



**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN,  
INNOVACIÓN Y TRANSFERENCIA DE  
TECNOLOGÍA**

**CENTRO DE POSGRADOS  
MAESTRÍA EN MANUFACTURA Y DISEÑO ASISTIDO POR  
COMPUTADOR  
II PROMOCIÓN**

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO  
DE MAGÍSTER EN MANUFACTURA Y DISEÑO ASISTIDOS POR  
COMPUTADOR**

**TEMA: ANÁLISIS Y PERFECCIONAMIENTO DE ELEMENTOS  
ESTRUCTURALES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA DE  
UN TRACTO CAMIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS DE CAD/CAE**

**AUTOR: SUNTAXI SUNTAXI, VÍCTOR GIOVANNI**

**DIRECTOR: ING. ECHEVERRÍA YÁNEZ, JAIME FERNANDO MSc.  
SANGOLQUÍ**

**2018**



**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN, INNOVACIÓN Y  
TRANSFERENCIA DE TECNOLOGÍA  
CENTRO DE POSGRADOS**

**CERTIFICACIÓN**

Certifico que el trabajo de titulación, “**ANÁLISIS Y PERFECCIONAMIENTO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN TRACTO CAMIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS DE CAD/CAE**” fue realizado por el señor **SUNTAXI SUNTAXI, VÍCTOR GIOVANNI**, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 28 de mayo del 2018



---

**ING. JAIME ECHEVERRÍA**  
**DIRECTOR**



**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN, INNOVACIÓN Y  
TRANSFERENCIA DE TECNOLOGÍA  
CENTRO DE POSGRADOS**

**AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

Yo, **SUNTAXI SUNTAXI, VÍCTOR GIOVANNI**, con cédula de identidad N°1719223842, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación “**ANÁLISIS Y PERFECCIONAMIENTO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN TRACTO CAMIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS DE CAD/CAE**” es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 28 de mayo del 2018



**VÍCTOR GIOVANNI SUNTAXI SUNTAXI**  
C.C 1719223842



**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN, INNOVACIÓN Y  
TRANSFERENCIA DE TECNOLOGÍA**

**CENTRO DE POSGRADOS**

**AUTORIZACIÓN**

Yo, **SUNTAXI SUNTAXI, VÍCTOR GIOVANNI**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación “**ANÁLISIS Y PERFECCIONAMIENTO DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN TRACTO CAMIÓN MEDIANTE HERRAMIENTAS DE CAD/CAE**” en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

Sangolquí, 28 de mayo del 2018



VÍCTOR GIOVANNI SUNTAXI SUNTAXI

C.C 1719223842

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a mis padres,  
Víctor y Gladys y a mi Familia, quienes  
siempre estuvieron conmigo para darme  
ánimos y seguir adelante hasta alcanzar el  
objetivo propuesto.

Víctor Giovanni Suntaxi

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco en primer lugar a Dios, arquitecto del universo, omnipresente, piadoso y bondadoso, que guía mis pasos. La gloria es de Dios.

A mi familia, padres, suegros, hermanos y amigos quienes siempre estuvieron prestos para darme sus palabras de aliento.

A los profesores de la maestría, quienes acertadamente supieron brindar sus conocimientos para la formación profesional.

A mis compañeros de maestría, de quienes aprendí mucho en el desarrollo del programa, principalmente aquellos con los que tuve la oportunidad de compartir en los diferentes trabajos desarrollados.

A Autoservicios Interoceánicos por prestarme todas las facilidades con los materiales en la realización de este trabajo.

A mi Director de tesis, Jame Echeverría, quien supo guiarme durante el desarrollo de la investigación.

Finalmente a mi Verónica, María Emilia, y Alejandro, quienes hicieron el sacrificio de no contar con el esposo y padre durante este tiempo, brindándome siempre su cariño en todo momento. Los amo.

A todos quienes me apoyaron para seguir adelante.

Víctor Giovanni Sntaxi

# ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD.....	iii
AUTORIZACIÓN .....	iv
DEDICATORIA .....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO .....	vii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS .....	xiv
RESUMEN.....	xviii
ABSTRACT .....	xix
CAPÍTULO I.....	1
EL PROBLEMA DE VIBRACIONES EN LA CABINA DE UN TRACTO CAMIÓN DEBIDO AL SISTEMA DE SUSPENSIÓN .....	1
1.1 Introducción .....	1
1.2 Formulación del problema de investigación.....	6
1.3 Objetivos.....	7
1.3.1 Objetivo General.....	7
1.3.2 Objetivos específicos.....	7

	viii
1.4 Justificación e Importancia.....	8
1.5 Planteamiento de Hipótesis .....	9
1.6 Descripción del trabajo .....	9
CAPÍTULO II.....	11
MARCO TEÓRICO.....	11
2.1 Definición .....	11
2.2 Tipos de suspensiones .....	13
2.2.1 Suspensión de eje rígido .....	13
2.2.2 Suspensión independiente .....	15
2.2.3 Otros tipos de suspensión .....	17
2.2.4 Suspensión en vehículos industriales.....	19
2.2.5 Hojas de resorte .....	21
2.2.5.1 Características de las Hojas de Resortes .....	21
2.2.6 Barras de Torsión .....	23
2.2.7 Amortiguador .....	24
2.3 Dinámica de la Suspensión .....	26
2.3.1 Centro de balanceo y centro de gravedad.....	26
2.3.2 Transferencia de carga.....	27
2.3.2.1 Transferencia longitudinal .....	27
2.3.2.2 Transferencia transversal.....	27



2.3.2.3	Transferencia vertical.....	28
2.3.3	Masas suspendidas y no suspendidas.....	28
2.3.4	Oscilación.....	28
2.3.5	Geometría de los ejes.....	29
2.3.5.1	Ángulo de empuje.....	29
2.3.5.2	Ángulo de caída.....	30
2.3.5.3	Ángulo de salida.....	31
2.3.5.4	Ángulo de avance.....	31
2.4	Modelamiento y Simulación en Sistemas de suspensión.....	32
2.4.1	Dinámica vehicular.....	33
2.4.2	Comportamiento dinámico del vehículo.....	33
2.5	Metodologías de Optimización de Diseño.....	35
2.6	Percepción de las vibraciones.....	35
2.7	Tipos de frecuencias que producen las vibraciones con los automóviles, herramientas, maquinaria pesada.....	36
2.7.1	Vibraciones de muy baja frecuencia (menos de 1 Hz.).....	37
2.7.2	Vibraciones de baja frecuencia: (entre 1 Hz. y 20 Hz.).....	37
2.7.3	Vibraciones de alta frecuencia (entre 20 Hz. y 1000 Hz.).....	38
2.7.4	Enfermedades causadas por el exceso de vibraciones que son producidas por maquinaria pesada automóviles, aviones, etc.....	39

2.7.5	Riesgo para la salud de la columna vertebral.....	45
2.7.6	Trastornos debidos al traqueteo de vehículos.....	45
CAPÍTULO III.....		46
ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN .....		46
3.1	Planteamiento metodológico.....	46
3.2	Tracto camión seleccionado .....	50
3.2.1	Determinación de medidas.....	51
3.2.2	Modelado de componentes .....	52
3.2.3	Estática y Dinámica vehicular.....	54
3.3	Modelamiento de Elementos Finitos y Sistemas Multicuerpo .....	62
3.3.1	Datos de carga y vibración reales .....	64
3.3.2	Diseño mecánico (bases de sensores).....	65
3.3.3	Diagrama eléctrico y electrónico de los sensores .....	66
3.3.4	Montaje de celdas de carga en el sistema de suspensión .....	75
3.3.5	Análisis de datos obtenidos.....	77
3.4	Análisis Dinámico .....	85
3.4.1	Pre-proceso.....	86
3.4.1.1	Dominio Geométrico.....	86
3.4.2	Materiales.....	88
3.5	Conexiones.....	90

	xi
3.6	Mallado del sistema ..... 92
3.7	Condiciones de borde y estado de carga ..... 95
3.8	Caracterización Virtual de la Suspensión ..... 96
3.8.1	Caracterización Virtual de Neumáticos..... 97
3.9	Proceso ..... 98
3.9.1	Análisis estático estructural ..... 99
3.9.2	Análisis modal ..... 100
3.9.3	Análisis transiente estructural..... 101
3.10	Resultados..... 102
CAPÍTULO IV ..... 107	
OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA..... 107	
4.1	Optimización de componentes..... 107
4.2	Selección del material..... 117
4.3	Construcción del elemento ..... 120
4.4	Verificación de medidas..... 121
4.5	Instalación..... 122
4.6	Verificación de resultados de oscilaciones ..... 123
CAPÍTULO V ..... 127	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 127	
5.1	Conclusiones ..... 127

xii

5.2 Recomendaciones ..... 128

Bibliografía..... 129

**ÍNDICE DE TABLAS**

<b>Tabla 1.</b> <i>Especificaciones técnicas Internacional 9200i</i> .....	51
<b>Tabla 2.</b> <i>Estadística del ensamblaje</i> .....	54
<b>Tabla 3.</b> <i>Descripción de elementos del conjunto</i> .....	87
<b>Tabla 4.</b> <i>Propiedades del acero SAE 1020</i> .....	89
<b>Tabla 5.</b> <i>Propiedades del acero SAE 5160</i> .....	89
<b>Tabla 6.</b> <i>Resumen de materiales utilizados en el ensamblaje</i> .....	90
<b>Tabla 7.</b> <i>Tipos de contactos realizados en los elementos del ensamblaje</i> .....	92
<b>Tabla 8.</b> <i>Información de mallado</i> .....	93
<b>Tabla 9.</b> <i>Modos y frecuencias naturales del sistema de suspensión</i> .....	105
<b>Tabla 10.</b> <i>Valores extremos e iniciales de las variables de concepción</i> .....	111
<b>Tabla 11.</b> <i>Acero de bajo contenido de carbono</i> .....	118
<b>Tabla 12.</b> <i>Acero de alto contenido de carbono</i> .....	118
<b>Tabla 13.</b> <i>Fundición gris</i> .....	119
<b>Tabla 14.</b> <i>Tabla de resistencia y rendimiento del acero</i> .....	119
<b>Tabla 15.</b> <i>Tabla de verificación de medidas de las gemelas</i> .....	122

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Componentes del sistema de suspensión de resorte de hoja .....	2
<b>Figura 2.</b> Diagrama esquemático de un sistema de suspensión.....	5
<b>Figura 3.</b> Sistema de suspensión.....	11
<b>Figura 4.</b> Suspensión eje rígido .....	14
<b>Figura 5.</b> Suspensión paralelo deformable .....	16
<b>Figura 6.</b> Suspensión Macpherson .....	16
<b>Figura 7.</b> Suspensión Multi brazos.....	17
<b>Figura 8.</b> Suspensión Hidroneumática .....	18
<b>Figura 9.</b> Suspensión Neumática .....	19
<b>Figura 10.</b> Montaje de ballesta en eje delantero .....	20
<b>Figura 11.</b> Montaje de ballesta en eje trasero.....	20
<b>Figura 12.</b> Efecto del amortiguador.....	25
<b>Figura 13.</b> Ángulo de caída positiva.....	30
<b>Figura 14.</b> Ángulo de salida .....	31
<b>Figura 15.</b> Ángulo de avance positivo .....	32
<b>Figura 16.</b> Movimiento característico de un vehículo.....	34
<b>Figura 17.</b> Fuentes de excitación de las vibraciones por los pasajeros del vehículo....	36
<b>Figura 18.</b> Tabla resumen de efectos de frecuencia en máquina industriales .....	39
<b>Figura 19.</b> Problemas en la columna vertebral .....	40
<b>Figura 20.</b> Problemas de equilibrio .....	41
<b>Figura 21.</b> Exposición de las manos a vibraciones .....	43
<b>Figura 22.</b> Dolor de la espalda lumbalgia .....	44

<b>Figura 23.</b> Diagrama de flujo de trabajo del proyecto .....	49
<b>Figura 24.</b> International 9200i .....	51
<b>Figura 25.</b> International 9200i .....	52
<b>Figura 26.</b> Partes simplificadas del sistema de suspensión.....	53
<b>Figura 27.</b> Dinámica vehicular sobre el conductor .....	56
<b>Figura 28.</b> Dimensiones International 9200i.....	57
<b>Figura 29.</b> Determinación del centro de gravedad .....	57
<b>Figura 30.</b> Determinación del centro de gravedad con 10° .....	58
<b>Figura 31.</b> Espectro de aceleración en carretera .....	60
<b>Figura 32.</b> Representación de ¼ del vehículo.....	60
<b>Figura 33.</b> Ruta para la prueba en carretera.....	64
<b>Figura 34.</b> Modelo de bases para sensores.....	66
<b>Figura 35.</b> Diagrama electrónico de las celdas de carga .....	67
<b>Figura 36.</b> Pruebas del sensor y perturbaciones .....	68
<b>Figura 37.</b> Diagrama electrónico - acelerómetro con Arduino.....	69
<b>Figura 38.</b> Primera parte programación Arduino.....	70
<b>Figura 39.</b> Segunda parte programación Arduino .....	71
<b>Figura 40.</b> Tercera y última parte de la programación en Arduino .....	72
<b>Figura 41.</b> Primer Circuito de obtención de datos en lenguaje visual gráfico.....	73
<b>Figura 42.</b> Programación del acelerómetro.....	75
<b>Figura 43.</b> Lugar de referencia en el montaje de celdas de carga .....	76
<b>Figura 44.</b> Instalación de sensores en el sistema de suspensión .....	76
<b>Figura 45.</b> Gráfica con mayor amplitud 800 kgf .....	77

<b>Figura 46.</b> Gráfica del segundo valor alto 500 kg/f .....	78
<b>Figura 47.</b> Valores bajos del sensor 2 .....	79
<b>Figura 48.</b> Valores del sensor 3 picos bajos .....	79
<b>Figura 49.</b> Obtención de vibraciones tramo 1 (Virgen-Papallacta).....	81
<b>Figura 50.</b> Obtención de vibraciones tramo 2 (Baeza – El Chaco) .....	81
<b>Figura 51.</b> Obtención de vibraciones tramo 3 (Reventador - Lumbaqui) .....	82
<b>Figura 52.</b> Obtención de vibraciones tramo 3 (Reventador - Lumbaqui) .....	83
<b>Figura 53.</b> Obtención de la frecuencia con FFT (Reventador - Lumbaqui) .....	83
<b>Figura 54.</b> Vibraciones máximas en maquinaria .....	84
<b>Figura 55.</b> Diagrama descriptivo del análisis .....	85
<b>Figura 56.</b> Diagrama descriptivo del pre-proceso .....	86
<b>Figura 57.</b> Elementos del sistema de suspensión International 9200i .....	88
<b>Figura 58.</b> Mallado de los elementos del sistema de suspensión .....	94
<b>Figura 59.</b> Promedio de número de elementos.....	95
<b>Figura 60.</b> Cambio visual de los elementos con cambio de tamaño de malla .....	95
<b>Figura 61.</b> Contactos Restricciones y Cargas del sistema.....	96
<b>Figura 62.</b> Caracterización del neumático .....	98
<b>Figura 63.</b> Módulos utilizados para la solución .....	99
<b>Figura 64.</b> Curva de convergencia de la solución .....	103
<b>Figura 65.</b> Resultado del análisis estructural .....	104
<b>Figura 66.</b> Resultado del análisis modal 5 .....	105
<b>Figura 67.</b> Deformación en función del tiempo .....	106
<b>Figura 68.</b> Resultado del análisis modal 4 .....	107



<b>Figura 69.</b> Gemela en el análisis transiente.....	108
<b>Figura 70.</b> Investigación formas de gemelas en suspensión pesados.....	109
<b>Figura 71.</b> Variantes de la gemela.....	109
<b>Figura 72.</b> Cotas de la gemela original.....	110
<b>Figura 73.</b> Valores que se podrían variar en la gemela.....	111
<b>Figura 74.</b> Mallado inicial.....	112
<b>Figura 75.</b> Tensiones originales.....	112
<b>Figura 76.</b> Variantes de la gemela.....	113
<b>Figura 77.</b> Mallado y tensiones en la gemela variada.....	114
<b>Figura 78.</b> Mallado y tensiones en la gemela variada.....	115
<b>Figura 79.</b> Gemela tipo C insertada en el ensamblaje.....	116
<b>Figura 80.</b> Gemela tipo Boomerang insertada en el ensamblaje.....	116
<b>Figura 81.</b> Materiales filtrados.....	117
<b>Figura 82.</b> Cotas de la nueva gemela.....	120
<b>Figura 83.</b> Gemelas construidas.....	121
<b>Figura 84.</b> Gemelas terminadas.....	121
<b>Figura 85.</b> Instalación del elemento terminado.....	122
<b>Figura 86.</b> Datos obtenidos con las gemelas nuevas.....	123
<b>Figura 87.</b> Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 1.....	124
<b>Figura 88.</b> Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 2.....	124
<b>Figura 89.</b> Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 3.....	125
<b>Figura 90.</b> Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 4.....	125
<b>Figura 91.</b> Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 4.....	126

## RESUMEN

El sistema de suspensión es una de las partes más importantes en el chasis de un vehículo y algunos de sus principales parámetros medibles tienen mucha injerencia en el confort, la maniobrabilidad y durabilidad del automotor. Este trabajo se propone modelar un evento dinámico muy común en las vías y carreteras del país, cuyas irregularidades no pueden ser absorbidas en su totalidad por los neumáticos, suspensión de cabina ni el asiento del conductor, cuando se trata de un tracto camión. Esta investigación permite la determinación de los tipos de esfuerzos a los que está sometido el conjunto de suspensión delantera de un vehículo de carga pesada International 9200i y con esto realizar una modificación a puntos establecidos para cambiar la forma de transmitir las cargas del sistema de suspensión hacia la cabina del conductor, sin que esto influya en el desempeño normal de los elementos. La metodología buscó evaluar el comportamiento de las cargas, gemelas y abrazaderas del sistema de suspensión obteniendo valores de condiciones muy similares a la realidad de manera que se pueda capturar el máximo de información, se utiliza software de CAD y de elementos finitos FEM, para la evaluación del sistema, logrando perfeccionar la gemela y disminuyendo las vibraciones dentro de la cabina que es un problema para los conductores que manifiestan inconformidad

### **Palabras Clave:**

- **CAD**
- **FEM**
- **GEMELA**
- **SUSPENSIÓN**
- **TRACTOCAMIÓN**

## **ABSTRACT**

The suspension system is one of the most important parts in the chassis of a vehicle and some of his principal measurable parameters have interference great in the comfort, maneuverability and durability of the car. This work aims to model a very common dynamic event in the roads and highways of the country, whose irregularities cannot be fully absorbed by the tires, cabin suspension or the driver's seat, when dealing with a truck. This investigation allows the determination of the types of stress to which the front suspension assembly of an International 9200i heavy-duty vehicle is subject and according to this make a modification to established points to change the way of transmitting the loads of the system of suspension to the driver's cab, without this influencing the normal performance of the elements. The methodology sought to evaluate the behavior of the loads, shackles and clamps of the suspension system obtaining values of conditions very similar to the reality in order to capture the maximum information, using CAD software and FEM finite elements for evaluation integral of the whole system including the design of experiments, achieving to perfect the shackles and diminishing the vibrations inside the cabin that is a problem for the drivers who demonstrate dissent.

### **Keywords:**

- **CAD**
- **FEM**
- **SHACKLE**
- **SUSPENSION**
- **TRUCK**

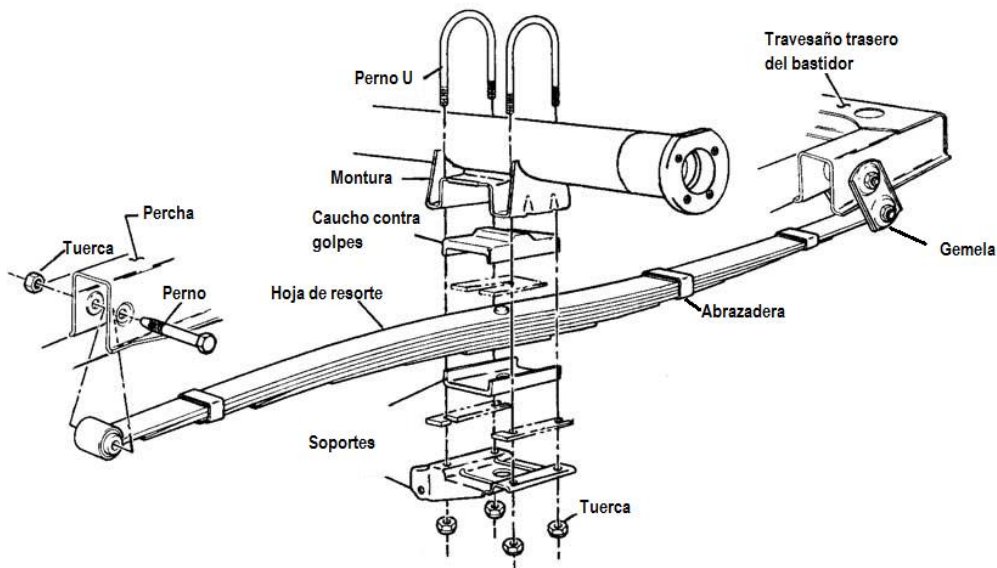
# CAPÍTULO I

## EL PROBLEMA DE VIBRACIONES EN LA CABINA DE UN TRACTO CAMIÓN DEBIDO AL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

### 1.1 Introducción

El sistema de suspensión es una de las partes más importantes en el chasis de un vehículo y algunos de sus principales parámetros medibles tienen mucha injerencia en el confort, la maniobrabilidad y durabilidad del automotor.

Bajo este concepto en un vehículo pesado existe un gran avance tecnológico en sistemas que ayuden a mejorar el confort del conductor donde el tipo de suspensión a utilizar se elige de acuerdo al tipo de carga y camino por el que se conduzca comúnmente, debido a que no es fácil transportar demasiado peso por carretera. El conjunto de carreteras y caminos de Ecuador se conoce como la Red Vial Nacional la cual está integrada por las vías primarias y secundarias. El conjunto de vías primarias y secundarias son los caminos principales que registran el mayor tráfico vehicular y con el cambio de la matriz productiva se aumentó el tráfico de vehículos pesados, debido al transporte de materias primas hacia afuera y dentro del país.



**Figura 1.** Componentes del sistema de suspensión de resorte de hoja

Fuente: (automecanico.com, 2017)

La suspensión por resortes de ballesta es una de las más comunes en la parte delantera de los tracto-camiones los cuales poseen una gran capacidad de carga, un bajo mantenimiento y un costo de fabricación bajo. En la figura 1 (automecanico.com, 2017) se muestra los elementos fundamentales del sistema de suspensión. Un problema que tiene este tipo de suspensión es que carece de la capacidad de absorber energía elástica de una manera rápida y la transmite en gran parte hacia la masa suspendida, generando molestia y sensación de rigidez al usuario, además de transmitir las vibraciones a otros componentes del sistema, afectando la integridad de toda la estructura (Heißing & Ersoy, 2011).

El diseño y fabricación de componentes de este tipo de suspensiones en el país no se ha desarrollado y se ha limitado a la importación de partes y su ensamblaje. Solo existe un par de fabricantes de hojas de resorte en el país, pero no en otros componentes que son también de vital importancia dentro de este sistema de suspensión. En los

vecinos países la creación de componentes se ha llevado a cabo a través de metodologías analíticas y supuestos, en los cuales se analiza aisladamente su función, sin embargo, no se tiene certeza de que tan eficaz ha sido el diseño que, además de cumplir los requerimientos técnicos establecidos por las normas y por los usuarios, no es posible definir si su desempeño en una condición real será amplia o parcialmente satisfecha.

Actualmente en el Ecuador existe una norma de requisitos e inspección de ballestas y hojas para suspensión en vehículos automotores con el nombre de NTE INEN 3017 que se puede revisar en el anexo E, pero en esta solo se indica lineamientos de como revisar tolerancias en medidas de hojas de ballesta, aunque lo que realmente es efectivo a nivel de laboratorio son equipos y máquinas que evalúen el desempeño de una suspensión para distintos eventos que se presentan en una carretera, dichos equipos aportan datos muy precisos y en tiempo real. El problema de este tipo de validaciones, es que se las realiza luego del proceso de diseño, donde seguramente se requerirá cambios o ajustes para mejorar alguna característica ya sea de material o de alguna medida (Gil, 2002). Así mismo estos bancos de prueba y toda la instrumentación requerida para capturar información de aceleraciones, deformaciones, posiciones y fuerzas; requieren una alta inversión, mantenimiento y calibración.

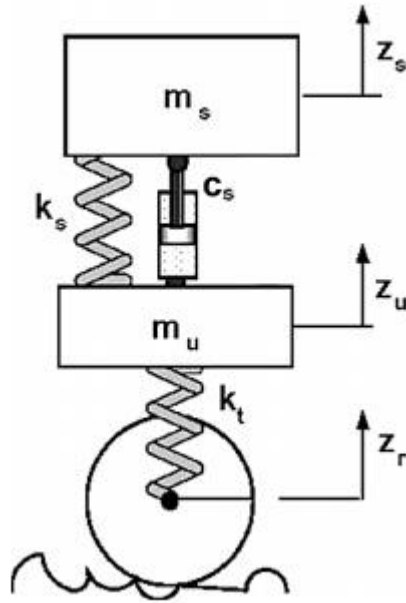
Por estos motivos ni en empresas privadas ni públicas se han preocupado por realizar este tipo de análisis en el sistema de suspensión lo que hace que tampoco se invierta en infraestructura lo que ha provocado que, a nivel académico se realicen validaciones desarrollando prototipos virtuales, los cuales son sometidos a experimentos en diferentes condiciones de trabajo (Moon, Yoon, & Oh, 2006), ayudando a generar

propuestas de mejora en los elementos estructurales del sistema de suspensión para que absorban de manera apropiada las vibraciones del terreno, sin embargo los estudios se han centrado en los elementos elásticos y en bocines y mas no en los demás elementos.

En base a esto cuando se requiere verificar el comportamiento elástico y dinámico de una suspensión, existen métodos directos que de forma sencilla pueden ayudar a este propósito, aunque no son muy precisos, pero pueden ayudar a obtener aproximaciones analíticas de lo que sería una suspensión de este tipo. Debido a que el comportamiento mecánico de un sistema de suspensión es de tipo no-lineal, se hace necesario analizar este componente mediante métodos más avanzados. Una vez observado su comportamiento dentro de un sistema se compara con variaciones geométricas para conocer si su comportamiento es consistente.

Para este proyecto se propone modelar un evento dinámico muy común en las vías y carreteras del país, cuyas irregularidades no pueden ser absorbidas en su totalidad por los neumáticos, suspensión de cabina o el asiento del conductor en este tipo de tracto-camión. La mayor parte de los estudios que se llevan a cabo para analizar dinámicamente un vehículo, se enfocan en la generación de modelos matemáticos representados a través de diagramas de bloques o gráficos de unión como se muestra en la figura 2 (Rocha Roa, 2013), si bien estas aproximaciones son prácticas y rápidas para dar una visión general del sistema, no pueden aportar datos precisos sobre desplazamientos, aceleraciones, esfuerzos, deformaciones o cargas resultantes en zonas o componentes específicos del vehículo, además de no representar de manera directa las masas de los componentes más relevantes y su correcta posición espacial. Por esta razón, se propone un modelo virtual en un entorno tridimensional luego de

obtener datos reales medidos por sensores los cuales mostraran cuales son las máximas cargas que soporta la suspensión según las irregularidades del terreno.



**Figura 2.** Diagrama esquemático de un sistema de suspensión

Fuente: (Rocha Roa, 2013)

El objetivo de la metodología busca evaluar el comportamiento de las cargas dentro de un sub-sistema de suspensión (gemelas y abrazaderas) obteniendo valores de condiciones muy similares a la realidad de manera que se pueda capturar el máximo de información integralmente, es decir en un solo entorno para poder efectuar los ajustes paramétricamente en la pieza a evaluar y realizar de esta forma un estudio de optimización.

Se propone además el uso de software de elementos finitos, para la evaluación integral de todo el sistema incluyendo el diseño de experimentos, logrando perfeccionar la gemela o abrazadera para disminuir las vibraciones dentro de la cabina que es un problema para los conductores que manifiestan inconformidad, para lo cual se deben



importar modelos CAD de las partes de la suspensión a simular. Al final del proceso se concluirá con la implementación y pruebas para comprobar esta hipótesis de reducir las vibraciones en la cabina.

## **1.2 Formulación del problema de investigación**

En el país existen aún caminos que son de segundo y tercer orden por los cuales los vehículos comerciales de carga pesada transitan a diario tomándoles varias horas de conducción en los que ellos tienen que soportar condiciones de altas vibraciones sumándole a esto las condiciones climáticas que generan calor u otros factores que influyen en su comodidad.

El sistema de suspensión delantera de un vehículo de carga pesada es el más afectado frente a las condiciones del terreno durante el desplazamiento sin carga, se relaciona de forma directa con aspectos como el confort dinámico, la maniobrabilidad y el desempeño. Esto se debe a que la suspensión es responsable de mantener el contacto de las llantas y la superficie de la vía, del aislamiento de las vibraciones producidas por las irregularidades del terreno, de la respuesta de los ángulos de inclinación y dirección frente a las irregularidades de la vía, de resistir la rotación del chasis en sus ejes longitudinal y lateral, entre otras.

Es por esto que las vibraciones afectan el confort del conductor en caminos irregulares, evitando una mayor productividad y deterioro del automotor, además que las vibraciones que se producen pueden generar un nivel de inestabilidad afectando el desempeño de los demás sistemas que están unidos al chasis del vehículo. Bajo esta problemática surge la necesidad de diseñar una gemela o abrazadera del sistema de

suspensión para vehículos de carga, que considere el régimen de operación del vehículo, las condiciones a las que se someterá, el espacio de diseño, la dinámica, el comportamiento estructural la robustez esperados y que disminuya las vibraciones en la cabina.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Realizar el análisis dinámico del sistema de suspensión delantera de un tracto-camión para desarrollar un modelo de perfeccionamiento modificando sus elementos de forma que mejore su desempeño.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

- a) Determinar experimentalmente las cargas que influyen en el sistema de suspensión en las diferentes condiciones de confort y maniobrabilidad mediante celdas de carga.
- b) Analizar las vibraciones que llegan a la cabina del camión en sus condiciones normales de funcionamiento con un medidor de vibraciones.
- c) Parametrizar variables de entrada y salida, que permitan obtener una respuesta a modificaciones.
- d) Desarrollar un modelo CAD del sistema de suspensión, en un ambiente dinámico de acuerdo a las cargas obtenidas y verificar los elementos susceptibles a cambios geométricos mediante el software CAE.
- e) Implementar el elemento modificado en el sistema de suspensión para la verificación de la disminución de vibraciones.

- f) Comparar como varían las vibraciones sobre el sistema de suspensión en las diferentes condiciones de confort y maniobrabilidad después de implementar el elemento modificado.

#### **1.4 Justificación e Importancia**

En la actualidad se hacen más necesario en análisis y el perfeccionamiento de los elementos dentro de mecanismos que intervienen en el automotor, es por esto que esta investigación servirá para obtener un modelo que permita la modificación de las piezas dentro del sistema de suspensión de un vehículo de carga pesada, aportando para esto el análisis de elementos finitos y el software necesario para el análisis dinámico y así poder determinar las vibraciones que afectan en la comodidad del conductor de esta clase de vehículo.

