos de una muestra alrededor del valor medio. O sea, la varianza es igual al cuadrado de la desviación estándar.

Ecuación 3.9

$$\sigma = \sqrt{Var}$$

Resolviendo la ecuación anterior, se puede obtener la relación exacta entre la varianza, el valor medio cuadrático (el componente dinámico de la señal) y el valor medio (el componente estático de la señal), que toma la siguiente forma:

Ecuación 3.10

$$\sigma^2 = \overline{x^2} - \mu^2$$

Si la componente estática de la señal es igual a cero, entonces la desviación estándar será función de los valores cuadráticos de la señal. El valor RMS de una onda sinusoidal tiene la siguiente relación entre su valor de aceleración máxima y su aceleración RMS:

Ecuación 3.11

$$valor\ pico = \sqrt{2}RMS$$

Una funcion sinusoidal pura con pico de una unidad tiene un valor eficaz o RMS aproximado de 0.707. Tal relación en una función sinusoidal se representa en la figura 3.17.

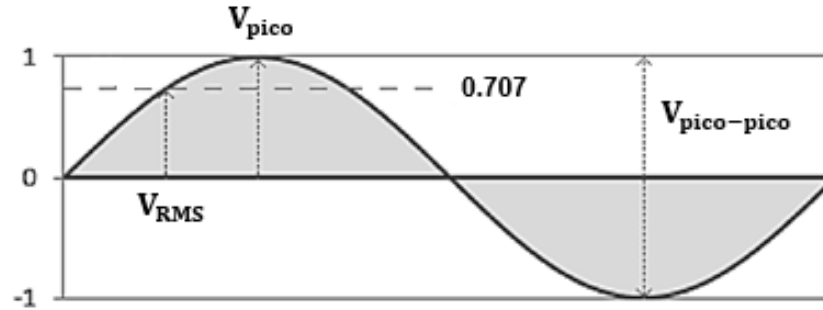


Figura 3.17 Relación entre valor pico y el valor RMS de una señal sinusoidal.

Por otro lado, la vibración aleatoria no tiene una relación fija entre su pico y los valores RMS. Una suposición típica es que la vibración aleatoria tiene un valor máximo de 3σ para fines de diseño.

Ecuación 3.12

$$\text{valor pico}_{\text{aleatorio}} \approx 3\sigma$$

El factor de cresta es la división del valor pico de la amplitud con los RMS, sin unidad. El factor de cresta indica una idea de la forma de la distribución de datos y qué tan extremos son los picos en una onda. Por ejemplo: un factor de cresta igual a 1 indicaría que no hay picos, como en una lectura de corriente continua o una onda cuadrada.

Ecuación 3.13

$$f.c. = \frac{\text{valor pico}(g)}{RMS(g)}$$

3.5.3 Histogramas de vibraciones aleatorias

El histograma divide los puntos de amplitud del historial de tiempo en contenedores y luego cuenta los puntos en cada contenedor. La forma que toma un histograma para la vibración aleatoria es la distribución gaussiana o normal, también conocida como curva de campana. Esta función representa la

distribución de los puntos instantáneos para un entorno estacionario de una vibración aleatoria ideal. Tal escenario se representa en la figura 3.18.

El histograma gaussiano se puede normalizar como una función de densidad de probabilidad tal que el área total bajo la curva sea igual a uno. Estas funciones son útiles en el análisis de vibraciones para estimar las respuestas máximas y el daño por fatiga. El valor medio de la campana es μ y la desviación estándar es σ . El valor medio de la vibración aleatoria suele ser cero [6]. El porcentaje de proporción respectivo a una desviación estándar se aprecia en la figura 3.19.



Figura 3.18 Distribución de respuesta de una señal aleatoria.

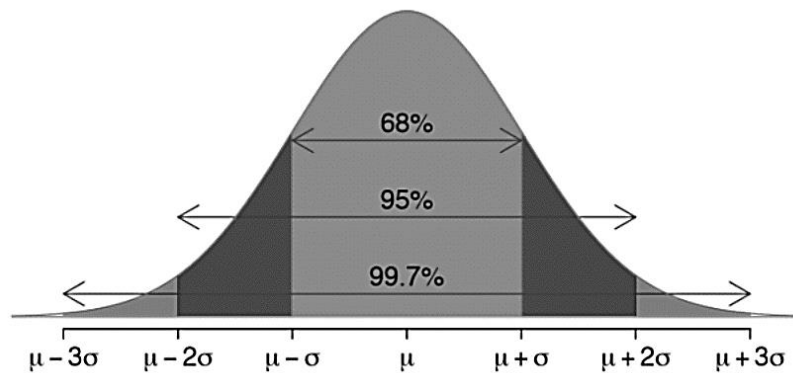


Figura 3.19 Contenido de una distribución Gaussiana.

El histograma con distribución gaussiana muestra que la señal de vibración aleatoria tiene tendencia a permanecer cerca de su valor medio, en este caso cero. Por el contrario, una señal sinusoidal tiende a permanecer en sus valores

máximos positivos y negativos. Por esta y otras razones, el seno y el azar son dos formas de vibración diferentes. Realmente no hay "equivalencia" entre las dos formas, aunque muchos ingenieros han tratado de derivar una relación [17].

La distribución gaussiana es importante en el análisis de vibraciones aleatorias porque se encuentra con mucha frecuencia. Una de las razones por las que la distribución gaussiana es tan común es el teorema del límite central que establece que la suma de N variables aleatorias que tienen una distribución arbitraria se aproximará a una distribución gaussiana cuando $N \rightarrow \infty$. Si una vibración aleatoria resulta de la suma de un gran número de excitaciones aleatorias, su distribución tenderá a ser gaussiana [16].

3.5.4 Análisis FFT

En la práctica, las señales de vibración generalmente consisten en la suma de una serie de sinusoides simples de diferentes frecuencias, amplitudes y fases. Por lo que no podemos ver de inmediato con solo mirar el patrón de amplitud-tiempo cuántos componentes hay y en qué frecuencias ocurren. Estos componentes se pueden revelar trazando la amplitud de vibración contra la frecuencia.

El desglose de las señales de vibración en componentes de frecuencia individuales se denomina análisis de frecuencia. Una técnica que puede considerarse la piedra angular de las mediciones de diagnóstico de vibraciones. Cuando se analiza la frecuencia de las vibraciones de la máquina, normalmente encontramos una serie de componentes de frecuencia periódica prominentes que están directamente relacionados con las formas modales de varias partes de la máquina. Por lo tanto, con el análisis de frecuencia podemos rastrear la fuente de vibración indeseable [21].

El gráfico que muestra el nivel de vibración en función de la frecuencia se denomina espectrograma de frecuencia. Tales gráficos se generan a partir de histogramas (es decir las magnitudes de respuesta a través del tiempo) como “entrada” y de herramientas matemáticas para su procesamiento. Los analizadores FFT (Fast Fourier Transform) utilizan el algoritmo de la transformada rápida de Fourier para calcular los espectros de bloques de datos. La figura 3.20 muestra como el algoritmo traza el espectrograma transformando la respuesta en el dominio del tiempo al del de la frecuencia.

El algoritmo FFT es una aproximación finita y discreta de la transformada integral de Fourier. Se dice que un analizador FFT funciona en tiempo real cuando es capaz de procesar todos los datos entrantes, aunque la presentación de los resultados se retrase en una cantidad correspondiente al tiempo de cálculo. Esto implica que el tiempo que se tarda en analizar un registro de datos, es menor que el tiempo que se tarda en recoger los datos transformados.

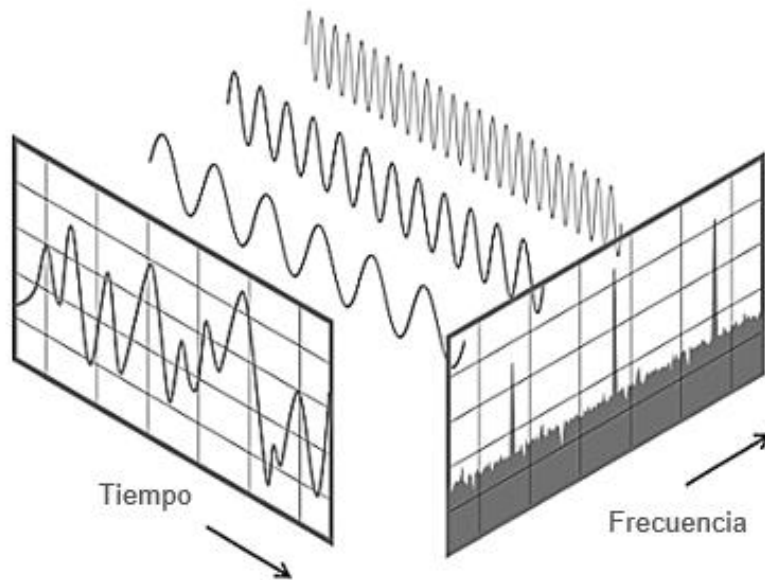


Figura 3.20 Transformación de señales en el dominio del tiempo al de frecuencia.

Por lo tanto, la mayoría de los analizadores FFT producen un espectro (complejo) con un número de líneas espectrales igual a la mitad del número de muestras en tiempo (real) transformadas. Para evitar los efectos de aliasing, no todos los valores de espectro calculados son válidos, y es habitual mostrar, por ejemplo, 400 líneas para una transformación de 1024 puntos u 800 líneas para una transformación de 2048 puntos. Por ende, para obtener una resolución de frecuencia mejor, se debe ampliar en lo posible el tiempo de grabación.

3.5.5 Densidad Espectral de Potencia (PSD)

Las PSD (Power Spectral Density) se utilizan para caracterizar señales de vibración aleatorias. Cuando una señal está formada por unos múltiples componentes, la suma de los valores medios cuadráticos de cada uno de ellos permitirá determinar el valor medio cuadrático de la señal, o sea, su espectro discreto. Una PSD se calcula multiplicando cada contenedor de frecuencia en una FFT por su complejo conjugado, lo que da como resultado el único espectro real de amplitud en g^2 .

El aspecto clave de un PSD que lo hace más útil que un FFT para el análisis de vibraciones aleatorias es que este valor de amplitud luego se normaliza al ancho del intervalo de frecuencia para obtener unidades de g^2/Hz . La amplitud de la PSD no cambia con diferentes longitudes de señal, pero la FFT sí [8]. Solo hay una cosa sobre una FFT que los PSD no tienen: ángulo de fase. Los PSD son los valores cuadrados de la FFT normalizados al ancho del contenedor, lo que significa que los valores complejos (ángulo de fase) se han ido [25].

Los PSD son poderosos porque el área bajo la curva (o integral) en el dominio de frecuencia representa el nivel de vibración RMS para ese rango de frecuencia. Y la vibración RMS está relacionada con la energía en el medio ambiente [14]. Se puede calcular una densidad espectral de potencia para

cualquier tipo de señal de vibración, pero es particularmente apropiado para vibraciones aleatorias. Debido a su complejidad ésta no tiene simple relación entre su pico y los valores RMS. El valor pico de un aleatorio estacionario es típicamente 3 o 4 veces el valor RMS [26].

Los PSD también se utilizan a menudo en los estándares de prueba debido a la forma en que cancelan el efecto del ancho de banda de un espectro de frecuencia. Si estaba desarrollando algo que iba a ser transportado, se le pediría que hiciera algunas pruebas en su equipo para demostrar que puede sobrevivir a una exposición prolongada a esos niveles de vibración. La mayoría de las pruebas en sacudidores tendrán estos perfiles de exposición incorporados, pero también se pueden construir fácilmente dados algunos niveles de PSD conocidos y tasas de aumento/disminución [14].

Tal como se desarrolla en la figura 3.21, a continuación, se describe el desarrollo del cálculo de una PSD:

1. Se dividen los datos del dominio del tiempo en una serie de segmentos. La longitud del segmento definida será inversamente proporcional al ancho del intervalo de frecuencia resultante. Por ejemplo: un conjunto de segmentos de 2 segundos de duración dará un intervalo de 0.5 Hz.
2. Luego, se aplica una ventana a cada segmento y también se superponen todos los segmentos para que no se esté filtrando nada.
3. Calcule una FFT en cada segmento en ventana y superpuesto.
4. Elevar al cuadrado los resultados de la FFT.
5. Promediar todas las FFT al cuadrado (una para cada segmento).
6. Normalizar (dividir) por el ancho del intervalo de frecuencia en Hz

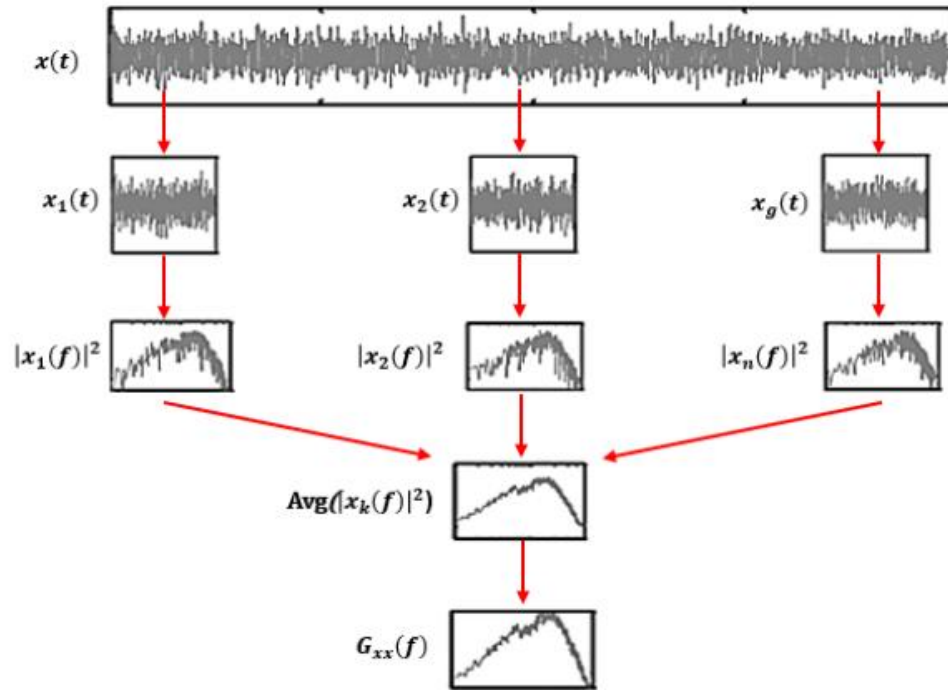


Figura 3.21 Desarrollo grafico del cálculo de una PSD.

El contenido de frecuencia de una lectura de variable aleatoria $x(t)$ está representado por la densidad espectral de potencia $W_x(f)$. La PSD está definida como la respuesta cuadrática media de un filtro de banda estrecha ideal $\overline{x_{\Delta f}^2}$, dividida por el ancho de banda Δf del filtro en el límite cuando $\Delta f \rightarrow 0$ a la frecuencia f (Hz):

Ecuación 3.14

$$W_x(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{\overline{x_{\Delta f}^2}}{\Delta f}$$

Según esta definición, la suma de los componentes espectrales de potencia en todo el rango de frecuencias debe ser igual al valor cuadrático medio total de x :

Ecuación 3.15

$$\overline{x_{\Delta f}^2} = \int_0^{\infty} W_x(f) df$$

El término potencia se utiliza porque la potencia dinámica en un sistema vibratorio es proporcional al cuadrado de la amplitud de la vibración. Un enfoque alternativo a la densidad espectral de potencia de las variables estacionarias utiliza la representación en serie de Fourier de $x(t)$ durante un período de tiempo finito $0 \leq t \leq T$.

