



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**ESTUDIO DE LA RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA DE LA CARROCERÍA
DE UN BUS DE SERVICIO DE TRANSPORTE DE PASAJEROS
INTERCANTONAL POR MEDIO DE ANÁLISIS MODAL UTILIZANDO
ELEMENTOS FINITOS**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
título de Ingeniero Automotriz

AUTORES: DIEGO FERNANDO DELEG LAZO

FERNANDO MOISES MENDIA ULLAGUARI

TUTOR: ING. MARCO ESTEBAN AMAYA PINOS, MSc.

Cuenca - Ecuador

2025

**CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE
TITULACION**

Nosotros, Diego Fernando Deleg Lazo con documento de identificación N° 0150582567 y Fernando Moises Mendia Ullaguari con documento de identificación N° 0105939185; manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 18 de julio del 2025

Atentamente,



Diego Fernando Deleg Lazo

0150582567



Fernando Moises Mendia Ullaguari

0105939185

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Nosotros, Diego Fernando Deleg Lazo con documento de identificación N° 0150582567 y Fernando Moises Mendia Ullaguari con documento de identificación N° 0105939185, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Proyecto técnico: “Estudio de la resistencia de la estructura de la carrocería de un bus de servicio de transporte de pasajeros intercantonal por medio de análisis modal utilizando elementos finitos”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Automotriz, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 18 de julio del 2025

Atentamente,

Diego Fernando Deleg Lazo

0150582567

Fernando Moises Mendia Ullaguari

0105939185

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Marco Esteban Amaya Pinos con documento de identificación N° 012263480, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: ESTUDIO DE LA RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA DE LA CARROCERÍA DE UN BUS DE SERVICIO DE TRANSPORTE DE PASAJEROS INTERCANTONAL POR MEDIO DE ANÁLISIS MODAL UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS, realizado por Diego Fernando Deleg Lazo con documento de identificación 0150582567 y por Fernando Moises Mencia Ullaguari con documento de identificación 0105939185, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 18 de julio del 2025

Atentamente,



Ing. Marco Esteban Amaya Pinos, MSc.

0102263480

DEDICATORIA

Dedico este proyecto de vida, más allá de un simple trabajo académico, a Dios, quien ha sido mi guía inquebrantable a lo largo de esta carrera. En los momentos de duda, cuando la fatiga o la frustración se hacían presentes, Su presencia me dio consuelo, claridad y la fuerza necesaria para continuar. A Él encomiendo este logro, como muestra de gratitud por haberme sostenido siempre, incluso cuando no sabía si podría seguir.

A mi madre, María Lazo, por ser el corazón de mi camino, por sus sacrificios silenciosos, por creer en mí incluso en los momentos en que yo no lo hacía. Por cada día en que fue mi fortaleza, por su ejemplo de lucha, y por enseñarme que el amor y la dedicación pueden romper cualquier barrera.

A mi padre, Alberto Deleg, por su constancia, su ejemplo de responsabilidad y trabajo, por enseñarme el valor de la disciplina y por brindarme, a su manera, el soporte que ha sido vital en este proceso. Gracias por cada consejo, cada gesto de apoyo y por estar presente cuando más lo necesitaba.

A mi hermana, Janeth Deleg, compañera de vida, por su cariño incondicional, por cada palabra de aliento, y por ser un faro de ternura en los momentos más grises. Tu presencia, aunque a veces silenciosa, ha sido una parte fundamental de esta travesía.

Dedico también este trabajo a mi familia extendida, a quienes, con sus palabras, su afecto y su compañía, me recordaron siempre que no estaba solo, y que mis logros son también motivo de alegría para quienes me quieren de verdad.

Y finalmente, me dedico este logro a mí mismo. A ese joven que dudó, que sintió miedo, que muchas veces estuvo al borde del agotamiento, pero que eligió seguir. A ese yo que aprendió a confiar, a persistir, a caerse y levantarse. Gracias por no rendirte, por sostenerte cuando todo parecía difícil, y por demostrar que, con esfuerzo, humildad y convicción, todo es posible.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo con profundo amor y gratitud a mis padres, por ser pilares fundamentales en mi vida y formación.

A mi padre, Pedro Mendiá, a quien llevo siempre en mi memoria tras su partida, por sus enseñanzas, su ejemplo de esfuerzo, y por sembrar en mí la pasión por esta carrera.

A mi madre, Narcisa Ullaguari, por su fe inquebrantable en mí, su cariño incondicional y sus sabios consejos, que han sido luz en los momentos más difíciles.

A mis hermanas, Mariela Mendiá y Valeria Chica, por ser esas personas incondicionales que siempre han estado a mi lado, brindándome su apoyo en cada etapa.

También dedico este logro a toda mi familia, por cada palabra de aliento, y a mis amigos cercanos, por acompañarme a lo largo de este proceso.

Este proyecto representa no solo el cierre de una etapa académica, sino el fruto de muchos sacrificios, que hoy ofrezco con humildad y orgullo a quienes siempre creyeron en mí.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a Dios, quien ha sido mi guía constante en todo este proceso. Su presencia me ha dado fortaleza en los momentos más exigentes, esperanza en los instantes de duda y serenidad en las decisiones importantes. Sin su compañía espiritual, este logro no habría sido posible. Agradezco también a la vida, por enseñarme a través de cada desafío, por mostrarme el valor del esfuerzo y por permitirme crecer personal y profesionalmente a lo largo de este camino.

A mi madre, por ser el pilar más firme de mi vida, por sus sacrificios silenciosos, su entrega incansable y su amor que me acompaña incluso en la distancia. A mi padre, por enseñarme la importancia de la disciplina y la responsabilidad, y por estar presente cuando más lo necesitaba. A mi hermana, por su apoyo constante, su cariño sincero y su comprensión durante los momentos de mayor presión.

Quiero expresar también mi más profundo agradecimiento a mi compañero de tesis, Fernando Mendia con quien compartí horas de trabajo, análisis, debates técnicos y superación de dificultades. Su compromiso, colaboración y perseverancia fueron fundamentales para alcanzar los objetivos de este proyecto. Este trabajo es también fruto del esfuerzo mutuo y la visión compartida.

A mis compañeros de aula, quienes se

convirtieron en verdaderos amigos de vida, gracias por su apoyo, motivación y compañerismo. Cada conversación, cada trabajo en grupo y cada momento compartido han dejado una huella en mi formación.

Extiendo mi gratitud a todos los docentes de la carrera de Ingeniería Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana – sede Cuenca, por su compromiso con la enseñanza y por brindarnos las herramientas necesarias para desenvolvemos como profesionales competentes. En especial, agradezco a mi director de tesis, por su guía, su criterio técnico y su acompañamiento riguroso durante el desarrollo de este trabajo. Finalmente, agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana, por acogerme durante estos años, por brindarme una formación integral y por permitirme crecer en un entorno de valores, conocimiento y servicio.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios, por brindarme salud, fortaleza y sabiduría a lo largo de este proceso. Sin su guía constante, este logro no habría sido posible.

Extiendo mi sincero agradecimiento a la Universidad Politécnica Salesiana, a sus autoridades, docentes y personal administrativo, por haberme acogido y brindado una formación académica integral durante mi etapa universitaria. Gracias a su compromiso con la educación, hoy culmino una etapa fundamental en mi vida profesional.

A mi tutor de tesis, Ing. Marco Esteban Amaya Pinos, MSc, expreso mi profundo reconocimiento por su orientación, dedicación, valiosos aportes técnicos y académicos, que han sido clave para el desarrollo y culminación de este trabajo de investigación.

A mi compañero de tesis, Diego Deleg, por compartir este recorrido académico con compromiso, esfuerzo y compañerismo. Agradezco profundamente su dedicación y apoyo constante a lo largo de este proyecto.

Al Sr, Jaime Mendieta, gracias por su apoyo constante, por motivarme a seguir adelante incluso en los momentos más complejos.

A mis amigos, por su compañía, sus palabras de aliento y por compartir conmigo los desafíos y alegrías de esta etapa, les agradezco por estar presentes en cada paso

del camino.

Este trabajo refleja el esfuerzo conjunto de quienes me rodean, y a todos ellos les extiendo mi más profundo agradecimiento.

RESUMEN

Este estudio se centra en la evaluación estructural de un autobús de transporte intercantonal, utilizando técnicas de simulación fundamentadas en elementos finitos, con el objetivo de identificar potenciales áreas críticas frente a excitaciones dinámicas reales. Tomando en cuenta la relevancia del confort, la seguridad estructural y la longevidad del vehículo en trayectos como el tramo Cuenca-Sígsig, se optó por un autobús modelo HINO AK8JRSA, un emblema del parque automotor local. El modelo estructural fue concebido en Autodesk Inventor y posteriormente exportado a ANSYS Workbench, plataforma en la que se llevaron a cabo simulaciones modales y de respuesta armónica. Se utilizó acero estructural de la norma ASTM A36 con características mecánicas estándar, y se empleó una malla de tipo shell con más de 200,000 nodos. Las evaluaciones posibilitaron la identificación de las seis primeras frecuencias naturales (en el rango de 7.78 Hz a 17.51 Hz) y áreas con deformaciones máximas que exceden los 180 mm, subrayando el riesgo de resonancia con una frecuencia registrada en el recorrido real (~13 Hz), que se alineó con el modo de vibración 3. Además, se llevaron a cabo pruebas experimentales utilizando el analizador de vibraciones ADASH VA4 Pro para corroborar los datos provenientes del entorno real. La investigación concluye que estas simulaciones constituyen un instrumento esencial para la optimización del diseño estructural de vehículos, la identificación de áreas susceptibles y la prevención de fallos por fatiga, promoviendo así la seguridad y eficiencia en el transporte intercantonal.

ABSTRACT

This study focuses on the structural evaluation of an intercantonal bus, using finite element simulation techniques to identify potential critical areas under real-world dynamic excitations. Considering the importance of vehicle comfort, structural safety, and longevity on routes such as the Cuenca-Sigsig section, a HINO AK8JRSA bus, a landmark in the local fleet, was chosen. The structural model was designed in Autodesk Inventor and subsequently exported to ANSYS Workbench, a platform used for modal and harmonic response simulations. ASTM A36 structural steel with standard mechanical characteristics was used, and a shell-type mesh with more than 200,000 nodes was employed. The assessments made it possible to identify the first six natural frequencies (in the range of 7.78 Hz to 17.51 Hz) and areas with maximum deformations exceeding 180 mm, highlighting the risk of resonance with a frequency recorded on the actual route (~13 Hz), which aligned with vibration mode 3. In addition, experimental tests using the ADASH VA4 Pro vibration analyzer were carried out to corroborate the data from the real environment. The research concludes that these simulations constitute an essential tool for optimizing vehicle structural design, identifying susceptible areas and preventing fatigue failures, thus promoting safety and efficiency in intercantonal transport.

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACION	2
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	4
DEDICATORIA.....	5
AGRADECIMIENTOS.....	8
RESUMEN.....	12
ABSTRACT	13
1. INTRODUCCIÓN	18
2. PROBLEMA	19
2.1. Antecedentes.....	20
2.2. Delimitación	21
3. GRUPO OBJETIVO	23
3.1. Objetivo General.....	23
3.2. Objetivos Específicos	23
4. MARCO TEÓRICO.....	24
4.1. Buses de transporte intercantonal.....	24
4.1.1. Tipos de buses	24
4.1.2. Materiales de la estructura.....	26
4.2. Elementos Finitos	29
4.2.1. Elementos finitos.....	29
4.2.2. Tipos de elementos finitos.....	30
4.2.3. Métricas de evaluación	31
4.3. Vibración	31
4.3.1 Vibración en estructuras vehiculares.....	32
4.4. Análisis modal.....	35
4.5. Normativas	35
4.5.1. Normativas de buses.....	36
4.6. Trabajos previos	38
5. MARCO METODOLÓGICO.....	40
5.1. Selección del bus a realizar el estudio.....	40
5.1.1. Especificaciones técnicas del bus seleccionado	41

5.1.2.	Dimensiones	42
5.1.3.	Sistema de propulsión y transmisión	42
5.1.4.	Suspensión	43
5.1.5.	Sistema de frenos	43
5.1.6.	Capacidad y peso del vehículo	43
5.2.	Mediciones de la vibración en el bus	44
5.2.1.	Equipo de medición de vibración	44
5.2.2.	Mediciones de la vibración.....	45
5.3.	Modelado en tres dimensiones de la estructura del bus.....	48
5.4.	Análisis modal por medio de elementos finitos.....	49
5.5.	Resultados obtenidos	52
5.6.	Resultado análisis modal	52
5.6.1.	Deformación total.....	52
5.6.2.	Análisis de esfuerzos	57
5.7.	Resultados obtenidos de la respuesta armónica.....	60
5.7.1.	Resultados respuesta armónica eje X	61
5.7.2.	Resultados respuesta armónica eje Y	63
5.7.3.	Resultados respuesta armónica eje Z.....	65
5.8.	Análisis de resultados y discusión	67
6.	CONCLUSIONES	72
7.	BIBLIOGRAFÍAS	73

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Provincia del Azuay	22
Figura 2	Recorrido realizado por el bus	22
Figura 3	Soldadura SMAW en proceso de ejecución estructural	28
Figura 4	Soldadura MIG/MAG en ejecución industrial	28
Figura 5	Express Sígsig	40
Figura 6	Analizador de vibraciones Adash A4400 VA4 Pro	45
Figura 7	Puntos de mediciones de la vibración.....	46
Figura 8	Curva de amplitud de aceleración vs. frecuencia.....	48
Figura 9	Modelado en tres dimensiones de la estructura del bus	49
Figura 10	Modelado de la distribución de los elementos de tipo shell en la estructura	50
Figura 11	Fijaciones que se han implementado en la sección posterior del bus	51
Figura 12	Determinación de los seis primeros modos de vibración característicos	51
Figura 13	Distribución de deformación total — Modo 1 de vibración (7.787 Hz)	53
Figura 14	Distribución de deformación total — Modo 2 de vibración (9.853 Hz)	53
Figura 15	Distribución de deformación total — Modo 3 de vibración (13.36 Hz)	54
Figura 16	Distribución de deformación total — Modo 4 de vibración (15.97 Hz)	55
Figura 17	Distribución de deformación total — Modo 5 de vibración (17.25 Hz)	56
Figura 18	Distribución de deformación total — Modo 6 de vibración (17.51 Hz)	56
Figura 19	Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 1 (7.787 Hz)	57
Figura 20	Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 2 (9.853 Hz)	58
Figura 21	Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 3 (13.36 Hz)	58
Figura 22	Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 4 (15.97 Hz)	59
Figura 23	Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 5 (17.25 Hz)	59
Figura 24	Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 6 (17.51 Hz)	60
Figura 25	Deformación total ante excitación armónica en el eje X (25 Hz; $a = 0.29796 \text{ m/s}^2$).....	61

Figura 26 <i>Esfuerzo equivalente de von Mises ante excitación armónica en el eje X (25 Hz)</i>	62
Figura 27 <i>Distribución del factor de seguridad — Respuesta armónica eje X (25 Hz)</i> .	63
Figura 28 <i>Deformación total ante excitación armónica en el eje Y (25 Hz; $a = 0.29796$ m/s²)</i>	64
Figura 29 <i>Esfuerzo equivalente de von Mises ante excitación armónica en el eje Y (25 Hz)</i>	64
Figura 30 <i>Distribución del factor de seguridad — Respuesta armónica eje Y (25 Hz)</i> .	65
Figura 31 <i>Deformación total ante excitación armónica en el eje Z (25 Hz; $a = 0.29796$ m/s²)</i>	66
Figura 32 <i>Esfuerzo equivalente de von Mises ante excitación armónica en el eje Z (25 Hz)</i>	66
Figura 33 <i>Distribución del factor de seguridad — Respuesta armónica eje Z (25 Hz)</i> ..	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Métricas geométricas para evaluación de calidad de malla FEM	31
Tabla 2 Largo total del vehículo.....	36
Tabla 3 Especificaciones técnicas principales del bus seleccionado.....	41
Tabla 4 Características principales del Adash A4400 VA4 Pro.....	44
Tabla 5 Datos obtenidos del recorrido.....	46
Tabla 6. Análisis modal por medio de elementos finitos	49
Tabla 7 Resultados del análisis modal: frecuencias naturales, deformaciones y esfuerzos	68
Tabla 8 Evaluación de respuesta armónica: deformaciones, esfuerzos y seguridad	69
Tabla 9 Correlación entre frecuencias naturales y armónicas: evaluación de riesgo de resonancia	70

1. INTRODUCCIÓN

Dentro del marco ecuatoriano, el transporte terrestre de pasajeros desempeña un papel fundamental en la conectividad nacional, particularmente en regiones rurales e intermedias donde los autobuses intercantonales desempeñan un papel crucial. De acuerdo con información proporcionada por la Agencia Nacional de Tránsito, la cantidad de unidades operativas en trayectos como Cuenca-Sígsig ha experimentado un incremento en los años recientes, reflejando la creciente demanda de movilidad a nivel regional. Este incremento ha subrayado la necesidad imperativa de optimizar no solo la eficiencia del servicio, sino también la seguridad estructural de los vehículos que lo proporcionan.

Los autobuses de servicio intercantonales se encuentran expuestos a condiciones de funcionamiento rigurosas: pendientes pronunciadas, vías con baches, curvas cerradas y fluctuaciones constantes de carga dinámica. En tales contextos, las vibraciones producidas por el motor, la transmisión, las anomalías del terreno y los frenados abruptos pueden provocar fenómenos de resonancia estructural. En caso de una gestión inadecuada, estas condiciones tienen el potencial de generar fallos de fatiga, deformaciones o incluso rupturas que puedan comprometer la seguridad de los ocupantes y la vida útil del vehículo. Los casos registrados en la documentación técnica ponen de manifiesto incidentes auténticos ocasionados por estos fenómenos.

En respuesta a esta problemática, el objetivo de este estudio es examinar el comportamiento dinámico de la estructura de un autobús de servicio intercantonales a través de un análisis modal y de respuesta armónica, empleando el método de elementos finitos (FEM). El bus bajo estudio corresponde al modelo HINO AK 8JRSA - 1526, cuya especificación técnica y configuración estructural fueron utilizadas para la elaboración de un modelo tridimensional utilizando software CAD, que posteriormente fue exportado y simulado en ANSYS.

El análisis implica la valoración de seis modalidades de vibración, identificando las frecuencias naturales, las deformaciones totales, los esfuerzos equivalentes de von Mises y los factores de seguridad correspondientes. Adicionalmente, se lleva a cabo un análisis de respuesta armónica en los tres ejes espaciales, con el objetivo de replicar las excitaciones reales que inciden sobre el bus durante su funcionamiento. La verificación de las condiciones dinámicas del modelo se fundamenta en parámetros documentados en

terreno a través del analizador de vibraciones ADASH A4400 VA4 PRO, lo que confiere una mayor rigurosidad y aplicabilidad a los hallazgos.

Este estudio se ubica dentro de las exigencias de regulaciones ecuatorianas, tales como la NTE INEN 1323, NTE INEN 2664 y RTE INEN 043, que dictan parámetros obligatorios para la homologación de autobuses de transporte público. En consecuencia, su importancia no se limita a su contribución académica al ámbito de la ingeniería estructural, sino que también se manifiesta en su impacto social, al contribuir a la prevención de fallos, la optimización del diseño vehicular y la salvaguarda de los usuarios en el transporte intercantonal.

2. PROBLEMA

En el ámbito del transporte terrestre, los buses intercantonales cumplen un papel fundamental en la movilidad de personas a lo largo del territorio nacional. Este tipo de transporte debe operar bajo condiciones de carga y factores ambientales altamente variables, enfrentando baches en la vía, desniveles, vibraciones inducidas por el motor y cambios bruscos de velocidad. Aunque la respuesta dinámica de la estructura es crucial para el rendimiento y la seguridad del autobús, con frecuencia no se lleva a cabo un análisis modal completo durante las fases de diseño o producción (Carbajo Deán, 2014).

La omisión de dicho análisis puede favorecer la coincidencia entre frecuencias naturales de la estructura y las excitaciones operacionales, dando lugar a fenómenos de resonancia. Estas condiciones, lejos de ser teóricas, han sido observadas en la práctica. En este sentido, (Zeng et al., 2020)(Zeng et al., 2020) documentaron un caso en un autobús eléctrico urbano donde se generaba una vibración intensa en el piso del vehículo al engranar la tercera marcha. Se identificó que la frecuencia natural del conjunto chasis–tren motriz coincidía con el segundo orden de vibración de la transmisión (~48 Hz), provocando una amplificación resonante perceptible por los pasajeros.

Asimismo, (Wheeler, 2018) en un informe técnico para Caltrans, evidenció fracturas por fatiga en estructuras montadas sobre camiones debido a la coincidencia de frecuencias naturales con excitaciones del terreno, destacando la importancia de considerar el análisis modal en el diseño vehicular.

En este contexto, el análisis modal se presenta como una herramienta técnica indispensable para identificar zonas críticas, prevenir fallas por fatiga y optimizar el diseño estructural de los buses, contribuyendo así a un transporte más seguro y eficiente.

2.1. Antecedentes

El transporte terrestre de pasajeros en Ecuador, y en particular el servicio intercantonal, ha experimentado un notable crecimiento constante a lo largo de las últimas décadas. Esta tendencia al alza se ha visto impulsada por diversos factores, como el aumento de la población, la mejora de las infraestructuras viales y la creciente demanda de movilidad en el país (Romero, 2010).

En este contexto particular, los autobuses juegan un papel fundamental al servir como un medio de transporte esencial que facilita la conectividad entre diferentes regiones geográficas. No obstante, a medida que las demandas operativas aumentan progresivamente, se hace absolutamente necesario asegurar no solamente la eficacia del servicio, sino también la integridad estructural y la seguridad de los vehículos de manera integral (Romero, 2010).

Las carrocerías de buses, expuestas a vibraciones constantes desde el motor, la suspensión y las irregularidades del terreno, pueden activarse modos de resonancia que comprometan su resistencia y seguridad a largo plazo. En un análisis modal con elementos finitos realizado por Deulgaonkar et al., (2020) se determinó que algunas frecuencias naturales del chasis se encuentran cercanas a las excitaciones generadas por el motor, lo que valida empíricamente la necesidad de una evaluación detallada.

De igual manera, (Deng et al., 2018) demostraron que las interacciones entre las frecuencias estructurales y acústicas internas pueden amplificar la respuesta vibratoria, reforzando la importancia de este tipo de análisis para optimizar el comportamiento dinámico y prevenir fallas resonantes.

La utilización de software especializado en simulación, fundamentado en la metodología de los elementos finitos (FEM), posibilita la creación detallada de modelos para el análisis exhaustivo del rendimiento dinámico de la estructura de los autobuses intercantonales. Este enfoque resulta esencial para anticipar posibles fallos tempranos y perfeccionar la configuración arquitectónica de dichos vehículos de transporte (Logan, 2012).

- Importancia y Alcances

Esta investigación contribuye de manera significativa al desarrollo del campo de la Ingeniería Automotriz al implementar herramientas de simulación avanzada en el estudio detallado de la resistencia estructural y la seguridad de los vehículos utilizados en el transporte público.

El objetivo es obtener información detallada que permita identificar de manera precisa los posibles riesgos relacionados con las vibraciones estructurales que afectan al vehículo. A partir de estos hallazgos, se pretende desarrollar estrategias y soluciones innovadoras que contribuyan a mejorar significativamente la seguridad, el confort y la durabilidad del autobús, garantizando así un servicio más eficiente y confiable para los usuarios. Además, proporciona un valioso referente metodológico para la planificación y ejecución de investigaciones futuras en el campo de la simulación estructural, contribuyendo así al enriquecimiento del conocimiento práctico en el ámbito de la dinámica vehicular.

El presente trabajo se enfoca en el estudio estructural de la carrocería de un autobús intercantonal mediante análisis modal. Para ello, se recopila información técnica del vehículo en condiciones reales de operación, con el fin de representar su comportamiento estructural de manera fiel.

Se elabora un modelo tridimensional detallado en un entorno CAD, el cual es posteriormente importado al software de simulación ANSYS. Sobre este modelo, se aplica el método de elementos finitos (FEM) para identificar las frecuencias naturales y los modos de vibración de la estructura.

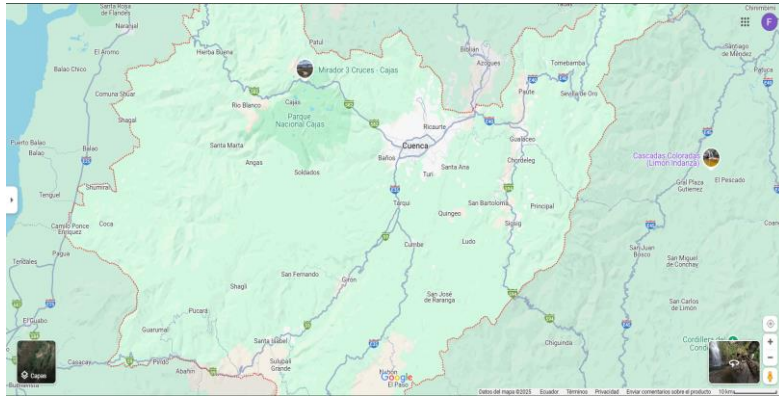
Finalmente, se interpretan los resultados obtenidos con el objetivo de proponer mejoras técnicas aplicables al diseño estructural, o bien, a los procedimientos de mantenimiento preventivo de la carrocería del autobús.

2.2. Delimitación

El presente estudio se llevará a cabo en la Provincia del Azuay como se muestra en la Figura 1, específicamente en la ciudad de Cuenca, ubicada al sur del Ecuador, con una altitud aproximada de 2500 metros sobre el nivel del mar y una población de alrededor de 580 000 habitantes, lo cual la convierte en una de las urbes más importantes de la región.

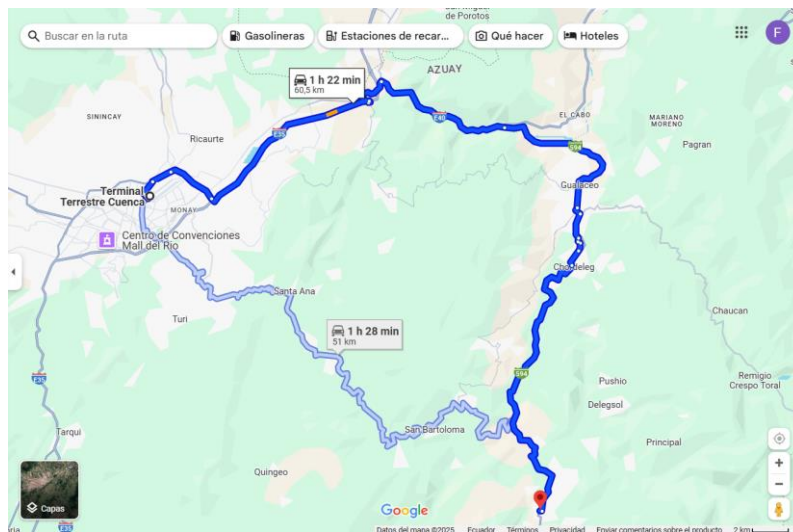
El estudio detallado se enfocará en un autobús de transporte intercantonal que realiza de forma habitual el recorrido entre Cuenca y Sígsig como se observa en la Figura 2, un trayecto que proporciona un escenario realista para evaluar las condiciones de operación de este medio de transporte. Esta ruta, debido a la presencia de tramos con curvas cerradas, pronunciadas pendientes y cambios bruscos en la superficie del pavimento, se convierte en un escenario ideal para llevar a cabo un exhaustivo análisis de los impactos generados por las vibraciones en la integridad estructural del autobús.

Figura 1
Provincia del Azuay



Fuente: Google maps, 2025

Figura 2
Recorrido realizado por el bus



Fuente: Google maps, 2025

3. GRUPO OBJETIVO

Este proyecto está dirigido a empresas del sector carrocerero en Cuenca, Ecuador, con un enfoque en la mejora del diseño estructural de autobuses para optimizar su rendimiento, seguridad y eficiencia. La iniciativa busca apoyar a estas empresas en la adopción de modelos de gestión modernos que prioricen la calidad, la reducción de desperdicios y la optimización de procesos productivos (Maza & Tamayo, 2013).

Además, este estudio ofrece beneficios significativos a las empresas de transporte público mediante la implementación de diseños estructurales innovadores que mejoren la eficiencia energética de los autobuses, incrementen su durabilidad y proporcionen mayor seguridad. Paralelamente, fomenta la investigación académica en optimización estructural dentro de la Universidad Politécnica Salesiana, fortaleciendo la colaboración entre la industria y la academia para desarrollar soluciones avanzadas y sostenibles.

3.1. Objetivo General

- Evaluar la resistencia de la estructura de la carrocería de un bus Intercantonal mediante análisis modal, utilizando elementos finitos, con el fin de identificar zonas críticas y contribuir a un diseño estructural más seguro y eficiente.

3.2. Objetivos Específicos

- Establecer el marco teórico referencial sobre análisis modal, vibraciones estructurales y resistencia de carrocerías vehiculares, mediante la revisión bibliográfica de literatura científica, técnica e institucional actual.
- Elaborar el modelo 3D de la estructura de un bus de servicio de transporte de pasajeros Intercantonal, mediante herramientas computacional CAD para su posterior análisis.
- Realizar el análisis modal de la estructura modelada, por medio de elementos finitos, para determinar sus frecuencias naturales y modos de vibración.
- Analizar los resultados obtenidos del análisis por medio de elementos finitos.

4. MARCO TEÓRICO

4.1. Buses de transporte intercantonal

En Ecuador, la organización del transporte público de viajeros se divide en diversos niveles de jurisdicción: urbano (dentro de ciudades), intercantonal o intraprovincial (entre cantones pertenecientes a una misma provincia) e interprovincial (entre distintas provincias) (Decreto Ejecutivo No. 1196, Registro Oficial Suplemento No. 731, 25 de Junio de 2012. Ecuador., 2012).

El transporte intercantonal se refiere al servicio de autobuses que funcionan en el ámbito provincial, estableciendo conexiones entre diversos cantones. Este tipo de servicio se distingue por su capacidad para cubrir distancias intermedias, operando como un sistema adicional al transporte urbano y al interprovincial (Decreto Ejecutivo No. 1196, Registro Oficial Suplemento No. 731, 25 de Junio de 2012. Ecuador., 2012).

Generalmente, los servicios intercantonales son administrados por cooperativas locales, las cuales funcionan en rutas autorizadas y se rigen por estructuras regulatorias establecidas a escala nacional y provincial (Decreto Ejecutivo No. 1196, Registro Oficial Suplemento No. 731, 25 de Junio de 2012. Ecuador., 2012).

Se procederá a detallar las categorías de autobuses intercantonales empleados en Ecuador, sus principales características técnicas, los materiales empleados en sus vehículos y el marco normativo ecuatoriano que regula su diseño, construcción y funcionamiento. Esta revisión se fundamenta en la literatura técnica especializada y en las regulaciones actuales del país (Decreto Ejecutivo No. 1196, Registro Oficial Suplemento No. 731, 25 de Junio de 2012. Ecuador., 2012).

4.1.1. Tipos de buses

Las características técnicas de los autobuses intercantonales son similares a las de los autobuses interprovinciales. No obstante, se han diseñado específicamente para satisfacer trayectos de duración media, ajustándose a las exigencias de conectividad entre cantones (NTE INEN 1323: Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses. Requisitos, 2009).

Respecto a su capacidad, un autobús intercantonal de dimensiones estándar suele albergar alrededor de 40 asientos para pasajeros, excluyendo el asiento del conductor (Bus Ecuador, s. f.). En el contexto de los minibuses intercantonales, la capacidad puede

fluctuar entre 25 y 35 plazas, en función del modelo y de las disposiciones internas (NTE INEN 1323: Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses. Requisitos, 2009).

Contrariamente al transporte urbano, las rutas intercantonales no permiten el traslado de pasajeros a pie. Esta limitación surge de consideraciones de seguridad y confort, atribuibles a la naturaleza de los trayectos que demandan una velocidad incrementada y periodos de tiempo más extensos (NTE INEN 1323: Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses. Requisitos, 2009).

De acuerdo con la normativa NTE INEN 1323:2009, es imperativo que todos los pasajeros se desplacen sentados. En consecuencia, la capacidad máxima del vehículo se determina exclusivamente en función del número de asientos instalados y certificados (NTE INEN 1323: Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses. Requisitos, 2009).

Tipos de servicio que presentan los buses

1. Servicio urbano regular:

De acuerdo con el estudio del sistema de transporte público urbano llevado a cabo por la Universidad Politécnica Salesiana por (Silva & Torres, 2017), en Cuenca, los autobuses urbanos vinculan las áreas periféricas con el núcleo urbano a través de rutas establecidas que funcionan de manera constante.

2. Servicio Intercantonal:

Facilita la vinculación entre distintos cantones de la provincia del Azuay, con horarios definidos y supervisados desde la Terminal Terrestre de Cuenca (NTE INEN 2205: Vehículos Automotores. Bus Urbano. Requisitos, 2010)

3. Servicio Interprovincial:

El servicio interprovincial une Cuenca con otras provincias del país, empleando buses que deben satisfacer criterios de confort, tales como asientos reclinables y espacios para el equipaje (NTE INEN 2205: Vehículos Automotores. Bus Urbano. Requisitos, 2010).

• Características técnicas

Los autobuses intercantonales, oficialmente clasificados como vehículos de transporte público intraprovincial, deben satisfacer rigurosos criterios técnicos estipulados por la normativa legal ecuatoriana.

Las regulaciones más significativas incluyen el RTE INEN 043:2010 (2010) y la NTE INEN 1323:2009 (2009), las cuales dictaminan elementos fundamentales en el diseño y funcionamiento de los autobuses interprovinciales e intraprovinciales

Estos estándares prescriben criterios particulares para las dimensiones físicas del vehículo. El rango de longitud total debe oscilar entre 10 300 mm y 12 900 mm, el ancho debe oscilar entre 2 500 mm y 2 600 mm, y la altura mínima requerida es de 3 000 mm sin escotilla (interprovincial e intraprovincial. Requisitos de seguridad., 2010)

En relación con la seguridad pasiva, la legislación estipula que todos los asientos deben estar dotados de cinturones de seguridad. Esta medida asegura una protección incrementada a los ocupantes en situaciones de colisión o maniobras abruptas (NTE INEN 1 323, 2009).

Además, es imperativo que el vehículo disponga de un número apropiado de salidas de emergencia, las cuales deben estar claramente identificadas, exentas de obstrucción y situadas en áreas de fácil acceso para facilitar una evacuación expedita (NTE INEN 1 323, 2009).

El diseño interior también debe integrar componentes que promuevan el confort del usuario. Incluyen asientos ergonómicos y tapizados de alta resistencia, seleccionados con el objetivo de resistir el uso prolongado en trayectos de medio distancia (NTE INEN 1 323, 2009).

Adicionalmente, resulta imprescindible disponer de un espacio adecuado para el equipaje, ya sea en compartimentos inferiores o en compartimentos situados dentro del espacio destinado a los pasajeros (NTE INEN 1 323, 2009).

Finalmente, es imperativo asegurar la implementación de sistemas de iluminación, ventilación y confort térmico que garanticen condiciones apropiadas durante el recorrido, optimizando de esta manera la experiencia del usuario (NTE INEN 1 323, 2009).

4.1.2. Materiales de la estructura

En Ecuador, la estructura de la carrocería de un bus intercantonal se compone principalmente de componentes metálicos fabricados en frío, diseñados para asegurar la integridad del vehículo y la protección de los usuarios. De acuerdo con la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323:2009, estos materiales deben resistir cargas estructurales críticas, resistir deformaciones desmedidas y mantener un área de supervivencia estable en caso de un volcamiento eventual (NTE INEN 1 323, 2009).

Dentro del contexto de la fabricación de carrocerías para autobuses intercantonales, los productores utilizan estructuras de acero conformado, incluyendo canales, ángulos y tubos rectangulares. Estos elementos deben satisfacer los criterios establecidos en la Norma Internacional de Técnicas de la Enseñanza (NTE) INEN

1623:2015 (2015), la cual define criterios de resistencia a la tracción mínima, límite elástico y tolerancias dimensionales apropiadas.

Estos componentes estructurales constituyen los bastidores, travesaños y pilares del autobús, componentes esenciales para asegurar su rigidez y resistencia frente a esfuerzos mecánicos. Además, se utilizan tubos de acero al carbono, diseñados de acuerdo con la Norma NTE INEN 2415:2016, en particular debido a sus características de resistencia mecánica, accesibilidad en el mercado y alta capacidad de soldadura. Las secciones en cuestión comprenden los arcos del techo, columnas laterales y bases de soporte de la carrocería (NTE INEN 2415: Tubos de Acero al Carbono Soldados Para Aplicaciones Estructurales y Usos Generales. Requisitos, 2016).

Con respecto a los componentes de cierre y visibilidad, la Norma Técnica Eléctrica Nacional INEN 1668:2015 exige la utilización de vidrios de seguridad templados o laminados, que deben ser instalados en marcos metálicos. Esta medida no solo salvaguarda a los ocupantes de impactos, sino que también fortalece la rigidez global del vehículo

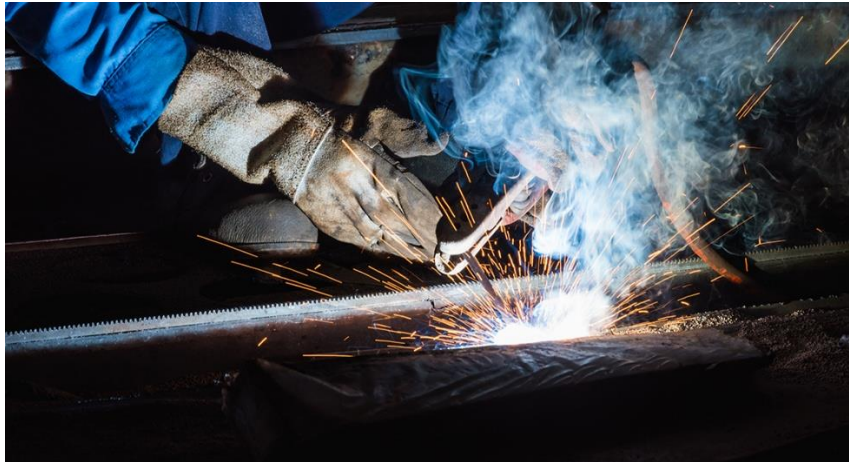
La combinación de materiales —acero estructural y vidrio de seguridad— posibilita la creación de una carrocería duradera, funcional y en consonancia con las regulaciones nacionales actuales en relación con el transporte público.

La edificación de las carrocerías de autobuses intercantonales se realiza predominantemente mediante procesos de soldadura por arco eléctrico, atribuibles a su eficiencia, versatilidad y robustez estructural. Los métodos de soldadura más frecuentemente empleados incluyen la soldadura manual con electrodo revestido (SMAW) y la soldadura semiautomática con gas protector (MIG/MAG), los cuales facilitan una unión fiable de los componentes metálicos que constituyen la estructura (Borja & Reinoso, 2024).

El procedimiento SMAW, específicamente, emplea un electrodo de consumo que produce un arco eléctrico entre este y el componente de trabajo, facilitando su fusión y posterior unión. Su aplicación se caracteriza por su adaptabilidad a diversos tipos de materiales y posiciones laborales, lo que justifica su uso frecuente en la industria carrocería nacional (*manual-del-soldador.pdf*, s. f.) (Logan, 2012). Este proceso se ilustra en la Figura 3, donde se observa el desarrollo de una soldadura por arco manual con electrodo revestido en una unión estructura metálica.

Soldadura SMAW en proceso de ejecución estructural

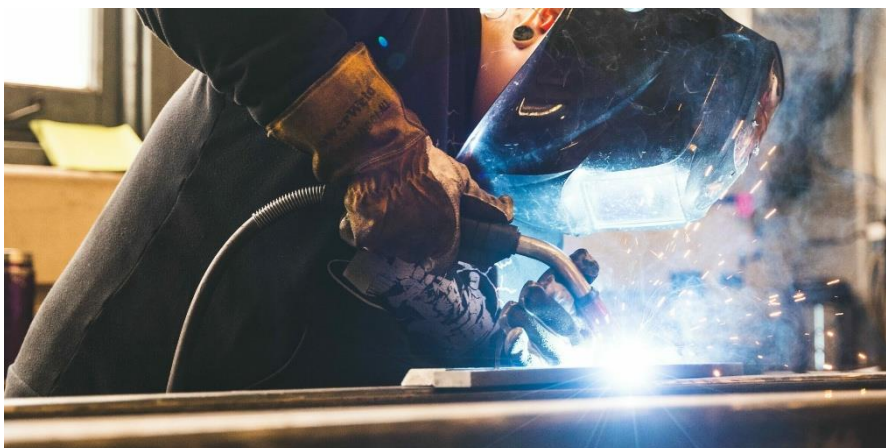
Figura 3
Soldadura SMAW en proceso de ejecución estructural



Nota. Imagen referencial de soldadura manual por arco eléctrico (SMAW) aplicada en elementos metálicos de una carrocería. Recuperada de WeldingWorkplace.com (<https://grupoacura.com/es/blog/smaw/>)

En contraposición, la soldadura MIG/MAG utiliza un hilo continuo como electrodo y un gas protector que previene la contaminación en el baño de fusión, proporcionando una velocidad de soldadura superior y una mejor apariencia del cordón (Burke, 2007). La selección de estos procedimientos se basa en elementos como el tipo de material, el grosor de los componentes y las condiciones particulares de producción. La Figura 4 muestra el desarrollo de una unión estructural mediante este tipo de soldadura, comúnmente aplicada en la fabricación de carrocerías metálicas.

Figura 4
Soldadura MIG/MAG en ejecución industrial



Nota. Imagen ilustrativa del proceso MIG/MAG aplicado sobre estructura metálica. Recuperada de WeldingWorkplace.com. (<https://seaberyat.com/es/mig-mag-proceso-soldadura/>)

4.2. Elementos Finitos

En el enfoque de elementos finitos (FEM), la elección del tipo de elemento se encuentra condicionada tanto por la naturaleza del problema a resolver como por la geometría de la estructura a analizar (Segerlind, 2006).

Comúnmente, los elementos son categorizados en función de su dimensión geométrica: unidimensionales (1D), bidimensionales (2D) y tridimensionales (3D). Los elementos de dimensiones 1D, tales como barras o vigas, resultan apropiados para la modelización de componentes de longitud amplia en los que predominan los esfuerzos axiales o de flexión simple (Logan, 2012).

Los elementos de naturaleza bidimensional, tales como triángulos y cuadriláteros, se emplean en estructuras de tamaño reducido, como láminas y membranas. Resultan beneficiosos en aplicaciones tales como el examen de paneles de carrocería o recubrimientos estructurales (Logan, 2012).

Para estructuras de mayor complejidad que demandan un modelado volumétrico meticuloso, se utilizan elementos tridimensionales tales como tetraedros, hexaedros o elementos piramidales. Estos son particularmente beneficiosos en el examen estructural de bastidores de autobuses o simulaciones de impacto (Segerlind, 2006).

Cada categoría de elemento exhibe diferencias en términos de interpolación, niveles de libertad y eficiencia numérica. Por ejemplo, los elementos de geometría hexaédrica (brick) ofrecen una precisión superior en geometrías regulares, mientras que los de geometría tetraédrica se ajustan mejor a formas irregulares, aunque demandan un mayor tiempo computacional (Segerlind, 2006).

Además, ciertos componentes poseen formulaciones particulares, tales como la integración reducida o mecanismos de corrección interna, que facilitan la mitigación de errores numéricos como el fenómeno de bloqueo o "locking" (Zienkiewicz, 2005).

En el ejercicio de la ingeniería automotriz, es común la integración de diversos tipos de componentes dentro de un único modelo. Esta táctica facilita la consecución de un equilibrio entre la exactitud de los resultados y la optimización del tiempo de proceso (Zienkiewicz, 2005).

4.2.1. Elementos finitos.

Los elementos finitos constituyen diminutas unidades en las que se segmenta una estructura para su análisis exhaustivo. Cada uno de estos elementos funciona como una

entidad independiente, con la capacidad de deformarse, comprimirse o expandirse (Logan, 2012).

Estas unidades se interrelacionan mediante nodos, que representan los puntos de ejecución de los cálculos más significativos, tales como desplazamientos, deformaciones y esfuerzos (Logan, 2012).

El método de elementos finitos (FEM) convierte un problema físico de alta complejidad en un sistema numérico de fácil manejo. Esta metodología permite la simulación de la respuesta dinámica de la estructura de un autobús a las vibraciones (Logan, 2012).

Adicionalmente, facilita la identificación de sus frecuencias naturales y patrones de vibración, un aspecto crucial para la prevención de fenómenos como la resonancia magnética. Esta, en caso de no ser regulada adecuadamente, puede impactar negativamente en el confort del usuario y poner en riesgo la seguridad del vehículo (Logan, 2012).

4.2.2. Tipos de elementos finitos

- **Elementos de barra (1D)**

Estos componentes simbolizan elementos de alargamiento como vigas, tubos o travesaños. Su labor primordial consiste en resistir esfuerzos de tensión, compresión y en ocasiones un poco de flexión (Zienkiewicz, 2005).

- **Elementos de placa o lámina (2D)**

Estos componentes poseen longitud y anchura, pero escaso espesor. Se emplean para replicar superficies planas con capacidad de vibración o deformación, como los costados, el suelo o el techo del autobús. Son ideales para comprender el comportamiento de las láminas externas de la carrocería frente a vibraciones (Logan, 2007; Zienkiewicz, 2005).

- **Elementos sólidos (3D)**

Estos componentes poseen volumen: longitud, anchura y espesor real. Se emplean cuando se requieren piezas más complejas y duraderas, en las que los esfuerzos se reparten en todas las direcciones (Logan, 2007; Zienkiewicz, 2005).

- **Elementos de cascarón (shells)**

Estos constituyen componentes que amalgaman el comportamiento de placas y láminas delgadas, pero con la habilidad de representar flexión, torsión y curvatura en tres dimensiones. En ocasiones, se les conoce como "elementos 2.5D o 3.5D", debido a su

capacidad para interpolar entre comportamientos superficiales y volumétricos (Logan, 2007; Zienkiewicz, 2005).

4.2.3. Métricas de evaluación

La Tabla 1, expone las métricas geométricas predominantes empleadas para evaluar la calidad de la malla en el análisis modal basado en elementos finitos. Estas métricas posibilitan la estimación de la fidelidad geométrica de los elementos, además de la predicción del comportamiento numérico durante el proceso de simulación estructural. La interpretación adecuada de estas métricas tiene un impacto directo en la fiabilidad de los hallazgos obtenidos (Logan, 2007; Zienkiewicz, 2005).

Tabla 1

Métricas geométricas para evaluación de calidad de malla FEM

Métrica	¿Qué evalúa?	Criterio aceptable	Interpretación en el modelo
Jacobiano	La deformación geométrica del elemento al transformarlo del espacio local al global.	Valores positivos cercanos a 1. Evitar valores < 0.2 o negativos.	Un Jacobiano bajo indica elementos distorsionados. Pueden provocar errores numéricos.
Aspect Ratio	Relación entre la dimensión más larga y la más corta del elemento.	Preferiblemente < 5. Para elementos 2D, lo ideal es 1–3.	Si el valor es alto, el elemento es demasiado alargado y puede afectar la precisión de los resultados.
Mesh Quality	Calidad general basada en regularidad, ángulos internos y proporciones.	Valores entre 0.7 y 1.0 se consideran buenos. Evitar valores < 0.4.	Evalúa globalmente si la malla es confiable para el análisis. Ayuda a decidir si se necesita refinar.

Nota. Elaboración propia con base en Logan (2007) y Zienkiewicz, (2005).

4.3. Vibración

Según lo señalado por (Inman & Singh, 2014), la vibración se refiere al análisis del movimiento repetidamente de objetos en relación a un sistema de dispositivos de

posición estable o nominal que por lo general es el equilibrio. La vibración es perceptible en cualquier lugar y en numerosas situaciones, influye de manera significativa en la esencia de los diseños de la ingeniería.

Las características vibratorias de los productos de ingeniería suelen ser obstáculos para su desempeño. Aunque la vibración en algunos casos puede ser dañina, se debe prevenir, pero también puede ser sumamente beneficiosa (Inman & Singh, 2014).

Este fenómeno, ampliamente presente en el campo de la ingeniería, puede ser categorizado de diversas formas en función de su origen, dirección, modalidad de excitación o tipo de respuesta. A continuación, se exponen las principales categorías de vibraciones en función de sus características distintivas.

- **Vibración libre:** Si un sistema, después de una alteración inicial, se permite vibrar de manera autónoma, la vibración que surge se denomina vibración libre. Ninguna influencia externa tiene impacto en el sistema. El desplazamiento de un péndulo sencillo es un caso de vibración libre (Rao, 2011).
- **Vibración forzada:** Si un sistema es sometido a una fuerza externa (frecuentemente una fuerza repetitiva), la vibración que se produce se denomina vibración forzada. La vibración que aparece en dispositivos como los motores diésel es un caso de vibración forzada (Rao, 2011).
Si la frecuencia de la fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre una situación denominada resonancia, en la que el sistema sufre oscilaciones de gran riesgo. Se ha vinculado la aparición de resonancia con las fallas en estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de aviones (Rao, 2011).
- **Vibración no amortiguada:** Cuando durante la oscilación no se pierde ni se disipa energía debido a fricción u otra resistencia (Rao, 2011).
- **Vibración amortiguada:** Durante la oscilación se llega a perder energía debido a una resistencia (Rao, 2011).

4.3.1 Vibración en estructuras vehiculares

Las vibraciones en los vehículos son causadas por varios elementos, ya sean internos o externos. Entre los elementos internos más habituales se incluyen el motor, el cigüeñal, la transmisión y otros elementos rotativos del tren de movimiento. En cambio, los elementos externos abarcan irregularidades del suelo como fisuras, uniones de

expansión, deformaciones en el piso y superficies rugosas, provocando excitaciones en el chasis y la carrocería del vehículo (Genta, 1997).

En el sector del transporte por tierra, es crucial examinar las vibraciones producidas durante el tránsito vehicular para asegurar el confort de los pasajeros, además de asegurar la seguridad y la longevidad de la estructura del vehículo. Estas vibraciones pueden surgir por diversas razones, incluyendo las irregularidades del suelo, el sistema de suspensión, las aceleraciones y frenadas abruptas, y el funcionamiento del motor (Genta, 1997).

De acuerdo con (Dacova, 2021), los conductores y pasajeros están continuamente expuestos a vibraciones que pueden impactar tanto en su sensación de comodidad como en su condición física, particularmente en trayectos extensos, como los que definen a los autobuses de transporte intercantonal. En este tipo de transporte, el periodo de viaje incrementa la exposición a estas oscilaciones, lo que vuelve esencial un diseño estructural que reduzca su propagación hacia el habitáculo.

El organismo humano es particularmente susceptible a ciertas frecuencias vibratorias. Varias partes del cuerpo poseen frecuencias de resonancia naturales que, si se cruzan con las producidas por el vehículo, pueden causar incomodidades o incluso perjuicios físicos. Por ejemplo, el estómago reacciona con resonancia entre 4–12 Hz, en cambio, la cabeza responde con resonancia entre 8–27 Hz, y el pecho entre 5–10 Hz.

Cuando el sistema de vibración del automóvil se ajusta a estos rangos, los conductores pueden sentir malestar abdominal, presión en el pecho, cefalea o visión borrosa. Este impacto es particularmente relevante en autobuses de larga y media distancia, donde los pasajeros se mantienen sentados por un largo periodo en contacto directo con las áreas de transmisión de la vibración, tales como el asiento y el suelo. (Dacova, 2021).

Otra consecuencia relevante vinculada a la vibración es el mareo provocado por movimiento, que se agudiza cuando existe una contradicción entre la percepción visual del ambiente y la señal vestibular del oído interno. Esto ocurre a menudo en conductores que no manejan el automóvil, como ocurre en los autobuses, donde las curvas extensas o los movimientos verticales irregulares provocan náuseas, cansancio o confusión. (Dacova, 2021).

(Dacova, 2021) señala que este inconveniente se intensifica en vehículos autónomos o cuando el conductor no tiene visibilidad directa del trayecto, aunque también puede ser relevante en autobuses con ventanillas elevadas o con escaso aislamiento visual

del exterior. Esta información es valiosa al diseñar la cabina y la organización de los asientos en el automóvil, además de su sistema de amortiguación.

Los asientos en los vehículos juegan un papel fundamental en la transmisión o mitigación de las vibraciones a los ocupantes. La comodidad del pasajero en autobuses de transporte intercantonal durante trayectos largos se ve afectada por factores como la rigidez, el amortiguamiento y la geometría del asiento (Dacova, 2021, p. 68).

Existen normativas internacionales que regulan los niveles aceptables de exposición a vibraciones en vehículos desde el punto de vista técnico. La norma ISO 2631-1 establece límites de aceleración para vibraciones de cuerpo completo en los ejes vertical, longitudinal y lateral. La norma es utilizada como referencia para evaluar condiciones de confort y salud en el transporte terrestre (Dacova, 2021, pp. 66–67).

La ISO 10326 regula las vibraciones en los asientos y la ISO 5349 se enfoca en la vibración transmitida a las manos, complementando así otras normativas para evaluar el entorno vibracional dentro del vehículo. Las regulaciones proporcionan criterios técnicos objetivos para comparar resultados de simulaciones o ensayos en el diseño de autobuses de servicio intercantonal, asegurando niveles adecuados de confort estructural (Dacova, 2021).

Se han sugerido varias tácticas para optimizar el rendimiento vibratorio de los buses. El diseño del asiento impacta la transferencia de vibraciones al cuerpo del pasajero. Su rigidez, amortiguación y geometría son cruciales. La implementación de suspensiones activas o semi-activas, junto con neumáticos que amortiguan eficientemente las irregularidades del suelo, puede reducir notablemente los niveles de vibración. Igualmente. Se ha estudiado la aplicación de sistemas de inclinación para la cabina y el asiento en maniobras de curva, además del ajuste automático de la suspensión en base al tipo de vía o carga del vehículo, como dispositivos para incrementar el confort (Dacova, 2021).

Desde una perspectiva estructural, las vibraciones constantes producen tensiones variadas que, al reiterarse con el paso del tiempo, pueden provocar fenómenos de agotamiento estructural. Esto resulta particularmente relevante en uniones soldadas, travesaños y elementos expuestos a flexión reiterada. Si la frecuencia de excitación externa se alinea con la frecuencia natural de la estructura, ocurre un fenómeno de resonancia que potencia la respuesta vibratoria, acelerando la formación de fisuras y disminuyendo la durabilidad del automóvil (Dacova, 2021).

4.4. Análisis modal

El análisis modal se utiliza en ingeniería estructural y mecánica para estudiar el comportamiento dinámico de estructuras bajo estímulos. Determinar las frecuencias naturales, formas modales y coeficientes de amortiguación de un sistema es esencial para comprender su respuesta a cargas dinámicas y vibraciones externas (in Creo, s.f.).

El análisis modal se emplea en el automotriz y el aeroespacial para optimizar diseños, predecir fallos y garantizar normativas de seguridad y confort. Este análisis permite prever condiciones de resonancia en los autobuses de transporte intercantonal, las cuales podrían afectar la integridad de la carrocería y la comodidad de los pasajeros en trayectos largos (in Creo, s.f.).

Los ingenieros pueden modificar parámetros como la geometría, los materiales o la rigidez estructural de una estructura para prevenir que se alineen con las frecuencias de excitación inducidas por elementos como la carretera, el motor o la suspensión, mediante la identificación de las frecuencias naturales. El análisis modal es un instrumento esencial para optimizar la resistencia estructural, reducir vibraciones perjudiciales y prolongar la vida útil del vehículo (Dacova, 2021).

El análisis modal permite detectar debilidades estructurales no identificadas en un análisis estático tradicional. La implementación en fases iniciales del diseño permite optimizar la distribución de masas, mejorar el comportamiento dinámico del sistema y tomar decisiones basadas en parámetros tangibles de respuesta vibracional. En sistemas de transporte terrestre de media y larga distancia, como los autobuses intercantonales, se potencia la seguridad del vehículo y el confort percibido por los usuarios, aspectos cruciales (Dacova, 2021; in Creo, s.f.).

4.5. Normativas

La creación, producción y funcionamiento de autobuses de transporte intercantonal deben acatar una serie de regulaciones técnicas que aseguran la seguridad estructural, el confort de los viajeros y la fiabilidad del servicio. Estos reglamentos incluyen la (NTE INEN 1323, 2009) y (RESOLUCIÓN No. 16 382. Registro Oficial N0. 872, 2016) cubren desde las exigencias para la edificación de carrocerías, a través de criterios de seguridad dinámica y estructural, hasta normas internacionales para la valoración de vibraciones en vehículos.

A continuación, se exponen las normativas más relevantes en el escenario ecuatoriano y las de referencia internacional que resultan esenciales para el progreso de este estudio.

4.5.1. Normativas de buses

La norma técnica ecuatoriana (NTE INEN 1668, 2015) establece de manera específica el diseño y la edificación de carrocerías metálicas para autobuses interprovinciales, intercantonales e intrarregionales. Define las normas generales que las carrocerías metálicas de los vehículos de transporte público interprovincial, intercantonal e intrarregional deben satisfacer. Esta normativa es aplicable a los autobuses pertenecientes a las categorías M2 y M3, de acuerdo con lo establecido por la (NTE INEN 2656, 2016), que comprende a vehículos con capacidad para más de ocho pasajeros y un peso bruto superior a 5.000 kg. Algunas de las características más importantes son:

- Dimensiones del bus

En la tabla 2 se muestra el largo total que debería tener un bus de dos ejes:

Tabla 2

Largo total del vehículo

Tipo de vehículo	Numero de ejes	Largo total (mm)
Bus	De dos ejes	10,250 a 13,300
Bus	De tres ejes o más	10,250 a 15,000

Fuente: (NTE INEN 1668, 2015)

El bus no debe exceder en más de 75mm a cada lado en comparación con el ancho máximo del chasis. El vehículo debe poseer un ancho máximo de 2,600 mm medidos en los componentes más prominentes de la estructura.

De acuerdo con la (NTE INEN 1668, 2015) estipula que la altura máxima total del bus debe ser de 3,800 mm. Se debe determinar la altura entre el piso y el techo de la carrocería, excluyendo los conductos de ventilación.

Los voladizos del autobús deben satisfacer los criterios estipulados por la (NTE INEN 1668, 2015): en la parte frontal, deben oscilar entre 2,000 mm y 2,900 mm, mientras que, en el voladizo posterior, deberían representar un máximo del 66% de la distancia entre ejes.

- **Materiales estructurales**

La regulación (NTE INEN 1668, 2015) que decreta la fabricación de carrocerías metálicas para autobuses de transporte intercantonal establece que se deben adherir a las

disposiciones establecidas en la (NTE INEN 2415: Tubos de Acero al Carbono Soldados Para Aplicaciones Estructurales y Usos Generales. Requisitos, 2016) y en la (NTE INEN 1623: Perfiles Abiertos de Acero Conformados En Frío Negros o Galvanizados Para Uso Estructural. Requisitos e Inspección, 2015). Estas dos regulaciones aseguran que los tubos y perfiles empleados posean la resistencia necesaria para resistir las cargas dinámicas y estáticas que operan durante su funcionamiento.

La (NTE INEN 1623, 2015) establece los requisitos que debe cumplir los perfiles abiertos de acero conformados en frío, las características principales que nos menciona son:

- **El espesor** nominal se sitúa en el rango de 1.2 mm a 16 mm, con tolerancias de $\pm 5\%$.
- **Límite mínimo de flujo:** de 250 MPa (Grado 250) hasta 340 MPa (Grado 340), con resistencias a la tracción de hasta 450 MPa.
- **Elongación mínima:** oscila entre el 11% y el 22%, en función del espesor y la naturaleza del acero.
- **Regulación de la composición química:** con un contenido de carbono reducido ($< 0.25\%$), manganeso, fósforo y azufre.

Estos tipos de perfiles por lo general son usados en travesaños, refuerzos laterales, techos y marcos de la carrocería debido a su buena relación peso-resistencia. De acuerdo con la regulación (NTE INEN 2415: Tubos de Acero al Carbono Soldados Para Aplicaciones Estructurales y Usos Generales. Requisitos, 2016) se establecen las condiciones mínimas que deben satisfacer los tubos soldados de acero al carbono, empleados tanto en estructuras como en aplicaciones generales.

- **Define:** Se admiten las siguientes secciones: circular, cuadrada, rectangular o especial.
- **Características mecánicas:** El límite de flujo se sitúa entre 205 MPa y 340 MPa; la resistencia a la tracción oscila entre 310 MPa y 450 MPa, y las elongaciones no deben superar el 16%.
- **Tolerancias dimensionales:** En términos del diámetro, el espesor de la pared ($\pm 10\%$) y la rectitud (máximo 12 mm cada 6 metros).
- **Necesidades de revestimiento:** Para los tubos galvanizados, se requiere una masa mínima de 275 g/m^2 (equivalente a 20–45 μm de espesor), cumpliendo

simultáneamente con las Normas Técnicas Internacionales NEN 1172 y NEN 950 para la adherencia y medición del recubrimiento.

Estos tubos suelen integrarse en los largueros, columnas, refuerzos verticales y anclajes de la estructura del bus, asegurando una soldadura impecable, una resistencia mecánica excepcional y una longevidad inquebrantable.

4.6. Trabajos previos

En el presente estudio, (Carbajo Deán, 2014) realizó un análisis modal exhaustivo de un autobús de la marca Foton utilizando técnicas computacionales avanzadas y pruebas experimentales rigurosas. Los resultados de ensayos experimentales con martillo fueron contrastados con los obtenidos en el software de simulación ANSYS, donde la estructura fue modelada y analizada meticulosamente.

Los cinco primeros modos de vibración obtenidos por simulación concordaron en un 95 % con los medidos experimentalmente. Las frecuencias naturales encontradas en estos primeros modos fueron: 8.8 Hz, 11.6 Hz, 14.2 Hz, 18.9 Hz y 22.1 Hz, con diferencias menores al 5 %. Los valores fueron aceptables para validar el modelo FEM.

Se analizó la zona de soporte del motor debido a que una frecuencia de excitación del motor coincidía con el segundo modo de vibración del chasis. La coincidencia implicaba un riesgo elevado de resonancia en el habitáculo del pasajero. Para evitar resonancias en condiciones normales de operación, el autor propuso reforzar la estructura del bastidor y usar soportes más flexibles para el motor, elevando así las frecuencias modales fuera del rango crítico.

La investigación examinó cómo el diseño del sistema de montaje afecta la transmisión de vibraciones al habitáculo del pasajero en el área de soporte del motor. Una de las frecuencias de excitación del motor en ralentí se correspondía con un modo natural del chasis, lo cual constituye un riesgo potencial de resonancia. Se constató. El autor propuso modificar los soportes del motor y reforzar áreas críticas del bastidor para desplazar las frecuencias modales fuera del rango crítico.

Se realizó un análisis modal por elementos finitos sobre la estructura de un autobús urbano sin sistema de climatización, con capacidad para 30 pasajeros, en el estudio de (Deulgaonkar et al., 2020). El modelo fue importado a ANSYS Workbench para el análisis estructural después de ser desarrollado en un entorno CAD 3D. Se generó una malla fina de 98,572 nodos y 65,320 elementos utilizando elementos shell para representar las superficies delgadas de la carrocería.

Para la estructura empleada en el análisis se utiliza acero dulce, un material que exhibe un módulo elástico de 210 GPa, una relación de Poisson de 0.3 y una densidad de 7,800 kg/m³. Estas características lo posicionan como una opción apropiada para representar la resistencia y rigidez del bastidor de un autobús urbano. La investigación facilitó la identificación de las diez primeras frecuencias naturales del modelo, las cuales se localizaron en un espectro que abarca desde 6.41 Hz hasta 46.29 Hz.

Los modos más significativos identificados incluyen:

- En el Modo de vibración 2, se observa una deformación lateral del bastidor con una frecuencia asociada de 8.52 Hz.
- Un modo de flexión vertical del techo se presenta en el Modo 4, con una frecuencia de 17.14 Hz.
- Una torsión diagonal del marco superior en el Modo 7, que corresponde a una frecuencia de 33.21 Hz.

Es importante destacar que no se identificaron correspondencias entre las frecuencias naturales de la estructura y las frecuencias operativas del motor, las cuales fluctuaban entre 20 Hz y 40 Hz. Este hecho constituye una ventaja en lo que respecta al diseño dinámico, al disminuir considerablemente el riesgo de fenómenos de resonancia estructural.

El análisis FEM permitió optimizar zonas estructurales sin prototipos físicos, según el estudio. El uso de simulación computacional en etapas tempranas permite reducir costos de desarrollo y aumentar la precisión en la predicción de respuesta vibracional de vehículos de transporte urbano e intercantonal.

5. MARCO METODOLÓGICO

5.1. Selección del bus a realizar el estudio

Se eligió un autobús de transporte intercantonal específico que conecta las localidades de Cuenca y Sígsig en la provincia del Azuay para la investigación actual como se ilustra en la Figura 5.

Las condiciones operativas del trayecto Cuenca-Sígsig, que se distingue por curvas cerradas, pendientes pronunciadas y segmentos de vía con fluctuaciones en la condición del pavimento, producen vibraciones persistentes que pueden poner en riesgo de manera progresiva la integridad estructural del vehículo.

Por consiguiente, se tomaron en cuenta componentes fundamentales del diseño del autobús seleccionado, incluyendo el tipo de chasis, la configuración estructural de la carrocería, el sistema de suspensión y los materiales que conforman el bastidor.

Estos elementos ejercen una influencia directa en la respuesta de la estructura a las excitaciones dinámicas y son cruciales para el desarrollo de un modelo de simulación fiable que represente de manera precisa las condiciones reales de funcionamiento de un autobús intercantonal en el contexto ecuatoriano.

Para llevar a cabo un exhaustivo análisis modal en etapas posteriores del proyecto, es fundamental obtener un modelo realista y altamente aplicable al contexto nacional mediante una elección estratégica y cuidadosamente considerada.

Figura 5

Express Sígsig



5.1.1. Especificaciones técnicas del bus seleccionado

Con el objetivo de respaldar la elección de la unidad de estudio y asegurar un análisis estructural representativo, se compilaron las especificaciones técnicas fundamentales del bus empleado en el estudio (ver tabla 3). Esta información facilita una comprensión más profunda de las propiedades físicas y funcionales del vehículo, incluyendo aspectos como su tipo de chasis, sistema de suspensión, motorización, dimensiones y capacidades operativas, factores que influyen directamente en su comportamiento dinámico bajo condiciones reales de funcionamiento.

Tabla 3

Especificaciones técnicas principales del bus seleccionado

Parámetro	Especificación
Modelo	HINO AK 8JRSA - 1526
Peso bruto vehicular	15,700 kg
Peso del chasis	2,500 kg
Capacidad de pasajeros	Hasta 45 pasajeros
Motorización	Diésel, inyección electrónica Common Rail, norma Euro III
Potencia máxima	260 HP @ 2,500 rpm
Torque máximo	745 Nm @ 1,500 rpm
Cilindraje	7,684 cc
Transmisión	Manual, 6 velocidades, embrague monodisco seco
Sistema de frenos	Aire 100%, doble circuito, ABS, freno de escape neumático
Suspensión delantera	Ballestas semielípticas, amortiguadores y barra estabilizadora
Suspensión trasera	Ballestas semielípticas con auxiliares, amortiguadores y barra estabilizadora
Dirección	Hidráulica
Neumáticos	11R 22.5" de 16 lonas
Capacidad eje delantero	6,500 kg
Capacidad eje trasero	9,500 kg

Fuente: (FT BUS AK8JRSA, s.f.)

5.1.2. Dimensiones

El autobús HINO AK8JRSA, empleado en el presente estudio, posee dimensiones autorizadas en el territorio ecuatoriano, conforme a la clasificación establecida para vehículos pertenecientes a la categoría M3 Clase III. El vehículo presenta dimensiones generales de 11,140 mm de longitud, 2,445 mm de anchura y 3,350 mm de altura, parámetros que lo sitúan dentro del estándar nacional para el transporte intercantonal de pasajeros (FT BUS AK8JRSA, s.f.).

Con respecto a la geometría del bastidor, el autobús exhibe una separación entre ejes de 5,800 mm, un voladizo delantero de 1,990 mm y un voladizo posterior de 3,350 mm respectivamente. Estas proporciones ejercen un impacto directo en la distribución de las cargas dinámicas y en la reacción estructural frente a las excitaciones vibracionales, elementos fundamentales para los análisis de comportamiento modal y armónico (FT BUS AK8JRSA, s.f.).

Adicionalmente, se estipula una anchura de trocha de 2,035 mm para el eje delantero y 1,840 mm para el eje posterior, valores que influyen en la estabilidad lateral del vehículo, particularmente durante maniobras en curvas o en condiciones de viento cruzado. El diseño también contempla un radio de giro de 9,500 mm, lo que resulta adecuado para operaciones en contextos urbanos e interurbanos, optimizando la maniobrabilidad sin poner en riesgo la seguridad vial (FT BUS AK8JRSA, s. f.).

5.1.3. Sistema de propulsión y transmisión

El autobús HINO AK8JRSA tiene un motor diésel de cuatro tiempos, refrigerado por agua, con disposición longitudinal delantera. El motor J08E-WF tiene seis cilindros en línea y un volumen total de 7,684 cm³. El motor tiene un sistema de inyección directa Common Rail y turbo alimentación para mejorar la eficiencia energética y la entrega de potencia en diferentes condiciones. (FT BUS AK8JRSA, s. f.)

La potencia máxima producida se sitúa en 220 HP a 2,500 rpm, mientras que el torque máximo se sitúa en 667 N·m a 1,500 rpm, cifras apropiadas para el transporte interurbano de pasajeros en trayectos con topografía variable, tal como las de la región andina de Ecuador. (FT BUS AK8JRSA, s. f.)

El mecanismo de transmisión manual se compone de una caja de 6 velocidades hacia adelante y una de retroceso, modelo HINO MYY5A, equipada con un embrague monodisco seco de accionamiento hidráulico con asistencia neumática (FT BUS AK8JRSA, s. f.).

5.1.4. Suspensión

El sistema de suspensión del autobús HINO AK8JRSA proporciona estabilidad estructural, absorción de impactos y confort durante el transporte de pasajeros en trayectos de media y larga duración. La configuración desempeña un papel crucial en la reacción dinámica de la estructura frente a fluctuaciones externas. También es importante para la experiencia del usuario.(FT BUS AK8JRSA, s. f.)

Las ballestas semielípticas de configuración parabólica, los amortiguadores telescópicos de doble acción y la barra estabilizadora componen la suspensión frontal, permitiendo una absorción óptima de impactos y reduciendo las vibraciones en el interior del vehículo.(FT BUS AK8JRSA, s. f.)

Las ballestas semielípticas de la suspensión posterior se refuerzan con muelles auxiliares y amortiguadores para aumentar la capacidad de soporte de carga y estabilidad durante la aceleración, el frenado y la circulación en rutas irregulares (AK8JRSA, s.f.).

5.1.5. Sistema de frenos

El vehículo vehicular integra un sistema de frenado neumático de doble circuito independiente, que opera tanto sobre el eje delantero como sobre el eje posterior. Este tipo de freno se distingue por su elevada eficacia en vehículos de gran peso, dado que facilita la conservación de una presión de frenado constante y su distribución uniforme (AK8JRSA, s.f.).

Además, el vehículo dispone de un freno auxiliar de tipo escape, también de accionamiento neumático, cuyo propósito es intensificar la acción del freno principal durante descensos o trayectos extensos, lo que contribuye a la reducción de la fatiga térmica en los tambores o discos de freno principales. Este freno de escape optimiza la durabilidad del sistema y ofrece un nivel adicional de seguridad en el funcionamiento (AK8JRSA, s.f.).

El conjunto se completa con la incorporación del sistema ABS (Anti-lock Braking System), que previene la obstrucción de las ruedas durante una frenada abrupta, optimizando la estabilidad direccional del autobús y minimizando la probabilidad de pérdida de control (AK8JRSA, s.f.).

5.1.6. Capacidad y peso del vehículo

El vehículo puede alojar hasta 45 pasajeros sentados, dependiendo de la carrocería y configuración interna. La normativa ecuatoriana para vehículos de la categoría M3

Clase III prohíbe el transporte de pasajeros de pie en trayectos interurbanos, y este valor está dentro del rango permitido(AK8JRSA, s.f.)

El bus posee un peso bruto vehicular (PBV) de 15,700 kg y el peso del chasis sin carrozar es de 2,500 kg. La diferencia corresponde a la carga útil disponible. Para garantizar un comportamiento dinámico estable durante la operación, es clave distribuir correctamente la masa y evitar sobrecargas en los ejes (AK8JRSA, s.f.)

El eje trasero tiene una capacidad de carga de 9,500 kg, mientras que el eje delantero puede soportar hasta 6,500 kg, logrando así una distribución equilibrada del peso entre ambos ejes. Los valores fueron utilizados como referencia para el modelado estructural y la aplicación de cargas en los análisis por elementos finitos (AK8JRSA, s.f.).

5.2. Mediciones de la vibración en el bus

5.2.1. Equipo de medición de vibración

El ADASH A4400 VA4 PRO es un analizador vibratorio portátil de alta eficiencia, concebido para la evaluación dinámica de estructuras mecánicas y equipos rotativos. En el presente estudio, su implementación se enfoca en la recolección y examen de señales vibracionales en estructuras como la carrocería de un autobús, facilitando así el contraste de los hallazgos derivados de simulaciones basadas en elementos finitos. A continuación, se ilustra en la Tabla 4, se expondrán sus características técnicas primordiales:

Tabla 4

Características principales del Adash A4400 VA4 Pro

Parámetro	Valor / Descripción
Entradas simultáneas	4 canales de entrada en paralelo
Tipo de sensores compatibles	Acelerómetros ICP, sensores de velocidad, desplazamiento, tacómetros
Frecuencia de muestreo	Hasta 102,400 Hz por canal
Resolución	24 bits
Rango de entrada	± 12 V (AC), ± 24 V (DC)
Modos de análisis	FFT, análisis de órdenes, FRF, cepstrum, órbitas, medición de fase
Compatibilidad	Acelerómetros triaxiales, martillo de impacto, software DDS

Exportación de datos	Formatos .WAV, .CSV (compatibles con MATLAB, ANSYS, Excel)
----------------------	--

Fuente: (*Adash-A4400-VA4-Pro-manual.pdf*, s. f.)

Este equipo facilita la ejecución de experimentos, como el test de impacto con martillo, que implica excitar la estructura con un martillo de impacto y documentar su respuesta en diversos puntos. Estas mediciones posibilitan la generación de curvas de respuesta en frecuencia (FRF), que son esenciales para validar o cotejar los resultados derivados de la simulación en ANSYS. Debido a su elevada frecuencia de muestreo, resolución y compatibilidad con software especializado, el VA4 PRO emerge como un instrumento esencial para el diagnóstico de modos de vibración y la detección de resonancia estructural profunda como se ilustra en la Figura 6.

Figura 6

Analizador de vibraciones Adash A4400 VA4 Pro



5.2.2. Mediciones de la vibración

Este análisis utilizó un tramo representativo de la vía 594, situada entre Chacapamba y Llaver, en la provincia del Azuay, como referencia. Este recorrido se incluye en la ruta intercantonal Cuenca-Sígsig y tiene una longitud aproximada de dos kilómetros de longitud.

El segmento fue seleccionado debido a sus condiciones de conducción rigurosas, que comprenden curvas pronunciadas, pendientes pronunciadas y segmentos de asfalto irregular, elementos que propician excitaciones dinámicas tangibles sobre la estructura del autobús.

El equipo ADASH A4400 VA4 PRO fue empleado para realizar las mediciones de vibración, acoplado a un acelerómetro triaxial. Este sensor fue colocado en proximidad al compartimiento del motor, en una región del bastidor próxima a los soportes del motor.

La localización fue seleccionada de manera estratégica como para documentar las vibraciones longitudinales, verticales y laterales, producidas por el motor, la vía y el sistema de suspensión durante el movimiento real del autobús.

Estas mediciones fueron posteriormente empleadas como punto de referencia para la excitación armónica en la simulación numérica ejecutada en ANSYS, facilitando así la determinación de condiciones realistas de carga dinámica para el modelo estructural.

Las mediciones se llevaron a cabo en la ruta representada en la Figura 7, que constituye una sección representativa del recorrido operativo de un autobús intercantonal. Este tramo fue empleado como punto de referencia para la recolección de datos de las mediciones de las vibraciones, tal como se ilustra en la Tabla 5.

Figura 7

Puntos de mediciones de la vibración

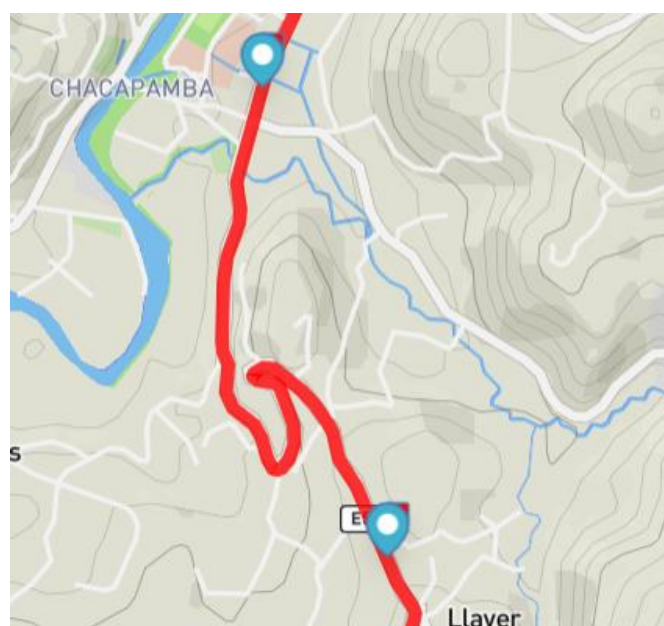


Tabla 5

Datos obtenidos del recorrido

Frecuencia Hz	Amplitud gRMS	Fase °	Aceleración RMS m/s ²	Amplitud m	Velocidad m/s	Aceleracion m/s ²
0.5	0.0303731	-166.91	0.297960111	0.030189671	0.094843649	0.297960111
1.0	0.177667	-155.65	1.74291327	0.044148509	0.277393262	1.74291327
1.5	0.954819	56.66	9.36677439	0.105450296	0.99384563	9.36677439

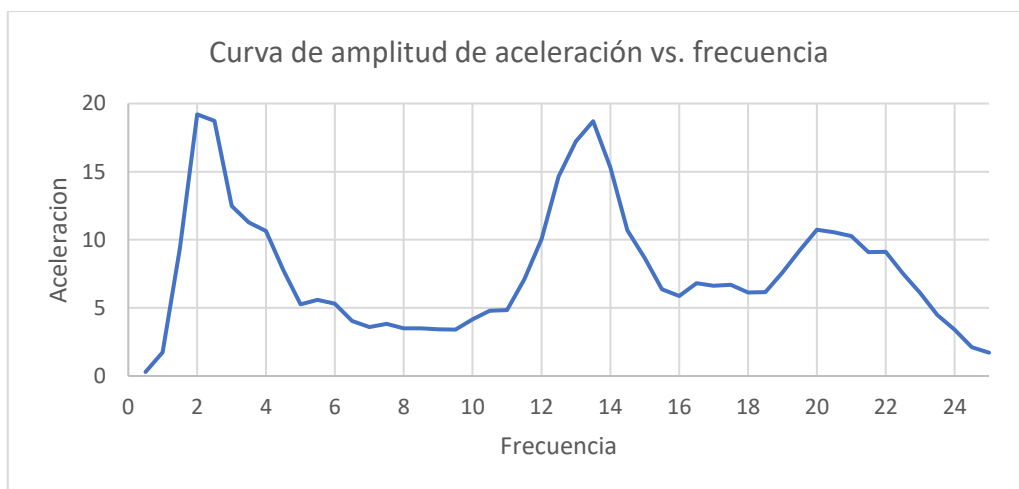
2.0	1.9577	-109.03	19.205037	0.121617318	1.528288285	19.205037
2.5	1.90973	87.19	18.7344513	0.075927871	1.192672212	18.7344513
3.0	1.27182	-77.76	12.4765542	0.035114979	0.661901758	12.4765542
3.5	1.14911	100.84	11.2727691	0.023309598	0.512604836	11.2727691
4.0	1.08494	-108.62	10.6432614	0.01684981	0.423481916	10.6432614
4.5	0.7938	113.88	7.787178	0.009740816	0.275415083	7.787178
5.0	0.536135	-19.1	5.2594353	0.005328922	0.167413025	5.2594353
5.5	0.569175	162.4	5.58360675	0.004675518	0.161574294	5.58360675
6.0	0.541126	-131.96	5.30844606	0.003735125	0.140810905	5.30844606
6.5	0.41122	-1.53	4.0340682	0.00241856	0.098775676	4.0340682
7.0	0.366698	132.63	3.59730738	0.001859609	0.081789893	3.59730738
7.5	0.389891	-65.64	3.82483071	0.001722384	0.081165429	3.82483071
8.0	0.357643	108.24	3.50847783	0.001388606	0.069798949	3.50847783
8.5	0.356121	-146.4	3.49354701	0.001224811	0.065413562	3.49354701
9.0	0.350028	-13.06	3.43377468	0.001073809	0.060722468	3.43377468
9.5	0.346792	25.73	3.40202952	0.000954841	0.056994717	3.40202952
10.0	0.42343	81.61	4.1538483	0.001052182	0.066110549	4.1538483
10.5	0.487553	-79.32	4.78289493	0.001098886	0.072497273	4.78289493
11.0	0.493082	-120.6	4.83713442	0.001012612	0.069986714	4.83713442
11.5	0.723294	127.26	7.09551414	0.001359028	0.098198796	7.09551414
12.0	1.02401	31.82	10.0455381	0.001767059	0.133233087	10.0455381
12.5	1.49108	95.04	14.627495	0.00237132	0.186243048	14.6274948
13.0	1.75467	-72.59	17.213313	0.00257999	0.210737216	17.2133127
13.5	1.90574	153.65	18.695309	0.002598396	0.220403771	18.6953094
14.0	1.55966	116.21	15.300265	0.001977348	0.173936624	15.3002646
14.5	1.08964	-46.25	10.689368	0.001287823	0.117328677	10.6893684
15.0	0.883325	17.08	8.665418	0.000975545	0.091942943	8.66541825
15.5	0.649455	110.29	6.371154	0.00067173	0.065419392	6.37115355
16.0	0.598299	-91.93	5.869313	0.000580748	0.058383138	5.86931319
16.5	0.694966	-152.67	6.817616	0.000634315	0.065761052	6.81761646
17.0	0.675871	25.98	6.630295	0.000581133	0.062073185	6.63029451
17.5	0.683168	63.86	6.701878	0.00055432	0.060950687	6.70187808
18.0	0.625061	-85.38	6.131848	0.000479387	0.054217444	6.13184841
18.5	0.62831	-160.24	6.163721	0.000456184	0.053026307	6.1637211
19.0	0.773628	4.82	7.589291	0.000532518	0.06357227	7.58929068
19.5	0.937636	166.99	9.198209	0.000612737	0.07507387	9.19820916
20.0	1.0946	140.75	10.738026	0.000679993	0.085450496	10.738026
20.5	1.07471	-11.19	10.542905	0.000635467	0.081851486	10.5429051
21.0	1.04569	-104.25	10.258219	0.000589215	0.077745059	10.2582189
21.5	0.927322	105.65	9.097029	0.000498497	0.067341261	9.09702882
22.0	0.929082	30.82	9.114294	0.000477	0.065935682	9.11429442
22.5	0.767244	-154.85	7.526664	0.000376598	0.053240254	7.52666364
23.0	0.620119	21.31	6.083367	0.000291292	0.042095565	6.08336739
23.5	0.456245	-116.21	4.475763	0.000205292	0.030312335	4.47576345
24.0	0.34717	119.84	3.405738	0.000149771	0.022585	3.4057377
24.5	0.214729	-51.44	2.106491	8.8893E-05	0.013684022	2.10649149
25.0	0.175455	89.68	1.721214	6.97582E-05	0.010957586	1.72121355

Nota. Datos reunidos a partir del análisis de vibración del bus por el analizador ADASH A4400 VA4 PRO

La Figura 8 ilustra el espectro de respuesta de la aceleración en función de la frecuencia, derivado de las mediciones de vibración efectuadas en el chasis de un autobús intercantonal durante el trayecto entre Chacapamba y Llaver. Esta representación gráfica facilita la identificación de las frecuencias en las que la estructura del vehículo experimenta una mayor amplitud de aceleración, señalando potenciales fenómenos de resonancia magnética.

Figura 8

Curva de amplitud de aceleración vs. frecuencia



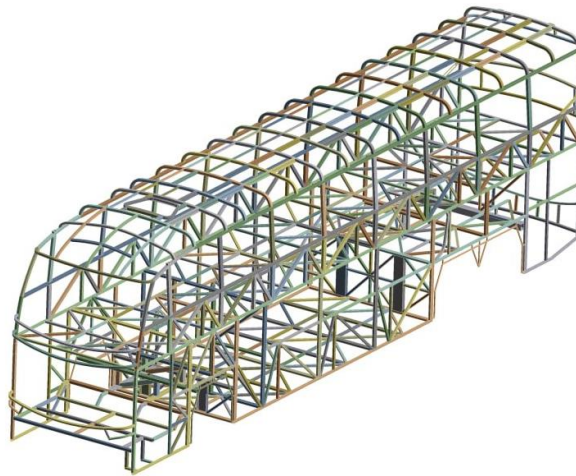
Se identifican tres picos predominantes de aceleración: uno cercano a 2 Hz, otro aproximadamente a 13 Hz y un tercero en el rango de 20 a 21 Hz. Estas frecuencias se refieren a los modos de vibración más intensos del sistema durante el intervalo de medición. El pico inicial, aproximadamente 2 Hz, puede estar vinculado a oscilaciones de baja frecuencia del bastidor, atribuibles a las irregularidades del terreno. El segundo y tercer pico están vinculados a potenciales correspondencias entre las frecuencias naturales del vehículo y las excitaciones generadas por el motor o por el estado de la vía.

5.3. Modelado en tres dimensiones de la estructura del bus

Para llevar a cabo el estudio modal de la estructura de un autobús intercantonal, se requirió la elaboración de un modelo tridimensional minucioso del vehículo como se observa en la Figura 9. Este modelo se creó empleando el programa Autodesk Inventor, famoso por su exactitud en el diseño paramétrico y su soporte para plataformas de simulación como ANSYS. Esto simplifica la exportación del modelo para análisis dinámicos a través del método de elementos finitos.

Figura 9

Modelado en tres dimensiones de la estructura del bus



5.4. Análisis modal por medio de elementos finitos

El material designado para la estructura del modelo de autobús en el entorno de simulación ANSYS es el acero estructural ASTM A36 como se observa en la Tabla 6, ampliamente empleado en el ámbito de las carrocerías metálicas debido a su elevada resistencia mecánica, ductilidad y accesibilidad.

Tabla 6.

Análisis modal por medio de elementos finitos

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7.85×10^{-6}	kg/mm ³
Módulo de Young (Elasticidad)	2.0×10^5	MPa
Relación de Poisson	0.30	—
Módulo de corte (Shear Modulus)	76.923	MPa
Módulo volumétrico (Bulk Modulus)	1.667×10^5	MPa
Coefficiente térmico de expansión	1.2×10^{-5}	1/°C
Resistencia a la fluencia (Tensile Yield Strength)	250	MPa
Resistencia máxima a la tracción (Ultimate Strength)	460	MPa
Límite de fluencia a compresión (Comp. Yield Strength)	250	MPa

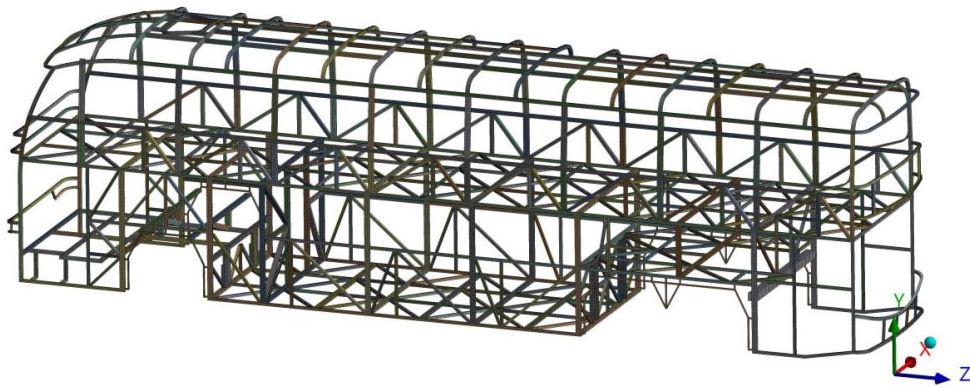
Nota. Características del acero estructural

A continuación, se representa el modelo estructural del autobús, junto con la malla generada, esta representación permite apreciar la disposición y continuidad de los elementos tipo shell aplicados sobre la carrocería, lo cual constituye una fase clave previa al análisis modal. La configuración específica del mallado y sus parámetros técnicos se detallan en los apartados siguientes.

El modelo estructural del autobús intercantonal mallado se expone en la Figura 10, empleando una configuración de malla apropiada para el análisis modal. El valor mínimo de calidad del elemento alcanzó 0.0256, el valor máximo alcanzó 1.0 y el valor promedio de calidad de la malla alcanzó 0.9395, lo que evidencia una malla globalmente adecuada para la obtención de resultados fiables en el análisis modal.

Figura 10

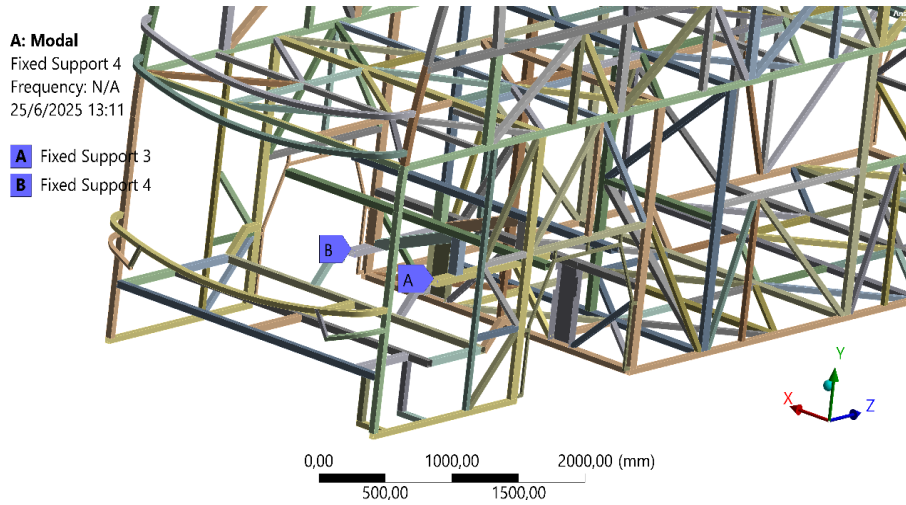
Modelado de la distribución de los elementos de tipo shell en la estructura



Las condiciones de frontera aplicadas en la parte frontal del modelo del autobús se ilustran en la Figura 11. Estas sujeciones constituyen los puntos de apoyo estructural en la región frontal del chasis, en la que el vehículo interactúa con el eje delantero. Se implementaron limitaciones en los niveles de libertad traslacionales, emulando el anclaje mediante el sistema de suspensión o puntos de apoyo fijos, con el objetivo de replicar de manera precisa el comportamiento real durante las vibraciones modales.

Figura 11

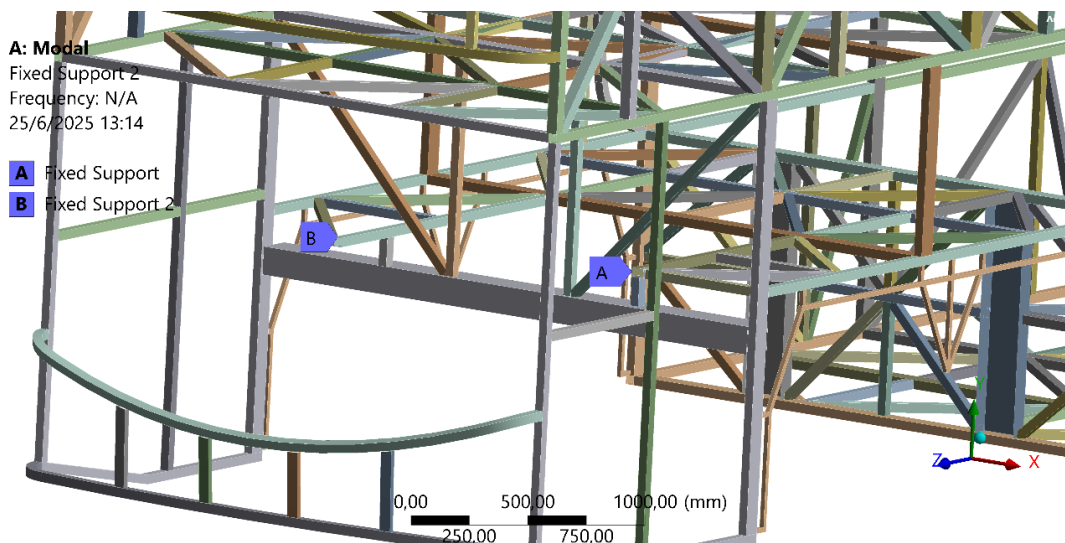
Fijaciones que se han implementado en la sección posterior del bus



La Figura 12 representa las fijaciones que se han implementado en la sección posterior del bus. Estas circunstancias de contorno evidencian las conexiones estructurales traseras del vehículo, particularmente en la zona del eje trasero. Similarmente a la sección frontal, se implementaron restricciones de desplazamiento para simular de manera efectiva la interacción con los componentes del bastidor, garantizando así una representación precisa del sistema de soporte durante el análisis modal.

Figura 12

Determinación de los seis primeros modos de vibración característicos



Para la elaboración del análisis modal, se requirió la determinación de los seis primeros modos de vibración característicos, con la finalidad de identificar las frecuencias naturales más representativas dentro del espectro operativo del bus. Se estableció un intervalo de frecuencia que comprende las principales excitaciones dinámicas presentes en las estructuras vehiculares, incluyendo las producidas por irregularidades en la vía, el funcionamiento del motor y las condiciones del sistema de suspensión.

5.5. Resultados obtenidos

Este segmento expone y analiza los hallazgos derivados de la implementación del análisis modal en la estructura de un autobús destinado al servicio de transporte intercantonal. Este método facilitó la detección de las frecuencias intrínsecas de la estructura, junto con los patrones de vibración vinculados a diversos comportamientos dinámicos.

Con base en estos hallazgos, se identificaron las áreas estructurales más susceptibles, es decir, aquellas que documentan desplazamientos relativos significativos bajo frecuencias específicas, lo cual puede inducir riesgos de resonancia. Esta información resulta esencial para la comprensión del comportamiento dinámico del vehículo y para la orientación de mejoras en el diseño estructural que potencien la seguridad y durabilidad del vehículo.

5.6. Resultado análisis modal

5.6.1. Deformación total

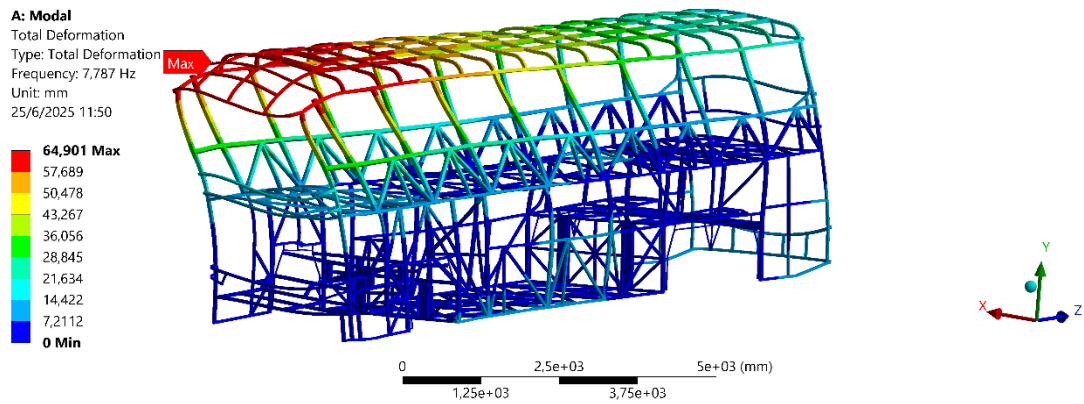
- **Análisis de vibración número 1**

La Figura 13 ilustra la deformación total asociada con el primer modo característico de la estructura de la carrocería del autobús. Esta forma de vibración se manifiesta a una frecuencia natural de 7.787 Hz, y manifiesta un comportamiento oscilatorio predominantemente localizado en la zona superior lateral de la estructura.

La deformación máxima registrada es de 64.901 mm, ubicada en la región curvada del techo frontal izquierdo, tal como se manifiesta por la concentración de color rojo. Esta región constituye el punto de mayor flexibilidad o rigidez en este modo particular de vibración, lo que resulta esencial para identificar potenciales áreas susceptibles a la resonancia estructural.

