

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS Y SUS EFECTOS EN LA SALUD Y EL CONFORT MEDIANTE LA NORMA ISO 2631

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL GRADO DE MAGISTER (MSc)/
EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

ELVIS PATRICIO GUALOTUÑA QUISHPE

elvisp18gualo@hotmail.es

DIRECTOR: ING. ÁLVARO GONZALO AGUINAGA BARRAGAN. MSc. Ph.D.

alvaro.aguinaga@epn.edu.ec

Quito, Abril del 2016

DECLARACIÓN

Yo Elvis Patricio Gualotuña Quishpe, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento, respetando los derechos intelectuales de las mencionadas citas.

Dada la presente declaración, la Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la ley de propiedad intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Elvis Patricio Gualotuña Quishpe

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado en su totalidad por el Ing. Elvis Patricio Gualotuña Quishpe, bajo mi supervisión.

ING. ÁLVARO AGUINAGA MSc. Ph.D.
DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTO

No encuentro palabras que pueda expresar o describir mi gratitud por ti querido DIOS, tú has sido mi guía y mi fortaleza, has llenado mi vida de muchas bendiciones, la sabiduría y capacidad para cumplir una etapa más de mi vida es porque tú así lo has querido, las metas y objetivos siguen, pero sé que tu caminas junto a mi confié en tu protección y seguiré luchando por ser cada día un mejor ser humano y un excelente profesional.

Agradezco a mi adorada y amada familia por su apoyo incondicional, Mamita Rosita la que siempre está a mi lado en las buenas y en las malas siempre motivando a luchar y salir adelante, Papito Efraín quien encontró la manera de ser un padre correcto, recto en sus acciones como, esposo y profesional, nos ha enseñado a mantener una ética y defender nuestras creencias, a mis hermanitas; Elizabeth, Lourdes y Maribel no se imaginan cuanto las quiero y las amo, mil gracias por estar a mi lado y apoyarme en las decisiones que he tomado en mi vida, que Diosito las llene de muchas bendiciones y nunca cambien siempre podrán contar conmigo, nunca lo duden juntos podremos luchar contra toda adversidad que se presente en el camino de la vida.

Agradezco a Enrique, quien con sus palabras y acciones motivaron de manera positiva en el cumplimiento de esta etapa de mi vida, a Patricio y Henry, personas muy importantes en mi familia, y que de una u otra manera están pendientes por el bienestar y extintos en mi vida.

Expreso mi especial agradecimiento Doctor Álvaro Aguinaga; mi director de tesis quien ha confiado en mi capacidad para desarrollar el proyecto y me brindó la oportunidad de cumplir este propósito, al Ing. William Venegas quien ha sido un gran apoyo en la culminación de este proyecto de tesis

A la Escuela Politécnica Nacional, a sus docentes, personal administrativo y a mis amigos y compañeros de aula con quien he compartido una parte importante de mi vida.

DEDICATORIA

Este proyecto de investigación lo dedico con infinito amor a Dios y especialmente a mi familia, el sacrificio, lucha constante, paciencia y confianza que me tienen se ve reflejada en los valores adquiridos desde niño, permitiéndome superar cada día, los quiero mucho por enseñarme que solo aquellas personas que se atreven a tener grandes fracasos terminan consiguiendo grandes éxito.

A mis amados sobrinos Sarita, Janina, Wendy, Anthony, Joshua y Noé, este proyecto de investigación se los dedico como un ejemplo de superación y éxito, solo Dios sabe nuestras raíces y el nivel profesional que se puede alcanzar, el esfuerzo y constante lucha de superación tarde o temprano dará frutos. Mis queridos sobrinos siempre recuerden estas palabras. “Si tienes un sueño y te lo propones, lo puedes lograr, no tengas miedo de perder, porque así es como se aprende a ganar, si tú no trabajas por tus sueños alguien te contratará para que trabajes por los suyos, el éxito consiste en, confiar en ti , no depender de nadie y tener en mente que no hay nada imposible”.

Elvis Patricio Gualotuña Quishpe

ÍNDICE DE CONTENIDO

DECLARACIÓN	I
CERTIFICACIÓN	II
AGRADECIMIENTO	III
DEDICATORIA	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO	V
INDICIE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
RESUMEN	XV
PRESENTACIÓN	XVI
CAPÍTULO I	1
1. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. VIBRACIONES MECÁNICAS	2
1.3. REPRESENTACIÓN DE LAS VIBRACIONES	6
1.3.1. REPRESENTACIÓN DE VIBRACIONES EN EL DOMINIO DEL TIEMPO.....	6
1.3.2. REPRESENTACIÓN EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA	7
1.4. TIPOS DE VIBRACIONES	8
1.4.1. VIBRACIONES LIBRES	8
1.4.2. VIBRACIONES FORZADAS.....	9
1.4.3. VIBRACIONES AMORTIGUADAS	9
1.5. VIBRACIONES MECÁNICAS DE UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS	9
1.5.1. CONSTITUCIÓN DE UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS	9
1.5.1.1. CHASIS.....	10
1.5.1.2. CARROCERÍA	11
1.5.2. FUENTES DE TRANSMISIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS...	12
1.5.2.1. FUENTES DE EXCITACIÓN DE VIBRACIONES PROPIAS DEL VEHÍCULO.....	13

1.5.2.2. FUENTES DE EXCITACIÓN AJENAS AL VEHÍCULO	19
CAPÍTULO II	20
2. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS.....	20
2.1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN	20
2.1.1. COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	20
2.1.1.1. SUSPENSIÓN POR BALLESTAS	21
2.1.1.2. SUSPENSIÓN POR MUELLES HELICOIDALES	21
2.1.1.3. SUSPENSIÓN POR BARRAS DE TORSIÓN	22
2.1.1.4. SUSPENSIÓN NEUMÁTICA.....	22
2.1.1.5. AMORTIGUADORES.....	23
2.2. DINÁMICA DEL VEHÍCULO	24
2.2.1. SISTEMA DE REFERENCIAS.....	24
2.2.2. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL VEHÍCULO	25
2.2.2.1. DINÁMICA LATERAL DEL VEHÍCULO	25
2.2.2.2. DINÁMICA LONGITUDINAL DEL VEHÍCULO	26
2.2.2.3. DINÁMICA VERTICAL DEL VEHÍCULO	27
2.3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	30
2.3.1. CONSTANTE ELÁSTICA DE LA BALLESTA (K)	34
2.3.2. FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO	36
2.3.3. APLICACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO MEDIANTE PROGRAMA MATLAB.....	36
2.4. ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN MEDIANTE EL SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS.....	38
2.4.1. CONFIGURACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS.....	39
2.4.1.1. CONFIGURACIÓN DEL MATERIAL	40
2.4.1.2. CONFIGURACIÓN DE LAS CARGAS	41
2.4.1.3. CONFIGURACIÓN DE CONTACTOS	41
2.4.1.4. CONFIGURACIÓN DEL MALLADO.....	42
2.4.1.5. CONFIGURACIÓN DEL MÓDULO ESTRUCTURAL ESTÁTICO	43
2.4.1.6. CONFIGURACIÓN DEL MÓDULO MODAL	43

2.4.1.7. CONFIGURACIÓN DEL MÓDULO RANDOM VIBRATION (VIBRACIONES RANDOMICAS).....	44
2.4.2. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	46
2.4.2.1. ESTÁTICO ESTRUCTURAL.....	46
2.4.2.2. MODAL.....	47
2.4.2.3. RANDOM VIBRATION.....	47
CAPÍTULO III.....	49
3. MEDICIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS.....	49
3.1. PERCEPCIÓN DEL CONFORT DEL CUERPO HUMANO.....	53
3.2. SENSIBILIDAD HUMANA A LAS VIBRACIONES MECÁNICAS.....	56
3.3. PROCESO DE MEDICIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN UN BUS DE TRASPORTE DE PASAJEROS.....	58
3.3.1. SELECCIÓN DE LA UNIDAD DE TRANSPORTE DE PASAJEROS	59
3.3.1.1. DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVA (A). BUS HINO AK 8 JRSA- 1526.....	60
3.3.1.2. ALTERNATIVA (B). MINI BUS VOLKSWAGEN 9150 OD 4.3 IP 4X2.....	63
3.3.2. EQUIPOS Y ACSESORIOS UTILIZADOS EN LA MEDICIÓN DE VIBRACIONES.....	69
3.3.2.1. ANALIZADOR DE SEÑAL DE VIBRACIONES MECÁNICAS MARCA ADQ.	69
3.3.2.2. ACELERÓMETROS MODELO WILCOXON RESEARCH 782 A	71
3.3.2.3. SOFTWARE DE ANALISIS DE VIBRACIONES.....	72
3.3.2.4. INVERSOR DE CORRIENTE Y ACUMULADOR DE ENERGIA.	73
3.3.3. INSTALACIÓN DE INSTRUMENTOS DE MEDIDA SOBRE EL VEHÍCULO.....	74
3.3.3.1. INSTALACIÓN DE LOS ACELERÓMETROS EN LA SUPERFICIE DE APOYO DEL ASIENTO.....	75

3.3.3.2. INSTALACIÓN DEL ACELERÓMETRO EN EL RESPALDO DEL ASIENTO	76
3.3.3.3. INSTALACIÓN ACELERÓMETROS EN LA SUPERFICIE DE LOS PIES.....	76
3.3.3.4. INSTALACIÓN DE ACELERÓMETROS EN EL MOTOR	78
3.3.3.5. INSTALACIÓN ACELERÓMETROS EN LA CARROCERÍA Y EL A BASTIDOR DEL BUS	78
3.3.3.6. INSTALACIÓN DEL ACELERÓMETRO EN LA BASE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	79
3.3.4. RECOPIACIÓN Y ALMACENAMIENTOS DE DATOS	79
CAPÍTULO IV.....	82
4. ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DE RESULTADOS	82
4.1. MÉTODO DE EVALUACIÓN BÁSICA USANDO EL VALOR EFICAZ DE LA CELERACIÓN PONDERADA.....	82
4.1.1. OBTENCIÓN DE LA ACELERACIÓN EFICAZ R.M.S. EXPRESADA EN (m/s ²)	83
4.1.2. APLICACIÓN DEL MÉTODO DE EVALUACIÓN BÁSICA.	85
4.1.2.1. DESARROLLO PRÁCTICO DE LA EVALUACIÓN EN EL ASIENTO DEL CONDUCTOR EJE (Z).....	86
4.1.2.2. EVALUACIÓN DE LA INCOMODIDAD CINÉTICA VIBRATORIA EN LA SUPERFICIE DE APOYO DEL ASIENTO.....	88
4.1.2.3. EVELUACIÓN DE LA EXPOSICIÓN DIARIA A (8) EN EL BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS	93
4.1.2.4. EVALUACIÓN DE LA INCOMODIDAD CINÉTICA VIBRATORIA EN EL RESPALDO DEL ASIENTO.....	94
4.2. ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES EN EL BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS	97
CAPÍTULO V.....	99
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	99
5.1. CONCLUSIONES.....	99

5.2. RECOMENDACIONES	100
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	101
ANEXO 1. CONFIGURACIÓN DEL CÓDIGO DE MATLAB;	ERROR! MARCADOR
NO DEFINIDO.	

INDICIE DE TABLAS

Tabla 2.1	Simbología utilizada en el sistema de referencia.....	25
Tabla 2.2	Datos técnicos bus Hino Ak.....	32
Tabla 2.3	Datos de la suspensión	36
Tabla 2.4	Propiedades del acero SAE 5160.....	40
Tabla 2.5	Datos del perfil adquirido.....	45
Tabla.3.1	Frecuencias características de movimientos vibratorios en vehículos y sus efectos	57
Tabla 3.2	Datos de criterios de selección bus Hino Ak	61
Tabla 3.3.	Datos de criterios de selección mini bus Volkswagen 9150 OD	64
Tabla 3.4	Evaluación del peso específico de cada criterio.....	66
Tabla 3.5	Evaluación del peso específico del criterio tipo de carretera.....	67
Tabla 3.6	Evaluación del peso específico del criterio geografía de la ruta alternativa b > alternativa a	67
Tabla 3.7	Evaluación del peso específico del criterio tiempo recorrido alternativa b > alternativa a	67
Tabla 3.8	Evaluación del peso específico del criterio condiciones de tráfico, alternativa b = alternativa a	67
Tabla 3.9	Evaluación del peso específico del criterio velocidad máxima de circulación alternativa a > alternativa b.	68
Tabla 3.10	Conclusiones y selección del vehículo para la medición de vibraciones mecánicas.....	68
Tabla 3.11	Características principales del analizador de señales de vibraciones.....	70
Tabla 3.12	Especificaciones técnicas de los acelerómetros	72
Tabla 3.13	Características técnicas software Maintraq Analyzer 5.0	73
Tabla 3.14	Características técnicas inversor de corriente y batería	74
Tabla 4.1	Factor k de ponderación en frecuencia	83
Tabla 4.2	Criterios para la evolución de la exposición de las vibraciones sobre el confort, percepción y mareo producido por el movimiento.	83
Tabla 4.3	Valores de aceleración eficaz y aceleración total ponderada en los ejes (x, y, z).....	88

Tabla 4.4	Evaluación de la incomodidad cinética vibratoria en diferentes tipos de superficie.....	89
Tabla 4.5	Valores de evaluación a exposición diaria a (8) en un bus de transporte de pasajeros.....	94
Tabla 4.6	Valores de aceleración eficaz y aceleración total ponderada en los ejes (x, y, z).....	95
Tabla 4.7	Evaluación de la incomodidad cinética vibratoria en diferentes tipos de superficie respaldo del asiento.....	96
Tabla 4.8	Valores de evaluación a exposición diaria a (8) en un bus de transporte de pasajeros medido en el respaldo del asiento.	97

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Sistema vibratorio simple masa-resorte.	3
Figura 1.2	Representación de frasel del movimiento armónico simple	3
Figura 1.3	Amplitud en términos de cero-pico, pico-pico, rms.	4
Figura 1.4	Magnitud del movimiento armónico simple	6
Figura 1.5	Señales de vibración en el dominio del tiempo	7
Figura 1.6	Señal de vibración en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia	8
Figura 1.7	Estructura de un modelo de bastidor.....	10
Figura 1.8	Constitución de chasis hino ak.	11
Figura 1.9	Estructura de una carrocería	12
Figura 1.10	Principales elementos que influyen en la icv.	13
Figura 1.11	Ciclos de trabajo de un motor de encendido por compresión	14
Figura 1.12	Elementos del sistema de transmisión	16
Figura 1.13	Conjunto rueda - neumático.	17
Figura 1.14	Persepcion de vibraciones en el volante de direccion.....	19
Figura 2.1	Suspensión por hojas de ballestas parte posterior.....	21
Figura 2.2	Suspensión por muelles helicoidales	21
Figura 2.3	Suspensión por barras de torsión.....	22
Figura 2.4	Suspensión neumática	22
Figura 2.5	Accion de compresion y expansión de un amortiguador.	23
Figura 2.6	Automóvil con los amortiguadores fatigados en firme bacheado, frenado, en curva y con viento lateral.	24
Figura 2.7	Sistemas de referencia ligados al vehículo según la norma sae...	25
Figura 2.8	Esfuerzos resistentes	27
Figura 2.9	Movimiento de cabeceo de un vehículo	28
Figura 2.10	Movimiento de bailoteo vertical de un vehículo.....	29
Figura 2.11	Modelo matemático del sistema de suspensión amortiguado frente a una excitación externa ente.	30
Figura 2.12	Partes principales del sistema de suspensión parte posterior bus hino ak 8 jrsa-1526.....	33
Figura 2.13	Modelo del sistema de suspensión por ballestas del bus hino ak ..	34
Figura 2.14	Dimensiones de la ballesta	35

Figura 2.15	Interfaz de matlab para las respuestas oscilatorias.....	37
Figura 2.16	Desplazamiento vertical de la masa suspendida.....	37
Figura 2.17	Modelo del sistema de suspensión un cuarto de vehículo, ambiente desing modeler.....	38
Figura 2.18	Modelo del sistema de suspensión un cuarto de vehículo, ambiente mechanical.....	39
Figura 2.19	Diagrama descriptiva del análisis dinámico del sistema de suspensión.....	39
Figura 2.20	Configuración del modelo de análisis.....	40
Figura 2.21	Configuración del material acero estructural. Engineering data	40
Figura 2.22	Geometría y aplicación del punto de masa	41
Figura 2.23	Definición de los contactos.....	41
Figura 2.24	Configuración del mallado	42
Figura 2.25	Análisis de convergencia relación de aspecto.....	42
Figura 2.26	Definición de las condiciones del modelo estructural estático.....	43
Figura 2.27	Definición de las condiciones del modelo modal.....	43
Figura 2.28	Sensor de vibraciones.....	44
Figura 2.29	Variación de la velocidad en el dominio de la frecuencia	44
Figura 2.30	Configuración “psd v velocity”	45
Figura 2.31	Configuración “response psd”	46
Figura 2.32	Deformación de la ballesta frente a cargas estáticas	46
Figura 2.33	Deformación de la ballesta frente a la frecuencia natural 13.746 hz	47
Figura 2.34	Respuesta de la ballesta frente a la excitación por parte de la carretera.....	47
Figura 3.1	Ejes basicéntricos del cuerpo humano.....	51
Figura 3.2	Contenido de la norma nte inen iso 2631	52
Figura 3.3	Modelo mecánico del cuerpo humano.....	54
Figura 3.4	Bus hino ak	60
Figura 3.5	Croquis ruta bus playón de la marín – cotogchoa	62
Figura 3.6	Croquis ruta floresta- cumbaya	64
Figura 3.8	Características principales del analizador de vibraciones	70
Figura 3.9	Acelerómetros modelo wilconxon research 782 a	71

Figura 3.10	Software maintraq analyzer 5.0.....	73
Figura 3.11	Alimentación de energía del analizador de vibraciones adq	74
Figura 3.12	Acelerómetros en el apoyo del asiento del conductor	75
Figura 3.13	Ubicación de los acelerómetros en el respaldo del asiento.....	76
Figura 3.14	Ubicación del acelerómetro e la superficie de los pies sentido vertical.....	77
Figura 3.15	Montaje acelerómetro motor bus.....	78
Figura 3.16	Montaje de la carrocería en el bastidor y el chasis del bus	79
Figura 3.17	Montaje del acelerómetro en la base de la suspensión.....	79
Figura 3.18	Proceso físico de la recopilación de datos de medición de vibraciones	80
Figura 3.19	Tipos de calzada existentes en la ruta de pruebas	81
Figura 4.1	Variación de la aceleración en el eje (z) representada en el dominio del tiempo	84
Figura 4.2	Tipos de calzadas principales y su gráfica aceleración vs tiempo .	85
Figura 4.3	Diagrama de proceso aplicación del método de evaluación básica.....	86
Figura 4.4	Grafica aceleración vs tiempo en un periodo de 180 segundos	87
Figura 4.5	Grafica de la forma de onda aceleración vs tiempo valor pico	87
Figura 4.6	Grafica de valores promedio aceleración total vs tipo de calzada..	89
Figura 4.7	Gráfica aceleración total (r.m.s) vs incomodidad cinética vibratoria en apoyo del asiento	90
Figura 4.8	Exposición diaria a (8) inferior al valor que da lugar a una acción .	92
Figura 4.9	Exposición diaria a (8) en situación de riesgo	93
Figura 4.10	Exposición diaria a (8) en situación intolerable	93
Figura 4.11	Grafica de valores promedio aceleración total vs tipo de calzada..	96
Figura 4.12	Grafica aceleración total (r.m.s) vs incomodidad cinética vibratoria en el respaldo del asiento	97
Figura 4.13.	Niveles de vibraciones de un bus de transporte de pasajeros	98

RESUMEN

Los vehículos generan vibraciones por fuentes de excitación externas e internas, el control de los movimientos vibratorios se lleva a cabo mediante el sistema de suspensión, la transmisión de las vibraciones puede llegar a los pasajeros y al conductor afectando la salud y el confort.

El presente proyecto tiene como finalidad medir y analizar vibraciones mecánicas en un bus de transporte de pasajeros, para evaluar los posibles efectos en la salud y el confort mediante la norma NTE INEN ISO 2631-1, a su vez para cumplir con este objetivo se ha visto la necesidad de utilizar el programa computacional Ansys y Matlab para estudiar el principio de funcionamiento del sistema de suspensión de un vehículo utilizando el método de elementos finitos.

El proceso de medida se realiza con; el equipo e instrumentos de medición de vibraciones mecánicas, abordo de la unidad de transporte público Trans Floresta, en su recorrido normal de la ruta que circula, para ello: se instala acelerómetros especialmente en el asiento del conductor, considerando que es la persona que permanece mayor tiempo expuesto a oscilaciones producidas por este vehículo

Los datos obtenidos se procesan y se analizan siguiendo los métodos de evaluación establecidos en la norma NTE INEN ISO 2631-1, para su posterior comparación con los valores de referencia descritos en dicha norma.

La incomodidad cinética vibratoria (ICV) que percibe el cuerpo humano, expuesto a vibraciones durante un período de 8 horas. A (8), no deberá pasar los límites establecidos por el RD 1311/2005, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas.

PRESENTACIÓN

La conducción de vehículos automóviles destinados al uso privado, particular, o de servicio, es una actividad realizada por un gran porcentaje de personas como sustento de sus principales ingresos económicos, los automóviles son fuentes principales de exposición prolongada de vibraciones mecánicas.

Las personas, los productos agrícolas y todo objeto transportado en este tipo de vehículos se encuentran expuestos a vibraciones que alteran sus propiedades físicas, para conocer los riesgos y adquirir una cultura preventiva, se plantea el siguiente proyecto de investigación con el propósito de incentivar la aplicación del conocimiento teórico-práctico; adquiridos en las aulas de clase debidamente respaldado con la investigación, científica y tecnológica,

En el capítulo I, se realiza un estudio teórico acerca de vibración, del comportamiento dinámico del vehículo, los factores que influyen en la aparición de; vibraciones mecánicas de un bus de transporte de pasajeros y se analiza las fuentes de transmisión de vibraciones mecánicas, haciendo un énfasis en el sistema de suspensión, siendo el principal elemento que ayuda a controlar el nivel de perturbaciones que recibe el conductor y los pasajeros en el interior de la carrocería.

Una vez estudiada la dinámica del automóvil es claro que; el mayor número de oscilaciones se encuentran en dirección vertical, actuando principalmente en el sistema de suspensión, es por ello que en el capítulo II, se analiza el principio de funcionamiento del sistema de suspensión, mediante un modelo matemático utilizando el método de elementos finitos junto con el software de Matlab y Ansys.

En el capítulo III, se describe el proceso para la medición de las vibraciones mecánicas, generadas por un bus de transporte de pasajeros recomendadas por la norma NTE INEN 2631-1, se estudia la percepción del confort y la sensibilidad humana ante vibraciones, para ello se requiere la recopilación de una serie de datos obtenidos al colocar transductores (acelerómetros), entre el asiento y el cuerpo de los pasajeros o el conductor, se describe los equipos e instrumentos utilizados para la medición.

En el capítulo IV, se realiza el análisis y evaluación de resultados obtenidos en la medición de las vibraciones, determinadas en los puntos de contacto entre la superficie que vibra y el cuerpo, para ello se utiliza la norma NTE INEN 2631-1, donde se describe los métodos para la evaluación de exposición a los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo. Seguidamente se evalúa la exposición diaria a vibraciones en los puestos de trabajo A (8), comparando los valores obtenidos con los datos expuestos en RD 1311/2005 donde, se establece los valores límite y los valores, que dan lugar a una acción ante la exposición diaria para la vibración transmitida al cuerpo entero. De la misma manera en el capítulo IV se analiza los resultados obtenidos en el desarrollo del modelo matemático, del sistema de suspensión en el programa Ansys y Matlab.

Finalmente en el capítulo V, se describe las conclusiones y recomendaciones obtenidas en el desarrollo del proyecto de investigación.

CAPÍTULO I

1. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

1.1. ANTECEDENTES.

En la actualidad el Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo con sus siglas en inglés (INSHT), ha realizado numerosos estudios experimentales con el objetivo de obtener valores referenciales, ante la exposición diaria a las vibraciones en los puestos de trabajo, para su evaluación toma como base de referencia las disposiciones mínimas para la protección de los trabajadores frente a los riesgos para su seguridad y su salud derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas estipuladas en el real decreto RD 1311/2005, aplicando los métodos de evaluación expuestas en la norma internación ISO 2631/ 1997.¹

Las vibraciones, constituyen un fenómeno físico complejo, que puede producir diversidad de efectos nocivos sobre el cuerpo humano, va desde sensaciones de incomodidad o molestias, hasta efectos en tejidos blandos y en el sistema circulatorio. Las vibraciones también pueden influir en la capacidad de ejecución de tareas o representar un riesgo para la salud y la seguridad de las personas.

Las vibraciones que afectan al cuerpo humano se dividen en: dos clases de acuerdo a la parte del cuerpo expuesta: vibraciones de cuerpo entero (de pie, sentado, recostado), percibidas principalmente en vehículos de transporte, analizadas en la Norma NTE INEN ISO 2631-1; TNE INEN ISO 2631-2, y vibraciones de mano brazo o extremidades superiores expuestas por herramientas eléctricas y manubrios, analizadas en la NTE INEN-ISO 5349-1. Los pasajeros y el conductor de automóviles cuando viajan, están expuestos a vibraciones mecánicas de forma periódica o aleatoria, siendo esta una actividad que puede ocasionar riesgos en la salud y el confort, la NTE INEN ISO 2631-1, permite analizar y evaluar los niveles de vibración, que percibe el conductor de un automóvil.

¹ INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HÍGIENE EN EL TRABAJO (INSHT); Vibraciones Mecánicas. Guía Técnica; Noviembre de 2005.

En nuestra investigación, se analiza la teoría de vibraciones, se mide el nivel de oscilaciones generadas por el sistema de suspensión de un bus de transporte de pasajeros sometido a la acción de excitación por parte de las irregularidades del terreno y se evalúa la exposición de los seres humanos a la vibración, en todo el cuerpo, aplicando la norma NTE INEN 2631-1.

1.2. VIBRACIONES MECÁNICAS

Para realizar el análisis de vibraciones mecánicas, es necesario recordar los conceptos básicos de vibración definidos de la forma más simple en el siguiente contexto.” Un cuerpo vibra, cuando se describe un movimiento oscilatorio alrededor de una posición de equilibrio, por lo tanto, se dice que un movimiento vibratorio es aquel que se repite después de un intervalo de tiempo”.²

Las vibraciones de un sistema implican, la transformación de su energía potencial en energía cinética y de ésta en energía potencial de manera alterna. El sistema vibratorio básico contiene por lo menos 2 elementos:

- Un elemento que permita conservar energía cinética (masa o inercia)
- Un componente que permita almacenar energía potencial (resorte o muelle).

El modelo vibratorio más simple es el que se muestra en la Figura 1.1, donde, al bloque de masa (m) sujeto al extremo de un resorte que se encuentra en su posición de equilibrio (posición neutral), se aplica una fuerza externa comprimiendo el resorte hasta su límite superior, al dejar de aplicar la fuerza, la energía potencial generada por el muelle desplaza a la masa hasta llegar al límite inferior, excitando el sistema y describiendo un movimiento periódico conocido como movimiento armónico simple.

El movimiento armónico simple es un movimiento periódico que puede ser expresado en magnitudes físicas como; desplazamiento, velocidad y aceleración.

² RAO; Vibraciones Mecánicas; Mexico; 2012.

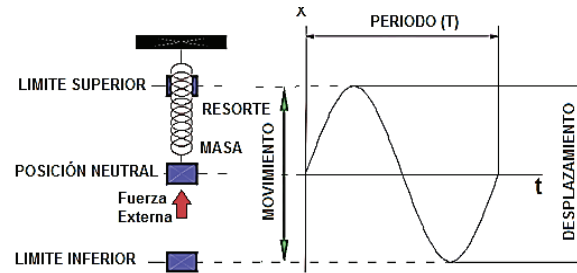


Figura 1.1 Sistema vibratorio simple masa-resorte.

Fuente. Tandalla Guanoquiza Diego Fabian, 2012

En la Figura 1.2 se puede observar de forma más explícita el análisis, que ha desarrollado Frasel sobre el movimiento armónico simple, en la que utiliza para su representación un vector giratorio con velocidad angular ω , y amplitud A . El extremo del vector A gira en una trayectoria circular, que proyecta sobre el eje vertical Y un movimiento armónico simple, este se repite en un determinado periodo T , idéntico al del sistema masa-resorte, expresado por la ecuación 1.1, que representa la variación del desplazamiento angular en función del tiempo.³

$$Y = A \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (\omega = \text{frecuencia angular}) \quad (1.1)$$

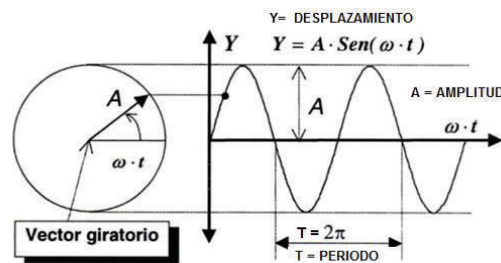


Figura 1.2 Representación de Frasel del movimiento armónico simple

Fuente. Cabanas, Manuel, Alonso, Rodríguez, & Juan, 1998

Para poder interpretar de mejor manera la señal oscilatoria, se define los términos y magnitudes de una onda sinusoidal generada por un movimiento armónico simple.⁴

³ CABANAS, M. F., MANUEL, G. M., ALONSO, O. G., RODRÍGUEZ, C., & JUAN; Técnicas para el Mantenimiento y Diagnostico de Maquinas eléctricas y Rotatorias . Barcelona; 1998.

⁴ CABANAS, M. F., MANUEL, G. M., ALONSO, O. G., RODRÍGUEZ, C., & JUAN; Técnicas para el Mantenimiento y Diagnostico de Maquinas eléctricas y Rotatorias . Barcelona; 1998.

Periodo (T).- el periodo se define como el tiempo que tarda la masa en realizar un ciclo completo, es decir cuánto se demora un cuerpo en volver a su posición original con las condiciones iniciales. El periodo está expresado en segundos y su representación se describe en la ecuación 1.2.

$$T = \frac{2\pi}{w} \quad (1.2)$$

Frecuencia (F).- Es el número de ciclos que ocurren en una unidad de tiempo, medido en ciclos por minuto (cpm), ciclos por segundo (cps o Hz) por tanto la expresión matemática de la frecuencia es:⁵

$$F = \frac{1}{T} ; F = \frac{W}{2\pi} \quad (1.3)$$

Amplitud (A).- Es el desplazamiento de la onda a partir del punto de referencia o posición neutral.

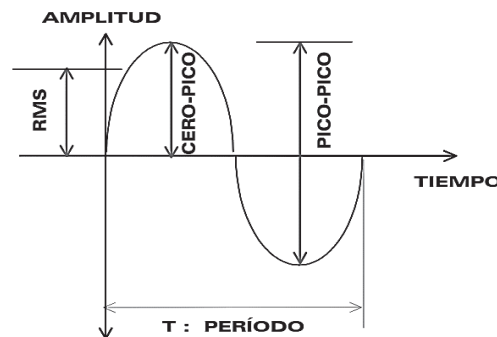


Figura 1.3 Amplitud en términos de cero-pico, pico-pico, rms.

Fuente. A-MAQ S.A. Analisis de Maquinaria, 2005

En la Figura 1.3 se puede observar una onda sinusoidal con sus magnitudes que pueden ser representadas en términos numéricos con valores:

- **Amplitud pico-pico.**- para establecer la magnitud del desplazamiento, es la diferencia entre el valor cresta o máximo positivo y el valor cresta máximo negativo de la señal de vibración, en el caso de una onda sinusoidal el valor pico-pico es el doble del valor pico.

⁵ CABANAS, M. F., MANUEL, G. M., ALONSO, O. G., RODRÍGUEZ, C., & JUAN; Técnicas para el Mantenimiento y Diagnostico de Maquinas eléctricas y Rotatorias . Barcelona; 1998.

El valor pico-pico se utiliza cuando, se mide la amplitud de desplazamiento.