Los beneficios que se obtendrá con esta investigación será la posibilidad de la homologación en esta clase de vehículos que ocupa un gran porcentaje en el parque automotor del país, evitando la transmisión de las vibraciones generadas por el sistema de suspensión hacia el conductor tratando de disiparlas mediante la variación de la forma de un elemento del sistema.

Los beneficiarios directos será el sector del transporte y los conductores ya que al reducir las vibraciones que son transmitidas hacia la cabina, aumenta la comodidad del conductor al momento de conducir con el vehículo descargado, así mismo bajaría el estrés producido por conducir periodos extensos aumentado también la productividad del conductor.

En el caso de la simulación de un sistema de suspensión se necesitará un programa de simulación que permita el modelado de mecanismos, que contengan juntas,

fuerzas, restricciones y cuerpos en movimiento (sistemas multicuerpo). Además, el software de simulación deberá realizar el análisis matemático y poder obtener importantes deducciones de una forma eficaz y rápida, evitando el análisis de ecuaciones matemáticas complejas así como ecuaciones diferenciales.

### **1.5 Planteamiento de Hipótesis**

Es posible disipar las cargas de la suspensión delantera de un tracto camión disminuyendo las vibraciones que se transmiten directamente a la cabina, manteniendo las dimensiones externas y garantizando la resistencia de los materiales a utilizar para soportar cargas dinámicas en caminos irregulares.

### **1.6 Descripción del trabajo**

Este trabajo de Investigación se desarrollará de acuerdo a los siguientes pasos:

Comenzar con la revisión bibliográfica y estado del arte, el mismo que servirá para la elaboración del marco teórico y marco contextual.

A continuación, se desarrollará la etapa de recolección de datos para determinar las cargas a las que están sometidos los elementos de la suspensión del tracto camión International 9200i, además de la determinación de las vibraciones dentro de la cabina de manejo.

El siguiente paso es el desarrollo de una simulación en un software de diseño que apoyará el análisis de datos y la generación de una propuesta para reducir las vibraciones.

Luego se realizará una propuesta de un elemento que ayude a disminuir las vibraciones dentro de la cabina del tracto camión.

Finalmente se describen las conclusiones y recomendaciones que permitan identificar oportunidades de mejora y refinamiento de la metodología que aquí se propone. En trabajo futuro de identifican las afectaciones que se tienen con la nueva propuesta en otros sistemas del vehículo como los frenos.

## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Definición

El sistema de suspensión de un vehículo es el conjunto de elementos que unen el chasis de un automóvil con la superficie rodante y tiene como misión mantener el contacto entre la rueda y la carretera (Alonso Pérez, Técnicas del automóvil. Chasis, 2008), con la absorción de las irregularidades del terreno para conseguir, por una parte, un mayor control (estabilidad y direccionalidad) y seguridad del vehículo y, por otra, la comodidad de los ocupantes.

Una suspensión como se muestra en la figura 3, debe tener dos cualidades; la elasticidad, para evitar golpes secos en el bastidor debido a las irregularidades del terreno y la amortiguación, que impida un excesivo balanceo de los elementos que constituyen la suspensión.



**Figura 3.** Sistema de suspensión

Fuente: (fourwheeler network, 2011)

Con respecto a la suspensión, el peso del vehículo se divide en dos partes:

- La masa suspendida, que comprende todos los elementos cuyo peso es soportado por el chasis o bastidor.
- La masa no suspendida, que abarca el resto de partes del vehículo como la suspensión, los brazos de la dirección, trapecios, manguetas, discos de freno; es la parte del vehículo que está permanentemente en contacto con la calzada.

De acuerdo a esto, el sistema de suspensión se puede considerar como parte de la masa no suspendida que se enlaza con la masa suspendida por medio de una unión elástica (Domínguez & Ferrer, 2010), sea esta ballestas, muelles, barras de torsión, dispositivos neumáticos, de caucho, que no solamente amortiguan los golpes que las ruedas transmiten al bastidor, sino también los golpes que el mismo peso del coche devuelve a las ruedas a causa de la reacción. Otra función del sistema de suspensión es la de dar protección a los órganos del vehículo, para conseguirlo se diseña la suspensión de manera que la mayor parte de la energía sea absorbida por los elementos amortiguadores y que los momentos producidos por estas fuerzas sean lo más pequeños posibles (Alonso Pérez, Técnicas del automóvil. Chasis, 2008). Además de estos objetivos fundamentales que debe cumplir cualquier sistema de suspensión, debe realizar funciones tan importantes como soportar el peso del vehículo, mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera en curvas o reducir el efecto de las fuerzas excitadoras como menciona (Mula Vivero, 2009).

Sin duda el sistema de suspensión ha ido evolucionando durante los años y actualmente se ve una intervención de la electrónica en cada sistema del vehículo, lo que

hace que sea más confortable el desplazamiento dentro de ellos (Venu & Diwakar, 2013), sin embargo los camiones de trabajo pesado han sido diseñados para caminos planos y las exigencias de nuestra geografía hace que la suspensión sufra desperfectos y para reducir los daños en los componentes lo que se hace es realizarlas más robustas quitando flexibilidad y aumentando las vibraciones en la cabina del vehículo.

## **2.2 Tipos de suspensiones**

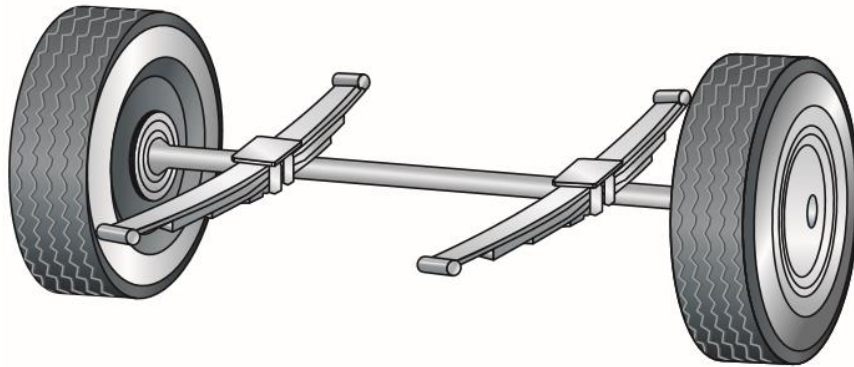
La clasificación de los diferentes sistemas de suspensión puede realizarse atendiendo a diferentes criterios, pero dado que en la práctica se encuentran casi tantos tipos distintos como modelos de vehículos hay en el mercado, no puede establecerse como absoluta ninguna de estas clasificaciones. Principalmente, las suspensiones se clasifican en dos grandes grupos: suspensiones de eje rígido o dependiente y suspensiones independientes. La diferencia conceptual principal entre ellos es que, en los primeros, el movimiento de una rueda afecta al de la otra, por estar ambas conectadas entre sí rígidamente, cosa que no sucede en los sistemas independientes, por lo que el movimiento de una rueda no depende del movimiento de la otra como se menciona en (Alonso Pérez, Técnicas del Automóvil, Electromecánica de vehículos, 2010).

### **2.2.1 Suspensión de eje rígido**

En los sistemas de suspensión de eje rígido (llamados “beamaxle” en inglés), las ruedas están montadas a cada extremo de una viga rígida como se muestra en la figura 4, de manera que el movimiento de una rueda en un eje es transmitido a la otra rueda,



produciendo pares giroscópicos en ambas y haciendo que las dos ruedas tengan la misma caída y dirección.



**Figura 4.** Suspensión eje rígido

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2010)

En este tipo de suspensiones la parte no suspendida tiene un peso importante y, por tanto, el comportamiento del vehículo será peor. La principal ventaja de las suspensiones por eje rígido es que la caída de las ruedas no se ve afectada por el balanceo del coche, por lo que se obtiene un contacto más uniforme entre la rueda y la carretera y, con ello, una mejor adherencia, minimizándose así el desgaste de los neumáticos. Por contrapartida es muy susceptible de sufrir vibraciones en la dirección.

Las suspensiones de eje rígido han dejado paso a las del tipo independiente en la actualidad y la mayoría de ellas se usan exclusivamente en los ejes traseros debido a los problemas que ocasionan en la dirección, sin embargo, en los vehículos pesados aún siguen siendo una opción efectiva gracias a la resistencia que presenta frente a las cargas que soportan los tracto-camiones.

## 2.2.2 Suspensión independiente

La suspensión independiente es introducida para permitir a la rueda moverse hacia arriba y hacia abajo sin afectar la rueda opuesta, hay muchas formas y diseños de una suspensión independiente. En cuanto a geometría, la suspensión independiente se adapta de manera más adecuada al terreno, favoreciendo el agarre del neumático. Entre otros, existen los siguientes tipos de suspensiones independientes:

- Paralelogramo deformable (doble brazo A)
- McPherson
- Brazos tirados
- Multibrazo.

No obstante, el brazo doble A y la suspensión McPherson son las más simples y comunes como lo menciona (Jazar, 2014).

La suspensión con paralelogramo deformable es muy utilizada desde hace años en vehículos tanto para el eje delantero como para el trasero. En la figura 5 se encuentra esta suspensión la cual es un mecanismo de cuatro barras unidos al chasis con elementos elásticos, como barras de torsión, muelles, etc. Los trapecios se unen a la carrocería mediante silentblock y a la mangueta mediante rótulas. Pueden utilizar cualquier elemento elástico como ballestas, muelles o barras de torsión. Al moverse la rueda con relación a la carrocería, ese paralelogramo se deforma. El paralelismo de los brazos hace que el cambio de caídas sea proporcional al movimiento de balanceo, por lo

que se hace necesaria la utilización de una barra estabilizadora para garantizar la estabilidad del vehículo.



**Figura 5.** Suspensión paralelo deformable

Fuente: (Blancarte, 2013)

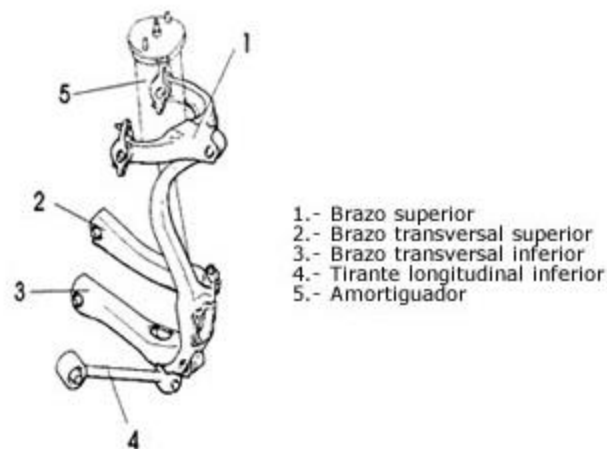
Una suspensión McPherson es un mecanismo deslizante invertido que tiene el chasis como barra fija y el acoplamiento de la rueda como barra móvil como se muestra en la figura 6. Esta suspensión está formada por un bloque en el que se integra el amortiguador y el muelle. El muelle se monta encerrado en el interior del amortiguador concéntrico a él. Por la parte inferior, el bloque de suspensión McPherson se une a la mangueta mediante tornillos o integrando el tubo del amortiguador en la mangueta como se menciona en (Domínguez & Ferrer, 2010)



**Figura 6.** Suspensión Macpherson

Fuente: (Blancarte, 2013)

La suspensión multibrazos proporciona una flexibilidad geométrica total de la rueda con un control longitudinal y transversal de la misma. Está formada por varios brazos que unen la carrocería con la mangueta mediante cojinetes elásticos y rótulas (Domínguez & Ferrer, 2010). El tipo de suspensión mostrada en la figura 7, permite un control total de la geometría del vehículo ya que se permiten todo tipo de reglajes. Permite a los vehículos ser más flexibles, es decir, se adaptan con mayor facilidad a cualquier terreno.



**Figura 7.** Suspensión Multi brazos

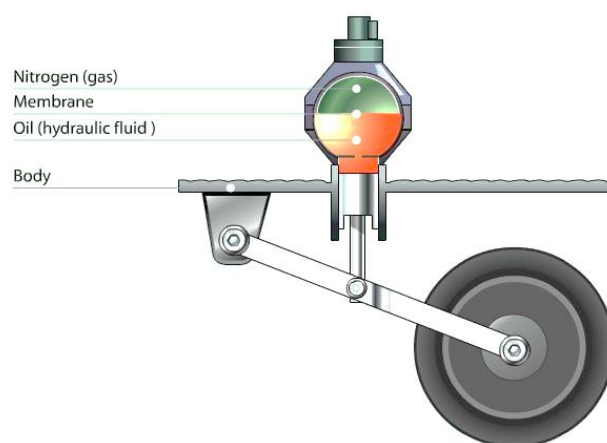
Fuente: (Aficionados a la Mecánica, 2014)

### 2.2.3 Otros tipos de suspensión

Además de estos tipos de suspensión convencionales se puede encontrar otras configuraciones que por los elementos que se adicionan son muy útiles para el confort y estabilidad de los vehículos. La suspensión hidroneumática de la figura 8, utiliza elementos hidráulicos y neumáticos dentro de su configuración la que garantiza una suspensión suave y elástica, facilitando, además, el reglaje y nivelación de la carrocería de forma automática. Las principales ventajas de este tipo de suspensión es la sensación

confortable que presenta y una gran estabilidad, que hace que apenas se noten las desigualdades del terreno y también un notable agarre de las ruedas al mismo.

Este tipo de suspensión tiene como principio la utilización de unas esferas que tienen en su interior un gas (nitrógeno) que es compresible y que se encuentran situadas en cada una de las ruedas. La función que realiza el gas, es la del muelle y éste es comprimido por la acción de un fluido que recorre un circuito hidráulico que comunica cada una de las cuatro ruedas. (Alonso Pérez, Técnicas del Automóvil, Electromecánica de vehículos, 2010).

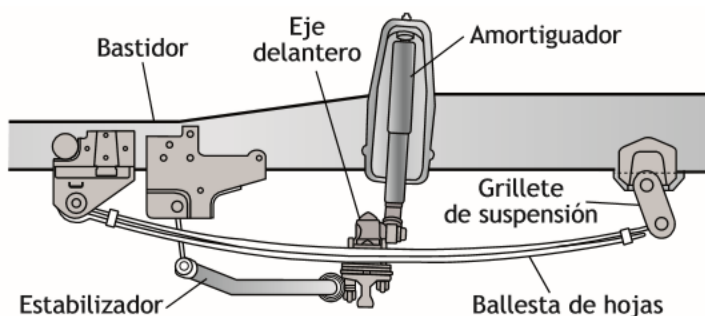


**Figura 8.** Suspensión Hidroneumática

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2010)

La suspensión neumática basa su funcionamiento en las propiedades que ofrece el aire sometido a presión. En esta suspensión que se muestra en la figura 9, se sustituye el resorte mecánico (muelle, ballesta o barra de torsión) por un fuelle o cojín de aire que varía su coeficiente de rigidez. Algunas de sus ventajas son: capacidad de adoptar la altura de carrocería en todo momento, capacidad de adaptar la suspensión y la amortiguación de acuerdo al camino que se presente.

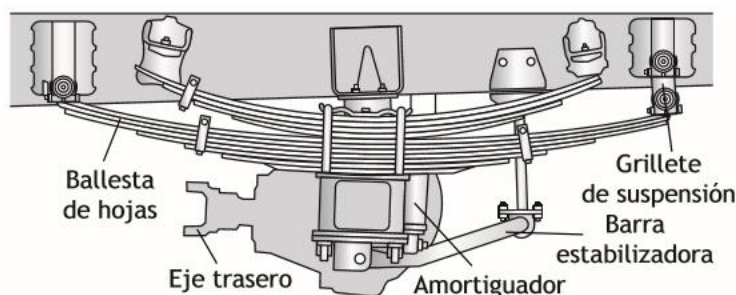




**Figura 10.** Montaje de ballesta en eje delantero

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2010)

En los tracto-camiones se montan ejes rígidos tanto en la parte delantera como en la parte de tracción. Por lo general en la parte delantera (eje direccional) se monta hojas de resorte o ballestas longitudinales (figura 10) mientras que en los ejes de arrastre y tracción puede alternarse con ballestas o fuelles de aire como se explicó en el párrafo anterior de suspensión neumática. El sistema de ballestas es utilizado en este tipo de vehículos debido a su gran soporte de carga, además que se facilita la sujeción del eje al chasis sirviendo de soporte y unión. En cambio, presenta desventajas como el ser ruidosas y necesitar un mantenimiento apropiado de limpieza y engrase. En los vehículos industriales, también se utilizan barras estabilizadoras para los ejes delanteros y traseros como se muestra en la figura 11. Estas se diseñan convenientemente adaptadas al tonelaje del vehículo.



**Figura 11.** Montaje de ballesta en eje trasero

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2010)

### **2.2.5 Hojas de resorte**

Un resorte se define como un cuerpo elástico, cuya función es deformarse cuando se carga y recupera su forma original cuando se retira la carga. Los resortes semi-elípticos de hoja u hojas de resorte son casi universalmente usados para la suspensión en vehículos comerciales ligeros y pesados como se menciona en (Venu & Diwakar, 2013)

En el medio también se las llama ballestas o paquetes y son elementos elásticos constituidos por una o varias hojas de acero (al manganeso o al silicio) unidas por medio de un perno central llamado capuchino o perno guía y una abrazadera que permite el deslizamiento entre estas cuando se deforman por el peso al que se someten.

#### **2.2.5.1 Características de las Hojas de Resortes**

Los resortes de ballesta son los más utilizados en los vehículos de carga pesada debido a que existen de gran variedad y se acoplan a la mayoría de trabajos realizados en el medio, sin nombrar que tienen un bajo costo frente a otros elementos en el sistema de suspensión.

Las características de la suspensión están influidas principalmente por la constante de rigidez y la deflexión estática. La constante del resorte está dada por: la carga por unidad de deflexión (N/mm o N/m). La deflexión estática de un resorte es igual a la carga estática dividida por la constante a carga estática; esto determina la rigidez de la suspensión y la frecuencia sobre el vehículo. En la mayoría de casos la deflexión en banco difiere de la deflexión en el montaje, debido a la influencia en la curvatura del resorte y el efecto del balancín.



Una suspensión suave generalmente requiere gran deflexión estática del resorte, no obstante, otras consideraciones y limitaciones se deben tener en cuenta como la longitud disponible del resorte en el vehículo, así como un gran recorrido libre antes de tocar el chasis y los esfuerzos generados afectaran la resistencia a la fatiga. Existen ballestas llamadas parabólicas en las que las hojas no poseen la misma sección a lo largo de su longitud, son más gruesas en el centro que en los extremos y se utilizan para vehículos que soportan grandes cargas. Después de revisar parte de las características de una hoja de resorte, ahora se enumera las ventajas y desventajas que poseen estos elementos en el transporte pesado.

**Ventajas:**

1. Tienen gran capacidad de carga en el transporte pesado
2. Tienen gran variedad de aplicaciones tanto en el eje posterior como en el eje delantero.
3. Tienen la capacidad de manejar hasta tres constantes diferentes en un solo resorte.
4. Se pueden generar varios niveles de carga con paquetes sobrepuestos para ayudar en la deflexión del resorte principal.
5. Simplicidad, los resortes de ballesta conectan directamente el eje al chasis sin necesidad de brazos de control adicionales y puntos de sujeción adicionales
6. Bajo costo, los resortes de ballesta son más económicos que una solución neumática, hidroneumática o electromagnética.
7. Alta durabilidad.

**Desventajas:**

1. Las hojas de resorte normalmente son ruidosas sin el debido mantenimiento y ambiente en el que se trabaje
2. Frente a otros tipos de suspensión, el confort es más deficiente.
3. De acuerdo con las aplicaciones no suelen coincidir las perforaciones para los pernos guías.
4. El control y estabilidad son más deficientes en este tipo de suspensiones
5. El balanceo lateral, pueden ser un problema potencial en algunas aplicaciones.

**2.2.6 Barras de Torsión**

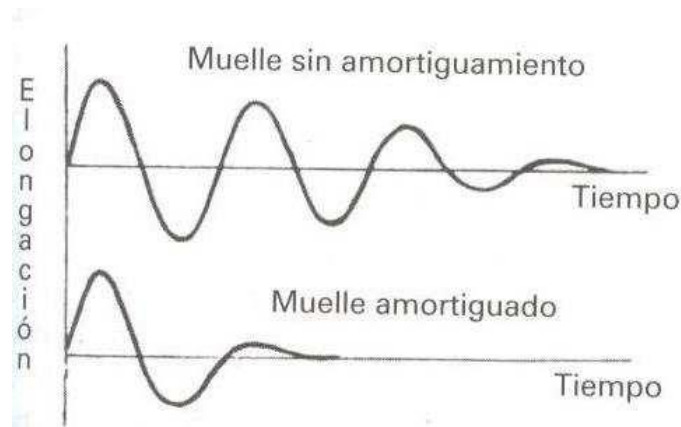
Las barras de torsión basan su funcionamiento en la elasticidad de los materiales; al sujetar una barra de acero por uno de sus extremos y aplicar un momento de torsión en el otro, la barra tenderá a torcerse y una vez terminada la acción de la fuerza regresará a su forma inicial debido a las propiedades elásticas del acero como se indica en (Alonso Pérez, Técnicas del automóvil. Chasis, 2008). El peso propio del vehículo aplica una torsión inicial a la barra y posteriormente la carga añadida o las imperfecciones del terreno producirán un momento torsor adicional, el esfuerzo aplicado no debe sobrepasar el límite elástico del material de la barra evitando así la deformación permanente.

Para que este tipo de elemento elástico funcione adecuadamente es necesario que los neumáticos estén montados en un mecanismo oscilante que transforme el movimiento vertical de las ruedas en un momento torsional que se transmita a la barra (Domínguez & Ferrer, 2010).

### 2.2.7 Amortiguador

Una de las características principales de un sistema de suspensión es la absorción de la energía que se produce por las irregularidades de la calzada, esto ocasiona que la energía retenida en los elementos elásticos es devuelta mediante la recuperación mecánica del componente, lo que produce oscilaciones decrecientes hasta que el elemento elástico vuelva a su condición de equilibrio. Esta recuperación elástica como se mencionó produce oscilaciones decrecientes en intervalos de tiempo largos lo que genera problemas de confort a los ocupantes del vehículo, así para mejorar la comodidad de los ocupantes del habitáculo hay que atenuar estas oscilaciones de manera rápida de tal forma que la amplitud de las oscilaciones no sea alta ni de larga duración amortiguador (Guglielmino, Sireteanu, Stammers, Ghita, & Giuclea, 2008).

En los sistemas de suspensión para retener al resorte en su recuperación y eliminar las oscilaciones se incorporan los amortiguadores que se los define como “elementos que recogen las oscilaciones del muelle y las absorben, transformándolas en rozamiento” (Alonso Pérez, Técnicas del automóvil. Chasis, 2008). Sin embargo se puede presentar una situación en la cual el elemento elástico todavía no ha regresado a su posición de equilibrio y se presenta una nueva deformación, estas dos ondas oscilatorias podrían llegar a superponerse y las amplitudes resultantes podrían tomar valores peligrosos para la rotura (Guillespie, 1997). Con el fin de evitar estos efectos adversos se utilizan los amortiguadores que absorben las oscilaciones de los elementos elásticos y las transforman en calor a través del rozamiento.



**Figura 12.** Efecto del amortiguador

Fuente: (Alonso Pérez, Técnicas del automóvil. Chasis, 2008)

Como se puede observar en la figura 12 el uso del amortiguador no solo disminuye la amplitud de las oscilaciones, sino que también decrece el número de las mismas. Para el correcto funcionamiento del amortiguador se debe tener en cuenta el período de oscilación del muelle que viene dado por las ecuaciones siguientes:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}}$$

Siendo  $f$  la flexión estática del muelle y  $g$  la gravedad como se indica en (Alonso Pérez, Técnicas del automóvil. Chasis, 2008)

Este período de oscilación es muy importante en cuanto a comodidad ya que el organismo humano puede soportar entre 65 y 80 oscilaciones por minuto de una manera continua, para lograr este valor la flexión estática del muelle debe estar entre 0,15 a 0,2 m.

Las características principales de los amortiguadores son:

- Atenuar rápidamente las oscilaciones de la carrocería brindando comodidad.

- Disminuir las variaciones de carga dinámica de la rueda.
- Evitar que las ruedas salten sobre el suelo (seguridad de marcha).

## **2.3 Dinámica de la Suspensión**

En el funcionamiento real del sistema de suspensión intervienen varias características del movimiento, las cuales son:

- Centro de balanceo y centro de gravedad
- Transferencia de carga
- Masa suspendida y no suspendida
- Oscilación

A continuación, se describirá en que se basa cada una de estas características.

### **2.3.1 Centro de balanceo y centro de gravedad**

El centro de balanceo de un eje es un punto imaginario a través del cual actúan las fuerzas laterales que se transmiten a las ruedas al resistir la acción de la fuerza centrífuga. Es el centro virtual de rotación de la suspensión de un eje como se determina en (Domínguez & Ferrer, 2010)

El centro de gravedad de un vehículo es el punto imaginario en el que se concentra toda su masa y en el que se aplican tanto la fuerza de gravedad terrestre a la que está sujeto como los esfuerzos dinámicos debidos al movimiento del vehículo.

## **2.3.2 Transferencia de carga**

En un vehículo se definen tres ejes de giro sobre los que este pivota:

- Eje longitudinal.
- Eje transversal.
- Eje vertical.

Cuando un vehículo realiza un movimiento se generan en él distintas fuerzas que se transmiten por toda la carrocería. Estas fuerzas provocan una transferencia de carga en los distintos ejes.

### **2.3.2.1 Transferencia longitudinal**

Cuando un vehículo de tracción delantera va a iniciar la marcha y se acelera, la parte delantera de este sube, por lo que la parte trasera no solo debe soportar su carga, sino que además se transfiere peso de la parte delantera a la trasera. El mismo fenómeno ocurre al desacelerar o frenar. En este caso, es el eje delantero es el que se sobrecarga.

### **2.3.2.2 Transferencia transversal**

La fuerza centrífuga que actúa sobre un vehículo cuando gira hace que el peso se transmita desde un lado de la carrocería al otro. Por ejemplo, en un giro a derechas, la parte derecha del vehículo se descarga de peso, el vehículo se balancea y parte de la carga se transmite a su lado izquierdo.

### **2.3.2.3 Transferencia vertical**

Sobre el eje vertical también existe una transferencia de pesos y de carga cuando el vehículo se somete a distintas cargas o durante su movimiento de ascenso y descenso, es decir, durante el trabajo de la suspensión el vehículo cambia de altura debido a la compresión y extensión del muelle.

### **2.3.3 Masas suspendidas y no suspendidas**

Un vehículo está formado por cientos de elementos con una masa determinada. La unión de ellos constituye los órganos mecánicos. Una masa suspendida ( $M_s$ , sprungmass) es aquella que no está en contacto directo o indirecto con el piso y es soportada por el sistema de suspensión. Por otro lado, una masa no suspendida ( $M_u$ , unsprungmass) está en contacto directo o indirecto con el piso y siempre antes de que intervengan los órganos de suspensión como indica (Gil, 2002)

### **2.3.4 Oscilación**

Una oscilación es provocada por el movimiento de una masa en ascenso y descenso. Cuando una masa en reposo sujeta a un muelle se somete a un cambio de posición por el efecto de una fuerza, se genera en el muelle una fuerza de recuperación que obliga a la masa a oscilar en sentido inverso. Durante esta operación la masa oscila volviendo a sobrepasar la posición de reposo determinando una nueva fuerza de recuperación (Alonso Pérez, Técnicas del automóvil. Chasis, 2008). Este efecto se repite hasta que se neutraliza la oscilación por las distintas resistencias, aire, fricción, etc. Este

es uno de los factores que se analizará más adelante para medir el comportamiento del sistema de suspensión.

### **2.3.5 Geometría de los ejes**

La correcta geometría de los ejes se consigue cuando las cuatro ruedas recorren circunferencias que tienen un centro común, llamado centro de rotación. El centro de rotación se encuentra en la prolongación del eje trasero. Los ángulos que forman las ruedas del eje delantero son distintos, menor el de la rueda exterior y mayor el de la rueda interior de la curva (Mantilla Nova, 2015). El mecanismo de dirección y su tirantería deben conseguir que la diferencia de los ángulos de giro en una curva sean los adecuados en cada rueda y curva, evitando el derrapaje de las ruedas delanteras.

#### **2.3.5.1 Ángulo de empuje**

El ángulo de empuje es la bisectriz de la convergencia trasera en relación con el eje longitudinal del vehículo. Este ángulo es positivo cuando las ruedas apuntan hacia la derecha y negativo cuando las ruedas apuntan hacia la izquierda. Su valor ideal tiene que ser de  $0^\circ$  con tolerancia de  $\pm 12'$  (Domínguez & Ferrer, 2010).

Las ruedas de un vehículo, especialmente las ruedas de la dirección, no están completamente verticales ni paralelas al eje longitudinal. Estas ruedas no giran alrededor de un eje vertical, sino en torno a un eje inclinado. Los ángulos de las ruedas y de los ejes de las manguetas forman los planos horizontales y verticales, así como los ángulos o cotas de las ruedas. La geometría se realiza para conseguir los siguientes resultados:

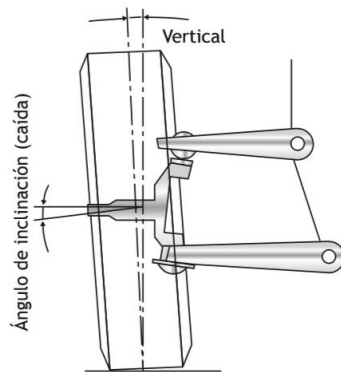


- Obtener las mejores condiciones de conducción, es decir, evitar arrastres y el desgaste de los neumáticos.
- Mejorar la estabilidad del vehículo.
- Conseguir un esfuerzo suave y progresivo en la dirección.
- Facilitar el retorno de la dirección después de tomar una curva.

Los distintos ángulos que forman las ruedas son: el paralelismo, convergencia o divergencia, el ángulo de caída, el ángulo de salida y el ángulo de avance.

### 2.3.5.2 Ángulo de caída

El ángulo de caída es la inclinación de la rueda respecto al plano vertical provocada por la inclinación de la mangueta. Se mide en grados.



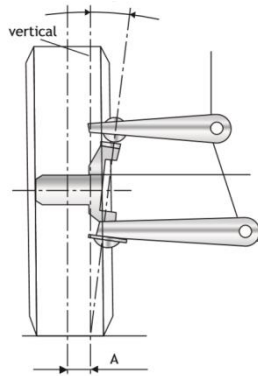
**Figura 13.** Ángulo de caída positiva

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2010)

El ángulo de caída produce una inclinación en la parte superior (de las ruedas hacia el exterior o interior del vehículo, dependiendo de que la caída sea positiva o negativa. La caída es producida por la inclinación de la mangueta, que es el eje de giro de la rueda.

### 2.3.5.3 Ángulo de salida

El ángulo de salida se forma con la inclinación del pivote de la dirección (king-pin) con respecto al eje vertical del neumático.