Ecuación 3.16

$$x(t) = \bar{x} + \sum_{n=0}^{\infty} A_n \cos(2\pi f_n t) + \sum_{n=0}^{\infty} B_n \sin(2\pi f_n t)$$

donde $f_n = n/T$. Los coeficientes de la serie de Fourier se encuentran por:

Ecuación 3.17

$$A_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos(2\pi f_n t) dt$$

y 3.18

$$B_n = \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \sin(2\pi f_n t) dt$$

Comparando esto con la ecuación de potencia, se sigue que los coeficientes de la serie de Fourier son una medida de la correlación de $x(t)$ con las ondas coseno y seno a una frecuencia particular. La relación entre la serie de Fourier y la densidad espectral de potencia se puede encontrar evaluando $\overline{x^2}$ de la ecuación:

Ecuación 3.19

$$\overline{x^2} = \frac{1}{T} \int_0^T \left\{ \bar{x} + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos(2\pi f_n t) + B_n \sin(2\pi f_n t)] \right\} \\ \times \left\{ \bar{x} + \sum_{m=1}^{\infty} [A_m \cos(2\pi f_m t) + B_m \sin(2\pi f_m t)] \right\} dt$$

La integral en el tiempo cancela todos los términos cruzados en el producto de la serie de Fourier dejando solo los cuadrados de cada término:

$$\overline{x^2} = \frac{1}{T} \int_0^T \left\{ (\bar{x})^2 + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n^2 \cos^2(2\pi f_n t) + B_n^2 \sin^2(2\pi f_n t)] \right\} dt$$

$$\overline{x^2} = (\bar{x})^2 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{2} [A_n^2 + B_n^2] \quad \text{Ecuación 3.20 y 3.21}$$

Se puede considerar que cada término de esta serie representa un componente del valor cuadrático medio asociado con un filtro de ancho de banda $\Delta f = 1/T$. Luego, la densidad espectral de potencia se aproxima mediante:

Ecuación 3.22

$$W_x(f_n) \cong \frac{T}{2} (A_n^2 + B_n^2)$$

3.5.6 PSD Envolvente

Es posible generar una PSD simplificada a partir de datos experimentales. La mejor manera de generar esto es hacer una envolvente de PSD a través del Espectro de Daño por Fatiga (Fatigue Damage Spectrum, FDS). Se utilizan principalmente dos tipos de algoritmos de daño por vibración para el análisis de una banda estrecha de frecuencia: Espectro de respuesta al impacto (Shock Response Spectrum, SRS) y Espectro de respuesta de energía ERS (Energy Response Spectrum, ERS).

En la fatiga por vibración, SRS es una representación gráfica de la respuesta de aceleración de un sistema con un solo grado de libertad (SDOF) ante una señal transitoria determinada de la peor amplitud del choque versus la frecuencia. El concepto de ERS es muy similar al de SRS, pero diferente en la adopción de señales. ERS calcula la respuesta máxima de un sistema a través de la entrada PSD.

Sin embargo, en comparación con SRS, el método ERS estima un valor de daño considerablemente mayor. El método ERS predice la vida útil de un material de una manera más especulativa. Con el conjunto de una SRS y un ERS se es capaz de generar un espectro de daño por fatiga particular, que proporciona el daño por fatiga total de un sistema [8].

3.6 Cierre

El marco teórico establecido proporciona una base sólida para comprender el fenómeno de las vibraciones mecánicas. Los principios y herramientas matemáticas utilizadas en este documento fueron desarrollados por sus creadores con el propósito de comprender los fenómenos aleatorios del universo analizado, de manera cuantificable y documentable, permitiendo así su análisis. Aunque estos modelos no son perfectos, han sido utilizados y perfeccionados a lo largo del tiempo, aportando valor al conocimiento y comprensión del entorno.

Desde sus inicios, el análisis de vibraciones mecánicas ha sido un área de interés crucial, con aplicaciones que abarcan desde la ingeniería estructural hasta la industria automotriz. La evolución y refinamiento de los modelos teóricos han permitido a los ingenieros y científicos predecir y controlar con mayor precisión el comportamiento vibratorio de los sistemas mecánicos, lo que a su vez ha llevado a avances significativos en el diseño y la optimización de estructuras y maquinaria.

IV. Desarrollo experimental

El sistema estudiado en esta investigación es la plataforma para transporte de rollos de acero “Big Coil” (figura 4.1) y su medio, el cual son las distintas rutas de transporte con las que interactúa. Ha de mencionarse que hasta el instante de la investigación no se han presentado quejas de garantía. Sin embargo, como cualquier otra herramienta, la fatiga se hace presente después de cierto uso en forma de grietas. El objetivo de esta práctica es identificar las frecuencias y niveles de vibración que se manifiestan con mayor intensidad en el vehículo durante el transporte, pues representa información de valor para la predicción de vida útil, definición de mantenimientos e identificación de posibles modos de falla.



Figura 4.1 Plataforma y tractocamión utilizados en la grabación 3.

4.1 Contexto del estudio

La medición de vibraciones requiere instrumentar el vehículo de prueba con sensores de aceleración en los puntos de interés. En esta ocasión, se estudió específicamente un elemento estructural: una viga. Colocada transversalmente, se encuentra cerca del centro y funge como punto de unión entre los largueros

de la plataforma. Se eligió esta parte por su accesibilidad y cercanía con la cuneta central de la plataforma, la cual es capaz de soportar una carga de 40 ton. Una baja fiabilidad de esta pieza pondría en duda capacidad de la estructura para trabajar durante largos periodos de estrés. Además, que cuenta con una superficie horizontal lisa, ideal para la instalar el sensor de forma segura.

Para tener una mayor comprensión del medio donde se realizarán los estudios, se definieron los parámetros constantes y variables que se consideraron dentro de cada medición realizada para facilitar la interpretación de los datos. Cada factor aporta a la aleatoriedad del fenómeno vibratorio y da como resultado que las lecturas sean únicas, invariablemente del intento de repetición de los eventos. Se lograron identificar distintas variables:

- Tren motriz: El tren motriz de un vehículo, en este caso el del camión de turno que remolque la plataforma, aportará y recibirá vibraciones que se transmiten a través de sus puntos de conexión.
- Rango de velocidad: Si la velocidad se mantiene constante, la plataforma operara la mayoría del tiempo en cierto rango de amplitudes de aceleración en todas sus dimensiones.
- Configuración de masas: La posición y distribución de peso de los rollos de acero que se estén transportando en la estructura hace variar su respuesta al shock.
- Rutas interplantares: Las variaciones de altura, hundimientos y escombros en el camino son características de cada ruta atribuyen al por que se considera única la lectura.
- Trafico: La cantidad de otros vehículos con los cuales el conductor debe interactuar durante su traslado es a veces un factor ajeno al estudio. Sin embargo, es necesario para observar la operación real de estas unidades.
- Clima: El conjunto de condiciones y variaciones propias de un lugar constituido por: la presión atmosférica, la humedad, la temperatura, etc.; afectan en como el sensor percibe y registra el movimiento del sistema a medir.

Factores constantes considerados para la investigación:

- Las mediciones realizadas a los remolques serán en campo durante jornadas laborales comunes.
- La programación del sensor y procesamiento de datos es la misma para todas las lecturas.
- Se desprecian las fuerzas aerodinámicas y se considera a la plataforma como un único elemento y parte de un sistema de 3 grados de libertad.
- Se consideran iguales a todas las plataformas mecánicamente. Asimismo, los sistemas de suspensión y las llantas de los camiones debido a lo indicado en las especificaciones técnicas definidas por el proveedor.

4.2 Herramienta de trabajo

La herramienta principal utilizada en este estudio es un sensor de vibraciones enDaq W8-D40 (figura 4.2). Es un acelerómetro capacitivo digital con un rango de operación de $\pm 40g$, una tasa de muestreo de hasta 4000Hz y un ancho de banda de 0 a 300Hz. Además, cuenta con un giroscopio, magnetómetro y es capaz de medir cambios en la presión atmosférica, temperatura, humedad, etc.



Figura 4.2 Sensor enDaq W8-D40

Es ideal para las necesidades actuales, puesto que se puede configurar con respecto a las necesidades de este estudio. Al finalizar una grabación, el aparato guarda los datos en un formato compatible con un paquete de softwares propios de la marca enDaq para su posterior edición. El uso de tales programas se explicará con mayor profundidad a continuación.

4.3 Montaje del equipo

Para el montaje del sensor se utilizó una cinta doble cara 3M 950, la cual es proporcionada y sugerida por el proveedor del sensor, puesto que ha demostrado aportar resultados consistentes en el campo y laboratorio. Se desea eliminar impurezas que puedan añadir ruido a la medición y en la adhesión de la cinta. La técnica de montaje consiste en limpiar adecuadamente la superficie del sensor y la de la estructura donde se colocará. A continuación, se procede a cubrir la mayor área posible del sensor con la cinta doble cara. Posteriormente se procede a pegar a la superficie de la estructura a medir. En este caso en la viga transversal tal como se observa en la figura 4.3.

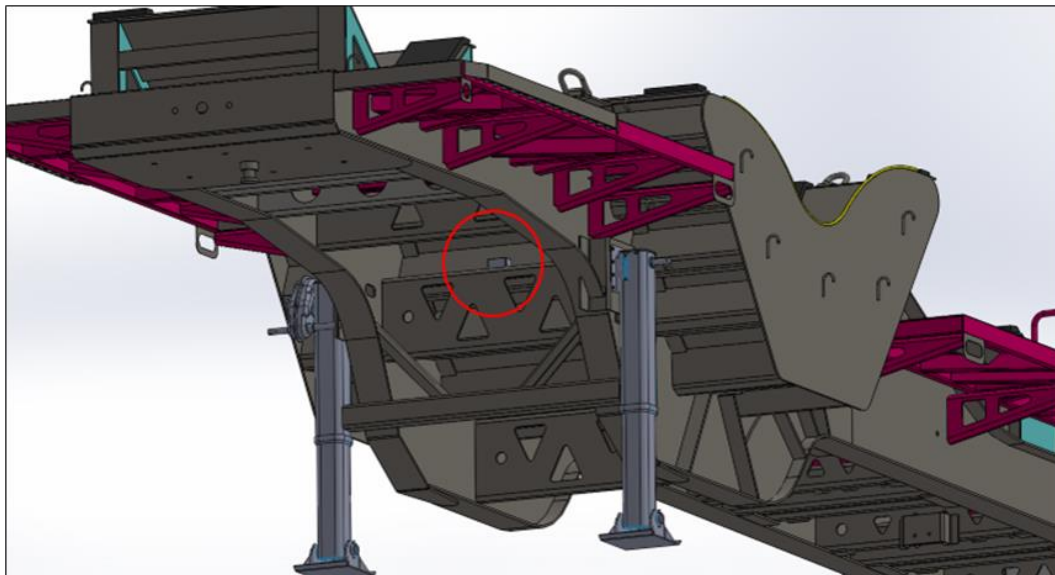


Figura 4.3 Modelo de Big Coil creado en software CAD y localización del montaje del sensor.

El sensor se monta en la misma posición en todas las lecturas como se muestra en la figura 4.4. Es imprescindible ser conscientes de la posición en la cual se coloca el sensor en la viga pues de ello depende la dirección de los ejes y el sentido de giro registrado en cada lectura.



Figura 4.4 Sensor montado en viga estudiada.

Para estos experimentos se optó por la siguiente configuración: siendo el eje “x” el transversal de la plataforma, el eje “y” el longitudinal y el eje “z” será el vertical. Parte de las consideraciones al montar el sensor fueron que idealmente el plano “xy” sea paralelo al suelo y así mismo el plano “yz” coincida con el plano medio longitudinal de la plataforma completa. El sentido de dirección y de giro cumple con la “regla de mano derecha” tal como se representa en la figura 4.5:

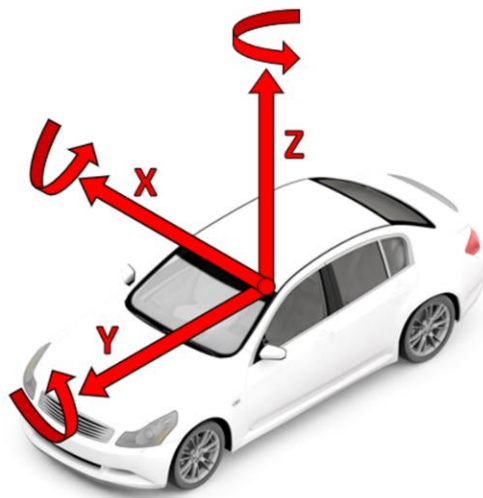


Figura 4.5 Sentidos de dirección y desplazamiento utilizados es este estudio.

4.4 Configuración de medición y filtros

Previamente a realizar cualquier prueba es necesario definir las preferencias de medición y filtros para el sensor. Para la configuración de los canales del sensor se utiliza uno de los programas diseñados por la propia marca del fabricante, enDAQ Lab. Es un software útil para la definición de entradas, visualizar datos y exportar información. Mientras se encuentre el sensor conectado a una computadora, se tendrá acceso a todos los movimientos registrados durante la medición.

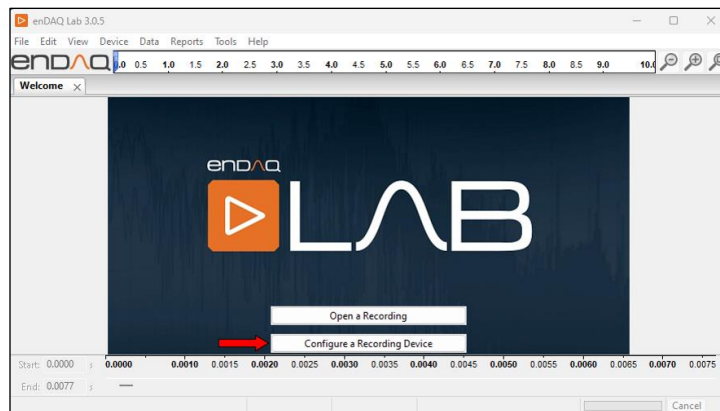


Figura 4.6 Menú principal de enDAQ Lab.

Dentro de la interfase (figura 4.6), en la opción “configurar un dispositivo de grabación”, nos mostrara el menú de ajuste del sensor seleccionado (figura 4.7). Para esta investigación hacemos énfasis en los datos que deseamos para caracterizar el fenómeno vibratorio, que son las unidades de medida inerciales. enDAQ nos facilita distintos canales de medición con los que cuenta el sensor. Para ello, habilitamos el modo de adquisición de la aceleración y rotación en los 3 ejes. Otras medidas están disponibles, pero estas son suficientes para estudio.

A sí mismo, el paso más relevante es definir la frecuencia de muestreo del acelerómetro. Para estos casos se define en 2000Hz. La razón de ello es que el programa define el filtro de paso bajo como 25% de la tasa de muestreo, es decir

500Hz. En base a los antecedentes, se conoce que el rango con mayor contenido energético se encuentra entre los 0 a 300Hz. Por lo que con la tasa de muestreo y filtro de paso bajo seleccionados estamos procurando adecuadamente el problema de aliasing.

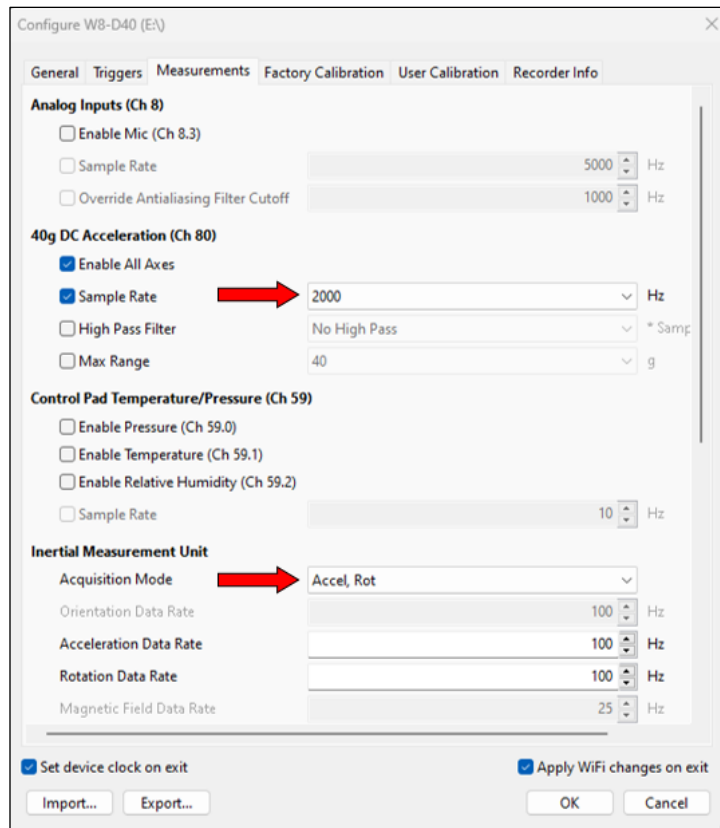


Figura 4.7 Menú de configuración de canales de enDaq Lab.

