



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: REDISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DEL
VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA
FORMULA SAE**

**AUTORES: JUAN CARLOS PALACIOS GALLEGOS
LENIN PAUL SANGOPANTA BONETE**

DIRECTOR: ING. DANILO ZAMBRANO

LATACUNGA

2018



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, **“REDISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DEL VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA FORMULA SAE”** realizado por los señores **JUAN CARLOS PALACIOS GALLEGOS** y **LENIN PAUL SANGOPANTA BONETE** ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los señores **JUAN CARLOS PALACIOS GALLEGOS** y **LENIN PAUL SANGOPANTA BONETE** para que lo sustente públicamente.

Latacunga, Marzo 2018

Ing. Víctor Danilo Zambrano León.

DIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo **JUAN CARLOS PALACIOS GALLEGOS** y **LENIN PAUL SANGOPANTA BONETE** con cédula de ciudadanía N°180455688-2 y N°050426602-4 respectivamente, declaro que este trabajo de titulación **“REDISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DEL VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA FORMULA SAE”** ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada

Latacunga, Marzo 2018

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Juan Carlos Palacios Gallegos', is written over a horizontal line.

Juan Carlos Palacios Gallegos
C.C.: 180455688-2

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Lenin Paul Sangopanta Bonete', is written over a horizontal line.

Lenin Paul Sangopanta Bonete
C.C.: 050426602-4



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo, **JUAN CARLOS PALACIOS GALLEGOS** y **LENIN PAUL SANGOPANTA BONETE**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en el repositorio de la institución el presente trabajo de titulación “**REDISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DEL VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN LA FORMULA SAE**” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Latacunga, Marzo 2018

Juan Carlos Palacios Gallegos
C.C.: 180455688-2

Lenin Paul Sangopanta Bonete
C.C.: 050426602-4

DEDICATORIA

Dedico este trabajo en primer lugar a Dios quien me ha brindado salud y vida para poder estar aquí presente y ver culminado este objetivo, el cual me lo he propuesto desde muy pequeño, a mi padre Bolívar Palacios quien me incentivo el gusto por mi carrera desde que tengo uso de razón, pero ahora no se encuentra junto a mí para poder disfrutar de esta victoria juntos como siempre lo anhelamos, sé que esta ocasión hubiera sido tan especial para ti como lo es para mí, y aunque nos faltaron muchas cosas por vivir, siempre te llevare en mi corazón y mente, gracias papá en donde quiera que te encuentres por haberme brindado el gusto de conocer a una persona tan maravillosa como tú.

A mi madre Martha Gallegos quien a pesar de todos los inconvenientes que sucedieron en nuestras vidas, me ha brindado su apoyo y amor incondicional en todo momento de mi vida y en el trascurso de mi carrera universitaria, me ha enseñado a no rendirme ante nada y siempre luchar por lo que deseo a través de sus sabios consejos, y que ha hecho de padre y madre para verme en donde ahora estoy.

A mi familia en general y sobre todo mis hermanos Alexander, Paulina y Lorena quienes nunca me abandonaron ni negaron cualquier tipo de apoyo, además de compartir conmigo buenos y malos momentos en el transcurso de mi vida.

Juan Carlos Palacios Gallegos.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo principalmente a Dios, por haberme dado la vida y permitirme estar con las personas más importantes en mi crecer profesional los cuales son mi familia, mis padres Rafael Sangopanta y María Bonete quienes cada día hicieron todo lo posible para que pueda llegar a culminar mi carrera con su apoyo y confianza incondicional, mis hermanas Verónica, Patricia y Gladys quienes supieron aconsejarme en cada tropiezo que tuve y con sus sabias palabras guiarme para ser mejor cada día. A mis respetables y queridos profesores Ing. Euro Mena, Ing. Víctor Zambrano, Ing. Mauricio Cruz, los cuales en todo momento supieron brindarme su apoyo, confianza y conocimiento. A mis amigos del equipo Fespe por su apoyo y trabajo para poder cumplir esta meta.

Lenin Paul Sangopanta Bonete.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por brindarme salud y vida, por darme la fortaleza necesaria para seguir adelante a pesar de los momentos difíciles que han pasado en mi vida, y ayudarme a llegar a donde ahora me encuentro.

A mi padre Bolívar Palacios por haberme brindado el conocimiento, habilidad y el gusto por mi carrera, aunque ahora no este conmigo, sé que está orgulloso de la persona en la que me he convertido.

A mi madre Martha Gallegos que ha sabido actuar como padre y madre, y me apoyado en todo momento en mi vida y carrera universitaria, por darme el valor para poder seguir adelante, la misma que nunca perdió la esperanza de verme llegar hasta aquí, y verme convertido en una persona de bien, pero más que todo gracias por brindarme su amor.

A mi familia en general y sobre todo mis hermanos Alexander, Paulina y Lorena quienes me han brindado su apoyo incondicional, además de estar presentes aportando buenas cosas a mi vida y por nunca haber perdido la fe en mí.

A mis amigos y sobre todo a mi gran amigo Paul, con el que llevo a cabo este proyecto de investigación, gracias a su apoyo y conocimientos hicieron que esta experiencia universitaria sea una de las mejores.

Agradezco a mi director de este proyecto de investigación Ing. Danilo Zambrano y al Ing. Euro Mena quienes estuvieron presentes ayudándonos con sus amplios conocimientos teóricos y técnicos brindándonos su tiempo para poder aclarar cualquier duda el momento en que era necesario.

Juan Carlo Palacios Gallegos.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios por haberme dado la vida y protegerme en cada momento difícil que tuve a lo largo de toda mi vida.

A mi padre Rafael Sangopanta, quien me ha brindado su total confianza y apoyo en cada una de mis decisiones lo cual me ayudado a ser una persona con valores, humilde y responsable.

A mi madre María Bonete, quien siempre ha estado para mí en todo momento cuidándome y apoyándome con sus alentadoras palabras las cuales son de inspiración en mi diario vivir.

A mi gran amigo el cual ha sido como un hermano toda mi vida institucional Juan Palacios el cual comparte la misma pasión tuerca y ha sido un apoyo en los momentos más difíciles.

A mis profesores, Ing. Euro Mena, Ing. Víctor Zambrano e Ing. Mauricio Cruz que siempre han estado ahí para un consejo y con el apoyo necesario para la consecución de este objetivo.

Lenin Paul Sangopanta Bonete

ÍNDICE DE CONTENIDO.**CARATULA**

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTOS	vii
AGRADECIMIENTOS	viii
ÍNDICE DE CONTENIDO.	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xvii
ÍNDICE DE FIGURAS	xix
ÍNDICE DE ECUACIONES.	xxvi
RESUMEN	xxxii
ABSTRACT	xxxii

CAPÍTULO I

1. MARCO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN.	1
1.1 Antecedentes.	1
1.2 Planteamiento del problema.....	2
1.3 Descripción resumida del proyecto.	3
1.4 Justificación e importancia.	4
1.5 Objetivos.	5
1.5.1 Objetivo general.....	5
1.5.2 Objetivos específicos.....	5
1.6 Metas.....	5
1.6.1 Hipótesis.....	6
1.7 Operacionalización de variables.....	6
1.7.1 Variable independiente.	6
1.7.2 Variable dependiente.	7
1.8 Metodología de la investigación.	7
1.8.1 Método deductivo.....	7
1.8.2 Método inductivo.....	8
1.8.3 Método analítico.....	8
1.8.4 Método de síntesis.....	8

1.8.5	Método experimental.....	8
1.8.6	Método comparativo.....	8
1.8.7	Método de medición.....	9
1.8.8	Método de matematización.....	9

CAPÍTULO II

2	MARCO TEÓRICO.....	13
2.1	Cinemática de la suspensión.....	13
2.1.1	Sistema de ejes del vehículo.....	13
2.2	Principios de la suspensión.....	14
2.2.1	Funciones que brinda una correcta suspensión.....	14
2.2.2	Masa no suspendida.....	15
2.2.3	Masa suspendida.....	15
2.2.4	Neumático.....	16
2.2.5	Sistema de coordenadas y fuerza del neumático.....	17
2.3	Suspensión independiente.....	18
2.3.1	Sistema de suspensión multibrazo.....	19
a.	Mangueta.....	19
b.	Rocker.....	20
c.	Mesas de suspensión.....	20
d.	Muelles o resortes.....	21
e.	Amortiguadores.....	22
f.	Mecanismo Push Rod.....	23
g.	Bastidor tubular.....	23
h.	Rótulas (rod end bearing) y cojinete esférico (spherical bearing).....	24
2.4	Geometría de la suspensión.....	24
2.4.1	Grados de libertad y trayectoria de movimiento.....	24
2.4.2	Ángulo de deslizamiento (Slip angle).....	26
2.4.3	Coeficiente de rozamiento de un neumático slick.....	26
2.4.4	Centro Instantáneo (CI).....	26
2.4.5	Centro de Balanceo (RC).....	27
2.4.6	Ángulo de inclinación - Camber.....	28
2.4.7	Ángulo de lanzamiento (Caster).....	29
2.4.8	Efecto anti hundimiento (Anti dive).....	30
2.5	Topología de la optimización.....	30

2.5.1	Antecedentes.	30
2.5.2	Optimización estructural.	31
2.5.3	FEM (Finite Element Method).	33
2.5.4	Optimización topológica aplicando FEA (Finite Element Analysis).	34
2.5.5	FEA (Finite Element Analysis).	34
2.5.6	Análisis de elementos finitos utilizando software /computacional. ...	35
a.	Verificación de resultados.	36
2.5.7	FEA en software CAD/CAE.	37
a.	Simulación dinámica.	38

CAPÍTULO III

3	DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA	39
3.1	Preliminar de diseño	39
3.2	Geometría de la suspensión de brazos dobles en A.....	40
3.2.1	Geometría del brazo oscilante – vista frontal.	40
a.	Razón de cambio del camber.....	41
b.	Scrub.....	41
3.2.2	Geometría del brazo oscilante – vista lateral.	42
a.	Efecto anti-hundimiento.....	43
3.3	Distribución de pesos.	44
3.4	Centro de gravedad del prototipo (CG)	45
3.4.1	Distancia horizontal del centro de gravedad.	45
3.4.2	Distancia vertical del centro de gravedad.....	47
3.5	Masa suspendida y no suspendida	50
3.5.1	Medición de los componentes de la masa no suspendida	50
a.	Masa no suspendida de la parte frontal.	53
b.	Masa no suspendida de la parte posterior.	53
c.	Masa suspendida del prototipo	53
3.5.2	Distancia horizontal del CG´ de la masa suspendida	53
3.5.3	Altura del CG´ de la masa suspendida.	54
3.5.4	Atura del centro de gravedad de la masa no suspendida frontal. ...	55
3.5.5	Atura del centro de gravedad de la masa no suspendida posterior.	55
3.6	Aceleración lineal y transferencia de carga longitudinal.	56
3.6.1	Fuerza de tracción.....	57
3.6.2	Transferencia de carga longitudinal en aceleración.	57

3.6.3	Aceleración máxima y fuerza g.	58
3.7	Frenado y transferencia de carga longitudinal.	59
3.7.1	Fuerza de frenado.	59
3.7.2	Trasferencia de carga longitudinal en frenado.	59
3.7.3	Desaceleración máxima y fuerza g.	60
3.8	Transferencia de carga lateral.....	61
3.8.1	Carga estática sobre los neumáticos.	62
3.8.2	Fuerza lateral de la masa no suspendida.....	63
3.8.3	Fuerza lateral de la masa suspendida a través de los brazos de suspensión.	65
3.8.4	Fuerza del roll couple de la masa suspendida a través de los resortes.	69
3.8.5	Transferencia lateral de carga total.....	69
3.9	Análisis estáticos sobre los brazos de control de suspensión.....	71
3.9.1	Carga de diseño vertical máxima.	72
3.9.2	Carga de diseño máximo en curva.....	73
3.9.3	Carga de diseño en frenado máximo.	74
3.9.4	Análisis en los brazos de suspensión.....	75
3.9.5	Caso freno máximo	76
3.9.6	Análisis en los brazos de suspensión - curva máxima.	77
3.9.7	Fuerzas sobre los brazos de suspensión caso frenado máximo.....	79
3.10	Resortes.....	85
3.10.1	Suspensión dura o suave.....	85
3.10.2	Velocidad del centro de la rueda y frecuencia natural.....	87
3.10.3	Cálculo de frecuencias de masas suspendidas y no suspendidas sin carga aerodinámica.	88
3.10.4	Cálculo de la transferencia del peso al tomar una curva (mm).	89
3.10.5	Cálculo de la resistencia hacia el frente del roll couple (Nm).....	90
3.10.6	Cálculo de la resultante de la transferencia de peso (N).....	90
3.10.7	Cálculo de la constante de rigidez del vehículo (N/mm).....	90
3.10.8	Cálculo de la rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).	91
3.10.9	Cálculo de la masa suspendida de la esquina frontal del vehículo.	91
3.10.10	Frecuencia natural de la masa suspendida frontal (Hz).	91
3.10.11	Frecuencia natural de la masa no suspendida (Hz).	92
3.10.12	Cálculo del resorte.	92

a.	Cálculo de la relación de movimiento (R_m)	97
b.	Cálculo de la constante de rigidez del resorte (N/mm).....	98
c.	Compresión inicial del resorte (mm).....	98
d.	Fuerza ejercida por el resorte hacia el rocker (mm).....	99
e.	Movimiento total del neumático (mm).	99
f.	Movimiento total del resorte (mm).....	99
g.	Mínima longitud del resorte (mm).....	100
h.	Fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker (N).....	100
3.10.13	Cálculo de la fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker con un resorte de constante K_s dada por el fabricante.	101
a.	Compresión inicial del resorte (mm).....	101
b.	Movimiento total del neumático (mm).	101
c.	Movimiento total del resorte (mm).....	102
d.	Mínima longitud del resorte (mm).....	102
e.	Fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker (N).....	103
3.11	Amortiguador.....	103
3.11.1	Coeficiente Crítico	104
3.11.2	Cálculo del coeficiente de amortiguación crítico de la masa suspendida (N/m/s).	105
3.11.3	Cálculo de la relación del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida(N/m/s).	105
3.11.4	Cálculo del Coeficiente de amortiguación crítico de la masa no suspendida (N/m/s).	106
3.11.5	Cálculo del coeficiente de amortiguamiento, ζ (zeta)	106
3.11.6	Cálculo de la velocidad de bote ascendente (m/s).....	108
3.11.7	Cálculo de la aceleración hacia abajo del resorte (m/s^2).....	108
3.11.8	Aceleración total hacia abajo (m/s^2).....	109
3.11.9	Cálculo de la velocidad de rebote hacia abajo (m/s).....	109
3.11.10	Bump (compresión) en baja frecuencia.....	111
3.11.11	Rebound (Tensión) en baja frecuencia.	112
3.11.12	Bump (Compresión) en alta frecuencia.	112
3.11.13	Rebound (Tensión) en alta frecuencia.	113
3.12	Barra estabilizadora	115
3.12.1	Cálculo de la fuerza ejercida por la barra estabilizadora.....	118
3.12.2	Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento desde la barra estabilizadora (N/mm).	123

3.12.3	Relación de movimiento de la barra estabilizadora:.....	124
3.12.4	La constante de rigidez de la barra estabilizadora es:	125
3.12.5	Cálculo de la constante de rigidez de la barra K_{bar} (N/mm).	125
3.12.6	Cálculo de la constante de rigidez del brazo K_{arm} (N/mm).....	126
3.12.7	Cálculo de la constante de rigidez de la barra estabilizadora K_{arb} (N/mm).	127
3.12.8	Cálculo del movimiento de la barra de torsión, δ (mm).	127
3.12.9	Cálculo del esfuerzo cortante en la barra estabilizadora τ (N/mm ²).	128
3.12.10	Cálculo de la fuerza ejercida por la barra estabilizadora (N).....	128

CAPÍTULO IV

4.	ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERO	129
4.1	Herramientas CAD	129
4.1.1	Parámetros de mallado.	129
4.1.2	La simetría/oblicuidad del mallado.	130
4.1.3	Ortogonalidad del mallado.	130
4.1.4	Proporción jacobiano (Nodos de esquina) de la malla	131
4.1.5	Análisis efectuados en el elemento.....	131
a.	Esfuerzo equivalente (Von-mises).	131
b.	Deformación total.	132
c.	Factor de seguridad.	132
d.	Fatiga o durabilidad.....	132
4.1.6	Selección de materiales	133
4.2	Uso de software CAD/CAE para la realización de los diferentes análisis.	133
4.2.1	Análisis de esfuerzos en los brazos de suspensión.	133
4.2.2	Mallado de la mesa superior	134
4.2.3	Análisis de fatiga de la mesa superior de suspensión.....	137
4.2.4	Resultados de la simulación de la mesa de suspensión superior a una curva máximo.	139
4.2.5	Mallado de la mesa de suspensión inferior.	142
4.2.6	Análisis de fatiga de la mesa inferior de suspensión.....	145
4.2.7	Análisis estático de mesa de suspensión inferior en una curva máxima.....	147
4.2.8	Análisis de fatiga de la mesa superior de suspensión.....	149

4.2.9	Análisis de la barra Push rod en curva máxima	150
4.2.10	Análisis de fatiga de la barra Push.....	153
4.3	Diseño 3D y optimización topológica.....	154
4.3.1	Diseño del elemento en CAD	154
a.	Rocker diseñado en acero A36.....	154
b.	Diseño del rocker en aluminio 7075-T6.....	155
4.4	Análisis del diseño del rocker delantero mediante software CAE .	163
4.4.1	Mallado del rocker delantero	163
4.4.2	Análisis estructural	164
a.	Esfuerzo equivalente (Von-Mises).....	165
b.	Deformación total	166
c.	Factor de seguridad	166
4.4.3	Análisis de fatiga	167
a.	Vida útil	168
b.	Factor de seguridad dinámico.....	168
4.5	Análisis de resultados	169
4.6	Análisis dinámico de la suspensión.....	175
4.6.1	Análisis de la suspensión con un movimiento en paralelo.	176
4.6.2	Análisis de la variación del camber.....	177
4.6.3	Análisis de la variación del centro de balanceo.....	178
4.6.4	Análisis de la variación del ángulo caster.....	179
4.6.5	Movimiento opuesto	180
4.6.6	Ángulo de balanceo.....	181

CAPÍTULO V

5.	CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y PRUEBAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA.....	182
5.1	Barra push rod.	182
5.2	Rocker.....	184
5.3	Mesas de suspensión.	186
5.4	Montaje del sistema de suspensión	190
5.5	Pruebas de soldadura	195
5.5.1	Ensayos no destructivos con líquidos penetrantes (PT)	195
5.5.2	Ensayo visual no destructivos (VT)	198
5.6	Pruebas dinámicas del vehículo.....	199

5.6.1	Prueba de aceleración.	199
5.6.2	Prueba de frenado.....	200
5.6.3	Prueba de autocross.	201
5.6.4	Prueba de resistencia.....	202

CAPÍTULO VI

6.	MARCO ADMINISTRATIVO.	203
6.1	Generalidades.....	203
6.2	Factibilidad del proyecto.....	203
6.2.1	Recursos humanos.	203
6.2.2	Recursos materiales.....	204
6.2.3	Recursos técnicos.	204
6.3	Costos de operación.	205
6.3.1	Costos directos.	205
6.3.2	Costos indirectos.....	206
6.4	Financiamiento.....	206
6.5	Cronograma.	206
	CONCLUSIONES.....	208
	RECOMENDACIONES.....	211
	BIBLIOGRAFÍA.....	213
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	213
	ANEXOS.....	218

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Parámetros de suspensión de los prototipos construidos	2
Tabla 2	Construcción y validación, permitirá mejorar las prestaciones.....	6
Tabla 3	Optimización de la suspensión delantera en el vehículo.....	7
Tabla 4	Metodología, instrumentación y laboratorios.....	9
Tabla 5	Distancia entre ejes y ancho de vías.....	40
Tabla 6	Masa de cada neumático y ejes del prototipo	45
Tabla 7	Masa frontal elevada y radio de cargas	49
Tabla 8	Medición de masa de los componentes del neumático frontal izquierdo.	50
Tabla 9	Carga frontal, posterior y total del prototipo.	57
Tabla 10	Parámetros principales sobre la transferencia lateral.	61
Tabla 11	Resume de las fuerzas en la transferencia de carga lateral.	69
Tabla 12	Casos de carga y factores dinámicos	72
Tabla 13	Fuerzas resultantes de los brazos inferiores.....	84
Tabla 14	Matriz de selección para el material.....	133
Tabla 15	Parámetros de calidad del mallado.	134
Tabla 16	Cargas sobre los brazos en frenado máximo.....	135
Tabla 17	Parámetros iniciales en el análisis de fatiga	138
Tabla 18	Cargas sobre los brazos de suspensión en curva máxima.....	139
Tabla 19	Parámetros de calidad del mallado de la mesa inferior.....	142
Tabla 20	Cargas sobre los brazos en frenado máximo.....	143
Tabla 21	Parámetros iniciales en el análisis de fatiga	145
Tabla 22	Cargas sobre los brazos en frenado máximo.....	147
Tabla 23	Parámetros de calidad del mallado de la barra Push.....	150
Tabla 24	Carga máxima en el punto de anclaje de la barra push.....	156
Tabla 25	Carga máxima en el punto de anclaje del arb.....	157
Tabla 26	Carga máxima en el punto de anclaje del amortiguador.....	158
Tabla 27	Parámetros de calidad del mallado.	163
Tabla 28	Parámetros de simulación con static structural del rocker delantero	164
Tabla 29	Resumen de resultados del análisis del rocker.....	165
Tabla 30	Parámetros de simulación con la herramienta Fatigue Tool.	167

Tabla 31	Factor de seguridad y vida útil.	167
Tabla 32	Resumen de la mesas de suspension superior.	169
Tabla 33	Resumen de la mesas de suspension inferior.	169
Tabla 34	Resumen del análisis sobre la barra push.	170
Tabla 35	Resumen del análisis realizado en el rocker delantero.....	170
Tabla 36	Rocker antiguo vs Rocker optimizado.....	170
Tabla 37	Masa de los componentes antiguos vs optimizados – lado derecho.	171
Tabla 38	Masa de los componentes antiguos vs optimizados – lado izquierdo.	173
Tabla 39	Masa total de componentes antiguos vs optimizados.....	174
Tabla 40	Variación del ángulo camber.....	177
Tabla 41	Tabulación de la altura del centro de balanceo.....	178
Tabla 42	Tabulación de la variación del ángulo caster.	179
Tabla 43	Tabulación de la variación del ángulo de balanceo.	181
Tabla 44	Recursos humanos	204
Tabla 45	Recursos materiales	204
Tabla 46	Recursos técnicos.....	204
Tabla 47	Costos directos del proyecto.....	205
Tabla 48	Costos indirectos del proyecto.	206

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Árbol de planteamiento de los problemas.....	2
Figura 2	Sistema de ejes del vehículo	13
Figura 3	Suspensión delantera FSAE	14
Figura 4	Masa no suspendida.....	15
Figura 5	Masa suspendida.....	16
Figura 6	Principios del neumático	16
Figura 7	Sistema de ejes del neumático	17
Figura 8	Suspensión independiente.....	18
Figura 9	Sistema de suspensión multibrazo.	19
Figura 10	Mangueta.....	19
Figura 11	Rocker.	20
Figura 12	Brazos de suspensión.....	21
Figura 13	Muelles	21
Figura 14	Amortiguadores	22
Figura 15	Curvas de amortiguamiento.....	22
Figura 16	Sistema Push-rod	23
Figura 17	Bastidor tubular.....	23
Figura 18	Rod end y spherical bearing	24
Figura 19	Sistema de ejes del vehículo.	25
Figura 20	Grados de libertad del neumático	25
Figura 21	Ángulo de deslizamiento.....	26
Figura 22	Ubicación del centro instantáneo (CI).....	27
Figura 23	Posición del centro de balanceo.	27
Figura 24	Roll couple.	28
Figura 25	Efecto de anclaje.	28
Figura 26	Ángulo camber.....	29
Figura 27	Huella de contacto	29
Figura 28	Ángulo caster.....	30
Figura 29	Efecto anti-hundimiento	30
Figura 30	Optimización de tamaño	32
Figura 31	Optimización de Forma	32
Figura 32	Optimización Topológica.....	33