- **Amplitud cero-pico.-** indica la distancia entre el punto de referencia o equilibrio y el máximo alcanzado por la señal, esta puede ser en sentido negativo o positivo, se utiliza para expresar magnitudes de velocidad y aceleración.
- **Amplitud RMS y promedio-** el valor RMS (Root Means Square) es la medida real de potencia bajo la curva, indica la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de un número dado de puntos bajo la curva. En el caso de una onda sinusoidal el valor RMS es igual a 0,707 del valor pico. El valor promedio es 0,637 veces el valor pico en una onda sinusoidal, los valores de la amplitud RMS permiten expresar magnitudes de velocidad y aceleración.

Desplazamiento (Y).- indica la cantidad de movimiento que la masa experimenta con respecto a su posición de reposo y se puede representar con la ecuación 1.4, generalmente se expresa en micrómetros ($1 \mu\text{m} = 10^{-6} \text{ m}$). Velocidad (v).⁶

$$Y = A \cdot \text{sen}(Wt) \quad (1.4)$$

Velocidad (v).- se refiere a la proporción del cambio de posición con respecto al tiempo y se obtiene al efectuar la primera derivada del desplazamiento, se expresa en mm/s como se aprecia en la ecuación 1.5.

$$v = Y' = \frac{dy}{dt} = A \cdot w \cdot \cos(wt) \quad \text{donde; } v_{\text{max}} = Aw \quad (1.5)$$

Aceleración (a).- proporciona la medida del cambio de la velocidad con respecto al tiempo, se obtiene al realizar segunda derivada del desplazamiento o la primera derivada de la velocidad, expresada en mm/s^2 o en "gravedades" ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$ o 32.2 pies/s^2), representada por la ecuación 1.6.

$$a = Y'' = \frac{d^2y}{dt^2} = -A \cdot w^2 \cdot \text{sen}(wt) \quad \text{donde; } a_{\text{max}} = Aw^2 \quad (1.6)$$

⁶ TANDALLA GUANOQUIZA DIEGO FABIAN. Análisis de Vibraciones para la estandarización de tareas de mantenimiento Preventivo y Predictivo. Riobamba, Ecuador: Escuela Politécnica del Chimborazo ESPOCH; 2012.

⁷ Cabanas, M. F., Manuel, G. M., Alonso, O. G., Rodríguez, C., & Juan; Técnicas para el Mantenimiento y Diagnóstico de Maquinas eléctricas y Rotatorias. Barcelona; 1998.

En la figura 1.4 se observa las tres magnitudes del movimiento armónico simple, el desplazamiento, la velocidad y la aceleración.

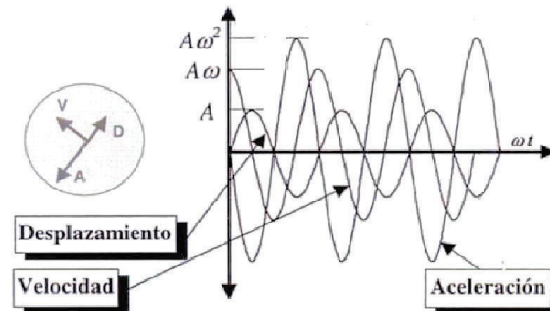


Figura 1.4 Magnitud del movimiento armónico simple

Fuente. Cabanas, Manuel, Alonso, Rodríguez, & Juan, 1998

Las tres gráficas representan funciones periódicas, diferenciándose únicamente en sus amplitudes y en sus ángulos de desfase.

Fase.- Representa la diferencia de tiempo entre la separación de dos señales de ondas sinusoidales, se mide en términos de grados o radianes. En la Figura 1.4 se representa las gráficas de la velocidad desfasada con respecto al desplazamiento 90° y la aceleración con respecto al desplazamiento 180° .⁸

1.3. REPRESENTACIÓN DE LAS VIBRACIONES

Un sistema mecánico se encuentra constituido por varios elementos, que pueden generar vibraciones en diferentes puntos, a distintas frecuencias e intensidades, para poder interpretar el nivel de oscilaciones estas pueden ser representadas en el dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia, ambas formas se relacionan mediante la expresión matemática conocido como transformada rápida de Fourier.

1.3.1. REPRESENTACIÓN DE VIBRACIONES EN EL DOMINIO DEL TIEMPO.⁹

Cuando se realiza medición de vibraciones en sistemas de varios elementos o varios grados de libertad, se puede representar la variación de la amplitud de la

⁸ A-MAQ S.A. Analisis de Maquinaria; Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico; 2005.

⁹TANDALLA GUANOQUIZA DIEGO FABIAN. Análisis de Vibraciones para la estandarización de tareas de mantenimiento Preventivo y Predictivo. Riobamba, Ecuador: Escuela Politécnica del Chimborazo ESPOCH; 2012

onda, en función del tiempo como se muestra en la Figura 1.5. La forma de onda expresada en el dominio del tiempo, representa la suma de todas las vibraciones simples que genera la máquina, cada una tiene diferente amplitud y diferente frecuencia.

En estas señales se encuentran plasmadas toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina, pero hay un problema a la hora de realizar un diagnóstico, estas señales contienen informaciones muy complejas de analizar.

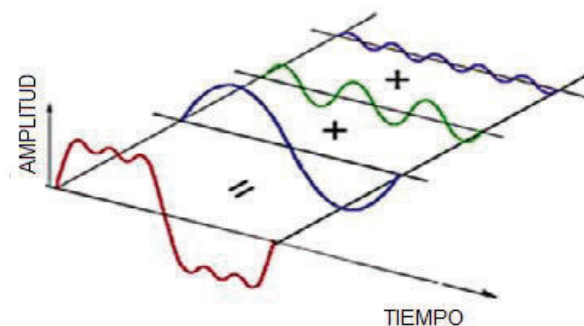


Figura 1.5 Señales de vibración en el dominio del tiempo
Fuente. Vibrotecnología, 2014

1.3.2. REPRESENTACIÓN EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA¹⁰

Para poder diagnosticar o interpretar las señales expresadas en el dominio del tiempo, se descompone la señal compleja en componentes más sencillas expresadas en el dominio de la frecuencia mediante la herramienta matemática transformada rápida de Fourier.

En el diagnóstico de una maquinaria industrial la frecuencia representa el elemento específico de la máquina y la amplitud representa la severidad como una manera de determinar el estado de la máquina.

En la Figura 1.6, se observa la vibración compleja de color verde que es la suma de las vibraciones simples, mediante la herramienta matemática transformada rápida de Fourier, a dicha señal se calcula todas las series sinusoidales en el

¹⁰ A-MAQ S.A. Analisis de Maquinaria; Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico; 2005.

dominio del tiempo, vistas en color azul y por último se muestra cada una de las señales en el dominio de la frecuencia vista en color rojo, denominado espectro de vibración.¹¹

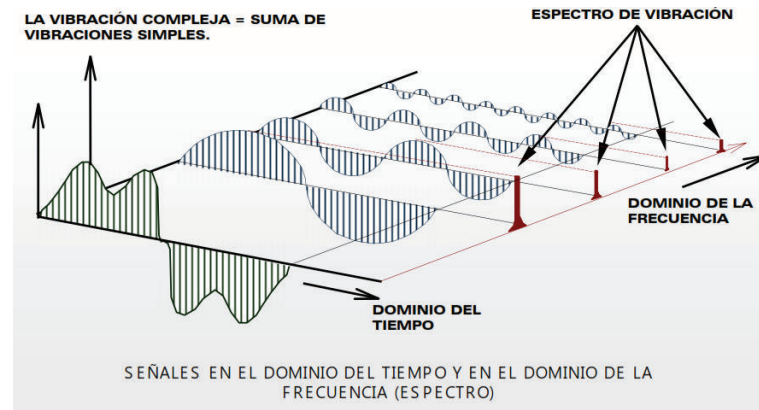


Figura 1.6 Señal de vibración en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia

Fuente. A-MAQ S.A. Analisis de Maquinaria, 2005

1.4. TIPOS DE VIBRACIONES¹²

Existen varios tipos de vibraciones y se pueden clasificar de varias maneras, algunas de las clasificaciones importantes útiles para el desarrollo de nuestra investigación son las siguientes:

1.4.1. VIBRACIONES LIBRES

Cuando un sistema vibra por sí mismo después de una perturbación inicial como el ejemplo que hemos venido analizando sobre el movimiento oscilatorio armónico simple expresado en el Figura 1.2 se conoce como vibración libre.

Se podría decir que; todos los elementos de un sistema, presentan vibraciones libres que muestran una frecuencia natural. La frecuencia natural, de un sistema depende de la masa y la elasticidad del elemento que oscila libremente, sin la perturbación de una fuerza externa, donde no hay disipación de energía y no se ha tenido en cuenta el amortiguamiento.¹³

¹¹ VIBROTECNOLOGÍA; *Entendiendo el Significado de los Espectros de Vibración* [Película];2014.

¹² RAO; *Vibraciones Mecánicas*; Mexico; 2012.

¹³ A-MAQ S.A. Analisis de Maquinaria; *Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico*; 2005.

1.4.2. VIBRACIONES FORZADAS

Se conoce como vibración forzada al movimiento vibratorio de un sistema sometido a una fuerza externa repetitiva. Si la frecuencia de la fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre un fenómeno conocido como resonancia y el sistema sufre oscilaciones que aumentan el nivel de la amplitud siendo peligrosas y perjudiciales para el sistema.

1.4.3. VIBRACIONES AMORTIGUADAS

Si se pierde o disipa energía por fricción u otra resistencia durante la oscilación la vibración se conoce como vibración amortiguada. Numerosos sistemas físicos, presentan cantidades muy pequeñas de amortiguamiento, que pueden ser ignoradas. No obstante, la consideración del amortiguamiento se vuelve extremadamente importante al analizar sistemas vibratorios próximos a la resonancia.¹⁴

Los sistemas vibratorios en la práctica son muy complicados y difíciles de diagnosticar mediante un modelo matemático que; considere todos los detalles que presente el sistema, para cumplir con nuestro objetivo. Se estudia a continuación las vibraciones mecánicas que describe un bus de transporte de pasajeros.

1.5. VIBRACIONES MECÁNICAS DE UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS

Para poder conocer el nivel de vibraciones mecánicas que genera un bus de transporte de pasajeros, que circula en condiciones de funcionamiento normal es preciso conocer los elementos que lo constituyen.

1.5.1. CONSTITUCIÓN DE UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS

En el reglamento técnico ecuatoriano RTE INEN 043:(1R), y en la norma NTE INEN 2205:2010, detallan las disposiciones y requisitos que deben cumplir los vehículos destinados al transporte público de pasajeros intrarregional, interprovincial, intraprovincial, bus urbano, entre otros.

¹⁴ RAO; Vibraciones Mecánicas; Mexico; 2012.

El bus de transporte de pasajeros está diseñado y equipado exclusivamente para la movilidad de personas, además pueden realizar viajes dentro y fuera la provincia. El diseño mecánico y estructural del bus está constituido principalmente por dos partes muy bien diferenciadas, conocidas en nuestros medios como: el chasis y la carrocería que se definen a continuación.

1.5.1.1. CHASIS

Se define al chasis como el conjunto de varios sistemas mecánicos que proporcionan al vehículo, rigidez, seguridad, estabilidad, y energía para el movimiento.

Uno de los elementos importantes del chasis es la estructura mecánica diseñada con la finalidad proporcionar rigidez al vehículo aumentando la capacidad de carga denominada bastidor.

El bastidor está formado por dos vigas laterales de tipo C denominados largueros, estas vigas están unidas por travesaños formando una estructura rígida como se puede apreciar en la Figura 1.7.

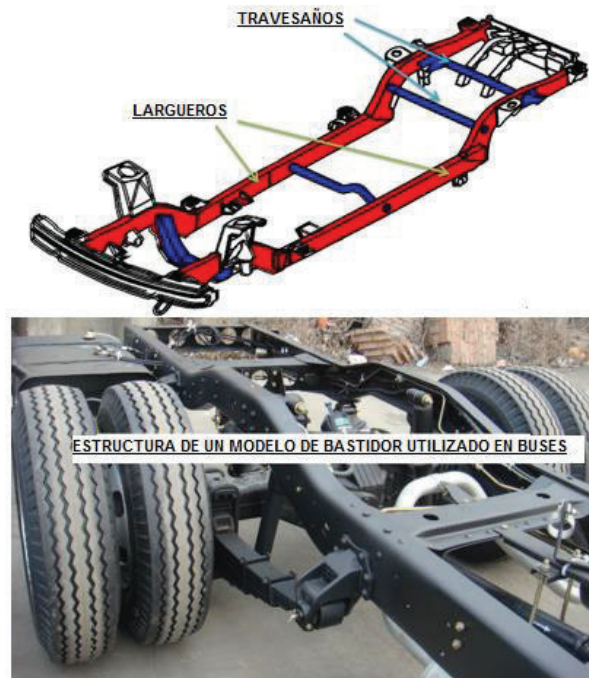


Figura 1.7 Estructura de un modelo de bastidor

Fuente. Propia;

En el bastidor se encuentran montados un conjunto de elementos y sistemas mecánicos perfectamente acoplados. A continuación se listan los principales elementos que constituye el chasis de un bus y van montados sobre el bastidor.

- Motor
- Sistema de transmisión
- Sistema de dirección
- Sistema de frenos
- Sistema de suspensión

En la Figura 1.8 se presenta la constitución de un chasis diseñado exclusivamente para el transporte de pasajeros, comercializado y ensamblado en nuestro país por Teojama Comercial S.A.



Figura 1.8 Constitución De Chasis Hino Ak.

Fuente. Teojama Comercial S.A

1.5.1.2. CARROCERÍA

El habitáculo que aloja los asientos para el conductor y los pasajeros, diseñados y construidos para brindarnos seguridad activa y pasiva, va montado sobre el chasis y se denomina carrocería. Esta carrocería se diseña y se fabrica cumpliendo los requisitos generales establecidos por la norma NTE INEN 1323:2009 como se observa en la Figura 2.9.



Figura 1.9 Estructura de una carrocería

Fuente. Medesto Moreta , 2014

1.5.2. FUENTES DE TRANSMISIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS

Un automóvil cuando se desplaza en condiciones normales de circulación experimenta vibraciones generadas por múltiples fuentes. Estas pueden ser: ¹⁵

Propias del vehículo: fuentes de excitación de vibraciones que forman parte del propio vehículo y que se manifiestan debido a componentes giratorios como:

- el motor
- el sistema de tracción/transmisión
- las uniones de las ruedas o neumáticos.

Ajenas al vehículo: cuyo principal exponente es el estado del terreno (irregularidades de la carretera) y la resistencia del aire

En la Figura 1.10 se describe un diagrama que representa el proceso de transmisión de vibraciones mecánicas generadas por el vehículo que pueden llegar hasta el conductor y pasajeros. Inicia con la aparición de las perturbaciones o vibraciones generadas por fuentes internas y externas al vehículo, estas vibraciones son aisladas o disminuidas por los neumáticos, el sistema de suspensión y los asientos de un vehículo, cabe mencionar que el mal estado de este sistema ocasiona un aumento en el nivel de las vibraciones.

¹⁵ MEZQUITA, J. F., & RUIZ, J. F; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

Las oscilaciones que no se han podido absorber llegan hasta el conductor que percibe sensaciones, estas pueden ser perjudiciales en mayor o menor grado y que influyen en la disminución del confort, y capacidad de conducción aumentando riesgos de accidentes. La disminución del confort es denominada ICV incomodidad cinética vibratoria.¹⁶

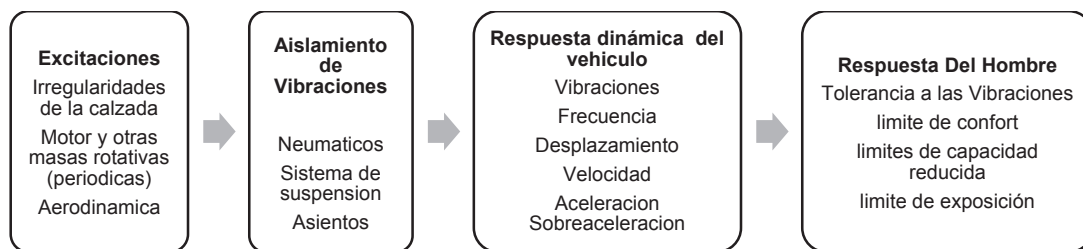


Figura 1.10 Principales elementos que influyen en la ICV.

Fuente. Izquierdo, Álvarez, & López., Noviembre 2001.

1.5.2.1. FUENTES DE EXCITACIÓN DE VIBRACIONES PROPIAS DEL VEHÍCULO

El estudio de las vibraciones propias del vehículo es una tarea muy complicada, debido a la inmensa cantidad de elementos que trabajan con movimientos de rotación. En nuestro estudio de investigación se considera como principales fuentes de vibraciones propias del vehículo los siguientes componentes.

- el motor,
- el sistema de transmisión de potencia y
- el conjunto rueda- neumático.

Vibraciones generadas por el motor.- Un motor térmico está constituido por:

Partes fijas: tapa válvulas, bloque de cilindros, cabezote, Carter, múltiple de admisión, múltiple de escape.

Partes móviles: cigüeñal, pistones, biela, válvula de admisión, válvula de escape, árbol de levas entre otros. El motor tiene la misión de transformar la energía

¹⁶ IZQUIERDO, F.A.; ALVAREZ, C.V & LOPEZ, V. D; *Teoría De Los Vehículos Automoviles*. Madrid: Universidad Politécnica De Madrid; Noviembre 2001.

calorífica producida por la combustión de la mezcla aire-combustible en energía mecánica.¹⁷

Esta transformación de energía lo realiza un pistón que se desplaza en el interior de un cilindro desde el PMS hasta el PMI. El pistón desarrolla cuatro desplazamientos o carreras alternativas como se indica en la Figura 1.11 (b), y gracias a un sistema biela-manivela, transforma el movimiento lineal del pistón en movimiento de rotación del cigüeñal generando oscilaciones por parte del cigüeñal y la biela figura 1.11 (a).¹⁸

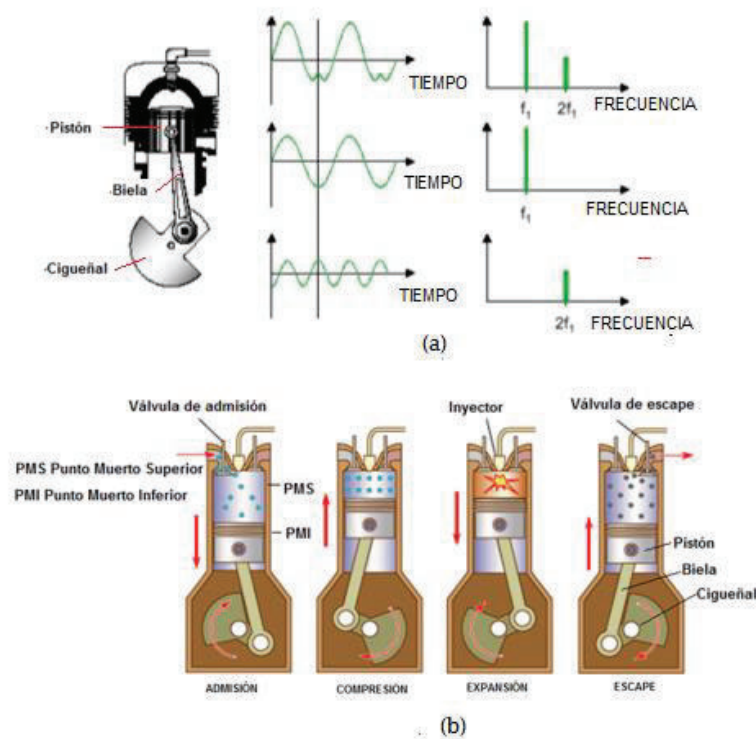


Figura 1.11 Ciclos de trabajo de un motor de encendido por compresión

Fuente. Jesús Expósito, S/N/ Sanchez, S/N

El proceso de transformación de la energía genera un gran porcentaje de vibraciones propias del motor, debido al movimiento rectilíneo alternativo de los pistones, el movimiento circular por parte del cigüeñal que varía con la velocidad

¹⁷ ANGEL SANZ GONZALEZ. *Tecnología De La Automoción 2.3*. Barcelona: Bruño; 1981.

¹⁸ SANCHEZ, M. H; Vibraciones de sistemas de un grado de libertad. *Máquinas y Mecanismos*; S/F

de rotación y las bielas que presentan un movimiento combinado.¹⁹ Estas vibraciones son transmitidas a la carrocería del vehículo mediante sus bases de unión o acoplamiento con el chasis. Estas cumplen dos funciones importantes sujetar el motor y disminuir las vibraciones generadas por este.

Para el correcto funcionamiento del motor se encuentran acoplados los sistemas de lubricación, refrigeración, encendido y alimentación de combustible. Averías por falta de mantenimiento preventivo o correctivo de estos sistemas aumenta la generación de vibraciones mecánicas disminuyendo el nivel de confort y seguridad de los pasajeros y el conductor de dicho bus.

Vibraciones producidas por el sistema de transmisión de potencia²⁰

Como ya se mencionó con anterioridad los elementos con movimientos de rotación son la mayor fuente de excitación de vibraciones. El sistema de transmisión, tienen la misión de transmitir la potencia generada por el motor hacia las ruedas motrices, este sistema está constituido por: el embrague, caja de cambios, juntas universales (cruceas), árbol de transmisión, diferencial y semiejes que unen a las ruedas ver Figura 1.12 (a). Gracias a las frecuencias naturales y la elasticidad que poseen ciertos elementos mecánicos del sistema de transmisión y su ensamblaje perfectamente acoplado, las vibraciones generadas presentan una frecuencia inferior a los 25 Hz. Las principales causas de vibraciones en este sistema se dan por:²¹

- Elementos del sistema de embrague, defectuosos desgastados o mal calibrados.
- Componentes de la caja de velocidades desgastados y sin mantenimiento.
- Desequilibrio, deformación y mala sujeción de las masas giratorias del árbol de transmisión

¹⁹ RAÚL ISAÍAS MADERANA; Vibraciones mecánicas en motores de combustión interna; S/F.

²⁰ LUQUE,P. ÁLVAREZ, D, & VERA C; *Ingeniería Del Automóvil; Sistemas Y Comportamiento Dinámico*. Madrid España; 2008.

²¹ IZQUIERDO,F.A; ALVAREZ,C.V & LOPEZ, V. D; *Teoría De Los Vehículos Automoviles*. Madrid: Universidad Politécnica De Madrid; Noviembre 2001.

- Desgaste de las juntas universales (cruquetas).
- Desviación del árbol de transmisión debido a la naturaleza elástica del elemento.
- Desviación del árbol de transmisión en los apoyos en la conexión final.

La presencia de estas averías, presenta vibraciones que se transmiten directamente a la carrocería, tablero del conductor, volante de dirección, palanca de cambios y asientos de forma visual y táctil. En la Figura 1.12, parte (a) se representa de forma ordenada al conjunto de elementos que constituyen el sistema de transmisión de un vehículo de propulsión o tracción posterior con el motor ubicada en la parte delantera y de forma longitudinal.

En la parte (b) de la Figura 1.12 se representa al árbol de transmisión con sus juntas universales utilizado en camionetas de tracción posterior y en la parte (c), se expresa, la disposición del modelo de un árbol de transmisión similar al que poseen los buses de transporte de pasajeros con un punto de apoyo entre los ejes delantero y posterior por ser de mayor longitud y siendo propensos al incremento de vibraciones.²²

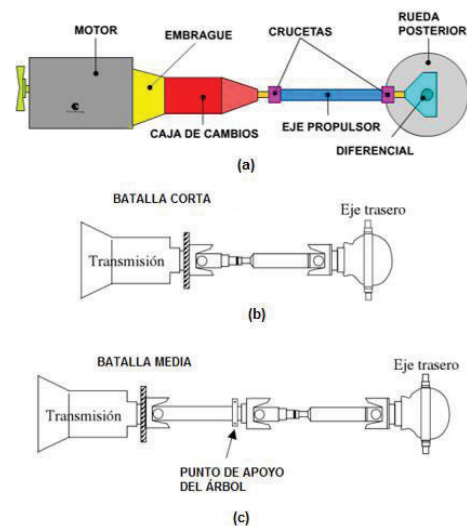


Figura 1.12 Elementos del sistema de transmisión

.Fuente. Daniel Gutierrez, 2012-

²² MEZQUITA, J. F., & RUIZ, J. F.; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia. Junio 2006.

Vibraciones producidas por el conjunto rueda- neumático

Para empezar con el estudio es necesario diferenciar los conceptos de rueda, llanta y neumático.

La rueda.- Constituyen el único punto de unión, entre el vehículo y la superficie de contacto, forma parte del sistema; de transmisión de potencia, dirección, suspensión y frenos. El conjunto rueda está formado por una rueda metálica denominada llanta y el neumático.²³

La rueda metálica.- Su estructura está formada por dos piezas (disco y llanta), puede ser construido de diferentes aleaciones de materiales, se une mecánicamente a la transmisión mediante los semiejes que transmiten la potencia del motor.²⁴

El neumático.- Elemento elástico elaborado por compuestos de caucho y fibra de nylon. Va montado sobre la llanta.

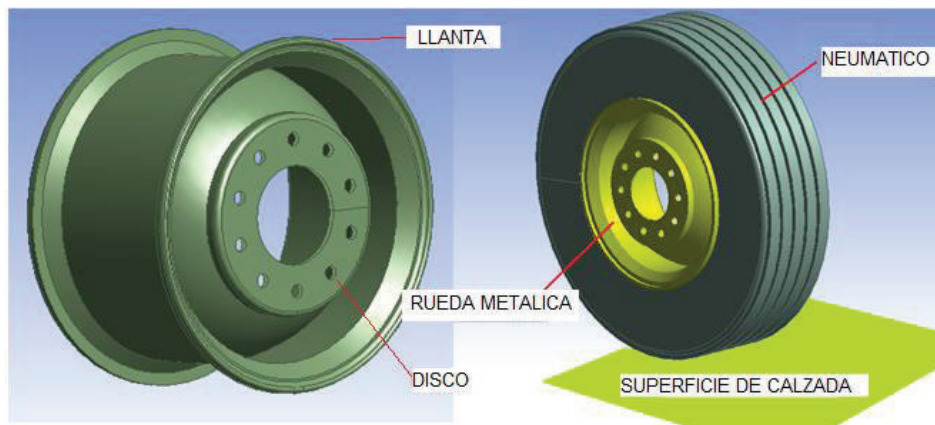


Figura 1.13 Conjunto rueda - neumático.

Fuente. Autor

El neumático al estar en contacto con la carretera transmite las irregularidades de la calzada en forma de vibraciones al interior de la carrocería, y dependiendo de la frecuencia de excitación puede generar:

²³ CASCAJOSA MANUEL. *Ingeniería de Vehículos*. España; Enero 2005.

²⁴ MANUAL CEAC; *Manual del Automovil* . España;2003.

- Un aumento del confort, actuando como un filtro que amortigua las vibraciones gracias al comportamiento visco-elástico de la goma.
- Una disminución del confort, cuando la frecuencia de las vibraciones se aproxima a la frecuencia natural, aumentando así la amplitud de excitación.

El comportamiento vibratorio de un neumático se puede analizar en función de la frecuencia, la mayor amplitud de las vibraciones suelen aparecer entre los 80 Km/h.

Cuando el neumático vibra en un rango de frecuencia inferior a 30 Hz; actúa como un muelle, Frecuencia entre 30 Hz a 250 Hz, puede ser considerada como un sistema vibratorio multi-modal ya que presenta diferentes comportamientos y modos de vibraciones, que pueden ser clasificados como modos de vibración radial o transversal, frecuencia superior a 250 Hz, el neumático vibra casi exclusivamente alrededor de la huella de contacto.²⁵

En la Figura 1.14 se observa el efecto del desequilibrio dinámico que se reconoce fácilmente cuando el volante empieza a vibrar a baja, mediana o alta velocidad, a la hora de acelerar, mantener o desacelerar el vehículo y pueden estar acompañadas por algún tipo de ruido, los mismos que son generados por:

- Un desequilibrio en las ruedas
- Ángulos de avance y caída excesivos (alineación de las ruedas)
- El peso de las masas no suspendidas excesivas
- El Montaje incorrecto del neumático
- La presión de inflado insuficiente
- Anomalías en la suspensión
- Incompatibilidad entre los sistemas de suspensión y dirección
- Mala reparación de neumáticos.

Dichas fluctuaciones están relacionadas directamente con; el sistema de frenos, suspensión, alineación y balanceo de los neumáticos entre otros. Averías en estos sistemas también ocasionan vibraciones en el volante de la dirección, carrocería, asientos, y pueden ser transmitidas a los pasajeros y el conductor afectando la

²⁵ CASCAJOSA MANUEL; *Ingeniería de Vehículos*. España; Enero 2005.

salud y el confort de los mismos, es por eso que el análisis será enfocado en el sistema de suspensión ya que su funcionamiento está relacionado directamente con el control de los movimientos verticales.



Figura 1.14 Persepcion de vibraciones en el volante de direccion
.Fuente. Edgar Mayz, S/F

1.5.2.2. FUENTES DE EXCITACIÓN AJENAS AL VEHÍCULO²⁶

Las fuentes de excitación ajenas al vehículo constituyen; irregularidades de la calzada y fuerzas aerodinámicas resistentes al movimiento, en la investigación se hace referencia a las irregularidades de la calzada. Se analizan dos factores importantes en la generación de vibraciones ocasionadas por la irregularidad de la calzada; materiales utilizados y el estado físico.

Materiales utilizados.- En nuestra ciudad encontramos vías construidas con superficies de: asfalto, adoquín, pavimento, grava entre otros. Cada uno de estos materiales ocasiona diferentes niveles de vibración las cuales son percibidas por los usuarios y el conductor del vehículo.

Estado físico.- Relacionado principalmente con el mantenimiento de las vías, la presencia de baches en las vías son causas principales en la generación de vibraciones.

²⁶ MEZQUITA, J. F., & RUIZ, J. F; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*. Valencia: Universidad Politecnica De Valencia. Junio 2006.

CAPÍTULO II

2. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS.

2.1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Como se ha venido estudiando los vehículos generan vibraciones por varias fuentes de excitación, el sistema de suspensión es el encargado de absorber las vibraciones generadas por la irregularidad de la calzada de forma eficiente manteniendo el confort y seguridad de los pasajeros y el conductor.

Uno de los principios de funcionamiento es mantener siempre las ruedas en contacto con el pavimento sin que rebote, esto provocaría una pérdida de adherencia para la tracción o el frenado del vehículo. El sistema de suspensión es: “Un conjunto de elementos elásticos interpuestos entre los órganos suspendidos (bastidor, carrocería pasajeros y carga) y los órganos no suspendidos (ruedas y ejes)”.²⁷

2.1.1. COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN²⁸

Como los elementos de suspensión han de soportar todo el peso del vehículo, deben ser lo suficientemente fuertes para que las fuerzas que actúan sobre ellos no produzcan deformaciones permanentes, a su vez, deben ser muy elásticos, para permitir que las ruedas se adapten continuamente al terreno. La suspensión se puede considerar constituida, de la forma más general, por el conjunto de neumáticos, resortes metálicos o no metálicos (muelles), amortiguadores y asientos. Los elementos elásticos conocidos como muelles interpuestos entre las masas suspendidas y no suspendidas, absorben las irregularidades de la calzada generando oscilaciones, entre los principales tipos tenemos: ballestas, muelles helicoidales, barras de torsión. Según la clase de resortes o muelles utilizados se define varios sistemas de suspensión.

²⁷ ANGEL SANZ GONZALEZ; *Tecnología De La Automocion 2.3*. Barcelona: Bruño. 1981.

²⁸ MEZQUITA, J. F. & RUIZ, J. F; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

2.1.1.1. SUSPENSIÓN POR BALLESTAS ²⁹

Este tipo de suspensión es utilizado con mayor frecuencia en vehículos destinados al transporte de carga, están formadas por hojas o láminas de acero para resortes sometidas a esfuerzos de flexión.

El número de ballestas que posee, determinara la rigidez de la misma brindando mayor confort o soportando mayor cantidad de carga.

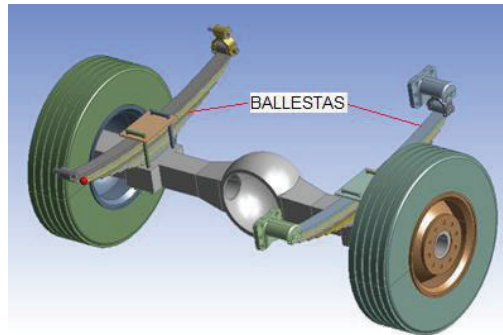


Figura 2.1 Suspensión Por Hojas De Ballestas parte posterior
Fuente. Autor.

2.1.1.2. SUSPENSIÓN POR MUELLES HELICOIDALES

Utilizados en casi todos los vehículos turismos, tiene la ventaja de conseguir una elasticidad blanda debida al gran recorrido del resorte, sin apenas ocupar espacio, está sometido a esfuerzos de compresión y torsión

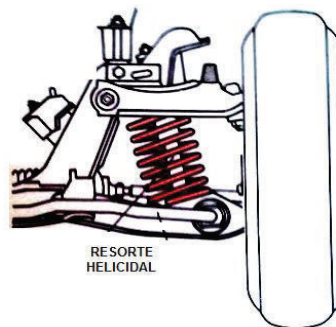


Figura 2.2 Suspensión por muelles helicoidales
Fuente. Angel Sanz Gonzalez, 1981

²⁹ ANGEL SANZ GONZALEZ; *Tecnología De La Automocion 2.3*. Barcelona: Bruño. 1981.

2.1.1.3. SUSPENSIÓN POR BARRAS DE TORSIÓN³⁰

Utilizado en algunos vehículos turismo con suspensión independiente, está basada en el principio de torque y momento angular. Si a una varilla de acero elástico sujeta por uno de sus extremos se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, esta varilla tendera a retorcerse, volviendo a su forma primitiva por su elasticidad cuando cesa el esfuerzo de torsión.

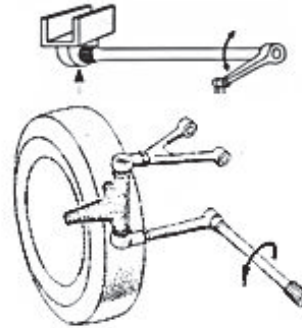


Figura 2.3 Suspensión por barras de torsión

Fuente. Angel Sanz Gonzalez, 1981

2.1.1.4. SUSPENSIÓN NEUMÁTICA³¹

Este tipo de suspensión se utiliza en su forma puramente neumática y semi-neumática, casi exclusivamente, en autobuses y vehículos industriales, y en su forma hidroneumática en turismos.

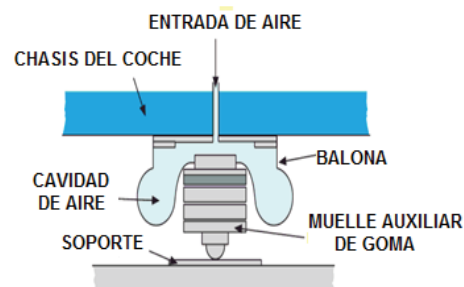


Figura 2.4 Suspensión Neumática

Fuente. Alfonso Pícabea Subía; José Ortega Oliva , 2010

³⁰ ANGEL SANZ GONZALEZ; *Tecnología De La Automocion 2.3*. Barcelona: Bruño. 1981

³¹ALFONZO PÍCABEA SUBÍA; JOSÉ ORTEGA OLIVA; *Mantenimiento Mecánico Preventivo del Vehículo*; Madrid 2010.

2.1.1.5. AMORTIGUADORES³²

Los amortiguadores tienen la función de controlar y absorber las oscilaciones generadas por los elementos elásticos (muelles). Disipa en forma de calor la energía cinética que aparece en los movimientos longitudinal de los elementos elásticos cuando sufren reacciones de compresión y descompresión, evitando el rebote del neumático y la pérdida de control del vehículo. Los amortiguadores utilizados en la actualidad son de tipo telescópico y se pueden clasificar en amortiguadores de simple efecto o amortiguadores de doble efecto.

El amortiguador se encuentra ubicado entre el chasis y la rueda igual que todos los elementos de la suspensión, cuando una rueda suba o baje la misma acción harán los amortiguadores, ver figura 2.6.³³

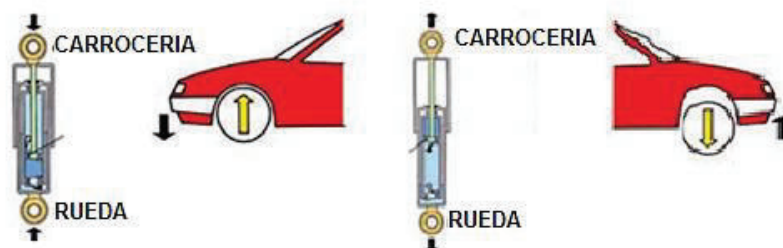


Figura 2.5 Acción de compresión y expansión de un Amortiguador.

Fuente. Casado, Tomás Gómez Morales, Navarro, & Gracia, 2010

El progresivo desgaste y fatiga de los amortiguadores induce a rebotes y oscilaciones verticales, oscilaciones longitudinales, en curva bruscas inclinaciones con balanceo a los dos lados, con viento lateral pérdida de trayectoria como se puede apreciar en la Figura 2.6.

En todas estas circunstancias se produce bruscas alteraciones, del equilibrio dinámico descompensando la adherencia de los neumáticos con el suelo.³⁴

³² ASTUDILLO MANUEL ORIBIO; Tecnología del Automovil; España Madrid 2010.

³³ CASADO, E. Á., TOMÁS GÓMEZ MORALES, J. L., NAVARRO, J. M., & GRACIA, J. G; Elementos Amovibles; Transporte y Mantenimiento de vehículos . Madrid; España; 2010.

³⁴ASTUDILLO MANUEL ORIBIO; Tecnología del Automovil; España Madrid 2010.

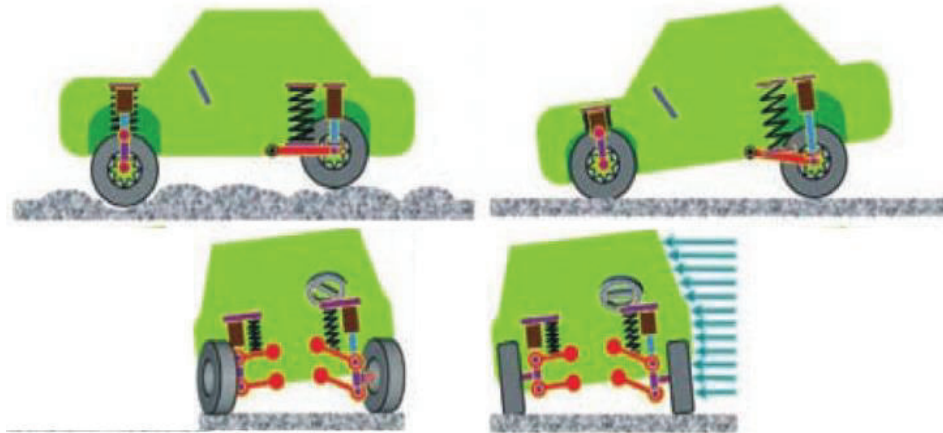


Figura 2.6 Automóvil con los amortiguadores fatigados en Firme bacheado, frenado, en curva y con viento lateral.

Fuente. Astudillo Manuel Oribio, 2010

2.2. DINÁMICA DEL VEHÍCULO³⁵

Para el estudio de la dinámica del vehículo es necesario considerar al automóvil como un cuerpo sólido, y su centro de masa concentrada en el centro de gravedad.

Cuando un automóvil se desplaza por superficies, irregulares siguiendo trayectorias en línea recta, pendiente mientras desciende o en curvas de gran radio experimenta, esfuerzos y desplazamientos en direcciones longitudinales, laterales y verticales de forma inevitable, estos movimientos de la carrocería se estudian en la dinámica vehicular basados en un sistema de referencias normalizado según nos indica (SAE), siglas en inglés que representa (Sociedad de Ingenieros Automotrices).

2.2.1. SISTEMA DE REFERENCIAS

El sistema de referencias que se presenta en la Figura 2.7 ubicado en el centro de gravedad del vehículo, permite el estudio y análisis de los movimientos que aparecen en su desplazamiento.

³⁵LUQUE, P., ÁLVAREZ, D., & VERA, C; Ingeniería Del Automóvil; Sistemas Y Comportamiento Dinámico; Madrid España 2008.

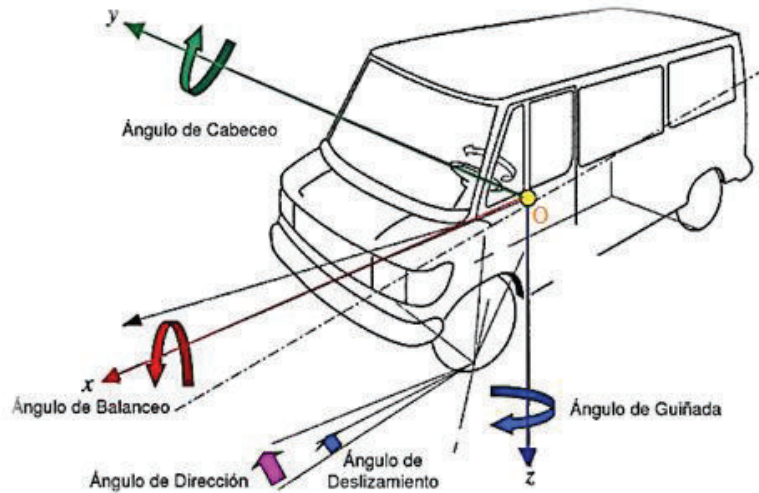


Figura 2.7 Sistemas de referencia ligados al vehículo según la Norma SAE.

Fuente. Luque, Álvarez, & Vera, 2008

En la tabla 2.1 se detalla de mejor manera la simbología utilizada en el sistema de referencias mencionado.

Tabla 2.1 Simbología utilizada en el sistema de referencia

SISTEMA DE REFERENCIA		DESPLAZAMIENTOS		ANGULOS	
O	Centro de Gravedad				
OX	Contenido en el plano longitudinal que contiene O y es perpendicular al plano de rodadura	X	longitud	ϕ	Balanceo
OZ	Perpendicular al plano de rodadura	Z	Vertical	φ	Guiñada
OY	Forma con los anteriores un triedro orientado a derechas	Y	Lateral o transversal	θ	Cabeceo

Fuente. Luque, Álvarez, & Vera, 2008

2.2.2. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL VEHÍCULO

2.2.2.1. DINÁMICA LATERAL DEL VEHÍCULO ³⁶

El estudio de la dinámica lateral tiene como objetivo primordial, analizar el comportamiento direccional del vehículo. El comportamiento direccional del

³⁶ MEZQUITA, J. F., & RUIZ, J. F.; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

vehículo depende de las acciones que tome el conductor sobre el volante de la dirección para elegir la trayectoria deseada y por una serie de perturbaciones externas que afecten a la estabilidad del vehículo. La acción que toma el conductor sobre el volante de la dirección ocasiona movimientos en la carrocería que se presentan en las siguientes definiciones:

Movimientos de guiñada.- Es el movimiento de rotación del vehículo en torno al eje vertical **Z**. Este puede producirse en situaciones de movimientos bruscos o adelantamientos.

Movimientos de bandazos.- Es el movimiento que ocurre por los vientos y fuerzas laterales, generando un movimiento oscilatorio que se produce sobre el eje transversal.

Los factores externos que influyen en el comportamiento direccional del vehículo se presentan por su diseño y construcción descritos a continuación:

Factores dimensionales.- Orientados específicamente a las medidas de la carrocería del vehículo, distancia entre ejes, batalla, etc.

Reparto de masas.- Ubicación del centro de gravedad, tipo de sistema de transmisión (delantera o posterior), relación de masas suspendida y no suspendidas.

Diseño aerodinámico.- Coeficiente aerodinámico, fuerza lateral, momento de guiñada.

Neumáticos.- Características laterales y esfuerzos transversales.

Sistema de suspensión.- Caracterización geométrica, suspensión independiente o rígida, aspectos dinámicos, rigidez, altura del centro de gravedad.

Caracterización del medio externo.- Irregularidades de la calzada, radio de curvatura y peralte de la calzada

2.2.2.2. DINÁMICA LONGITUDINAL DEL VEHÍCULO

La dinámica longitudinal estudia el movimiento de avance del vehículo y los componentes que lo generan, cuando se desplaza en línea recta, en pendientes o en curvas de gran radio.

Los movimientos más representativos son:

Movimiento de vaivén.- Este movimiento se ocasiona por falla en el motor o frenos en mal estado, creando un movimiento oscilatorio rectilíneo en el sentido del eje longitudinal.

Movimientos de balanceo.- Es el movimiento rotacional del vehículo en torno al eje longitudinal **X**. Es el movimiento generado por la curva.

Analiza el proceso de aceleración y frenado, evaluando las fuerzas de resistencia que se oponen al movimiento del vehículo. Las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo pueden o no coexistir al mismo tiempo siendo los siguientes:

Resistencia aerodinámica al avance: F_{xa}

Resistencia a la rodadura: $R_r = R_{rt} + R_{rd}$

Resistencia gravitatoria R_g

En la figura 2.8 se muestra un esquema con los esfuerzos resistentes que debe vencer el vehículo para su desplazamiento.

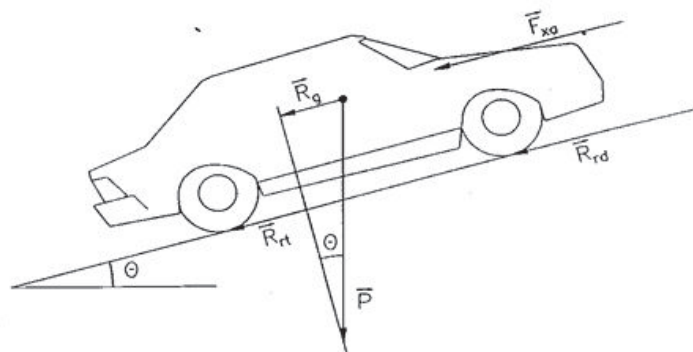


Figura 2.8 Esfuerzos resistentes

Fuente. (Izquierdo, Alvarez, & Lopez., Noviembre 2001)

2.2.2.3. DINÁMICA VERTICAL DEL VEHÍCULO

Cuando el conductor realiza acciones de aceleración, desaceleración, frenado, tiene como resultado una transferencia de carga entre los ejes delantero y trasero. Esta acción motiva a que se produzca un movimiento de cabeceo. La elevación o

descenso de las suspensiones delanteras o trasera como consecuencia de la transferencia de carga, provocara a su vez un aumento de la altura del centro de masas del vehículo, efecto conocido como bailoteo.³⁷

Por lo general un vehículo cabeceará si la longitud de onda de las carreteras son tales que el movimiento vertical de la parte delantera y trasera del vehículo están en oposición, es decir, si el eje delantero cae en un bache mientras el eje trasero se mueve hacia arriba sobre un obstáculo, o viceversa.

El cabeceo es probable que ocurra cuando la batalla del vehículo L es un múltiplo impar de la mitad de la longitud de onda $\left(\frac{\lambda}{2}\right)$ de las irregularidades del terreno. En definitiva si se cumple la condición:

$$L = (2n + 1) * \frac{\lambda}{2}$$

Donde n es un número entero mayor o igual a cero.

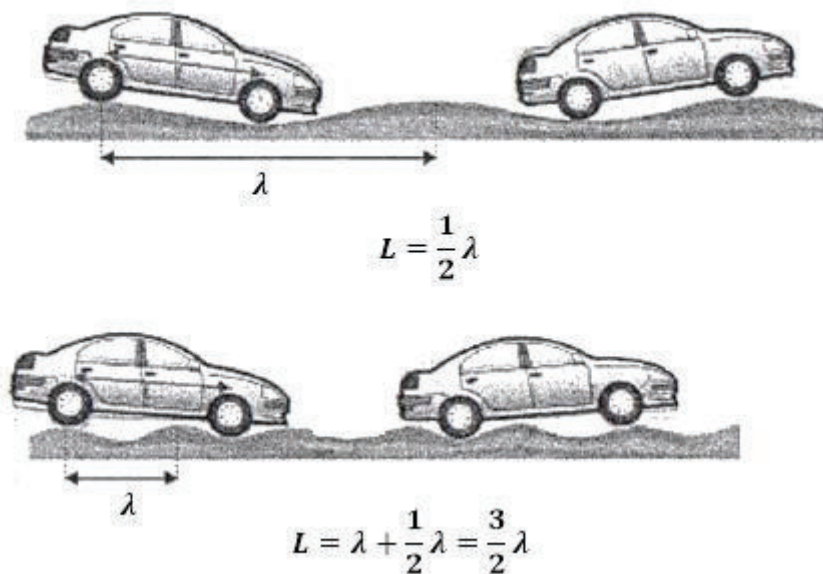


Figura 2.9 Movimiento de cabeceo de un vehículo

Fuente. Mezquita & Ruiz, Tratado Sobre Automoviles Tomo IV, JUNIO 2006

³⁷MEZQUITA, J. F., & RUIZ, J. F.; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

Por otra parte el bailoteo vertical es un movimiento oscilatorio hacia arriba y hacia abajo del vehículo. Este fenómeno aparece cuando los movimientos verticales de los ejes delanteros y traseros están en fase, es decir, cuando ambos ejes se encuentran sobre un bache o un obstáculo simultáneamente, en cuyo caso la parte delantera y trasera del vehículo se desplazan juntas.

El bailoteo aparecerá cuando la batalla del vehículo L sea un múltiplo de la longitud de onda λ de las irregularidades del terreno, o si la batalla del vehículo es mucho más pequeña que la longitud de onda.³⁸

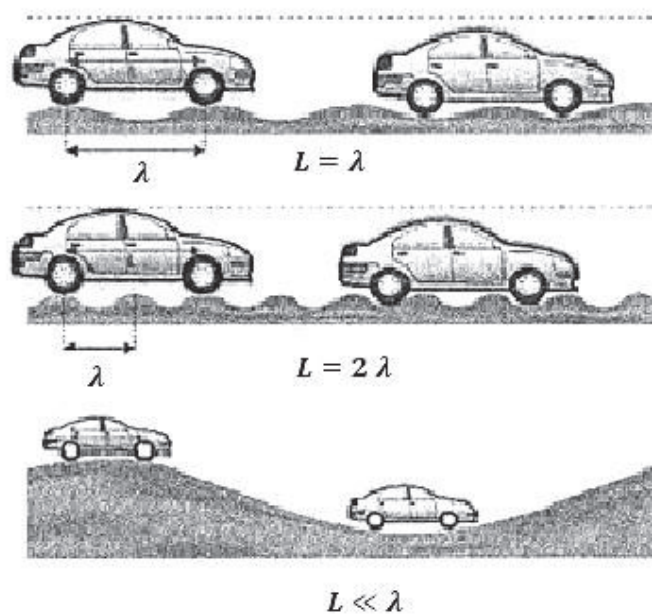


Figura 2.10 Movimiento de bailoteo vertical de un vehículo
 .Fuente. Mezquita & Ruiz, Tratado Sobre Automoviles Tomo IV, JUNIO 2006

De lo descrito anteriormente se concluye que los movimientos de bailoteo están relacionados con los movimientos verticales del vehículo.

En muchos estudios orientados a la dinámica de los automóviles, se ostenta que la sensación de confort de los pasajeros y la estabilidad del vehículo están relacionadas íntimamente con el comportamiento dinámico vertical del automóvil.

³⁸MEZQUITA, J. F., & RUIZ, J. F.; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

Una serie de vibraciones mecánicas en sentido vertical afecta el valor de la fuerza adherente entre las ruedas y la calzada, esto ocasiona una disminución de la eficiencia de frenado y la transmisión del torque necesarios para el movimiento del vehículo.³⁹

Para el desarrollo de nuestra investigación no se estudia la dinámica longitudinal ni lateral, ya que como se ha mencionado con anterioridad los movimientos verticales son los causantes de la disminución del confort de las personas expuestas a estas perturbaciones, de esta manera se ha visto la necesidad de plantear un modelo matemático que permita el estudio de los principios de funcionamiento del sistema de suspensión.

2.3. MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN⁴⁰

Para nuestro estudio se utiliza el modelo matemático básico de un grado de libertad que representa el sistema de suspensión de un cuarto del vehículo, como se muestra en la Figura 2.11.

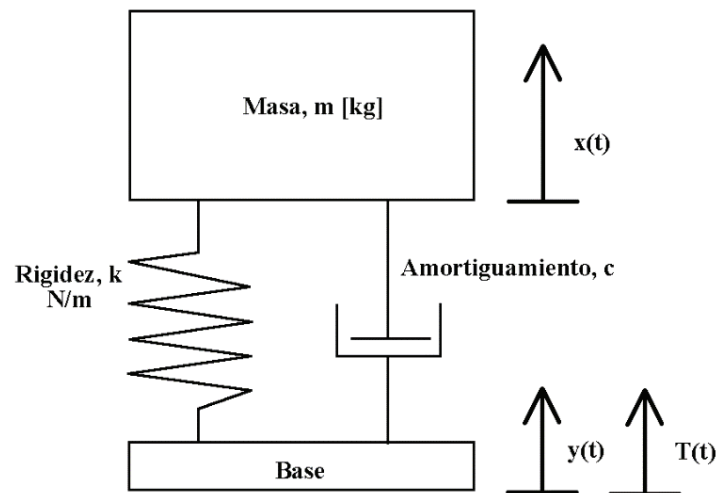


Figura 2.11 Modelo matemático del sistema de suspensión amortiguado frente a una excitación externa ente.

Fuente. Kuchnicki, 2009

³⁹IZQUIERDO, F.A; ALVAREZ, C.V & LOPEZ, V. D; *Teoría De Los Vehículos Automoviles*. Madrid: Universidad Politécnica De Madrid; Noviembre 2001.

⁴⁰ KUCHNICKI, S; *Simple Vibration Problems with MATLAB (and Some Help from MAPLE)*. Estados Unidos 2009.

En la figura 2.11 se presenta el movimiento base denotado por $y(t)$ y la respuesta de movimiento de la masa $x(t)$, considerando un movimiento armónico de la excitación $y(t) = Y \sin(w_b t)$, obteniéndose el modelo matemático del movimiento vibratorio expresado en la ecuación 2.1 del Típico sistema de un solo grado de libertad sujeto a una excitación base.⁴¹:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.1)$$

Remplazando la forma asumida de y obtenemos:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = cYw_b \cos(w_b t) + kY \sin w_b t \quad (2.2)$$

Al dividir la ecuación para la masa:

$$\ddot{x} + 2\zeta w \dot{x} + w^2 x = 2\zeta w w_b \cos w_b t + w^2 Y \sin w_b t \quad (2.3)$$

La solución homogénea es:

$$x_h = Ae^{-\zeta w t} \sin(w_d t + \theta) \quad (2.4)$$

La solución particular tiene la forma:

$$x_p = A_o \cos(w_b t - \phi_1 - \phi_2) \quad (2.5)$$

Donde;

$$A_o = wY \sqrt{\frac{w^2 + (2\zeta w_b)^2}{(w^2 - w_b^2)^2 + (2\zeta w w_b)^2}} \quad (2.6)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \frac{2\zeta w w_b}{w^2 - w_b^2} \quad (2.7)$$

$$\phi_2 = \frac{\tan^{-1} w}{2\zeta w_b} \quad (2.8)$$

Obteniendo la solución completa:

$$x(t) = Ae^{-\zeta w t} \sin(w_d t + \theta) + A_o \cos(w_b t - \phi_1 - \phi_2) \quad (2.9)$$

⁴¹ KUCHNICKI, S; Simple Vibration Problems with MATLAB and Some Help from MAPLE; Estados Unidos 2009.

Para poder obtener datos más próximos a la realidad, se toma como referencia para el análisis los datos técnicos de un bus de transporte de pasajero de marca HINO AK 8 JRSA-1526 descritos en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Datos técnicos bus HINO AK

MODELO		AK 8 JRSA- 1526	
Configuración	4x2	Tipo	Chasis para bus
CAPACIDADES			
PESO BRUTO VEHICULAR		15,700 Kg	
PESO CHASIS TOTAL APROXIMADO		2,500 Kg	
CAPACIDAD DE CARGA EJE DELANTERO		6,500 Kg	
CAPACIDAD DE CARGA EJE POSTERIOR		9,200 Kg	
Peso vacío		4,850 kg	
CAPACIDAD DE PASAJEROS		45 PASAJEROS	
NEUMATICO		11r22,5* 16 LONAS	
MOTOR			
TIPO		Diésel Turbo Intercooler	
SISTEMA DE INYECCIÓN		Inyección electrónica en riel común	
POTENCIA MÁXIMA		250 HP @ 2.500 RPM	
TORQUE MÁXIMO		75.4 Kg M @ 1.500 RPM	
CILINDRAJE		7.684 cm ³	
EMBRAGUE		Mono disco seco con resorte	
TRANSMISIÓN / TIPO		Manual (HINO MF06)	
NÚMERO DE VELOCIDADES		6 velocidades + 1 reversa	
SUSPENSIÓN			
SUSPENSIÓN DELANTERA		BALLESTAS SEMIELÍPTICAS CON AMORTIGUADORES Y ESTABILIZADORES DE DOBLE ACCIÓN	
SUSPENSIÓN TRASERA		BALLESTAS SEMIELÍPTICAS CON AMORTIGUADORES Y ESTABILIZADORES	
DIRECCIÓN		HIDRÁULICA (BOLAS RE CIRCULANTES)	

Fuente. Ficha técnica Hino Ak

En la figura 2.12, se presenta las partes principales que compone el sistema de suspensión de eje rígido perteneciente al eje posterior del autobús HINO A K.

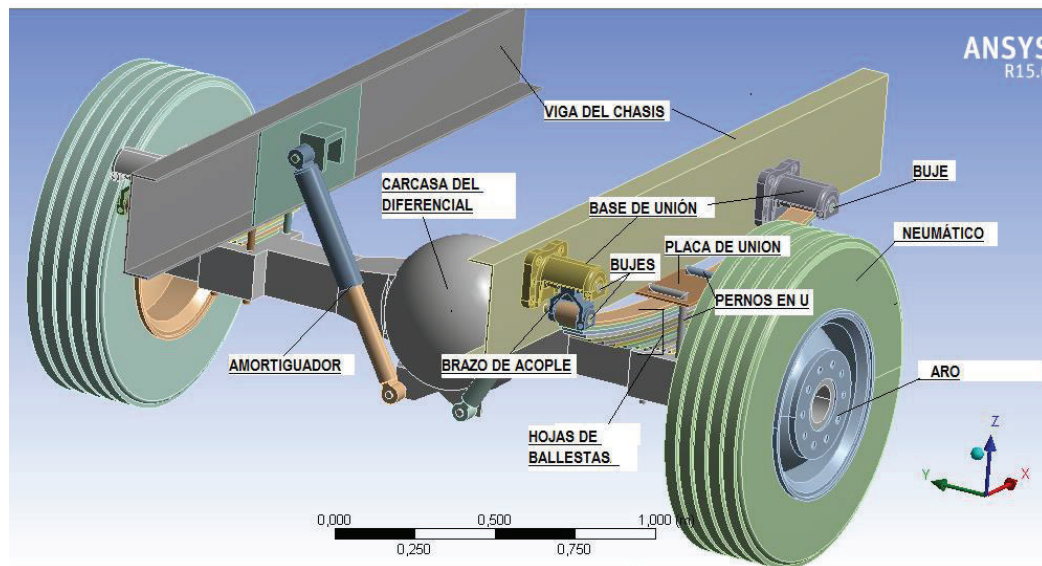


Figura 2.12 Partes principales del sistema de suspensión parte posterior bus HINO AK 8 JRSA-1526.

Fuente. Autor

La suspensión como mecanismo de atenuación de las excitaciones, entre el sistema de masa suspendido (carrocería) y las no suspendidas (neumáticos) se expresa en la Figura 2.13, describiendo los puntos principales de contacto para el análisis dinámico del sistema de suspensión en un cuarto de vehículo. Para establecer las condiciones de borde al momento de realizar el análisis dinámico, mediante el método elementos finitos y para el análisis en el programa Matlab se considera una carga de 4600 kg pertenecientes a la mitad de la capacidad de carga que posee el eje posterior del bus establecidas en la tabla 2.2.⁴²

Es importante considerar el número de ballestas que posee la unidad de transporte, esto proporciona la rigidez de la suspensión brindando mayor o menor confort, el análisis se realiza con catorce hojas de ballesta como se muestra en la figura 2.13.

⁴² MEZQUITA J. F & RUIZ, J. F; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

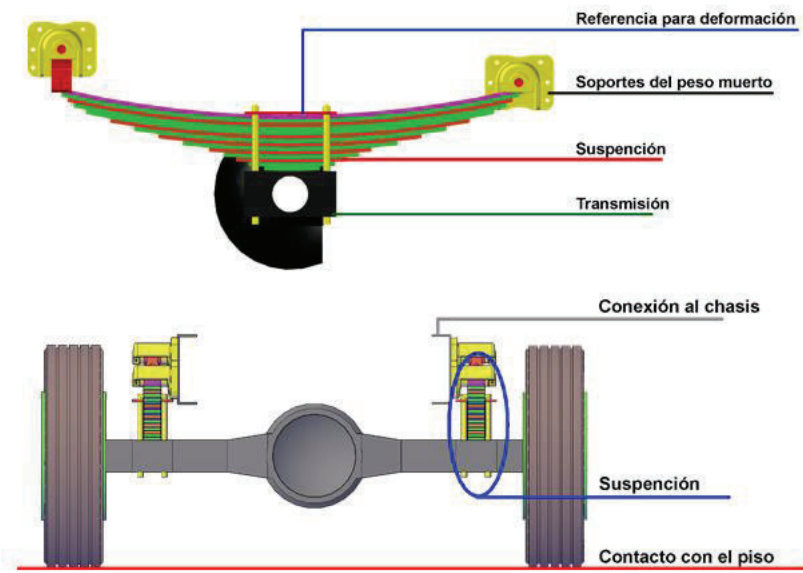


Figura 2.13 Modelo del sistema de suspensión por ballestas del bus Hino AK

Fuente. Autor.

2.3.1. CONSTANTE ELÁSTICA DE LA BALLESTA (K)

Para el planteamiento del ejercicio, es necesario conocer la constante k del resorte, para nuestro modelo matemático los valores se han de representar en medidas inglesas.

La constante K representa la rigidez de los muelles, en este caso el valor de la rigidez depende del número de ballestas que se tenga. ⁴³

Si el valor K es elevado, proporciona a la suspensión mayor rigidez con lo cual el vehículo será capaz de soportar grandes esfuerzos de carga esto provoca un incremento en el nivel de las vibraciones. Para obtener confort se debe disminuir el número de ballestas reduciendo así el valor de K .

En la Figura 2.14 se representa un esquema con las dimensiones principales de la ballesta para obtener el valor de la constante K . utilizando la ecuación 2.10 expresada a continuación.

⁴³ TIM SKELTON; 12 de Diciembre de 2008;

http://www.timskelton.com/lightning/race_prep/suspension/leafs.htm.

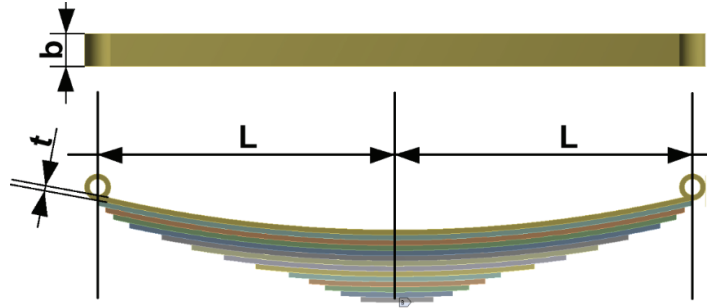


Figura 2.14 Dimensiones de la ballesta
Fuente. Autor

$$k = 10000000 \cdot \frac{N \cdot b \cdot t^3}{L^3} \quad (2.10)$$

Donde;

k , es la constante del resorte en psi - pulgada

N , es el número de hojas o láminas

b , es el ancho de la lámina en pulgadas

t , es el espesor de la lámina en pulgadas

L , es la longitud de lámina en pulgadas

En unidades internacionales se emplea la formula a continuación⁴⁴.

$$k = \frac{E \cdot N \cdot b \cdot t^3}{3 \cdot L^3} \quad (2.11)$$

Donde;

k , es la constante del resorte en Pascales - metro

E , es el módulo de rigidez del material en Pascales

N , es el número de hojas o láminas

b , es el ancho de las hojas en metros

t , es el espesor de la hoja en metros

L , es la longitud de hoja en metros

⁴⁴ ENGINEERS EDGE, LCC. (s.f.).

http://www.engineersedge.com/material_science/leaf-spring-design.htm

En la tabla 2.3 se presenta los datos de la ballesta tomados del bus de referencia, el conjunto de ballestas está constituido por 14 láminas.

Tabla 2.3 Datos de la suspensión

	Metros	pulgadas
<i>b</i>	0.080	3.15
<i>t</i>	0.0127	0.5
<i>L</i>	0.743	29.25

Fuente. Autor.

Para nuestro análisis se utiliza el módulo de rigidez “E” con un valor de $207 \times 10^9 Pa$. Este valor corresponde a las propiedades del alambre de piano tomadas del artículo (Budynas & Nisbett, 2014). Con lo cual se obtuvo una constante k de $385766 Pa - m$ ($2202.8 psi - lb$) y $386059 Pa - m$.

2.3.2. FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO

En relación a los parámetros de diseño se considera un factor de amortiguamiento de 0.3 a 0.4 en función del amortiguamiento crítico. Esto debido a condiciones de confort y seguridad.

La ecuación 3.22 describe el amortiguamiento crítico:

$$C_c = 2\sqrt{M * k} \quad (2.22)$$

2.3.3. APLICACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO MEDIANTE PROGRAMA MATLAB

Para el análisis de resultados respecto al comportamiento del sistema de suspensión se utiliza el programa de cálculo Matlab insertando las ecuaciones y los datos descritos en la tabla 2.2 y 2.3.

Para facilidad de uso se ha desarrollado una interfaz para el ingreso de variable y respuestas, como se muestra en la Figura 2.15. La interfaz nos permite calcular la constante del resorte cuando varía las características de las ballestas como; el número de láminas, espesor ancho y longitud de la ballesta. Al hacer clic en el botón cálculo de la constante del resorte en el recuadro de variables aparece la constante del resorte calculada automáticamente. En el mismo recuadro se encuentra las variables masa suspendida y la constante de amortiguamiento como se ha mencionado con anterioridad los valores para el análisis se establece entre 30% y

40% y la masa se encuentra en 4600 kg. Al presionar el botón calcular se obtiene la gráfica describiendo un comportamiento amortiguado con una excitación externa. El código utilizado se detalla en el **ANEXO 1**.

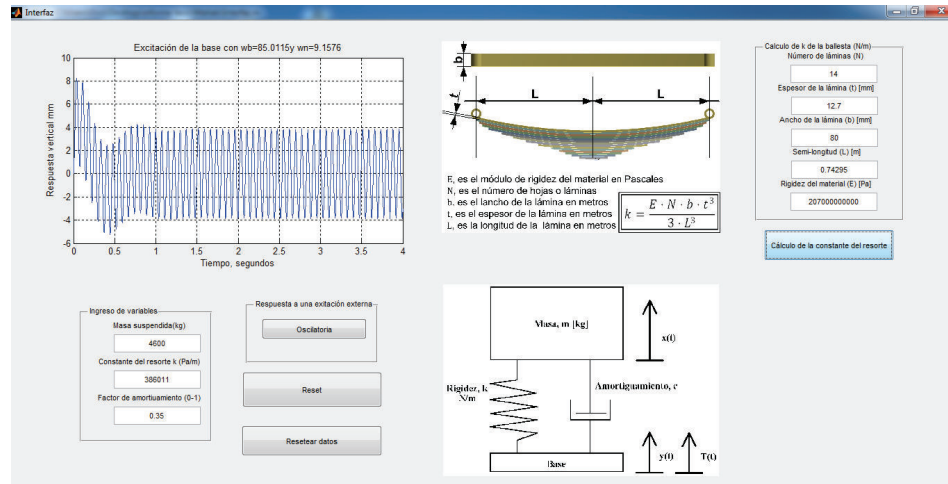


Figura 2.15 Interfaz de Matlab para las respuestas oscilatorias

Fuente. Autor

Acorde al modelo matemático planteado en la ecuación del movimiento, el sistema se analiza con un factor de amortiguamiento de 0.35, una excitación de magnitud de 5 cm. El modelo responde a una carretera con irregularidades de 0.4 m de amplitud abordada a 20 km/h. La resolución exhibe una repuesta oscilatoria con un pico máximo de desplazamiento de la masa suspendida de 8.2504 mm. Y que su estabilización lo realiza entre 1Hz a 1.5 Hz, como se muestra en la figura 2.16.

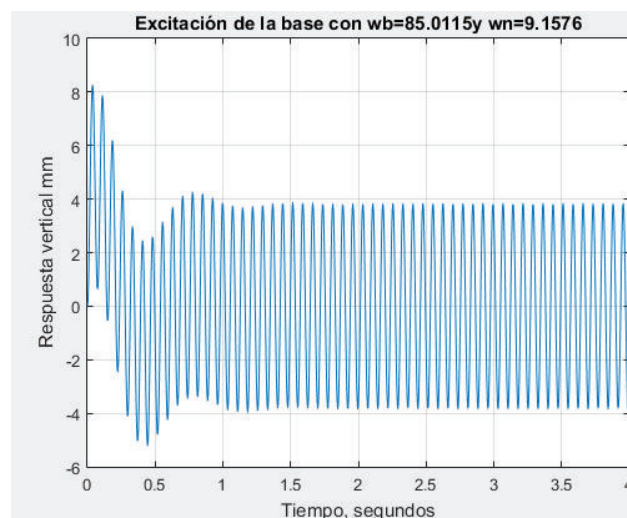


Figura 2.16 Desplazamiento vertical de la masa suspendida.

Fuente. Autor

2.4. ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN MEDIANTE EL SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS

El software Ansys de elementos finitos presenta varios módulos de análisis en los cuales se facilita el estudio dinámico del sistema de suspensión, entre ellos tenemos, el módulo de análisis dinámico estructural transiente y el módulo de vibraciones aleatorias. El software se encuentra conformado por la plataforma Workbench, donde existen dos ambientes de trabajo:

- Desing Modeler
- Mechanical

El ambiente de trabajo desing modeler, nos permite crear la geometría del modelo de análisis o su importación desde otro programa CAD, a su vez permite modificar los modelos en el caso de ser necesario. En la Figura 2.17, se presenta a manera de ejemplo el modelo del sistema de suspensión de un cuarto de vehículo, importado desde Auto CAD, para ingresar a este ambiente se selecciona la opción geometría en el módulo de trabajo

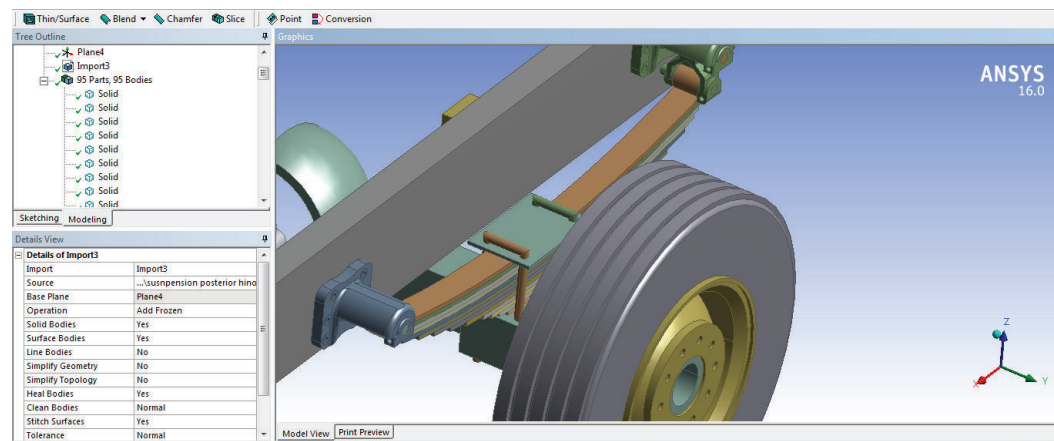


Figura 2.17 Modelo del sistema de suspensión un cuarto de vehículo, ambiente Desing Modeler.

Fuente. Autor.

El Ambiente Mechanical permite establecer los parámetros del análisis. Es aquí donde se crea las conexiones, restricciones, el mallado del modelo, se asigna cargas y se incorpora las propiedades de los elementos. En la figura 2.18 se muestra el módulo de trabajo de mechanical.

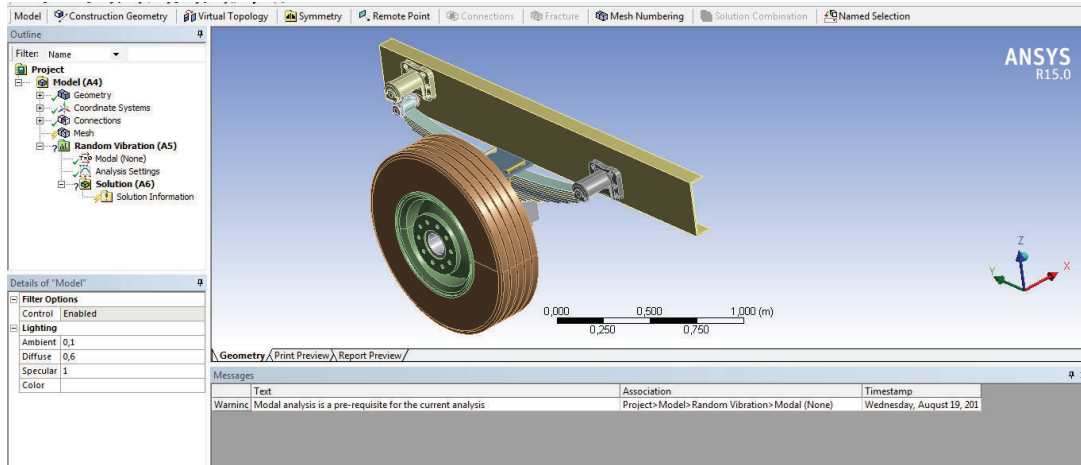


Figura 2.18 Modelo del sistema de suspensión un cuarto de vehículo, ambiente Mechanical.

Fuente. Autor.

Para nuestro estudio el modelo de análisis del sistema de suspensión se realiza en los programas inventor y auto CAD.

Dado que las irregularidades del terreno son la principal causa de aparición de oscilaciones y estas son transmitidas al resorte como cargas que varían en el transcurso del tiempo se ha visto necesario enfocar el análisis en el comportamiento de las ballestas del sistema de suspensión mencionado. A continuación se realiza los procesos de análisis en elementos finitos.

2.4.1. CONFIGURACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Para la configuración del modelo se procede a vincular los módulos de ANSYS, utilizados para nuestro estudio. En el siguiente diagrama de bloques de la figura 219 se establece los módulos que serán analizados.

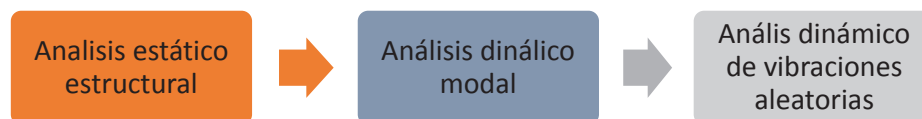


Figura 2.19 Diagrama descriptiva del análisis dinámico del sistema de suspensión

.Fuente. Autor.

En la Figura 2.20. Se presenta la manera de configurar los módulos de análisis expuestos en la figura 2.19, con la finalidad de obtener una única configuración para la definición de las propiedades del material las geometrías y el mallado.

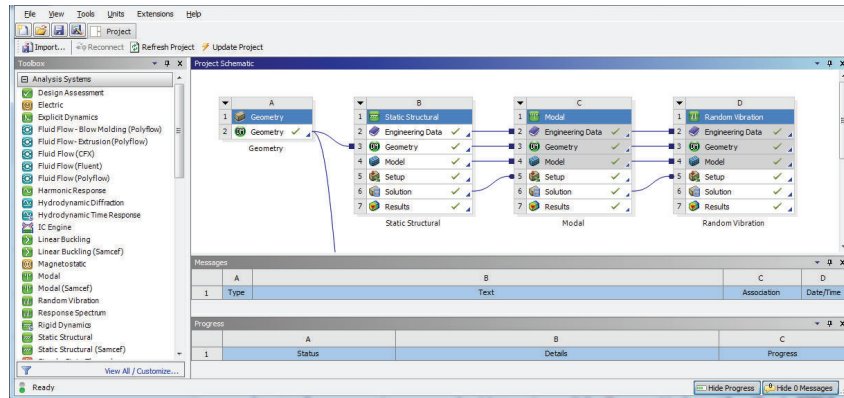


Figura 2.20 Configuración del modelo de análisis.

Fuente. Autor.

2.4.1.1. CONFIGURACIÓN DEL MATERIAL

Los resortes helicoidales y las ballestas generalmente están constituidos por, materiales de acero aleado al cromo y vanadio. El acero SAE 5160 es uno de los aceros utilizados con mayor frecuencia en la construcción de los resortes con las siguientes propiedades.

Tabla 2.4 Propiedades del acero SAE 5160

Densidad	7850 Kg/ m ³	Dureza	179 HB
Módulo de elasticidad	190 Gpa	Resistencia útil a la tracción	951 Mpa
Coefficiente de Poisson	0.3	Límite de fluencia	530 Mpa

Fuente. Rudolf, 1990

Para nuestro análisis se define como material al acero estructural en engineering data, este posee propiedades similares a las expuestas anteriormente, ver figura, 2.21.

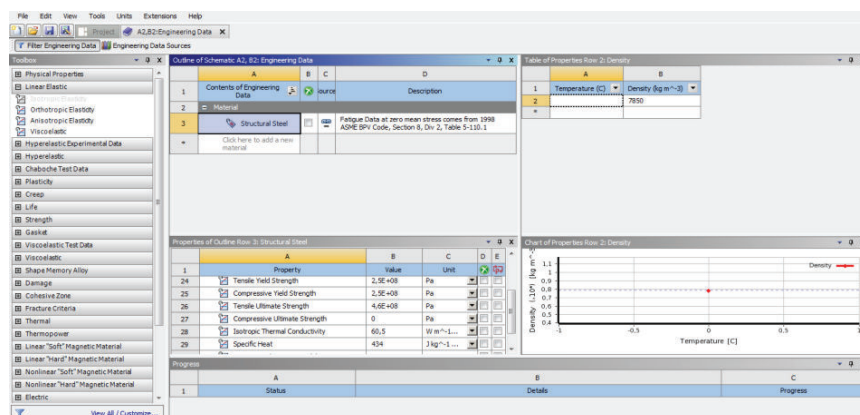


Figura 2.21 Configuración del material acero estructural. engineering data

Fuente. Autor

2.4.1.2. CONFIGURACIÓN DE LAS CARGAS

Una vez configurado el material se importa la geometría de la ballesta y se introduce un punto de masa, la masa introducida equivale a la mitad de la carga soportada por el eje posterior. Como geometrías de referencia se aplica en los puntos de conexión a la carrocería, como se muestra en la figura 2.22.

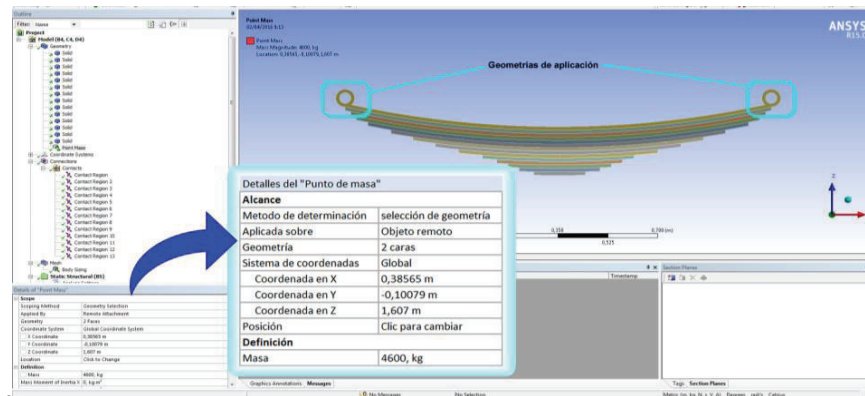


Figura 2.22 Geometría y aplicación del punto de masa

Fuente. Autor.

2.4.1.3. CONFIGURACIÓN DE CONTACTOS

Las hojas de resorte del sistema de suspensión que posee el bus en análisis presenta catorce cuerpos, para la unión entre cada hoja de ballesta se realiza mediante la superficies de contacto seleccionando la opción detalle de contactos y unión de tipo bonded (pegado), en este caso los cuerpos permanecen juntos y no se deslizan entre sí, el comportamiento está definido por el programa y las características de contactos se muestra en la Figura 2.23.

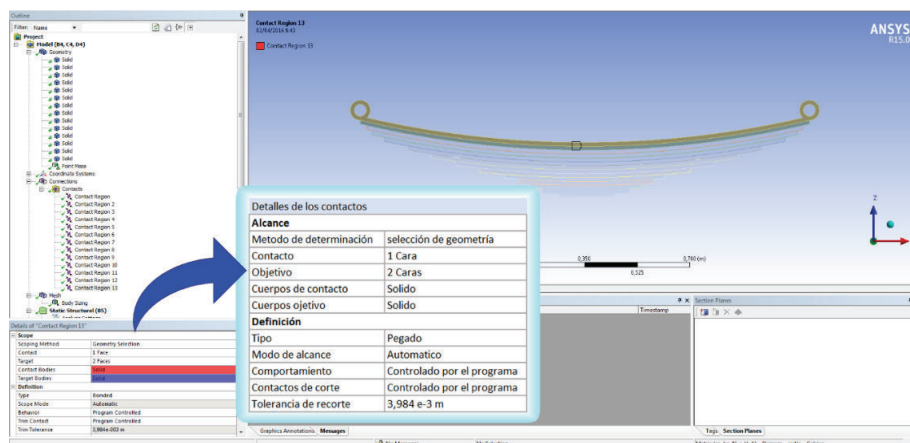


Figura 2.23 Definición de los contactos

Fuente. Autor

2.4.1.4. CONFIGURACIÓN DEL MALLADO

El mallado consiste en discretizar o dividir los objetos modelados en pequeños elementos. El tipo de malla utilizada es esencial para la obtención de resultados más reales. La configuración de la malla se aplica sobre todos los cuerpos, en nuestro estudio se utiliza el tipo de malla cuadrada basándose en la geometría de las hojas de ballestas y las dimensiones de esta configuración se muestra en la Figura 2.24.

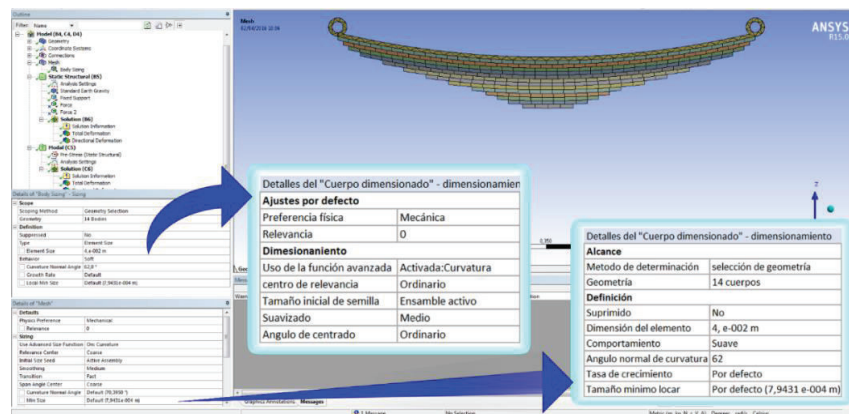


Figura 2.24 Configuración del Mallado

Fuente. Autor

Como se sabe que el resultado es más real cuando existe mayor número de elemento, el mallado utilizado para nuestro análisis presenta una relación de aspecto de 2, 8301, la cantidad de elementos se encuentra en 1415 con 7482 nodos, esta relación de aspecto cumple con el criterio de convergencia, como se muestra en la figura 2.25.

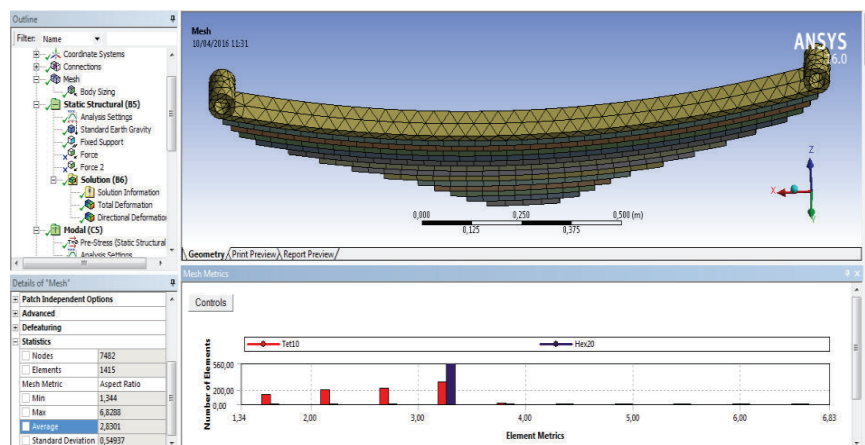


Figura 2.25 Análisis de convergencia relación de aspecto

Fuente. Autor

2.4.1.5. CONFIGURACIÓN DEL MÓDULO ESTRUCTURAL ESTÁTICO

En este módulo se ubica en la cara de la ballesta inferior y se asigna la gravedad que aplicada a todos los cuerpos y el punto de masa devolverán una respuesta estructural. Se configura para la solución la deformación total así como la deformación direccional en el eje (Z), esto se muestra en la Figura 2.26.

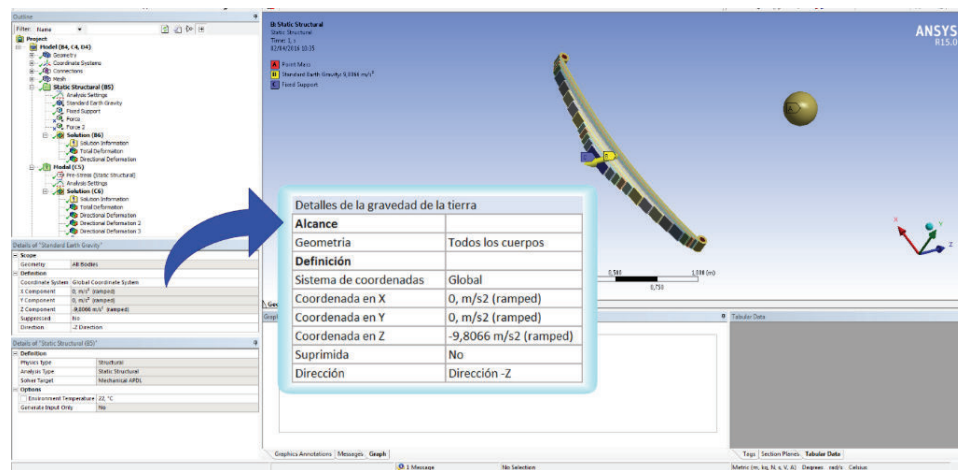


Figura 2.26 Definición de las condiciones del modelo estructural estático

Fuente. Autor

2.4.1.6. CONFIGURACIÓN DEL MÓDULO MODAL

Se toma la configuración definida para el análisis estático. Posteriormente se carga la simulación de las deformaciones direccionales en Z para diversas frecuencias, esto se muestra en la Figura 2.27.

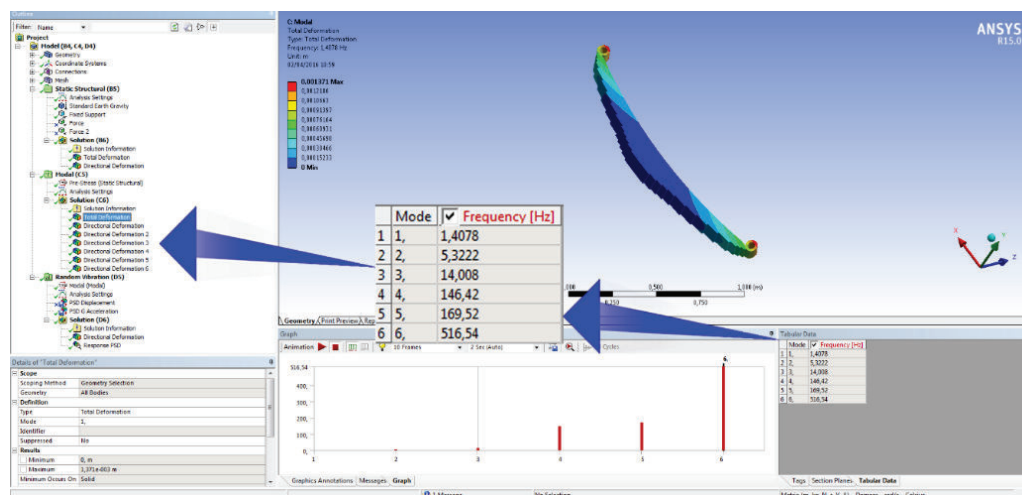


Figura 2.27 Definición de las condiciones del modelo modal

Fuente. Autor

2.4.1.7. CONFIGURACIÓN DEL MÓDULO RANDOM VIBRATION (VIBRACIONES RANDOMICAS)

En este módulo se ingresa la excitación externa que representa un perfil de vibraciones correspondiente a una carretera. Para la toma de medidas se colocó un sensor de vibraciones en la ballesta a la altura del eje, como se muestra en la Figura 2.28.

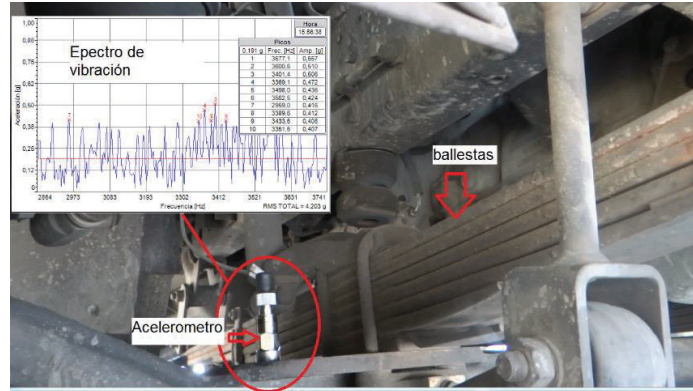


Figura 2.28 Sensor de vibraciones

Fuente. Autor

Los datos registrados y expresados en el dominio de la frecuencia se detallan en la figura 2.29.

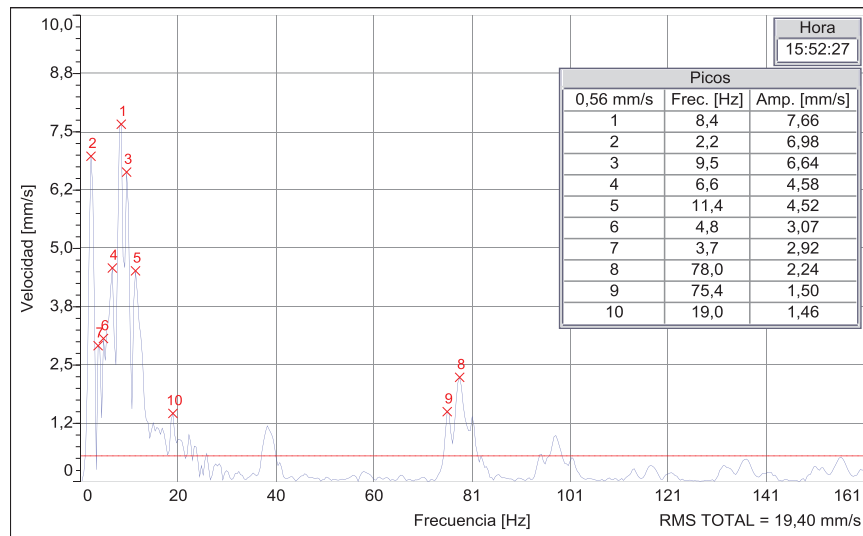


Figura 2.29 Variación de la velocidad en el dominio de la frecuencia

Fuente. Autor.

En el módulo de random vibration las excitaciones externas vienen representadas por la función denominada densidad espectral de potencia y sus siglas en inglés

(PSD), para dar uso a los valores de aceleración del grafico expuesto en la figura 3.30 se transforman a unidades $\frac{G^2}{Hz}$. En la Tabla 2.5 se presentan los puntos y su transformación a PSD para su procesamiento mediante el software Ansys.

Tabla 2.5 Datos del perfil adquirido

Frecuencia [Hz]	$\frac{mm}{s}$	$\frac{\left(\frac{m}{s}\right)^2}{Hz}$
8,8	0,106	0,001276818
82	0,411	0,002060012
102,5	0,143	0,000199502
146,5	0,125	0,000106655
164,1	0,16	0,000156002
290,0	0,111	4,24862E-05
331,1	0,146	6,43793E-05
454,1	0,115	2,91235E-05
580,1	0,108	2,01069E-05
662,1	0,113	1,92856E-05

Fuente. Autor

El perfil antes indicado se configura en “PSD V Velocidad” donde se indica que la perturbación ingresa por la superficie fijada. Y la forma del perfil de perturbación, para el estudio perfil de carretera se ingresa de forma tabular en $[(m/s)^2 / Hz]$.

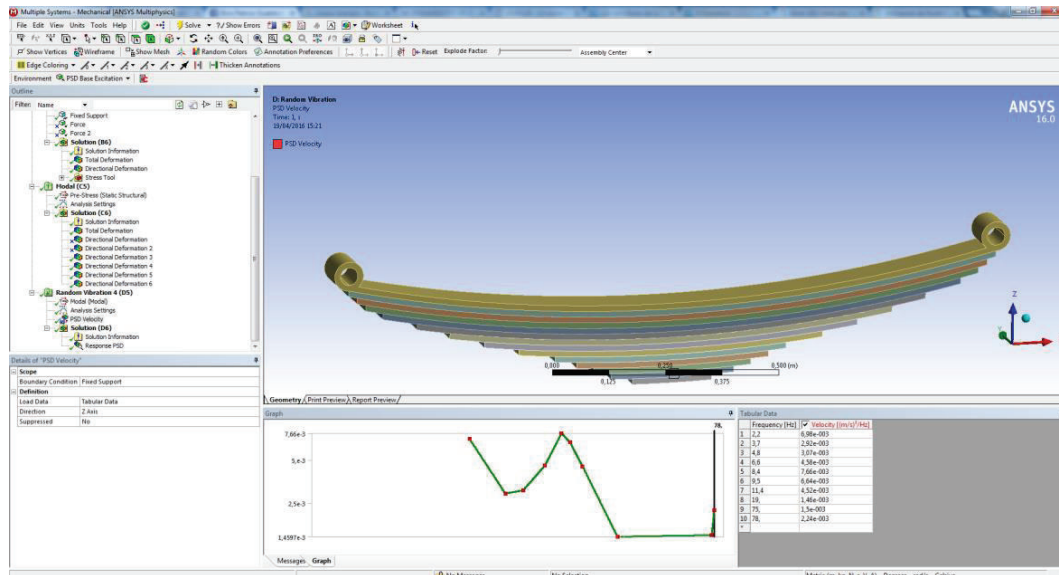


Figura 2.30 Configuración “PSD V Velocity”.

Fuente. Autor

Para obtener la interacción de la perturbación externa con el elemento se configura la “Response PSD” (respuesta PSD). Los datos de desplazamiento que emite son útiles para la interpretación del movimiento. Esto se muestra en la Figura 2.30.

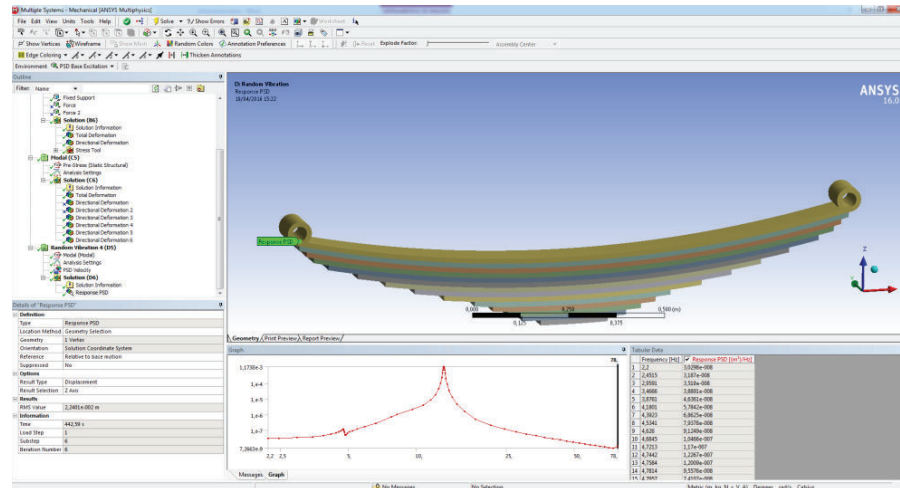


Figura 2.31 Configuración “Response PSD”.

Fuente. Autor

2.4.2. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

2.4.2.1. ESTÁTICO ESTRUCTURAL

La deformación registrada para las cargas del vehículo sobre la ballesta es de 1.607 mm. Como se aprecia en la Figura 2.32. Dentro del mismo análisis Mediante la teoría de falla de Esfuerzo Máximo Equivalente se aprecia un factor de seguridad de 2.8931 en las áreas con mayor demanda mecánica.

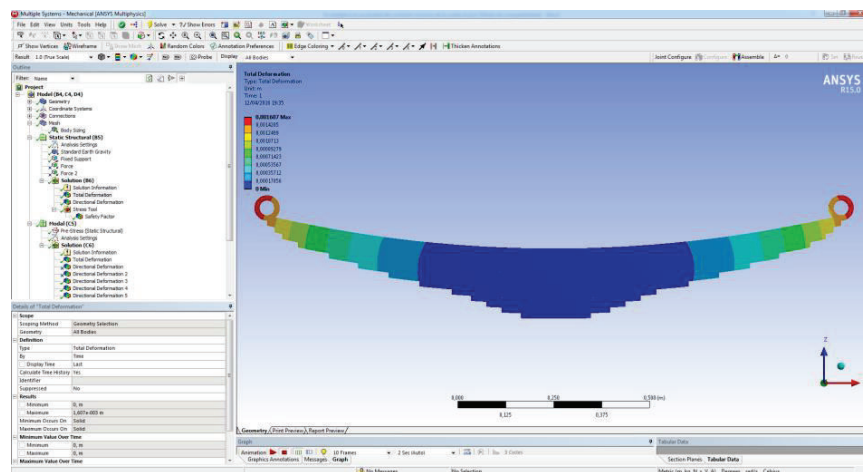


Figura 2.32 Deformación de la ballesta frente a cargas estáticas

Fuente. Autor

2.4.2.2. MODAL

Para el análisis modal de frecuencia se revisa los parámetros de simulación cuidando que la masa no exceda a la ingresada al programa. Dentro de las frecuencias presentadas en la Figura 2.27. Se aprecia una deformación mayor para el modo de vibración 3 correspondiente a la frecuencia natural 13.746 Hz. La deformación direccional en Z presentada en este modo se muestra en la Figura 2.33. En esta la deformación alcanza los 16 mm. Señalando que el desplazamiento de la masa suspendida corresponde a 14.86 mm.

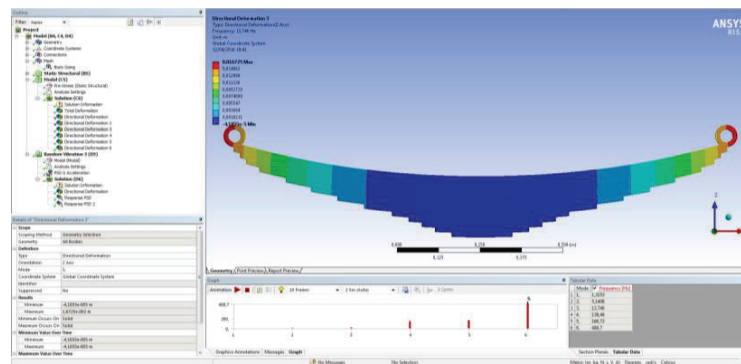


Figura 2.33 Deformación de la ballesta frente a la frecuencia natural 13.746 Hz
Fuente. Autor.

2.4.2.3. RANDOM VIBRATION

La respuesta de la suspensión frente a la excitación de la carretera exhibe una mayor excitación frente a la frecuencia del modo vibraciones 3 del análisis modal. El desplazamiento del punto de análisis es 9.101 mm, como se aprecia en la Figura 2.34.

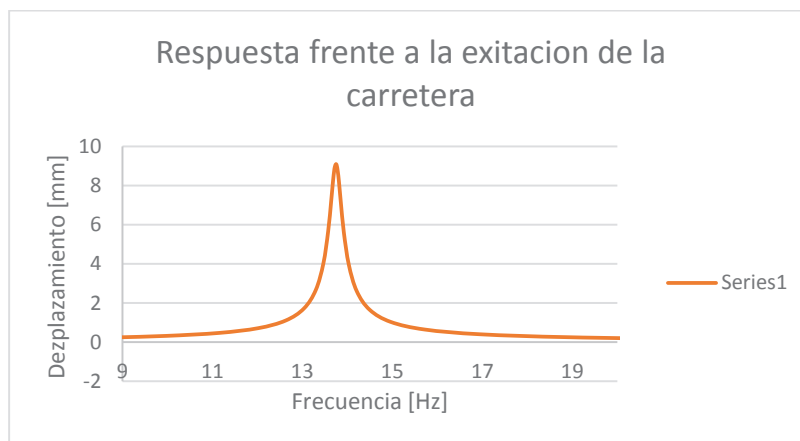


Figura 2.34 Respuesta de la ballesta frente a la excitación por parte de la carretera.
Fuente. Autor

El modelo de ANSYS presenta su máximo, bajo la frecuencia de 13.746 Hz. Mientras que la frecuencia en MatLab corresponde a una irregularidad de 0.4 m de longitud abordada a 20 km/h considerando un bache de 5 cm.

La respuesta oscilatoria del modelo matemático así como el análisis de elementos finitos nos proporciona información sobre una excitación realizada con una perturbación a una frecuencia comparable. A su vez se aprecia que las respuestas difieren en alrededor de un 10.3%.

Tanto en el modelo de ANSYS como de MatLab está relacionado al perfil de carretera una respuesta dependiente de la magnitud de las perturbaciones.

La respuesta del sistema realizado en ANSYS se realizó mediante el perfil adquirido por un equipo de vibraciones en un pico máximo. Matlab trabajo con la frecuencia de la excitación, con una función sinusoidal.

La relación de los módulos de ANSYS permite un análisis estructural así, como de vibraciones con una interrelación entre las respuestas ya que toma como entradas las solución del módulo inicial. Por ejemplo el módulo modal toma la respuesta del análisis estructural. De la misma manera el módulo de perturbación externa toma la solución de la respuesta modal.

La preparación de una interfaz en Matlab facilita el acompañar a la resolución del problema con una calculadora para constantes de ballesta. Además, del modelo que se está planteando, esto es útil para entender la solución del modelo planteado.

CAPÍTULO III

3. MEDICIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN UN BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS

La medición de las vibraciones mecánicas generadas por un bus de transporte de pasajeros y la evaluación de la respuesta humana a vibraciones requiere la recopilación de una serie de datos obtenidos al colocar transductores (acelerómetros) entre el asiento y el cuerpo de los pasajeros o el conductor.

En la norma técnica ecuatoriana NTE INEN-ISO 2631-1, se definen métodos para la evaluación de la exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo. Estas vibraciones pueden ser de tipo, periódicas, aleatorias y transitorias, la norma tiene como propósito principal especificar métodos que permiten cuantificar las vibraciones de cuerpo entero en relación con la salud, el bienestar, la percepción y el mal del movimiento, además, define criterios para los métodos preferidos del montaje de transductores para determinar la exposición de vibraciones en el cuerpo humano.

En esta norma se considera un rango de frecuencia de 0,5 Hz a 80 Hz para la salud, bienestar y percepción, de la misma forma para el mal del movimiento la frecuencia se encuentra en un rango de 0,1Hz a 0,5Hz. Para medir la magnitud de la vibración es preciso medir la aceleración eficaz ponderado, expresada en metros por segundo al cuadrado (m/s^2). Los valores son citados como la raíz cuadrática media (r.m.s.) y debe medirse en cada uno de los ejes basicéntricos (x, y, z). Este valor se expresa de acuerdo con la siguiente ecuación o sus equivalentes en el campo de frecuencias.

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.1)$$

Donde

a Valor eficaz de la aceleración (m/s^2)

w Ponderación de frecuencia

a_w Valor eficaz de la aceleración ponderada en frecuencia

$a_w(t)$ Es el valor instantáneo de la aceleración ponderada en frecuencia (transnacional o rotacional) en función del tiempo, en metros por segundo al cuadrado (m/s^2) o radianes por segundo al cuadrado (rad/s^2).

T Es la duración de la medición en segundos

En la figura 3.1 se puede apreciar un sistema de coordenadas basicentrico del cuerpo humano definidas por la norma NTE INEN-ISO 2631-1, como guía para realizar mediciones desde los puntos donde se considera que las vibraciones entran al cuerpo humano con parámetros en la posición:

- Sentado
- De pie
- tumbada.

Normalmente los mayores niveles de vibración se generan a lo largo del eje (**Z**) seguidos por la vibración del eje (**Y**), puede haber circunstancias en las cuales las vibraciones en el eje (**y**), sean eventualmente mayores, esto se debe a ciertas condiciones de conducción o resonancia en ciertos puntos, normalmente las señales que se presentan en el eje (**y**) son de bajo nivel de vibraciones y no se considera su medición.⁴⁵

En el diagrama de bloques de la figura 3.2 se presenta de forma esquemática y resumida el contenido la norma NTE INEN-ISO 2631-1 segunda edición 2014-01, cabe mencionar que esta norma es una traducción idéntica de la norma internacional ISO 2631-1: 1997 titulada “Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration Part1: General requeriments”.⁴⁶

⁴⁵ MEZQUITA, J. F. & RUIZ, J. F; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

⁴⁶ NORMA TECNICA ECUATORIANA; NTE INEN ISO 2631-1. Vibracion Mecánica y Choque. Exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo. Quito, Pichincha: INEN; Enero de 2014

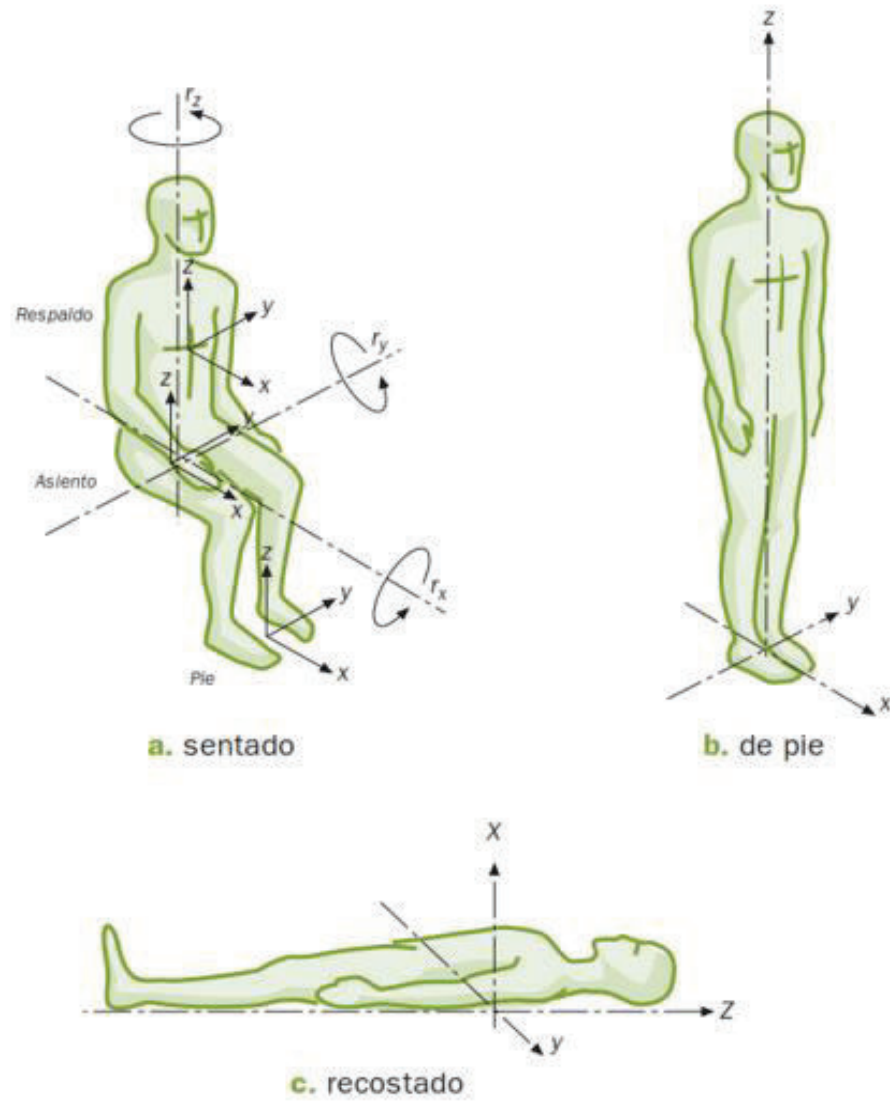


Figura 3.1 Ejes Basicéntricos del cuerpo humano.⁴⁷

Fuente. Burgui & Izquierdo, 2004

⁴⁷ NORMA TECNICA ECUATORIANA; NTE INEN ISO 2631-1. Vibración Mecánica y Choque. Exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo. Quito, Pichincha: INEN; Enero de 2014

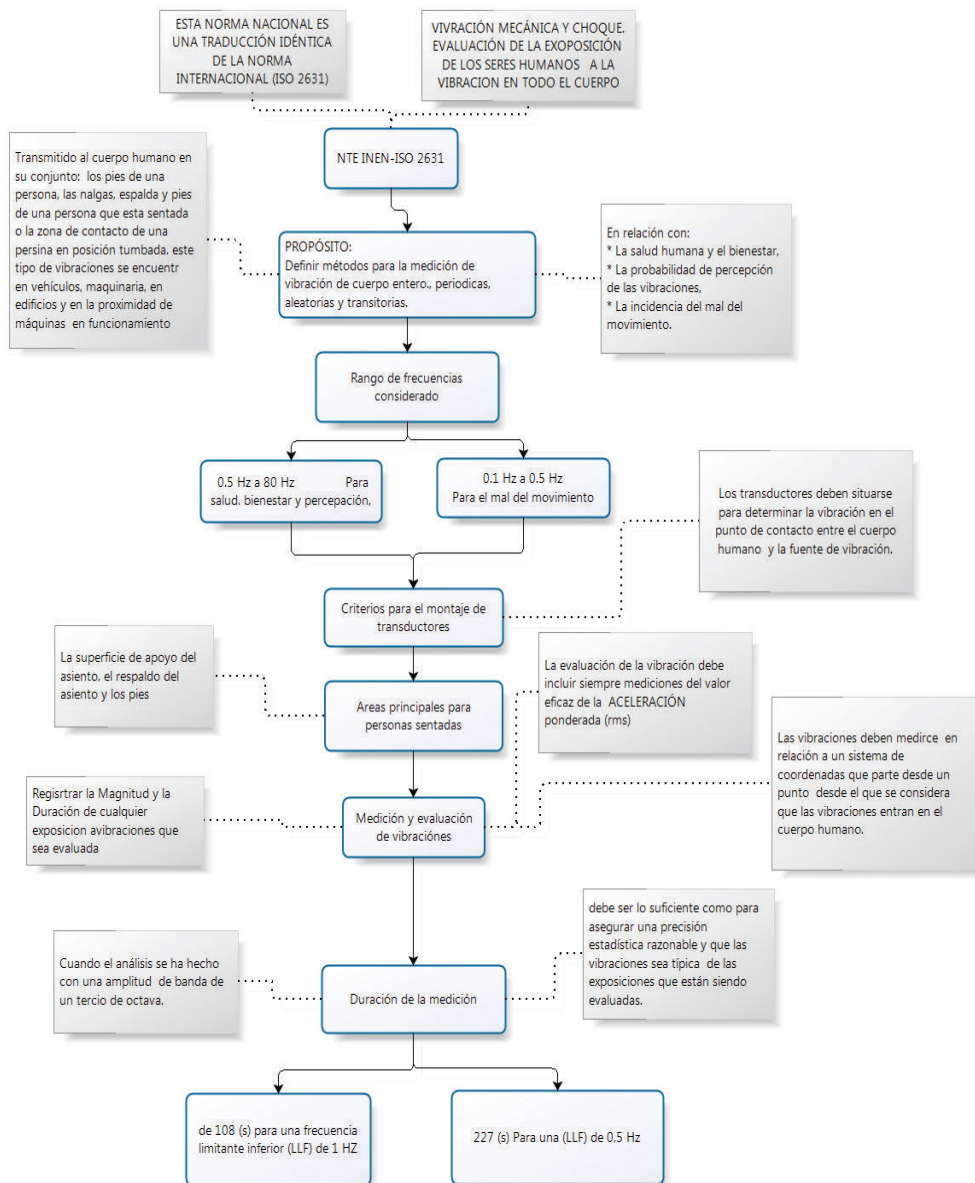


Figura 3.2 Contenido de la norma NTE INEN ISO 2631⁴⁸

Fuente. Autor

3.1.

⁴⁸ NORMA TECNICA ECUATORIANA; NTE INEN ISO 2631-1. Vibración Mecánica y Choque. Exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo. Quito, Pichincha: INEN; Enero de 2014

3.2. PERCEPCIÓN DEL CONFORT DEL CUERPO HUMANO

Los pasajeros que se encuentran viajando en vehículos que poseen un motor de combustión interna y que se desplazan mediante el uso de neumáticos de goma, se encuentran en continuo contacto con superficies que vibran. El interior del habitáculo, los asientos y el piso, son elementos que transmiten vibraciones al cuerpo y pueden ser percibidas por los pasajeros y el conductor en forma táctil, visual y auditiva.⁴⁹

Para conocer e interpretar el comportamiento de las personas ante vibraciones, existen estudios donde se representa un modelo mecánico del cuerpo humano basado en parámetros lineales compuestos por un sistema de “masa-resorte-amortiguador”⁵⁰

El modelo mecánico del cuerpo humano muestra que se trata de un sistema realmente complejo con muchos subsistemas y cada uno de ellos presenta su propia banda de frecuencia natural de resonancia, cabe mencionar el rango de la frecuencia natural propia de una persona al caminar, se encuentra comprendida entre 1 a 2 Hz (1 a 2 oscilaciones por segundo), es decir de 60 a 120 oscilaciones por minuto, por encima de estos valores se excita el sistema nervioso y por debajo se puede producir mareo⁵¹.

Cuando una parte del cuerpo entra en resonancia sufre oscilaciones que pueden ser medibles o perceptibles de forma subjetiva. La resonancia es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo que vibra se le aplica una fuerza periódica cuyo periodo de vibración coincide con el del cuerpo humano, de esta forma se aumenta la amplitud de la vibración. A la frecuencia en la que ocurre este fenómeno se lo denomina frecuencia de resonancia.

⁴⁹ MEZQUITA, J. F. & RUIZ, J. F.; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

⁵⁰ ALVAREZ JAVIER LLANEZA; *Ergonomía y Psicología Aplicada. Manual Para La Formación del Especialista*; 2009.

⁵¹ MEZQUITA, J. F. & RUIZ, J. F.; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

Las frecuencias resonantes varían de una persona a otra ya que el cuerpo humano no es simétrico y en función de la postura en la que se encuentra.

En la figura 3.3 se presenta un modelo mecánico del cuerpo humano con los resultados de un estudio realizado dentro del rango de 1 a 50 Hz, donde el cuerpo humano como conjunto, presenta el fenómeno de resonancia para distintas frecuencias, según la dirección dominante de la vibración referida a un sistema de coordenadas normalizado.

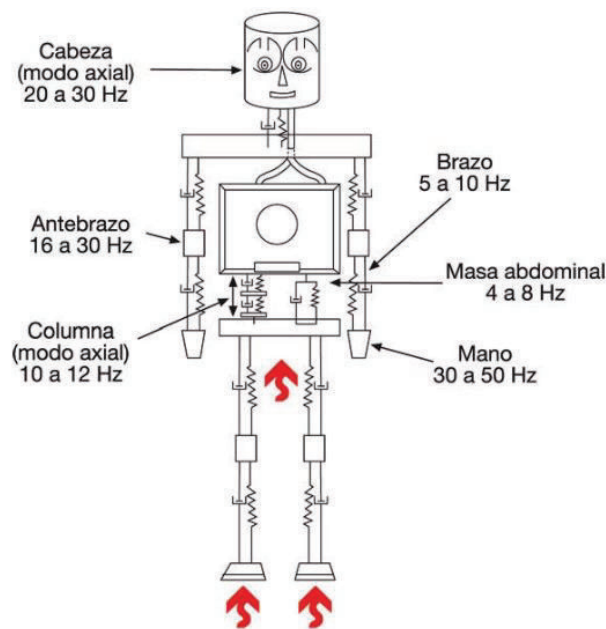


Figura 3.3 Modelo mecánico del cuerpo humano

Fuente. Instituto Nacional de seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT), 2014

Las vibraciones de cuerpo entero, pueden inducir movimientos corporales involuntarios. Por ejemplo, en una actividad visual, las vibraciones provocarán un movimiento relativo entre los ojos y el punto de focalización. En ocasiones, puede producir un deterioro visual y este, a su vez, afectar al rendimiento. El rango de frecuencias crítico para que se produzcan daños visuales es de 2 a 20 Hz.⁵²

⁵² INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HÍGIENE EN EL TRABAJO (INSHT); Vibraciones Mecánicas. Guía Técnica; Noviembre de 2005.

INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO (INSHT). Aspectos Ergonomicos de las Vibraciones . Madrid. 2014.

Hay que distinguir entre los efectos agudos y los efectos a largo plazo.

Respecto a los efectos agudos:⁵³

Trastornos respiratorios: pueden provocar hiperventilación, causada, probablemente, por la influencia mecánica de las vibraciones sobre el diafragma y el pecho.

Trastornos musculo esqueléticos: En algunos estudios se ha observado que las vibraciones activan algunos músculos. Esta activación produce movimientos musculares pasivos e involuntarios.

Trastornos sensoriales y del sistema nervioso central: las vibraciones de gran amplitud provocan lo que se conoce como “mal del movimiento” o “mareo inducido por el movimiento”.

Otros efectos: pueden aparecer problemas como aumento de la frecuencia cardiaca, de la presión arterial y del consumo de oxígeno. También se han observado cambios en los niveles de algunas hormonas, tales como las catecolaminas y la adrenocorticotrópica.

Respecto a los efectos a largo plazo: ⁵⁴

Efectos sobre el sistema musculoesquelético: cuando las vibraciones se prolongan en el tiempo, los cambios en la columna vertebral pueden resultar patológicos. Pueden producir una alta incidencia de cambios degenerativos y desviaciones de la curvatura, fundamentalmente en la parte lumbar. Es un factor que incrementa la posibilidad de trastornos en la región torácica, incluso artrosis en las articulaciones. A medida que aumenta la intensidad y la duración de las vibraciones, aumenta el riesgo de padecer este tipo de trastornos. Se han descrito este tipo de efectos incluso en exposiciones a intensidades bajas.

⁵³ INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO (INSHT). Aspectos Ergonomicos de las Vibraciones . Madrid. 2014.

⁵⁴ INSTITUTO NACIONAL DE SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO (INSHT). Aspectos Ergonomicos de las Vibraciones . Madrid. 2014.

Efectos sobre el sistema nervioso: las principales alteraciones se producen en exposiciones por encima de los 20 Hz. Estas suelen ser inespecíficas, como cefaleas, irritabilidad, etc. En ocasiones pueden producir alteraciones en las estructuras corticales y subcortical, alterando el suministro de sangre al cerebro.

Efectos sobre el sistema coclear-vestibular: puede provocar una mayor incidencia de las perturbaciones vestibulares, como es el caso del vértigo. Es posible que potencie la pérdida de audición inducida por el ruido.

Efectos sobre el sistema circulatorio: hay una diversidad de trastornos circulatorios relacionados con las vibraciones. Se dividen en cuatro grupos principales: trastornos periféricos; venas varicosas en extremidades inferiores, hemorroides y varicocele; alteraciones isquémicas e hipertensión; y cambios neurovasculares.

Efectos sobre el sistema digestivo: la exposición a vibraciones puede provocar una mayor incidencia de alteraciones del aparato digestivo: úlceras gástricas y de duodeno, gastritis, apendicitis, colitis. Este tipo de alteraciones pueden aparecer en exposiciones a baja intensidad.

Efectos sobre los órganos reproductores femeninos, la gestación y el aparato genitourinario masculino: en mujeres hay un mayor riesgo de alteraciones: menstruales, amenazas de aborto y otras complicaciones en el embarazo; en hombres se ha detectado una mayor incidencia de prostatitis.

Factores como las posturas de trabajo, las características antropométricas, el tono muscular, las situaciones de sobrecarga física y la susceptibilidad individual van a ser determinantes para la aparición de estos efectos, especialmente de los trastornos musculoesqueléticos.

3.3. SENSIBILIDAD HUMANA A LAS VIBRACIONES MECÁNICAS⁵⁵

La sensibilidad humana a las vibraciones transmitidas a la parte del cuerpo en contacto con la superficie vibrante depende de variables como la frecuencia, dirección, intensidad y duración de la vibración, a su vez de la características de

⁵⁵ MEZQUITA, J. F. & RUIZ, J. F.; *Tratado Sobre Automoviles Tomo IV*; Universidad Politecnica De Valencia; JUNIO 2006.

cada persona, la edad, el género, historia clínica, costumbres, estado físico y la parte del cuerpo que siente las vibraciones (por ejemplo, las manos, pies, y espalda reaccionan de forma diferente).

Estos factores mencionados dificultan un análisis objetivo respecto a la sensación de confort debido a la diferencia en el grado de sensibilidad que tiene cada persona. En la tabla 3.1 se puede ver de forma detallada valores recopilados de las frecuencias características que pueden presentarse en los vehículos y sus efectos en el cuerpo humano, las más sensibles, está comprendida entre los 4 y 8 Hz, cuando la dirección de la vibración se ubica en sentido vertical y por debajo de los 2 Hz para las vibraciones horizontales y transversales.⁵⁶

Tabla 3.1 Frecuencias características de movimientos vibratorios en vehículos y sus efectos

Frecuencias en Hz.		Efectos producidos		
		Sobre las personas	Sobre los automóviles actuales	
Muy bajas	< 0.5	Sensación de mareo con grandes amplitudes		
Bajas 0.5 a 4	1 a 3	1.2 a 2	Frecuencia del movimiento vertical del paso humano	Modos de baja frecuencia de la m. suspendida y del conjunto: movimiento vertical, balanceo, cabeceo y guiñada
		1 a 2	Resonancia de la cabeza en movimientos horizontales	
		1 a 3	Umbral mínimo de la ICV en movimientos horizontales	
	4 a 8	4 a 6	Resonancia del cuerpo en movimientos horizontales y verticales	

⁵⁶ IZQUIERDO, F.A.; ALVAREZ, C.V & LOPEZ, V. D; *Teoría De Los Vehículos Automoviles*. Madrid: Universidad Politécnica De Madrid; Noviembre 2001.

Medias De 4 a 20	10 a 20	4 a 8	Mínimo umbral de incomodidad en movimientos verticales	Frecuencia de rotación de ruedas en circulación a baja velocidad
		10 a 20		Frecuencia natural de masas semi-suspendidas y frecuencias medias del conjunto (m.s y m.s.s) Frecuencia de rotación de ruedas a velocidad media o alta Oscilaciones localizadas en zonas de la carrocería y otros sistemas o de deformación del bastidor a flexión o torsión
		11 a 15	Poca resonancia en el cuerpo ante movimientos verticales	
		15 a 20	Resonancia de la cabeza con vibraciones verticales	
Altas > 20	20 a 200	20 a 200		Vibraciones provocadas por acciones directas
		60 a 90	Resonancia del globo ocular	
		80 a 95		Vibraciones propias de neumáticos radiales
		100 a 200	Resonancia mandíbulas	
		170 a 200		Vibraciones propias de neumáticos diagonales

Fuente. Izquierdo, Alvarez, & Lopez., Noviembre 2001

3.4. PROCESO DE MEDICIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN UN BUS DE TRASPORTE DE PASAJEROS

Para realizar la medición de vibraciones mecánicas en un bus de transporte de pasajeros y poder evaluar la exposición a vibraciones del cuerpo humano, existen variables que depende de la distancia que recorre el pasajero, la forma de viajar sea está sentada o de pie, el tipo de asiento, etc. Estas variables dificultan el correcto análisis de los resultados, obtenido datos erróneos que no serían valederos para nuestro objeto de estudio.

Tomando como referencia estudios realizados por el INSHT, y la norma NTE INEN-ISO 2631-1, se realiza la medición de las vibraciones en el conductor del autobús. Esta persona se encuentra la mayor cantidad de tiempo expuesta a las vibraciones, siendo la más propensa a desarrollar afecciones en la salud, y percepción del confort, de esta manera podremos analizar los resultados y relacionar con las posibles afectaciones que pueden tener los pasajeros. Una vez aclarado la persona que va a ser evaluada es necesario la selección de la unidad de transporte con la finalidad de instalar los equipos necesarios para realizar la recopilación de datos, cuando el autobús circula por su ruta de recorrido diaria

3.4.1. SELECCIÓN DE LA UNIDAD DE TRANSPORTE DE PASAJEROS

Para nuestro estudio se cuenta con dos autobuses pertenecientes a distintas cooperativas de transporte, recorren diferentes rutas y poseen diferentes características técnicas y mecánicas. Estas unidades serán utilizadas como alternativas para el desarrollo de la medición y análisis de vibraciones. Estos vehículos cumplen las condiciones técnicas y descripciones físicas de funcionamiento, dispuestos en el reglamento técnico ecuatoriano RTE INEN 043:(1R), donde clasifican a los vehículos según la cantidad de pasajeros que pueden transportar y en la Norma NTE INEN 2205:2010, que establece los requisitos que debe tener un bus de transporte urbano, de tal manera que proporcione un adecuado nivel de seguridad y comodidad al usuario.

Se verifica que las unidades de transporte posean los certificados y permisos de circulación emitidos por los centros de revisión técnica vehicular (RTV), encargado del control del estado general de los componentes mecánicos, eléctricos y de seguridad de los vehículos, para prevenir desperfectos que provoquen accidentes. Una vez identificada la documentación legal y permisos de circulación se especifica los criterios de selección entre los que se menciona:

- Tipo de calzada por el cual se desplaza cada una de las unidades de transporte
- Tiempo que se demoran en cubrir toda la ruta.
- Congestión de tráfico de vehículos
- Velocidad de circulación
- Forma geográfica de la ruta (pendientes, curvas, etc.)

Estos criterios serán los factores principales para la selección del vehículo,

Esta información se obtiene mediante el método de observación y percepción, utilizando como herramientas básicas un cronometro y una agenda de apuntes. A continuación se describe de mejor manera las alternativas considerando los criterios de selección mencionados con anterioridad obtenidos de forma directa en viajes realizados en cada una de las unidades en diferente horario descartando las horas pico debido a la dificultad de circulación por condiciones de tráfico.