Hay que denotar que el filtro de paso alto no se definió en este paso puesto que se realiza en uno posterior. Una vez seleccionadas las preferencias de configuración de canales y se haya montado el sensor en la posición deseada la preparación para las pruebas estará completa. Para esta investigación se realizaron 3 mediciones las cuales, la plataforma estuvo expuesta a distintos escenarios por condiciones similares a una operación común de traslado de material. Las mediciones iniciaron desde antes del encendido del motor hasta la llegada al destino de viaje. En la ruta 1 (figura 4.8) se recorrieron 29km. En la ruta 2 (figura 4.9), 11km. Y en la 3ra ruta (figura 3.10) 23km.

A la par que el acelerómetro este operando, se recomienda acompañar al camión. Para tomar nota de los acontecimientos clave que sucedan en el recorrido, con el apoyo de un cronometro, se apunta el instante de los acontecimientos.

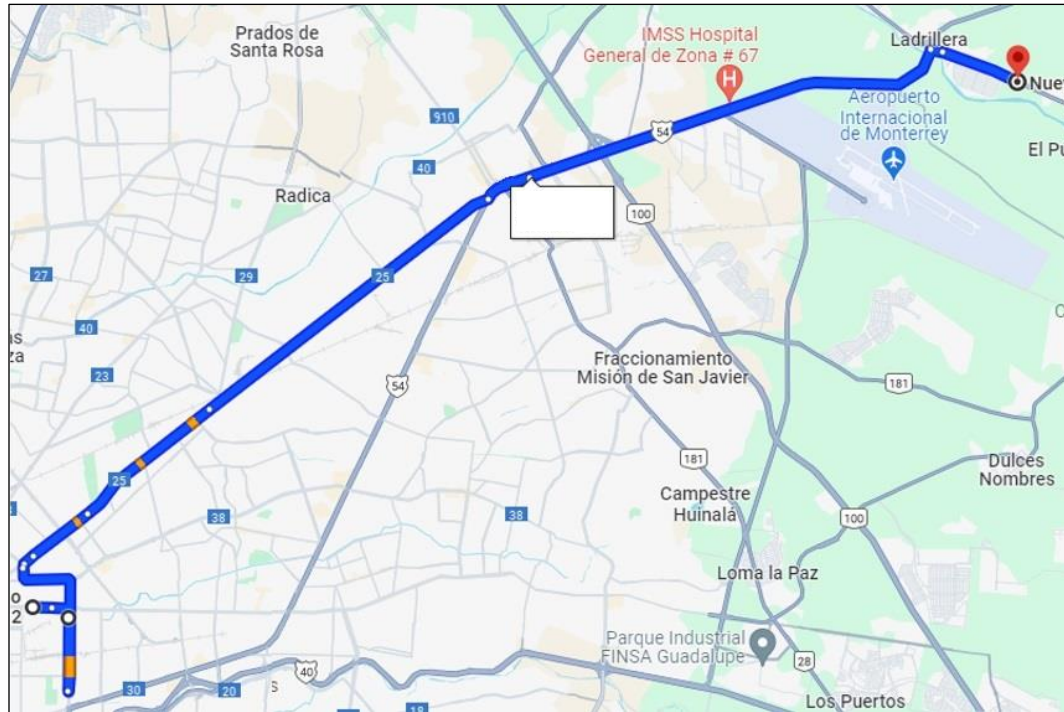


Figura 4.8 Ruta de medición 1

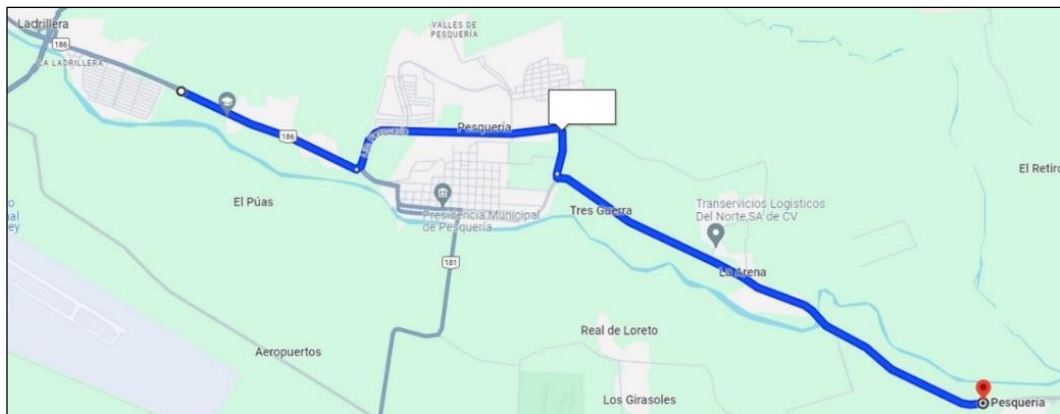


Figura 4.9 Ruta de medición 2

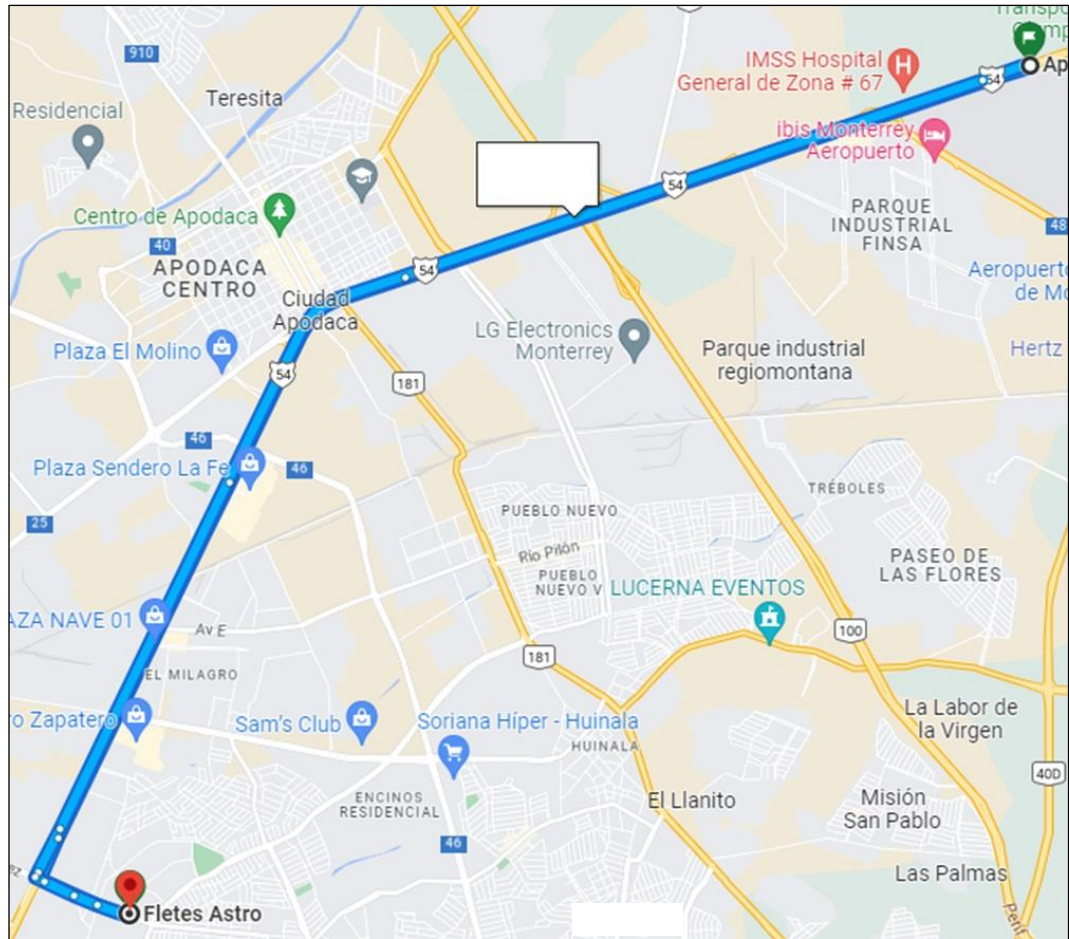


Figura 4.10 Ruta de medición 3.

4.5 Adquisición de datos

Obtenidos los datos del traslado, se transfieren a una computadora para iniciar su procesamiento. Al cargar los archivos en Labview, se mostrarán 2 graficas distintas: la aceleración (g) vs tiempo (s) (véase figura 4.11) y la tasa de giro ($\frac{\theta}{s}$) vs tiempo (s) (figura 4.12); con mediciones de los tres ejes dimensionales del sensor. Lo interesante a destacar es que a diferencia de la respuesta inercial en "x" y "y" (el plano horizontal), la aceleración en el eje "z" tiene un valor estático de 1 en vez de cero.

Esto es debido a que la escala en la gráfica de aceleración utilizada es la de la gravedad ($1g=9.81ms^2$). Y ya que esta ejerce sobre todos los cuerpos del planeta, la estructura y el sensor no son la excepción y es capaz de registrarla. Los gráficos $\frac{\theta}{s}$ son interesantes de analizar ya que permite relacionar los eventos mostrados con los eventos observados durante el camino. Junto al apoyo de los apuntes realizados se pueden identificar rangos de tiempo en las grabaciones que se pueden aislar para su análisis.

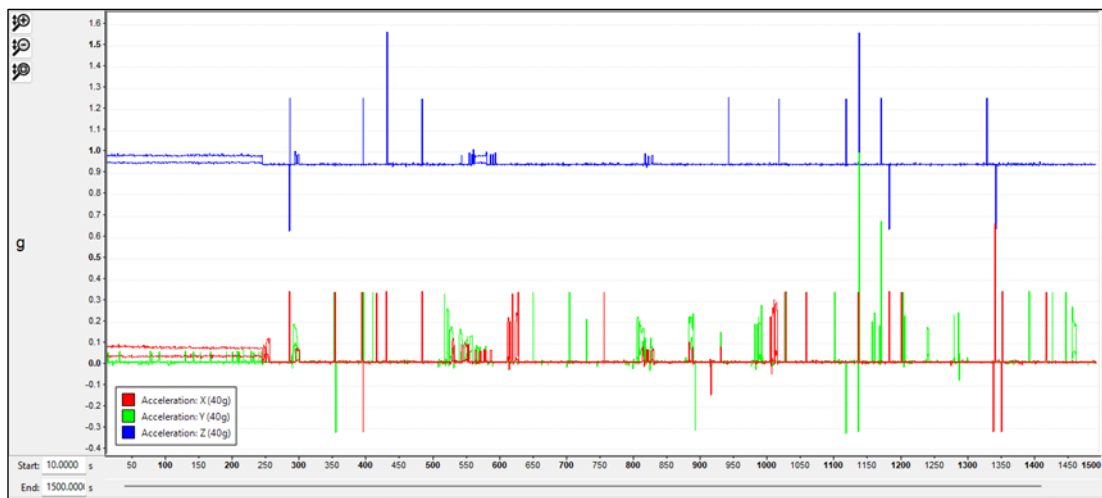


Figura 4.11 Ejemplo de grafica respuesta a la aceleración (g) en el eje z vs tiempo, medición 1.

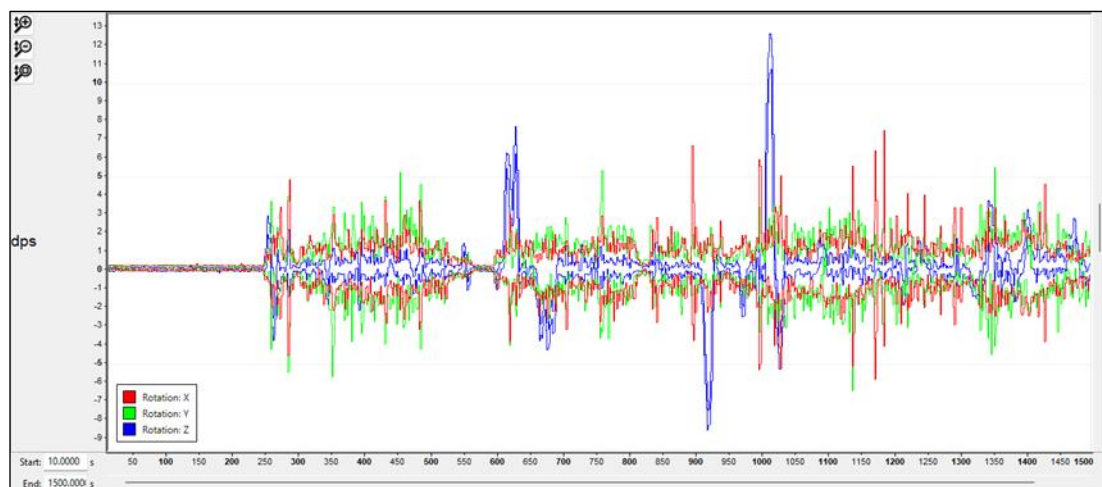


Figura 4.12 Ejemplo de grafica tasa de giro ($\frac{\theta}{s}$) en el eje z vs tiempo, medición 2.

Por ejemplo, se registró que el camión cruzó un retorno aproximadamente en el segundo 1780 de la medición 3 (figura 4.13). Un movimiento así es fácil identificar porque mantiene una tasa de giro ascendente, y precipitadamente decrece porque el vehículo ya se direcciona en sentido contrario. Esta maniobra se aprecia en la figura 4.14.

No.	Evento	Tiempo(s)
0	Inicio medicion	0
1	Enganche	120
2	Conexión sistema de frenos	143
3	Inicio de viaje	230
4	Salida de Astro	400
5	Entrada a Av Mexico	630
6	Esquina Av Miguel aleman	770
7	Centro de Apodaca ida	1140
8	Retorno	1780
9	Alto	2250
10	Centro de Apodaca vuelta	2450
11	Incorporacion a Av Mexico	3000
12	Regreso a Astro	3210
13	Desenganche	3480
14	Fin medicion	3701

Figura 4.13 Bitácora de eventos de la medición 3.

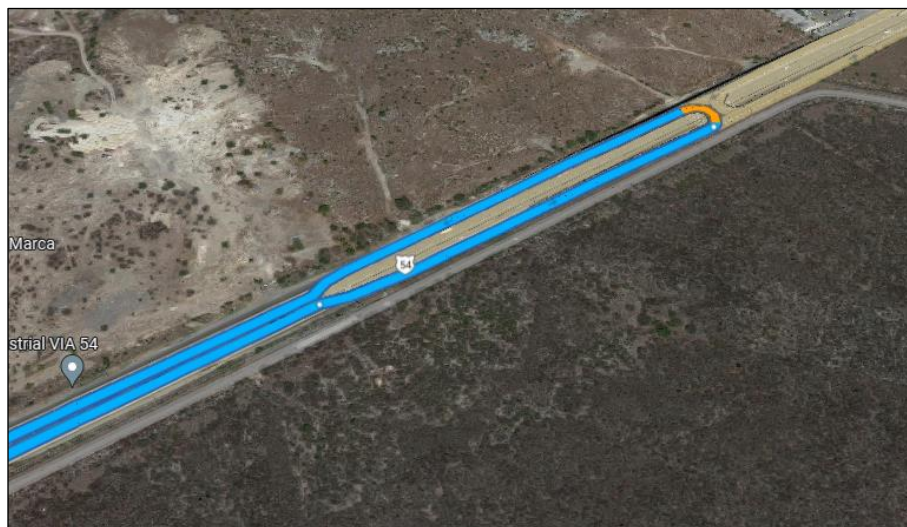


Figura 4.14 Imagen del retorno en la ruta de la medición 3.

Esta acción se registra como un evento singular en la gráfica de tasa de giro, como se ve en la figura 4.15. Se busca el mismo rango de tiempo coincidente en la gráfica de aceleración e identificamos su respuesta durante este periodo como en la figura 4.16.