Figura 33 Mallado de un sólido 3D	35
Figura 34 Optimización topología	38
Figura 35 Localización geométrica del centro de balanceo (RC).....	40
Figura 36 Scrub en función de la altura del (CI).....	42
Figura 37 Localización del (CI) de la vista lateral de la geometría.....	42
Figura 38 Ángulo del efecto anti-hundimiento.....	43
Figura 39 Ubicación del prototipo sobre las balanzas.....	44
Figura 40 Peso estático sobre cada neumático	44
Figura 41 Localización horizontal del centro de gravedad.	46
Figura 42 Localización vertical del centro de gravedad	48
Figura 43 Elevación del prototipo sobre las balanzas.....	48
Figura 44 Localización lateral y longitudinal del CG de la masa suspendida	53
Figura 45 Altura del CG' de la masa suspendida.	54
Figura 46 Altura del CG de la masa no suspendida frontal.....	55
Figura 47 Altura del CG de la masa no suspendida posterior.....	55
Figura 48 Aceleración lineal y transferencia de carga longitudinal	56
Figura 49 Frenado y transferencia de carga longitudinal.	59
Figura 50 Geometría de la transferencia de carga lateral.....	61
Figura 51 Ubicación de las cargas estáticas.....	62
Figura 52 Transferencia de carga lateral de la masa no suspendida.....	63
Figura 53 Transferencia de carga lateral de la masa suspendida.....	65
Figura 54 Datos sobre la proporción de resorteo del neumático	67
Figura 55 Diagrama de fuerzas para el cálculo de las cargas	72
Figura 56 Carga vertical máxima de diseño.....	73
Figura 57 Fuerza vertical y lateral máxima	74
Figura 58 Fuerza vertical y de frenado máxima	75
Figura 59 Ángulos de los brazos de suspensión.....	75
Figura 60 Ángulos de inclinación de la mesa superior e inferior.....	76
Figura 61 Diagrama de la mesa superior	79
Figura 62 Geometría de la mesa de suspensión superior	80
Figura 63 Diagrama de la mesa inferior	81
Figura 64 Geometría de la mesa inferior	81
Figura 65 Fuerzas de la barra Push.....	83

Figura 66 Geometría de las fuerzas de la barra Push	83
Figura 67 Fuerzas resultantes obtenidas.....	85
Figura 68 Carga vs Deflexión de la suspensión.....	86
Figura 69 Modelo de suspensión de la esquina de un vehículo	87
Figura 70 Suspensión tipo balancín.....	93
Figura 71 Diagrama de suspensión tipo balancín	93
Figura 72 Suspensión tipo manivela.	95
Figura 73 Diagrama de suspensión tipo manivela	95
Figura 74 Diagrama de suspensión tipo manivela configurada a 90°	96
Figura 75 Suspensión tipo manivela de tasa creciente.....	97
Figura 76 Medidas L1 y L2 del rocker delantero.....	97
Figura 77 Constante Ks del resorte dado por el fabricante.....	101
Figura 78 Diagrama Desplazamiento vs Tiempo del Amortiguador	104
Figura 79 Curva inicial de amortiguación.....	107
Figura 80 Velocidades relativas del neumático durante en bote y rebote	108
Figura 81 Curva modificada de amortiguación.....	110
Figura 82 Curva final de amortiguación	111
Figura 83 Test a velocidad constante	113
Figura 84 Test a velocidad máxima	114
Figura 85 Barra estabilizadora con múltiples puntos de anclaje.	115
Figura 86 Diagrama de barra estabilizadora en condición estática.....	116
Figura 87 Diagrama de barra estabilizadora en condición de dos neumáticos en rebote.	116
Figura 88 Diagrama de barra estabilizadora en condición de balanceo. .	117
Figura 89 Diagrama de barra estabilizadora condición de un neumático en rebote.....	117
Figura 90 Diagrama de barra estabilizadora tipo T.	118
Figura 91 Diagrama de cuerpo libre de una barra estabilizadora.	119
Figura 92 Medidas L3 del rocker delantero.....	124
Figura 93 Triángulos y cuadriláteros ideales y asimétricos.....	130
Figura 94 Vectores utilizados para calcular la calidad ortogonal de una celda	131
Figura 95 Proporción Jacobiano (nodos de esquina).....	131
Figura 96 Brazos de suspensión delantera superior e inferior.	134

Figura 97	Calidad del mallado de la mesa de suspensión superior.	135
Figura 98	Aplicación de las fuerzas de frenado	135
Figura 99	Equivalente (Von-Mises) mesa superior.	136
Figura 100	Deformación total de la mesa superior	136
Figura 101	Factor de seguridad estático de la mesa superior.	137
Figura 102	Goodman Mean Stress Correction Theory	137
Figura 103	Factor de seguridad de fatiga de la mesa superior.	138
Figura 104	Factor de vida útil de la mesa superior.	139
Figura 105	Fuerzas en curva máximo.....	139
Figura 106	Equivalente (Von-Mises) mesa superior.	140
Figura 107	Deformación total de la mesa superior.	140
Figura 108	Factor de seguridad estático de la mesa superior.	141
Figura 109	Factor de seguridad de fatiga de la mesa superior.	141
Figura 110	Calidad del mallado de la mesa de suspensión inferior.	142
Figura 111	Mallado de la mesa de suspensión inferior.....	142
Figura 112	Fuerzas de frenado en la mesa de suspensión inferior.	143
Figura 113	Equivalente de Von-Mises de la mesa inferior.....	144
Figura 114	Deformación total de la mesa inferior.	144
Figura 115	Factor de seguridad estático de la mesa de la inferior.....	145
Figura 116	Factor de seguridad de fatiga de la mesa inferior.....	146
Figura 117	Vida útil de la mesa inferior.....	146
Figura 118	Fuerzas resultantes sobre la mesa inferior.....	147
Figura 119	Equivalente de Von-Mises de la mesa inferior.....	148
Figura 120	Deformación total de la mesa inferior.	148
Figura 121	Factor de seguridad estático de la mesa inferior.	149
Figura 122	Factor de seguridad de fatiga de la mesa inferior.....	149
Figura 123	Vida útil de la mesa de suspensión inferior.....	150
Figura 124	Mallado de la barra Push.....	151
Figura 125	Fuerza sobre la barra Push.	151
Figura 126	Equivalente de Von-Mises de la barra Push.....	152
Figura 127	Deformación total de la barra Push.....	152
Figura 128	Factor de seguridad de la barra push	153
Figura 129	Factor de seguridad de fatiga de la barra Push.	153
Figura 130	Vida útil de la barra Push.....	154

Figura 131 Diseño antiguo del rocker en acero.	154
Figura 132 Diseño del rocker en aluminio 7075-T6.	155
Figura 133 Generador de forma.....	156
Figura 134 Punto de anclaje de la barra push.	157
Figura 135 Punto de anclaje de la barra estabilizadora.....	157
Figura 136 Punto de anclaje del amortiguador	158
Figura 137 Exclusión de zonas a conservar	159
Figura 138 Asignación del material.....	159
Figura 139 Mallado de la pieza.....	160
Figura 140 Configuración del generador de forma.....	160
Figura 141 Inicio del proceso de optimización topológica.....	161
Figura 142 Finalización del proceso de generación de forma.....	161
Figura 143 Generación del boceto de la pieza.	162
Figura 144 Pieza optimizada topológicamente.	162
Figura 145 Mallado del rocker delantero.....	163
Figura 146 Rocker delantero optimizado.	164
Figura 147 Análisis del equivalente de Von Mises del rocker	165
Figura 148 Análisis de deformación total en el rocker delantero (static structural)	166
Figura 149 Análisis del factor de seguridad estático del rocker delantero (static structural).....	166
Figura 150 Análisis de la vida útil del rocker delantero	168
Figura 151 Análisis del factor de seguridad dinámico del Rocker Delantero (Static Structural)	168
Figura 152 Vista frontal de la suspensión delantera	175
Figura 153 Vista isométrica de la suspensión delantera.....	175
Figura 154 Parámetros iniciales.....	176
Figura 155 Parámetros de movimiento en paralelo.	176
Figura 156 Bote máximo de la suspensión.	177
Figura 157 Curva de camber vs viaje vertical del neumático.....	178
Figura 158 Curva del centro de balanceo vs viaje vertical.....	179
Figura 159 Variación de caster vs viaje del neumático	180
Figura 160 Movimiento opuesto del neumático izquierdo	180
Figura 161 Movimiento opuesto del neumático derecho.....	180

Figura 162 Ángulo de balanceo vs viaje del neumático	181
Figura 163 Medición de la barra push construida en acero	182
Figura 164 Corte del eje de aluminio	183
Figura 165 Machuelado de los ejes de aluminio 7075-T6.....	184
Figura 166 Simulador CNC	184
Figura 167 Máquina de corte	185
Figura 168 Torno CNC.....	185
Figura 169 Acabado final del rocker delantero en torno CNC.....	186
Figura 170 Medición de las mesas construidas en acero ASTM A500	186
Figura 171 Carcasa 13/16" en acero de la marca PRO-WERKS.....	187
Figura 172 Carcasa 13/16" construida en aluminio 7075-T6.	187
Figura 173 Base tipo oreja construida	188
Figura 174 Corte de la lámina de aluminio 7075-T6.	188
Figura 175 Construcción de maqueta en tabla triplex.....	189
Figura 176 Comprobación de la maqueta.	189
Figura 177 Proceso de soldado con TIG.	190
Figura 178 Anclaje de la mesa inferior al chasis.....	190
Figura 179 Anclaje de la mesa inferior a la mangueta	191
Figura 180 Anclaje de la mesa superior al chasis.....	191
Figura 181 Anclaje de la mesa superior a la mangueta	192
Figura 182 Ensamblaje del rocker	192
Figura 183 Ensamblaje del conjunto (amortiguador – resorte)	193
Figura 184 Ensamblaje de la barra push-rod.....	193
Figura 185 Ensamblaje de la barra estabilizadora	194
Figura 186 Ensamblaje del sistema de suspensión delantera	194
Figura 187 Proceso de penetración del líquido.....	195
Figura 188 Líquido penetrante no fluorescente (spray)	196
Figura 189 Aplicación del líquido penetrante sobre las mesas	196
Figura 190 Aplicación del líquido revelador sobre las mesas	197
Figura 191 Revelación de imperfecciones en la mesa inferior.....	197
Figura 192 Revelación de imperfecciones en la mesa superior.....	198
Figura 193 Inspección visual en las mesas	199
Figura 194 Prueba de aceleración.	200
Figura 195 Prueba de frenado.	201

Figura 196 Prueba de autocross.....	201
Figura 197 Prueba de resistencia.....	202
Figura 198 Cronograma de actividades.....	207

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Interpolación de elementos finitos	34
Ecuación 2. Conjunto matricial para análisis FEA.....	36
Ecuación 3. Razón de cambio de camber	41
Ecuación 4. Porcentaje de frenado delantero	43
Ecuación 5. Porcentaje de anti-hundimiento.....	43
Ecuación 6. Variación de ancho de vías	46
Ecuación 7. Distancia horizontal del CG desde el eje posterior.....	46
Ecuación 8. Distancia horizontal del CG desde el eje delantero.....	47
Ecuación 9. Distancia lateral del CG con respecto al eje central	47
Ecuación 10. Desviación del CG lateralmente	47
Ecuación 11. Altura de elevación.....	49
Ecuación 12. Angulo de inclinación del prototipo.....	49
Ecuación 13. Altura del CG con respecto al eje de los neumáticos	49
Ecuación 14. Altura del CG con respecto al piso	50
Ecuación 15. Masa no suspendida frontal	53
Ecuación 16. Masa no suspendida posterior	53
Ecuación 17. Masa suspendida	53
Ecuación 18. Distancia horizontal del CG´ con respecto al eje posterior	54
Ecuación 19. Distancia horizontal del CG´ con respecto al eje delantero	54
Ecuación 20. Altura del CG´ de la masa suspendida.....	55
Ecuación 21. Transferencia de carga longitudinal en aceleración	57
Ecuación 22. Fuerza de tracción.....	57
Ecuación 23. Transferencia de carga en aceleración del neumático posterior	58
Ecuación 24. Transferencia de carga en aceleración del neumático delantero	58
Ecuación 25. Aceleración máxima	58
Ecuación 26. Fuerza de frenado.....	59
Ecuación 27. Transferencia de carga longitudinal en frenado	59
Ecuación 28. Transferencia de carga en frenado del neumático delantero .	60
Ecuación 29. Transferencia de carga en frenado del neumático posterior ..	60
Ecuación 30. Desaceleración máxima	60

Ecuación 31. Carga estática del eje posterior.....	62
Ecuación 32. Carga estática del neumático delantero	63
Ecuación 33. Fuerzas que ejercen las masas no suspendidas en el eje delantero.	64
Ecuación 34. Fuerzas que ejercen las masas no suspendidas en el eje posterior.	64
Ecuación 35. Fuerza lateral de la masa suspendida sobre los brazos de suspensión delanteros.....	65
Ecuación 36. Fuerza lateral de la masa suspendida sobre los brazos de suspensión posterior.	66
Ecuación 37. Altura del eje de balanceo al CG de masa suspendida.....	66
Ecuación 38. Roll couple	67
Ecuación 39. Roll rate de la parte delantera	68
Ecuación 40. Roll rate de la parte posterior	68
Ecuación 41 Roll porcentaje	68
Ecuación 42. Transferencia de carga frontal	69
Ecuación 43. Transferencia de carga posterior.....	69
Ecuación 44. Transferencia de carga frontal	70
Ecuación 45. Transferencia de carga posterior.....	70
Ecuación 46. Fuerza del neumático delantero interno.....	70
Ecuación 47. Fuerza del neumático delantero externo.....	71
Ecuación 48. Fuerza del neumático posterior interno.....	71
Ecuación 49. Fuerza del neumático posterior externo	71
Ecuación 50. Carga vertical de diseño máxima	73
Ecuación 51. Carga vertical máxima en curva del neumático delantero.....	73
Ecuación 52. Carga lateral máxima en curva del neumático delantero.	73
Ecuación 53. Fuerza vertical máxima en frenado del neumático delantero. 74	
Ecuación 54. Fuerza de Frenado máxima del neumático delantero.	74
Ecuación 55. Fuerza en la barra Push - freno máximo.	76
Ecuación 56. Fuerza horizontal de la barra Push - freno máximo.....	76
Ecuación 57. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión superior – freno máximo.....	77
Ecuación 58. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión inferior - freno máximo.....	77

Ecuación 59. Fuerza en la barra Push - curva máxima.	77
Ecuación 60. Fuerza horizontal de la barra Push - curva máxima.	77
Ecuación 61. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión superior - curva máxima.	78
Ecuación 62. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión superior.	78
Ecuación 63. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión inferior.	78
Ecuación 64. Fuerza del brazo delantero superior.	80
Ecuación 65. Fuerza del brazo posterior superior.	80
Ecuación 66. Fuerza resultante existente entre la fuerza F(Wishbone- Bottom) que es paralela a la línea de acción C-D.	82
Ecuación 67. Fuerza del brazo delantero inferior.	82
Ecuación 68. Fuerza del brazo posterior inferior.	82
Ecuación 69. Fuerza resultante mediante la siguiente relación trigonométrica.	83
Ecuación 70. Fuerza que ejerce la barra Push sobre el brazo frontal inferior.	84
Ecuación 71. Fuerza que ejerce la barra Push sobre el	84
Ecuación 72. Constante de rigidez del vehículo.	87
Ecuación 73. Frecuencia natural de la masa suspendida frontal.	88
Ecuación 74. Frecuencia natural de la masa no suspendida frontal.	88
Ecuación 75. Transferencia del peso al tomar una curva.	89
Ecuación 76. Resistencia hacia el frente del roll couple.	90
Ecuación 77. Resultante de la transferencia de peso.	90
Ecuación 78. Constante de rigidez del vehículo.	90
Ecuación 79. Constante de rigidez combinada o velocidad de desplazamiento.	91
Ecuación 80. Masa suspendida de la esquina frontal del vehículo.	91
Ecuación 81. Frecuencia natural de la masa suspendida frontal.	91
Ecuación 82. Frecuencia natural de la masa no suspendida frontal.	92
Ecuación 83. Fuerza ejercida por el neumático.	94
Ecuación 84. Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento - método 2.	94
Ecuación 85. Constante de rigidez del resorte – método 1.	94
Ecuación 86. Constante de rigidez del resorte – método 2.	94

Ecuación 87. Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.....	97
Ecuación 88. Compresión inicial del resorte.	98
Ecuación 89. Fuerza ejercida por el resorte hacia el rocker.	99
Ecuación 90. Movimiento total del neumático.	99
Ecuación 91. Movimiento total del resorte.	99
Ecuación 92. Mínima longitud del resorte.	100
Ecuación 93. Fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker.	100
Ecuación 94. Coeficiente de amortiguación crítico de la masa suspendida.	104
Ecuación 95. Coeficiente de amortiguamiento.....	105
Ecuación 96. Coeficiente de amortiguación crítico de la masa no suspendida.	106
Ecuación 97. Velocidad de bote ascendente.	108
Ecuación 98. Aceleración hacia abajo del resorte.	108
Ecuación 99. Aceleración total hacia abajo.	109
Ecuación 100. Velocidad de rebote hacia abajo.	109
Ecuación 101. Bump (Compresión) – baja frecuencia.	111
Ecuación 102. Rebound (Tensión) – baja frecuencia.	112
Ecuación 103. Bump (Compresión) – alta frecuencia.	112
Ecuación 104. Rebound (Tensión) – alta frecuencia.	113
Ecuación 105. Rigidez.	119
Ecuación 106. Movimiento rotacional de un sólido circular.....	119
Ecuación 107. Rigidez en la longitud de una barra estabilizadora.....	120
Ecuación 108. Deflexión de una viga voladiza.....	120
Ecuación 109. Rigidez del brazo de una barra estabilizadora.	120
Ecuación 110. Rigidez de una barra estabilizadora – método 1.	121
Ecuación 111. Movimiento torsional.	121
Ecuación 112. Máximo esfuerzo cortante de una barra sólida circular.	121
Ecuación 113. Máximo esfuerzo cortante de una barra hueca circular.....	123
Ecuación 114. Reducción de la rigidez combinada o velocidad de desplazamiento por adición de una barra estabilizadora. ...	123
Ecuación 115. Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra estabilizadora.....	124

Ecuación 116. Rigidez de una barra estabilizadora – método 2.....	125
Ecuación 117. Movimiento de la barra de torsión.	127
Ecuación 118. Fuerza ejercida por la barra estabilizadora.	128

RESUMEN

Cada año la competencia de Formula Student Germany implementa nuevas reglas sobre el diseño y construcción, con lo cual exige a los estudiantes a mejorar cada uno de los sistemas del prototipo creando nuevos diseños, utilizando nuevos materiales, etc. Que permitan desarrollar un vehículo con el mejor rendimiento posible y confiable a todo desafío impuesto por la competencia. El proyecto se orienta al rediseño, optimización, construcción y ensamblaje del sistema de suspensión delantero del prototipo Formula SAE Cotopaxi II aplicando la optimización topológica en cada componente de diseño mejorando su funcionabilidad e implementando materiales ligeros de construcción obteniendo una adecuada relación peso/resistencia la cual garantice la funcionalidad del sistema y cumpla los parámetros establecidos por el reglamento de la Fórmula SAE. Este trabajo cuenta con seis capítulos los cuales están distribuidos de manera en la cual se realiza el análisis de la geometría de suspensión óptima, la transferencia de carga longitudinal y lateral en el prototipo, las fuerzas críticas en cada componente, curvas dinámicas del recorrido del neumático, construcción ensamblaje y pruebas de cada componente diseñado del sistema. Una vez desarrollado el proyecto se procederá a realizar un set-up del sistema registrando cada posible mejora que contribuya a obtener mayor rendimiento y confiabilidad del prototipo para futuras participaciones en la FSAE.

PALABRAS CLAVE:

- **VEHÍCULOS**
- **SISTEMA DE SUSPENSIÓN**
- **FÓRMULA SAE**
- **OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA**

ABSTRACT

Each year the Formula Student Germany competition implements new rules on design and construction, which requires students to improve each of the prototype systems by creating new designs, using new materials, etc. That allow to develop a vehicle with the best performance and reliable for every challenge imposed by the competition. The project is oriented to the redesign, optimization, construction and assembly of the front suspension system of the Formula SAE Cotopaxi II prototype, applying the topological optimization in each design component improving its functionality and implementing light construction materials obtaining an adequate weight / resistance ratio which guarantee the functionality of the system and comply with the parameters established by the regulation of the SAE Formula. This work has six chapters which are distributed in a way in which the analysis of the optimal suspension geometry, the longitudinal and lateral load transfer in the prototype, the critical forces in each component, dynamic curves of the tire's travel, construction, assembly and testing of each designed component of the system. Once the project has been developed, a set-up of the system will be carried out, recording each possible improvement that contributes to obtaining greater performance and reliability of the prototype for future participation in the FSAE.

KEYWORDS:

- **VEHICLES**
- **SUSPENSION SYSTEM**
- **FORMULA SAE**
- **TOPOLOGICAL OPTIMIZATION**

CAPÍTULO I

1. MARCO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN.

1.1 Antecedentes.

La Fórmula Student fue creada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices SAE, con el principal objetivo de promover nuevas tecnologías a través de la ingeniería con una competición entre estudiantes de universidades de todo el mundo mediante el diseño, construcción y desarrollo de un vehículo monoplaza de competición.

El nivel competitivo de la Formula SAE evalúa el potencial de los sistemas de los prototipos como un elemento de producción, mediante el desarrollo de la suspensión que debe ser minuciosa, de estos depende el comportamiento general del vehículo.

La investigación técnica, científica en la cual entra el uso de software especializados en diseño, nos ayuda a validar los resultados de optimización siempre realizadas virtualmente con una ambientación lo más aproximada a la vida real para su posterior construcción.

Cada año los ingenieros de la Formula SAE realizan pequeños cambios para el diseño del prototipo por lo que se debe acotar de manera estricta los reglamentos establecidos en el archivo: 2017-18 Formula SAE® Rules.

La FESPE ha construido hasta el momento 3 vehículos monoplazas tipo Formula Student que han representado a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE de la carrera de ingeniería Automotriz en los años 2011, 2012, 2014.

Tabla 1
Parámetros de suspensión de los prototipos construidos

	Fespe 2011 Cotopaxi I	Fespe 2012 Cotopaxi II	Fespe 2014 Colibrí
Peso	370 Kg	340 Kg	310 Kg
Distancia entre ejes	1660 mm	1570 mm	1600 mm
Transferencia de masa del eje delantero estático	166.5 Kg	150,43 Kg	144 Kg
Transferencia de masa del eje trasero estático	203.5 Kg	189,57 Kg	156 Kg
Tipo de Suspensión	Push - rod	Push - rod	Pull – rod Push – rod
Materiales de la suspensión	Acero AISI 1020	Acero ASTM A500	Acero A36

Fuente: (Cruz Castro & Mesías Izurieta, 2013) (Guascal Sanguña & Quiroz Dávalos, 2015)

Cada prototipo cuenta con ciertos parámetros de diseño y construcción destacando el acero como el material utilizado en común de entre todos ellos también se observó que los componentes en específico sobre el sistema de suspensión delantera tipo Push - rod brindaron confiabilidad y seguridad para el piloto, con una desventaja en la adquisición de materiales idóneos para la implementación del sistema, mientras que el cálculo y diseño fue validado en distintos tipos de software CAD/CAE los cuales permitieron analizar las distintas cargas que influyen en el movimiento dinámico del chasis.

1.2 Planteamiento del problema.

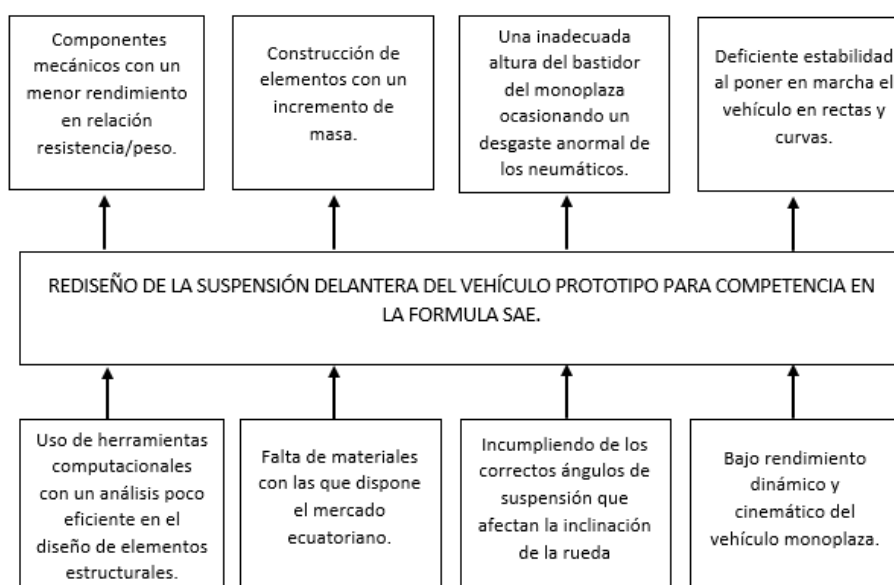


Figura 1 Árbol de planteamiento de los problemas

Las participaciones anteriores del equipo FESPE en la Formula Student Germany ha generado experiencias satisfactorias para la innovación de cada prototipo debido a que cada año las competencias se vuelve más exigentes, el presente tema busca mejorar el sistema de suspensión delantera de manera más técnica optimizando el diseño y los materiales para lograr la mejor eficiencia del mismo en el rendimiento del monoplaza. Debido a las experiencias de los anteriores monoplazas construidos se observó que el sistema conserva un alto nivel de dificultad por la cantidad de factores que influyen en su comportamiento en la dinámica (estabilidad - dirigibilidad) del vehículo por lo que es necesario un análisis minucioso de la geometría hasta determinar la solución más viable.

1.3 Descripción resumida del proyecto.

La investigación se desarrollará en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-L, Campus Belisario Quevedo, ubicado a una altura de 2907 msnm aproximadamente, el proyecto consta en la optimización del sistema de suspensión delantera la cual es de gran importancia en el monoplaza para clasificar las primeras pruebas impuestas por la Formula SAE.

- El trabajo empieza con la revisión del estado del sistema de suspensión delantera del vehículo, y consecuentemente proceder a realizar mediciones, datos que nos permitirán realizar un posterior análisis del diseño.

- Se procederá a investigar información acerca de la topología en la optimización de materiales, las mismas que nos ayudaran a crear parámetros de optimización en los diferentes elementos del sistema de suspensión delantera.

- En la etapa de diseño se va hacer uso de software CAD/CAE llevando a cabo un análisis de optimización estructural, para lograr el mejor rendimiento de resistencia/peso y rigidez, lo cual nos ayudará a obtener el mejor desempeño de cada elemento de la suspensión y mejorar las prestaciones del bastidor en pista.

- Consecuentemente procederemos a realizar la simulación de dicho diseño, utilizando un software para el análisis de elementos finitos, en el mismo que se realizarán pruebas de tensión de Von Mises, desplazamiento y el factor de seguridad que posee dicho diseño.

- Procedemos a realizar la búsqueda del material idóneo, para la construcción de dichos elementos, basándonos en la información arrojada por el software.

- Se construirá el diseño de la estructura utilizando los parámetros y medidas obtenidas en el software logrando el mejor resultado de las piezas al terminar el proceso.

- Se realizará las pruebas respectivas al caso para evaluar la resistencia de la estructura obteniendo el porcentaje de eficiencia del mismo y tal vez exista la posibilidad de realizar mejoras o mantener el diseño optimizado originalmente.

1.4 Justificación e importancia.

El proyecto de investigación involucra al sistema de suspensión del vehículo tipo Formula SAE, sobre el cual debe existir un análisis minucioso debido a que de este depende el comportamiento dinámico del vehículo en pista en la aceleración, frenado, y el paso por curva. La optimización de este sistema es de gran importancia, porque la competencia abarca conocimientos tecnológicos de alto nivel, donde se involucra a la Universidad en nuevos procesos de diseño y manufactura permitiendo alcanzar una visión global de tener una Universidad pionera en la enseñanza de Ingeniería Automotriz del país. En el desarrollo de cada componente diseñado por los estudiantes integrantes del grupo Fespe en los años anteriores se observó el uso de un mismo tipo de suspensión Push – Rod usado también internacionalmente por otros participantes en la Formula SAE, cada prototipo se ha ido mejorándolo alcanzando así valores de frecuencia en la suspensión delantera que van desde los 3,506 Hz en el prototipo 2011 hasta 2,88 Hz en el prototipo 2014, parámetros que mejoran las prestaciones del monoplaza aumentando así su estabilidad y maniobrabilidad del mismo.

1.5 Objetivos.

1.5.1 Objetivo general.

- Analizar y optimizar la suspensión delantera de un vehículo prototipo Fórmula Student mediante la utilización de software CAD/CAE, para su posterior construcción y validación.

1.5.2 Objetivos específicos.

- Obtener datos de cargas y restricciones de la suspensión delantera del vehículo Formula Student mediante revisión bibliográfica para realizar un análisis y determinar los valores a aplicar en la investigación.
- Optimizar topológicamente el diseño de suspensión delantera del vehículo prototipo para obtener una mejor relación resistencia/peso aplicando software.
- Construir la estructura para validar los componentes mediante pruebas dinámicas de aceleración, frenado y endurance establecidas por el Reglamento de la Formula SAE.

1.6 Metas.

- Obtener datos de cargas y restricciones de la suspensión delantera de vehículo Formula Student mediante revisión bibliográfica en el primer mes de investigación.
- Realizar un análisis y determinar los valores a aplicar en la investigación en el segundo mes de investigación.
- Optimizar topológicamente el diseño de suspensión delantera del vehículo prototipo en el tercer mes de investigación.
- Construir los componentes en el quinto mes de investigación.

- Validar los componentes mediante pruebas dinámicas de aceleración, frenado y endurance establecidas por el Reglamento de la Formula SAE en el sexto mes de investigación.

1.6.1 Hipótesis.

¿La optimización de la suspensión delantera en el vehículo prototipo Formula Student mediante la utilización de software CAD/CAE, para su posterior construcción y validación, permitirá mejorar las prestaciones actuales?

1.7 Operacionalización de variables.

1.7.1 Variable independiente.

Construcción y validación, permitirá mejorar las prestaciones actuales.

Tabla 2

Construcción y validación, permitirá mejorar las prestaciones.

Concepto	Categoría	Indicadores	Ítem	Técnicas	Instrumentos
Son los componentes encargados de mantener una correcta geometría y ángulos de inclinación del sistema de suspensión delantera que mejoran el desempeño dinámico y cinemático del vehículo monoplaça.	Tecnología	Mesas de Suspensión	Diseño	Optimización	Planos de Diseño, Soldadora TIG, Ingletadora, Torno, Machuelos.
	Tecnología	Barras Push-Rod	Diseño	Optimización	Planos de Diseño, Ingletadora, Torno, Machuelos.
	Tecnología	Barra Estabilizadora	Diseño	Optimización	Planos de Diseño, Soldadora, Ingletadora, Machuelos.
	Tecnología	Rockers	Diseño	Optimización	Planos de Diseño, Soldadora, Ingletadora, Torno CNC.

1.7.2 Variable dependiente.

La optimización de la suspensión delantera en el vehículo prototipo Formula Student mediante la utilización de software CAD/CAE.

Tabla 3

Optimización de la suspensión delantera en el vehículo.

Concepto	Categoría	Indicadores	Ítem	Técnicas	Instrumentos
La misión es analizar el modelo trabajado en CAD (Diseño Asistido por Ordenador), pero desde un punto de vista de rentabilidad, la viabilidad de su fabricación, simulación, de esta manera podemos realizar un estudio con el costo del producto y ver si es o no capaz de hacerse sitio en el mercado.	Tecnología	Trazado de la Geometría	Diseño	Optimización	Computadora Personal
	Tecnología	Análisis de Esfuerzo Equivalente de Von Mises	Diseño	Adecuar	Computadora Personal
	Tecnología	Análisis de Deformación Total	Diseño	Optimización	Computadora Personal
	Tecnología	Análisis de Factor de Seguridad Estático	Diseño	Optimización	Computadora Personal
	Tecnología	Análisis de Fatiga (Factor de Seguridad Dinámico y Vida Útil)	Diseño	Optimización	Computadora Personal

1.8 Metodología de la investigación.

1.8.1 Método deductivo.

Debido a que el estudio es del sistema de suspensión delantero de un monoplaza tipo Formula, se analizará la estructura del diseño anterior (FESPE 2012) tipo Push-Rod el cual mediante un estudio técnico y herramientas computacionales CAD/CAE se lo optimizará obteniendo una estructura funcional para vehículos que utilicen una suspensión tipo Push - Rod.

1.8.2 Método inductivo.

El trabajo de investigación estará enfocado en un tipo de suspensión Push-Rod para vehículo monoplaza, por lo que los diseños obtenidos podrán ser utilizados en posteriores construcciones de prototipos que cuenten con un mismo tipo de suspensión delantera.

1.8.3 Método analítico.

Se realizará los cálculos de la distribución de peso en los ejes delantero / trasero del monoplaza, la rigidez, los distintos ángulos de inclinación de la suspensión y valores de frecuencia de la masa suspendidas para posterior diseño y validación de los elementos del sistema de suspensión delantera.

1.8.4 Método de síntesis.

Este método se aplicará en la realización del documento técnico especializado donde converjan los resultados de las pruebas realizadas por el método experimental bajo condiciones específicas.

1.8.5 Método experimental.

La metodología a utilizar será la experimental debido a que se trabajara mediante pruebas bajo condiciones normales de trabajo, lo que permitirá el análisis de los diversos comportamientos de los elementos de la suspensión delantera en las distintas pruebas dinámicas ya sea de aceleración, frenado e inclinación, para así realizar la construcción de dichos elementos con un factor de seguridad aceptable.

1.8.6 Método comparativo.

En esta investigación el método comparativo nos permitirá establecer variaciones de los parámetros analizados basándose en datos y mediciones

realizadas anteriormente en dichos elementos, permitiéndonos obtener así un componente que demuestre las mejoras que se producirán en dichos elementos.

1.8.7 Método de medición.

Se realizará la verificación de la variación de masa con respecto al anterior diseño construido y el desempeño dinámico de los componentes optimizados.

1.8.8 Método de matematización.

Con este método se realizará los cálculos para los ángulos de caídas, parámetros cinemáticos, y convergencia de la geometría que nos ayudará para el diseño de la triangulación de los componentes del sistema de suspensión delantera.

Tabla 4
Metodología, instrumentación y laboratorios

Táctica/Método	Descripción	Instrumento/Equipo	Laboratorio
Deductivo	Debido a que el estudio es del sistema de suspensión delantero de un monoplaza tipo Formula, se analizará la estructura del diseño anterior (FESPE 2012) tipo Push-Rod el cual mediante un estudio técnico y herramientas computacionales CAD/CAE se lo optimizará obteniendo una estructura funcional para vehículos que utilicen una suspensión tipo Push - Rod.	- Computador personal - Vehículo prototipo formula Student	Universidad de las Fuerzas Armadas, ESPE - EL Mecánica de Patio
Inductivo	El trabajo de investigación estará enfocado en un tipo de suspensión Push-	- Computador personal	

CONTINÚA 

	Rod para vehículo monoplaza, por lo que los diseños obtenidos podrán ser utilizados en posterior construcción de prototipos que cuenten con un mismo tipo de suspensión delantera.	
Analítico	Se realizará los cálculos de la distribución de peso en los ejes delantero / trasero del monoplaza, la rigidez, los distintos ángulos de inclinación de la suspensión y valores de frecuencia de la masa suspendidas para posterior diseño y validación de los elementos del sistema de suspensión delantera.	- Computador personal
Síntesis	Este método se aplicará en la realización del documento técnico especializado donde converjan los resultados de las pruebas realizadas por el método experimental bajo condiciones específicas.	- Computador personal
Experimental	La metodología a utilizar será la experimental debido a que se trabajara mediante pruebas bajo condiciones normales de trabajo, lo que permitirá el	- Computador personal

	<p>análisis de los diversos comportamientos de los elementos de la suspensión delantera en las distintas pruebas dinámicas ya sea de aceleración, frenado e inclinación, para así realizar la construcción de dichos elementos con un factor de seguridad aceptable.</p>		
Comparativo	<p>En esta investigación el método comparativo nos permitirá establecer variaciones de los parámetros analizados basándose en datos y mediciones realizadas anteriormente en dichos elementos, permitiéndonos obtener así un componente que demuestre las mejoras que se producirán en dichos elementos.</p>	-	Computador personal
Observación Directa	<p>El método de observación directa permitirá realizar una verificación de los ángulos de inclinación de la suspensión que determinaran un correcto posicionamiento del neumático, así como el agarre sobre el suelo aumentando así su aceleración y la correcta altura del bastidor del monoplaza.</p>	-	Vehículo prototipo formula Student Universidad de las Fuerzas Armadas, ESPE - EL Mecánica de Patio

Medición	Se realizará la verificación de la variación de masa con respecto al anterior diseño construido y el desempeño dinámico de los componentes optimizados.	
Matematización	Con este método se realizará los cálculos para los ángulos de caídas, parámetros cinemáticos, y convergencia de la geometría que nos ayudará para el diseño de la triangulación de los componentes del sistema de suspensión delantera.	- Computador Personal

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO.

2.1 Cinemática de la suspensión.

2.1.1 Sistema de ejes del vehículo.

Analizando el vehículo como un sólido rígido y su masa concentrada en un centro de gravedad, con los apropiados momentos de inercia rotacionales. Se pueden establecer en tres movimientos básicos conocidos como:

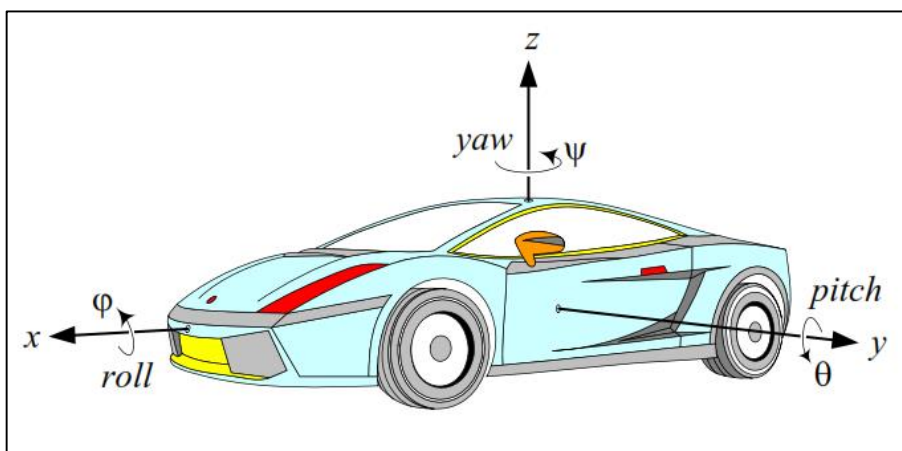


Figura 2 Sistema de ejes del vehículo

Fuente: (Reza N., 2008)

Según (Reza N., 2008, pág. 230) afirma que:

- **Balanceo.** - También conocido como roll y es cuando el vehículo rota sobre el eje x , en una curva por efecto de la fuerza centrífuga aumenta la carga hacia los neumáticos exteriores.
- **Cabeceo.** - También conocido como pitch, viene dado por el movimiento de compresión en uno de los ejes, comúnmente se produce cuando se acelera o se frena el vehículo.
- **Guiñada.** - También conocido como yaw, tiene lugar cuando el vehículo rota sobre sí mismo, en vertical a la superficie sobre el centro de la geometría.

2.2 Principios de la suspensión.

De acuerdo con (Costin & Phipps, 1965, pág. 56) “El requisito principal de la suspensión en vehículos de competición está en mantener la máxima cantidad del neumático en contacto con la carretera y en particular las dos ruedas motrices para impartir características de manejo adecuadas”.



Figura 3 Suspensión delantera FSAE

Fuente: (Purdue, 2010)

2.2.1 Funciones que brinda una correcta suspensión.

- Confortabilidad.
- Reducción de la incidencia de fuerzas sobre la carrocería.
- Asegurar el contacto y adherencia permanente de los neumáticos con el suelo.
- Aumentar la estabilidad
- Mejorar la maniobrabilidad.
- Mantener una correcta alineación de los neumáticos.
- Soportar el peso del vehículo.

El vehículo es considerado como sistema de dos masas. La masa no suspendida y la masa suspendida.

2.2.2 Masa no suspendida.

Es la porción de masa total del vehículo que no está soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo de masa es la que recibe todas las perturbaciones directas desde el asfalto, y la portadora de la energía que los amortiguadores deben disipar. (Vera, Álvarez , & Luque Rodriguez, 2008), citado en (Quishpe Sacancela & Toapanta Paca, 2014, pág. 15)

Se compone de:

- Neumáticos.
- Aros
- Manguetas.
- Frenos.
- Mesas de suspensión.
- Barra push.
- Rocker.
- Amortiguadores.



Figura 4 Masa no suspendida

Fuente: (AutoMoto, 2010)

2.2.3 Masa suspendida.

“Es la restante porción de masa del vehículo, aquella que sí es soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo incluye la mayor parte de la masa.” (Vera, Álvarez , & Luque Rodriguez, 2008), citado en (Quishpe Sacancela & Toapanta Paca, 2014, pág. 15)

- Carrocería.
- Chasis.
- Motor
- Sistema de transmisión y dirección.
- Piloto.

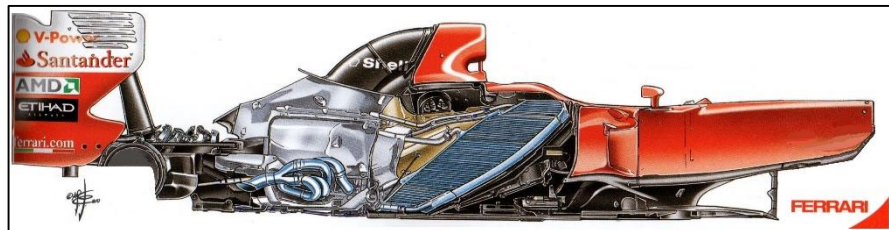


Figura 5 Masa suspendida

Fuente: (Piola, 2012)

2.2.4 Neumático.

En el libro de (Milliken & Milliken, 1995, pág. 14) afirma lo siguiente:

Las fuerzas y los momentos de torsión desarrollados por el neumático afectan al vehículo de varias maneras. Obviamente, los neumáticos soportan el peso del vehículo, y cualquier otra fuerza vertical desarrollada como la aerodinámica o el resultado del frenado en carretera. Las interacciones entre los neumáticos y la carretera proporcionan fuerzas de tracción, frenado y en curva, que ayudan a controlar y estabilizar el vehículo de las perturbaciones externas de la carretera y el viento.

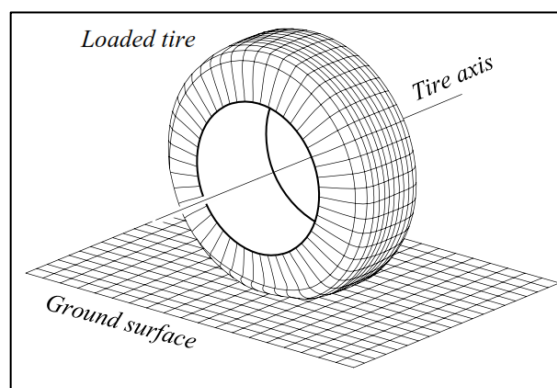


Figura 6 Principios del neumático

Fuente: (Reza N., 2008)

2.2.5 Sistema de coordenadas y fuerza del neumático.

Para describir la interacción neumático-carretera y el sistema de fuerzas, colocamos un marco de coordenadas cartesianas en el centro de la huella, asumiendo una superficie plana y horizontal.

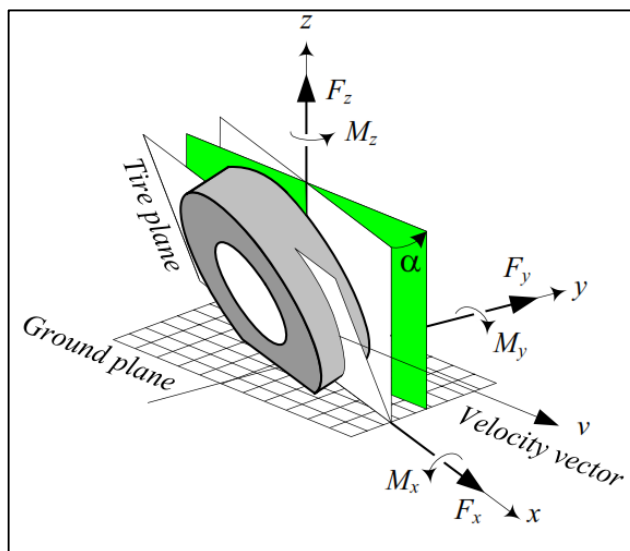


Figura 7 Sistema de ejes del neumático

Fuente: (Reza N., 2008)

Según (Reza N., 2008, pág. 95) afirma que:

- El eje x está a lo largo de la línea de intersección del plano del neumático y el suelo. El plano del neumático es el plano que se hace reduciendo el neumático a un disco plano.
- El eje y hace que el sistema de coordenadas sea tridimensional.
- El eje z es perpendicular al suelo, opuesto a la aceleración gravitatoria g .
- El sistema de fuerza que un neumático recibe del suelo se supone que está situado en el centro del neumático y se puede descomponer a lo largo de los ejes (x, y, z). Por lo tanto, la interacción de un neumático con la carretera genera un sistema de fuerza 3D que incluye tres fuerzas y tres momentos.
- **Fuerza longitudinal F_x :** Es una fuerza que actúa a lo largo del eje x. La fuerza longitudinal resultante $F_x > 0$ si el coche está acelerando, y $F_x < 0$ si el coche está frenando. La fuerza longitudinal también se denomina fuerza delantera.
- **Fuerza normal F_z :** Es una fuerza vertical, normal al plano de tierra. La fuerza normal resultante $F_z > 0$ si es hacia arriba. La fuerza normal también se denomina fuerza vertical o carga de la rueda.
- **Fuerza lateral F_y :** Es una fuerza tangente al suelo y ortogonal a F_x y F_z . La fuerza lateral resultante $F_y > 0$ si está en la dirección Y.

De acuerdo a (Guascal Sanguña & Quiroz Dávalos, 2015, pág. 16) se afirma “Los principales factores que influyen en las prestaciones de los neumáticos una vez montados en el vehículo son:”

- Presión de inflado.
- Ángulo de caída (estático y dinámico).
- Anchura de la llanta.
- Temperatura de trabajo.

2.3 Suspensión independiente.

Según (Reza N., 2008, pág. 465) afirma que:

Se introducen suspensiones independientes para permitir que una rueda se mueva hacia arriba y hacia abajo absorbiendo la mayor cantidad de vibraciones producidas por las imperfecciones del camino. Hay muchas formas y diseños de suspensiones independientes. Sin embargo, la suspensión McPherson es el diseño más simple y común.

La suspensión de McPherson es un mecanismo deslizante invertido que tiene el chasis como el acoplamiento de tierra y el acoplador como el eslabón que lleva de la rueda.

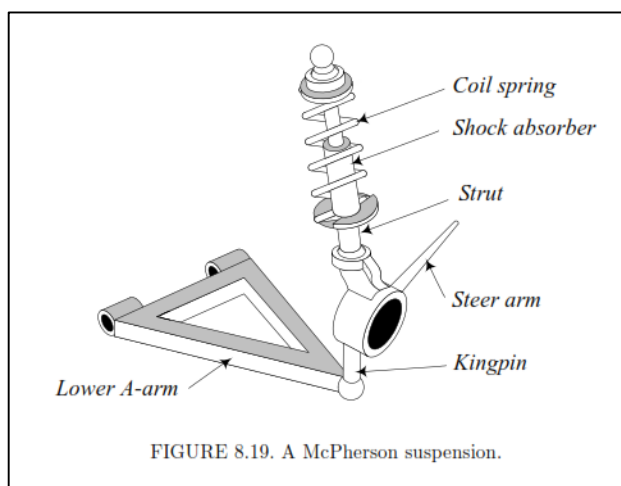


Figura 8 Suspensión independiente

Fuente: (Reza N., 2008)

2.3.1 Sistema de suspensión multibrazo.

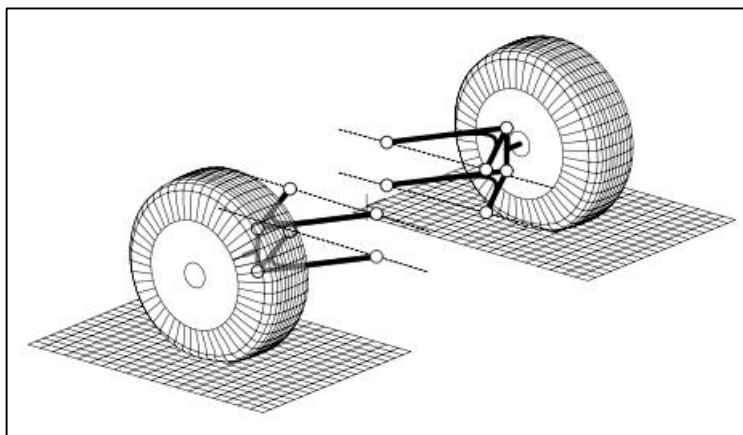


Figura 9 Sistema de suspensión multibrazo.

Fuente: (Reza N., 2008)

De acuerdo a (afmec-21, 2013) la suspensión multibrazo “Es un doble mecanismo de suspensión en A, con una diferencia fundamental la cual es que pueden tener anclajes elásticos y modificar parámetros fundamentales de la rueda como la convergencia, de la forma más apropiada para la estabilidad del vehículo”.

a. Mangueta

Definición de mangueta según (Pashley, 2012, pág. 30)

Es un componente que permite realizar una conexión entre la suspensión y la dirección con los neumáticos, en donde van anclados varios componentes como son el disco de freno y mordaza, los brazos de suspensión superior e inferior, la varilla de dirección y así también mediante una junta homocinética con su respectivo cojinete permite el giro del neumático.

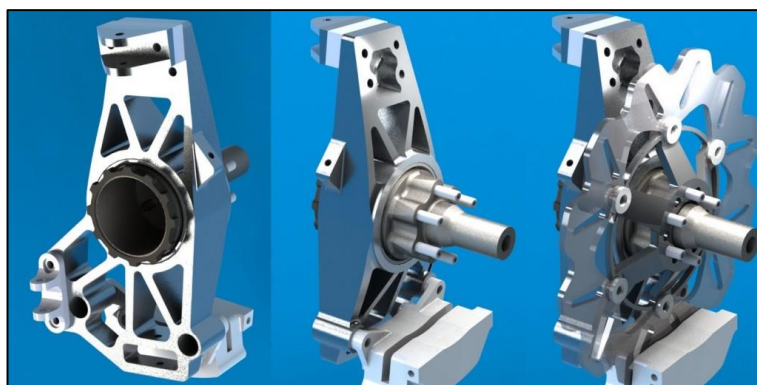


Figura 10 Mangueta.

Fuente: (Shaw, 2016)

Funciones de la mangueta según (Mejía González, 2015, pág. 8)

- Proporciona el soporte necesario para que el neumático pueda girar y transmitir toda la fuerza que ofrece el motor.
- Resistir las fuerzas de rotación y momentos de flexión alrededor de su eje causados por la tracción y frenado del neumático.
- Proporcionar un lugar seguro para el montaje de la mordaza de freno y ser lo suficientemente robusta para tolerar ligeros daños por contactos menores con distintos objetos que se encuentran en la calzada.
- Ser rígida para soportar torsión en dirección vertical y para transmitir con precisión la dirección de las ruedas y reacciones de la dirección.

b. Rocker.

Definición de rocker según (Rendle S. , 2011, pág. 47)

Es un dispositivo usado en las suspensiones independientes tipo push/pull rod, el cual actúa como un balancín encargado de transmitir los esfuerzos generados en el desplazamiento del vehículo, todas aquellas fuerzas ingresan por la barra push/pull y se conecta al bastidor mediante la intervención del sistema muelle / amortiguador el cual ayuda a formar una relación de movimiento. Los rockers son fabricados en aleaciones de acero o aluminio.

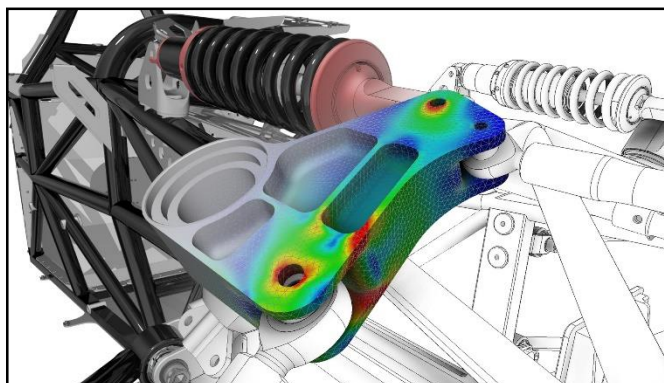


Figura 11 Rocker.

Fuente: (BYRNE, 2015)

c. Mesas de suspensión.

Según (Seward, 2014, pág. 62) afirma:

Los brazos de suspensión superior e inferior forman el mecanismo que une las ruedas a la estructura del chasis. Con la varilla de empuje (push rod) en su sitio, pero con el sistema muelle/amortiguador desconectado, es posible mover la rueda libremente a lo largo de una trayectoria predeterminada con respecto al bastidor del chasis.

Los brazos pueden ser en forma de A o en forma de L, el brazo superior suele ser más corto para inducir una curvatura negativa a medida que la suspensión se eleva (rebote), a menudo esta disposición se denomina suspensión Short Long Arms (SLA) o brazos cortos largos.



Figura 12 Brazos de suspensión

Fuente: (Rendle S. , 2011)

Las ventajas de una mesa de doble brazo según (Wikiuser100, 2018):

- La suspensión doble brazo en A proporciona al ingeniero parámetros más libres que algunos otros tipos.
- Es bastante fácil calcular el efecto de mover cada junta, por lo que la cinemática de la suspensión puede sintonizarse fácilmente y se puede optimizar el movimiento de la rueda.
- También es fácil calcular las cargas a las que se someterán las diferentes partes, lo que permite diseñar partes más ligeras y más optimizadas.

d. Muelles o resortes.

De acuerdo a (Seward, 2014, pág. 92) afirma que:

En eventos de competición el propósito de los muelles es permitir el movimiento independiente del neumático cuando las cargas del mismo cambian sobre las superficies irregulares, con el objetivo de optimizar el máximo agarre del contacto del neumático en cada esquina del vehículo.

El movimiento del resorte también ocurrirá como consecuencia del cambio de las cargas del neumático durante la aceleración, las curvas y el frenado. Las unidades de rigidez son N/mm y por lo tanto es una medida de cuánto el muelle se mueve bajo una carga unitaria.

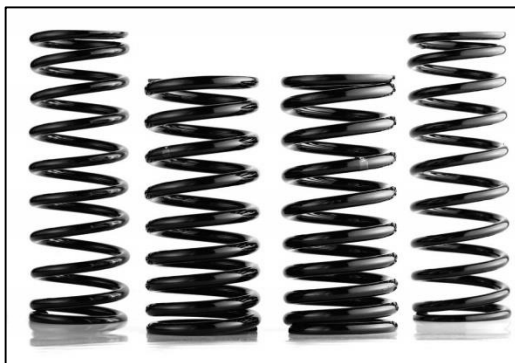


Figura 13 Muelles

Fuente: (Harris, 2011)

e. Amortiguadores.

“El propósito principal de los amortiguadores es prevenir oscilaciones dinámicas tanto de las masas suspendidas como de las no suspendidas, absorbiendo los golpes y ralentizando los resortes antes de que vuelvan a su forma original” (Guascal Sanguña & Quiroz Dávalos, 2015, pág. 17)



Figura 14 Amortiguadores

Fuente: (Rendle S. , 2011)

Según (Seward, 2014, pág. 104) afirma que:

Las masas suspendidas y no suspendidas tienen diferentes frecuencias naturales y por lo tanto necesitan diferentes requisitos de amortiguación. Si una masa, que está sostenida por un resorte, se desplaza de su posición de equilibrio estática y se libera la misma oscilará. En teoría, sin un amortiguador, las oscilaciones continúan indefinidamente a amplitud y frecuencia constantes, en la práctica, sin embargo, el amortiguamiento natural se verá afectado por la fricción interna y la resistencia del aire externo, los cuales deterioran las oscilaciones durante un período finito como se muestra en la figura:

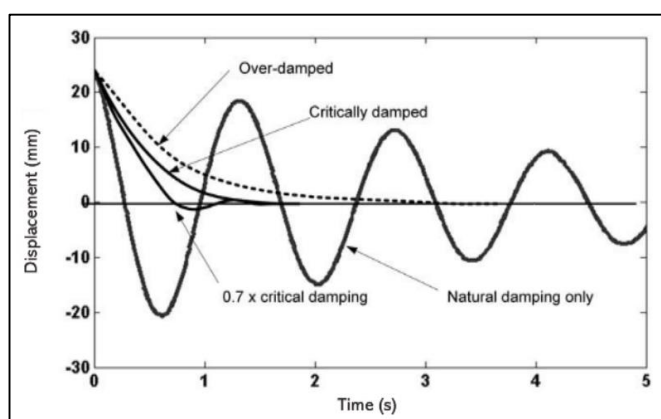


Figura 15 Curvas de amortiguamiento

Fuente: (Seward, 2014)

f. Mecanismo Push Rod.

“La barra de empuje (Push rod) delantera se denomina así debido a que activa los balancines de suspensión internos (montados en el chasis) empujándolos mientras la rueda y la mangueta de suspensión se mueven hacia arriba sobre los baches” (Rendle S. , 2011, pág. 55)

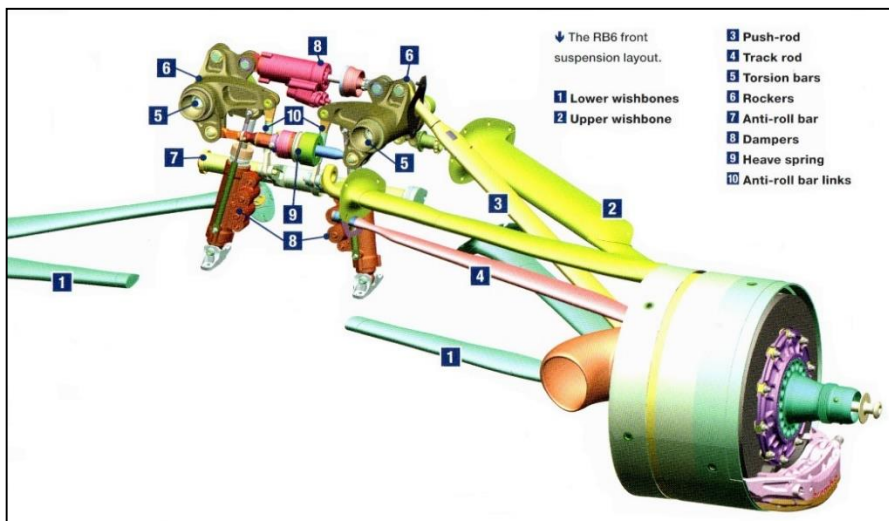


Figura 16 Sistema Push-rod

Fuente: (Rendle S. , 2011)

g. Bastidor tubular.

Una estructura rígida es una disposición tridimensional de tubos en la que cada elemento se carga en pura tensión o compresión, en el cual se enlaza la suspensión delantera y trasera proporcionando puntos de unión para el resto de sistemas del automóvil como es el motor, transmisión, dirección, etc. Los elementos estructurales se unen gracias a la soldadura entre miembros los cuales forman nodos que absorben tensiones normales y de cizallamiento. (Dietsche, 2011)

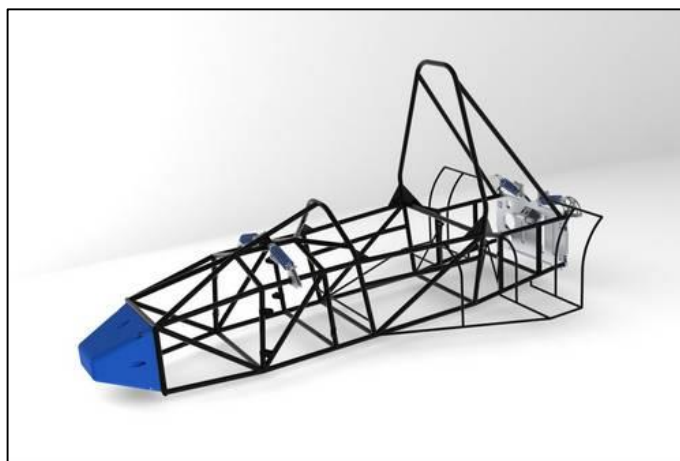


Figura 17 Bastidor tubular.

Fuente: (Pinterest, 2012)

h. Rótulas (rod end bearing) y cojinete esférico (spherical bearing)

“Los rod end son elementos normalizados (milímetros o pulgadas), de alta resistencia con tratamiento térmico que posee un vástago con rosca exterior y su cabeza es capaz de articular en varias direcciones” (Mejía González, 2015, pág. 38).

“Un cojinete esférico permite la rotación angular alrededor de un punto central en dos direcciones ortogonales, dentro de un límite angular especificado basándose en la geometría del rodamiento” (Mejía González, 2015, pág. 38).

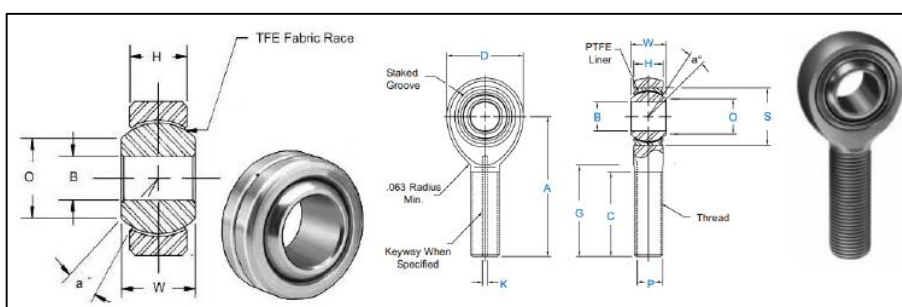


Figura 18 Rod end y spherical bearing

Fuente: (Mejía González, 2015)

2.4 Geometría de la suspensión.

Cuando hablamos sobre la geometría de suspensión nos referimos a la masa no suspendida de un vehículo, misma que está conectada a la masa suspendida. Estas conexiones no sólo dictan el camino del movimiento relativo, sino que también controlan las fuerzas que se transmiten entre ellos.

2.4.1 Grados de libertad y trayectoria de movimiento.

“Para cualquier cuerpo moviéndose en el espacio con relación a otro cuerpo, su movimiento puede ser completamente definido por tres componentes de movimiento lineal y tres componentes de rotación” (Milliken & Milliken, 1995, pág. 608)

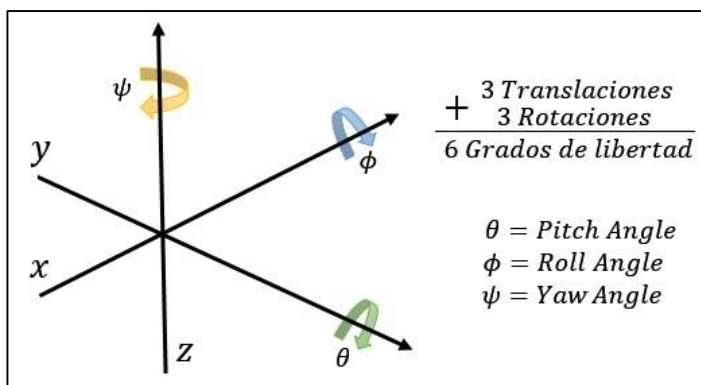


Figura 19 Sistema de ejes del vehículo.

Para una suspensión independiente, ya sea delantera o trasera, el conjunto de brazos de control está destinado a controlar el movimiento de la rueda con respecto a la carrocería en una única trayectoria prescrita. Esta trayectoria puede tener ganancia de camber, cambio de caster y cambio de toe según lo prescrito por el diseño, pero todavía sigue un solo camino a medida que se mueve hacia arriba y hacia abajo.

Las ruedas tienen una distancia fija de movimiento en relación con la carrocería del vehículo. La mangueta no permite girar en esta trayectoria fija, y está definida por el ancho de vía el cual es constante. Una forma para determinar los grados de libertad de una suspensión independiente es cuantificar todos los posibles movimientos de rotación y traslación del neumático con respecto al vehículo, y aplicando esta teoría se puede contabilizar 3 estados de rotación y 2 de traslación, como se muestra en la figura 20 (Milliken & Milliken, 1995, pág. 608).

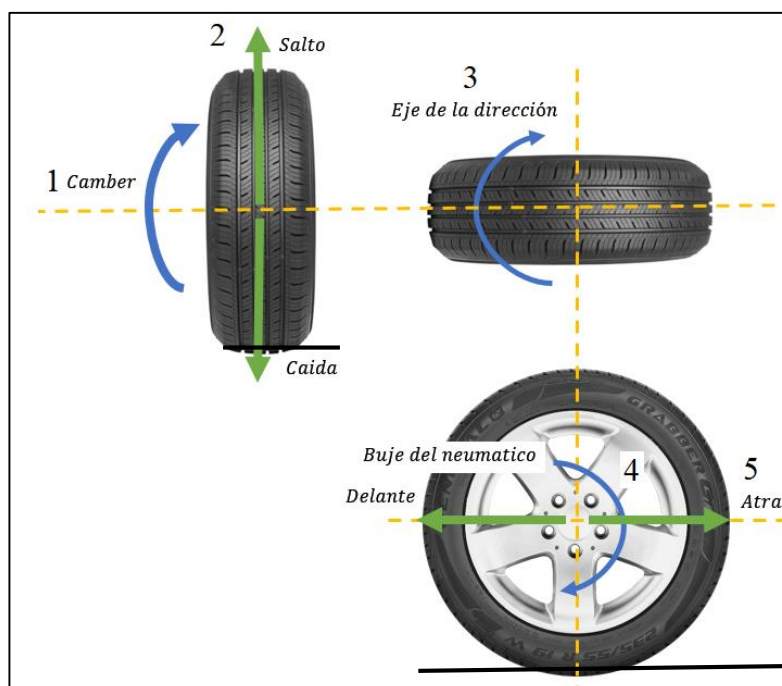


Figura 20 Grados de libertad del neumático

2.4.2 Ángulo de deslizamiento (Slip angle).

Describe la relación de velocidades hacia adelante y laterales en forma de ángulo y normalmente se representa mediante el símbolo α (Alpha). El ángulo de deslizamiento es el ángulo entre la dirección real de desplazamiento de un neumático y la dirección hacia la cual apunta. (Reza N., 2008, pág. 138)

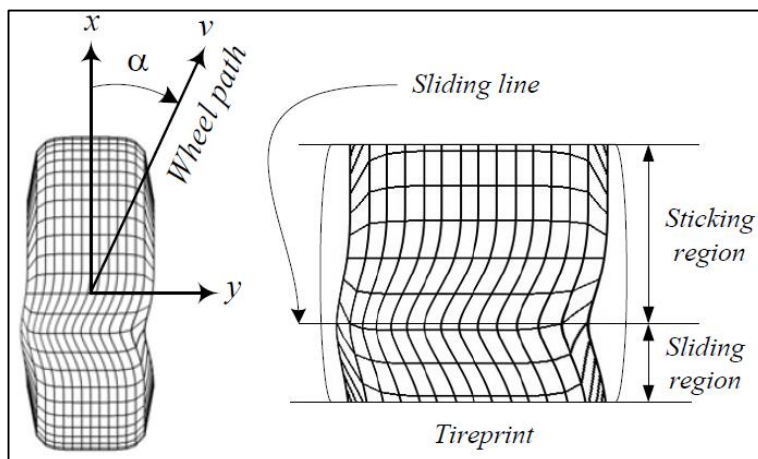


Figura 21 Ángulo de deslizamiento.

Fuente: (Reza N., 2008)

2.4.3 Coeficiente de rozamiento de un neumático slick

La capacidad de un automóvil para acelerar, frenar y cambiar de dirección depende de la fuerza de fricción desarrollada entre el neumático de caucho y la superficie de la carretera (μ) el cual es conocido el coeficiente de rozamiento.

El valor de la huella de contacto del neumático no es una constante, sin embargo, se asume un valor promedio apropiado para una llanta lisa slick de carreras en estado cálido posee un rango de (1.4 a 1.6).

En nuestro caso al tener unas llantas slick blandas en un estado frío, ya que no se puede hacer uso de calentadores previo a la competencia poseen un ($\mu = 1.5$). (Seward, 2014, pág. 12)

2.4.4 Centro Instantáneo (CI).

La palabra "instante" significa en esa posición en particular del enlace o articulación de un mecanismo, "centro" se refiere a un punto imaginario proyectado que es efectivamente el punto de pivote de la articulación en el instante. El centro se mueve, por lo que el diseño geométrico adecuado no sólo establece todos los centros instantáneos en sus posiciones deseadas

a la altura del paseo, sino que también controla la rapidez y la dirección en la que se mueven con el recorrido de la suspensión. (Milliken & Milliken, 1995, pág. 610)

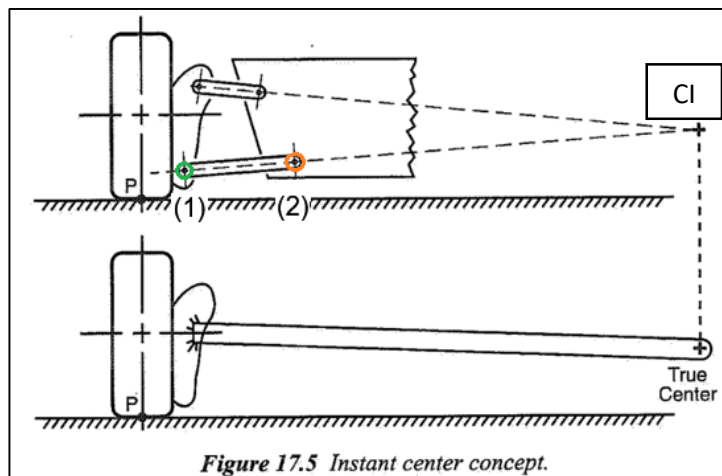


Figura 22 Ubicación del centro instantáneo (CI).

Fuente: (Milliken & Milliken, 1995)

Los centros instantáneos son de ayuda gráfica en la relación de movimiento cinemático entre dos cuerpos en un plano. Cuando conectamos una línea entre el soporte de la mesa o brazo de suspensión (1) y la junta de rótula (2) y lo proyectamos a través del plano tanto para los brazos de control superior como inferior se intersecan en un punto, esta intersección es un centro de enlace instantáneo como se muestra en la figura 22.

Si se realiza la proyección en la vista frontal, el centro instantáneo define el cambio de camber y la altura del centro de rotación, en cambio sí se está trabajando con la vista lateral, el centro instantáneo definirá la trayectoria delantera y trasera de la rueda, información anti hundimiento y el cambio de caster. (Milliken & Milliken, 1995, pág. 612)

2.4.5 Centro de Balanceo (RC).

La altura del centro de balanceo se encuentra proyectando una línea desde el centro de la huella de contacto del suelo con el neumático a través del centro instantáneo de la vista frontal. Esto se repite para cada lado del auto, donde se intersectan estas dos líneas es el centro de balanceo de la masa suspendida del automóvil en relación con el suelo. (Milliken & Milliken, 1995, pág. 613)

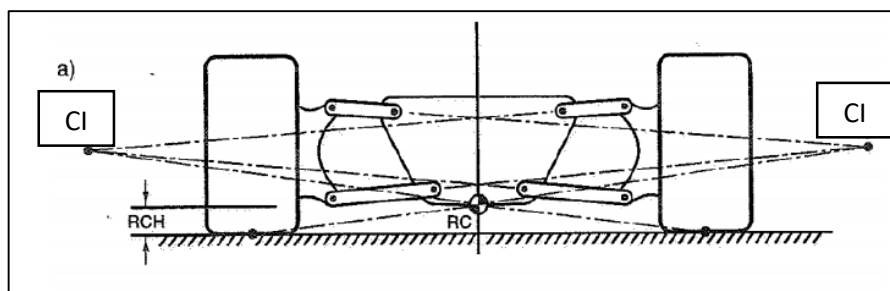


Figura 23 Posición del centro de balanceo.

Fuente: (Milliken & Milliken, 1995)

La relación entre el centro de balanceo (RC) y el centro de gravedad de las masas suspendidas (CG) es fundamental, durante una curva el vehículo se ve afectado por la fuerza centrípeta la cual actúa de manera horizontal sobre el (CG).

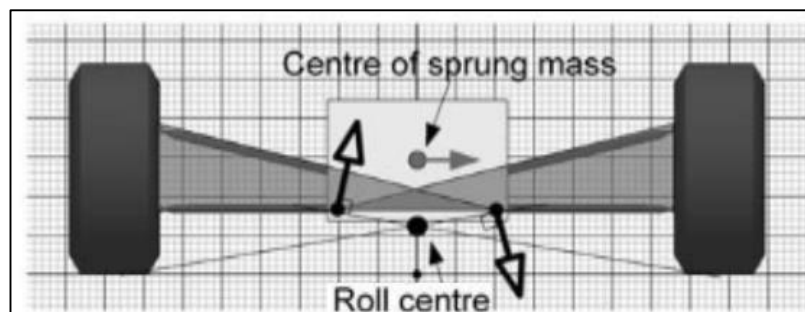


Figura 24 Roll couple.

Fuente: (Seward, 2014)

La distancia vertical entre el centro de masa y en centro de balanceo es multiplicado por la fuerza centrípeta lo cual desarrolla un momento balanceo que empuja la rueda hacia abajo y levanta la masa en los saltos, existen ciertas afirmaciones sobre el centro de balanceo como las siguientes:

- Si el centro de balanceo con respecto al suelo es alto, se dice que el momento de balanceo es mínimo.
- Si el centro de balanceo es muy bajo con respecto al suelo, el momento de balanceo será mayor.
- Si el centro de balanceo está por debajo del nivel del suelo en una suspensión de horquilla en A, entonces la fuerza empujará la masa suspendida hacia abajo formando un efecto llamado "jacking". (Milliken & Milliken, 1995, pág. 614)

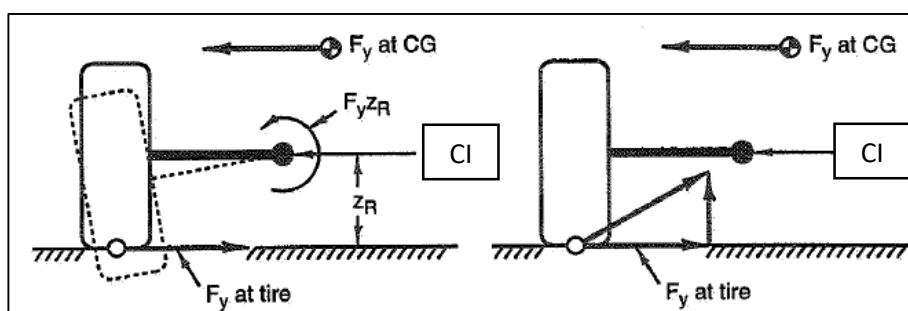


Figura 25 Efecto de anclaje.

Fuente: (Milliken & Milliken, 1995)

2.4.6 Ángulo de inclinación - Camber.

Es el ángulo de inclinación de las ruedas observadas desde la parte delantera o trasera del automóvil.

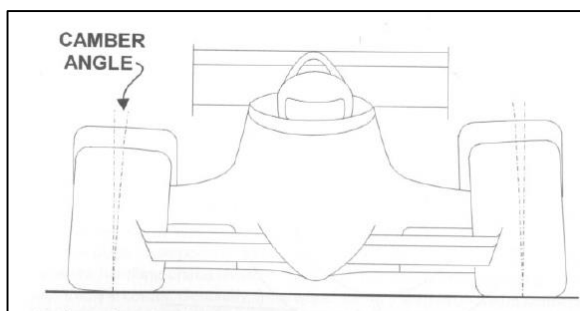


Figura 26 Ángulo camber

Fuente: (Bentley, 1998)

Si un neumático está inclinado hacia afuera en la parte superior, tiene un camber positivo. Esta condición reduce el parche de contacto del neumático y no proporcionará tanta tracción como cuando es perpendicular.

Se llama camber negativo, cuando la parte superior del neumático está inclinada hacia adentro, se lo usa a menudo para compensar el movimiento o la flexión (conocida como desviación) de las partes de la suspensión al tomar una curva, y el resultado es tener un ángulo de camber cero cuando se necesita la tracción máxima del neumático. (Bentley, 1998, pág. 26)

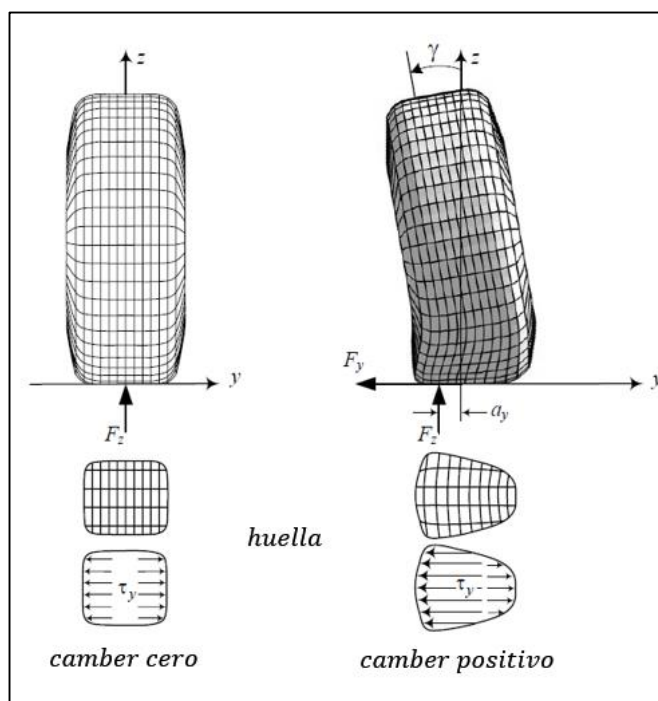


Figura 27 Huella de contacto

Fuente: (Reza N., 2008)

2.4.7 Ángulo de lanzamiento (Caster).

El ángulo de caster proporciona el efecto auto-centrado de la dirección (la tendencia del auto a seguir adelante sin sostener el volante). Es el ángulo de inclinación del pivote principal (Kingpin) o mangueta mirándolo desde la parte lateral. Un caster positivo es cuando la parte superior del pivote / mangueta está inclinada hacia atrás. El caster negativo nunca es usado.

Cuanto más positivo sea el caster, más dirección tendrá el auto-centrado, lo que en general es un efecto deseable. Sin embargo, un caster positivo necesita más esfuerzo para girar la dirección. Es por ello que debe haber un compromiso entre un auto-centrado fácil y la dirección pesada. (Bentley, 1998, pág. 26)

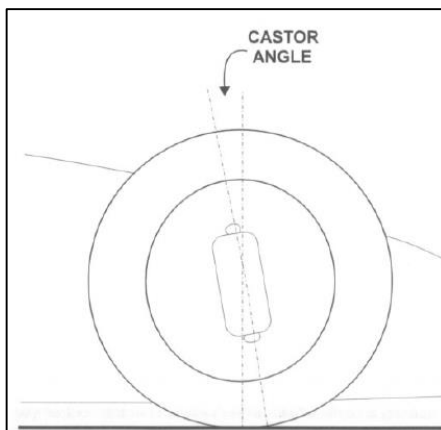


Figura 28 Ángulo caster.

Fuente: (Bentley, 1998)

2.4.8 Efecto anti hundimiento (Anti dive).

Cuando se aplica los frenos, la parte delantera del vehículo tiene una tendencia a sumergirse. Generalmente esto es algo diseñado en el vehículo y permite poco o ningún ajuste, es por ello que la geometría de la suspensión debe ser diseñada de tal manera que reduzca notablemente esta tendencia al hundimiento. (Seward, 2014, pág. 71)



Figura 29 Efecto anti-hundimiento

Fuente: (Resortescar, 2018)

2.5 Topología de la optimización.

2.5.1 Antecedentes.

Hace ya cuatro décadas Schmidt (1960) que propuso la brillante idea que dio origen a un nuevo enfoque en lo que se refiere al diseño de componentes estructurales, en general los ingenieros tratan de diseñar nuevos elementos o sistemas reduciendo al máximo su costo de diseño, fabricación y peso, el

mismo que sea capaz de resistir todas las solicitudes máximas que se puedan producir durante su vida útil.

Desde que Bensoe y Kikuchi desarrollaron los conceptos básicos en el año de 1988, los problemas de optimización se han planteado mediante formulaciones de rigidez es decir que minimicen la deformación originada en dicho sistema o componente en su estado de carga.

De esta manera se evita tener que trabajar con numerosas restricciones las mismas que son altamente no lineales, así como el elevado número de variables de diseño que es consustancial a los problemas de optimización, pero a cambio de ello no es posible contemplar múltiples estados de carga del elemento y las formulaciones de máxima rigidez conducen a problemas intrínsecamente mal formulados, cuyas soluciones oscilan indefinidamente al refinar la discretización.

La discretización es un proceso matemático mediante el cual vamos a obtener resultados aproximados de la ecuación diferencial del problema.

El uso eficaz de materiales es importante en diversos campos de aplicación como son la industria aeroespacial, la industria del automóvil, entre otras, por ejemplo, aplicar el dimensionamiento y optimización de formas para el diseño de estructuras o elementos mecánicos.

2.5.2 Optimización estructural.

La correcta configuración de la optimización sobre algún componente tiene un gran impacto sobre el rendimiento de las estructuras y con ello lograr minimizar o maximizar una cantidad física por ejemplo la energía de deformación, tensión, momento de equilibrio y otras variables de diseño.

Existen tres variables de optimización estructural las mismas que son: Optimización de Tamaño (Sizing optimization), Optimización de Forma (Shape optimization) y Optimización Topológica (Topology optimization).

En la optimización de tamaño nos vamos a encontrar con el típico problema de distribución del espesor óptimo de un problema lineal elástico o los miembros más óptimos en una estructura articulada. En la figura 30 se

muestra como mediante la optimización se puede calcular aquellas barras que trabajan más en las estructuras.

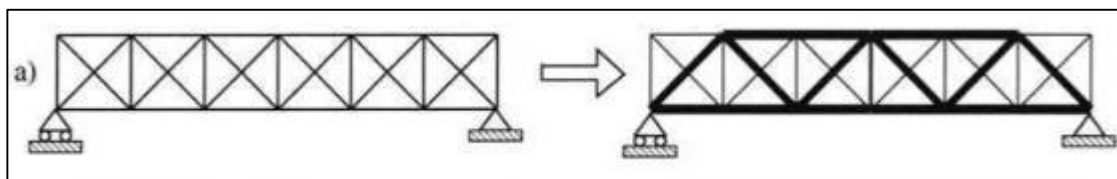


Figura 30 Optimización de tamaño

Fuente: (Bendsoe P. & Sigmund P., 2004)

La optimización de forma permite encontrar la forma óptima del componente, es decir el diseño cambia en el proceso iterativo, básicamente consiste en definir qué forma adopta el perímetro de la geometría para encontrar la forma óptima, es por ello que debemos definir la geometría a desarrollar, es decir si se desea un componente optimizado mediante agujeros, estos deben estar definidos. En la figura 31 se muestra la optimización de forma mediante agujeros.

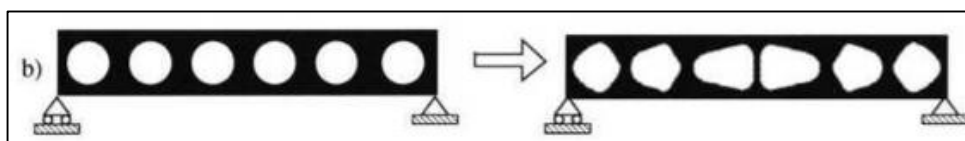


Figura 31 Optimización de Forma

Fuente: (Bendsoe P. & Sigmund P., 2004)

Por último, la optimización topológica determina ciertas características importantes en el diseño, como el número de agujeros con su respectiva ubicación y forma, en pocas palabras la conectividad del dominio. Esta metodología consiste en mantener en forma constante el dominio de diseño en todo momento. Es decir, permite crear agujeros partiendo de una geometría continua, dichos agujeros se interpretan como zonas en donde la rigidez del material es nula.

En la figura 32 se muestra la optimización topológica de un componente; partiendo desde el problema inicial hasta el resultado final obtenido.

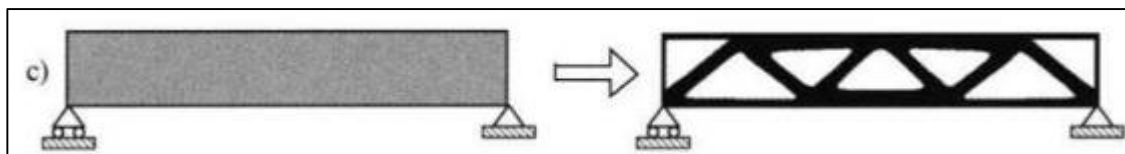


Figura 32 Optimización Topológica

Fuente: (Bendsoe P. & Sigmund P., 2004)

2.5.3 FEM (Finite Element Method).

El FEM es un método numérico utilizado para aproximar soluciones de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales ya sea en problemas de ingeniería y física.

El FEM está orientado a ser utilizado en computadoras, porque permite resolver infinidad de ecuaciones diferenciales asociadas a problemas físicos sobre geometrías complicadas, en segundos.

La estructura (medio continuo) sobre la que están presentes las ecuaciones diferenciales se caracterizan por el comportamiento físico del problema, en donde queda dividido en un número elevado de subdominios no-intersectantes entre sí denominados «elementos finitos».

Los cálculos se realizan sobre una malla de puntos (llamados nodos), que sirven a su vez de base para discretización del dominio en elementos finitos. De acuerdo con estas relaciones de adyacencia o conectividad se relaciona el valor de un conjunto de variables incógnitas definidas en cada nodo y denominadas grados de libertad. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales (o linealizadas). (Carbonell, 2010)

El FEM se utiliza frecuentemente en la solución de problemas de mecánica de sólidos deformables, porque se calcula el campo de desplazamiento, a través de relaciones cinemáticas constitutivas, las deformaciones y tensiones respectivamente.

“Una característica básica del método consiste en interpolar, dentro de cada elemento finito, el valor de las funciones incógnita en función de sus correspondientes valores nodales” (Carbonell, 2010).

Independientemente del tipo de elemento que se considere, la interpolación de elementos finitos para una componente dada siempre se podrá escribir como:

$$u(x, y, z) = \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z)u_i = N(x, y, z) u^e$$

Ecuación 1. Interpolación de elementos finitos

Siendo n el número de nodos del elemento. Si el sistema es discreto, es posible obtener las ecuaciones de comportamiento de cada elemento, y matricialmente obtener las ecuaciones de comportamiento globales del sistema. En elementos finitos, una vez obtenidas las ecuaciones de comportamiento de elemento, en este caso no exactas debido a las aproximaciones consideradas, el proceso posterior será idéntico al caso de sistemas discretos. (Carbonell, 2010)

2.5.4 Optimización topológica aplicando FEA (Finite Element Analysis).

Los orígenes del método de elementos finitos se remontan a los años 90 pero primero fue publicado por Courant en 1943 para describir una geometría usando elementos discretos. Sin embargo, los pasos significativos fueron tomados por Boeing en la década de 1950 para modelando alas de aviones. Los Desarrollos continuaron en 1960 seguido de la primera versión de software CAE en 1971.

2.5.5 FEA (Finite Element Analysis).

El Análisis de elementos finitos, es un procedimiento numérico que puede usarse para obtener soluciones a una gran clase de problemas de ingeniería, incluyendo el análisis de estrés, transferencia de calor, electromagnetismo y flujo de fluido.

El método se emplea para determinar si la fuerza de un componente o conjunto de componentes es suficiente cuando se somete a un conjunto dado de cargas aplicadas y condiciones de límite.

De la misma manera que se resuelve un sistema de miembros estructurales para que una armadura determine la carga en una escala global, FEA se puede usar para determinar la carga del elemento y así caracterizar el estrés en la pieza.

Los pasos básicos para realizar cualquier tipo de análisis consisten en lo siguiente:

1. Crear y discretizar la parte en un sistema de nodos y elementos.
2. Asumir una función de forma para representar el comportamiento de un elemento.
3. Desarrollar un sistema de ecuaciones desarrollando una ecuación para los elementos.
4. Construir la matriz de rigidez global.
5. Aplicar las condiciones del límite, las condiciones iniciales y la carga.
6. Resolver el sistema de ecuaciones usando álgebra lineal.
7. Revisar los resultados y comparar los resultados.

2.5.6 Análisis de elementos finitos utilizando software /computacional.

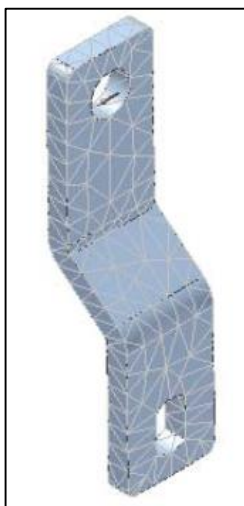


Figura 33 Mallado de un sólido 3D

Fuente: (Redell, 2008)

La FEA moderna consiste en gran parte en modelos sólidos automáticamente discretizado y resuelto por sofisticados programas. Un ejemplo de un modelo estructural similar a la solución manual presentada produce una cantidad de elementos, dividiendo las partes pequeñas del sistema conectado por rostros y nodos.

La mejor manera de comprender la optimización de topología es a través de la FEA. La FEA, define las cargas y restricciones, en primer lugar, se debe especificar en qué espacio debe encajar la pieza, luego, cuando ejecuta la simulación, el software le indicará qué forma debe tener la pieza para cumplir con las restricciones como peso mínimo o máximo rigidez.

De la misma manera se describe el cálculo utilizado en el FEA, primero se desarrolla un sistema de ecuaciones que se puede resolver más rápidamente con la computadora. Unos finitos elementos de modelos pueden tener cientos a millones de elementos.

El conjunto resultante de ecuaciones es el siguiente:

$$\{R\} = [K] * \{u\} - \{F\} * K * X$$

$$\{Reaction Matrix\} = [Stiffness Matrix] * \{Displacement Matrix\} - \{Load Matrix\}$$

Ecuación 2. Conjunto matricial para análisis FEA

En los análisis de FEA estáticos, la fuerza F se conoce de las condiciones de carga. Sin embargo, en los dinámicos los problemas y las condiciones de carga requieren mucho más cuidado al determinar la carga. Para solucionar esto, la simulación dinámica puede usarse para proporcionar condiciones de carga estáticas.

a. Verificación de resultados.

Con el crecimiento del análisis de elementos finitos como una herramienta de diseño fácil de usar computadora, los paquetes se vuelven más confiables para llegar rápidamente a una solución que reduce el tiempo y costo para realizar una pieza óptima. Sin embargo, todos los resultados de la FEA deben revisarse y resultados verificados como parte de una buena práctica de ingeniería. Varias fuentes de error contribuyen a resultados incorrectos, incluidos:

- Datos incorrectos de entrada, como las propiedades del material.
- Tipo de elemento incorrecto utilizado para el tipo de análisis (no es una gran preocupación con la herramienta integrada).
- Mala forma y tamaño del elemento que resulta en resultados inexactos cerca de complejos formas de mallado libre.
- Aplicando las condiciones y cargas de forma incorrecta. Este es la más común fuente de error y requiere un buen juicio de ingeniería y una práctica conocimiento de cómo funcionará el componente.

Incluso con la aplicación más cuidadosa de las herramientas FEA, es importante encontrar una manera de verificar los resultados. Para los modelos estáticos, el método más común es revisando las fuerzas y reacciones; dado que es un modelo estático, la suma de las fuerzas y reacciones debe ser igual a cero.

2.5.7 FEA en software CAD/CAE.

En el software CAE, el entorno de análisis de estrés usa FEA para simular el comportamiento de un componente bajo cargas y frecuencias calculadas externamente. Es importante notar que el software CAE realiza el análisis en el nivel de la parte seleccionada. Suposiciones a tomar en cuenta durante el diseño de A o B componente:

- Si el análisis se realiza en un ensamble o si uno de los supuestos a continuación no es válido entonces debería considerar usar otro paquete de análisis.
- Si la deflexión y el estrés son linealmente proporcionales a la carga. Si se dobla la carga, la deflexión dará como resultado un doble estrés.
- Si las propiedades del material son lineales. La curva de tensión es una línea recta, como el estrés resultante es proporcional a la tensión. No hay rendimiento del material.
- Si la carga es estática y se aplica lentamente. Efectos de carga dinámica tales como la aplicación de carga repentina o el impacto no se consideran.
- Si la temperatura no tiene efecto en la geometría de la pieza o las propiedades del material.
- Si La deformación de la pieza es pequeña en comparación con las dimensiones de la parte seleccionada. La deflexión requiere un análisis no lineal para explicar la modificación de la parte y la geometría de la carga y no se considera en el análisis lineal.
- Otros efectos no lineales como el pandeo no se consideran.

a. Simulación dinámica.

La simulación dinámica elimina la dependencia de conjeturas aproximadas para las fuerzas aplicadas en parte el análisis de FEA mediante la introducción de la segunda ley de movimiento de Newton.

Animando un ensamblaje, podemos extraer cargas de movimiento directamente en una pieza y ejecutar nuestro análisis de fuerzas en donde se encuentren más cargas aplicadas.

La optimización topológica optimiza la geometría de una estructura al tiempo que reduce la masa (se mantienen los elementos de color rojo y se eliminan los elementos verdes)

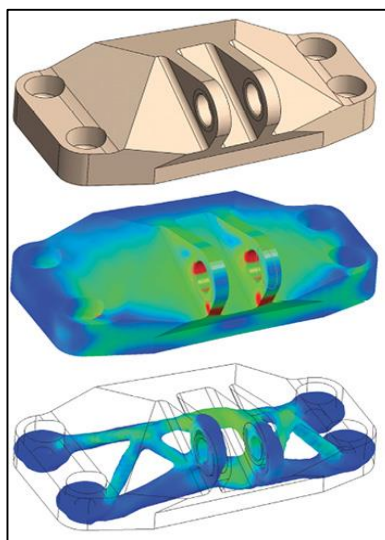


Figura 34 Optimización topología
Fuente: (Abbey, 2017)

CAPÍTULO III

3 DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA

3.1 Preliminar de diseño

Para la elaboración del sistema se establecieron unas metas alcanzables mínimas en cuanto a optimización, rendimiento, maniobrabilidad y seguridad. Los factores técnicos que permitirán alcanzar dicho objetivo son:

Es imprescindible seguir rigurosamente la normativa fijada al respecto por la organización del evento, esta constituirá por tanto el punto de partida del proceso de diseño y dimensionamiento del sistema de suspensión delantera.

Correcta elección de los componentes: los distintos elementos que formarán el sistema deben ser diseñados de tal forma que aseguren una correcta vida útil de utilización y un bajo nivel de ruido y vibraciones con el objetivo final de que se asegure la correcta eficiencia del vehículo.

Reducción de masas de no suspendidas.

Conformidad: será un factor a tener en cuenta a la hora de elegir los elementos de los sistemas que se está desarrollando, intentado, así, reducir la masa en todo lo posible.

Seguridad: El sistema de suspensión delantero debe transmitir confianza y seguridad al piloto en lo que concierne a maniobrabilidad por lo tanto debe ser un factor fundamental a la hora de diseñar el sistema.

Ajustabilidad, fácil inspección y reparación del sistema: es importante saber que las operaciones de mantenimiento y reparación del vehículo deben ser realizadas por los propios integrantes del equipo, por ello se debe proyectar a la simplicidad y facilidad de dichas tareas a través de la sencillez del sistema.

Para realizar el diseño geométrico, cinemático y dinámico de la suspensión delantera hemos obtenido algunas variables ya establecidas en el prototipo 2012 como las siguientes:

Tabla 5
Distancia entre ejes y ancho de vías

Parámetro	Magnitud	Símbolo	Unidad
Distancia entre ejes	1570	L	mm
Ancho de vía delantero	1403	T_F	mm
Ancho de vía posterior	1203	T_R	mm

Fuente: (Cruz Castro & Mesias Izurieta, Diseño, construcción e implementación de sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competencia Fórmula SAE 2012, 2013)

3.2 Geometría de la suspensión de brazos dobles en A.

Para todas las suspensiones independientes existen dos centros instantáneos, los cuales cambian con el bote y rebote del neumático. La vista frontal del centro instantáneo (CI) controla el factor de fuerza y movimiento con respecto a las aceleraciones laterales, mientras que la vista de lateral del (CI) controla el factor fuerza y movimiento relacionados con las aceleraciones de la parte delantera y posterior del prototipo.

3.2.1 Geometría del brazo oscilante – vista frontal.

También conocida con las siglas fvsa (front view swing arm) y la localización de su centro instantáneo (CI) controla la altura del centro de balanceo (RC), la razón de cambio del camber y el scrub lateral del neumático. En la figura 35 se observa la ubicación del (CI) y la distancia existente entre la altura del centro de balanceo y el centro de gravedad, un valor muy importante para establecer el acoplamiento de fuerza entre la masa suspendida y no suspendida.

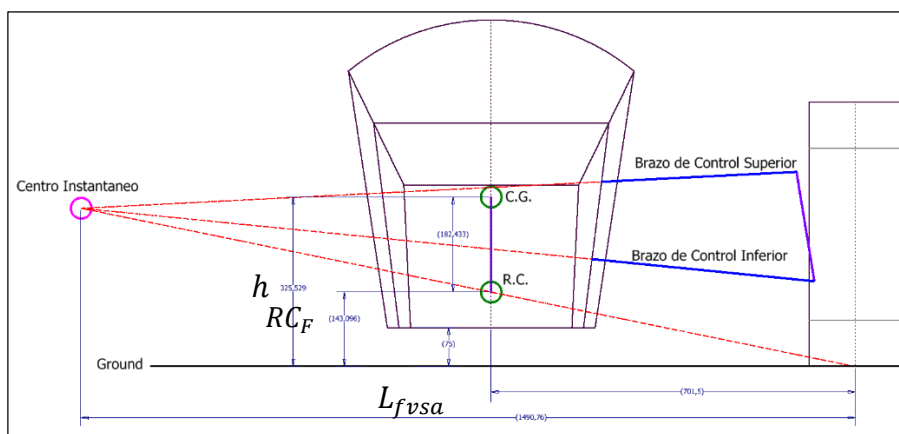


Figura 35 Localización geométrica del centro de balanceo (RC)

En donde:

- h : Altura del centro de gravedad = 325.529 mm
- RC_F : Altura de centro de balanceo frontal = 143.096 mm.
- RC_R : Altura de centro de balanceo posterior = 122.545 mm.

La altura del centro de balanceo posterior " $RC_R : h_{ss}^t = 122.545$ mm" fue obtenida de la tesis (Cruz Castro & Mesias Izurieta, Diseño, construcción e implementación de sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competencia Fórmula SAE 2012, 2013, pág. 150).

a. Razón de cambio del camber.

La razón de cambio del camber está en función única de la longitud del fsva, si reemplazamos los brazos de control en una sola articulación que va desde el centro del neumático hasta el centro instantáneo, se obtiene la ecuación 3 que nos quiere decir que la cantidad del cambio de camber obtenido por cada mm de viaje del neumático sería un cambio en su inclinación y viene expresado en las siguientes unidades ($^{\circ}/\text{mm}$) (Milliken & Milliken, 1995, pág. 165)

Teniendo como datos:

- L_{fvs_a} : Longitud del fsva = 1490.76 mm

$$\text{Razón de cambio del camber} = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\text{longitud fsva}}\right)$$

Ecuación 3. Razón de cambio de camber

$$\text{Razón de cambio del camber} = \tan^{-1}\left(\frac{1}{1490.76}\right) = 0.038 \left[\frac{^{\circ}}{\text{mm}}\right]$$

Debido a que la longitud del fsva es largo existe una ganancia pequeña de camber por cada milímetro que tenga de bote y rebote el neumático.

b. Scrub

Es una variable más de la vista frontal, debido a que el (CI) se encuentra por encima del suelo y con la proyección dentro del neumático se producirá un movimiento del mismo hacia afuera mientras se levanta, este disturbio

lateral afectara en más instancia al prototipo cuando circule por superficies desiguales.

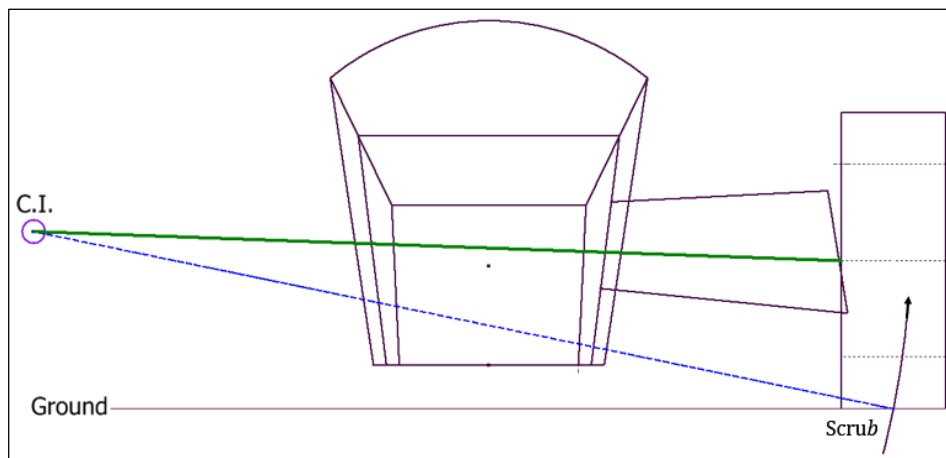


Figura 36 Scrub en función de la altura del (CI)

3.2.2 Geometría del brazo oscilante – vista lateral.

También conocido como svsa (side view swing arm) controla los parámetros de suspensión delantera como es el anti-hundimiento o (anti-dive) y la trayectoria del neumático. En la figura 37 se puede observar el centro instantáneo de la vista lateral.

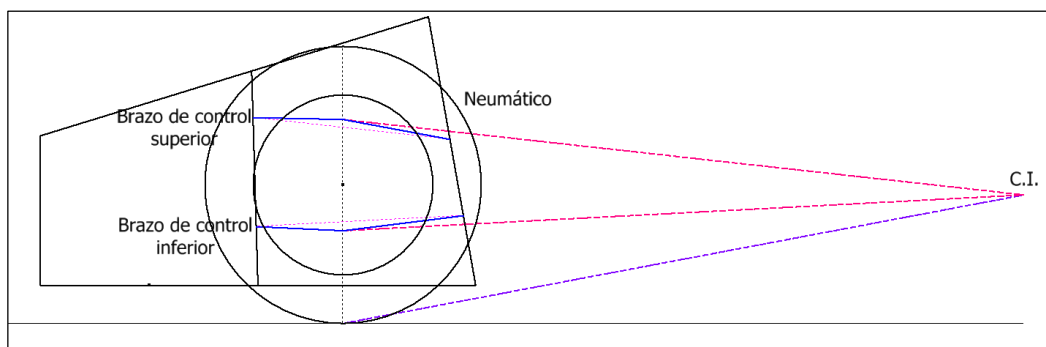


Figura 37 Localización del (CI) de la vista lateral de la geometría.

a. Efecto anti-hundimiento.

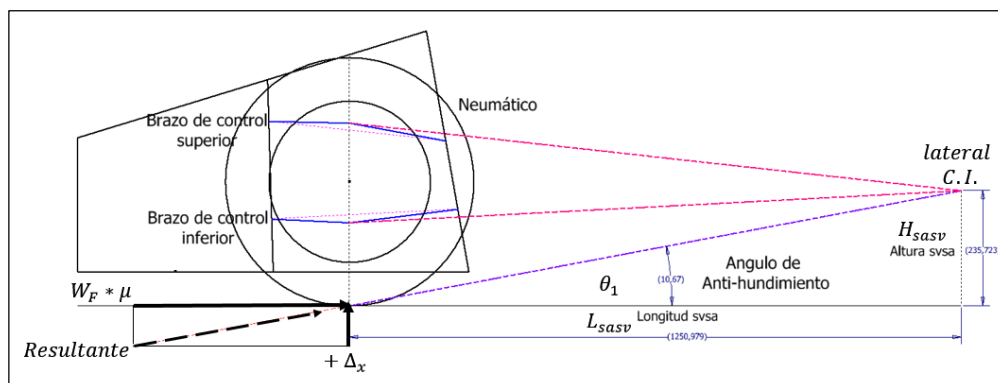


Figura 38 Ángulo del efecto anti-hundimiento

En donde:

- L_{svsa} : Longitud del svsa = 1250.979 [mm]
- H_{svsa} : Altura del svsa = 235.723 [mm]
- θ_1 : Ángulo de anti-hundimiento = 10.67 [°]
- h : Altura del centro de gravedad = 325.529 [mm]

Para obtener el porcentaje de frenado delantero se utiliza la ecuación 28 en donde $W_{F-brake}$: 2986.3 [N] es carga de frenado del tren delantero.

Porcentaje de frenado delantero.

$$F_{F\%} = \frac{W_{F-brake}}{W_T}$$

Ecuación 4. Porcentaje de frenado delantero

$$F_{F\%} = \frac{2986.3}{3704.26} * 100$$

$$F_{F\%} = 78.18 \%$$

Porcentaje de anti-hundimiento.

$$\% \text{ anti - hundimiento} = \frac{F_{F\%} * L * \tan \theta_1}{h}$$

Ecuación 5. Porcentaje de anti-hundimiento

$$\% \text{ anti - hundimiento} = \frac{(78.18)(1570 \text{ mm})(\tan 10.67)}{325.585 \text{ mm}}$$

$$\% \text{ anti - hundimiento} = 71.02 \%$$

3.3 Distribución de pesos.

Para encontrar la masa de cada uno de los neumáticos en estado estático, se debe pesar el prototipo sobre una superficie plana libre de inclinación y así obtener la una correcta distribución de peso frontal y posterior.



Figura 39 Ubicación del prototipo sobre las balanzas

Se obtuvo la masa sobre cada neumático como se muestra en la figura 40 las medidas están en lb por lo cual se hizo una transformación a kg con el factor de $1\text{Kg} = 2.20462262\text{ lb}$.

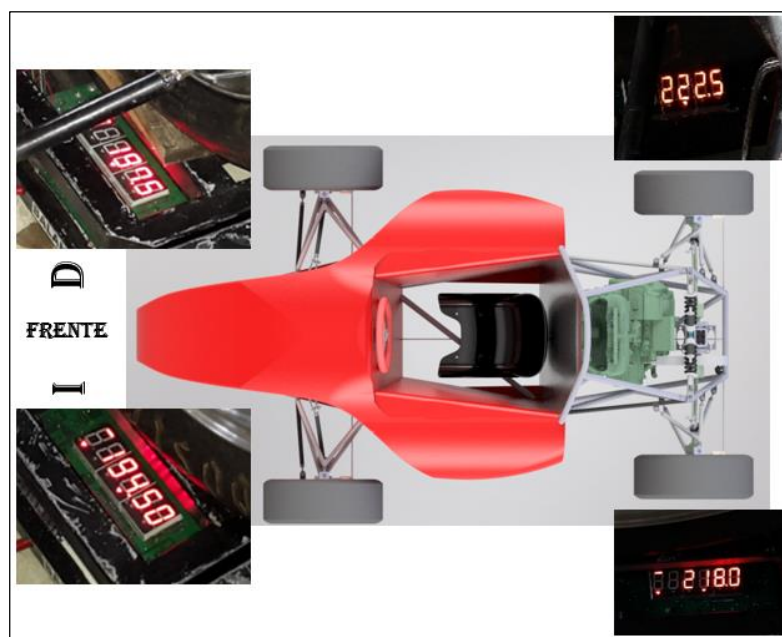


Figura 40 Peso estático sobre cada neumático

Tabla 6
Masa de cada neumático y ejes del prototipo

Parámetro	Magnitud	Símbolo	Unidad
Masa del neumático delantero izquierdo	88.22	m_1	Kg
Masa del neumático delantero derecho	89.58	m_2	Kg
Masa del neumático posterior izquierdo	98.88	m_3	Kg
Masa del neumático posterior derecho	100.92	m_4	Kg
Masa total del prototipo	377.6	m_T	Kg
Masa en el eje delantero	177.8	m_F	Kg
Masa en el eje posterior	199.8	m_R	Kg

Con la configuración inicial del prototipo se tiene una carga de peso distribuida del 47.08% en el eje delantero y 52.92% en el eje posterior.

3.4 Centro de gravedad del prototipo (CG)

La localización del centro de gravedad de un vehículo de competición es fundamental para determinar el comportamiento y maniobrabilidad en curva de los neumáticos.

3.4.1 Distancia horizontal del centro de gravedad.

Mediante el cálculo de la variación de ancho de vías (Ecuación 6) se determinó la distancia horizontal del CG desde el eje posterior (Ecuación 7).

En donde:

- m_T : Masa total del prototipo. [Kg]
- a : Distancia desde el eje delantero hacia el CG. [mm]
- b : Distancia desde el eje posterior hacia el CG. [mm]
- d : Variación del ancho de vía delantero con respecto al posterior. [mm]
- y' : Distancia desde el eje de los neumáticos hacia el CG. [mm]
- y'' : Distancia del CG con respecto al eje x (mitad del ancho de vía). [mm]

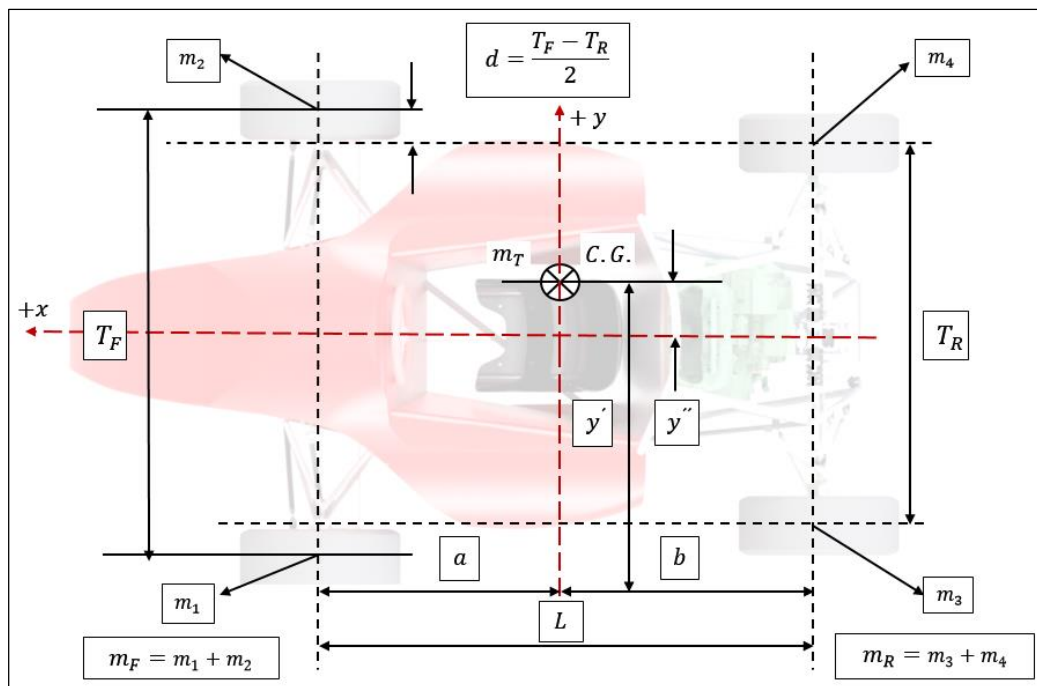


Figura 41 Localización horizontal del centro de gravedad.

Se calcula la variación entre anchos de vías.

$$d = \frac{T_F - T_R}{2}$$

Ecuación 6. Variación de ancho de vías

$$d = \frac{1403 \text{ mm} - 1203 \text{ mm}}{2}$$

$$d = 100 \text{ [mm]}$$

Se realiza una sumatoria de momentos en el eje posterior para encontrar la ecuación 7 y hallar b .

$$m_T * b = m_F * L$$

$$b = \frac{m_F * L}{m_T}$$

Ecuación 7. Distancia horizontal del CG desde el eje posterior

$$b = \frac{177.8 \text{ Kg} * 1570 \text{ mm}}{377.6 \text{ Kg}}$$

$$b = 739.264 \text{ [mm]}$$

3.4.1 Distancia horizontal del CG desde el eje delantero

$$a = L - b$$

Ecuación 8. Distancia horizontal del CG desde el eje delantero

$$a = 1570 - 739.264$$

$$a = \mathbf{830.736 [mm]}$$

Se realiza una sumatoria de momentos en el centro del eje del neumático posterior izquierdo m_3 .

$$\Sigma M_{m_3} = 0$$

$$m_T * y' + m_1 * d - m_2(T_F - d) - m_4 * T_R = 0$$

$$y' = \frac{m_2(T_F - d)}{m_T} + \frac{m_4 * T_R}{m_T} - \frac{m_1 * d}{m_T}$$

Ecuación 9. Distancia lateral del CG con respecto al eje central

$$y' = \frac{89.58(1403 - 100)}{377.6} mm + \frac{100.92 * 1203}{377.6} mm - \frac{88.22 * 100}{377.6} mm$$

$$y' = \mathbf{607.276 [mm]}$$

Se encuentra y'' la cual es la desviación del C.G. con respecto a la línea central del prototipo x-x.

$$y'' = y' - \frac{T_R}{2}$$

Ecuación 10. Desviación del CG lateralmente

$$y'' = 607,276 mm - 601.5 mm$$

$$y'' = \mathbf{5.77622 [mm]}$$

Como la variación no es muy grande se la puede despreciar para el resto de cálculos y asumir que el C.G. esta justo en el centro.

3.4.2 Distancia vertical del centro de gravedad.

Un método para determinar la distancia vertical es elevar el eje posterior del prototipo a cierta distancia apreciable y en donde se debe pesar únicamente el eje frontal como muestra la figura 42 (Milliken, pág. 668).

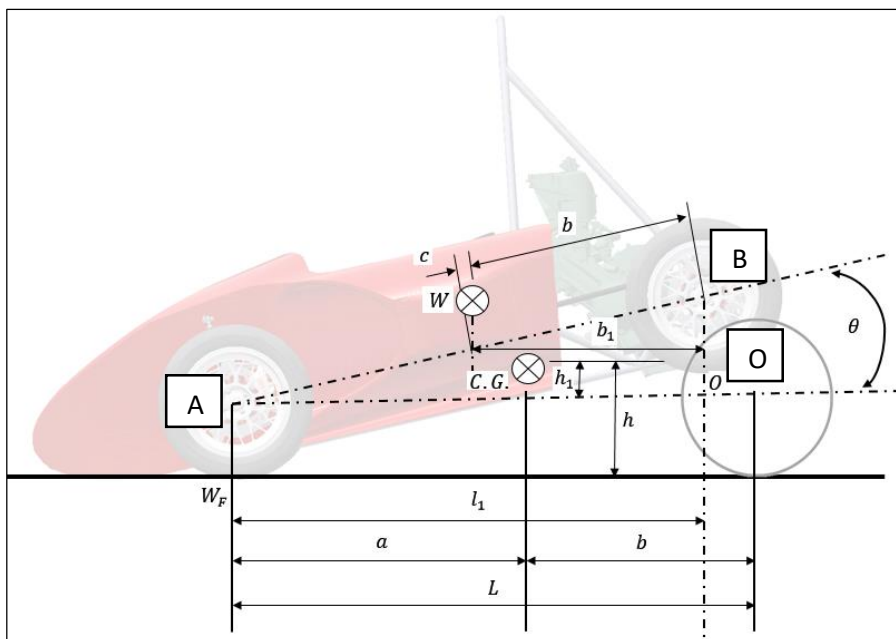


Figura 42 Localización vertical del centro de gravedad

En donde:

- m_{Felev} : La masa del eje delantero con el prototipo elevado. [Kg]
- R_{LF} : Es el radio de carga de los neumáticos delanteros. [mm]
- R_{LR} : Es el radio de carga de los neumáticos posteriores. [mm]
- h : Altura del centro de gravedad CG con respecto al piso. [mm]
- θ : Es el ángulo de inclinación. [°]
- h_1 : Altura del centro de gravedad C.G. con respecto al centro del eje de los neumáticos. [mm]
- h_{elev} : Altura de elevación del eje posterior con respecto al piso. [mm]

Se obtuvo los siguientes parámetros expresados en la tabla 7.



Figura 43 Elevación del prototipo sobre las balanzas.

Tabla 7
Masa frontal elevada y radio de cargas

Parámetro	Magnitud	Símbolo	Unidad
La masa del eje delantero con el prototipo elevado	180.07	m_{Felev}	Kg
Radio de carga de los neumáticos delanteros	260.35	R_{LF}	mm
Altura hacia el radio de carga de los neumáticos posterior.	485.35	R_{LR}	mm

Se calcula el ángulo de inclinación θ , obteniendo una relación trigonométrica en los puntos AOB (ver figura 42).

Altura de elevación.

$$h_{elev} = R_{LR} - R_{LF}$$

Ecuación 11. Altura de elevación

$$h_{elev} = 485.35 \text{ mm} - 260.35 \text{ mm}$$

$$h_{elev} = 225 \text{ [mm]}$$

Ángulo de inclinación del prototipo.

$$\theta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{h_{elev}}{L} \right)$$

Ecuación 12. Angulo de inclinación del prototipo

$$\theta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{225}{1570} \right)$$

$$\theta = 8.23955 \text{ [rad]}$$

Para hallar la altura del C.G. con respecto al centro del eje de los neumáticos se utilizó la ecuación 13 (Milliken & Milliken, 1995, pág. 670)

$$h_1 = \frac{(m_{Felevado} * L) - (m_T * b)}{m_T * \tan(\theta)}$$

Ecuación 13. Altura del CG con respecto al eje de los neumáticos

$$h_1 = \frac{(180.07 \text{ Kg} * 1570 \text{ mm}) - (377.6 \text{ Kg} * 739.256 \text{ mm})}{377.6 \text{ Kg} * \tan(8.23955)}$$

$$h_1 = 65.2354 \text{ [mm]}$$

La altura del C.G. con respecto al nivel del suelo se determina mediante la ecuación 14.

$$h = R_{LF} + h_1$$

Ecuación 14. Altura del CG con respecto al piso

$$h = 260.35 + 65.2354$$

$$h = 325.585 \text{ [mm]}$$

3.5 Masa suspendida y no suspendida

3.5.1 Medición de los componentes de la masa no suspendida

Se midió las masas no suspendidas de la suspensión delantera para poder continuar con la ubicación del CG de la masa suspendida y no suspendida.

Tabla 8

Medición de masa de los componentes del neumático frontal izquierdo.




Componente	Magnitud	Imagen
Neumático / Aro	21 lb 9.52 Kg	
Mangueta, manzana, caliper y disco de freno.	14.10 lb 6.4 Kg	

CONTINÚA 

<p>Brazo de control superior.</p>	<p>1.63 lb 0.74 Kg</p>	
<p>Brazo de control inferior</p>	<p>2.16 lb 0.98 Kg</p>	
<p>Barra Push</p>	<p>1.03 lb 0.47 Kg</p>	
<p>Barra estabilizadora</p>	<p>1.03 lb 0.47 Kg</p>	

CONTINÚA



<p>Barra de dirección</p> <p>0.81 lb 0.37 Kg</p>	
<p>Rocker</p> <p>0.903 lb 0.410 Kg</p>	
<p>Amortiguador</p> <p>1.94 lb 0.88 Kg</p>	
<p>Bujes, pernos, arandelas y otros</p> <p>0.61 lb 0.28 Kg</p>	
<p>Total</p> <p>20.52 Kg</p>	

La medición de la masa no suspendida de la parte posterior fue obtenida de la tesis “Rediseño de la suspensión posterior de un vehículo prototipo para competencia en la formula SAE” el cual es de 21.3 [Kg] para el neumático posterior izquierdo m_{U3} .

a. Masa no suspendida de la parte frontal.

$$m_{uf} = m_{u1} + m_{u2}$$

Ecuación 15. Masa no suspendida frontal

$$m_{uf} = 20.52 \text{ Kg} + 20.52 \text{ Kg}$$

$$m_{uf} = 41.04 \text{ [Kg]}$$

b. Masa no suspendida de la parte posterior.

$$m_{ur} = m_{u1} + m_{u2}$$

Ecuación 16. Masa no suspendida posterior

$$m_{ur} = 21.3 \text{ Kg} + 21.3 \text{ Kg}$$

$$m_{ur} = 42.6 \text{ [Kg]}$$

c. Masa suspendida del prototipo

$$m_s = m_T - (m_{UF} + m_{UR})$$

Ecuación 17. Masa suspendida

$$m_s = 377.6 \text{ Kg} - (41.04 + 42.6) \text{ Kg}$$

$$m_s = 293.96 \text{ [Kg]}$$

3.5.2 Distancia horizontal del CG' de la masa suspendida

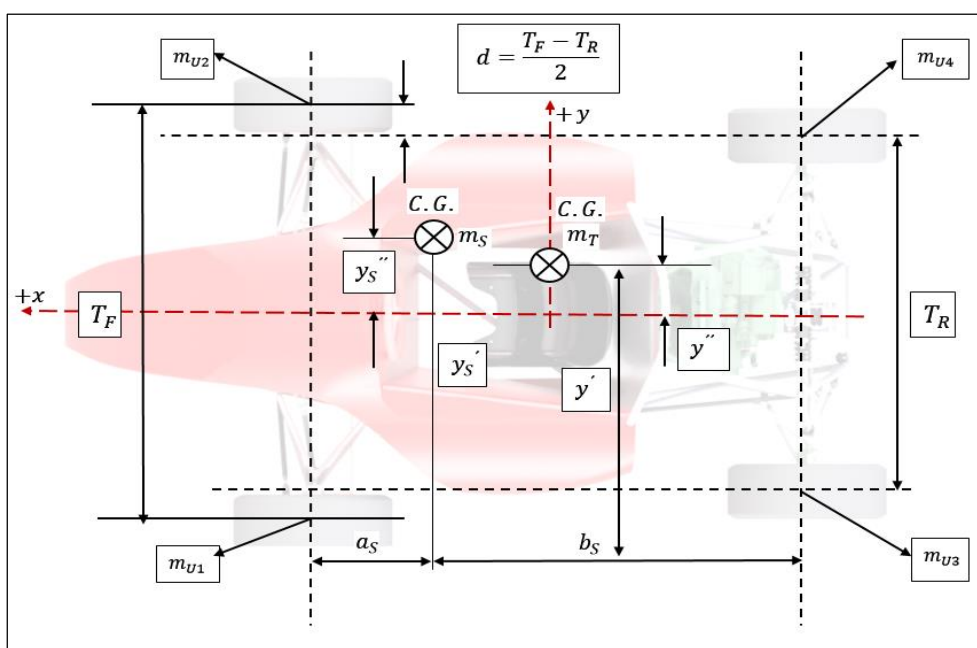


Figura 44 Localización lateral y longitudinal del CG de la masa suspendida

En donde:

- m_S : Masa suspendida del prototipo. [Kg]
- m_T : Masa total del prototipo. [Kg]
- b : Distancia desde el eje posterior hacia el CG. [mm]
- m_{ur} : Masa no suspendida posterior. [Kg]
- L : Distancia entre ejes. [mm]
- $m_{u1,u2,u3,u4}$: Masa no suspendida sobre cada neumático. [Kg]
- a_S : Distancia desde el eje delantero hacia el CG' de la m_S . [mm]
- b_S : Distancia desde el eje posterior hacia el CG' de la m_S . [mm]
- d : Variación del ancho de vía delantero con respecto al posterior. [mm]
- y_S' : Distancia desde el eje de los neumáticos hacia el CG de la m_S . [mm]
- y_S'' : Distancia del CG' con respecto al eje x (mitad del ancho de vía) de la m_S . [mm]

$$b_S = \frac{m_T * b - m_{ur} * L}{m_S}$$

Ecuación 18. Distancia horizontal del CG' con respecto al eje posterior

$$b_S = \frac{377.6 \text{ Kg} * 739.264 \text{ mm} - 42.6 \text{ Kg} * 1570 \text{ mm}}{293.96 \text{ Kg}}$$

$$b_S = 733.144 \text{ [mm]}$$

$$a_S = L - b_S$$

Ecuación 19. Distancia horizontal del CG' con respecto al eje delantero

$$a_S = 1570 \text{ mm} - 733.144 \text{ mm}$$

$$a_S = 836.856 \text{ [mm]}$$

3.5.3 Altura del CG' de la masa suspendida.

Para encontrar la altura de la masa suspendida h_S se realiza a través de una sumatoria de momentos con respecto al piso.

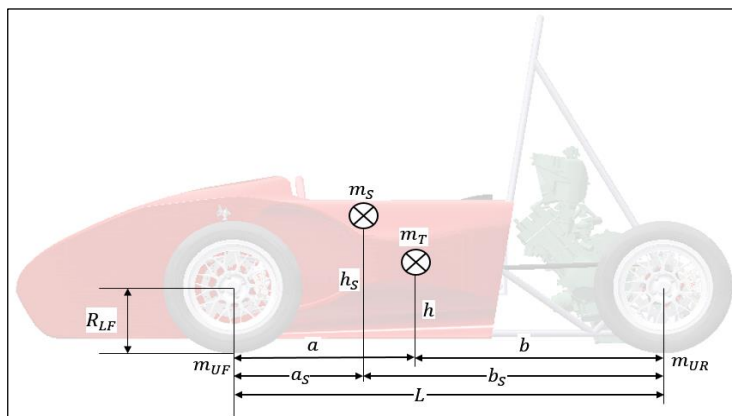


Figura 45 Altura del CG' de la masa suspendida.

$$h_s = \frac{m_T}{m_S} * h - \frac{m_{UF}}{m_S} * R_{LF} - \frac{m_{UR}}{m_S} (R_{LF})$$

Ecuación 20. Altura del CG' de la masa suspendida

$$h_s = \frac{377.6}{293.96} * 325.529 \text{ mm} - \frac{41.04}{293.96} * 260.35 \text{ mm} - \frac{42.6 \text{ Kg}}{293.96} * 260.96 \text{ mm}$$

$$h_s = 344.074 \text{ [mm]}$$

3.5.4 Atura del centro de gravedad de la masa no suspendida frontal.

Se diseñó todos los componentes de la suspensión delantera y de acuerdo a su geometría se obtuvo una altura r_f de 270.898 [mm].

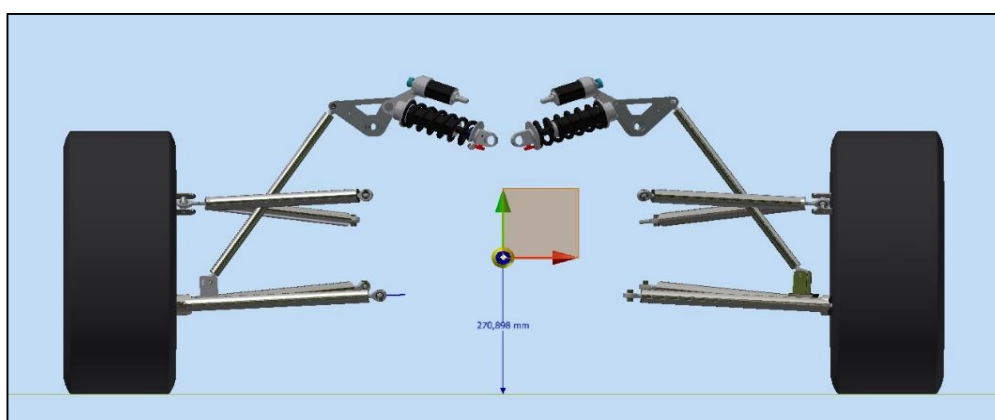


Figura 46 Altura del CG de la masa no suspendida frontal

3.5.5 Atura del centro de gravedad de la masa no suspendida posterior.

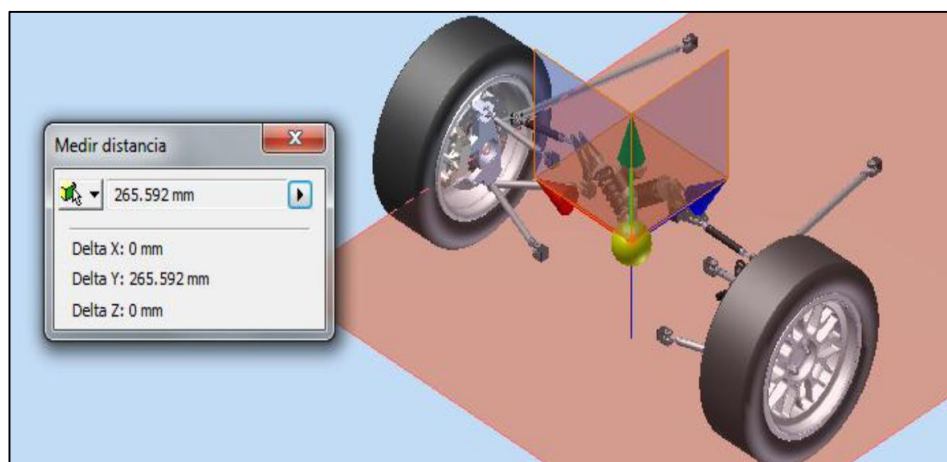


Figura 47 Altura del CG de la masa no suspendida posterior

Fuente: (Cruz Castro & Mesias Izurieta, Diseño, construcción e implementación de sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competencia Fórmula SAE 2012, 2013)

En donde:

r_r : La altura del CG de la masa no suspendida posterior = 265,592. [mm]

3.6 Aceleración lineal y transferencia de carga longitudinal.

La masa del prototipo se lo considera constante, es así que la variación de aceleración depende la disponibilidad de fuerza con la cual el vehículo es propulsado. La figura 57 muestra como la fuerza de tracción generada en la huella de contacto de los neumáticos posteriores, es la misma fuerza que interactúa en el centro de masa del prototipo conocida como fuerza resistiva utilizando el principio d'Alembert's, con lo cual hemos convertido un análisis dinámico en un simple análisis estático, en adición al acelerar se produce un efecto conocido como "squat" en donde la parte frontal del auto se levanta y la parte posterior se hunde en donde: (Seward, 2014, pág. 10)

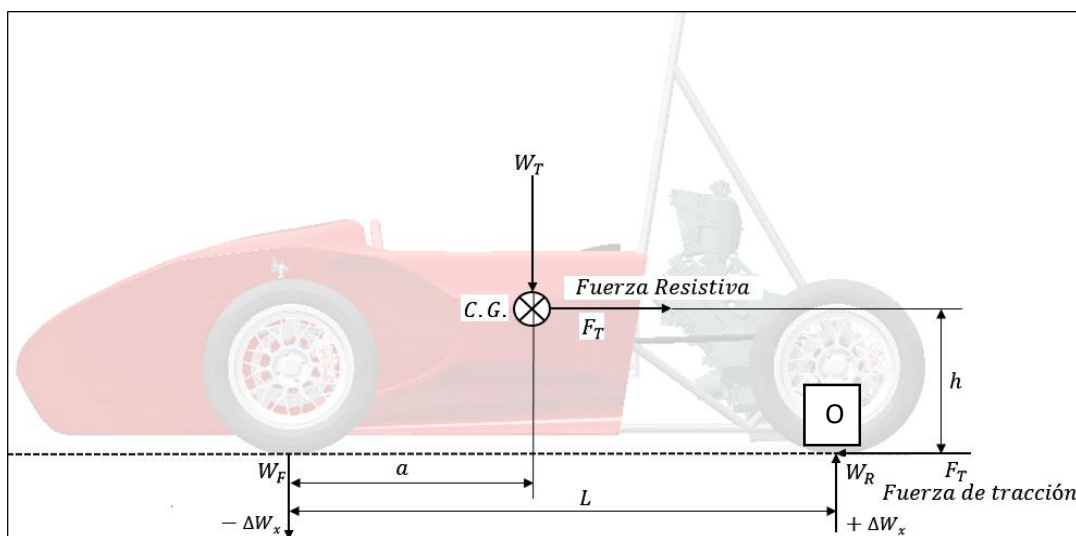


Figura 48 Aceleración lineal y transferencia de carga longitudinal

En donde:

- α_{accel} : Aceleración. [m/s²]
- F_T : Fuerza de tracción. [N]
- ΔW_x : Transferencia de carga longitudinal. [N]
- W_{FR} : Carga en el neumático delantero derecho. [N]
- W_{FL} : Carga en el neumático delantero izquierdo. [N]
- W_{RR} : Carga en el neumático delantero derecho. [N]
- W_{RL} : Carga en el neumático delantero izquierdo. [N]
- W_T : Carga total del prototipo. [N]

En la tabla 8 obtenemos las cargas del prototipo en unidades de fuerza multiplicando la masa por el valor de la gravedad de 9.81 [m/s²].

Tabla 9
Carga frontal, posterior y total del prototipo.

Parámetro	Magnitud	Símbolo	Unidad
Carga Frontal	1744.22	W_F	N
Carga Posterior	1960.04	W_R	N
Carga total	3704.26	W_T	N

Tomando momentos en la huella de contacto punto O de la figura 57 obtenemos la (Ecuación 21)

$$\begin{aligned}\Sigma M_O &= 0 \\ \Delta W_x * L - F_T * h &= 0 \\ \Delta W_x &= \frac{F_T * h}{L}\end{aligned}$$

Ecuación 21. Transferencia de carga longitudinal en aceleración

3.6.1 Fuerza de tracción.

$$F_T = \frac{W_R * \mu}{1 - \frac{h * \mu}{L}}$$

Ecuación 22. Fuerza de tracción

En donde:

- W_R : Es la carga posterior del prototipo = 1960.04 [N]
- μ : Coeficiente de rozamiento entre el neumático y la superficie = 1.5
- h : Altura del (CG) = 325.585 [mm]
- L : Distancia entre ejes = 1570 [mm]

$$\begin{aligned}F_T &= \frac{1960.04 \text{ N} * 1.5}{1 - \frac{325.529 \text{ mm} * 1.5}{1570 \text{ mm}}} \\ F_T &= 4267.23 \text{ [N]}\end{aligned}$$

3.6.2 Transferencia de carga longitudinal en aceleración.

$$\begin{aligned}\Delta W_x &= \frac{F_T * h}{L} \\ \Delta W_x &= \frac{4267.23 \text{ N} * 325.529 \text{ mm}}{1570 \text{ mm}} \\ \Delta W_x &= 884.779 \text{ [N]}\end{aligned}$$

Transferencia de carga en el neumático posterior derecho W_{RR} asumiendo un ancho de vía simétrico.

$$W_{RR} = \frac{W_R + \Delta W_x}{2}$$

Ecuación 23. Transferencia de carga en aceleración del neumático posterior

$$W_{RR} = \frac{1960.04 \text{ N} + 884.779 \text{ N}}{2}$$

$$\mathbf{W_{RR} = 1422.41 [N]}$$

Transferencia de carga en el neumático delantero derecho W_{FR} .

$$W_{FR} = \frac{W_F - \Delta W_x}{2}$$

Ecuación 24. Transferencia de carga en aceleración del neumático delantero

$$W_{FR} = \frac{1744.22 \text{ N} + 884.779 \text{ N}}{2}$$

$$\mathbf{W_{FR} = 429.719 [N]}$$

3.6.3 Aceleración máxima y fuerza g.

$$\alpha_{accel} = \frac{F_T}{m_T}$$

Ecuación 25. Aceleración máxima

$$\alpha_{accel} = \frac{4267.23 \text{ N}}{377.6 \text{ Kg}}$$

$$\mathbf{\alpha_{accel} = 11.3009 \left[\frac{m}{s^2} \right]}$$

$$\alpha_{accel} = \frac{11.3009 \left[\frac{m}{s^2} \right]}{9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]}$$

$$\mathbf{\alpha_{accel} = 1.15198 [g']}$$

3.7 Frenado y transferencia de carga longitudinal.

Al frenar se considera que las cuatro ruedas están bloqueadas como indica la figura 58, por lo tanto la fuerza de frenado es simplemente el peso del prototipo W_T [N] multiplicado por el coeficiente de fricción neumático/superficie promedio de ($\mu = 1.5$).

- α_{fre} : Desaceleración. [m/s²]
- F_F : Fuerza de Frenado. [N]
- ΔW_x : Transferencia de carga longitudinal. [N]

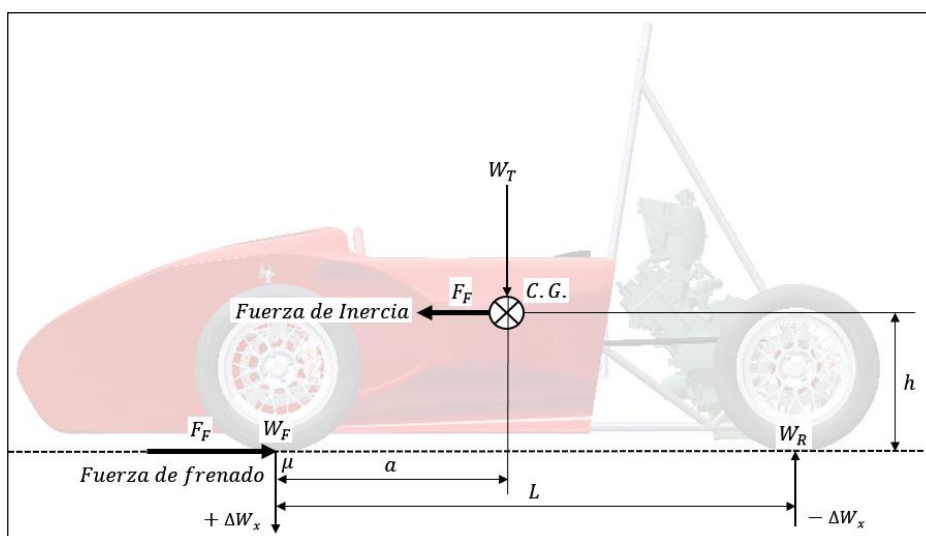


Figura 49 Frenado y transferencia de carga longitudinal.

3.7.1 Fuerza de frenado.

$$F_F = W_T * \mu$$

Ecuación 26. Fuerza de frenado

En donde:

- W_T : Es la carga total del prototipo = 3704.26 [N]
- h : Altura del (CG) = 325.585 [mm]
- L : Distancia entre ejes = 1570 [mm]

$$F_F = 3704.26 \text{ N} * 1.5$$

$$F_F = 5556.38 \text{ [N]}$$

3.7.2 Transferencia de carga longitudinal en frenado.

$$\Delta W_x = \frac{F_F * h}{L}$$

Ecuación 27. Transferencia de carga longitudinal en frenado

$$\Delta W_x = \frac{5556.38 \text{ N} * 325.529 \text{ mm}}{1570 \text{ mm}}$$

$$\Delta W_x = \mathbf{1152.08 \text{ [N]}}$$

Transferencia de carga en frenado sobre los neumáticos delanteros W_{FR} y W_{FL} .

$$W_{FR} = \frac{W_F + \Delta W_x}{2}$$

Ecuación 28. Transferencia de carga en frenado del neumático delantero

En donde:

- W_F : Es la carga frontal del prototipo = 1744.22 [N]

$$W_{FR} = \frac{1744.22 \text{ N} + 1152.08 \text{ N}}{2}$$

$$W_{FR} = \mathbf{1448.15 \text{ [N]}}$$

Transferencia de carga en frenado sobre los neumáticos posteriores W_{RR} y W_{RL} .

$$W_{RR} = \frac{W_R - \Delta W_x}{2}$$

Ecuación 29. Transferencia de carga en frenado del neumático posterior

En donde:

- W_R : Es la carga posterior del prototipo = 1744.22 [N]

$$W_{RR} = \frac{1960.04 \text{ N} - 1152.08 \text{ N}}{2}$$

$$W_{RR} = \mathbf{403.98 \text{ [N]}}$$

3.7.3 Desaceleración máxima y fuerza g.

$$\alpha_{fre} = \frac{F_F}{m_T}$$

Ecuación 30. Desaceleración máxima

$$\alpha_{fre} = \frac{5556.38 \text{ N}}{377.6 \text{ Kg}}$$

$$\alpha_{fre} = \mathbf{14.715 \frac{m}{s^2}}$$

$$\alpha_{fre} = \frac{14.715 \left[\frac{m}{s^2} \right]}{9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]}$$

$$\alpha_{fre} = 1.5 [g']$$

3.8 Transferencia de carga lateral.

Durante una curva la fuerza centrífuga actúa a través del centro de masa CG lo que produce una transferencia de carga lateral que va desde el interior hacia el exterior de los neumáticos.

En la tabla 10 se puede observar los valores calculados previamente que serán utilizados para el cálculo de obtener la transferencia de carga lateral.

Tabla 10

Parámetros principales sobre la transferencia lateral.

Símbolo	Parámetro	Delantero	Posterior	Unidades
R_L	Radio del neumático	260.35	260.35	[mm]
T	Ancho de vía	1403	1203	[mm]
h_{rc}	Altura del centro de balanceo	143.096	122.545	[mm]
m_u	Masa no suspendida	41.04	42.6	[Kg]
L	Distancia entre ejes	1750		[mm]
m_s	Masa suspendida	293.96		[Kg]
h_s	Altura de la masa suspendida	344.074		[mm]

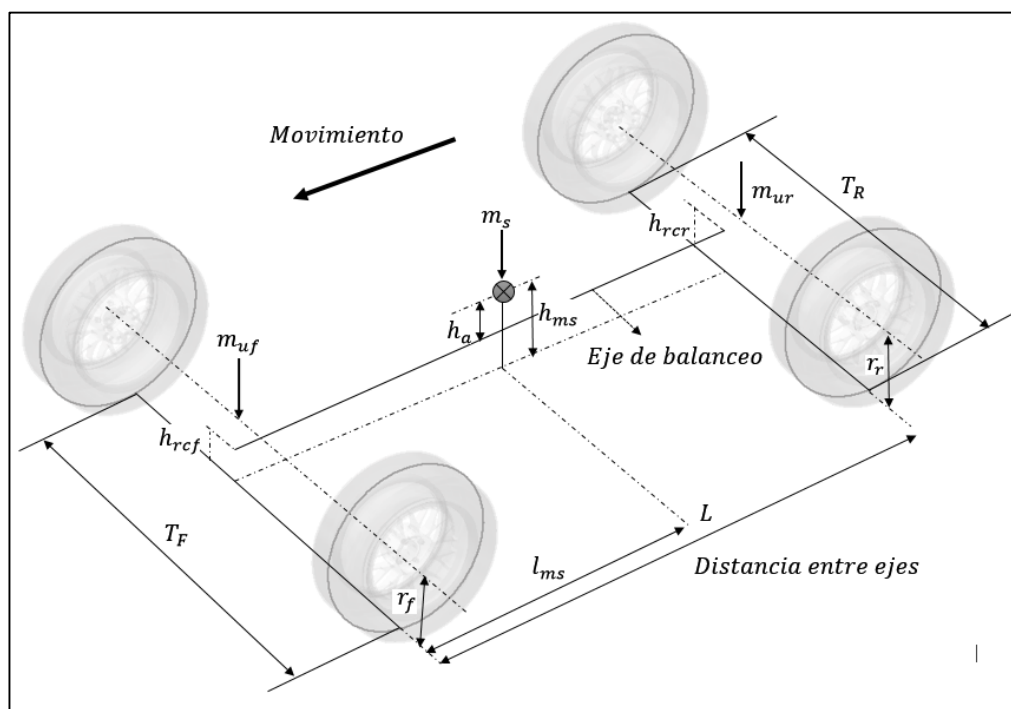


Figura 50 Geometría de la transferencia de carga lateral.

3.8.1 Carga estática sobre los neumáticos.

La carga estática puede ser calculada ya sea con el peso combinado del prototipo y la posición de su centro de masa o con las masas suspendida y no suspendida.

Se realiza sumatoria de momentos en el eje delantera para encontrar la carga estática en el neumático posterior derecho W_{RR} .

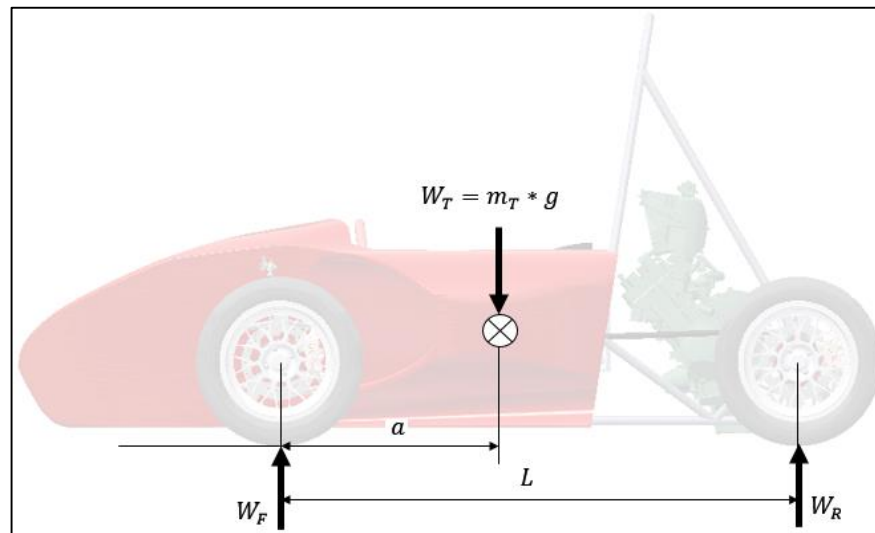


Figura 51 Ubicación de las cargas estáticas.

$$\Sigma M_F = 0$$

$$-m_R * L + m_{ur} * L + m_S * h_S = 0$$

$$m_R = m_{ur} + \frac{m_S * h_S}{L}$$

Ecuación 31. Carga estática del eje posterior

En donde:

- m_R : Es la masa posterior del prototipo.
- m_{ur} : La masa no suspendida posterior = 42.6 [N]
- m_S : La masa suspendida total = 293.96 [N]
- h_S : Altura del (CG´) de la masa suspendida = 344.074 [mm]
- L : Distancia entre ejes = 1570 [mm]

$$m_R = 42.6 \text{ Kg} + \frac{293.96 * 344.074}{1570} \text{ Kg}$$

$$m_R = 199.8 \text{ [Kg]}$$

Se calculó la carga estática del neumático posterior en N.

$$W_{RR} = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 * 199.8 \text{ Kg}}{2}$$

$$W_{RR} = 980.019 \text{ [N]}$$

Para encontrar la carga estática en el neumático delantero derecho W_{FR} se realiza una sumatoria de fuerzas.

$$\Sigma F = 0$$

$$W_{FR} = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 (m_{uf} + m_{ur} + m_s)}{2} - W_{RR}$$

Ecuación 32. Carga estática del neumático delantero

En donde:

- m_{uf} : La masa no suspendida frontal del prototipo.= 41.04 [Kg]
- m_{ur} : La masa no suspendida posterior = 42.6 [kg]
- m_s : La masa suspendida total = 293.96 [Kg]
- h_s : Altura del (CG´) de la masa suspendida = 344.074 [mm]
- L : Distancia entre ejes = 1570 [mm]

$$W_{FR} = \frac{9.81 \text{ m/s}^2 (41.04 + 42.6 + 293.96) \text{ Kg}}{2} - 980.019 \text{ [N]}$$

$$W_{FR} = 872.109 \text{ [N]}$$

3.8.2 Fuerza lateral de la masa no suspendida.

“Las transferencias de carga lateral son normalmente llevadas a cabo con un incremento de fuerza lateral g , de acuerdo al reglamento el vehículo toma una fuerza g máxima de 1,7 en la prueba de tilt test” (FSAE, 2017, pág. 99)

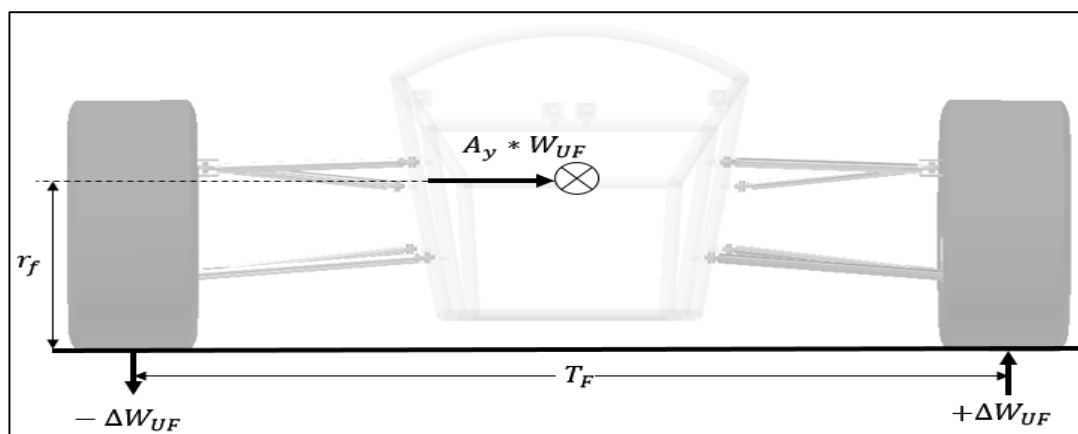


Figura 52 Transferencia de carga lateral de la masa no suspendida.

Encontramos las fuerzas que ejercen las masas no suspendidas en el eje delantero mediante la ecuación 33.

$$W_{uf} = \frac{A_y * m_{uf} * r_f}{T_f}$$

Ecuación 33. Fuerzas que ejercen las masas no suspendidas en el eje delantero.

En donde:

- A_y : Aceleración lateral máxima = 1.7 [g]
- T_f : Ancho de vía frontal = 1403 [mm]
- r_f : Altura del CG de la masa no suspendida frontal = 270.898 [mm]
- m_{uf} : La masa no suspendida frontal del prototipo.= 41.04 [Kg]

$$W_{uf} = \frac{1.7 \frac{m}{s^2} * 41.04 \text{ Kg} * 270.898 \text{ mm}}{1403 \text{ mm}} \text{ [N]}$$

$$W_{uf} = \mathbf{13,471 \text{ [N]}}$$

Encontramos las fuerzas que ejercen las masas no suspendidas en el eje posterior mediante la ecuación 34.

$$W_{ur} = \frac{A_y * m_{ur} * r_r}{T_r}$$

Ecuación 34. Fuerzas que ejercen las masas no suspendidas en el eje posterior.

En donde:

- A_y : Aceleración lateral máxima = 1.7 [g]
- T_r : Ancho de vía posterior = 1203 [mm]
- r_r : Altura del CG de la masa no suspendida posterior = 265.592 [mm]
- m_{ur} : La masa no suspendida frontal del prototipo.= 42.6 [Kg]

$$W_{ur} = \frac{1.7 \frac{m}{s^2} * 42.6 \text{ Kg} * 265.592 \text{ mm}}{1203 \text{ mm}}$$

$$W_{ur} = \mathbf{15,988 \text{ [N]}}$$

3.8.3 Fuerza lateral de la masa suspendida a través de los brazos de suspensión.

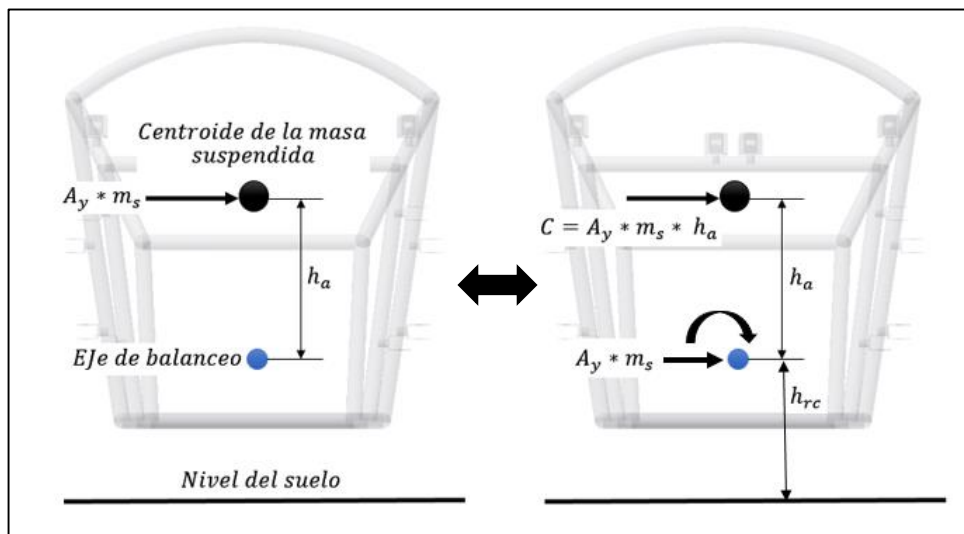


Figura 53 Transferencia de carga lateral de la masa suspendida

Cálculo de la fuerza lateral de la masa suspendida sobre los brazos de suspensión delanteros.

$$W_{Sff} = \left(\frac{A_y * 9.81 * m_s * (L - a_s)}{L} \right) * \left(\frac{RC_F}{T_f} \right)$$

Ecuación 35. Fuerza lateral de la masa suspendida sobre los brazos de suspensión delanteros.

En donde:

- A_y : Aceleración lateral máxima = 1.7 [g]
- m_s : Masa suspendida = 293.96 [kg]
- a_s : Distancia horizontal del CG' de la masa suspendida con respecto al eje delantero = 836.856 [mm]
- T_f : Ancho de vía frontal = 1403 [mm]
- RC_F : Altura del centro de balanceo (RC) frontal = 143.096 [mm]
- L : Distancia entre ejes = 1570 [mm]

$$W_{Sff} = \left(\frac{A_y * 9.81 * 293.96 * (1570 - 836.856)}{1570} \right) * \left(\frac{143.096}{1403} \right) [N]$$

$$W_{Sff} = 232,62 [N]$$

Calculo de la fuerza lateral de la masa suspendida sobre los brazos de suspensión posteriores.

$$W_{Sfr} = \left(\frac{A_y * 9.81 * m_s * a_s}{L} \right) * \left(\frac{RC_R}{T_r} \right)$$

Ecuación 36. Fuerza lateral de la masa suspendida sobre los brazos de suspensión posterior.

En donde:

- A_y : Aceleración lateral máxima = 1.7 [g]
- m_s : Masa suspendida = 293.96 [kg]
- a_s : Distancia horizontal del CG' de la masa suspendida con respecto al eje delantero = 836.856 [mm]
- T_r : Ancho de vía frontal = 1203 [mm]
- RC_R : Altura del centro de balanceo (RC) frontal = 122.545 [mm]
- L : Distancia entre ejes = 1570 [mm]

$$W_{Sfr} = \left(\frac{A_y * 9.81 * 293.96 * (1570 - 836.856)}{1570} \right) * \left(\frac{122.545}{1203} \right) [N]$$

$$W_{Sfr} = 267,055 [N]$$

Si se obtiene la altura del centro de balanceo frontal y posterior se forma un eje de balanceo el cual forma una distancia perpendicular " h_a " con el CG de todo el prototipo y se produce un par de fuerzas llamado roll couple "C" o " M_{roll} " como se muestra en la figura 62.

Calculo de la fuerza del roll couple de la masa suspendida a través de los resortes.

$$h_a = h_s - RC_F - a_s \left(\frac{RC_R - RC_F}{L} \right)$$

Ecuación 37. Altura del eje de balanceo al CG de masa suspendida

En donde:

- h_s : Altura del CG' de la masa suspendida = 344.074 [mm]
- a_s : Distancia horizontal del CG' de la masa suspendida con respecto al eje delantero = 836.856 [mm]
- RC_F : Altura del centro de balanceo (RC) frontal = 143.096 [mm]
- RC_R : Altura del centro de balanceo (RC) posterior = 122.545 [mm]
- L : Distancia entre ejes = 1570 [mm]

$$h_a = 344.074 \text{ mm} - 143.096 \text{ mm} - 836.856 \left(\frac{122.545 - 143.096}{1570} \right) \text{ mm}$$

$$h_a = 211,968 \text{ [mm]}$$

Se obtiene el roll couple C o M_{roll} .

$$M_{roll} = 9.81 * A_y * m_s * h_a$$

Ecuación 38. Roll couple

$$M_{roll} = 9.81 * 1.7 * 293.96 * 211.968$$

$$M_{roll} = 1,03914 \times 10^6 \text{ [N * mm]}$$

En donde a condiciones críticas de trabajo se ha seleccionado una presión de aire de 18 PSI con una carga de 400 lbs obteniendo un K_T de 1419,30 lbs.

TIRE SIZE: 20.5 x 7.0 - 13 C2500		
COMPOUND = R25B		
RIM WIDTH = 6"		
PRELOAD = 0		
	ACTUAL LOAD	STATIC SPRING RATE (lbs/in)
AIR = 14 PSI	200 lbs.	961.06 lbs.
	300 lbs.	1083.62 lbs.
	400 lbs.	1104.34 lbs.
AIR = 16 PSI	200 lbs.	1053.66 lbs.
	300 lbs.	1222.01 lbs.
	400 lbs.	1260.39 lbs.
AIR = 18 PSI	200 lbs.	1130.16 lbs.
	300 lbs.	1364.19 lbs.
	400 lbs.	1419.30 lbs.

Figura 54 Datos sobre la proporción de resorte del neumático Hoosier Slick R25B

Fuente: (Hoosiertire, 2018)

- $K_T : 248,5 \text{ [N/mm]}$

Mediante el valor $K_R = 19.2577 \text{ [N/mm]}$ obtenido de la ecuación 78, se procede a encontrar el roll rate o proporción de balanceo de la parte delantera mediante la ecuación 39.

En donde:

- K_R = Es la constante de rigidez del vehículo. [N/mm]
- K_T = Es el constante de rigidez del neumático. [N/mm]
- K_W = Es la rigidez del eje del neumático con respecto al chasis. [N/mm]

Se calcula el roll rate de la parte delantera.

$$K_{\phi f} = \frac{T_f^2 * K_R}{114.6 * 10^3} \left[\frac{Nm}{^\circ} \right]$$

Ecuación 39. Roll rate de la parte delantera

$$K_{\phi f} = \frac{(1403)^2 * 19.2577}{114.6 * 10^3} \left[\frac{Nm}{^\circ} \right]$$

$$K_{\phi f} = 330.772 \left[\frac{Nm}{^\circ} \right]$$

Calculamos el roll rate de la parte posterior.

$$K_{\phi r} = \frac{T_r^2 * K_R}{114.6 * 10^3}$$

Ecuación 40. Roll rate de la parte posterior

$$K_{\phi r} = \frac{(1203)^2 * 19.2577}{114.6 * 10^3} \left[\frac{Nm}{^\circ} \right]$$

$$K_{\phi r} = 243.189 \left[\frac{Nm}{^\circ} \right]$$

De los cálculos obtenidos se puede sacar un porcentaje:

$$Roll_{porcentaje} = \left(\frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \right) * 100$$

Ecuación 41 Roll porcentaje

$$Roll_{porcentaje} = \left(\frac{330.772}{330.772 + 243.189} \right) * 100$$

$$Roll_{porcentaje} = 57.6297 \%$$

El cual nos dice que un 57.6297% del roll couple será transferido hacia los neumáticos delanteros.

Mediante las ecuaciones 38, 39 y 40 se obtiene la transferencia de carga ejercido por el roll couple sobre el eje delantero y posterior respectivamente:

3.8.4 Fuerza del roll couple de la masa suspendida a través de los resortes.

Calculamos la transferencia de carga frontal.

$$W_{scf} = \left(\frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} * M_{roll} \right) / T_f$$

Ecuación 42. Transferencia de carga frontal

En donde:

- $K_{\phi f}$: Roll rate de la parte frontal. [Nm/°]
- $K_{\phi r}$: Roll rate de la parte posterior. [Nm/°]
- M_{roll} : Roll couple. [N*mm]

$$W_{scf} = \left(\frac{330.772}{330.772 + 243.189} * 1,03914 \times 10^6 \right) / 1403$$

$$W_{scf} = 426.839 [N]$$

Calculamos la transferencia de carga posterior.

$$W_{scr} = \left(\frac{K_{\phi r}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} * M_{roll} \right) / T_r$$

Ecuación 43. Transferencia de carga posterior

$$W_{scr} = \left(\frac{243.189}{330.772 + 243.189} * 1,03914 \times 10^6 \right) / 1203$$

$$W_{scr} = 365.992 [N]$$

3.8.5 Transferencia lateral de carga total.

Tabla 11

Resume de las fuerzas en la transferencia de carga lateral.

1 Carga estática en los neumáticos.	Neumático Delantero	Neumático Posterior
	$W_{FR} = 872.109 [N]$	$W_{RR} = 980.019 [N]$
2 Fuerza lateral de la masa no suspendida.	Eje delantero	Eje posterior
	$W_{uf} = 13.471 [N]$	$W_{ur} = 1588 [N]$

CONTINÚA 

3 Fuerza lateral de la masa suspendida a través de los brazos de suspensión.	Brazos de suspensión delanteros	Brazos de suspensión posteriores
	$W_{Sff} = 232.62$ [N]	$W_{Sfr} = 267.055$ [N]
4 Fuerza del roll couple de la masa suspendida a través de los resortes.	Eje delantero	Eje posterior
	$W_{scf} = 426.839$ [N]	$W_{scr} = 365.992$ [N]

- Hallamos la carga en cada uno de los neumáticos.

Transferencia de carga frontal.

$$\Delta W_{frontal-lateral} = W_{uf} + W_{Sff} + W_{scf}$$

Ecuación 44. Transferencia de carga frontal

$$\Delta W_{frontal-lateral} = (13.471 + 232.62 + 426.839)[N]$$

$$\Delta W_{frontal-lateral} = 672.93 [N]$$

Transferencia de carga posterior.

$$\Delta W_{posterior-lateral} = W_{ur} + W_{Sfr} + W_{scr}$$

Ecuación 45. Transferencia de carga posterior

$$\Delta W_{posterior-lateral} = (15.988 + 267.055 + 365.992)[N]$$

$$\Delta W_{posterior-lateral} = 649.036 [N]$$

Neumático delantero interno

$$W_{fi} = W_{FR} - \Delta W_{frontal-lateral}$$

Ecuación 46. Fuerza del neumático delantero interno

$$W_{fi} = (872.109 - 672.93) [N]$$

$$W_{fi} = 199.179 [N]$$

Neumático delantero externo.

$$W_{fo} = W_{FR} + \Delta W_{frontal-lateral}$$

Ecuación 47. Fuerza del neumático delantero externo

$$W_{fi} = (872.109 + 672.93) [N]$$

$$W_{fo} = \mathbf{1545.04 [N]}$$

Neumático posterior interno.

$$W_{ri} = W_{RR} - \Delta W_{posterior-lateral}$$

Ecuación 48. Fuerza del neumático posterior interno

$$W_{ri} = (980.019 - 649.036) [N]$$

$$W_{ri} = \mathbf{330.983 [N]}$$

Neumático posterior externo.

$$W_{ro} = W_{RR} + \Delta W_{posterior-lateral}$$

Ecuación 49. Fuerza del neumático posterior externo

$$W_{ri} = (980.019 + 649.036) [N]$$

$$W_{ro} = \mathbf{1629.05 [N]}$$

3.9 Análisis estáticos sobre los brazos de control de suspensión.

Cargas en el chasis y factores dinámicos de diseño.

Cuando un vehículo pasa por baches o bordillos, las cargas de impacto se transmiten a través de la suspensión, muelles y amortiguadores. La magnitud real de estas cargas dinámicas es muy difícil de determinar, ya que el procedimiento de diseño normal es muy simple.

Es una práctica común aplicar un factor de multiplicación dinámico a las cargas estáticas. Para cargas verticales, un factor de multiplicación típico es 3. (Seward, 2014, pág. 46)

Pero al tratarse de un FSAE no sufre una carga excesiva de aerodinámica es por ello que es conveniente trabajar con un factor de 1.5.

Tabla 12
Casos de carga y factores dinámicos

Carga	Factor dinámico de multiplicación
Máxima carga vertical	1.5
Máxima torsión	1.3 sobre cargas verticales
Máxima curva	1.3 sobre cargas verticales y laterales
Máximo frenado	1.3 sobre cargas verticales y longitudinales
Máxima aceleración	1.3 sobre cargas verticales y longitudinales

Fuente: (Seward, 2014, pág. 46)

3.9.1 Carga de diseño vertical máxima.

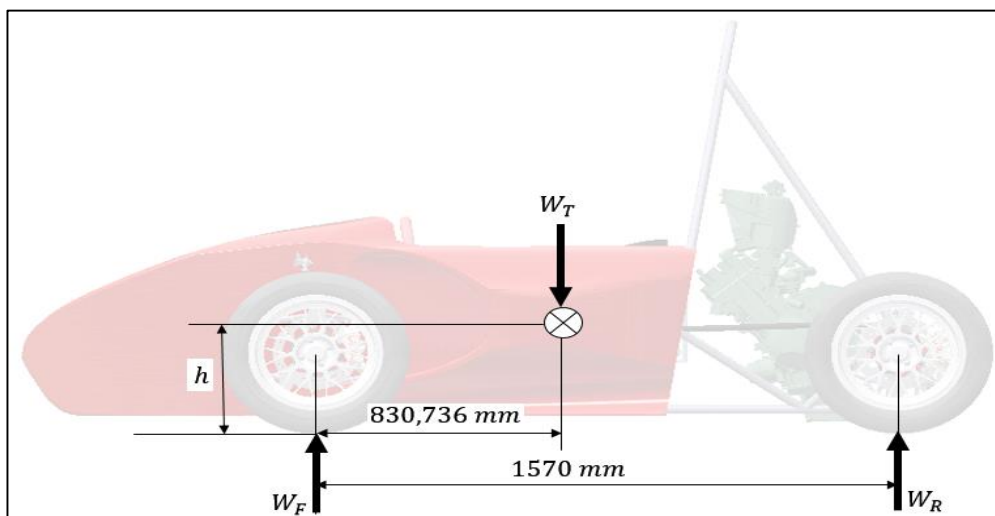


Figura 55 Diagrama de fuerzas para el cálculo de las cargas en los neumáticos

En donde:

- W_T : Peso total del prototipo = 3704.26 [N]
- L : Distancia entre ejes = 1570 [mm]
- a : Distancia horizontal del CG con respecto al eje frontal = 830.736 [mm]
- $F_{vertical-max}$: Carga total de diseño vertical máxima del prototipo. [N]
- W_{F-vert} : Carga vertical de diseño en el neumático delantero. [N]

Aplicando un factor de multiplicación dinámico de 1.5 para la porción de carga vertical derivada de la masa, se obtiene:

$$F_{vertical-max} = (W_T * 1.5)$$

$$F_{vertical-max} = (3704.26 * 1.5)$$

$$F_{vertical-max} = 5556.38 [N]$$

$$W_{vert-max} = 0.5 \left[F_{vertical-max} * \frac{(L - a)}{L} \right]$$

Ecuación 50. Carga vertical de diseño máxima

$$W_{vert-max} = 0.5 \left[5556.38 * \frac{(1570 - 830.736)}{1570} \right]$$

$$W_{vert-max} = 1308.16 [N]$$

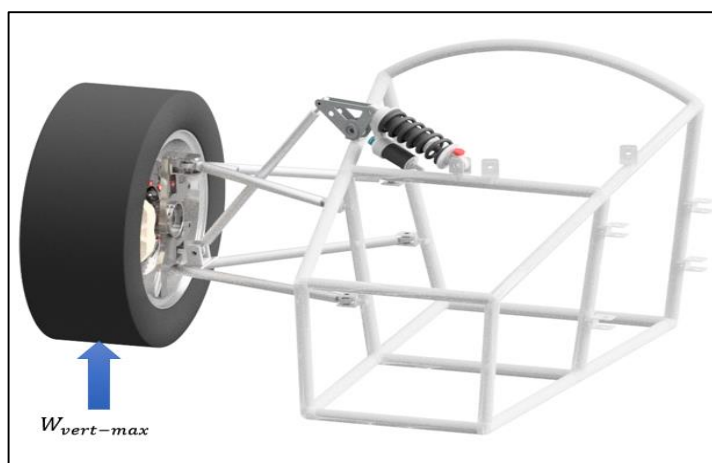


Figura 56 Carga vertical máxima de diseño

3.9.2 Carga de diseño máximo en curva.

- WC_{vert} : Carga de diseño vertical en curva. [N]
- WC_{Lat} : