# UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingeniería

**Maestría en Diseño Mecánico**

**Mención Fabricación de Autopartes de Vehículos**

Diseño y construcción de soporte inferior del amortiguador para suspensión delantera independiente tipo Mcpherson

Luis Raúl Martínez Peñafiel

Nota del autor
Luis Raúl Martínez Peñafiel, Facultad de Ingeniería Arquitectura e Ingeniería,
Universidad Internacional SEK.
Director Dr. Edilberto Llanes Cedeño,
Codirector Ing. Juan Carlos Rocha M.Sc.
Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:
lmartinez.mdm@uisek.edu.ec

# DECLARACIÓN JURAMENTADA

Yo, Luis Raúl Martínez Peñafiel, con cédula de identidad 171524831-4, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado a calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

LUIS RAÚL MARTÍNEZ PEÑAFIEL

C.I.: 171524831-4

# ÍNDICE

**PORTADA** ..... 1

**DECLARACIÓN JURAMENTADA** ..... 2

ÍNDICE ..... 3

LISTA DE FIGURAS ..... 9

LISTA DE TABLAS ..... 13

LISTA DE ECUACIONES ..... 15

LISTA DE ANEXOS ..... 16

LISTA DE SÍMBOLOS Y NOMENCLATURA ..... 17

RESUMEN ..... 19

ABSTRACT ..... 20

INTRODUCCIÓN ..... 21

Antecedentes ..... 21

Planteamiento del Problema ..... 25

Justificación ..... 27

Trabajos Previos ..... 29

El sistema de suspensión generalidades. ..... 29

Función del sistema de suspensión. ..... 30

Componentes principales del sistema de suspensión. ..... 32

Elementos Elásticos ..... 32

Muelles helicoidales de suspensión. 32

Amortiguadores. 34

Suspensión *Macpherson* 36

Estudio de esfuerzos de suspensión. 40

Sistemas de suspensión con amortiguadores de cartucho. 46

Sistemas de suspensión ajustable. 49

Análisis de resistencia por elementos finitos en suspensiones. 51

Análisis Dinámico. 51

Análisis asistido por computador. 52

Calidad de la suspensión. 53

MÉTODO 56

Desarrollo 56

Tipo de Estudio. 56

Modalidad de Investigación. 56

Método Propuesto. 56

Diseño de la Geometría 58

Especificaciones Técnicas Vehículo Chevrolet Sail. 58

Geometría original suspensión delantera 60

Esquema del dispositivo de ajuste de altura 61

Determinación de Cargas 62

Validación dinámica 65

Selección de materiales y elementos 69

Selección de amortiguador ..... 69

Selección de Materiales ..... 71

Resistencia del roscado ..... 72

Selección de soporte principal ..... 74

Selección del roscado ..... 74

Dimensionado de soporte principal ..... 76

Selección de resorte. ..... 77

Modelado Tridimensional CAD. ..... 78

Fase de desarrollo inicial ..... 78

Modelado de Soporte Central ..... 79

Modelado de Amortiguador ..... 81

Modelado de Resorte ..... 82

Modelado de Tuerca de Retención ..... 83

Modelado de Contratuerca de Soporte ..... 84

Modelado de tope inferior ..... 85

Modelado de Tuerca de Retención de Amortiguador ..... 85

Modelado de Placas de Soporte ..... 86

Ensamble del conjunto ..... 87

Análisis computacional dinámico transitorio. ..... 89

Selección de solucionador. ..... 90

Selección de mallado. ..... 91

Condiciones de frontera. ..... 92

Procedimiento de análisis. 92

Activación del módulo de análisis transitorio. 92

Asignación de materiales. 95

Mallado del modelo 96

Asignación de restricciones 98

Asignación de cargas dinámicas 98

Resolución y generación de resultados 99

Población y Muestra 99

Selección de Instrumentos de investigación 101

Validez y confiabilidad de los instrumentos de medición. 101

Materiales y Equipos 102

Acelerómetro de tres ejes 103

Interfaz de comunicación serial 104

Banco de análisis de suspensiones homologado 105

Diseño e Implementación 105

Manipulaciones experimentales 106

RESULTADOS 109

Presentación y análisis de resultados 109

Cargas del sistema. 109

Tensiones resultantes dinámicas 111

Simulación Análisis dinámico transitorio 113

Modelado para el análisis 114

Mallado del componente y calidad del elemento ..... 114
Incorporación de cargas y restricciones ..... 116
Obtención de resultados análisis de elementos finitos ..... 117
Resultados de análisis ACERO AISI 4340 ..... 118
Resultados de análisis ALUMINIO 6061 ..... 120
Valoración de los resultados de análisis de simulación ..... 121
Comparación con el modelo matemático aplicado ..... 123
Prototipo ..... 124
Proceso de fabricación ..... 125
Parámetros de corte ..... 126
Selección de Herramientas ..... 126
Operaciones ..... 126
Ensamble ..... 129
Montaje ..... 130
Metrología ..... 131
Validación del Sensor ..... 133
Medición de aceleración ..... 135
Calidad de la suspensión ..... 136
Tratamientos de medición experimental ..... 137
Evaluación de cumplimiento normativa RTV - DMQ ..... 141
ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS ..... 143
Discusión de resultados ..... 143

Aplicación de resultados ..... 149

CONCLUSIONES ..... 151

RECOMENDACIONES ..... 154

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS ..... 155

**ANEXOS** ..... 161

## LISTA DE FIGURAS

*Figura 1***.** Sistema de suspensión ajustable patentado ..... 24

*Figura 2.* Sistema Coilover patentado ..... 25

*Figura 3.* Suspensión independiente tipo Macpherson ..... 38

*Figura 4.* Esquema suspensión independiente tipo MacPherson ..... 39

*Figura 5.* Modelo simplificado de suspensión ..... 41

*Figura 6.* Modelo simplificado de suspensión ..... 42

*Figura 7.* Modelo simplificado de suspensión ..... 43

*Figura 8.* Esfuerzos ejecutados en la suspensión ..... 44

*Figura* 9. Análisis módulo de amortiguador ..... 47

*Figura 10. M*ódulo de amortiguador ..... 47

*Figura 11.* Aplicación de amortiguador de cartucho ..... 48

*Figura 12.* Inserto de amortiguador en suspensión Macpherson ..... 49

*Figura 13.* Sistema de ajuste de altura mediante espaciadores ..... 50

*Figura 14.* Sistema de ajuste mediante el uso de eje roscado ..... 51

*Figura 15.* Diagrama de flujo del método propuesto ..... 57

*Figura 16.* Esquema geometría original Chevrolet Sail 2012 ..... 61

*Figura 17*. Esquema del sistema de ajuste de altura ..... 62

*Figura 18*. Esquema de análisis de fuerzas para resortes con eje de acción desfasado del eje del amortiguador ..... 62

*Figura 19*. Distribución de Fuerzas sistema Macpherson ..... 63

*Figura 20*. Gráfica de aceleración vs tiempo a 30 km/h ..... 66

*Figura 21*. Carga pico y carga estándar de los muelles neumáticos a 60 km/h. ..... 67

*Figura 22*. Transferencia de carga versus tiempo. ..... 68

*Figura 23.* Amortiguador de cartucho ..... 69

*Figura 24.* Resorte 600.250.0150 ..... 77

*Figura 25*. Modelado de soporte central Siemens NX10 ..... 78

*Figura 26.* Detalle de soporte ..... 80

*Figura 27*. Detalle superior e inferior de soporte central ..... 81

*Figura 28*. Modelado amortiguador de cartucho ..... 82

Figura 29. Resorte helicoidal modelado 600.250.0150 ..... 83

*Figura 30.* Modelado tuerca de retención ..... 84

*Figura 31*. Contratuerca de soporte ..... 84

*Figura 32.* Vista tope inferior ..... 85

*Figura 33.* Tuerca de retención de amortiguador ..... 86

*Figura 34.* Vistas placa de sujeción ..... 87

*Figura 35*. Restricciones de ensamble ..... 88

*Figura 36.* Ensamble del conjunto de soporte ..... 89

*Figura 37.* Activación Módulo NX Nastran ..... 93

*Figura 38.* Selección SOL 109 Respuesta transitoria directa ..... 94

*Figura 39*. Configuración SOL 109 Respuesta transitoria directa ..... 94

*Figura 40.* Detalle panel de configuración Gestor de objetos de modelado ..... 95

*Figura 41*. Asignación de materiales ..... 96

*Figura 42.* Mallado del componente de suspensión ..... 97

*Figura 43.* Resultados herramienta calidad del elemento ..... 97

*Figura 44.* Ingreso de cargas dinámicas ..... 98

*Figura 45.* Visualización de resultados software de diseño CAD/CAE ..... 99

*Figura 46.* Fichas de trabajo para registro de valores y operación de valores ..... 101

*Figura 47*. Acelerómetro tres ejes módulo GY-521 ..... 104

*Figura 48*. Módulo arduino uno ..... 104

*Figura 49.* Banco de suspensiones MSD3000 Euro ..... 105

*Figura 50*. Cargas dinámicas aplicadas sobre el soporte del amortiguador ..... 110

*Figura 51*. Fuerza lateral $F_{dl}$ sección superior soporte ..... 111

*Figura 52.* Fuerza lateral $F_{du}$ sección media soporte ..... 111

*Figura 53*. Cargas aplicadas al soporte ..... 112

*Figura 54*. Diagrama de Fuerzas cortantes y momentos flectores. ..... 112

*Figura 55*. Diseño del soporte tridimensional para análisis computacional ..... 114

*Figura 56.* Aplicación carga $F_k$ en programa NX ..... 116

*Figura 57.* Aplicación carga $F_{du}$ en programa NX. ..... 116

*Figura 58*. Aplicación carga $F_{dl}$ en programa NX ..... 117

*Figura 59*. Restricción fija del soporte programa NX. ..... 117

*Figura 60.* Resultados de desplazamiento nodal, incremento 10 - 9.000 segundos programa NX ..... 119

*Figura 61*. Resultados Incremento 2 - 1.000 segundos programa NX. ..... 119

*Figura 62.* Resultados de esfuerzos y desplazamiento nodal, incremento 10 - 9.000 segundos para aluminio 6061 programa NX ..... 121

*Figura 63.* Resultados de esfuerzos Von Mises por nodo, incremento 10 - 9.000 segundos para acero AISI 4340 NX. ..... 123

*Figura 64*. Ensamble del conjunto de soporte a) con resorte original y b) con resorte *coilover* ..... 124

*Figura 65*. Plano de ensamble del conjunto de soporte ..... 125

*Figura 66*. Vista de elementos mecanizados ..... 127

*Figura 67*. Diseño de placas para corte software Autodesk AutoCAD 2016 ..... 128

*Figura 68.* Corte de placas mediante plasma CNC ..... 128

*Figura 69.* Placas para sujeción del soporte central y elementos accesorios ..... 129

*Figura 70*. Soporte de suspensión ensamblado ..... 130

*Figura 71*. Conjunto de suspensión Chevrolet SAIL ..... 130

*Figura 72*. Soporte de suspensión ensamblado ..... 131

*Figura 73*. Circuito eléctrico de conexión ..... 132

*Figura 74*. Interfaz de medición y arranque de programa ..... 133

*Figura 75*. Ubicación del sensor ..... 133

*Figura 76*. Ejecución de prueba de validación ..... 134

*Figura 77*. Resultados de aplicación transformada rápida de Fourier FFT ..... 135

*Figura 78*. Variaciones experimentales ..... 137

*Figura 79*. Gráfico caja y bigotes obtenido del programa computacional STATGRAPHICS Centurion ..... 140

*Figura 80*. Cálculo vibración combinada ..... 141

*Figura 81*. Análisis de suspensión Chevrolet Sail original ..... 141

*Figura 82*. Análisis de suspensión Chevrolet Sail suspensión ajustable ..... 142

*Figura 83*. Gráfico resultados aceleración en el soporte de suspensión ..... 143

*Figura 84*. Gráfico comparativo carga vertical soporte de suspensión ..... 144

*Figura 85*. Margen de seguridad ..... 146

*Figura 86*. Gráfico frecuencias máximas ..... 147

*Figura 87*. Gráfico resultados análisis suspensiones ..... 148

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. *Factores de cargas dinámicas* ..... 45

Tabla 2. *Especificaciones técnicas Chevrolet Sail segunda* generación ..... 59

Tabla 3. *Dimensiones Vehículo Chevrolet Sai lsegunda generación* ..... 59

Tabla 4. *Pesos Chevrolet Sail por eje* ..... 60

Tabla 5. *Comparación de materiales para elaboración del soporte central* ..... 70

Tabla 6. *Comparación de características materiales* ..... 72

Tabla 7. *Respuesta modal versus respuesta directa NX Nastran* ..... 90

Tabla 8. *Manipulaciones experimentales* ..... 107

Tabla 9. *Tratamientos de evaluación experimental* ..... 108

Tabla 10. *Parámetros de trabajo suspensión* ..... 109

Tabla 11. *Tabla de valores cargas dinámicas* ..... 110

Tabla 12. *Tabla de resultados calidad del elemento* ..... 115

Tabla 13. *Tabla de resultados, análisis dinámico soporte ACERO AISI 4340* ..... 118

Tabla 14. *Tabla de resultados, análisis dinámico soporte ALUMINIO 6061* ..... 120

Tabla 15. *Tabla de operaciones de mecanizado para la fabricación del soporte* ..... 127

Tabla 16. *Tratamientos de evaluación experimental* ..... 138

Tabla 17. *Tratamientos de evaluación experimental (Promedios)* ..... 138

Tabla 18. *Pruebas de múltiples rangos* ..... 139

Tabla 19. *Contraste entre grupos de tratamientos* ..... 139

Tabla 20. *Comparación de datos experimentales con factores de carga de Happian y Smith.* ..... 144

Tabla 21. A*nálisis comparativo resultados ACERO AISI 4340 Aluminio 6061* ..... 145

Tabla 22. *Tratamientos de evaluación experimental (Promedios)* ..... 147

Tabla 23. *Comparación aceleración combinada* ..... 148

Tabla 24. *Comparación resultados análisis de suspensiones* ..... 149

## LISTA DE ECUACIONES

Ecuación 1**.** *Constante de rigidez* ..... 33

Ecuación 2. *Número de espiras del resorte* ..... 33

Ecuación 3. *Módulo de Rigidez* ..... 33

Ecuación 4. *Energía almacenada por el muelle* ..... 34

Ecuación 5. *Fuerza sobre el soporte* ..... 64

Ecuación 6. *Cálculo reacción fuerza k* ..... 64

Ecuación 7. *Fuerza resultante lateral Fdl* ..... 65

Ecuación 8. *Fuerza resultante lateral Fdu* ..... 65

Ecuación 9. *Área de esfuerzo a tracción* ..... 73

Ecuación 10. *Diámetro interior rosca estándar ISO* ..... 75

Ecuación 11. *Resistencia a la atracción* ..... 75

Ecuación 12. *Cizallamiento de la rosca* ..... 76

Ecuación 13. *Aplastamiento de la rosca* ..... 76

Ecuación 14. *Número de muestras mínimas en experimentación* por réplica ..... 100

Ecuación 15. *Tensión efectiva de Von Mises alternante* ..... 112

Ecuación 16. *Tensión normal por momentos flectores en tubería* ..... 113

Ecuación 17. *Tensión normal por esfuerzos axiales* ..... 113

Ecuación 16. *Tensión normal por momentos flectores en tubería* ..... 113

**LISTA DE ANEXOS**

Anexo A. *Valores de Z alpha para diferentes niveles de confianza* ..... 162

Anexo B. *Valores de Z beta para diferentes niveles de poder estadístico* ..... 162

Anexo C. *Plano geometría original vehículo Chevrolet Sail* ..... 163

Anexo D. *Ficha Hoja de cálculos soporte de suspensión* ..... 165

Anexo E *Resultados de análisis de calidad del elemento.* ..... 166

Anexo F. Resultado análisis dinámico transitorio 0.00s hasta 3.00 ..... 168

Anexo G. *Resultado análisis dinámico transitorio 0.00s hasta 3.00* ..... 169

Anexo H. *Resultado análisis dinámico transitorio 4.00s hasta 7.00* ..... 170

Anexo I. *Resultado análisis dinámico transitorio11.00s hasta 12.00s* ..... 171

Anexo J. *Programación de comunicación serial.* ..... 172

Anexo K. *Plano general ensamble soporte ajustable con resorte coilover* ..... 173

Anexo L. *Plano general ensamble soporte ajustable con resorte original* ..... 175

Anexo M. *Resultados de medición banco homologado de suspensiones* ..... 177

Anexo N. *Resultados de medición de aceleración en ruta.* ..... 182

Anexo O. *Planos elementos constitutivos soporte de suspensión ajustable* ..... 183

Anexo P. *Plano conexión eléctrica acelerómetro* ..... 194

Anexo Q. *Imágenes soporte de suspensión Macpherson fabricado* ..... 196

## LISTA DE SÍMBOLOS Y NOMENCLATURA

| | |
|---|---|
| AAP | *Average Absorbed Power*, Potencia promedio absorbida. |
| ADAMS | *Automatic dynamic analysis of mechanical systems*, Análisis dinámico automático de sistemas mecánicos. |
| ANOVA | *Analisys of variace* - En estadística análisis de varianza, modelo estadístico para verificar la homogeneidad de los valores de muestras. |
| CAD | *Computer aided design* – Diseño asistido por computador. |
| CAE | *Computer aided engineering* – Ingeniería asistida por computador. |
| CAM | *Computer aided manufacturing* – Manufactura asistida por computador. |
| COILOVER | Abreviatura del inglés para "*Coil spring over shock*" que se traduce como resorte en amortiguador. |
| DMQ | Distrito Metropolitano de Quito. |
| FFT | *Fast Fourier Transform*, - Transformada rápida de Fourier, método numérico utilizado para análisis de espectros. |
| GMAW | *Gas Metal Arc Welding*, soldadura a gas y arco metálico |
| HSE | *Healt and safety ejecutive*, Salud y seguridad ejecutiva, Empresa de análisis de riesgos laborales. |
| ISO | *International Organization for Standarization*, Organización Internacional para la Estandarización. |
| JIG´S | Herramienta personalizada para controlar la localización, posicionamiento, movimiento de partes para la ubicación y fijación permanente en procesos de manufactura. |
| LSD | *Least significant difference test*, Prueba estadística de comparaciones múltiples basado en diferencias mínimas significativas. |

| | |
|---|---|
| MDMQ | Municipio del Distrito Metropolitano de Quito. |
| MACPHERSON | Tipo de suspensión independiente que toma el nombre de su desarrollador ing. Earle S. Macpherson. |
| MIG / MAG | *Metal Inert Gas / Metal Active Gas,* Método de soldadura que utiliza gas para la protección del arco eléctrico mediante el uso de $CO_2$ y Argón respectivamente o con una mezcla de ellos. |
| PC | *Personal Computer,* Computador personal |
| RTV | Revisión Técnica Vehicular, enfocada a la inspección de vehículos. |
| USB | *Universal Serial Bus*, Conexión serial universal aplacada para transmisión de datos digital en sistemas computacionales. |
| VSS | *Vehicle Speed Sensor*, Sensor de velocidad del vehículo. |
| WBV | *Whole-Body Vibration,* Vibración combinada en el cuerpo, aceleración resultante de la aplicación de fuerzas de aceleración de tres ejes sobre el cuerpo humano. |

## RESUMEN

Hoy en día adaptar un vehículo a necesidades específicas es una tarea común, la variación de la altura de la carrocería es un parámetro que influye desde la estética hasta en la funcionalidad del vehículo por lo que hace que esta modificación sea muy requerida, en muchos casos está es realizada de manera empírica lo que afecta negativamente al desempeño del sistema de suspensión, del sistema de dirección y que incluso puede afectar la seguridad de los ocupantes. Esto motiva el desarrollo de un elemento de suspensión que ayude a variar la altura del vehículo sin afectar la seguridad y el desempeño del vehículo para sistemas de suspensión del tipo Macpherson.

La obtención de partes automotrices requiere de un proceso, que en algunos casos puede llegar a ser de gran complejidad, más aún si se trata de la fabricación de elementos que intervienen en sistemas vitales para el vehículo, es por esto que el presente estudio aborda los pasos que deben ejecutarse para obtener el producto final desde la obtención del diseño que garantice la funcionalidad requerida, hasta la verificación de desempeño del producto final.

El presente trabajo de investigación muestra el proceso de obtención del producto final desde la determinación del modelo para establecer las cargas dinámicas que intervienen en el soporte de suspensión, presenta los pasos de verificación de resistencia del dispositivo mediante análisis transitorio dinámico computacional, el diseño del prototipo final funcional y su verificación mediante en el desarrollo del equipo de medición de aceleración que permite obtener de forma digital a través de un computador e interfaz Arduino el desempeño funcional del prototipo aplicando el método de análisis de espectros mediante la transformada rápida de Fourier, validando por este medio la aplicación de cargas y la calidad de la suspensión.

## ABSTRACT

Nowadays adapt a vehicle to specific needs is a common task, the variation of ride height is a parameter that influences from the aesthetic aspects to the performance of the vehicle, so change ride height is very required, in many cases is executed as an empirical manner, bad works affects negatively the suspension system, steering system and may even affect the occupant's safety. Therefore, is designed a part that change ride height which non-affect safety and vehicle performance of McPherson suspension type.

Automotive parts require a very complex development process, so it involves the manufacture of vital vehicle systems elements, this document presents the stages of global process design that must be executed to obtain the final product that guarantees good functionality, that consists in performance validation of final product.

This work shows the initial process that includes the model load determination to assign dynamic loads applied on suspension support, also shows steps to execute transient dynamic computational analysis, including the prototype functional develop and its verification based on acceleration measurement equipment that allows digitally data computer analysis by an Arduino interface, functional performance prototype is determined by applying spectrum analysis using fast Fourier transform, validating applied loads and suspension quality.

# INTRODUCCIÓN

## Antecedentes

Una de las características principales en el Ecuador es que se encuentra en una zona montañosa, lo que ha generado varias dificultades en la construcción de carreteras, en el país se disponen de carreteras de primer orden solamente en las avenidas principales de las ciudades y en las vías de conexión interprovincial. (Ministerio de Transporte y Obras Públicas MTOP, 2016)

Aún con las mejoras actuales en las vías interprovinciales hay ciertas rutas que ocasionan problemas de accesibilidad, lo que ocasiona que un gran porcentaje de los vehículos comercializados no puedan circular de forma normal en estos caminos, ocasionando golpes de la carrocería del vehículo.

Adicionalmente, una de las tendencias en el campo automotor en la actualidad es la personalización de vehículos, en donde, las técnicas para mejorar la estética del vehículo es la modificación de la postura, que consiste básicamente en reducir la altura de la carrocería del vehículo con respecto a la calzada.

Por los antecedentes mencionados los propietarios de vehículos adaptan su vehículo a sus necesidades específicas, y ejecutan trabajos para variar la altura de la suspensión.

Esta modificación muchas veces no se la realiza de forma técnica simplemente con la inclusión de alzas de caucho para incrementar la altura o mediante la realización de recortes de los resortes del sistema de suspensión para disminuir el despegue al piso.

Una de las formas correctas de variar la altura de la suspensión consiste en implementar, ya sean resortes de suspensión acorde a la altura deseada; otra solución es la implementación de elementos de suspensión ajustables como es el caso de *coilovers*.

Estos dispositivos incorporan al amortiguador un resorte y un elemento mediante tornillo para poder ajustar el trabajo de la suspensión. Con lo que se puede dar una calibración correcta a la altura del vehículo sin afectar la seguridad en el mismo (Autos y más, 2016).

Una de las complicaciones del uso de dispositivos *coilovers* es el precio de adquisición porque los dispositivos requieren la incorporación del amortiguador, resortes y elementos de anclaje que llevan prácticamente al reemplazo total de la suspensión del vehículo especialmente al ser aplicados en los sistemas de suspensión de tipo *Macpherson*.

Por lo que la modificación de altura para un automóvil en el país requiere de una inversión sumamente alta, lo que a la fecha demanda un valor no menor de 2 000 dólares para la modificación de la suspensión delantera y sin mencionar que *coilovers* ensamblados para la venta en el país son todos importados y no existen los modelos específicos para un gran porcentaje de vehículos comercializados en el país.

Es por este motivo que se aplican soluciones que incurren en modificaciones que atentan a la seguridad del vehículo: recortar resortes, prensar resortes con cables de acero, incorporar cauchos para incrementar altura, etc. Con lo que en el presente proyecto de investigación se plantea la construcción del soporte del amortiguador que también retiene el resorte de suspensión para el sistema *Macpherson* de vehículos comerciales en el Ecuador como es el caso del vehículo Chevrolet *Sail*.

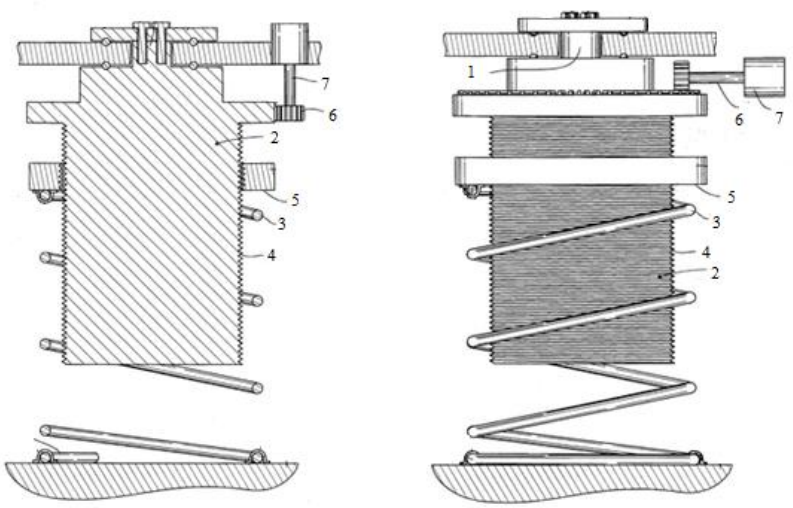
Existen varias investigaciones con relación al análisis de los sistemas de suspensión en los que se incorporan modelos matemáticos y modelos computacionales para evaluar su desempeño, como ejemplo se incluye la investigación desarrollada por Ning, Zao, y Jishen. (2010), estudio que desarrolla el análisis dinámico de una suspensión automotriz que basa la ejecución del análisis asistido por computador mediante el uso del programa ADAMS car cuyos resultados son aplicados para generar un programa de interfaz que sirve para la

optimización de la suspensión, el módulo desarrollado es usado para evaluar dos tipos de vehículos que usan una plataforma de chasis en donde el uso de la simulación completa en conjunto con la determinación de las frecuencias en el eje delantero y posterior permiten concluir que las suspensiones reúnen los requerimientos de confort.

Así también existen publicaciones científicas que desarrollan nuevos modelos y simulación de la suspensión *Macpherson* para aplicaciones de control, estudio desarrollado por Fallah, Bath y Xie (2007) donde se obtienen frecuencias de respuesta de la suspensión que son comparados con los datos obtenidos con el uso de modelos matemáticos tradicionales, lineales y no lineales.

Otras líneas de investigación relacionadas con la suspensión de vehículos ejecutan análisis de fatiga de los materiales para suspensiones en vehículos eléctricos, en donde, se realizan validaciones de la suspensión de tipo mesas para determinar la durabilidad de la suspensión de un vehículo al que se le incorpora un motor eléctrico, determinándose una predicción de durabilidad de 208 800 millas (Kulkarni, Abbas, & Sagheer, 2016).

Con respecto al desarrollo de suspensiones ajustables y *coilovers* se registran patentes en las que se implementan elementos a la suspensión para conseguir el ajuste de altura, las patentes existentes presentan muchas variaciones de diseño, como ejemplo de esto en la figura1 se muestra un diseño de suspensión ajustable en donde, se aplica un roscado en el soporte superior de la suspensión, cuyo sistema es usado para suspensiones basadas en mesas de suspensión, adicionalmente incorpora un actuador de ajuste de altura.




***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| 1 | Soporte superior de suspensión |
| 2 | Dispositivo de ajuste de altura |
| 3 | Resorte de suspensión |
| 4 | Roscado de ajuste de altura |
| 5 | Tuerca de tope resorte de suspensión |
| 6 | Eje de accionamiento |
| 7 | Actuador eléctrico de ajuste de altura |

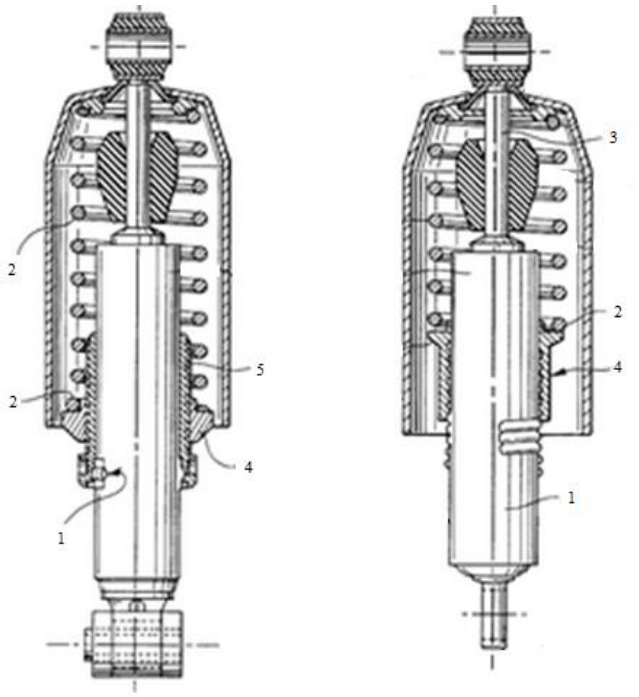
*Figura 1.* Sistema de suspensión ajustable patentado *(Ericson, 1996)*

Así también, se encuentran otros diseños de sistemas de suspensión ajustables ubicados en el mismo amortiguador como se muestra en la figura 2, diseño que incorpora un mecanismo de ajuste de altura en la carcasa de aluminio del mismo amortiguador, adicionalmente el sistema incluye un resorte precargado por lo que el roscado de ajuste no solo permite el cambio de altura, sino que también permite un ajuste de la precarga del resorte.

Lo que hace que la invención presentada sea una solución de ajuste rápido y de bajo costo para adecuar el comportamiento y altura del vehículo.

El *coilover* presentado de esta forma incluye un reservorio dispuesto de forma longitudinal por lo que tiene gran aplicación para vehículos livianos como motos de nieve.

El diseño de *coilover* presentado en la figura 2, dispone del resorte (2) ubicado dentro del cuerpo de protección del vástago (3), en su sección inferior dispone del roscado con el que mediante la tuerca (4) se permite la variación de posición del resorte afectando la altura del conjunto de suspensión.




***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| 1 | Cuerpo del amortiguador |
| 2 | Resorte |
| 3 | Vástago del amortiguador |
| 4 | Tuerca de ajuste de altura |
| 5 | Rosca apara ajuste de altura |

*Figura 2.* Sistema Coilover patentado **(Bell, 1999)**

## Planteamiento del Problema

Actualmente en el Ecuador no existen sistemas de suspensión ajustables fabricados exclusivamente para los vehículos comercializados, por lo que no hay la posibilidad de reemplazar de manera rápida los soportes de los amortiguadores especialmente del sistema de suspensión *Macpherson* con sistemas ajustables de altura, existen elementos fabricados fuera

del país que permiten solventar el problema, sin embargo, estos tienen precios sumamente altos y adicionalmente se deben realizar trabajos para conseguir su adaptación.

Con el desarrollo del presente plan de investigación se pretende establecer el diseño y la construcción del elemento de soporte inferior del amortiguador de la suspensión *Macpherson* que sirve de soporte para el resorte de la suspensión y de esta forma convertir al sistema fijo en un sistema ajustable con la utilización de elementos que permitan mantener la misma calidad de suspensión original del vehículo.

Por lo tanto, en el presente proyecto se plantea el estudio para garantizar que el diseño del componente de sujeción soporta las cargas en las que incurre con el vehículo y trabaja en las mismas condiciones del diseño original, por lo que se tiene un elemento de soporte del amortiguador con la inclusión del ajuste de altura, que desarrollado en el país permitirá disponer de un producto aplicable para una gran cantidad de vehículos comercializados que circulan en el Ecuador.

por lo que existe un potencial campo de aplicación que con el diseño desarrollado y con la aplicación de modificaciones simples se puede acoplar el diseño a un sin número de vehículos adicionales.

Es así, que el estudio se focaliza en las cargas del soporte necesario para poder convertir el sistema tradicional a un sistema ajustable.

Por lo que el problema científico del caso de estudio sería:

¿Cómo diseñar el soporte inferior ajustable del amortiguador para suspensión delantera independiente tipo *Macpherson*?

De la que se pueden derivar preguntas específicas para el desarrollo del proyecto entre las que se tiene:

¿Es posible mediante análisis computacional dinámico asistido por computador validar la resistencia del modelo de suspensión ajustable?

¿Los resultados de simulación mediante elementos finitos corresponden a las desviaciones dimensionales del modelo real?

¿La suspensión ajustable modificada tiene el mismo desempeño que la suspensión original?

**Justificación**

El objetivo principal consiste en construir el soporte inferior del amortiguador de suspensión delantera independiente tipo *Macpherson*, a partir de un diseño apropiado, con la aplicación del análisis computacional y pruebas en ruta, para la conversión de la suspensión fija convencional del vehículo en ajustable, con elementos existentes en el país.

Lo que requiere de ciertos pasos iniciales como: analizar la interacción de las partes componentes de la suspensión tipo *Macpherson,* para luego identificar el método de análisis asistido por computador necesario para el diseño del soporte de suspensión, con lo que se puede modelar el soporte inferior del amortiguador para suspensión delantera independiente tipo *Macpherson* y así construir el soporte para finalmente validar los resultados y evaluar el desempeño del componente generado.

Hoy en día, personalizar y adaptar el vehículo acorde a necesidades específicas se ha convertido en una actividad muy común, dándose esta personalización incluso para acondicionar el funcionamiento de la suspensión a gusto del conductor, es por esto que se realizan frecuentemente en el país modificaciones en la altura del vehículo ya sea por estética o funcionalidad a lo que se le realiza una inversión considerable.

Debido a la limitada producción nacional en el país no hay disponibilidad de elementos que permitan realizar estas modificaciones de manera técnica, por lo que con el desarrollo del

proyecto se pretende proporcionar un medio para ajustar la altura de las suspensiones con elementos existentes en el país y proporcionar elementos de suspensión para el parque automotor local con respeto a normas técnicas.

El desarrollo del presente proyecto motiva la producción nacional de componentes que pueden fabricarse con componentes locales o con elementos de gran distribución nacional, para automóviles con costos de fabricación inferiores a 2 000 dólares.

Adicionalmente por el diseño del componente de soporte del amortiguador se requiere de la aplicación de cargas, con lo que el método de análisis computacional y la validación de la convergencia de los resultados proveerán un método de consulta para la comunidad sobre el uso real y la aplicabilidad del método de diseño.

Por lo tanto, se presenta un beneficio orientado a la comunidad para la solución de problemas técnicos que se presentan realmente, con lo que se genera un diseño para mejorar un elemento de vital importancia para el vehículo, así también el presente estudio aportará procedimentalmente con la aplicación y su validación que brindará mayor confianza del producto final con una vida útil adecuada de componentes.

El desarrollo del presente proyecto se justifica por la aplicabilidad del diseño a la solución de una problemática local, adicionalmente se plantea el desarrollo del diseño con elementos y materiales existentes en el país. Con el uso de programas informáticos se llega al diseño y al aseguramiento de los resultados obtenidos que permite el desarrollo del proyecto basado en un análisis que garantiza los pasos a efectuarse en el diseño del soporte. Con respecto al precio de los componentes locales económicamente el proyecto es factible por los costos moderados que se generan.

Finalmente, se puede establecer que el presente proyecto permite diseñar el soporte del amortiguador para convertir la suspensión fija en una suspensión ajustable para tener un sistema que asegura la calidad de la suspensión original con resultados adecuados de funcionamiento que posibilitan la factibilidad técnica de la fabricación del soporte.

Uno de los limitantes presentes es la limitación temporal, que no permite realizar un estudio más profundo especialmente relacionado al estudio de un solo componente del diseño global del proyecto.

Con lo que se establece que la hipótesis general sería: Es posible diseñar el soporte inferior ajustable del amortiguador para suspensión delantera independiente tipo *Macpherson* para obtener ajuste de altura que garantice los resultados de calidad de suspensión.

## Trabajos Previos

### El sistema de suspensión generalidades.

Un elemento fundamental para el desplazamiento del vehículo, es sin duda el sistema de suspensión. Ya que este sistema cumple tareas de vital importancia para que el vehículo pueda desplazarse y adaptarse a todas las condiciones de la carretera.

La suspensión de un vehículo tiene la misión de hacer más cómoda la marcha desde el punto del pasajero, pero esto conlleva a desventajas, ya que para la absorción de las irregularidades del terreno se requiere de elementos que impidan que las fuerzas generadas se transmitan a la carrocería y a los ocupantes del vehículo con lo que se mantiene la estabilidad del vehículo en su marcha (Alonso, 1996, p. 361)

Así la suspensión fundamental, trabaja con elementos elásticos para la absorción de los esfuerzos e irregularidades y con el uso de amortiguadores, estos elementos que permiten mantener la estabilidad del sistema con la reducción de oscilaciones y vibraciones que se dan en el habitáculo del vehículo lo que garantiza la estabilidad de la masa del vehículo.

En resumen, la comodidad y la estabilidad de desplazamiento en el vehículo se sintetiza como el aislamiento del vehículo con respecto a la carretera con la consideración que no se transmitan las oscilaciones del resorte mediante el amortiguador (Guglielmino, Sireteanu, Stammers, Ghita, & Giuclea, 2008).

**Función del sistema de suspensión.**

Para absorber las atenuaciones y suspender la transmisión de esfuerzos hacia el habitáculo del vehículo este dispone de varios elementos constitutivos para el sistema de suspensión que lo integra un resorte para absorber grandes irregularidades de la carretera y evitar golpes secos, un amortiguador que impide el balanceo y las oscilaciones del resorte y los neumáticos que absorben las pequeñas irregularidades de la carretera.

Existen además otros elementos que permiten el funcionamiento del sistema como son los soportes o brazos de suspensión, las barras estabilizadoras, etc.

Hay ciertas particularidades que se generan en el sistema de suspensión debido al amortiguador de oscilaciones y al resorte, por lo que el vehículo siempre tiene un peso suspendido y peso no suspendido, en donde, el peso suspendido está conformado por elementos como la caja de cambios y el motor.

Una de las características dela suspensión es que los movimientos de la carrocería se presentan en los tres ejes x, y, z por lo que las características están presentadas para garantizar que las incomodidades no sean transferidas a los pasajeros y que sean atenuadas.

Por lo tanto, todas las irregularidades son retenidas por los elementos elásticos, los que por ejemplo, al encontrarse con un montículo se comprimen con lo que se absorbe la energía del impacto o se estiran al estar en presencia de un declive, en todo caso esta energía usada para la compresión o expansión del resorte es nuevamente devuelta al sistema lo que ayuda a que el habitáculo no sufra mayor variación en su marcha.

Esta absorción y entrega de energía en los elementos elásticos genera oscilaciones y variaciones de carga que van atenuándose con el tiempo y que so forzadas a detenerse por medio del amortiguador.

Es por esto, que si el acoplamiento entre los neumáticos y la carrocería del vehículo fuera completamente firme los golpes se transmiten a los puntos de anclaje en la carrocería y a los pasajeros transmitiéndose golpes fuertes a los ocupantes (Alonso, 1996, p. 362).

En cambio, si el acoplamiento se lo realiza con elementos elásticos de por medio que cuentan con cargas de compresión bajas (resortes suaves) la transmisión de fuerza es mínima a la carrocería lo que genera oscilaciones muy altas en los elementos suspendidos que afecta notablemente a la calidad de desplazamiento del vehículo y a su estabilidad.

Motivos que establecen que la suspensión del vehículo adopte factores apropiados de absorción y de oscilaciones que den confort a los ocupantes sin afectar la estabilidad de los pesos suspendidos. Por lo que un factor fundamental para validar la calidad y efectividad de un sistema de suspensión está basado en la minimización de las oscilaciones a las que se exponen los ocupantes del vehículo (Gunston, Rebelle, & Griffin, 2004, p. 118).

Es así que cada uno de los componentes del sistema de suspensión es orientado a una función específica, de los cuales se denotaron dos elementos fundamentales, el elemento elástico y el elemento de atenuación de oscilaciones a los que se analizará con mayor

profundidad en los temas a continuación, que aclararán las funciones del sistema de suspensión.

## Componentes principales del sistema de suspensión.

### *Elementos Elásticos.*

Los elementos elásticos principalmente usados para los sistemas de suspensión automotrices fabricados principalmente con acero difieren en su forma constructiva de acuerdo a condiciones de diseño tales como la geometría dada para el sistema, su ubicación y la aplicación en el vehículo.

Los principales elementos elásticos requeridos son los muelles helicoidales, que interactúan como elementos intermedios entre el soporte de acoplamiento de las ruedas y la carrocería del vehículo.

### *Muelles helicoidales de suspensión.*

Los muelles helicoidales son elementos elásticos que se encuentran conformados por alambre de acero enrollado en forma de espiral, esto hace que el elemento elástico que trabaja bajo torsión. El trabajo de los muelles helicoidales no difiere del de los otros elementos elásticos de absorción, es por lo tanto indispensable tener en cuenta la rigidez de los mismos.

La rigidez de los muelles está dada principalmente por tres factores, entre los cuales la rigidez del material establecerá la rigidez del resorte, así también el resorte adquiere mayor rigidez mientras más pequeño es su diámetro de enrollamiento, y finalmente a mayor cantidad de espiras también será mayor su valor de rigidez. Según lo mencionado por Rubén Oliva en su estudio simulación en modélica de elementos mecánicos de una suspensión (2011, p. 45)

Uno de los parámetros principales de los resortes corresponde a su constante de rigidez, determinada por la ecuación 1 de la constante de rigidez (Oliva, 2011, p. 46) mostrada a continuación:

$$k = \frac{G.d^4}{8*N*D^3} \quad (1)$$

En dónde, *K* es la constante de rigidez del resorte expresado en N/m, *G* corresponde al módulo de rigidez dado en $N/m^2$, *D* representa el diámetro medio del resorte dado en metros [m] d determina el diámetro del hilo del resorte y *N* es el número de espiras del resorte donde el valor corresponde a las espiras útiles dadas por la totalidad de las espiras del resorte incluidos los extremos de apoyo dadas por las espiras totales *Nt* menos el valor de uno punto cinco, por lo que aplicando se obtiene la ecuación 2. Esta permite obtener el número de espiras del resorte (Oliva, 2011, p. 47).

$$N = Nt - 1.5 \quad (2)$$

En dónde, *N* corresponde a al número de espiras del resorte y *Nt* es el número de espiras totales; con lo que aplicando las expresiones dadas se puede obtener el módulo de rigidez mediante la expresión mostrada en la ecuación 3 del módulo de rigidez (Oliva, 2011, p. 46).

$$G = \frac{8*N*F*D^3}{x*d^4} \quad (3)$$

En donde, *x* corresponde a la deflexión del muelle en metros, y *F* corresponde a la fuerza aplicada sobre el resorte expresado en *newtons*.

Finalmente, con relación a los resortes se puede determinar la energía almacenada por el muelle en *Jouls* mediante la ecuación 4. La Energía almacenada por el muelle que puede generarse (Oliva, 2011, p. 46).

$$E = k\frac{x^2}{2} \tag{4}$$

En donde, *E* corresponde a la energía almacenaje. En general se utilizan resortes valores para vehículos livianos con módulos de elasticidad entre los 24 N/mm equivalente a 136 lb/in (Sharma, Jain, & Vadodaria, 2014).

***Amortiguadores.***

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.

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, 1996, p. 370).

Es por esta razón, que los amortiguadores son usados para la optimización del confort en la conducción y de la seguridad, con especial énfasis a la seguridad debido a que con la retención de las oscilaciones del resorte se evita que este pueda entrar en resonancia lo que ocasionaría efectos graves en el material que puede llegar hasta la rotura.

Adicionalmente, al evitar las oscilaciones se asegura el contacto de las ruedas con la calzada que ayuda a mantener el control y la conducción del vehículo.

Un amortiguador debe disponer de características de identificación complejas en las que interviene el coeficiente de amortiguación y los comportamientos dinámicos del componente. La efectividad de la amortiguación depende del coeficiente de amortiguación, el número, la ubicación; parámetros complejos que han sido determinados por experimentación (Salem & Galal, 2009, p. 1).

Los amortiguadores viscosos o amortiguadores hidráulicos, a los que se les puede considerar como un plato fijado a una masa en movimiento y un émbolo que le empuja. La aplicación de una fuerza externa produce una retención del movimiento a lo que se le puede considerar como un coeficiente de fricción que en resumen es lo que genera la fuerza de retención (Guglielmino, Sireteanu, Stammers, Ghita, & Giuclea, 2008, p. 12).

En el mercado actualmente existen muchos tipos de amortiguadores, pero los más utilizado son los amortiguadores telescópicos  Los amortiguadores hidráulicos telescópicos disponen de fluido internamente que tiene perforaciones por las que fluye el aceite.

Debido a que la fuerza de amortiguador debe variarse de acuerdo principalmente a la carga del vehículo el paso de aceite es regulado por los orificios, mientras que para lograr obtener valores mayores de retención se utilizan válvulas que se desplazan cuando la presión

alcanza valores inadecuados. Por lo que se utilizan válvulas aplicadas para la compresión y para la descompresión.

Generalmente se establece en los amortiguadores una menor restricción para la compresión del amortiguador, ya que, el amortiguador y las grandes fuerzas compresivas que se generarían en él y se producen con la rueda contra con un obstáculo.

Una variación adicional de los amortiguadores está dada con el uso de doble tubo para el amortiguador, su nombre está dado principalmente ya que la cámara principal del amortiguador se divide en dos una cámara de reserva y la cámara interior, la cámara de reserva da la posibilidad de que el amortiguador sea presurizado con el uso de la cámara de acumulación cargada con gas (gas y aceite) o amortiguadores no presurizados que solo trabajan con aceite.

Es por esto que los amortiguadores pre cargados con gas generan beneficios como mejor confort de marcha, el incremento de las propiedades de amortiguación en condiciones extremas (Oliva, 2011, p. 55).

Es así que los elementos fundamentales proporcionan una idea general de las características de cada componente, que brindan un enfoque del trabajo que efectúa la suspensión. Sin importar como se acoplen los elementos siempre desarrollan y efectúan su función principal, por lo que es necesario determinar todas las características del sistema de suspensión a ser utilizado.

### Suspensión *Macpherson*.

"La suspensión *Macpherson* fue fabricada por Ford Motor Company por Earl S. Macpherson por primera vez en 1949. Este tipo de suspensión es ampliamente usada en

muchos vehículos modernos por su peso ligero, tamaño compacto y estructura simple" (Fallah, Bath, & Xie, 2007).

La suspensión *Macpherson* actualmente es uno de los tipos de suspensión usado en la mayoría de vehículos pequeños y medianos, esta suspensión integra la mayor parte de componentes en la barra principal del componente, su soporte inferior es un acoplamiento hacia la mangueta de dirección con lo que se obtiene el anclaje con la rueda y el piso.

Adicionalmente, para permitir las oscilaciones el conjunto dispone de un brazo inferior que soporta la mangueta de dirección para controlar el desplazamiento tangencial del conjunto (Mantarrás, Luque, & Vera, 2003, p. 603).

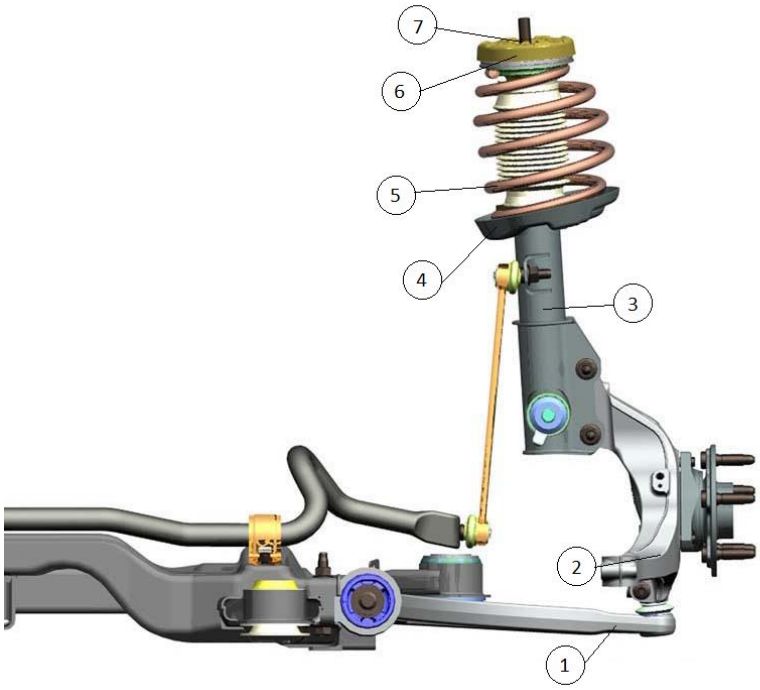
El brazo principal de la suspensión soporta el resorte del sistema y está conformado principalmente por el amortiguador y el vástago del amortiguador que debe fijarse a placas de tope articuladas que se afirman con el soporte superior en la carrocería del vehículo. Este sistema de suspensión además de su diseño compacto integra para mantener firme el vehículo en curvas barras estabilizadores inferiores que se acoplan al brazo inferior de la suspensión y que se interconectan a los dos lados del vehículo.

En la figura 3 mostrada a se presenta el ensamble completo de la suspensión independiente de tipo *Macpherson* del eje delantero del vehículo, en donde se puede apreciar el amortiguador, su soporte inferior y el acoplamiento del conjunto en su parte superior que permite el acoplamiento hacia la carrocería del vehículo, cuyos elementos de pivote y los elementos de amortiguación se encuentran en un solo conjunto, generándose un diseño sumamente compacto.

*Figura 3.* Suspensión independiente tipo Macpherson (Imágenes Google, 2017)

Es así, que con el diseño de la suspensión del tipo *Macpherson* la rueda siempre mantiene su disposición vertical generándose un movimiento de sube y baja de la rueda con un punto de pivote, las oscilaciones absorbidas por el muelle son retenidas por el correspondiente amortiguador, la ventaja del sistema es dada por el ángulo que forman las ruedas con el suelo que en cualquier circunstancia varía muy poco. Este tipo de suspensión necesita una gran resistencia de la carrocería por debajo de las aletas delanteras, que es donde se apoya el muelle y, por tanto, donde se transmiten los esfuerzos de la suspensión (Alonso, 1996, p. 379).

La estructura del sistema permite su aplicación tanto en ruedas delanteras como posteriores, cuando es aplicada en los ejes delanteros del vehículo debido al giro de las ruedas es necesaria la rotación del eje del amortiguador, ya que el anclaje inferior está dado a la mangueta por lo que este debe girar conjuntamente con el sistema de dirección.




***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| 1 | Brazo Inferior |
| 2 | Mangueta de dirección |
| 3 | Soporte Central |
| 4 | Base inferior del resorte |
| 5 | Resorte |
| 6 | Goma superior |
| 7 | Eje del amortiguador |

*Figura 4.* Esquema suspensión independiente tipo MacPherson (Alonso, 1996, pág. 380)

Esta característica de diseño requiere un acoplamiento firme a la carrocería del vehículo, además, que debe permitir la rotación de todo el eje de la suspensión en la sección de acoplamiento superior se dispone de un cojinete axial de agujas que es en donde se apoya para el giro de las ruedas que gira juntamente con el soporte inferior del amortiguador.

En la figura 4 mostrada se aprecia el detalle de la estructura principal del sistema de suspensión Macpherson, la sección lateral muestra como el soporte central se encuentra acoplado a la parte superior de la mangueta de dirección indicada con el ítem (2).

Así también el soporte central (3) que contiene el amortiguador en su estructura dispone de la base (4) para el resorte (5) del sistema de suspensión que se acopla con el mecanismo de giro por la parte superior a la torre que se sujeta en la carrocería del vehículo.

Un elemento fundamental es el brazo inferior (1) que es el elemento que conforma el paralelogramo necesario para mantener a la rueda siempre en posición vertical (Alonso, 1996, p. 379).

Es necesario indicar, que el diseño de la geometría de la suspensión de cada vehículo genera una leve inclinación del soporte central que siempre se encuentra alineado con el desplazamiento del vástago del amortiguador y del resorte, lo que garantiza conjuntamente con el brazo inferior el movimiento ascendente y descendente de la rueda sin perder la perpendicularidad con la superficie de contacto.

Aunque teóricamente el ángulo de la rueda debe ser perpendicular en el ensamblaje de los componentes siempre se debe de disponer de un ángulo de inclinación con respecto a la superficie, este ángulo se le denomina *camber* o ángulo de caída de la rueda.

**Estudio de esfuerzos de suspensión.**

La determinación de esfuerzos de la suspensión inicia con la incorporación de las masas que intervienen en el sistema, también se incorpora los elementos de amortiguación y resortes que actúan en el sistema.

Por la complejidad del sistema y de las condiciones de trabajo que se presentan el análisis asistido por computador y el modelado matemático se lo realiza con todos los componentes simplificados elementos más compactos que permiten visualizar de una manera más clara las inter relaciones entre todos los elementos.

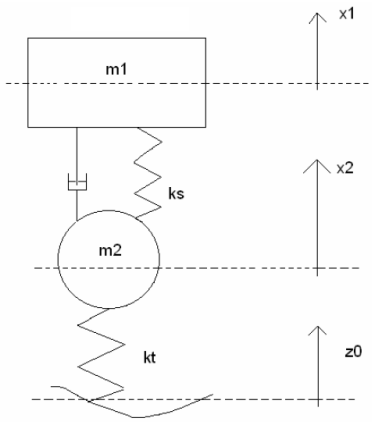
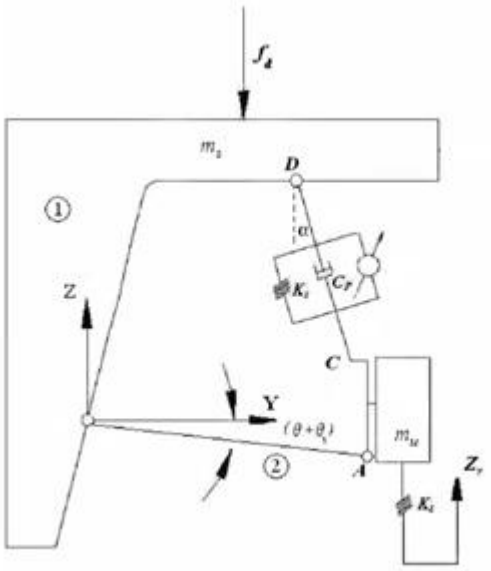



*Figura 5.* Modelo simplificado de suspensión (Guglielmino, Sireteanu, Stammers, Ghita, & Giuclea, 2008, p. 30)

En la figura 5, se muestra el modelo de la suspensión elemental de la cuarta parte del vehículo en la que se muestran las masas que intervienen para todo el conjunto, en donde la masa 1 es el peso del vehículo, la masa 2 que corresponde al de los cuerpos del sistema de suspensión, se aprecia el amortiguador del sistema entre las dos masas, el resorte con su constante del resorte *ks* y la representación del neumático que actúa como resorte con su constante *kt* (Guglielmino, Sireteanu, Stammers, Ghita, & Giuclea, 2008, p. 30).

Varios autores aplican los mismos principios, en varios textos y artículos científicos se desarrollan los análisis bajo el mismo principio de esquematización de los elementos por lo que se generan modelos simplificados para análisis.

Es de esta forma que el modelado de la suspensión *Macpherson* se lo realiza con representaciones cinemáticas, en donde se denotan los puntos clave del anclaje en el punto de contacto superior con la carrocería del vehículo, el punto de contacto del amortiguador con el pivote de la rueda en la mangueta y el contacto del brazo inferior de control que forma un anclaje móvil con la carrocería del vehículo en su sección inferior (Felzien & Cronin, 1982).

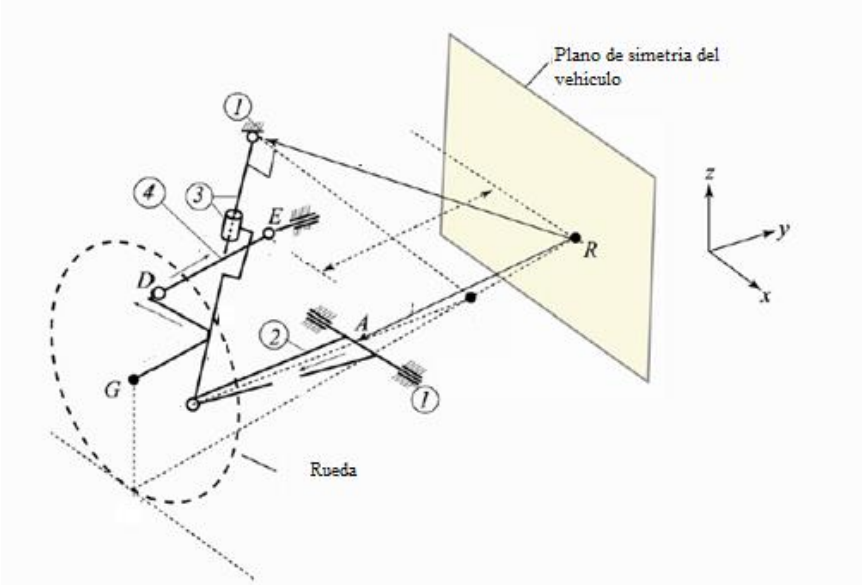



***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| 1 | Masa suspendida $m_z$ |
| 2 | Soporte Inferior |
| A | Punto de apoyo inferior |
| C | Acoplamiento amortiguador - mangueta |
| $m_M$ | Masa no suspendida |
| Z | Eje vertical |
| Y | Eje Horizontal |
| $C_p$ | Amortiguador |
| $Z_r$ | Rueda |
| $K_r$ | Coeficiente elástico de la rueda |

*Figura 6.* Modelo simplificado de suspensión (Fallah, Bath, & Xie, 2007)

De la misma forma varios estudios apuntan a una misma estructura de trabajo desde un modelo de suspensión simplificado en el que se considera y representa mediante diagramas de cuerpo libre las cargas en conjunto con los elementos de la suspensión como el resorte y el neumático mostrado en la figura 6 (Fallah, Bath, & Xie, 2007, p. 199). Modelo que es muy similar al utilizado para el análisis cinemático de tres anclajes dimensionales usado para la minimización de efectos de giro mediante el uso de algoritmos genéticos (Hosein, Kourosh, & Mohammad, 2006, p. 59) que se puede visualizar en la figura 7.




***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| 1 | Anclaje a la carrocería |
| 2 | Soporte Inferior |
| 3 | Amortiguador |
| 4 | Acoplamiento amortiguador - mangueta |
| D, G | Puntos de acoplamiento a la mangueta |
| Z | Eje vertical |
| Y | Eje Horizontal |
| X | Eje de desplazamiento |

*Figura 7.* Modelo simplificado de suspensión (Hosein, Kourosh, & Mohammad, 2006)|

El uso de cualquier método de modelado para la suspensión *Macpherson* concuerda en su estructura y la desviación de las cargas que se producen, con lo que los esfuerzos que se transmitirían desde la masa del vehículo y mantienen convergencia de los resultados entre varias publicaciones, dados principalmente por la geometría del sistema de suspensión, al que en varios modelos matemáticos se integran los esfuerzos dinámicos generados por la acumulación de energía, por la variación de la superficie de rodadura con lo que se obtiene el comportamiento cinemático del sistema de suspensión.

Las cargas que influyen directamente sobre el soporte del amortiguador como puede apreciarse en la figura 6, que se requieren son las que se ejecutan directamente sobre la

estructura y soporte del amortiguador, las cuales son cargas que se aplican en el mismo eje del soporte.

De manera general se le puede considerar al soporte del amortiguador en la suspensión *Macpherson* como un soporte conformado por un eje horizontal conformado de dos brazos mismo que soporta las cargas laterales, adicionalmente se incorpora un eje inclinado que soportará una componente de las cargas verticales sobre el sistema, cuyo eje dispone el acoplamiento hasta la sección superior del chasis del vehículo. En este eje se encuentra netamente el trabajo del amortiguador y del resorte de la suspensión.

Hay que tener en cuenta que el triángulo formado por las fuerzas en la suspensión que se muestran en el diagrama de la figura 8 para la sección *A* - *B* corresponde a la mesa inferior que está conformada por dos componentes de fuerza estos esfuerzos son apoyados en el punto *P*, por lo tanto, la fuerza $F_w$ que es la fuerza que actúa en la rueda y se dirige hacia el soporte superior en el punto *C*.

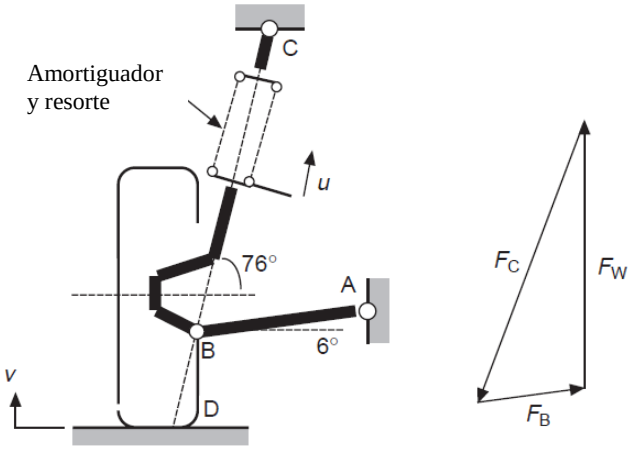



*Figura 8.* Esfuerzos ejecutados en la suspensión (Happian-Smith, 2002)

Por lo tanto, la fuerza que actúa sobre el resorte es la componente dada por el componente $F_c$ mientras que la componente de la fuerza lateral será la componente $F_b$ (Happian-Smith, 2002).

Con lo que las cargas laterales son producidas por los efectos del viraje en las curvas, mientras que las cargas longitudinales $F_c$ son efecto de las fuerzas de frenado, de las fuerzas de arrastre y de las fuerzas de impacto, estas cargas de impacto son las más difíciles de cuantificar debido a los efectos dinámicos que se producen en ese punto. Es por este motivo que se han generado factores de carga dinámicos.

Estos factores son utilizados para establecer el cálculo de los esfuerzos en los sistemas de suspensión debido a la gran cercanía de las aproximaciones a las cargas reales que se ejercen en el sistema obtenidas por medición o por modelos matemáticos complejos, por lo que los fabricantes usan estos coeficientes para el diseño basándose en el uso de los factores de la tabla para la determinación de las condiciones de frontera (Happian-Smith, 2002).

Tabla 1.

*Factores de cargas dinámicas*

| Tipo de carga | Factor de carga | | |
|---|---|---|---|
| | Longitudinal | Transversal | Vertical |
| Empuje en baches Delantero / posterior | 3g en la rueda afectada | 0 | 4g en la rueda afectada<br>1g en las demás ruedas |
| Empuje en curvas | 0 | 0 | 3.5g en la rueda afectada<br>1g en las demás ruedas |
| Empuje lateral en golpe de cunetas | 0 | 4g Ruedas delanteras y posteriores en el lado afectado | 2g en ruedas frontales |
| Frenado de emergencia | 2g en ruedas frontales<br>0.4g n ruedas posteriores | 0 | 0.8g en Ruedas posteriores |

*Nota*: Valores de aceleración dados en fuerza de gravedad [g] para cada punto de la suspensión en diferentes condiciones de trabajo. Adaptado de “Happian -Smith, J. (2002). An introduction of Modern Vehicle Design. London: Butterworth-Heinemann”.

En la tabla 1 mostrada, se presentan los factores de cargas dinámicas utilizados por los fabricantes para establecer los esfuerzos que se producen en cada punto de los elementos de suspensión requeridos para el diseño.

El uso de valores de aceleración para cálculos de esfuerzos en el sistema de suspensión es aplicado por otros autores como resultante de la investigación de cargas dinámicas tomadas en eventos puntuales como por ejemplo la aceleración en planos horizontales a máxima tracción (Vdovin & Chichekin, 2016) .

### Sistemas de suspensión con amortiguadores de cartucho.

Existen ciertas variaciones con respecto a la estructura de los sistemas de suspensión *Macpherson* un ejemplo es la implementación de amortiguadores de cartucho denominados también como insertos o amortiguadores de módulo incorporados en los sistemas de suspensión, en los cuales se separa el amortiguador del cuerpo de soporte.

Con el desarrollo de este tipo de anclaje de amortiguador se consigue eliminar el intercambio de todo el componente por lo que el remplazo del amortiguador consiste en el cambio solamente del inserto de amortiguador sin reemplazar su carcaza.

Existen dos formas fundamentales para la implementación del cartucho en las suspensiones una de ellas, consiste en fijar el cartucho o inserto de amortiguador mediante una vincha de acero que se comprime mediante pernos sobre la carcasa del cartucho y que se fija por medio de pernos a la brida de la mangueta del disco.

El segundo método consiste en introducir el inserto dentro de un tubo que conforma el soporte de la suspensión para luego ser retenido por una tuerca con roscado interior en la sección superior del soporte.

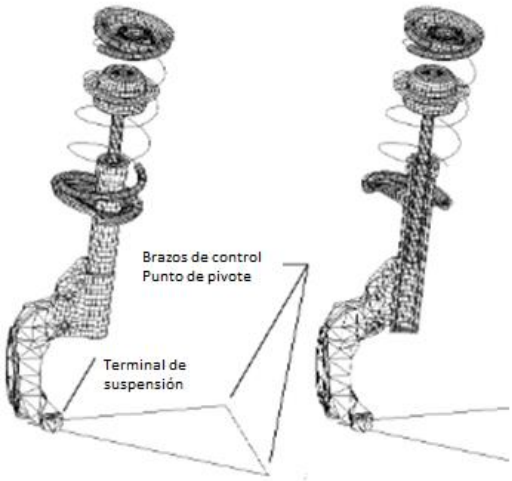



*Figura* 9. Análisis módulo de amortiguador (Tao & Bishop, 2000)

Existen estudios relacionados con la evaluación de comportamiento del inserto en el amortiguador como es el caso de la publicación relacionada con la modelación del sistema de un módulo de amortiguador mostrado en la figura 9 (Tao & Bishop, 2000).

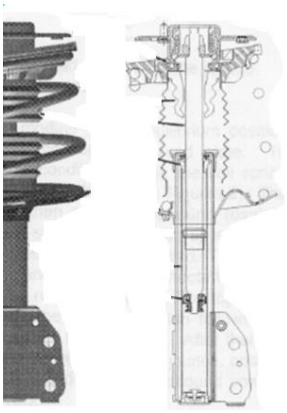
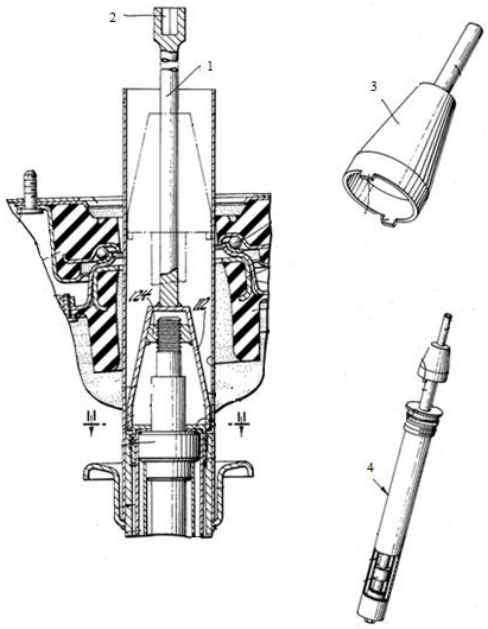


*Figura 10. M*ódulo de amortiguador (Tao & Bishop, 2000)

Estudio en el que registran resultados relacionados a su funcionamiento mediante modelado de elementos finitos tales como la fuerza vertical que actúa sobre el centro del cojinete con valores que llegan a 15 000 N (Tao & Bishop, 2000).

Así también se generan otras formas de uso para los amortiguadores de cartucho, como es el caso de la patente US4531759 (Rezanka & Finn, 1985) y la patente US4721325 (Mackovjak & Hyma, 1988) invenciones en las que se aplican los amortiguadores de cartucho

en sistemas de suspensión que permiten el cambio del inserto de amortiguador sin necesidad de desmontar ningún elemento de suspensión vehículo.



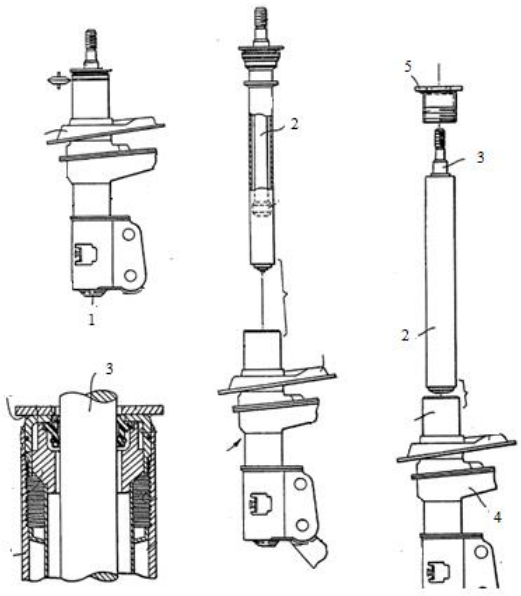

***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| 1 | Acople desmontable superior |
| 2 | Eje central del amortiguador |
| 3 | Cono de ajuste |
| 4 | Amortiguador de inserto con tuerca de ajuste |

*Figura 11.* Aplicación de amortiguador de cartucho (Rezanka & Finn, 1985)

Las patentes y estudios demuestran que con la utilización se los sistemas de inserto o cartucho estos elementos no influyen en el comportamiento de la suspensión ni con la aplicación de cargas. El caso de la figura 11 indica la instalación del inserto sobre el eje del amortiguador, donde un factor sustancial es la sujeción del cartucho mediante la tuerca superior del tubo del inserto.

De la misma forma se realiza la sujeción en la patente 0 029 289 B1 (Horvath, 1983) mostrada en la figura 12 que lleva la tuerca superior de soporte para el amortiguador de cartucho.




***Detalle de Elementos***

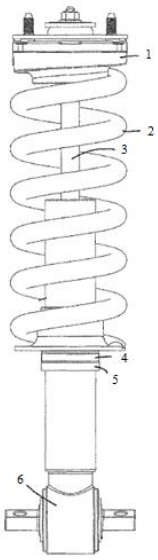
| Ítem | Descripción |
|---|---|
| 1 | Conjunto de suspensión |
| 2 | Amortiguador de cartucho |
| 3 | Eje de amortiguador |
| 4 | Plato de soporte de resorte |
| 5 | Tuerca de ajuste de amortiguador |

*Figura 12.* Inserto de amortiguador en suspensión Macpherson (Horvath, 1983)

**Sistemas de suspensión ajustable.**

Existen varios tipos de sistemas de suspensión ajustable, en los que se utilizan diversas formas de generar un cambio del reglaje de la suspensión con lo que se puede cambiar principalmente el despegue de la carrocería con respecto al piso.

En la actualidad, hay muchos métodos utilizados para realizar el ajuste de altura pero se muestran los tipos utilizados más cercanos al diseño a aplicar en el presente proyecto, uno de estos casos corresponde a la patente US 8,070,171 B2 (Wohlfarth, 2009), invención patentada en la que se incluye un sistema de ajuste de altura utilizando un soporte de altura variable en el soporte del amortiguador mediante el uso de una base desplazable para el resorte de la suspensión, para lo cual se utilizan espaciadores de diferente espesor colocados entre el resorte de la suspensión y la base fija del soporte. La disposición del ajuste de altura se puede apreciar en la figura 13 mostrada.




***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| 1 | Placa superior |
| 2 | Resorte |
| 3 | Eje de amortiguador |
| 4 | Espaciador |
| 5 | Soporte inferior de resorte |
| 6 | Acoplamiento inferior |

*Figura 13.* Sistema de ajuste de altura mediante espaciadores (Wohlfarth, 2009)

Se puede comprobar el ajuste de altura desarrollado en la invención mostrado en la figura 13, que se realiza el desplazamiento para incrementar la altura sobre el soporte (5) mediante el uso de espaciadores (4), con lo que se ha conseguido realizar solamente el incremento de altura del vehículo.

Así también, se han generado otros métodos para ajuste de altura, especialmente aplicado poara sistemas de suspención independientes de mesas en donde se consigue el ajuste de altura incorporando al resorte tradicional de la suspensión con un cilindro de impacto, por lo que este cilindro permite mediante un roscado vaiar la posición del resorte con lo que se consigue el reglaje de la altura de la supensión (Rau, 1991). En la figura 14 se muestra la estructura de la invensión patentada que muestra como el roscado que mediante el uso de una tuerca y contratuerca nos permite incrementar la altura del resorte y por consiguiente la altura del vehículo.

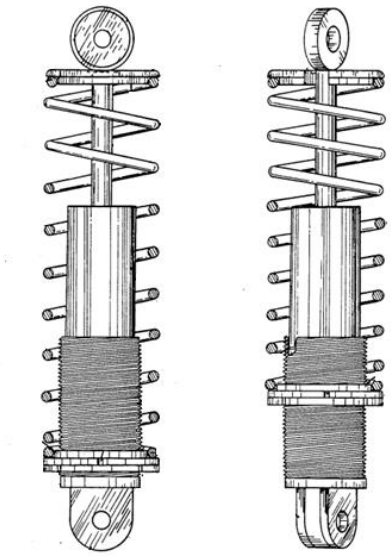


*Figura 14.* Sistema de ajuste mediante el uso de eje roscado (Wohlfarth, 2009)

## Análisis de resistencia por elementos finitos en suspensiones.

### *Análisis Dinámico.*

El análisis de resistencia para la mayoría de elementos estructurales puede desarrollarse en modo estático, en el que se incorporan cargas que no varían a través del tiempo, por lo que se tienen condiciones fijas con relación a la incorporación de cargas. Existen también métodos en los que se incorporan las variaciones de la carga a través del tiempo lo que corresponde a un análisis estructural basado en cargas dinámicas. Las cargas dinámicas son tomadas en cuenta siempre como variación del tiempo, por lo que la aplicación de las cargas sobre un componente mecánico genera variaciones en las respuestas del material con respecto a desplazamientos, velocidades, aceleraciones, fuerzas y tensiones lo que ocasiona un comportamiento diferente sobre el material (Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2014). Motivo por el que los efectos que producen los resortes y demás elementos de amortiguación de oscilaciones provocan cargas dinámicas sobre los elementos de suspensión.

Un análisis dinámico basado en el uso de elementos finitos requiere de una estructura de diversos pasos a aplicarse, por lo que el primer paso consiste en definir el tipo de cargas dinámicas que se aplican a la estructura, estas cargas son conocidas como el medio ambiente dinámico. Como lo son los modos normales, los modos de respuesta transitoria, los modos de respuesta de frecuencia con lo que los pasos se resumen en definir el ambiente dinámico de las cargas, para luego formular el modelo de elemento finito adecuado, con lo que se selecciona las aproximaciones adecuadas del análisis para finalizar con la evaluación de resultados (Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2014, p. 28).

### *Análisis asistido por computador.*

Existen varios trabajos en los que se desarrolla el análisis asistido por computador que aportan con datos fundamentales de análisis un ejemplo de esto corresponde al estudio desarrollado para el diseño de soportes de *Macpherson* basado en un análisis de fatiga en el que se utilizan programas tales como ANSYS y CATIA V5, con lo que se consigue resultados de comparación en el que los esfuerzos combinados mediante el método de Von – Misses aplicado es menor con un rediseño del resorte que con el uso del resorte original, con lo que se ha validado el análisis computarizado (Dodamani, Suresh, & Nagaraj, 2016).

Así también publicaciones demuestran como el análisis asistido por computador entrega valores con aproximaciones muy cercanas con respecto a los resultados obtenidos, como son los resultados en el diseño y análisis asistido mediante el software ADAMS para el diseño de sistemas de suspensión *Macpherson* con resortes de carga axial, publicación en la que se obtiene resultados con los que se logra disminuir las cargas laterales sobre el sistema de suspensión (Liu, Zhuang, You, & Lou, 2008).

También se establecen resultados muy notorios del análisis por elementos finitos mediante el uso de herramientas como *Mathlab*, en el que se consigue determinar el

comportamiento dinámico de un vehículo con lo que se logra validar con pruebas de comportamiento los cambios que se generan sobre la rigidez del neumático o sobre los coeficientes de amortiguación del sistema (Mula, 2009). Existen también resultados de análisis usados incluso en sistemas ferroviarios que establecen resultados con aproximaciones muy cercanas de los resultados obtenidos (Ruiz, 2008), de la misma forma obtenida por medio del programa modélica (Oliva, 2011).

### Calidad de la suspensión.

Uno de los principales objetivos de la suspensión es evitar que las irregularidades de la carretera afecten a los ocupantes, esto debe desarrollarse sin que se afecte el control del vehículo al conducir, por lo que una suspensión suave mejora el confort, pero afecta la conducción. Por lo que la calidad de la suspensión desde el punto de vista de confort depende de la calidad de desplazamiento y de la sensación de la conducción directamente ligada a la seguridad en el manejo, es así que las irregularidades de la carretera son íntimamente ligadas a la respuesta del ser humano, por lo que las vibraciones son un parámetro generalizado de la evaluación de la calidad de la suspensión (Els, Theron, & Thoresson, 2007) (Guglielmino, Sireteanu, Stammers, Ghita, & Giuclea, 2008). Otros autores relacionan de la misma manera a la amortiguación de la suspensión con las vibraciones internas en el vehículo de tal forma que al incrementar el coeficiente de amortiguación la aceleración y vibración en el cuerpo se disminuye y de manera contraria al disminuir el coeficiente de amortiguación estas vibraciones verticales aumentan (Sun, Chu, Fan, & Yang, 2012).

Ratificando se el uso de vibraciones y aceleración en el transporte de fruta como punto de evaluación de las condiciones de desplazamiento en donde se concluye que la afectación en las vibraciones depende de la suspensión, velocidad del vehículo y trazado de la carretera obteniéndose vibraciones medias de 0.1 – 5 Hz (Soleimani & Ahmadi, 2014).

La respuesta del ser humano a las vibraciones forma un conjunto sumamente complejo análisis debido a sus condiciones físicas y biológicas por lo que si se tiene en cuenta el cuerpo humano en posición sentada se tiene que las resonancias de vibración más importantes se ubican en la cabeza y cuello con valores entre 1 – 2 Hz y de 4 – 8 Hz en el tórax y abdomen (Happian-Smith, 2002, p. 317).

Actualmente existen cuatro métodos principales a nivel mundial usados para evaluar la calidad de confort que incluyen a las vibraciones en el cuerpo humano la norma ISO 2631, British Standard BS 6841, VDI2057 Alemania y Austria, y por medio de la potencia promedio absorbida por sus siglas en inglés AAP utilizada en Estados Unidos de América, normas que tienen resultados similares de acuerdo al estudio desarrollado por Els (2004).

> "Por lo que tomando en referencia la norma ISO 2631 norma no dirigida directamente para vehículos pero generalmente aplicada se establece que el rango máximo aplicable para las personas está entre 1 a 80 Hz (International Organization for Standadiization, 2008), que mediante estudios desarrollados se ha podido establecer que frecuencias entre 5-6 Hz provocan afecciones al estómago, y frecuencias entre los 20Hz generan afecciones en cuello y cabeza, por lo que en rangos entre 6 – 20 Hz dependiendo de la velocidad y aceleración no debe superar los 0,33 $m/s^s$ y con rangos entre 20 y 60 Hz se admiten velocidades menores a 2,7 mm/s. Si las vibraciones son tomadas en dos o tres direcciones en conjunto se puede tomar que el valor resultante de aceleración recomendado en una exposición diaria superior a 1.15 $m/s^2$ se considera como inconfortable" (Guglielmino, Sireteanu, Stammers, Ghita, & Giuclea, 2008, pp. 8, 9).

Por lo que se requiere para la obtención ya sea en pruebas dinámicas o mediante modelos matemáticos disponer de perfiles de rodadura que permitan evaluar los sistemas en condiciones controladas, pero no existe ningún modelo estandarizado de prueba para tal condición, existen varios modelos de prueba de rodadura en donde el más utilizado es en el que se dispone de una forma sinusoidal de entre 5 a 8 m de longitud y una altura entre 0.1 – 0.2 m (Salem & Galal, 2009, p. 10).

Muchas de estas pruebas deben desarrollarse en condiciones variadas que los diseñadores las usan para validar la resistencia mecánica de los componentes, por lo que es necesario realizar pruebas en diferentes superficies y a diferentes velocidades para así obtener valores que generen un mejor criterio de comparación (Patel, Gohil, & Borhade, 2010). Lo que es necesario tomar en cuenta es que el perfil aporte con información acorde a los resultados requeridos, se pueden tomar en cuenta perfiles longitudinales y laterales siendo los longitudinales los más adecuados para el caso de suspensiones que incluso han motivado al centro de investigación de *General Motors* utilizar equipos que permiten obtener estos perfiles automáticamente al circular en carreteras (Sayers & Karamihas, 1998).

# MÉTODO

## Desarrollo

### Tipo de Estudio.

El tipo de estudio usado para el presente proyecto corresponde a una investigación cuantitativa aplicándose una investigación de modalidad de campo explicativa, ya que se parte de la aplicación de un análisis dinámico en el soporte central de la suspensión Macpherson, para luego mediante evaluación de campo comprobar y comparar el desenvolvimiento de la suspensión ajustable con respecto a la suspensión original mediante el uso de bancos homologados y sensores de aceleración.

### Modalidad de Investigación.

El trabajo de investigación aplica el método histórico lógico en la etapa inicial para con esto poder determinar las características y los parámetros de los sistemas de suspensión, ejecutándose el método de análisis síntesis para poder diseñar el soporte ajustable de la suspensión para finalmente proceder con la modelación y simulación basada en el estado transitorio de variación de las cargas sobre el soporte que permitirá evaluar el diseño realizado, finalmente para su validación mediante la experimentación se aplica el método científico que permitirá verificar la funcionalidad del dispositivo.

### Método Propuesto.

El método aplicado requiere del diseño de la geometría funcional del dispositivo que parte del diseño original del vehículo Chevrolet *Sail*, cuyas especificaciones aportan la base fundamental de desarrollo de la estructura modificada del soporte que permite el ajuste de altura de la carrocería con respecto a la calzada.

Como se observa en el diagrama de flujo de la figura 15, el método propuesto establece que el trabajo de investigación consta de tres etapas fundamentales: el desarrollo del modelo, el desarrollo de análisis asistido por computador y la etapa de resultados.

La primera etapa de desarrollo del modelo requiere del diseño de la geometría basado en las características dimensionales del conjunto de suspensión del vehículo Chevrolet *Sail*, con las mencionadas cotas y la estructura se propone el modelo esquematizado, a dicho modelo se le somete posteriormente a un análisis computacional por lo que es necesario determinar las cargas que intervienen sobre el soporte con su respectiva variación dinámica, concluyendo la primera etapa con la determinación de los posibles materiales a usar.

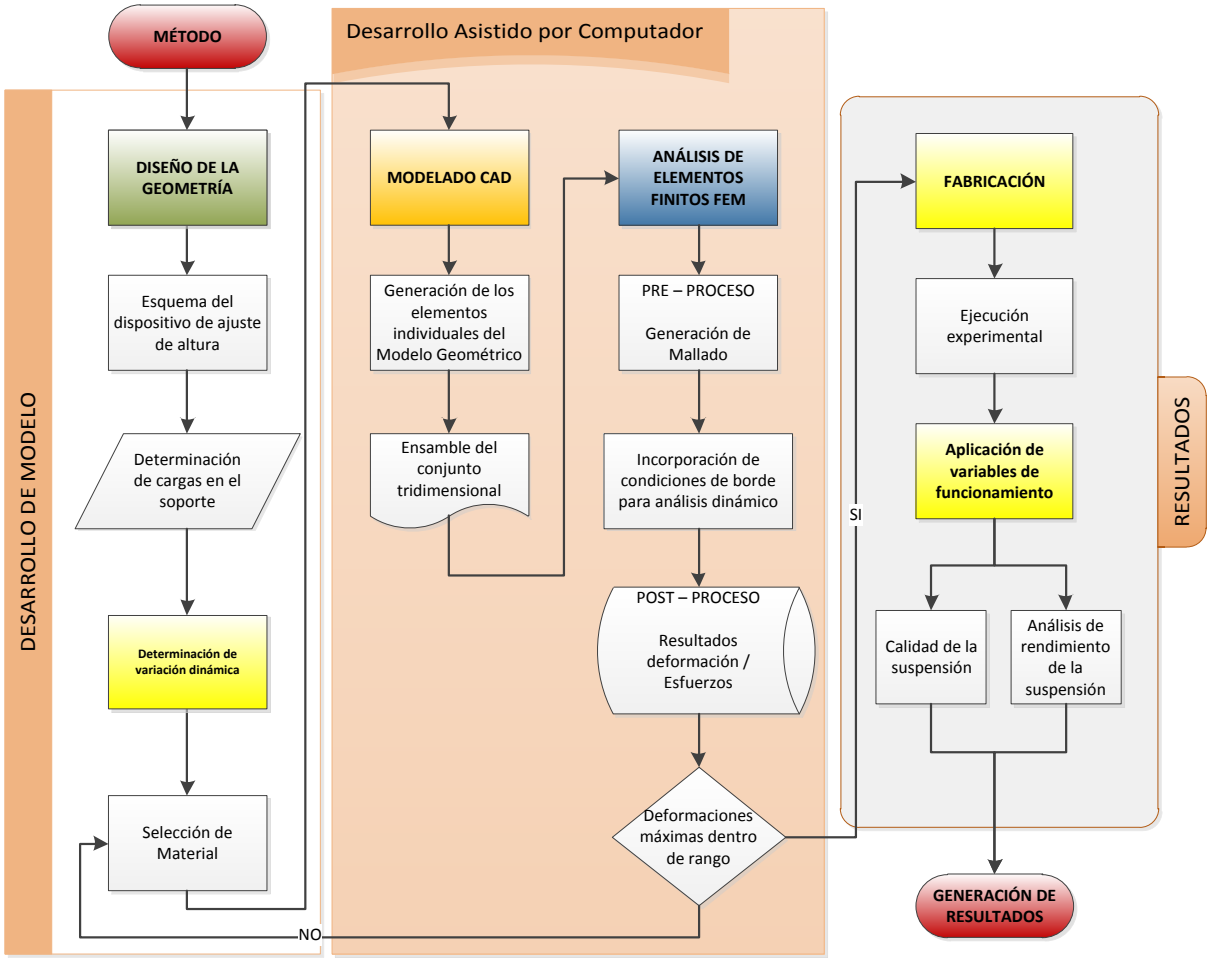



*Figura 15.* Diagrama de flujo del método propuesto (Elaboración propia, 2017)

El desarrollo de análisis asistido por computador corresponde a la segunda etapa, finalizándose el estudio con la emisión de resultados y su validación mediante experimentación basada en la verificación de la calidad de la suspensión orientada con la medición de aceleraciones generadas en el sistema.

La determinación de cargas dinámicas que intervienen en la zona focalizada de mayor esfuerzo del soporte brinda el dimensionamiento principal de toda la estructura, así como del material de fabricación, las cargas determinadas son validadas por medición real de las deformaciones que asegura la confiabilidad de resultados del análisis dinámico por medio de elementos finitos en la selección de material.

La selección del material es aplicada en la construcción del dispositivo que funcionalmente debe ser validado con lo que el elemento fabricado se somete a experimentación, para asegurar la calidad en relación a su durabilidad, funcionalidad, y aplicabilidad del dispositivo generado de ajuste de altura con elementos existentes en el país.

## Diseño de la Geometría

### *Especificaciones Técnicas Vehículo Chevrolet Sail.*

El desarrollo de la modificación requiere de variaciones en el diseño del soporte y de la forma de acoplamiento, es así que las especificaciones técnicas del vehículo conforman los principales parámetros del diseño del soporte para el control de altura.

El vehículo Chevrolet *Sail* de segunda generación es un automóvil del segmento B fabricado por SAIC *Wuling* en China y ensamblado por *General Motors* OBB en Ecuador dispone de un motor de cuatro cilindros en línea de 1 400 centímetros cúbicos con tecnología S-TECIII, dispone de doble árbol de levas y 16 válvulas con acelerador electrónico y sistema

de admisión variable que le proporciona una potencia máxima de 103 Hp a 6 000 rpm y un torque máximo de 131 Nm a 4 200 rpm (Chevrolet Ecuador , 2017).

Con respecto a especificaciones requeridas para el vehículo con relación a la selección de materiales del sistema de altura ajustable se muestra en la tabla de especificaciones técnicas, que detalla pesos y estructura principal.

Tabla 2.

*Especificaciones técnicas Chevrolet Sail segunda generación*

| Descripción | Detalle |
|---|---|
| Sistema de Dirección | Asistida de piñón y cremallera |
| Sistema de Propulsión | Transmisión manual de cinco velocidades de disposición delantera. |
| Sistema de frenos | Disco ventilado delantero de 9 pulgadas |
| Neumáticos | 185/60/R14 |
| Suspensión delantera | Independiente tipo *Macpherson* |
| Suspensión posterior | Sistema Twist |
| Capacidad de carga | 375 kg |
| Peso Bruto Vehicular | 1435 kg |
| Peso Vacío | 1060 kg |

*Nota:* Especificaciones técnicas y valores del vehículo comercializado en el Ecuador. Adaptado de "Chevrolet Ecuador. (05 de 07 de 2017). Chevrolet. Obtenido de http://www.chevrolet.com.ec/sail-hatchback.html

Los factores adicionales que permiten el diseño y modificación del sistema de anclaje del amortiguador de suspensión corresponden a dimensiones totales del vehículo que se muestra en la tabla 3.

Tabla 3

*Dimensiones Vehículo Chevrolet Sail*

| Descripción | Detalle |
|---|---|
| Ancho | 1690 mm |
| Alto | 1503 mm |
| Distancia entre ejes | 2465 mm |
| Trocha delantera | 1462 mm |
| Trocha Posterior | 1457 mm |

*Nota:* Dimensiones del vehículo comercializado en el Ecuador. Adaptado de "Chevrolet Ecuador. (05 de 07 de 2017). Chevrolet. Obtenido de http://www.chevrolet.com.ec/sail-hatchback.html

Uno de los beneficios del uso de la plataforma del Chevrolet *Sail* es la utilización del mismo amortiguador para vehículos como el Chevrolet Aveo activo, Chevrolet Aveo *Family* y Chevrolet Aveo *Emotion*.

El dimensionamiento del conjunto de suspensión permite soportar pesos mayores que ejerce el sistema de suspensión del vehículo Chevrolet *Sail*, para su implementación en los vehículos Chevrolet *Aveo Family* y *Emotion*. Adicionalmente, se presentan valores de peso por cada eje que permiten tener valores de pesos cercanos al área de trabajo del soporte del amortiguador que se aprecia en la tabla 4.

Tabla 4.

*Pesos Chevrolet Sail por eje*

| Descripción | Detalle |
|---|---|
| Eje delantero izquierdo | 325 kg |
| Eje delantero derecho | 325 kg |
| Eje delantero | 650 kg |
| Eje posterior izquierdo | 392.5 kg |
| Eje Posterior derecho | 392.5kg |
| Eje Posterior | 785 kg |

*Nota:* Pesos del vehículo comercializado en el Ecuador. Adaptado de "Chevrolet Ecuador. (05 de 07 de 2017). Chevrolet. Obtenido de http://www.chevrolet.com.ec/sail-hatchback.html

Con lo que se denota la mayor carga del vehículo sobre el eje delantero, cuyos valores constituyen los valores iniciales de la determinación de cargas requeridas para el análisis computacional.

### *Geometría original suspensión delantera*

El sistema de suspensión original del vehículo Chevrolet *Sail* consta del soporte principal alineado con el eje vertical del vehículo en donde se forma el triángulo principal de soporte del sistema *Macpherson*. Se observa en la geometría dada por el fabricante, el desplazamiento del eje del amortiguador original hacia el pivote de la mangueta de sujeción del soporte de la rueda del vehículo. Es necesario establecer el cuadro de soporte y el triángulo formado en la armadura de la estructura del sistema de suspensión del vehículo, ya que los valores de cargas

aplicadas sobre el soporte del amortiguador y de la base de apoyo del resorte dependen de estas dimensiones.

En la figura 16, se presenta esquemáticamente la geometría principal y la estructura del conjunto de suspensión delantero ensamblado, en donde, se visualiza la inclinación del eje del soporte con respecto al eje de pivote en su parte inferior. Las dimensiones del conjunto original se aprecian en el plano del anexo C.

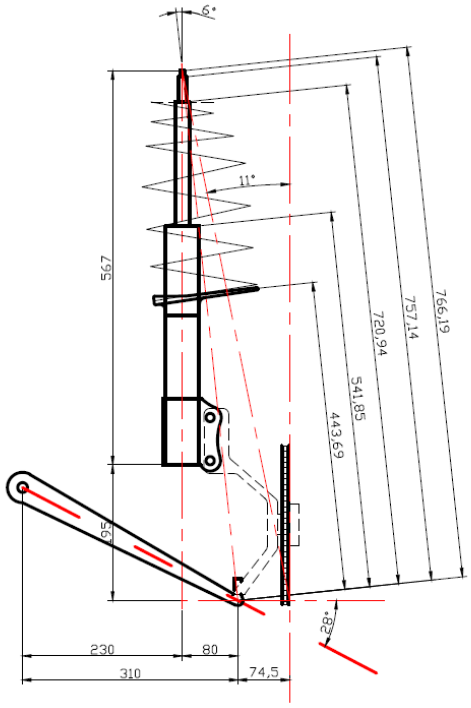



*Figura 16.* Esquema geometría original Chevrolet Sail 2012 (Elaboración propia, 2017)

### *Esquema del dispositivo de ajuste de altura*

El dispositivo de ajuste de altura requiere de la implementación de un soporte roscado para el amortiguador el cual se fija hacia la brida del manguito de la dirección, el mencionado soporte aloja al amortiguador, el diseño propuesto reemplaza el amortiguador original del vehículo por un amortiguador de cartucho que se inserta y se fija al soporte central mediante un roscado interior. Por su extremo superior el amortiguador se fija de forma tradicional mediante la torre hacia la carrocería del vehículo, adicionalmente el soporte del amortiguador

se constituye como elemento de apoyo para el resorte de la suspensión del vehículo, que a través de su roscado posibilita la variación de posición del elemento elástico, desplazando el despegue de la carrocería del vehículo.

*Figura 17***.** Esquema del sistema de ajuste de altura (Elaboración propia, 2017)

### *Determinación de Cargas*

La determinación de cargas del soporte de suspensión establece la necesidad del manejo de cargas puntuales en la zona de trabajo del apoyo principal por lo que los esfuerzos que infieren en el soporte del amortiguador son principalmente cargas verticales que se producen por la masa del vehículo y que actúan de acuerdo a las condiciones de la carretera.

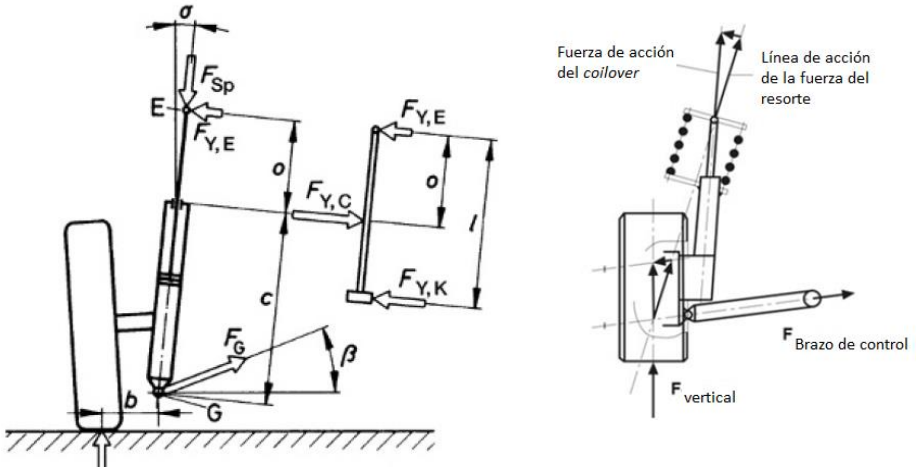



*Figura 18*. Esquema de análisis de fuerzas para resortes con eje de acción desfasado del eje del amortiguador (Crolla, 2009)

La estructura de suspensión del vehículo de acuerdo a la figura 16 dispone de un resorte cuyo eje se encuentra alineado con el centro del pivote de la mesa inferior de suspensión, por lo que la distribución de esfuerzos responde a la estructura visualizada en la figura 18.

El prototipo desarrollado para la suspensión al ser ajustable es aplicable para elevar y reducir la altura del vehículo con lo que se permite el uso del resorte original y ajustar su altura de la misma forma se permite el uso de resortes para *coilovers* que son de menor diámetro y de superficie de apoyo plana, por lo tanto, se aplican las cargas más altas que debe soportar el sistema, así se establece la máxima carga dinámica que el soporte debe retener en todas las condiciones de trabajo.

La ejecución del análisis computacional se aplica utilizando el modelo de cargas mostrado en la figura 19 para resortes planos y para el resorte original, tomando en cuenta la variación del ángulo de acción, condición en la que se generan cargas axiales y tangenciales más altas en el sistema.

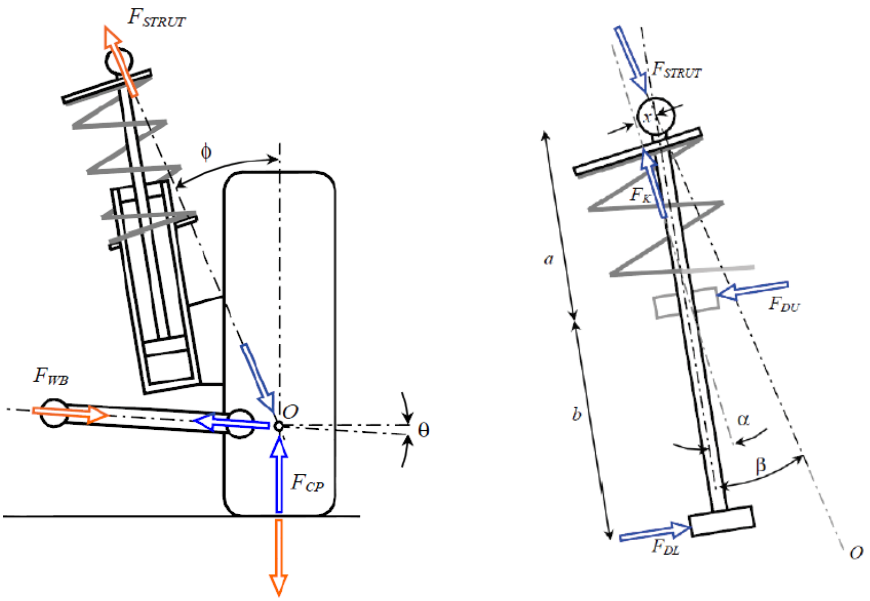



*Figura 19*. Distribución de Fuerzas sistema Macpherson (Wale & Shah, 2013)

En donde, la fuerza $F_{strut}$ generada por la masa del vehículo suspendida es aplicada sobre el vástago del amortiguador siendo esta amortiguada por la acción del resorte y la acumulación de energía que se produce en el amortiguador, la fuerza $F_{cp}$ corresponde al esfuerzo que soporta la masa no suspendida a través del neumático. La fuerza $F_{dl}$ y $F_{du}$ son las fuerzas resultantes de las cargas laterales sobre el neumático y que afectan al soporte del amortiguador. La fuerza $F_k$ corresponde a la carga aplicada por el muelle sobre el soporte superior como inferior del conjunto.

Es así, que las cargas requeridas para el sistema son las cargas $F_k$, $F_{strut}$, en el eje de acción del soporte siendo las fuerzas $F_k$, y $F_{strut}$ en función de la carga $F_{cp}$

Para obtener los valores requeridos en el análisis dinámico se debe obtener la fuerza $F_{strut}$ que mediante la ecuación 5 de esfuerzo sobre el soporte (Wale & Shah, 2013), que es la aplicada para obtener la componente de acción sobre el soporte.

$$F_{strut} = \frac{F_{CP}.cos\theta}{\cos(\emptyset+\theta)} \quad (5)$$

En donde, $F_{cp}$ es la fuerza obtenida por el impacto sobre la rueda que será tomado de la tabla 1 que indica los factores de las cargas dinámicas; mediante la aplicación de la fuerza equivalente a masa por la aceleración se obtiene su valor nominal, los ángulos del sistema se obtienen de la figura 16 que corresponde al esquema de la suspensión original.

Para la aplicación de la fuerza $F_K$ se aplica la ecuación 6 con lo que se obtiene la carga sobre el eje del amortiguador (Wale & Shah, 2013)

$$F_k = \frac{F_{strut}.cos\beta}{\cos\alpha} \quad (6)$$

En donde, se requiere el ángulo β entre el eje del amortiguador y el eje del resorte y el ángulo α en el desfase del centro de anclaje.

Se requiere de la carga lateral sobre el soporte, por lo que mediante las fuerzas $F_{dl}$ y $F_{du}$ mostradas en la figura 19 se obtienen los esfuerzos laterales en el dispositivo, estas cargas $F_{dl}$ y $F_{du}$ se obtienen aplicando la fórmula de la ecuación 7 y ecuación 8 respectivamente (Wale & Shah, 2013).

$$F_{dl} = \frac{F_{strut}}{\text{b}} * \left[\frac{cos\beta.x}{cos\alpha} - a\left(\frac{sin(\alpha-\beta)}{cos\alpha}\right)\right] \quad (7)$$

$$F_{du} = F_{strut}\left(\frac{cos\beta}{cos\alpha}.\frac{x}{b} - \left(\frac{sin(\alpha-\beta)}{cos\alpha}\right).\left(\frac{a}{b}+1\right)\right) \quad (8)$$

Con lo que se obtiene los datos de esfuerzo en el soporte del amortiguador que aplicados al modelo de análisis por elementos finitos permite garantizar la resistencia del componente sometido a cargas dinámicas.

### *Validación dinámica*

En referencia a las fórmulas de cálculo se obtienen esfuerzos en donde las cargas aplicadas en el soporte adoptan un valor inicial, cuyo valor es obtenido mediante la fuerza generada por la masa en conjunto con la aceleración de la gravedad. Ya que el vehículo atraviesa irregularidades de la calzada, variaciones en su trayectoria, golpes indeseables (veredas, baches, etc.) se genera una variación de la aceleración afectando a los valores de las cargas aplicadas.

Es por tal motivo, que la incorporación de una condición específica de la trayectoria recorrida por el vehículo al atravesar una superficie de rodadura específica produce la

variación de las cargas, esto ocasiona que las mismas sobre el soporte del sistema sean dinámicas que varían con respecto al tiempo.

Por lo que las cargas dinámicas a aplicar en el análisis estructural transitorio dependen directamente de la forma de la superficie por donde recorre el vehículo, teniéndose variaciones muy drásticas en los esfuerzos dependientes del perfil de rodadura de la calzada, las variaciones de los esfuerzos por este motivo se ejecutan con referencia a perfiles definidos que establecen las condiciones más comunes para el análisis de la suspensión.

En la figura 20, se puede observar una gráfica de la aceleración generada en la rueda con respecto al tiempo, en donde, el incremento de la aceleración se produce cuando el vehículo atraviesa un montículo, esta condición ocasiona el incremento de la amplitud, luego disminuye la aceleración al quedar la rueda suspendida, y nuevamente se obtiene una aceleración negativa para finalmente estabilizarse. Como se observa tanto la aceleración como la forma de la onda depende de la forma de la irregularidad y de la velocidad con la que se desplaza el vehículo.

La aceleración producida corresponde al perfil de rodadura, este efecto ocurre en intervalos de tiempo desde 1.1 y 1.2 segundos, tomando en cuenta la velocidad de desplazamiento del vehículo de 30 km/h (Patel, Gohil, & Borhade, 2010).

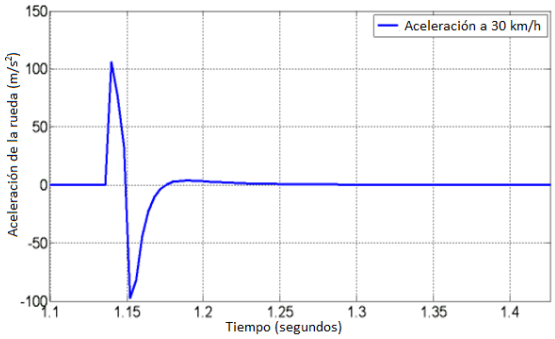



*Figura 20*. Gráfica de aceleración vs tiempo a 30 km/h (Patel, Gohil, & Borhade, 2010)

Sin embargo las variaciones de carga en los vehículos al atravesar una irregularidad de la calzada generan curvas de trabajo que tienen una estructura muy similar, sin importar el tipo de vehículo ni el sistema de suspensión de la masa, este es el caso particular del estudio realizado en la comprobación de cargas dinámicas de vehículos pesados, en donde, se analiza las variaciones de las cargas en tracto camiones *kenworth* K104 con suspensión neumática (Davis & Bunker, 2009). Los resultados de variación de carga de la figura 21 muestran curvas que son muy similares a las mostradas en la figura 20.

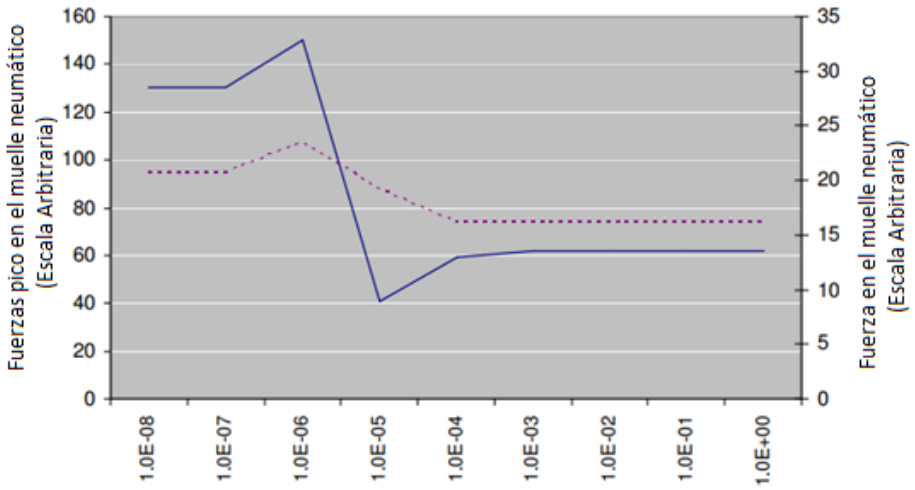



*Figura 21*. Carga pico y carga estándar de los muelles neumáticos a 60 km/h. (Davis & Bunker, 2009)

En la figura 22, se muestran los resultados del estudio de Mariotti y Ficarra (2008) donde se muestran los resultados de la carga con respecto al tiempo, esta gráfica tiene similitud con el estudio desarrollado por Davis y Bunker (2009) así también con el trabajo de Patel, Gohil y Borhade (2010).

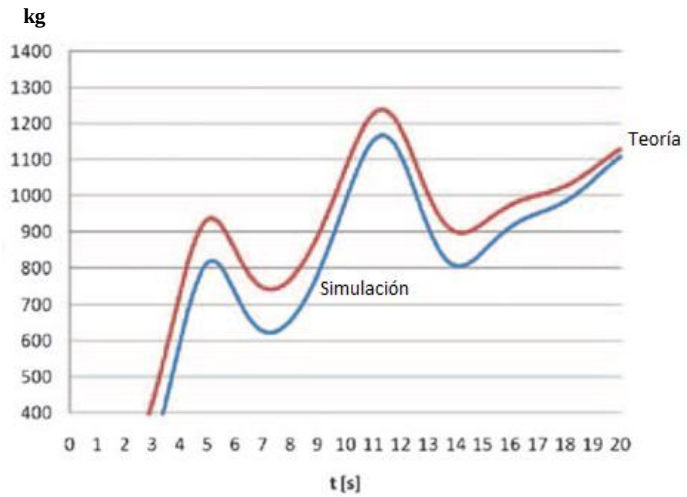



*Figura 22*. Transferencia de carga versus tiempo. (Mariotti & Ficarra, 2008)

La variación dinámica de las cargas correspondientes para el vehículo Chevrolet *Sail,* se establecen mediante la generación de valores por interpolación de los resultados obtenidos por Mariotti con las cargas máximas calculadas en el sistema de suspensión con lo que se obtiene la variación desde su estado de reposo o estado inicial con la fuerza de aceleración de 9.8 $m/s^2$ hasta su máxima variación de 39.24 $m/s^2$ según los valores de la tabla 1 de los factores de cargas dinámicas.

Por lo tanto, todas las cargas que dependen de la principal adoptan por la ejecución de la carga su respectiva variación dinámica siendo estas cargas la fuerza $F_k$ que corresponde a la fuerza sobre el soporte del resorte mostrada en la figura 19, la fuerza $F_{dl}$ y la fuerza $F_{du}$ que corresponden a las reacciones laterales sobre el soporte.

### *Selección de materiales y elementos*

#### *Selección de amortiguador*

La selección de materiales principales para el diseño y desarrollo del elemento de suspensión se basa en la aplicación de elementos existentes y de gran comercialización en el país, con lo que se garantiza la factibilidad de ejecución y de manejo del proyecto.

*Figura 23.* Amortiguador de cartucho (Imágenes Google, 2017)

El amortiguador es un elemento principal para la fabricación del soporte de suspensión ya que este determina la geometría del soporte central y los parámetros dimensionales para el diseño de los demás elementos constitutivos, por lo que la selección del amortiguador se constituye en el elemento base para el diseño y dimensionamiento del resto de componentes.

Un requerimiento inicial para la selección del amortiguador es la necesidad de incorporar un amortiguador de cartucho o inserto para ejes delanteros, ya que para poder instalar el amortiguador original se requiere eliminar del mismo las placas de sujeción y soporte que ocasiona un proceso de mecanizado y por consiguiente el incremento de temperatura generaría un daño del mismo por lo cual se acude a amortiguadores existentes en el mercado que cumplan parámetros dimensionales, que permitan su implementación en el soporte ajustable, entre los principales requerimientos se tiene: carrera de desplazamiento, diámetro

exterior, diámetro del vástago, carga de soporte, longitud de roscado. Dichos parámetros deben ajustarse a las especificaciones del vehículo Chevrolet *Sail.*

Luego de verificar los amortiguadores de cartucho existentes en el país se tienen los parámetros mostrados en la tabla 5.

Tabla 5.

*Comparación de materiales para elaboración del soporte central*

| Ítem | Detalle | | Volkswaguen Gol 01 - 10 | Suzuki Forza II | Toyota *Camry* 91 - 94 |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Carrera del vástago | 170 mm | 180 mm | 190 mm | 161 mm |
| 2 | Longitud total | 567 mm | 580 mm | 590 mm | 577 mm |
| 3 | Longitud cámara | 340 mm | 360 mm | 400 mm | 415 mm |
| 4 | Diámetro exterior | 50 mm | 43 mm | 45 mm | 41.5 mm |
| 5 | Diámetro del vástago | 20 mm | 20 mm | 18 mm | 22 mm |
| 6 | Roscado | M14 x 1.5mm | M14x1.5 mm | 13x1.5 mm | 16x1.5mm |
| 7 | Longitud de roscado | 42 mm | 42 mm | 35 mm | 45 mm |
| 8 | Carga de soporte | 325 kg | 350 kg. | 250 kg | 365 kg |

*Nota:* Especificaciones vehículos, Adaptado de "Icarros Brasil. – Especificaciones técnicas (05 de 02 de 2018). Obtenido de http://www.icarros.com.br/toyota/camry/1993/ficha-tecnica/19672

Es así, que de los amortiguadores de cartucho o inserto comercializados en el país existen tres opciones posibles que cumplen los parámetros de trabajo requeridos, ente los que se tiene los amortiguadores del vehículo Volkswaguen Gol desde el año 2001 hasta el año 2010, el amortiguador del vehículo Suzuki Forza II y el inserto delantero del vehículo Toyota *Camry*.

Al valorar las especificaciones técnicas el amortiguador del vehículo Volkswagen Gol cumple los parámetros dimensionales con respecto a su carrera total, diámetro de vástago, tipo y diámetro de rosca tomando en cuenta que el peso de soporte de 350 kg es muy cercano al del vehículo Chevrolet *Sail* de 325 kg con lo que se garantiza la eficiencia de atenuación de oscilaciones. Por lo contrario los demás amortiguadores del vehículo Suzuki Forza y del vehículo Toyota Camry presentan variaciones fundamentales en la carrera de desplazamiento y en el diámetro del eje, por lo que el amortiguador seleccionado del vehículo Volkswagen Gol es el más adecuado a incorporarse en la suspensión, siendo el diámetro exterior de 43 mm

la cota dimensional a partir de la cual se desarrolla el diseño de todo el conjunto de suspensión basado en el soporte ajustable.

### *Selección de Materiales*

La selección del material más adecuado para la fabricación del soporte se la determina a partir de la disponibilidad de materiales en el país, ya que se efectúa la fabricación del elemento estructural aplicado al sistema de suspensión se requiere de un material con una resistencia a la compresión además de que el material debe poseer buenas propiedades para ser maquinado y soldado. Adicionalmente se requiere del material un peso adecuado para su implementación y que el material sea provisto de forma tubular para reducir las operaciones de mecanizado.

Por lo tanto, para la selección del material se toma en cuenta dos posibles opciones, la primera opción consiste en un material basado en una aleación de acero, la segunda opción consiste en una aleación de aluminio.

La selección de acero se la realiza de acuerdo a las recomendaciones de la organización internacional de acero inoxidable ISSF *International Stainless Steel Forum* encargada de recomendar el uso de materiales basados en acero establece que para el uso en partes estructurales de chasis el material más adecuado es el acero AISI 304 y AISI 304L (ISSF International Stainless Steel Forum, 2018).

En el país existe tubería mecánica redonda fabricada con acero ASTM A366 y tubería sin costura fabricada con acero AISI 4340 por lo que mediante la tabla 6 se comparan las características del material recomendado por la ISSF AISI 304 con respecto al material usado en los dos tipos de tubería comercializados en el país.

Tabla 6.

*Comparación de características materiales*

| Ítem | Detalle | AISI 304 | ASTM A366 | AISI 4340 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Módulo de Young (GPa) | 200 | 190 | 190 |
| 2 | Coeficiente de elongación (%) | 8 - 43 | 22 | 12-22 |
| 3 | Resistencia a la fatiga (MPa) | 210 - 440 | 200 | 330-740 |
| 4 | Coeficiente de Poisson | 0.28 | 0.29 | 0.29 |
| 5 | Cumplimiento de especificaciones % | 100% | 71% | 74% |

*Nota:* Especificaciones materiales Material Properties Database (05 de 02 de 2018). Obtenido de https://www.makeitfrom.com/compare/AISI-304-1.4301-S30400-Stainless-Steel/SAE-AISI-4340-SNCM439-G43400-Ni-Cr-Mo-Steel

De acuerdo a la tabla 6 se verifica que el acero AISI 4340 cumple con el 74 % de las especificaciones, mientras que el acero ASTMA A366 cumple con el 71%, adicionalmente a este parámetro se toma en cuenta que la tubería sin costura se comercializa en varios espesores que van desde 2.7 hasta 17 mm de espesor, mientras que la tubería mecánica redonda se comercializa con espesores de 0.6 mm hasta 1.5 mm. Por lo que se selecciona como posible material de fabricación al acero AISI STEEL 4340 material usado para la fabricación de tubería normalizada sin costura que permite la disminución de costos y asegurar la factibilidad de desarrollo.

El segundo posible material a emplearse consiste en el uso de un material más ligero, debido a que la aleación de aluminio 6061 es utilizada comúnmente para la fabricación de partes de suspensión de automóviles (Inagaki, 2007), debido a que el material se comercializa en el país se establece como segunda opción de fabricación basado en que este material cumple las especificaciones que se requieren apara un elemento estructural de suspensión.

*Resistencia del roscado*

La selección del roscado corresponde a un parámetro de diseño crítico dentro de la selección de materiales y de la resistencia del soporte, debido a que la rosca es la que será la que soporte la carga máxima sobre el soporte de suspensión de 1 468.89 kg, por lo tanto, de la

selección del roscado y de la dimensión del amortiguador que debe insertarse en el soporte se determina el material utilizado.

La selección del roscado se desarrolla tomando en cuenta que no existe una fuerza de apriete conocida, por lo que la resistencia a la tracción del roscado se la puede evaluar mediante la ecuación 9 que permite determinar el área de esfuerzo a la tracción calculando el diámetro de prueba mediante la fuerza externa total de tracción sobre el perno con respecto a la resistencia de fluencia mínima a la tracción del material en la que se desarrolla el roscado (Faires, 1995).

$$A_t = \frac{F_e}{0.4 * S_Y} \quad (9)$$

En donde $A_t$ corresponde al área de esfuerzo a la tracción, $F_e$ corresponde a la fuerza externa total de tracción y finalmente $S_y$ que corresponde a la resistencia de fluencia mínima a la tracción del material.

La fuerza aplicada para el roscado corresponde al valor máximo calculado de 1 468.89 kg, por lo que el área se toma de acuerdo al seleccionado para la fabricación del soporte de los dos materiales seleccionados tomándose un valor de 1 468.89 kg equivalente a 3 231.558 lb.

El acero AISI 4340 dispone de una resistencia de fluencia mínima de 70 kg/mm$^2$ que equivale a 9 9535.88 lb/in$^2$ (Iván Bohman C. A., 2016); mientras que el aluminio 6061 posee una resistencia de fluencia de 55 N/mm$^2$ que equivale a 7 977.075 lb/in$^2$.

Con lo que se obtiene un área de esfuerzo a la tracción de 0.0811 pulg$^2$ (52.32 mm$^2$) para el acero y de 1.012 pulg$^2$ (652.90 mm$^2$) para el aluminio 6061; de acuerdo a la ecuación 9. Por lo que para que el roscado resista la carga aplicada se necesita de un diámetro nominal mínimo de 10 mm para el acero y de 33 mm para el aluminio.

La instalación del amortiguador seleccionado se la debe realizar por la sección interior del tubo, por lo que se requiere de un diámetro interior mínimo de 45 mm; tomando en cuenta un paso normalizado de 4 mm se necesita de un diámetro nominal externo de 49.90 mm solo para el roscado con lo que el tallado de la rosca debe tener 2.45 mm de espesor.

*Selección de soporte principal*

La dimensión del amortiguador seleccionado y la resistencia del roscado requieren de un tubo de diámetro interior más de 44 mm; en el mercado nacional existe tubería fabricada sin costura que permite la fabricación del soporte siendo la tubería con norma ASTM A 106. Gr.B / A53 /API5L / AISI STEEL 4340 la que cumple los requisitos según lo indicado en la sección de selección de materiales, es por esto que para el desarrollo del soporte, el tubo seleccionado para el diseño es de dos pulgadas cedula 80 que cuenta con un diámetro exterior de 60.30 mm y un diámetro interior 52.48mm (IPAC, 2017).

Un material alternativo para el desarrollo del proyecto es tubería de aluminio 6061 de dos pulgadas, pero dicho material dispone de una pared de solamente 1.27 mm, con lo que no es adecuado para la fabricación del soporte ya que el espesor de pared no es suficiente para el tallado de la rosca.

Por lo tanto, la segunda alternativa de material para el proyecto corresponde al uso de barras de aluminio de dos pulgadas y media, es decir, 63.50 mm (Cedal, 2017).

*Selección del roscado*

Con las dimensiones de la tubería seleccionada se dispone de un diámetro de 60 mm, con esta dimensión externa del tubo se puede generar roscas normalizadas con un paso de entre 4 y 5.5 mm. Si se aplica la fórmula para determinar el diámetro interno $\boldsymbol{d_r}$ dada por la ecuación 10 (Faires, 1995)

$$d_r = d - 1.226869 * p \quad (10)$$

En donde, *d* corresponde al diámetro nominal, $d_r$ es el diámetro interno y *p* es el paso de la rosca.

Aplicando la ecuación 10 se obtiene para la rosca de diámetro 60 mm y paso 4 mm un diámetro interior de 55.09 mm. La rosca seleccionada para la sujeción del resorte corresponde a una rosca cuadrada ya que todos los esfuerzos los transmite de forma paralela con respecto al eje (Sandvik Coromant, 2007) con lo que se asegura que todo el desplazamiento del vehículo sea soportado por la tuerca principal de retención.

Es necesario aplicar un coeficiente de seguridad conjunto roscado para garantizar la resistencia de los filetes por lo que se requiere obtener inicialmente el valor de esfuerzo a la tracción o compresión de la rosca mediante la ecuación 11, de resistencia a la tracción (Dobrovolski, 1970)

$$\sigma_{Trac} = \frac{4F}{\pi . {d_c}^2} \quad (11)$$

En donde, $\sigma_{Trac}$ corresponde a la resistencia a la tracción, F es la fuerza aplicada de 1 468.89 kg y $d_c$ corresponde a un coeficiente de 1.1 por su diámetro se obtiene una tensión de 42.93 kg/cm$^2$. De acuerdo a Dobrovolski el factor de seguridad para el diámetro de 60 mm corresponde a 3,3 se requiere de un efuerzo a la tracción mayor o igual a 141.69 Kg/cm$^2$.

Otro parámetro fundamental del cálculo de roscado se relaciona con el cizallamiento de la rosca calculado mediante la ecuación 12 (Dobrovolski, 1970)

$$\tau = \frac{P}{\pi.d\beta H} \quad (12)$$

En donde, P es la carga de aplastamiento, y $\beta$ corresponde al coeficiente de relleno de altura que es igual a 1 y una altura H de 2.1 cm se obtiene un valor de 37.11 kg/cm$^2$. Finalmente se requiere el cálculo de aplastamiento de la rosca mostrado en la ecuación 13 (Dobrovolski, 1970).

$$\sigma_{aplast} = \frac{4P}{\pi.(d^2 - d_1^2)k_m Z} \quad (13)$$

En donde, se requiere del número de fletes y del coeficiente $k_m$ equivalente a 0.65 obteniéndose un valor de 67.04 kg/cm$^2$. Que no superan los valores de 70 kg/cm$^2$ que soporta el acero AISI 4340. Pero sin embargo se requeriría efectuar un tratamiento térmico sobre el aluminio 6061 para que soporte las cargas aplicadas.

*Dimensionado de soporte principal*

Tomando en referencia la resistencia del roscado, las dimensiones estandarizadas, la tubería existente en el país y la selección de roscado, se requiere de un soporte central de diámetro exterior de 60 mm, un espesor de pared para roscado de 2.45 mm, y una dimensión interna de 49.22 mm, resultando en un espesor de la pared de soporte de 2.94 tanto para el uso de acero AISI 4340 como para el aluminio 6061, con lo que mediante el cálculo de selección se garantiza la resistencia mecánica del material a las cargas requeridas, que serán validadas mediante el análisis asistido por computador de elementos finitos aplicando cargas dinámicas en estado transitorio.

*Selección de resorte.*

El desarrollo del soporte también requiere la posibilidad de utilizar tanto el resorte original como resortes estándar de suspensión, por lo tanto, se prevé la incorporación de resortes que mantengan las mismas características de la suspensión original. Para el vehículo Chevrolet *Sail* se requiere de resortes con un coeficiente de 150 lb/pulg$^2$.

Para permitir el ajuste de la suspensión por debajo de la dimensión de fábrica se requiere de resortes de menor diámetro que el original ya que sus dimensiones impiden disminuir la altura de la suspensión. La dimensión estándar de los resortes para vehículos livianos corresponde a un diámetro interior de la espira de 2.50 pulgadas, la longitud del mismo puede variar desde 6 pulgadas hasta 14 pulgadas. El resorte seleccionado para el diseño corresponde a 6 pulgadas de longitud, un diámetro interior de 2.5 pulgadas y un coeficiente de 150 lb/pulgada que comercialmente se codifica como un resorte 600.250.0150 (6”x2.5”X150lb/pulgada).

El uso del resorte original permite el incremento de altura de la suspensión del vehículo sin restricciones de hasta 6 cm con el soporte modificado, mientras que para generar un descenso de altura de la carrocería por restricciones dimensionales del resorte se permite el descenso de un máximo de 1.5 cm por lo tanto se requiere del resorte seleccionado de menor diámetro que el original para obtener un descenso de hasta 5 cm.

*Figura 24.* Resorte 600.250.0150 (Imágenes Google, 2017)

**Modelado Tridimensional CAD.**

El desarrollo del modelado tridimensional del dispositivo se lo desarrolla en base a las dimensiones originales del amortiguador del vehículo mostrado en el Anexo C, por lo que el desarrollo del modelo se basa en la incorporación del amortiguador del vehículo Volkswagen Gol.

El dimensionamiento permite mantener la geometría original de la suspensión tomando en cuenta la carrera de desplazamiento del amortiguador original del vehículo Chevrolet *Sail* de 160 mm que es compatible a la carrera del amortiguador del vehículo Volkswagen Gol con 170 mm de recorrido.

***Fase de desarrollo inicial***

El modelado requerido para el desarrollo del diseño CAD y su validación mediante el análisis de elementos finitos de las cargas dinámicas en estado transitorio CAE se lo realiza mediante el software del fabricante Siemens utilizando el programa NX versión 10. El entorno de trabajo para el modelado de todos los componentes de suspensión se muestra en la figura 25.

*Figura 25*. Modelado de soporte central Siemens NX10 (Elaboración propia, 2017)

El dimensionamiento de todos los elementos de suspensión parten de las medidas del soporte central que tiene un diámetro exterior de 60.4 mm, a partir de esta dimensión se desarrolla el dimensionamiento de alas tuercas ya las placas para que sobre este elemento se incorporen los demás ítems como lo es el amortiguador, su soporte inferior, su tuerca de ajuste superior, inclusive hasta llegar a las placas que conforman la brida de acoplamiento.

### *Modelado de Soporte Central*

El pilar fundamental del sistema es el soporte central que se encuentra constituido por tubo sin costura de acuerdo a las cargas que deben soportar se selecciona una tubería de medida comercial de 2 pulgadas de diámetro exterior cedula 80, material que se encuentra disponible para su comercialización en el país, de la sección interna y externa de la tubería se establece el diseño de los demás componentes del soporte de suspensión por lo que el modelado y dimensionado de los demás elementos de sujeción del conjunto de acoplamiento para el amortiguador se rigen de esta cota inicial.

Para conseguir el trabajo del amortiguador se requiere de un anclaje firme del cartucho en el tubo que conforma el soporte, en la sección inferior se requiere de un tope con lo que se forma el apoyo inferior del amortiguador, adicionalmente se requiere el centrado del cartucho por lo que se incorpora a este componente una guía del amortiguador.

En la parte superior el tubo se genera un roscado interno que mediante el uso de una tuerca que cumple la función de sujeción del amortiguador, que de la misma manera realiza la función de centrado y de soporte garantizando su anclaje firme.

La función principal del sistema ajustable se da por el roscado exterior en la superficie del tubo lo que permite el ajuste de ajuste de altura del resorte del sistema y de la suspensión. La longitud del soporte es dada de acuerdo a las dimensiones del soporte original ver

anexo O, la dimensión del roscado se define acorde al ajuste de altura que se permite para el vehículo.

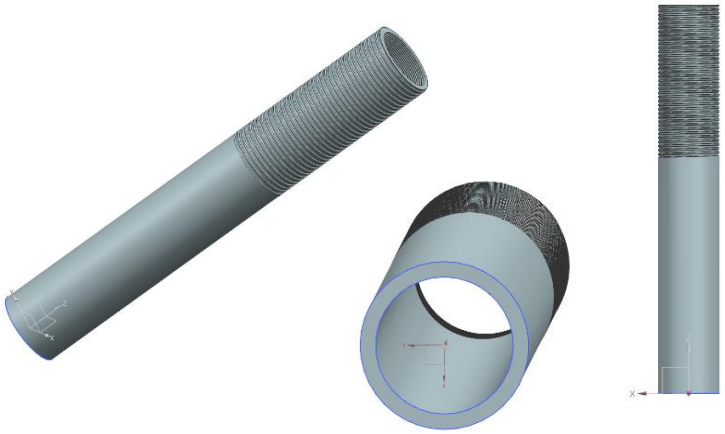


*Figura 26.* Detalle de soporte (Elaboración propia, 2017)

La longitud del roscado exterior para el ajuste de altura permite el desplazamiento del punto de apoyo del resorte, con lo que se consigue la variación de la altura del vehículo, es así que para obtener un incremento de 50 mm así como un descenso de 50 mm de la altura del vehículo se requiere de un roscado mínimo de 100 mm, se necesita una sección necesaria para la tuerca y contratuerca de sujeción de 10 mm de espesor de cada uno, a esto se le suma la holgura necesaria para generar el ajuste y calibración de altura, por lo que se diseña con una longitud de rosca de 150 mm.

En la figura 27, sección (a) se muestra el detalle del roscado exterior del tubo que permite el ajuste de altura, en la sección (b) se muestra el detalle del roscado interior para la tuerca de sujeción del amortiguador, por lo tanto, las dos superficies del tubo tanto la externa como interna requieren de un trabajo de mecanizado.

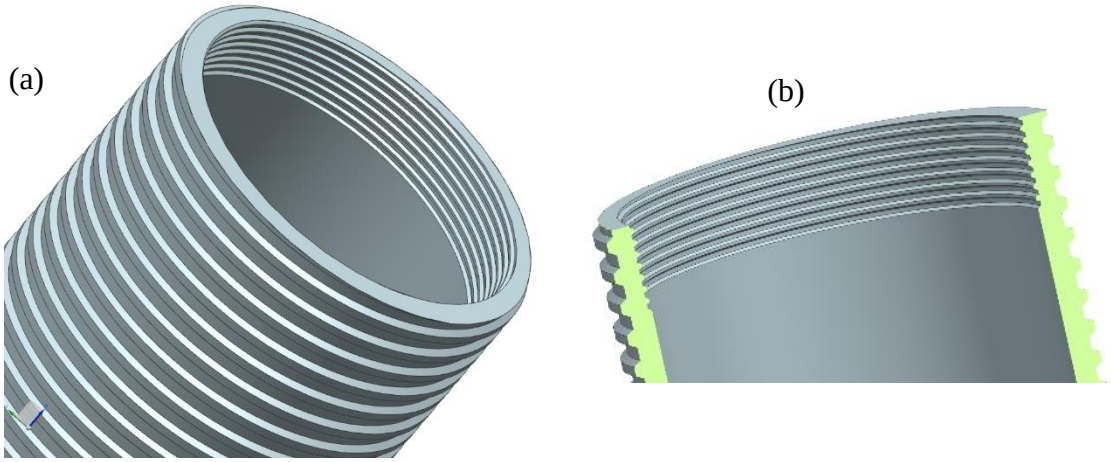



*Figura 27*. Detalle superior e inferior de soporte central (Elaboración propia, 2017)

### *Modelado de Amortiguador*

El amortiguador a aplicar constituye un elemento de vital importancia para el diseño del conjunto de soporte de la suspensión, especialmente por la influencia en el dimensionado, tal como el diámetro interno mínimo necesario, la carrera final de desplazamiento que determina la longitud del conjunto en general.

El modelado del amortiguador también es indispensable para el dimensionamiento de los demás componentes, en el conjunto ya que con la incorporación del amortiguador se procede con el modelado estructural que permite incorporar las cargas para el análisis CAE.

Es necesario indicar que en el mercado nacional se garantiza la existencia del amortiguador ya que es un elemento de recambio de otro vehículo de gran circulación local con lo que se permite que el diseño propuesto pueda ser desarrollado en el entorno local y así dar solución a la problemática planteada garantizando la factibilidad a futuro del soporte.

El modelado del amortiguador de cartucho tridimensional constituye un modelo fijo, no se contempla el ensamble deslizante del vástago al interior del cuerpo del amortiguador ya que su modelado se lo realiza con el objetivo de apoyo en el modelado de todos los elementos constitutivos del sistema de suspensión, el análisis de esfuerzos se enfoca en garantizar la

resistencia del soporte central por lo que no se requiere de simulación para el amortiguador de cartucho.

*Figura 28*. Modelado amortiguador de cartucho (Elaboración propia, 2017)

***Modelado de Resorte***

El resorte cumple al igual que el amortiguador una condición dimensional fundamental para el modelado de los elementos, por lo que se requiere de su dimensionamiento genera las dimensiones del resto de componentes, ya que en virtud de las dimensiones del resorte se diseña la tuerca de soporte, se determina su diámetro y la ranura de sujeción.

Es necesario indicar que el resorte no forma parte de la simulación CAE ya que los esfuerzos dinámicos calculados consideran la variación de todo el conjunto de suspensión sobre los puntos de anclaje del soporte inferior, tanto en la zona de apoyo del resorte como en los puntos de anclaje del sistema, con lo que se obtiene el conjunto de cargas y restricciones necesarias para el análisis dinámico transitorio.

El resorte helicoidal cumple con las especificaciones 600.250.0150 nomenclatura que indica su longitud de 6 pulgadas (254 mm), 2.5 pulgadas de diámetro interno (63.5 mm) y una constante de 150 libras por cada pulgada de compresión.

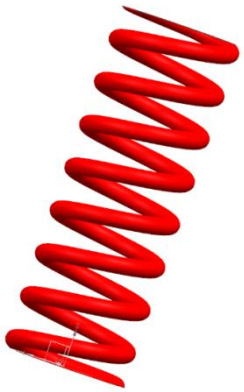


Figura 29. Resorte helicoidal modelado 600.250.0150 (Elaboración propia, 2017)

***Modelado de Tuerca de Retención***

La tuerca de retención se ubica sobre el soporte central roscado, ésta cumple la función de soportar el resorte del sistema de suspensión y adicionalmente permite la variación de altura, en el diseño de la tuerca se incorpora un eje central o ceja en su sección superior con un diámetro de 66.5 mm que sirve de guía para el resorte y evita que este se descarrile lateralmente, las dimensiones externas de la tuerca se generan a partir del diámetro exterior del resorte de 94 mm.

La tuerca dispone de cuatro muescas o ranuras en la periferia necesarias para la su fijación y ajuste ya que por su diámetro exterior resulta inadecuado el uso de llaves hexagonales, por lo que las ranuras de 8 x 5 mm permiten el uso de llaves de ajuste de suspensiones con coiover.

El modelado de la tuerca dentro de la simulación CAE tiene la función de definir el número de hilos de rosca en contacto sobre los que se distribuyen las cargas transmitidas por el resorte, ya que sobre este elemento recepta y transmite la carga principal mediante los flancos de la rosca al soporte central, lo constituye como el elemento sometido a los esfuerzos más altos de la suspensión.

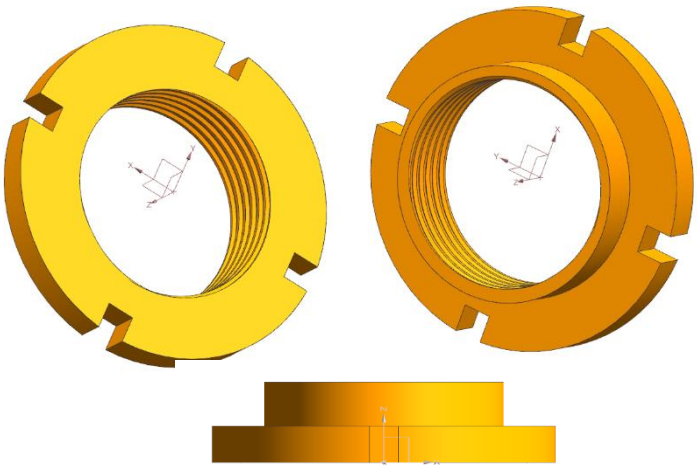


*Figura 30.* Modelado tuerca de retención (Elaboración propia, 2017)

### *Modelado de Contratuerca de Soporte*

La contratuerca de soporte evita el desplazamiento de la tuerca de retención, garantizando que se mantenga la posición del resorte al girar las ruedas del vehículo, adicionalmente el diseño permite intercambiar la posición en el ensamble entre tuerca y contratuerca, es así que se diseña el componente con las mismas dimensiones de la tuerca. La contratuerca al igual que la tuerca principal dispone de ranuras para su manipulación y ajuste.

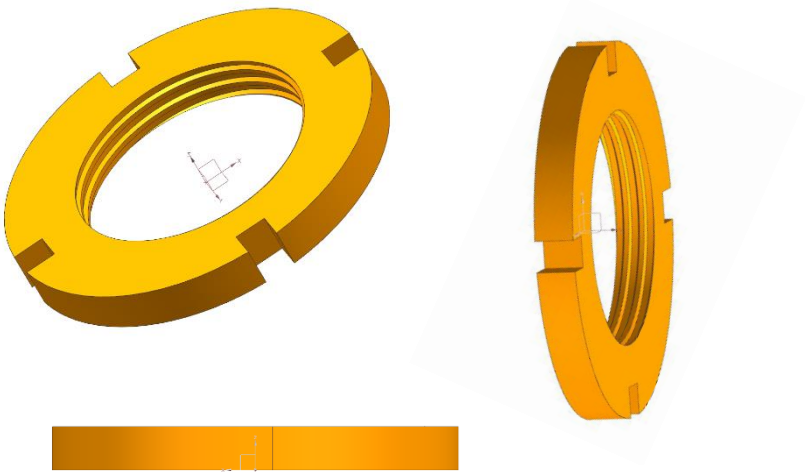


*Figura 31.* Contratuerca de soporte (Elaboración propia, 2017)

### *Modelado de tope inferior*

El amortiguador como se ha mencionado requiere de un anclaje firme al soporte central, por lo que requiere de un tope inferior como de un ajuste en su sección superior, en la de la parte inferior del tubo de soporte. Debido a que se utiliza tubería normalizada se requiere de un buje guía que dispone de una base del diámetro exterior de la tubería 60.4mm, también se incorpora un anillo con un diámetro de 44 mm.

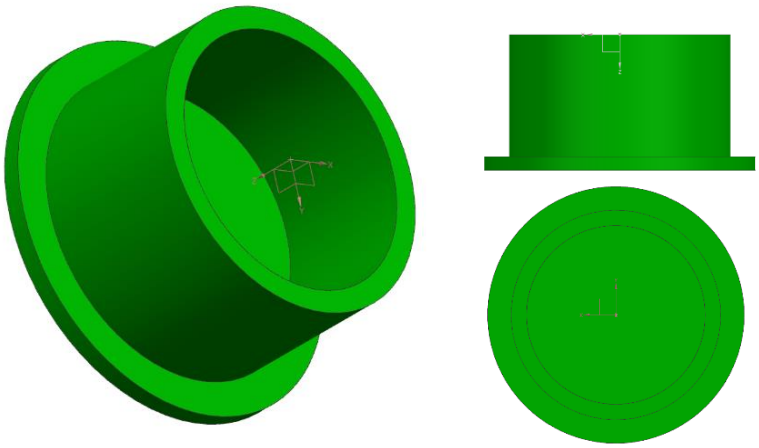


*Figura 32.* Vista tope inferior (Elaboración propia, 2017)

Como se muestra en la figura 32 el anillo de ajuste que cumple la función de un bocín dentro de la estructura del soporte permite el centrado y soporte lateral del amortiguador por su sección inferior. El soporte inferior se adhiere mediante soldadura formando un solo cuerpo con el soporte central.

### *Modelado de Tuerca de Retención de Amortiguador*

El ajuste del amortiguador en la zona superior del soporte se la realiza mediante una tuerca de retención, así se garantiza el acoplamiento firme del amortiguador que permite que cumpla la función de disminuir las oscilaciones del resorte. Así también se requiere del

centrado del amortiguador por lo que la tuerca dispone al igual que el soporte inferior del anillo o bocín incorporado al conjunto.

Debido a que el amortiguador constituye un elemento de recambio del sistema de suspensión el roscado exterior de la tuerca acoplado al roscado interior del tubo permite el ajuste firme y el remplazo del amortiguador cuando haya culminado su vida útil.

Así también, para poder realizar el recambio se dispone de ranuras rectas que facilitan el ajuste para su armado y desarmado que permite extraer el amortiguador de cartucho del soporte. La forma de la tuerca cumple con los requerimientos dimensionales de la suspensión basada en el uso dimensiones estándar.

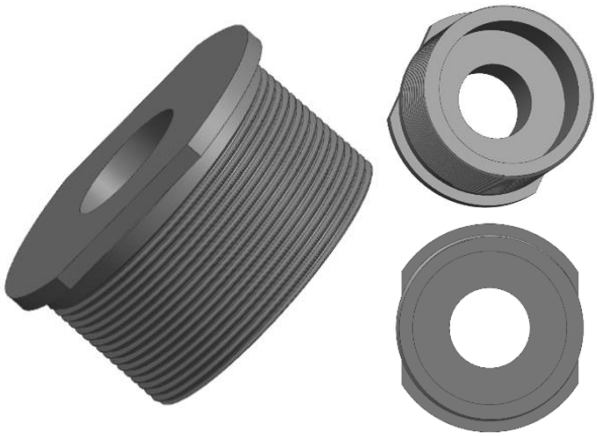


*Figura 33.* Tuerca de retención de amortiguador (Elaboración propia, 2017)

Para permitir el desplazamiento del eje del amortiguador se genera una perforación en la tuerca en su sección superior.

### *Modelado de Placas de Soporte*

El anclaje del soporte central a la mangueta se realiza por medio de la brida de sujeción, por lo tanto, se requiere de placas de chapa de acero que se acoplen al soporte central y que permita el acoplamiento a la mangueta y que sea sujetado a través de pernos.

La brida original es reemplazada con dos placas ya que el nuevo y mayor diámetro del soporte central afectan las dimensiones por lo que se requiere de una brida más corta. Las placas diseñadas se adhieren firmemente a la estructura con lo que su dimensionamiento garantiza mantener la geometría original de la suspensión. Adicionalmente con el diseño basado en placas el ajuste del soporte a la mangueta se puede universalizar su aplicación ya que con la fabricación de placas de soporte externas se posibilita el uso del sistema ajustable para cualquier vehículo.

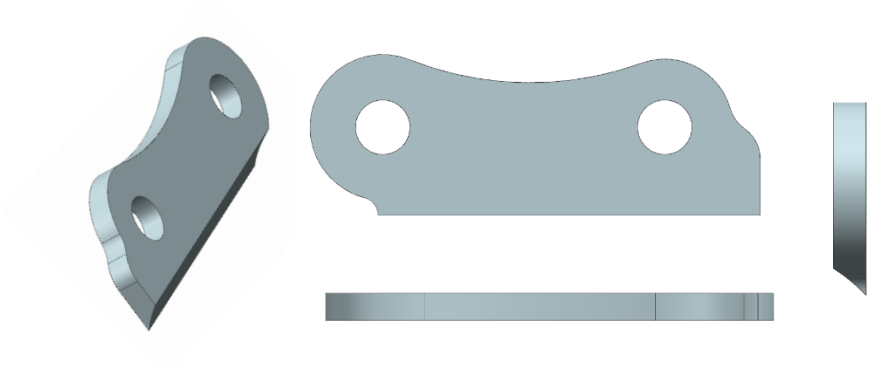


*Figura 34.* Vistas placa de sujeción (Elaboración propia, 2017)

La placa de soporte respeta la forma de la brida original con lo que se asegura su sujeción, las placas disponen de su filo chaflanado para ajustarse a la superficie curva del soporte, se presentan las perforaciones para su ajuste mediante pernos que conforma el punto de anclaje de la suspensión del vehículo. Para el armado del conjunto de fijación se requieren de dos placas que conforman las paredes de soporte que se acoplan a la mangueta del vehículo.

### *Ensamble del conjunto*

Los elementos constitutivos del conjunto de soporte del amortiguador deben ser ensamblados en el soporte central, lo que requiere de un posicionamiento específico. Por lo

tanto, el ensamble global del conjunto se lo realiza mediante restricciones de posición de cada componente.

El ensamble consiste en incorporar los elementos individuales, se procede a insertar las placas que conforman la brida de sujeción en el área de trabajo del ensamble, se establecen las restricciones necesarias y se fija a las placas como punto de anclaje, se procede a agregar en el área de trabajo el soporte central que es acoplado mediante dos restricciones, la primera consiste en centrar el eje del tubo por lo que se aplica la restricción "Deducir el centro o eje" y se define la posición del tubo mediante la opción "*prefer* alcanzar". Se ensambla el tope inferior en el interior del tubo de soporte, al ser un eje requiere nuevamente de las dos restricciones ya utilizadas.

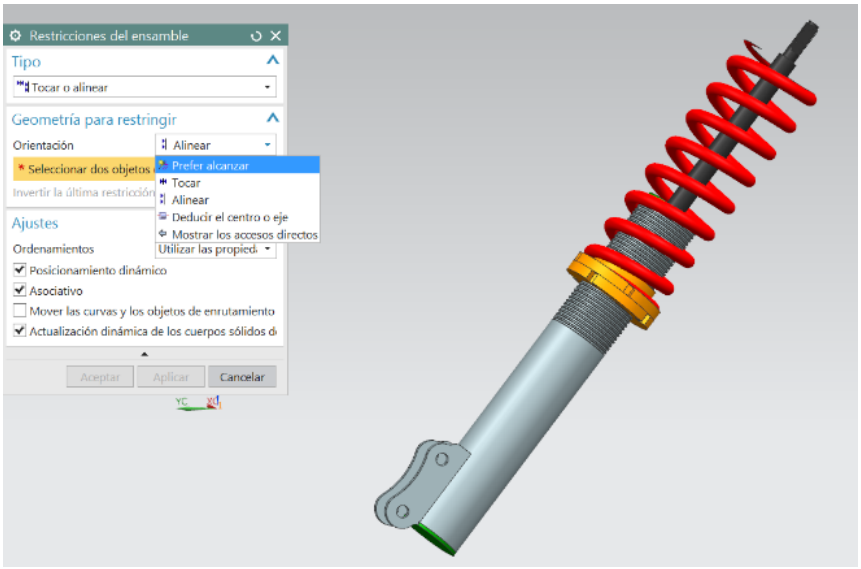
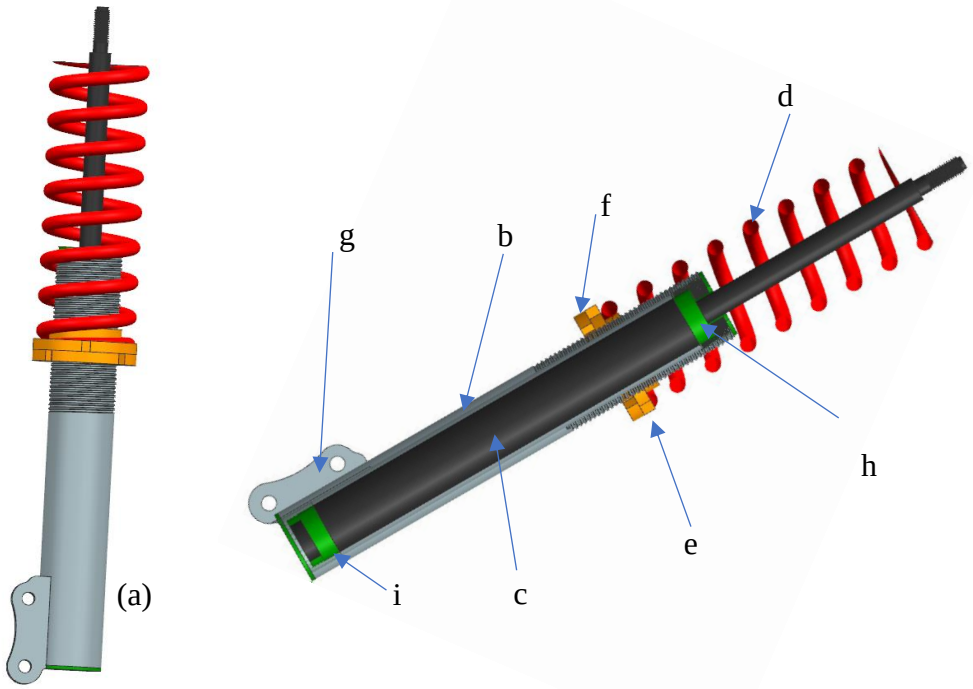



*Figura 35*. Restricciones de ensamble (Elaboración propia, 2017)

Se procede a ensamblar el amortiguador, la tuerca de retención del amortiguador, se ubica la contratuerca de soporte, la tuerca de retención, y finalmente el resorte, para ensamblar todos los componentes listados al ser elementos circulares se aplican varias

restricciones “Deducir el centro o eje” y “*prefer* alcanzar” con lo que se consigue el conjunto ensamblado.

En la figura 38, se muestra el conjunto de soporte de suspensión modelado en tres dimensiones en el programa Siemens NX.




***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| a | Ensamble total |
| b | Soporte central |
| c | Amortiguador Volkswagen gol |
| d | Resorte para *coilover* |
| e | Tuerca de retención |
| f | Contratuerca de soporte |
| g | Placa de soporte |
| h | Tuerca del amortiguador |
| i | Tope inferior |

*Figura 36.* Ensamble del conjunto de soporte (Elaboración propia, 2017)

**Análisis computacional dinámico transitorio.**

El soporte diseñado se somete análisis CAE, debido a la naturaleza de las fuerzas aplicadas se requiere de un procedimiento de evaluación al que se aplica las cargas dinámicas,

los resultados obtenidos son recopilados en estado transitorio. El análisis mediante elementos finitos FEM se lo realiza mediante el módulo de simulación avanzada del programa Siemens NX 10 que dispone de varios módulos de solución denominados *solver* el módulo de solución ejecutado para el presente análisis de elementos finitos corresponde al módulo NX NASTRAN el que dispone de dos módulos de análisis de respuesta transitoria, el solucionador SOL109 y SOL112.

El solucionador SOL109 corresponde a un módulo de análisis directo de respuesta transitoria. El solucionador SOL112 corresponde al módulo de análisis de respuesta transitoria modal. Con la ejecución del análisis transitorio se obtienen resultados del comportamiento de acuerdo a la variación de las cargas con el tiempo, por lo que las cargas son conocidas en cada intervalo, usados para obtener desplazamientos, velocidades y esfuerzos en cada nodo (Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2014).

### *Selección de solucionador.*

La selección del módulo de análisis dinámico depende de las características de las cargas, el modo transitorio directo y el modo transitorio modal tienen determinadas ventajas acorde a las características del análisis, en donde para su selección se recomienda el uso de la tabla 7 de aplicación de los *solvers*.

Tabla 7. *Respuesta modal versus respuesta directa NX Nastran*

*Respuesta Modal Versus respuesta directa NX Nastran*

| Características | Análisis Modal | Análisis Directo |
|---|---|---|
| Modelos pequeños | | X |
| Modelos grandes | X | |
| Pocos pasos de tiempo | | X |
| Gran cantidad de pasos de tiempo | X | |
| Alta frecuencia de excitación | | X |
| Amortiguación normal | | X |
| Alta precisión | | X |

*Nota*. Recomendaciones de aplicación análisis dinámico transitorio modal vs directo. Adaptado de "Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. (2014). Basic dynamic analysis user's *guide. Plano TX, USA: Siemens Industry Software.*

De acuerdo a la tabla presentada el modelo del sistema se ajusta a las características del módulo de análisis elemental SOL109 ya que el soporte de suspensión tiene dimensiones pequeñas y se requieren de alta precisión de los resultados.

***Selección de mallado.***

La selección del mallado se basa en la configuración del tamaño de los espacios del mallado, la calidad de los resultados de la simulación depende principalmente de la elección correcta del mallado, por este motivo es necesario incorporar un método de mallado que permita que los parámetros más importantes de distorsión tales como el índice jacobiano y el índice de proporción de aspecto sean lo más bajos posible (Molero, 2012).

La selección de la malla se basa en obtener una malla que ayude a obtener resultados que se aproximen más a la realidad por lo que cuanto mayor sea el número de nodos de nuestra malla, y por tanto de elementos, se obtendrán mejores resultados, sin embargo, el exceso de nodos puede afectar en el procesamiento y en el cálculo de resultados por lo que una densidad de nodos tan grande puede generar mejoras mínimas en los resultados, pero generan un gasto computacional excesivo. (de Vehi Sarrazin, 2016)

El mallado seleccionado se lo puede realizar mediante malla estructurada y no estructurada, debido a la complejidad de los componentes se utiliza la malla no estructurada que es desarrollada automáticamente por el programa y conformada por tetraedros, en donde, para obtener una buena aproximación de resultados se utiliza la malla con mayor cantidad de nodos del mallado, por lo que, al tratarse de un volumen se selecciona el tetraédrico 3d de 10 nodos, para verificar la calidad de se basa en obtener valores del índice jacobiano lo más cercano a cero, y de esta forma asegurar la calidad de la simulación. Por lo que se recomienda que el índice de la matriz jacobiana no supere el valor de uno y la relación de aspecto no

supere los 10 puntos (Molero, 2012). Se selecciona un mallado para el análisis computacional con una densidad de 2 mm con el que se asegura la calidad de la simulación.

### *Condiciones de frontera.*

Las condiciones de frontera para el modelo del soporte de suspensión requiere de la aplicación de tres cargas fundamentales, las cargas dinámicas que corresponden a los valores de las fuerzas $F_{dl}$, $F_{du}$ y $F_{k}$, mostradas en el anexo D, en donde la fuerza $F_{k}$ aplicada sobre el soporte del resorte como una carga distribuida sobre la superficie de la tuerca de soporte, la fuerza $F_{dl}$ aplicada sobre el soporte superior en dirección del centro del vehículo y finalmente la carga $F_{du}$ de reacción sobre el centro del soporte aplicada a la parte exterior de la carrocería. Adicionalmente se requiere de la incorporación del anclaje de la brida de sujeción al que se le toma en cuenta como una restricción de empotramiento en la superficie de contacto de los pernos.

### *Procedimiento de análisis.*

#### *Activación del módulo de análisis transitorio.*

El paso inicial previo al desarrollo del análisis dinámico en estado transitorio es disponer del modelo del sistema de suspensión ensamblado y desarrollado en el software de diseño CAD. Con el modelo tridimensional desarrollado se procede a activar el módulo de análisis avanzado del software NX, con lo que se procede a realizar la activación del módulo Nx Nastran.

La activación del módulo dinámico se observa en la figura 37, donde, se muestran las capturas de pantalla de la activación del solucionador y del módulo seleccionado.

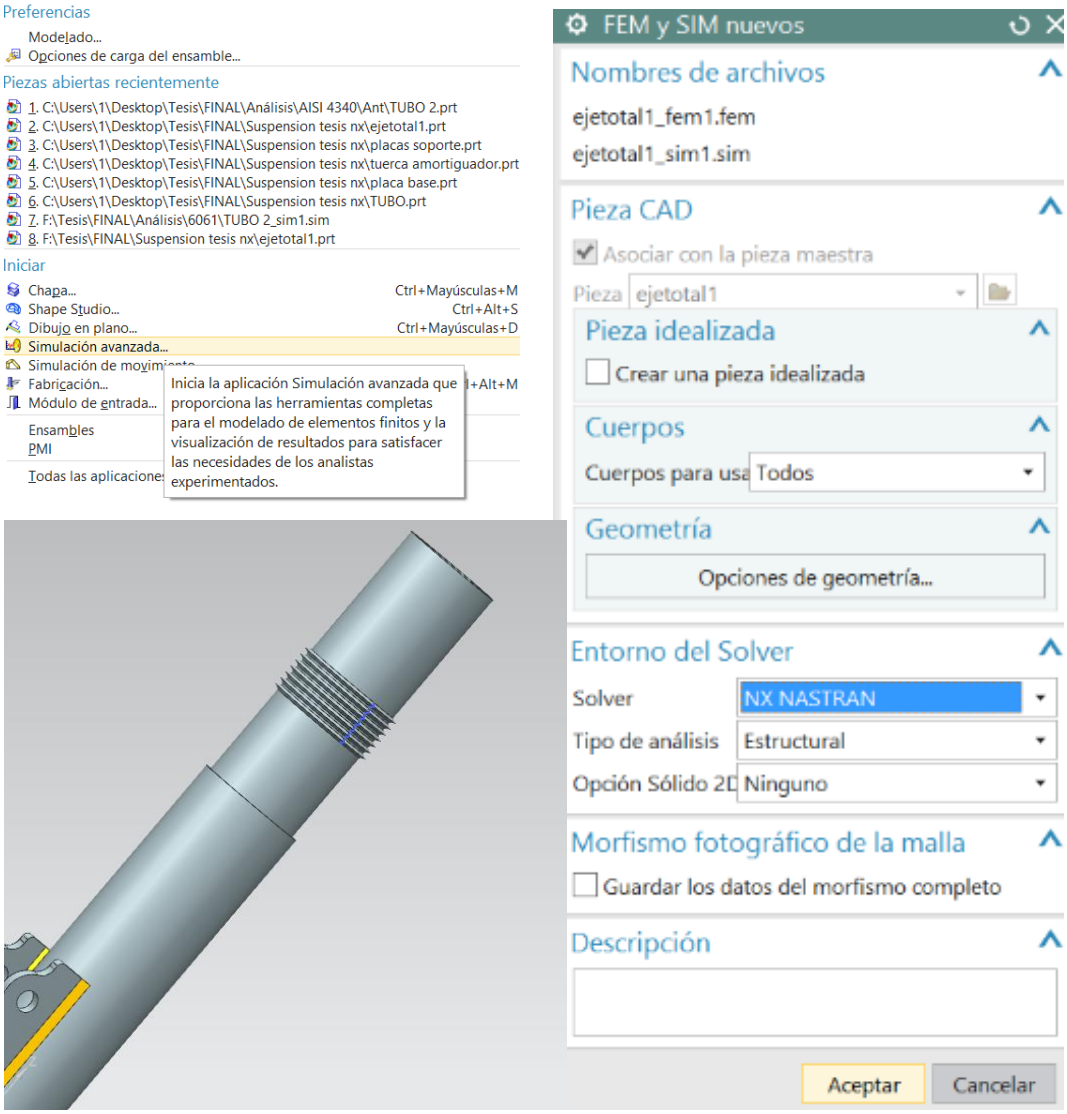



*Figura 37.* Activación Módulo NX Nastran (Elaboración propia, 2017)

Se procede a activar el módulo de análisis dinámico en estado transitorio, SOL 109 respuesta transitoria directa, los parámetros de trabajo en el primer cuadro de diálogo se recomienda mantener los parámetros por defecto del programa.

El solucionador SOL 109 requiere de configuraciones de paso de solución mediante un nuevo cuadro de diálogo, la configuración del comando *TSTEP*, permite establecer los intervalos y pasos del análisis transitorio.

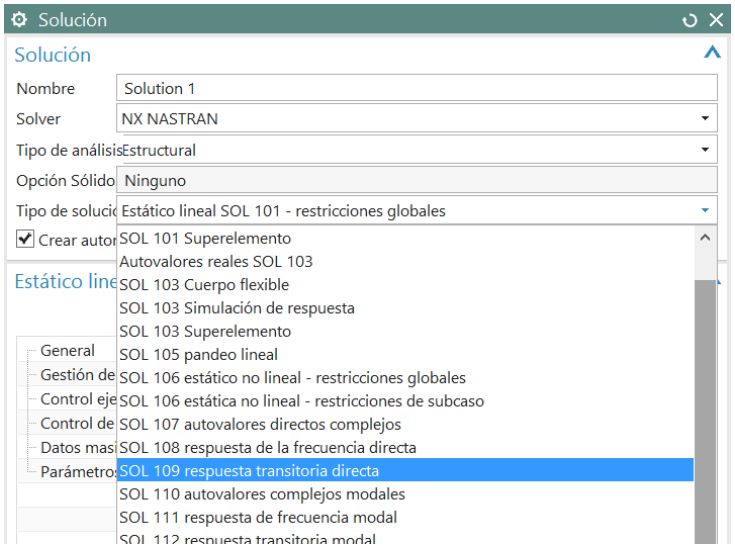



*Figura 38.* Selección SOL 109 Respuesta transitoria directa (Elaboración propia, 2017)

La configuración de los pasos de tiempo del solucionador se la realiza dando activando la herramienta en los intervalos de paso temporal "Editar intervalos del paso temporal *Time step*-1" mostrado en la figura 39

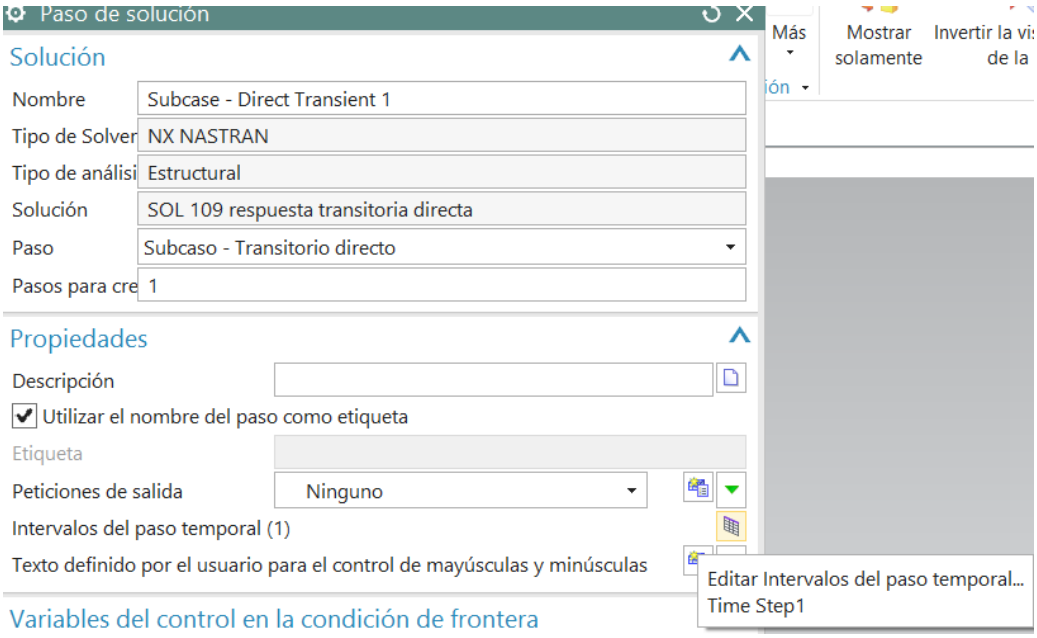



*Figura 39.* Configuración SOL 109 Respuesta transitoria directa (Elaboración propia, 2017)

Los pasos de tiempo deben ser creados y etiquetados para lo cual se debe establecer un nombre de la etiqueta, y se selecciona la opción crear, se despliega un cuadro, en donde, se

registra el número de pasos para la evaluación del modelo y se establece el tiempo de cada intervalo de muestreo. Esta acción presenta el objeto de modelado en la ficha SELECCIÓN con la etiqueta creada, luego de su selección se procede a cargar la configuración de pasos en la LISTA tal como se observa en la figura 40.

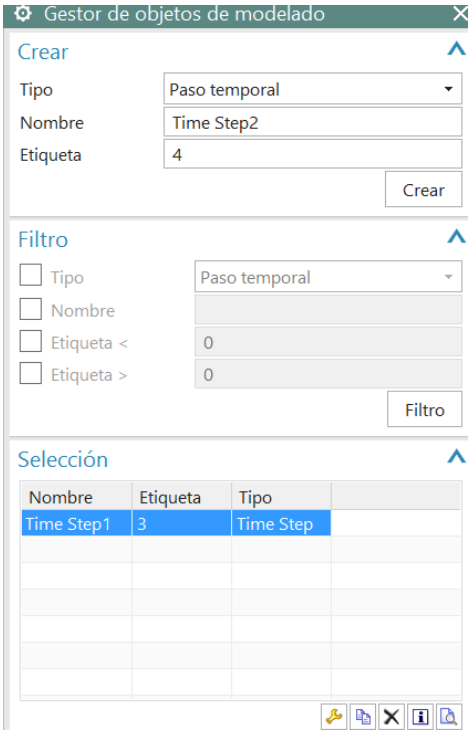



*Figura 40.* Detalle panel de configuración Gestor de objetos de modelado (Elaboración propia, 2017)

*Asignación de materiales.*

Se procede a definir el material de los componentes del soporte de suspensión, en la barra de herramientas en la pestaña más se debe seleccionar la opción gestionar los materiales, por lo tanto, se selecciona el componente, y se le asigna el material requerido se finaliza la asignación mediante el botón aceptar.

De acuerdo al método propuesto se evalúa el prototipo con el material de la tubería de AISI STEEL 4340, que cumple los requisitos de la norma para tubería ASTM A106 y con aluminio 6061.

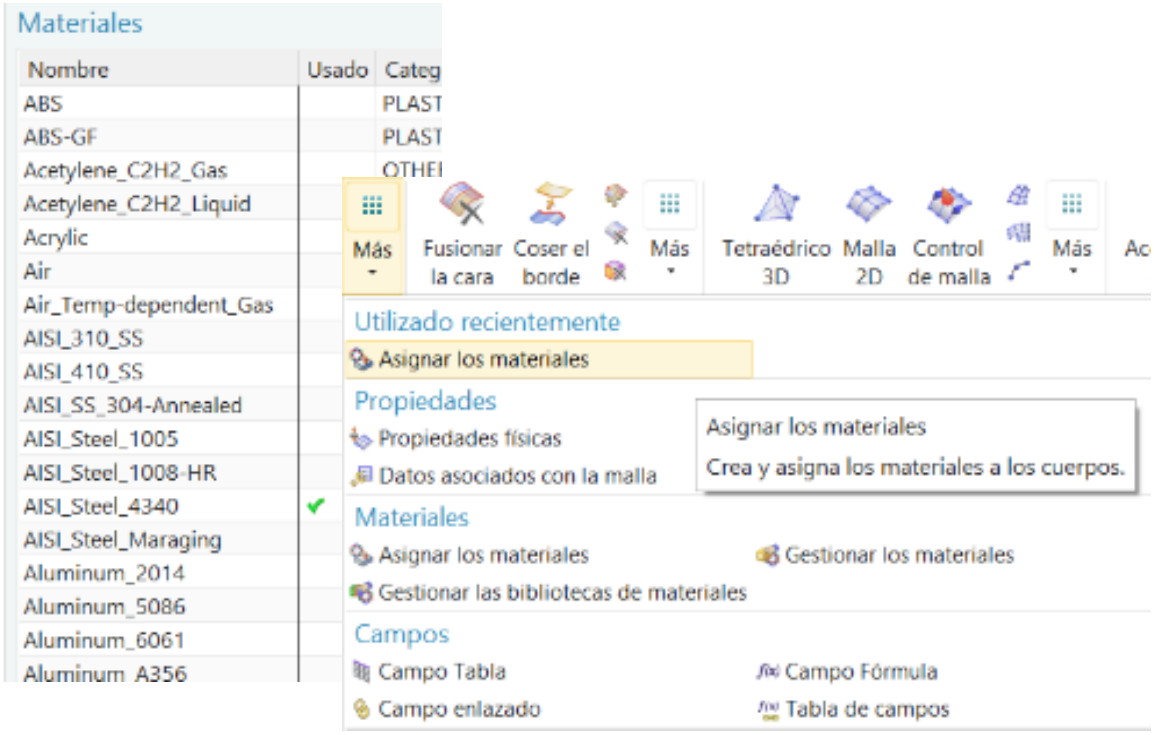



*Figura 41.* Asignación de materiales (Elaboración propia, 2017)

*Mallado del modelo*

Para proceder con el mallado del modelo en la barra de herramientas se selecciona la opción “tetraédrico 3d”, con lo que se presenta el cuadro de diálogo de mallado del componente. Se escoge la opción seleccionar los cuerpos, luego se asigna el tamaño del elemento en milímetros, se debe tener en cuenta que mientras más grande es la distancia entre los componentes se disminuye la calidad de la simulación, en cambio, una malla muy pequeña proporciona una convergencia de resultados más próxima a los resultados reales, con lo que se incrementa notablemente. Se requiere de una malla con espesores adecuados. Con los parámetros seleccionados se procede a mallar el modelo tridimensional.

Para garantizar la confiabilidad de los resultados es necesario ejecutar la herramienta “Calidad del Elemento” que permite obtener los valores de control de calidad de la malla. El índice jacobiano debe ser lo más próximo a uno, mientras que la relación de aspecto no debe superar los 10 puntos. Sí se exceden los valores recomendados es necesario mallar

nuevamente ajustando el tamaño y el tipo de malla hasta obtener valores que aseguren la convergencia de los resultados.

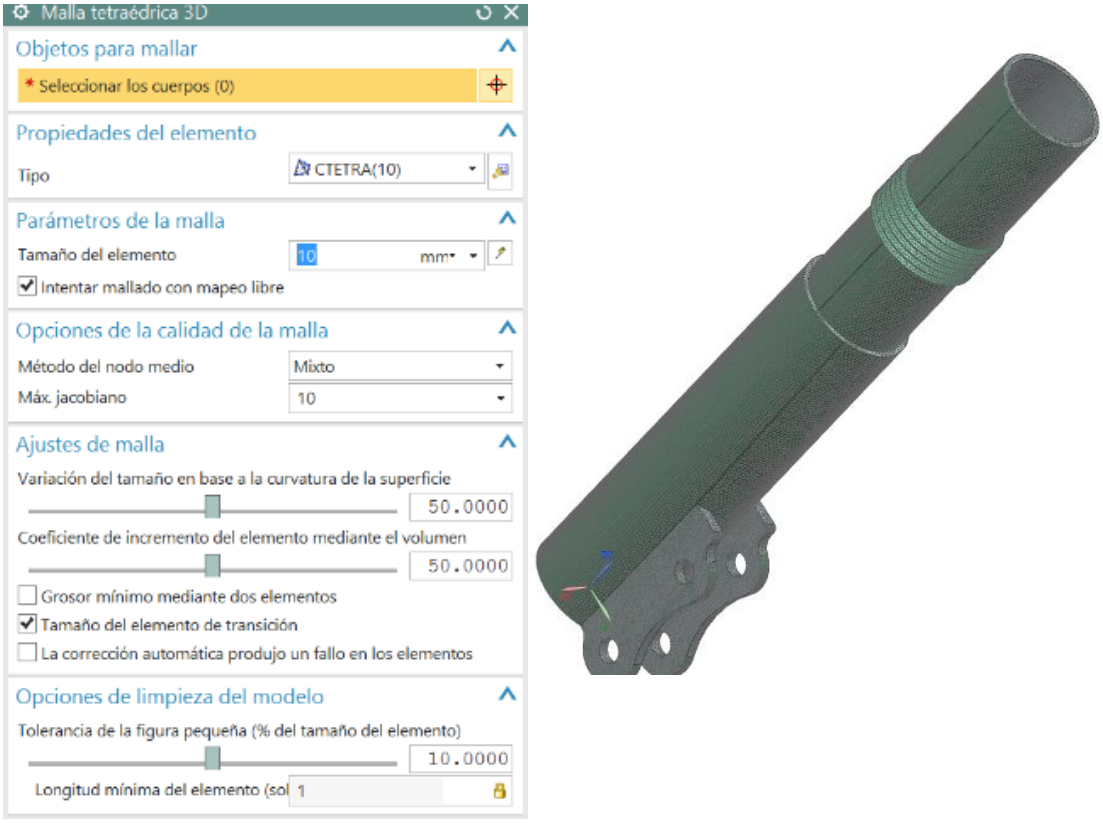
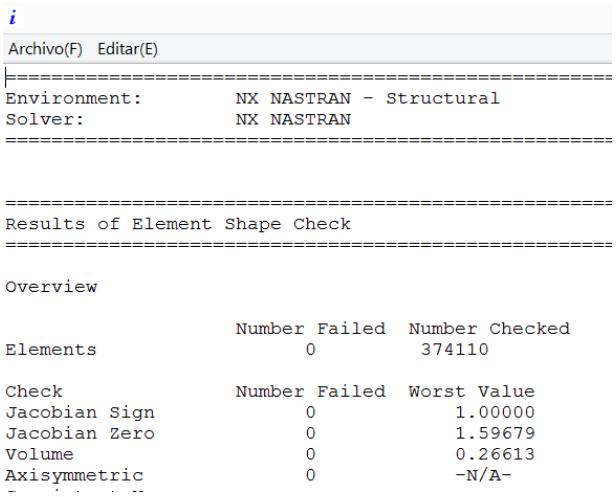



*Figura 42.* Mallado del componente de suspensión (Elaboración propia, 2017)

Con la herramienta “Calidad del elemento” se obtiene la evaluación de la malla en donde se verifica que ningún elemento falle y conservando los coeficientes jacobianos como se muestra en la figura 43.



```
Archivo(F)  Editar(E)
==========================================================
Environment:        NX NASTRAN - Structural
Solver:             NX NASTRAN
==========================================================


==========================================================
Results of Element Shape Check
==========================================================

Overview

                    Number Failed  Number Checked
Elements                    0         374110

Check               Number Failed  Worst Value
Jacobian Sign               0           1.00000
Jacobian Zero               0           1.59679
Volume                      0           0.26613
Axisymmetric                0           -N/A-
```

*Figura 43.* Resultados herramienta calidad del elemento (Elaboración propia, 2017)

*Asignación de restricciones*

Al igual que en un ensayo y análisis con cargas estáticas se deben establecer en el modelo las condiciones de frontera, incorporándose al modelo los puntos de apoyo o restricciones fijas con las que trabaja el conjunto. Para acceder a la asignación de restricciones se debe activar la simulación mediante la herramienta ubicada en el borde superior izquierdo del programa.

*Asignación de cargas dinámicas*

El ingreso de las cargas dinámicas en el modelo de análisis, se lo ejecuta mediante la herramienta tipo de carga, se procede a seleccionar fuerza, mediante el puntero del mouse se selecciona el objeto, nodo, conjunto de nodos o la superficie donde actúa la carga, se selecciona la magnitud, campo nuevo, y finalmente tabla, con lo que se habilita el ingreso de la carga dinámica mediante las coordenadas de variación.

Previo al ingreso de los valores se habilita el dominio de tiempo en el eje de las x y se procede al ingreso de valores para cada intervalo de tiempo, información que se puede graficar. Se finaliza la asignación de cargas especificando el vector de acción de la fuerza.

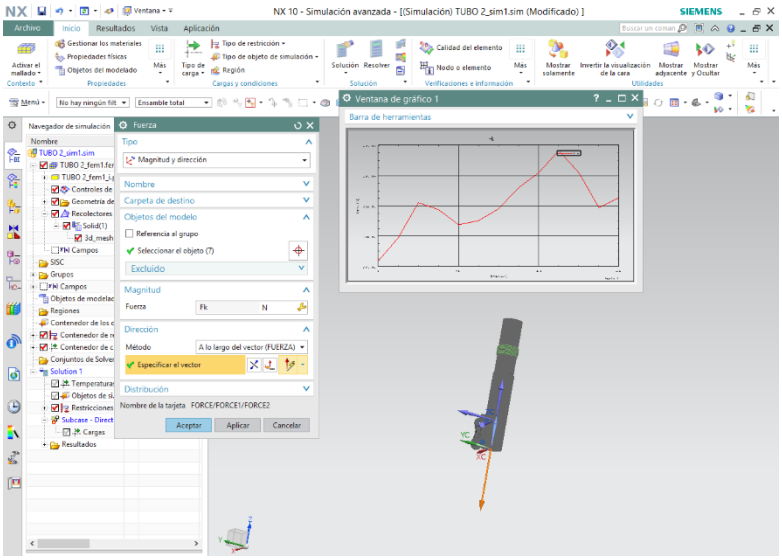



*Figura 44.* Ingreso de cargas dinámicas ((Elaboración propia, 2017)

*Resolución y generación de resultados*

El análisis se ejecuta una vez incorporadas las condiciones de frontera, por lo que activando la herramienta resolver, el software inicia el proceso de análisis que ejecuta el programa NX. La visualización de resultados del análisis transitorio a diferencia del análisis estático se basa en la entrega de resultados para cada intervalo de tiempo establecido en la instrucción *Time Step*.

Como se puede observar en la figura 45, se presentan los resultados entregados por el software, parámetros como desplazamientos, esfuerzos para cada uno de los intervalos de tiempo.

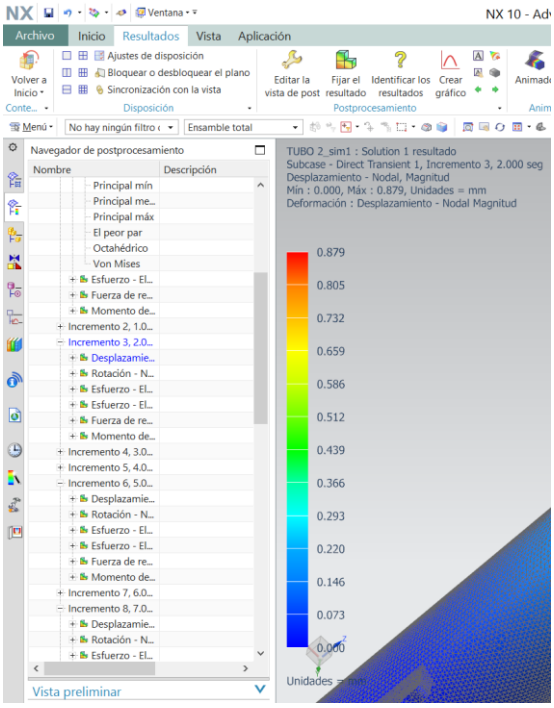



*Figura 45.* Visualización de resultados software de diseño CAD/CAE (Elaboración propia, 2017)

## Población y Muestra

Al tratarse de un estudio aplicado al desarrollo de un elemento de ajuste de altura la población especificada para la validación del conjunto de suspensión final se define por una

unidad experimental, a dicha unidad experimental se la somete a pruebas controladas por lo que se aplican réplicas.

El número de réplicas aplicadas en la evaluación del dispositivo corresponde el tamaño de la muestra por lo tanto en el desarrollo de la experimentación y medición se ejecutará un número de réplicas mínimas, para obtener niveles de confianza adecuados se aplica la ecuación 14 del número de muestras mínimas en experimentación por réplica (Lozano, 2011)

$$n = \frac{W - W^2 * Z_\beta + 1.4 * {Z_\alpha}^2}{W^2} \quad (11)$$

En donde, *n* corresponde al número de muestras mínimas observaciones o réplicas que deben efectuarse en el estudio; *W* corresponde al rendimiento mínimo esperado o diferencia mínima observable; $Z_\beta$ es el valor correspondiente a la potencia estadística aplicada a la prueba, riesgo de cometer error tipo II; $Z_\alpha$ Es el valor del nivel de confianza asignado riesgo de cometer un error tipo I.

La muestra seleccionada se calcula con un 95 % de confianza, un poder estadístico del 90 % y un rendimiento mínimo esperado del 95 %. De acuerdo a la tabla mostrada en el anexo A se obtiene un valor del $Z_\alpha$ de 1.960 con un 95 % de confianza y del anexo B un valor de $Z_\beta$ de 1.282 con el 90 % de poder estadístico.

Reemplazando en la ecuación (11) se obtiene:

$$n = \frac{0.95 - (0.95)^2 * (1.282) + 1.4 * (1.960)^2}{(0.95)^2} = 5.7$$

Lo que indica que el desarrollo y evaluación experimental se lo realiza ejecutando 6 repeticiones denominadas réplicas con lo se asegura la convergencia, la calidad y la validez de los resultados obtenidos.

**Selección de Instrumentos de investigación**

Los instrumentos de investigación necesarios tomando en cuenta la experimentación final se basa en el registro de valores de medición que permiten validar el diseño desarrollado, los valores obtenidos se los incorpora a tablas desarrolladas en programas procesadores de datos, con lo que las fichas de registro muestran valores y gráficas obtenidas para cada una de las réplicas generadas. Así también la ejecución de cálculos y operaciones de las realiza con fichas que permiten obtener los valores de manera directa, mostrados como ejemplo en la figura 46, y que se observa en las sección de anexos.

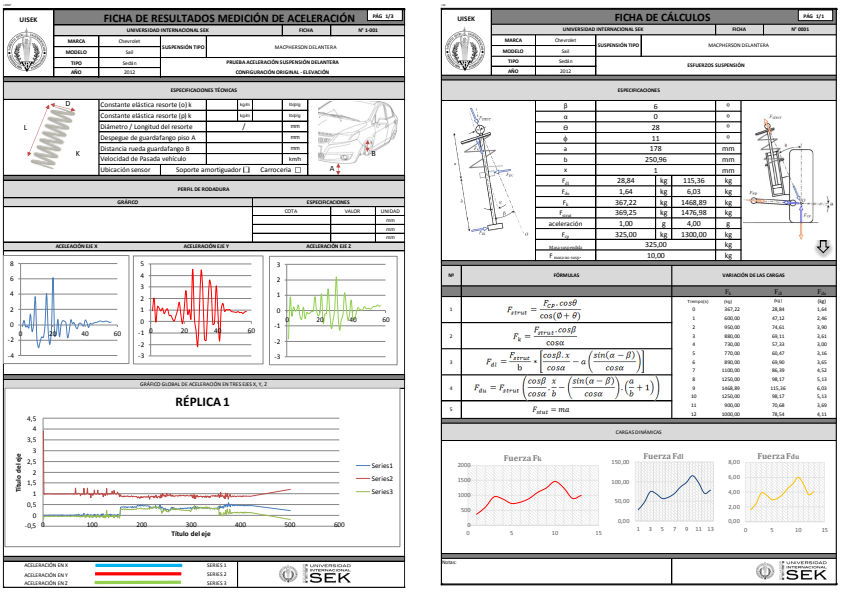



*Figura 46.* Fichas de trabajo para registro de valores y operación de valores (Elaboración propia, 2017)

Tanto las fichas de cálculo como las fichas de medición han sido diseñadas para adaptarse a la entrega de resultados dados por los elementos de medición.

**Validez y confiabilidad de los instrumentos de medición.**

El número de réplicas de las comprobaciones efectuadas para la fase de experimentación calculado cumple con los requisitos base para que un estudio sea aceptado, es así, que se cumplen los valores de error para el coeficiente beta sea entre el 5 % y el 20 %. (Betz &

Gabriel, 1978). Adicionalmente el número calculado de réplicas de la investigación cumple con el requisito de no superar el 5 % de desconfianza de los resultados con lo que el cálculo de 6 réplicas de las pruebas asegura el 95 % de confianza de los resultados.

El número de seis pruebas desarrolladas (réplicas) evitan obtener datos estadísticamente erróneos con lo que se asegura la validez de los resultados, adicionalmente con la utilización de equipos de medición homologados usados para la revisión técnica vehicular específicamente con los bancos de análisis de calidad de la suspensión existentes en el territorio nacional se evalúan los datos obtenidos con los sensores desarrollados, de esta forma se pueden validar y asegurar la confiabilidad de resultados de los instrumentos y equipos de medición aplicados.

**Materiales y Equipos**

La evaluación de los parámetros de trabajo del soporte de suspensión, se requieren de varios elementos y equipos que permiten evaluar las condiciones de trabajo del sistema que se convierten las variables de trabajo. Los materiales requeridos son:

- Resorte Original
- Resorte alterno 600.250.0150 con su componente de tensión (*tender spring*)
- Superficie de rodadura para evaluación (reductores de velocidad), irregularidad controlada estándar para ejecución de la prueba.

La experimentación se basa en la variación de las condiciones de trabajo y de esta manera evaluar el comportamiento del vehículo por lo que los equipos requeridos para la determinación de las características de la suspensión, especialmente para la medición de resultados, se requiere del análisis de oscilaciones en la suspensión para verificar su calidad y

sus parámetros de trabajo, es así que la medición se basa en medir la aceleración producida en el vehículo con lo que se obtiene la frecuencia de trabajo.

La validación de resultados requiere de equipos que permitan valorar en funcionamiento el sistema de suspensión ajustable por lo que la medición y validación de los resultados requiere de los siguientes equipos:

- Sensor de aceleración
- Banco de análisis de suspensiones homologado.

Evaluar la calidad de la suspensión requiere de un sensor de aceleración, el sensor de aceleración requiere de una interfaz para poder entregar sus resultados por lo que se requiere el desarrollo del sensor de aceleración y la programación de la comunicación , por lo que aplicando una placa Arduino, se entregan los resultados a un computador personal, valores de aceleración medidos en fuerzas de gravedad que exportados a una hoja de cálculo permite evaluar la suspensión con respecto a la aceleración del sistema y a la calidad de la suspensión para verificar la calidad de la suspensión .

El banco de análisis de suspensiones permite realizar comparación de valores entre el acelerómetro y el equipo homologado para verificar el sensor generado además que nos permite verificar la suspensión acorde a la normativa de del Distrito Metropolitano de Quito.

### Acelerómetro de tres ejes

El sensor de aceleración seleccionado modelo GY-521, dispone de sensor acelerómetro de tres ejes, giroscopio de tres ejes mediante el circuito integrado MPU-6050, lectura de aceleración de hasta 16 G’s, comunicación digital I2C.

*Figura 47*. Acelerómetro tres ejes módulo GY-521 (Arduino, 2017)

**Interfaz de comunicación serial**

La obtención y adquisición de datos se la realiza mediante la placa programable *Arduino* uno la cual mediante intercomunicación permite extraer la información del sensor, dicha información procesada permite obtener valores de medición acorde a los requerimientos del experimento como lo es la aceleración en el eje x, y, z así como el ángulo de inclinación que adopta el sensor.

*Figura 48.* Módulo arduino uno (Arduino, 2017)

### Banco de análisis de suspensiones homologado

El banco de suspensión evalúa con repeticiones la eficiencia de la suspensión, comprobando la amortiguación de cada eje, permite determinar el peso axial y total del vehículo, carga axial máxima del banco de comprobación 2 200 kg, carrera de desplazamiento de la bandeja de prueba 6.5 mm, frecuencia de excitación para la evaluación de 2 Hz hasta 10 Hz.

*Figura 49.* Banco de suspensiones MSD3000 Euro (Maha, 2017)

## Diseño e Implementación

La experimentación enfocada en evaluar la calidad de la suspensión desarrollada requiere de un diseño de estudios observacionales, por lo que la implementación de la experiencia requiere de un diseño de experimento factorial aplicado en tres etapas fundamentales.

La primera etapa consiste en la implementación de análisis asistido por computador con dos materiales distintos, cuyo valor será comprobado mediante comparación de resultados aplicando el análisis estructural de manera manual.

La segunda etapa se basa en el análisis funcional del sistema de suspensión basado en la medición de aceleración de los componentes principales del sistema, finalmente la tercera etapa consiste en la evaluación de la suspensión en un banco de suspensiones homologado.

Estas tres epatas permiten la validación del sistema desde el diseño asistido por computador, evaluando el desempeño del sistema con respecto a la aceleración y frecuencia de oscilación validando los resultados con bancos de prueba de suspensiones homologado.

**Manipulaciones experimentales**

La ejecución de experimentación basada en las tres etapas requiere de la determinación de parámetros por cada una de las etapas en la experimentación, es así que, para la primera etapa basada en el análisis computacional se requiere de la variación del material como parámetro de modificación, ejecutándose la simulación con aluminio 6061 y con acero AISI 4340.

Para la experimentación de la segunda etapa en las que se verifica la aceleración de los componentes de la suspensión se requiere de un análisis comparativo basado en una medición inicial del sistema original de la suspensión, se requiere de una segunda medición utilizando el sistema ajustable con el resorte original y finalmente una tercera medición utilizando un resorte para *coilover* pruebas desarrolladas con diferentes superficies de rodadura determinando la calidad de la suspensión y contrastando con el método aplicado para la determinación de cargas.

Finalmente, en la tercera etapa se evalúa que la suspensión cumpla los parámetros requerido por la normativa vigente en el Distrito Metropolitano de Quito mediante el equipo de comprobación homologado con la estructura original, y utilizando un resorte de sistemas *coilover* identificado como suspensión alterna, con lo que se obtiene información de validación del sistema.

Tabla 8.

*Manipulaciones experimentales*

| Etapa | Detalle | Variables dependientes | Variables independientes |
|---|---|---|---|
| Etapa 1 | Simulación dinámica en estado transitorio | Resistencia del soporte | - Aluminio 6061<br>- Acero AISI 4340 |
| Etapa 2 | Metrología de aceleración / Calidad de la suspensión | Frecuencia | - Chevrolet *Sail*<br>- Superficie irregular controlada.<br>- Original, altura estándar |
| | | Frecuencia | - Chevrolet *Sail*<br>- Superficie irregular controlada.<br>- Original con regulación, altura estándar. |
| | | Frecuencia | - Chevrolet *Sail*<br>- Superficie irregular controlada.<br>- Alterna con regulación, altura estándar. |
| | | Frecuencia | - Chevrolet *Sail*<br>- Superficie irregular controlada.<br>- Original con regulación, altura modificada 1. |
| | | Frecuencia | - Chevrolet *Sail*<br>- Superficie irregular controlada.<br>- Alterna con regulación, altura modificada 1. |
| Etapa 3 | Análisis banco homologado | Cumplimiento Normativa RTV - DMQ | Suspensión original<br>Suspensión con resorte *coilover* |

*Nota:* Detalle de variables utilizadas para la manipulación experimental y validación del sistema de suspensión ajustable mediante el soporte *Macpherson* (Elaboración propia, 2017)

El diseño del experimento es factorial, donde se toman como variables independientes un vehículo (Chevrolet *Sail*) y cinco diseños de suspensión (original altura estándar, original con regulación altura estándar, alterna con regulación altura estándar, original con regulación altura modificada 1 y alterno con regulación altura modificada 1), la altura original corresponde al reglaje con el despegue original del vehículo con respecto a la calzada y la

regulación altura modificada 1 está referida a una altura que permita al vehículo un mayor despegue (tomada con 8 cm por encima de la altura original).

Para evaluar si entre las configuraciones existe diferencia significativa y para elegir la mejor variante, se emplea el software estadístico Statgraphics Centurion XVI, aplicando la prueba de comparación de medias por el *Test* LSD (*Least significant difference*) de Fisher. Los tratamientos conformados se muestran en la tabla 7.

Tabla 9.

*Tratamientos de evaluación experimental*

| Tratamiento | Vehículo 1 (V1) | Suspensión original, altura estándar (S1) | Suspensión original con regulación, altura estándar (S2) | Suspensión original con regulación, altura modificada 1 (S3) | Suspensión alterna con regulación, altura estándar (S4) | Suspensión alterna con regulación, altura modificada1 (S5) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| T1 | x | x | | | | |
| T2 | x | | x | | | |
| T3 | x | | | x | | |
| T4 | x | | | | x | |
| T5 | x | | | | | x |

*Nota:* Detalle de tratamiento experimental de variables con identificación de siglas aplicadas en análisis estadístico para los tratamientos T1, T2, T3, T4 y T5 con respecto a las variaciones experimentales S1, S2, S3, S4, S5 (Elaboración propia, 2017)

# RESULTADOS

## Presentación y análisis de resultados

El desarrollo del proyecto requiere de la obtención de resultados basado en análisis asistido por computador como por experimentación práctica, por lo que los resultados obtenidos del proceso de investigación incluyen la aplicación del método desde la obtención de los valores de carga que intervienen sobre el soporte, su respectivo análisis CAE con sus resultados. Con lo que luego se procede a presentar los datos de análisis del sistema en funcionamiento mediante el uso de medición de aceleración y de verificación de la calidad de la suspensión con el uso de equipos homologados de análisis.

### Cargas del sistema.

El desarrollo del cálculo para obtener los valores de los esfuerzos sobre el soporte es realizado mediante hojas de cálculo, por lo tanto, la generación de los valores de la tabla 8 se muestran en la memoria técnica de cálculo del anexo D, ficha en la que se aplica las ecuaciones 6, 7 y 8 generadas por el fabricante hindú TATA *motors*, ahí se presentan todas las especificaciones y la obtención de las cargas aplicadas para el soporte de suspensión.

Tabla 10.

*Parámetros de trabajo suspensión*

| Detalle | Valor | Detalle | Valor |
|---|---|---|---|
| $F_{cp}$ | 325.00 kg - 1300 kg | $F_{dl}$ | 28.84 kg – 115.36 kg |
| $\Theta$ | 28º | $F_{du}$ | 1.64 kg – 6.03 kg |
| $\phi$ | 11º | $F_k$ | 367.22 kg – 1468.89 kg |
| $\beta$ | 6º | $F_{strut}$ | 369.25 kg – 1476.98 kg |
| $\alpha$ | 0º | $F_{masa\ no\ susp}$ | 10 kg |
| a | 178 mm | | |
| b | 250.96 mm | | |
| x | 1 mm | | |

*Nota*: Valores obtenidos de cálculo vehículo Chevrolet *Sail* mediante aplicación de ecuaciones 6, 7 y 8 generadas por el fabricante TATA *motors*, en referencia a memoria técnica de cálculo mostrada en el anexo D (Elaboración propia, 2017)

Acorde a los esfuerzos calculados se obtienen valores de fuerzas que varían en el soporte desde valores de 367.22 kg hasta valores máximos de 1 468.89 kg que se desarrollan en condiciones críticas de desplazamiento tomando en cuenta la caída en un bache o golpes laterales sobre el sistema de suspensión. Por lo tanto, las cargas dinámicas dependerán de la forma de la superficie cuyo detalle de obtención se observa en el anexo D. Las cargas dinámicas obtenidas sobre el sistema de suspensión se muestran en la tabla 9.

Tabla 11.

*Tabla de valores cargas dinámicas*

| Tiempo(s) | $F_k$ | | $F_{dl}$ | | $F_{du}$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | [kg] | [N] | [kg] | [N] | [kg] | [N] |
| 0 | 367,22 | 3602.43 | 28,84 | 282.92 | 1,64 | 16.09 |
| 1 | 600,00 | 5886.00 | 47,12 | 462.26 | 2,46 | 24.16 |
| 2 | 950,00 | 9319.50 | 74,61 | 731.91 | 3,90 | 38.26 |
| 3 | 880,00 | 8632.80 | 69,11 | 677.98 | 3,61 | 35.44 |
| 4 | 730,00 | 7161.30 | 57,33 | 562.42 | 3,00 | 29.40 |
| 5 | 770,00 | 7553.70 | 60,47 | 593.23 | 3,16 | 31.01 |
| 6 | 890,00 | 8730.90 | 69,90 | 685.69 | 3,65 | 35.84 |
| 7 | 1100,00 | 10791.00 | 86,39 | 847.48 | 4,52 | 44.30 |
| 8 | 1250,00 | 12262.50 | 98,17 | 963.04 | 5,13 | 50.34 |
| 9 | 1468,89 | 14409.81 | 115,36 | 1131.68 | 6,03 | 59.15 |
| 10 | 1250,00 | 12262.50 | 98,17 | 963.04 | 5,13 | 50.34 |
| 11 | 900,00 | 8829.00 | 70,68 | 693.39 | 3,69 | 36.24 |
| 12 | 1000,00 | 9810.00 | 78,54 | 770.43 | 4,11 | 40.27 |

*Nota:* Valores obtenidos del vehículo para las cargas del soporte de suspensión en referencia a memoria técnica de cálculo mostrada en el anexo D (Elaboración propia, 2017)

Las cargas principales que actúan sobre el soporte son la fuerza $F_k$ que corresponde a la fuerza sobre el soporte del resorte mostrado en la figura 50.

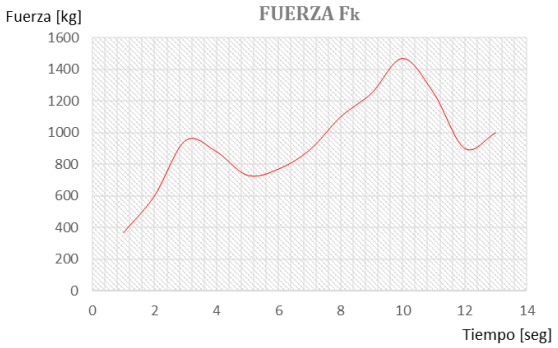



*Figura 50*. Cargas dinámicas aplicadas sobre el soporte del amortiguador (Elaboración propia, 2017).

La fuerza $F_{dl}$ que actúa como reacción lateral sobre el soporte en su sección superior mostrada en la figura 51.

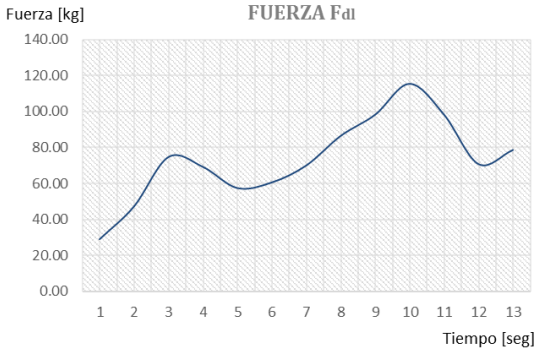



*Figura 51*. Fuerza lateral $F_{dl}$ sección superior soporte (Elaboración propia, 2017).

Y finalmente la fuerza $F_{du}$ que corresponde a la reacción lateral sobre el soporte en su región media mostrada en la figura 52.

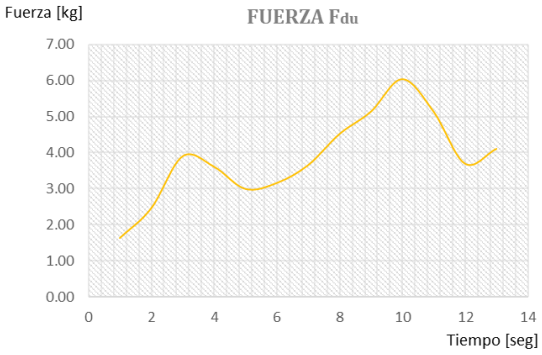



*Figura 52*. Fuerza lateral $F_{du}$ sección media soporte (Elaboración propia, 2017).

**Tensiones resultantes dinámicas**

La determinación de las tensiones resultantes se basa en el análisis de concentración de tensiones combinadas mediante la Teoría de la energía de distorsión de Von Mises Henry, esta técnica incorpora el uso de coeficientes empíricos mayores que la unidad que multiplican las tensiones nominales generadas cuando el componente se encuentra sometido bajo cargas dinámicas. Por lo cual se requiere aplicar los factores de concentración de tensiones de fatiga $K_f$ de esta forma se obtienen los valores por cambios en la forma que generan la concentración de los esfuerzos que aplicados a la teoría de Von Mises se obtiene la tensión efectiva alternante o dinámica. (Budynas & Nisbett, 2015).

Por lo tanto aplicando la tensión efectiva Von Mises alternante según la ecuación 15 se obtiene la tensión efectiva (Budynas & Nisbett, 2015).

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 + \sigma_{xa} * \sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} \quad (15)$$

En donde, es necesario obtener las tensiones normales por esfuerzos axiales $\sigma_{xa}$, Las tensiones normales producidas por momentos flectores $\sigma_{ya}$ y las tensiones cortantes $\tau_{xya}$ valores que se obtienen del análisis de esfuerzos sobre el soporte considerado como una viga como se muestra en la figura 53.

*Figura 53*. Cargas aplicadas al soporte (Elaboración propia, 2017).

Ejecutando el análisis de resistencia del material se obtienen cargas cortantes resultantes de 1 131.70 N, momentos flectores resultantes de 409.2 Nm y tensiones axiales de 14 409.81 N de acuerdo a lo mostrado en el diagrama de fuerzas y momentos del soporte en la figura 54.

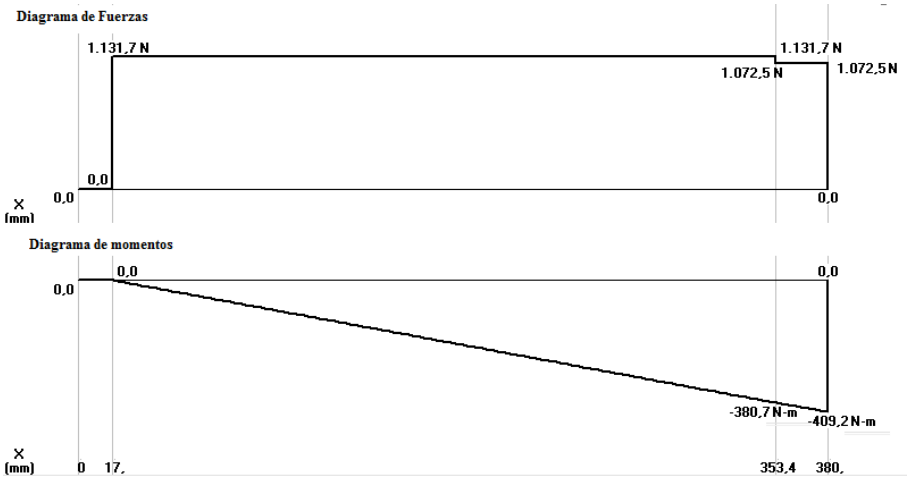



*Figura 54*. Diagrama de Fuerzas cortantes y momentos flectores (Elaboración propia, 2017).

Aplicando la ecuación 16 de tensiones normales producidas por momentos flectores en secciones de tubos redondos (Budynas & Nisbett, 2015).

$$\sigma_{ay} = \frac{32M*dist}{\pi(D^4-d^4)} \quad (16)$$

Siendo, M el momento flector resultante de 409.2 Nm a una distancia de 380 mm con un diámetro exterior del tubo D = 60.30 mm y un diámetro interior d = 49.22 mm se obtiene una tensión $\sigma_{ay} = 0.21543\ MPa$ . Aplicando la ecuación 17 de tensiones normales producidas por esfuerzos axiales (Budynas & Nisbett, 2015).

$$\sigma_{ax} = \frac{F_k}{A} \quad (17)$$

Siendo, $F_k$ =14 409.81 N y el área del tubo A = 953.06622 mm$^2$ se obtiene una tensión $\sigma_{ax} = 15.11942\ MPa$ .Y Aplicando la ecuación 18 de tensiones cortantes producidas en secciones de tubos redondos (Budynas & Nisbett, 2015).

$$\tau_{az} = \frac{2V}{A} \quad (18)$$

Siendo, V =1 131.70 N y el área del tubo A = 953.06622 mm$^2$ se obtiene una tensión $\tau_{az} = 2.37486\ MPa$ .Aplicando la ecuación 15 se obtiene una tensión efectiva combinada según Von Mises obteniéndose un valor de $\sigma_a = 15.774\ MPa$.

**Simulación Análisis dinámico transitorio**

El desarrollo de la simulación mediante elementos finitos (FEM) se lo realiza mediante el módulo de simulación avanzada del programa Siemens NX 10 mediante el módulo NX NASTRAN aplicando el solucionador SOL109 de análisis de respuesta transitoria directa. Por lo que se incorpora para el análisis las dos evaluaciones del diseño del soporte aplicando dos materiales aluminio 6061 y acero AISI 4340.

Los parámetros del análisis tanto como el desarrollo de la malla, la incorporación de cargas y restricciones se la realiza con los mismos valores para las dos variantes del análisis computacional.

### Modelado para el análisis

El desarrollo del análisis requiere de un modelo optimizado, ya que el análisis requiere de un tiempo de cálculo alto es necesario simplificar ciertas zonas del modelo tridimensional con el objetivo de disminuir el gasto computacional al aplicar y generar una simulación.

Es por este motivo que el modelo utilizado para disminuir el tiempo y ahorrar gasto computacional de procesamiento se lo realiza representando en el soporte solamente la sección de la rosca que tiene contacto directo con el punto de apoyo del plato que retiene al resorte del sistema.

Con lo que se consigue disminuir el tiempo total tanto para la generación del mallado como para su análisis el modelo tridimensional aplicado se muestra en la figura 55.

*Figura 55*. Diseño del soporte tridimensional para análisis computacional (Elaboración propia, 2017).

### Mallado del componente y calidad del elemento

El desarrollo del mallado se lo realiza buscando la calidad del elemento más óptima de tal forma que no existan deformaciones que alteren los resultados, es así que la mejor

configuración obtenida es utilizando una malla tetraédrica tridimensional de 10 nodos, con un tamaño de elemento de 2 mm, la variación de tamaño en base a la curvatura de la superficie es aplicando un coeficiente de 50 puntos, mientras que el coeficiente de incremento mediante el volumen es de 90.4 puntos.

Con estos parámetros de mallado mediante la herramienta de verificación de la calidad del elemento de NX se obtienen los resultados mostrados en la tabla 12 a continuación. Los resultados de análisis completo se muestran en el anexo E.

Tabla 12.

*Tabla de resultados calidad del elemento*

| Parámetros | Elementos fallidos | Elementos con advertencias | Valor promedio | Valor crítico |
|---|---|---|---|---|
| Número de elementos | 0 | 0 | | |
| Índice Jacobiano | 0 | 0 | 1 | 1 |
| Proporción de aspecto | 0 | 0 | 2.01 | 9.92 |
| Número total de elementos analizados | | 162268 | | |

*Nota:* Valores obtenidos mediante herramienta de verificación de calidad del elemento programa NX Nastran estructural (Elaboración propia, 2017)

Los valores mostrados indican que los elementos que conforman el mallado del dispositivo cumplen con los parámetros con respecto al índice de la matriz jacobiana manteniéndose el valor de todos los elementos con un valor de uno según lo referenciado por Molero (2012). Con respecto a la relación de aspecto de los nodos se obtienen valores que no superan el coeficiente de 10 puntos recomendado, teniéndose el valor máximo en pocos nodos de 9.92 y manteniendo un promedio en casi la totalidad de elementos de 2.01 puntos por lo que se obtienen valores que aseguran la convergencia de resultados y la calidad del análisis según lo referido por Molero (2012).

### Incorporación de cargas y restricciones

El proceso de análisis se lo realiza con la incorporación de las tres fuerzas dinámicas que actúan sobre el soporte y el empotramiento del soporte del amortiguador.

Las cargas aplicadas al soporte $F_k$, $F_{dl}$ y $F_{du}$ obtenidas corresponden a cargas que varían con respecto al tiempo (según la tabla 11), la carga $F_k$ actúa en el eje del soporte y ejerce su acción sobre los flancos del perfil roscado, mostrada en la figura 56. En donde, se presenta la incorporación de la carga con su respectiva variación de la carga obtenida del software NX.

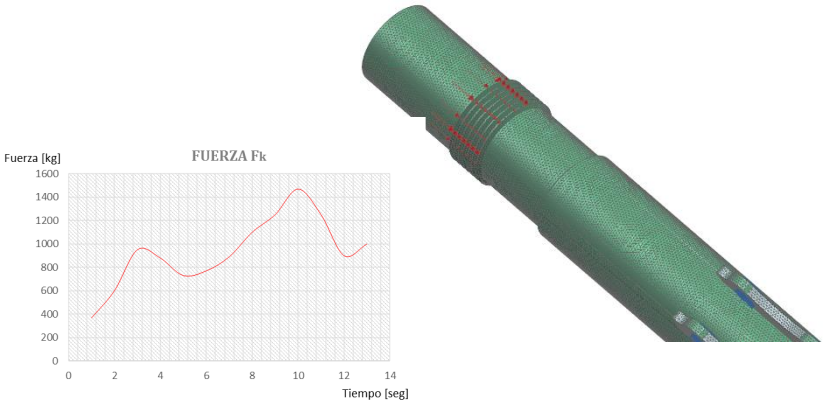



*Figura 56.* Aplicación carga $F_k$ en programa NX (Elaboración propia, 2017).

Se incorpora la fuerza $F_{du}$ que actúa lateralmente en la sección inferior del soporte, con su eje de acción orientada hacia el soporte, así también, se muestra junto a la gráfica de variación con respecto al tiempo como se puede visualizar en la figura 57.

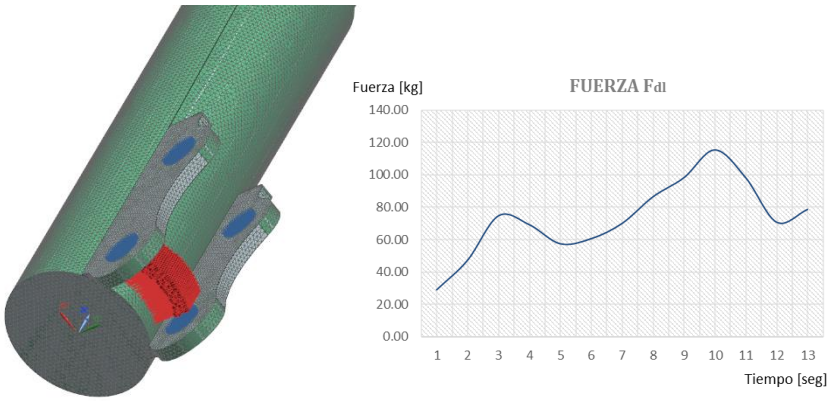



*Figura 57.* Aplicación carga $F_{du}$ en programa NX (Elaboración propia, 2017).

De acuerdo a la generación de fuerzas, interviene también la fuerza $F_{dl}$ que actúa lateralmente sobre el soporte en su sección superior teniendo su eje de acción hacia el lado contrario del soporte, el detalle de la incorporación de la fuerza se representa en la figura 58.

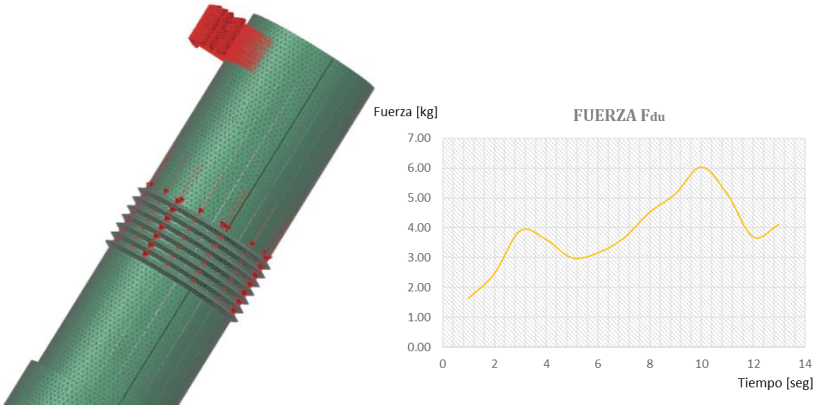



*Figura 58*. Aplicación carga $F_{dl}$ en programa NX (Elaboración propia, 2017).

Finalmente, se requiere de la incorporación de la restricción del soporte, que consiste en el punto de anclaje fijo mediante pernos a la mangueta. Por lo tanto, se incorpora una restricción fija en las perforaciones de la brida de acoplamiento mostrada en la figura 59.

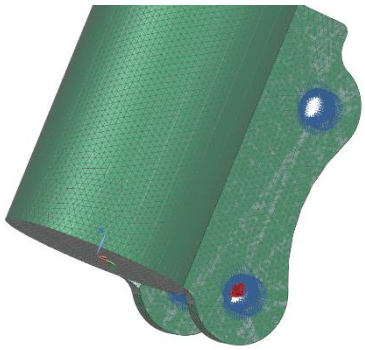


*Figura 59*. Restricción fija del soporte programa NX (Elaboración propia, 2017).

### Obtención de resultados análisis de elementos finitos

Con las cargas y restricciones incorporadas al programa se puede ejecutar el análisis, generar la solución y mostrar los resultados. Al desarrollarse un análisis dinámico al que se le incorporan fuerzas que cambian con el transcurso del tiempo, la solución presentada por el programa genera resultados para cada intervalo de tiempo con referencia a incrementos en

segundos hasta llegar a completar la variación de las cargas que en el presente análisis se ejecutan desde los cero segundos considerado el incremento 1 a cero segundos hasta el incremento 13 dado a los doce segundos, con lo que se obtienen valores de desplazamiento nodal, de esfuerzo elemental mediante varios modelos de cálculo como por ejemplo con la aplicación de cargas combinadas por el método Von Mises.

### *Resultados de análisis ACERO AISI 4340*

El análisis del soporte de suspensión mediante elementos finitos del tipo dinámico en estado transitorio genera resultados en cada sección de tiempo de aplicación de las cargas, por lo que se muestran resultados para cada intervalo de tiempo, debido a que el modelo de cargas aplicado se desarrolla en doce segundos mediante el análisis CAE nos genera trece resultados que van cambiando segundo a segundo, es así que se obtienen valores desde el intervalo 1 a los 0.000 segundos hasta el intervalo 13 a los 12.000 segundos.

En la tabla 13, se muestran los resultados de desplazamiento nodal dado en mm y el esfuerzo elemental máximo mediante el método de Von Mises.

Tabla 13.

*Tabla de resultados, análisis dinámico soporte ACERO AISI 4340*

| Intervalo de evaluación | Desviación máxima [mm] | Esfuerzo elemental máximo [MPa] [N/mm$^2$] |
|---|---|---|
| Incremento 1 - 0.000 segundos | 0 | 0 |
| Incremento 2 - 1.000 segundos | 0.157 | 58.15 |
| Incremento 3 - 2.000 segundos | 0.248 | 92.04 |
| Incremento 4 - 3.000 segundos | 0.230 | 85.29 |
| Incremento 5 - 4.000 segundos | 0.191 | 70.75 |
| Incremento 6 - 5.000 segundos | 0.201 | 74.62 |
| Incremento 7 - 6.000 segundos | 0.233 | 86.26 |
| Incremento 8 - 7.000 segundos | 0.287 | 106.61 |
| Incremento 9 - 8.000 segundos | 0.327 | 121.15 |
| Incremento 10 - 9.000 segundos | 0.384 | 142.36 |
| Incremento 11 - 10.000 segundos | 0.327 | 121.15 |
| Incremento 12 - 11.000 segundos | 0.235 | 87.22 |
| Incremento 13 - 12.000 segundos | 0.261 | 96.92 |

*Nota:* Valores obtenidos mediante análisis dinámico transitorio de respuesta directa SOL109 del programa NX Nastran estructural (Elaboración propia, 2017)

De esta forma se generan resultados que van desde un esfuerzo elemental nulos en el incremento 1, hasta valores de 384 milésimas de milímetro y 142.36 MPa en el incremento número 10, que es en donde se obtienen los valores máximos a los que está sometido el soporte, en la figura 60 se muestra el desplazamiento máximo en la sección superior del soporte.

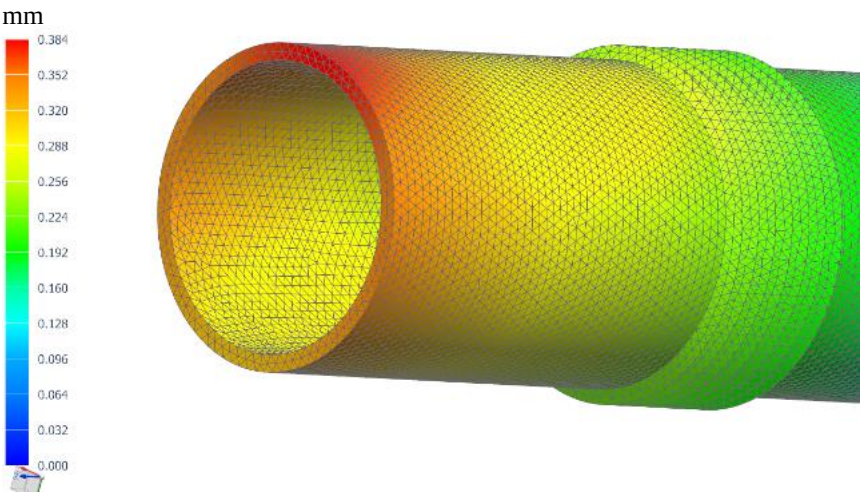



*Figura 60.* Resultados de desplazamiento nodal, incremento 10 - 9.000 segundos programa NX (Elaboración propia, 2017).

Mientras que el esfuerzo elemental máximo se lo ubica en el punto de contacto de las placas de la brida con el punto central, mostrado en la figura 61.

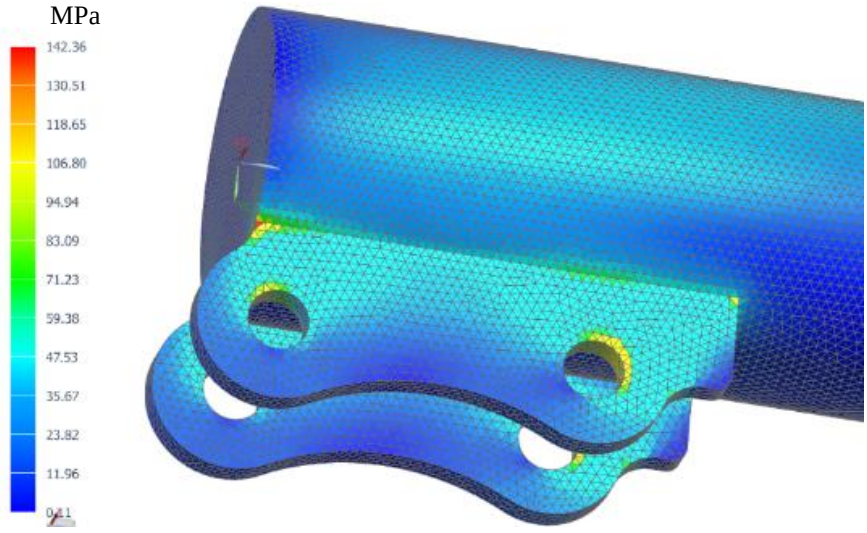



*Figura 61*. Resultados Incremento 2 - 1.000 segundos programa NX (Elaboración propia, 2017).

Las gráficas de los resultados del análisis en todos sus intervalos se muestran en las figuras de los anexos F, G, H e I.

### *Resultados de análisis ALUMINIO 6061*

El análisis del soporte se lo ejecuta con las mismas condiciones del material AISI 4340, por lo que se obtiene de la misma forma una tabla de resultados con trece incrementos, en los que se obtienen los valores de desplazamiento nodal y esfuerzo elemental críticos para el soporte de suspensión.

Tabla 14.

*Tabla de resultados, análisis dinámico soporte ALUMINIO 6061*

| Intervalo de evaluación | Desviación máxima [mm] | Esfuerzo elemental máximo [MPa] [N/mm$^2$] |
|---|---|---|
| Incremento 1 - 0.000 segundos | 0 | 0 |
| Incremento 2 - 1.000 segundos | 0.440 | 57.39 |
| Incremento 3 - 2.000 segundos | 0.697 | 90.83 |
| Incremento 4 - 3.000 segundos | 0.645 | 84.17 |
| Incremento 5 - 4.000 segundos | 0.535 | 69.82 |
| Incremento 6 - 5.000 segundos | 0.565 | 73.64 |
| Incremento 7 - 6.000 segundos | 0.652 | 85.10 |
| Incremento 8 - 7.000 segundos | 0.807 | 105.21 |
| Incremento 9 - 8.000 segundos | 0.917 | 119.56 |
| Incremento 10 - 9.000 segundos | 1.077 | 140.49 |
| Incremento 11 - 10.000 segundos | 0.917 | 119.56 |
| Incremento 12 - 11.000 segundos | 0.660 | 86.08 |
| Incremento 13 - 12.000 segundos | 0.733 | 95.64 |

*Nota:* Valores obtenidos mediante análisis dinámico transitorio de respuesta directa SOL109 del programa NX Nastran estructural (Elaboración propia, 2017)

Los resultados nos muestran los valores críticos sobre el soporte que ocurren en el incremento número 10 a los 9 segundos, aquí se tiene un desplazamiento de 1.077 mm y un esfuerzo elemental máximo de 140.49 MPa. Los mismos que se observan en la figura 62, representado en la sección izquierda los esfuerzos y en la sección derecha el desplazamiento nodal.

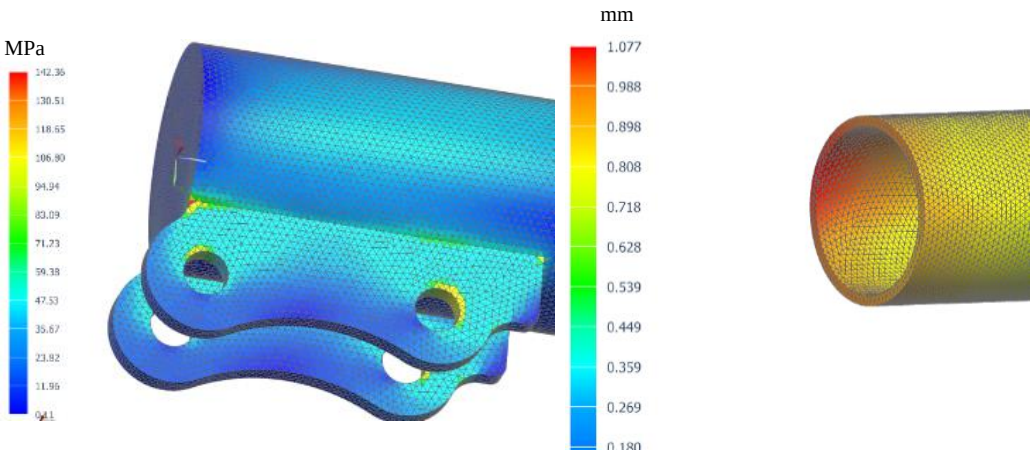



*Figura 62.* Resultados de esfuerzos y desplazamiento nodal, incremento 10 - 9.000 segundos para aluminio 6061 programa NX (Elaboración propia, 2017).

**Valoración de los resultados de análisis de simulación**

Una vez ejecutado el análisis asistido por computador se aprecian resultados en cada intervalo con respecto a las cargas combinadas que actúan sobre el soporte, a diferencia del análisis estático que nos muestra un solo valor.

De los valores máximos obtenidos se puede verificar que en cada uno de los incrementos los valores máximos de desplazamiento se concentran en la sección superior generándose un desplazamiento lateral del soporte, mientras que con respecto al esfuerzo elemental máximo este se produce en un solo elemento conformado por 10 nodos ubicado en la sección inferior de la brida de acoplamiento del soporte. El resto de elementos del soporte, un 30 % del total en el punto más crítico a los 9 segundos están sometidos a esfuerzos que se mantienen en valores que bordean los 40 MPa, y el 69 % restante están sometidos a un esfuerzo promedio de 16 MPa, como se observa en los anexos F, G, H e I. Lo que nos indica que las cargas laterales tienen una incidencia principal en su desplazamiento, mientras que la acción del soporte sobre el roscado presenta una reacción sobre la brida de soporte, con lo que el roscado seleccionado soporta sin problemas las solicitaciones de carga.

En relación al análisis presentado se selecciona el valor más crítico con respecto a esfuerzo y desplazamiento por lo que la información del análisis asistido por computador se procede a definir el material más adecuado que garantice la integridad del componente.

Tomando en referencia los resultados de desplazamiento máximo de 0.384 mm y de esfuerzo elemental de 142.36 MPa para el acero AISI 4340 y que el esfuerzo que predomina sobre el soporte es de 40 MPa comparado con los valores máximos que soporta en material comercializado en el país con una resistencia de 70 $kg/mm^2$ (Iván Bohman C. A., 2016), equivalente a 686.70 MPa se obtiene un margen de seguridad de 4.8 considerando el esfuerzo máximo sobre el soporte.

Con respecto a los resultados obtenidos del análisis con el aluminio 6061 se verifica un desplazamiento de 1.077 mm con un esfuerzo máximo de 140.49 MPa. Si se considera de la misma forma los esfuerzos que predominan en la mayoría de secciones del componente se tiene un valor promedio de 40 MPa, comparando los resultados con los parámetros de resistencia del material comercializado en el país se tiene un valor de 125 MPa y un valor máximo de 310 MPa sometido a tratamiento térmico T6, Si se considera el valor promedio de esfuerzos sobre el sistema se tiene un factor de seguridad de 3.125 para el soporte, sin tratamiento térmico debido al esfuerzo máximo se requiere de un tratamiento térmico para soportar el esfuerzo máximo de 140 MPa, con lo que se tiene un margen de seguridad de 2.2.

Tomando en referencia los resultados mostrados se define como mejor opción la fabricación del soporte con acero AISI 4340, debido al desplazamiento en su sección superior de menos de 4 décimas de milímetro, adicionalmente se consideran los costos de producción, por lo que al usar acero se requieren trabajos de mecanizado para conformar principalmente el roscado, en cambio, para la fabricación del aluminio se requiere de mecanizado para conformar el tubo de soporte central, lo que incrementa los costos por operaciones de trabajo

y por desperdicio de material sin contar el valor más alto del aluminio, además del requerimiento de someter el soporte a un tratamiento térmico. Por lo que se define la fabricación del soporte en acero, utilizando la tubería sin costura con cedula 80 bajo la norma ASTM A 106 Gr. B, debido a sus prestaciones mecánicas y al costo de fabricación.

### Comparación con el modelo matemático aplicado

Mediante la obtención de esfuerzos por el método de Von Mises se determinan tensiones resultantes con un valor de $\sigma_a = 15.774\ MPa$, Se toma en cuenta que en el modelo matemático se efectúa el análisis optimizado sin tomar en cuenta los concentradores de esfuerzos ubicados en los soportes que cumplen la función de bridas.

Para efectuar la comparación se seleccionan nodos de la zona continua de la tubería del soporte central como se muestra en la figura 63.

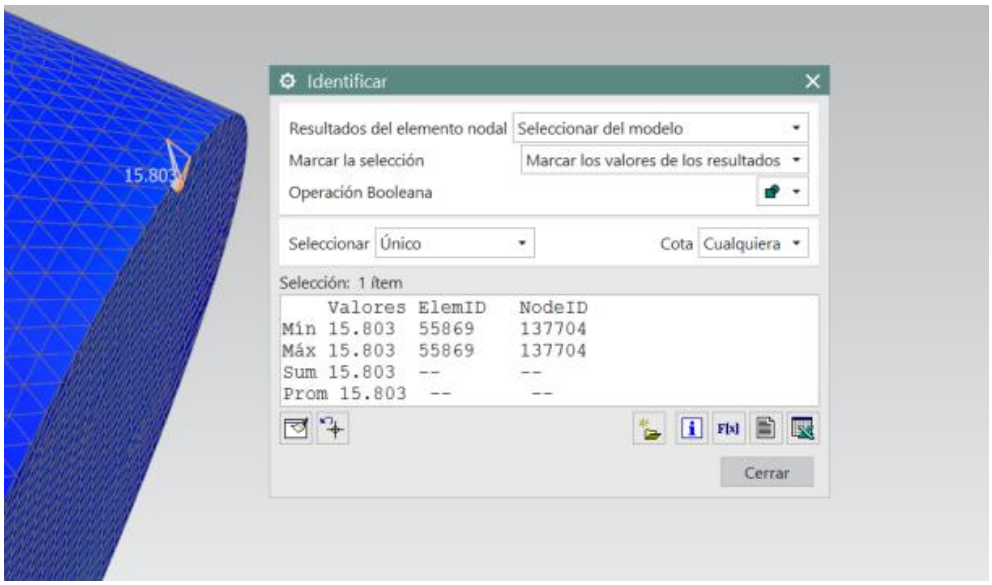


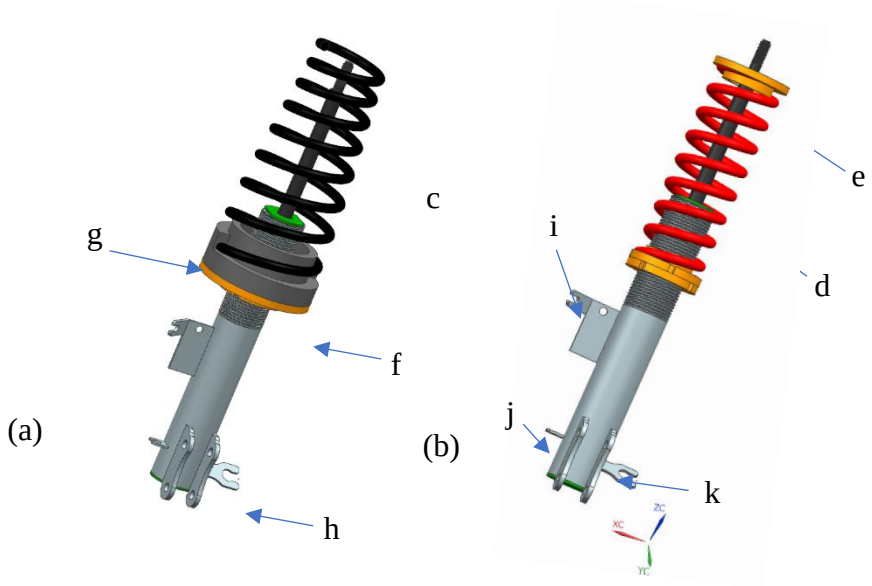

*Figura 63.* Resultados de esfuerzos Von Mises por nodo, incremento 10 - 9.000 segundos para acero AISI 4340 NX (Elaboración propia, 2017).

Como se observa en la figura 63, en el nodo seleccionado se obtiene un valor de 15.803 MPa en las zonas donde no se presentan formas concentradoras de esfuerzos.

Si se compara el resultado obtenido por cálculo de 15.774 MPa con el valor obtenido en el programa NX de 15.803 MPa se observa una diferencia de 0.029 MPa entre los dos valores lo que representa un margen de diferencia entre las dos lecturas de 0.18% con lo que se puede establecer que la incorporación de datos en el programa de simulación se realizaron adecuadamente.

## Prototipo

La configuración del sistema de suspensión con el uso del soporte ajustable y el resorte original permite incrementar la altura del vehículo, por lo tanto, se requiere de una placa de soporte inferior adicional que permite incorporar el resorte original como se muestra en la figura 64 a.




***Detalle de Elementos***

| Ítem | Descripción |
|---|---|
| a | Ensamble total con resorte original |
| b | Ensamble total con resorte alterno |
| c | Resorte original chevrolet *sail* |
| d | Resorte para *coilover* |
| e | Placa de tope superior |
| f | Placa de apoyo inferior |
| g | Caucho de nivelación |
| h | Placa de soporte estabilizador |
| i | Placa de soporte cañería de frenos |
| j | Placa soporte cable sensor VSS |
| k | Placa de soporte |

*Figura 64*. Ensamble del conjunto de soporte a) con resorte original y b) con resorte *coilover* (Elaboración propia, 2017)

Por lo tanto, el dimensionamiento del prototipo para su fabricación respeta el modelo desarrollado para el análisis asistido por computador. Ya que la presente investigación requiere evaluar por experimentación el dispositivo se requiere de dos variantes, por lo que se presentan dos aplicaciones, la primera para la utilización del soporte con el resorte original del vehículo y la segunda aplicación en la que se permite la incorporación de un resorte de sistemas *coilover* al soporte ajustable.

El acoplamiento en la zona superior se lo realiza con los accesorios originales del vehículo, la implementación de resortes de *coilover* requiere de una placa de soporte superior que se muestra en el detalle de la figura 64 b. Las dimensiones y ensambles se muestran en la figura 65 y en los planos ubicados en el anexo O

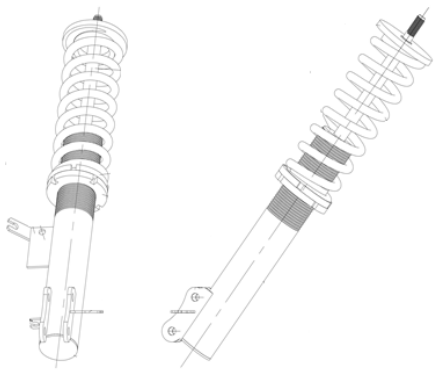


*Figura 65*. Plano de ensamble del conjunto de soporte (Elaboración propia, 2017)

**Proceso de fabricación**

El proceso de fabricación para el soporte requiere de tres etapas, la primera etapa consta del roscado y la fabricación de las tuercas de sujeción, operaciones que se realizan con el uso de un torno de operación manual, la segunda etapa consiste en la fabricación de las placas de sujeción que se efectúa mediante corte por plasma CNC y finalmente se requiere del ensamble del conjunto. Por lo tanto, el proceso de fabricación en la primera etapa consiste en: El torneado de la rosca externa del tubo, torneado de la rosca interna de la tubería, torneado de

placa de soporte inferior, torneado de tuerca de retención, torneado y roscado de tuerca y contratuerca de soporte del resorte, ranurado para ajuste de tuercas de sujeción y para la segunda etapa se requiere del corte de placas por CNC que finalmente serán ensambladas en el soporte.

### *Parámetros de corte*

Los parámetros de corte requeridos para el material AISI 4340 cuyo equivalente en el país es el acero SAE 705, tomando en cuenta el diámetro del eje a roscar se requiere de cuchillas Sandvik Coromant calidad 4225 y tomando en cuenta una vida útil de la herramienta media se requiere de un avance de 0,4 mm/rev, una velocidad de corte de 145 m/min y de 769 rpm de acuerdo a las recomendaciones del fabricante (Ivan Bohman C.A, 2010)

### *Selección de Herramientas*

Para el roscado exterior de rosca cuadrada se selecciona la herramienta Corocut N123E2-0200-00-04-R, para el roscado interno se selecciona la herramienta CoroThread266 R/LL VM y para el cilindrado en general de los demás componentes tales como placas y tuercas de soporte se utiliza la herramienta Coroturn SVJBR/L.

### *Operaciones*

El detalle de las operaciones previstas se muestra en la tabla 15, en donde se muestran las operaciones de cilindrado, corte y ensamble del conjunto de suspensión. Los tiempos de trabajo efectivos representados en la tabla 15 son tomados del proceso de mecanizado dado en la fabricación del dispositivo. El resultado de la mecanización se muestra en la figura 66, se visualiza el soporte central la tuerca de retención, la contratuerca y la tuerca de soporte del amortiguador.

Tabla 15.

*Tabla de operaciones de mecanizado para la fabricación del soporte*

| N° | Operación | Longitud de trabajo | Tiempo de mecanizado |
|---|---|---|---|
| 1 | Mecanizado rosca exterior ϕ 60 mm paso 4 mm | 150 mm | 3.00 min |
| 2 | Mecanizado rosca interior ϕ 52 mm paso 2 mm | 30 mm | 1.00 min |
| 3 | Cilindrado exterior placa de tope inferior | 27 mm | 2.50 min |
| 4 | Refrentado placa de tope | 60 mm | 1.30 min |
| 5 | Cilindrado interior guía para centrado | 24 mm | 1.00 min |
| 6 | Cilindrado exterior, tuerca / contratuerca | 22 mm | 1.88 min |
| 7 | Roscado interior tuerca contratuerca | 22 mm | 2.5 min |
| 8 | Cilindrado placa de tope superior | 10 mm | 1.5 min |
| 9 | Cilindrado placa de sujeción resorte original | 22 mm | 1.5 min |
| 10 | Roscado interior placa de sujeción. | 22 mm | 1.5 min |
| 11 | Corte con plasma de planchas acero para soportes. | - | 8 min |
| 12 | Ensamble de planchas de sujeción | - | 30 min |

*Nota:* Valores de trabajo para mecanizado con utilización de torno convencional (Elaboración propia, 2017)

*Figura 66.* Vista de elementos mecanizados (Elaboración propia, 2017)

Con la ejecución de las operaciones de cilindrado se obtienen los componentes necesarios para proceder al ensamblaje, se procede a trabajar el diseño de dos dimensiones CAD para la ejecución de la fabricación de placas de soporte mediante corte por plasma CNC.

Los elementos a fabricarse por este método son las placas de soporte de 5 mm de espesor que se fijan a la brida de la mangueta, la placa de soporte de la barra estabilizadora, la placa

de soporte de la manguera de frenos y la placa de soporte del cable del sensor de velocidad VSS.

Con las dimensiones prototipadas del soporte en el programa Siemens NX se procede a exportar las dimensiones al programa Autodesk AutoCAD 2016 para realizar las operaciones de corte con plasma CNC. En la figura 67 se muestran los diseños en dos dimensiones de las placas para la operación de corte.

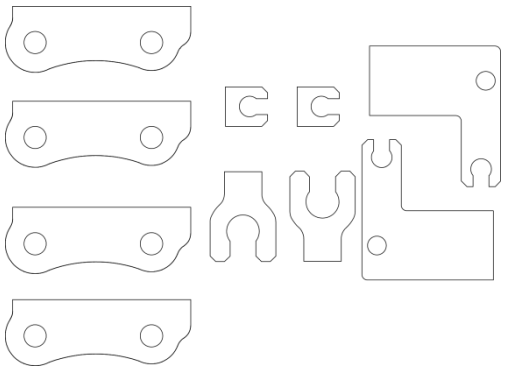


*Figura 67*. Diseño de placas para corte software Autodesk AutoCAD 2016 (Elaboración propia, 2017)

Con el diseño se ejecuta el proceso de corte para obtener las placas con la forma requerida para el anclaje del soporte y de los elementos adicionales del sistema de suspensión. En la figura 68 se muestra el proceso de corte de las placas.

*Figura 68.* Corte de placas mediante plasma CNC (Elaboración propia, 2017)

Una vez realizado el proceso de corte de plasma se obtienen las placas que se muestran en la figura 69.

*Figura 69.* Placas para sujeción del soporte central y elementos accesorios (Elaboración propia, 2017)

***Ensamble***

El desarrollo del ensamble del dispositivo se lo realiza mediante soldadura GMAW *Gas Metal Arc Welding* o soldadura a gas y arco metálico con lo que se consigue el posicionamiento firme de las placas sobre el dispositivo de acuerdo a las cotas dimensionales mostrada en los planos del anexo O. Para garantizar el posicionamiento dimensional de las placas en el soporte se procede a generar JIG´s de ensamble cilíndricos de 31 mm de longitud que permiten el posicionamiento de las placas de soporte, con las dimensiones requeridas se tiene las placas de soporte que presentadas sobre el soporte central se permite la ubicación dimensional precisa para proceder a generar el ensamble del conjunto de acuerdo a lo mostrado en el plano general del anexo K y anexo L.

El ensamble de las placas de soporte para los elementos adicionales del soporte como lo es la placa de sujeción del estabilizador, soporte del cable del sensor de velocidad y soporte de cañería de frenos se lo realiza utilizando como JIG de ensamblaje el mismo vehículo con lo que se garantiza el montaje preciso dimensional de los componentes que adicionalmente es comprobado con las dimensiones de ensamble mostradas en la sección de anexos en el plano de conjunto del sistema.

*Figura 70*. Soporte de suspensión ensamblado (Elaboración propia, 2017)

### *Montaje*

Con el soporte ensamblado completamente se procede al montaje del sistema de suspensión, que para ser instalado en el vehículo requiere de varios elementos adicionales entre los que se tiene: las tuercas de soporte, resorte, placas de sujeción superior conformados en el proceso de fabricación, además se necesita de los elementos propios del sistema de suspensión que acoplan al soporte con el anclaje en la carrocería del vehículo, dichos elementos se visualizan en la figura 71.

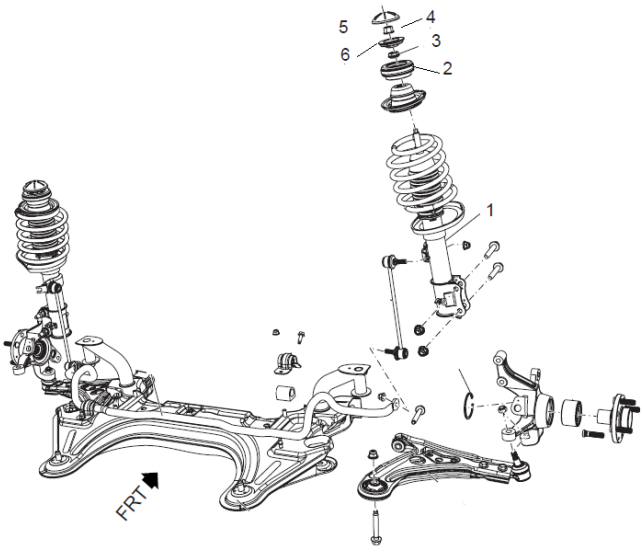



*Figura 71*. Conjunto de suspensión Chevrolet SAIL (Chevrolet SAIC Wuling, 2010)

En donde se tiene el cojinete para giro del soporte (1), buje de apoyo (2), tuerca de retención de amortiguador frontal (3), tuerca de sujeción del conjunto (4), Cubierta plástica de protección (5), plato de soporte de carrocería (6).

Con los ítems indicados se realiza el montaje del conjunto que se instala en el vehículo acoplando el soporte por su sección superior a la carrocería auto portante del vehículo, el acople a la mangueta de dirección, se realiza el ajuste de la barra estabilizadora y se realiza la instalación de las cañerías de freno quedando el dispositivo como se muestra en la figura 72.

*Figura 72*. Soporte de suspensión ensamblado (Elaboración propia, 2017)

**Metrología**

La metrología de validación del dispositivo de suspensión ajustable consiste en el análisis basado en la medición de la aceleración y sus cambios con respecto a condiciones de trabajo del sistema basado en superficies de rodadura que permitan validar las aceleraciones aplicadas para la generación de cargas, la validación de la calidad de la suspensión con el cumplimiento de parámetros acorde a normativas locales y finalmente la comparación de las condiciones de trabajo basadas en las frecuencias de funcionamiento. Por lo que la metrología requiere del uso de instrumentos de medición de la aceleración de trabajo y de la medición de parámetros de trabajo en referencia a la normativa aplicada en el Distrito Metropolitano de Quito con el uso de banco de medición de suspensiones homologado.

La medición de aceleración basada en el módulo GY-521 identificado con el número 2 en la figura 73, que dispone de sensor acelerómetro de tres ejes y giroscopio de tres ejes mediante el circuito integrado MPU-6050 con comunicación serial cuyos datos son registrados digitalmente con el uso de adquisición de datos utilizando la placa Arduino marcada con el número 1 de la figura 73, por lo que se requiere de comunicación serial entre la placa y el sensor cuya lectura de valores es transmitida por conexión USB a un PC de escritorio. La conexión eléctrica requerida para la transmisión de datos del sensor al módulo también se visualiza en la figura 73.

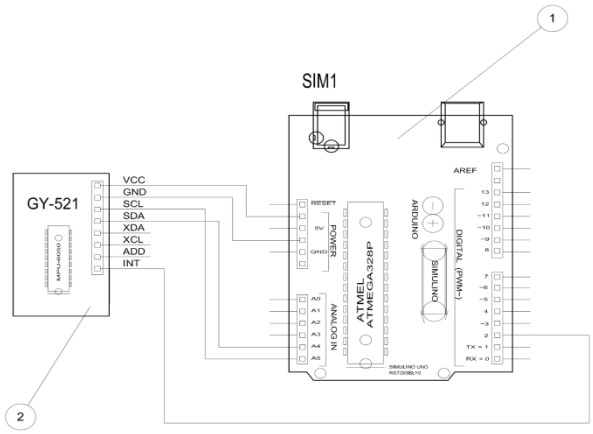



*Figura 73*. Circuito eléctrico de conexión (Elaboración propia, 2017)

La programación mostrada en el anexo J y ajustada a las necesidades de datos de los tres ejes con intervalos de registro de 100 ms. La programación desarrollada permite mediante el monitor serial activar la lectura de datos, en donde al iniciar la comunicación se despliega la leyenda “UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK Suspensión Ajustable ----- Sensor de Aceleración ---- LRMP Presionar ENTER para iniciar lectura de datos”, con lo que ingresando cualquier valor y presionando la tecla *enter* se inicia la lectura del sensor como se observa en la figura 74.

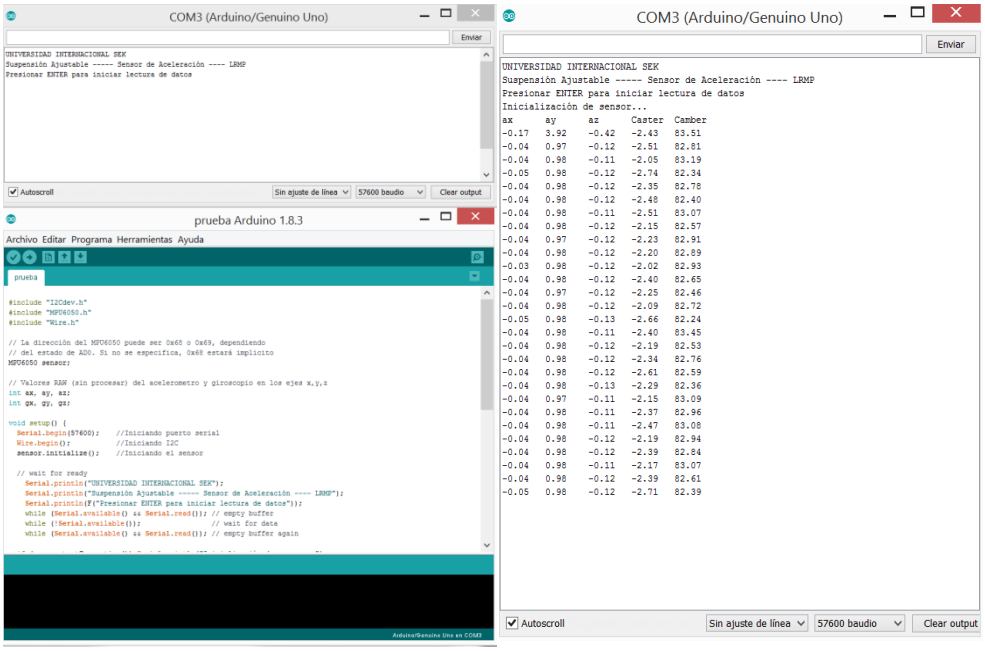



*Figura 74*. Interfaz de medición y arranque de programa (Elaboración propia, 2017)

### Validación del Sensor

Para garantizar las lecturas de aceleración se procede a evaluar el sensor por lo que se ejecuta la medición de aceleración en el soporte de la rueda que permite obtener datos de aceleración máxima en el mismo punto de impacto entre el soporte de suspensión y la rueda del vehículo, por lo que el sensor se ubica en el soporte inferior del amortiguador como se muestra en la figura 75.

*Figura 75*. Ubicación del sensor (Elaboración propia, 2017)

Con el sensor instalado se procede a evaluar el vehículo en el banco homologado, simultáneamente el sensor con el analizador de suspensiones registran valores de tal forma

que se obtienen los resultados que permiten determinar y validar el sensor desarrollado. Prueba que se observa en la figura 76.

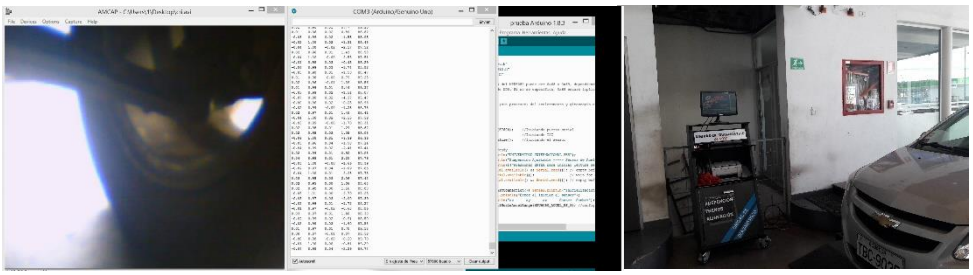


*Figura 76.* Ejecución de prueba de validación (Elaboración propia, 2017)

Con la realización de la comprobación se obtienen los resultados de la medición que se muestran en la ficha de medición del anexo M, la ficha de medición permite obtener las vibraciones generadas a partir de las lecturas de medición en intervalos de 100 ms, para obtener la amplitud y la frecuencia se aplica la transformada rápida de Fourier con lo que se obtiene la frecuencia fundamental de vibración y sus frecuencias armónicas conocido como análisis espectral (Estévez, Machado, & José, 2008).

Los resultados obtenidos de la medición en el banco de suspensión se muestran en el anexo M, en donde se obtiene la frecuencia resultante de la rueda derecha de 9.72 Hz, una amplitud de oscilación de 22.5 mm y un rendimiento de la suspensión derecha de 82.6 %.

Mientras que con el acelerómetro se obtienen valores de las diferentes etapas del proceso de evaluación del banco de suspensiones, los valores que permiten validar el sensor nos entregan una frecuencia resultante en la rueda derecha donde se ubica el sensor de 9.323 Hz y una aceleración de 1.9 fuerzas de gravedad G que se muestra en la figura 77.

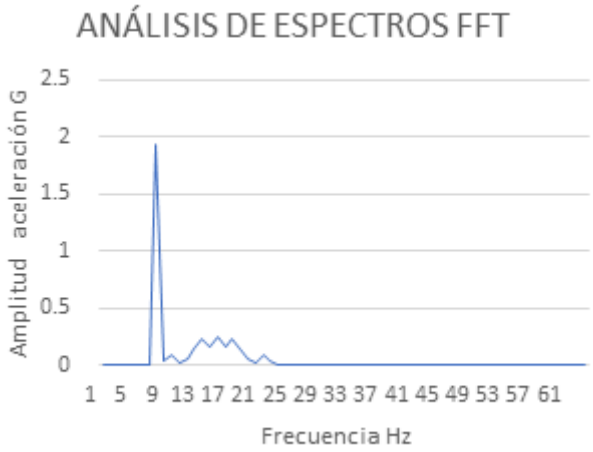



*Figura 77***.** Resultados de aplicación transformada rápida de Fourier FFT (Elaboración propia, 2017)

Comparando los valores se visualiza un error absoluto de 0.397 Hz que corresponde a un 4.080 % de diferencia, si a este valor se lo compara con los valores totales de la frecuencia se tiene un error conocido como relativo de 0.04 % (Mendoza, 2012). Este valor permite validar la calibración del sensor ya que hay un pequeño margen de error tomando en cuenta los errores máximos permitidos del 20 % en donde las amplitudes son de al menos 85 %, tomando en cuenta que un error del 10 % se considera como un valor de aproximación adecuado (Huerta, Echeverry, & Calle, 2018) con lo que el sensor es adecuado para la ejecución de mediciones y validación de la suspensión.

**Medición de aceleración**

Con el propósito de verificar la información de aceleración aplicada para el cálculo de los esfuerzos sobre el sistema de suspensión se procede a evaluar las aceleraciones que se producen con el vehículo en marcha sobre una superficie irregular, para tal efecto se procede a evaluar las aceleraciones a las que está sometido el soporte del amortiguador, es así que el sensor se ubica en la misma posición que en la validación del sensor mostrado en la figura 75, es decir, en el soporte inferior del resorte de suspensión.

Los valores picos de aceleración se obtienen haciendo circular el vehículo sobre una carretera conformada por un empedrado que permite obtener valores de aceleración altos del sistema de suspensión. La ejecución de esta comprobación de ruta en superficie empedrada nos entrega valores de aceleración máxima de 3.4 aceleraciones de la gravedad con una frecuencia de 4.69 Hz de oscilación del conjunto de suspensión mostrado en el análisis del anexo N.

### Calidad de la suspensión

Para determinar la calidad de suspensión con el soporte diseñado se procede a ejecutar el análisis de frecuencias de oscilación del conjunto tomando en cuenta la medición experimental de frecuencias basado en los cinco tratamientos de valoración.

Ya que la calidad de la suspensión evalúa la intensidad de las oscilaciones mediante la aceleración generada y mediante las frecuencias con las que se producen los movimientos sobre los pasajeros. Se procede a desarrollar las mediciones con el sensor instalado dentro del habitáculo del vehículo, con lo que la comparación de valores de aceleración y frecuencia permiten valorar la calidad de desplazamiento del vehículo con el soporte original con las posibles condiciones de ensamblaje del conjunto tales como lo es la variación de altura y el cambio de los resortes en la suspensión *Macpherson.*

Es así que ejecutan las diversas pruebas con el ajuste del dispositivo de acuerdo a las variaciones de uso de resorte y altura de la suspensión de acuerdo a las variaciones experimentales descritas en el método S1, S2, S3, S4, y S5 como se aprecia en la figura 78.

*Figura 78.* Variaciones experimentales (Elaboración propia, 2017)

### *Tratamientos de medición experimental*

El análisis de frecuencias de los tratamientos de medición experimental aplicando las cinco variaciones denominadas desde S1 hasta S5 con seis réplicas o repeticiones R1 – R6 generándose los tratamientos T1 hasta T5 cuyos resultados de frecuencias de vibración se muestran en la tabla 16.

Los valores representados en la tabla son procesados estadísticamente con ayuda del programa estadístico Statgraphics Centurion XVI, aplicando la prueba de comparación de medias por el *Test* LSD (*Least significant difference*) de Fish, de manera inicial se obtienen los valores promedio para cada uno de los tratamientos, en donde, el tratamiento T1 muestra

un promedio de 1.066 Hz, el tratamiento T2 - 0.65 Hz, T3 – 0.83 Hz, T4 – 0.63 Hz y el tratamiento T5 – 0.89 Hz. Mostrados en la tabla 17.

Tabla 16.

*Tratamientos de evaluación experimental*

| Réplicas / Frecuencias [Hz] | Suspensión original, altura estándar (T1) | Suspensión original con regulación, altura estándar (T2) | Suspensión original con regulación, altura modificada 1 (T3) | Suspensión alterna con regulación, altura estándar (T4) | Suspensión alterna con regulación, altura modificada1 (T5) |
|---|---|---|---|---|---|
| R1 | 0.94 | 0.78 | 0.78 | 0.47 | 0.78 |
| R2 | 0.94 | 0.63 | 1.09 | 0.78 | 0.94 |
| R3 | 1.09 | 0.47 | 0.78 | 0.63 | 0.78 |
| R4 | 1.4 | 0.94 | 0.63 | 0.47 | 0.98 |
| R5 | 0.94 | 0.63 | 0.78 | 0.63 | 1.09 |
| R6 | 1.09 | 0.47 | 0.94 | 0.78 | 0.78 |

*Nota:* Detalle de tratamiento experimental de variables con identificación de siglas aplicadas en análisis estadístico para los tratamientos T1, T2, T3, T4 y T5 con respecto a las variaciones experimentales S1, S2, S3, S4, S5 (Elaboración propia, 2017)

Tabla 17.

*Tratamientos de evaluación experimental (Promedios)*

| Frecuencias [Hz] | Suspensión original, altura estándar (T1) | Suspensión original con regulación, altura estándar (T2) | Suspensión original con regulación, altura modificada 1 (T3) | Suspensión alterna con regulación, altura estándar (T4) | Suspensión alterna con regulación, altura modificada1 (T5) |
|---|---|---|---|---|---|
| Valor promedio | 1.066 | 0.65 | 0.83 | 0.63 | 0.89 |

*Nota:* Detalle de tratamiento experimental de variables con identificación de siglas aplicadas en análisis estadístico para los tratamientos T1, T2, T3, T4 y T5 con respecto a las variaciones experimentales S1, S2, S3, S4, S5 (Elaboración propia, 2017)

De acuerdo al análisis de varianza ANOVA con respecto a los componentes entre grupos demuestra que los valores P de la prueba genera un valor de 0.003 menor que 0.05 con lo que se establece que existe una diferencia significativa entre los grupos de valores de los tratamientos con un margen de confianza del 95 %. Para establecer en que grupos se obtienen similitudes y diferencias significativas se aplica las pruebas de múltiples rangos aplicando el método de prueba de la mínima diferencia significativa se obtiene la comparación de acuerdo

a la tabla 18. Para esta tabla aplica un procedimiento de comparación múltiple para determinar cuáles medias son significativamente diferentes de otras.

Tabla 18.

*Pruebas de múltiples rangos*

| Tratamientos de evaluación | Casos | Media | Grupos Homogéneos |
|---|---|---|---|
| T4 | 6 | 0.626667 | X |
| T2 | 6 | 0.653333 | XX |
| T3 | 6 | 0.833333 | XX |
| T5 | 6 | 0.891667 | XX |
| T1 | 6 | 1.06667 | X |

*Nota:* Resultados de análisis estadísticos obtenidos mediante método de diferencias significativas por sus siglas del inglés LSD con un porcentaje del 95% de confianza, obtenido del programa computacional STATGRAPHICS Centurion (Elaboración propia, 2017)

Se realiza un análisis entre tratamientos en donde se identifican cuatro grupos entre los que no existen diferencias estadísticamente significativas de acuerdo a las marcas con X generadas por el programa, en donde, se muestra que entre T4 - T2, T2 - T3, T3 -T5 y T5 - T1 son grupos homogéneos. De la misma forma mediante análisis de contraste mostrado en la tabla 19 se verifican los grupos entre los que no existen diferencias significativas.

Tabla 19.

*Contraste entre grupos de tratamientos*

| Tratamientos de evaluación | Diferencia significativa | Diferencia | +/- Límites |
|---|---|---|---|
| T1-T2 | * | 0.413333 | 0,189808 |
| T1-T3 | * | 0.233333 | 0,189808 |
| T1-T4 | * | 0.44 | 0,189808 |
| T1-T5 | | 0.175 | 0,189808 |
| T2-T3 | | -0.18 | 0,189808 |
| T2-T4 | | 0.0266667 | 0,189808 |
| T2-T5 | * | - 0.238333 | 0,189808 |
| T3-T4 | * | 0.206667 | 0,189808 |
| T3-T5 | | - 0.0583333 | 0,189808 |
| T4-T5 | * | -0.265 | 0,189808 |

*Nota:* Resultados de análisis * indica diferencia significativa, el método empleado actualmente para discriminar entre las medias es el procedimiento de diferencia mínima significativa (LSD) de Fisher, con este método hay un riesgo del 5,0% al decir que cada par de medias es significativamente diferente, obtenido del programa computacional STATGRAPHICS Centurion (Elaboración propia, 2017)

Así también se puede representar los grupos que no tienen diferencia significativa mediante el gráfico de caja y bigotes mostrado en la figura 79, en donde se aprecia que existe una relación entre los tratamientos T2 a T5, mostrándose la relación en los tratamientos que

interviene la suspensión ajustable, mientras que existe también una relación entre el T5 con el T1 mostrándose que los datos recopilados tienen congruencia con la suspensión original.

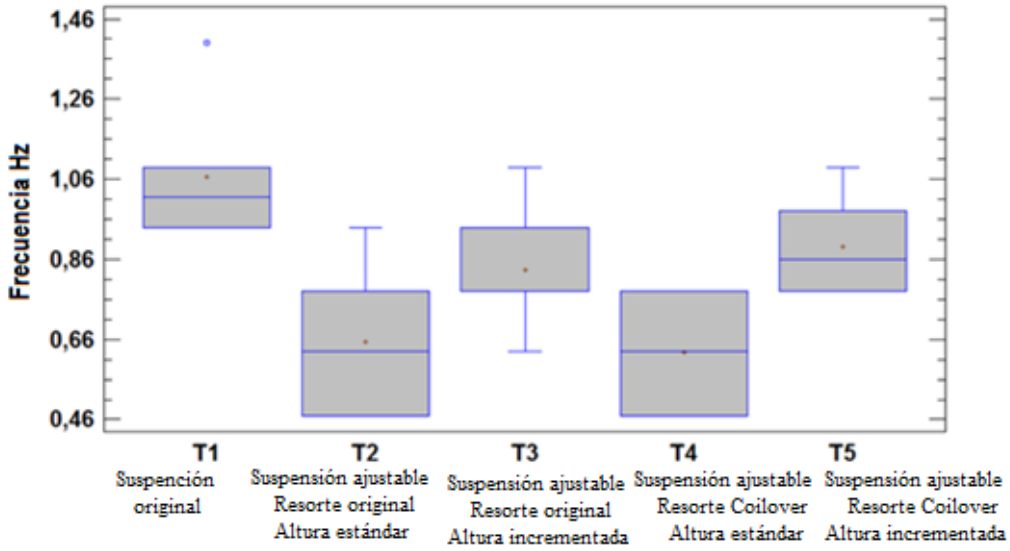



*Figura 79.* Gráfico caja y bigotes obtenido del programa computacional STATGRAPHICS Centurion (Elaboración propia, 2017)

Con los resultados mostrados se obtiene que la suspensión ajustable diseñada nos entrega vibraciones en el habitáculo que no superan valores de frecuencia de 1.06 Hz, Adicionalmente en la comparación de oscilaciones y valoración de la calidad de la suspensión por lo tanto se registran aceleraciones que se encuentran con un valor máximo de 1.985 g en el eje Y, 0.07 g en el eje X y 0.006 g en el eje Z en un intervalo de 6.4 segundos como se muestra en el anexo N, lo que resulta en una vibración combinada resultante de 0.29 $m/s^2$ de acuerdo al calculador de vibraciones conjuntas en el cuerpo WBV que provienen de *Whole-Body Vibration* que se obtienen del calculador proporcionado por la empresa HSE *Health and safety executive.* Mostrado en la figura 80 a continuación.

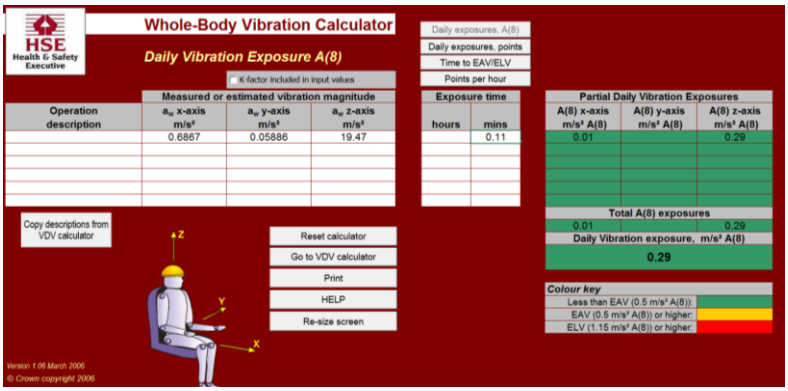



*Figura 80.* Cálculo vibración combinada (HSE Health and Safety Executive, 2006)

## Evaluación de cumplimiento normativa RTV - DMQ

La última fase de medición se basa en la verificación de la suspensión modificada con respecto a la normativa vigente en el Distrito Metropolitano de Quito con relación a la eficiencia de amortiguación, por lo que se procede a evaluar la suspensión mediante los bancos de pruebas estándar que validan el sistema. La evaluación ejecutada en el banco homologado de análisis de suspensiones se lo realiza en la Empresa "La Casa del Amortiguador"

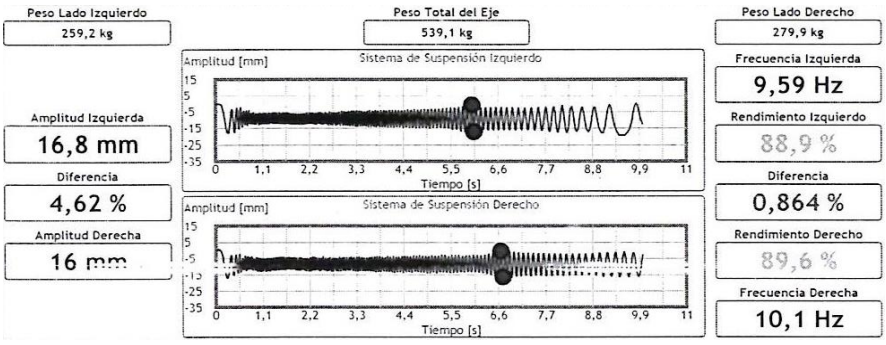



*Figura 81.* Análisis de suspensión Chevrolet Sail original (Elaboración propia)

La primera medición mostrada en el gráfico de la figura 81 se efectúa con la suspensión original del vehículo, en donde, el equipo evalúa el peso del vehículo, la amplitud de la oscilación, el rendimiento de la suspensión del eje izquierdo y derecho comparando el

resultado de los ejes obteniéndose un 88.9 % para el eje izquierdo y un 89.6 % para el eje derecho, registrándose una diferencia entre ruedas de 0.864 %.

Se procede a realizar la valoración con el banco de análisis de suspensiones al vehículo con la suspensión ajustable incorporado el resorte para *coilovers* con un ajuste de altura de 280 mm desde la calzada a la base del guardachoque, un incremento de altura de 80 mm sobre la configuración original del vehículo obteniéndose un rendimiento para la rueda izquierda de 83.7 %, la rueda derecha registra un rendimiento de 82.6 % generándose una diferencia de 1.33 % que se observa en la figura 82.

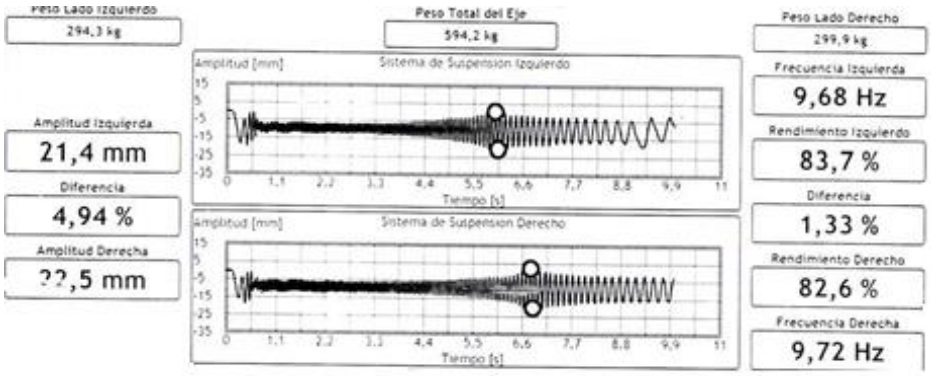



*Figura 82.* Análisis de suspensión Chevrolet Sail suspensión ajustable (Elaboración propia)

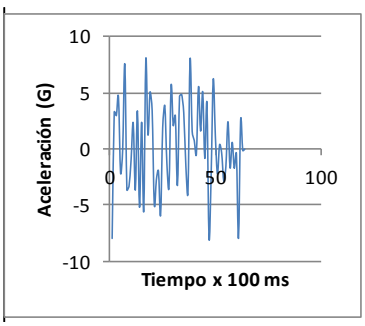
Con los valores mostrados se verifica que la suspensión ajustable desarrollada cumple con los parámetros para aprobar la revisión técnica vehicular.

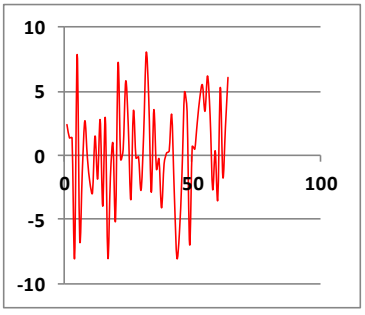
# ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

## Discusión de resultados

El análisis de los resultados se enfoca en el análisis comparativo de los valores de aceleración necesarios para el cálculo con los valores experimentales obtenidos por medición con el acelerómetro, se evalúa la aplicación de cargas en los dos materiales seleccionados acero AISI 4340 y aluminio 6061, y adicionalmente se evalúan dos parámetros con el uso del acelerómetro teniendo en cuenta la calidad de la suspensión y la valoración del cumplimiento de parámetros de la suspensión con respecto a la normativa aplicada por el Distrito Metropolitano de Quito.

La medición de aceleración efectuada sobre una superficie irregular (T1: suspensión original) entrega valores de aceleración de 3.4 veces la aceleración de la gravedad con una frecuencia de 4.70 Hz, dichos valores si son comparados con los valores publicados en la tabla de factores de cargas dinámicas por Happian y Smith en su libro "*An introduction of Modern Vehicle Design*" se puede observar que los resultados de medición obtenidos respetan los factores de entre 3g y 4g para empujes verticales y laterales al pasar el vehículo por irregularidades en la calzada como se muestra en la figura 83.




| REPLICA | ACELERACIÓN [G] | | | FRECUENCIA [Hz] |
|---|---|---|---|---|
| | X | Y | Z | Y |
| 1 | -0.2 | 1.84 | 0.08 | 3.4 |
| 2 | -0.4 | 3.40 | 0.09 | 4.7 |
| 3 | -0.5 | 3.28 | 0.4 | 1.9 |
| 4 | -0.1 | 2.09 | 0.05 | 3.8 |
| 5 | 0.3 | 2.20 | 0.39 | 3.8 |
| 6 | 0.0 | 1.76 | 0.01 | 2.8 |

*Figura 83.* Gráfico resultados aceleración en el soporte de suspensión (Elaboración propia)

Es así, que los valores mostrados indican que con el sistema original y haciendo que el vehículo circule por un trazado irregular nos genera valores de aceleración dentro del rango establecido para el cálculo de acuerdo a la tabla 20.

Tabla 20.

*Comparación de datos experimentales con factores de carga de Happian y Smith*

| ÍTEM medido | Valor | Factores de cargas dinámicas Happian y Smith | Valor |
|---|---|---|---|
| Aceleración crítica 1 | 3.4 g | Empuje en baches delantero / posterior | 4 g |
| Aceleración crítica 2 | 3.28 g | Empuje en curvas | 3.5 g |
| | | Empuje lateral en golpe de cunetas | 2 g |

*Nota:* Resultados de análisis experimentales con acelerómetro desarrollado con respecto a valores de cálculo aplicados por Happian y Smith (Elaboración propia, 2017)

Con el resultado anteriormente mencionado, se valida el método aplicado para obtener las cargas empleadas en el análisis computacional de esfuerzos presentado por Happian y Smith así como también se valida las cargas resultantes máximas con un valor de 1 468.89 kg que muestran congruencia con los valores de 1 300 kg presentados en la figura 84 (datos obtenidos por Mariotti y Ficarra en su publicación "*Optimization of the characteristic angles of both front and rear Mcpherson suspensions on a circular track using multi body numerical simulation"*)

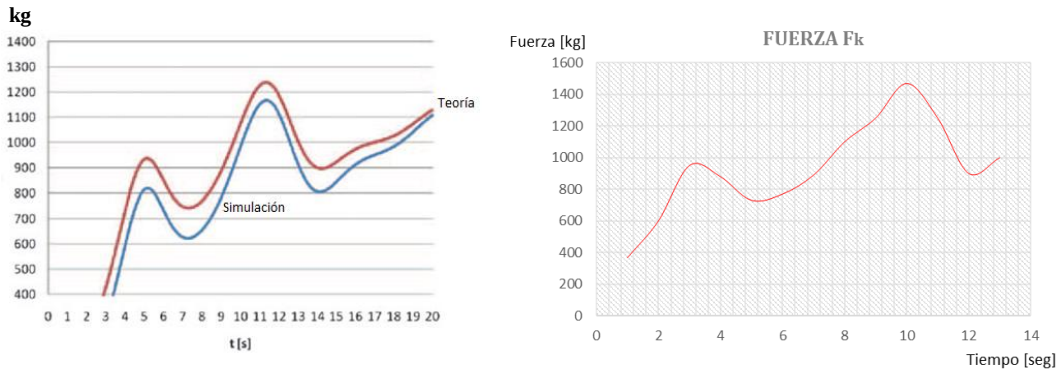



*Figura 84.* Gráfico comparativo carga vertical soporte de suspensión (Elaboración propia)

En donde, se observa la convergencia de resultados obtenidos por Marrioti en la gráfica izquierda con respecto a los datos calculados para la fuerza $F_k$ obtenidos en la presente investigación.

El análisis asistido por computador constituye una herramienta fundamental en la selección del material más adecuado si se comparan los resultados de desplazamiento máximo de 0.384 mm y de esfuerzo elemental de 142.36 MPa para el acero AISI 4340 y que el esfuerzo que predomina sobre el soporte es de 40 MPa comparado a los resultados obtenidos del análisis con el aluminio 6061 se verifica un desplazamiento de 1.077 mm con un esfuerzo máximo de 140.49 MPa. Si se considera de la misma forma los esfuerzos que predominan en la mayoría de secciones del componente se tiene un valor promedio de 40 MPa, como se observa en la tabla 21.

Tabla 21.

*Análisis comparativo resultados ACERO AISI 4340 Aluminio 6061*

| Intervalo de evaluación | ACERO AISI 4340 | | Aluminio 6061 | |
|---|---|---|---|---|
| | Desviación máxima [mm] | Esfuerzo elemental máximo [MPa] [N/mm2] | Desviación máxima [mm] | Esfuerzo elemental máximo [MPa] [N/mm$^2$] |
| Incremento 1 - 0.000 segundos | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Incremento 2 - 1.000 segundos | 0.157 | 58.15 | 0.440 | 57.39 |
| Incremento 3 - 2.000 segundos | 0.248 | 92.04 | 0.697 | 90.83 |
| Incremento 4 - 3.000 segundos | 0.230 | 85.29 | 0.645 | 84.17 |
| Incremento 5 - 4.000 segundos | 0.191 | 70.75 | 0.535 | 69.82 |
| Incremento 6 - 5.000 segundos | 0.201 | 74.62 | 0.565 | 73.64 |
| Incremento 7 - 6.000 segundos | 0.233 | 86.26 | 0.652 | 85.10 |
| Incremento 8 - 7.000 segundos | 0.287 | 106.61 | 0.807 | 105.21 |
| Incremento 9 - 8.000 segundos | 0.327 | 121.15 | 0.917 | 119.56 |
| Incremento 10 - 9.000 segundos | 0.384 | 142.36 | 1.077 | 140.49 |
| Incremento 11 - 10.000 segundos | 0.327 | 121.15 | 0.917 | 119.56 |
| Incremento 12 - 11.000 segundos | 0.235 | 87.22 | 0.660 | 86.08 |
| Incremento 13 - 12.000 segundos | 0.261 | 96.92 | 0.733 | 95.64 |

*Nota:* Valores obtenidos mediante análisis dinámico transitorio de respuesta directa SOL109 del programa NX Nastran estructural (Elaboración propia, 2017)

Valores que al ser comparados con el cálculo de esfuerzos desarrollado se registran lecturas con una variación de 0.18% que aseguran la convergencia de resultados entre el análisis de elementos finitos con los resultados obtenidos en el programa NX. Si se comparan

los parámetros de resistencia del aluminio 6061 comercializado en el país se tiene un valor de 125 MPa y un valor máximo de 310 MPa, considerando el valor promedio de esfuerzos sobre el sistema se tiene un factor de seguridad de 3.125 para el soporte, sin tratamiento térmico debido al esfuerzo máximo se requiere de un tratamiento térmico T6 para soportar el esfuerzo máximo de 140 MPa, con lo que se tiene un margen de seguridad de 2.2. Si se compara con los valores máximos que soporta en material AISI 4340 comercializado en el país con una resistencia de 70 kg/mm$^2$ (Iván Bohman C. A., 2016), equivalente a 686.70 MPa se obtiene un margen de seguridad de 4.8 considerando el esfuerzo máximo sobre el soporte como se muestra en la figura 85.

Con los valores presentados se tiene una gran diferencia entre el acero y aluminio con un margen de seguridad del acero que supera con 2.6 puntos. Adicionalmente por el tiempo de fabricación que requiere el aluminio y por el costo del material se valida la selección del acero AISI 4340.

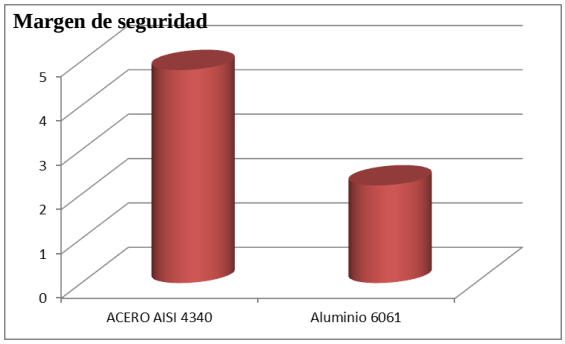



*Figura 85*. Margen de seguridad (Elaboración propia)

La medición de la calidad de la suspensión, es decir, las vibraciones que sufren los ocupantes en el interior del vehículo de acuerdo a los resultados de calidad de la suspensión, se obtiene valores de oscilaciones muy cercanos entre sí que no superan los 1.066 Hz. En donde, se verifica que la suspensión ajustable al ser calibrada con la altura de fábrica del vehículo (T2 y T4) presenta frecuencias de vibración más bajas que con la suspensión original

(T1), siendo estos valores afectados al incrementarse la altura del vehículo (T3 y T5) sin que estos superen los valores de frecuencia que se dan con la suspensión original del vehículo (T1).

Tabla 22.

*Comparación de resultados de evaluación experimental (Promedios)*

| Frecuencias [Hz] | Suspensión original, altura estándar (T1) | Suspensión original con regulación, altura estándar (T2) | Suspensión original con regulación, altura modificada 1 (T3) | Suspensión alterna con regulación, altura estándar (T4) | Suspensión alterna con regulación, altura modificada1 (T5) |
|---|---|---|---|---|---|
| Valor promedio | 1.066 | 0.65 | 0.83 | 0.63 | 0.89 |
| Frecuencia en el habitáculo máxima | | | 1.066 Hz | | |
| Lineamientos Norma ISO 2631 | | | Menor a 5 Hz | | |

*Nota:* Detalle de tratamiento experimental de variables con identificación de siglas aplicadas en análisis estadístico para los tratamientos T1, T2, T3, T4 y T5 con respecto a las variaciones experimentales S1, S2, S3, S4, S5 en comparación con la normativa ISO 2631 (Elaboración propia, 2017)

Se observa que para garantizar el cumplimiento de las recomendaciones de la norma ISO 2631 se debe mantener una frecuencia menor a 5 Hz obteniéndose valores máximos de 1.066 Hz con lo que se tiene un valor que es un valor 78 % menor al máximo especificado en la norma mostrada en la gráfica de la figura 86.

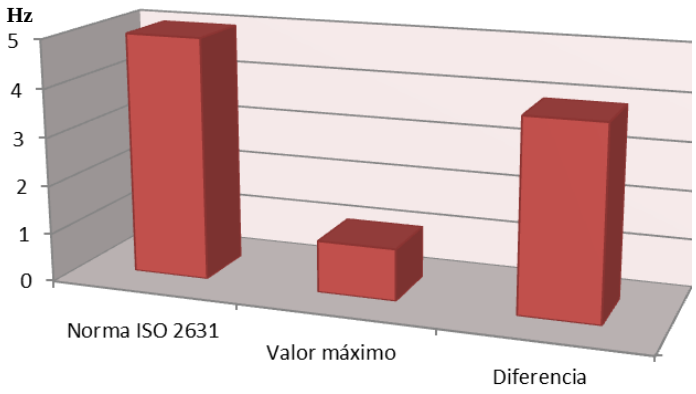



*Figura 86.* Gráfico frecuencias máximas (Elaboración propia)

Así también, la norma ISO 2631 establece que la aceleración resultante de los tres ejes no debe superar los 1.15 m/s$^2$ por día, la cual al ser calculada se obtiene una aceleración combinada de 0.26 m/s$^2$ en la suspensión ajustable, con lo que se cumple con la normativa de calidad de suspensión.

Tabla 23.

*Comparación aceleración combinada*

| ÍTEM medido | Valor | Normativa | Valor |
|---|---|---|---|
| Frecuencia combinada en el habitáculo | 0.26 m/s$^2$ por día | ISO 2631 | Máximo 1.15 m/s$^2$ por día |

*Nota:* Resultados de análisis comparados con valores de acuerdo a normativa ISO 2631 (Elaboración propia, 2017)

Finalmente, se procede a valorar los resultados de eficacia de la suspensión obtenidos del banco homologado de suspensiones en donde se obtiene un valor de 83.7 % para el eje izquierdo y un 82.6 % para el eje derecho, con una diferencia entre ruedas de 1.33 %. Mostrado en ala figura 87.

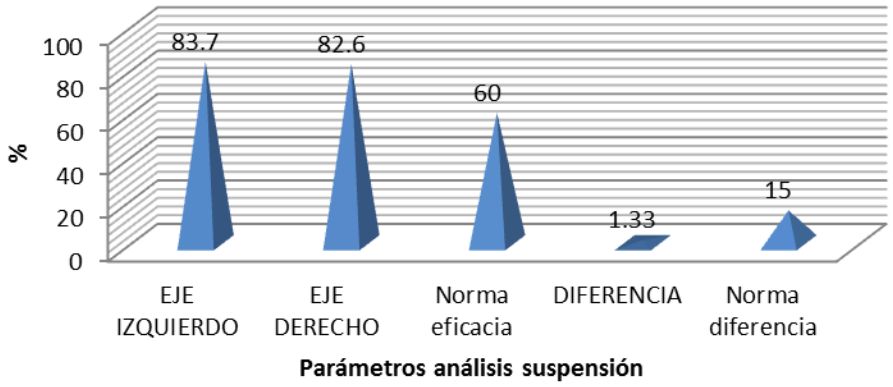



*Figura 87.* Gráfico resultados análisis suspensiones (Elaboración propia)

Al comparar los valores obtenidos y comparados con los normados por el Distrito Metropolitano de Quito que establece que se requiere de una eficacia de suspensión mayor al 60 % y un desequilibrio de eficacia entre las ruedas del mismo eje no mayor al 15 % (Municipio del Distrito Metropolitano de Quito, 2006).

Tabla 24. *Comparación resultados análisis de suspensiones*

*Comparación resultados análisis de suspensiones*

| ÍTEM medido | Valor | Normativa | Valor |
|---|---|---|---|
| Eficacia suspensión izquierda | 83.7 % | MDMQ | Mayor a 60 % |
| Eficacia suspensión derecha | 82.6 % | MDMQ | Mayor a 60 % |
| Desequilibrio Suspensión | 1.33 % | MDMQ | Menor a 15 % |

*Nota:* Resultados de análisis comparados con valores máximos y mínimo de acuerdo a normativa MDMQ (Elaboración propia, 2017)

La contrastar los resultados medidos con los normados por el Distrito Metropolitano de Quito se establece que la suspensión ajustable diseñada cumple con los requerimientos para aprobar la revisión técnica vehicular.

En general se establece que acorde a todos los parámetros obtenidos tal como la aceleración máxima, la frecuencia combinada máxima la eficacia de la suspensión y el desequilibrio de la suspensión ajustable, esta cumple con los parámetros de calidad de suspensión, eficacia de amortiguación por lo que es adecuada para ser instalada comercialmente en vehículos.

## Aplicación de resultados

Los resultados presentados permiten establecer que el uso del equipo de medición de aceleración se convierte en una fuente confiable para determinar las cargas en un sistema basado en la aplicación de la masa sometida a fuerzas de aceleración. Así también el análisis y variación de la aceleración con respecto al tiempo generan curvas de trabajo del sistema de suspensión que pueden aplicarse como medios de valoración de calidad de suspensión de cualquier vehículo, con lo que los resultados obtenidos de la valoración de frecuencias permite evaluar el desempeño de la amortiguación, por ejemplo, el incremento de frecuencia al elevar la suspensión del vehículo nos muestra que los resultados de la medición pueden

usarse como método para establecer y seleccionar los componentes tales como resortes y amortiguadores para vehículos.

Finalmente, con la valoración de los resultados obtenidos se muestra un método para calcular y simular las condiciones de trabajo para cualquier mecanismo en el que se requiera el análisis de cargas dinámicas con la ayuda del programa SIEMENS NX que se convierte en una herramienta de gran utilidad en el diseño de componentes sometidos a esfuerzos variables, en lo que se incluye la optimización de componentes mecánicos.

## CONCLUSIONES

- Con el desarrollo del presente trabajo de investigación se establece que es posible la construcción del soporte inferior de la suspensión Macpherson, generando un sistema de suspensión ajustable que permite elevar o disminuir la distancia de la carrocería con respecto a la calzada del vehículo Chevrolet Sail cumpliendo los lineamientos de eficacia de suspensión dados por el Distrito Metropolitano de Quito y cumpliendo parámetros de calidad de suspensión de la norma ISO 2631. Siendo el soporte fabricado apto para su funcionamiento en el vehículo.

- El desarrollo de análisis computacional basado en la aplicación de cargas dinámicas en estado transitorio se convierte en un medio efectivo para la valoración y resistencia de la estructura de cualquier componente, es así, que mediante el análisis computacional se logra definir el material más adecuado para el desarrollo del componente, por lo que con los resultados del análisis se obtiene una tensión máxima aplicada en el soporte de 142.49 MPa, comparado con el acero AISI 4340 que soporta una tensión máxima de 686.70 MPa y comparado con aluminio 6061 que tiene una resistencia de 140 MPa al aplicarle un tratamiento térmico T6, se define como el mejor material para la fabricación del soporte el Acero AISI 4340 que no requiere ningún tratamiento térmico por lo que los costos de producción se minimizan y se obtiene un margen de seguridad más alto.

- La determinación de las frecuencias de trabajo mediante el uso de un acelerómetro requiere de la aplicación de métodos numéricos como la transformada rápida de Fourier, que requiere establecer la frecuencia de muestreo mediante la definición del intervalo de cada una de las mediciones, con lo que la evaluación inicial del sensor en conjunto con el

banco homologado permite la determinación del tiempo de muestreo de 100 ms para la programación de medición de datos del acelerómetro.

- La evaluación de aceleraciones en el habitáculo del vehículo mediante el tratamiento estadístico demuestra con las réplicas evaluadas con la suspensión ajustable y la suspensión original, demuestra que se logra mejorar la calidad de la suspensión, obteniéndose frecuencias promedio de 1.066 Hz con la suspensión original y valores máximos promedio de frecuencia de 0.89 Hz con la suspensión ajustable registrándose de esta forma una mejora al sistema original del vehículo.

- El sistema de suspensión con el soporte ajustable genera frecuencia en el habitáculo de 0.89 Hz y aceleraciones máximas de 2 g (19. 62 $m/s^2$) en el eje vertical con aceleraciones combinadas máximas de 0.26 $m/s^2$ por día, con lo que el sistema de suspensión ajustable cumple con los parámetros de la normativa de calidad de suspensión bajo la norma ISO 2631 que establece como requisitos de una frecuencia menor a 5 Hz con aceleraciones resultantes en los tres ejes que no supere los 1.15 $m/s^2$ por día.

- El análisis de efectividad de la suspensión desarrollado en el banco de pruebas homologados genera un rendimiento de la suspensión 88.9 % para el eje izquierdo y un 89.6 % para el eje derecho, registrándose una diferencia entre ruedas de 0.864 % demuestran que la suspensión cumple con los requerimientos de la normativa requerida por el Municipio del Distrito Metropolitano de Quito.

- En resumen, el desarrollo de un proceso de diseño y fabricación basado en el uso y determinación de cargas aplicadas en programas como Siemens NX con variación

dinámica en estado transitorio permite obtener resultados que garantizan la construcción del dispositivo, es así que el diseño construcción y evaluación del elemento principal de suspensión desarrollado ha generado resultados favorables tanto en su desempeño en funcionamiento como en relación a las prestaciones del sistema regulable en altura.

**RECOMENDACIONES**

- El análisis computacional de cargas dinámicas asistido por computador permite evaluar los cambios de cargas y verificar el comportamiento del material, sin embargo, se recomienda que para garantizar resultados siempre se evalúe la calidad de la malla generada con objeto de garantizar los resultados del análisis.

- El soporte que permite el ajuste de altura constituye un elemento que permite modificar el rendimiento y comportamiento de la suspensión por lo que se recomienda evaluar diferentes tipos de resortes y configuraciones de ensamble que permitirá a futuro en el país disponer de información que ayude a diseñar y comercializar sistemas de suspensión de alto rendimiento.

- Con respecto a la existencia de materiales y con el prototipo diseñado se recomienda una optimización del diseño basado en un análisis topológico del componente, lo que permitirá reducir el peso final del dispositivo para mejorar la eficiencia de funcionamiento.

- Se recomienda el uso de resortes para *coilover* en los componentes de la suspensión ajustable ya que el uso del resorte original requiere de una calibración montaje e instalación más compleja.

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

Alonso, J. (1996). *Técnicas del automóvil Chasis.* Madrid: Paraninfo.

Arduino. (09 de 10 de 2017). *ARDUINO UNO REV3*. Obtenido de https://store.arduino.cc/usa/arduino-uno-rev3

Arduino. (09 de 10 de 2017). *Playground arduino*. Obtenido de https://playground.arduino.cc/Main/MPU-6050

Autos y más. (19 de ene de 2016). Obtenido de http://www.autosymas.mx/resenas/que-son-los-coilovers-y-como-funcionan/

Bell, S. (1999). *Patente nº US5996982 A.* Estados Unidos de América.

Betz, M., & Gabriel, K. (1978). Type Iv errors and analysis of simple effects . *Journal of Educational Statistics, Vol.3, No.2*, 121-144.

Budynas, R., & Nisbett, K. (2015). *Diseño en injeniería mecánica de Shigley* (Octava Edición ed.). Mexico: McGraw-Hill.

Cedal. (2017). *Catálogo de productos.* Quito.

Chevrolet Ecuador . (05 de 07 de 2017). *Chevrolet*. Obtenido de http://www.chevrolet.com.ec/sail-hatchback.html

Chevrolet SAIC Wuling. (2010). *Manual de servicio SAIL.* Shangai: Chevrolet.

Crolla, D. (2009). *Automotive engineering Powertrain, Chassis System and Vehicle Body.* Burlington, USA: Elsevier.

Davis, L., & Bunker, J. (2009). *Heavy vehicle suspension testing and analysis - dynamic load sharing* . Queensland - Australia: Main Roads - Connecting Queensland.

de Vehi Sarrazin, J. (2016). *Mallado de Geometrías Complejas.* Barcelona: Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona.

Dobrovolski, V. (1970). *Elementos de Máquinas* . Moscu: Rubiños .

Dodamani, S., Suresh, C., & Nagaraj, D. (2016). Design and fatigue analysis of Mcpherson strut assembly coil spring. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*.

Els, P. (2004). The applicability of ride comfort standards to off-road vehicles. *Elseiver*.

Els, P., Theron, N., & Thoresson, M. (2007). The ride comfort vs, handling compromise for off-road vehicles. *Elseiver*.

Ericson, K. (1996). *Patente nº US5553836 A.* Estados Unidos de norteamérica.

Estévez, M., Machado, A., & José, E. (2008). Análisis espectral mediante el uso de la FFT. 1-20.

Fabrica de Resortes Vanderbilt. (20 de 03 de 2017). Obtenido de http://www.vanderbilt.com.ec/

Faires, V. (1995). *Diseño de elementos de máquinas* . México: Limusa .

Fallah, M., Bath, R., & Xie, W. (2007). *New model and simulation of Macpherson suspension.* Quebec: Taylor & Francis.

Felzien, M., & Cronin, D. (1982). *Steering error optimization of the macpherson strut automotive front suspension* . Missouri : Department of Mechanical and Aerospace Enginnering, University of Missouri - Pergamon Press Ltd. .

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

Gunston, t., Rebelle, J., & Griffin, M. (2004). *A comparison of two methods of simulating seat suspension dynamic performance.* Vandoeuvre: Elsevier.

Happian-Smith, J. (2002). *An introduction of Modern Vehichle Design.* London: Butterworth-Heinemann.

Horvath, R. (1983). *Patente nº 0 029 289 B1.* European Patent Office.

Hosein, H., Kourosh, H., & Mohammad, S. (2006). *Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method.* Iran: Elseiver.

Huerta, J., Echeverry, J., & Calle, O. (16 de 01 de 2018). *Frecuencias Naturales en una Máquina de Vibraciones de Dos Dimensiones.* Obtenido de National Instruments: http://sine.ni.com/cs/app/doc/p/id/cs-12488#prettyPhoto

Imágenes Google. (22 de 01 de 2017). *Google Buscador* . Obtenido de https://www.google.com/search?q=suspension+macpherson&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwiJmYivl9XRAhWJ7SYKHfduBiQ

Inagaki, Y. (2007). A High Strength Aluminum Alloy for Automobile Suspension. *OBELCO TECHNOLOGY REVIE*.

Instituto Nacional de Estadísticas y Censos. (2014). *Anuario de Estadísticas de Transporte* . Quito.

International Organization for Standadiization. (2008). *ISO 2631 Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration.* Geneva - Switzerland.

IPAC. (2017). *Catálogo de productos.* Quito.

ISSF International Stainless Steel Forum. (02 de 02 de 2018). *Stainless Steel Applications – Automotive.* Obtenido de http://www.worldstainless.org/about-issf

Iván Bohman C. A. (2016). *Catálogo de Productos* . Quito: 3ª Edición.

Ivan Bohman C.A. (2010). *Catalogo Materiales de Ingeniería* . Quito.

Kulkarni, A., Abbas, S., & Sagheer, A. (2016). Fatigue analysis of a suspension for an in-wheel electric vehicle. (doi:10.1016/j.engfailanal.2016.05.020, Ed.) *ENGINEERING FAILURE ANALYSIS*.

Liu, J., Zhuang, D., You, F., & Lou, L. (2008). Optimized design for a Macpherson strut suspension with side load springs. *International Journal of Automotive Technology*, DOI 10.1007/s12239-008-0004-y.

Lozano, W. (2011). Determinación del número mínimo de observaciones en investicación, obviando las estimaciones de varianza de datos. *Revista de Didáctica Ambiental*, 54 - 61.

Mackovjak, J., & Hyma, M. (1988). *Patente nº US4721325.* United States.

Maha. (08 de 11 de 2017). *Productos Maha*. Obtenido de http://www.maha.es/comprobador-de-suspensiones-msd-3000.htm

Mantarrás, D., Luque, P., & Vera, C. (2003). *Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms.* Madrid: Elsevier.

Mariotti, V., & Ficarra, G. (2008). Optimization of the characteristic angles of both front and rear Mcpherson suspensions on a circular track using multi body numerical simulation. *Universidad de Palermo Italia* , DOI: 10.1243/09544070JAUTO1067.

Mendoza, R. (2012). *Sistemas de Sensores y Aactuadores* . Arica: Universidad de Tarapaca (UTA).

Ministerio de Transporte y Obras Públicas MTOP. (2016). *Informe de Rendición de Cuentas.* Obtenido de http://www.andes.info.ec/es/noticias/nueve-anos-95-red-vial-ecuador-llega-excelentes-condiciones.html

Molero, B. (24 de 05 de 2012). *IBERISA.* Obtenido de Femap y Nx Nastran Mallado ejemplos de aplicación: https://iberisa.wordpress.com/category/mallado/page/2/

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

Municipio del Distrito Metropolitano de Quito. (2006). *Normativa para revisión técnica vehícular segun ordenanza 213.* Quito.

Ning, X., Zao, C., & Jisheng, S. (2010). Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Interface for Optimization. *Elseiver*, 341.

Oliva, R. (2011). *Simulación en modélica de elementos mecánicos de una suspensión.* Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.

Patel, C., Gohil, P., & Borhade, B. (2010). Modelling and Vibration analysis of a road profile measuring system. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering IJAME*.

Rau, J. (1991). *Patente nº 5,044,614.* United States.

Rezanka, R., & Finn, B. (1985). *Patente nº US4531759.* United States.

Ruiz, E. (2008). *Análisis y metodología de ensayo de seguridad, confort, y condiciones de carga de material móvil ferroviario remolcado.* Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.

Salem, A. M., & Galal, W. (2009). *Identification of Characteristics of Hydraulic Shock Absorbers.* 13th International Conference on AEROSPACE SCIENCES & AVIATION TECHNOLOGY.

Sandvik Coromant. (2007). Roscado, torneado y fresado de roscas. *Guía de aplicación* .

Sayers, M., & Karamihas, S. (1998). *The little book of Profiling.* Michigan : University of Michigan.

Sharma, P., Jain, S., & Vadodaria, D. (2014). Design and calculation of Mcpherson suspension system and modified suspension system and its comparison . *IJATES International journal of advanced technology in enginnering and science* , ISSN (online): 2348 – 7550.

Siemens Product Lifecycle Management Software Inc. (2014). *Basic dynamic analysis userr's guide.* Plano TX, USA: Siemens Industry Software.

Soleimani, B., & Ahmadi, E. (2014). Evaluation and analysis of vibration during fruit transport as a function of road conditions, suspension system and travel speeds. *Elseiver*, http://dx.doi.org/10.1016/j.eaef.2014.08.002.

Sun, X., Chu, Y., Fan, J., & Yang, Q. (2012). Research of simulation on the effect of suspension damping on vehicle ride. *Elseiver*, doi: 10.1016/j.egypro.2012.02.075 .

Tao, J., & Bishop, T. (2000). System Modeling of a damper module. *SAE 2000 world congress*, doi:10.4271/2000-01-0727.

Vdovin, D., & Chichekin, I. (2016). Loads and stress analysis cycle automation in the automotive suspension development process. *Elseiver* , doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.285.

Wale, D., & Shah, A. (2013). New generation macpherson strut for Tata Motors passenger car. *Vehicle Dynamics Expo 2013, Open Technology Forum, 4th June.* Sttutgart.

Wohlfarth, K. (2009). *Patente nº US 8,070,171 B2.* United States CA.

# ANEXOS

Anexo A.

*Valores de Z alpha para diferentes niveles de confianza*

| **α** | **Nivel de confianza 1- α** (%) | **$z_{\alpha}$** |
|---|---|---|
| 0,050 | 95,0 | 1,96 |
| 0,025 | 97,5 | 2,240 |
| 0,010 | 99,0 | 2,576 |

*Nota:* Los valores de $Z_{\alpha}$ son tomados de acuerdo al nivel de confianza requerido para la selección de la muestra (Lozano, 2011)

Anexo B.

*Valores de Z beta para diferentes niveles de poder estadístico*

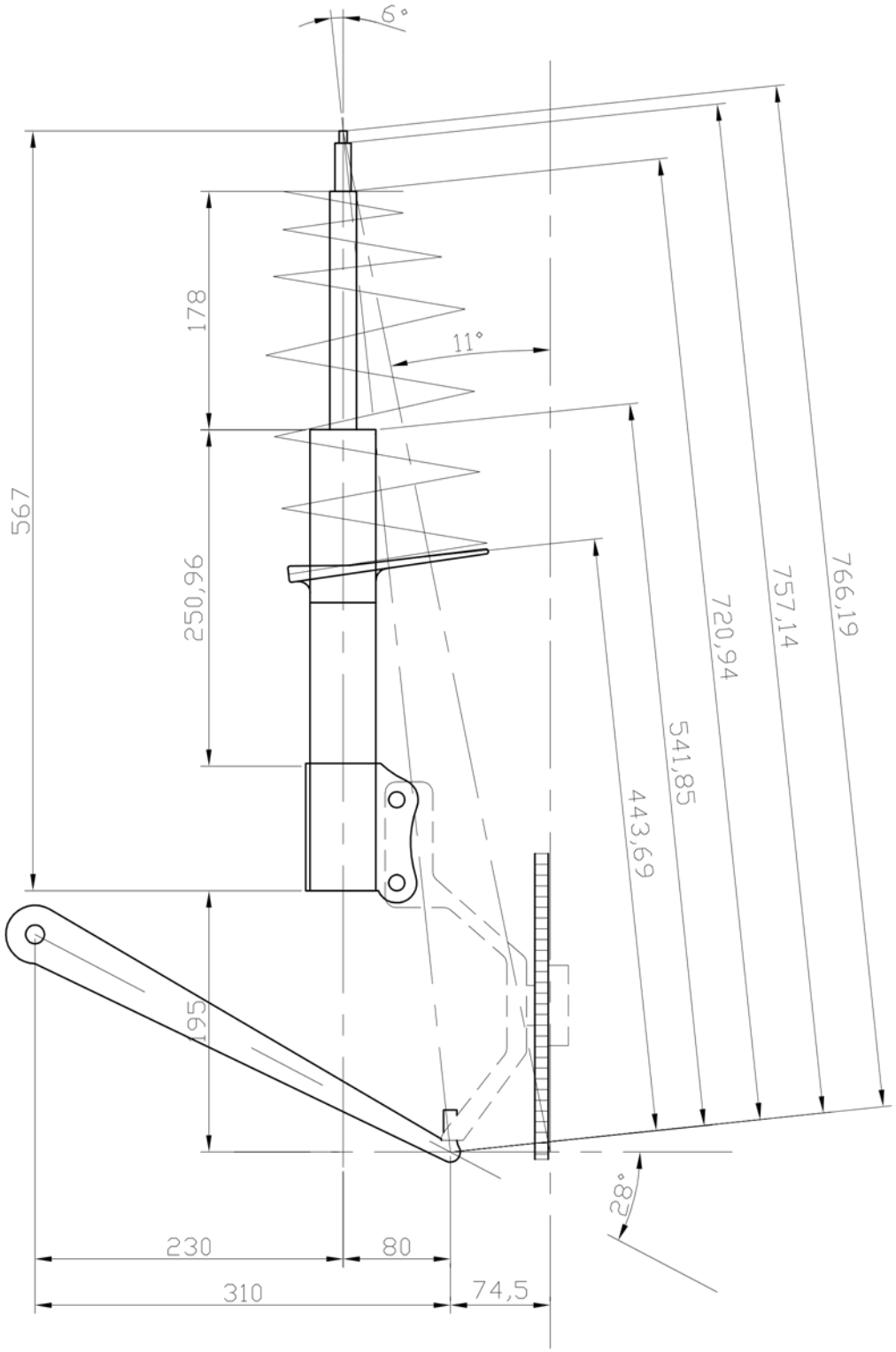
| **β** | **Nivel de confianza 1- β** (%) | **$z_{\beta}$** |
|---|---|---|
| 0,20 | 80,0 | 0,842 |
| 0,15 | 85,0 | 1,036 |
| 0,10 | 90,0 | 1,282 |

*Nota:* Los valores de $Z_{\beta}$ son tomados de acuerdo al nivel de confianza requerido para la selección de la muestra (Lozano, 2011)

Anexo C.

*Plano geometría original vehículo Chevrolet Sail*

*Nota: Se muestran datos de dimensionamiento de la geometría original del vehículo Chevrolet Sail en puntos específicos necesarios para la determinación de cargas*. (Elaboración propia, 2017)




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Ninguno | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Ninguno | | | | |
| Material: | Tol. Gral: | Escala: | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| N/A | ± 0.05 | 1 : 5 | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilbelto Llanes Cedeño | |
| ESQUEMA AMORTIGUADOR ORIGINAL CHEVROLET SAIL 2012 | | SA–001 | Fecha: 2017/07/18 | | |

Anexo D.

*Ficha Hoja de cálculos soporte de suspensión*

LM

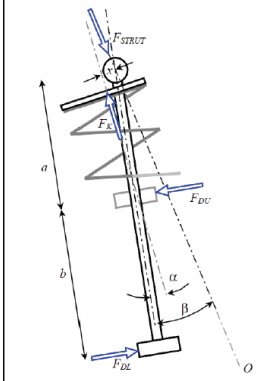
**UISEK**

# FICHA DE CÁLCULOS

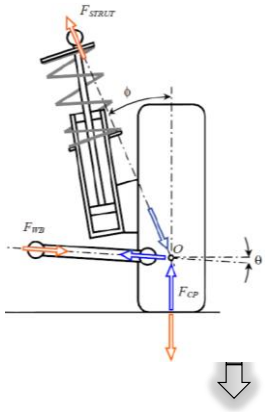
PÁG 1/1

| UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK | | | FICHA | N° 0001 |
|---|---|---|---|---|
| MARCA | Chevrolet | SUSPENSIÓN TIPO | MACPHERSON DELANTERA | |
| MODELO | Sail | | | |
| TIPO | Sedán | ESFUERZOS SUSPENSIÓN | | |
| AÑO | 2012 | | | |

**ESPECIFICACIONES**




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| β | 6 | | | | o |
| α | 0 | | | | o |
| Θ | 28 | | | | o |
| ϕ | 11 | | | | o |
| a | 178 | | | | mm |
| b | 250.96 | | | | mm |
| x | 1 | | | | mm |
| $F_{dl}$ | 28.84 | kg | 115.36 | | kg |
| $F_{du}$ | 1.64 | kg | 6.03 | | kg |
| $F_k$ | 367.22 | kg | 1468.89 | | kg |
| $F_{strut}$ | 369.25 | kg | 1476.98 | | kg |
| aceleración | 1.00 | g | 4.00 | | g |
| $F_{cp}$ | 325.00 | kg | 1300.00 | | kg |
| Masa suspendida | 325.00 | | | | kg |
| F masa no susp. | 10.00 | | | | kg |

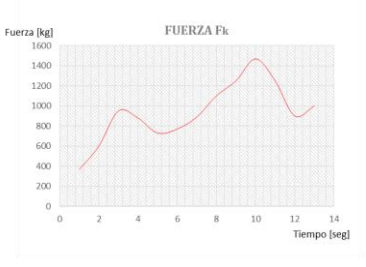


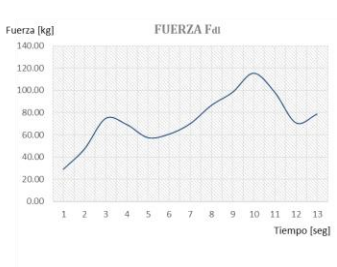

| Nº | FÓRMULAS |
|---|---|
| 1 | $F_{strut} = \frac{F_{CP}.cos\theta}{\cos(\emptyset + \theta)}$ |
| 2 | $F_k = \frac{F_{strut}.cos\beta}{cos\alpha}$ |
| 3 | $F_{dl} = \frac{F_{strut}}{b} * \left[\frac{cos\beta.x}{cos\alpha} - a\left(\frac{sin(\alpha-\beta)}{cos\alpha}\right)\right]$ |
| 4 | $F_{du} = F_{strut}\left(\frac{cos\beta}{cos\alpha}.\frac{x}{b} - \left(\frac{sin(\alpha-\beta)}{cos\alpha}\right).\left(\frac{a}{b}+1\right)\right)$ |
| 5 | $F_{stut} = ma$ |

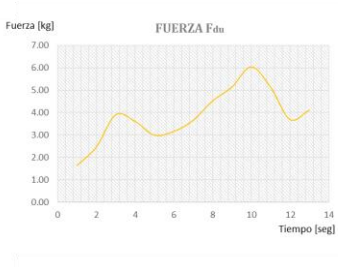
**VARIACIÓN DE LAS CARGAS**

| Tiempo(s) | $F_k$ (kg) | $F_{dl}$ (kg) | $F_{du}$ (kg) |
|---|---|---|---|
| 0 | 367.22 | 28.84 | 1.64 |
| 1 | 600.00 | 47.12 | 2.46 |
| 2 | 950.00 | 74.61 | 3.90 |
| 3 | 880.00 | 69.11 | 3.61 |
| 4 | 730.00 | 57.33 | 3.00 |
| 5 | 770.00 | 60.47 | 3.16 |
| 6 | 890.00 | 69.90 | 3.65 |
| 7 | 1100.00 | 86.39 | 4.52 |
| 8 | 1250.00 | 98.17 | 5.13 |
| 9 | 1468.89 | 115.36 | 6.03 |
| 10 | 1250.00 | 98.17 | 5.13 |
| 11 | 900.00 | 70.68 | 3.69 |
| 12 | 1000.00 | 78.54 | 4.11 |

CARGAS DINÁMICAS




Notas:

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK ECUADOR

Fuente: (Elaboración propia, 2017)

Anexo E

*Resultados de análisis de calidad del elemento.*

Environment: NX NASTRAN - Structural
Solver: NX NASTRAN

Results of Element Shape Check

Overview

| | Number Failed | Number Warning | Number Checked |
|---|---|---|---|
| Elements | 0 | 0 | 162688 |

| Check | Number Failed | Number Warning | Worst Value |
|---|---|---|---|
| Jacobian Sign | 0 | 0 | 1.00000 |
| Jacobian Zero | 0 | 0 | 0.36197 |
| Volume | 0 | 0 | 0.07093 |
| Axisymmetric Consistent Y | 0 | 0 | -N/A- |
| Axisymmetric +X | 0 | 0 | -N/A- |
| Aspect Ratio | 0 | 0 | 9.92741 |
| Skew Angle | 0 | 0 | -N/A- |
| Maximum Interior Angle | 0 | 0 | -N/A- |
| Minimum Interior Angle | 0 | 0 | -N/A- |
| Taper | 0 | 0 | -N/A- |
| Warp Factor | 0 | 0 | -N/A- |
| Face Warp Coefficient | 0 | 0 | -N/A- |
| Edge Point Length Ratio | 0 | 0 | 0.76451 |
| Element Offset Length Ratio | 0 | 0 | -N/A- |

Overall Results

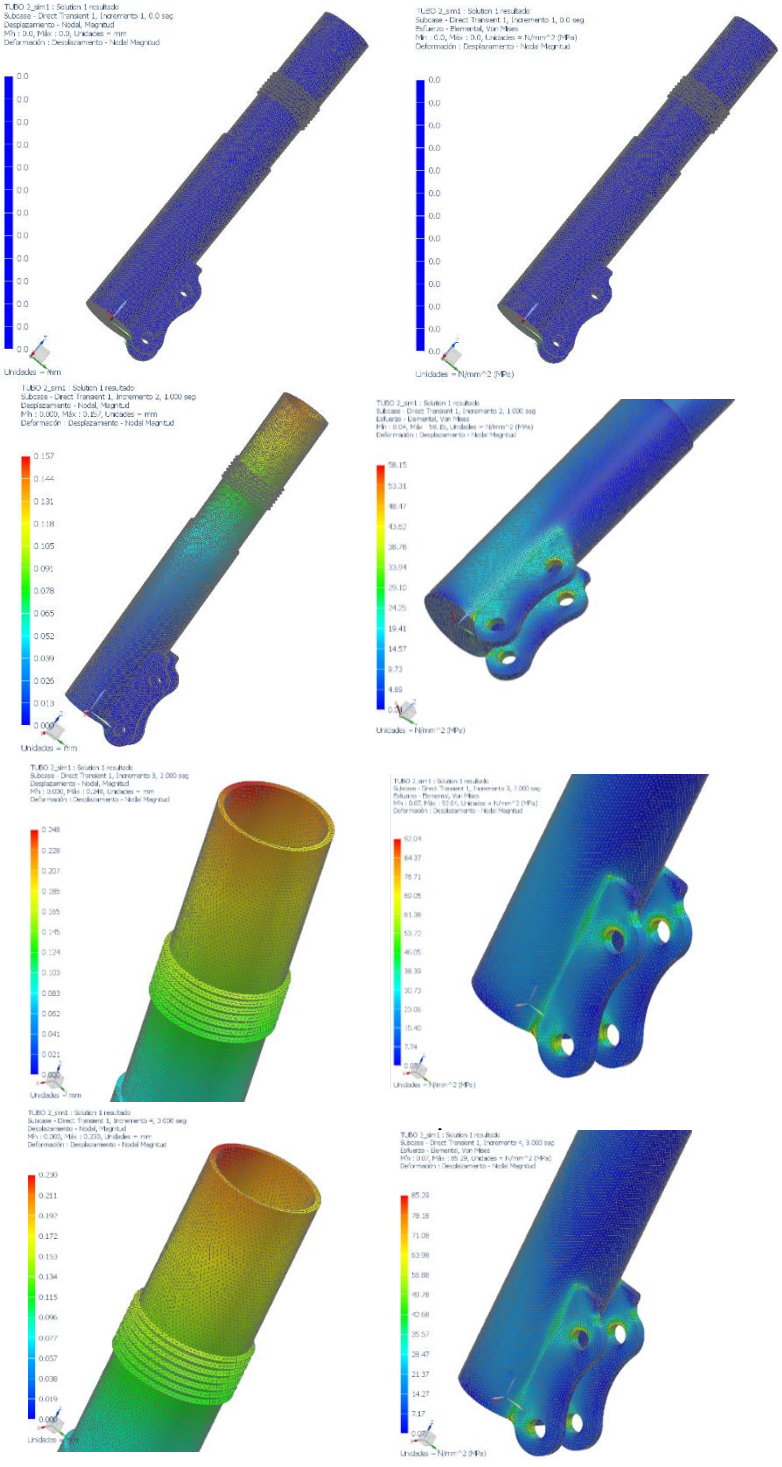
| Element ID | Element Type | Result | Jacobian Sign | Jacobian Zero | Volume | Axisymmetric | Axis +X | Aspect Ratio | Skew Angle | Maximum | Minimum | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 9.76920 | 1.64910 | -N/A- | -N/A- | 2.45020 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | |
| 2 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 21.83765 | 3.63961 | -N/A- | -N/A- | 1.83246 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 3 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 11.86411 | 1.97743 | -N/A- | -N/A- | 2.24480 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 4 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 22.35373 | 3.77813 | -N/A- | -N/A- | 2.50556 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 5 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 8.69045 | 1.46951 | -N/A- | -N/A- | 3.20398 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 6 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 18.83350 | 3.13892 | -N/A- | -N/A- | 1.88310 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 7 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 6.04284 | 1.00720 | -N/A- | -N/A- | 1.85339 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 8 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 14.82045 | 2.47008 | -N/A- | -N/A- | 2.34656 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 9 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 23.50119 | 3.91687 | -N/A- | -N/A- | 1.95279 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 10 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.11221 | 2.01870 | -N/A- | -N/A- | 3.12427 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 11 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 20.53193 | 3.42199 | -N/A- | -N/A- | 1.48209 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 12 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 10.09946 | 1.70695 | -N/A- | -N/A- | 2.27553 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 13 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 6.07677 | 1.08431 | -N/A- | -N/A- | 2.34818 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 14 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 14.04800 | 2.34133 | -N/A- | -N/A- | 2.20245 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 15 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 13.59362 | 2.26560 | -N/A- | -N/A- | 2.08087 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 16 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 6.85376 | 1.14229 | -N/A- | -N/A- | 2.02420 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 17 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 9.17794 | 1.52966 | -N/A- | -N/A- | 1.91783 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 18 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 6.65798 | 1.10966 | -N/A- | -N/A- | 1.89058 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 19 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 4.41034 | 0.73506 | -N/A- | -N/A- | 2.60856 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 20 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 4.57443 | 0.76241 | -N/A- | -N/A- | 2.62511 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 21 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 13.79905 | 2.29851 | -N/A- | -N/A- | 2.84671 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 22 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 8.64957 | 1.45117 | -N/A- | -N/A- | 2.97908 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 23 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 14.55506 | 2.47358 | -N/A- | -N/A- | 2.31386 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 24 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 21.53276 | 3.58879 | -N/A- | -N/A- | 2.44789 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 25 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.30358 | 2.76336 | -N/A- | -N/A- | 2.75037 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 26 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.64505 | 2.82630 | -N/A- | -N/A- | 2.79792 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 27 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 27.70966 | 4.61828 | -N/A- | -N/A- | 1.67665 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 28 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.03693 | 2.73874 | -N/A- | -N/A- | 2.47990 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 29 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 28.20646 | 4.70108 | -N/A- | -N/A- | 1.67764 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 30 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 11.24452 | 1.87409 | -N/A- | -N/A- | 2.04715 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 31 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.57555 | 2.76259 | -N/A- | -N/A- | 1.92210 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 32 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 14.62583 | 2.43764 | -N/A- | -N/A- | 2.57322 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 33 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 14.30707 | 2.38451 | -N/A- | -N/A- | 2.74476 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 34 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 15.07421 | 2.51237 | -N/A- | -N/A- | 2.70225 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 35 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 23.65494 | 3.94249 | -N/A- | -N/A- | 2.53816 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 36 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 7.19811 | 1.19968 | -N/A- | -N/A- | 2.62954 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 37 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 8.03827 | 1.33971 | -N/A- | -N/A- | 2.35470 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 38 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 5.35535 | 0.91809 | -N/A- | -N/A- | 2.29376 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 39 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.29641 | 2.04940 | -N/A- | -N/A- | 3.09073 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 40 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 6.19616 | 1.03269 | -N/A- | -N/A- | 2.27541 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 41 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 5.52833 | 0.92139 | -N/A- | -N/A- | 1.89801 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 42 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 4.22762 | 0.70460 | -N/A- | -N/A- | 3.22126 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 43 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 17.74488 | 2.95748 | -N/A- | -N/A- | 2.09714 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 44 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.87796 | 2.81299 | -N/A- | -N/A- | 2.15439 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |

| | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 45 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 15.58580 | 2.60192 | -N/A- | -N/A- | 2.70903 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 46 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 19.05700 | 3.17617 | -N/A- | -N/A- | 1.90805 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 47 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 11.11721 | 1.85287 | -N/A- | -N/A- | 2.17722 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 48 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 8.02458 | 1.33743 | -N/A- | -N/A- | 2.83513 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 49 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 5.69318 | 0.94886 | -N/A- | -N/A- | 1.87319 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 50 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 24.43849 | 4.07308 | -N/A- | -N/A- | 2.10628 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 51 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 11.09673 | 1.84945 | -N/A- | -N/A- | 2.04508 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 52 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 19.83671 | 3.30612 | -N/A- | -N/A- | 2.05156 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 53 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 8.44430 | 1.40738 | -N/A- | -N/A- | 2.26085 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 54 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 13.12522 | 2.18754 | -N/A- | -N/A- | 2.01480 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 55 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 24.39022 | 4.06504 | -N/A- | -N/A- | 1.97812 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 56 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 19.90232 | 3.31705 | -N/A- | -N/A- | 2.52298 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 57 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 20.79054 | 3.46509 | -N/A- | -N/A- | 1.66756 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 58 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.87734 | 2.86392 | -N/A- | -N/A- | 2.32564 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 59 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 18.21093 | 3.03516 | -N/A- | -N/A- | 2.88412 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 60 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.26626 | 2.04438 | -N/A- | -N/A- | 2.91751 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 61 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 20.37216 | 3.39536 | -N/A- | -N/A- | 2.07016 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 62 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 17.17624 | 2.86130 | -N/A- | -N/A- | 1.96997 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 63 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 23.12572 | 3.85429 | -N/A- | -N/A- | 2.40984 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 64 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 10.55024 | 1.80363 | -N/A- | -N/A- | 3.01342 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 65 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 37.65750 | 6.27625 | -N/A- | -N/A- | 1.98933 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 66 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 5.51333 | 0.91712 | -N/A- | -N/A- | 2.61815 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 67 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 25.56297 | 4.26050 | -N/A- | -N/A- | 2.16672 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 68 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 15.38378 | 2.56303 | -N/A- | -N/A- | 2.50127 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 69 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 22.63742 | 3.77290 | -N/A- | -N/A- | 2.58017 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 70 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 15.32432 | 2.55106 | -N/A- | -N/A- | 2.63364 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 71 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 10.52222 | 1.75762 | -N/A- | -N/A- | 2.76018 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 72 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 10.49763 | 1.75762 | -N/A- | -N/A- | 2.58828 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 73 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 13.20118 | 2.19924 | -N/A- | -N/A- | 1.93776 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 74 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.16989 | 2.69372 | -N/A- | -N/A- | 2.16865 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 75 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 13.37722 | 2.22860 | -N/A- | -N/A- | 1.86172 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 76 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.82670 | 2.13676 | -N/A- | -N/A- | 1.88960 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 77 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 15.46149 | 2.57692 | -N/A- | -N/A- | 1.63008 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 78 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 8.58581 | 1.43373 | -N/A- | -N/A- | 2.40968 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 79 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 10.26573 | 1.71828 | -N/A- | -N/A- | 2.47668 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 80 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.62129 | 2.10355 | -N/A- | -N/A- | 2.46140 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 81 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.94902 | 2.18518 | -N/A- | -N/A- | 2.04232 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 82 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 8.83696 | 1.49372 | -N/A- | -N/A- | 1.97752 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 83 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.21304 | 2.70217 | -N/A- | -N/A- | 2.60444 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 84 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 14.78087 | 2.50580 | -N/A- | -N/A- | 2.99213 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 85 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 26.57852 | 4.42975 | -N/A- | -N/A- | 2.26254 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 86 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 9.34841 | 1.57743 | -N/A- | -N/A- | 2.95802 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 87 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.06264 | 2.04829 | -N/A- | -N/A- | 2.67109 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 88 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 16.85606 | 2.83370 | -N/A- | -N/A- | 2.79354 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 89 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.57383 | 2.09564 | -N/A- | -N/A- | 2.63786 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 90 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 12.89326 | 2.15058 | -N/A- | -N/A- | 2.44491 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 91 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 24.03541 | 4.00590 | -N/A- | -N/A- | 1.97249 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 92 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 8.04202 | 1.34034 | -N/A- | -N/A- | 2.35214 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 93 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 10.04539 | 1.67423 | -N/A- | -N/A- | 2.40950 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 94 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 10.01518 | 1.66539 | -N/A- | -N/A- | 2.14082 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 95 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 19.59710 | 3.26618 | -N/A- | -N/A- | 2.70947 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 96 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 21.45820 | 3.57637 | -N/A- | -N/A- | 1.45048 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 97 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 14.84078 | 2.46976 | -N/A- | -N/A- | 2.10038 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 98 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 10.16041 | 1.69101 | -N/A- | -N/A- | 2.84074 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 99 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 24.14027 | 4.02338 | -N/A- | -N/A- | 1.70952 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |
| 100 | CTETRA(10) | Passed | 1.00000 | 9.75858 | 1.65296 | -N/A- | -N/A- | 2.61398 | -N/A- | -N/A- | -N/A- | - |

*Nota*: Valores de resultados de análisis de calidad de elemento obtenido del programa Siemens NX NASTRAN (Siemens NX 10, 2017)

Anexo F.

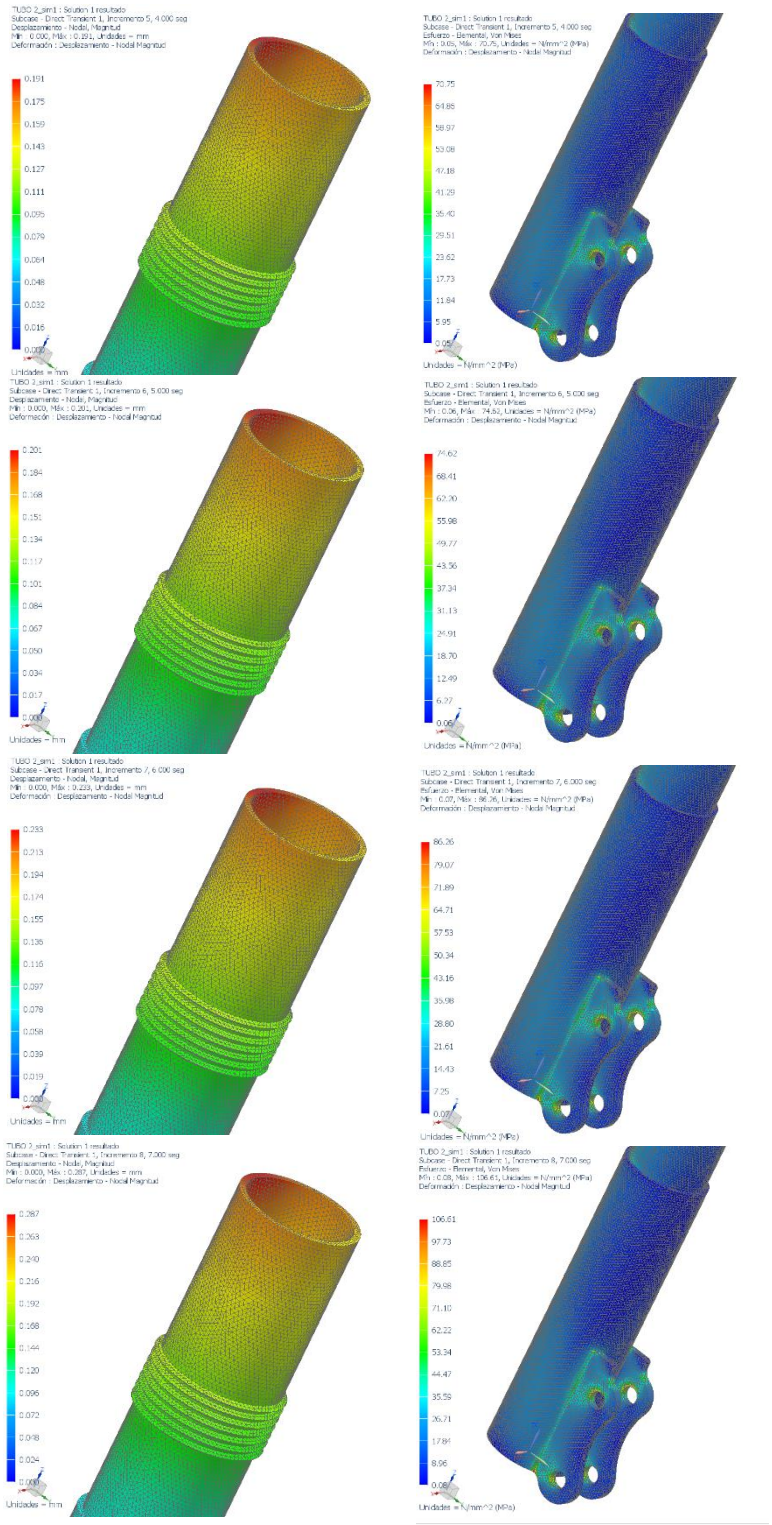
*Resultado análisis dinámico transitorio 0.00s hasta 3.00s.*



*Nota*: Valores de resultados de análisis dinámico transitorio obtenido del programa Siemens NX NASTRAN (Siemens NX 10, 2017)

Anexo G.