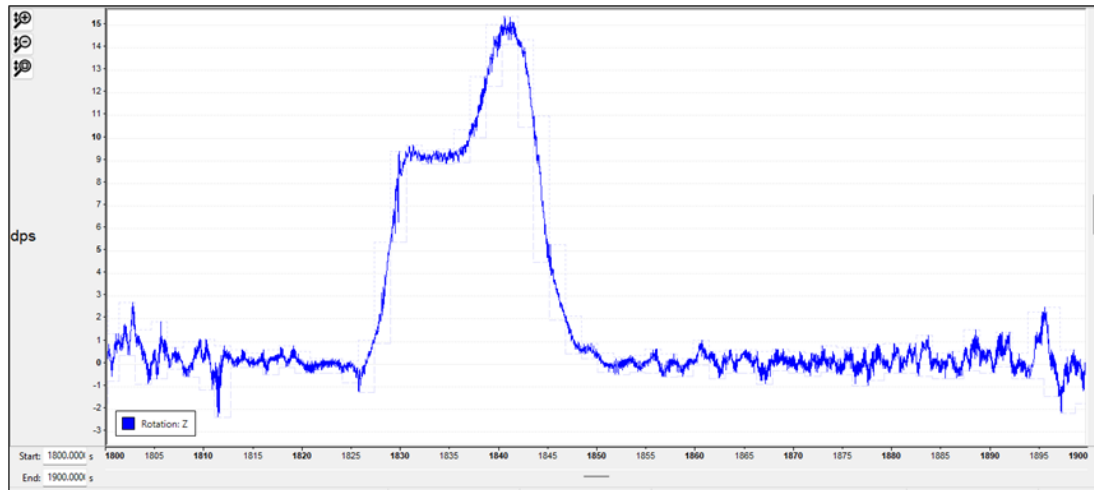


Figura 4.15 Tasa de giro ($\frac{\theta}{s}$) del eje z, medición 3, seg.1800-1900.

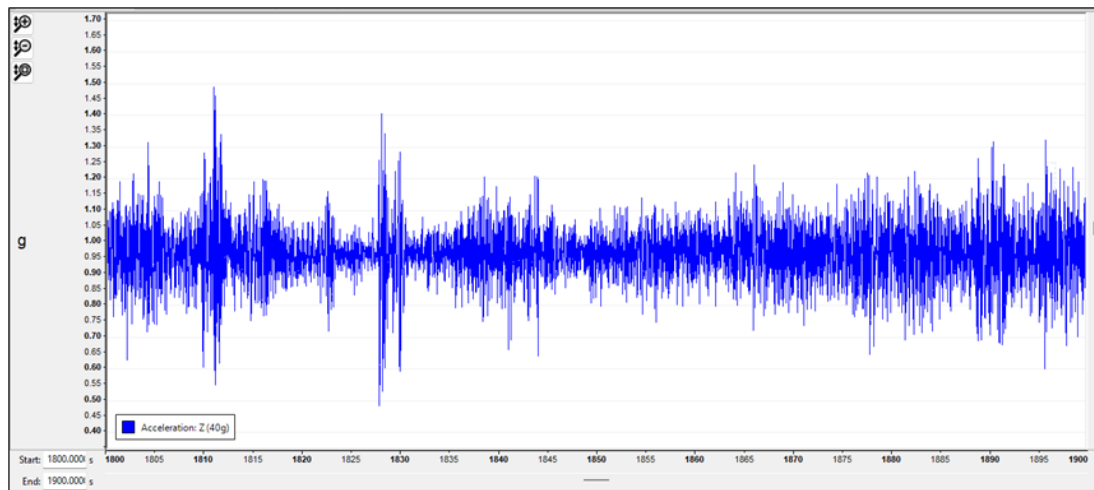


Figura 4.16 Respuesta de aceleración (g) del eje z, medición 3, seg.1800-1900.

Al seleccionar los segmentos de la grabación hay que procurar no mezclar comportamientos estacionarios (por ejemplo, la figura 4.17, durante la espera en la luz roja del semáforo) de los no estacionarios (por ejemplo, la figura 4.18,

durante la aceleración del vehículo). Así, se estudia mejor la respuesta energética del comportamiento estático o dinámico durante cierto lapso de la grabación.

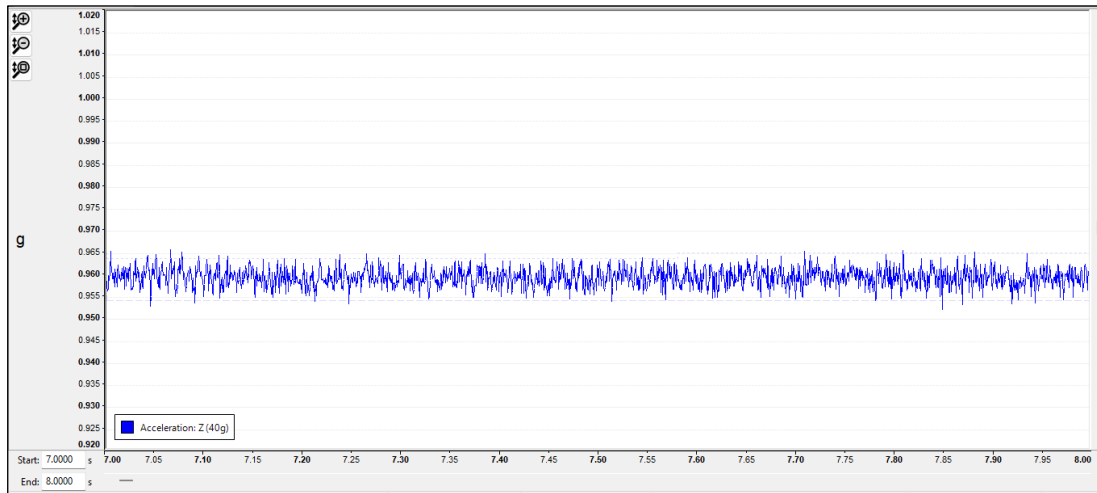


Figura 4.17 Ejemplo de señal en estado estacionario.

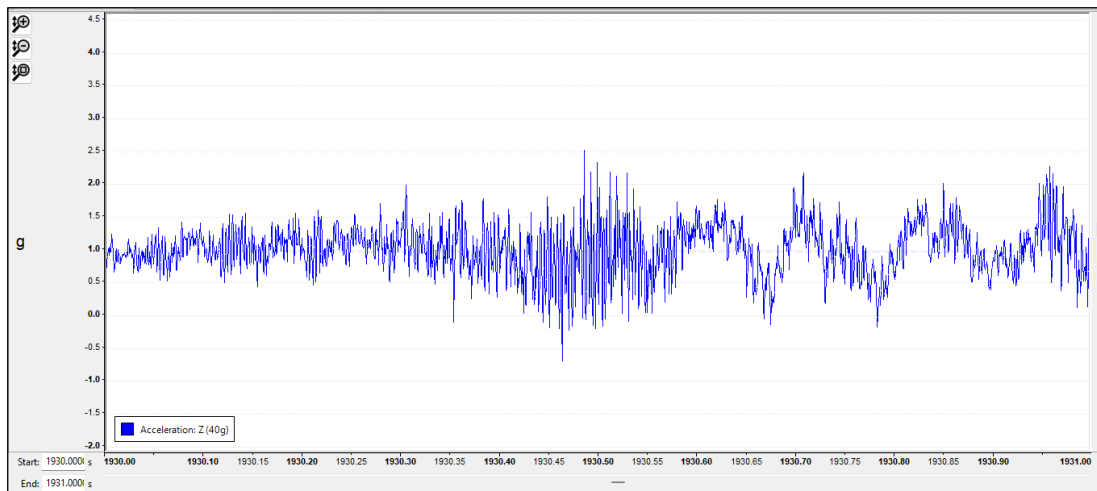


Figura 4.18 Ejemplo de señal en estado no estacionario.

De esta manera aislamos secciones específicas. Las guardamos para seguir preparando su post procesamiento. Se guarda por default como una hoja de datos separada por coma (CSV) para leerse después por Vibration data. En total, se aislaron y estudiaron 8 eventos durante las grabaciones realizadas (figura 4.19). La lectura no. 8 fue un instante de la grabación en el cual el camión conducía a baja velocidad, sin carga y en un suelo de asfalto en buenas

condiciones. Por lo que sirve como un estado de referencia en el que no interferían mucho los factores externos.

Lectura	Medición	Descripción	Carga	Estado	Duacion (s)
1	1	Montaje de rollo	26t al centro	Estático	4,5
2	1	Recorrido por Av. López Mateos	26t al centro	Dinámico	399
3	2	Recorrido por Pesquería	26t al centro	Dinámico	338
4	2	Carretera libre	26t al centro	Dinámico	400
5	3	Motor encendido	-	Estático	150
6	3	Puesta en marcha	-	Dinámico	37,5
7	3	Recorrido por Apodaca	-	Dinámico	500
8	3	Referencia	-	Dinámico	117

Figura 4.19 Tabla de contenido de cada lectura estudiada.

Con la intención de ayudar con el problema de Aliasing, se debe abrir el archivo Excel de cada lectura y para asegurar que el primer valor de aceleración sea un valor $1 < x$ y termine en un valor $x < 1$ (por ejemplo la figura 4.20). Esto para evitar la superposición durante la segmentación de datos.

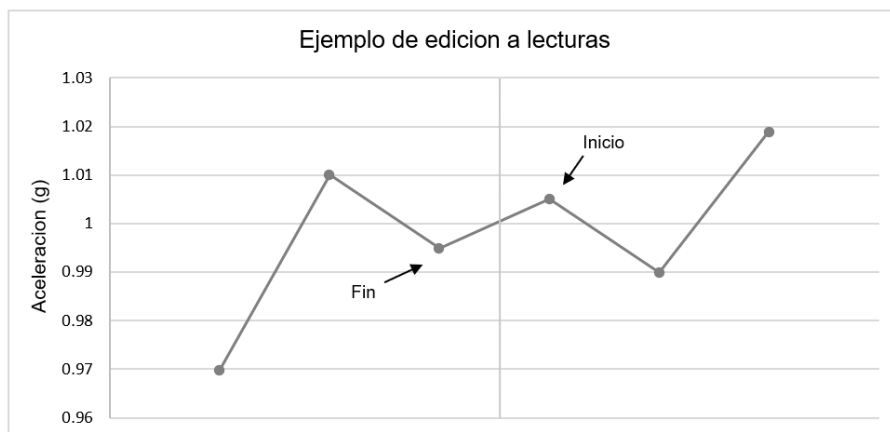


Figura 4.20 Ejemplo de edición de lectura.

4.6 Procesamiento de información

Vibration data es la última etapa de la transformación de datos a información. Una vez preparados los archivos, dentro de las herramientas que

proporciona el software se abre la opción de filtros para aplicar uno de paso alto de 10Hz. Un objeto con mucha masa como el trailer requiere de una fuente de energía de periodos largos para producir un cambio en su magnitud y dirección de inercia. Mientras más pequeño sea el componente que se desee estudiar, se encontrara que las frecuencias de caracterización son más altas y no responden bien a las bajas. Además, debido a limitaciones del software utilizado y poder apreciar otro rango de frecuencias, se recomienda este filtrado de 10Hz para el desarrollo del procesamiento de datos.

Al aplicar el filtro, se encontró una gráfica de aceleración a la cual se le restan las magnitudes de aceleración generada por las frecuencias menores a los 10 Hz. Lo que genera también que el punto estático se encuentre en 0. Esta transición del marco de referencia se aprecia en las figuras 4.21 y 4.22. Hay que recalcar que anteriormente ya se había aplicado un filtro de paso bajo de 500 Hz al momento de la medición. Por lo que el ancho de banda de las lecturas es de 10 a 500 Hz. Esto se comprueba al realizar una Transformada Rápida de Fourier la cual, pasa al dominio de las frecuencias las gráficas y se puede ver la respuesta de aceleración por frecuencia.

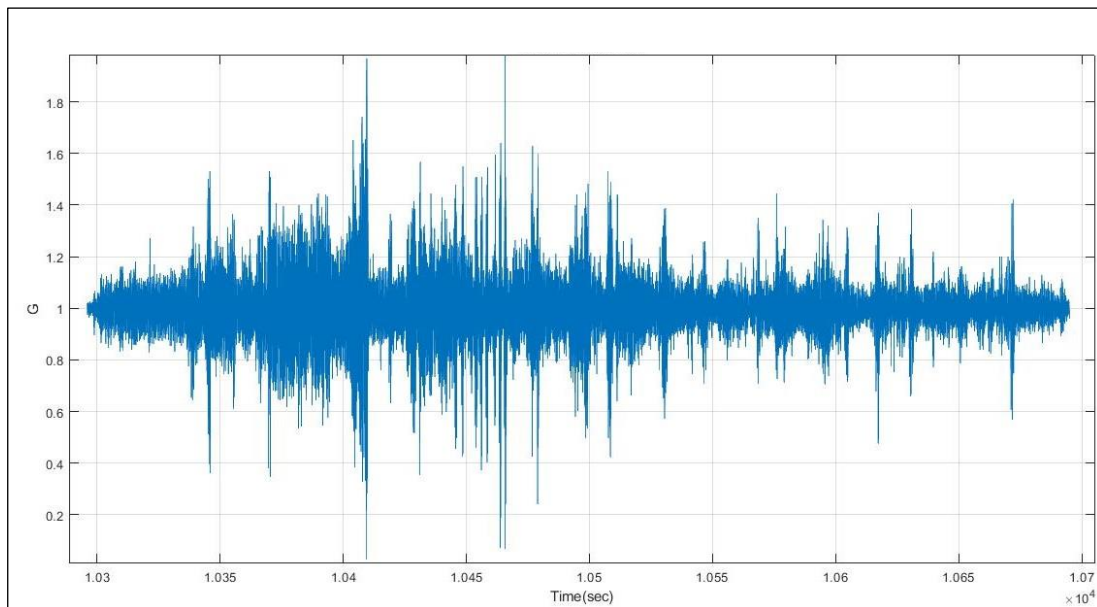


Figura 4.21 Respuesta de aceleración (g) original, lectura 2.

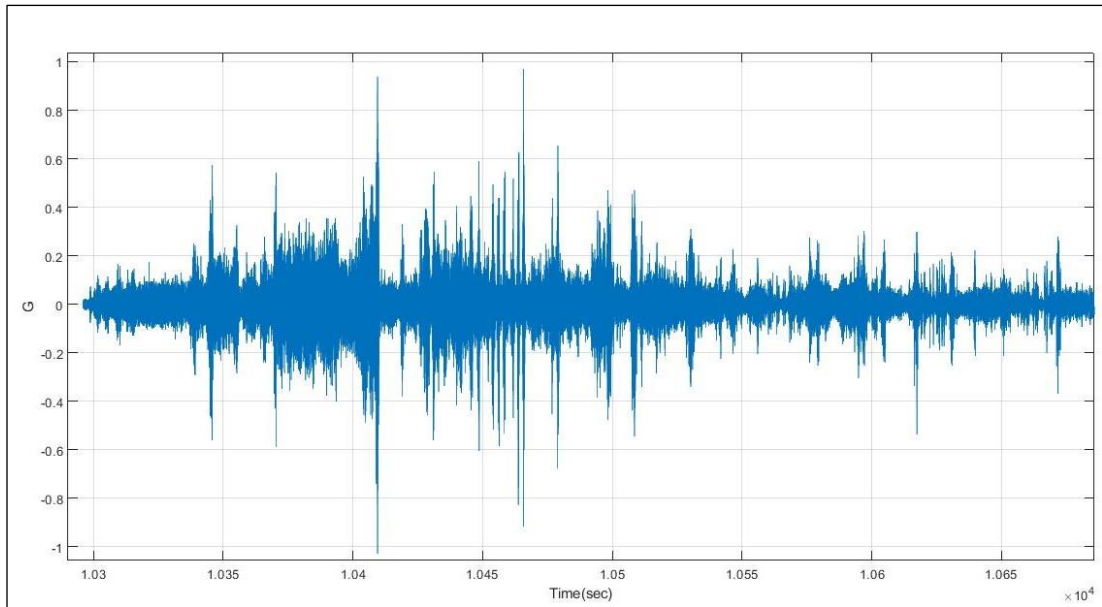


Figura 4.22 Respuesta de aceleración (g) con filtro de 10 Hz, lectura 2.