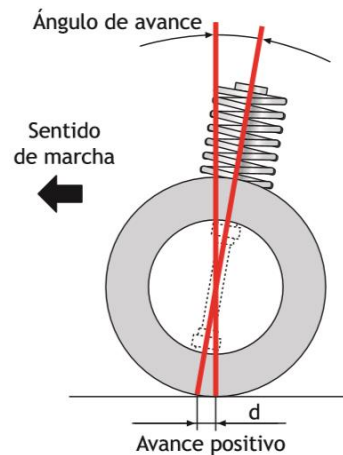
**Figura 14.** Ángulo de salida

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2010)

En los modelos que disponen de uniones con rótulas, el ángulo de salida es la línea trazada a través del eje de dirección de las rótulas. El eje de dirección es el eje sobre el que giran las ruedas para dirigir el vehículo.

### 2.3.5.4 Ángulo de avance

El ángulo de avance es el que forma el eje de pivote de la mangueta con la vertical, mirando el vehículo por la parte lateral. Se mide en grados y puede ser positivo o negativo. Se toma como positivo cuando la prolongación del pivote encuentra el terreno en un punto situado delante de la huella del neumático y negativo, cuando se encuentra por detrás.



**Figura 15.** Ángulo de avance positivo

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2010)

Un valor positivo del ángulo de incidencia hace que el eje de giro de la rueda se encuentre delante del centro de la huella, creando al moverse un par que endurece la dirección. Dicho fenómeno contribuye a mantener el vehículo en línea recta, garantizando una conducción segura.

Para este trabajo se revisaron todos los componentes de la suspensión y se verificó que los ángulos antes mencionados se encontraban en los parámetros adecuando de manejo para que no interfirieran con los resultados obtenidos de vibraciones que más adelante se realizaran.

## 2.4 Modelamiento y Simulación en Sistemas de suspensión

El modelamiento y simulación de sistemas dinámicos para vehículos terrestres debe estar considerado durante los procesos de diseño de sistemas de suspensión, ya que la evaluación del conjunto permite validar la mayoría de las condiciones operativas del mismo y con esto poder asegurar una correcta funcionalidad.

En la actualidad se han realizado avances importantes en materia de modelamiento y simulación de sistemas de suspensión con el ánimo de desarrollar prototipos virtuales que sean capaces de describir de la manera real su funcionamiento mecánico y que permita la optimización del diseño.

#### **2.4.1 Dinámica vehicular**

Las aplicaciones de la dinámica y el control en vehículos juegan un papel en la mejora de la seguridad, el confort, el desempeño, la estabilidad direccional del vehículo y la eficiencia energética de sus combustibles.

Las características de calidad dinámica de un vehículo se pueden dividir en tres aspectos:

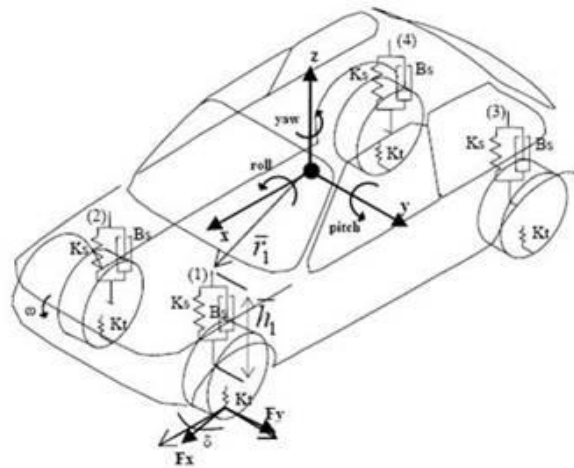
- El *desempeño*, es la capacidad que posee un vehículo a acelerar o bien a frenar.
- La *estabilidad*, direccional o maniobrabilidad es la respuesta de un vehículo a las maniobras del conductor y la capacidad de estabilizar el vehículo por el conductor debido a las fuerzas laterales generadas, sea por la acción de tomar una curva o bien fuerzas laterales externas provocada por ráfagas de viento.
- El *confort*, estudia los efectos de vibración mecánica cuando se rueda sobre superficies irregulares. El confort se puede evaluar cuantitativamente mediante la respuesta que tiene el ser humano ante vibraciones.

#### **2.4.2 Comportamiento dinámico del vehículo**

El comportamiento dinámico de un vehículo refiriéndose como sistema se debe empezar por describir las propiedades en el sistema de suspensión del vehículo como se

indica en (Gil, 2002). A bajas frecuencias (0- 5Hz) la masa suspendida del vehículo se mueve como si la suspensión fuera un solo cuerpo. A este movimiento se le llama de cuerpo rígido. Los ejes y las ruedas, los cuales forman parte de la masa no suspendida, se mueven como un cuerpo rígido y consecuentemente transmiten fuerzas de excitación en la masa suspendida.

Los movimientos característicos de un vehículo mostrados en la figura 16.



**Figura 16.** Movimiento característico de un vehículo

Fuente: (Filippini, 2007)

Donde se define lo siguiente:

- **Pitch** o movimiento longitudinal, es el movimiento de rotación angular en el eje y del vehículo, éste ocurre de adelante hacia atrás, y viceversa del automóvil.
- **Roll** o movimiento lateral, es el movimiento de rotación angular en el eje x del vehículo, éste ocurre de derecha a izquierda y viceversa del automóvil.
- **Yaw** o movimiento circular, es el movimiento de rotación angular en el eje z del vehículo.

- **Bounce** o movimiento vertical, es el movimiento de traslación vertical en el eje z del vehículo.

## 2.5 Metodologías de Optimización de Diseño

Las metodologías principalmente aplicadas al campo automotriz, así como al desarrollo de sistemas de suspensión automotriz se nombran a continuación.

- Diseño Robusto
- Método de Superficies de Respuesta
- Diseño Basado en Confiabilidad

Diseño robusto es una metodología de ingeniería cuyo objetivo es crear productos de alta calidad y costo efectivo que rindan bien durante su tiempo de utilización independientemente de cómo y bajo cual circunstancia está siendo utilizado como se determina en (Miranda Valenzuela, 2014). Esas circunstancias externas que están fuera de control en la ingeniería del diseño son llamados ruidos. El diseño robusto incrementa la calidad del producto minimizando el efecto del ruido en el rendimiento del mismo.

## 2.6 Percepción de las vibraciones

Durante la marcha del vehículo, éste experimenta un espectro de vibraciones debido a diferentes fuentes de excitación que son transmitidas y percibidas por los ocupantes del vehículo. Estas fuentes de excitación de vibraciones en el vehículo las puede notar el pasajero de manera táctil, visual y auditiva (ruido). Los diferentes tipos de vibraciones son inducidas por las irregularidades en el terreno, el mismo neumático y su

conjunto (masa no suspendida), sistema de tracción y transmisión de potencia (motor, transmisión, diferencial, ejes cardan), el medio ambiente, etc., como se puede apreciar en la figura 17. El vehículo es un sistema dinámico y sólo presenta vibración en respuesta de una fuente de excitación de entrada. Las propiedades del vehículo determinan la magnitud y la dirección de las vibraciones impuestas sobre la cabina y finalmente determinan la percepción del pasajero.



**Figura 17.** Fuentes de excitación de las vibraciones por los pasajeros del vehículo

Fuente: (Gillespie, 2006)

## 2.7 Tipos de frecuencias que producen las vibraciones con los automóviles, herramientas, maquinaria pesada

Dentro de la industria automotriz, todos los actores están o han estado expuestos a vibraciones, donde de acuerdo a la magnitud de estas vibraciones pueden dar origen a varias molestias dentro de la comodidad en el trabajo o problemas más graves a la salud de los trabajadores. A continuación, se hace un breve comentario sobre el origen de las vibraciones dentro de la industria automotriz y las afecciones que estas podrían causar en los operarios, se pondrá más énfasis en las que tengan que ver con conductores de camiones.

### **2.7.1 Vibraciones de muy baja frecuencia (menos de 1 Hz.)**

Se encuentran presentes en máquinas en movimiento como medios de transporte. Pueden provocar trastornos en el sistema nervioso y estimulación del oído originando alteraciones en el sentido del equilibrio.

La vibración de muy baja frecuencia producida por varias formas de transporte puede causar angustia a ciertas personas. Las molestias se originan en el sistema nervioso central, estas pueden ir desde una leve molestia con síntomas remotos de náusea, o con náuseas y posibles vómitos, palidez y sudor frío, síntomas que desaparecen rápidamente al interrumpirse la actividad. Cuando la molestia se torna más grave existen serios ataques, en los que el individuo se encuentra violentamente enfermo desde el principio de la actividad, que debe ser abandonada, tras lo cual los trastornos desaparecen gradualmente.

La exposición a vibraciones conlleva riesgos para la salud y la seguridad de los trabajadores, en particular, dolores lumbares, ciáticas y otras lesiones en la espalda y cuello. Estas lesiones son, con diferencia, la primera causa de bajas laborales. Además, los trastornos músculo-esqueléticos son la principal causa de las dolencias de origen laboral indicadas por los trabajadores.

### **2.7.2 Vibraciones de baja frecuencia: (entre 1 Hz. y 20 Hz.)**

Se encuentran presentes en vehículos industriales y vehículos de obras públicas entre otros. Pueden provocar lumbalgias, hernias y síntomas neurológicos. La vibración de baja frecuencia entre 1.5 y 16 Hz suele ser producida por vehículos de pasajeros, mercancías e industriales de varias clases, como autos, camiones, tractores,



equipo de movimiento de tierras, trenes y helicópteros. Dada la posición del cuerpo esta vibración es transmitida por entero a todos los órganos internos, aunque los asientos, soportes, etc., introducen varios componentes modificadores y producen efectos de amortiguación, resonancia o amplificación que varían entre una parte del cuerpo y otra.

Con esto, las principales estructuras óseas están sujetas a un movimiento desordenado simultáneo en varias direcciones, con aceleraciones incordiadas y desplazamientos relativos.

### **2.7.3 Vibraciones de alta frecuencia (entre 20 Hz. y 1000 Hz.)**

Se encuentran presentes en herramientas manuales rotativas, por ejemplo; pulidoras, lijadoras, martillos, etc. Pueden provocar trastornos osteoarticulares como lesiones de muñeca y artrosis.

Los mecanismos de acción se dan sobre la columna vertebral provocando lumbalgias, dolores cervicales, agravación de lesiones raquídeas, sobre el aparato digestivo provocando hemorroides, diarreas, dolores abdominales, sobre la visión provocando disminución de la agudeza visual, sobre la función respiratoria y ocasionalmente sobre la función cardiovascular provocando la inhibición de los reflejos con el consecuente retraso en el control de movimiento.

FRECUENCIA DE LA VIBRACIÓN	MÁQUINA, HERRAMIENTA O VEHÍCULO, QUE LA ORIGINA	EFFECTOS SOBRE EL ORGANISMO
Muy baja frecuencia < 1 Hz		<ul style="list-style-type: none"> <li>Pueden provocar mareos y vómitos</li> <li>Pueden provocar trastornos en el sistema nervioso central</li> </ul>
Baja Frecuencia 1 – 20 Hz		<ul style="list-style-type: none"> <li>Lumbalgias, hernias, pinzamientos discales, lumbociáticas</li> <li>Síntomas neurológicos (variación del ritmo cerebral, dificultad en el equilibrio) <ul style="list-style-type: none"> <li>Trastornos de la visión</li> </ul> </li> <li>Agravan lesiones raquídeas menores</li> </ul>
Alta Frecuencia 20 – 1000 Hz		<ul style="list-style-type: none"> <li>Trastornos óseo-articulares objetivables radiológicamente (artrosis de codo, lesiones de muñeca)</li> <li>Afecciones angioneuróticas</li> <li>Enfermedades de estómago</li> </ul>

**Figura 18.** Tabla resumen de efectos de frecuencia en máquina industriales

Fuente: (Griffin, 2016)

#### 2.7.4 Enfermedades causadas por el exceso de vibraciones que son producidas por maquinaria pesada automóbiles, aviones, etc.

Las enfermedades causadas por el exceso de vibraciones se dan por mantener contacto continuo con las máquinas que producen estas vibraciones por un largo periodo de tiempo, así es el caso de los conductores de maquinaria pesada, tracto-camiones, cabezales.

Ellos están expuestos a estas enfermedades ya que debido a su trabajo están expuestos mucho a las vibraciones, porque hacen largos viajes y por caminos muy irregulares los cuales provocan que el sistema de suspensión de estos cabezales provoque vibraciones a los cuales están expuestos los conductores por muchas horas y muy constantemente.

**Traumatismos en la columna vertebral.**

Los traumatismos en la médula espinal suelen comenzar con un golpe que fractura o disloca las vértebras, que son los discos óseos que forman la columna vertebral.



**Figura 19.** Problemas en la columna vertebral

Fuente: (Seguridad y salud en el Trabajo, 2015)

La mayoría de los traumatismos no cortan la médula espinal. Sin embargo, causan lesiones cuando partes de las vértebras se rompen hacia el tejido medular o presionan las partes nerviosas que transmiten las señales. En una lesión completa de la médula espinal, la médula no puede transmitir mensajes por debajo del nivel de la lesión. Como consecuencia, el paciente queda paralizado por debajo del nivel del traumatismo. En un traumatismo incompleto, se conservan ciertos movimientos y sensaciones por debajo de la lesión.

### **Dolores abdominales y digestivos.**

El dolor abdominal es una de las molestias más frecuentes. Puede aparecer de forma repentina o mantenerse durante un periodo más largo y repetirse en el tiempo. El dolor abdominal puede aparecer en distintas partes del abdomen, según la causa que lo haya provocado, o difuminarse por toda la zona abdominal. Estas también se dan por el

exceso de vibraciones que causa un sistema de suspensión que no absorbe los golpes que provoca los caminos irregulares

En el caso particular del uso de maquinaria móvil en minería, los trabajadores están expuestos a los efectos de las vibraciones transmitidas al cuerpo entero. Los efectos producidos por las vibraciones en el sistema cuerpo entero están íntimamente ligados con las tareas que realiza el trabajador durante su jornada laboral, de ahí la necesidad de formar a los trabajadores a este respecto

### **Problemas de equilibrio.**



**Figura 20.** Problemas de equilibrio

Fuente: (Seguridad y salud en el Trabajo, 2015)

Hay muchas causas de los problemas de equilibrio. Éstas incluyen ciertos medicamentos, las infecciones del oído, una lesión en la cabeza, o cualquier otra cosa que afecta el oído interno o el cerebro, problemas por el exceso de vibraciones a las cuales es sometido el cuerpo muchas veces por el sitio de trabajo y el desempeño que tienen ahí. La presión arterial baja puede causar mareos cuando la persona se pone de pie demasiado rápido. Los problemas que afectan los sistemas esqueléticos o visuales,

como la artritis o un desequilibrio de los músculos del ojo, también pueden causar trastornos del equilibrio. El riesgo de tener problemas de equilibrio aumenta con la edad.

### **Dolores de cabeza**

Puede estar relacionada con el estrés, la depresión, la ansiedad, un traumatismo craneal o sostener la cabeza y el cuello en una posición anormal.

Tiende a darse en ambos lados de la cabeza. A menudo comienza en la parte posterior de la cabeza y se propaga hacia delante. El dolor puede ser sordo u opresivo, como una banda apretada o una prensa. Es posible que se sienta dolor y rigidez en los hombros, el cuello y la mandíbula.

### **Artrosis hiperostósante del codo**

La artrosis es la enfermedad degenerativa con pérdida del cartílago que recubre las superficies articulares. Y se da también por las vibraciones las cuales afectan de una manera muy grave al cuerpo humano provocando enfermedades muy difíciles de controlar y hasta percibir. Se produce la pérdida del cartílago articular y un endurecimiento de las superficies óseas con formación de osteolitos en la mayoría de los casos, es secundaria a ejercicio excesivo, traumatismos previos, lesiones de osteocondritis disecante o a una condromatosis sinovial, también se dan por los excesos de vibraciones, que en este caso puede ser por las vibraciones que se producen por conducir tracto-camiones por caminos irregulares.

La artrosis es una enfermedad degenerativa de las articulaciones se caracteriza por el deterioro progresivo de la articulación y la pérdida de cartílago que es el amortiguador blanco que cubre las articulaciones; con el tiempo esta articulación tiende a desgastarse gradualmente.

## Lesiones de muñeca por exceso de vibraciones

Este tipo de lesiones laborales se producen por un esfuerzo repetitivo, cuando un exceso de presión se ejerce por una excesiva vibración provocada por las maquinas eléctrica, neumática, etc. Una parte del cuerpo provocando lesiones óseas, articulares, musculares y daños en los tejidos. Muchas de estas lesiones son provocadas por el exceso de vibraciones que produce la maquinaria pesada, algunas de estas son por tener la mano en la palanca que todos los tracto-camiones tienen para el cambio de marchas, esta palanca tiende a provocar vibraciones por el movimiento del motor que tiene estos tracto-camiones y que afectan a la mano, así como a todo el cuerpo de forma indirecta.



**Figura 21.** Exposición de las manos a vibraciones

Fuente: (Seguridad y salud en el Trabajo, 2015)

## Lumbalgias

La lumbalgia es una de las enfermedades laborales más comunes y se trata de un dolor de espalda media y baja que debe ser tratado con cuidado y de manera muy rápida. Dentro de esta se ha encontrado algunos factores que pueden llevar a tener este tipo de dolencias, los cuales se listan a continuación:

- ✓ Trabajo repetitivo
- ✓ Vibraciones



**Figura 22.** Dolor de la espalda lumbalgia

Fuente: (Griffin, 2016)

El dolor que presenta la lumbalgia puede ser agudo y provocado por una causa inmediata como un mal esfuerzo; también se da por el exceso de vibraciones a los que se exponen los conductores debido a sus trabajos, cuando pasan sentados mucho tiempo manejando maquinaria pesada; estas máquinas dan una vibración que afectan al habitáculo del vehículo y en consecuencia afectan al cuerpo (Griffin, 2016).

Se sabe que la transmisión de las vibraciones al cuerpo entero favorece o agrava las patologías de la columna vertebral, especialmente de la zona lumbar. Los síntomas más frecuentes son las contracturas musculares, la rigidez del raquis y los dolores crónicos, todos los cuales ponen de manifiesto una inflamación ligada a los traumatismos repetidos de la columna inducidos por las vibraciones. Las vibraciones de cuerpo entero también pueden dar lugar a trastornos respiratorios, sensoriales, cardiovasculares, efectos sobre el sistema nervioso, sobre el sistema circulatorio o sobre el sistema digestivo.

Los estudios sobre vibraciones y embarazo relacionan esta exposición con un aumento de la incidencia de abortos espontáneos, parto pre-término, complicaciones durante el parto y bajo peso al nacer.

### **2.7.5 Riesgo para la salud de la columna vertebral**

Los estudios indican con frecuencia que existe un riesgo elevado para la salud en la columna vertebral de los trabajadores expuestos durante muchos años a intensas vibraciones de cuerpo completo debido al trabajo en tractores o máquinas de movimiento de tierra, en vehículos pesados como los tracto-camiones. Estos vehículos producen vibraciones las cuales afectan al cuerpo humano no solo a la columna vertebral, sino que también producen más enfermedades, así el trabajar con maquinaria pesada la cual produce vibraciones en exceso produce efectos a largo plazo en el cuerpo humano.

### **2.7.6 Trastornos debidos al traqueteo de vehículos.**

Estos se pueden reducir mediante un cinturón, no obstante, se debe presentar la mayor atención al diseño del vehículo, su estructura, disposición de la cabina y asiento del conductor, suspensión entre otras para disminuir la vibración y aumentar la comodidad.



## CAPÍTULO III

### ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

#### 3.1 Planteamiento metodológico

Durante este capítulo se exponen los modelos matemáticos empleados en la solución del modelo dinámico y de optimización. En primera instancia se plantea un esquema metodológico en el cual se detallan los pasos claves para la obtención del modelo de simulación por el método de elementos finitos (MEF o FEM) a través del software de diseño mecánico.

La metodología consta de una primera fase de cálculos preliminares basados en un modelo de vehículo comercial definido y existente en el mercado. El objetivo de esta metodología es plantear un flujo de trabajo ordenado, donde se especifique la importancia de cada paso y como éste puede llegar a tener cierto nivel de automatización que permita introducir diferentes tipos de vehículos y condiciones de frontera.

A continuación, se detallan algunos pasos clave en el desarrollo de la metodología que aportan información la cual sirve como entrada para las etapas posteriores.

- **Selección del vehículo de pruebas.** Se lleva a cabo un levantamiento dimensional del vehículo comercial en este caso el tracto-camión International 9200i el cual será objeto de análisis, esta selección se debe realizar de acuerdo al volumen del parque automotor presente y de acuerdo a las necesidades planteadas por usuarios finales de dichos vehículos cuya causa esté relacionada con el sistema de suspensión. De acuerdo con eso luego se procederá a la toma de datos reales sobre las vibraciones

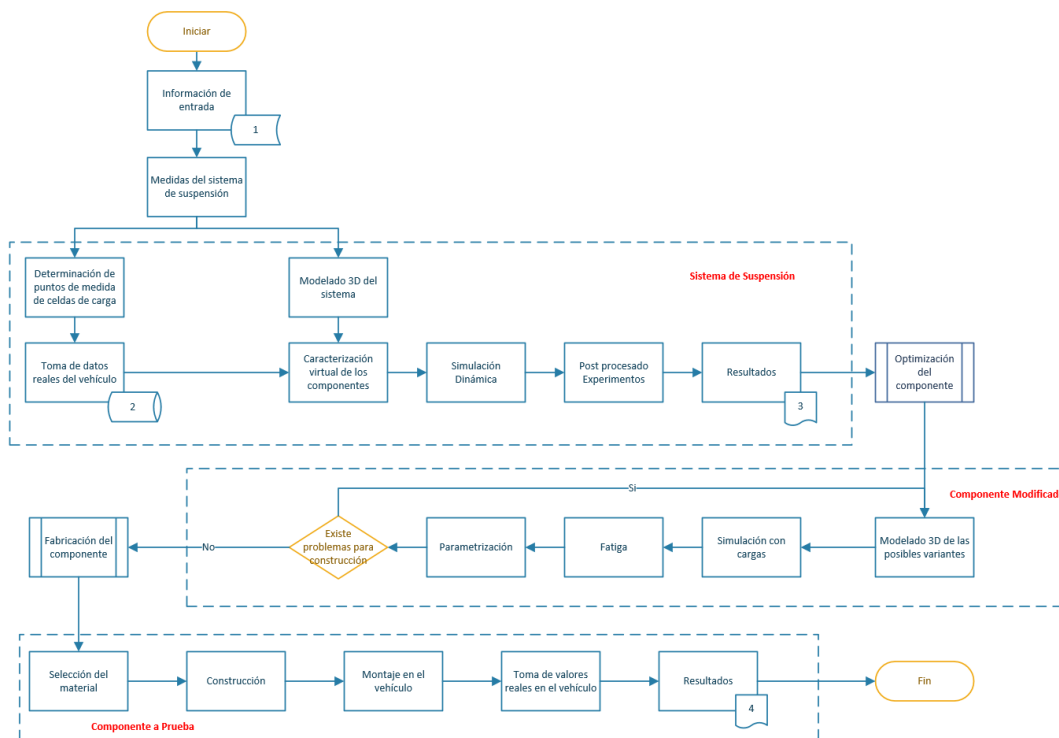
existentes en la cabina del conductor y las fuerzas generadas en el sistema de suspensión de un solo lado del vehículo, cabe mencionar que las pruebas serán realizadas en la ruta Quito – Lago Agrio.

- **Modelos CAD.** Mediante un software comercial de rango medio o alto (SolidEdge, SolidWorks, Inventor, Creo, SpaceClaim, NX o Catia) se modelan los diferentes componentes del vehículo, especialmente los que tienen que ver con la suspensión; dichos componentes poseen un nivel de detalle geométrico superior al resto de componentes del vehículo ya que el estudio se centra en este subsistema. El modelado debe respetar las condiciones de ensamble con el fin de facilitar el pre proceso de la simulación.
- **Cálculos Preliminares.** Se realizan cálculos estáticos y dinámicos del vehículo seleccionado de manera analítica para evaluar en primera instancia el comportamiento del vehículo, estos cálculos iniciales también sirven de entrada para los cálculos de la suspensión de los resortes de ballesta, así como los valores obtenidos en las pruebas de campo realizadas.
- **Modelos de Elementos Finitos.** Durante esta etapa se realiza el modelado discreto de los componentes relevantes de la suspensión, a cada uno de estos modelos se aplica un proceso de simplificación para reducir el costo computacional de la solución en el software de análisis mecánico, perturbación lineal en modelos modales precargado y superposición modal, con esto se obtienen las funciones de respuesta en frecuencia que permitan encontrar las relaciones de amortiguamiento del componente para ser incluirlos en el modelo matemático.
- **Simulación de la dinámica vehicular.** La simulación dinámica combina técnicas

de modelado de uniones cinemáticas de tipo rígido MBS y uniones con elementos flexibles FEM (Finite Element Method). De esta forma se logra un modelo liviano en el cual se evaluarán condiciones de terreno de tipo “Off-Road” y de cambio de carril a velocidades de ruta constantes. Se racionaliza el costo computacional utilizando la menor cantidad de grados de libertad sin afectar la calidad.

- **Diseño de Experimentos:** Durante el post proceso de los resultados se filtrarán las señales de acuerdo a los tiempos de imprevistos para el conductor, se calculará la absorción de vibraciones medidas desde el origen de la excitación, esto servirá para la comparación con los datos obtenidos en las pruebas de campo del vehículo y la posterior discriminación de datos no relevantes. Se parametrizan las variables de entrada y salida tanto para los caminos de tercer orden o la caída en baches dentro de la carretera así como para la maniobra de cambio de carril. La intención del diseño es obtener la mayor resolución de las funciones de respuesta, por consiguiente se realiza un diseño de experimentos de tipo factorial completo, el cual es posible debido al bajo costo computacional.
- **Optimización mediante Superficies de Respuesta:** En la parte final, los datos de salida del diseño de experimentos se utilizan para generar las diferentes respuestas como la calidad de ajuste, la sensibilidad a los cambios en los parámetros de entrada sobre las variables de respuesta, también el factor de influencia. Con esta información se definen las funciones objetivo y su prioridad para que el programa indique la forma más adecuada para los componentes.

En la figura se muestra el esquema de los pasos de modelamiento, simulación y validación de este trabajo después de haber seleccionado el vehículo.



**Figura 23.** Diagrama de flujo de trabajo del proyecto

En dicho esquema 1 son los valores externos necesarios para el modelamiento (datos del fabricante del vehículo); 2 Los resultados obtenidos en la toma de datos en el vehículo con las celdas de carga; 3 Resultados de la simulación del sistema y 4 los resultados de las pruebas en el vehículo.

Se ha dividido en tres grandes subprocesos los cuales son necesarios para la obtención de un resultado y que en un futuro pueda ser homologado para cualquier tipo de vehículos, El primero es el modelado y simulación del sistema de suspensión completo con la mayoría de los componentes que intervienen en el funcionamiento. El segundo es el modelamiento del componente con las optimizaciones de forma realizadas en las

primeras simulaciones y en la última etapa se encuentra la construcción y correspondiente prueba en el vehículo.

### **3.2 Tracto camión seleccionado**

El vehículo para la obtención de los datos iniciales seleccionado para el desarrollo de este trabajo es un tracto-camión de tipo comercial con transmisión 6x4 de marca International 9200i. Se selecciona este vehículo debido a que según experiencias tomadas de conductores el mismo posee una alta vibración en la cabina tanto cargado como sin carga. Los datos necesarios para su modelamiento y caracterización fueron obtenidos de la ficha técnica del fabricante donde se define algunos aspectos como el tipo de transmisión, opciones de cabina y sus radios de giro, perfiles estructurales del chasis, así como la disposición de algunos refuerzos transversales, colocación de grapas y resortes anti vibratorios, otros aditamentos como grúas o perchas también se encuentran disponibles y de valores tomados directamente del vehículo.

Para efectos de este trabajo, el levantamiento de información se realiza desde la base de la suspensión, para otros modelos de vehículos donde se desee modificar u optimizar la suspensión, se deben realizar los levantamientos correspondientes.

En la siguiente figura se muestra una fotografía del vehículo en mención.



**Figura 24.** International 9200i

El vehículo en mención en mención tiene las siguientes características:

**Tabla 1.**

*Especificaciones técnicas International 9200i*

	Especificación	Valor
Especificaciones generales	Vehículo	Remolcador
	Marca	International®
	Modelo	9200i SBA 6x4
	Cabina	Techo bajo con litera
	Peso Bruto	60000 Lb (27215 kg)
	Peso Seco	17025 Lb (7804 Kg)
Suspensión Delanter	Marca	International
	Tipo	Muelles parabólicos, taperleaf con amortiguadores.
	Capacidad	14000 Lb (6350 Kg)
Suspensión Posterior	Marca	Hendrickson
	Modelo	HAS-460-55"
	Tipo	Bolsas de aire. De 55" de espacio entre ejes.
	Capacidad	46,000 Lb
Dimensiones	Largo de cabina	155.6" (3.95 m)
	Longitud Total	316" (8.02 m)
	Distancia entre ejes	209" (5.30 m)

Fuente: (International, 2010)

### 3.2.1 Determinación de medidas

Para la toma de medidas del sistema de suspensión del vehículo de pruebas se procederá a la medición del conjunto completo y en el caso de elementos que se encuentran armados se toma las medidas directamente de elementos nuevos antes del recambio que se realizó para tener la certeza de que el sistema funcione correctamente y al 100%.



**Figura 25.** International 9200i

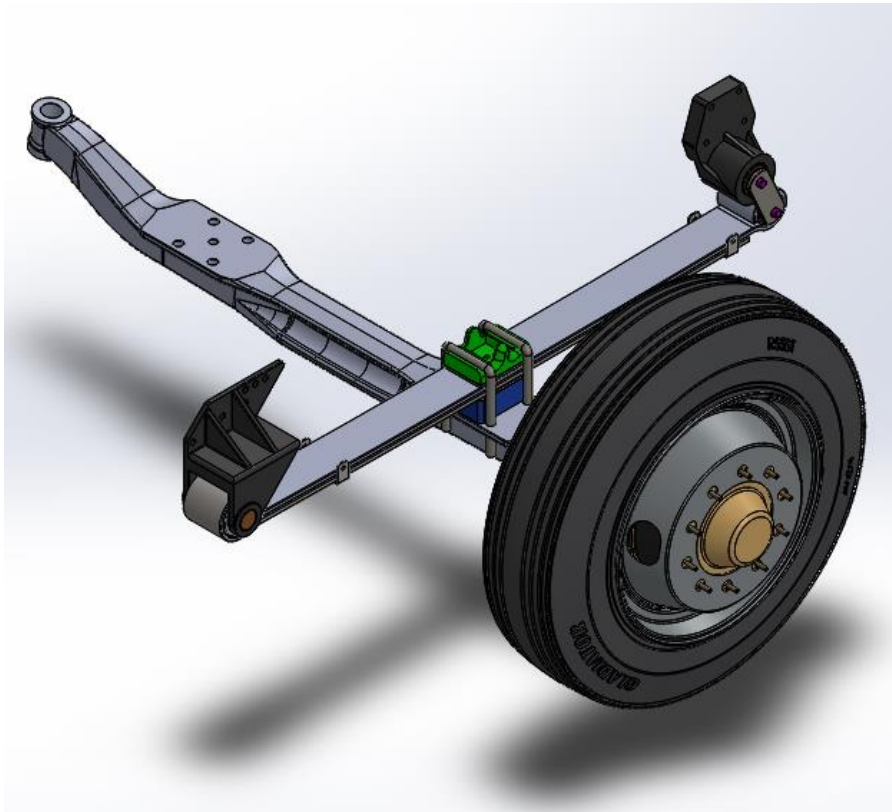
### **3.2.2 Modelado de componentes**

El sistema de suspensión de un automóvil durante su funcionamiento está sometido a cargas que varían en el transcurso del tiempo, que son consecuencia de las irregularidades del terreno por el que circula el vehículo.

En el presente trabajo se empleará un software de modelamiento mecánico para el diseño de la suspensión debido a que es un ambiente que proporciona una mejor visualización y brinda al usuario un manejo más amigable y una mejor comprensión sobre el problema a tratar.

El nivel de detalle mostrado en el modelo tiene varios objetivos:

1. Obtener información más precisa de la masa de cada componente y su ubicación en el espacio de trabajo.
2. Establecer relaciones de posición que puedan ser traducidas en pares cinemáticos para la simulación dinámica.
3. Facilitar la parametrización dimensional y de posición de los componentes a analizar.



**Figura 26.** Partes simplificadas del sistema de suspensión

El modelamiento de cada componente se realizó mediante la técnica “en contexto” la cual consiste en modelar un componente inicial y con respecto a este se van generando



los componentes adyacentes haciendo uso de las relaciones de boceto y posición. En algunos casos se realizó un ensamblaje descendente de cada parte de la suspensión.

**Tabla 2.**  
*Estadística del ensamblaje*

Descripción	Número
Piezas totales	23
Piezas únicas	14
Piezas simplificadas	7
Sub-ensambles totales	3
Tamaño del documento	7.61 Mb

El dibujo de otros componentes del modelo 3D como el neumático es obtenido de Grabcad en formato. igs, es un neumático 315 /75 R22.5.

Este valor de masa y su ubicación sobre los componentes de la suspensión se tienen en cuenta posteriormente.

### 3.2.3 Estática y Dinámica vehicular

Para entender la dinámica del vehículo se la puede abordar en dos niveles, empírico y analítico. El empírico se deriva del ensayo y error en el cual se aprenden aquellos factores que influyen el rendimiento del vehículo, en qué forma y bajo qué condiciones, como se indica en (Guillespie, 1997). El método empírico puede llegar a ocasionar fallas. Sin un mecanismo de ayuda para los cambios en el diseño o las propiedades éstas afectarán directamente el rendimiento, extrapolando las experiencias pasadas a las nuevas condiciones se pueden involucrar factores desconocidos los cuales

pueden producir nuevos resultados definiendo y prevaleciendo las reglas de oro (Guillespie, 1997).

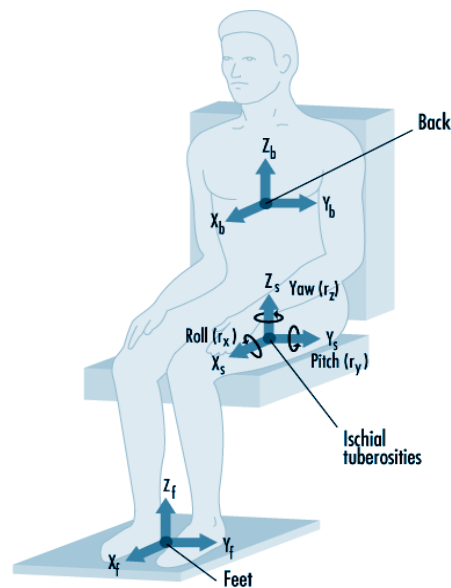
La existencia de un gran número de componentes, sistemas, subsistemas y no linealidades en vehículos hacen del modelamiento analítico algo complejo (Gil, 2002).

Es por esto que en este trabajo se muestra los ensayos realizados en entornos controlados en el software y después de obtener un valor cercano al deseado se generará un elemento real para comprobar en el vehículo de prueba y validar el trabajo realizado

- **Modelamiento Fundamental.**

La dinámica del vehículo se refiere a los movimientos del vehículo (automóviles, camiones, buses, y vehículos de propósito especial) sobre una superficie de carretera.

Los movimientos de interés son: longitudinal (causados por aceleración y frenado), vertical (causados por el terreno) y lateral (causado por maniobras con la dirección). El comportamiento dinámico es determinado por las fuerzas impuestas en el vehículo desde las ruedas, la gravedad y la aerodinámica (Heißing & Ersoy, 2011). Se hace esencial establecer un modelo aproximado para dicho sistema y que pueda ser utilizado para describir los movimientos.



**Figura 27.** Dinámica vehicular sobre el conductor

Fuente: (Seguridad y salud en el Trabajo, 2015)

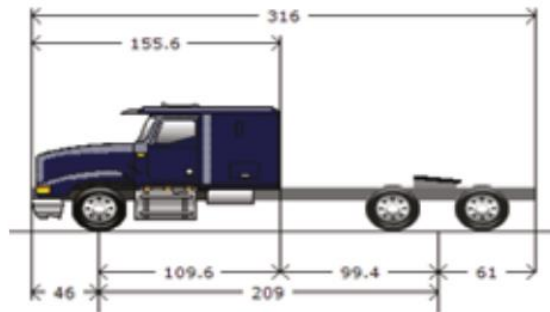
- **Masa Concentrada**

El motor de un vehículo está hecho de muchos componentes distribuidos en su exterior. Así, para los análisis elementales aplicados a este, se asume que todos se mueven juntos. Por ejemplo, bajo la frenada el vehículo completo se reduce a una unidad; esto se puede representar como una masa concentrada localizando su centro de gravedad con las propiedades de masa y de inercia correctas indicado en su trabajo por (Mantilla Nova, 2015). Para el caso de la masa concentrada el chasis sería la masa suspendida y las ruedas serían la masa no suspendida.

- **Determinación de Fuerzas**

Para una representación de masa única, se trata el vehículo como una masa concentrada en su centro de gravedad como muestra la figura 29. El punto de masa en

el centro de gravedad, con los momentos de inercia es dinámicamente equivalente al vehículo en sí mismo, para todos los movimientos en los cuales es razonable asumir que el vehículo es rígido.



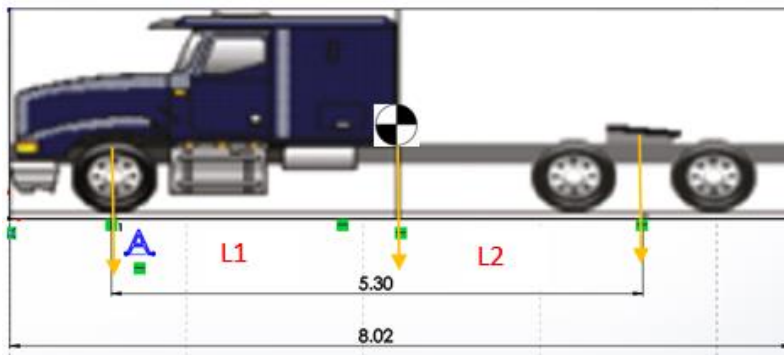
\* Dimensiones expresadas en pulgadas

**Figura 28.** Dimensiones International 9200i

Fuente: (Maco International, 2018)

Se utilizó una distribución de peso del vehículo de 30% en el eje delantero y 70% en el eje trasero, que corresponde a la distribución teórica para vehículos de tracción trasera, que es el caso de la mayoría de tracto-camiones considerados con carga HS-20.

Para encontrar las longitudes desde el centro de gravedad hasta cada eje se realiza una sumatoria de momentos en el punto A.



**Figura 29.** Determinación del centro de gravedad

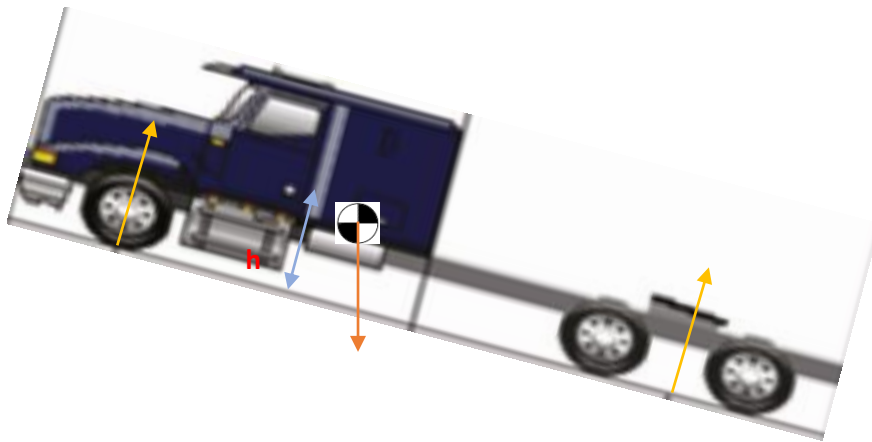
Fuente: (Maco International, 2018)

$$\sum M_A = 0$$

$$L_1 = \frac{5.30 * 19050.5}{27215} = 3.71 \text{ m}$$

$$L_2 = \frac{5.30 * 8164.5}{27215} = 1.59 \text{ m}$$

Para establecer la altura del centro de gravedad se realiza un análisis similar al anterior, pero con el vehículo ubicado en una pendiente.



**Figura 30.** Determinación del centro de gravedad con 10°

Fuente: (Maco International, 2018)

Sin embargo, se puede asumir que el centro de gravedad se encuentra a una altura desde el piso de entre el 40% y el 50% del alto total del vehículo. En este trabajo se asumirá que el centro de gravedad está ubicado a 40% de la altura del vehículo.

*Altura: 2.159m*

*Altura CG: 1.07 m*

En este caso se va a tratar de simplificar el modelo tridimensional para que puedan ser representados por expresiones algebraicas o diferenciales que describan las fuerzas

o movimientos de interés para controlar las entradas del vehículo para también tener un elemento analítico el cual se tiene que considerar.

Para determinar las cargas en los ejes de un vehículo bajo condiciones arbitrarias se debe aplicar de forma simple la segunda ley de Newton, como se menciona en (Mantilla Nova, 2015). Es importante que en las primeras etapas del análisis se tenga en cuenta la aceleración y frenado porque las cargas en el eje determinan el esfuerzo de tracción obtenido para cada eje, lo cual afecta la aceleración, las marchas, la velocidad máxima y el esfuerzo al maniobrar. Además, se debe considerar el tipo de carretera por donde se va a desplazar el vehículo, conociendo de antemano que los caminos de segundo y tercer orden tendrán más irregularidades.

$$V_x = 30 \frac{Km}{h} \approx 8.33 \frac{m}{s}$$

Si se considera un obstáculo con un ángulo de 20° se tiene que  $V_y$  es:

$$V_y = V_x * \tan 20^\circ \approx 18.64 \frac{m}{s}$$

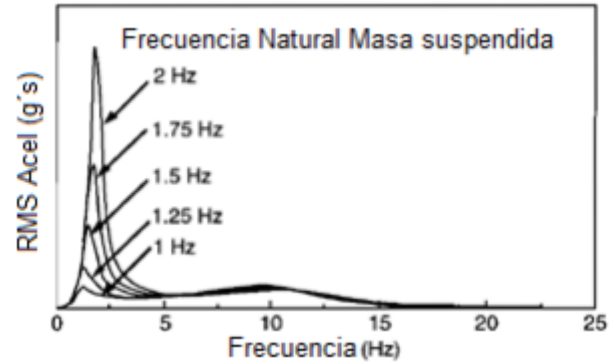
$$V_{y_f}^2 = 2ah$$

$$\therefore a = \frac{V_{y_f}^2}{2h} = \frac{18.64^2}{2 * 0.2} = 868.9 \frac{m}{s^2}$$

$$F = m * a = 1855.56Kg * 868.9 \frac{m}{s^2} = 1612.31KN$$

En dinámica vehicular la suspensión predomina para absorber vibraciones de gran amplitud, de manera que la frecuencia natural del sistema en la dirección vertical es la que debe medirse. Las aceleraciones provenientes de la carretera se incrementan a

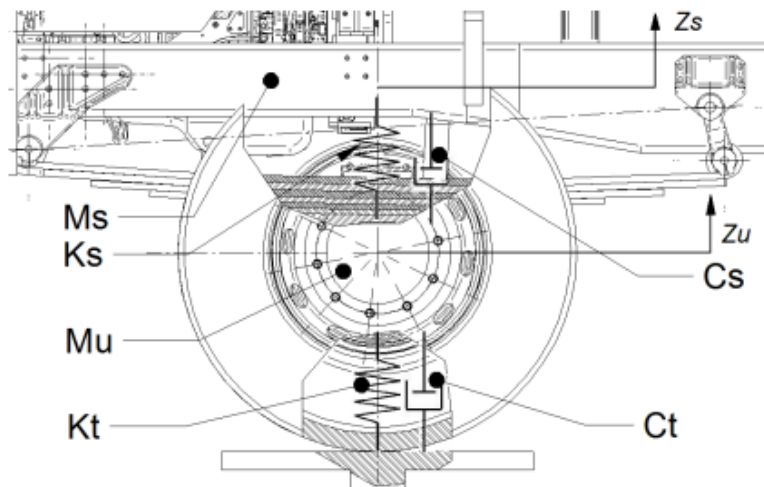
mayor amplitud y mayor frecuencia como indica (Gillespie, 2006), el mejor aislamiento se logra manteniendo la frecuencia natural tan baja como sea posible.



**Figura 31.** Espectro de aceleración en carretera

Fuente: (Gillespie, 2006)

Como se muestra en la figura el espectro de aceleraciones calculado para  $\frac{1}{4}$  de vehículo en el cual la constante de la suspensión ha sido variada para alcanzar una frecuencia natural en el rango de 1 a 2 Hz.



**Figura 32.** Representación de  $\frac{1}{4}$  del vehículo

Fuente: (Gillespie, 2006)

Dónde:

$M_s$  es la masa suspendida,  $M_u$  es la masa no suspendida,  $K_s$  es la constante de la suspensión,  $K_t$  es la constante de la rueda,  $C_s$  es la constante de amortiguación en la suspensión,  $C_t$  es la constante de amortiguación en la rueda,  $Z_s$  es el desplazamiento de la masa suspendida con respecto al suelo  $Z_u$  es el desplazamiento de la masa no suspendida con respecto al suelo.

Se omiten las constantes de rigidez y amortiguamiento de otras partes de la masa no suspendida como son: rines, bujes, asientos, elementos de sujeción, silenciadores y separadores con el fin de no dificultar el análisis.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_w}{M_s}}$$

Dónde:

$f_n$  es la frecuencia natural del sistema masa—resorte en [Hz],  $K_w$  es la constante de resorte más la rueda en [N/mm],  $M_s$  es la masa suspendida en [kg] correspondiente a cada rueda.

Para encontrar la constante  $K_w$  se la obtiene de la siguiente manera:

$$K_w = \frac{4Ebt^3}{L^3}$$

Donde:

- E es el módulo de Young
- b es el ancho de la hoja de resorte
- t el grosor de la hoja de resorte



- L la longitud de la hoja de resorte

$$K_w = \frac{4 * 2e^{11} * 0.12 * 0.02^3}{2^3} = 16.32 \frac{kgf}{mm}$$

Debido a la dificultad que supone encontrar la constante de amortiguamiento en forma experimental, se ha investigado en varios centros de distribución de amortiguadores el valor de este parámetro.

Utilizando estos valores de las constantes, los parámetros de la ecuación del sistema son:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{16.32}{\frac{6350}{2}}} = 0.8 \text{ Hz}$$

El valor de masa utilizado en la ecuación anterior corresponde al peso no suspendido del sistema de suspensión en estudio.

Ahora el sistema de suspensión de un tracto-camión durante su funcionamiento está sometido a cargas que varían en el transcurso del tiempo, que son consecuencia de las irregularidades del terreno, especialmente cuando tienen que transitar por caminos de segundo orden en la Amazonía.

### 3.3 Modelamiento de Elementos Finitos y Sistemas Multicuerpo

La simulación del vehículo de pruebas se realizará sobre la estructura de un cuarto del sistema de suspensión del vehículo (parte delantera), esta incluirá parte del chasis con el fin de obtener resultados en un intervalo de tiempo real, así como la medición de respuestas en diferentes puntos, la cinemática de los mecanismos de suspensión y sus grados de libertad permiten un movimiento de acuerdo con las funciones de excitación introducidas en la simulación.

Se plantea la simulación mediante un análisis de multicuerpos rígidos y flexibles en un entorno transitorio no lineal.

Un análisis transitorio por definición, involucra cargas que están en función del tiempo. En la aplicación mecánica, es posible aplicarlo sobre estructuras rígidas, flexibles o una combinación entre ambas.

Las no linealidades presentes en este tipo de análisis son:

1. Comportamiento elástico y de histéresis en los resortes de ballesta
2. Comportamiento viscoso de los amortiguadores
3. Comportamiento visco elástico de los neumáticos
4. Grandes desplazamientos de la masa suspendida y no suspendida
5. Variación de la magnitud de las cargas con respecto al tiempo.

La ecuación general de movimiento utilizada para resolver los problemas dentro de un análisis dinámico es la siguiente según:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}$$

Donde:

- $[M]$  es la matriz de masa
- $\{\ddot{u}\}$  es el vector nodal de aceleración
- $[C]$  es la matriz de amortiguamiento
- $\{\dot{u}\}$  es el vector nodal de velocidad
- $[K]$  es la matriz de rigidez
- $\{u\}$  es el vector nodal de desplazamiento
- $\{F(t)\}$  es el vector de fuerza aplicada

esta ecuación muestra un balance dinámico de fuerzas

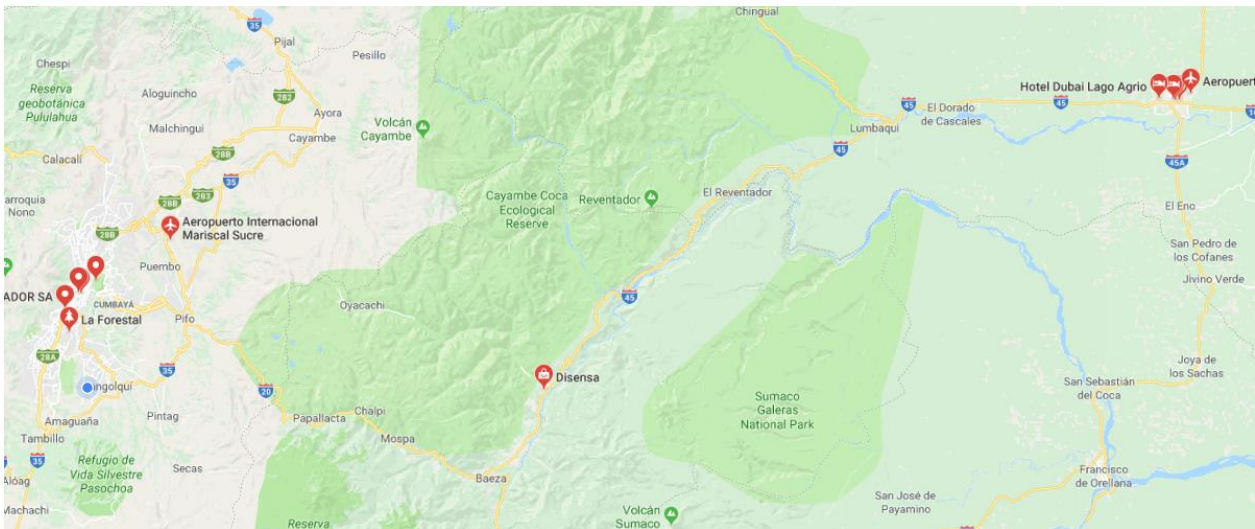
Según (Bathe, 2014) el proceso iterativo de Newton-Raphson soluciona el problema no lineal de acuerdo a:

$$[K_i^T] \{\Delta u_i\} = \{F^a\} - \{F_i^{nr}\}$$

Dónde:  $[K_i^T]$  es la matriz tangente,  $\{F^a\}$  es el vector de cargas aplicadas,  $\{F_i^{nr}\}$  es el vector de cargas internas nodales calculadas desde los esfuerzos.

### 3.3.1 Datos de carga y vibración reales

Para las cargas aplicadas en la suspensión se realiza la toma de datos reales en campo. La ruta en la que se realizará la prueba es Quito – Lago Agrio que tiene 283 Km y el tiempo estimado de la ruta de viaje entre las dos ciudades es de aproximadamente 4 h 10 min en vehículo liviano, con el vehículo de pruebas cargado de 10000 gls. de diesel y cerca de su capacidad nominal el viaje tarda alrededor de ocho horas.



**Figura 33.** Ruta para la prueba en carretera

La ruta seleccionada es la que tiene sectores de caminos dañados y con

pendientes pronunciadas lo que es beneficioso para la toma de datos.

Para la prueba se colocará celdas de carga en forma de “S” las cuales reciben ese nombre por su forma en S. Las celdas de carga pueden ofrecer una respuesta de salida si está bajo tensión o compresión que es justo lo necesario para obtener los datos de carga a los que está sometido el sistema de suspensión

En cuestión de la medición de las vibraciones se utiliza el sensor (MMA7361) analógico de 3 ejes (x, y, z). El nivel de las medidas del acelerómetro permite medir la aceleración, o la inclinación de una plataforma con respecto al eje terrestre y para el procesamiento de los datos se trabaja con una Usb-6009 que es un módulo de adquisición de datos con el cual se va a reconocer los datos por sensores analógicos y digitales, que en el caso de la celda de carga es analógica.

### **3.3.2 Diseño mecánico (bases de sensores).**

Las bases de los sensores tienen la finalidad de soportar a la celda de carga y están sujetas de un lado al chasis del tracto-camión y del otro se adhieren por fricción a la hoja principal de la suspensión. De esta manera se puede obtener el valor de pesos, los cuales van a ejercerse en el paquete. Para la construcción de estas bases se consideró diseñar una caja estructurada de ángulos y tol de 6 mm que presentan suficiente resistencia para las pruebas a realizar. Sus dimensiones totales alcanzan los 47mm x 42mm.

Como se observa en la siguiente figura en la parte de arriba de la celda de carga ya se encuentra fijado la base, misma que posee en la parte superior dos pernos de  $\frac{1}{2}$  pulg por  $1 \frac{1}{2}$  pulg y que ayudaran en la sujeción con el chasis del vehículo.



**Figura 34.** Modelo de bases para sensores

En la parte inferior de la celda de carga solamente se instala un perno con un tope. Este perno es de  $\frac{3}{4}$  plg el largo con lo cual se tiene una calibración de tope de  $1 \frac{1}{2}$  plg. Para poder realizar la valoración de pesos en el sistema de suspensión se tiene que adjuntar 3 celdas de carga dos de las cuales están a los costados y la otra al medio del paquete; las bases de las celdas de carga grandes serán las encargadas de ajustar a las celdas en los costados mientras que la base pequeña será la encargada de la mitad.

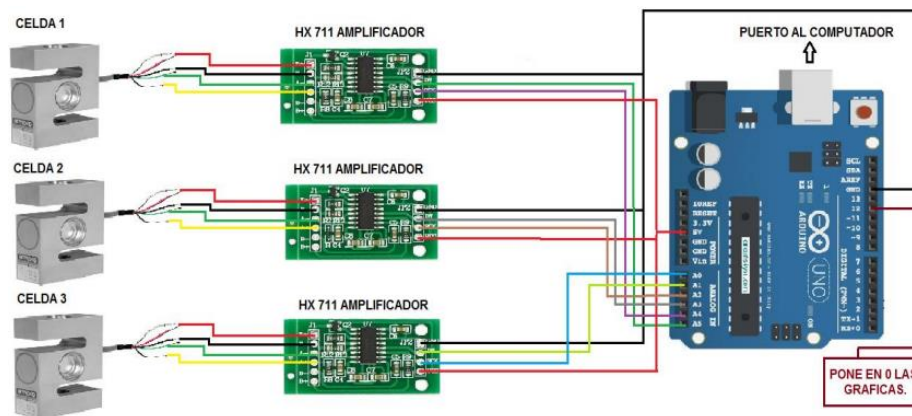
Los planos de todos los elementos mecánicos utilizados se adjuntarán en la sección de anexos.

### **3.3.3 Diagrama eléctrico y electrónico de los sensores**

El diagrama eléctrico de las celdas de carga es uno de los más largos como se muestra en la figura 35, como los valores enviados por la celda de carga son demasiado pequeños se utilizó un amplificador de voltaje HX-711 ya que la celda de carga envía un voltaje muy bajo en mili voltios (mV) y la relación voltaje peso es muy pequeña y se tendrá altos rangos de error ya que se usará una celda de carga de máx. 5 toneladas y el rango

en voltaje mayor que se posee será 36 mV que en realidad no es nada comparado a las 5 toneladas.

El orden de las celdas de carga se asigna tomando en cuenta la utilización y cómo van a estar sujetas. Una vez amplificada la corriente de las celdas de carga se procede a obtener valores en la DAQ o el Arduino el cual será el encargado de guardar los valores ya programados a un software de tratamiento de datos donde se va a graficar la relación Voltaje - Tiempo y se obtendrá los datos que servirá para el estudio posterior.



**Figura 35.** Diagrama electrónico de las celdas de carga

Al momento de conectar las celdas de carga al amplificador se debe tener en cuenta:

- E+ Cable color rojo.
- E- cable color negro.
- A- cable color verde.
- A+ cable color blanco

Según el datasheet siempre se tendrá que tener en cuenta esta codificación en los cables ya que al conectarlos mal se podría quemar la celda de carga, en cuestión de las

perturbaciones por ruidos eléctricos que podría tener la señal recolectada se tomó en cuenta dos aspectos, primero que los elementos electrónicos que son parte del motor (ECU, sensores y actuadores) se encuentran en mayor parte en el lado izquierdo del compartimiento del motor, es por eso que las pruebas se realizaron en el lado derecho del vehículo; segundo, el cable de señal que va desde el sensor hasta la placa de Arduino, es un cable blindado de 4 conductores significa que viene protegido para reducir en lo posible las perturbaciones en la señal analógica.

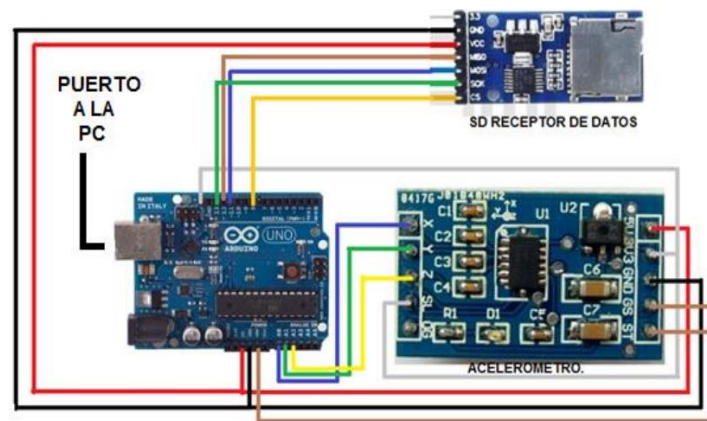
Cabe indicar que se realizaron pruebas antes de montar las bases y los sensores en el vehículo donde la interferencia que se mostraba no superaba los 0,3 mV como se muestra en la figura 36 (ruido interno, propio del Arduino), considerando que esto no afecta en las lecturas obtenidas. Es importante también mencionar que la calibración para las celdas de carga se la realizó de acuerdo a las instrucciones propias del sensor y el amplificador que se indicará más adelante.



**Figura 36.** Pruebas del sensor y perturbaciones

El acelerómetro va a cumplir un papel fundamental, pues va ser quien mida las


vibraciones, el circuito se muestra en la figura 36. Al tomar los valores del acelerómetro y luego de procesarlos en una hoja de cálculo se puede representarlos en una gráfica. En lugar de ver una vibración alrededor del cero se lo verá en función del valor de G (gravedad). El SD receptor de datos es la placa en la cual se guardará los datos recibidos por el acelerómetro en los ejes XYZ, creando de esta manera una tabla mediante la programación de Arduino.



**Figura 37.** Diagrama electrónico - acelerómetro con Arduino

La obtención de datos, se la realizó con la tarjeta Arduino donde para la comunicación entre las celdas de carga y la tarjeta se la programa en su software correspondiente como se indica en la siguiente figura.





```

Archivo  Editar  Programa  Herramientas  Ayuda
testHX711
#include "HX711.h"
#include "HX711.h"
#include <Streaming.h>
#define reset 12
#define DOUT A1
#define CLK A0

HX711 balanza(DOUT, CLK);

#define DOUT A3
#define CLK A2
//float scale2 = 1475.55;
HX711 balanza2(DOUT, CLK);

#define DOUT A5
#define CLK A4
//float scale3 = 1475.55;
HX711 balanza3(DOUT, CLK);

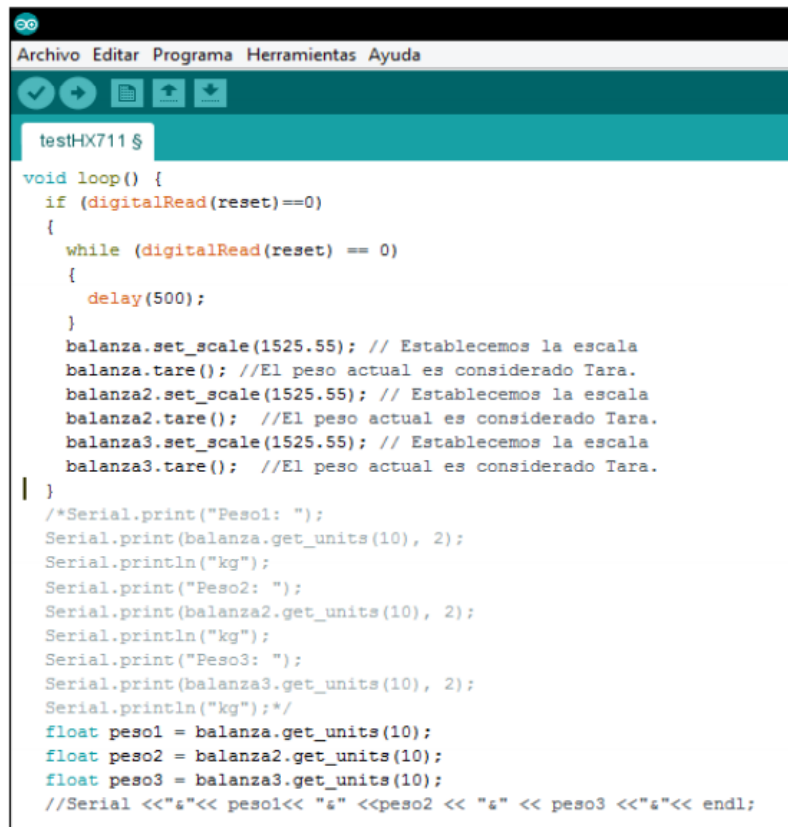
void setup() {
  Serial.begin(115200);
  pinMode(reset, INPUT_PULLUP);
  // Serial.print("Lectura del valor del ADC:t");
  //Serial.println(balanza.read());
  //Serial.println("No ponga ningun objeto sobre la balanza");
  //Serial.println("Desparrado: ");

```

**Figura 38.** Primera parte programación Arduino

En la primera parte se incluye 2 librerías las cuales serían del HX-711 y una librería general para la generación del Arduino en la parte donde se #define DOUT y CLK en los tres casos se indica en que parte están conectadas las celdas de carga; en el caso 1 se tiene los pines A1-A0 en el caso 2 se tiene A3-A2 y en el caso 3 se asigna a A5-A4. Para la programación de un Arduino se cuenta con 2 comandos principales VOID SETUP será el comando de generación de paso a paso. El VOID LOOP este comando será el encargado de indicar al programa que trabaje en forma cíclica.

Como se indica en la siguiente figura el pin 12 será el RESET el cual hará que las gráficas del lenguaje gráfico se vuelvan a cero. El número 115200 es la velocidad con la que se obtendrá los datos al Arduino.



```

Archivo  Editar  Programa  Herramientas  Ayuda
test-HX711 $
void loop() {
  if (digitalRead(reset)==0)
  {
    while (digitalRead(reset) == 0)
    {
      delay(500);
    }
    balanza.set_scale(1525.55); // Establecemos la escala
    balanza.tare(); //El peso actual es considerado Tara.
    balanza2.set_scale(1525.55); // Establecemos la escala
    balanza2.tare(); //El peso actual es considerado Tara.
    balanza3.set_scale(1525.55); // Establecemos la escala
    balanza3.tare(); //El peso actual es considerado Tara.
  }
  /*Serial.print("Peso1: ");
  Serial.print(balanza.get_units(10), 2);
  Serial.println("kg");
  Serial.print("Peso2: ");
  Serial.print(balanza2.get_units(10), 2);
  Serial.println("kg");
  Serial.print("Peso3: ");
  Serial.print(balanza3.get_units(10), 2);
  Serial.println("kg");*/
  float peso1 = balanza.get_units(10);
  float peso2 = balanza2.get_units(10);
  float peso3 = balanza3.get_units(10);
  //Serial <<"s"<< peso1<< "s" <<peso2 << "s" << peso3 <<"s"<< endl;

```

**Figura 39.** Segunda parte programación Arduino

La variable `BALANZA_SET_SCALE` indica el factor de escala que se obtiene de la calibración de las celdas de carga para poder obtener datos con un rango más alto de exactitud. El procedimiento de la calibración y obtención del factor de escala se detalla en el anexo F

$$\text{Factor Escala} = \frac{\text{Valor celda}}{\text{peso de calibración}} = \frac{18306.6}{12 \text{ kg}} = 1525.55$$

La unidad de medida con la que se trabaja también está dado en este bloque, en este tipo de programación para iniciar un bloque se iniciará con este símbolo `{` y se cerrará el bloque con el símbolo de cierre `}`. Con el comando `balanza.get` se recopila el peso por cada balanza y el número 10 quiere decir el número de veces que promedia de los datos

verdaderos. Los signos (&) (#)(\$), son signos que nos indican donde dividir la cadena esto quiere decir que el valor del peso 1 terminara en un &, el peso dos terminara en un # y el peso tres en un \$ y así sabemos hasta donde están los valores de estos tres pesos y así dividirlos para cada celda de carga en la gráfica.



```

Archivo Editar Programa Herramientas Ayuda
testHX711 $
  balanza2.set_scale(1525.55); // Establecemos la escala
  balanza2.tare(); //El peso actual es considerado Tara.
  balanza3.set_scale(1525.55); // Establecemos la escala
  balanza3.tare(); //El peso actual es considerado Tara.
}
/*Serial.print("Peso1: ");
Serial.print(balanza.get_units(10), 2);
Serial.println("kg");
Serial.print("Peso2: ");
Serial.print(balanza2.get_units(10), 2);
Serial.println("kg");
Serial.print("Peso3: ");
Serial.print(balanza3.get_units(10), 2);
Serial.println("kg");*/
float peso1 = balanza.get_units(10);
float peso2 = balanza2.get_units(10);
float peso3 = balanza3.get_units(10);
//Serial <<"&"<< peso1<< "&" <<peso2 << "&" << peso3 <<"$"<< endl;

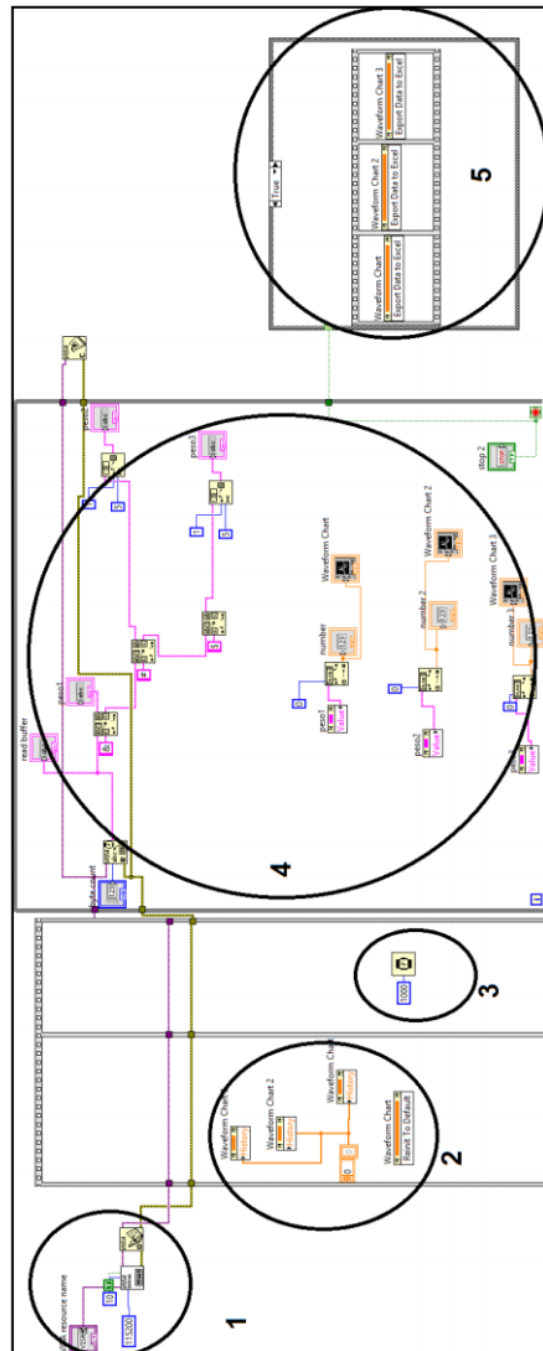
Serial.print(peso1);
Serial.print("&");
Serial.print(peso2);
Serial.print("#");
Serial.print(peso3);
Serial.print("$");
Serial.println();
//delay(100);
}

```

**Figura 40.** Tercera y última parte de la programación en Arduino

Una vez culminada la programación de la tarjeta Arduino se procede al tratamiento de estos datos en tiempo real mediante lenguaje gráfico en un software especializado donde se obtiene las gráficas de cada celda de carga.

La programación se la realiza en dos partes, una donde se efectúa una simulación del circuito de que es lo que se va a realizar y otra donde solamente se obtiene las gráficas con datos Voltaje-Tiempo.



**Figura 41.** Primer Circuito de obtención de datos en lenguaje visual gráfico

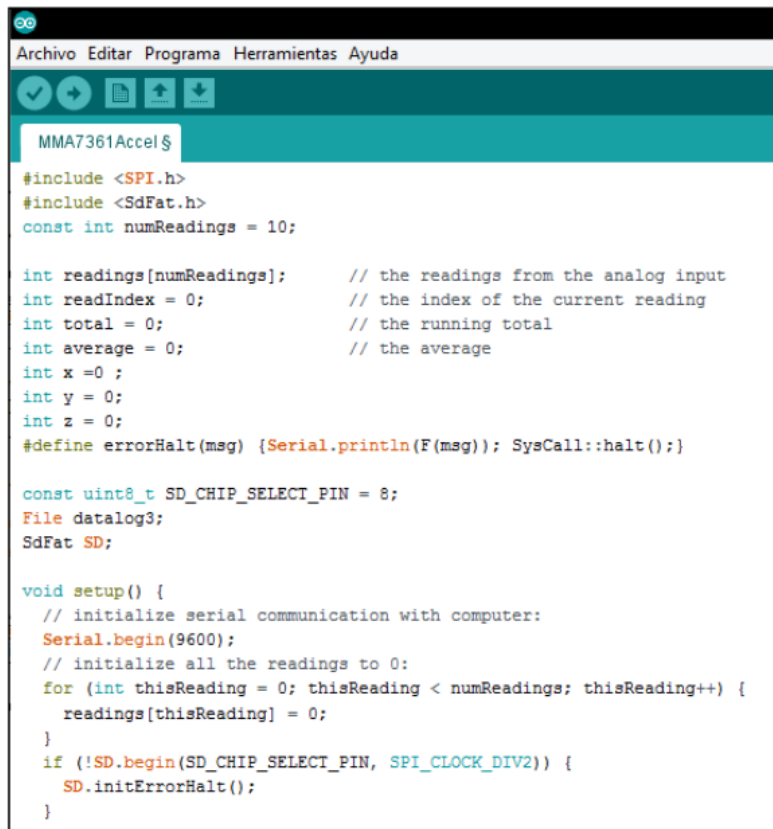
Fuente: Autor

Es un circuito referencial donde se indica las condiciones de funcionamiento, este se divide en 5 partes importantes las cuales son:

- Parte 1: los ítems de “VISA resourcename” que es un asistente para poder tomar los valores que la tarjeta Arduino, es aquí y con el comando VISA que se va a dar caracteres especiales de fin de cadena para abrir y cerrar
- Parte 2: se tienen comandos donde van hacer cero las gráficas esto indica que cuando la gráfica tenga valores y se necesite nuevamente empezar, esto hará cero a cada una de ellas.
- Parte 3: se tiene el tiempo en el cual será tomado cada uno de los datos, este vendrá dado en mili segundos (ms).
- Parte 4: es aquí donde se cortará la cadena según los caracteres especiales que se asignó en la programación de Arduino, para que las gráficas puedan ser generadas. A la salida de esta tendrán un comando el cual hará cerrar el puerto y cerrar en parte la cadena.
- Parte 5: aquí se realiza la generación de las tablas de datos una vez ya cerrado el puerto y la cadena automáticamente. Las tablas generadas se presentan con valores de Voltaje vs Tiempo para cada una de las celdas de carga.

La programación del acelerómetro es tan importante, así como su diseño físicamente ya que es con este dispositivo con el cual se van a obtener los datos de las vibraciones dentro de la cabina del conductor, hay que recalcar que el circuito posee una tarjeta SD la cual va ayudar a guardar los datos que el acelerómetro genere, creando una tabla en los ejes X-Y-Z en un tiempo determinado.

Esta programación se realiza directamente en la aplicación de Arduino. La programación en las librerías es similar a la anterior.



```

MMA7361Accel$
#include <SPI.h>
#include <SdFat.h>
const int numReadings = 10;

int readings[numReadings]; // the readings from the analog input
int readIndex = 0; // the index of the current reading
int total = 0; // the running total
int average = 0; // the average
int x = 0 ;
int y = 0;
int z = 0;
#define errorHalt(msg) {Serial.println(F(msg)); SysCall::halt();}

const uint8_t SD_CHIP_SELECT_PIN = 8;
File datalog3;
SdFat SD;

void setup() {
  // initialize serial communication with computer:
  Serial.begin(9600);
  // initialize all the readings to 0:
  for (int thisReading = 0; thisReading < numReadings; thisReading++) {
    readings[thisReading] = 0;
  }
  if (!SD.begin(SD_CHIP_SELECT_PIN, SPI_CLOCK_DIV2)) {
    SD.initErrorHalt();
  }
}

```

**Figura 42.** Programación del acelerómetro

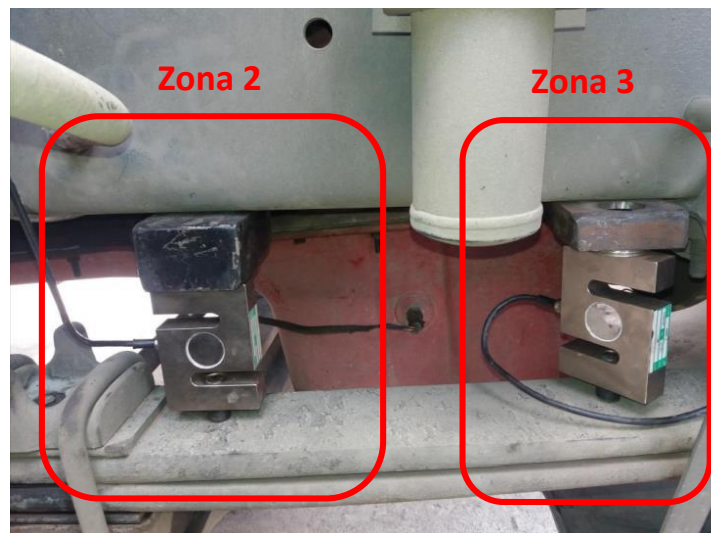
### 3.3.4 Montaje de celdas de carga en el sistema de suspensión

El montaje de las celdas de carga se lo realizó en las áreas señaladas en la figura 43 sobre la hoja principal y el extremo fijo de las bases sobre el chasis del tracto camión. Los tres puntos donde irá cada una de las celdas de carga serán en la mitad de la hoja con el número 2 (zona media), a un costado de la hoja en la parte fija el número 3 (zona fija) y al lado de las gemelas que será el número 1 (zona móvil). La instalación en estas zonas se debe a que en estos lugares son donde se va a obtener valores más reales y críticos que serán utilizados en las simulaciones.



**Figura 43.** Lugar de referencia en el montaje de celdas de carga

La instalación de los sensores en el sistema de suspensión se la realizó de la misma manera como se explicó anteriormente, las celdas de carga fueron sujetadas a las bases las cuales posteriormente fueron fijados a la carrocería como se muestra en la figura 44, a la derecha la zona 3 y la izquierda la zona 2.

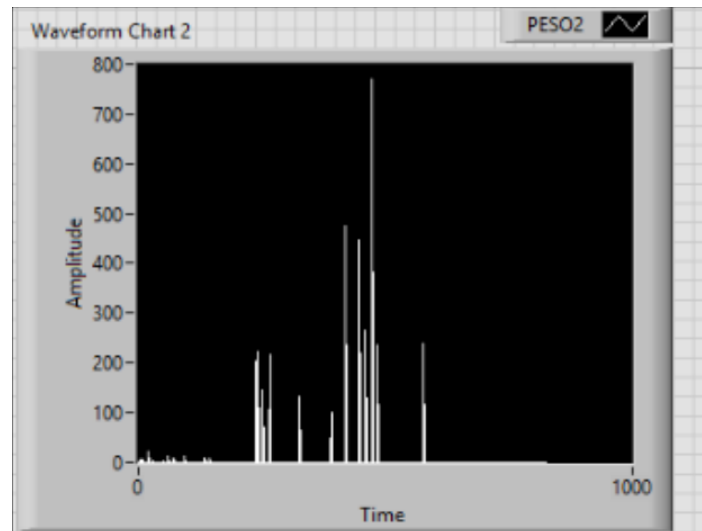


**Figura 44.** Instalación de sensores en el sistema de suspensión

### 3.3.5 Análisis de datos obtenidos.

Para la adquisición de los datos de la ruta de viaje desde Quito hasta Lago Agrio en Ecuador por donde tenemos todo tipo de caminos de primero, segundo y hasta de tercer orden caracterizados porque gran parte de la vía se encuentra con baches y también con algún tipo de agrietamiento en el suelo debido al clima y a las condiciones de uso.

Para iniciar con el análisis de cargas del sistema de suspensión de debe tener en cuenta dos puntos críticos y específicamente es aquí donde nos vamos a enfocar.



**Figura 45.** Gráfica con mayor amplitud 800 kgf

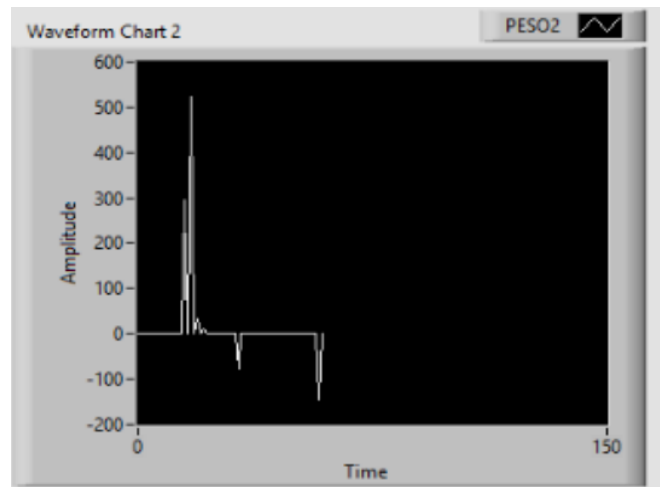
Fuente: Autor

El dato obtenido en el software son gráficas que llegan cerca a los 800 kgf que es una fuerza demasiado alta, probablemente un golpe excesivo, esta fuerza es registrada en el sensor número 2 el cual se encuentra en la mitad de la hoja. También se tiene amplitudes llegando a valores menores los cuales en la carretera son normales, pero al estar la carretera mala se puede observar fuerzas relativamente grandes. Este dato fue



tomado en el sector de “El Reventador”. Son estas fuerzas las que en largo tiempo afectan a la salud de los conductores haciendo de esta manera que ellos adquieran alguna enfermedad de las descritas anteriormente.

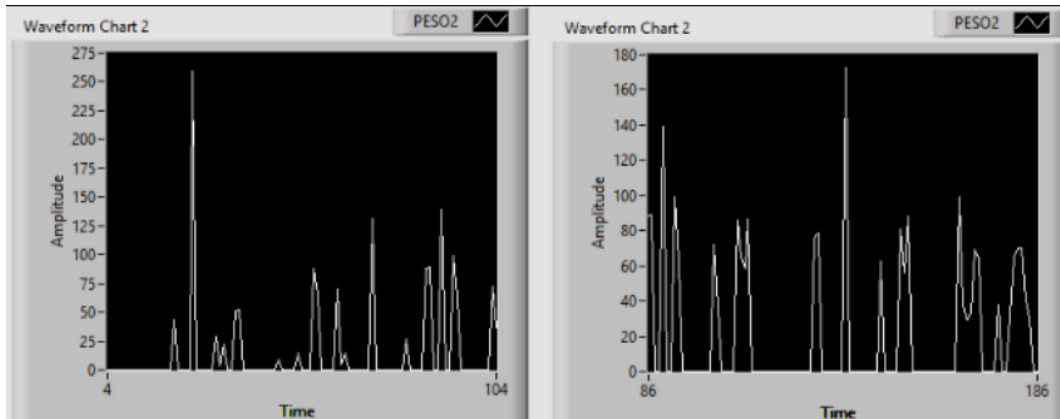
Al transitar por las vías del Ecuador generalmente se puede encontrar con baches y hundimientos de vías los cuales son dañinos para la vida útil del vehículo y también la salud de los ocupantes. El otro punto crítico de gran interés es el ingreso al “Chaco” donde el carretero se encontraba completamente en malas condiciones es este el segundo punto más elevado el cual fue tomado en todo el viaje realizado este es de 500 kgf un valor también alto. En este sector aproximadamente en 1 km el agrietamiento del suelo es notable debido al clima que se registra día a día en la zona.



**Figura 46.** Gráfica del segundo valor alto 500 kg/f

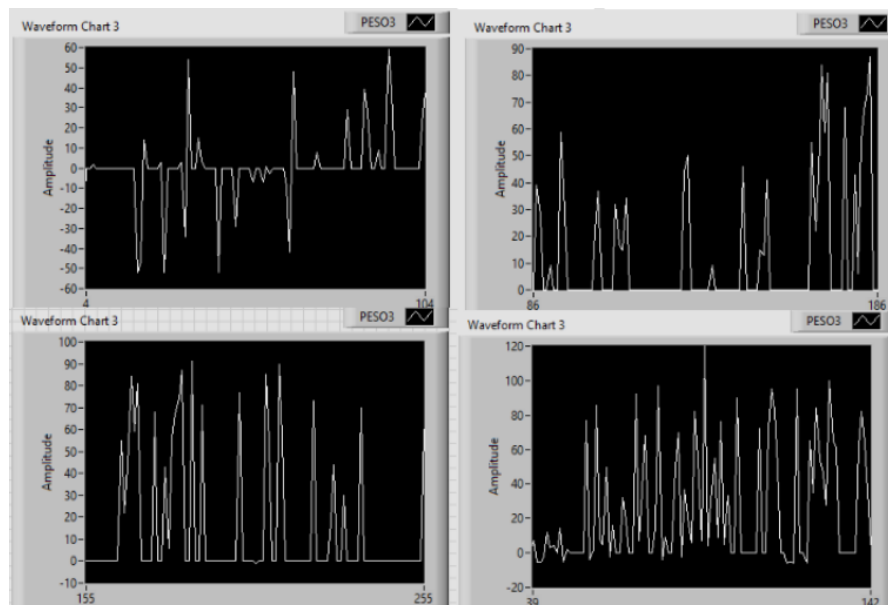
Esta gráfica es obtenida también del sensor número 2 ubicado en la parte media de la hoja maestra. Son golpes en la suspensión los cuales a largo plazo van afectar al rendimiento de la suspensión, así como a la vida útil de la misma, causando daños en cada componente de ésta. Se obtiene valores que se mantienen bajo los 300 kgf, que son casi constantes y se pueden catalogar como normales ya que fueron obtenidos en

un lugar donde la carretera se encontraba mejor, como se muestran en las siguientes figuras.



**Figura 47.** Valores bajos del sensor 2

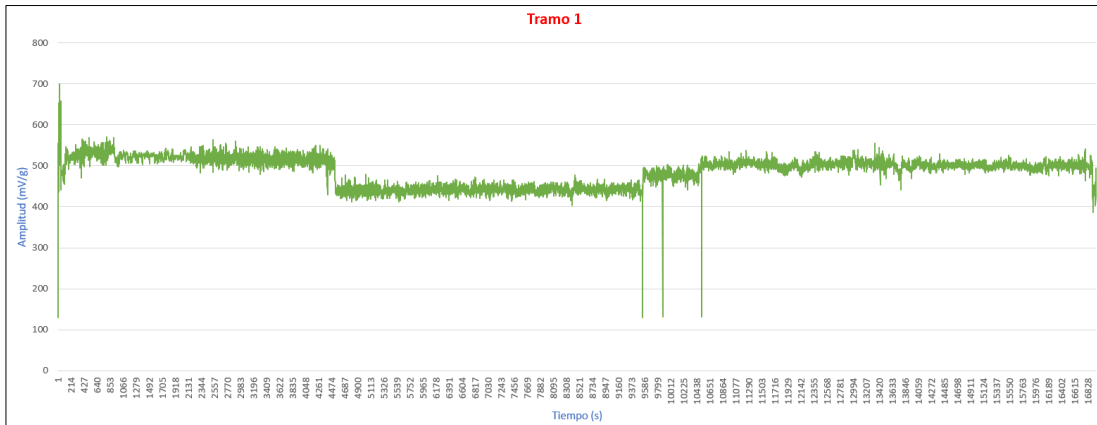
Los datos del sensor número 3 sensor ubicado en la parte fija del sistema de suspensión donde el esfuerzo y desplazamientos relativamente no es excesivo se tiene datos no mayores de 200 kg/f los cuales al ser el punto fijo del paquete no excede en datos.



**Figura 48.** Valores del sensor 3 picos bajos

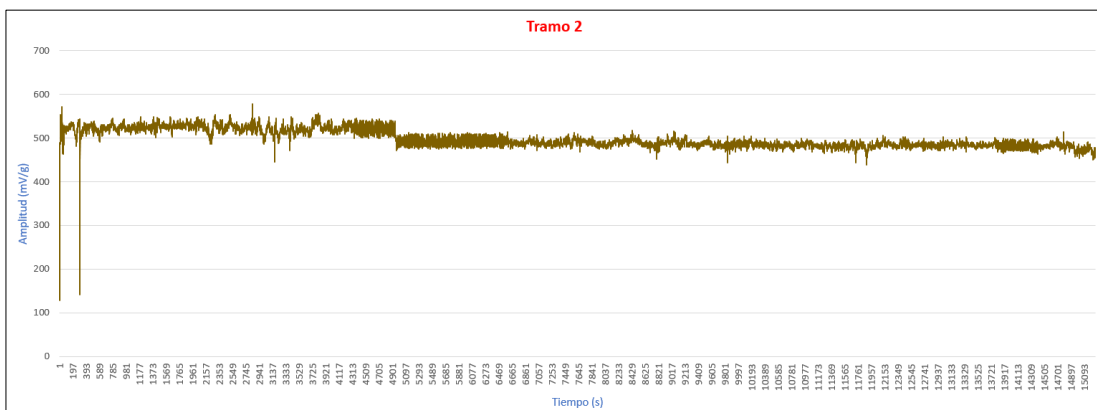
Al mismo tiempo se realizó la medición de la vibración generada en la cabina del conductor, para verificar los niveles antes de la modificación de la suspensión. Los efectos de la vibración sobre el cuerpo humano dependen de la dirección de incidencia de la misma; para facilitar su medición interesa conocer sus características en relación con unos ejes ligados al cuerpo humano así las vibraciones que se encuentran en el entorno laboral, afectan a todo el cuerpo como se mencionó en el capítulo 2. Es por eso que de la misma manera y en concordancia con los otros sensores aparecen puntos críticos donde se generan vibraciones relativamente altas, pero el motivo de este estudio se relaciona con los niveles a los que el conductor está sometido, es por esto que el sensor es ubicado en la cabina en la parte posterior del espaldar del asiento del conductor. Cabe recalcar que la forma de obtención de las vibraciones se las realizó con los valores dictados por el acelerómetro, debido a que puede medirse en función del desplazamiento producido por la vibración entonces puede medirse en términos de velocidad o aceleración. De estas dos posibilidades se ha convenido en utilizar la aceleración ya que, entre otras razones, este parámetro es el más fácil de medir. Las unidades utilizadas son los  $m/s^2$ ; estos estarán dados en mV/g (mili voltios sobre gravedad).

Los tramos seleccionados para las pruebas de vibraciones fueron: Tramo 1 entre el sector de la Virgen hasta Papallacta; Tramo 2 Desde Baeza hasta el Chaco; Tramo 3 desde la subida al Reventador Hasta Lumbaqui; Tramo 4 Lago Agrio a Dureno.



**Figura 49.** Obtención de vibraciones tramo 1 (Virgen-Papallacta)

En la figura 49, se muestra las medidas obtenidas en el tramo 1 donde se verificaba un bajo nivel de vibraciones, en el sector medio del gráfico se puede observar un considerable decremento bajo los 500 mV/g debido a la disminución de velocidad por condiciones climáticas que se presentaron en el momento de la prueba. Agregando una línea de tendencia lineal se tiene una media de 491.08 mV/g.

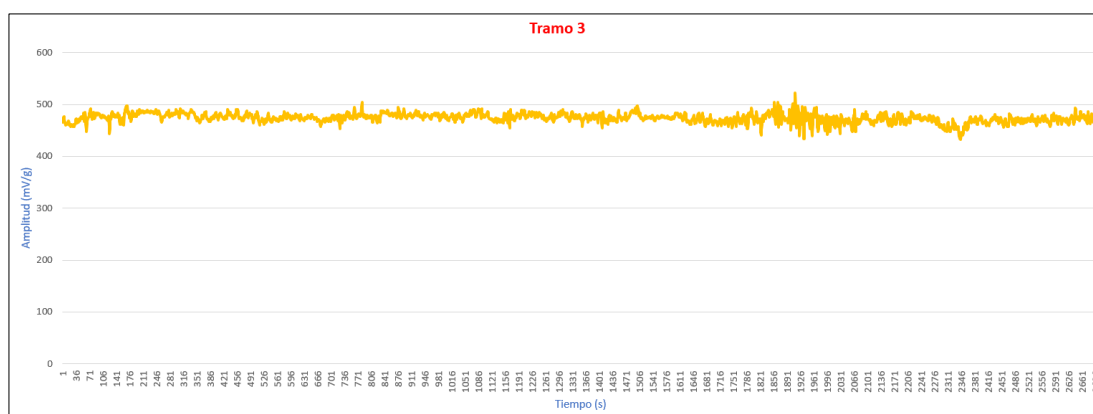


**Figura 50.** Obtención de vibraciones tramo 2 (Baeza – El Chaco)

En el tramo 2 llevado a cabo desde la salida de Baeza hasta el Chaco se puede observar un incremento en las vibraciones que logran superar los 500 mV/g debido a que

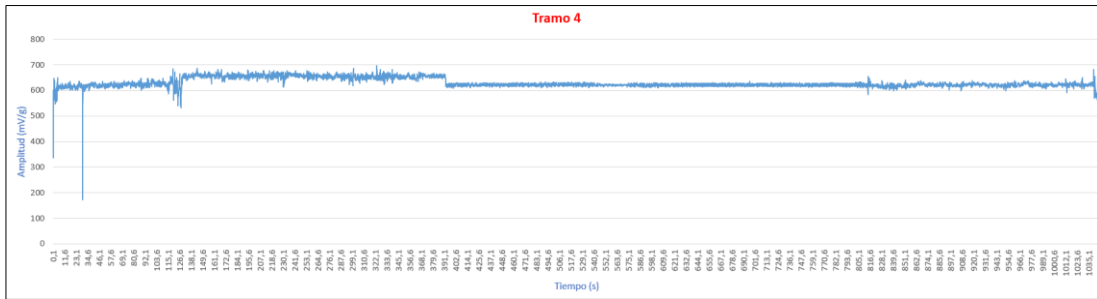
el camino se encontraba en malas condiciones en la primera parte. Se puede tener un valor medio de alrededor los 524 mV/g como se puede apreciar en la figura 50.

En el tramo 3 se tiene una medición más equilibrada bajo los 500mV/g ya que después de culminar el ascenso al Reventador el camino se vuelve plano y sin mayores irregularidades, una breve distorsión se presenta por un rompe velocidad en el camino la frenada del vehículo. Como se indica en la figura 51 las vibraciones medias se pueden localizar entre los 479 mV/g.



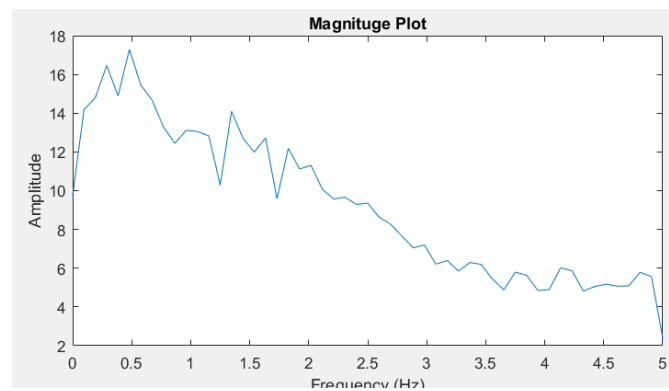
**Figura 51.** Obtención de vibraciones tramo 3 (Reventador - Lumbaqui)

En la figura 52 se observa las medidas del tramo 4 realizado entre la ciudad de Lago Agrio hasta un campamento en Dureno, aquí se presentan caminos de segundo y tercer orden donde se puede observar como las vibraciones en suben considerablemente con relación a la de los otros tramos con valores cercanos a los 700 mV/g, además, hay sectores donde la vibración desciende hasta los 600 mV/g indicando que según el estado de la carretera. Los valores máximos y mínimos en este sector están entre 696 mV/g y 642 mV/g respectivamente.



**Figura 52.** Obtención de vibraciones tramo 3 (Reventador - Lumbaqui)

Las lecturas de vibración tomadas en el tracto-camión se las realizaron cuando este transportaba combustible acoplado un tanquero de 10000 galones con tres ejes (1 elevadizo) y en óptimas condiciones los neumáticos sistemas de suspensión y dirección.

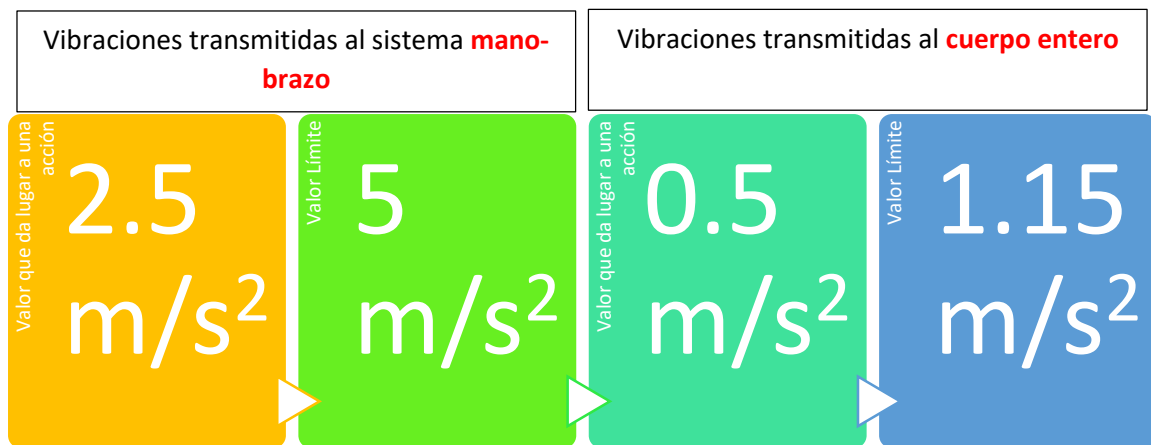


**Figura 53.** Obtención de la frecuencia con FFT (Reventador - Lumbaqui)

En el caso las lecturas, el pico más alto del espectro de frecuencia obtenido entre todos los tramos fue el del número 4 donde se situó en 696 mV. El acelerómetro que se utilizó tiene una sensibilidad de 800 mV/g, por lo tanto:

$$Amplitud = \frac{696mV}{800 \frac{mV}{g}} = 0.87 g$$

Y que según normativa que se muestra en la figura 53, se debe tomar una acción a vibraciones que sean transmitidas al cuerpo entero que superen los  $0.5 \text{ m/s}^2$ , lo que indica que las vibraciones dentro de la cabina son excesivas aun incluso con la suspensión del propio asiento además se debe tomar en cuenta el tiempo de exposición al que también están sometidos.



**Figura 54.** Vibraciones máximas en maquinaria

Fuente: (Junta de Extremadura , 2012)

Los niveles de vibración van aumentando con la velocidad de desplazamiento del vehículo cuando está cargado también cuando las condiciones de la carretera están deplorables o cuando algún elemento que conforma la suspensión se encuentra en mal estado.

Además, no es una regla general que los tracto-camiones tengan vibraciones altas

dentro de la cabina del conductor, va a depender también del tipo de suspensión que estos tengan como por ejemplo la suspensión con fuelle neumáticos, la cual hace más suave la suspensión, pero en más alto en costo y con repuestos difíciles de conseguir.

Los valores obtenidos en esta sección serán utilizados más adelante para generar una simulación controlada con datos reales.

### 3.4 Análisis Dinámico

El sistema de suspensión de un vehículo durante su funcionamiento está sometido a cargas que varían en el transcurso del tiempo, que son consecuencia de las irregularidades del terreno por el que circula el vehículo.

Debido a esta razón el tipo de análisis dinámico más adecuado para estudiar el sistema de suspensión es un análisis transiente. Es necesario también, previo a este análisis, conocer los distintos modos principales de vibración del sistema, por lo cual se debe realizar un análisis modal que permita determinar las formas y frecuencias de vibración de la suspensión.

Para el análisis modal se debe tomar en cuenta el peso del vehículo que ejerce una fuerza sobre la suspensión del mismo, este estado de carga se establece mediante un análisis estático estructural.

El análisis dinámico del sistema de suspensión entonces constará de tres sub-módulos en el siguiente orden:



**Figura 55.** Diagrama descriptivo del análisis

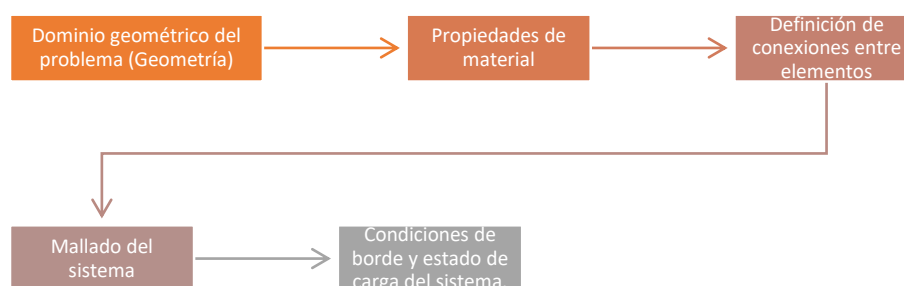


La simulación en cambio se realizará en un software de análisis (CAE) donde se analizará la estructura de un cuarto del sistema de suspensión del vehículo de prueba (parte delantera), incluyendo parte del chasis con el fin de obtener resultados en un intervalo de tiempo real, así como la medición de respuestas en diferentes puntos, la cinemática de los mecanismos de suspensión y sus grados de libertad permiten un movimiento de acuerdo con las funciones de excitación introducidas en la simulación.

### 3.4.1 Pre-proceso

Dentro de un análisis por elementos finitos el paso del pre proceso es el más fundamental. Consiste en definir por completo el modelo a estudiar. Si la definición del problema es errónea o está mal planteada los resultados que se obtendrán al final del análisis serán igualmente falsos. Las ecuaciones y valores utilizados aquí están definidos al principio de este capítulo.

En el pre-proceso se deben definir las siguientes características del modelo:



**Figura 56.** Diagrama descriptivo del pre-proceso

#### 3.4.1.1 Dominio Geométrico

Para modelar el sistema de suspensión se utilizó un software de diseño en tres dimensiones. Este programa permite dibujar de una manera adecuada, fácil y rápida geometrías de formas complejas como las que se presentan en la suspensión del vehículo.

El sistema de suspensión está conformado de varias piezas, las mismas que luego serán ensambladas para conformar el sistema total. Las dimensiones de los diferentes elementos componentes de la suspensión fueron tomadas en puntos anteriores.

En la siguiente tabla se muestra la tabla de elementos de la geometría del sistema de suspensión.

**Tabla 3.**  
*Descripción de elementos del conjunto*

N.º	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Hoja maestra	Primera hoja del ensamblaje	1
2	Segunda hoja	Segunda hoja. Generalmente da soporte a la primera en el punto fijo	1
3	Separador inferior	Separador que existe entre el elemento elástico y soportes tanto superior como inferior	2
4	Montura	Montura es el soporte más fuerte sobre la hoja maestra que permite ajustar tanto los pernos U como los pernos guía entre las hojas de resorte	1
5	Soporte inferior	Soporte inferior que amortigua el contacto entre el frontal y la hoja	1
6	Frontal	Parte de la masa no suspendida que da soporte a las ruedas delanteras y soporta a la suspensión	1
7	Perno U	Es el elemento que sujeta a el conjunto de resorte de hoja con el frontal	2
8	Bocín - Bushing	Son cojinetes que soportan la fricción entre el pasador	3
9	Percha delantera	Soporte fijo en la parte frontal del conjunto de suspensión. Se une directamente con el chasis	1
10	Gemela	Unión entre la percha posterior y el conjunto de suspensión. Permite el cambio de longitud del resorte de hoja debido a la absorción de irregularidades	2
11	Percha posterior	Punto de anclaje de la parte posterior de la hoja de resorte	1



materiales especiales como es el caso del resorte que usa un acero aleado especial y la llanta que es de caucho. El acero al carbono que se utiliza para los componentes es el acero SAE 1020 que tiene las siguientes propiedades:

**Tabla 4.**  
*Propiedades del acero SAE 1020*

Propiedad	Valor
Densidad	7870 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	207 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Límite de fluencia	210 Mpa
Resistencia última a la tracción	380 Mpa
Dureza	111 HB

Fuente: ASM MetalsHandbook, Vol 1, Iron&Steels

Para el resorte se emplea un material que presente buenas propiedades elásticas y resistencia a la fatiga. Por lo general los elementos elásticos de las suspensiones como resortes y hojas de ballestas están elaborados en acero aleado al cromo o vanadio. El acero más utilizado en la fabricación de resortes es el SAE 5160, cuyas propiedades son:

**Tabla 5.**  
*Propiedades del acero SAE 5160*

Propiedad	Valor
Densidad	7870 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de elasticidad	207 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Límite de fluencia	210 Mpa
Resistencia última a la tracción	380 Mpa
Dureza	111 HB

Fuente: ASM MetalsHandbook, Vol 1, Iron&Steels

La definición del material se realiza en el software que tiene precargado librerías

de materiales.

**Tabla 6.**  
*Resumen de materiales utilizados en el ensamblaje*

N.º DE PIEZA	MATERIAL
<b>Hoja maestra</b>	Acero estructural ASTM A36
<b>Segunda hoja</b>	Acero estructural ASTM A36
<b>Separador inferior</b>	Nailon 101
<b>Montura</b>	Acero SAE 1020
<b>Soporte inferior</b>	Acero SAE 1020
<b>Frontal</b>	Acero SAE 1020
<b>Perno U</b>	Acero SAE 4140 Grado 8
<b>Bocín - Bushing</b>	Nailon 101
<b>Percha delantera</b>	Fundición gris
<b>Gemela</b>	Acero SAE 1020
<b>Percha posterior</b>	Fundición gris
<b>Pin pasador</b>	Acero SAE 1020
<b>Pin gemela</b>	Acero SAE 1020
<b>Abrazadera</b>	Acero SAE 1020
<b>Mangueta</b>	Acero SAE 1020
<b>Tambor de freno</b>	Acero SAE 1020
<b>Conjunto rueda</b>	Aro: Acero SAE 1020 Neumático: Caucho
<b>King pin</b>	Acero SAE 1020

### 3.5 Conexiones

Debido a que el sistema de suspensión está conformado por diversas piezas es necesario definir un tipo de conexión adecuado entre las mismas con el fin de que, una vez realizado el mallado, los nodos de cada elemento sean compatibles entre sí y la transmisión de fuerzas sea posible para un correcto desarrollo del análisis.

Las regiones de contacto definen cómo los elementos interactúan unos con otros. Cuando se importa un ensamblaje de un programa CAD el software de análisis, detecta automáticamente las zonas de contacto entre los cuerpos con base en la proximidad de las superficies. Sin embargo, es recomendable verificar estas zonas de contacto y modificarlas si es necesario para asegurar que los elementos del modelo interactúen de manera adecuada.

El software de análisis permite crear cinco tipos de contactos entre los cuerpos:

- **Bonded:** los cuerpos permanecen juntos y no deslizan entre sí.
- **No separation:** los cuerpos permanecen juntos y deslizan sin fricción.
- **Frictionless:** contacto sin fricción.
- **Frictional:** contacto con fricción.
- **Rough:** no permite el deslizamiento entre superficies.

Los contactos Bonded y No separation son de tipo lineal y no necesitan de iteraciones para ser resueltos, mientras que los demás son contactos no lineales.

En este caso para la resolución del sistema, como el modelo consta de varios elementos y piezas, se agrupará algunos elementos para conformar una sola parte sólida que se moverá en un solo conjunto, en lugar de utilizar contactos tipo bonded. El empleo de partes disminuye el número de contactos dentro del modelo, facilitando el análisis del sistema ya que se reduce el número de ecuaciones.

En la siguiente tabla se muestra los contactos lineales y no lineales utilizados en el sistema de suspensión, así como el alcance entre los sólidos y el coeficiente de fricción tomado por el sistema para el análisis.

**Tabla 7.**

*Tipos de contactos realizados en los elementos del ensamblaje*

Nombre	Tipo	Alcance	$\mu$	Método
Hoja maestra/segunda hoja	Frictional	Face (solid), Face (solid)	0.1	Manual
King pin / Mangueta	Bonded	Face (solid), Face (solid)	1	Manual
Perno U1/Montura	Frictional	Face (solid), Face (solid)	1	Manual
Perno U2/Montura	Frictional	Face (solid), Face (solid)	1	Manual
Bushing 1 /percha delantera	Bonded	Face (solid), Face (solid)	0.1	Manual

### 3.6 Mallado del sistema

La creación de la malla consiste en discretizar o dividir los objetos modelados en pequeños elementos denominados “elementos finitos”, en cada uno de los cuales se realizan los cálculos y la resolución de las ecuaciones que permitirán luego obtener los resultados finales de todo el conjunto, este paso es la base de este método de análisis.

Como el modelo del sistema de suspensión consiste de objetos sólidos de tres dimensiones, los elementos utilizados para la realización del mallado pueden ser tetraedros, hexaedros, pirámides o prismas. En el presente trabajo se emplearán elementos de tipo tetraédrico, ya que son los más utilizados en análisis de tipo estructural donde no intervienen fluidos.

Al momento de realizar la malla se tomó en cuenta los detalles geométricos de la estructura modelada, es decir, que tanto influyen estos detalles en la relevancia de la simulación física. El incluir innecesariamente geometrías complejas aumenta de manera considerable la utilización de recursos del computador para obtener una solución

adecuada. Cuando se realiza la división del modelo en elementos finitos es necesario elaborar un balance entre la fidelidad de la solución y los recursos disponibles, ya que un mallado más fino que incluye un mayor número de elementos requiere mayor tiempo de solución y mayores recursos de memoria del computador (ANSYS, 2012).

Es por eso que se realiza un análisis de convergencia de la solución debido a las áreas de alta complejidad geométrica en busca de determinar

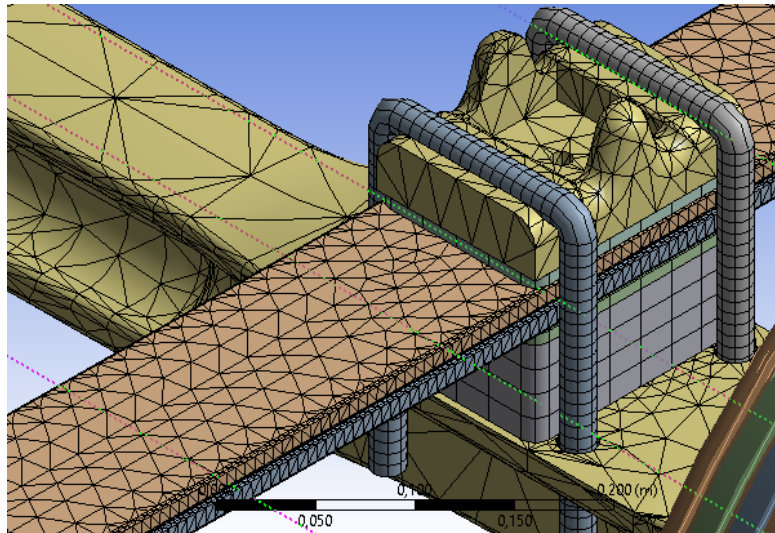
Los datos con que se realizó el mallado son:

**Tabla 8.**  
*Información de mallado*

Característica	Off
Relevance Center	Fine
ElementSize	Default
InitialSizeSeed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
SpanAngle Center	Coarse
Minimum Edge Length	4,2818e-005 m
Nodes	489340
Elements	256161

El mallado depende de la curvatura y como se puede observar varía de elemento a elemento para mejorar la calidad de respuesta al final de la simulación.



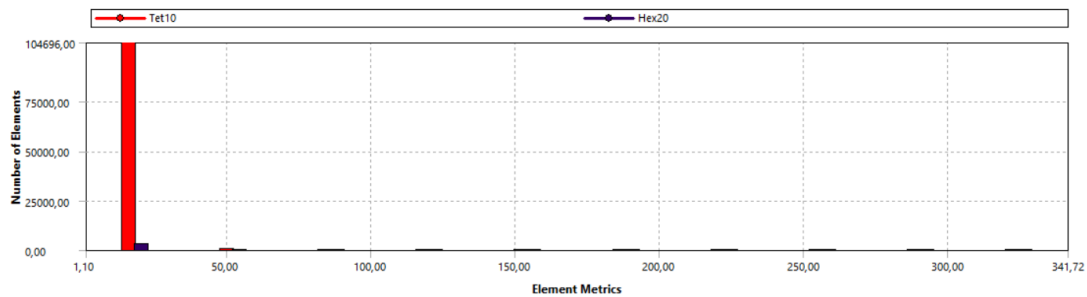


**Figura 58.** Mallado de los elementos del sistema de suspensión

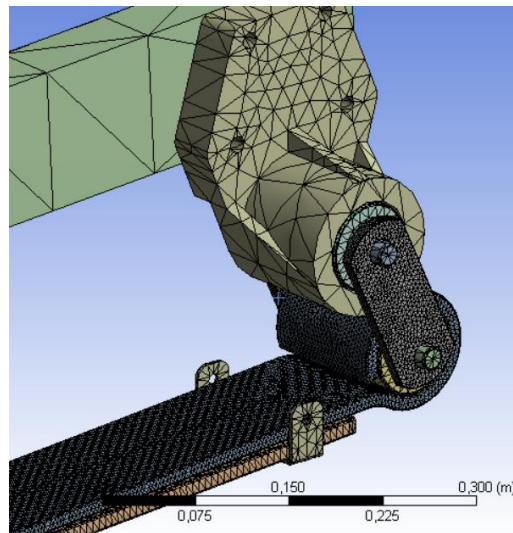
En primer lugar, se realizó un mallado por defecto según las configuraciones del programa. Este mallado posee una relación de aspecto de 9.37 que no cumple con el criterio de convergencia de la solución y por lo tanto es necesario refinar la malla. Sin embargo, un refinamiento de toda la malla tomaría mucho tiempo en ser resuelto por lo que éste debe ser aplicado en los elementos de mayor interés para el análisis. En el caso de este estudio del sistema de suspensión el elemento en el cual se centra el cambio de forma es la gemela, se aplica entonces un refinamiento mediante la herramienta sizing, la misma que permite disminuir el tamaño de los elementos en las partes seleccionadas. Este método se aplica a todo el resorte y a la gemela y se define un tamaño de elemento de cuatro milímetros.

Posterior al refinamiento de malla en el resorte el valor del promedio de la razón de aspecto disminuyó de 9.37 a 2.26 lo cual establece que la solución del análisis cumple con el criterio de convergencia. En la figura 58 y 59 se muestra el promedio de elementos que se han dividido el modelo y el cambio visual que se muestra en los elementos que

cambiaron de tamaño de malla



**Figura 59.** Promedio de número de elementos



**Figura 60.** Cambio visual de los elementos con cambio de tamaño de malla

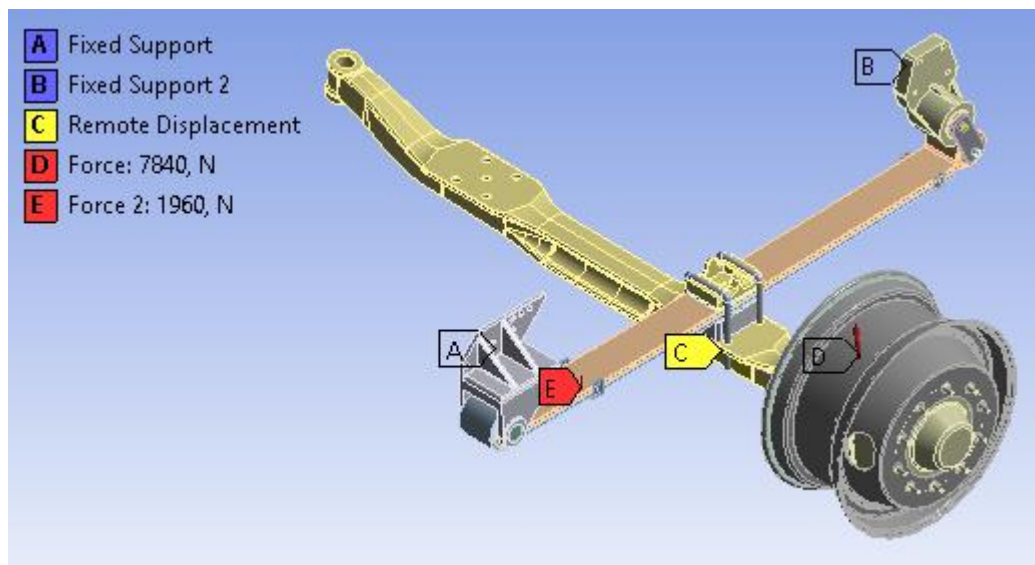
### 3.7 CONDICIONES DE BORDE Y ESTADO DE CARGA

Es necesario establecer condiciones de borde en el modelo que permitan restringir los grados de libertad de los elementos del sistema de suspensión para que estos simulen el movimiento en una suspensión real.

La suspensión en el tracto-camión analizado está sujeta en la parte superior al chasis mediante las perchas. Estas condiciones se simulan en el programa de análisis mecánico mediante soportes. Se utilizaron dos tipos de soportes, uno fijo que restringe

el movimiento en todos los grados de libertad y otro denominado Frictionless que impide el desplazamiento en la dirección normal a la superficie aplicada.

De igual manera, para obtener el movimiento de la suspensión, es necesario aplicar una fuerza que permita que la hoja de resorte se deforme y empiecen a actuar los demás elementos del sistema. Se utilizan dos casos de fuerza en el análisis, para el estudio estático la fuerza aplicada corresponde al peso del vehículo de 62230N y en el análisis transiente la carga aplicada es el resultado del paso del automóvil por un obstáculo que, como se obtuvo anteriormente en las pruebas de campo, su magnitud es de 7840N en sentido vertical.



**Figura 61.** Contactos Restricciones y Cargas del sistema

### 3.8 Caracterización Virtual de la Suspensión

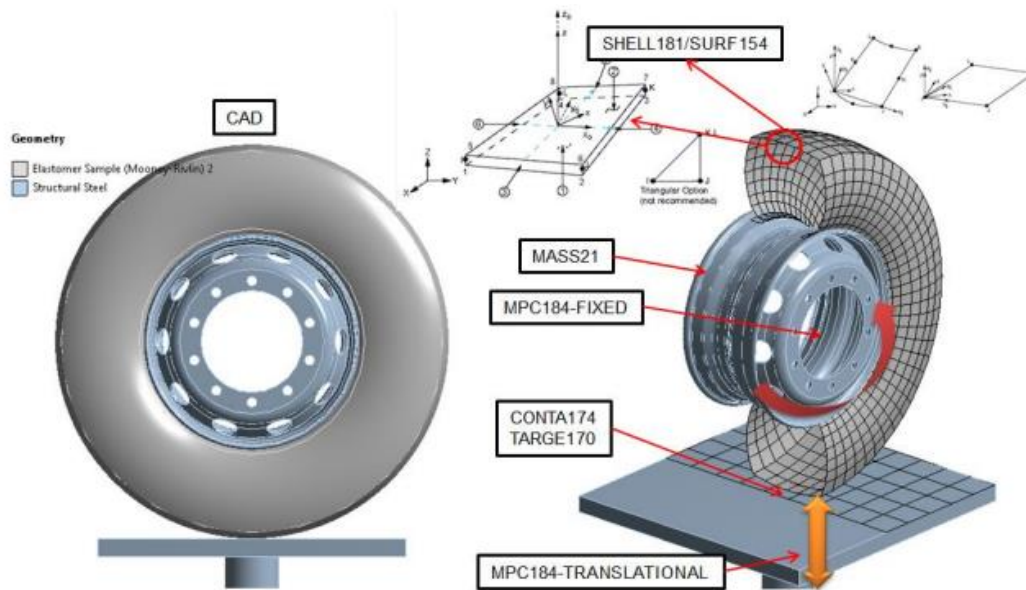
En este punto se definirá la caracterización virtual realizada sobre los principales componentes que conforman un sistema de suspensión: (neumáticos, resortes de ballesta).

### 3.8.1 Caracterización Virtual de Neumáticos

Como se indica en (Jazar, 2014), los neumáticos son el componente principal de transferencia de fuerzas entre el pavimento y el vehículo, estas se requieren para producir las fuerzas y el control necesario en el vehículo; para el vehículo, como tal, son una parte vital. La caracterización que se lleva a cabo solo evalúa la característica vertical, debido a que es la más relevante para el estudio que se realiza en el vehículo de pruebas, la característica horizontal no se evalúa en este caso al asumir que el vehículo en mención no presenta sub viraje o sobre viraje durante la prueba.

De acuerdo a (Karaytuğ, 2009) la composición de materiales de un neumático estándar está mayormente ocupado por caucho natural (25%) y caucho sintético (25%) seguido por carbón negro (22%), acero (13%), silica(11%), aceite(7%), ZnO y sulfuro(1.5%),PA66(0.04%), textilPVA(0.02%), PET(0.02%).

El modelo CAD del rin es obtenido de grabcad, para efectos visuales de este trabajo. El modelo del neumático es realizado según catálogo y las propiedades del elastómero con una dureza de 60 SHORE A tiene un comportamiento hiperelástico y se modela según el modelo constitutivo de Mooney Rivlin de dos parámetros de acuerdo a (Karaytuğ, 2009).



**Figura 62.** Caracterización del neumático

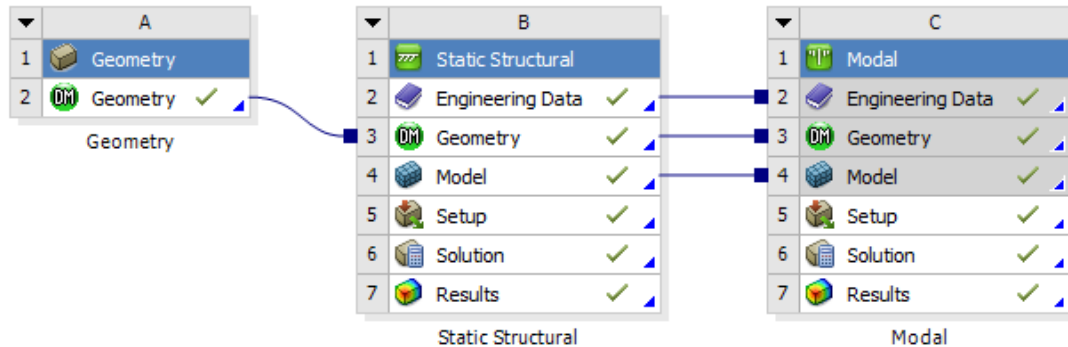
Fuente: (Karaytuğ, 2009)

Como se indica en (Mantilla Nova, 2015) la solución del problema es del tipo no lineal debido a los grandes desplazamientos del neumático, las propiedades del material y el contacto friccional de la banda de rodadura con el suelo, el coeficiente de fricción estático para este caso es  $\mu=0.1$ . El tiempo y espacio computacional utilizado para el estudio del neumático es alto, es por esto que, en la simulación de este trabajo, solo se toma en cuenta la solución de trabajos anteriores y se coloca la constante del resorte conectado a ground y al aro.

### 3.9 Proceso

Dentro de cada módulo de estudio en el software de análisis se pueden configurar las opciones del análisis. Lo más importante a configurar es el tiempo que durará la simulación y el número de pasos a utilizar. En el análisis estático se utiliza un solo paso con una duración de 0.5 segundos, en este caso no es necesario un tiempo muy

prolongado ya que la fuerza aplicada serán los 62230 N correspondientes al peso del vehículo, que permanecen constantes durante todo el tiempo de estudio.



**Figura 63.** Módulos utilizados para la solución

Como se observa en la figura los tres módulos están enlazados entre sí y comparten los datos de la geometría, materiales y modelo mallado, por lo que no es necesario volver a definirlos. Una vez realizado el pre proceso es tiempo de configurar las opciones de cada uno de los módulos para realizar el proceso y obtener la solución.

### 3.9.1 Análisis estático estructural

Dentro de este módulo se pueden configurar las opciones del análisis. En el análisis estático se utilizará un solo paso con una duración de 0.5 segundos, en este caso no es necesario un tiempo muy prolongado ya que la fuerza aplicada serán los 62230 N correspondientes al peso del vehículo, que permanecen constantes durante todo el tiempo de estudio.

Para el tipo de solución se puede escoger entre el método directo y el iterativo, también es posible dejar que el programa lo seleccione automáticamente.

En cuestión a las grandes deformaciones para la caracterización virtual de los elementos de la suspensión se la realiza con el esquema de rigidez de esfuerzo en la

cual las estructuras se deforman de manera resiliente. La suspensión, debido a su desplazamiento natural para absorber las vibraciones funciona en el rango elástico del material para garantizar su funcionamiento.

Los contactos friccionales entre componentes de suspensión son tenidos en cuenta para la caracterización virtual de los mismos y de la cual se deriva el modelo del comportamiento elástico y de histéresis.

Todos los efectos no-lineales son tenidos en cuenta y capturados para que las cargas de perturbación puedan generar resultados estructurales (deflexión, deformación y esfuerzos) linealmente mediante el uso de la captura de matrices de solución y propiedades de materiales.

En este estudio se hace énfasis en el método de Newton Rapshon ya que, si bien no es tan preciso como el de penalización, favorece la convergencia de la solución y por ende la productividad, si bien el contacto es fundamental dentro de las condiciones de frontera del modelo matemático, se tiene en cuenta, pero no enfoca esfuerzos y recursos para investigarlo a profundidad.

Dentro de los controles no lineales se puede activar o remover el cálculo de la convergencia para la fuerza, desplazamiento, momento y rotación. Cuando no se conoce con certeza cuál será el comportamiento del sistema es mejor dejar estas opciones controladas por el programa.

En los controles de salidas (output) se selecciona lo que se desea calcular, en el caso de la suspensión se activa el cálculo de los esfuerzos, deformaciones y contactos.

### **3.9.2 Análisis modal**

Para el análisis modal se utiliza la solución del análisis estático como condiciones de pre esfuerzo, esto se logra al enlazar los dos módulos entre sí como se puede observar en el esquema del proyecto en la figura 63.

En este análisis únicamente se determinan los modos de vibración a encontrar, en este caso se buscarán los seis primeros modos que corresponden a los seis grados de libertad (3 desplazamientos y 3 rotaciones), que son los más importantes.

El objetivo de realizar un análisis armónico es para asegurarse que el diseño puede soportar cargas sinusoidales a diferentes frecuencias y detectar alguna respuesta resonante para poder ser evitada. También es requerido para calcular el amortiguamiento de la estructura en general y completar el modelo matemático de la suspensión.

El método de superposición modal expresa los desplazamientos como una combinación lineal de modos de los modos de vibración, al ser una ecuación linealizada, la solución es menos precisa que el método tradicional, sin embargo, es más barata computacionalmente y se tiene que imponer como mínimo un valor de desplazamiento armónico diferente de cero.

### **3.9.3 Análisis transiente estructural**

En este módulo es importante definir el número de pasos y los intervalos de tiempo dentro de cada uno de ellos. En el presente trabajo se utilizan dos pasos, el primero representa el impulso generado sobre la rueda cuando el vehículo enfrenta un obstáculo en la vía, por lo que su duración debe ser muy corta. Se utiliza un tiempo de 0.1 segundos para simular esta condición.