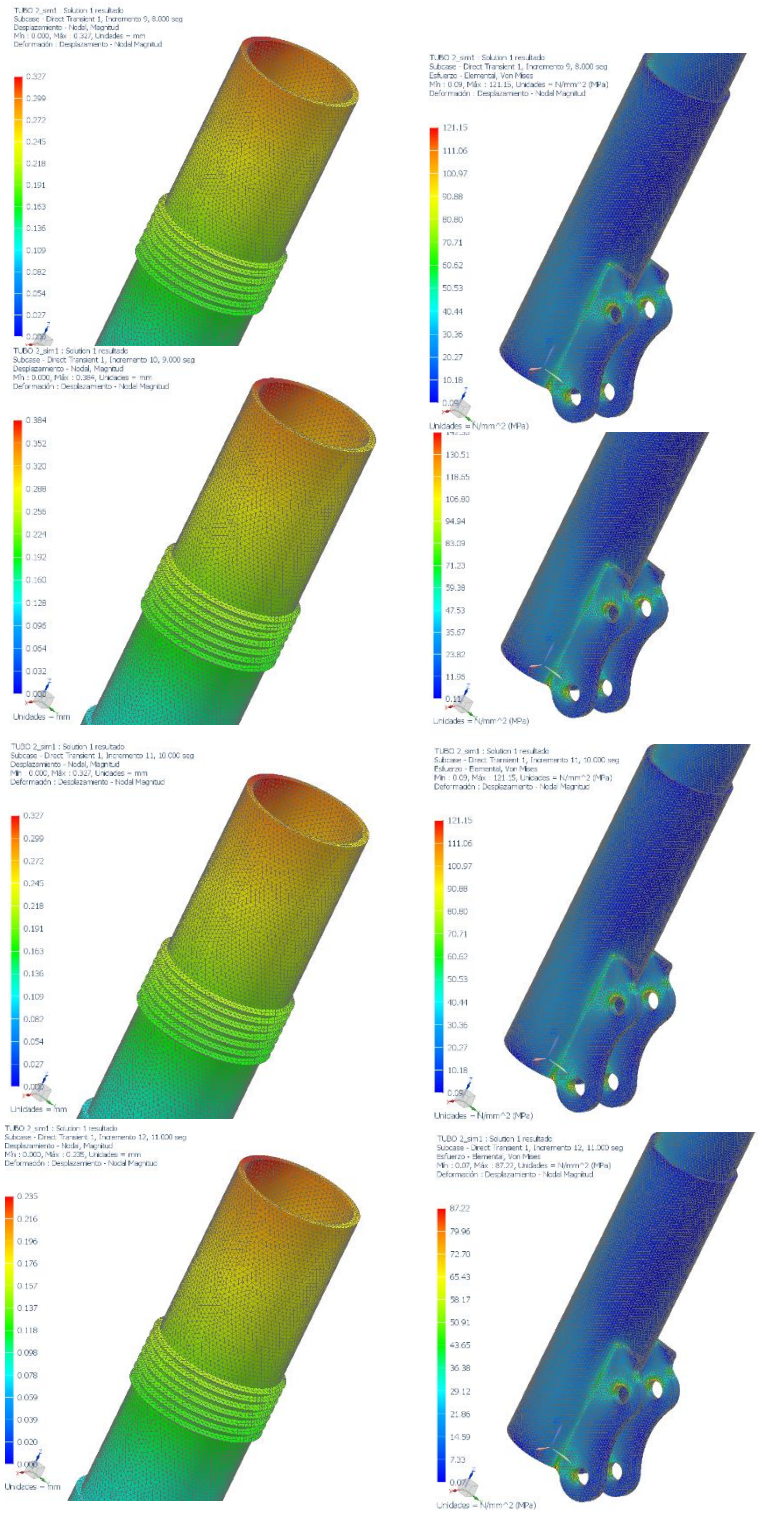
*Resultado análisis dinámico transitorio 4.00s hasta 7.00s*



*Nota*: Valores de resultados de análisis dinámico transitorio obtenido del programa Siemens NX NASTRAN (Siemens NX 10, 2017)

Anexo H.

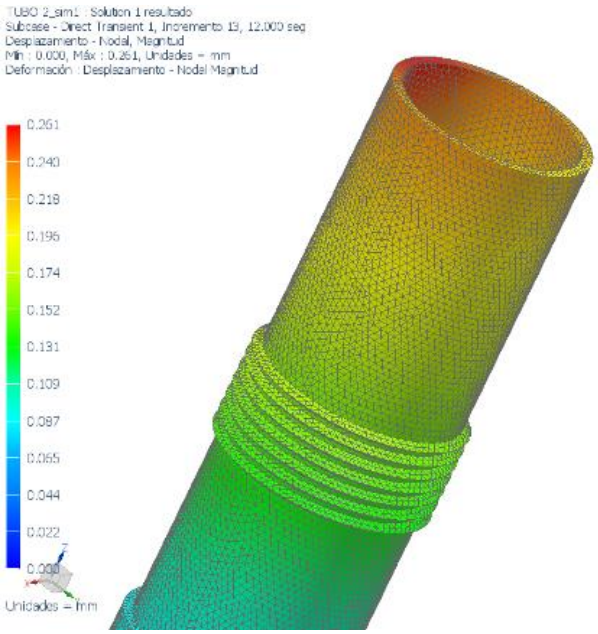
*Resultado análisis dinámico transitorio8.00s hasta 11.00s*

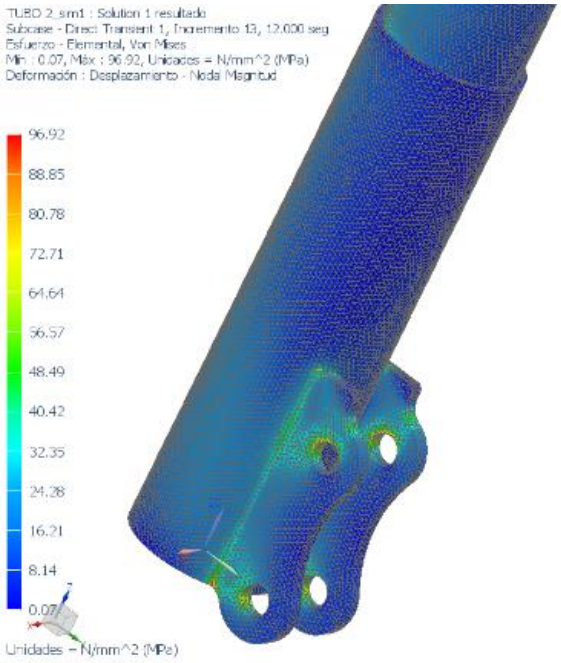


*Nota*: Valores de resultados de análisis dinámico transitorio obtenido del programa Siemens NX NASTRAN (Siemens NX 10, 2017)

Anexo I.

*Resultado análisis dinámico transitori11.00s hasta 12.00s*




*Nota*: Valores de resultados de análisis dinámico transitorio obtenido del programa Siemens NX NASTRAN (Siemens NX 10, 2017)

Anexo J.

*Programación de comunicación serial.*

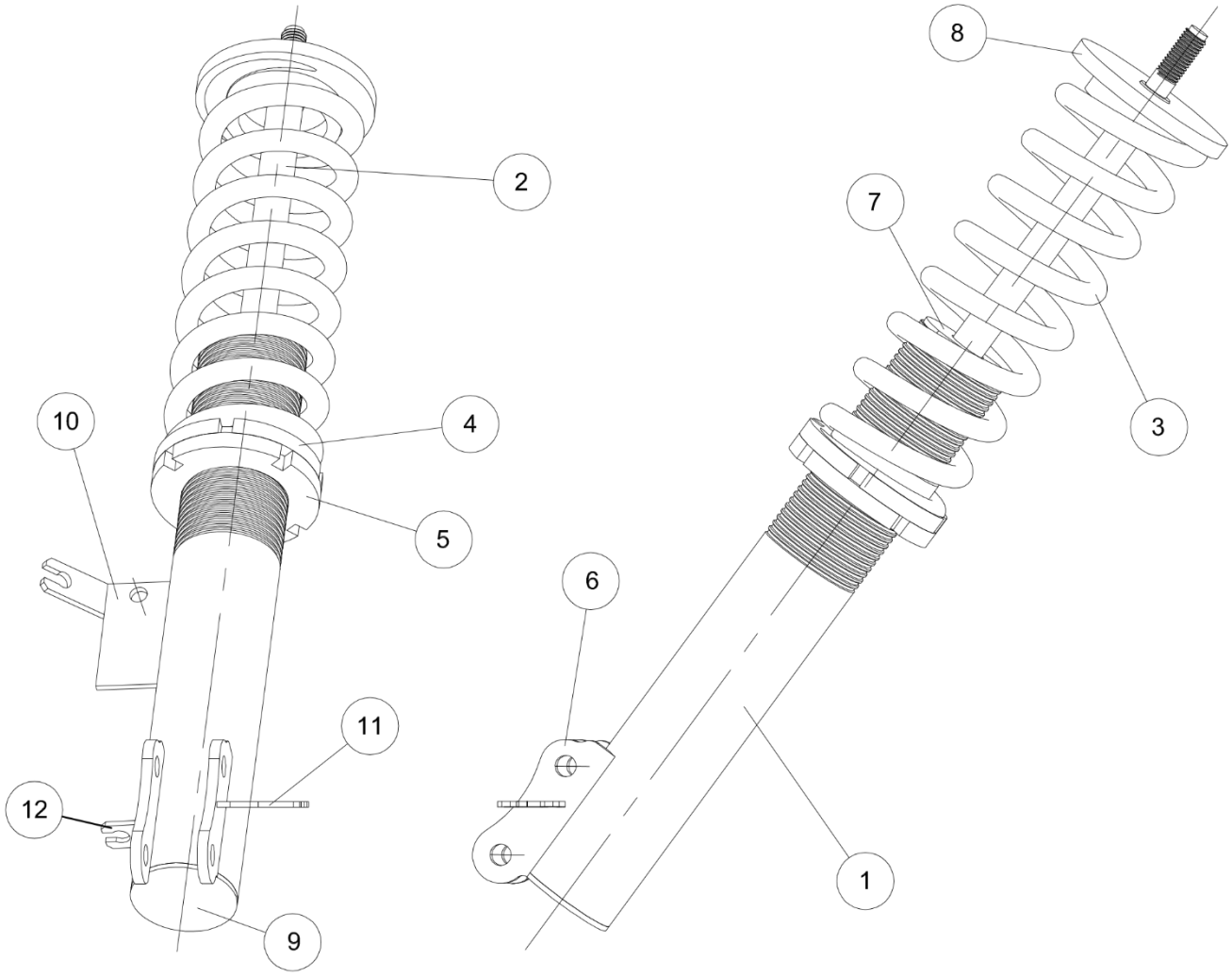
```
==========================================================================================================================
#include "I2Cdev.h"
#include "MPU6050.h"
#include "Wire.h"

// La dirección del MPU6050 puede ser 0x68 o 0x69, dependiendo
// Del estado de AD0. Si no se especifica, 0x68 estará implicito
MPU6050 sensor;

// Valores RAW (sin procesar) del acelerómetro y giroscopio en los ejes x,y,z
int ax, ay, az;
int gx, gy, gz;

void setup() {
  Serial.begin(57600);    //Iniciando puerto serial
  Wire.begin();           //Iniciando I2C
  sensor.initialize();    //Iniciando el sensor
  // wait for ready
    Serial.println("UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK");
    Serial.println("Suspensión Ajustable ----- Sensor de Aceleración ---- LRMP");
    Serial.println(F("Presionar ENTER para iniciar lectura de datos"));
    while (Serial.available() && Serial.read()); // empty buffer
    while (!Serial.available());                 // wait for data
    while (Serial.available() && Serial.read()); // empty buffer again
  if (sensor.testConnection()) Serial.println("Inicialización de sensor...");
    else Serial.println("Error al iniciar el sensor");
    Serial.println("ax      ay      az      Caster  Camber");
  sensor.setFullScaleAccelRange(MPU6050_ACCEL_FS_8); //configuración de sensor 2,8,16G
}
void loop() {
  // Leer las aceleraciones y velocidades angulares
  sensor.getAcceleration(&ax, &ay, &az);
  sensor.getRotation(&gx, &gy, &gz);
  float ax_m_s2 = ax * (8/32767.0);//float ax_m_s2 = ax * (9.81/16384.0);
  float ay_m_s2 = ay * (8/32767.0);//float ay_m_s2 = ay * (9.81/16384.0);
  float az_m_s2 = az * (8/32767.0);//float az_m_s2 = az * (9.81/16384.0);
  float gx_deg_s = gx * (250.0/32768.0);
  float gy_deg_s = gy * (250.0/32768.0);
  float gz_deg_s = gz * (250.0/32768.0);
  float accel_ang_x=atan(ax/sqrt(pow(ay,2) + pow(az,2)))*(180.0/3.14);
  float accel_ang_y=atan(ay/sqrt(pow(ax,2) + pow(az,2)))*(180.0/3.14);
  //Mostrar las lecturas separadas por un [tab]
  //Serial.print("a[x y z](m/s2) g[x y z](deg/s):\t");
  Serial.print(ax_m_s2); Serial.print("\t");
  Serial.print(ay_m_s2); Serial.print("\t");
  Serial.print(az_m_s2); Serial.print("\t");
  //Serial.print(gx_deg_s); Serial.print("\t");
  //Serial.print(gy_deg_s); Serial.print("\t");
  //Serial.println(gz_deg_s);
  Serial.print(accel_ang_x); Serial.print("\t");
  Serial.println(accel_ang_y);

  delay(100);
}
==========================================================================================================================
```

(Elaboración propia, 2017)

Anexo K.

*Plano general ensamble soporte ajustable con resorte coilover*

(Elaboración propia, 2017)



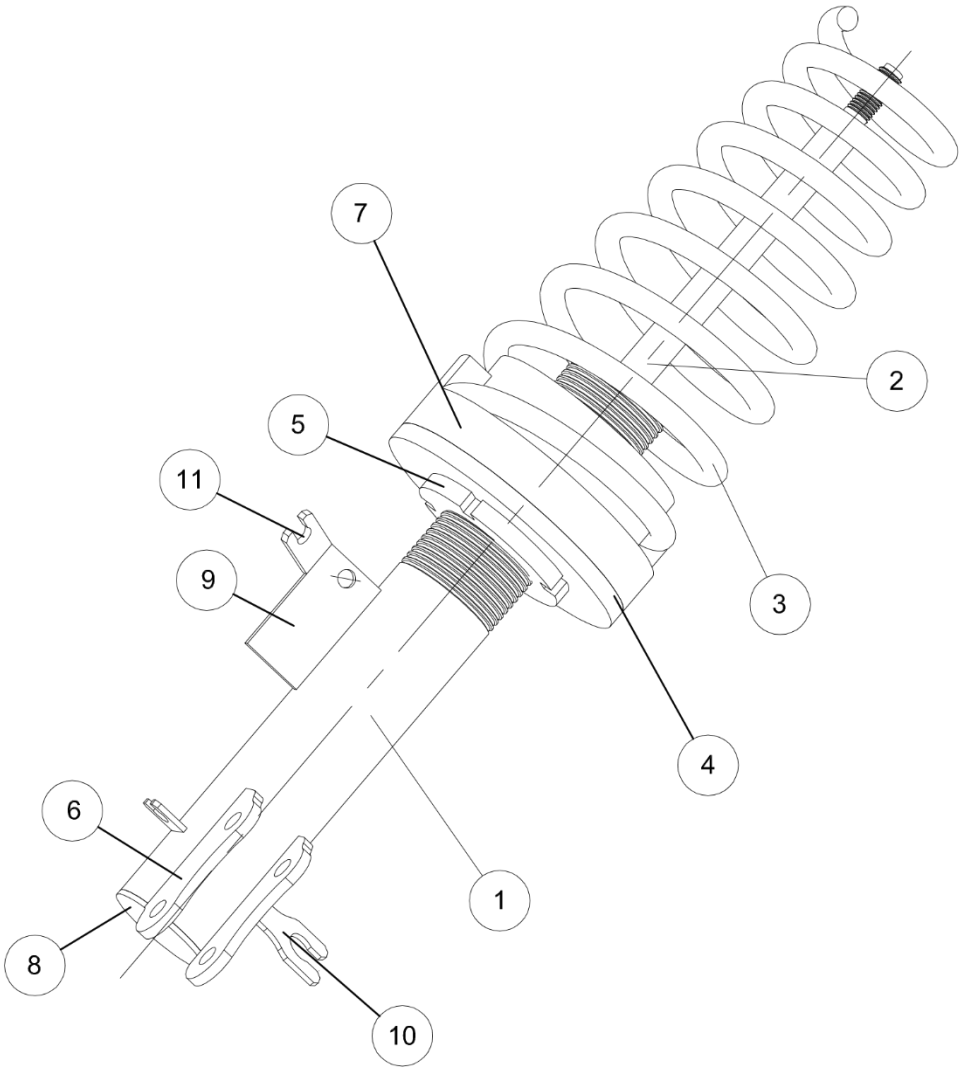

| N° | Zona | Denominación | Plano | Cant | Material | Observaciones |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 12 | | PLACA SOPORTE CABLE SENSOR VSS | SA-010 | 1 | ASTM A-36 | Espesor 3 mm |
| 11 | | PLACA SOPORTE CAÑERÍA DE FRENO | SA-010 | 1 | ASTM A-36 | Espesor 3 mm |
| 10 | | PLACA SOPORTE ESTABILIZADOR | SA-010 | 1 | ASTM A-36 | Espesor 4 mm, perforación Ø 10 mm |
| 9 | | TOPE INFERIOR | SA-009 | 1 | ASTM A-36 | Guía de amortiguador, Ø ext 60 mm |
| 8 | | PLACA DE SOPORTE SUPERIOR | SA-008 | 1 | ASTM A-36 | Retención superior, Ø 92mm |
| 7 | | TUERCA DE RETENCIÓN AMORTIGUADOR | SA-007 | 1 | ASTM A-36 | Rosca externa 48 mm paso 2mm |
| 6 | | PLACA DE SOPORTE | SA-006 | 2 | ASTM A-36 | Espesor 5 mm, 2 perforadones Ø 12 mm |
| 5 | | CONTRATUERCA DE SOPORTE | SA-005 | 1 | ASTM A-36 | Ø92 mm, rosca 60 mm paso 4, espesor 10 mm, 4 ranuras |
| 4 | | TUERCA DE RETENCIÓN | SA-004 | 1 | ASTM A-36 | Ø92 mm, rosca 60 mm paso 4, espesor 12 mm, 4 ranuras, Ø borde |
| 3 | | RESORTE para *coilover* 600.250.150 | N/A | 1 | - | Longitud 6", Ø int 2.5 ", const 150 lb/in^2 |
| 2 | | AMORTIGUADOR Vehículo volkswagen gol 2010 | N/A | 1 | Varios | Amortiguador frontal a gas |
| 1 | | SOPORTE CENTRAL Tubo sin costura Ø 2 " - ced 80 | SA-003 | 1 | AISI 4340 | Roscado exterior Ø 60 mm paso 4 mm x 150 mm |

| | | | |
|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | |
| Material: VARIOS | Tol. Gral: ± 0.05 | Escala: 1 : 4 | DIB. Luis R. Martínez Peñafiel<br>DIS.<br>REV. Dr. Edilbelto Llanes Cedeño |
| ENSAMBLE SOPORTE AJUSTABLE MACPHERSON CON COILOVER | | SA-002 | Fecha: 2017/12/13 |

Anexo L.

*Plano general ensamble soporte ajustable con resorte original*

(Elaboración propia, 2017)




| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 11 | | PLACA SOPORTE CABLE SENSOR VSS | SA-010 | 1 | ASTM A-36 | Espesor 3 mm |
| 10 | | PLACA SOPORTE CAÑERÍA DE FRENO | SA-010 | 1 | ASTM A-36 | Espesor 3 mm |
| 9 | | PLACA SOPORTE ESTABILIZADOR | SA-010 | 1 | ASTM A-36 | Espesor 4 mm, perforación Ø 10 mm |
| 8 | | TOPE INFERIOR | SA-009 | 1 | ASTM A-36 | Guía de amortiguador, Ø ext 60 mm |
| 7 | | BASE DE GOMA | SA-011 | 1 | CAUCHO | Rosca externa 60 mm paso 4 mm |
| 6 | | PLACA DE SOPORTE | SA-006 | 2 | ASTM A-36 | Espesor 5 mm, 2 perforaciones Ø 12 mm |
| 5 | | CONTRATUERCA DE SOPORTE | SA-005 | 1 | ASTM A-36 | Ø92 mm, rosca 60 mm paso 4, espesor 10 mm, 4 ranuras |
| 4 | | PLATO ROSCADO DE SOPORTE | SA-012 | 1 | ASTM A-36 | Ø92 mm, rosca 60 mm paso 4, espesor 12 mm, 4 ranuras, Ø borde |
| 3 | | RESORTE original Chevrolet Sail | N/A | 1 | - | Const 150 lb/in^2 |
| 2 | | AMORTIGUADOR Vehículo volkswagen gol 2010 | N/A | 1 | Varios | Amortiguador frontal a gas |
| 1 | | SOPORTE CENTRAL Tubo sin costura Ø 2 " - ced 80 | SA-003 | 1 | AISI 4340 | Roscado exterior Ø 60 mm paso 4 mm x 150 mm |
| N° | Zona | Denominación | Plano | Cant | Material | Observaciones |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material: VARIOS | Tol. Gral: ± 0.05 | Escala: 1 : 4 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilberto Llanes Cedeño | |
| ENSAMBLE SOPORTE AJUSTABLE MACPHERSON CON COILOVER | | SA–013 | Fecha: 2017/12/13 | | |

Anexo M.

*Resultados de medición banco homologado de suspensiones*

LRMP

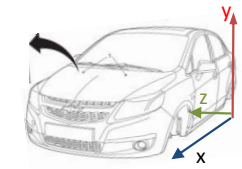
UISEK

**FICHA DE RESULTADOS MEDICIÓN DE ACELERACIÓN** PÁG 1/6

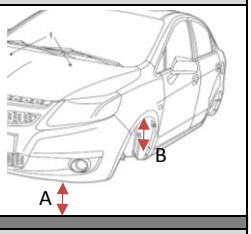
| UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK | | FICHA | N° 1-001 |
|---|---|---|---|
| MARCA | Chevrolet | SUSPENSIÓN TIPO | MACPHERSON DELANTERA |
| MODELO | Sail | | |
| TIPO | Sedán | PRUEBA SUSPENSIÓN DELANTERA | |
| AÑO | 2012 | VALIDACIÓN SENSOR - COILOVER | |

**ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

Coordenadas sensor




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Constante elástica resorte (1) k | 26.84 | kg/cm | 150.00 | lb/plg | |
| Constante elástica resorte (2) k | 0.00 | kg/cm | 0.00 | lb/plg | |
| Perfil de rodadura | BANCO DE SUSPENSIONES | | | | |
| Despegue de guardafango piso A | 280 | | | mm | |
| Distancia rueda guardafango B | 175 | | | mm | |
| Velocidad de Pasada vehículo | N/A | | | km/h | |
| Ubicación sensor | Soporte amortiguador ☑ | | Carroceria ☐ | | |



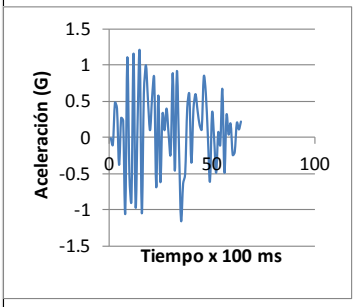

**PERFIL DE RODADURA**

**REPRESENTACIÓN**

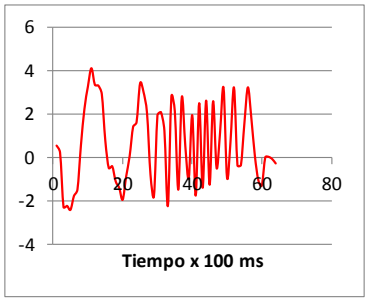
**ESPECIFICACIONES**

| COTA | VALOR | UNIDAD |
|---|---|---|
| Frecuencia derecha | 9.72 | Hz |
| Amplitud Derecha | 22.5 | mm |
| Rendimiento | 82.6 | % |

**RÉPLICA 2** **ACELEACIÓN EJE X**




**ACELERACIÓN EJE Y**




**ACELERACIÓN EJE Z**

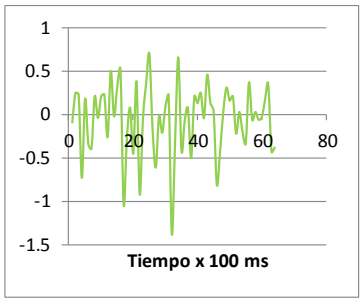
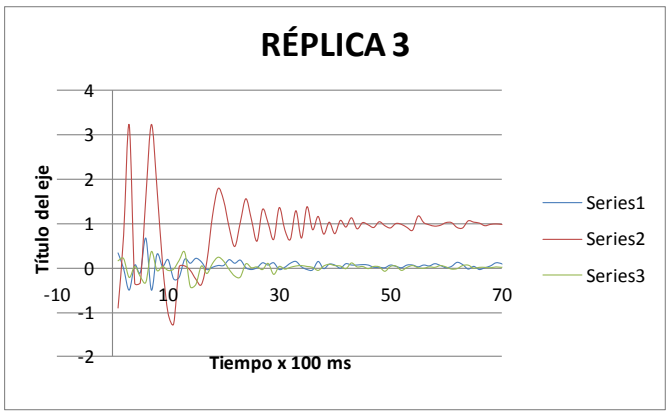



GRÁFICO GLOBAL DE ACELERACIÓN EN TRES EJES X, Y, Z




RESULTADOS

**FRECUENCIA INICIAL DE LA PRUEBA**

| | | |
|---|---|---|
| DATOS RÉPLICA 2 | 0.468 | Hz |

**FRECUENCIA RSULTANTE DE LA PRUEBA**

| | | |
|---|---|---|
| DATOS RÉPLICA 3 | 9.323 | Hz |
| Aceleración | 1.9 | G |

**MARGEN DE ERROR RESULTADOS BANCO**

| | | |
|---|---|---|
| DIFERENCIA DE RESULTADOS | 0.397 | Hz |
| MARGEN DE ERROR | 4.080 | % |

| | | |
|---|---|---|
| ACELERACIÓN EN X | | SERIES 1 |
| ACELERACIÓN EN Y | | SERIES 2 |
| ACELERACIÓN EN Z | | SERIES 3 |

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

*Nota*: Ficha de análisis de valores acelerómetro (Elaboración propia, 2017)

LRMP

**TABLA DE REGISTRO ACELERACIÓN** PÁG 2/6

| Tiempo | R1 | WBV | | Frec | | R2 | WBV | | Frec | 0.468 | R3 | WBV | | Frec | 9.323 | R4 | Final | | Frec | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| s | ax | ay | az | FFT | IM.ABS | ax | ay | az | FFT | IM.ABS | ax | ay | az | FFT | IM.ABS | ax | ay | az | FFT | IM.ABS |
| 0.00 | | | | | 0 | -0.01 | 0.56 | -0.09 | 39.04 | 1.22 | 0.02 | 1.18 | 0.1 | | 0 | | | | 0 | 0 |
| 0.10 | | | | | 0 | -0.1 | 0.24 | 0.25 | -11.65 | 0.36450 3236 | 0.06 | 1.79 | 0.24 | | 0 | | | | 6.6667 | 0 |
| 0.20 | | | | | 0 | 0.48 | -2.27 | 0.23 | -14.52 | 0.45653 8361 | 0.06 | 1.52 | 0.15 | | 0 | | | | 6.8229 | 0 |
| 0.30 | | | | | 0 | 0.4 | -2.21 | -0.73 | -27.1 | 0.875512 | 0.19 | 0.91 | -0.04 | | 0 | | | | 6.9792 | 0 |
| 0.40 | | | | | 0 | -0.38 | -2.39 | 0.18 | -18.06 | 0.85590 6087 | 0.11 | 0.48 | -0.19 | | 0 | | | | 7.1354 | 0 |
| 0.50 | | | | | 0 | 0.27 | -1.75 | -0.34 | 17.63 | 0.973153 576 | 0.18 | 1.03 | -0.21 | | 0 | | | | 7.2917 | 0 |
| 0.60 | | | | | 0 | 0.23 | -1.46 | -0.39 | 22.17 | 0.77685 8436 | 0.01 | 1.56 | 0.09 | | 0 | | | | 7.4479 | 0 |
| 0.70 | | | | | 0 | -1.05 | 0.57 | 0.21 | 6.663 | 0.20978 2196 | -0.03 | 1.09 | 0 | | 1.93 | | | | 7.6042 | 0 |
| 0.80 | | | | | 0 | 1.11 | 2.24 | -0.04 | 15.43 | 0.48883 0034 | 0.01 | 0.6 | 0.02 | | 0.031001 075 | | | | 7.7604 | 0 |
| 0.90 | | | | | 0 | -0.52 | 3.27 | 0.21 | 0.750 | 0.04723 993 | 0.12 | 1.32 | -0.04 | | 0.079581 962 | | | | 7.9167 | 0 |
| 1.00 | | | | | 0 | -0.87 | 4.12 | 0.23 | -4.951 | 0.38829 9315 | 0.07 | 1.01 | 0.1 | 15.44 | 0.02468 22 | | | | 8.0729 | 0 |
| 1.10 | | | | | 0 | 1.16 | 3.36 | -0.26 | 0.782 | 0.185019 606 | 0.12 | 0.64 | -0.15 | -0.238 | 0.05306 2463 | | | | 8.2292 | 0 |
| 1.20 | | | | | 0 | -0.96 | 3.32 | 0.5 | -10.23 | 0.32048 8296 | -0.03 | 1.36 | 0.03 | -0.346 | 0.136979 244 | | | | 8.3854 | 0 |
| 1.30 | | | | | 0 | 0.26 | 2.93 | -0.02 | 5.454 | 0.284817 | 0.02 | 0.86 | -0.03 | 0.160 | 0.232105 | | | | 8.5417 | 0 |
| 1.40 | | | | | 0 | 1.18 | 0.8 | 0.32 | -2.121 | 0.221461 172 | 0.11 | 0.64 | 0.01 | -0.41 | 0.162377 366 | | | | 8.6979 | 0 |
| 1.50 | | | | | 0 | -1.05 | -0.47 | 0.52 | 18.87 | 0.60353 4953 | 0.15 | 1.29 | 0.04 | -0.716 | 0.2375 | | | | 8.8542 | 0 |
| 1.60 | | | | | 0 | 0.61 | -0.39 | -1.04 | 0.499 | 0.168227 199 | 0.03 | 0.67 | 0.05 | 1.506 | 0.162377 366 | | | | 9.0104 | 0 |
| 1.70 | | | | | 0 | 1 | -1.09 | -0.28 | -1.170 | 0.328193 824 | -0.03 | 1.38 | 0.03 | -5.443 | 0.232105 496 | | | | 9.1667 | 0 |
| 1.80 | | | | | 0 | 0.51 | -1.38 | 0.08 | -8.595 | 0.48027 3808 | -0.04 | 0.86 | 0.01 | 1.9 | 0.136979 244 | | | | 9.3229 | 0 |
| 1.90 | | | | | 0 | 0.1 | -1.93 | -0.45 | 9.138 | 0.28589 4915 | 0.15 | 1.16 | -0.06 | -5.443 | 0.05306 2463 | | | | 9.4792 | 0 |
| 2.00 | | | | | 0 | 0.56 | -0.86 | 0.38 | 5.084 | 0.27577 0566 | -0.01 | 0.76 | 0.04 | 1.506 | 0.02468 22 | | | | 9.6354 | 0 |
| 2.10 | | | | | 0 | 0.82 | 0.07 | -0.92 | 5.778 | 0.39082 9521 | 0.09 | 1.03 | 0.08 | -0.716 | 0.079581 962 | | | | 9.7917 | 0 |
| 2.20 | | | | | 0 | -0.69 | 1.42 | -0.05 | -15.76 | 0.517880 37 | 0.07 | 0.77 | 0.05 | -0.41 | 0.031001 075 | | | | 9.9479 | 0 |
| 2.30 | | | | | 0 | 0.58 | 1.64 | 0.36 | 6.321 | 0.25629 6162 | 0 | 1.07 | 0.04 | 0.160 | #¡REF! | | | | 10.104 | 0 |
| 2.40 | | | | | 0 | -0.62 | 3.42 | 0.7 | -0.691 | 0.08358 357 | | | | -0.346 | #¡REF! | | | | | |
| 2.50 | | | | | 0 | 0.32 | 3.02 | -0.17 | 8.888 | 0.27779 2987 | | | | -0.238 | #¡REF! | | | | | |
| 2.60 | | | | | 0 | 0.1 | 2.06 | -0.61 | -13.15 | 0.458691 784 | | | | | 0 | | | | | |
| 2.70 | | | | | 0 | 0.4 | -0.78 | -0.02 | 4.139 | 0.623132 499 | | | | | 0 | | | | | |
| 2.80 | | | | | 0 | 0.04 | -1.75 | -0.21 | 5.023 | 0.330613 952 | | | | | 0 | | | | | |
| 2.90 | | | | | 0 | -0.22 | 1.95 | 0.09 | -7.054 | 0.227559 799 | | | | | 0 | | | | | |
| 3.00 | | | | | 0 | 0.89 | 2.1 | 0.22 | 1.098 | 0.34966 0371 | | | | | 0 | | | | | |
| 3.10 | | | | | 0 | -0.46 | 1.24 | -1.38 | 6.895 | 0.42569 2279 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 3.20 | | | | | 0 | 0.92 | -2.21 | -0.32 | -14.24 | 0.445 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 3.30 | | | | | 0 | -0.13 | 2.8 | 0.66 | 6.895 | 0.42569 2279 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 3.40 | | | | | 0 | -1.15 | 2.13 | -0.42 | 1.098 | 0.34966 0371 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 3.50 | | | | | 0 | -0.64 | -1.47 | -0.07 | -7.05 | 0.22755 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 3.60 | | | | | 0 | -0.5 | 2.79 | 0.07 | 5.023 | 0.330613 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 3.70 | | | | | 0 | 0.41 | 0.56 | -0.5 | 4.139 | 0.623132 499 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 3.80 | | | | | 0 | 0.6 | -0.95 | 0.21 | -13.15 | 0.458691 784 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 3.90 | | | | | 0 | -0.35 | 1.96 | 0.13 | 8.888 | 0.27779 2987 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.00 | | | | | 0 | 0.39 | -1.74 | 0.25 | -0.691 | 0.08358 357 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.10 | | | | | 0 | 0.6 | 2.51 | -0.04 | 6.321 | 0.25629 6162 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.20 | | | | | 0 | 0.37 | -1.38 | 0.46 | -15.76 | 0.517880 37 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.30 | | | | | 0 | 0.17 | 2.63 | 0.13 | 5.778 | 0.39082 9521 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.40 | | | | | 0 | 0.11 | -1.24 | 0.04 | 5.084 | 0.27577 0566 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.50 | | | | | 0 | 0.84 | 2.6 | -0.81 | 9.138 | 0.28589 4915 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.60 | | | | | 0 | 0.61 | -0.47 | -0.43 | -8.595 | 0.48027 3808 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.70 | | | | | 0 | 0.01 | 1.16 | 0.03 | -1.170 | 0.328193 824 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.80 | | | | | 0 | -0.61 | 3.22 | 0.31 | 0.500 | 0.168227 199 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 4.90 | | | | | 0 | 0.34 | -0.91 | 0.16 | 18.87 | 0.60353 4953 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.00 | | | | | 0 | -0.01 | 0.73 | 0.21 | -2.121 | 0.221461 172 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.10 | | | | | 0 | -0.49 | 3.23 | -0.22 | 5.454 | 0.284817 799 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.20 | | | | | 0 | 0.07 | -0.35 | 0.03 | -10.23 | 0.32048 8296 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.30 | | | | | 0 | -0.1 | -0.34 | -0.2 | 0.782 | 0.185019 606 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.40 | | | | | 0 | 0.67 | 1.59 | -0.33 | -4.951 | 0.38829 9315 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.50 | | | | | 0 | -0.49 | 3.24 | 0.37 | 0.750 | 0.04723 993 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.60 | | | | | 0 | 0.31 | 1.81 | -0.06 | 15.43 | 0.48883 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.70 | | | | | 0 | 0.04 | 0.1 | 0.03 | 6.663 | 0.20978 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.80 | | | | | 0 | 0.19 | -1.03 | -0.06 | 22.17 | 0.7685 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 5.90 | | | | | 0 | -0.24 | -1.27 | -0.03 | 17.63 | 0.973153 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 6.00 | | | | | 0 | -0.2 | 0.02 | 0.17 | -18.06 | 0.85590 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 6.10 | | | | | 0 | 0.2 | 0.04 | 0.35 | -27.11 | 0.875512 237 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 6.20 | | | | | 0 | 0.11 | -0.06 | -0.43 | -14.52 | 0.45653 8361 | | | | | 0 | | | | | 0 |
| 6.3 | | | | | 0 | 0.22 | -0.26 | -0.38 | -11.65 | 0.3645 | | | | | 0 | | | | | 0 |

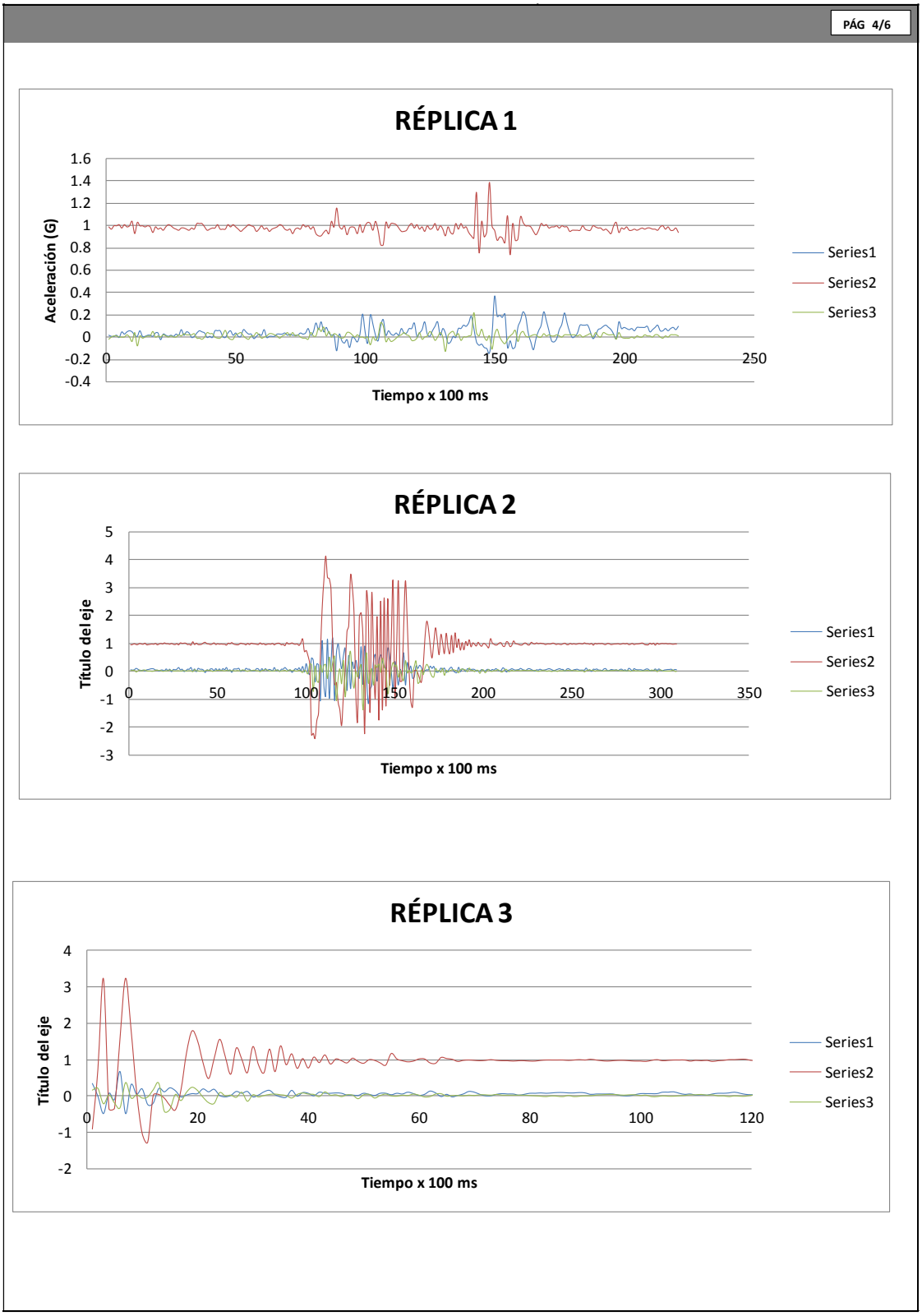
*Nota*: Ficha de análisis de valores acelerómetro (Elaboración propia, 2017)

LRMP

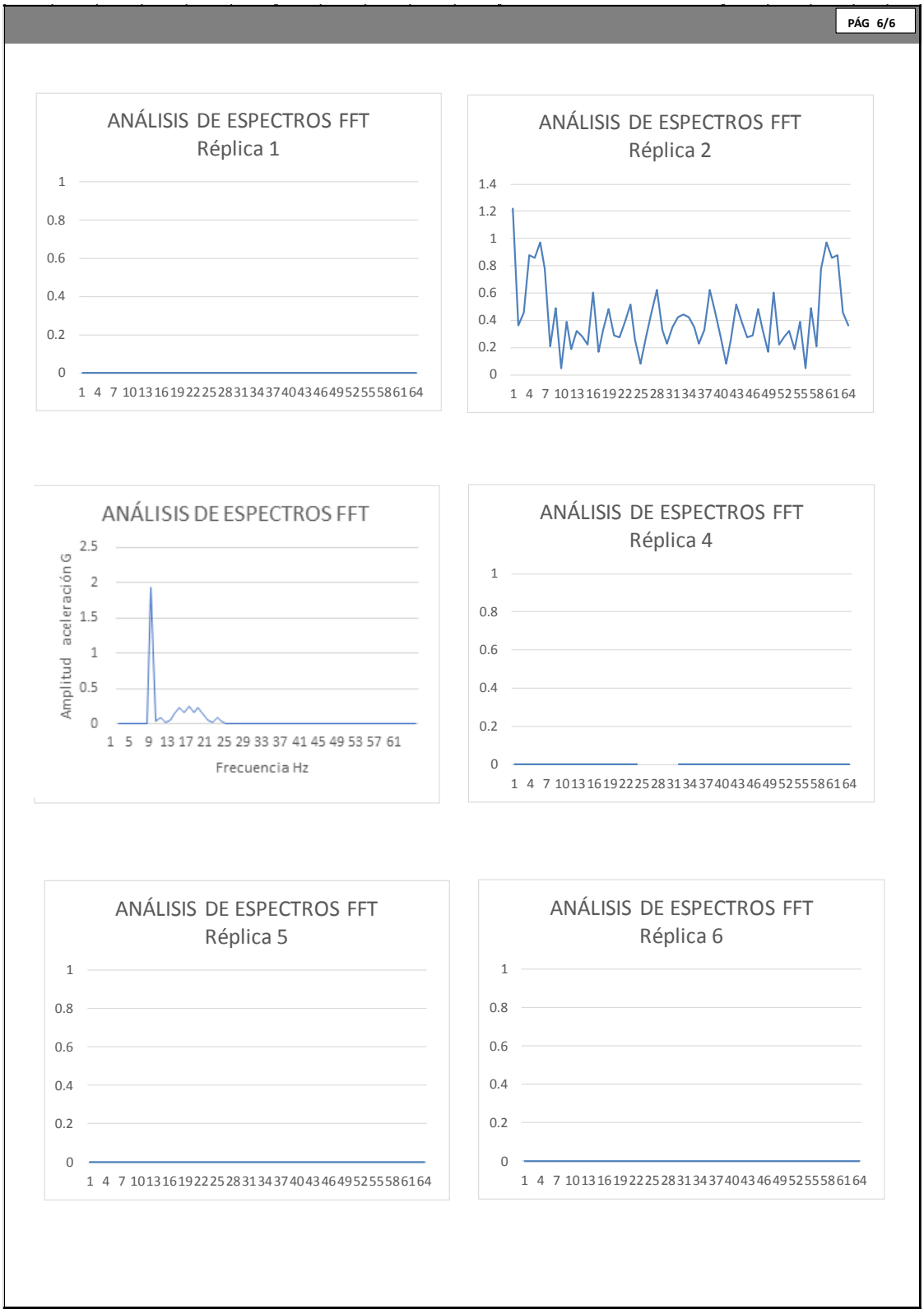
**TABLA DE REGISTRO ACELERACIÓN** PÁG 3/6

| T x 10 | R5 | WBV | | Frec | | R6 | WBV | | Frec | | | | RESULTADO FINAL (G) | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ms | ax | ay | az | FFT | IM.ABS | ax | ay | az | FFT | IM.ABS | | FRECUENCIA Hz | ax | ay | az | camb | cast |
| 0.1 | | | | | 0 | | | | | 0 | 1 | 0 | -0.01 | 0.56 | -0.09 | -0.82 | 80.58 |
| 0.2 | | | | | 0 | | | | | 0 | 2 | 0.15625 | -0.1 | 0.24 | 0.25 | -15.25 | 41.48 |
| 0.3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 3 | 0.3125 | 0.48 | -2.27 | 0.23 | 11.97 | -76.76 |
| 0.4 | | | | | 0 | | | | | 0 | 4 | 0.46875 | 0.4 | -2.21 | -0.73 | 9.69 | -69.33 |
| 0.5 | | | | | 0 | | | | | 0 | 5 | 0.625 | -0.38 | -2.39 | 0.18 | -9.13 | -79.93 |
| 0.6 | | | | | 0 | | | | | 0 | 6 | 0.78125 | 0.27 | -1.75 | -0.34 | 8.55 | -76.16 |
| 0.7 | | | | | 0 | | | | | 0 | 7 | 0.9375 | 0.23 | -1.46 | -0.39 | 8.61 | -72.68 |
| 0.8 | | | | | 0 | | | | | 0 | 8 | 1.09375 | -1.05 | 0.57 | 0.21 | -60.01 | 28.07 |
| 0.9 | | | | | 0 | | | | | 0 | 9 | 1.25 | 1.11 | 2.24 | -0.04 | 26.3 | 63.72 |
| 1 | | | | | 0 | | | | | 0 | 10 | 1.40625 | -0.52 | 3.27 | 0.21 | -9.11 | 80.21 |
| 1.1 | | | | | 0 | | | | | 0 | 11 | 1.5625 | -0.87 | 4.12 | 0.23 | -11.95 | 77.67 |
| 1.2 | | | | | 0 | | | | | 0 | 12 | 1.71875 | 1.16 | 3.36 | -0.26 | 19.02 | 70.52 |
| 1.3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 13 | 1.875 | -0.96 | 3.32 | 0.5 | -15.92 | 72.02 |
| 1.4 | | | | | 0 | | | | | 0 | 14 | 2.03125 | 0.26 | 2.93 | -0.02 | 5.12 | 84.91 |
| 1.5 | | | | | 0 | | | | | 0 | 15 | 2.1875 | 1.18 | 0.8 | 0.32 | 53.83 | 33.33 |
| 1.6 | | | | | 0 | | | | | 0 | 16 | 2.34375 | -1.05 | -0.47 | 0.52 | -56.32 | -22.04 |
| 1.7 | | | | | 0 | | | | | 0 | 17 | 2.5 | 0.61 | -0.39 | -1.04 | 28.77 | -17.86 |
| 1.8 | | | | | 0 | | | | | 0 | 18 | 2.65625 | 1 | -1.09 | -0.28 | 41.58 | -46.52 |
| 1.9 | | | | | 0 | | | | | 0 | 19 | 2.8125 | 0.51 | -1.38 | 0.08 | 20.1 | -69.66 |
| 2 | | | | | 0 | | | | | 0 | 20 | 2.96875 | 0.1 | -1.93 | -0.45 | 2.93 | -76.57 |
| 2.1 | | | | | 0 | | | | | 0 | 21 | 3.125 | 0.56 | -0.86 | 0.38 | 31.03 | -51.69 |
| 2.2 | | | | | 0 | | | | | 0 | 22 | 3.28125 | 0.82 | 0.07 | -0.92 | 41.56 | 3.46 |
| 2.3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 23 | 3.4375 | -0.69 | 1.42 | -0.05 | -25.84 | 64.12 |
| 2.4 | | | | | 0 | | | | | 0 | 24 | 3.59375 | 0.58 | 1.64 | 0.36 | 19.21 | 67.36 |
| 2.5 | | | | | 0 | | | | | 0 | 25 | 3.75 | -0.62 | 3.42 | 0.7 | -10.05 | 74.71 |
| 2.6 | | | | | 0 | | | | | 0 | 26 | 3.90625 | 0.32 | 3.02 | -0.17 | 5.97 | 83.3 |
| 2.7 | | | | | 0 | | | | | 0 | 27 | 4.0625 | 0.1 | 2.06 | -0.61 | 2.79 | 73.25 |
| 2.8 | | | | | 0 | | | | | 0 | 28 | 4.21875 | 0.4 | -0.78 | -0.02 | 26.96 | -63.05 |
| 2.9 | | | | | 0 | | | | | 0 | 29 | 4.375 | 0.04 | -1.75 | -0.21 | 1.23 | -83.21 |
| 3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 30 | 4.53125 | -0.22 | 1.95 | 0.09 | -6.3 | 83.21 |
| 3.1 | | | | | 0 | | | | | 0 | 31 | 4.6875 | 0.89 | 2.1 | 0.22 | 22.9 | 66.42 |
| 3.2 | | | | | 0 | | | | | 0 | 32 | 4.84375 | -0.46 | 1.24 | -1.38 | -13.99 | 40.4 |
| 3.3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 33 | 5 | 0.92 | -2.21 | -0.32 | 22.5 | -66.12 |
| 3.3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 34 | 5.15625 | -0.13 | 2.8 | 0.66 | -2.52 | 76.46 |
| 3.4 | | | | | 0 | | | | | 0 | 35 | 5.3125 | -1.15 | 2.13 | -0.42 | -27.87 | 60.16 |
| 3.5 | | | | | 0 | | | | | 0 | 36 | 5.46875 | -0.64 | -1.47 | -0.07 | -23.51 | -66.38 |
| 3.6 | | | | | 0 | | | | | 0 | 37 | 5.625 | -0.5 | 2.79 | 0.07 | -10.23 | 79.72 |
| 3.7 | | | | | 0 | | | | | 0 | 38 | 5.78125 | 0.41 | 0.56 | -0.5 | 28.78 | 40.95 |
| 3.8 | | | | | 0 | | | | | 0 | 39 | 5.9375 | 0.6 | -0.95 | 0.21 | 31.54 | -56.46 |
| 3.9 | | | | | 0 | | | | | 0 | 40 | 6.09375 | -0.35 | 1.96 | 0.13 | -10.15 | 79.2 |
| 4 | | | | | 0 | | | | | 0 | 41 | 6.25 | 0.39 | -1.74 | 0.25 | 12.41 | -75.2 |
| 4.1 | | | | | 0 | | | | | 0 | 42 | 6.40625 | 0.6 | 2.51 | -0.04 | 13.44 | 76.57 |
| 4.2 | | | | | 0 | | | | | 0 | 43 | 6.5625 | 0.37 | -1.38 | 0.46 | 14.36 | -66.96 |
| 4.3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 44 | 6.71875 | 0.17 | 2.63 | 0.13 | 3.8 | 85.26 |
| 4.4 | | | | | 0 | | | | | 0 | 45 | 6.875 | 0.11 | -1.24 | 0.04 | 5.23 | -84.57 |
| 4.5 | | | | | 0 | | | | | 0 | 46 | 7.03125 | 0.84 | 2.6 | -0.81 | 17.18 | 65.79 |
| 4.6 | | | | | 0 | | | | | 0 | 47 | 7.1875 | 0.61 | -0.47 | -0.43 | 43.39 | -32.43 |
| 4.7 | | | | | 0 | | | | | 0 | 48 | 7.34375 | 0.01 | 1.16 | 0.03 | 0.73 | 88.31 |
| 4.8 | | | | | 0 | | | | | 0 | 49 | 7.5 | -0.61 | 3.22 | 0.31 | -10.74 | 77.96 |
| 4.9 | | | | | 0 | | | | | 0 | 50 | 7.65625 | 0.34 | -0.91 | 0.16 | 20.53 | -67.34 |
| 5 | | | | | 0 | | | | | 0 | 51 | 7.8125 | -0.01 | 0.73 | 0.21 | -0.59 | 74.08 |
| 5.1 | | | | | 0 | | | | | 0 | 52 | 7.96875 | -0.49 | 3.23 | -0.22 | -8.63 | 80.58 |
| 5.2 | | | | | 0 | | | | | 0 | 53 | 8.125 | 0.07 | -0.35 | 0.03 | 10.75 | -78.02 |
| 5.3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 54 | 8.28125 | -0.1 | -0.34 | -0.2 | -14.37 | -56.89 |
| 5.4 | | | | | 0 | | | | | 0 | 55 | 8.4375 | 0.67 | 1.59 | -0.33 | 22.57 | 64.8 |
| 5.5 | | | | | 0 | | | | | 0 | 56 | 8.59375 | -0.49 | 3.24 | 0.37 | -8.58 | 79.3 |
| 5.6 | | | | | 0 | | | | | 0 | 57 | 8.75 | 0.31 | 1.81 | -0.06 | 9.69 | 80.18 |
| 5.7 | | | | | 0 | | | | | 0 | 58 | 8.90625 | 0.04 | 0.1 | 0.03 | 21.83 | 61.19 |
| 5.8 | | | | | 0 | | | | | 0 | 59 | 9.0625 | 0.19 | -1.03 | -0.06 | 10.22 | -79.32 |
| 5.9 | | | | | 0 | | | | | 0 | 60 | 9.21875 | -0.24 | -1.27 | -0.03 | -10.81 | -79.15 |
| 6 | | | | | 0 | | | | | 0 | 61 | 9.375 | -0.2 | 0.02 | 0.17 | -50.12 | 4.41 |
| 6.1 | | | | | 0 | | | | | 0 | 62 | 9.53125 | 0.2 | 0.04 | 0.35 | 29.45 | 5.8 |
| 6.2 | | | | | 0 | | | | | 0 | 63 | 9.6875 | 0.11 | -0.06 | -0.43 | 14.12 | -7.61 |
| 6.3 | | | | | 0 | | | | | 0 | 64 | 9.84375 | 0.22 | -0.26 | -0.38 | 25.69 | -30.67 |

*Nota:* Ficha de análisis de valores acelerómetro (Elaboración propia, 2017)




*Nota:* Ficha de análisis de valores acelerómetro (Elaboración propia, 2017)




*Nota:* Ficha de análisis de valores acelerómetro (Elaboración propia, 2017)

Anexo N.

*Resultados de medición de aceleración en ruta.*

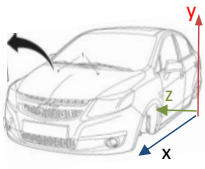
UISEK

**FICHA DE RESULTADOS MEDICIÓN DE ACELERACIÓN** PÁG 1/3

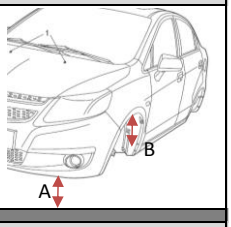
| UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK | | FICHA | N° 1-001 |
|---|---|---|---|
| MARCA | Chevrolet | SUSPENSIÓN TIPO | MACPHERSON DELANTERA |
| MODELO | Sail | | |
| TIPO | Sedán | PRUEBA SUSPENSIÓN DELANTERA | |
| AÑO | 2012 | SUSPENSIÓN ORIGINAL ALTURA ESTÁNDAR (T1) | |

**ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

Coordenadas sensor




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Constante elástica resorte (1) k | 26.84 | kg/cm | 150.00 | lb/plg |
| Constante elástica resorte (2) k | 0.00 | kg/cm | 0.00 | lb/plg |
| Perfil de rodadura | Superficie irregular / Empedrado | | | |
| Despegue de guardafango piso A | 200 | | | mm |
| Distancia rueda guardafango B | 95 | | | mm |
| Velocidad de Pasada vehículo | 70 | | | km/h |
| Ubicación sensor | Soporte amortiguador ☑ | | Carroceria ☐ | |



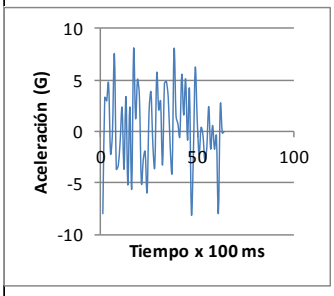

**PERFIL DE RODADURA**

**REPRESENTACIÓN**

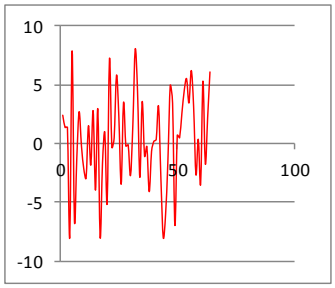
**ESPECIFICACIONES**

| COTA | VALOR | UNIDAD |
|---|---|---|
| Altura | 10 - 50 | mm |
| | | |
| | | |

**ACELEACIÓN EJE X**




**ACELERACIÓN EJE Y**




**ACELERACIÓN EJE Z**

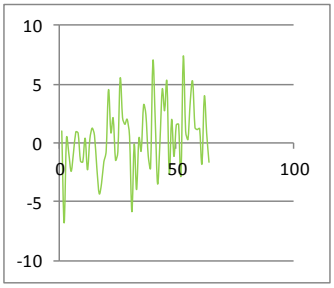
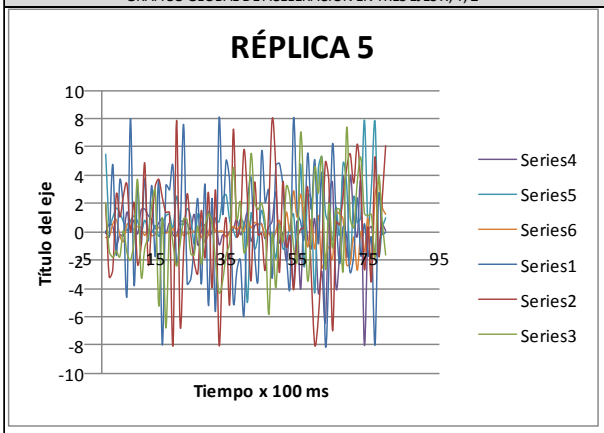



GRÁFICO GLOBAL DE ACELERACIÓN EN TRES EJES X, Y, Z




RESULTADOS

| REPLICA | ACELERACIÓN [G] | | | FRECUENCIA [Hz] |
|---|---|---|---|---|
| | X | Y | Z | Y |
| 1 | -0.2 | 1.84 | 0.08 | 3.4 |
| 2 | -0.4 | 3.40 | 0.09 | 4.7 |
| 3 | -0.5 | 3.28 | 0.4 | 1.9 |
| 4 | -0.1 | 2.09 | 0.05 | 3.8 |
| 5 | 0.3 | 2.20 | 0.39 | 3.8 |
| 6 | 0.0 | 1.76 | 0.01 | 2.8 |

ACELERACIÓN EN X — SERIES 1
ACELERACIÓN EN Y — SERIES 2
ACELERACIÓN EN Z — SERIES 3

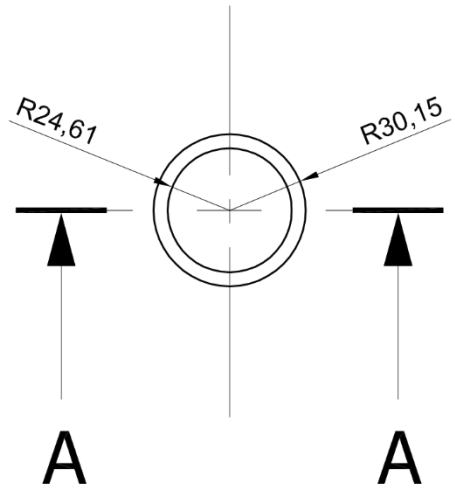
UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

*Nota*: Ficha de análisis de valores acelerómetro (Elaboración propia, 2017)

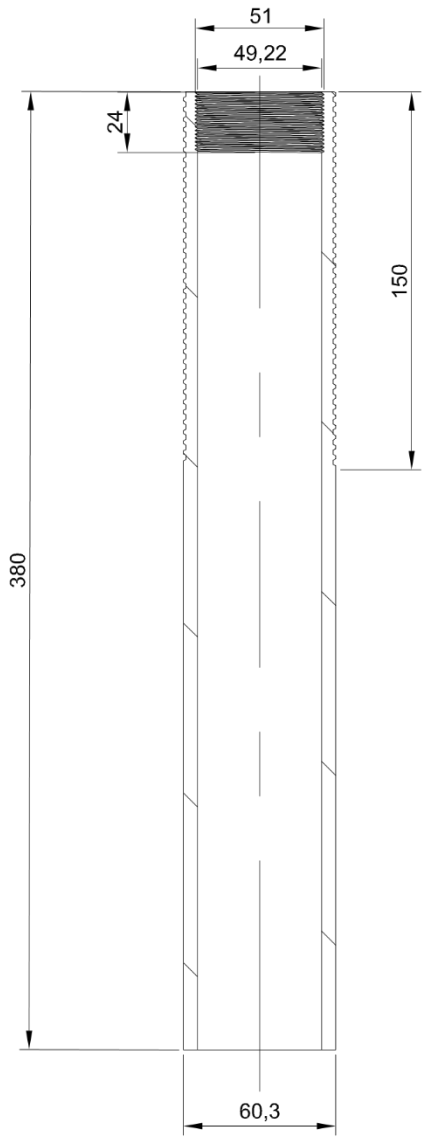
Anexo O.

*Planos elementos constitutivos soporte de suspensión ajustable*

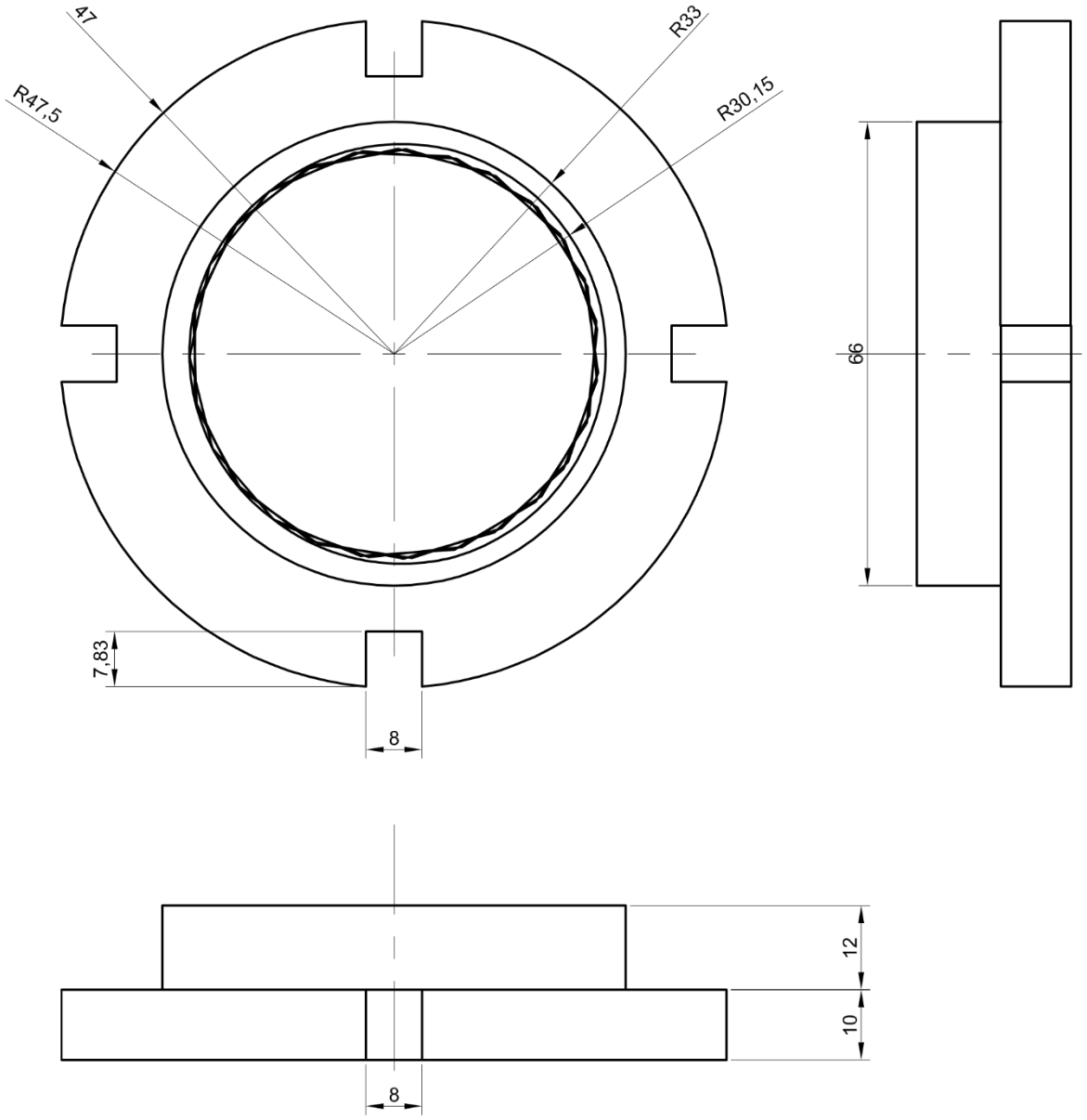
(Elaboración propia, 2017)



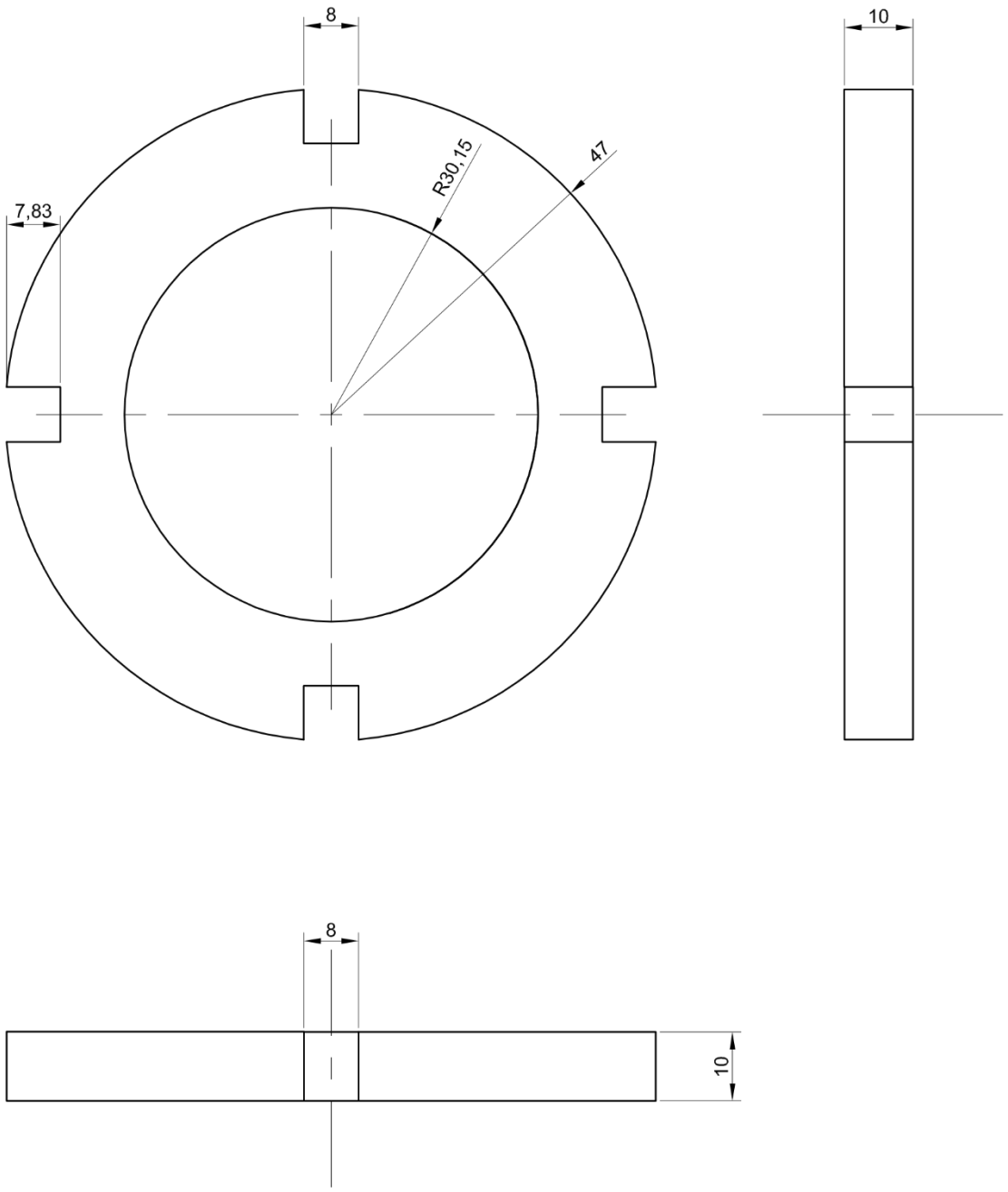

SECTION A-A



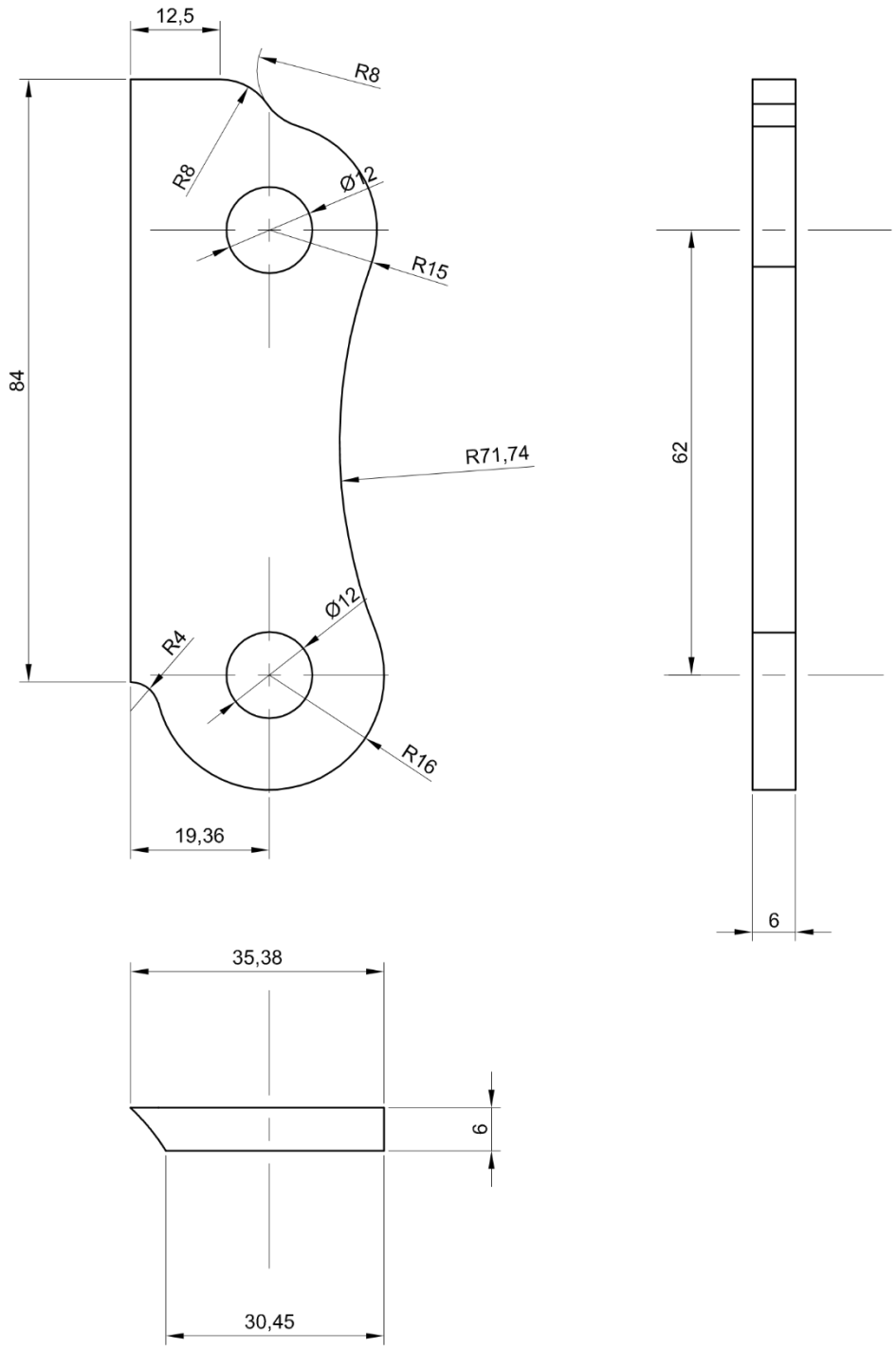

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>AISI 4340 | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 3 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilbelto Llanes Cedeño | |
| SOPORTE CENTRAL | | SA–003 | Fecha:<br>2018/01/01 | | |



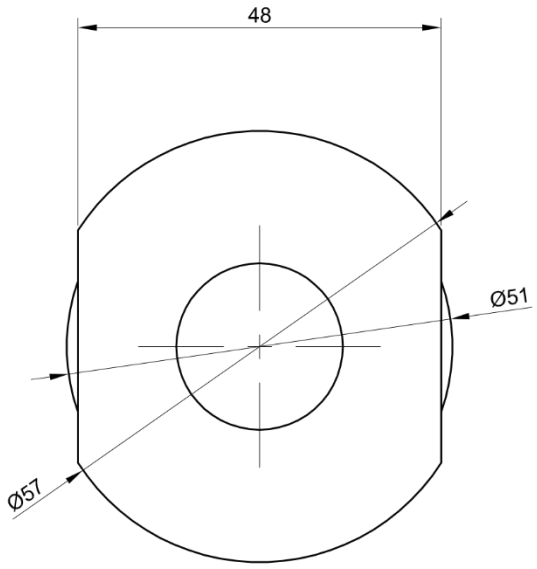

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>ASTM A–36 | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 1 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilberto Llanes Cedeño | |
| TUERCA DE RETENCIÓN | | SA–004 | Fecha:<br>2018/01/01 | | |

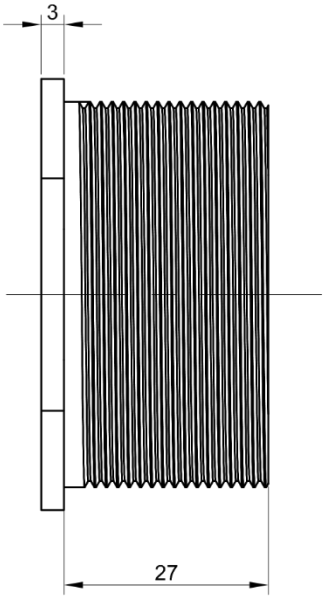


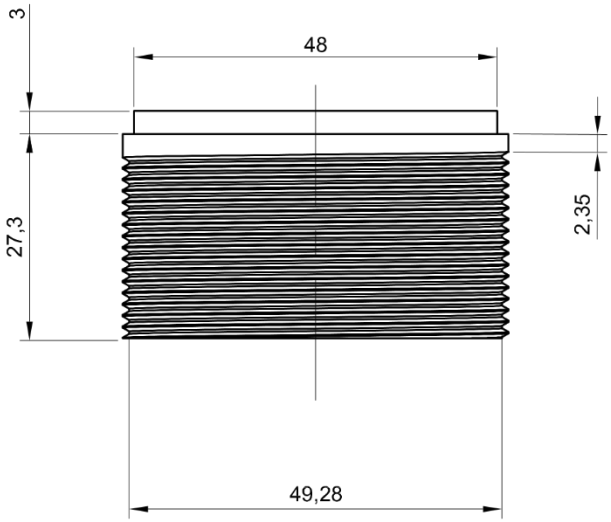

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>ASTM A–36 | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 1 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilbelto Llanes Cedeño | |
| CONTRATUERCA DE SOPORTE | | SA–005 | Fecha:<br>2018/01/01 | | |



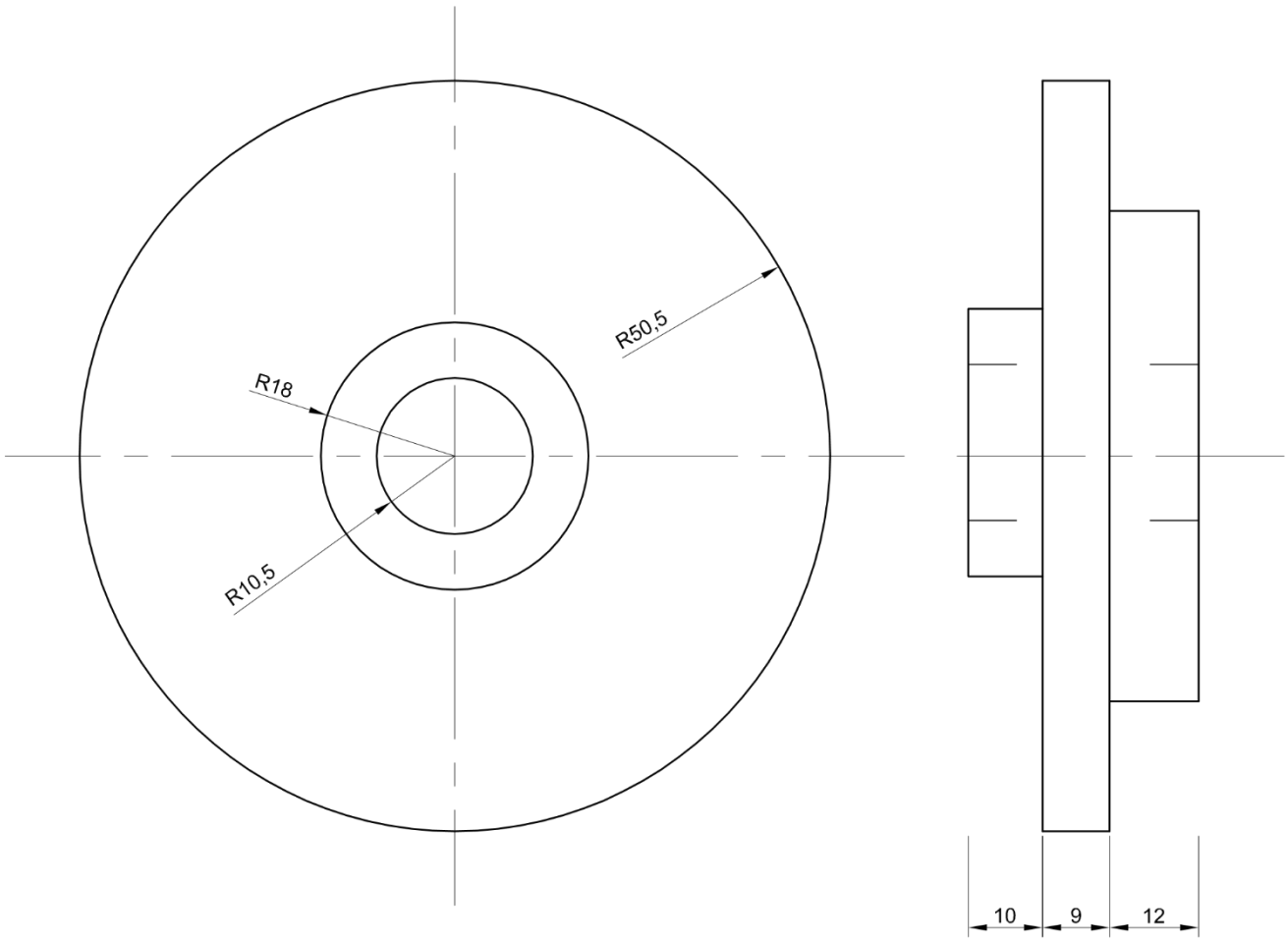

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>ASTM A–36 | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 1 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilberto Llanes Cedeño | |
| PLACA DE SOPORTE | | SA–006 | Fecha:<br>2018/01/01 | | |

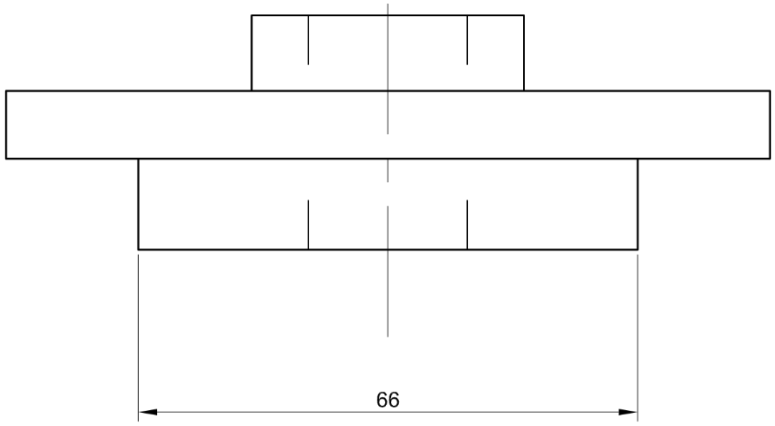


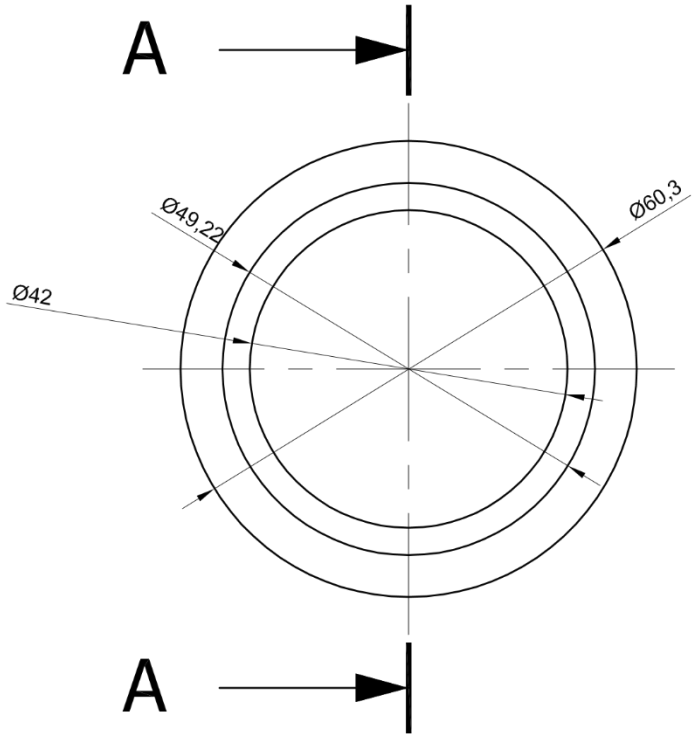



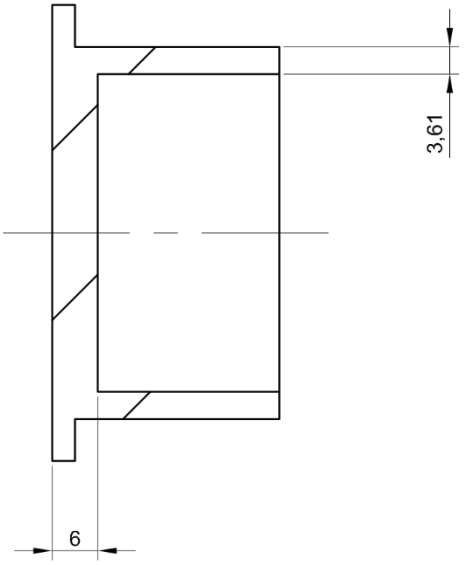

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>ASTM A–36 | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 1 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilbelto Llanes Cedeño | |
| TUERCA DE RETENCIÓN AMORTIGUADOR | | SA–007 | Fecha:<br>2018/01/01 | | |



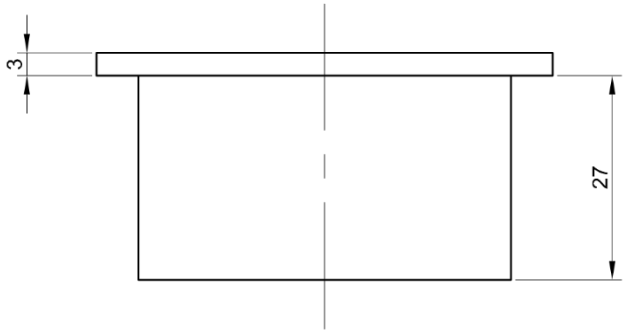




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>ASTM A–36 | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 1 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilbelto Llanes Cedeño | |
| PLACA DE SOPORTE SUPERIOR | | SA–008 | Fecha:<br>2018/01/01 | | |



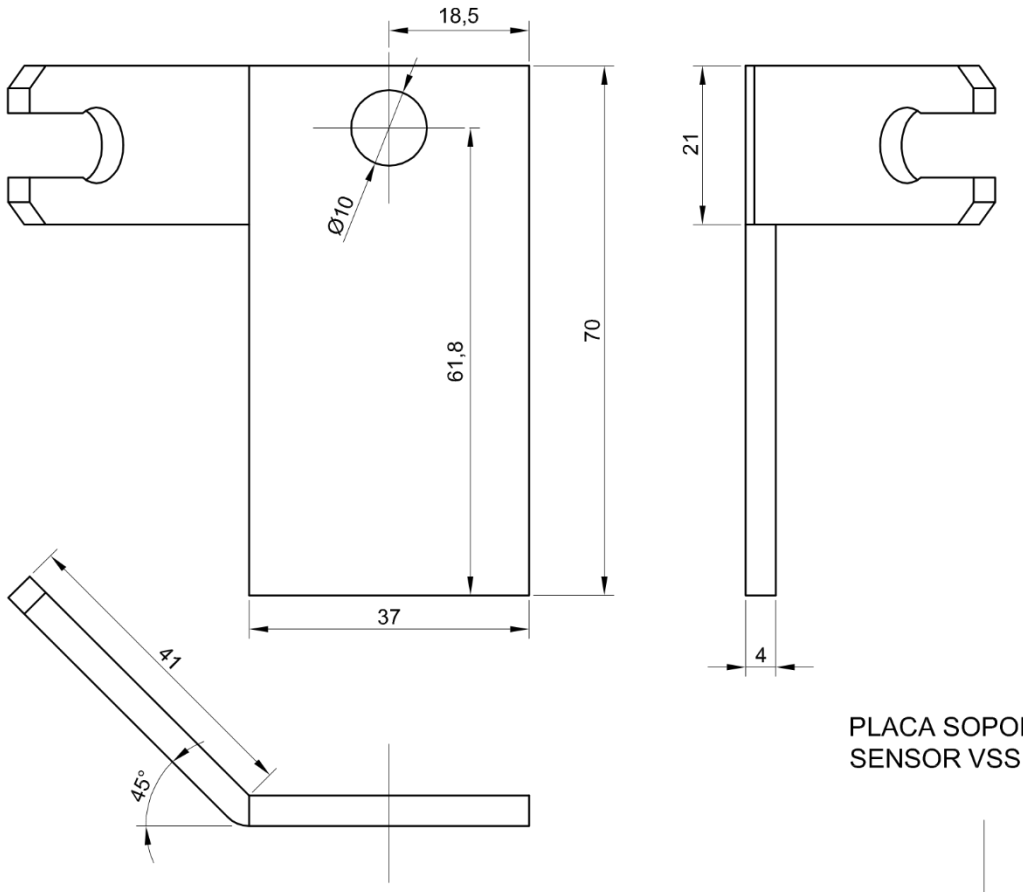




SECTION A-A

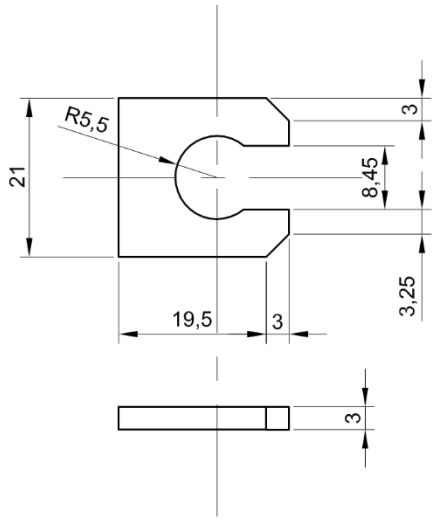



| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>ASTM A–36 | | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 1 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel |
| | | | | DIS. | |
| | | | | REV. | Dr. Edilberto Llanes Cedeño |
| TOPE INFERIOR | | | SA–009 | Fecha:<br>2018/01/01 | |

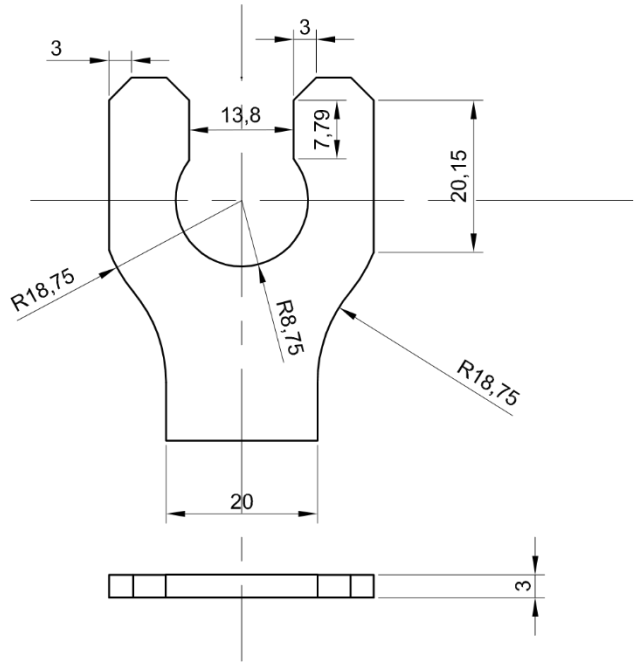
PLACA SOPORTE ESTABILIZADOR



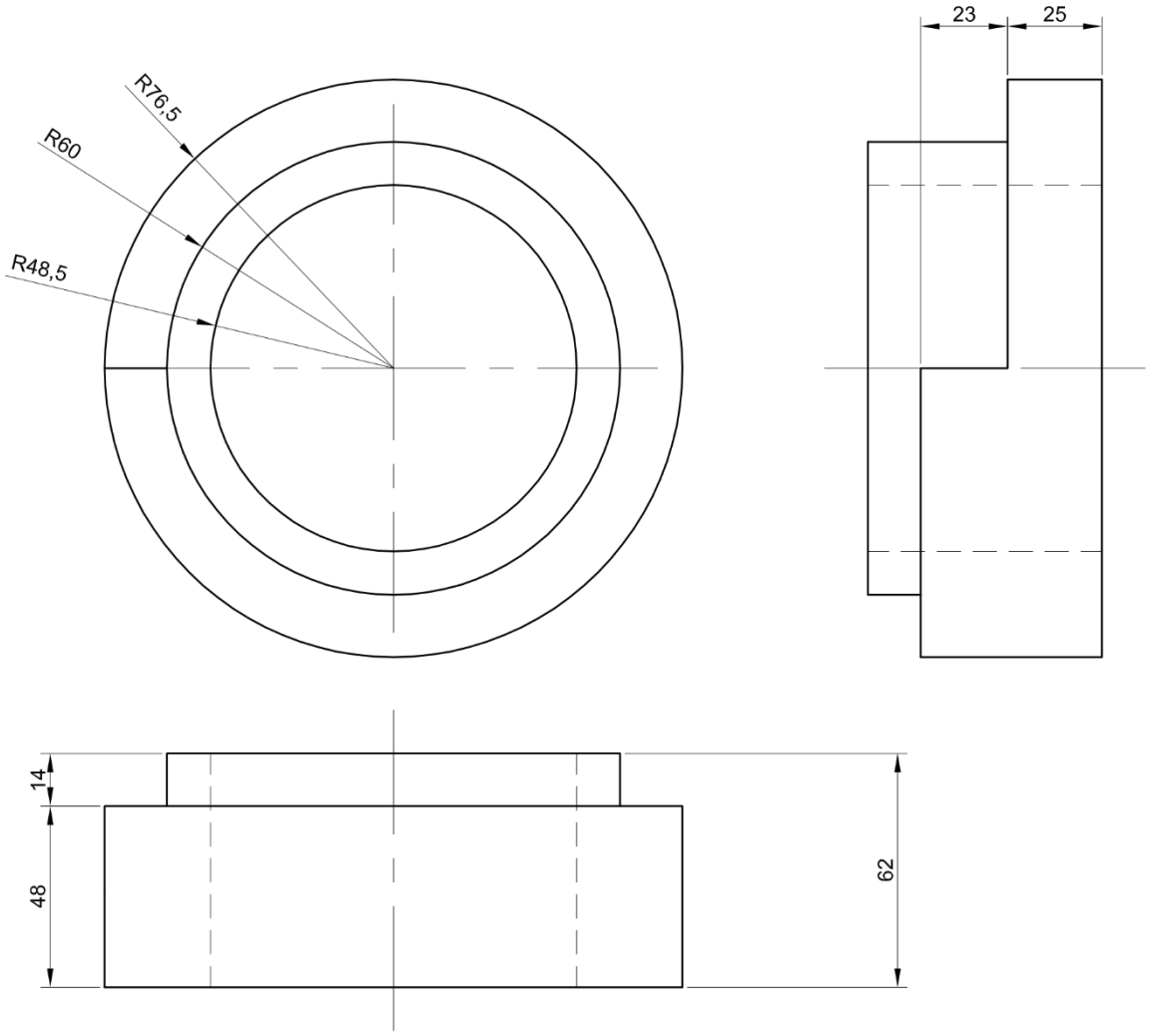

PLACA SOPORTE CABLE SENSOR VSS

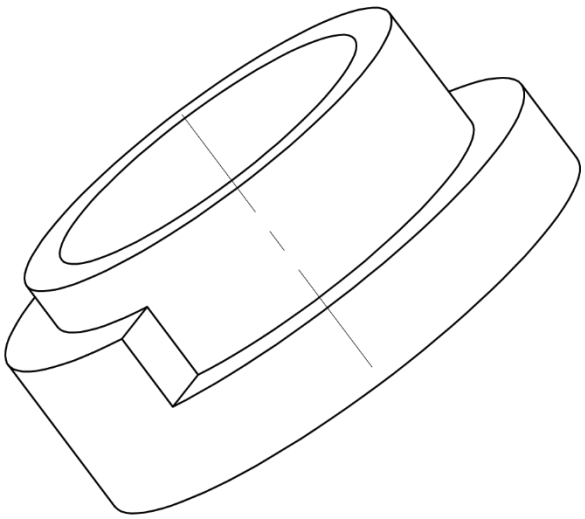



PLACA SOPORTE CAÑERÍA DE FRENO

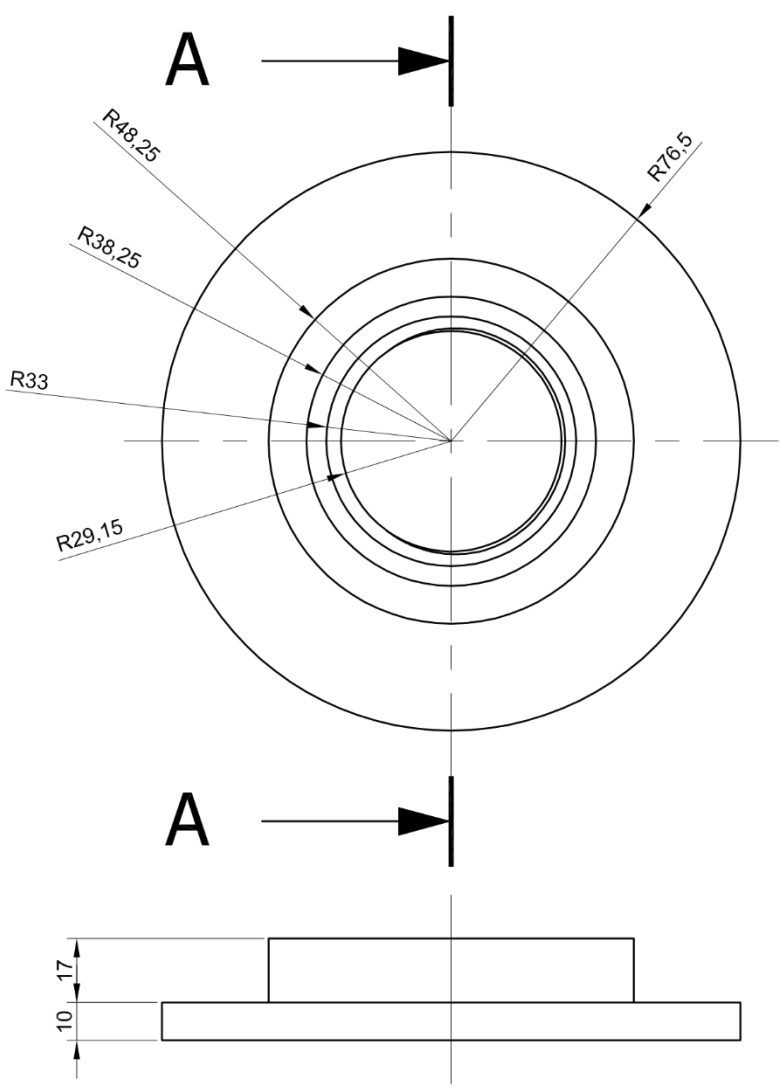


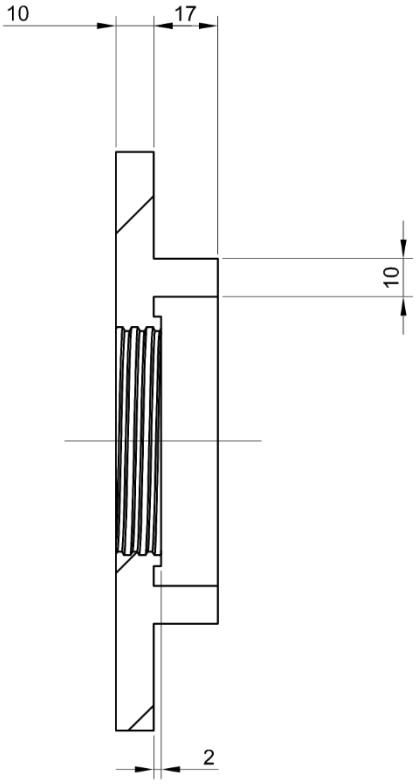

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>ASTM A–36 | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 1 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilberto Llanes Cedeño | |
| PLACA DE SOPORTE ACCESORIOS | | SA–010 | Fecha:<br>2018/01/01 | | |



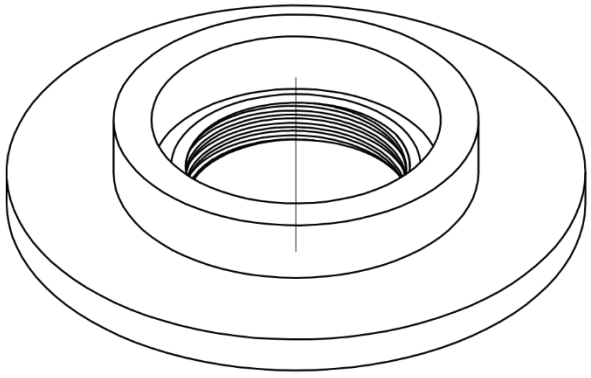



| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material:<br>CAUCHO | Tol. Gral:<br>± 0.05 | Escala:<br>1 : 2 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilbelto Llanes Cedeño | |
| BASE DE GOMA | | SA–011 | Fecha:<br>2018/01/01 | | |




SECTION A-A

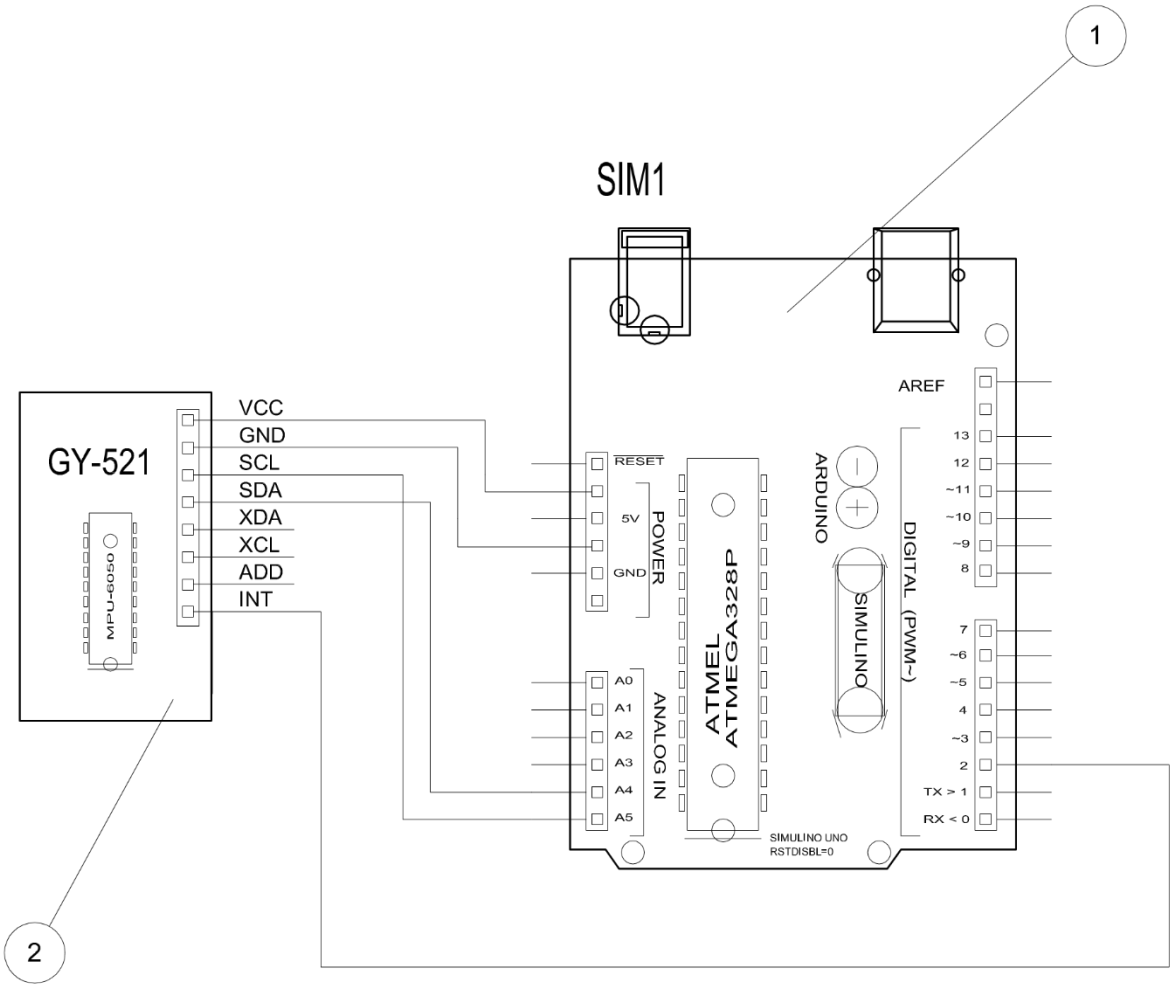


| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES | | |
| Recubrimiento: | Pintura poliester | | | | |
| Material: ASTM A–36 | Tol. Gral: ± 0.05 | Escala: 1 : 1 | DIB. | Luis R. Martínez Peñafiel | |
| | | | DIS. | | |
| | | | REV. | Dr. Edilbelto Llanes Cedeño | |
| PLATO ROSCADO DE SOPORTE | | SA–012 | Fecha: 2018/01/01 | | |

Anexo P.

*Plano conexión eléctrica acelerómetro*

(Elaboración propia, 2017)

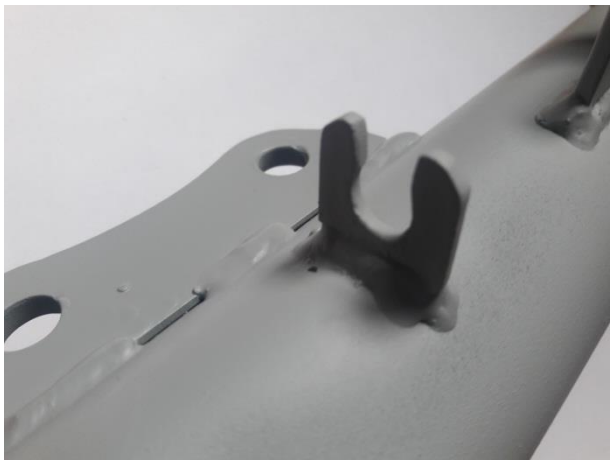


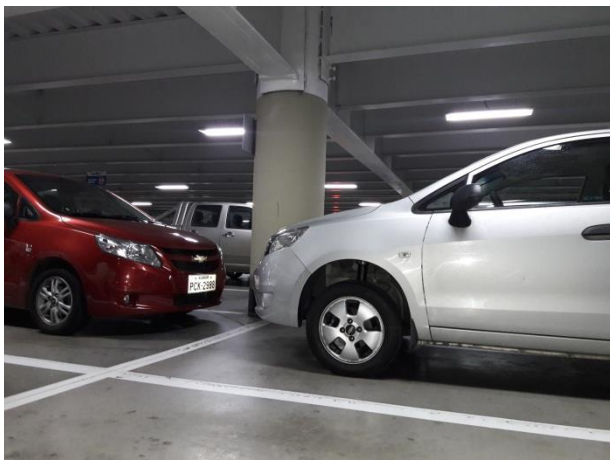

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 2 | | ACELERÓMETRO GY-521 | N/A | 1 | - | Aceerómetro 3 ejes, giroscopio, procesadoor MPU-6050 |
| 1 | | INTERFAZ MÓDULO ARDUINO ONE | N/A | 1 | - | Conexión USB - PC |
| N° | Zona | Denominación | Plano | Cant | Material | Observaciones |

| | | | |
|---|---|---|---|
| Trat. Térmico: | Sin tratamiento térmico | UISEK | FACULTAD DE ARQUITECTURA E INGENIERÍAS<br>MAESTRÍA EN DISEÑO MECÁNICO MENCIÓN AUTOPARTES |
| Recubrimiento: | Sin recubrimiento | | |
| Material: N/A | Tol. Gral: — | Escala: N/A | DIB. Luis R. Martínez Peñafiel<br>DIS.<br>REV. Dr. Edilbelto Llanes Cedeño |
| PLANO CONEXIÓN ELÉCTRICA ACELERÓMETRO | | E—001 | Fecha: 2017/12/15 |

Anexo Q

*Imágenes soporte de suspensión Macpherson fabricado*





(Elaboración propia, 2017)