Por ejemplo, comparemos las figuras 4.23 y 4.24: ambas son el espectrograma de una de misma lectura y se puede observar un pico de respuesta a los 115Hz en las 2. Sin embargo, se ve opacada por la presencia de ruido registrado dentro de los primeros 10Hz del evento.

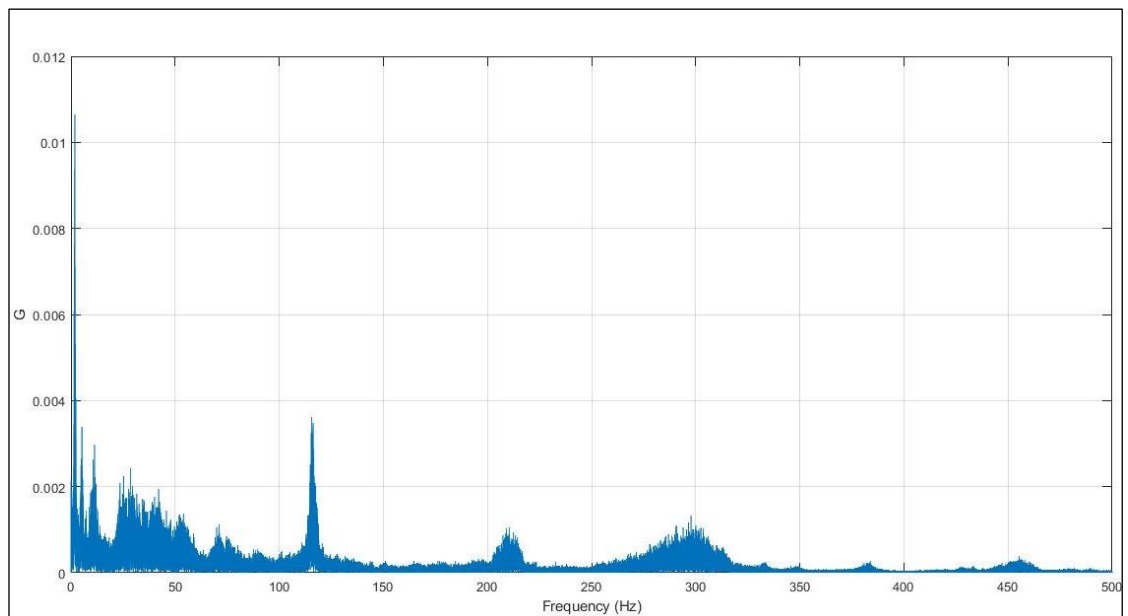


Figura 4.23 FFT original, lectura 2.

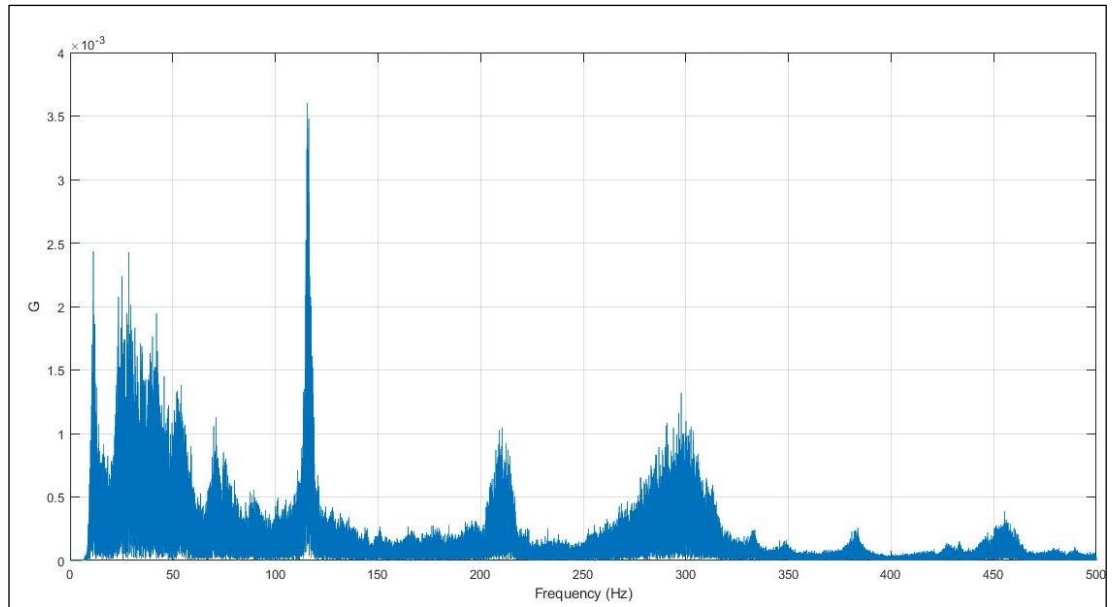


Figura 4.24 FFT con filtro de 10 Hz, lectura 2.

Al haber completado este paso se puede continuar realizando las gráficas de Densidad Espectral de Potencia. En una FFT al variar la intensidad y patrones de estimulación la respuesta en aceleración y frecuencia difiere de una lectura a otra. Sin embargo, lo valioso de la PSD y la manera en que auxilia a “caracterizar” una interacción de un sistema con su medio, al transformar los datos a su PSD se pueden apreciar patrones similares entre los picos de respuesta de energía disipada por frecuencia.

Por lo que al estudiar la misma estructura en distintas condiciones (en este caso la viga de la plataforma) idealmente se deberían apreciar formas similares debido a sus propiedades mecánicas intrínsecas. Esta forma o patrón se puede condensar por una envolvente que cubra la respuesta a la frecuencia que sea capaz de caracterizarlo. Todo aquello superior a la envolvente es energía disipada más allá del promedio. La envolvente proporciona una idea de las condiciones generales de operación de la estructura para trabajar dentro de una intensidad menor a esta. Esta envolvente es el entregable del documento y es lo que se entrega a un cliente como resultado del trabajo de análisis de vibraciones.

V. Discusión de resultados

En este capítulo, se presentan los resultados del análisis de vibraciones mecánicas realizadas en la pieza del Big Coil. Esta viga desempeña un papel crucial en la estabilidad y el rendimiento del sistema en su conjunto como componente de la rigidez estructural. La comprensión de su dinámica vibratoria representa un avance significativo en la evaluación de la integridad estructural y el funcionamiento del remolque para el transporte de carga pesada. Los resultados presentados se basan en una combinación de datos empíricos obtenidos a través de técnicas de medición, análisis numéricos y simulaciones computacionales. Esta variedad de enfoques garantiza la robustez y la fiabilidad de los resultados obtenidos.

La recopilación y análisis de datos se llevaron a cabo siguiendo un enfoque metodológico riguroso, en línea con los objetivos planteados al inicio de este estudio. Los resultados de FFT proporcionan una visión detallada de las frecuencias dominantes presentes en las vibraciones, mientras que los PSDs ofrecen una representación visual clara de la distribución de la energía vibracional en función de la frecuencia. Estos análisis permiten no solo identificar patrones característicos de vibración, sino también evaluar la intensidad y la naturaleza de las vibraciones en diferentes puntos de interés dentro de un sistema, proporcionando así información valiosa para el diseño y la optimización de la plataforma del remolque.

5.1 Graficas FFT de lecturas

A continuación, los espectrogramas considerados para la investigación:

1. Figura 5.1: Montaje de rollo, 26ton al centro, estado estático.

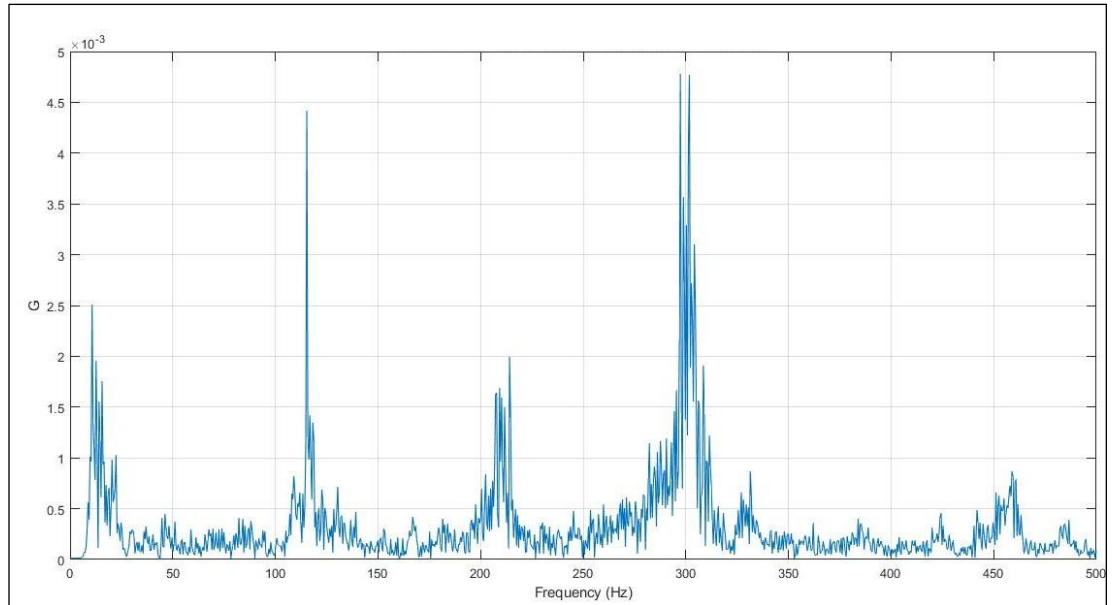


Figura 5.1 FFT Lectura 1 Frecuencia pico: 297.4Hz Amplitud pico: 0.0048g.

2. Figura 5.2: Recorrido por Monterrey, 26ton al centro, estado dinámico.

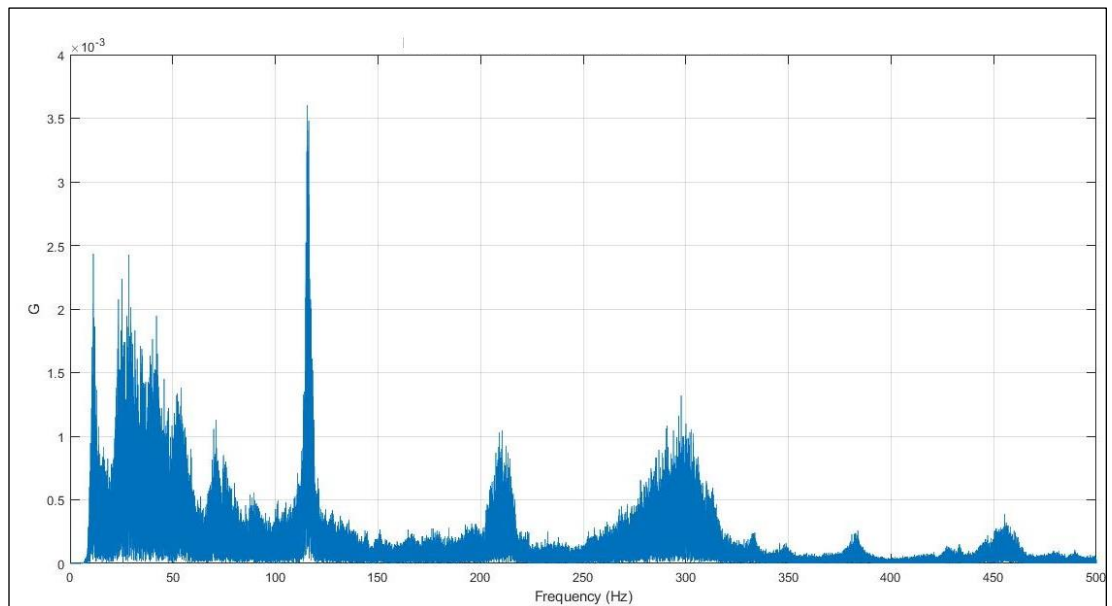


Figura 5.2 FFT Lectura 2 Frecuencia pico: 115.6Hz Amplitud pico: 0.00367g.

3. Figura 5.3: Recorrido por Pesquería, 26ton al centro, estado dinámico.

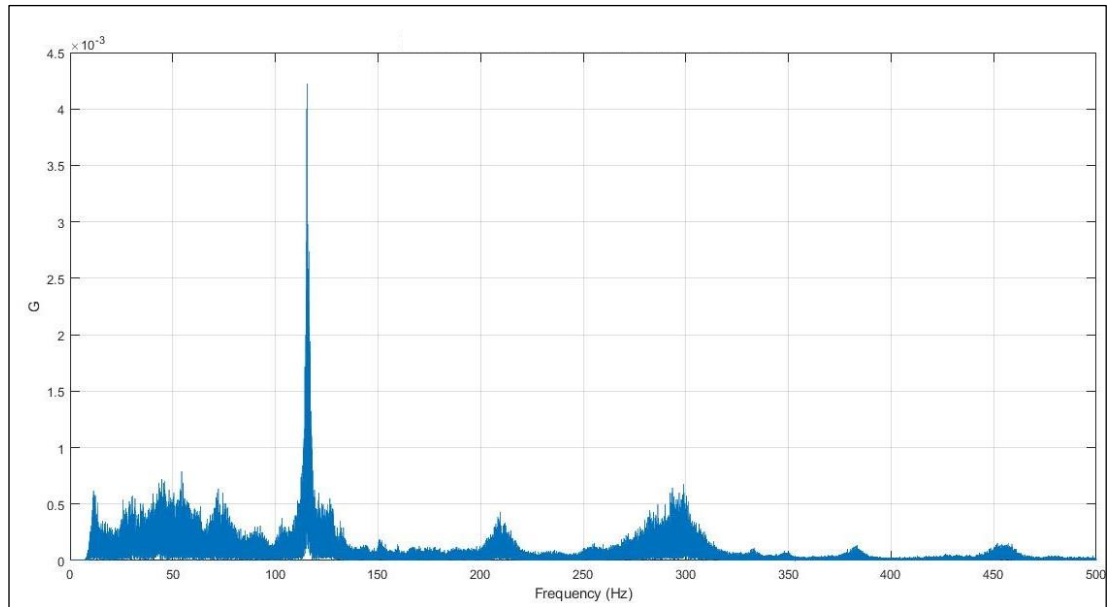


Figura 5.3 FFT Lectura 3 Frecuencia pico: 115.4Hz Amplitud pico: 0.00452g

4. Figura 5.4: Recorrido por carretera, 26ton al centro, estado dinámico.

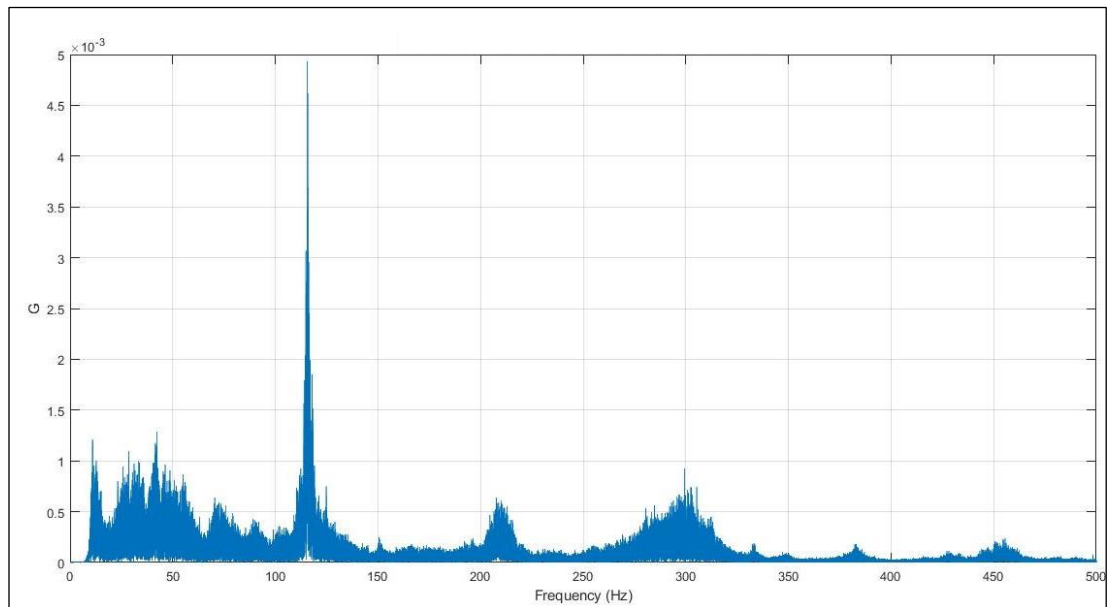


Figura 5.4 FFT Lectura 4 Frecuencia pico: 115.7Hz Amplitud pico: 0.00495g

5. Figura 5.5: Encendido de motor, sin carga, estado estático.

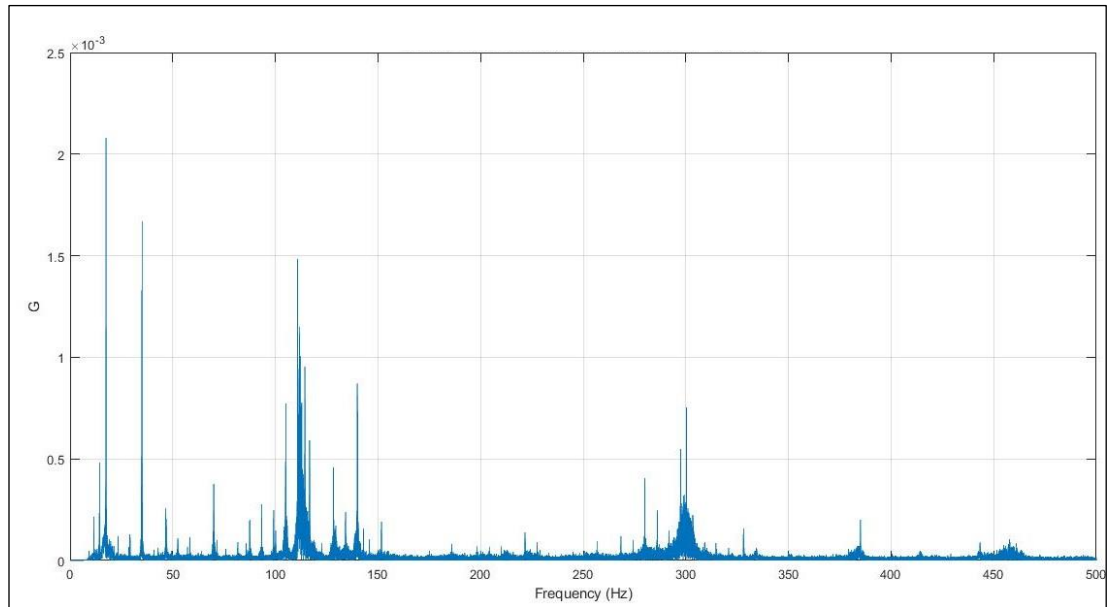


Figura 5.5 FFT Lectura 5 Frecuencia pico: 17.5Hz Amplitud pico: 0.00212g

6. Figura 5.6: Puesta en marcha del camión, sin carga, estado dinámico.

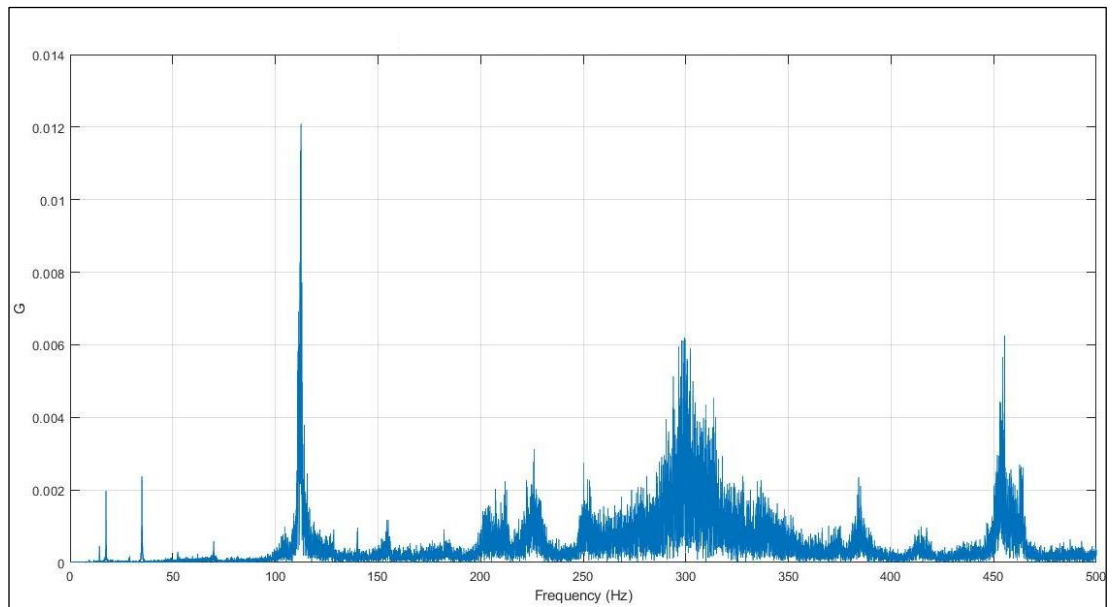


Figura 5.6 FFT Lectura 6 Frecuencia pico: 112.5Hz Amplitud pico: 0.0121g

7. Figura 5.7: Recorrido por Apodaca, sin carga, estado dinámico.

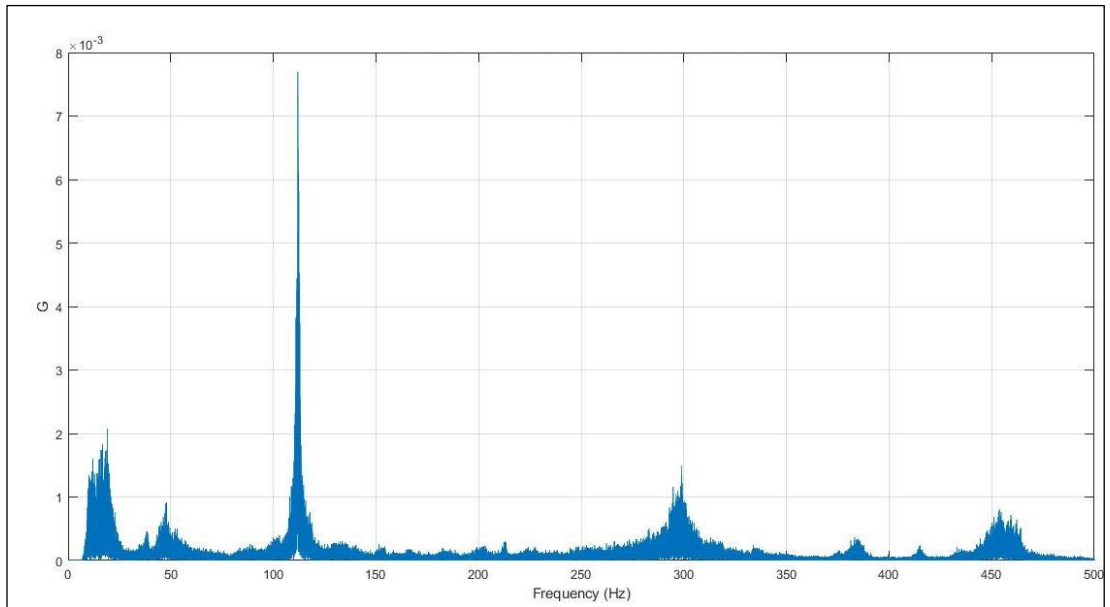


Figura 5.7 FFT Lectura 7 Frecuencia pico: 111.9Hz Amplitud pico: 0.00788g

8. Figura 5.8: Referencia, sin carga, estado dinámico.

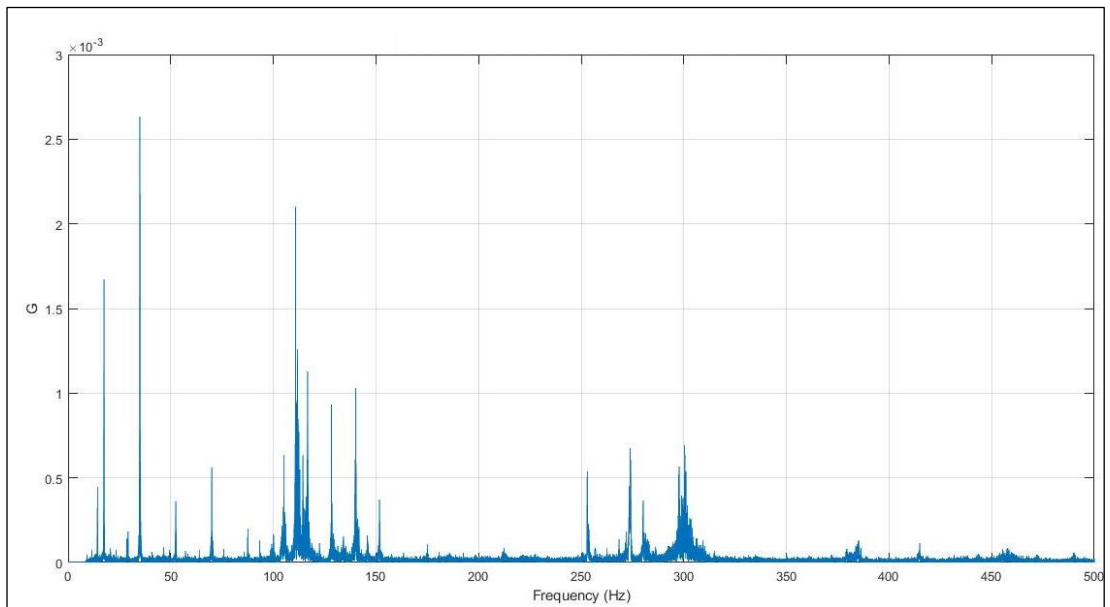


Figura 5.8 FFT Lectura 8 Frecuencia pico: 34.94Hz Amplitud pico: 0.0026g

5.2 Graficas PSD de lecturas

A continuación, las PSD obtenidas con la metodología documentada:

1. Figura 5.9: Montaje de rollo, 26ton al centro, estado estático.

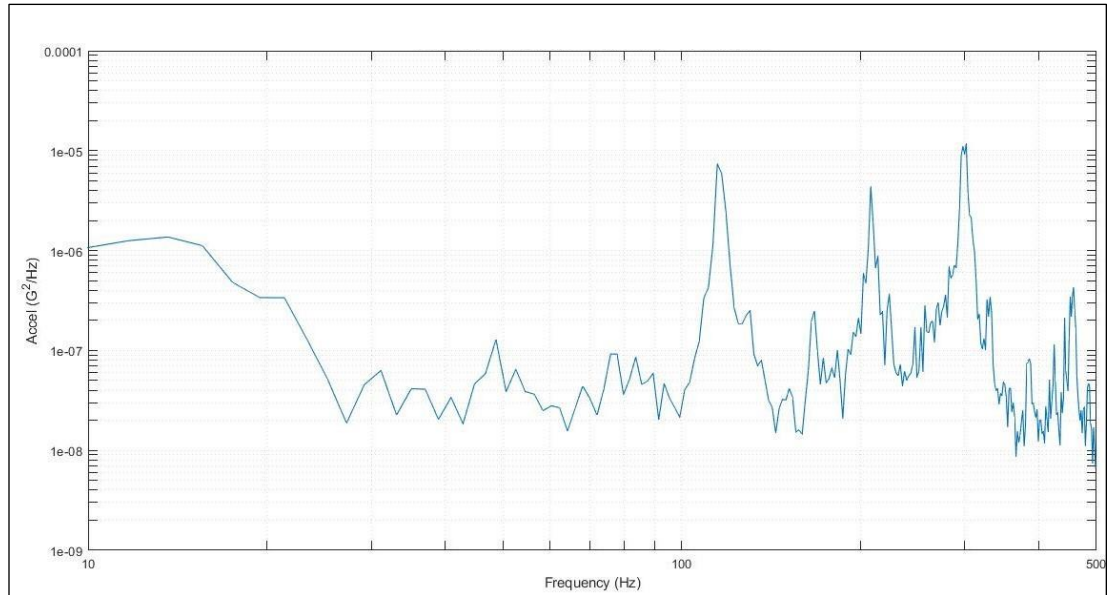


Figura 5.9 PSD Lectura 1 GRMS: 0.0154g

2. Figura 5.10: Recorrido por Monterrey, 26ton al centro, estado dinámico.

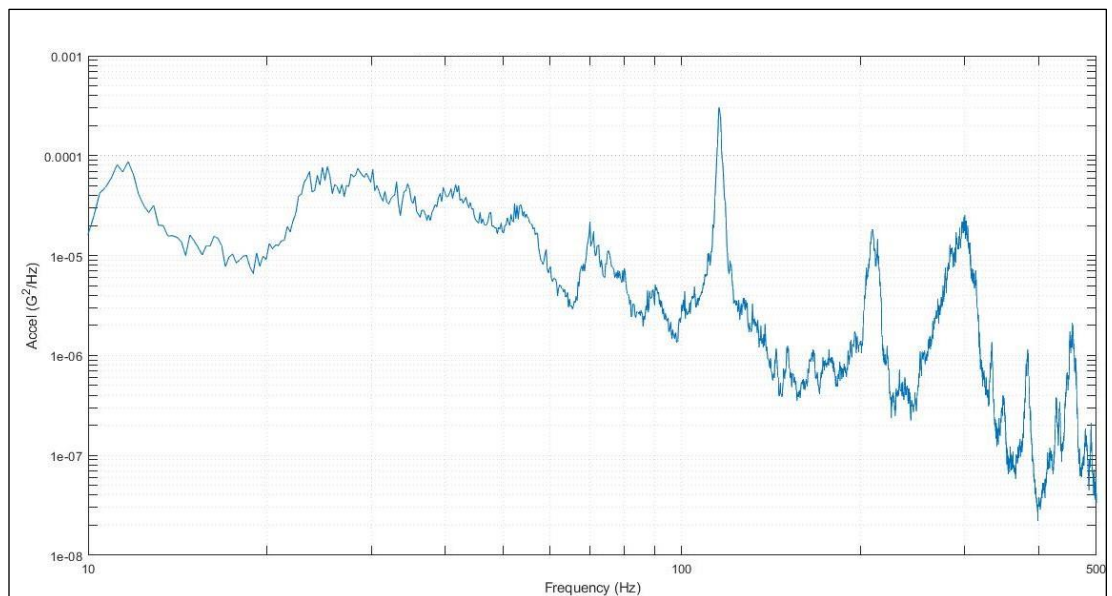


Figura 5.10 PSD Lectura 2 GRMS: 0.0592g

3. Figura 5.11: Recorrido por Pesquería, 26ton al centro, estado dinámico.

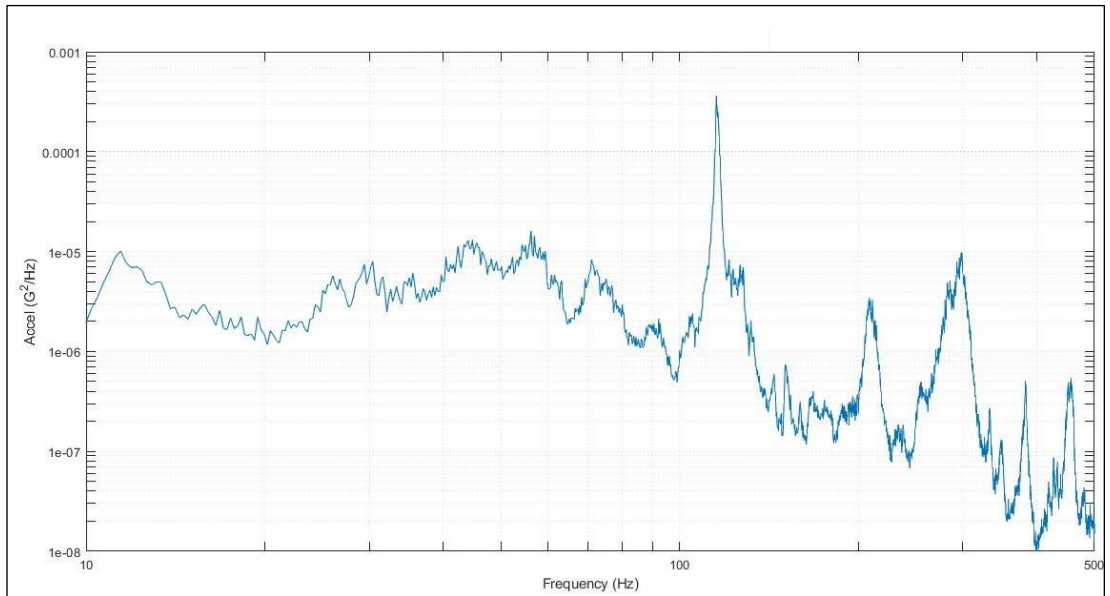


Figura 5.11 PSD Lectura 3 GRMS: 0.0371g

4. Figura 5.12: Recorrido por carretera, 26ton al centro, estado dinámico.

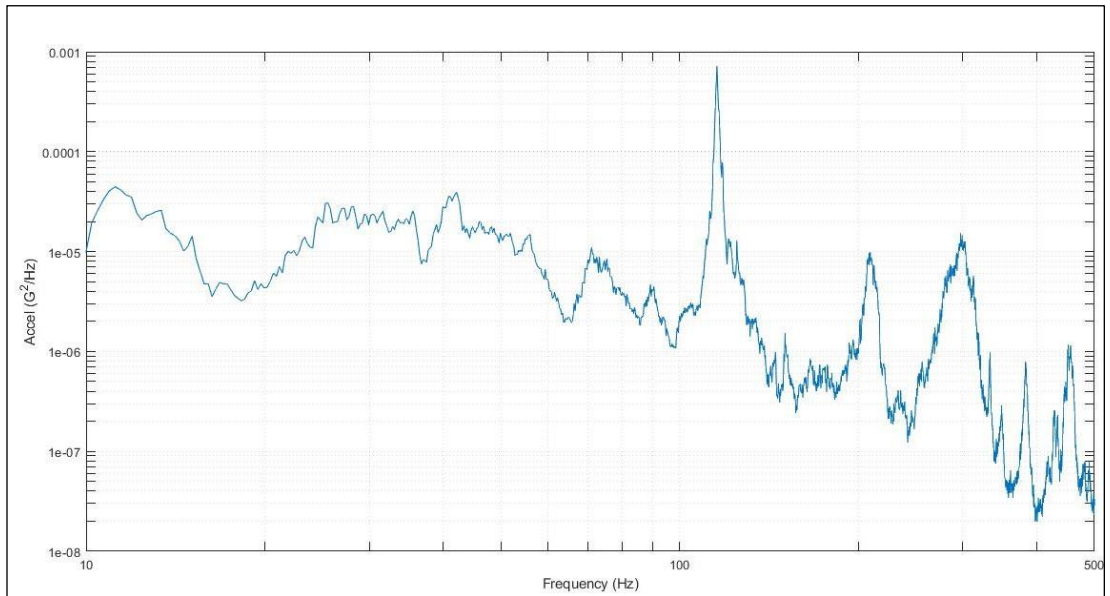


Figura 5.12 PSD Lectura 4 GRMS: 0.0532g

5. Figura 5.13: Encendido de motor, sin carga, estado estático.

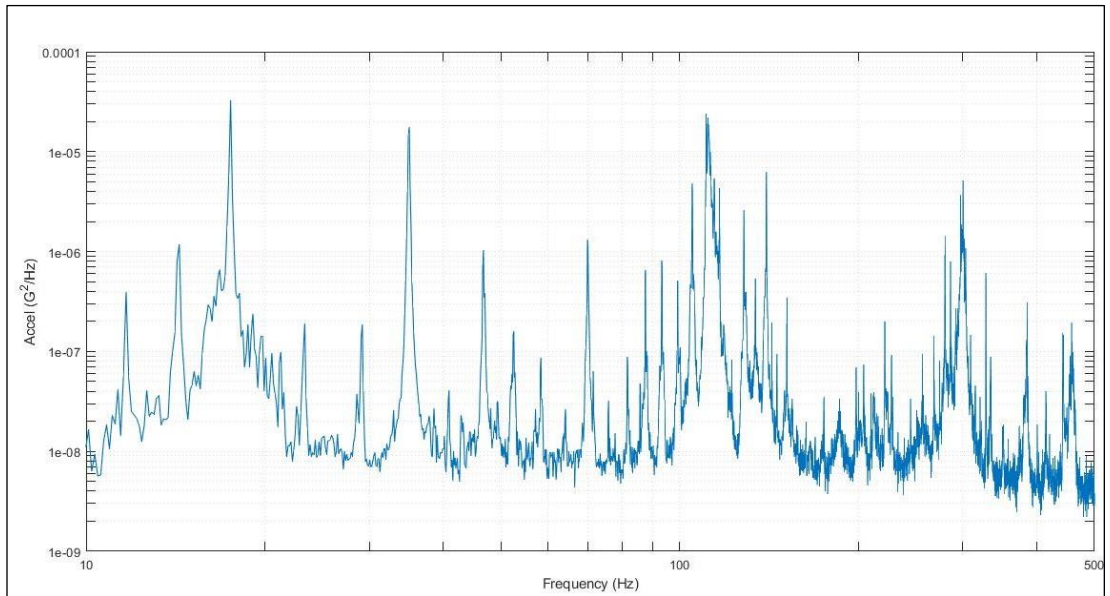


Figura 5.13 PSD Lectura 5 GRMS: 0.0088g

6. Figura 5.14: Puesta en marcha del camión, sin carga, estado dinámico.

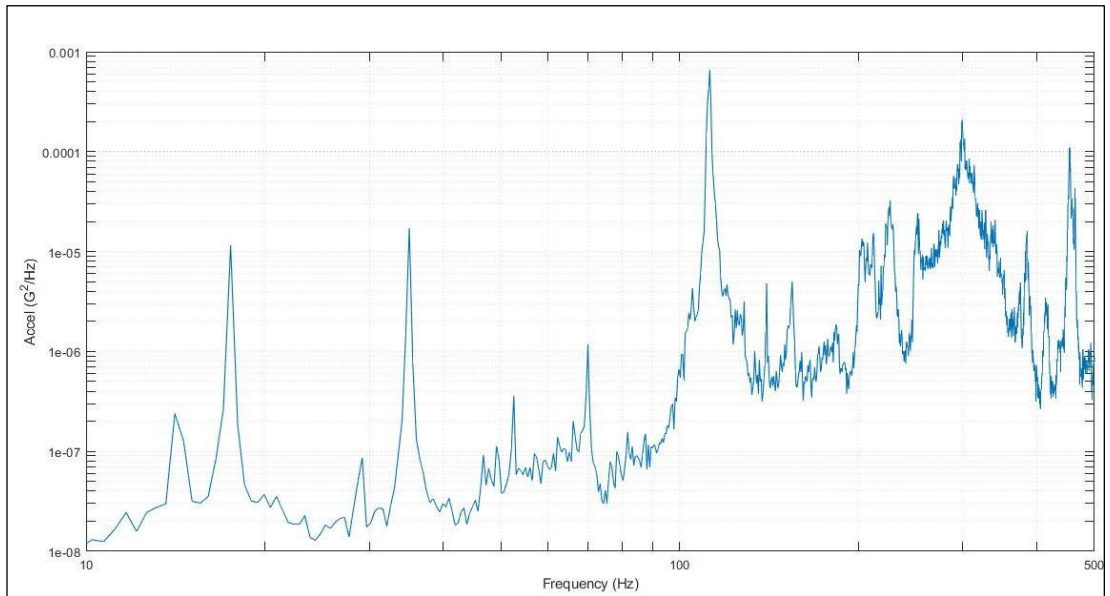


Figura 5.14 PSD Lectura 6 GRMS: 0.0785g

7. Figura 5.15: Recorrido por Apodaca, sin carga, estado dinámico.

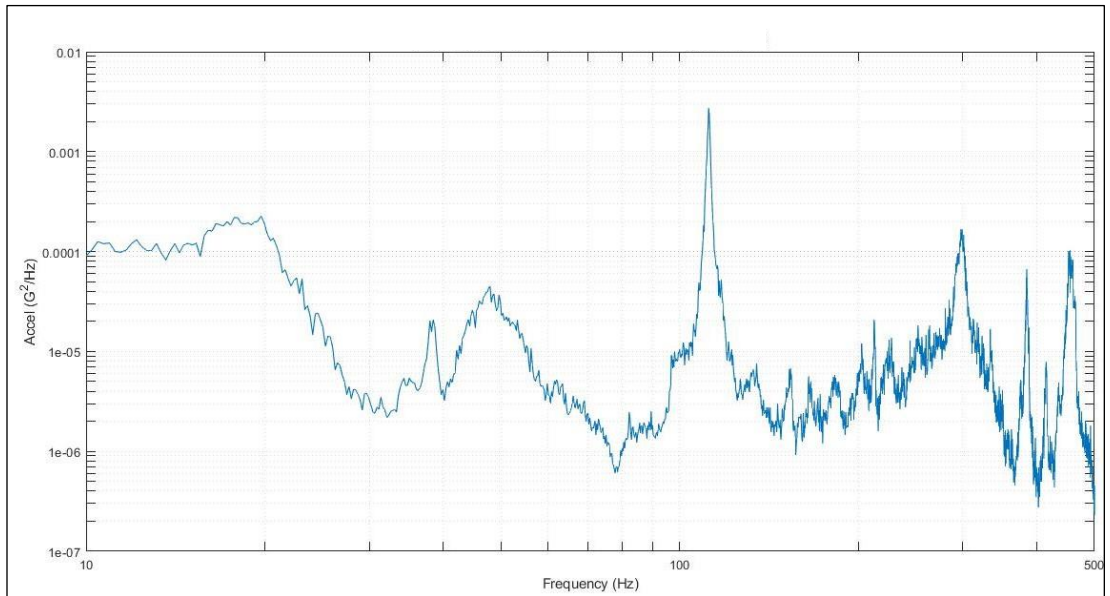


Figura 5.15 PSD Lectura 7 GRMS: 0.108g

8. Figura 5.16: Referencia, sin carga, estado dinámico.

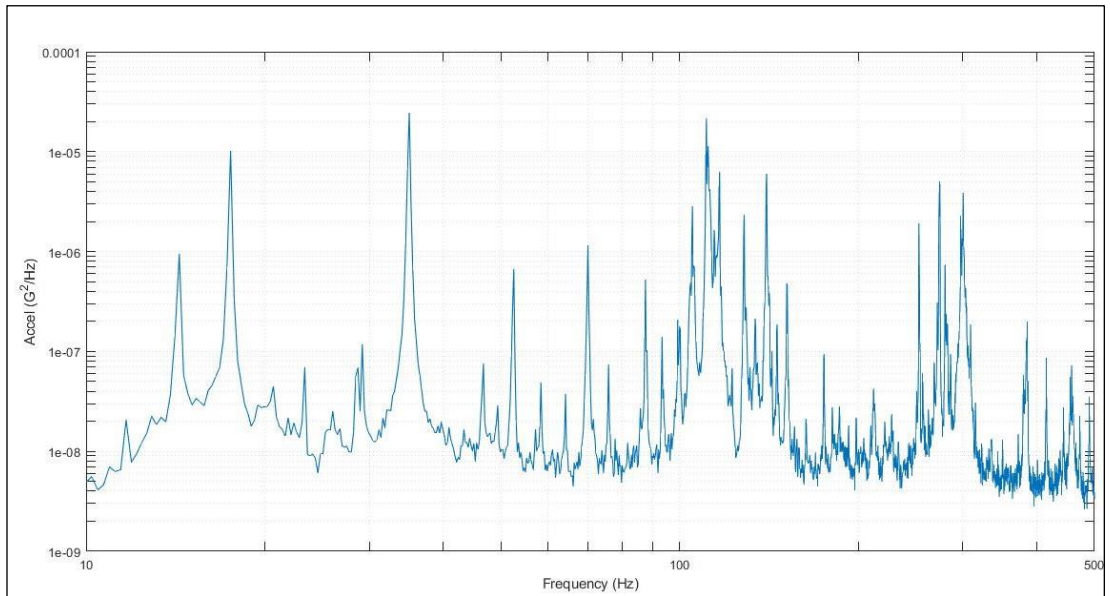


Figura 5.16 PSD Lectura 8 GRMS: 0.009g

5.3 Envoltente de PSD

La envoltente de PSD es una herramienta poderosa que proporciona una visión significativa de las características dinámicas de las vibraciones del sistema estudiado. La figura 5.17 muestra la envoltente generada de las grabaciones realizadas. Se aprecia que hasta los 20Hz se esperan mediciones de respuesta energética máximas de $10^{-4} \text{ G}^2/\text{Hz}$. Posteriormente, según la teoría, el rango de 20 a 500Hz las lecturas deberían descender logarítmicamente hasta presentarse magnitudes que no superen los $3 \times 10^{-5} \text{ G}^2/\text{Hz}$ aproximadamente a los 500Hz.

La comparación de los picos de una PSD con los límites de tolerancia establecidos por la envoltente del sistema permite evaluar si las vibraciones están dentro de los niveles aceptables o si se requieren medidas correctivas para mitigar posibles problemas de integridad estructural o confort del usuario.

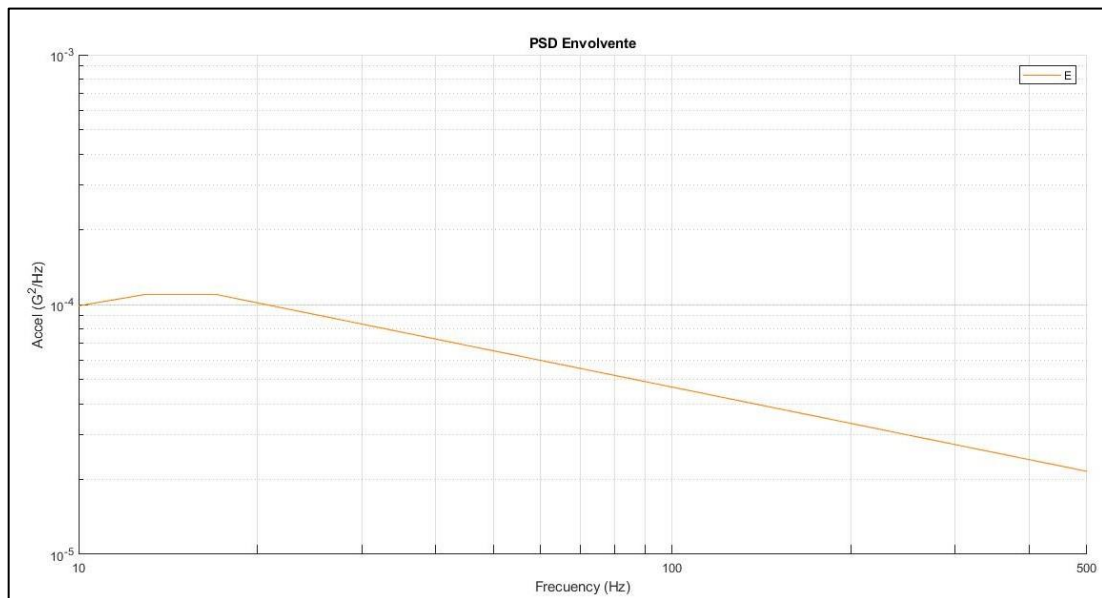


Figura 5.17 Envoltente de PSD obtenida mediante software Vibrationdata.

5. PSD conjuntas

Al observar los resultados de la FFT, PSD y envolvente de PSD, se identificaron patrones significativos en la distribución de energía vibracional a lo largo del tiempo y en el dominio de la frecuencia. Se observaron frecuencias dominantes en las FFT, lo que sugiere la presencia de modos de vibración específicos en los sistemas. Se identificaron grandes magnitudes de respuestas a los 17.5, 35, 114 y 297 Hz. La figura 5.18 y 5.19 muestran en conjunto las PSD de los escenarios con y sin carga respectivamente junto a la envolvente generada.