Las unidades de transporte expuestas como alternativas son:

- Alternativa (A).- BUS HINO AK 8 JRSA- 1526
- Alternativa (B).- MINI BUS VOLKSWAGEN 9150 OD 4.3 IP 4X2

3.4.1.1. DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVA (A). BUS HINO AK 8 JRSA- 1526



Figura 3.4 BUS HINO AK

Fuente. Autor

El bus Hino AK 8 JRSA, diseñado y equipado para el transporte de pasajeros pertenece a la cooperativa “Los Chillo”, realiza diariamente su recorrido que inicia en el parque central de Cotogchoa y finaliza en el terminal, Playón de la Marín, El recorrido dura aproximadamente una hora con veinte minutos pudiendo incrementarse en las horas pico.

Ventajas.- Esta unidad de transporte presenta dos ventajas muy significativas para nuestro estudio:

- En su recorrido alcanza mayores velocidades que permiten identificar si existe averías en los sistemas del vehículo con la simple percepción de las vibraciones que aparecen a velocidades elevadas.
- La ruta presenta varios tipos de superficie de rodadura entre empedrados y calles de tierra siendo muy importante para la obtención de niveles de vibraciones.

Desventajas.- se podría decir que las desventajas se encuentra en:

- El tiempo de recorrido para cubrir la ruta, el exceso de pasajeros que transporta
- El número de paradas existentes, el nivel de tráfico en todo el día y la variación de la velocidad en todo el trayecto

Para un mejor análisis de los criterios de selección se determina datos cualitativos y cuantitativos que permitan reconocer la calzada, según las irregularidades que posee, los tipos de asfalto, tiempo y distancia recorrida. Las mismas que se especifican para nuestra mejor comprensión en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Datos de criterios de selección bus HINO AK

Tipo de calzada	Tiempo recorrido (sin trafico)	Tiempo recorrido Con trafico	Distancia recorrida	Geografía De la ruta (pendiente)	Velocidad promedio
Ondulada con superficie asfaltada rugosa	4 minutos	6 minutos	2 Km	10° descenso 15° ascenso	20-30 km/h
Asfaltada con superficie uniforme con rompe velocidades	6 minutos	8 minutos	3 Km	20° ascenso	22,5 -30 Km/h
Carretera adoquinada	7 minutos		3 Km	15° ascenso	25,71Km/h
Ondulada asfaltada con superficie uniforme	7 minutos		3 Km	3° ascenso	25,71Km/h
Asfaltada reparada con superficie rugosa	8 minutos		3,5 Km	2° ascenso	26,5 Km/h

Fuente. Autor

En la figura 3.5 se expresa un croquis de la ruta que circula esta unidad de transporte de pasajeros con una distancia de 32.1 Km aproximadamente, las avenidas principales por donde recorre es la General Enríques, sector Sangolquí el triángulo, Ilalo sector Conocoto y la Avenida Camilo Ponce Enríques sector la loma de Puengasi conocida en nuestro medio como la vía los Chillos por el camino antiguo.

Como se puede apreciar existe una variación en los colores y representa la congestión del tránsito que se encuentra en ese instante, también se puede concluir que la congestión varía durante todo el día. Esta variable es muy difícil de contrarlar siendo una desventaja muy importante el tiempo que se demora en cubrir la ruta, esto afecta en la selección de la alternativa adecuada para realizar la medición de vibraciones mecánicas.

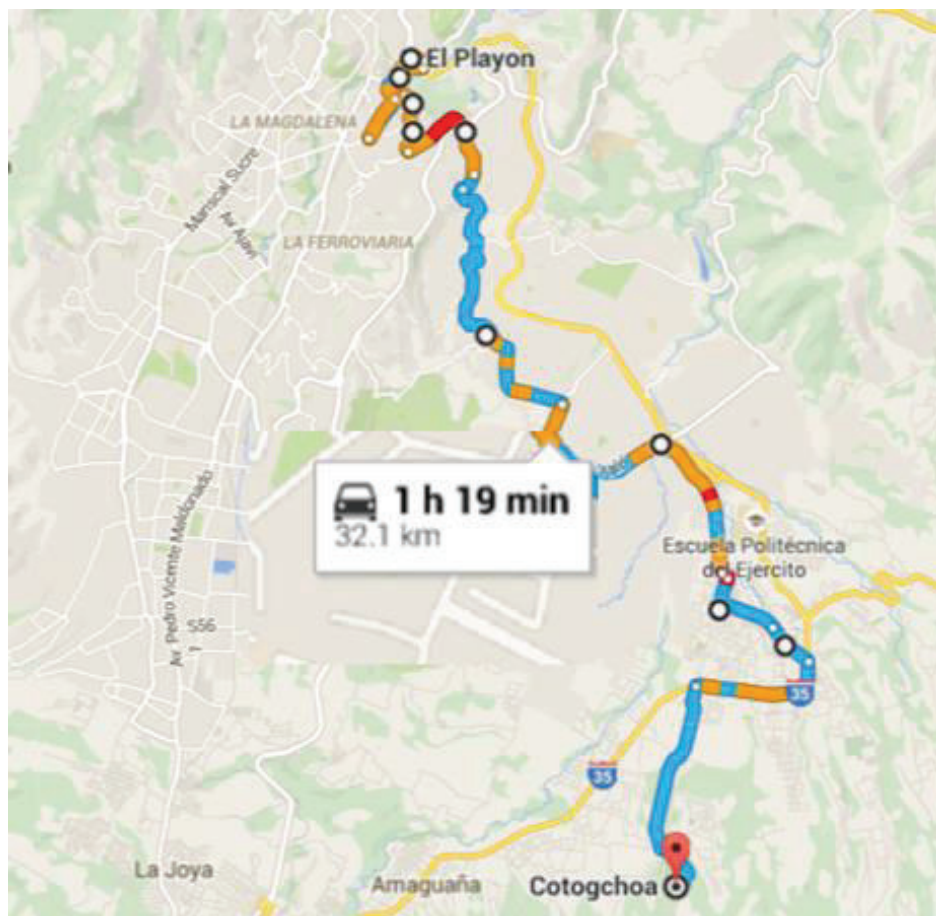


Figura 3.5 Croquis ruta bus Playón de la Marín – Cotogchoa

Fuente. Autor

3.4.1.2. ALTERNATIVA (B). MINI BUS VOLKSWAGEN 9150 OD 4.3 IP 4X2



Figura. 3.6 Mini bus Volkswagen 9150 OD 4.3 IP 4X2

Fuente. Autor

La unidad de transporte de pasajeros pertenece a la cooperativa la Floresta-Cumbaya, realiza diariamente su recorrido que inicia en el coliseo Rumiñahui sector la floresta hasta el parque central de Cumbaya, la avenida principal que recorre es la de los conquistadores por Guapulo, el recorrido dura aproximadamente 29 minutos, pudiendo incrementarse en las horas pico.

Como se ha venido mencionando el método utilizado para la adquisición de información es por observación y percepción, viajando en la unidad de transporte por varias ocasiones, donde se determina datos cualitativos y cuantitativos que permiten reconocer la carretera según las irregularidades, tipo de calzada, geografía de la ruta (pendiente), tiempo y distancia recorrida entre otros. En la tabla 3.3 se detalla los diferentes criterios de selección expuestos como variables para el análisis y desarrollo de selección del vehículo.

En la figura 3.7 se representa un croquis de la ruta que recorre esta unidad de transporte de pasajeros con una distancia aproximada de 8,8 km, la misma se cubre en 29 minutos con un promedio de velocidad entre los 30 y 60 km/h.

De la misma forma que la figura 3.2 los colores indican la congestión del tránsito en el sector siendo el color rojo el de mayor índole respecto al flujo vehicular, se

podría también añadir que es una ruta de mucha pendiente y con una mayor distancia recorrida con una calzada de tipo adoquinada.

El tiempo que se recorre esta ruta es muy idóneo para la obtención de las medias de vibraciones mecánicas, permitiéndonos adquirir más datos para un mejor análisis.

Tabla 3.3. Datos De Criterios De Selección Mini Bus Volkswagen 9150 OD

Tipo de calzada	Tiempo recorrido (sin trafico)	Tiempo recorrido Con trafico	Distancia recorrida	Geografía De la ruta (pendiente)	Velocidad promedio
Ondulada con superficie asfaltada rugosa	3 minutos	4 minutos	0,5km	2° descenso 2° ascenso	20-30 km/h
Asfaltada reparada con superficie rugosa	3 minutos	3 minutos	0,5 Km	2° ascenso	22,5 -30 Km/h
Adoquinada reparada con romper velocidades	15 minutos		5 Km	20° descenso	35 Km/h
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	5 minutos		2 Km	3° ascenso	25,71Km/h
Asfaltada con superficie uniforme	4 minutos		1 Km	2° ascenso y descenso	26,5 Km/h

Fuente. Autor.

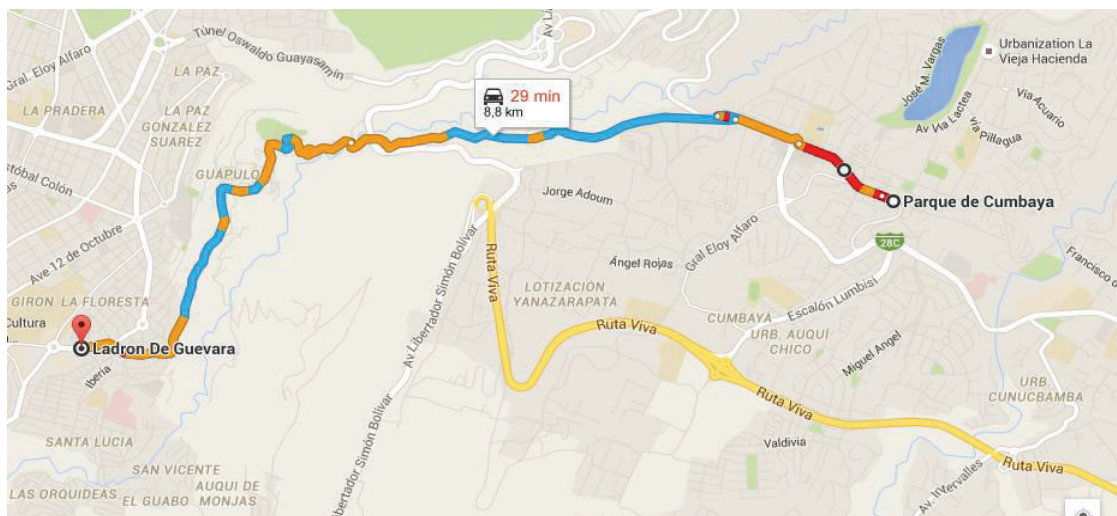


Figura 3.7 Croquis ruta Floresta- Cumbaya

Fuente. Autor

Ventajas.- Esta unidad presenta ventajas relacionadas con:

- Tiempo de cubrir la ruta de su recorrido aceptable para realizar varias mediciones.
- Tipos de carretera variada que permitan adquirir información adecuada para el análisis.
- No existen muchos puntos de paradas para recoger y dejar pasajeros.
- Velocidad de circulación aceptable entre 25 k/h a 60 K/H y manteniendo una velocidad constante durante un periodo idóneo para la obtención de datos de las vibraciones y cumple con lo dispuesto en la norma NTE INEN ISO 2631-1.

Desventajas.- la desventaja principal que se ha observado es; no alcanzar un desplazamiento a elevadas velocidades, ya que no permite determinar fallas en los sistemas de dirección, suspensión frenos, etc. por efectos de la vibración que aparecen a 80 km/h y pueden ser percibidas por el conductor a través del volante de la dirección.

Una vez presentada las diferentes alternativas y los criterios de selección, se analiza las ventajas y desventajas que presenta cada unidad de transporte de pasajeros, de esta manera se puede tener una idea clara y subjetiva de la mejor opción para realizar las pruebas, no obstante es necesario escoger la más óptima y para ello se utiliza: el método ordinal de criterios ponderados con la finalidad de seleccionar la mejor opción de manera objetiva y cuantitativa, aumentando la seguridad en la selección del vehículo.

A continuación se detalla en las siguientes tablas de ponderación los valores cuantitativos asignados cada uno de los criterios de selección dándoles un peso específico para realizar una comparación entre cada criterio de selección y obtener la mejor alternativa.

Tabla 3.4 Evaluación del peso específico de cada criterio

Tipo de carretera > Geografía de la ruta > Tiempo recorrido = Condiciones de tráfico > Facilidad para instalar los sensores > Velocidad máxima de circulación								
CRITERIOS	TIPO DE CARRETERA (calzada)	GEOGRAFÍA DE LA RUTA	TIEMPO RECORRIDO	CONDICIONES DE TRAFICO	FACILIDAD PARA INSTALAR LOS SENSORES	VELOCIDAD MÁXIMA DE CIRCULACIÓN	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
TIPO DE CARRETERA (calzada)		1	1	1	1	1	6	0,286
GEOGRAFÍA DE LA RUTA	0		1	1	1	1	5	0,238
TIEMPO RECORRIDO	0	0		0,5	1	1	3,5	0,167
CONDICIONES DE TRAFICO	0	0	0,5		1	1	3,5	0,167
FACILIDAD PARA INSTALAR LOS SENSORES	0	0	0	0		1	2	0,095
VELOCIDAD MÁXIMA DE CIRCULACIÓN	0	0	0	0	0		1	0,048
SUMA							21	1

Fuente. Autor.

Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio tipo de carretera

BUS HINO AK 8 JRSA- 1526 - Alternativa A MINI BUS VOLKSWAGEN 9150 OD 4.3 IP 4X2 TM - Alternativa B Alternativa B > Alternativa A				
TIPO DE CARRETERA	Alternativa B	Alternativa A	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa B		1	2	0,667
Alternativa A	0		1	0,333
			3	1

Fuente. Autor.

Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio geografía de la ruta Alternativa B > Alternativa A

GEOGRAFÍA DE LA RUTA	Alternativa B	Alternativa A	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa B		1	2	0,667
Alternativa A	0		1	0,333
			3	1

Fuente. Autor.

Tabla 3.7 Evaluación del peso específico del criterio tiempo recorrido Alternativa B > Alternativa A

TIEMPO RECORRIDO	Alternativa B	Alternativa A	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa B		1	2	0,667
Alternativa A	0		1	0,333
			3	1

Fuente. Autor.

Tabla 3.8 Evaluación del peso específico del criterio condiciones de tráfico. Alternativa B = Alternativa A

CONDICIONES DE TRAFICO	Alternativa B	Alternativa A	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa B		0,5	1,5	0,5
Alternativa A	0,5		1,5	0,5
			3	1

Fuente. Autor.

Tabla 4.8. Evaluación del peso específico del criterio facilidad para instalar los sensores.

Alternativa B = Alternativa A

FACILIDAD PARA INSTALAR LOS SENSORES	Alternativa B	Alternativa A	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa B		0,5	1,5	0,5
Alternativa A	0,5		1,5	0,5
			3	1

Fuente. Autor.

Tabla 3.9 Evaluación del peso específico del criterio velocidad máxima de circulación Alternativa

A > Alternativa B.

VELOCIDAD MÁXIMA CIRCULACIÓN	Alternativa A	Alternativa B	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa A		1	2	0,667
Alternativa B	0		1	0,333
			3	1

Fuente. Autor.

Tabla 3.10 Conclusiones y selección del vehículo para la medición de vibraciones mecánicas

ALTERNATIVAS	TIPO DE CARRETERA	GEOGRAFÍA DE LA RUTA	TIEMPO RECORRIDO	CONDICIONES DE TRAFICO	FACILIDAD PARA INSTALAR LOS	VELOCIDAD MÁXIMA DE	Σ	PRIORIDAD
Alternativa B	0,190	0,159	0,111	0,084	0,048	0,0156	0,607	1
Alternativa A	0,095	0,079	0,056	0,084	0,048	0,032	0,394	2
					SUMA		1	

Fuente. Autor.

Finalizado el análisis de los valores cuantitativos asignados a cada criterio de selección y realizados los cálculos correspondientes se determina como mejor alternativa para el desarrollo de la medición y evaluación de vibraciones mecánicas al (MINI BUS VOLKSWAGEN 9150 OD 4.3 IP 4X2), con un 60, 7% de aceptabilidad

de acuerdo a la tabla 3.10, donde una de las principales ventajas que posee es la ruta que circula la unidad, la geografía y el tiempo que demora en recorrido.

Una vez selecta la unidad de transporte que se pretende utilizar en las mediciones de vibraciones se procede a describir los equipos y elementos utilizados.

3.4.2. EQUIPOS Y ACSESORIOS UTILIZADOS EN LA MEDICIÓN DE VIBRACIONES

Para llevar a cabo el protocolo de medición de vibraciones de cuerpo entero en personas sentadas, actualmente existe varios instrumentos de medida de mayor tecnología, que realizan internamente el análisis de las señales de manera más completa, precisa y confiable. Acondicionados principalmente para mostrar señales de aceleración ponderada en frecuencia relacionados con la afectación en la salud, bienestar, percepción y el mal del movimiento.

Para el desarrollo de nuestro estudio se utiliza los instrumentos existentes en el laboratorio de análisis de esfuerzos y vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional (EPN), descritos a continuación:

- Analizador de señal de vibraciones mecánicas marca ADQ.
- Acelerómetros axiales Wilcoxon Research
- Software de análisis de vibraciones MAINtraq.
- Computadora portátil Netbock
- Inversor de corriente de 12v DC/120 v AC
- Batería de 12 v DC

3.4.2.1. ANALIZADOR DE SEÑAL DE VIBRACIONES MECÁNICAS MARCA ADQ.

El instrumento de medida de vibraciones modelo ADQ, expresado en la figura 4.8, almacena variables físicas, procesa y analiza mediante operaciones matemáticas y transmite datos que puedan ser interpretadas para un correcto análisis, posee 16 canales para la entrada de señales dinámicas, en la tabla 3.11, se detalla de forma más específica las características técnicas de este equipo.

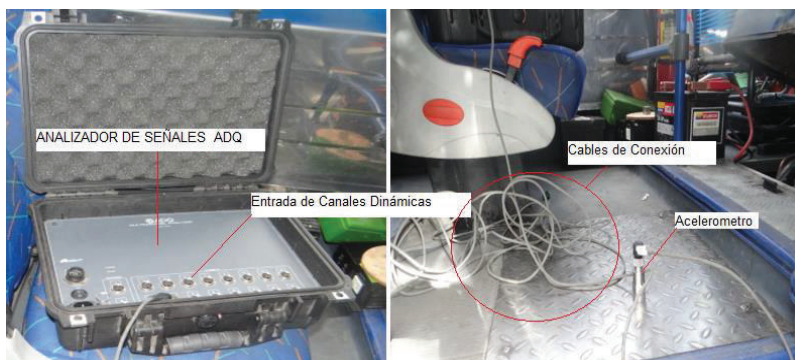


Figura 3.8 Características principales del analizador de vibraciones

Fuente. Autor

Tabla 3.11 Características principales del analizador de señales de vibraciones.⁵⁷

Equipo	Analizador de señales	Marca	ADQ
Entrada de canales dinámicas	16 canales	Modo de trabajo	Junto con una computadora Notebook
Entrada de trigger	2	Frecuencia de muestreo	De 100 a 24000 muestras/segundo
Exactitud	+/- 0,1%	Alimentación de energía	110 a 220 V (AC)
Dimensiones	43 x 34 x 18mm	Comunicación	Con PC por red Ethernet de 100 M bits/s
Mediciones	Simultaneas en todos los canales	Mide	Aceleración, velocidad, desplazamiento y envolvente desde acelerómetros.
			Diagramas de Bode
			Diagramas de Nyquist
Cables de conexión de datos resistentes a altas temperaturas			
Nota:			
Compatible con el software MAINTraQ Viewer para mediciones en tiempo real.			
Compatible con el software MAINTraQ Analyzer para análisis de vibraciones.			
Compatible con el software MAINTraQ Viewer balance para balanceo.			

Fuente. IDEAR; CONDITION MONITORING, 2014

⁵⁷ IDEAR; CONDITION MONITORING. Ficha Técnica Analizador Multicanal ADQ; Julio de 2014.

Para nuestras mediciones se ocupan cuatro canales, debido a los cuatro transductores disponibles en el laboratorio.

3.4.2.2. ACELERÓMETROS MODELO WILCOXON RESEARCH 782 A

Estos acelerómetros modelo WILCOXON RESEARCH 782 A deberán ser colocados y calibrados en los sitios pertinentes siguiendo las disposiciones establecidas en la norma NTE INEN ISO 2631-1.

En la figura 3.9, se puede apreciar tres de los cuatro acelerómetros disponibles para las mediciones, colocados en una base cubica de acero, acoplados mediante imanes ubicados en la parte inferior del acelerómetro, permitiendo una sujeción segura.

La base está diseñada y construida para medir vibraciones en el asiento del conductor, los acelerómetros se encuentran ubicados en los ejes basicentricos x, y, z, lo más cerca posible para poder adquirir señales más precisas como indica la norma NTE INEN ISO 2631-1..

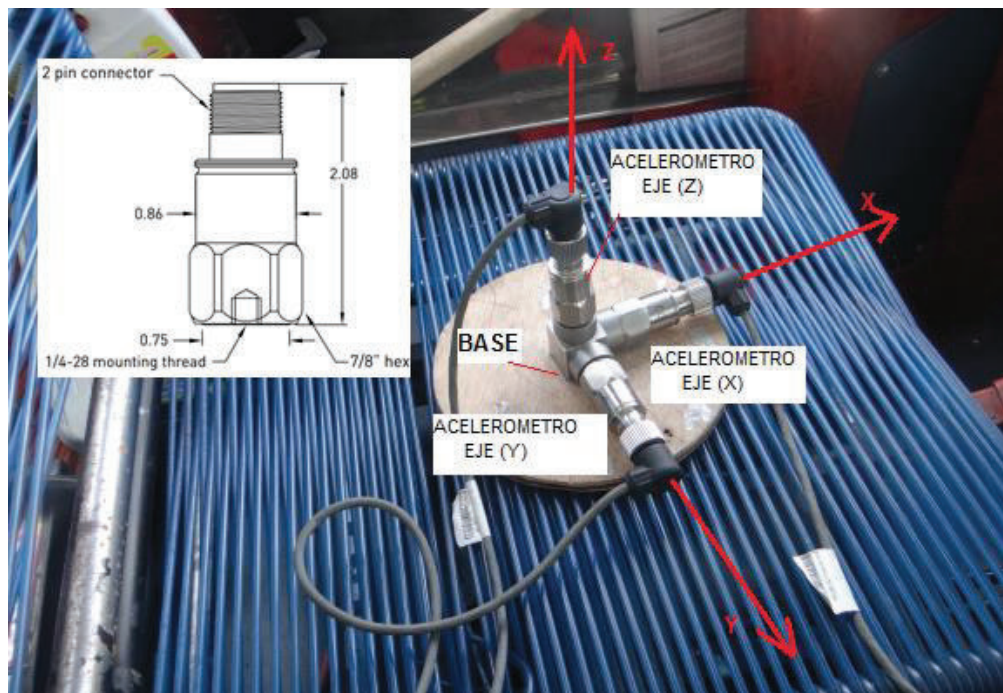


Figura 3.9 Acelerómetros modelo wilconxon research 782 A

Fuente. Autor

Los detalles y las características técnicas que posee este tipo de acelerómetro se puede observar en la tabla 3.12

Tabla 3.12 Especificaciones técnicas de los acelerómetros

Marca	WILCOXON RESEARCH
Modelo	782 A
Sensibilidad	100 mV/g \pm 5 % nominal a 25° C
Tipo	Baja frecuencia
Peso	90 gramos
Material	AISI 316L
DINÁMICAS	
Rango de aceleración	80 g pico
Amplitud no lineal	1%
Respuesta frecuencia	
\pm 5%	1 – 7.000 Hz
\pm 10%	0,7 – 9.000 Hz
\pm 3 Db	0,4 – 14.000 Hz
Frecuencia en resonancia	30 kHz

Fuente. IDEAR; CONDITION MONITORING, 2014

3.4.2.3. SOFTWARE DE ANALISIS DE VIBRACIONES⁵⁸

El software utilizado para medir, almacenar y analizar vibraciones y otras señales dinámicas se escribe a continuación:

- Software MAINTraQ Viewer, para mediciones en tiempo real
- software MAINTraQ Analyzer, permite abrir los archivos de las mediciones realizadas para su posterior análisis e interpretación de resultados

Este software junto con el analizador de señales ADQ se encuentran compatibles y permiten expresar magnitudes de aceleración, velocidad, y desplazamientos de la vibración, esta se puede visualizar expresada en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia como se muestra en la figura 4.10, y en la tabla 3.13.

⁵⁸ IDEAR; CONDITION MONITORING. Ficha Tecnica Analizador Multicanal ADQ; Julio de 2014.

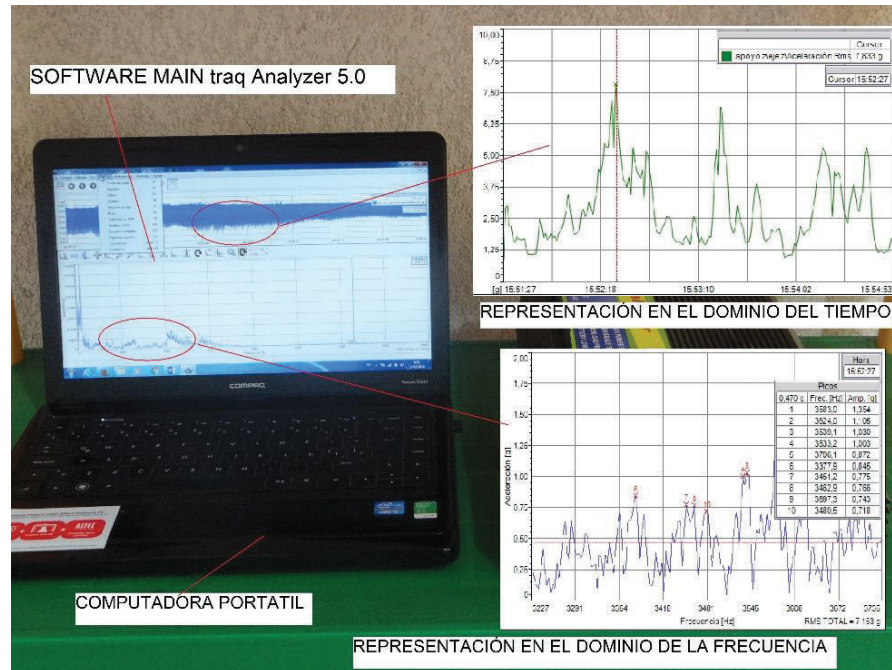


Figura 3.10 Software MAINtraq Analyzer 5.0

Fuente. Autor

Tabla 3.13 Características técnicas Software MAINTraq Analyzer 5.0

Equipo	Software MAINTraq Analyzer	
Analiza	Vibraciones y otras señales dinámicas	Mide desde el analizador multicanal ADQ Grava señales durante horas sin pérdida de información
Muestra gráficos de: Formas de onda, espectros y orbitas en tiempo real, Diagrama Polar, Cascada de espectro vs. RPM, espectros cruzados, posición de ejes, entre otros.		

Fuente. IDEAR; CONDITION MONITORING, 2014

3.4.2.4. INVERSOR DE CORRIENTE Y ACUMULADOR DE ENERGIA.

Entre las características técnicas del analizador de vibraciones ADQ, se especifica la fuente de energía de 110V-120V de corriente alterna (AC). El vehículo funciona con tensión de 12V corriente continua (DC) y el inversor de corriente tiene la misión de transformar la corriente de 12v (DC) en 110V-120V (AC). En la figura 3.11 se observa la conexión de la batería y el inversor de corriente para alimentar de energía el equipo analizador de vibraciones, en la tabla 3.14 se especifica las características técnicas de la batería y el inversor de corriente.



Figura 3.11 Alimentación de energía del analizador de vibraciones ADQ

Fuente. Autor.

Tabla 3.14 Características técnicas inversor de corriente y batería

INVERSOR DE CORRIENTE					
Equipo	Inversor de corriente	Modelo	DF-1753	Power	1500 Watts
Input voltage	12 V DC	Output voltage	AC 110 V 60 Hz		
ECUMULADOR DE ENERGIA					
Elemento	Batería de plomo	Marca	Baterías Ecuador		
Voltios	12 V DC	Amperios Ah	45 (Ah)		
Capacidad de arranque	330 (A)	Medida mm	238x 129 x 227 (mm)		

Fuente. Ficha técnica

3.4.3. INSTALACIÓN DE INSTRUMENTOS DE MEDIDA SOBRE EL VEHÍCULO⁵⁹

La norma NTE INEN ISO 2631-1 designa ubicar los acelerómetros en las áreas principales de contacto entre la superficie vibrante y el cuerpo de una persona que

⁵⁹ NORMA TECNICA ECUATORIANA; NTE INEN ISO 2631-1. Vibracion Mecánica y Choque. Exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo. Quito, Pichincha: INEN; Enero de 2014.

se encuentra sentada. Para medir las vibraciones de cuerpo entero en el conductor del auto bus, los acelerómetros deben ser ubicados en:

- La superficie de apoyo del asiento.
- El respaldo del asiento
- los pies.

3.4.3.1. INSTALACIÓN DE LOS ACELERÓMETROS EN LA SUPERFICIE DE APOYO DEL ASIENTO

Para medir las vibraciones que percibe el conductor por la superficie de apoyo del asiento se utiliza tres acelerómetros ubicados en los ejes basicéntricos (x, y, z) de forma ortogonal y lo más cerca posible a los puntos de contacto por donde ingresan las vibraciones.

Si al montar los acelerómetros existen inconvenientes en la dirección de los ejes (x, y, z), se puede colocar con una desviación máxima de 15°.

En la figura 3.12, se observa la base diseñada para el montaje de los acelerómetros y se ubica entre la superficie de apoyo del asiento bajo la tuberosidad isquial, del conductor en el instante que inicie la conducción evitando molestias al conducir y cumpliendo con las disposiciones de la norma NTE INEN ISO 2631-1.

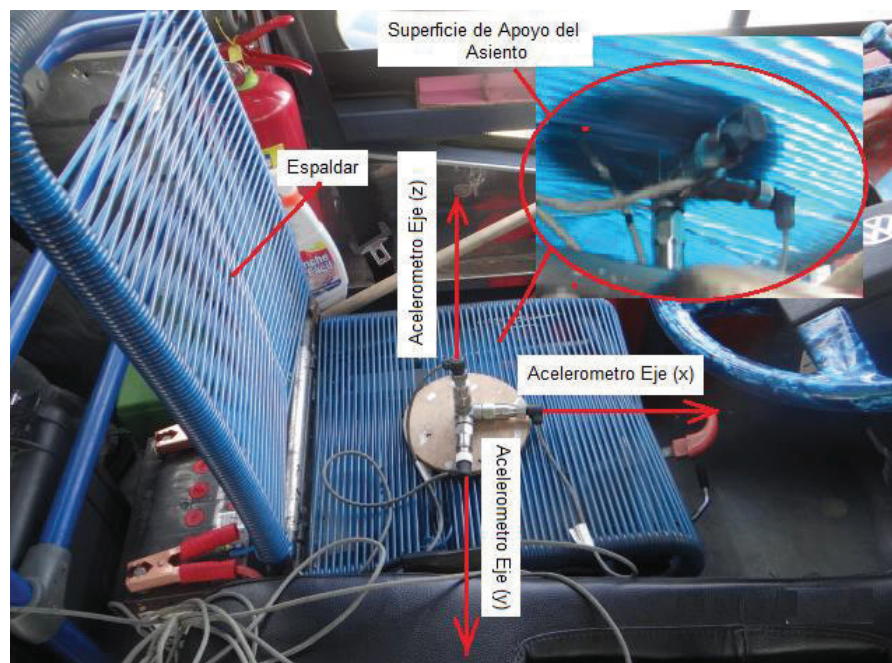


Figura 3.12 Acelerómetros en el apoyo del asiento del conductor

Fuente. Autor

3.4.3.2. INSTALACIÓN DEL ACELERÓMETRO EN EL RESPALDO DEL ASIENTO

Para realizar las mediciones de vibraciones que percibe el conductor por el respaldo del asiento la base que contiene los acelerómetros se ubica en el área principal de apoyo del cuerpo, considerando los movimientos que realiza el conductor longitudinales, laterales y giratorios.