La fuerza aplicada es de 70070 N como se averiguó en momento de realizar las



pruebas de campo donde su valor máximo estuvo sobre los 800 kgf.

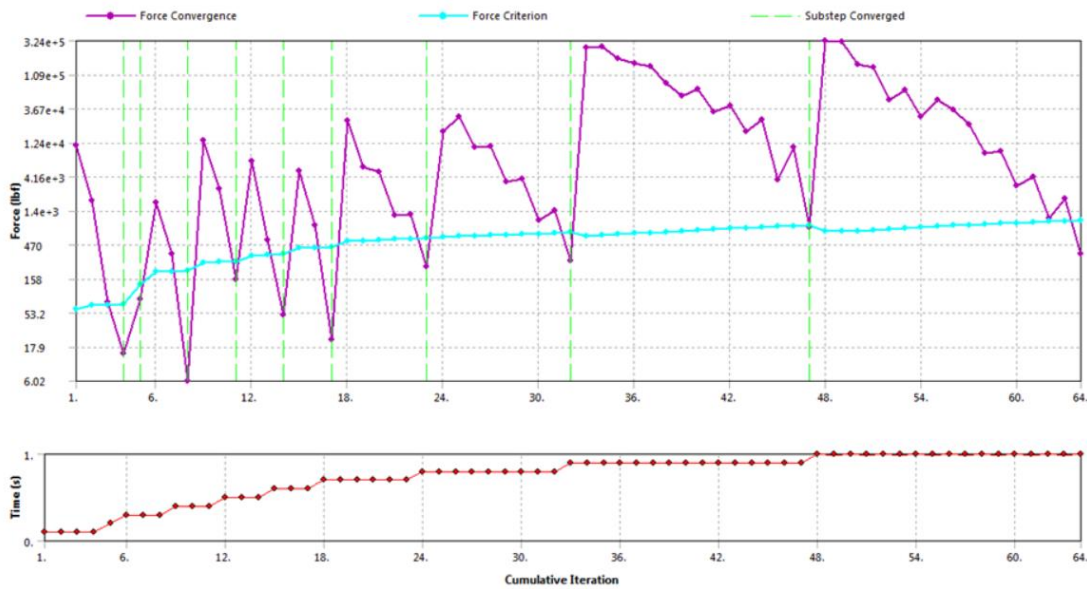
El segundo paso comprende desde 0.1 hasta 0.5 segundos, tiempo en el cual la fuerza disminuye hasta llegar a cero y se espera que el sistema de suspensión se estabilice y deje de oscilar.

La duración del segundo paso está restringida a la utilización de recursos del computador, un análisis con mayor duración requiere de un tiempo considerable para ser resuelto.

### **3.10 Resultados**

Una vez definido el pre-proceso y configurado las opciones de cada módulo el programa inicia el proceso de solución hasta que converja a un resultado final. Este proceso puede durar un tiempo considerable dependiendo de la geometría del modelo, el tipo de mallado y las configuraciones de los módulos.

La convergencia de la solución se puede observar en una gráfica que entrega el programa una vez obtenidos los resultados finales. En la figura 63 se muestra la curva de convergencia de la solución del análisis transiente.



**Figura 64.** Curva de convergencia de la solución

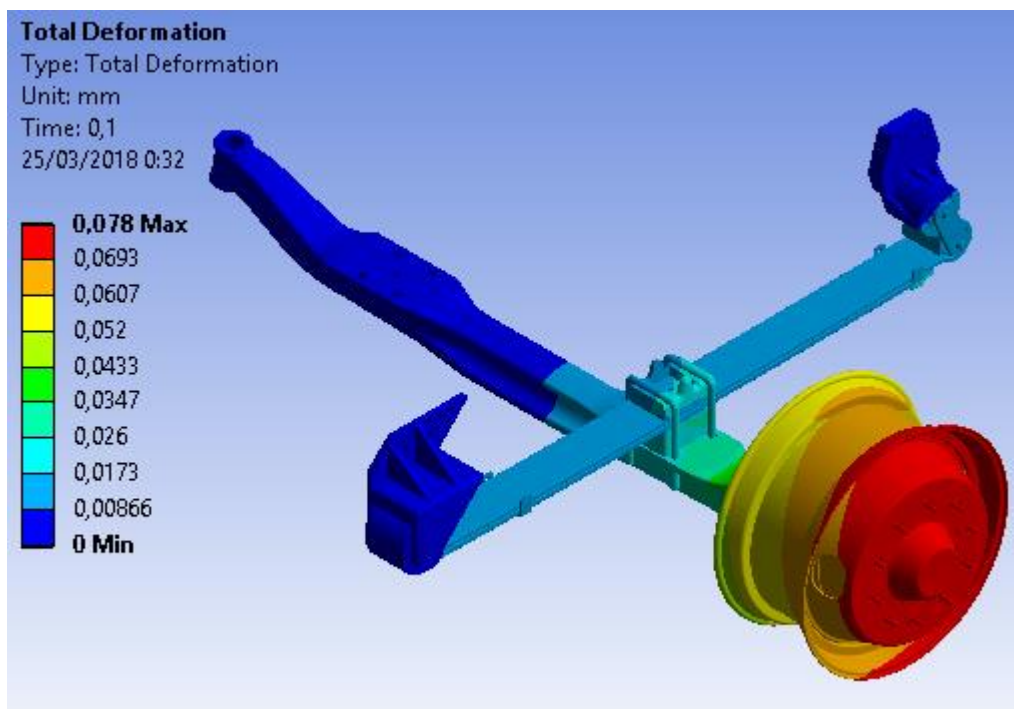
La gráfica anterior muestra las 614 iteraciones realizadas por el programa para obtener la solución del sistema. Existen 98 sub pasos que representan un pequeño intervalo de tiempo, dentro de los cuales se realizan las iteraciones necesarias hasta que en cada intervalo la solución converja respecto a un criterio establecido por el programa.

La curva de color celeste representa el criterio de fuerza de convergencia establecido por el programa, la curva púrpura muestra los puntos de solución de cada sub-paso, y las líneas verdes indican la división de cada sub-paso. La intersección de la línea púrpura con la línea verde da a conocer el punto de convergencia en ese intervalo de tiempo. Luego de finalizado el proceso de solución el programa permite obtener resultados de distintos tipos de una manera gráfica y animada. Se pueden calcular deformaciones, esfuerzos, resistencias, energía disipada en la deformación, factores de seguridad, fatiga, entre otros (ANSYS, 2012).

En el caso del sistema de suspensión, por tratarse de un caso de movimiento

vibratorio, el resultado primordial a obtener es la deformación. Se selecciona la deformación total para observar la respuesta de todos los elementos que forman el sistema de suspensión en todas las direcciones.

Como se indicó anteriormente, en este análisis se aplicó una fuerza en sentido vertical de 62230 N que simula el peso del vehículo. La deformación total obtenida como respuesta del sistema de suspensión ante la acción de dicha fuerza es de 7.8 mm como se muestra en la figura 65.



**Figura 65.** Resultado del análisis estructural

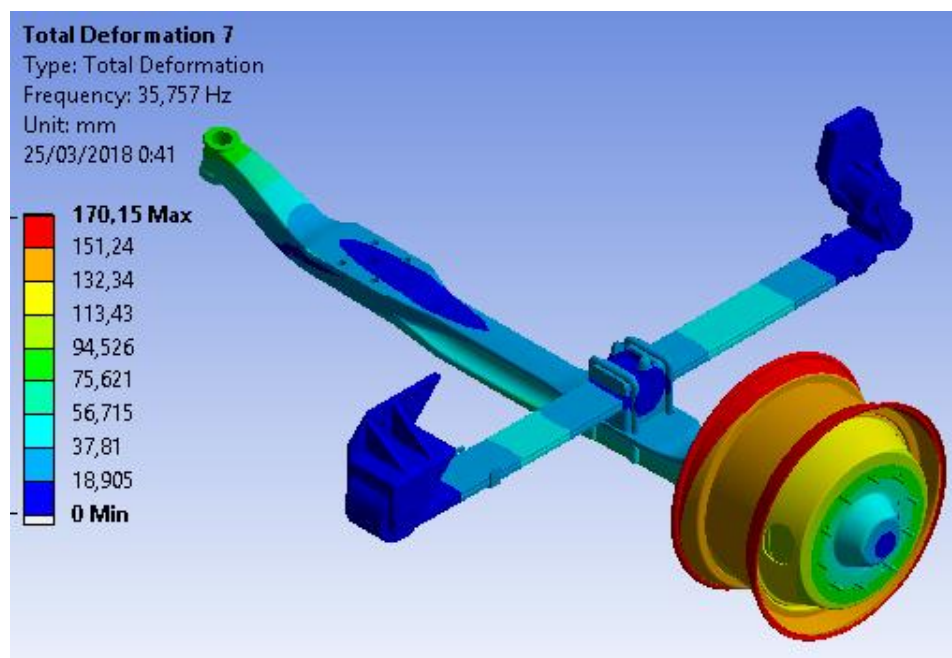
Para el análisis modal se estudiaron los seis primeros modos de vibración y sus respectivas frecuencias naturales como se muestra en la siguiente tabla. También se obtuvieron las deformaciones totales correspondientes a cada uno de ellos.

**Tabla 9.**

*Modos y frecuencias naturales del sistema de suspensión*

Modo	Frecuencia (Hz)
1	6.28
2	10.44
3	11.61
4	23.18
5	35.75
6	38.91

El quinto modo de vibrar del sistema se presenta a una frecuencia natural de 35.757 Hz y la parte que sufre la deformación es el resorte, que experimenta un giro sobre su propio eje, similar a la torsión generada por la expansión o compresión del mismo.

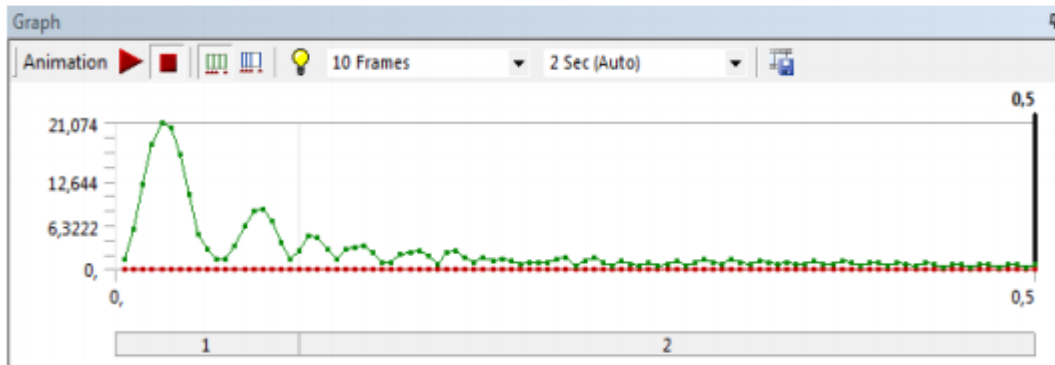


**Figura 66.** Resultado del análisis modal 5

Como resultado del análisis dinámico transiente estructural se obtuvo igualmente la deformación total del sistema de suspensión, pero en este caso es importante observar la curva de la deformación en función del tiempo, ya que se puede apreciar el movimiento

vibratorio amortiguado de la suspensión como respuesta a la fuerza de 62230 N que se aplicó en sentido vertical para simular la condición del paso del vehículo por un obstáculo.

En la figura siguiente se muestra la curva de deformación en función del tiempo que presenta el sistema de suspensión.



**Figura 67.** Deformación en función del tiempo

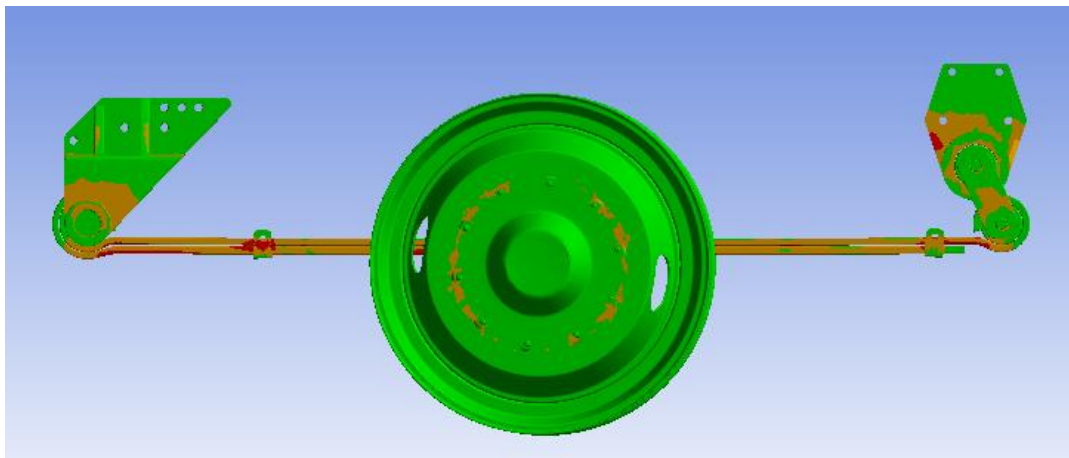
## CAPÍTULO IV

### OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA

#### 4.1 Optimización de componentes

El método de elementos finitos, una de las técnicas de simulación más avanzadas en mecánica de materiales que es utilizada en muchos campos y se la utiliza como una herramienta de diseño y análisis como se describió en capítulos anteriores. En este capítulo se buscará la modificación de forma de alguno de los elementos del sistema de suspensión donde se encontró desplazamientos considerables.

Dentro de los lugares donde se requiere una modificación se encuentran las abrazaderas pernos U y en la parte móvil de la ballesta. Dentro de los pernos U se puede variar el grosor de los mismos o el material de fabricación como se puede observar los desplazamientos en estos lugares son amplios.

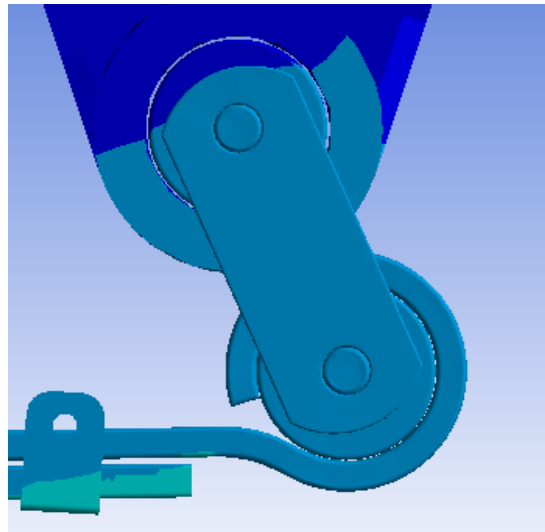


**Figura 68.** Resultado del análisis modal 4

En la parte móvil de la ballesta se encuentran los siguientes elementos: Gemela, pasador y bocín. El bocín y el pasador vienen fabricados originales OEM y lo que se

podría modificar el material ya que si quisiese variar la forma se estaría restringido al diámetro del ojo de la ballesta.

En cuestión de la gemela se está restringido un poco a la distancia que se tiene entre la percha posterior y el ojo de la ballesta para no modificar varios elementos. Es aquí donde con los resultados obtenidos se buscará la optimización de forma de la gemela buscando disipar las cargas y variando la vibración dentro de la cabina del conductor.



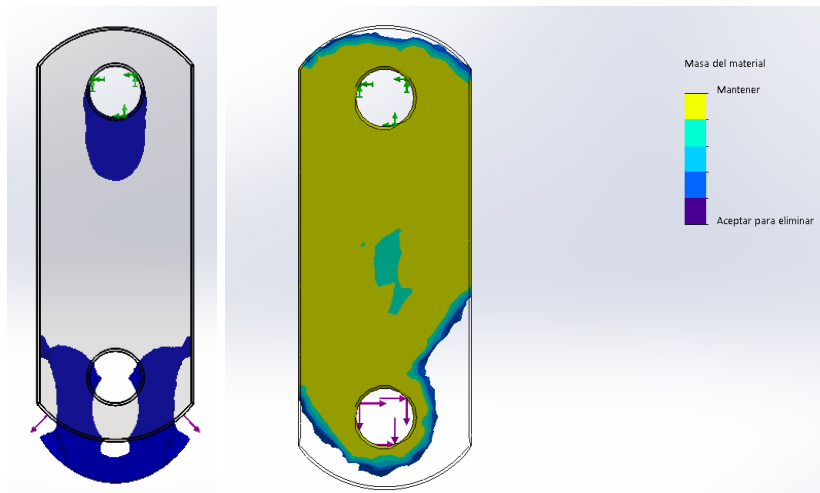
**Figura 69.** Gemela en el análisis transiente

Entonces dentro del objetivo principal lo que se quiere es disminuir las vibraciones en la cabina específicamente dentro del eje vertical de la percha posterior, es por esto que al cambiar la forma de la gemela trata de enviar las fuerzas verticales hacia un costado.



**Figura 70.** Investigación formas de gemelas en suspensión pesados

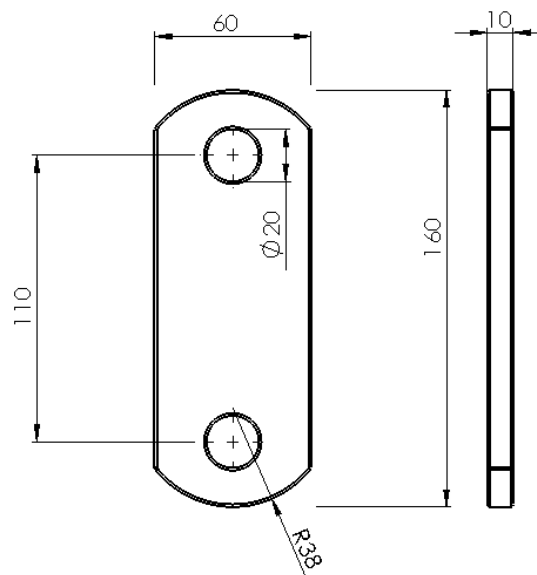
Se realizó una investigación del tipo de gemelas que existen para vehículos pesados, donde se encontró que la mayoría eran rectas o lineales similares a las originales como se muestra en la figura 69, las cuales cambian su grosor o perfil, pero no una optimización de material. Dentro del módulo de optimización topológica se realiza una simulación del elemento con las mismas restricciones que tenía en el conjunto.



**Figura 71.** Variantes de la gemela

Los diferentes procedimientos de optimización de forma son aplicados al caso de la gemela de espesor  $t = 1$  cm, mostrada en la Figura 71.





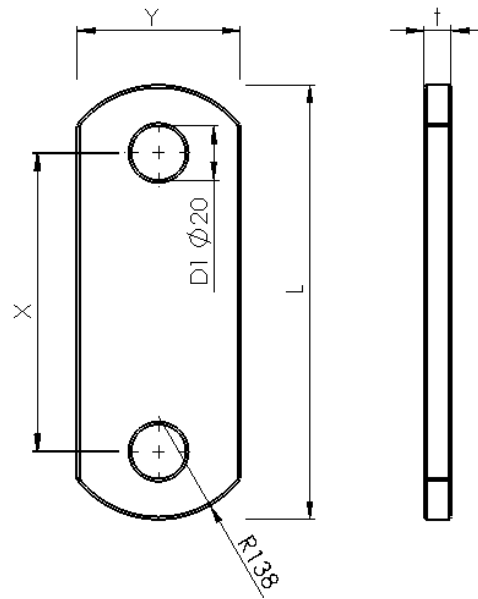
**Figura 72.** Cotas de la gemela original

La pieza está sometida a una carga de flexión de 15.000 N, aplicada en el agujero circular de la parte de abajo, según la dirección longitudinal de la hoja de ballesta. Condiciones de fijación son impuestas en el agujero superior que está unido a la percha delantera. El material Acero SAE 1020 se caracteriza por las propiedades siguientes:

- módulo de Young  $E = 2,074 \times 10^5 \text{MPa}$
- coeficiente de Poisson  $\nu = 0,29$
- densidad  $\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$

El objetivo es minimizar la masa de la estructura o modificar la forma geométrica con las restricciones siguientes:

- tensión máxima de Von Mises igual a  $10.000 \text{ N/mm}^2$



**Figura 73.** Valores que se podrían variar en la gemela

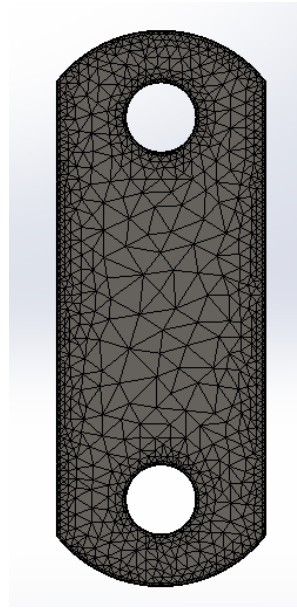
Los dos objetivos y restricciones que se toma en cuenta para la variante es la minimización de la masa con restricción de desplazamiento y mayor rigidez al coeficiente de peso. Bajo estas circunstancias también se debe considerar las cotas que no se pueden variar como se muestran en la siguiente tabla:

**Tabla 10.**

*Valores extremos e iniciales de las variables de concepción*

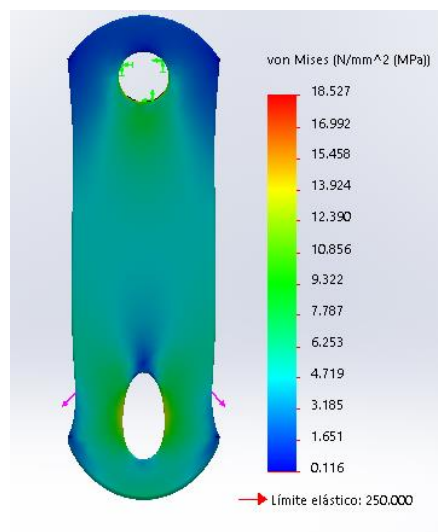
Variables de concepción	R1	D1	L	X	Y
<b>Máximo</b>	cte	cte	150	108	80
<b>Mínimo</b>	cte	cte	165	115	30
<b>Inicial</b>	38	20	160	110	60

Los elementos utilizados en los análisis por elementos finitos son dimensionados igual que en el estudio principal.



**Figura 74.** Mallado inicial

El mallado inicial del modelo se representa en la Figura 73 El campo de tensiones de Von Mises estimado por el proceso de control del error se muestra en la Figura 74.



**Figura 75.** Tensiones originales

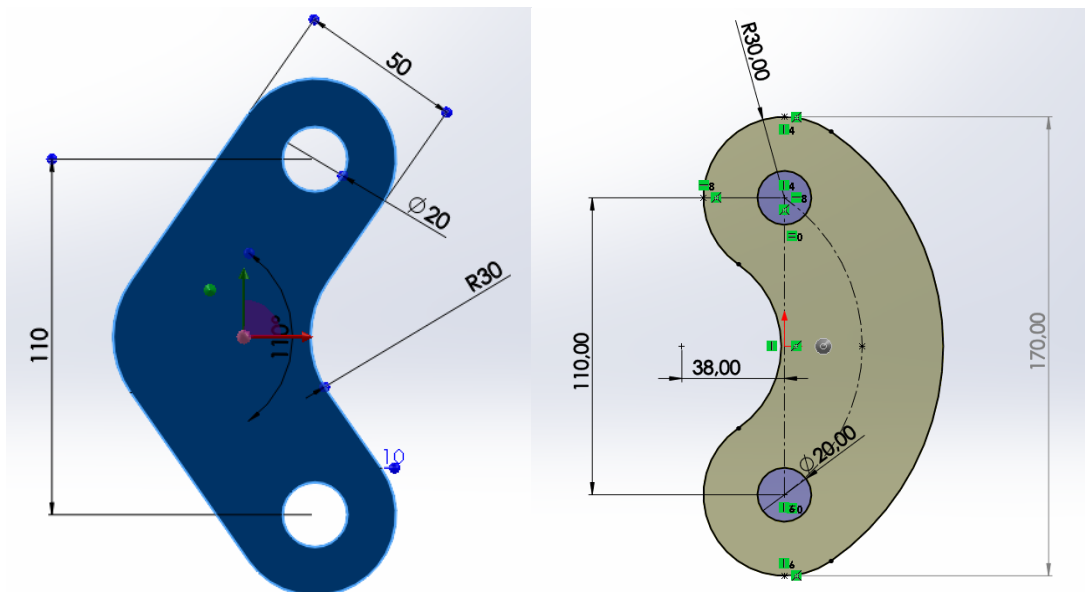
El procedimiento iterativo converge en 8 iteraciones para una variación relativa de la masa inferior a  $\alpha = 0,001$ . Se obtiene una masa de 635.91 g más de lo que se tenía al

principio 660.69 gramos lo que representa una disminución del 4% con respecto a la masa inicial.

La discretización de la concepción final se muestra en la Figura 74. El examen del campo de tensiones estimadas, mostrado en la Figura 73, revela una variación de 24,85 % en la tensión máxima admisible.

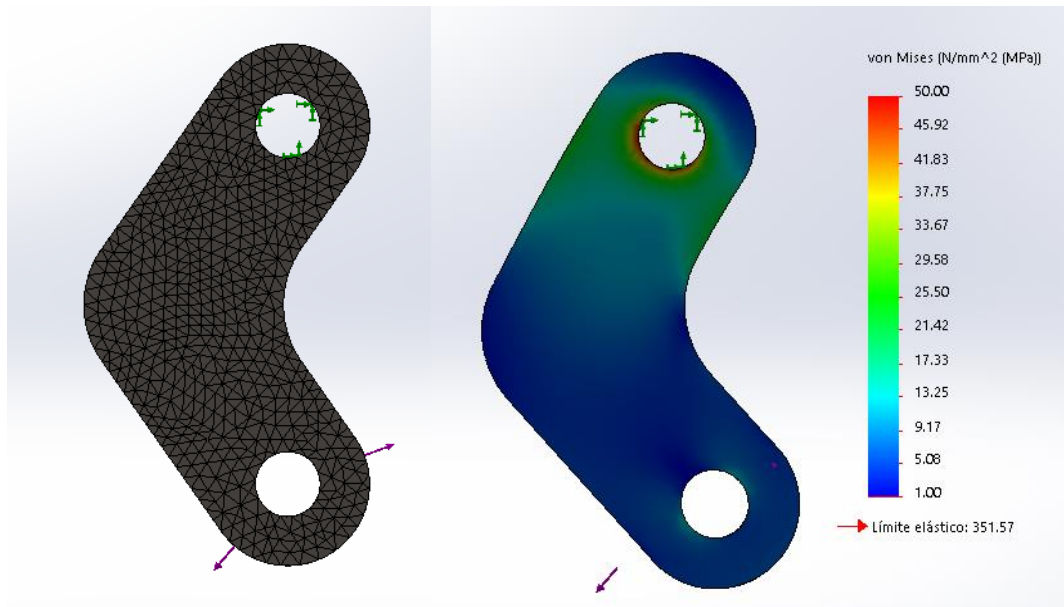
El cambio de modelo de acuerdo a los resultados del software y de modelos presentados para vehículos livianos 4x4 que se mostraron en la figura 69 son los mostrados en la figura 76 donde se tomó en cuenta las cotas máximas que pueden tomar estos elementos según la disponibilidad de espacio.

En el lado derecho se muestra la gemela con la primera variante, que se la llamará modelo 1 y en el lado izquierdo el modelo 2. La primera tiene una forma redondeada tipo C y la segunda muestra un ángulo de variación entre los dos ejes de la misma tipo boomerang.

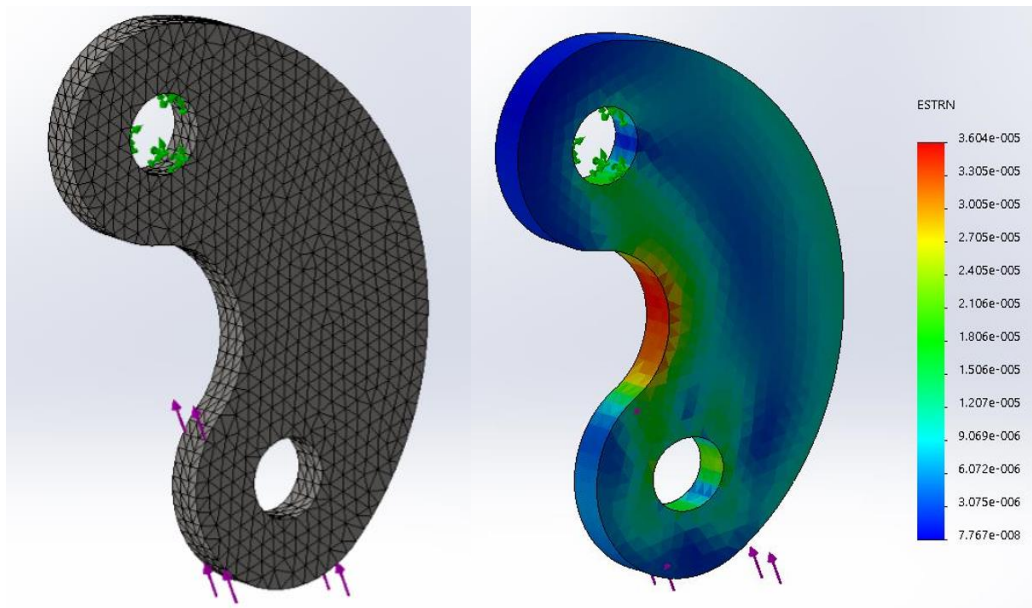


**Figura 76.** Variantes de la gemela

Con esta modificación y con un ángulo de  $110^\circ$  lo que se intenta es verificar si puede disipar las cargas y soportar sin deformarse a diferencia de la original. A continuación, se realiza un análisis estructural individual de la gemela con los mismos valores con los que se realizó en la original.



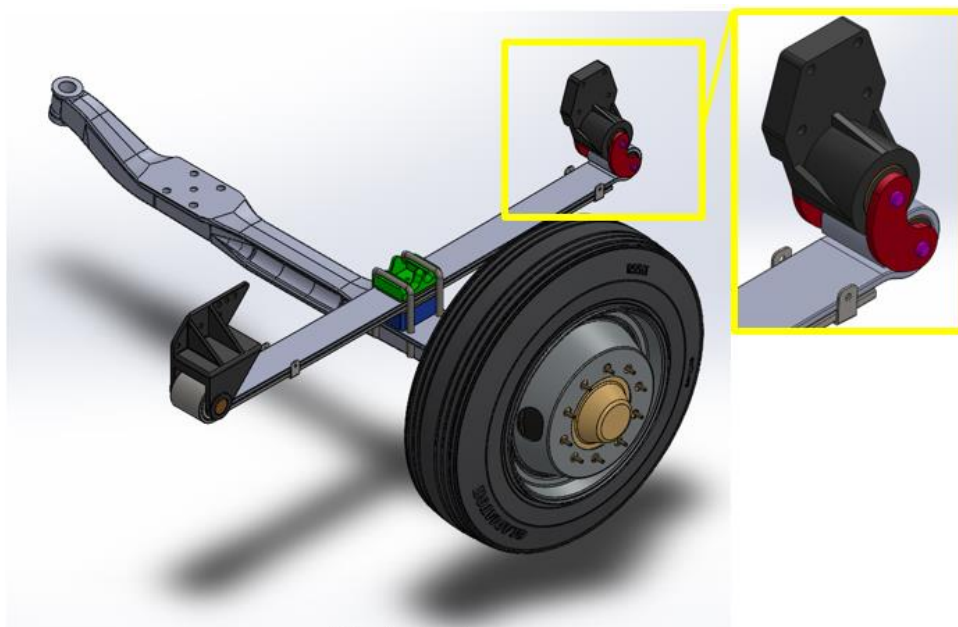
**Figura 77.** Mallado y tensiones en la gemela variada



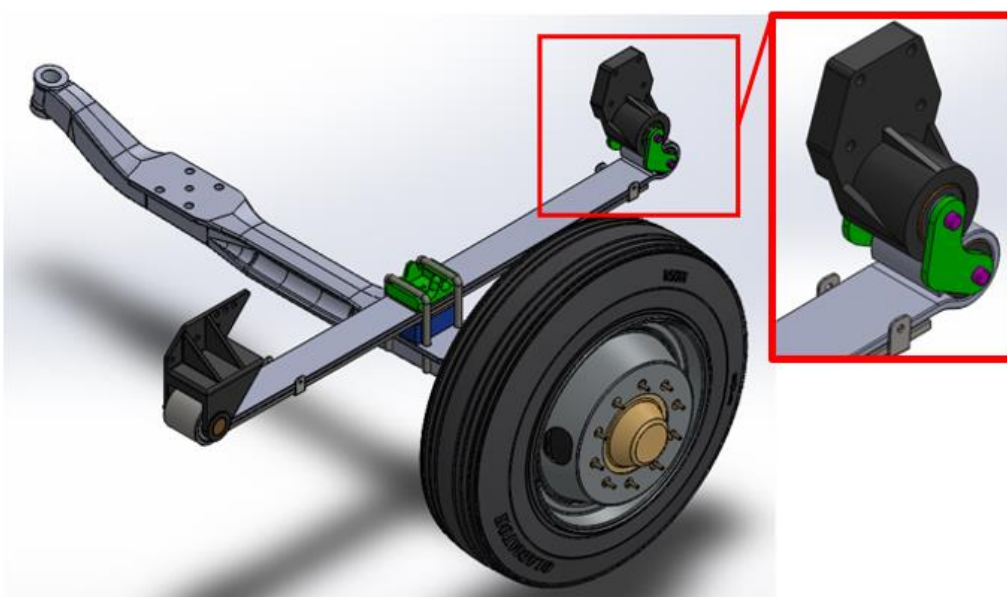
**Figura 78.** Mallado y tensiones en la gemela variada

Se obtiene un valor máximo del campo de tensiones estimadas de Von Mises igual a 52.47 N/mm<sup>2</sup>, siendo un 35 % menor que el valor admisible, lo que está dentro de lo esperado, puesto que el error relativo e indica que, aunque la hipótesis de disminución de cargas si se cumple y aun puede variar el ángulo de apertura. Se puede constatar que el peso de la estructura final en 0,635 kg.

Seguido de esto se tiene que validar el modelo antes de construirlo y móntalo en el vehículo. Se reemplaza en el conjunto como se muestra en la figura siguiente. Se debe indicar que nuevamente se realiza el análisis en el software con las condiciones de frontera iguales que al iniciar. En las siguientes imágenes se muestran los ensamblajes con los nuevos cambios de las gemelas con los cuales se van a realizar la experimentación similar a los del capítulo anterior.



Modelo 1

**Figura 79.** Gemela tipo C insertada en el ensamblaje

Modelo 2

**Figura 80.** Gemela tipo Boomerang insertada en el ensamblaje

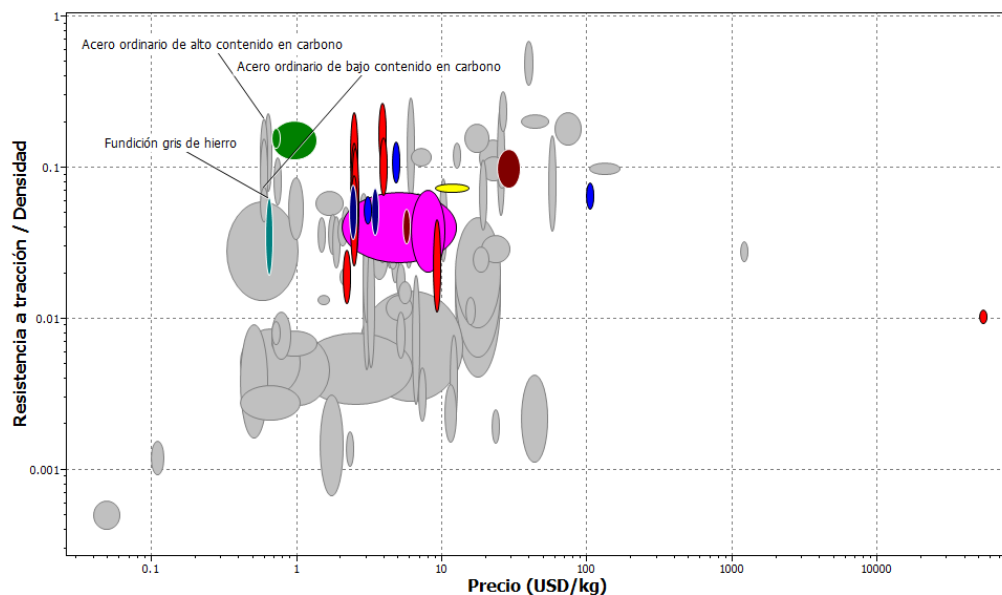
## 4.2 Selección del material

Ya validado el modelo lo que se procede es a la selección del material, de acuerdo a los datos obtenidos en las simulaciones de las cargas que produce el sistema de suspensión. Como el material estructural con el que se realizó el análisis es un SAE 1020 ahora se va a seleccionar el material con características similares y que exista en el mercado.

Para esto se realiza el análisis se toma en cuenta que la carga de tensión que está sometida la gemela, que requiere un índice del material  $M$

$$M = \frac{\sigma}{\rho} < 50 \text{ MPa}$$

Lo que indica es que la fuerza que produzca el esfuerzo podrá ser soportada con seguridad por la gemela, sin embargo, también hay que tomar en cuenta el precio del material a adquirir, es por esto que los ejes se conformaran como en la siguiente figura.



**Figura 81.** Materiales filtrados

Fuente: Ashby Plots



Aquí se muestra que la sección de metales (fundición de hierro, acero ordinario de bajo contenido de carbono y Acero ordinario de alto contenido de carbono) están dentro de los más aptos y de menor precio para construir la gemela; las especificaciones de los materiales se muestran a continuación

**Tabla 11.**  
*Acero de bajo contenido de carbono*

**Propiedades generales**

Densidad	7.8e3	-	7.9e3	kg/m <sup>3</sup>
Precio	* 0.56	-	0.61	USD/kg
Fecha de primer uso ("-" significa AC)	1610			

**Propiedades mecánicas**

Modulo de Young	200	-	215	GPa
Modulo a cortante	79	-	84	GPa
Módulo en volumen	158	-	175	GPa
Coefficiente de Poisson	0.285	-	0.295	
Límite elástico	250	-	395	MPa
Resistencia a tracción	345	-	580	MPa
Resistencia a compresión	250	-	395	MPa
Elongación	26	-	47	% strain
Dureza-Vickers	108	-	173	HV
Resistencia a fatiga para 10 <sup>7</sup> ciclos	* 203	-	293	MPa
Tenacidad a fractura	* 41	-	82	MPa.m <sup>0.5</sup>
Coefficiente de pérdida mecánica (tan delta)	* 8.9e-4	-	0.00142	

Fuente: (Ashby & Jones, 2008)

**Tabla 12.**  
*Acero de alto contenido de carbono*

**Propiedades generales**

Densidad	7.8e3	-	7.9e3	kg/m <sup>3</sup>
Precio	* 0.56	-	0.62	USD/kg
Fecha de primer uso ("-" significa AC)	1610			

**Propiedades mecánicas**

Modulo de Young	200	-	215	GPa
Modulo a cortante	77	-	84	GPa
Módulo en volumen	155	-	175	GPa
Coefficiente de Poisson	0.285	-	0.295	
Límite elástico	400	-	1.16e3	MPa
Resistencia a tracción	550	-	1.64e3	MPa
Resistencia a compresión	335	-	1.16e3	MPa
Elongación	7	-	30	% strain
Dureza-Vickers	160	-	650	HV
Resistencia a fatiga para 10 <sup>7</sup> ciclos	* 281	-	606	MPa
Tenacidad a fractura	27	-	92	MPa.m <sup>0.5</sup>
Coefficiente de pérdida mecánica (tan delta)	* 3e-4	-	9.8e-4	

Fuente: (Ashby & Jones, 2008)

**Tabla 13.**  
*Fundición gris*

**Propiedades generales**

Densidad	7.05e3	-	7.25e3	kg/m <sup>3</sup>
Precio	* 0.61	-	0.67	USD/kg
Fecha de primer uso ("-" significa AC)	-513			

**Propiedades mecánicas**

Modulo de Young	80	-	138	GPa
Modulo a cortante	31	-	57	GPa
Módulo en volumen	130	-	140	GPa
Coefficiente de Poisson	0.26	-	0.28	
Límite elástico	140	-	420	MPa
Resistencia a tracción	140	-	448	MPa
Resistencia a compresión	500	-	1.1e3	MPa
Elongación	0.17	-	0.7	% strain
Dureza-Vickers	90	-	310	HV
Resistencia a fatiga para 10 <sup>7</sup> ciclos	40	-	170	MPa
Tenacidad a fractura	10	-	24	MPa.m <sup>0.5</sup>
Coefficiente de pérdida mecánica (tan delta)	* 0.01	-	0.04	

Fuente: (Ashby & Jones, 2008)

Por sus características se selecciona el acero de alto contenido de carbono también conocido en el mercado como plancha de tol negro que poseen las siguientes características estructurales

**Tabla 14.**  
*Tabla de resistencia y rendimiento del acero*

Calidad Estructural

Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas				
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alarga- miento %	Doblado 180°	Norma Equivalente
ASTM A-588M Grado A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min		
ASTM A-283 Grado C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015
JIS G-3101 5541 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min		
A570-GR50	0,25	1,35 max	0,035 max	0,04 max				340 min	450 min 550 max	17 min	1-1/2e	

Fuente: (Dipac, 2018)

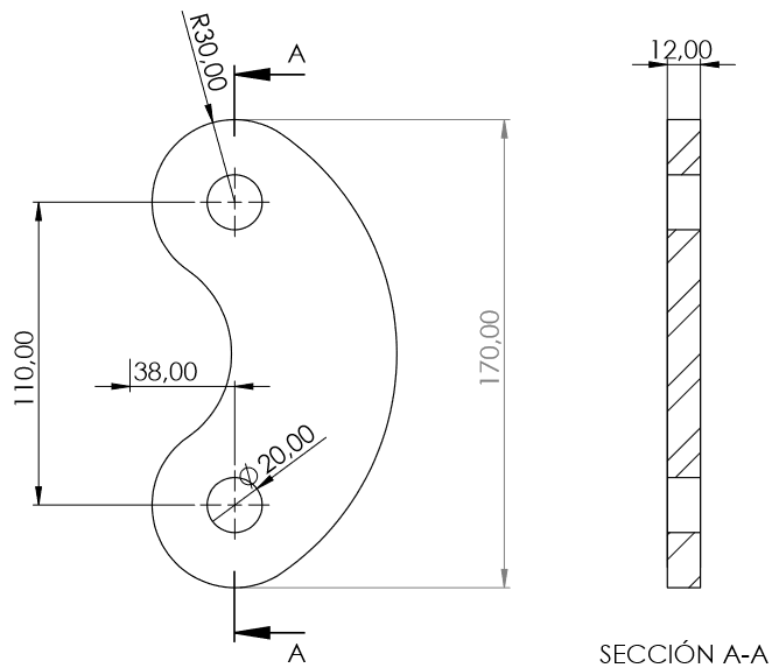
El material será el acero negro de 12 mm ya que no se vende la de 10 mm de

acuerdo a como se realizó el estudio, haciendo esto excelente para la construcción del elemento del sistema de suspensión que se va a reemplazar aumentando la resistencia de la pieza.

### 4.3 Construcción del elemento

Una vez que esta seleccionado el material para la construcción del elemento de suspensión y ya que está diseñado se procede con la construcción del elemento.

Para esto se empieza trasladando las medidas del elemento reemplazar según el diseño obtenido y poder fabricar las gemelas ya modificadas.



**Figura 82.** Cotas de la nueva gemela



**Figura 83.** Gemelas construidas

Para cortar este material y con esta forma por facilidad se utiliza suelda autógena, pero hay que tener mucho cuidado de tomar las mismas medidas principales de las originales. Al final se pulen y se eliminan filos cortantes y se pintan para que sean funcionales y fáciles de instalar además de evitar la corrosión ya que van a estar sometidos a varias condiciones físicas y climáticas.



**Figura 84.** Gemelas terminadas

#### 4.4 Verificación de medidas

Para la verificación de las medidas empezaremos viendo la diferencia que entre

las anteriores y las que hemos obtenido en esta ocasión estas serán las que verifique los resultados que vamos a obtener

Las gemelas que están originalmente en el sistema de suspensión son:

**Tabla 15.**

*Tabla de verificación de medidas de las gemelas*

	GEMELAS ORIGINALES	GEMELAS CONSTRUIDAS
<b>Ancho</b>	10 mm	12 mm
<b>Largo</b>	160 mm	160 mm
<b>Espacio entre huecos</b>	110 mm de centro a centro de los huecos	110 mm de centro a centro de los huecos
<b>Ancho de las gemelas</b>	60 mm	50 mm

#### 4.5 Instalación

Las gemelas son componentes del sistema de suspensión de ballestas y juegan un papel esencial para garantizar que la hoja de resorte opere correctamente los cambios de longitud. Se realiza la instalación de los elementos cambiados en el vehículo y se realiza las nuevas pruebas en la misma ruta para verificar el cambio en las vibraciones dentro de la cabina.



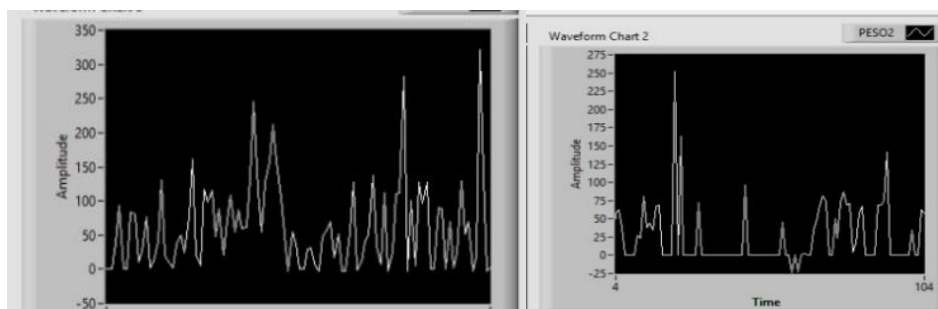
**Figura 85.** Instalación del elemento terminado

#### 4.6 Verificación de resultados de oscilaciones

Para la verificación de los datos que se han obtenido se procede realizar las pruebas para comprobar el funcionamiento correcto de los nuevos elementos y verificar que los demás sistemas mecánicos funcionen correctamente, para el efecto se realizó el viaje Quito Lago Agrio, con una carga igual de combustible en un vehículo de 10000 gls.

Ahora en el viaje realizado para este trabajo se ha obtenido los siguientes resultados.

Al igual que en el capítulo anterior se utilizará el software para recolectarlos datos tanto de los sensores de carga en el sistema de suspensión como del sensor de vibración que se encuentra en la cabina. Aquí están los resultados ya obtenidos y se puede ver que las oscilaciones se han reducido notablemente con las nuevas gemelas que se ha puesto esto es en el trayecto del camino.

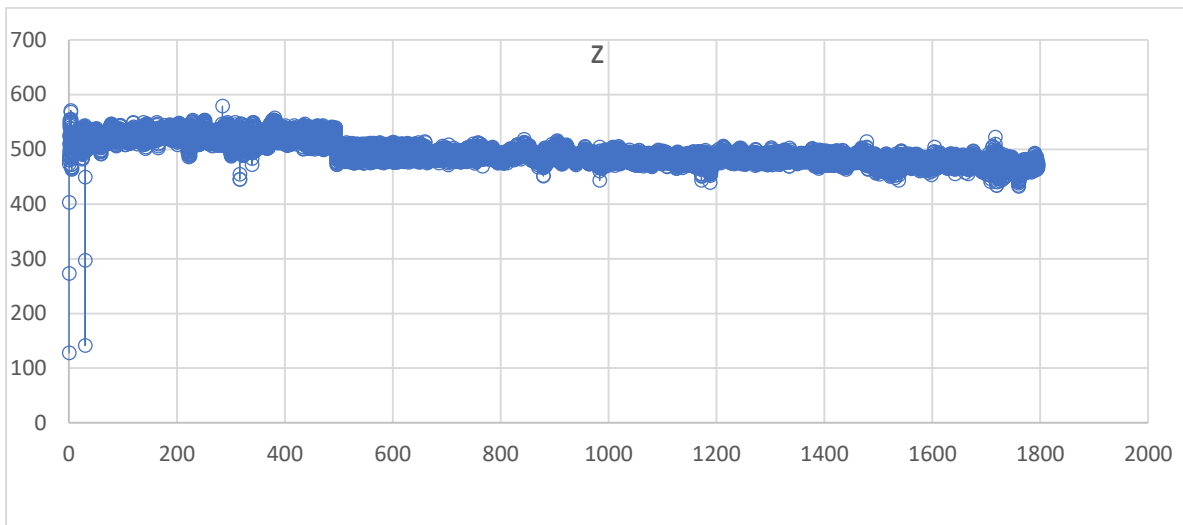


**Figura 86.** Datos obtenidos con las gemelas nuevas

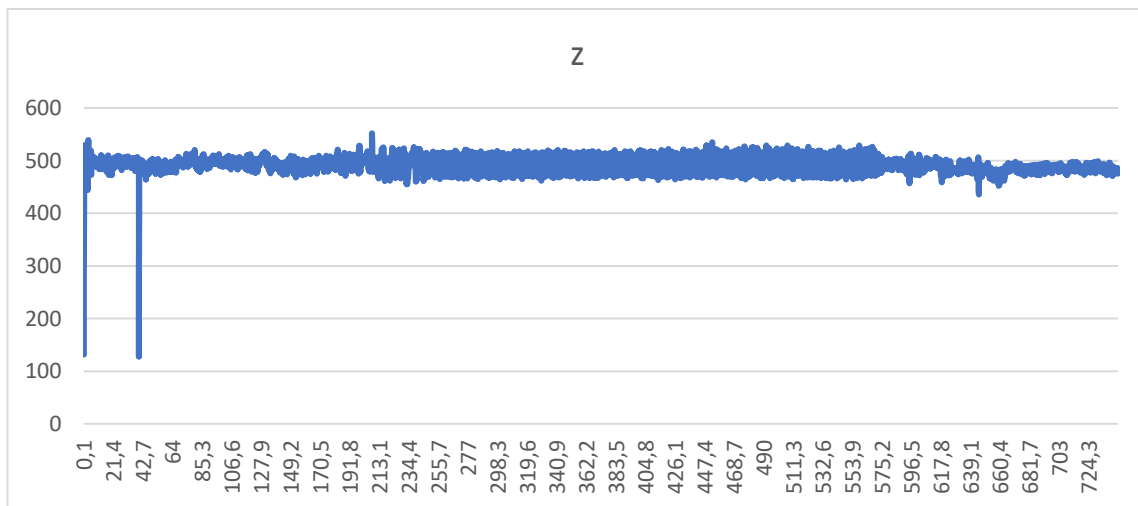
Como se observa en la gráfica las oscilaciones han reducido bastante en esta ocasión los niveles no alcanzan ni siquiera el rango de los 600kgf.

Lo cual esto demuestra que las gemelas que se han adaptado funcionan muy bien y realizan perfectamente su trabajo reduciendo vibraciones en el habitáculo del vehículo con lo cual se comprueba que si reduce la vibración adentro de la cabina de camión.

Muchos de los vehículos tienen este problema en especial los más antiguos, pero ahora sabemos que es posible reducir las vibraciones con tan solo reemplazar un elemento del sistema de suspensión.



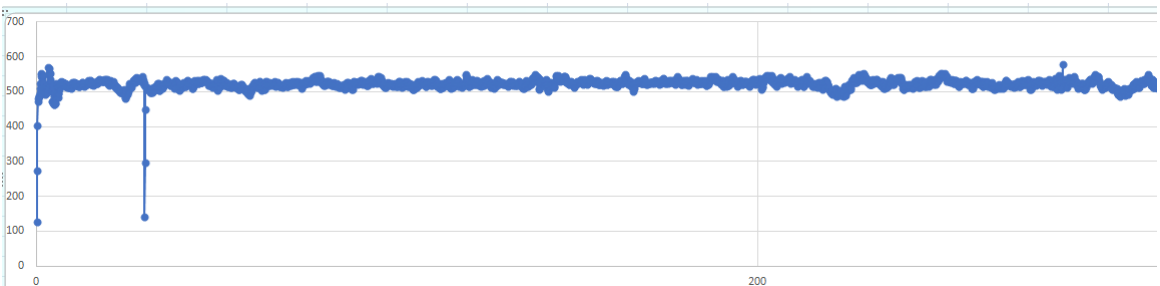
**Figura 87.** Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 1



**Figura 88.** Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 2

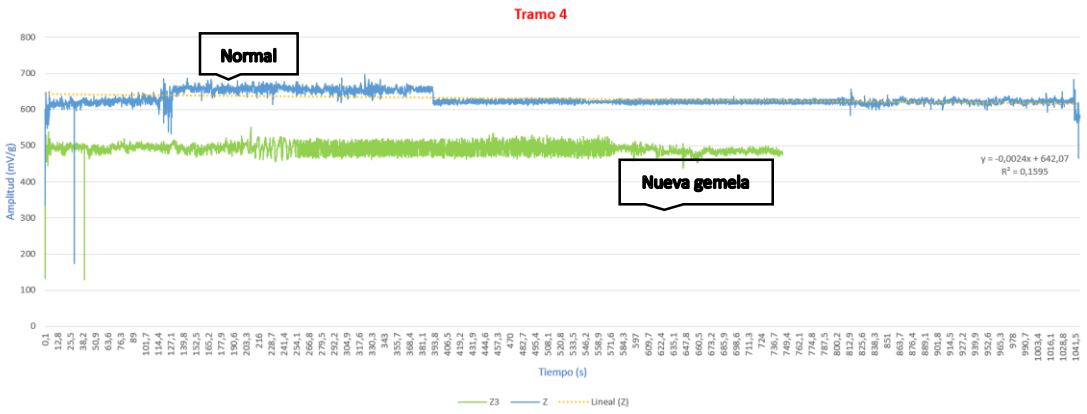
Con esto se confirmó que las vibraciones que afectan a los conductores de este tipo de vehículos se han reducido y que los sistemas mecánicos de la suspensión

funcionan correctamente.



**Figura 89.** Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 3

El tramo donde es más notorio el cambio es el tramo 4 entre Lago Agrio y Dureno como se puede observar en la figura 91 ya que con las mismas condiciones de transporte y manejo se obtiene una disminución de las vibraciones dentro de la cabina

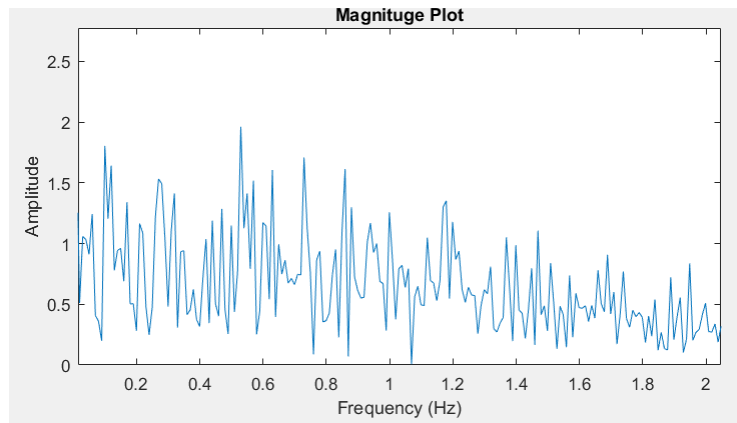


**Figura 90.** Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 4

**Resultados y Discusión**

Una vez culminado el proceso de solución y luego de haber obtenido las curvas de deformación de todas las variaciones realizadas se procede a analizar la influencia de los parámetros funcionales del resorte y del amortiguador en el comportamiento del sistema de suspensión y sus consecuencias tanto para la comodidad del conductor como para el desempeño del vehículo.





**Figura 91.** Vibraciones obtenidas con las gemelas nuevas tramo 4

Se realiza la instalación de los elementos cambiados en el vehículo y se realiza las nuevas pruebas en la misma ruta para verificar el cambio en las vibraciones dentro de la cabina.

## CAPÍTULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 Conclusiones

La metodología aplicada permite variantes en el modelo CAD del sistema de suspensión que pueden ser rápidamente ajustadas en el modelo CAE para evaluar distintos segmentos con rapidez.

La metodología utilizada en las simulaciones tipo vertical y horizontal, permite ser evaluadas de manera conjunta con el diseño de experimentos y una optimización en cualquier elemento de la suspensión para posteriormente analizar como componente.

La caracterización virtual de los componentes de suspensión permite una correcta aplicación de sus características estáticas y dinámicas en el modelo de sistema de vehículo permitiendo generar experimentos tanto de funcionamiento como de optimización, sin que sea estrictamente necesario realizarlos en campo.

La evaluación de componente gemela (shackle) teniendo en cuenta los parámetros definidos en la optimización del modelo horizontal permite tener un grado de confianza alto acerca del comportamiento de dicho elemento en su vida operativa.

El objetivo de durabilidad en la construcción de la gemela se establece con una frontera de diseño a medida que se va acercando a la constante de rigidez restringida de 250N/mm, debido a que, para la restricción planteada, la durabilidad es muy baja.

## 5.2 Recomendaciones

Se recomienda trabajar con tol negro en la realización de bases ya que van a estar sometidas a cargas sumamente altas cuando el vehículo se encuentra cargado.

Para trabajos a futuro se puede evaluar la repercusión que tiene la modificación en la fuerza de frenado.

Evaluar y reparar elementos de desgaste y que influyen en los experimentos tales como bocines, rótulas, amortiguadores y barra estabilizadora.

Para la construcción de las gemelas, realizar una plantilla metálica para la generación de gemelas iguales y que no afecten al funcionamiento del elemento.

Realizar un estudio de materiales compuestos para tratar de reducir masas tomando en cuenta los caminos de tercer orden de la Amazonía.

Para la realización de este producto en serie realizar oxicortes de acuerdo a los planos generados en este trabajo.

## Bibliografía

- Aficionados a la Mecánica. (2014). *Aficionados a la Mecánica*. Obtenido de <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>
- Alonso Pérez, J. M. (2008). *Técnicas del automóvil. Chasis*. Madrid: Paraninfo S.A.
- Alonso Pérez, J. M. (2010). *Técnicas del Automóvil, Electromecánica de vehículos*. Editorial Thompson.
- ANSYS. (2012). *ANSYS Trainig Manual, Dynamics introduction*.
- Ashby, M. F., & Jones, D. R. (2008). *Materiales para ingeniería 1, Introducción a las propiedades, las aplicaciones y el diseño*. Barcelona: Reveté.
- automecanico.com. (Agosto de 2017). *Automecánico*. Recuperado el 10 de 2017, de <http://automecanico.com/auto2042/Diagnostico-Direccion-022.html>
- Bathe, K. J. (2014). *Finite Element Procedures* (Vol. Second Edition). Prentice Hall.
- Blancarte, J. (27 de 08 de 2013). *autocosmos.com*. Obtenido de <http://especiales.autocosmos.com.ar/tecnologia/noticias/2013/08/27/cuales-son-las-suspensiones-mas-comunes>
- Dipac. (01 de Marzo de 2018). *Dipac*. Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/planchas-de-acero/planchas-acero-negro/planchas-laminadas-en-caliente>
- Domínguez, E. J., & Ferrer, J. (2010). *Circuitos de Fluidos. Suspensión y Dirección*. Macmillan.

Filippini, G. (2007). Estudio del Comportamiento Dinámico de los vehiculos.

fourwheeler network. (2011). 2011 GMC Sierra Chevy Silverado HD Trucks . *The biggest changes to the 2011 HD models are under the skin*. Obtenido de <http://www.fourwheeler.com/how-to/1006-4wdweb-2011-gmc-sierra-chevy-silverado-hd-trucks/photo-01.html>

Gil, O. C. (2002). Modelación, Identificación y Control de Suspensiones Automotrices de Diferente Estructura Cinemática-Edición Única. *ITESM*.

Gillespie, T. (2006). Fundamentals of Vehicle Dynamics. *Society of Automotive Engineers*.

Griffin, M. J. (2016). Vibraciones. *Enciclopedia de salud y seguridad en el trabajo*, 50.2. Obtenido de <http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/TextosOnline/EnciclopediaOIT/tomo2/50.pdf>

Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C., Ghita, G., & Giuclea, M. (2008). *Semi - Active suspension control*. London: Springer .

Guillespie, T. (1997). *Vehicle Dynamics*. Warren dale: SAE.

Heißing, B., & Ersoy, M. (2011). *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. Alemania: Ewald Schmitt.  
doi:10.1007/978-3-8348-9789-3

Jazar, R. N. (2014). *Vehicle Dynamics. Theory and Applications*. New York: Springer-Verlag.

Junta de Extremadura . (2012). *Ficha de prevención: Vibraciones Mecánicas*.

Karaytuğ, B. (2009). *Footprint Analysis of Radial Passenger Tire*. Institute of natural and applied science University of Çukurova, Departement of mechanical engineering, Adana.

Mantilla Nova, D. (2015). Diseño óptimo de resortes tipo ballesta para la suspensión de un vehículo comercial considerando las condiciones dinámicas. *Universidad Nacional de Colombia*.

Meera, F. (22 de 04 de 2012). *Suspension System Peugeot & Audi*. Obtenido de [http://uniklmsibetamanufacturing2012.blogspot.com/2012\\_04\\_01\\_archive.html](http://uniklmsibetamanufacturing2012.blogspot.com/2012_04_01_archive.html)

Miranda Valenzuela, J. (2014). *Product Design and Engineering*. Toluca, Mexico.

Moon, I.-D., Yoon, H.-S., & Oh, C.-Y. (Julio de 2006). A flexible multi-body dynamic model for analyzing the hysteretic characteristics and the dynamic stress of a taper leaf spring. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 1638–1645. doi:10.1007/BF02916267

Mula Vivero, I. (2009). *Estudio del comportamineto dinámico de un vehículo utilizando la herramienta simmechanics de Matlab*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.

Rocha Roa, A. E. (Agosto de 2013). Diseño y simulación de un sistema de control para una suspensión activa de un automóvil. 55. México DF, México: Universidad Autónoma Metropolitana.

Seguridad y salud en el Trabajo. (01 de 02 de 2015). *Seguridad y Salud en el trabajo*. Obtenido de [http://norma-ohsas18001.blogspot.com/2015\\_02\\_01\\_archive.html](http://norma-ohsas18001.blogspot.com/2015_02_01_archive.html)

Venu, Y., & Diwakar, G. (2013). Static and Modal Analysis of Leaf Spring with Eyes Using FEA Packages. *International Journal of Engineering Research and Development*, 71-77.