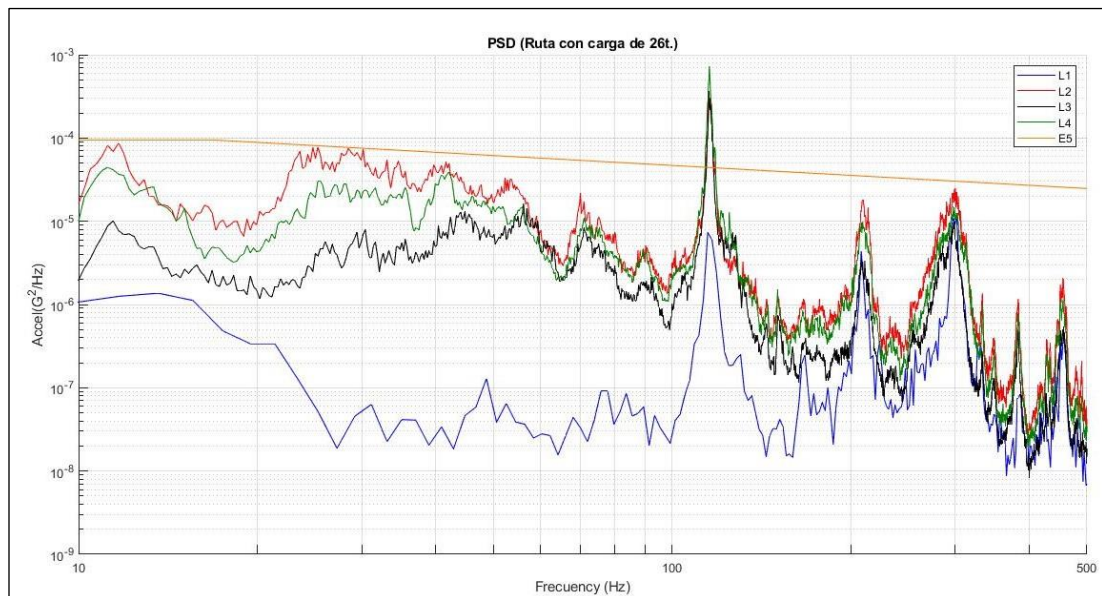


Figura 5.18 PSD lecturas 1, 2, 3, 4 y envolvente en conjunto.

Las frecuencias 17.5 y 114 Hz se podrían definir como fundamentales de 2 distintos sistemas percibidos durante las grabaciones: la viga como parte del sistema tractocamión-trailer y el otro la viga como parte de la plataforma respectivamente. Es posible ver un patrón de respuestas relevantes cercanas a los múltiplos enteros de estas frecuencias.

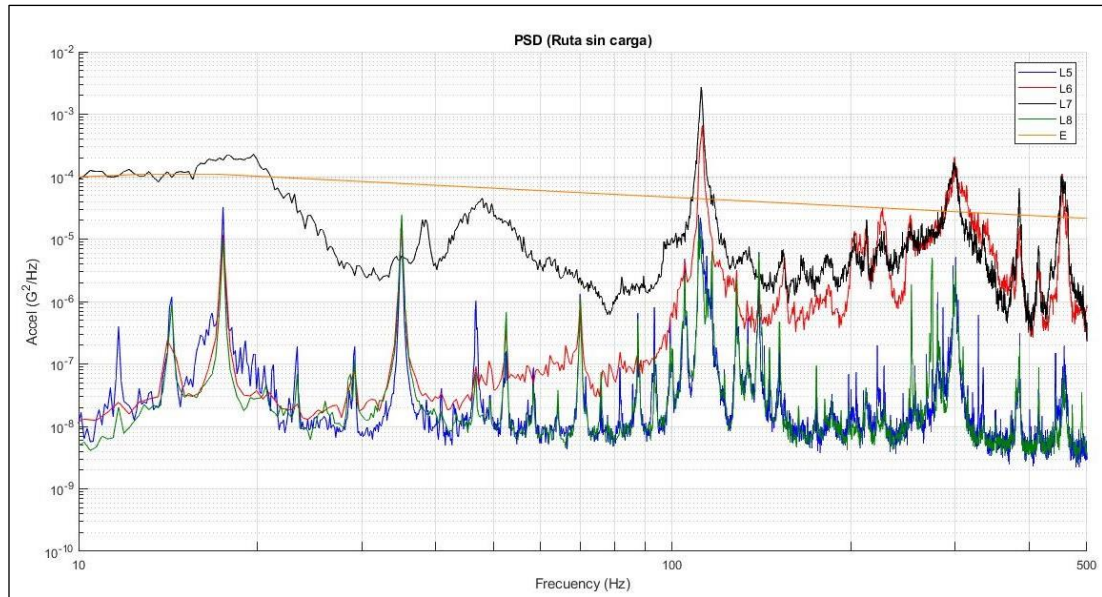


Figura 5.19 PSD lecturas 5, 6, 7, 8 y envolvente en conjunto.

La presencia de picos y valles en las envolventes de PSD indica la variabilidad en la intensidad de las vibraciones a lo largo del tiempo, con correlaciones con condiciones operativas cambiantes. Se percibieron excitación a frecuencias bajas durante traslados a velocidades bajas y cuasi estáticas. En comparación, la respuesta en la lectura del montaje de rolo de acero en la cuneta se apreció la presencia de frecuencias altas. Esta diferencia de parámetros se aprecia en la figura 5.20:

Lectura	Accion/Recorrido	Carga	Velocidad arprox.(km/h)	Frecuency pico (Hz)	Aceleracion pico eje "z" (g)	GRMS (g)	Potencia pico (G ² /Hz)
1	Montaje de rolo	26t al centro	0	297,4	0,0048	0,0154	0,0000103
2	Ciudad	26t al centro	35-65	115,6	0,00367	0,0592	0,0003
3	Ciudad	26t al centro	20-50	115,4	0,00452	0,0371	0,00038
4	Carretera	26t al centro	35-60	115,7	0,00495	0,0532	0,0007
5	Motor encendido	-	0	17,5	0,00212	0,0088	0,00058
6	Marcha desde reposo	-	0-5	112,5	0,0121	0,0785	0,00058
7	Ciudad	-	40-70	111,9	0,00788	0,108	0,0029
8	Referencia	-	5-20	34,94	0,0026	0,009	0,000026

Figura 5.20 Picos de respuesta en las gráficas FFT y PSD de las lecturas

La figura 5.21 destaca como se percibe mayor respuesta GRM a altas velocidades y cuando se parte del reposo, en especial sin carga. El análisis de

las diferencias entre las lecturas y cómo la velocidad del transporte influye en estas variaciones proporciona una visión adicional sobre la dinámica del sistema y destaca la importancia de considerar factores externos en la evaluación de las vibraciones mecánicas. Se concluye que la partida desde el reposo y el traslado a través de la ciudad sin carga representan escenarios de mayor estrés para el Big Coil.

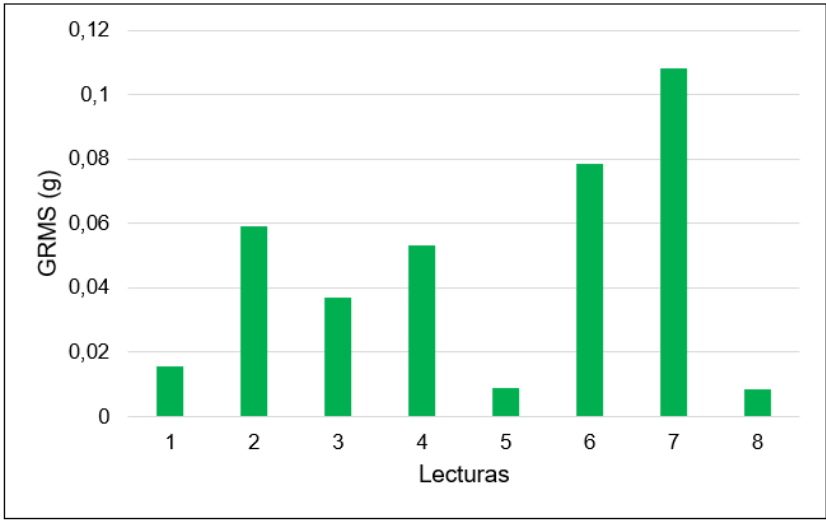


Figura 5.21 Grafica de barras de respuesta GRMS de lecturas.

VI. Conclusiones

Como menciona Tom Irving en su libro “An Introduction to Shock and Vibration Response Spectra” [8]: el análisis de vibraciones es un proceso artesanal. La medición, procesamiento e interpretación de los resultados están sujetos a un proceso subjetivo lleno de errores los cuales agregan o substraen frecuencias que aportan para la recreación verídica de la respuesta real de una estructura que se estudie. Sin embargo, las medidas tomadas previa y posteriormente de la medición reducen los efectos de error a lo mínimo posible, sin embargo, nunca serán borradas completamente. El montaje del sensor, el filtrado y el procesamiento de datos los debe realizar una persona calificada para interpretar la metodología, funciones matemáticas aplicadas y como utilizar la información obtenida en los resultados.

6.1 Conclusiones generales.

El análisis sugiere que la plataforma está funcionando dentro de los parámetros aceptables para las rutas de transporte por las que circula. Se observa un resalte alrededor de los 114Hz fuera de la envolvente. Este resultado puede atribuirse a la respuesta a la frecuencia fundamental del sistema. Es importante destacar que la plataforma puede operar sin que se presente el modo de falla por fatiga en forma de fracturas visibles durante su vida útil. Esta técnica considera que la tecnología estudiada opera bajo las condiciones ideales que el diseñador y fabricante especificaron para su uso. De aquí la importancia de las buenas prácticas de operadores y demás personal técnico en la industria.

6.1.1 Estudio a través del tiempo

Se recomienda monitorear de cerca esta anomalía y realizar un seguimiento continuo de la vibración. La observación de tendencias a largo plazo en la envolvente de PSD revela patrones importantes en la evolución de las vibraciones a lo largo del tiempo. Es interesante estudiar estos resultados a través del tiempo ya que las mismas respuestas encontradas en las lecturas son las causantes del fenómeno de fatiga. Lo cual es una degradación de la estructura de un cuerpo, modificando recíprocamente las frecuencias de respuesta. Con el conocimiento de las frecuencias de interés es posible el desarrollo de estudios y la creación de protocolos de mantenimiento predictivo.

El método de mantenimiento predictivo tiene como objetivo asegurar el correcto funcionamiento de las máquinas a través de la vigilancia del espectro de vibración en las mismas, siendo este el indicador de su condición. La ventaja de esta metodología es que se ejecuta sin la necesidad de recurrir a desmontajes y revisiones periódicas.

6.1.2 Diseño y operación

Es buena práctica el conocer las frecuencias que pueden tener un mayor impacto en un producto terminado, tanto durante su uso ideal como en condiciones extraordinarias. Este conocimiento es crucial al diseñar el sistema de suspensión de un vehículo. Para el remolque, la suspensión debe ser capaz de absorber grandes cantidades de energía para garantizar un transporte seguro y estable. En la industria automotriz es necesario implementar amortiguamientos que aíslen vibraciones resonantes con el producto transportado, en este caso, bobinas de acero, con el objetivo de reducir al mínimo los daños causados durante el transporte.

6.1.3 Metodología flexible

Lo interesante de esta metodología es que se puede aplicar en el estudio de distintos vehículo o cuerpos. Es crucial considerar las características del entorno en el que se llevará a cabo la medición, incluyendo los parámetros de medición y el método de instalación del sensor, ya que estos factores pueden influir en los resultados obtenidos en cada eje de medición. Es decir, la precisión y la fiabilidad de las mediciones varían según cómo se configuren estos elementos. Por lo tanto, es fundamental tomar las consideraciones en cada caso para garantizar la calidad y la relevancia de los datos recopilados durante el estudio.

VII. Bibliografía

7.1 Fuentes Bibliográficas

- [1] Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial. (2020). Modelo industrial número: MX/f/2020/001448, MODELO INDUSTRIAL DE PLATAFORMA DE BOBINA ESPECIALIZADA. TERNIUM, México.
- [2] M.G. Cohn LF. (1982). Environmental analysis of transportation systems.
- [3] Fabela, M. (2002). Vibraciones durante el transporte y su efecto en perecederos. Enfoque introductorio. Publicación técnica No. 188. Sanfandia, Querétaro, México: Secretaría de Comunicaciones y Transporte.
- [4] F. Li, H. Yuan, H. Liu. (2021). Implementation of metal ductile damage criteria in Abaqus FEA. J. Phys. Conf. Ser., vol. 1906, no. 1, p. 012058.
- [5] Z. Su, L. Ye. (2009). Identification of damage using Lamb waves: from fundamentals to applications. Berlin: Springer-Verlag.
- [6] Lu, F. (4 de 02 de 2010). Effect of vehicle speed on shock and vibration levels. www.interscience.wiley.com, Wiley InterScience: Packaging technology and science.
- [7] Zhou, H. (11 de 06 de 2018). Measurement and analysis of vibration levels for express logistics transportation in South China. www.interscience.wiley.com, Wiley InterScience, China: Packaging technology and science.
- [8] Y. S. Kong, S. (04 de 05 de 2017). Mission profiling of road data measurement for coil spring fatigue life. Malaysia: Department of

Mechanical and Materials Engineering, Faculty of Engineering and Built Environment, Universiti Kebangsaan Malaysia.

- [9] Irving, T. (s.f.). An introduction to shock and vibration response spectra. Engineering handbooks. <https://endaq.com/pages/handbooks:endaq.com>.
- [10] Mosquera, G. (2001). Las vibraciones mecanicas y su aplicacion al mantenimiento predictivo. Caracas, Venezuela: Centro de altos estudios gerenciales ISID.
- [11] Deusen, B. V. (1971). Truck Suspension System Optimization. SAE Technical Paper 710222.
- [12] Sternberg, E. R. (1976). Heavy-duty truck suspension. SAE Technical Paper 760369.
- [13] S. H. Crandall, W. D. Mark. (2014). Random Vibration in Mechanical Systems. New York: Academic Press.
- [14] Hanly, S. (s.f.). Shock and vibration overview. Engineering handbooks. <https://endaq.com/pages/handbooks:endaq.com>
- [15] Nave, C. R. (2024). HyperPhysics. Department of physics and astronomy. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/hph.html>: Georgia state university.
- [16] Harris, C. (2002). Harris shock and vibration handbook. Fifth edition. Unied States: McGraw Hill.
- [17] Irving, T. (26 de 10 de 2000). An introduction to random vibration. Random forcing funcion and response. United States: tomirvine@aol.com.
- [18] Lalanne, C. (2002). Sinusoidal vibration. Volume 1, Third edtion. Great Britain: Wiley.
- [19] Trifunac, M. (03 de 2003). 70-th anniversary of biot spectrum. Paper no. 431, vol 40. Los Angeles, California, United States: ISET journal of earthquake technology.
- [20] Irving, T. (18 de 04 de 2001). Acceleration, velocity, and displacement power spectral density functions. United States: tomirvine@aol.com.

- [21] Kjaer, B. (1982). Measuring vibration. Training Lesson. Naerum, Denmark: Bruel and Kjaer.
- [22] (ISO), I. O. (2017). Acoustics - Description, measurement and assessment of environmental noise - Part 2: Determination of sound pressure levels. 1997-2:2017, ISO.
- [23] Khan, D. (2023). Measurement and analysis of transport noise and vibration: A review of techniques, case studies, and future directions. Katowice, Poland: Department of Road Transport, Faculty of Transport and Aviation Engineering, Silesian University of Technology.
- [24] Irving, T. (3 de 03 de 2000). An introduction to spectral functions. United States: tomirvine@aol.com.
- [25] enDaq. (2024). Measurement system blog. United States: <https://blog.endaq.com/>.
- [26] Irving, T. (15 de 03 de 2007). Power spectral density units. United States: tomirvine@aol.com.