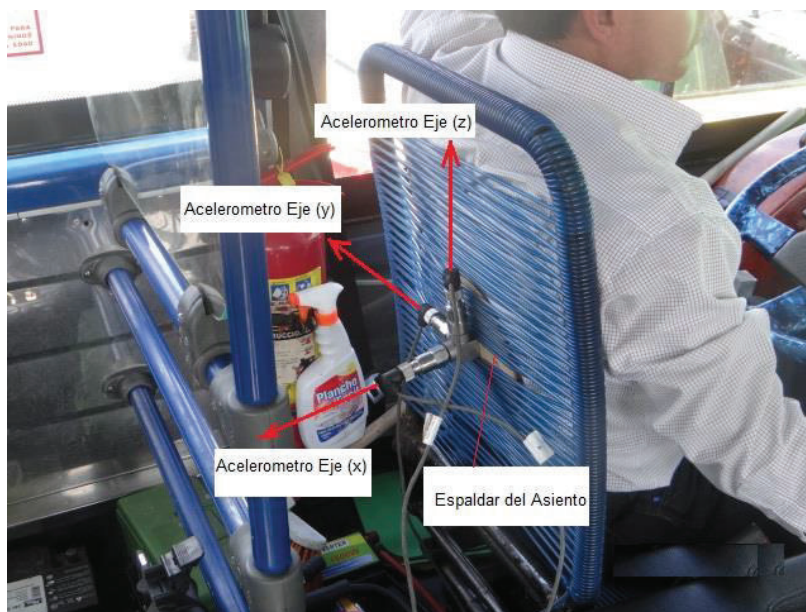


Figura 3.13 Ubicación de los acelerómetros en el respaldo del asiento

Fuente. Autor

3.4.3.3. INSTALACIÓN ACELERÓMETROS EN LA SUPERFICIE DE LOS PIES

Para obtener las señales de vibración que llegan al conductor por los pies se coloca un acelerómetro en sentido vertical como se puede observar en la figura 4.14 sobre el piso de la carrocería en dirección del eje (z) según el sistema de referencias utilizado en nuestro estudio.

No se ubica los acelerómetros en los ejes (x, y) por las siguientes consideraciones:

- Las vibraciones de mayor amplitud se encuentran en sentido vertical.
- La carrocería presenta movimientos de balanceo, cabeceo, en los ejes (x, y) mencionados y no son parte del análisis de nuestra investigación.
- Los valores de las señales superan el nivel de frecuencia analizados y el factor cresta es mayor que 9.

- En la norma NTE INEN ISO 2631-1 no analiza las señales de vibración en los pies del conductor, no existen señales de vibración comparables para justificar o analizar los valores de una manera valedera.

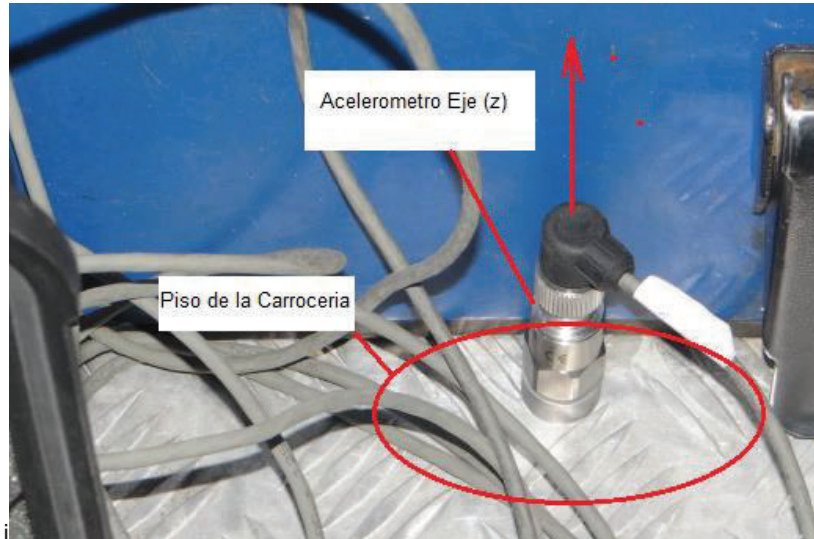


Figura 3.14 Ubicación del acelerómetro e la superficie de los pies sentido vertical.

Fuente. Autor

La instalación de los instrumentos de medida (acelerómetros) en el apoyo del asiento, respaldo y la superficie de apoyo de los pies permiten obtener señales de las perturbaciones que recibe el conductor para su posterior evaluación relacionados con el comportamiento del ser humano que afectan la salud, percepción, confort y el mal del movimiento.

Como el nivel de vibraciones que se generan en el vehículo está relacionado con el sistema de suspensión del vehículo estudiado en el capítulo 3, se ha visto necesario instalar los instrumentos de medida (acelerómetros) en los siguientes puntos:

- Motor
- Carrocería del autobús
- Bastidor
- Sistema de suspensión

Las señales obtenidas en la medición de las vibraciones en estos puntos permiten obtener datos comparables para tener una idea clara del nivel de vibraciones internas que genera el vehículo.

3.4.3.4. INSTALACIÓN DE ACELERÓMETROS EN EL MOTOR

Una de las fuentes principales que genera vibraciones es el motor del vehículo, para realizar un análisis con mayor exactitud y profundidad se recomienda ubicar los acelerómetros en los tres ejes ortogonales, obteniendo datos más precisos.

El análisis de las vibraciones que genera el motor viene siendo un tema que necesita mayor atención para el estudio y se requiere de tiempos más extensos dejándolo como tema para otro estudio de investigación y análisis.

Para nuestro estudio se obtiene las medidas de las vibraciones en el eje (z), se instala el acelerómetro en sentido vertical, en la parte superior del motor como se puede apreciar en la figura 3.15.

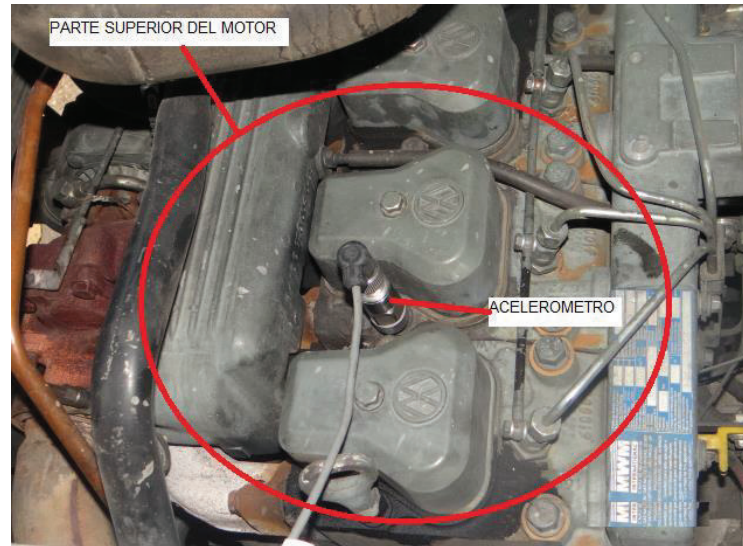


Figura 3.15 Montaje acelerómetro motor bus

Fuente. Autor.

3.4.3.5. INSTALACIÓN ACELERÓMETROS EN LA CARROCERÍA Y EL A BASTIDOR DEL BUS

En la figura 3.16 se puede apreciar de los puntos donde se instalan los acelerómetros tanto en el bastidor del chasis como en la carrocería del bus.

Los datos obtenidos de estas mediciones permiten tener una visión clara del nivel de vibraciones que se generan en la carrocería del vehículo cuando circula por la carretera con diferentes tipos de calzada.

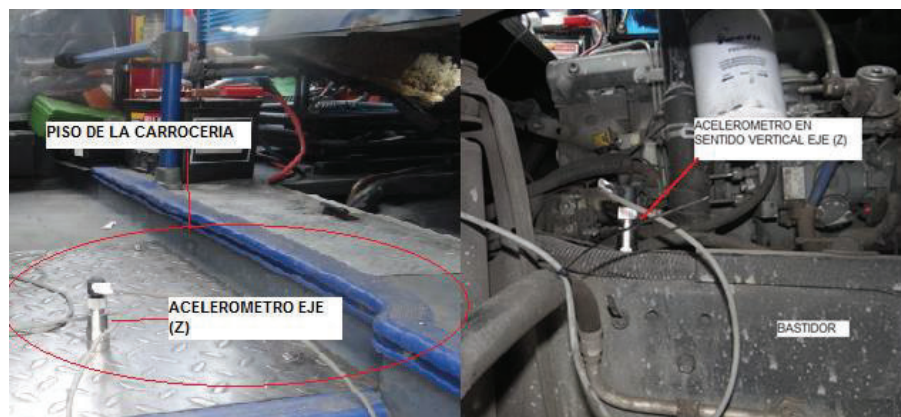


Figura 3.16 Montaje de la carrocería en el bastidor y el chasis del bus

Fuente. Autor

3.4.3.6. INSTALACIÓN DEL ACCELERÓMETRO EN LA BASE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Como se puede observar en la figura 3.17 el acelerómetro se instala de forma vertical en la base donde se fija los muelles (ballestas) del sistema de suspensión, con la finalidad de obtener señales de perturbaciones que se relacionen con el tipo de superficie que tiene contacto el neumático. Estas perturbaciones generadas por las irregularidades de la calzada son absorbidas por los muelles (ballestas), y el amortiguador. Disminuyendo el nivel de vibraciones que llegan a la carrocería del bus.

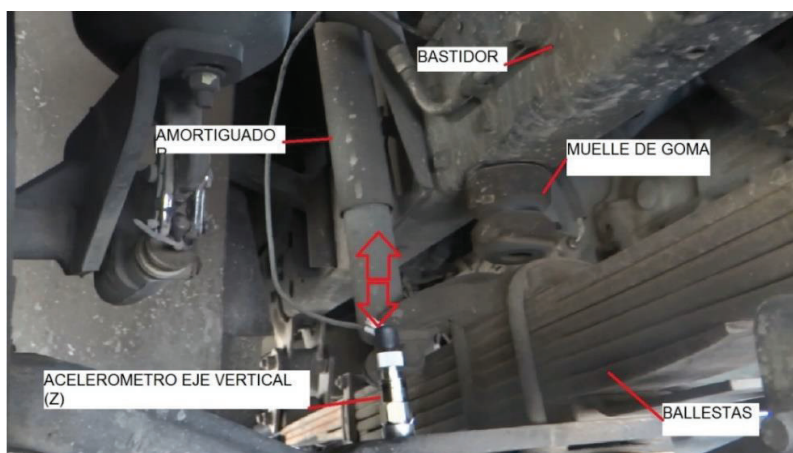


Figura 3.17 Montaje del acelerómetro en la base de la suspensión

Fuente. Propia

3.4.4. RECOPIACIÓN Y ALMACENAMIENTOS DE DATOS

Una vez instalados los acelerómetros en los puntos adecuados se realiza el acondicionamiento y verificación de las conexiones con el analizador de vibraciones

ADQ y su interfaz con la computadora portátil instalado el software MAIN traq Analyzer.

En la figura 3.18 se muestra de forma física el proceso para la recopilación de señales de vibración en el bus de transporte de pasajeros.



Figura 3.18 Proceso físico de la recopilación de datos de medición de vibraciones

Fuente. Autor

La recopilación de datos se realiza en la ruta que circula la unidad de transporte de pasajeros, inicia y termina en la parada de Cumbaya, el recorrido presenta varios tipos de calzada descritos en la figura 3.19.

La medición y recolección de datos se realizan en tres etapas que se describen a continuación:

Etapa uno.- Se ubica los acelerómetros en la superficie de apoyo del asiento y en el motor del vehículo.

Etapa dos.- Se ubica los acelerómetros en el espaldar del asiento y en el bastidor del bus de transporte de pasajeros.

Etapa tres.- Se ubican los acelerómetros en la base de la suspensión y en la carrocería.

Ondulada con superficie asfaltada rugosa	Asfaltada reparada con superficie rugosa
	
Adoquinada reparada con romper velocidades	Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades
	
Asfaltada con superficie uniforme	
	

Figura 3.19 Tipos de calzada existentes en la ruta de pruebas

Fuente. Propia

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DE RESULTADOS

En la norma técnica ecuatoriana NTE INEN-ISO 2631-1, se definen tres métodos para evaluar las vibraciones transmitidas al cuerpo entero cuando una persona se encuentra sentada sobre una superficie que vibra mencionados a continuación:

- Método de evaluación básica usando el valor eficaz de la aceleración ponderada.
- Método del valor eficaz móvil de la aceleración ponderada
- Método del valor de dosis de vibración a la cuarta potencia

Para el desarrollo de nuestra investigación se toma como referencia el método de evaluación básica usando el valor eficaz de la aceleración ponderada. No se analiza los métodos adicionales ya que el nivel de vibración que se percibe en el asiento del conductor y los pasajeros se encuentra en rangos de baja frecuencia, estos niveles son típicos de un vehículo.

4.1. MÉTODO DE EVALUACIÓN BÁSICA USANDO EL VALOR EFICAZ DE LA ACELERACIÓN PONDERADA.

Para la evaluación de los datos obtenidos en la medición de vibraciones mecánicas en el bus de transporte de pasajeros se utiliza el método de evaluación básica descrita en la norma técnica ecuatoriana NTE INEN-ISO 2631-1, donde se dispone obtener el valor total de la aceleración ponderada en frecuencia a_v .

Este valor puede ser calculado mediante la aplicación de la ecuación 4.1.

$$a_v = (K_x^2 a_{wx}^2 + K_y^2 a_{wy}^2 + K_z^2 a_{wz}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (4.1)$$

Donde

a_v Aceleración total ponderada

a_{wx} a_{wy} a_{wz} Son las aceleraciones r.m.s. ponderadas con respecto a los ejes ortogonales o basicéntricos x, y, z, respectivamente

K_x K_y K_z Factores de multiplicación

El factor de multiplicación k , para los ejes x, y, z, se indica en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Factor K de ponderación en frecuencia

Ejes ortogonales	Ponderación en frecuencia	Factor de multiplicación K
X	W_d	1,4
Y	W_d	1,4
Z	W_K	1

Fuente. (NTE INEN- ISO 2631-1, 2014)

Para conocer si la magnitud de la aceleración total ponderada en frecuencia presenta reacciones que afecten el confort, bienestar y la salud de las personas expuestas es necesario realizar una comparación con los valores expuestos en la tabla 4.2 donde se exponen valores de referencia en los que el cuerpo humano percibe sensaciones de malestar a diferentes aceleraciones.

Tabla 4.2 Criterios para la evolución de la exposición de las vibraciones sobre el confort, percepción y mareo producido por el movimiento.

EVALUACIÓN DEL CONFORT (0,5Hz a 80 Hz)	
Intensidad de la vibración	Sensación del pasajero
Menos de 0,315 m/s ²	No molesta
De 0,315 m/s ² a 0,63 m/s ²	Un poco molesto
De 0,5 m/s ² a 1 m/s ²	Algo molesto
De 0,8 m/s ² a 1,6 m/s ²	Molesto
De 1,25 m/s ² a 2,5 m/s ²	Muy molesto
Mayor a 2 m/s ²	Extremadamente molesto
PERCEPCIÓN (0,5Hz a 80 Hz)	
0,015 m/s ² (0,01-0,02)m/s ²	Una persona sana ya percibe sensaciones
MAREO PRODUCIDO POR EL MOVIMIENTO (0,1 Hz a 0,5 Hz)	
0,5 m/s ²	Mareos

Fuente. Autor.

4.1.1. OBTENCIÓN DE LA ACELERACIÓN EFICAZ R.M.S. EXPRESADA EN (m/s²)

.El equipo utilizado para medir vibraciones ADQ, permite obtener magnitudes en el desplazamiento, velocidad y aceleración de una vibración.

Estas magnitudes pueden ser expresadas en formas de onda o en variables en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia.

En nuestro estudio se utiliza la representación gráfica de la variable de aceleración eficaz expresada en m/s^2 como se puede apreciar en la figura 4.1 donde a modo de ejemplo se selecciona la variable de aceleración en el eje (z), y se observa de color azul la variación que tiene la aceleración en función del tiempo y en función de la frecuencia..

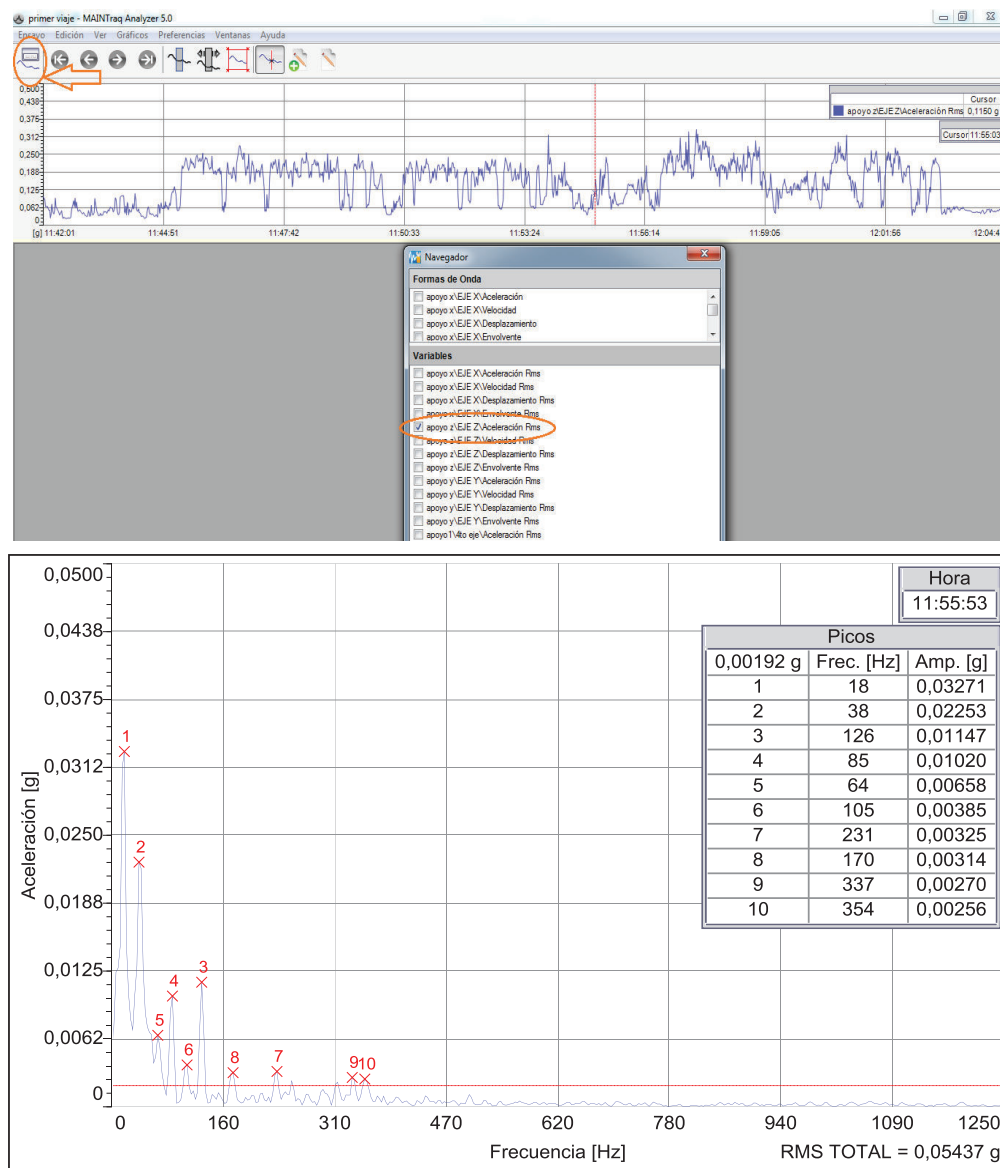


Figura 4.1 Variación de la aceleración en el eje (z) representada en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia

Fuente. Autor.

El periodo de medición se realiza durante 24 minutos, cabe mencionar que durante este tiempo la unidad de transporte de pasajeros utilizada circula por diferentes tipos de carretera, siendo necesario analizar las variables de aceleración en cada una de las distintas calzadas, dividiendo el tiempo de ensayo total en periodos de 180 segundos para un mejor análisis de resultados.

En la figura 4.2 se puede apreciar los tipos de calzada principales existentes en la trayectoria que recorre la unidad de transporte de pasajeros y su representación gráfica correspondiente de la aceleración vs tiempo.

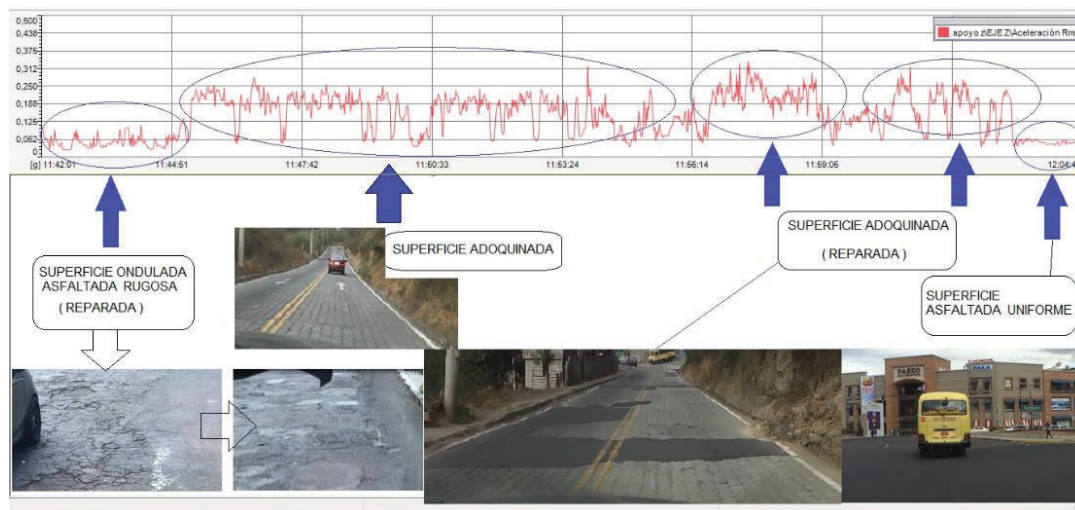


Figura 4.2 Tipos de calzadas principales y su gráfica aceleración VS tiempo

Fuente. Autores

4.1.2. APLICACIÓN DEL MÉTODO DE EVALUACIÓN BÁSICA. ⁶⁰

Para la aplicación del método básico utilizando la aceleración eficaz ponderada se procede a realizar el proceso expuesto en la figura 4.3, estos pasos serán repetitivos y utilizados en todo el análisis de los datos obtenidos de la medición en el apoyo y el respaldo del asiento del conductor como se ha venido mencionando y de mostrado en la figura 3.12 y 3.13. A su vez este método y la aplicabilidad del proceso se realiza en cada eje (x, y, z) y en cada tipo de calzada por donde recorre la unidad de transporte de pasajeros.

⁶⁰NORMA TECNICA ECUATORIANA; NTE INEN ISO 2631-1. Vibracion Mecánica y Choque. Exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo. Quito, Pichincha: INEN; Enero de 2014

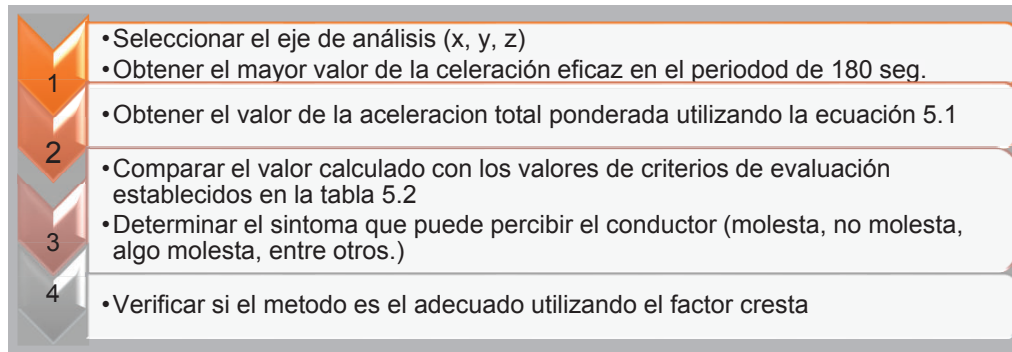


Figura 4.3 Diagrama de proceso aplicación del método de evaluación básica

Fuente. Autor.

4.1.2.1. DESARROLLO PRÁCTICO DE LA EVALUACIÓN EN EL ASIENTO DEL CONDUCTOR EJE (Z)

A continuación se desarrolla a modo de ejemplo la evaluación de los datos adquiridos en la medición durante un periodo de 180 segundos en una superficie de carretera ondulada asfaltada rugosa. Estos valores son medidos en los ejes (x, y, z) y expresados en gravedades. Para pasar a m/s^2 es necesario multiplicar por el factor ($g= 9,81 m/s^2$). El análisis se realiza en el eje (z) tomando el mayor pico de la aceleración en el periodo de tres minutos, los valores de las vibraciones se presentan en la figura 5.4. Estos datos son extraídos de la figura 4.4 pertenecientes a cada eje. Para realizar el cálculo de la aceleración total ponderada en frecuencia aplicando la ecuación 4,1 y los valores del factor k obtenidos de la tabla 4.1.

$$a_v = (K_x^2 a_{wx}^2 + K_y^2 a_{wy}^2 + K_z^2 a_{wz}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$a_v = \left(1,4^2 * \left(0,0578 * 9,81 \frac{m}{s^2} \right)^2 + 1,4^2 * \left(0,0455 * 9,81 \frac{m}{s^2} \right)^2 + 1^2 * \left(0,0578 * 9,81 \frac{m}{s^2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$a_v = 1,49 \frac{m}{s^2}$$

Obtenido el valor total de la aceleración ponderada se compara con los criterios establecidos en la tabla 4.2. El valor obtenido se encuentra en el intervalo de 0,8 m/s^2 a 1,6 m/s^2 concluyendo que el conductor percibe una sensación de molestia.

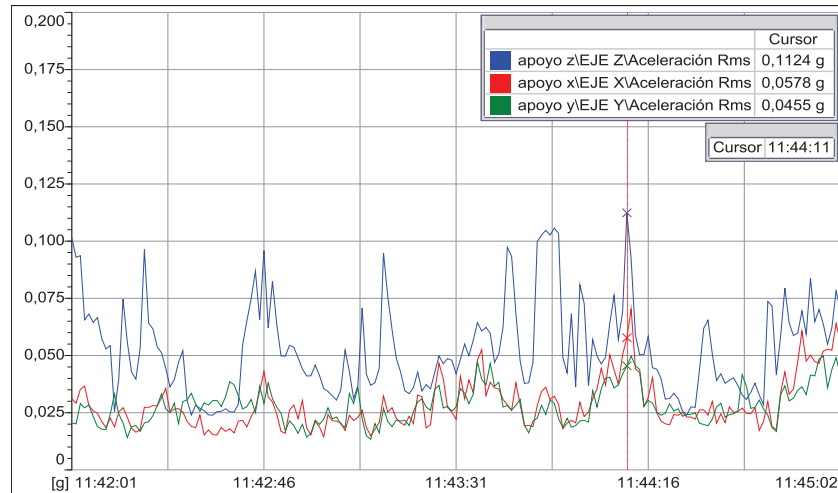


Figura 4.4 Gráfica aceleración vs tiempo en un periodo de 180 segundos

Fuente. Autor.

Para justificar si el método de evaluación básica es el adecuado para describir la severidad de la vibración en relación con sus efectos sobre los seres humanos, se debe obtener el factor cresta, que se define como el módulo de la relación entre el máximo valor del pico instantáneo de la señal de la aceleración ponderada en frecuencia y su valor r.m.s, el valor pico debe determinarse a lo largo de la duración de la medición, y su valor debe ser menor o igual a 9.

En la Figura 4.5 se expresa la forma de onda donde se representa el valor pico instantáneo de la aceleración eficaz ponderada en frecuencia.

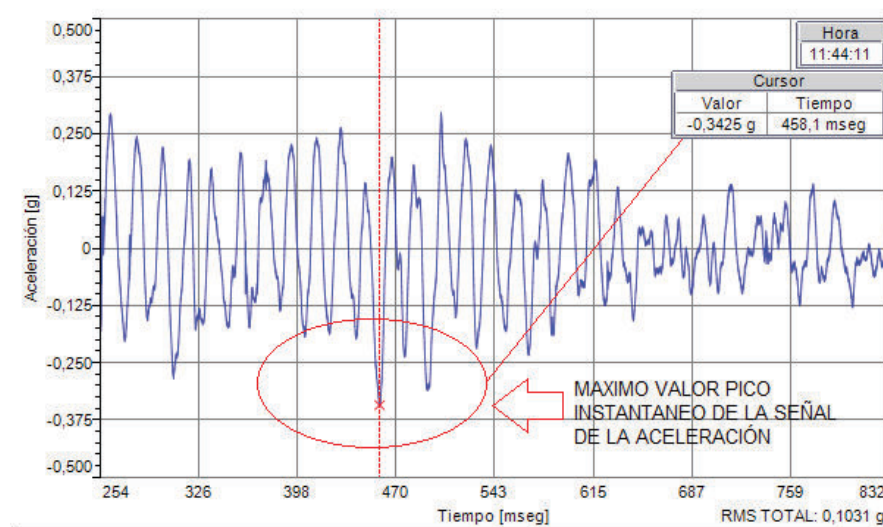


Figura 4.5 Gráfica de la forma de onda aceleración vs tiempo valor pico

Fuente. Autor.

$$\text{Factor cresta} = \frac{\text{valor pico de la aceleración}}{\text{aceleración r. m. s}} \quad (4.2)$$

$$\text{Factor cresta} = \frac{0,3425g}{0.1124g} = 3,047153$$

El factor cresta calculado es menor que 9 valor que justifica el uso del método básico usando el valor eficaz de la aceleración ponderada en frecuencia.

4.1.2.2. EVALUACIÓN DE LA INCOMODIDAD CINÉTICA VIBRATORIA EN LA SUPERFICIE DE APOYO DEL ASIENTO.

Realizando el proceso dispuesto en el diagrama de la figura 4.3 y tomando como modelo de ejemplo la evaluación realizada en el eje (z), se obtiene los valores de aceleración (r,m,s), en los ejes (x, y, z) y el valor de la aceleración total ponderada. Estos valores son calculados en cada uno de los tipos de calzada en un periodo de medida de 180 segundos, expresados en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Valores de aceleración eficaz y aceleración total ponderada en los ejes (x, y, z)

Tipo de calzada	Aceleración RMS [m/s ²]			
	X	Y	Z	Aceleración total (a _v)
Ondulada con superficie asfaltada rugosa	0,689643	0,487557	0,903501	1,49
Asfaltada reparada con superficie rugosa	1,321407	0,807363	2,032632	2,97
Carretera ondulada adoquinada	1,330236	0,800496	1,804059	2,82
Carretera ondulada adoquinada	1,466595	1,035936	1,92276	3,16
Carretera ondulada adoquinada	1,41264	0,991791	2,538828	3,50
Adoquinada reparada con	1,515645	1,580391	2,888064	4,21
Adoquinada reparada con	1,562733	0,876033	1,960038	3,18
Carretera ondulada adoquinada	0,954513	0,586638	0,883881	1,80
Asfaltada con superficie uniforme	0,7093611	0,484614	0,873188 1	1,49
Asfaltada con superficie uniforme	0,4992309	0,614106	0,413982	1,18

Fuente. Autor

Siguiendo con el proceso, se detalla los valores obtenidos en cada una de las superficies evaluadas, calculando el valor de la aceleración total y la incomodidad sintética vibratoria que percibe el conductor en su recorrido de la ruta comparadas con la tabla 4.2 obteniendo los valores establecidos la tabla 4.4.

Tabla 4.4 Evaluación de la incomodidad cinética vibratoria en diferentes tipos de superficie

Tipo de calzada	Aceleración total	Incomodidad cinética vibratoria
Ondulada con superficie asfaltada rugosa	1,49	Molesta
Asfaltada reparada con superficie rugosa	2,97	Extremadamente Molesta
Carretera ondulada adoquinada	2,82	Extremadamente Molesta
Carretera ondulada adoquinada	3,16	Extremadamente Molesta
Carretera ondulada adoquinada	3,50	Extremadamente Molesta
Adoquinada reparada con rompe velocidades	4,21	Extremadamente Molesta
Adoquinada reparada con rompe velocidades	3,18	Extremadamente Molesta
Carretera ondulada adoquinada	1,80	Muy Molesta
Asfaltada con superficie uniforme	1,49	Molesta
Asfaltada con superficie uniforme	1,18	Molesta

Fuente. Autor

Para un mejor análisis de resultados los datos obtenidos en la tabla 4.4 se representa en la figura 4.6 y 4.7 donde se gráfica la aceleración total ponderada VS el tipo de calzada y la incomodidad cinética vibratoria (ICV) Vs el tipo de calzada. Estas graficas permiten un análisis más específico, ya que se puede observar de mejor manera la perspectiva que presenta el nivel de vibraciones en cada una de las calzadas por donde circula el bus de transporte de pasajeros y como afecta estas vibraciones en la percepción de sensaciones de malestar en el conductor.

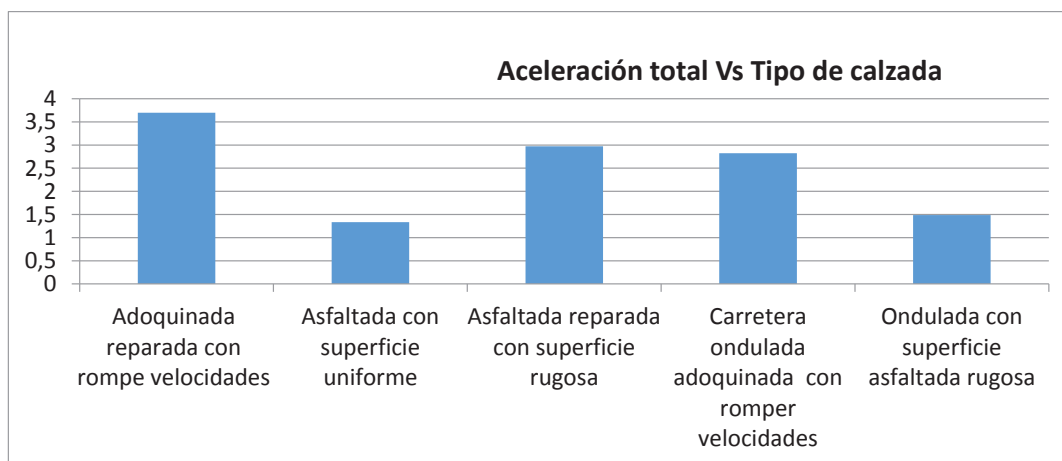


Figura 4.6 Grafica de valores promedio aceleración total VS tipo de calzada

Fuente. Autor

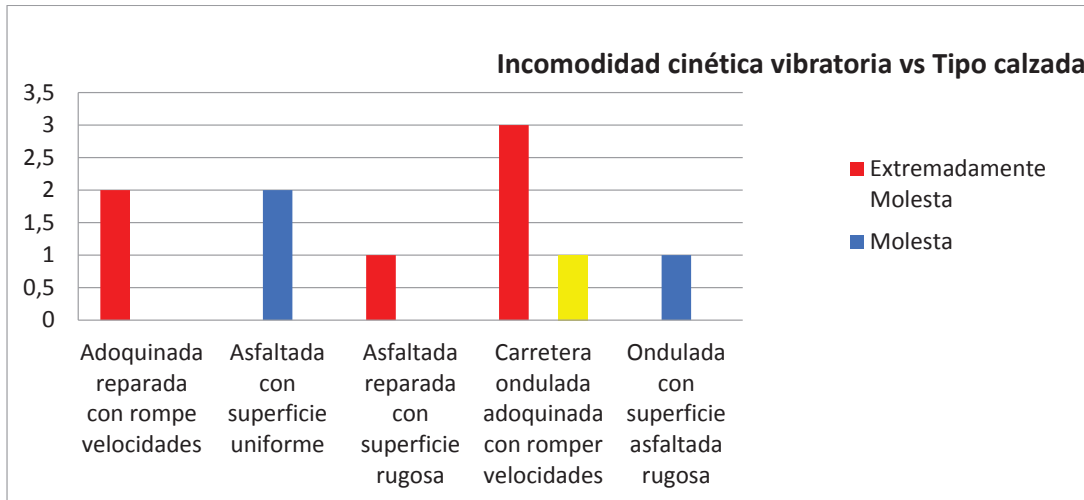


Figura 4.7 Gráfica aceleración total (r.m.s) VS incomodidad cinética vibratoria en apoyo del asiento

Fuente. Autor

Mediante la observación de la figura 4.6, se puede emitir un criterio que determina el nivel de vibraciones de mayor aceleración orientado en la superficie que presenta la calzada adoquinada reparada disminuyendo secuencialmente en la superficie adoquinada y la asfaltada reparada, continuando su descenso se llega a los niveles de la superficie asfaltada rugosa y teniendo menor nivel de vibración la superficie asfaltada uniforme, dando como referencia que la unidad de transporte de pasajeros en su recorrido Cumbaya la Floresta, presenta magnitudes de aceleraciones con niveles de vibraciones que afectan al conductor y pasajeros en un rango que va desde los 1.4 m/s^2 hasta los 5 m/s^2 . De la misma manera al observar la gráfica 4,7 se puede determinar que las superficies constituidas por adoquinado, asfaltado reparado y adoquinado reparado presenta sensaciones extremadamente molestas designadas en color rojo.

El tipo de carretera adoquinada ondulada puede presentar niveles de aceleración que emitan sensaciones muy molestas y extremadamente molestas descritas en color rojo y amarillo. Por último los niveles de aceleraciones que presenta la calzada asfaltada uniforme y rugosa presentan sensaciones de molestia de forma moderada para el conductor y los pasajeros representadas de color azul. Como se ha observado el valor utilizado para el análisis es la mayor magnitud de la aceleración eficaz instantánea, determinada en un intervalo de tiempo de 180 segundos obtenida en las mediciones como muestra la figura 4.4. Este valor no permanece

constante varía en función del tiempo. Para nuestro análisis se asume que este valor podría permanecer constante durante el tiempo de medición justificando esta hipótesis con dos factores relevantes expuestos a continuación.

- Los niveles de vibración dependen directamente del estado de funcionamiento del sistema de suspensión, averías en cualquiera de estos elementos aumentan el nivel de vibraciones.
- La presión de inflado inadecuado de los neumáticos es un factor esencial en la aparición de vibraciones, esta simple inspección en los neumáticos podría aumentar o disminuir el nivel de vibraciones que se puedan percibir por el conductor y los pasajeros.
- Considerando que es un vehículo de transporte de pasajeros de servicio público la carga es una variable difícil de controlar por lo general estos autobuses superan el nivel de carga permisibles aumentando el nivel de vibraciones que pueden percibir el conductor y los pasajeros.

Con los datos obtenidos en la tabla 4.3 se ha podido evaluar la sensación de malestar que percibe el conductor del auto bus. En el anexo del RD 1311/2005 sobre las vibraciones transmitidas al cuerpo entero la evaluación a los riesgos de las vibraciones se basa en el cálculo de la exposición diaria $A(8)$ expresada como la aceleración continua equivalente para un periodo de 8 horas.

Para realizar el cálculo de $A(8)$ se utiliza las siguientes ecuaciones

$$A_x(8) = 1.4 * a_{wx} * \sqrt{\frac{T_{expuesto}}{T_0}} \quad (4.3)$$

$$A_y(8) = 1.4 * a_{wy} * \sqrt{\frac{T_{expuesto}}{T_0}} \quad (4.4)$$

$$A_z(8) = 1 * a_{wz} * \sqrt{\frac{T_{expuesto}}{T_0}} \quad (4.5)$$

Donde:

$a_{wx}; a_{wy}; a_{wz}$ es el valor de la aceleración eficaz ponderada en los ejes (x, y, z)

$T_0 = 8$ Considerando las 8 horas de trabajo como base de referencia

$T_{expuesto}$ Tiempo que el trabajador se encuentra expuesto a vibraciones en el día

Una vez calculado los valores de $A(8)$ en el eje (x, y, z), se debe elegir el más alto de los obtenidos en cada eje, este valor se debe compararlo con los valores límite de exposición y los valores que dan lugar a una acción, según el punto 2 del apartado 3 del RD 1311/2005 donde se establece los siguientes valores para las vibraciones transmitidas al cuerpo entero

- El valor límite de la magnitud de aceleración en la exposición diaria normalizado para un periodo de referencia de ocho horas se fija en $1,15 \text{ (m/s}^2\text{)}$
- El valor de la exposición diaria normalizado para un periodo de referencia de ocho horas que da lugar a una acción se fija en $0,5 \text{ (m/s}^2\text{)}$.

Al obtener los resultados del valor medido $A(8)$, se presentan tres situaciones donde el conductor, el dueño de la unidad de transporte de pasajeros e incluso la compañía deberá tomar acciones para disminuir los niveles de vibraciones generadas en el autobús.

Caso 1.- Cuando la magnitud de la aceleración de la exposición diaria es inferior al valor de la exposición que da lugar a una acción como se muestra en la figura 4.8 se considera aceptable.

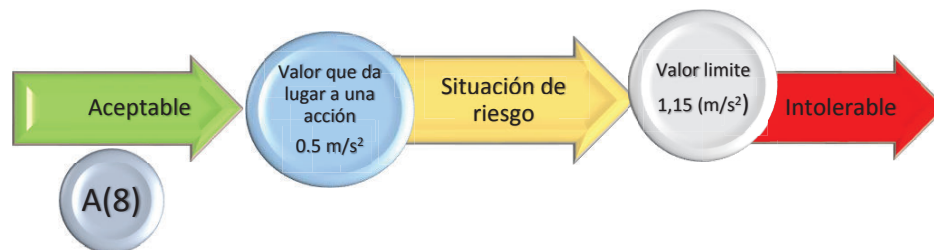


Figura 4.8 Exposición diaria $A(8)$ inferior al valor que da lugar a una acción

Fuente. Autor

Caso 2.- Cuando la magnitud de la aceleración de la exposición diaria es mayor que el valor que da lugar a una acción y menor que el valor límite como se muestra en la figura 4.9 se considera situación de riesgo. Al obtener este valor es necesario planificar un programa de mantenimientos predictivos y preventivos para identificar las causas que originan el exceso de vibraciones y disminuir al nivel inferior al de acción.

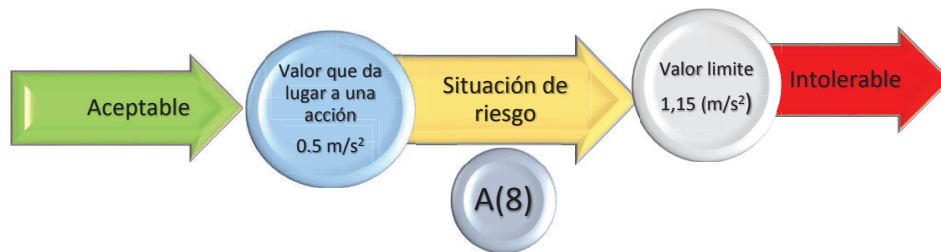


Figura 4.9 Exposición diaria A (8) en situación de riesgo

Fuente. Autor

Caso 3.- Cuando la magnitud de la aceleración de la exposición diaria es mayor que el valor límite como se muestra en la figura 4.10 se considera intolerable, si los valores superan el valor límite es necesario considerar un programa de mantenimiento correctivo para identificar las causas que originan el aumento del nivel de las vibraciones.

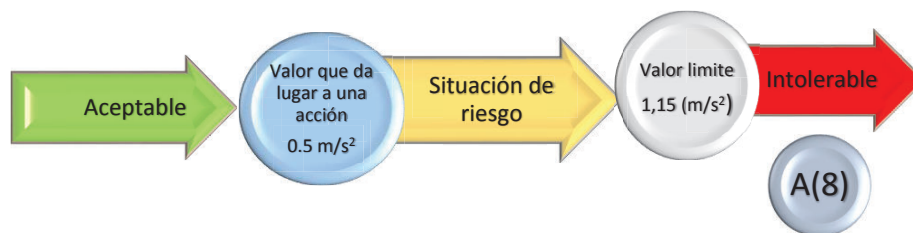


Figura 4.10 Exposición diaria A (8) en situación intolerable

Fuente. Autor

4.1.2.3. EVALUACIÓN DE LA EXPOSICIÓN DIARIA A (8) EN EL BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS

Para evaluar el riesgo que presenta el conductor en un día de trabajo se realiza el siguiente proceso:

- Se calcula el valor promedio de la aceleración eficaz en los ejes (x, y, z) tomado los valores de la tabla 4.3.
- Se determina el tiempo aproximado que permanece el conductor expuesto a vibraciones.
- Los datos obtenidos se aplican en las ecuaciones 4.3, 4.4, 4.5.
- Se elige el mayor valor de aceleración y se compara con los límites expuestos en el RD 1311/2005 detallados en la figura 4.8, 4.9, 4.10.

En la tabla 4.5 se detallan los valores calculados al evaluar la exposición a vibraciones en el conductor de un bus de transporte de pasajeros durante un día de trabajo donde se observa que el mayor valor se encuentra con una magnitud de aceleración igual $1,15 \text{ m/s}^2$.

Tabla 4.5 Valores de evaluación a exposición diaria A (8) en un bus de transporte de pasajeros

Promedio de aceleraciones totales para un tiempo de 25 min		
Eje x	Eje y	Eje z
1,15	0,83	1,62
Período de exposición (horas)		4 horas
ACELERACIÓN CONTINUA PARA UN PERÍODO EN 8 HORAS		
Eje x	Eje y	Eje z
1,13	0,82	1,15

Fuente. Autor.

El valor obtenido se encuentra en el límite de la situación de riesgo formando parte de percepciones intolerables de vibración, la acción recomendada es realizar un mantenimiento preventivo y correctivo con la finalidad de disminuir los niveles de exposición diaria en los conductores de la unidad de transporte utilizada para nuestro estudio.

4.1.2.4. EVALUACIÓN DE LA INCOMODIDAD CINÉTICA VIBRATORIA EN EL RESPALDO DEL ASIENTO.

Continuando con nuestro análisis se evalúa los datos obtenidos en la medición del respaldo del asiento, para ello se utiliza los métodos y procedimientos descritos con anterioridad, considerando los factores de ponderación k en el eje (x) = 0,8, eje (y) = 0,5, eje (z) = 0,4. Estos valores serán utilizados en la ecuación 4.1.

En la tabla 4.6 se expresa los valores de la aceleración obtenidos en cada uno de los ejes (x, y, z), y su valor de la aceleración total ponderada a_v en cada una de las superficies analizadas en un periodo de 180 segundos, el valor de la aceleración se obtiene considerando un rango de frecuencia de 0,5 Hz a 80 Hz. Los valores de frecuencia mayores de 80Hz no se analizan en esta investigación.

Tabla 4.6 Valores de aceleración eficaz y aceleración total ponderada en los ejes (x, y, z)

Tipo de calzada	X	Y	Z	Aceleración Total
Ondulada con superficie asfaltada rugosa	0,1175238	0,340407	3,42369	1,38
Asfaltada reparada con superficie rugosa	2,23668	0,472842	2,790945	2,12
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	1,773648	0,434583	2,506455	1,75
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	1,448937	0,90252	3,582612	1,90
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	1,82466	0,619011	3,970107	2,18
Adoquinada reparada con rompe velocidades	2,427975	0,815211	2,427975	2,21
Adoquinada reparada con rompe velocidades	1,566657	0,42183	2,67813	1,66
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	1,05948	0,247212	2,494683	1,32
Asfaltada con superficie uniforme	0,619992	0,194238	0,928026	0,63
Asfaltada con superficie uniforme	1,703016	0,479709	1,769724	1,55

Fuente. Autor.

Una vez obtenido los valores de la aceleración eficaz en cada eje y el valor de la aceleración total ponderada, se procede al análisis de la incomodidad cinética vibratoria.

En la tabla 4.7 se detalla las posibles reacciones de las personas expuestas a la presencia de vibraciones, con este nivel de aceleración considerando que las mismas ingresan por el respaldo del asiento. El análisis de resultados de los datos obtenidos en la tabla 4.7 se representa en la figura 4.11 y 4.12, donde se gráfica la aceleración total ponderada VS el tipo de calzada y la incomodidad cinética vibratoria (ICV) Vs el tipo de calzada. De la gráfica de la figura 4.11 se puede observar con claridad el valor promedio de la aceleración eficaz perteneciente a cada superficie, donde la calzada asfaltada rugoso reparado, superando el valor de

2 m/s² y el menor valor promedio corresponde a la superficie asfaltada uniforme con un valor de aceleración igual a 1,09 m/s².

Tabla 4.7 Evaluación de la incomodidad cinética vibratoria en diferentes tipos de superficie respaldo del asiento

Tipo de calzada	Aceleración total	Incomodidad cinética vibratoria
Ondulada con superficie asfaltada rugosa	1,38	Molesta
Asfaltada reparada con superficie rugosa	2,12	Muy Molesta
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	1,75	Muy Molesta
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	1,90	Muy Molesta
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	2,18	Muy Molesta
Adoquinada reparada con rompe velocidades	2,21	Muy Molesta
Adoquinada reparada con rompe velocidades	1,66	Muy Molesta
Carretera ondulada adoquinada con romper velocidades	1,32	Molesta
Asfaltada con superficie uniforme	0,63	Un Poco molesta
Asfaltada con superficie uniforme	1,55	Molesta

Fuente. Autor.

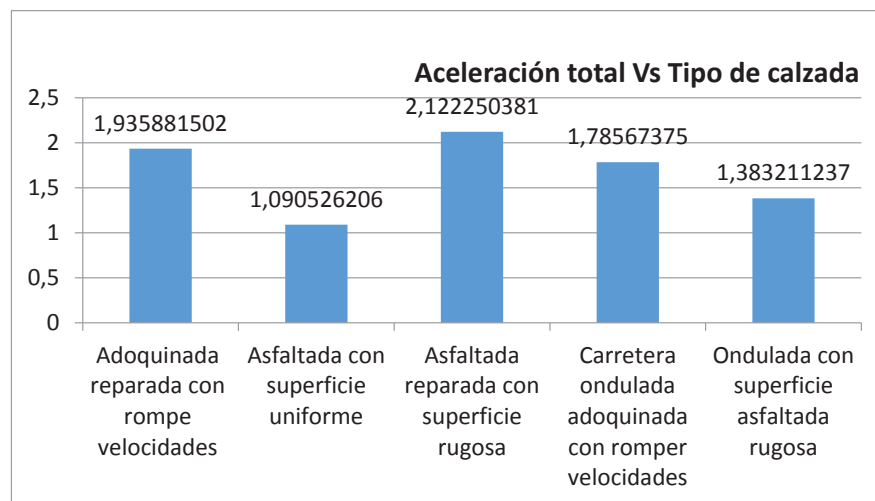


Figura 4.11 Gráfica de valores promedio aceleración total VS tipo de calzada

Fuente. Autor

La gráfica de la figura 4.12 muestra las posibles reacciones del conductor donde los valores de aceleración generadas por la superficie adoquinada reparada,

asfaltada rugosa reparada, presentan una sensación muy molesta ante el nivel de aceleraciones generado por este tipo de carretera.

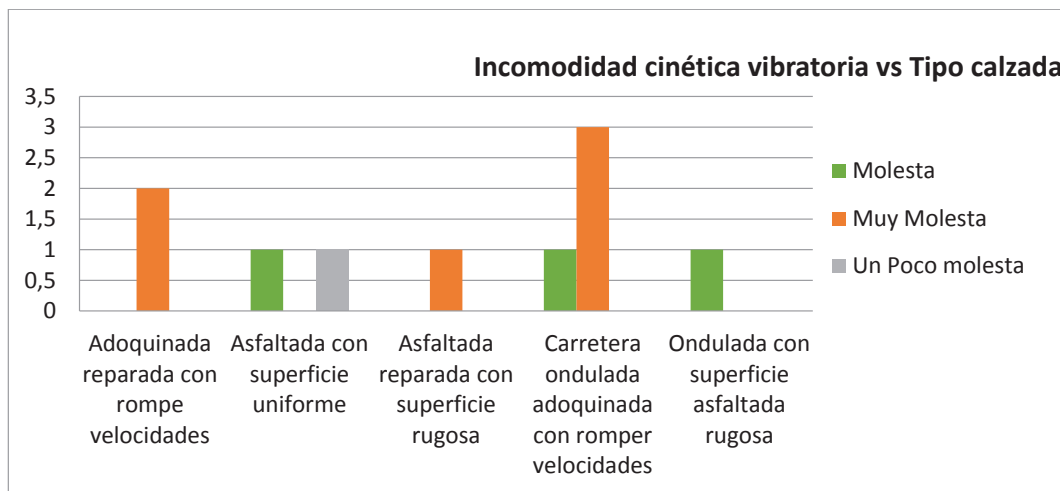


Figura 4.12 Gráfica aceleración total (r.m.s) VS Incomodidad cinética vibratoria en el respaldo del asiento

Fuente. Autor

En la tabla 4.8 se observa el valor de la aceleración evaluada en la exposición diaria A (8), este dato se compara con los expresados en la gráfica de la figura 4,9, donde se recomienda realizar planificaciones de mantenimiento predictivo y preventivo.

Tabla 4.8 Valores de evaluación a exposición diaria A (8) en un bus de transporte de pasajeros medido en el respaldo del asiento.

Promedio de aceleraciones totales para un tiempo de 25 min		
Eje y	Eje x	Eje z
1,48	0,49	2,66
Tiempo de exposición (horas)		4 horas
Aceleración continua en un período de 8 horas		
Eje x	Eje y	Eje z
0,52	0,28	0,75

Fuente. Autor.

4.2. ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES EN EL BUS DE TRANSPORTE DE PASAJEROS

En la figura 4.13 se detalla el nivel promedio de vibraciones que se obtuvo colocando los sensores en la suspensión, el motor, el chasis y el asiento de los pasajeros, la magnitud de medida es la aceleración eficaz rms (m/s^2). Considerando

los valores obtenidos en el asiento de los pasajeros y la suspensión se obtiene una eficiencia del sistema de suspensión de un 95.38%.

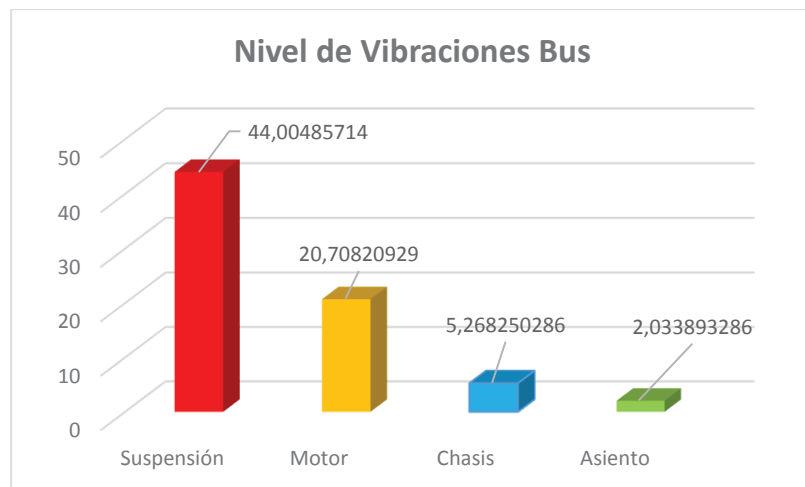


Figura 4.13. Niveles de vibraciones de un bus de transporte de pasajeros

Fuente. Autor

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- El nivel de vibraciones que percibe el conductor a la exposición diaria A (8) tanto en la evaluación del apoyo del asiento como en el respaldo del mismo superan el valor que da lugar a un acción, esta se limite cuando la aceleración es igual a $0,5 \text{ m/s}^2$, el conductor y el propietario de la unidad de transporte deberán tomar acciones de mantenimiento predictivo y preventivo para disminuir el nivel de vibraciones.
- Los resultados ante la evaluación de la exposición de vibraciones en todo el cuerpo en el bus de transporte de pasajeros seleccionado durante un recorrido de 25 minutos por diferentes tipos de superficie proporcionan niveles de sensaciones extremadamente molestas causadas especialmente cuando el autobús circula por superficies de asfalto y adoquinada reparada.
- Los niveles de vibración obtenidos de las mediciones en la unidad de transporte seleccionada no permiten generalizar los efectos que pueden causar en las personas expuestas, existen varios factores que influyen, entre ellas encontramos, su condición física, estado de ánimo, edad, dirección de las vibraciones etc.
- las frecuencias a las que se encuentran las vibraciones encontradas en la medición en el asiento del conductor son niveles en los que varias partes del cuerpo podrían entrar en resonancia causando sensaciones de malestar e incomodidad cinética vibratoria.
- Con el análisis espectral de la aceleración Vs frecuencia se puede concluir que el mayor riesgo al nivel de vibraciones que se ha obtenido en las mediciones se encuentra en la columna vertebral en un rango de frecuencias de 10 Hz a 12 Hz con intensidades de aceleración de $0,9 \text{ m/s}^2$ en sentido vertical.

5.2. RECOMENDACIONES

- Para posteriores investigaciones se recomienda la utilización de equipos e instrumentos de medida diseñados exclusivamente para la evaluación de vibraciones de cuerpo entero y de mano brazo, los mismos han de proporcionar valores más exactos y reales que cumplan con las condiciones expuestas por la norma ISO 8041/2005.
- Con propósito de incentivar el estudio de vibraciones mecánicas y los riesgos que ocasionan a los trabajadores expuestos, se recomienda a la Escuela Politécnica Nacional, la adquisición de equipos e instrumentos de medida de vibraciones adecuados para el uso en seres humanos, y fomentar a los estudiantes a la investigación en la Seguridad e Higiene en el Trabajo y Riesgos Laborales.
- Se recomienda la evaluación de la exposición a vibraciones en todo el cuerpo a conductores de vehículos de transporte de pasajeros aplicando la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN ISO 2631-1, esto permite llevar un control del estado de funcionamiento del vehículo brindando pautas para la planificación de actividades de mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo, además se tiene un registro para prevenir riesgos en la salud del conductor y los pasajeros y el conductor.
- Considerando el nivel de vibraciones presentes en el bus de transporte de pasajeros analizado en nuestra investigación se recomienda un estudio en el diseño y construcción del asiento del conductor de buses de transporte público con mejoras en las condiciones de ergonomía y seguridad activa y pasiva.
- Se recomienda un estudio más profundo en el análisis de vibraciones que afecten al trabajador expuesto a vibraciones mecánicas en un periodo de 8 horas.
- Se recomienda realizar un estudio para el diseño e implementación de un sistema de suspensión neumático en los autobuses de transporte público dentro y fuera del DMQ.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Alfonzo Pícabea Subía; José Ortega Oliva . (2010). Mantenimiento Mecánico Preventivo del Vehículo. Madrid: Arán Ediciones S.L.
2. Alvarez Javier Llana. (2009). Ergonomía y Psicología Aplicada. Manual Para La Formación del Especialista.
3. A-MAQ S.A. Analisis de Maquinaria. (2005). Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico.
4. Angel Sanz Gonzalez. (1981). TECNOLOGIA DE LA AUTOMOCION 2.3. BARCELONA: BRUÑO.
5. Astudillo Manuel Oribio. (2010). Tecnología del Automovil;. España Madrid.
6. Budynas, R., & Nisbett, J. (2014). Diseño de máquinas de Shigley. México: McGrawHill.
7. Instituto Nacional de seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT). (2014). Aspectos Ergonomicos de las Vibraciones . Madrid.
8. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, (INSHT). (novembre de 2005). Vibraciones Mecánicas. Guía Técnica.
9. Izquierdo, F. A., Alvarez, C. V., & Lopez., V. D. (Noviembre 2001). Teoría De Los Vehículos Automoviles. Madrid: Universidad Politécnica De Madrid. Recuperado el 25 de ENERO de 2015
10. Font Mezquita, J., & Dols Ruiz, J. F. (2006). Tratado sobre autiomóviles Tomo iV La dinámica del automóvil. Valencia: UPV.
11. IDEAR; CONDITION MONITORING. (Julio de 2014). Analizador Multicanal ADQ.
12. Jesús Expósito. (S/N de S/N de S/N). Funcionamiento Básico de un Motor Diésel de 4 Tiempos.
13. Rao, S. S. (2012). Vibraciones Mecánicas . Mexico.
14. Raúl Isaías Maderana. (S/F de S/F de S/F). Vibraciones mecánicas en motores de combustión interna.

15. Rudolf, S. (1990). ASM Handbook, Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys.
16. Sanchez, M. H. (S/N de S/N de S/N). Vibraciones de sistemas de un grado de libertad. Máquinas y Mecanismos.
17. Tandalla Guanoquiza Diego Fabian. (2012). Análisis de Vibraciones para la estandarización de tareas de mantenimiento Preventivo y Predictivo. Riobamba, Ecuador: Escuela Politécnica del Chimborazo ESPOCH.
18. Burgui, D. M., & Izquierdo, D. J. (2004). Disposiciones Mínimas de Seguridad y Salud Relativas a la exposición de las vibraciones mecánicas en los puestos de trabajo. Navarra.
19. Cabanas, M. F., Manuel, G. M., Alonso, O. G., Rodríguez, C., & Juan, S. s. (1998). Técnicas para el Mantenimiento y Diagnóstico de Máquinas eléctricas y Rotatorias . Barcelona.
20. Casado, E. Á., Tomás Gómez Morales, J. L., Navarro, J. M., & Gracia, J. G. (2010). Elementos Amovibles; Transporte y Mantenimiento de vehículos . Madrid; España: María José Lopez Lazo.
21. Cascajosa Manuel. (enero 2005). Ingeniería de Vehículos. España: Tébar Flores.
22. Daniel Gutierrez. (12 de septiembre de 2012). Mecánica Básica . Curso Mecánica Básica Sindicato de choferes Profesionales " Laura Almeida". Quito , Pichincha, Ecuador: Fuente .
23. Manual ceac del Automovil. (2003). Manual del Automovil . España: ceac.
24. Mezquita, J. F., & Ruiz, J. F. (JUNIO 2006). Tratado Sobre Automoviles Tomo IV. Valencia: Universidad Politécnica De Valencia.
25. Modelado De Sistemas Vibratorios; Universidad Nacional De Córdoba. (2013). Modelado de sistemas vibratorios. Vibraciones mecánicas y dinámica de máquinas.

26. Norma Técnica ecuatoriana; NTE INEN ISO 2631-1. (Enero de 2014). Vibración Mecánica y Choque. Exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo. Quito, Pichincha: INEN.
27. Medesto Moreta . (23 de SEPTIEMBRE de 2014). Las Cinco Quejas Del Servicio Del Transporte.

<http://www.elcomercio.com/actualidad/ecuador-transporte-quejas-tarifa-pasajes.html>
28. Básica Mecánica. (2014). LinkedIn. Obtenido de <http://es.slideshare.net/Elisol/mecanica-automotriz-nivel-bsico>
29. Edgar Mayz. (S/F de S/F de S/F). Conocimientos Básicos del Automovil. Recuperado el 18 de mayo de 2015, de Automotriz. net ; NHV (Noise, Hardness, Vibration): <http://www.automotriz.net/cms/tecnica/conocimientos-basicos-del-automovil/>
30. Engineers Edge, LCC. (s.f.). <http://www.engineersedge.com>.
31. Kuchnicki, S. (2009). Simple Vibration Problems with MATLAB (and Some Help from MAPLE). Estados Unidos: CRC Press.
32. Tim Skelton. (12 de Diciembre de 2008). <http://www.timskelton.com/>.
33. Vibrotecnología (Dirección). (2014). Entendiendo el Significado de los Espectros de Vibración [Película].