Figura 13

Distribución de deformación total — Modo 1 de vibración (7.787 Hz)



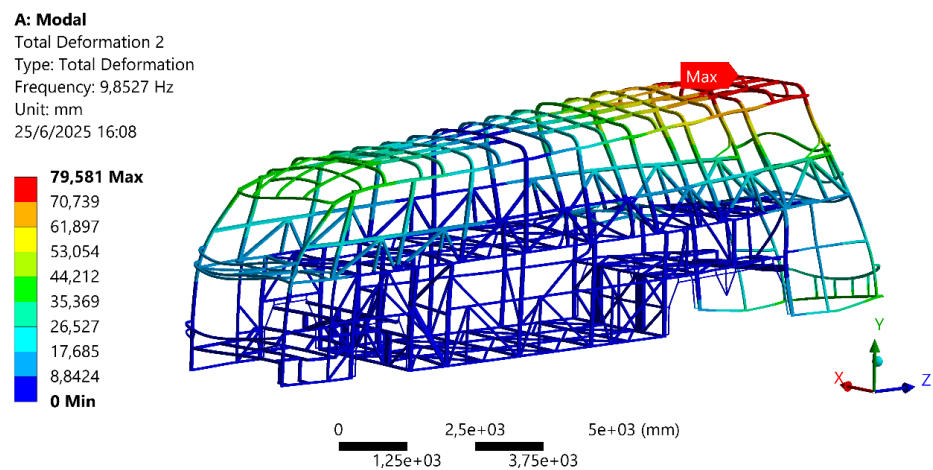
- **Análisis de vibración número 2**

La Figura 14 representa la dispersión de la deformación total asociada al segundo modo de vibración de la estructura. Esta modalidad se evidencia a una frecuencia natural de 9.8527 Hz, y exhibe un patrón oscilatorio distinto al observado en el modo precedente.

En el presente escenario, se ha logrado una deformación máxima de 79.581 mm, localizada en la sección posterior del techo, específicamente en la región lateral del último tramo de la estructura superior. Esta región se distingue por la tonalidad roja en la escala de desplazamientos, simbolizando el punto de mayor deformación de acuerdo con esta representación.

Figura 14

Distribución de deformación total — Modo 2 de vibración (9.853 Hz)



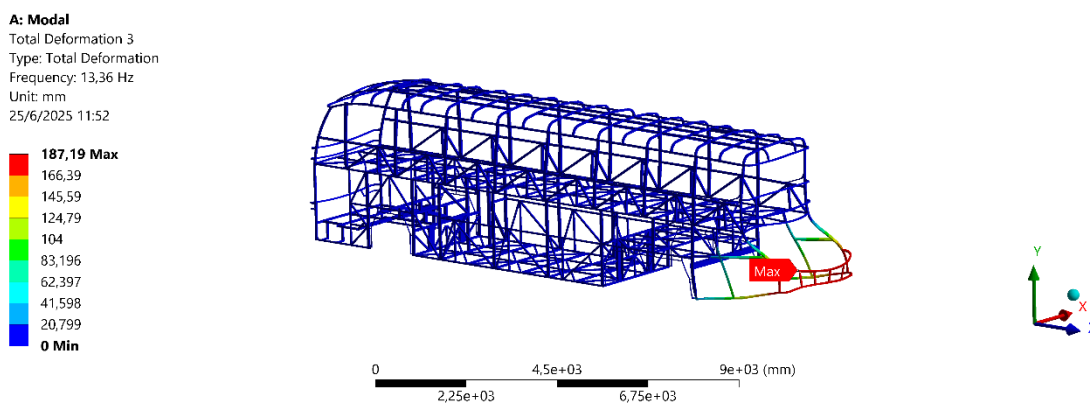
- **Análisis de vibración número 3**

La Figura 15 ilustra la totalidad de la deformación asociada al tercer modo de vibración del bastidor. Esta modalidad se pone en marcha a una frecuencia natural de 13.36 Hz, y manifiesta una reacción ubicada en la parte frontal inferior derecha del bus.

La deformación máxima documentada alcanzó los 187.19 mm, lo que señala una variación significativa en la región frontal del bastidor, donde la geometría estructural presenta una mayor apertura y potencialmente una menor rigidez. Este hallazgo se manifiesta en un rojo intenso, en contraste con el resto de la estructura que se mantiene predominantemente en tonalidades azules, lo que indica una deformación mínima o nula en dichas regiones.

Figura 15

Distribución de deformación total — Modo 3 de vibración (13.36 Hz)



- **Análisis de vibración número 4**

El cuarto modo de vibración del bastidor se ilustra en la Figura 16, correspondiente a una frecuencia natural de 15.97 Hz. Se identifica una deformación estructural notable, específicamente en la sección media-superior de la estructura, que se propaga longitudinalmente hacia ambos extremos del techo.

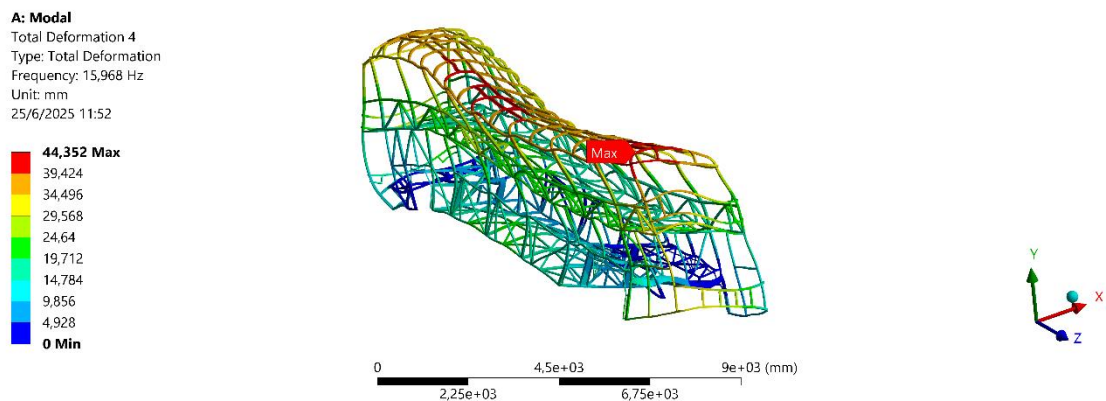
La deformación máxima registrada es de 44.35 mm, situada en la región central del techo, tal como se señala en rojo en la escala de desplazamientos. Esta distribución de desplazamientos se caracteriza por una vibración de tipo flexión longitudinal, en la que el techo funciona como una lámina vibrante, mientras que la base del bastidor mantiene una estabilidad relativa (zonas representadas en azul).

Esta conducta puede estar vinculada a las excitaciones armónicas originadas por fuentes internas, como el motor, o externas, como las imperfecciones del terreno. La

identificación de esta forma modal es fundamental para prevenir efectos resonantes que puedan poner en riesgo la integridad del bastidor a lo largo del tiempo, particularmente en estructuras que afrontan demandas cíclicas.

Figura 16

Distribución de deformación total — Modo 4 de vibración (15.97 Hz)



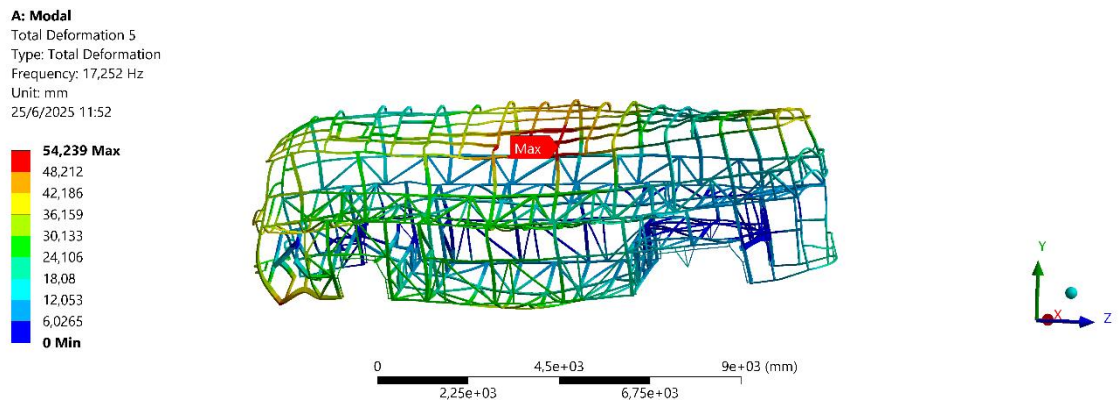
- **Análisis de vibración número 5**

El quinto modo de vibración del bastidor de un autobús se ilustra en la Figura 17, correspondiente a una frecuencia natural de 17.25Hz. El patrón de deformación se manifiesta de manera más distribuida, con un punto de deformación máximo de 54.24 mm situado en la región superior central del bastidor.

Esta conducta indica una vibración combinada de flexión transversal, en la que tanto el techo como las paredes laterales sufren desplazamientos coordinados, generando una curvatura a lo largo del eje transversal (Y). Las regiones de tonalidades roja y naranja señalan las áreas de mayor desplazamiento, mientras que las zonas de color azul exhiben una movilidad estructural mínima.

Figura 17

Distribución de deformación total — Modo 5 de vibración (17.25 Hz)



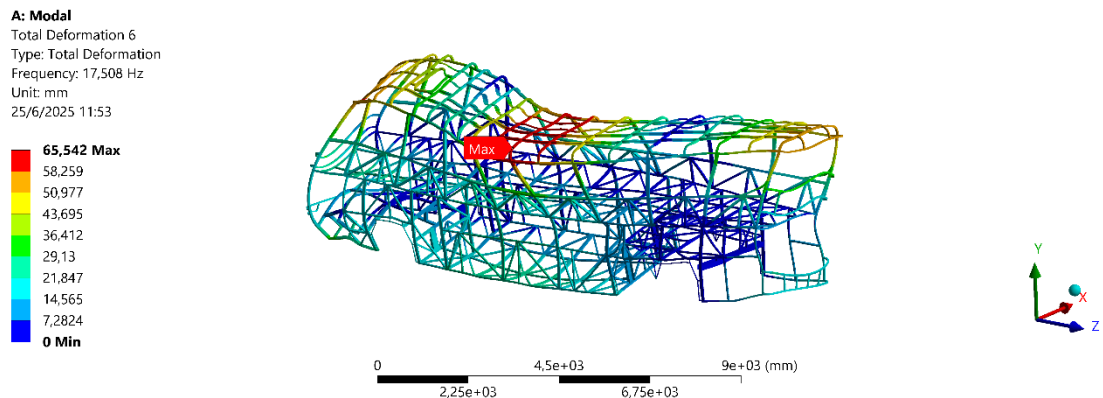
- **Análisis de vibración número 6**

El sexto modo de vibración de la estructura del autobús, con una frecuencia natural de 17.51 Hz. Así, se identifica una deformación máxima de 65.54 mm, específicamente en la región central superior del bastidor, lo que señala un comportamiento característico de flexión combinada y torsión longitudinal como se ilustra en la Figura 18.

Esta modalidad de vibración sugiere que la estructura responde de manera intrincada a determinadas frecuencias, induciendo desplazamientos que impactan tanto al eje longitudinal (X) como al transversal (Y), lo cual se manifiesta mediante la torsión y la inclinación del techo. Las áreas con mayor deformación se caracterizan por tonalidades cálidas (rojo y naranja), mientras que las áreas con mayor estabilidad estructural se identifican en azul.

Figura 18

Distribución de deformación total — Modo 6 de vibración (17.51 Hz)



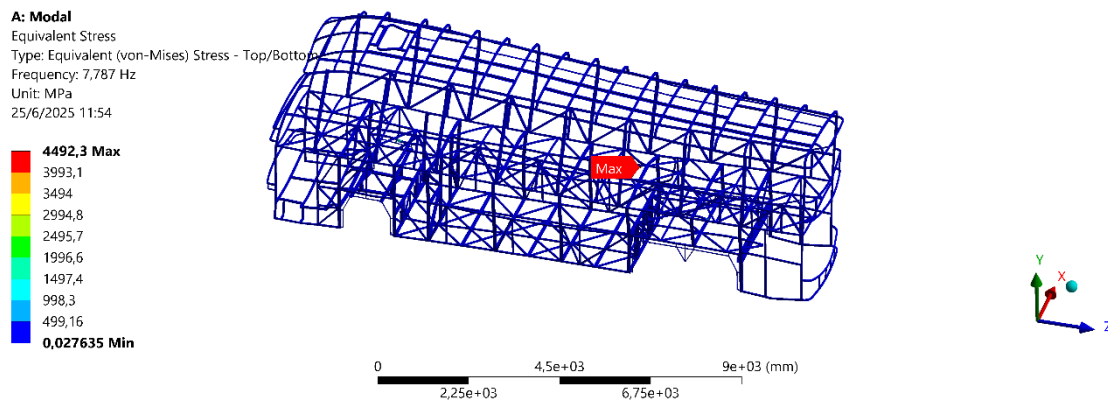
5.6.2. Análisis de esfuerzos

- **Análisis de esfuerzo modo de vibración 1**

En el análisis de esfuerzo modo de vibración 1 de vibración como se ilustra en la Figura 19, asociado con una frecuencia de 7.787 Hz, la evaluación del esfuerzo equivalente de von Mises reveló una concentración de tensiones en la región media-inferior de la estructura, alcanzando un valor máximo de 4492.3 MPa. Esta concentración indica una potencial zona de vulnerabilidad estructural frente a vibraciones en este intervalo, lo cual podría resultar en una acumulación de esfuerzos si no se toman en cuenta refuerzos apropiados.

Figura 19

Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 1 (7.787 Hz)

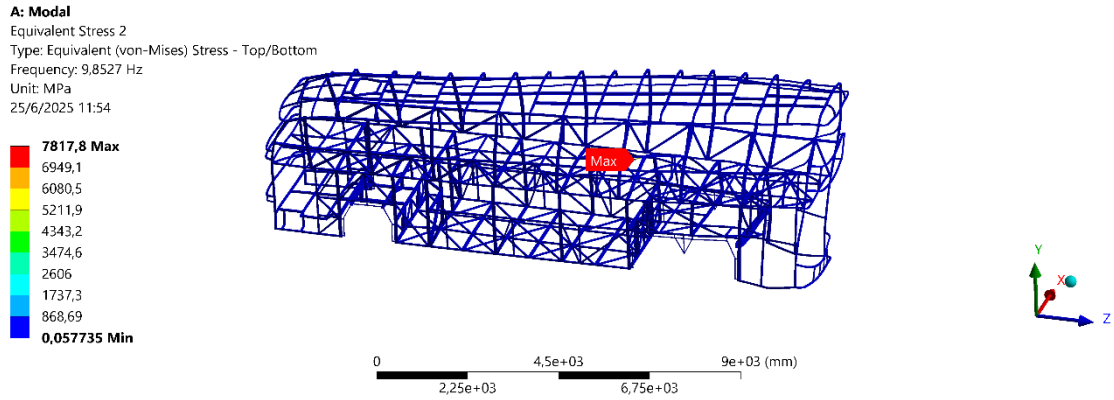


- **Análisis de esfuerzo modo de vibración 2**

En relación con el análisis de esfuerzo modo de vibración 2 como se ilustra en la Figura 120, con una frecuencia de 9.8527 Hz, se registró el valor de esfuerzo más elevado registrado entre todos los modos: 7817.8 MPa. Este pico de tensión se evidenció en la zona central del vehículo, lo que señala una reacción estructural crítica frente a esta frecuencia de excitación. La magnitud del esfuerzo indica la exigencia de una inspección meticulosa de esta región para prevenir perjuicios derivados de la fatiga o la falla estructural.

Figura 20

Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 2 (9.853 Hz)

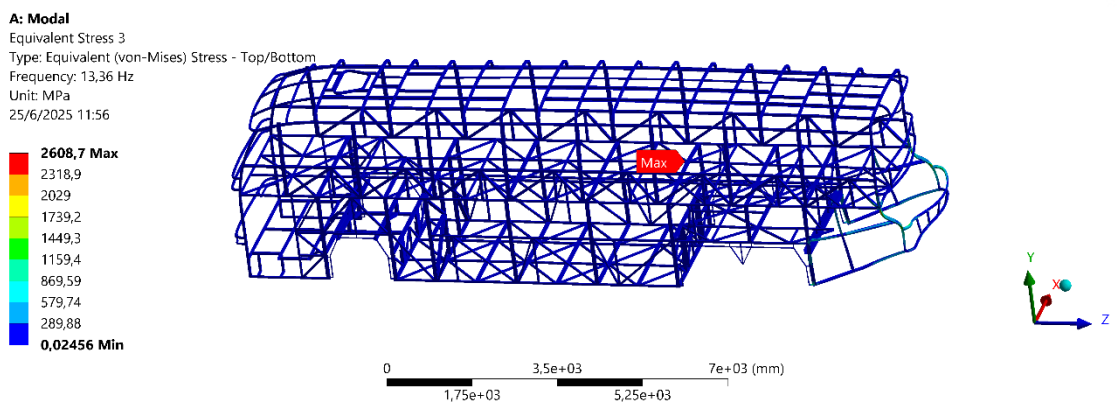


- **Análisis de esfuerzo modo de vibración 3**

En el análisis de esfuerzo modo de vibración 6 como se ilustra en la Figura 21, asociado con una frecuencia de 13.36 Hz, se registró un esfuerzo máximo de 2608.7 MPa. En el presente escenario, la distribución de esfuerzos se mantuvo más localizada, exhibiendo una intensidad reducida en comparación con las modalidades precedentes. La zona afectada se ubicó en una sección lateral inferior del autobús, lo que señala una zona de flexión significativa a esta frecuencia particular.

Figura 21

Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 3 (13.36 Hz)



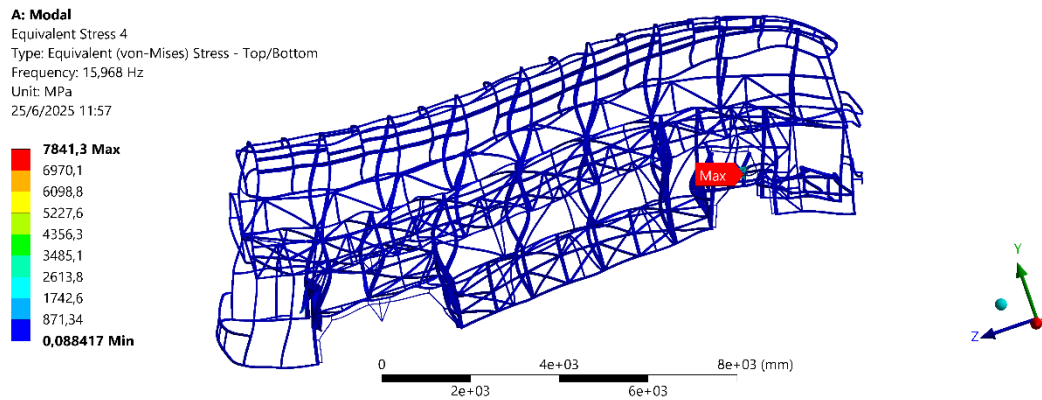
- **Análisis de esfuerzo modo de vibración 4**

En una frecuencia de 15.968 Hz, el análisis de esfuerzo modo de vibración 4 exhibió una concentración elevada de esfuerzos, alcanzando los 7841.3 MPa como se ilustra en la Figura 22. La región de máxima tensión se situó en la sección inferior

delantera del chasis, un área que podría verse severamente comprometida bajo condiciones de vibración prolongada. Este hallazgo subraya la necesidad de instaurar un diseño más sólido en esta sección del bus.

Figura 22

Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 4 (15.97 Hz)

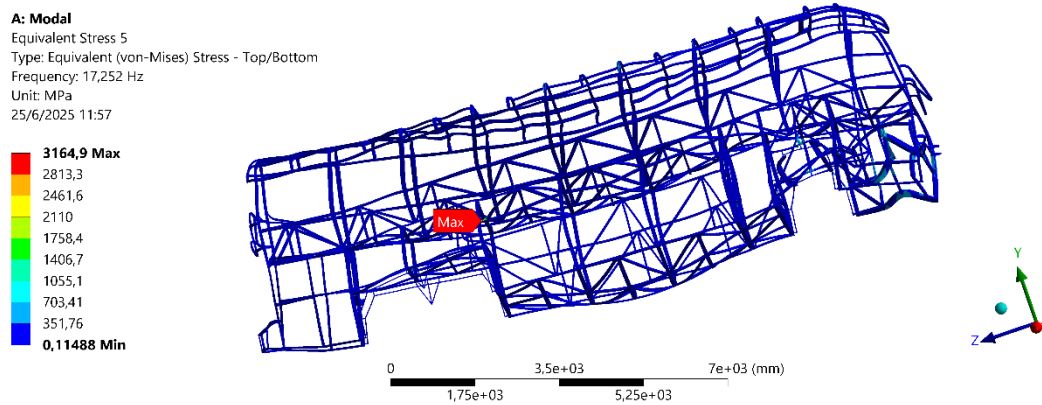


- **Análisis de esfuerzo modo de vibración 5**

En el análisis de esfuerzo modo de vibración 5, con una frecuencia de 17.252 Hz, se registró un esfuerzo equivalente máximo de 3164.9 MPa como se ilustra en la Figura 23. Las tensiones fueron predominantemente concentradas en una región central estructural, evidenciando una distribución más homogénea y menos específica. Esta conducta podría sugerir un modo de vibración más amplio, con consecuencias estructurales moderadas, pero no desatendidas.

Figura 23

Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 5 (17.25 Hz)

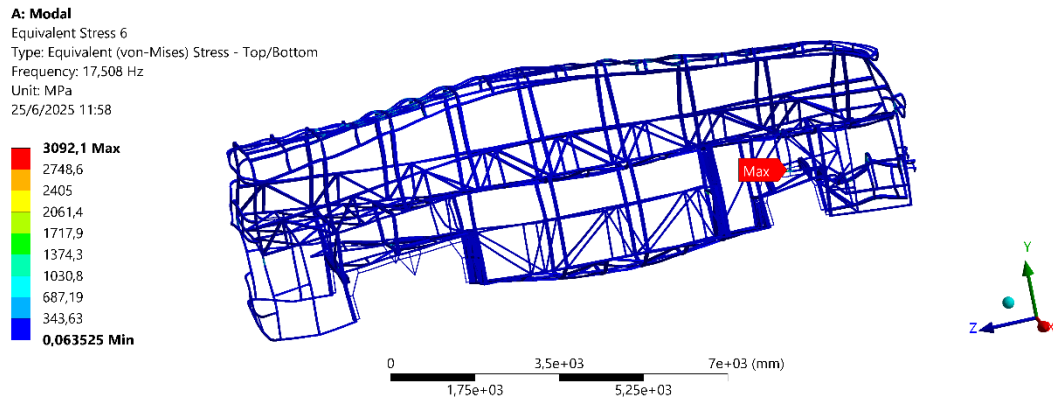


- **Análisis de esfuerzo modo de vibración 6**

En el análisis de esfuerzo modo de vibración 6, a una frecuencia de 17.508 Hz, el esfuerzo máximo de von Mises alcanzó un valor de 3092.1 MPa como se ilustra en la Figura 24. La asignación del esfuerzo se concentró predominantemente en el extremo delantero del autobús, presentando un patrón de tensión más extenso.

Figura 24

Mapa de esfuerzos equivalentes de von Mises — Modo de vibración 6 (17.51 Hz)



5.7. Resultados obtenidos de la respuesta armónica

La finalidad del análisis de respuesta armónica (Harmonic Response) es examinar el comportamiento dinámico de la estructura del autobús en respuesta a vibraciones periódicas provocadas por aceleraciones senoidales. Esta modalidad de análisis se revela imprescindible para la predicción de las respuestas en términos de deformación, esfuerzos y factor de seguridad cuando el vehículo se halla en condiciones reales de operación, tales como baches, irregularidades del terreno o cargas dinámicas del motor (Strong, 2020).

(Strong, 2020) menciona que el análisis armónico simula la respuesta de la estructura a una excitación externa oscilatoria, a diferencia del análisis modal que identifica frecuencias naturales y modos de vibración. Se implementaron aceleraciones independientes en los ejes cartesianos X, Y, Z con una magnitud de 0.29796 m/s^2 para evaluar estructuras.

Cada eje simboliza un contexto físico diferenciado:

- Eje X: Las vibraciones laterales, tales como vientos o curvas.
- Eje Y: Las vibraciones verticales, tales como baches o imperfecciones en la vía.

- Eje Z: Las vibraciones longitudinales, tales como el frenado o la aceleración del vehículo.

5.7.1. Resultados respuesta armónica eje X

Se aplicaron excitaciones dinámicas sobre el eje X para analizar armónicamente el desplazamiento lateral de la unidad vehicular. El eje simboliza las fuerzas laterales que pueden incidir en la estructura del autobús. Estas fuerzas son resultado de maniobras de conducción o impacto de vientos cruzados durante su traslado. Las representaciones gráficas e interpretaciones de las deformaciones máximas y los esfuerzos equivalentes de von Mises derivados del análisis en el eje X se presentan a continuación.

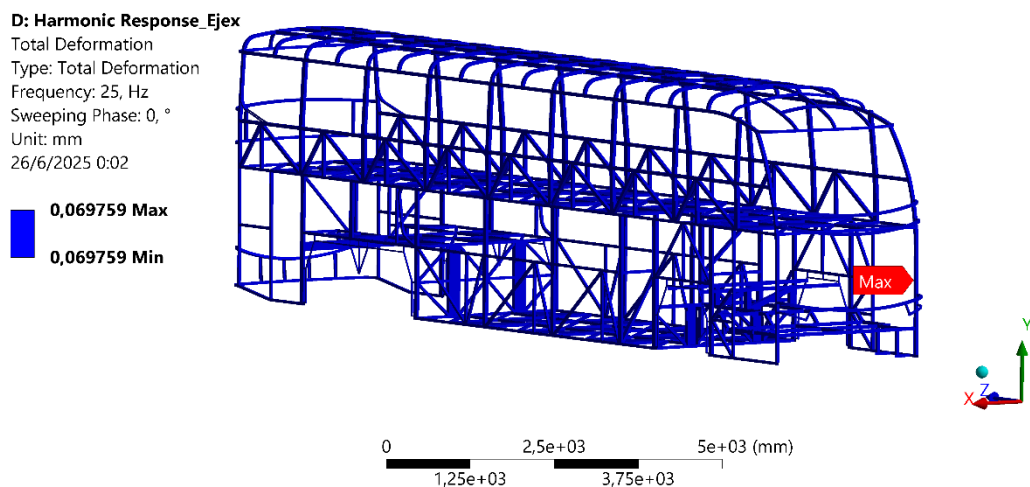
- **Deformación total**

La Figura 25 ilustra la deformación total derivada del análisis armónico en el eje X, que corresponde a la dirección longitudinal del autobús. Este análisis se llevó a cabo para una frecuencia de 25 Hz y una aceleración armónica de 0.29796 m/s^2 , emulando la reacción estructural frente a cargas periódicas que podrían ser inducidas por acciones laterales tales como curvas o cambios abruptos de dirección.

En esta condición, se logró una deformación máxima de 0.069759 mm, un valor reducido que señala un comportamiento estructural óptimo frente a este tipo de demanda dinámica.

Figura 25

Deformación total ante excitación armónica en el eje X (25 Hz; $a = 0.29796 \text{ m/s}^2$)

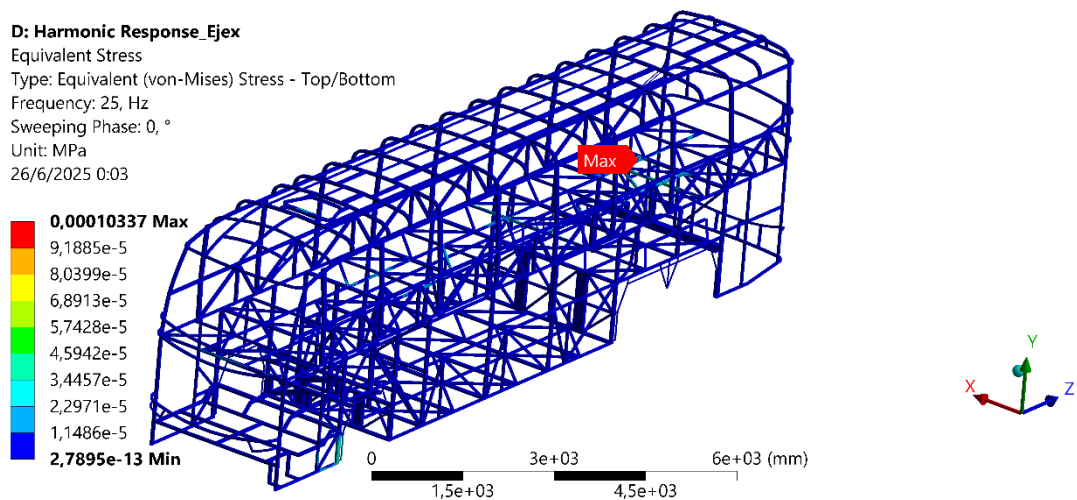


- **Esfuerzos**

La Figura 26 ilustra una magnitud máxima de esfuerzo de aproximadamente 0.00010337 MPa, localizada en la sección superior media del bastidor lateral derecho, donde se ubica la etiqueta marcada como "Max". La estructura restante exhibe valores significativamente inferiores, cercanos a cero, lo que evidencia una rigidez estructural excepcional frente a este tipo de carga periódica.

Figura 26

Esfuerzo equivalente de von Mises ante excitación armónica en el eje X (25 Hz)

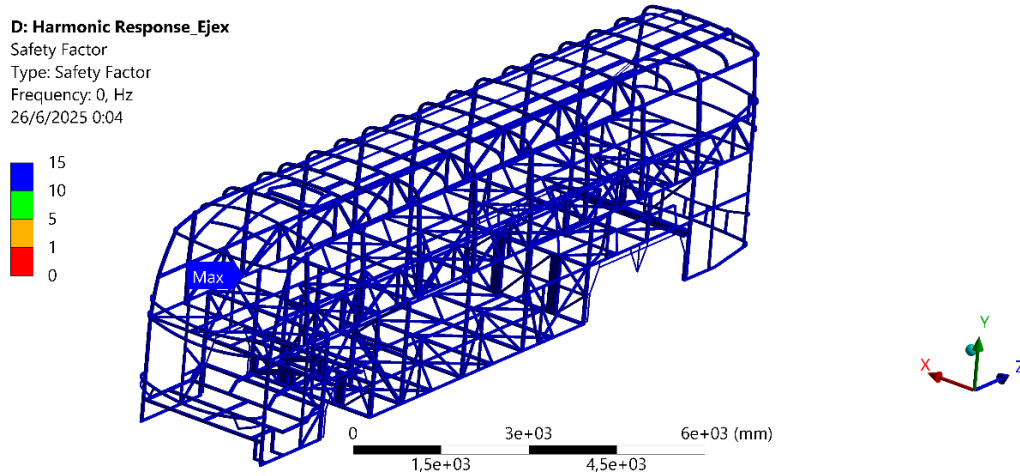


- **Factor de seguridad**

El hallazgo señala que el valor máximo del factor de seguridad se sitúa en 15, tal como se evidencia en la escala cromática. Este valor se manifiesta mediante áreas de tonalidad azul, las cuales predominan en la totalidad de la estructura de la carrocería como se ilustra en la Figura 27. La falta de tonalidades críticas (rojo o anaranjado), que representarían factores inferiores a 1, corrobora la ausencia de regiones con potencial de falla estructural frente a la sollicitación armónica generada.

Figura 27

Distribución del factor de seguridad — Respuesta armónica eje X (25 Hz)



5.7.2. Resultados respuesta armónica eje Y

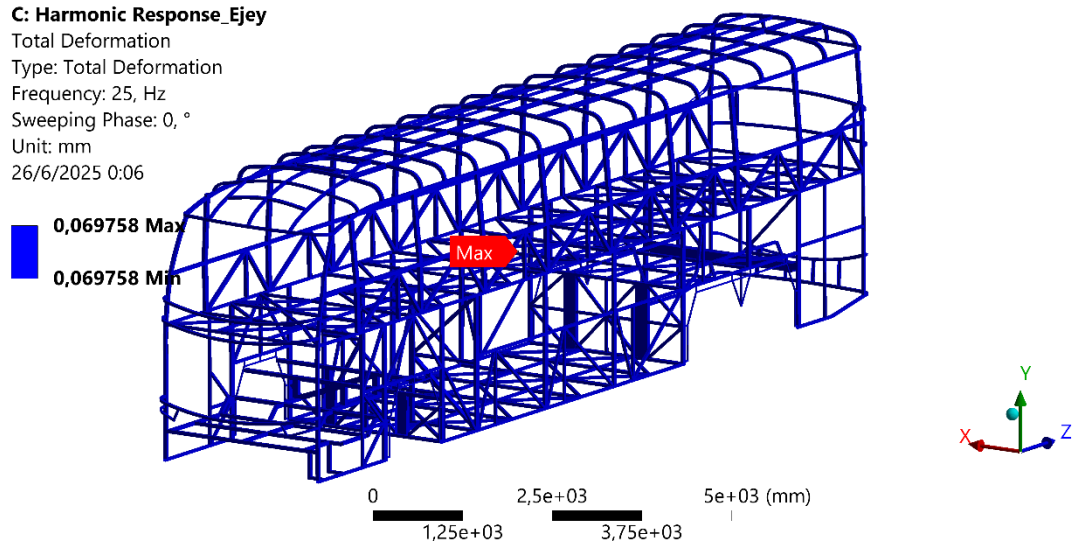
Este estudio examina la conducta dinámica del bastidor del autobús cuando se somete a excitaciones armónicas en la dirección del eje Y, correspondiente al movimiento vertical. Esta modalidad de solicitud emula circunstancias reales en las que el vehículo se desplaza por imperfecciones del camino, tales como baches, irregularidades o desniveles, que originan oscilaciones y vibraciones verticales reiteradas.

- **Deformación total**

El resultado obtenido señala una deformación total máxima de 0.069758 mm, localizada en la sección inferior media de la estructura, tal como lo señala el indicador de "Max" en rojo. El valor mínimo de deformación se corresponde con el máximo, lo que indica una deformación homogénea, probablemente debido a que el resultado exhibido corresponde a un instante específico de la fase de barrido armónico como se ilustra en la Figura 28.

Figura 28

Deformación total ante excitación armónica en el eje Y (25 Hz; $a = 0.29796 \text{ m/s}^2$)

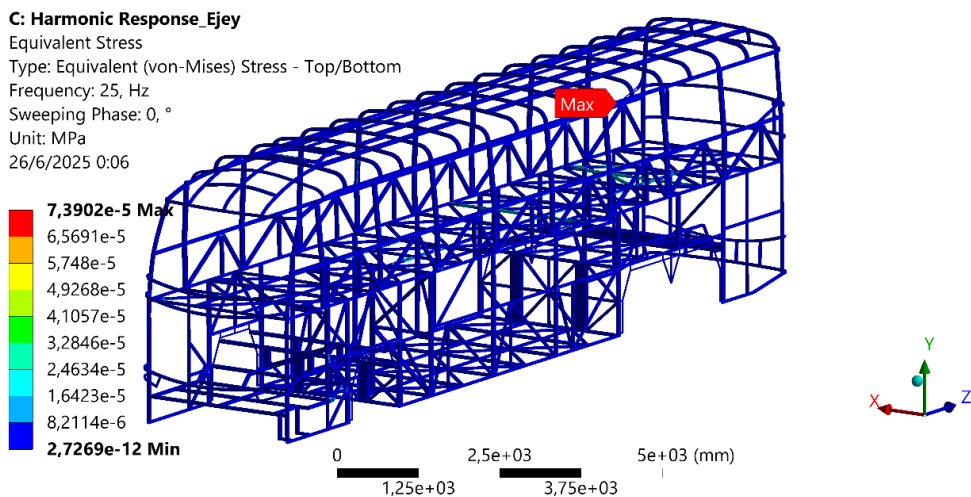


• **Esfuerzos**

La estructura logra un esfuerzo máximo de 7.3902×10^{-5} MPa, mientras que el esfuerzo mínimo se sitúa en 2.7269×10^{-12} MPa. Estos valores son notablemente reducidos, evidenciando que las tensiones generadas por esta modalidad de excitación dinámica son esencialmente insignificantes en comparación con los límites elásticos característicos del acero estructural como se ilustra en la Figura 29.

Figura 29

Esfuerzo equivalente de von Mises ante excitación armónica en el eje Y (25 Hz)

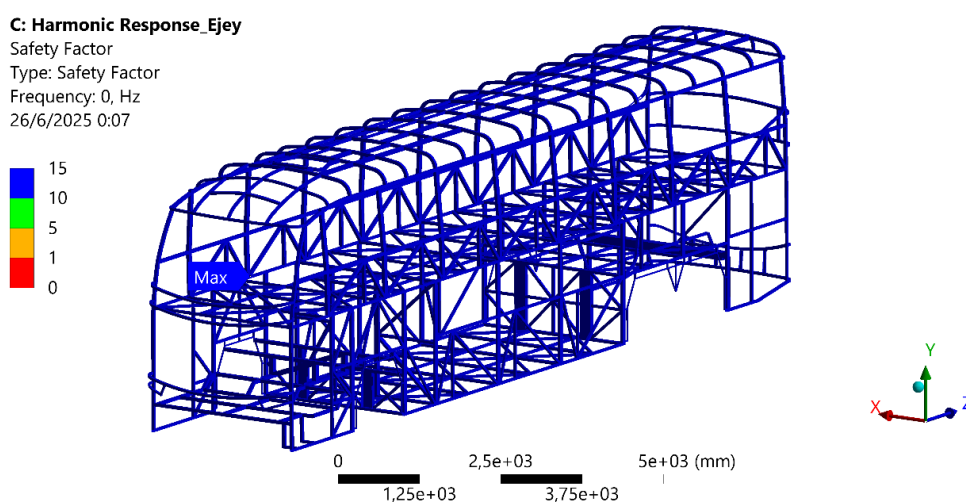


- **Factor de seguridad**

El resultado indica un valor máximo de factor de seguridad superior a 15, lo cual se manifiesta mediante la predominancia del color azul intenso en la totalidad de la estructura del cristal como se ilustra en la Figura 30. Esta afirmación sugiere que la resistencia estructural del material a los esfuerzos inducidos por dicha carga dinámica es excepcionalmente alta.

Figura 30

Distribución del factor de seguridad — Respuesta armónica eje Y (25 Hz)



5.7.3. Resultados respuesta armónica eje Z

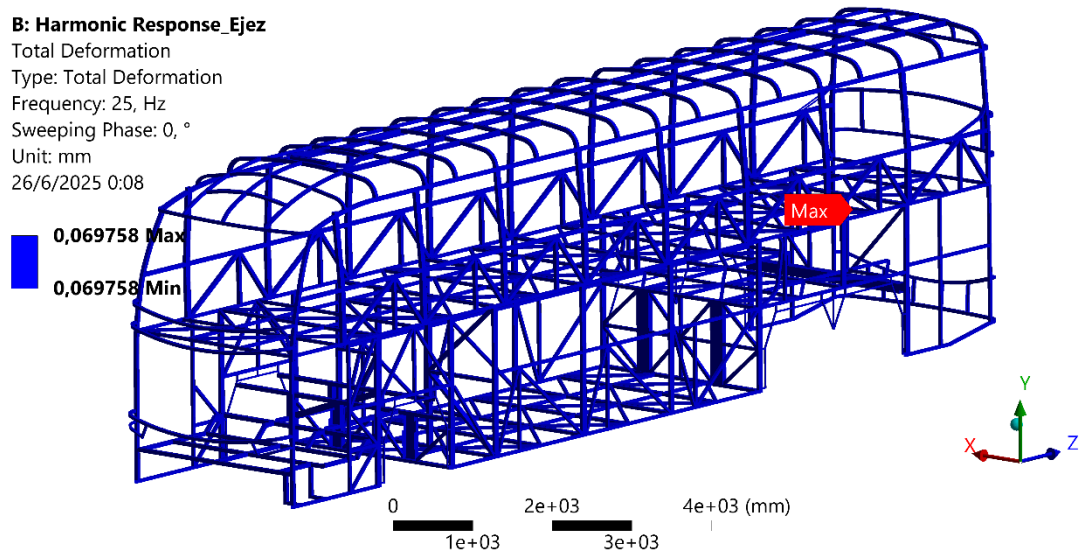
En esta sección se expone el análisis armónico implementado sobre el eje Z, que simboliza la dirección longitudinal del bus. Este estudio tiene como objetivo replicar el comportamiento dinámico del chasis ante aceleraciones y frenados recurrentes, tales como los que se producen en el tráfico urbano, operaciones de detención, arranque en pendientes, o conducción intermitente en tráfico denso.

- **Deformación total**

El estudio de la simulación señala una deformación máxima de 0.069758 mm, una magnitud que se distribuye de manera uniforme a lo largo del modelo, sin presencia de concentraciones críticas como se ilustra en la Figura 31. Este hallazgo evidencia un comportamiento estructural estable frente a esfuerzos de aceleración y desaceleración, un aspecto crucial para asegurar la rigidez y la durabilidad del bastidor bajo condiciones dinámicas inherentes al tránsito y las maniobras diarias.

Figura 31

Deformación total ante excitación armónica en el eje Z (25 Hz; $a = 0.29796 \text{ m/s}^2$)



- **Esfuerzos**

Los resultados sugieren un esfuerzo máximo de 0.00010744 MPa, ubicado en componentes estructurales próximos al área media del bastidor. Este valor es notablemente bajo, lo que indica que el modelo exhibe una notable robustez ante estas demandas, sin la posibilidad de deformaciones plásticas ni áreas críticas de acumulación de tensiones como se ilustra en la Figura 32

Figura 32

Esfuerzo equivalente de von Mises ante excitación armónica en el eje Z (25 Hz)

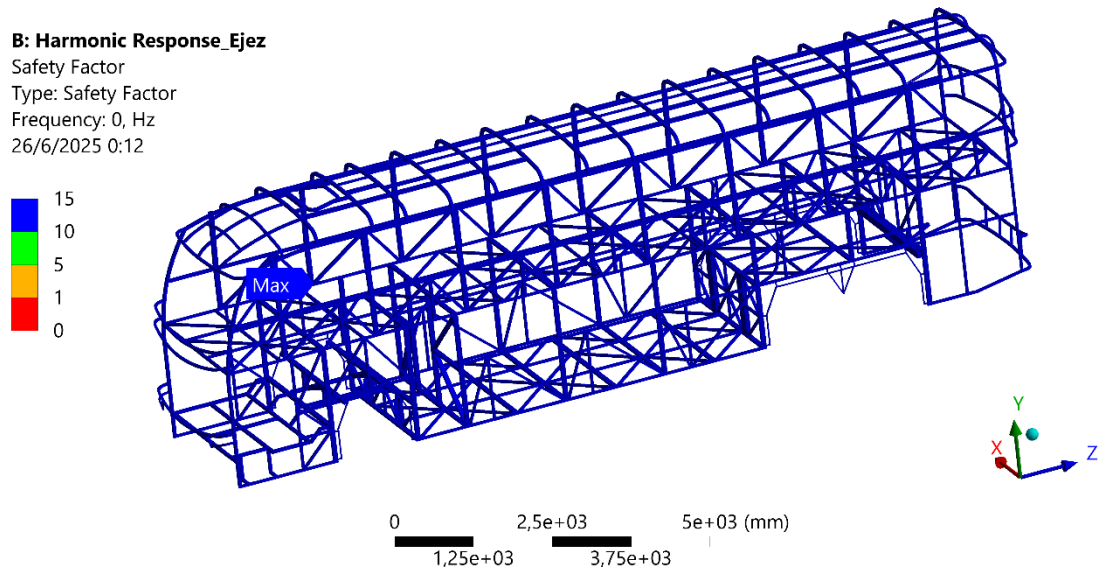


- **Factor de seguridad**

Como se evidencia, el azul es el color predominante en la estructura, lo que sugiere que en todos los componentes el factor de seguridad supera 15. Esta magnitud evidencia un rendimiento sumamente positivo, puesto que la estructura posee una resistencia considerablemente superior a los esfuerzos provocados por las aceleraciones o desaceleraciones dinámicas como se ilustra en la Figura 33.

Figura 33

Distribución del factor de seguridad — Respuesta armónica eje Z (25 Hz)



5.8. Análisis de resultados y discusión

Los resultados provenientes del análisis modal posibilitaron la identificación de seis modalidades principales, cuyas frecuencias naturales fluctúan entre 7.78 Hz y 17.51 Hz, lo que pone de manifiesto áreas estructurales particulares que sufren deformaciones críticas. Las frecuencias naturales, las deformaciones máximas, las zonas críticas asociadas y los valores de esfuerzo equivalente de von Mises se exponen en la Tabla 7.

El análisis de vibración número 3 (13.36 Hz), cuya frecuencia natural coincide estrechamente con una de las frecuencias registradas experimentalmente durante el trayecto Cuenca-Sígsig (~13 Hz), constituye un riesgo potencial de resonancia estructural. Esta concordancia, igualmente documentada en la Tabla 7, podría intensificar la respuesta dinámica del bastidor, impactando la comodidad del conductor y poniendo en riesgo la integridad estructural del vehículo a largo plazo.

Además, se detectaron deformaciones notables en los modos de vibración 2 y 4 (9.85 Hz y 15.97 Hz), ubicadas respectivamente en la parte superior trasera y central del

techo del autobús. De acuerdo con la información obtenida y que se puede revisar en las Figuras 14 y 16, estas regiones exhibieron deformaciones que excedieron 79 mm y 44 mm, lo que sugiere una rigidez disminuida frente a excitaciones dinámicas. Estos descubrimientos se alinean con los documentados por Deulgaonkar et al. (2020) en una investigación análoga, lo que fortalece la hipótesis de que las áreas superiores de la carrocería son particularmente susceptibles.

De acuerdo con la evaluación de esfuerzos de von Mises, los modos de vibración 2 y 4 registraron los valores más elevados, alcanzando 7817.8 MPa y 7841.3 MPa, respectivamente, estos valores exceden considerablemente los límites permitidos del acero ASTM A36, y manifiestan un riesgo significativo de deterioro estructural debido a la fatiga si se lleva a cabo una operación continua en dichas frecuencias como se ilustra en la Tabla 7. Esto se alinea con investigaciones de campo que correlacionan resonancias estructurales con la manifestación de fisuras o grietas en bastidores sometidos a ciclos vibratorios ininterrumpidos.

Tabla 7

Resultados del análisis modal: frecuencias naturales, deformaciones y esfuerzos

MODO	FRECUENCIA NATURAL (Hz)	DEFORMACIÓN MÁXIMA (mm)	ZONA CRÍTICA DE DEFORMACIÓN	ESFUERZOS MÁX (MPa)
1	7.787	64.9	Techo frontal izquierdo	4492.3
2	9.8527	79.58	Techo trasero	7817.8
3	13.36	187.19	Frontal inferior derecha	2608.7
4	15.97	44.35	Techo central	7841.3
5	17.25	54.24	Zona superior central	3164.9
6	17.51	65.54	Torsión del techo	3092.1

Nota. Elaboración propia.

La evaluación de la respuesta armónica se llevó a cabo de manera autónoma sobre los tres ejes cartesianos (X, Y, Z), con la finalidad de valorar la reacción estructural del autobús frente a vibraciones periódicas que simulen condiciones reales de funcionamiento. La aceleración aplicada en cada eje fue de 0.297960 m/s^2 un valor que refleja el entorno dinámico característico de un autobús intercantonal en trayecto. Los hallazgos se sintetizan en la Tabla 7, la cual expone los valores máximos de deformación, el esfuerzo equivalente de von Mises y el factor de seguridad correspondiente a cada dirección de análisis.

- **Eje X – Generación de vibraciones laterales**

Este eje replica las demandas laterales generadas por maniobras en curva o vientos cruzados. De acuerdo con la Tabla 8, la estructura del autobús exhibió un máximo descenso de 0.069759 mm y un esfuerzo equivalente de von Mises de 0.00010337 MPa. El factor de seguridad alcanzó un valor superior a 15, lo que evidencia una resistencia excepcional frente a cargas transversales. No se detectaron concentraciones de esfuerzo significativas, lo que disminuye la probabilidad de fisuras o fatiga en componentes estructurales laterales.

- **Eje Y – Interferencias verticales**

Este eje simboliza las tensiones verticales inducidas por obstáculos como baches, desniveles o imperfecciones del suelo. Según la información proporcionada en la Tabla 8, se registró una deformación máxima de 0.069758 mm y un esfuerzo equivalente de 7.39×10^{-5} MPa. Nuevamente, el coeficiente de seguridad sobrepasó el valor establecido de 15. Estas condiciones son cruciales para el confort de los ocupantes, dado que las vibraciones verticales son las más perceptibles en el espacio. No obstante, los hallazgos sugieren que la estructura conserva una notable capacidad de disipación sin poner en riesgo su integridad.

- **Eje Z – Vibraciones longitudinales**

En el presente estudio se examinaron los efectos dinámicos asociados a las aceleraciones y frenados, característicos del eje longitudinal del vehículo. La Tabla 8 exhibe una deformación máxima de 0.069758 mm, un esfuerzo de Mises de 0.00010744 MPa, y un factor de seguridad que supera 15. Estos hallazgos corroboran que la carrocería está adecuadamente dimensionada para resistir tracciones y compresiones durante el funcionamiento cotidiano, sin exhibir vulnerabilidad estructural.

Tabla 8

Evaluación de respuesta armónica: deformaciones, esfuerzos y seguridad

EJE	FRECUENCIA DE EXCITACIÓN (Hz)	DEFORMACIÓN MÁXIMA (mm)	ESFUERZO VON MISES MÁX (MPa)	FACTOR DE SEGURIDAD
X	25	0.069759	0.00010337	>15
Y	25	0.069758	7.39×10^{-5}	>15
Z	25	0.069758	0.00010744	>15

Nota: Elaboración propia. Respuesta armónica en ANSYS a 25 Hz por eje.

Se llevó a cabo una comparación entre las frecuencias naturales identificadas en el análisis modal (a través de elementos finitos) y las frecuencias de excitación externa empleadas en el análisis de respuesta armónica (Tabla 9). Esta correlación posibilita la detección de un riesgo de resonancia estructural, es decir, si las vibraciones generadas durante el funcionamiento del autobús podrían corresponder con las frecuencias intrínsecas de la estructura. La información consolidada se expone a continuación en la Tabla 9, la cual sintetiza la correlación entre ambos enfoques y sugiere el nivel de riesgo correspondiente.

Tabla 9

Correlación entre frecuencias naturales y armónicas: evaluación de riesgo de resonancia

MODO FEM	FRECUENCIA MODAL (Hz)	FRECUENCIA DE EXCITACIÓN ARMÓNICA (Hz)	COINCIDENCIA O RIESGO
1	7.787	25	No
2	9.8527	25	No
3	13.36	25	Coincidencia con frecuencia medida real (~13 Hz)
4	15.97	25	Posible cercanía moderada
5	17.25	25	No
6	17.51	25	No

Nota: Elaboración propia. Evaluación de coincidencia modal vs excitación armónica (25 Hz)

Según se puede apreciar en la Tabla 9, la frecuencia de excitación empleada en el análisis de respuesta armónica (25 Hz) se halla distante de todas las frecuencias naturales identificadas en el análisis modal, lo que excluye la posibilidad de resonancia estructural directa durante las simulaciones.

No obstante, el modo de vibración 3, cuya frecuencia natural de 13.36 Hz coincide de manera significativa con un pico experimentalmente registrado durante el trayecto real Cuenca-Sígsig (~13 Hz). Esta coincidencia no se sincroniza con la frecuencia de excitación armónica empleada en el análisis (25 Hz), sin embargo, representa un área crítica de potencial resonancia magnética bajo condiciones reales de operación prolongada, particularmente si se reitera con cierta regularidad.

Los modos de vibración 4, 5 y 6 exhiben discrepancias inferiores a 10 Hz en relación con la excitación armónica, pero no tan próximas como para considerarse

peligrosas, particularmente teniendo en cuenta que el ancho de banda de resonancia estructural tiende a ser limitado en este tipo de estructuras metálicas tubulares.

En su totalidad, este análisis indica que, bajo condiciones operativas estándar, la estructura del autobús no entra en resonancia con excitaciones típicas como las simuladas, a menos que coincidan con frecuencias naturales como las del modo de vibración 3, lo cual debe ser contemplado en el diseño y mantenimiento preventivo.

6. CONCLUSIONES

La implementación del análisis modal y de respuesta armónica facilitó la identificación de las frecuencias de vibración naturales más críticas en la estructura de un autobús intercantonal, así como las áreas con mayor susceptibilidad dinámica frente a las condiciones reales de operación. Se constató que la frecuencia experimental documentada en la ruta Cuenca-Sígsig (~13 Hz) exhibe una concordancia alarmante con el modo de vibración), lo cual podría inducir fenómenos de resonancia estructural con repercusiones adversas en la fatiga del bastidor y el confort de los pasajeros.

De manera similar, los modos de vibración 2 y 4 revelaron alteraciones notables en el techo, lo que puso de manifiesto una rigidez disminuida en la parte superior de la estructura, aspecto que debe ser tomado en cuenta en futuras optimizaciones de diseño. Estas regiones podrían obtener ventajas de la implementación de refuerzos estratégicos que potencien la estabilidad estructural y disminuyan la probabilidad de daño a causa de cargas dinámicas.

A pesar de que los esfuerzos equivalentes realizados por von Mises sobrepasaron los límites estipulados en la simulación, se precisa que estos se refieren a los parámetros establecidos dentro del entorno ANSYS, y no necesariamente a las restricciones normativas reales del material ASTM A36. No obstante, los hallazgos subrayan la imperiosa necesidad de reconsiderar los márgenes de diseño estructural con una perspectiva más conservadora y fundamentada en condiciones reales de funcionamiento.

En última instancia, la respuesta armónica a una excitación de 25 Hz evidenció un comportamiento estable y seguro, con factores de seguridad que superaron los 15. Esto corrobora que, bajo condiciones operativas estándar, la estructura exhibe una respuesta apropiada.

Se recomienda la integración de este tipo de análisis computacional desde las etapas iniciales del diseño estructural de autobuses, dado que facilita la predicción de fallos potenciales, la optimización del uso de materiales y la garantía de la seguridad y durabilidad del vehículo en trayectos de elevada exigencia topográfica.

7. BIBLIOGRAFÍAS

- Borja, I., & Reinoso, B. (2024). *Evaluación de técnicas de soldadura SMAW y GMAW en la producción de frentes de carrocería metálica urbana tipo G8* [Universidad Politécnica Salesiana]. <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/28734>
- Carbajo Deán, J. (2014). *Análisis modal de un autobús*. <https://academica-e.unavarra.es/entities/publication/4967ecb4-e767-4798-a790-23dca1b23a00>
- Dacova, D. (2021). Ride comfort in road vehicles: A literature review. *Trans Motauto World*, 2, 65–69. <https://stumejournals.com/journals/tm/2021/2/65>
- Decreto Ejecutivo No. 1196, Registro Oficial Suplemento No. 731, 25 de Junio de 2012. Ecuador. (2012). <https://www.obraspublicas.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2015/03/Decreto-Ejecutivo-No.-1196-de-11-06-2012-REGLAMENTO-A-LA-LEY-DE-TRANSPORTE-TERRESTRE-TRANSITO-Y-SEGURIDAD-VIA.pdf>
- Deng, S., Han, X., & Yang, L. (2018). Modal analysis and optimization of bus body structure. *Journal of Physics: Conference Series*, 1074, 012048. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1074/1/012048>
- Deulgaonkar, V. R., Kulkarni, M. S., Khedkar, S. S., Kharosekar, S. U., & Sadavarte, V. U. (2020). Modal Analysis of Bus Body Structure using Finite Element Analysis Technique. *International Journal of Vehicle Structures and Systems*, 12(3). <https://doi.org/10.4273/ijvss.12.3.18>
- FT BUS AK8JRSA. (n.d.). *Ficha técnica*. <https://hino.grupomavesa.com.ec/hubfs/FICHA%20TECNICA/HINO/FT+BUS+AK8JRSA.pdf?hsLang=es-ec>
- Genta, G. (1997). *Motor vehicle dynamics: Modeling and simulation*. World Scientific.
- in Creo, M. A. (n.d.). *PTC*. <https://www.ptc.com/en/technologies/cad/simulation-and-analysis/modal-analysis>
- Inman, D., & Singh, R. (2014). *Engineering vibration*.
- interprovincial e intraprovincial. Requisitos de seguridad., R. T. E. I. 043:2010-B. (2010). *Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN)*.
- Logan, D. (2012). *Manual del soldador*. Pearson. <https://higieneysseguridadlaboralcv.s.wordpress.com/wp-content/uploads/2012/08/manual-del-soldador.pdf>

- Maza, J., & Tamayo, B. (2013). *Diseño de un sistema de gestión de calidad para la empresa Carrocerías Olímpica* [Universidad Politécnica Salesiana].
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/4789/6/UPS-CT002642.pdf>
- NTE INEN 1323: Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses. Requisitos (2009).
- NTE INEN 1623: Perfiles Abiertos de Acero Conformados En Frío Negros o Galvanizados Para Uso Estructural. Requisitos e Inspección (2015).
- NTE INEN 1668: Vehículos de Transporte Público de Pasajeros Intrarregional, Interprovincial e Intraprovincial. Requisitos (2015).
<https://www.studocu.com/ec/document/unidad-educativa-fiscal-provincia-de-tungurahua/teoria-del-conocimiento/norma-nte-inen-1668/116260116>
- NTE INEN 2205: Vehículos Automotores. Bus Urbano. Requisitos (2010).
- NTE INEN 2415: Tubos de Acero al Carbono Soldados Para Aplicaciones Estructurales y Usos Generales. Requisitos (2016).
- Rao, S. (2011). *Mechanical Vibrations*.
<https://dl.konkur.in/post/Book/Mechanic/Mechanical-Vibrations-Rao-6th-Edition-%5Bkonkur.in%5D.pdf>
- RESOLUCIÓN No. 16 382. Registro Oficial N0. 872 (2016).
<https://drive.google.com/file/d/1yBloUkPF09a1Lz6vIRQNxe38DtsML0IE/view>
- Romero, F. E. (2010). *El transporte terrestre de pasajeros en Ecuador y Quito: Perspectiva histórica y situación actual*.
https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Bibliotecas/Estudios/Estudios_Economicos/Transporte_Quito.pdf
- Segerlind, A. (2006). *Applied Finite Element Analysis 2nd Edition by Larry J. Segerlind*.
<https://www.scribd.com/document/432813335/Applied-Finite-Element-Analysis-2nd-Edition-by-Larry-J-Seegerlind-pdf>
- Silva, N., & Torres, C. (2017). *Calidad del servicio de transporte urbano en la ciudad de Cuenca* [Universidad Politécnica Salesiana].
<https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/14263>
- Wheeler, A. (2018). *Natural Frequencies of Pickups and Medium and Heavy Trucks for Use in Component Design*.
- Zeng, M., Tan, B., Ding, F., Zhang, B., Zhou, H., & Chen, Y. (2020). An experimental investigation of resonance sources and vibration transmission for a pure electric bus. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of*

Automobile Engineering, 234(4), 950–962.

<https://doi.org/10.1177/0954407019879258>

Zienkiewicz, O. (2005). *The finite element method: Its basis and fundamentals*. Elsevier