

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANÁLISIS DE LA RESPUESTA VIBRACIONAL EN UNA CABINA DE BUS Y SUS EFECTOS EN EL DESEMPEÑO FUNCIONAL DEL CONDUCTOR**

**COMPONENTE: ANÁLISIS DE LOS NIVELES DE VIBRACIÓN DE UN SISTEMA CABINA-SUSPENSIÓN DE UN BUS MODELO 1 Y SUS EFECTOS EN EL CONFORT DEL CUERPO HUMANO DURANTE LAS ACTIVIDADES DE CONDUCCIÓN APLICANDO UNA CARGA ARMÓNICA**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**KARLA GABRIELA VELÁSQUEZ JAMI**  
karla.velasquez@epn.edu.ec

**DIRECTOR: Dr. WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN**  
salvatore.reina@epn.edu.ec

Quito, julio 2024

## **CERTIFICACIONES**

Yo, Karla Gabriela Velásquez Jami declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

**KARLA GABRIELA VELÁSQUEZ JAMI**

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Karla Gabriela Velásquez Jami, bajo mi supervisión.

**Dr. WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN**  
**DIRECTOR**

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA**

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como los productos resultantes del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

KARLA GABRIELA VELÁSQUEZ JAMI

WASHINGTON SALVATORE REINA GUZMÁN

## **DEDICATORIA**

Dedico los resultados de mi vida académica a mis  
padres.

A mí madre, por enseñarme la prudencia y heredarme  
su increíble fuerza.

A mi padre, por demostrarme la importancia de seguir el  
camino que te lleve a ti mismo.

A mis hermanos: Diego, José Luis y Verónica, por ser  
soporte, por ser ejemplo. Los cuatro somos las  
columnas de esta gran familia.

A mis sobrinos, por su dulzura.

A mis amigos, por ser una guía.

A mis compañeros que hicieron más llevadera la  
carrera.

A mis maestros, por la sabiduría compartida.

## **AGRADECIMIENTO**

A mi director, Salvatore Reina, quien siempre estuvo para solventar mis inquietudes y apoyarme en cada paso de este proyecto; siempre presente como maestro, pero sobre todo, como persona. Gracias.

A Mateo, mi compañero en este camino, por siempre dar el lado bueno de sí mismo. Por su exigencia, gracia, inteligencia y amistad.

A mi supervisor de pasantías, Vicente, por siempre darme apertura a buscar la excelencia y atender el espacio que necesitaba mi vida personal y académica. Gracias por sus consejos y soporte.

A mis amigos, por las sonrisas que compartimos durante todo este camino, su cariño y ayuda incondicional.

A mi familia, por su increíble esfuerzo, por su tiempo y cariño para que hoy yo esté aquí.

A mí, por siempre confiar en mí.

A Dios, por acompañarme en el sendero.

# ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES.....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTO.....	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	V
RESUMEN .....	VII
ABSTRACT .....	VIII
1 INTRODUCCIÓN.....	9
1.1 Objetivo general.....	10
1.2 Objetivos específicos .....	10
1.3 Alcance .....	10
1.4 Marco teórico .....	11
Vibraciones mecánicas.....	11
Definición del análisis de vibraciones .....	12
Vibraciones en el dominio del tiempo .....	12
Vibraciones en el dominio de la frecuencia .....	13
Formas de medición de las vibraciones.....	14
Métricas para el confort vibratorio.....	15
Fuentes de transmisión de vibraciones mecánicas .....	15
Fuentes de excitación de vibraciones propias del vehículo .....	15
Fuentes de excitación de vibraciones ajenas al vehículo .....	16
Sistemas de suspensión en autobuses de servicio de transporte .....	17
Vibraciones y salud humana: ISO 2631-1 y Real Decreto 1311/2005.....	19
Directrices para evaluación de vibraciones: ISO 2631-1 .....	20
Modelo matemático del sistema de suspensión .....	21
Constante elástica de los resortes (K).....	21
Factor de amortiguamiento (c).....	22
2 METODOLOGÍA.....	23
2.1 Equipo de medición: SVAN 958 - Vibration Meter & Analyser .....	23
2.2 Software de Procesamiento: SvanPC++Setup.....	24
2.3 Cabina de simulación y motor de vibración.....	25
Cabina de Simulación.....	25

Motor de Vibración: Siemens 1LA7 073-6YA60 .....	27
2.4 Metodología de recolección de datos.....	28
2.5 Simulación de la cabina de bus prototipo: ANSYS.....	30
3 ANÁLISIS Y RESULTADOS .....	34
3.1 Fase experimental en la cabina de bus prototipo.....	34
3.2 Simulación de la cabina de bus prototipo: ANSYS.....	47
3.3 Comparativa: fase experimental y simulación .....	48
3.4 Comparativa: simulación con la cabina de bus real .....	49
4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	52
4.1 Conclusiones.....	52
4.2 Recomendaciones.....	54
5 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	56
6 ANEXOS.....	59
ANEXO I. Lecturas: MTVV [dB] a Ch1, Ch2 y Ch3. ....	59
ANEXO II. Lecturas: 1/3 Oct Acc RMS [dB] Ch1, HP.....	60
ANEXO III. Lecturas: 1/3 Oct Acc RMS [dB] Ch2, HP.....	61
ANEXO IV. Lecturas: 1/3 Oct Acc RMS [dB] Ch3, HP. ....	62

## RESUMEN

Este proyecto se centra en el análisis de la respuesta vibracional en una cabina de bus bajo cargas armónicas desarrollando una metodología de medición y evaluación. Se identificaron y validaron los modos propios de vibración y sus frecuencias naturales en un prototipo de cabina. El estudio confirmó que los niveles de vibración en la cabina no cumplen con los parámetros de confort y salud estipulados por las normativas INEN ISO 2631-1 y Real Decreto RD 1311/2005, que sugieren mantener las vibraciones por debajo de  $0.315 \text{ m/s}^2$  para evitar molestias y afecciones a la salud. Los resultados muestran que el manubrio y el volante presentan las mayores aceleraciones, fuera del rango normativo de vibración, mientras que la estructura de la cabina tiene niveles menores. El pedal mostró un comportamiento vibracional único, destacando como área de interés para futuras investigaciones. Las mayores amplitudes se identificaron a 11 y 48 Hz, considerados puntos críticos para el diseño del sistema de amortiguación. La caída de aceleración a 20 Hz sugiere una tendencia conveniente para diseñar mejores estrategias de mitigación de vibraciones.

La comparación con la cabina real de bus destacó la necesidad de incorporar sistemas de amortiguamiento efectivos. Se recomienda centrar investigaciones en reducir vibraciones en manubrio y volante, explorar el uso de materiales avanzados como elastómeros o fibra de carbono, y emplear simulaciones para prever y mitigar vibraciones. Además, se sugiere implementar telemetría avanzada para un análisis detallado de las vibraciones y el comportamiento del vehículo.

**PALABRAS CLAVE:** Respuesta vibracional, cabina de bus, cargas armónicas, metodología de medición, ergonomía, INEN ISO 2631-1, simulación y modelo computacional.



## **ABSTRACT**

This project focuses on the analysis of vibrational response in a bus cabin under harmonic loads, developing a methodology for measurement and evaluation. The natural vibration modes and their frequencies were identified and validated in a cabin prototype. The study confirmed that vibration levels in the cabin do not comply with the comfort and health parameters stipulated by INEN ISO 2631-1 and Real Decreto RD 1311/2005, which suggest maintaining vibrations below  $0.315 \text{ m/s}^2$  to avoid discomfort and health issues. The results show that the handlebar and steering wheel exhibit the highest accelerations, exceeding the regulatory vibration range, while the cabin structure experiences lower levels. The pedal displayed a unique vibrational behavior, emerging as an area of interest for future research. The highest amplitudes were identified at 11 and 48 Hz, considered critical points for the damping system design. The acceleration drop at 20 Hz suggests a useful pattern for designing better vibration mitigation strategies.

The comparison with the actual bus cabin highlighted the need for effective damping systems. It is recommended to focus research on reducing vibrations in the handlebar and steering wheel, explore the use of advanced materials such as elastomers or carbon fiber, and employ simulations to predict and mitigate vibrations. Furthermore, the implementation of advanced telemetry systems is suggested for a detailed analysis of vehicle vibrations and behavior.

**KEYWORDS:** Vibrational response, bus cabin, harmonic loads, measurement methodology, ergonomics, INEN ISO 2631-1, simulation and computational model.

# 1 INTRODUCCIÓN

En el contexto actual del transporte terrestre, la seguridad y el confort de los conductores se han convertido en aspectos de suma importancia. Los avances tecnológicos y la creciente demanda de transporte eficiente requieren una evaluación minuciosa de los factores que influyen en la experiencia del conductor. Entre estos factores, las vibraciones mecánicas que se experimentan en la cabina de conducción representan un reto significativo. Este proyecto se centra en analizar la respuesta vibracional de una cabina de bus bajo cargas armónicas y aleatorias, desarrollando una metodología de medición y evaluación que permita optimizar la ergonomía y seguridad del conductor.

Las vibraciones en vehículos de transporte público, como los autobuses, pueden tener efectos adversos en la salud y el bienestar de los conductores. La exposición prolongada a niveles elevados de vibraciones puede llevar a problemas musculoesqueléticos, fatiga y disminución del rendimiento. Por ello, es crucial comprender cómo las vibraciones se transmiten a través de la estructura del vehículo y afectan al conductor, permitiendo así la implementación de medidas correctivas y mejoras en el diseño.

El objetivo general de este estudio es analizar la respuesta vibracional en una cabina de bus bajo diferentes condiciones de carga. Para lograr esto, se busca identificar los modos propios de vibración y sus frecuencias naturales en un prototipo de cabina, al someterlo a una carga armónica, y estimar los efectos de las mismas en el confort y la salud del conductor en base a las normativas NTE INEN ISO 2631-1 y Real Decreto RD 1311/2005.

Utilizando métodos experimentales y simulaciones computacionales, se validará el modelo matemático de la cabina. La evaluación de las vibraciones se llevará a cabo bajo cargas armónicas, permitiendo determinar cómo estas afectan a diferentes puntos críticos de la cabina, como el manubrio, el volante, la estructura y el pedal.

La regulación del Real Decreto 1311/2005 y la norma ISO 2631-1 proporcionan directrices claras sobre los límites de exposición a vibraciones mecánicas para garantizar la seguridad y el confort de los trabajadores. Estos parámetros sugieren mantener las vibraciones por debajo de  $0.315 \text{ m/s}^2$  para evitar molestias y riesgos para la salud. Sin embargo, de no alcanzarse estos parámetros, se subraya la necesidad de incorporar sistemas de amortiguamiento efectivos, explorar mejoras en el diseño estructural de la cabina, implementar sistemas de telemetría avanzada para un análisis detallado del comportamiento vibracional del vehículo, entre otros.

La metodología desarrollada no solo se centrará en la recolección de datos y la evaluación de las vibraciones, sino que también incluirá simulaciones y mediciones prácticas. Se espera que los hallazgos de este estudio proporcionen una base sólida para futuras investigaciones y contribuyan significativamente al campo de la dinámica vibracional en el transporte, mejorando tanto la comodidad como la salud de los conductores de autobuses.

Este proyecto no solo busca una comprensión más profunda de las dinámicas vibratorias en el transporte, sino también formular estrategias efectivas para mitigar sus impactos negativos. A través del desarrollo de una metodología experimental completa y la validación de modelos matemáticos, se pretende ofrecer soluciones viables y prácticas para mejorar la experiencia de conducción en los autobuses de transporte público.

## **1.1 Objetivo general**

Analizar la respuesta vibracional en una cabina de bus, bajo una carga armónica y una carga aleatoria, mediante el desarrollo de una metodología de medición y evaluación.

## **1.2 Objetivos específicos**

- Identificar los modos propios de vibración y sus frecuencias naturales de la cabina de conducción prototipo y validar su modelo matemático.
- Estudiar los niveles de vibraciones sobre la cabina de conducción prototipo bajo una carga armónica.
- Desplegar una metodología para medición de vibraciones de la cabina de un bus.
- Estimar los efectos de las vibraciones en el confort y la salud del conductor en base a las normativas NTE INEN ISO 2631-1 y Real Decreto RD 1311/2005 relacionadas con la exposición diaria a vibraciones mecánicas.

## **1.3 Alcance**

El presente trabajo aborda de manera integral el análisis de la respuesta vibracional en la cabina de un bus de transporte, enfocándose en sus efectos sobre el confort y la salud del conductor. Su foco es establecer una metodología experimental completa para la recolección y análisis de datos vibracionales, incluyendo simulaciones y mediciones prácticas, y validando modelos matemáticos para la predicción de vibraciones. Para ello, el estudio se desarrolla en varios ejes principales. Se identifican los modos propios de vibración y sus frecuencias naturales en la cabina prototipo, utilizando tanto métodos

experimentales, así como simulaciones computacionales para validación. La evaluación de estos niveles de vibraciones se da bajo una carga armónica.

El aspecto clave del estudio del impacto de las vibraciones en la comodidad y salud del conductor va sujeto a la evaluación de la conformidad con las normativas vigentes, comparando los resultados obtenidos con los límites establecidos por NTE INEN ISO 2631-1 y Real Decreto RD 1311/2005 (Sostenible, 2010). Se analizan los datos recogidos en puntos críticos de la cabina, como el manubrio, volante, estructura y pedal.

El alcance del estudio está delimitado por varios factores, incluyendo la escala del prototipo, las condiciones de prueba controladas que pueden no representar todas las variables presentes en situaciones reales de conducción, y la disponibilidad de equipos de medición y software de simulación.

Este trabajo pretende ofrecer una contribución significativa al campo de la dinámica vibracional en el transporte mediante la validación de modelos matemáticos, la propuesta de soluciones viables y prácticas para la reducción de vibraciones en cabinas de buses de transporte, y el desarrollo de una metodología experimental replicable y mejorable en estudios futuros.

## **1.4 Marco teórico**

### **Vibraciones mecánicas**

Las vibraciones mecánicas son oscilaciones que ocurren en sistemas mecánicos cuando una fuerza hace que las partes móviles del sistema se desplacen de su posición de equilibrio. Estas vibraciones pueden ser indeseadas, generando ruido, desgaste, incomodidad, falta de confort y, potencialmente dañando los componentes de la maquinaria, o deseadas, como en el caso de dispositivos que utilizan vibración para su funcionamiento. Existen diferentes clasificaciones de las vibraciones según diversos criterios (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Fractal Tech S.L, © 2024, 2024).

### **Vibraciones Libres**

Cuando un sistema vibra de forma autónoma tras una perturbación inicial, se denomina vibración libre. Se puede afirmar que todos los componentes de un sistema exhiben vibraciones libres que corresponden a una frecuencia natural. Esta frecuencia natural depende de la masa y la elasticidad del elemento que oscila libremente, sin la influencia de fuerzas externas, sin disipación de energía y sin considerar el amortiguamiento (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Fractal Tech S.L, © 2024, 2024).

## **Vibraciones Forzadas**

Refiere al movimiento vibratorio de un sistema que está expuesto a una fuerza externa repetitiva. Cuando la frecuencia de esta fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, se produce el fenómeno denominado resonancia. Esto provoca que el sistema experimente oscilaciones con amplitudes crecientes, lo cual puede resultar peligroso y/o perjudicial (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Fractal Tech S.L., © 2024, 2024).

## **Vibraciones Amortiguadas**

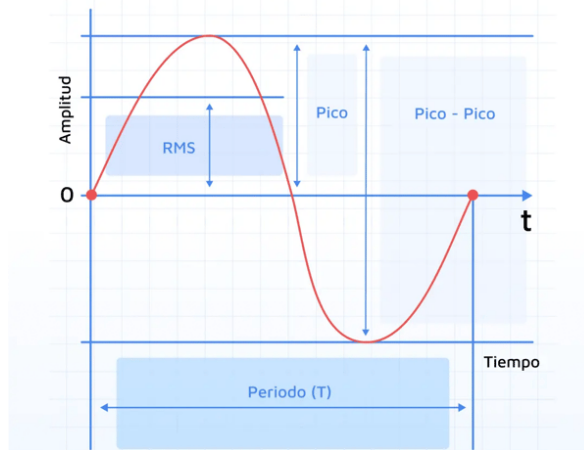
Cuando se pierde o disipa energía debido a la fricción u otras resistencias durante la oscilación, se habla de vibración amortiguada. Muchos sistemas físicos presentan niveles de amortiguamiento tan bajos que pueden ser ignorados. Sin embargo, la consideración del amortiguamiento se vuelve crucial al analizar sistemas vibratorios cercanos a la resonancia (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Fractal Tech S.L., © 2024, 2024).

## **Definición del análisis de vibraciones**

El análisis de vibraciones consiste en medir y evaluar las vibraciones de las máquinas, formadas por vibraciones simples de sus componentes en movimiento. Mediante acelerómetros, se detectan niveles y frecuencias de vibración, lo que permite evaluar la condición y rendimiento de los equipos. Las vibraciones suelen originarse en las partes móviles del sistema. Un desequilibrio o desalineación de piezas puede llevar a vibraciones. (Fractal Tech S.L., © 2024, 2024)

## **Vibraciones en el dominio del tiempo**

Es una representación gráfica de la amplitud de la vibración en función del tiempo, mostrando el patrón de la onda en un instante específico. Analizar la forma de onda en el dominio del tiempo ayuda a entender el comportamiento de la vibración, revelando eventos periódicos o transitorios en la señal. Esto puede ser el primer paso para un análisis a profundidad en el dominio de la frecuencia, que proporciona detalles sobre las frecuencias específicas. (Fractal Tech S.L., © 2024, 2024)



**Figura 1.1** Vibración en el dominio del tiempo. (Fractal Tech S.L, © 2024, 2024)

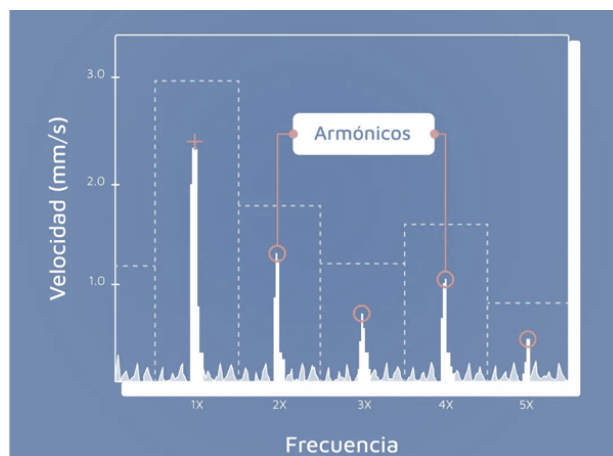
Para comprender el concepto, se definen las magnitudes que se observan en la Figura 1.1. Así, el período es el tiempo que tarda una masa en ir y volver a un punto determinado, identificado como punto de partida, se mide en segundos/milisegundos y representa un ciclo completo. En tanto, la frecuencia: se expresa en Hz (ciclos por segundo) o CPM (ciclos por minuto) y es el inverso del período ( $F = 1 / P$ ). La vibración suele estar relacionada con movimientos periódicos en la máquina. Comprender la frecuencia es clave para diagnosticar problemas, ya que los componentes vibran a frecuencias características distintas. (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Fractal Tech S.L, © 2024, 2024)

Amplitud: Indica intensidad y severidad de una vibración. Puede medirse:

- Amplitud de pico: Representa el valor máximo de la vibración.
- Amplitud pico-pico: Diferencia entre el valor máximo y el mínimo, considerando una onda simétrica, con un movimiento opuesto de  $-A$ .
- Valor RMS: Calcula la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda. (Fractal Tech S.L, © 2024, 2024)

### Vibraciones en el dominio de la frecuencia

Este examina las frecuencias que componen una señal de vibración, mostrando su amplitud y fase en diferentes frecuencias, a diferencia del dominio del tiempo. Es útil para identificar las frecuencias específicas en las que un sistema vibra y cómo cada una contribuye a la total. (Balachandran, Magrab, & Anzures, 2006)



**Figura 1.2** Vibración en el dominio de la frecuencia. (Fractal Tech S.L, © 2024, 2024)

En la Figura 1.2 se indica el espectro de frecuencia, que es la gráfica que muestra la amplitud de las vibraciones en diversas frecuencias, revelando frecuencias dominantes que pueden indicar problemas mecánicos. Asimismo, los armónicos indican que ciertas frecuencias son múltiplos de una frecuencia fundamental. Analizar estos armónicos ayuda a comprender el comportamiento del sistema y posibles fallas.

### Formas de medición de las vibraciones

La medición de vibraciones puede hacerse mediante sistemas portátiles y sistemas permanentes. Estos últimos proporcionan monitoreo continuo y en tiempo real de las condiciones. (Balachandran, Magrab, & Anzures, 2006)

**Transductores:** Convierten las vibraciones mecánicas en señales eléctricas analógicas, lo que permite su procesamiento y análisis. Existen de diferentes tipos para medir desplazamiento, velocidad y aceleración. La precisión que puedan alcanzar las lecturas de amplitud y frecuencia es crucial, ya que proporciona información precisa sobre defectos. (Fractal Tech S.L, © 2024, 2024)

**Medidas de Desplazamiento:** Son adecuadas para vibraciones de baja frecuencia. Identifican el esfuerzo o deformación que se experimenta. (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Balachandran, Magrab, & Anzures, 2006)

**Medidas de Velocidad:** De uso más amplio. Indica la severidad de la vibración y se relaciona con el nivel de fatiga del sistema mecánico. (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Balachandran, Magrab, & Anzures, 2006)

**Medidas de Aceleración:** Son ideales para analizar fenómenos de alta frecuencia. La aceleración proporciona una comprensión precisa de las fuerzas internas asociadas a una fuente específica de vibración (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Balachandran, Magrab, & Anzures, 2006).

## **Métricas para el confort vibratorio**

Se emplean diferentes métricas para medir el confort vibratorio:

**RMS (Raíz Cuadrada Media):** Es un indicador estadístico, mide la intensidad del movimiento vibratorio. El valor refleja el contenido energético de la vibración, lo que resulta útil para evaluar niveles generales de la vibración. (SVANTEK Consultores, s.f.)

**VDV (Valor de Dosis de Vibración):** Es un indicador que refleja amplitud y duración de la vibración. Es más sensible a vibraciones cortas y de alta amplitud en comparación con la medida RMS. El valor representa la exposición acumulada durante un período específico y se utiliza para medir la probabilidad de reacciones negativas en las personas expuestas. (SVANTEK Consultores, s.f.)

**Análisis de Frecuencia (Bandas de 1/3 de Octava):** Descomponer la vibración total en diferentes bandas de frecuencia proporciona información más detallada sobre sus características. Algunas frecuencias pueden resultar más molestas o perjudiciales para la salud humana que otras. (SVANTEK Consultores, s.f.)

**Valor Máximo de Vibración Transitoria (MTVV):** Este indicador se utiliza para evaluar vibraciones intermitentes a corto plazo, que pueden causar incomodidad o daño. (SVANTEK Consultores, s.f.)

**Factor de Cresta:** El factor de cresta es la relación entre el valor máximo de la vibración y el valor RMS. Un factor de cresta elevado puede señalar vibraciones con picos marcados, lo que podría resultar incómodo o dañino, incluso si el valor RMS es relativamente bajo. (SVANTEK Consultores, s.f.)

**Frecuencia Dominante:** La frecuencia dominante es aquella en la que se registra el nivel más alto de vibración. Algunas frecuencias pueden ser más perturbadoras o dañinas que otras, por lo que identificar la frecuencia dominante es importante. (SVANTEK Consultores, s.f.)

## **Fuentes de transmisión de vibraciones mecánicas**

El análisis de las vibraciones propias del vehículo implica una compleja tarea debido a la multiplicidad de componentes en rotación. Las principales fuentes identificadas en esta investigación comprenden:

### **Fuentes de excitación de vibraciones propias del vehículo**

**Motor.** El motor de un vehículo, por su naturaleza rotativa y su interacción con otros sistemas, genera vibraciones que se transmiten al chasis y, posteriormente, al habitáculo. (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Gualotuña Quishpe, 2016).



Sistema de Transmisión de Potencia. Los mecanismos implicados en la transmisión de la potencia generada por el motor hacia las ruedas presentan movimientos rotativos que contribuyen significativamente a la generación de vibraciones en el vehículo. (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Gualotuña Quishpe, 2016).

Conjunto Rueda-Neumático. Las uniones entre las ruedas y los neumáticos, al ser puntos de contacto directo con la superficie del camino, representan una fuente crucial de vibraciones que se propagan a través del chasis. (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Gualotuña Quishpe, 2016). (Akash, Anuj, & Sachin, 2022).

Además, Nassiri et al., han demostrado que subfactores pueden desempeñar un papel importante en la determinación del ruido y la vibración dentro de los autobuses. Estos se presentan a continuación. (Nassiri, Ebrahimi, Monazzam, Rahimi, & Shalkouhi, 2014)

### **Influencia de la Edad y Tipo de Autobús en el Ruido y Vibración**

#### **a. Edad del Autobús**

Se ha determinado que la edad de un autobús puede influir significativamente en la magnitud del ruido y vibración experimentados dentro de él. Autobuses más antiguos pueden presentar mayores niveles de vibración, posiblemente debido al desgaste acumulado en sus componentes y sistemas. (Nassiri, Ebrahimi, Monazzam, Rahimi, & Shalkouhi, 2014), (Auersch, Mrad, Machado, Horta, & Sad, 2018)

#### **b. Tipo de Autobús**

La clasificación por tipo de autobús también juega un papel crucial en la generación de ruido y vibración. Diferentes diseños, estructuras y sistemas de suspensión entre autobuses urbanos, interurbanos o de larga distancia, pueden manifestar variaciones en los niveles de vibración percibidos por los pasajeros. (Nassiri, Ebrahimi, Monazzam, Rahimi, & Shalkouhi, 2014), (Birlik & Cem Sezgin, 2005)

### **Fuentes de excitación de vibraciones ajenas al vehículo**

Las fuentes externas al vehículo también ejercen una influencia determinante en la generación de vibraciones, destacando:

- **Irregularidades de la Calzada**

El estado del terreno sobre el cual se desplaza el vehículo constituye una fuente principal de vibraciones externas. Este factor se desglosa en dos componentes significativos: (Nassiri, Ebrahimi, Monazzam, Rahimi, & Shalkouhi, 2014), (Hostens & Ramon, 2003)

### **a. Materiales Utilizados**

La variabilidad en los materiales de construcción vial, como asfalto, adoquines, pavimento, grava, entre otros, desencadena distintos niveles de vibración que afectan la percepción de los usuarios y conductores. (Nassiri, Ebrahimi, Monazzam, Rahimi, & Shalkouhi, 2014)

### **b. Estado Físico**

El mantenimiento de las vías resulta crítico en la generación de vibraciones. La presencia de baches, irregularidades o deterioro en el pavimento contribuyen sustancialmente a la transmisión de vibraciones al vehículo. (Nassiri, Ebrahimi, Monazzam, Rahimi, & Shalkouhi, 2014), (İlçe & Çayir)

## **Sistemas de suspensión en autobuses de servicio de transporte**

El sistema de suspensión en los autobuses de servicio de transporte es un componente fundamental para garantizar la seguridad, el confort de los pasajeros y la durabilidad del vehículo. Se explorará los distintos tipos de suspensiones utilizadas en autobuses, sus características, ventajas, desventajas y aplicaciones, proporcionando una base sólida para comprender su importancia y funcionamiento. (Sistema de suspensión: definición, elementos y tipos, s.f.)

### **Suspensión de Ballestas (Hojas de Resorte)**

La suspensión de ballestas, o de hojas de resorte, es uno de los sistemas más tradicionales utilizados en los vehículos. Consiste en una serie de hojas metálicas apiladas que funcionan como resortes, unidas tanto al chasis como al eje del vehículo.

Entre las ventajas que presenta están la simplicidad en su diseño y construcción, alta durabilidad, capaz de soportar cargas pesadas, bajo costo de mantenimiento. En tanto, las desventajas son que ofrece menor confort en comparación con otros tipos de suspensión debido a su rigidez inherente, también tienen menor capacidad para absorber impactos en terrenos irregulares. Este tipo de suspensión es común en autobuses más antiguos o aquellos destinados a rutas menos exigentes, donde la prioridad es la durabilidad y la simplicidad. (Sistema de suspensión: definición, elementos y tipos, s.f.), (Motors, 2021)

### **Suspensión de Muelles Helicoidales (Resortes Helicoidales)**

La suspensión de muelles helicoidales utiliza resortes en forma de hélice que se comprimen y expanden para absorber las irregularidades del camino. Las ventajas que ofrece son mejor absorción de impactos comparado con las ballestas y proporciona un

mayor confort a los pasajeros. Dentro de las desventajas esta que puede ser más costosa en términos de fabricación y mantenimiento, requiere más espacio en comparación con las ballestas. Se utiliza en autobuses modernos para mejorar la comodidad de los pasajeros, especialmente en rutas urbanas con variaciones frecuentes en el terreno. (Motors, 2021)

### **Suspensión Neumática (Aire)**

La suspensión neumática emplea fuelles de aire (bolsas de aire) que se inflan o desinflan para ajustar la altura y rigidez del vehículo según la carga y las condiciones del terreno. Sus ventajas son el excelente confort debido a su capacidad de ajuste dinámico, el ajuste automático de la altura del vehículo, mejorando la estabilidad y el manejo, y la adaptación superior a diferentes condiciones de carga y terreno. Las desventajas son un mayor costo inicial y complejidad en el mantenimiento, requiere sistemas adicionales para el control y monitoreo de la presión del aire. Es muy común en autobuses de larga distancia y de lujo, donde el confort y la adaptabilidad son cruciales para el servicio. (Motors, 2021), (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012)

### **Suspensión Hidráulica**

La suspensión hidráulica utiliza cilindros llenos de líquido hidráulico que absorben los impactos mediante el movimiento del fluido dentro del sistema. Las ventajas son que permite un control preciso de la altura y rigidez del vehículo y tiene buena capacidad de absorción de impactos. Las desventajas incluyen elevada complejidad y costo de mantenimiento, mayor peso en comparación con otros sistemas de suspensión. La suspensión hidráulica es menos común que la suspensión neumática, pero utilizada en algunos autobuses de alta gama y vehículos especiales. (Sistema de suspensión: definición, elementos y tipos, s.f.), (Sistema de Suspensión en los Vehículos, s.f.)

### **Suspensión Independiente**

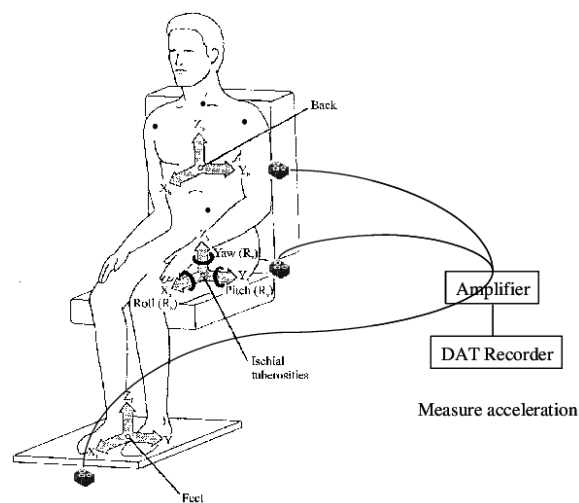
Cada rueda en un sistema de suspensión independiente tiene su propio mecanismo de suspensión, permitiendo que se mueva independientemente de las otras ruedas. Esto mejora la estabilidad y el confort, ya que cada rueda puede reaccionar de manera individual a las irregularidades del camino. También reduce la transferencia de vibraciones y movimientos a la carrocería del vehículo. Por otro lado, incluye mayor costo y complejidad mecánica además de que requiere un mantenimiento más frecuente y especializado. Es común en autobuses de pasajeros modernos y vehículos de transporte de lujo, donde el confort y la estabilidad son esenciales. (Sistema de suspensión: definición, elementos y tipos, s.f.), (Sistema de Suspensión en los Vehículos, s.f.).

## Suspensión Combinada

Combina diferentes tipos de sistemas de suspensión, como la suspensión neumática en el eje trasero y los muelles helicoidales en el delantero. Este sistema optimiza el confort y el rendimiento del vehículo al aprovechar las fortalezas de diferentes sistemas de suspensión, al tiempo que mejora la capacidad de adaptación a diversas condiciones de carga y terreno. Por otro lado, aumenta la complejidad y los costos de mantenimiento debido a la combinación de tecnologías. Es utilizada en algunos diseños de autobuses personalizados para maximizar el confort y la eficiencia operativa. (Sistema de suspensión: definición, elementos y tipos, s.f.), (Sistema de Suspensión en los Vehículos, s.f.), (Motors, 2021).

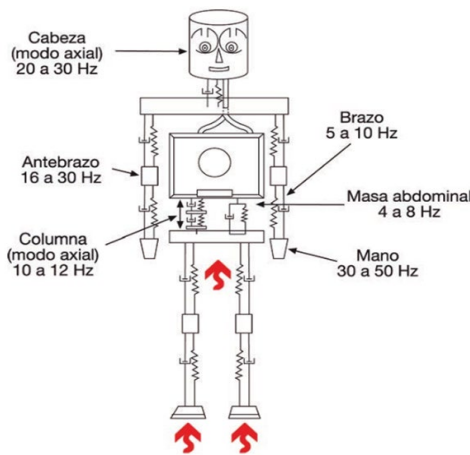
## Vibraciones y salud humana: ISO 2631-1 y Real Decreto 1311/2005

Las vibraciones mecánicas, presentes en entornos laborales como el transporte público, pueden impactar significativamente la salud humana. La normativa ISO 2631-1 proporciona directrices cruciales para evaluar y mitigar los riesgos asociados con la exposición a estas vibraciones.



**Figura 1.3** Configuración esquemática para la medición de la vibración de todo el cuerpo. (Zhao & Schindler, 2014)

Las vibraciones mecánicas pueden afectar diversas partes del cuerpo y manifestarse en efectos adversos. En la Figura 1.3 se identifica la configuración esquemática para la medición de la vibración de todo el cuerpo. (INEN, 2014).



**Figura 1.4** Esquemática de vibraciones en el cuerpo humano. (INEN, 2014)

Referencialmente, se visualiza una guía en la Figura 1.4.

**Espalda Baja (Zona Lumbar):** Estudios reportan que la exposición a vibraciones puede aumentar el riesgo de trastornos musculoesqueléticos en la zona lumbar. La Norma ISO 2631-1 considera valores de aceleración efectiva cuadrática en el rango de 0.5 Hz a 80 Hz, con límites diarios de exposición de  $1.15 \text{ m/s}^2$  para ocho horas de trabajo. (Egerv, Kociolek, & Dickey, 2013)

**Columna Cervical (Cuello):** La transmisión de vibraciones al cuello y la parte superior de la espalda también es significativa. Los factores de ponderación para esta área podrían oscilar entre 0.5 y 1.0, reflejando la sensibilidad a estas vibraciones. (Park, Fukuda, Kim, & Maeda, 2013)

**Extremidades Inferiores (Piernas y Pies):** Las vibraciones transmitidas a través del suelo del bus pueden afectar las piernas y los pies. Los factores de ponderación para estas áreas podrían variar entre 0.3 y 0.8, considerando la transmisión y percepción de las vibraciones. (Zhao & Schindler, 2014)

## **Directrices para evaluación de vibraciones: ISO 2631-1**

### **Instrumentación Específica**

El estándar ISO 2631 ofrece criterios exhaustivos para la evaluación de vibraciones en el cuerpo humano en entornos laborales, fundamental para el análisis de la respuesta vibracional en cabinas de autobús. La instrumentación específica requerida comprende el empleo de acelerómetros triaxiales de alta precisión que permitan la captura precisa de la aceleración en los tres ejes espaciales (x, y, z). (Egerv, Kociolek, & Dickey, 2013), (Park, Fukuda, Kim, & Maeda, 2013), (Zhao & Schindler, 2014).

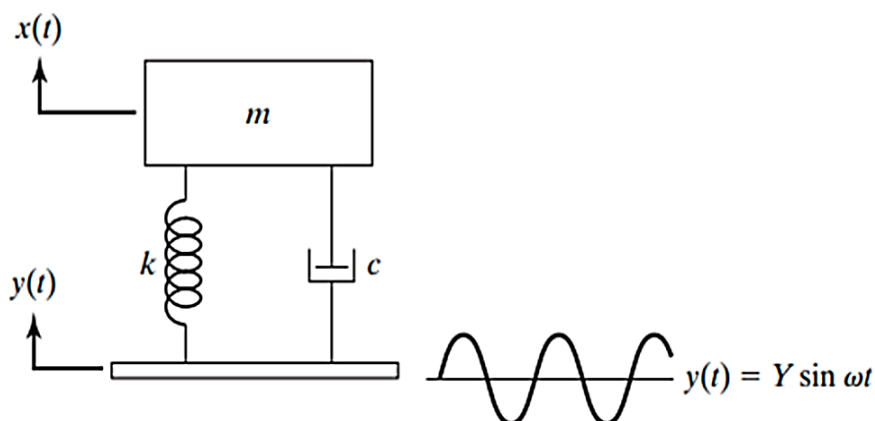
### Puntos de Medición Anatómicos

Los puntos de medición, según lo estipulado, deben ser estratégicamente ubicados en áreas anatómicas clave, tales como la región lumbar, la columna cervical y las extremidades inferiores. Específicamente, se sugiere posicionar los acelerómetros cerca de la cintura para la zona lumbar, en proximidad al cuello para la columna cervical, y en los muslos o pantorrillas para las extremidades inferiores. (Egerv, Kociolek, & Dickey, 2013), (Park, Fukuda, Kim, & Maeda, 2013), (Zhao & Schindler, 2014)

### Duración Óptima de Mediciones

En cuanto a la duración de las mediciones, se enfatiza la necesidad de capturar periodos representativos de la exposición laboral del individuo. Se recomienda llevar a cabo las mediciones durante al menos la mitad o más de la jornada laboral para obtener datos significativos y representativos de la carga vibracional experimentada por el conductor en la cabina del autobús. (Egerv, Kociolek, & Dickey, 2013), (Park, Fukuda, Kim, & Maeda, 2013), (Zhao & Schindler, 2014)

### Modelo matemático del sistema de suspensión



**Figura 1.5** Sistema de suspensión de un cuarto del vehículo: carga armónica. (Gualotuña Quishpe, 2016)

Para este análisis, se emplea el modelo matemático simplificado de un grado de libertad, que representa el sistema de suspensión de un cuarto del vehículo, como se ilustra en la Figura 1.4. Este modelo reducido permite estudiar el comportamiento vibratorio de una rueda y su suspensión asociada, considerando únicamente el movimiento vertical. (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012)

### Constante elástica de los resortes (K)

La constante elástica de los resortes ha sido consultada en catálogos, que incluyen resortes de carga media a carga fuerte. Para las dimensiones del usado en la cabina de simulación, de longitud natural  $L_0$  0.1m y diámetro externo 0.04 m, se referencia (ver

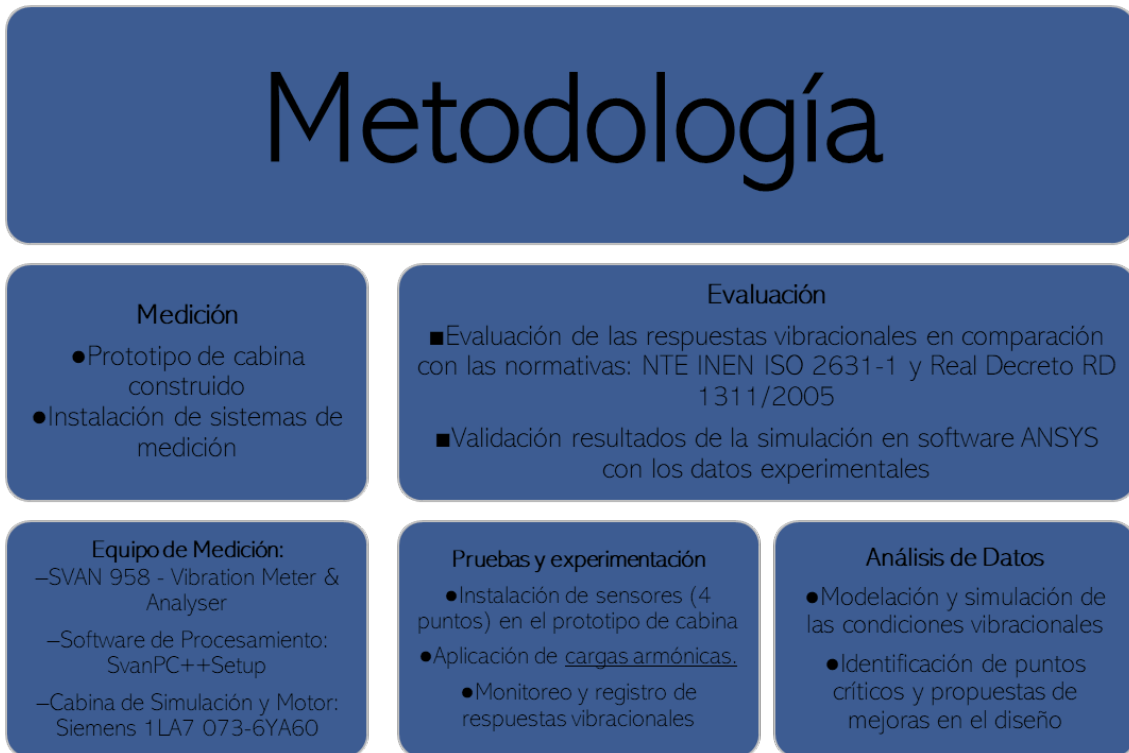
anexo) una constante elástica que comprende de 81 a 163 N/mm. (Totalmatrix, s.f.), (Totalmatrix, s.f.)

Con las referencias precedidas, se escoge un k de 100 N/mm para objeto de la simulación de elementos finitos.

### **Factor de amortiguamiento (c)**

Relacionando los parámetros de diseño y estructura, se considera un factor de amortiguamiento de entre 0.3 a 0.4 en función del amortiguamiento crítico, condicionado por factores de confort y seguridad. Se escoge un factor de 0.3 para objeto de la simulación de elementos finitos. (Rao & Rodríguez Figueroa, 2012), (Gualotuña Quishpe, 2016)

## 2 METODOLOGÍA



**Figura 2.1** Diagrama de la metodología.

Fuente: Propia.

En la Figura 2.1 se presenta el diagrama detallado de la metodología que se adoptará para la ejecución del presente proyecto.

### 2.1 Equipo de medición: SVAN 958 - Vibration Meter & Analyser



**Figura 2.2** Panel frontal del instrumento SVAN 958. (SVANTEK - Grupo ALAVA Ingenieros)

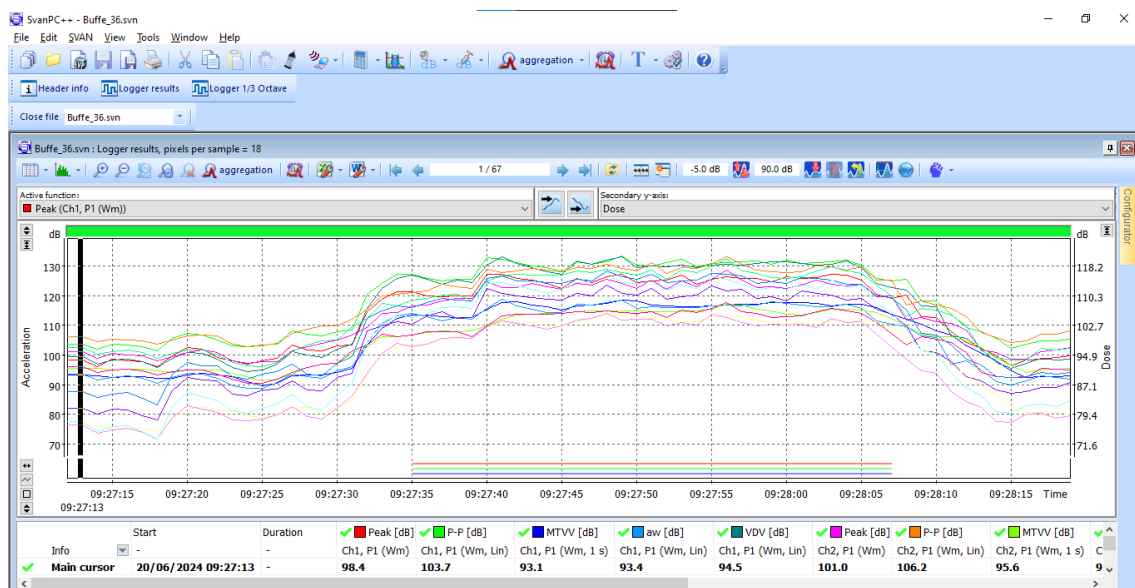


El SVAN 958 es un medidor y analizador de vibraciones de alta precisión diseñado para aplicaciones industriales y de investigación. El SVAN 958 (ver Figura 2.2) es un analizador de vibraciones de cuatro canales completamente digital, con precisión tipo 1 (según ISO 8041, incluyendo VDV y MTVV). El instrumento dispone de todos los filtros de ponderación, transductores y adaptadores necesarios para la medida triaxial de vibraciones mano-brazo y cuerpo completo, permitiendo obtener resultados de forma fácil y confortable. (SVANTEK - Grupo ALAVA Ingenieros)

Se considerará el uso de acelerómetros triaxiales para registrar la respuesta vibracional en diferentes ejes. Los sensores se posicionarán estratégicamente en la cabina, abarcando puntos relevantes, que se explicarán más adelante.

## 2.2 Software de Procesamiento: SvanPC++Setup

Es un software complementario diseñado para el procesamiento y análisis avanzado de los datos recolectados por el SVAN 958.



**Figura 2.3** Software de Procesamiento: SvanPC++Setup. Fuente: Propia.

Sus características incluyen (ver Figura 2.3): (SVANTEK - Grupo ALAVA Ingenieros)

Visualización y Análisis de Datos:

- Gráficos de tiempo y frecuencia.
- Análisis espectral y de tercio de octava.

Procesamiento de Datos:

- Filtrado de señales y análisis estadístico.
- Funciones avanzadas de exportación de datos a diversos formatos.

Configuración y Control Remoto:

- Configuración de parámetros de medición.
- Control remoto del SVAN 958 a través de conexión USB o Bluetooth.

Reportes y Documentación:

- Generación automática de reportes en formatos PDF y Excel.
- Personalización de plantillas de reportes. (SVANTEK - Grupo ALAVA Ingenieros)

## 2.3 Cabina de simulación y motor de vibración

La utilización de cabinas de simulación y motores de vibración permite replicar las condiciones reales de operación y evaluar el comportamiento estructural y dinámico de los vehículos.

### Cabina de Simulación



**Figura 2.4** Cabina de vibración de bus prototipo – Laboratorio  
Fuente: Propia

La cabina de simulación (ver Figura 2.4) es un prototipo que replica a menor escala una cabina real de autobús. Está diseñada para permitir la instalación de sensores de vibraciones en puntos estratégicos, facilitando la recolección de datos precisos.

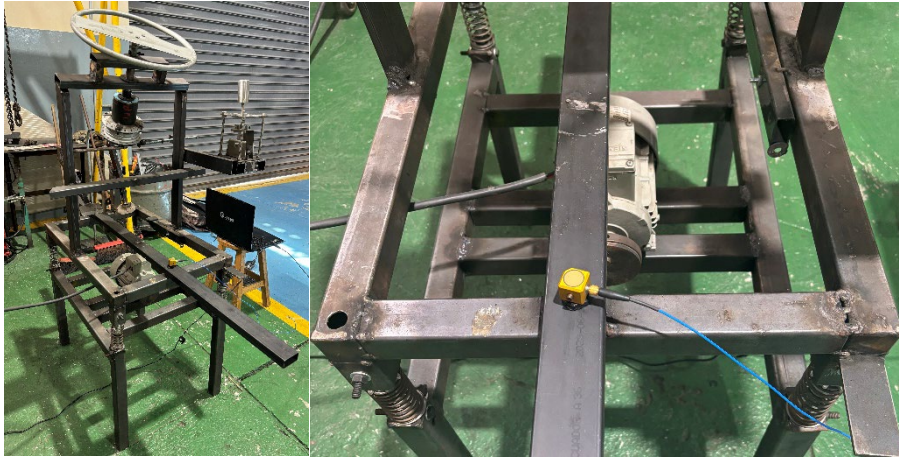
### Materiales y Construcción

Acero A36: La estructura de la cabina está fabricada con acero A36, conocido por su resistencia y durabilidad, ideal para aplicaciones de simulación que requieren robustez.

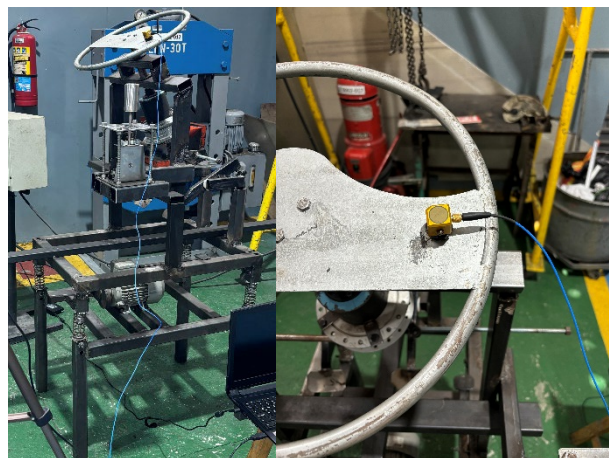
Diseño Modular: La cabina incluye elementos modulares que facilitan la instalación y reubicación de sensores de vibraciones en diferentes puntos de la estructura.

### Puntos de Medición

Las posiciones para los sensores están diseñadas para ser fácilmente accesibles, permitiendo cambios rápidos y ajustes durante los experimentos.

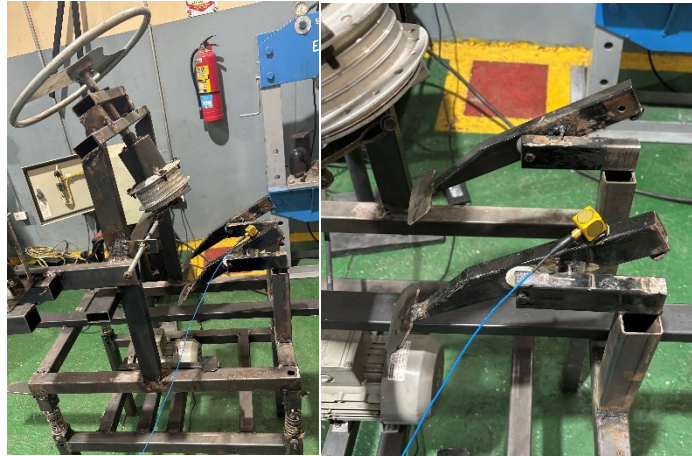


**Figura 2.5** Punto de medición: estructura.  
Fuente: Propia

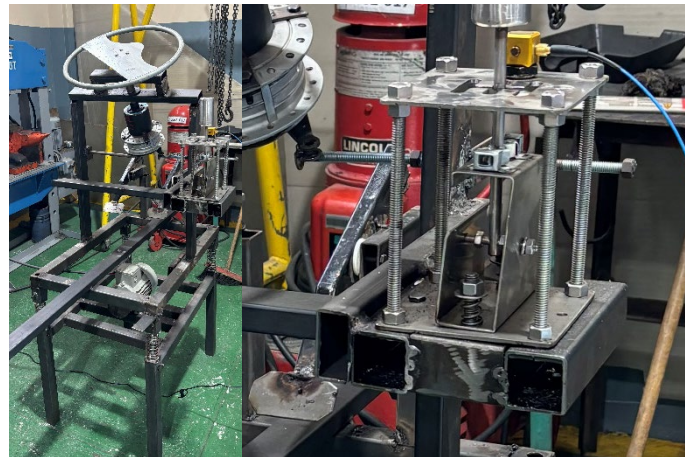


**Figura 2.6** Punto de medición: volante.  
Fuente: Propia





**Figura 2.7** Punto de medición: pedal.  
Fuente: Propia



**Figura 2.8** Punto de medición: palanca de cambios.  
Fuente: Propia

Los puntos de interés y medición son los siguientes cuatro: palanca de cambios o manubrio (ver Figura 2.8), estructura o chasis (ver Figura 2.5), volante (ver Figura 2.6) y pedal (ver Figura 2.7).

### **Motor de Vibración: Siemens 1LA7 073-6YA60**

El motor de vibración utilizado en el sistema es el Siemens 1LA7 073-6YA60, un motor de alta eficiencia diseñado para aplicaciones industriales que requieren precisión y confiabilidad en la generación de vibraciones controladas.



**Figura 2.9** Motor Siemens 1LA7 073-6YA60.

Especificaciones técnicas del motor (ver Figura 2.9):

- Potencia: 0.5 HP (Horsepower).
- Temperatura de Operación: Rango de -15°C a 40°C.
- Factor de Servicio (FS): 1.15, lo que indica una alta capacidad para soportar sobrecargas temporales.
- Clase de Protección: IP55, asegurando protección contra polvo y salpicaduras de agua.
- Voltaje: 220V YY / 440V Y.
- Frecuencia: 60 Hz.
- Velocidad: 1020 RPM.
- Aislamiento: Clase F, garantizando una excelente resistencia térmica.
- Factor de Potencia: 0.79.
- Peso: 5.7 kg.

## **2.4 Metodología de recolección de datos**

La recolección de datos en los puntos de interés: volante, pedal, estructura o chasis y palanca de cambios, fue dada debido a su importancia en la transmisión de vibraciones y su impacto en la experiencia del usuario y la integridad estructural del vehículo.



**Figura 2.10** Proceso de recolección de datos experimentales.

Fuente: Propia

En cada punto (ver Figura 2.10), se inició el ejercicio con un incremento gradual de la potencia del motor hasta que este alcanzara una frecuencia de 40 Hz y, posteriormente, se redujo la potencia en ejercicio similar. La elección de 40 Hz como límite superior se debe a que es una frecuencia representativa para el análisis de vibraciones en vehículos, asegurando una cobertura adecuada del rango operativo del motor. En el intervalo de tiempo que tomó la medición —con media de aproximada de 1 minuto para las lecturas—, se calcula el valor MTVV (Maximum Transient Vibration Value) del barrido completo de forma precisa, siendo este dato adquirido procesado y extraído mediante el software SvanPC++. El MTVV es un indicador crítico que cuantifica la magnitud máxima de las vibraciones transitorias, proporcionando una medida útil para evaluar la exposición a vibraciones (Hong, Li-Lu, & Xiang-Yan, 2016).

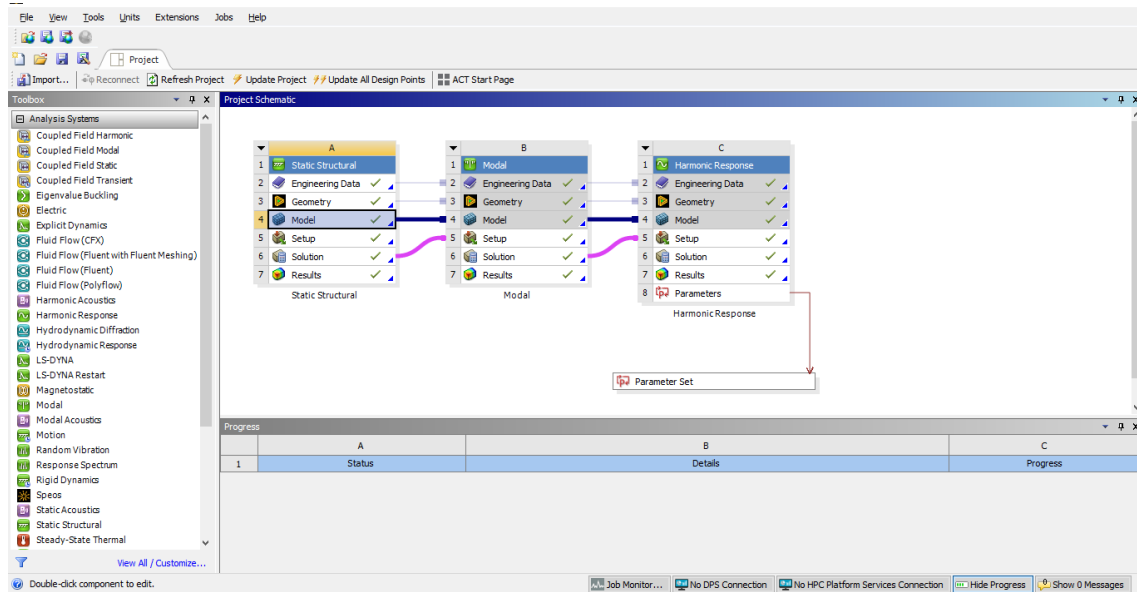
Es indispensable la ubicación de la cabina sobre una superficie totalmente horizontal y lisa, cumpliendo con las condiciones de planitud máxima permitida. Esta condición es crucial para minimizar la influencia de variables externas que puedan alterar las mediciones, como las irregularidades del suelo, la inclinación y la presencia de objetos o residuos. Controlar estas variables permite obtener datos más precisos y fiables, garantizando la integridad de los resultados experimentales.

Las mediciones se llevan a cabo de manera continua y secuencial, completando las lecturas de todos los puntos de interés en una única sesión. Este procedimiento garantiza la uniformidad de las condiciones experimentales, evitando variaciones temporales que podrían afectar los resultados. Se permitió que la frecuencia del motor

ascendiera de 0 a 40 Hz y descendiera nuevamente a 0 Hz, cumpliendo así con el protocolo de medición establecido.

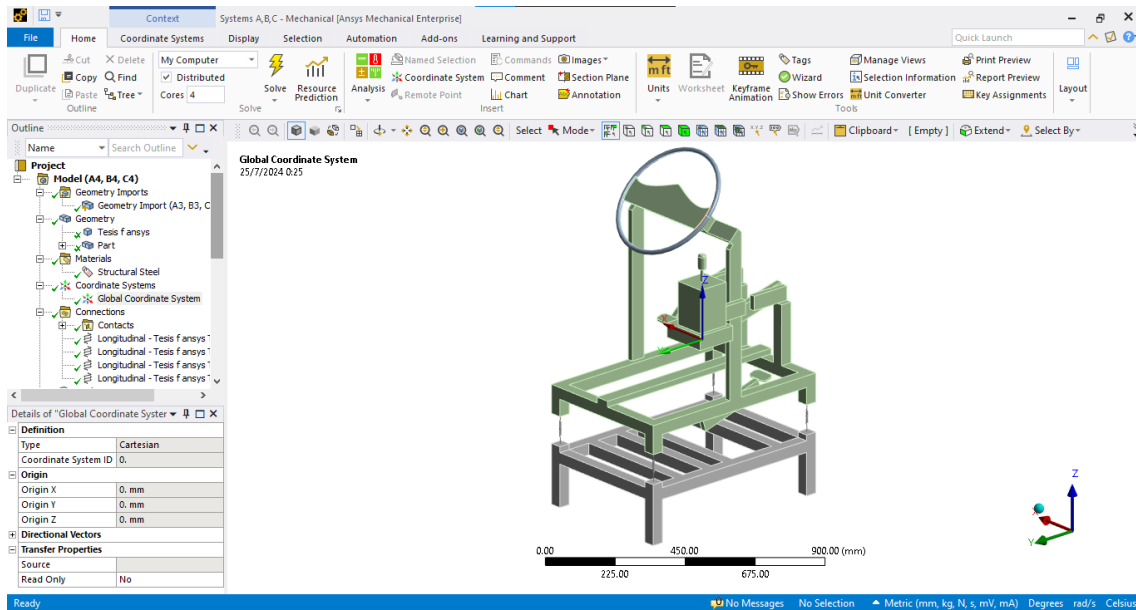
Esta metodología asegura que los datos recolectados sean coherentes y representativos, proporcionando una base sólida para el análisis de vibraciones y la evaluación del desempeño del vehículo en condiciones controladas.

## 2.5 Simulación de la cabina de bus prototipo: ANSYS



**Figura 2.11** Workbench de ANSYS: Static Structural, Modal y Harmonic Response.  
Fuente: Propia

En el ambiente de Workbench de ANSYS, se usan 3 módulos para alcanzar la simulación: Static Structural, Modal y Harmonic Response (ver Figura 2.11).



**Figura 2.12** Model: sistema coordinado.

Fuente: Propia.

Engineering Data: Material View

**Structural Steel**

Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Density	7.85e-06 kg/mm <sup>3</sup>
---------	-----------------------------

**Structural**

Isotropic Elasticity	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
Young's Modulus	2e+05 MPa
Poisson's Ratio	0.3
Bulk Modulus	1.6667e+05 MPa
Shear Modulus	76923 MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	
	1.2e-05 1/°C
Compressive Ultimate Strength	0 MPa
Compressive Yield Strength	250 MPa

Strain-Life Parameters

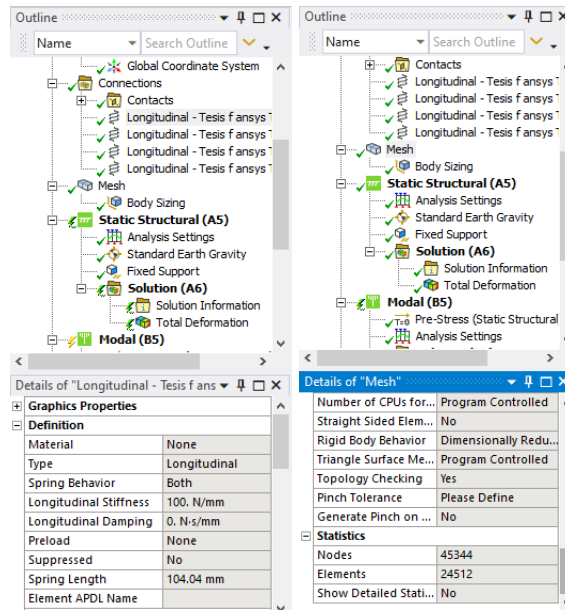
The graph shows a log-log plot of stress (y-axis, ranging from 5.4e+0 to 6.6e-1) versus strain (x-axis, ranging from 0.0e+0 to 1.0e+1). Two curves are shown: a blue curve and an orange curve, both showing a decreasing trend as strain increases.

**Figura 2.13** Configuración de material: Structural Steel.

Fuente: Propia.

El primer paso, previo a desarrollar y explotar un módulo, es configurar la geometría pertinente relacionada a la cabina de bus experimental. Esta se incluye, escogiendo el sistema coordinado planteado (ver Figura 2.12) y se escoge Structural Steel como material (ver Figura 2.13).

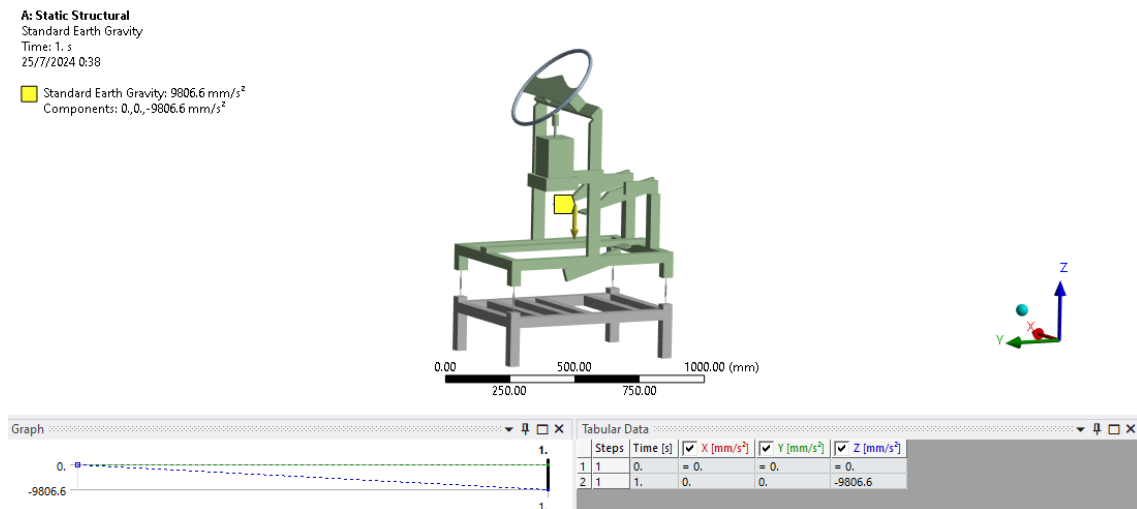




**Figura 2.14** Connections & Mesh. Constante elástica 100 N/mm.

Fuente: Propia.

Se configura las conexiones (4) como resortes de constante elástica 100 N/mm. Se resuelve con una malla de 45 344 nodos y 24 512 elementos. Ver Figura 2.14.

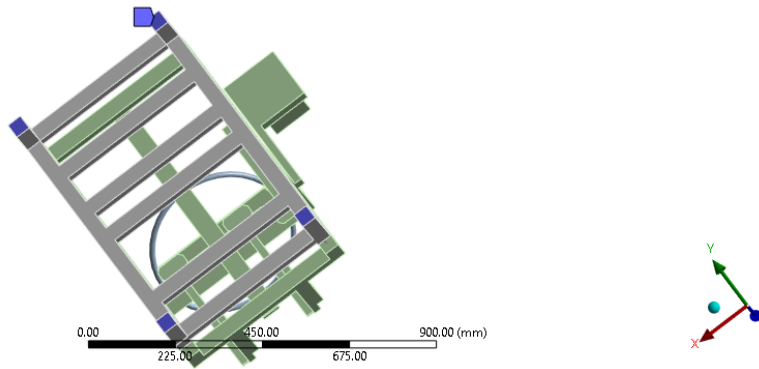


**Figura 2.15** Static Structural: Seteo de gravedad.

Fuente: Propia.

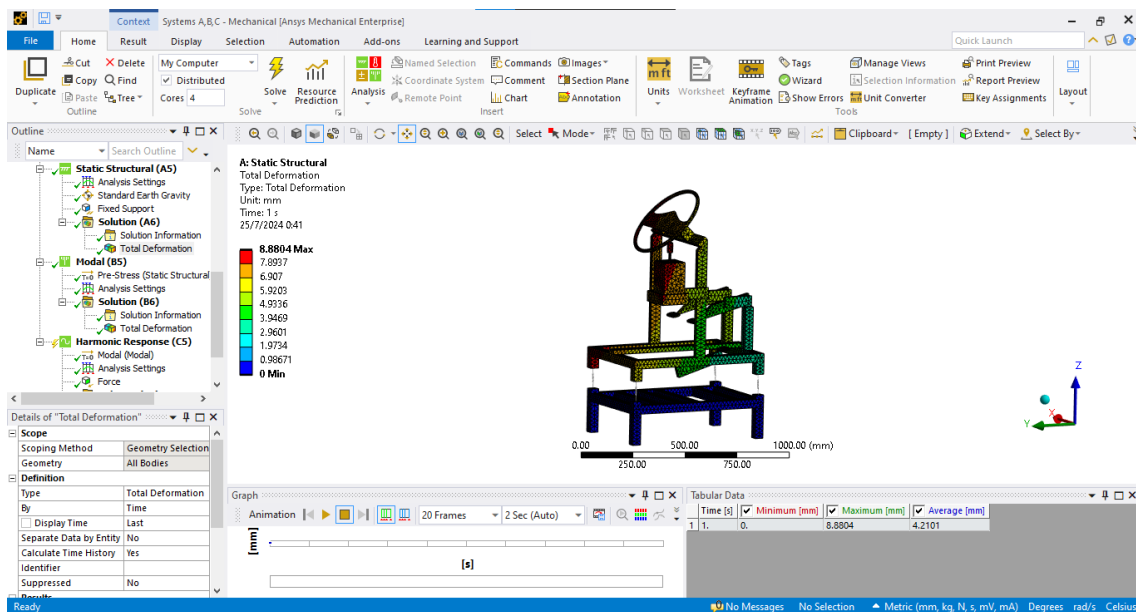
A: Static Structural  
Fixed Support  
Time: 1 s  
25/7/2024 0:36

■ Fixed Support



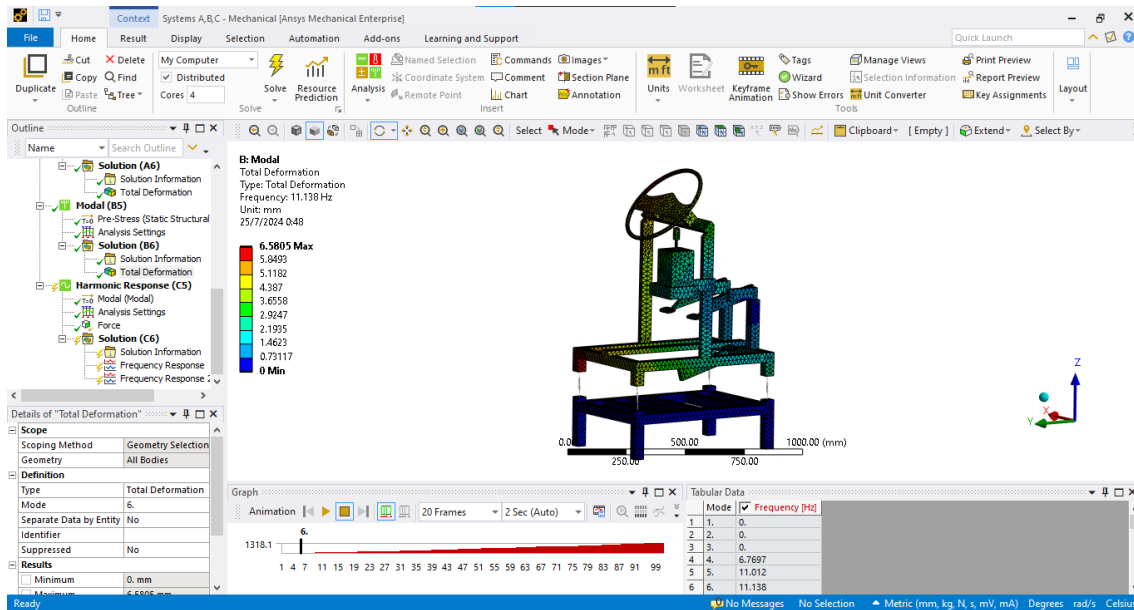
**Figura 2.16** Static Structural: Configuración de los soportes.  
Fuente: Propia.

Entonces, es propicio iniciar con el módulo Static Structural. Este servirá para conocer la deformación propia del peso de la misma estructura. Aquí se coloca el valor de la gravedad como sigue (ver Figura 2.15), además de fijar los soportes (ver Figura 2.16).



**Figura 2.17** Static Structural: Deformación total.  
Fuente: Propia.

Después, la deformación inherente al sistema es de un máximo de 8.8804 mm y en media 4.2101 mm. Ver Figura 2.17.



**Figura 2.18** Modal: Modos de vibración.

Fuente: Propia.

Siguiendo, el módulo Modal se carga con el pre-esfuerzo de Static Structural. Se configura como máximo número de modos a hallar en 99. Los resultados se observan en la Figura 2.18.

Los resultados de frecuencias y amplitud de aceleración, así como su análisis se muestran en el capítulo siguiente.

### 3 ANÁLISIS Y RESULTADOS

#### 3.1 Fase experimental en la cabina de bus prototipo

En la sección de 6 ANEXOS se presentan las tablas que compila las cinco lecturas obtenidas en cada uno de los 4 puntos de interés: palanca de cambios o manubrio, estructura o chasis, volante y pedal. Esta tabla muestra el valor de aceleración RMS en tercios de octava (1/3 Oct Acc RMS) en frecuencias que van desde 0.8 a 100 Hz [dB] para cada uno de los tres canales: x, y e z. Además, incluye el valor de Máxima Vibración Transitoria (MTVV) [dB] en los mismos tres canales. Como se explicó anteriormente, estos valores representan la totalidad del intervalo de un minuto durante el cual se realizaron las mediciones vibratorias.

Extraer el valor MTVV del intervalo completo, en lugar de utilizar otro indicador como el valor ponderado de aceleración ( $a_w$  [dB]), ofrece varias ventajas. El MTVV proporciona una medida de la máxima vibración transitoria, lo que es crucial para identificar los picos de vibración que pueden tener efectos significativos sobre la comodidad del usuario y la integridad del equipo. Además, calcular el MTVV a partir de todo el intervalo de un

minuto, en lugar de basarse únicamente en picos aislados, permite una evaluación más representativa y precisa del entorno vibratorio. Esto evita la sobreestimación o subestimación de las condiciones de vibración, asegurando que se tenga en cuenta la variabilidad y la dinámica completa del sistema durante el período de medición (Deulgaonkar, Analysis of Vibration Characteristics of Transport Utility Vehicle by Finite Element Method).

Luego, de esta matriz de datos, se extrae el módulo o vector al unificar los 3 canales mediante la fórmula general para combinar valores en decibelios  $L_1, L_2, L_3$ , a continuación (ver Ecuación 1) (ISO), (DIN):

$$L_{total} = 10 \log_{10}(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + 10^{L_3/10}) \quad (1)$$

Este método es comúnmente usado para combinar niveles de presión sonora o vibraciones en diferentes direcciones o fuentes en un solo valor representativo. La razón detrás de este enfoque es que las unidades en decibelios son logarítmicas, lo que permite una combinación que refleja de manera más precisa la suma de las intensidades en una escala lineal antes de volver a la escala logarítmica (INEN, 2014).

Los resultados, tanto de MTVV como del espectro 1/3 Oct Acc RMS, se muestran en las tablas a continuación. La simbología se lee como sigue: MM1L1: Medición Punto 1 Manubrio, Lectura 1.

**Tabla 3.1** Datos procesados MTVV [dB].

<b>Lectura</b>	<b>Vector MTVV [dB]</b>
MM1L1	121,5
MM1L2	120,9
MM1L3	121,2
MM1L4	121,4
MM1L5	121,4
MC2L1	119,2
MC2L2	119,2
MC2L3	119,0
MC2L4	118,5
MC2L5	118,7
MV3L1	122,2
MV3L2	122,5
MV3L3	121,8
MV3L4	121,4
MV3L5	121,9
MP4L1	114,3
MP4L2	113,8
MP4L3	113,6
MP4L4	113,6
MP4L5	114,0

Fuente: Propia.

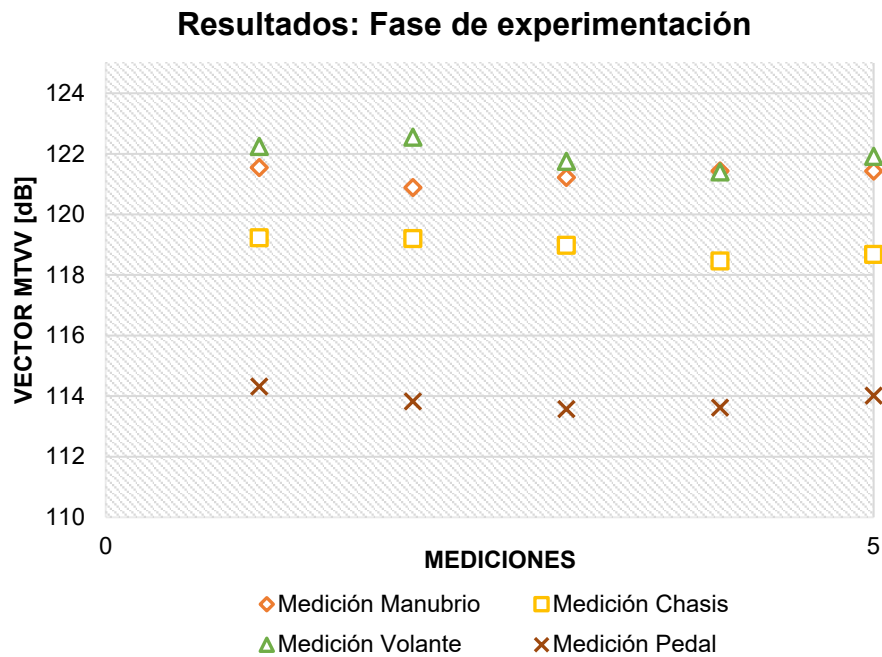
Datos procesados MTVV [dB]: Tabla 3.1

**Tabla 3.2.** Datos procesados: Espectro 1/3 Oct Acc RMS [dB].

Lectura / Frecuencia [Hz]	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100
MM1L1	126,4	121	96,2	95	95,8	96,8	96,1	101	102,4	105	107,2	112	114,1	115	117,4	115	116,1	119	119,9	123	122,5	126
MM1L2	123,0	109	98,1	97	97,2	99,5	100,0	103	104,0	107	111,1	115	115,2	116	118,6	120	119,6	125	122,8	126	124,5	123
MM1L3	120,8	108	96,0	95	96,4	98,9	98,8	101	103,2	107	109,9	113	114,2	114	120,3	118	117,7	123	120,1	124	121,4	121
MM1L4	121,2	109	95,9	95	98,5	101	101,5	102	103,6	107	109,8	113	113,6	115	119,5	119	118,2	123	121,5	125	121,4	122
MM1L5	122,5	110	97,2	98	99,1	102	102,9	103	105,2	107	110,0	113	115,1	119	120,0	122	120,2	123	123,1	126	123,3	123
MC2L1	112,8	104	92,4	91	91,4	94,8	96,0	96,6	100,3	101	107,5	113	113,8	110	114,2	114	112,5	116	110,1	112	114,0	114
MC2L2	114,0	106	93,5	93	93,0	96,4	98,5	97,9	100,9	103	108,0	114	114,9	112	116,2	115	114,0	119	112,4	114	115,5	115
MC2L3	113,0	104	90,7	93	94,7	97,2	97,2	97	100,1	103	108,9	114	114,9	111	115,6	115	114,1	118	110,6	113	115,0	114
MC2L4	112,6	104	90,7	95	93,3	96,2	95,7	96,8	98,6	102	108,7	113	113,5	110	114,5	113	112,4	116	109,9	112	113,9	114
MC2L5	112,9	104	91,5	91	94,3	96,4	97,0	97	99,3	102	107,8	112	114,3	111	114,0	114	114,4	118	110,5	112	113,9	114
MV3L1	115,7	110	95,1	96	96,5	101	100,5	101	103,5	107	111,7	118	115,2	114	119,6	119	118,4	119	117,2	116	120,6	117
MV3L2	115,0	109	94,5	96	97,4	102	102,2	102	103,0	108	112,1	119	114,0	116	119,9	119	118,5	119	116,8	117	120,5	117
MV3L3	115,6	110	94,1	96	97,2	100	101,5	102	104,1	107	112,1	119	113,1	115	120,2	119	118,7	120	117,3	117	121,4	117
MV3L4	115,2	110	94,9	95	96,9	101	102,2	102	103,8	108	111,5	118	115,0	114	119,4	120	118,9	119	117,6	118	121,0	117
MV3L5	115,2	110	94,4	95	96,9	102	103,1	101	103,6	107	111,9	118	116,7	115	119,0	120	119,2	119	117,6	117	120,9	117
MP4L1	123	103,3	92,6	93	95,0	96,2	96,5	97,8	97,9	99,3	100,6	105	104	105,8	109	111	113,4	116	119	118,2	123	123
MP4L2	124	104,0	94,2	94	95,0	97	97,6	97,8	100	101	101,4	104	106	106,2	109	111	113,0	116	118	118,5	123	124
MP4L3	124	103,7	91,2	93	93,8	95,7	96,4	99,0	101	100	102,0	105	104	106,1	109	112	113,5	116	118	118,2	123	124
MP4L4	123	103,3	92,5	92	92,9	96,8	97,1	99,1	101	101	102,4	104	105	105,5	108	111	113,2	115	118	117,9	123	123
MP4L5	123	103,7	90,6	94	95,6	96,4	97	99,0	101	101	101,8	104	104	105,1	109	111	113,0	116	118	118,0	123	123

Fuente: Propia.

Datos procesados: Espectro 1/3 Oct Acc RMS [dB]: Tabla 3.2.



**Figura 3.1** Resultados de las mediciones. Fase de experimentación  
Fuente: Propia.

De los resultados extraídos MTVV, su gráfica para análisis (ver Figura 3.1). Se puede observar la pertinencia de los datos recogidos, siendo estos aleatorios entre sí, en su subconjunto de puntos. También, se observa que las mediciones de volante, manubrio y chasis son contiguas, comprendiéndose su rango entre 118 dB y 123 dB; no así, las lecturas del pedal, cuyos decibeles son más bajos, de 114 dB en media. Ahora, al analizar los datos como un todo, se denota de forma importante que ninguno alcanza los parámetros sugeridos de confort y salud de las normativas NTE INEN ISO 2631-1 y Real Decreto RD 1311/2005 relativas a la exposición diaria de vibraciones. (Sostenible, 2010), (INEN, 2014), (ISO), (DIN).

**Tabla 3.3** Guía de las reacciones esperadas a diferentes magnitudes de vibración general en el transporte público: norma ISO 2631-1.

<b>Magnitud de la vibración</b>				<b>Percepción</b>
<b>Aceleración [m/s<sup>2</sup>]</b>		<b>Decibeles [dB]</b>		
<0.315		<109,97		sin molestia
0.315	0,63	109,97	115,99	levemente molesto
0,5	1	113,98	120,00	moderadamente molesto
0,8	1,6	118,06	124,08	molesto
1,25	2,5	121,94	127,96	muy molesto
>2		>126,02		extremadamente molesto
<b>Percepción de 0.5 Hz a 80 Hz</b>				
0,01	0,02	80,00	86,02	una persona sana ya percibe sensaciones
<b>Percepción de 0.1 Hz a 0.5 Hz</b>				
0,5		113,98		mareos

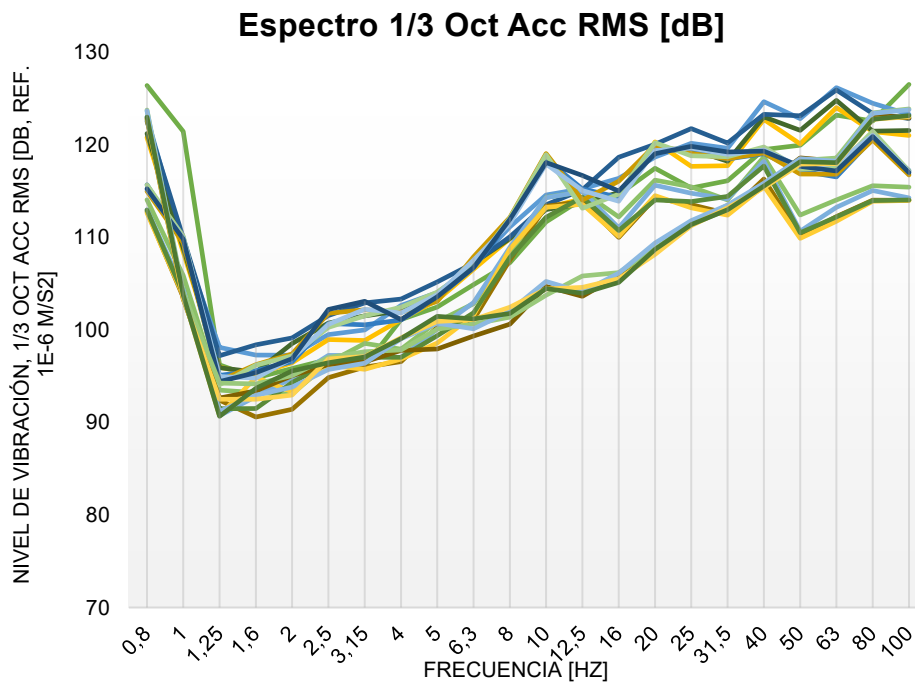
Fuente: (INEN, 2014), (ISO), (DIN).

La Tabla 3.3 contextualiza valores de las normas sobre evaluación de confort.

Nota: En esta sección de la norma ISO 2631 no se especifica un límite concreto. Los valores siguientes proporcionan una guía aproximada de las reacciones esperadas a diferentes magnitudes de vibración general en el transporte público (INEN, 2014). Como se comentó, los valores en decibeles entran en el rango de “moderadamente molesto”, por lo que requieren un plan de acción.

Lo anterior se explica en que el prototipo a escala de la cabina de simulación no cuenta, a diferencia de una cabina acoplada de bus de transporte público, con elementos que amortigüen o contrarresten las vibraciones; por lo que los datos extraídos del experimento a vibración llegan en su estado bruto. De aquí, en adelante se desarrollarán observaciones para el presente estudio en base a esta característica, además de servir de base para análisis posteriores.





**Figura 3.2** Espectro 1/3 Oct Acc RMS [dB] en el dominio de la frecuencia.  
Fuente: Propia.

Luego, al analizar las lecturas del espectro 1/3 Oct Acc RMS [dB], se produce la Figura 3.2. Al analizarla se observa que ninguna toma de dato se encuentra dentro de los recomendados por la normativa, pues llegan a un mínimo de 90.6 dB y un máximo de 126.5 dB, llegando incluso a la escala de “muy molesto”. Además, en este segundo cuadro es posible apreciar, dentro del rango de frecuencias, tendencias de aquellas en las cuales el sistema encuentra su frecuencia natural, pues se hallan sus picos. Se observa que estas se pueden hallar entre los 10 y 100 Hz; notando además, un pico muy bajo a una frecuencia de 1.25 Hz.

Para interpretar esta información en conjunto con la simulación de elementos finitos, es necesario traducir datos de decibelios a datos de aceleración a  $[m/s^2]$ . La fórmula a continuación (ver Ecuación 2) es una relación logarítmica utilizada para convertir una aceleración medida en  $[m/s^2]$  a una escala de decibelios (dB). La fórmula general es (ISO), (ISO), (DIN):

$$dB = 20 \log_{10} \left( \frac{a}{a_0} \right) \quad (2)$$

Donde:

$dB$  es el valor en decibelios.

$a$  es la aceleración medida.

$a_0$  es la aceleración de referencia, que en este caso es  $10^{-6}$  [m/s<sup>2</sup>].

Si se desea convertir de decibelios a aceleración, se emplea la fórmula inversa (ver Ecuación 3):

$$a = a_0 \times 10^{\frac{dB}{20}} \quad (3)$$

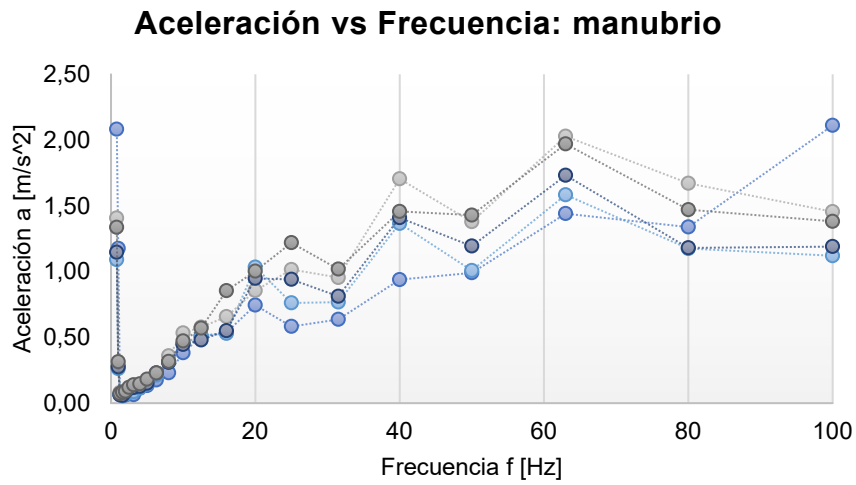
**Tabla 3.4.** Espectro de la aceleración a [m/s<sup>2</sup>].

**Espectro: a [m/s<sup>2</sup>]**

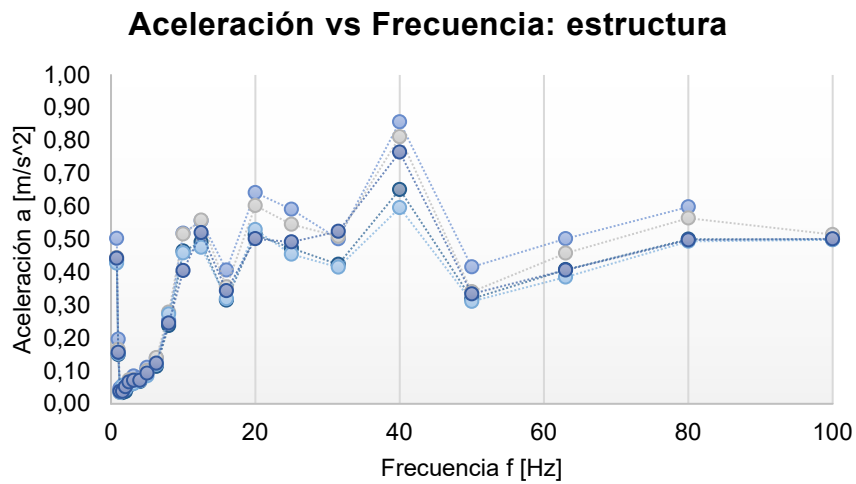
<b>Lectura</b>	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100
MM1L1	2,08	1,18	0,06	0,05	0,06	0,07	0,06	0,11	0,13	0,18	0,23	0,38	0,51	0,54	0,74	0,58	0,64	0,94	0,99	1,44	1,34	2,11
MM1L2	1,41	0,28	0,08	0,07	0,07	0,09	0,10	0,14	0,16	0,22	0,36	0,53	0,58	0,66	0,86	1,02	0,95	1,70	1,38	2,03	1,67	1,46
MM1L3	1,09	0,26	0,06	0,06	0,07	0,09	0,09	0,11	0,14	0,21	0,31	0,45	0,51	0,53	1,03	0,76	0,77	1,37	1,01	1,58	1,17	1,12
MM1L4	1,15	0,28	0,06	0,06	0,08	0,11	0,12	0,13	0,15	0,23	0,31	0,45	0,48	0,55	0,95	0,94	0,81	1,41	1,19	1,73	1,18	1,19
MM1L5	1,34	0,31	0,07	0,08	0,09	0,12	0,14	0,15	0,18	0,23	0,32	0,47	0,57	0,85	1,00	1,22	1,02	1,46	1,43	1,97	1,47	1,38
MC2L1	0,44	0,15	0,04	0,03	0,04	0,06	0,06	0,07	0,10	0,11	0,24	0,46	0,49	0,32	0,51	0,47	0,42	0,65	0,32	0,41	0,50	0,50
MC2L2	0,50	0,20	0,05	0,05	0,04	0,07	0,08	0,08	0,11	0,14	0,25	0,52	0,56	0,41	0,64	0,59	0,50	0,86	0,42	0,50	0,60	0,59
MC2L3	0,44	0,16	0,03	0,04	0,05	0,07	0,07	0,07	0,10	0,14	0,28	0,52	0,56	0,36	0,60	0,55	0,51	0,81	0,34	0,46	0,56	0,51
MC2L4	0,43	0,15	0,03	0,06	0,05	0,06	0,06	0,07	0,08	0,12	0,27	0,46	0,48	0,32	0,53	0,45	0,42	0,60	0,31	0,39	0,49	0,50
MC2L5	0,44	0,16	0,04	0,04	0,05	0,07	0,07	0,07	0,09	0,12	0,25	0,40	0,52	0,34	0,50	0,49	0,52	0,77	0,33	0,41	0,50	0,50
MV3L1	0,61	0,30	0,06	0,06	0,07	0,11	0,11	0,11	0,15	0,22	0,39	0,84	0,58	0,52	0,96	0,91	0,83	0,89	0,72	0,67	1,07	0,72
MV3L2	0,56	0,29	0,05	0,06	0,07	0,12	0,13	0,12	0,14	0,25	0,40	0,89	0,50	0,63	0,99	0,90	0,84	0,90	0,69	0,69	1,06	0,68
MV3L3	0,61	0,32	0,05	0,06	0,07	0,10	0,12	0,13	0,16	0,22	0,40	0,88	0,45	0,54	1,02	0,87	0,86	0,97	0,74	0,75	1,18	0,72
MV3L4	0,57	0,31	0,06	0,05	0,07	0,11	0,13	0,12	0,15	0,24	0,38	0,79	0,56	0,49	0,93	0,96	0,88	0,93	0,76	0,79	1,12	0,71
MV3L5	0,58	0,31	0,05	0,06	0,07	0,13	0,14	0,11	0,15	0,22	0,39	0,80	0,68	0,56	0,89	0,98	0,91	0,92	0,76	0,72	1,10	0,71
MP4L1	1,37	0,15	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07	0,08	0,08	0,09	0,11	0,17	0,15	0,20	0,27	0,38	0,47	0,60	0,85	0,81	1,45	1,39
MP4L2	1,54	0,16	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08	0,10	0,11	0,12	0,15	0,20	0,20	0,27	0,37	0,44	0,62	0,82	0,85	1,48	1,56
MP4L3	1,52	0,15	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,11	0,10	0,13	0,18	0,16	0,20	0,29	0,39	0,47	0,62	0,84	0,81	1,47	1,54
MP4L4	1,39	0,15	0,04	0,04	0,04	0,07	0,07	0,09	0,11	0,11	0,13	0,17	0,17	0,19	0,26	0,36	0,46	0,58	0,78	0,79	1,37	1,41
MP4L5	1,41	0,15	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,09	0,12	0,11	0,12	0,17	0,16	0,18	0,27	0,37	0,44	0,60	0,81	0,80	1,37	1,43

Fuente: Propia.

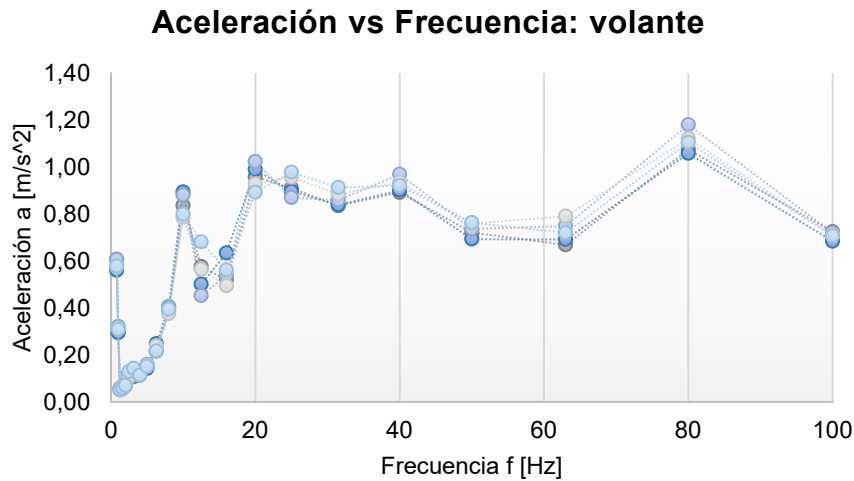
Con la Ecuación 3, se convierte los datos de la Tabla 3.1 en datos de aceleración. Los resultados se muestran en la Tabla 3.4.



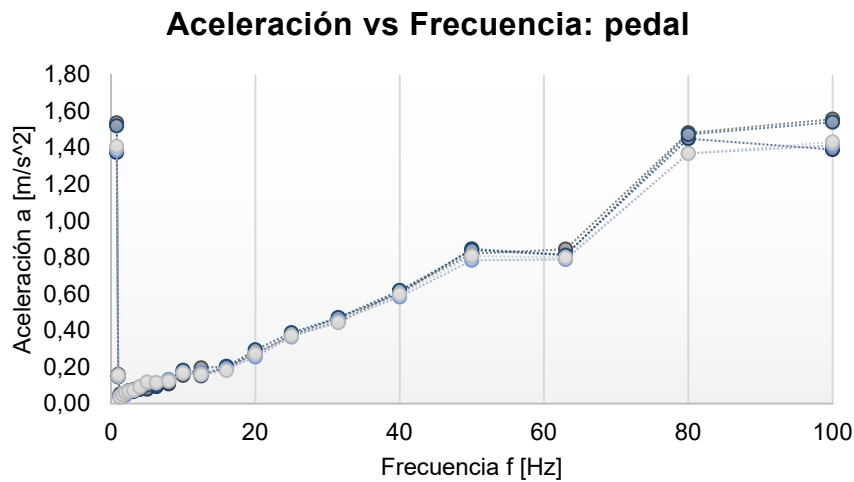
**Figura 3.3** Aceleración vs Frecuencia: manubrio.  
Fuente: Propia.



**Figura 3.4** Aceleración vs Frecuencia: estructura.  
Fuente: Propia.



**Figura 3.5** Aceleración vs Frecuencia: volante.  
Fuente: Propia.



**Figura 3.6** Aceleración vs Frecuencia: pedal.  
Fuente: Propia.

De la Tabla 3.4, se realiza un desglose de lecturas en función de los puntos estratégicos de medición. Los resultados se recogen en Figura 3.3, Figura 3.4, Figura 3.5 y Figura 3.6.

De las gráficas presentadas, se observa que la aceleración del manubrio puede estimarse en media entre 0.5 y 2 m/s<sup>2</sup>, en tanto que la del volante parece fijarse entre 0.7 y 1.2 m/s<sup>2</sup>. por su lado, la estructura, aceleraciones entre 0.31 y 0.81 m/s<sup>2</sup>. de otra forma, la del pedal entre 0.8 y 1.5 m/s<sup>2</sup>.

De esto, se observa que el pedal tiene una forma de oscilar aislada del resto de puntos estratégicos, pues no comparten intervalos de aceleración similares o en las mismas frecuencias; como si ocurre con el punto volante, estructura y manubrio. También, se

denota los niveles más peligrosos o menos ergonómicos para el punto manubrio, donde las aceleraciones alcanzan 2 o más  $m/s^2$ , por lo que llega a constituirse en un punto de interés de estudio para futuros focos investigativos. El punto pedal de igual forma puede ser un punto de interés de investigación, al mostrar una dinámica diferente frente al sometimiento del mismo estímulo de movimiento vibracional. Por su parte, la estructura parece ser el punto menos conflictivo pues sus oscilaciones de aceleración son bajas, no alcanzado ni la unidad de  $m/s^2$ , por lo que pueden no llegar a distinguirse como molestas; esto podría deberse a que la rigidez de su forma ayuda a contrarrestar el estímulo vibracional; por lo que pudiera ser tema de estudio el resultado que pudiere dar al modificar su diseño, aun en forma leve. Finalmente, el punto volante puede también fijarse como tema de estudio ya que su rango de amplitud de aceleración si comprende valores de  $m/s^2$  que pueden interpretarse como molestos, por lo que es importante su estudio para buscar formas de resolver la problemática.

Por otro lado, de las mismas gráficas se destaca el hallazgo de frecuencias naturales en la Figura 3.4 de Aceleración vs Frecuencia: estructura, que pueden ser correspondidas a los valores próximos de 25 y 40 Hz. Algo parecido se dibuja en la Figura 3.5 de Aceleración vs Frecuencia: volante, donde se hallan picos en las frecuencias 20 y 40 Hz. En la Figura 3.3 de Aceleración vs Frecuencia: manubrio, es evidente más en la frecuencia de 40 Hz, en tanto que en la Figura 3.6 de Aceleración vs Frecuencia: pedal, el dato es indistinguible, sino a los 50 Hz. Lo que parece ser un repetitivo en todas las gráficas es la caída de aceleración a los 30 Hz.

**Tabla 3.5** Datos de frecuencia y aceleración para valores pico: sección experimental.

<b>Punto de medición</b>	<b>Frecuencia</b>	<b>Aceleración</b>
<b>Manubrio</b>	25, 40 Hz	0.58-1.22; 0.94-1.70 $m/s^2$
<b>Estructura</b>	20, 40 Hz	0.50-0.60; 0.60-0.86 $m/s^2$
<b>Volante</b>	25, 40 Hz	0.89-1.02; 0.92 $m/s^2$
<b>Pedal</b>	40, 50 Hz	0.60; 0.81 $m/s^2$

Fuente: Propia.

Luego, para validar la simulación de elementos finitos, se buscará reproducir los valores de aceleración a estas frecuencias. También, es necesario considerar los valores es los que oscila la aceleración a reproducirse. La Tabla 3.5 que recoge dicha información, basado en la sección experimental.

Por otro lado, es necesario también estimar los valores de fuerza factibles para la simulación. Para determinar la fuerza que un motor de 0.5 HP puede ejercer al acelerarse

a 40 Hz, y la fuerza de vibración que crea, es necesario tener en cuenta varios factores. (Deulgaonkar, Vibration Measurement and Spectral Analysis of Chassis Frame Mounted Structure for Off-Road Wheeled Heavy Vehicles).

Fuerza de vibración: Esta depende de la masa desbalanceada en el sistema y la aceleración centrífuga que esta masa experimenta. La fuerza centrífuga  $F$  se puede calcular utilizando la Ecuación 4 (ISO), (DIN):

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (4)$$

Donde:

$m$  es la masa desbalanceada,

$r$  es el radio de giro de la masa,

$\omega$  es la velocidad angular en radianes por segundo.

Entonces,

Potencia del motor (HP a Watts):

$$0.5 \text{ HP} = 373 \text{ Watts}$$

Conversión de Hz a RPM:

$$40 \text{ Hz} \times 60 = 2400 \text{ RPM}$$

se convierte la velocidad angular de RPM a radianes por segundo usando la Ecuación 5:

$$\omega = 2\pi \cdot \text{RPM} \quad (5)$$

$$60 = 2\pi \cdot 2400$$

$$60 \approx 251.33 \text{ radianes/segundo}$$

Donde la masa desbalanceada ( $m$ ) es de aproximadamente 0.5 y 0.8 kg y el radio de giro ( $r$ ) de 0.04 m.

Entonces, usando la fórmula para el cálculo de fuerza centrífuga, la fuerza puede comprenderse entre 126.33 N y 202.13 N.

### 3.2 Simulación de la cabina de bus prototipo: ANSYS

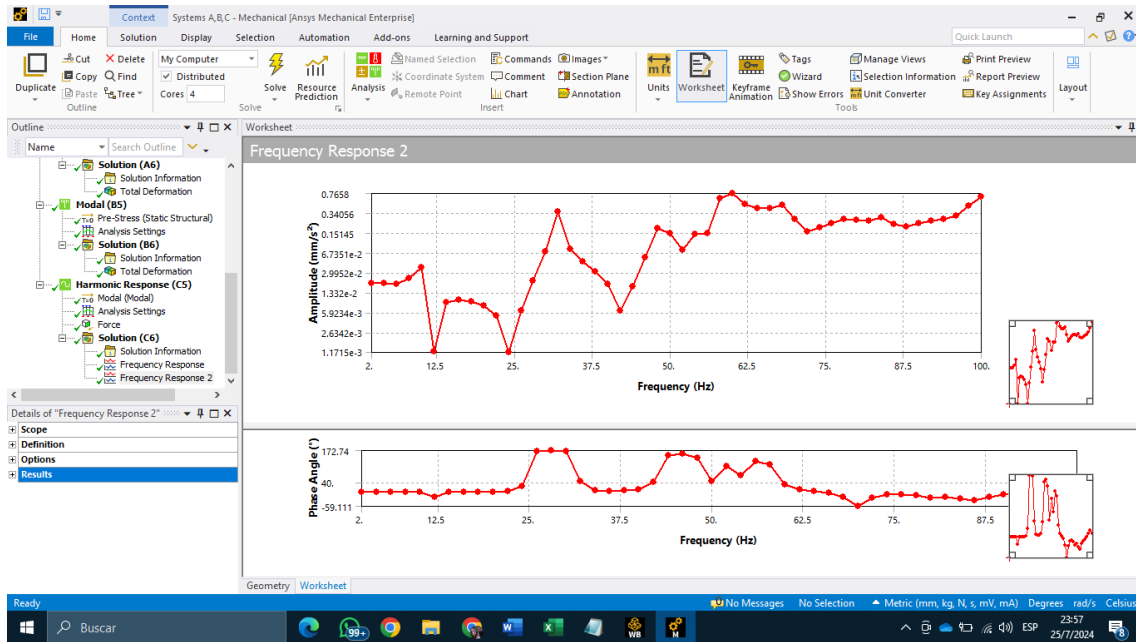
Tabular Data			Tabular Data			Tabular Data			Tabular Data		
	Mode	Frequency [Hz]		Mode	Frequency [Hz]		Mode	Frequency [Hz]		Mode	Frequency [Hz]
1	1.	0.	26	26.	238.35	55	55.	630.21	70	70.	842.9
2	2.	0.	27	27.	241.17	56	56.	636.8	71	71.	846.96
3	3.	0.	28	28.	242.93	57	57.	639.12	72	72.	856.9
4	4.	6.7697	29	29.	254.4	58	58.	652.18	73	73.	863.12
5	5.	11.012	30	30.	259.02	59	59.	682.86	74	74.	882.47
6	6.	11.138	31	31.	266.2	60	60.	705.48	75	75.	894.09
7	7.	31.69	32	32.	287.49	61	61.	707.87	76	76.	896.33
8	8.	48.918	33	33.	289.13	62	62.	737.75	77	77.	921.93
9	9.	53.329	34	34.	293.05	63	63.	772.36	78	78.	935.07
10	10.	58.796	35	35.	318.87	64	64.	773.97	79	79.	948.
11	11.	69.149	36	36.	323.55	65	65.	785.27	80	80.	964.66
12	12.	79.661	37	37.	341.13	66	66.	802.37	81	81.	968.18
13	13.	85.001	38	38.	370.87	67	67.	830.87	82	82.	998.86
14	14.	98.824	39	39.	384.07	68	68.	836.33	83	83.	1017.3
15	15.	116.65	40	40.	397.9	69	69.	842.75	84	84.	1048.6
16	16.	129.59	41	41.	398.96	70	70.	842.9	85	85.	1072.6
17	17.	132.9	42	42.	426.67	71	71.	846.96	86	86.	1086.5
18	18.	141.82	43	43.	435.41	72	72.	856.9	87	87.	1126.9
19	19.	149.09	44	44.	445.61	73	73.	863.12	88	88.	1129.2
20	20.	153.13	45	45.	469.35	74	74.	882.47	89	89.	1163.1
21	21.	178.86	46	46.	486.14	75	75.	894.09	90	90.	1172.3
22	22.	186.45	47	47.	525.61	76	76.	896.33	91	91.	1180.4
23	23.	192.27	48	48.	525.85	77	77.	921.93	92	92.	1188.4
24	24.	225.44	49	49.	542.23	78	78.	935.07	93	93.	1201.9
25	25.	226.84	50	50.	550.94	79	79.	948.	94	94.	1210.2
			51	51.	569.91	80	80.	964.66	95	95.	1277.2
			52	52.	599.52	81	81.	968.18	96	96.	1284.4
			53	53.	611.43	82	82.	998.86	97	97.	1296.4
			54	54.	623.2	83	83.	1017.3	98	98.	1304.3
						84	84.	1048.6	99	99.	1318.1

**Figura 3.7** Modal: Frecuencias naturales del sistema.

Fuente: Propia.

Continuando, del módulo Modal de ANSYS se extraen las frecuencias naturales del sistema. Estas se observan en la Figura 3.7. Luego, en el módulo Harmonic Response se simulará el estímulo armónico al que se somete la cabina prototipo. Al módulo, se arrastran los resultados de Static Structural y Modal. Se configura un espacio lineal de frecuencia que va de 0 a 100 Hz, creando 50 intervalos de solución. Se halla éxito en la validación de simulación al escoger una fuerza de 200 N.



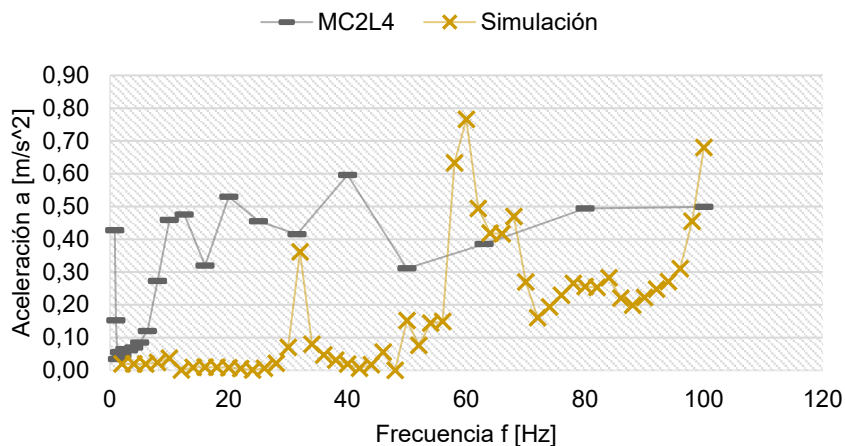


**Figura 3.8** Harmonic Response: Amplitud de la aceleración.  
Fuente: Propia.

Con ello, los resultados que se consiguen son los que se muestran en la Figura 3.8.

### 3.3 Comparativa: fase experimental y simulación

#### Aceleración vs Frecuencia: estructura Experimentación y Simulación



**Figura 3.9** Aceleración vs Frecuencia: estructura. Experimentación y Simulación.  
Fuente: Propia.

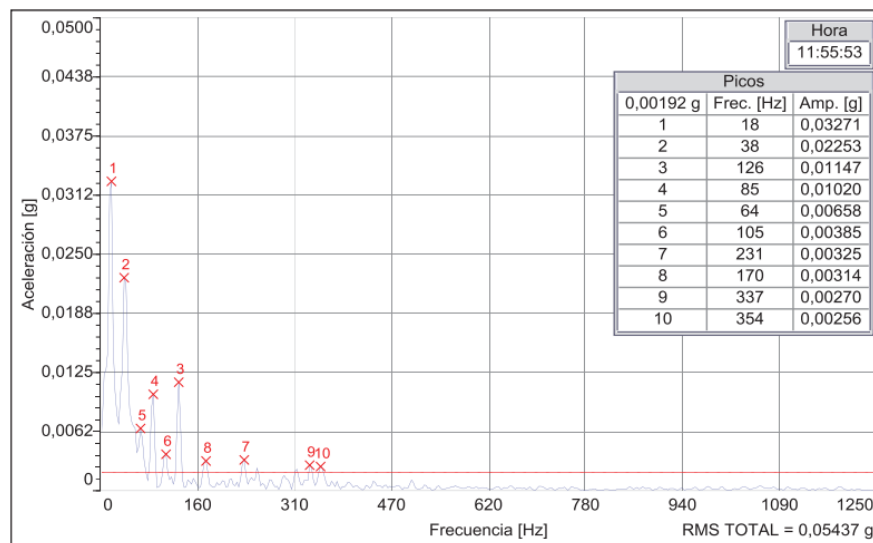
La comparativa entre experimentación y simulación, previo a la validación de la simulación se observa en la Figura 3.9. Se puede denotar cierta semejanza en las gráficas, la una extraída del software de simulación de elementos finitos y la gráfica extraída de los datos experimentales. Se aprecia su coincidencia en el valor a 32 Hz alcanzando un valor de

aceleración de  $0.36 \text{ m/s}^2$ , y también  $64 \text{ Hz}$  con un valor de aceleración de  $0.42 \text{ m/s}^2$  donde sus valores se asemejan. De esta forma, se da por validada la simulación.

### 3.4 Comparativa: simulación con la cabina de bus real

Ahora, continuando con el trabajo investigativo se ha decidido comparar los resultados experimentales de la cabina prototipo y la simulación de elementos finitos recogidos con los datos experimentales de un bus de transporte de pasajeros real. Para este objetivo, se acude a la tesis de obtención de grado de magister de Gualotuña E. (Gualotuña Quishpe, 2016), en donde se ha recogido el nivel de vibración de la cabina de un bus de transporte bajo diferentes estímulos de vibración variando el factor calzada. Dentro de las que figuran se hallan calzada ondulada con superficie asfaltada rugosa, carretera ondulada adoquinada, calzada asfaltada con superficie uniforme, entre otras.

Para su consistencia con este estudio, se escogen los valores correspondientes a calzada asfaltada con superficie uniforme, ya que durante la sección experimental, es decir, al vibrar la cabina prototipo, el ensayo se realizó en una superficie horizontal lisa, como previamente ha sido detallado en la sección de metodología.



**Figura 3.10** Variación de la aceleración en el eje (z) representada en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia. (Gualotuña Quishpe, 2016)

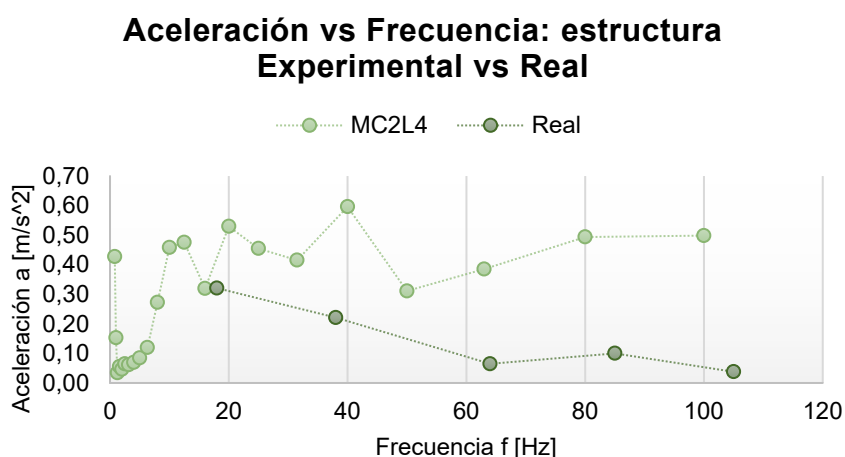
De esta forma, se extraen los datos de vibración de la referencia de calzada mencionada, en la Figura 3.10. De esta, se puede observar los valores que toma la aceleración en este experimento, a distintos niveles de frecuencia.

**Tabla 3.6** Aceleración para frecuencias entre 0 y 100 Hz, referenciado de Gualotuña E.

<b>Frecuencia [Hz]</b>	<b>Aceleración m/s<sup>2</sup></b>
<b>18</b>	0,32089
<b>38</b>	0,22102
<b>64</b>	0,06455
<b>85</b>	0,10006
<b>105</b>	0,03777

Fuente: (Gualotuña Quishpe, 2016)

La Tabla 3.6 recoge los datos de aceleración -trasformados de aceleraciones de gravedad a aceleración simple m/s<sup>2</sup>- en frecuencias de 0 a 100 Hz, mismas que son objeto del presente estudio. Es posible observar que los datos de aceleración en m/s<sup>2</sup> de este experimento son relativamente bajos, siendo que según la norma NTE INEN ISO 2631-1 son vibraciones que no producen molestia. Considerando su bajo valor, la referencia a la que más se apegan es a la del punto de medición “estructura” de la sección de toma de datos.



**Figura 3.11.** Aceleración vs Frecuencia: estructura. Experimental vs Real.  
Fuente: Propia.

Lo mencionado, se evidencia claramente en la Figura 3.11, donde los valores en gris representan las menores aceleraciones de vibración registradas en el bus de transporte de pasajeros real, mientras que los valores en verde muestran las mayores aceleraciones de vibración obtenidas en el prototipo de cabina del laboratorio.

La principal razón de esta diferencia es que el prototipo de cabina del laboratorio carece de cualquier sistema de amortiguamiento o mecanismos para reducir las vibraciones generadas por el motor. En cambio, la cabina del bus de transporte real está equipada con un sistema de amortiguamiento diseñado específicamente para minimizar las vibraciones,

lo que mejora la comodidad y seguridad del conductor y pasajeros. Además, la cabina del bus real incluye otros elementos de diseño ergonómico y de confort, como asientos con prediseño adicional, que contribuyen a reducir aún más las vibraciones percibidas.

Por lo tanto, la presencia de un sistema de amortiguamiento y otros factores de confort en la cabina del bus real resulta en menores valores de aceleración de vibraciones en comparación con el prototipo sin dichas características.

## 4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- Se concluye que ninguno de los valores medidos cumple con los parámetros sugeridos de confort y salud establecidos por las normativas NTE INEN ISO 2631-1 y el Real Decreto RD 1311/2005, que indican que las vibraciones deben estar por debajo de  $0.315 \text{ m/s}^2$  (109,97 dB) para ser consideradas sin molestia. La investigación destacó la necesidad de reducir las vibraciones en la cabina para cumplir con las normativas de confort y salud, subrayando la importancia de seguir investigando y aplicando soluciones alternativas.
- El manubrio presenta las mayores aceleraciones, alcanzando valores que exceden los rangos de referencia de la normativa NTE INEN ISO 2631-1 para percepción sin molestia. Estos niveles pueden considerarse peligrosos y/o menos ergonómicos, constituyéndose en un punto crítico para futuras investigaciones. El volante también muestra aceleraciones significativas entrando en la categoría de percepción de molestias, en un rango que sugiere la necesidad de estudios adicionales para encontrar soluciones que mitiguen estas vibraciones.
- La estructura de la cabina es el punto menos conflictivo en términos de aceleraciones, ya que sus valores no alcanzan la unidad de  $\text{m/s}^2$ , por lo que su percepción se recibe como levemente molesta. Podría sugerirse que la rigidez de la estructura ayuda a contrarrestar las vibraciones. Sin embargo, debe investigarse cómo modificaciones en el diseño podrían afectar estas características.
- El pedal presenta una dinámica de vibración diferente, no compartiendo intervalos de aceleración similares con otros puntos. Esto lo convierte en un área de interés para futuras investigaciones, con el objetivo de entender mejor su comportamiento y encontrar formas de mejorar su ergonomía.
- Las frecuencias naturales identificadas 25 y 40 Hz, pueden ser áreas críticas para el diseño de sistemas de amortiguamiento. Las caídas de aceleración a 30 Hz sugieren un comportamiento común en la respuesta vibracional que podría aprovecharse para diseñar estrategias de mitigación de vibraciones más eficaces.
- La similitud entre los resultados de la simulación y los datos experimentales indica que el modelo de simulación es confiable y adecuado para representar las condiciones vibracionales a las que se somete la cabina prototipo. El éxito en la validación de la simulación reafirma la eficacia del módulo Harmonic Response y las configuraciones

aplicadas, proporcionando una herramienta para futuros estudios y optimizaciones en el diseño.

- Al observar la comparativa entre los resultados de aceleración en la cabina prototipo y la cabina real de bus, resaltó que la presencia de sistemas de amortiguamiento y factores de confort en la cabina del bus real resulta en una reducción efectiva de las vibraciones, mejorando la comodidad y seguridad del conductor y pasajeros. Este hallazgo resalta la necesidad de incorporar sistemas de amortiguamiento adecuados en el diseño de cabinas de vehículos para optimizar el confort y minimizar los riesgos asociados a las vibraciones excesivas.
- El estudio ha sido exitoso en validar una metodología de medición y evaluación de la respuesta vibracional en la cabina de un bus, identificando puntos críticos y proponiendo mejoras prácticas. Aunque los niveles de vibración actuales no cumplen con las normativas NTE INEN ISO 2631-1 y Real Decreto RD 1311/2005, las recomendaciones ofrecen una dirección clara para futuras investigaciones y mejoras en el diseño. La utilidad de este estudio radica en su capacidad para guiar acciones correctivas y optimizar el confort y seguridad de los conductores de buses de transporte público.

## 4.2 Recomendaciones

- Se recomienda enfocar futuros estudios e investigaciones en la mitigación de las vibraciones en el manubrio y el volante de la cabina del bus, ya que estos puntos presentan las mayores aceleraciones, lo que puede ser peligroso y menos ergonómico para el conductor. Además, aunque la estructura de la cabina muestra menores niveles de aceleración debido a su rigidez, se recomienda explorar cómo modificaciones en el diseño podrían mejorar aún más sus capacidades de absorción de vibraciones, optimizando así el confort y la seguridad general del vehículo.
- Se recomienda investigar más a fondo las vibraciones en el pedal de la cabina del bus, ya que presenta un comportamiento de oscilación diferente al resto de los puntos estratégicos. Estos niveles indican una dinámica distintiva que puede influir en el desempeño y confort del conductor. Para abordar esta situación, se sugiere un análisis detallado que podría revelar insights sobre cómo mejorar su interacción con otros componentes de la cabina, contribuyendo a un entorno de conducción más seguro y cómodo.
- La implementación de materiales avanzados puede recomendarse como una solución práctica y efectiva para reducir las vibraciones, como el empleo de mantas elastómeras (polímeros deformables), espumas de poliuretano, compuestos de fibra de carbono combinados con resinas, metales con memoria de forma (SMA), entre otros. Esto dadas las limitaciones de escala para otras soluciones como la mejora de la aerodinámica del automotor o la suspensión.
- Se recomienda realizar estudios que implementen sistemas de telemetría avanzada para realizar un análisis detallado de las vibraciones y el comportamiento del vehículo. Esto permite realizar ajustes precisos y obtener datos en tiempo real que pueden utilizarse para mejorar el diseño y el mantenimiento del vehículo.
- Se recomienda utilizar simulaciones y modelos computacionales avanzados como una herramienta clave para predecir y mitigar las vibraciones en el diseño y optimización de la cabina del bus. Estas técnicas permiten realizar análisis detallados y ajustes virtuales antes de implementar cambios físicos, lo que facilita la identificación de áreas problemáticas y la evaluación de posibles soluciones, reduciendo costos y tiempo en el desarrollo y mejorando para la mejora del confort y seguridad del vehículo.
- En el caso de experimentar con vehículos reales, se recomienda asegurarse de que estos estén correctamente alineados y equipados con componentes recomendados por el fabricante, como neumáticos, amortiguadores, sistemas de suspensión y otros. Además, es crucial que los vehículos se encuentren en un buen estado general, con

una revisión completa de todos los sistemas mecánicos y estructurales. Estas medidas son esenciales para evitar que problemas de alineación o componentes desgastados distorsionen la respuesta de vibraciones recogidas, garantizando así resultados más precisos y confiables en los estudios y experimentos realizados.



## 5 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Akash, B., Anuj, K. S., & Sachin, K. (2022). Proceedings. Effect of different seat angles on human subject while travelling by bus on Indian road conditions. *ScienceDirect*, 48, págs. 1587-1593. doi:<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.09.484>
- Auersch, L., Mrad, F., Machado, D., Horta, G., & Sad, A. (2018). Optimization of the vibrational comfort of passenger vehicles through improvement of suspension and engine rubber mounting setups. *Shock and Vibration*. Obtenido de <https://doi.org/10.1155/2018/9861052>
- Balachandran, B., Magrab, E., & Anzures, M. B. (2006). *Vibraciones*. México: International Thomson Editores.
- Birlik, G., & Cem Sezgin, O. (2005). Effect of vibrations on transportation system. págs. 111, 85. Obtenido de <https://hdl.handle.net/11511/65992>
- Deulgaonkar, V. R. (s.f.). Analysis of Vibration Characteristics of Transport Utility Vehicle by Finite Element Method. *Vehicle Structures & Systems*, 11(1), 64-68. doi:10.4273/ijvss.11.1.12
- Deulgaonkar, V. R. (s.f.). Vibration Measurement and Spectral Analysis of Chassis Frame Mounted Structure for Off-Road Wheeled Heavy Vehicles. *Vehicle Structures & Systems*, 8(1), 23-27. doi:10.4273/ijvss.8.1.05
- DIN. (s.f.). DIN 4150-2:1999, Vibrations in buildings - part 2 Effects on persons in buildings.
- Egerv, T., Kociolek, A., & Dickey, J. (14 de Enero de 2013). Comparing Health Risks to Load-Haul-Dump Vehicle Operators Exposed to Whole-Body Vibration Using EU Directive 2002/44EC, ISO 2631-1 and ISO 2631-5. *Minerals*, 3(1), 16-35. doi:10.3390/min3010016
- Fractal Tech S.L, © 2024. (26 de Julio de 2024). *Análisis de vibraciones: qué es y como se realiza*. Obtenido de <https://www.fractal.com/es/mantenipedia/que-es-el-analisis-de-vibraciones#:~:text=Vibraciones%20en%20el%20dominio%20de%20la%20frecuencia,-Las%20vibraciones%20en&text=A%20diferencia%20del%20dominio%20del,la%20ose%C3%B1al%20en%20diversas%20frecuencias>.
- Gualotuña Quishpe, E. P. (2016). *MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS Y SUS EFECTOS*

*EN LA SALUD Y EL CONFORT MEDIANTE LA NORMA ISO 2631.* Quito: Escuela Politécnica Nacional.

- Hong, Z., Li-Lu, G., & Xiang-Yan, Z. (2016). Evaluation of Bus Vibration Comfort Based on Passenger Crowdsourcing Mode. *Mathematical Problems in Engineering*. Obtenido de <http://dx.doi.org/10.1155/2016/2132454>
- Hostens, I., & Ramon, H. (2003). Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body. *Journal of Sound and Vibration*, págs. 266, 453-464. Obtenido de [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(03\)00578-9](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(03)00578-9)
- İlçe, A., & Çayır, B. (s.f.). Determination of bus passenger's environmental ergonomics expectations and preferences. *Journal of Human Sciences*, págs. 13, 261-271.
- INEN. (2014). *NORMA TECNICA ECUATORIANA NTE INEN-ISO 2631-1* (2 ed.). Quito, Ecuador: INEN.
- ISO. (s.f.). ISO 2631-1:1997, Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements.
- ISO. (s.f.). ISO 2631-2:2003, Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 2: Vibration in buildings (1 Hz to 80 Hz).
- Motors, M. (04 de Junio de 2021). *¿Qué es el sistema de suspensión?: Mitsubishi Motors.* (Mitsubishi Motors Blog | Venta de Camionetas SUV & MPV) Recuperado el 26 de Julio de 2024, de <https://www.mitsubishi-motors.com.pe/blog/como-funciona-sistema-suspension/>
- Nassiri, P., Ebrahimi, H., Monazzam, M., Rahimi, A., & Shalkouhi, P. (2014). Passenger noise and whole-body vibration exposure-a comparative field study of commercial buses. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, págs. 33, 207-220. Obtenido de <https://doi.org/10.1260/0263-0923.33.2.207>
- Park, M.-S., Fukuda, T., Kim, T.-g., & Maeda, S. (2013). Health Risk Evaluation of Whole-body Vibration by ISO 2631-5 and ISO 2631-1 for Operators of Agricultural Tractors and Recreational Vehicles. *Industrial Health*, 51(1), 364-370. doi:10.2486/indhealth.2012-0045
- Rao, S. S., & Rodríguez Figueroa, R. (2012). *Vibraciones mecánicas*. México: Pearson Educación.
- Sistema de Suspensión en los Vehículos.* (s.f.). Recuperado el 26 de Julio de 2024, de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>

- Sistema de suspensión: definición, elementos y tipos.* (s.f.). (Diariomotor) Recuperado el 26 de Julio de 2024, de <https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/tipos-esquemas-suspension/>
- Sostenible, G. d.-M. (2010). *Vibraciones mecánicas Real Decreto 1311*. Valencia: INVASSAT.
- SVANTEK - Grupo ALAVA Ingenieros. (s.f.). SVAN 958. Analizador de Vibraciones Mano-Brazo y Cuerpo Completo de 4 Canales. Catálogo. Madrid. Obtenido de [www.alava-ing.es](http://www.alava-ing.es)
- SVANTEK Consultores. (s.f.). *¿Qué es Vibration Comfort?* Recuperado el 26 de Julio de 2024, de <https://svantek.com/es/servicios/vibracion-en-la-construccion/>
- Totalmatrix. (s.f.). *Resortes: Carga Fuerte ISO 10243*. (Totalmatrix) Recuperado el 26 de Julio de 2024, de <https://www.totalmatrix.com/producto/carga-fuerte/>
- Totalmatrix. (s.f.). *Resortes: Carga Media ISO 10243*. (Totalmatrix) Recuperado el 26 de Julio de 2024, de <https://www.totalmatrix.com/producto/carga-media/>
- Zhao, X., & Schindler, C. (Noviembre de 2014). Evaluation of whole-body vibration exposure experienced by operators of a compact wheel loader according to ISO 2631-1:1997 and ISO 2631-5:2004. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 44(6), 840-850. doi:10.1016/j.ergon.2014.09.006

## 6 ANEXOS

### ANEXO I. Lecturas: MTVV [dB] a Ch1, Ch2 y Ch3.

Info	Duration	MTVV [dB] Ch1, P1 (Wm, 1 s)	MTVV [dB] Ch2, P1 (Wm, 1 s)	MTVV [dB] Ch3, P1 (Wm, 1 s)
MM1L1	00:01:07.000	118,5	117	113,4
MM1L2	00:00:58.000	118,6	117	89,9
MM1L3	00:00:53.000	118,1	118,3	91,2
MM1L4	00:00:56.000	119,6	116,8	89,7
MM1L5	00:01:21.000	118,7	118,1	94,3
MC2L1	00:01:27.000	118,4	111,6	85,4
MC2L2	00:00:55.000	118,3	111,9	86,6
MC2L3	00:00:54.000	118,1	111,6	85,7
MC2L4	00:00:53.000	117,6	111	84
MC2L5	00:00:51.000	117,7	111,7	85,1
MV3L1	00:01:22.000	116,2	121	90,8
MV3L2	00:01:10.000	117,3	121	93,6
MV3L3	00:00:52.000	117,5	119,7	89,1
MV3L4	00:01:13.000	116,5	119,7	93,3
MV3L5	00:00:50.000	116,6	120,4	91,8
MP4L1	00:01:06.000	111,8	110,7	91,4
MP4L2	00:00:58.000	110,9	110,7	89,5
MP4L3	00:00:47.000	110,7	110,4	86,8
MP4L4	00:01:03.000	110,7	110,5	85,6
MP4L5	00:01:14.000	111	111	86,3

## ANEXO II. Lecturas: 1/3 Oct Acc RMS [dB] Ch1, HP.

Info	1/3 Oct Acc RMS 0.8 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 1.25 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 1.6 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 2.5 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 3.15 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 4 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 5 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 6.3 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 8 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 10 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 12.5 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 16 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 20 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 25 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 31.5 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 40 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 50 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 63 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 80 Hz [dB] Ch1, HP	1/3 Oct Acc RMS 100 Hz [dB] Ch1, HP		
MM1L1	88,9	91,9	94,2	91,1	93,3	95,2	93,5	98,8	100	102,3	106	111	112,9	113,2	117,1	113,3	113,3	115,3	115,5	118,3	119,5	121,2
MM1L2	94	91,3	95,4	93,3	94,2	96,1	95,1	97,8	99	103,8	106,6	111,2	114,4	113,6	117,3	115,1	114,1	117	118,9	118,5	120,5	122,4
MM1L3	92,9	85,6	89,3	92,5	91	95,1	93,5	93,3	98,5	101,3	107,2	109,5	113,2	112,7	115,9	112,7	112,1	113,7	115,6	117,4	118,1	119,4
MM1L4	98,3	94,2	94,2	92,8	93,3	97,8	99,7	98,6	97,2	103,7	106,8	110,8	112,2	113,1	116,3	112,7	113,1	114,5	115,8	118,7	118,1	120
MM1L5	90,2	94,6	94,2	95,9	93,8	97,5	100,7	98,7	100,5	102,2	106,2	110,2	112,8	117,8	115,6	113,5	115,7	115,3	117,9	119,8	120,1	121,6
MC2L1	83,4	85,7	85,6	84,9	86,5	90,6	94	88,7	97,3	99,6	106,8	112,4	113,6	107,8	106,4	112,1	111,1	115,2	107,2	107,4	109,2	108,4
MC2L2	82,7	90	86,1	87,8	87,9	92,1	95,4	92,5	98,1	101,1	107,1	113,4	114,2	110,6	107,7	113,1	112,6	117,8	109,6	109	110,6	110,6
MC2L3	86,1	87,3	86,1	86,1	87,4	94,4	94,5	91,8	97,4	101,3	108,2	113,4	114,7	108,6	107,8	113,3	112,7	117,4	108	108,7	110,7	109,3
MC2L4	83,7	82,3	86,6	87,1	86,5	92,1	92,5	91,4	95,8	99,9	108	112,5	113,3	107	106	111,6	110,9	114,4	107,2	106,9	109,1	108,3
MC2L5	88	87,9	85,9	87,3	88,5	93,1	94,1	92,7	96,1	100,2	107	111,1	113,9	108,9	105,2	111,3	113	117	107,9	108	109,3	109,2
MV3L1	90	87,6	87,8	88,5	87,4	92,5	98	93,6	99,6	103,1	106,1	110,7	109,8	105,9	109,5	113,7	112,7	114,5	112,7	110,7	107,9	107
MV3L2	86,2	83,5	87,3	88,7	90,2	96,4	99,9	93,3	98,2	101,5	107,7	112,5	110,2	105,9	110,3	112,5	111,6	114,7	112,1	111,2	108	107
MV3L3	85,1	87,2	87,4	89,3	88,5	96,1	99	93,3	99,4	102,7	106,6	111	109,8	105	109,7	112,3	112,1	115,6	113,1	110,5	108	107,6
MV3L4	89,7	89,1	89	88,5	88,9	93,6	100,1	93,9	98	103,3	107,7	109,4	109,3	106,9	108,5	111,5	112	115,5	112,7	111,1	107,8	107,7
MV3L5	90	89,2	87	88,4	87,9	95	100,1	93,2	99,2	102,8	105,5	112,2	110,7	108,4	109,7	113,1	113,5	115,2	112,7	111,1	108,7	108
MP4L1	85,9	85,8	89,5	89,9	89,4	93,4	92,7	93,9	93,7	93,9	95,5	101,1	100,5	98,9	102,2	106,4	107,5	109,9	117,2	116,3	117,7	122,6
MP4L2	87,4	88,6	91	89,1	90,6	92,8	93,9	92,8	95,6	96,3	96,3	99,1	102,7	101,9	102,3	106,3	106,8	110,1	116,4	116,4	117,9	123,6
MP4L3	88,2	91,1	88,8	88,1	87,9	91,9	93,3	94	95,1	96,5	96,8	102,1	101,7	98,2	102,1	104,7	106,9	109,8	116,8	116	118,1	123,5
MP4L4	86,7	86,3	88,3	88,1	90,1	92,3	93,4	93,7	94,6	96,8	97,5	100,5	101,3	100,1	101,6	105,3	107,5	109,6	116,1	115,8	117,8	122,7
MP4L5	88,8	89,5	87,5	90,3	91	92,2	94,3	92,3	95,6	97,6	96,7	101,1	101,1	98,7	102	105,3	106,9	109,3	116,4	115,8	118	122,8

### ANEXO III. Lecturas: 1/3 Oct Acc RMS [dB] Ch2, HP.

Info	1/3 Oct Acc RMS 0.8 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 1.25 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 1.6 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 2.5 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 3.15 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 4 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 5 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 6.3 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 10 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 12.5 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 16 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 20 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 25 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 31.5 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 40 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 50 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 63 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 80 Hz [dB] Ch2, HP	1/3 Oct Acc RMS 100 Hz [dB] Ch2, HP			
MM1L1	91,5	90,5	91	90,7	90,5	91,4	96,7	98	101	100,5	102,4	105,5	104,2	104,5	109	110,5	116,8	116,4	121,2	119,3	124,8	121,4
MM1L2	92,9	94,3	94,6	93,5	96,4	97,8	100,3	101,7	103,7	109,1	111,7	106	109,8	111,5	118,3	117,6	123,6	119,5	125,2	122	113,8	108,9
MM1L3	90	93,6	90,5	94,1	96,3	96,5	99,8	100,7	104,8	106,2	110,5	104,8	106,9	118,1	115,6	115,6	120,7	117,2	122,8	118,4	115	108,3
MM1L4	89,9	89,5	91,2	96,1	97,5	95,7	98,8	101,7	104,4	106,5	108,7	106,4	106,8	116,3	118,2	115,8	121,4	119	123,4	118,4	114,9	108,6
MM1L5	93,9	92,9	92,9	96,5	98,8	97,9	100,8	102,4	105,2	107,3	110,5	110,5	108,5	117,8	120,8	117,7	121,5	120	124,5	120,3	115,3	109,7
MC2L1	82,2	82,9	84,5	85,7	91,3	89	94,2	95,2	94,2	98,5	105,9	100	104,9	113,3	107,5	105,3	104,1	102,3	105,5	109,7	110,8	103,4
MC2L2	85,9	87,5	86,2	86,5	90,9	92,7	94,3	94,6	96,1	99,5	106,7	106,1	105,3	115,3	111,3	107,3	105,4	104,1	107,8	111,5	111,4	105,7
MC2L3	85,8	86,3	86,9	89,8	93,3	91,5	93	94,3	96,7	99,4	106,4	100,5	106,6	114,7	108,8	107,5	105,3	103,3	107,5	110,5	110,5	104,2
MC2L4	82,8	85,1	85	89,4	92,5	89,8	93,2	91,4	95,9	99,7	104,8	98,9	106,4	113,7	107,5	105,1	103,5	102,4	105,6	109,2	110,6	103,6
MC2L5	86,3	83,4	84,1	90,8	92,8	91,7	92,7	94,2	95,7	99,5	105	103,1	105,3	113,2	110	107,5	103,8	102,8	106,5	109,8	110,5	103,7
MV3L1	92,3	92,3	93,7	95,2	99,5	96,1	99,4	100,5	103,9	110,2	117,6	113,6	113	118,8	117,3	115,6	112,6	110,8	109,5	108,4	115	109,5
MV3L2	91,4	93	94,3	95,8	99,9	97,6	100,8	100,8	106,6	110,1	117,9	111,5	115,2	119,1	117,6	115,9	112,7	110,9	109,5	107,5	114,2	109,3
MV3L3	92,8	92,1	94,1	95,8	97,5	97,1	101,6	101,9	104,5	110,5	118,1	110,1	113,4	119,4	117,3	116,2	112,5	111,1	109,7	108,4	114,9	110
MV3L4	90,7	92,3	92,2	95,3	99,2	97,6	100,6	102	105,2	109	117,2	113,5	112,3	118,6	118,4	117	112,9	111,6	109,9	108,8	114,3	109,8
MV3L5	90,3	92,1	93,3	95,7	101	99,5	99,9	101	104,1	110,7	116,7	115,3	113,2	118,1	118,2	116,7	113,3	111,6	110,3	108,7	114,3	109,7
MP4L1	87,5	86,9	89,5	93,3	92,4	93,7	94,6	94,7	97,5	98,5	101,9	99,6	103	106	109,6	111,6	111,9	112	112,7	121,7	108,4	103,1
MP4L2	88,2	90,7	91,6	92,7	94,5	94,6	95,4	97,3	98	98,9	101,3	102,1	103,1	106,6	109,2	111,3	111,6	112,3	113,4	121,9	108,4	103,8
MP4L3	88,4	86,5	89,5	91,9	92,9	92,6	97	98,8	96,9	99,9	101,9	99	104,4	107,8	110,7	111,7	112,5	112,4	112,9	121,7	108,5	103,3
MP4L4	88,9	89,2	89,7	89,1	94,4	93,9	97,3	99,5	98,6	100,4	101,7	101,2	102,9	106,2	109,6	111,2	111,6	111,5	112,7	120,9	108	103,1
MP4L5	89,5	86,8	89,6	92,6	93,8	93	97,4	99,6	98	99,5	101,3	99,9	103,1	106,9	109,9	111,1	111,8	112,1	112,7	120,8	108,7	103,4

### ANEXO IV. Lecturas: 1/3 Oct Acc RMS [dB] Ch3, HP.

Info	1/3 Oct Acc RMS 0.8 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 1/3 Oct Acc RMS 1.25 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 1.6 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 2.5 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 3.15 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 6.3 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 10 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 12.5 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 16 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 20 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 25 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 31.5 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 40 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 50 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 63 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 80 Hz [dB] Ch3, HP	1/3 Oct Acc RMS 100 Hz [dB] Ch3, HP					
MM1L1	86,3	86,7	87	85,5	86,5	88	91	90,5	92,6	94,3	104,6	107,3	101,4	106,7	109	108,1	112,8	109,1	107	110,8	111,2	112,1
MM1L2	84,7	84,7	86,4	86,3	88,3	91,9	93,9	92	93,5	97,1	102,6	110,3	107,3	105,1	109	110,6	113,7	109,8	109,4	111,5	112,3	113,9
MM1L3	89	85,9	87,6	85	89,7	90,8	93,1	90,9	93,9	97,1	103,2	106,6	105,3	105	108,1	116,6	111,1	107,2	106,3	108,3	109,7	111
MM1L4	85,7	84,2	89,4	82	90,3	90,8	94,3	92,4	95,5	96	103,2	107,1	106,6	105,8	108,8	115,1	114	108,4	107,5	110,3	110,8	112
MM1L5	88,2	90,1	91,1	90,2	92	93	96,3	94,1	97,3	98	103,5	107,5	106,2	107,8	108,9	115,7	116,3	110,3	108,3	111	112,4	113,6
MC2L1	90,7	87,4	87,5	87,3	88,1	90,6	92,9	90,6	92	94,5	95	99,1	98,5	97,5	102,3	108,3	105,1	108,8	108,7	107,8	108,2	110,9
MC2L2	91	90,3	89,8	91,9	92,5	92,3	94,6	93,3	95,5	95,2	97,7	102,2	101,7	100,3	102	109,9	107,5	110,5	110,1	109,7	110,2	113,3
MC2L3	85,4	90	91,7	86	90,2	91,8	92,9	91,6	94,5	95,6	97,2	99,1	99	99	102,2	108,8	105	109	109,5	108,3	109,4	112,3
MC2L4	86	93,5	89,1	88,7	90	91,3	93	88,5	92,8	93,3	96,5	99,2	97,9	97,9	102,3	107,6	104,3	108	109	108,2	108,1	111,1
MC2L5	89	87,9	88,9	86,3	89,9	91,2	92,8	90,2	91	95,5	96,8	98,1	99,9	98,5	102,8	107,8	104,9	107,6	108,3	107,5	108,6	111,6
MV3L1	89,6	87,5	88,1	89,9	89,5	92,4	92,6	91,9	94,5	96,7	98,2	105	108,4	107,5	111,7	115,2	113,3	113,8	120,1	112	105,9	104,8
MV3L2	84,5	88,8	87,9	89,7	89,5	90,9	91,9	91,5	93,6	95,8	96,6	105	107,7	106,9	112,3	115,2	112,9	114,1	120	111,9	105,6	104,9
MV3L3	85,7	88,6	88,5	89,6	90,3	89,7	90,9	90,4	94,7	96,6	98,5	106	109,1	107	112	116	113,2	115,5	121	111,8	105,8	105,1
MV3L4	88	88	88,6	89,1	87,8	90,9	92,4	92,6	93,8	97,3	99,7	104	108,2	109,1	110,9	115,1	113,9	116	120,5	112,5	106,3	104,9
MV3L5	88	87,8	87,2	89,2	90,5	90	92,5	93,6	94,2	96,6	98,7	105,7	107,5	109,6	111,5	114,8	114	114,5	120,3	112,2	106,4	105,4
MP4L1	86,5	85	82,4	84,6	84,8	88	89,5	86,7	89,3	90,2	94,2	100,3	102,2	98	102,9	110,4	105,2	107,1	105,3	106,5	109,8	114
MP4L2	83,4	85,3	82,6	84,7	86,6	88,3	90,6	89,8	92,1	93	95,1	97,4	100,9	100,8	101,7	111,2	108,2	107,7	104,9	108	112,6	115
MP4L3	80,4	86,3	83,7	83,6	85,9	86,8	89,8	89,4	91,2	91,8	94,4	98,3	100	95,6	103,9	110,4	107,2	108,2	106,5	108	113,6	115,9
MP4L4	84,3	82,9	81,2	85,8	87	86,6	86,8	89,3	89,5	91,8	92,9	97,6	99,5	98,7	102,9	110,2	108,2	107,4	106,1	108,5	114	115,9
MP4L5	80,8	85,4	87,1	85,4	85,8	89,2	90,8	90,1	91,4	91,5	93,2	96,6	99,4	97,1	102,9	110,8	107,3	108,5	106	108,6	114,3	116,6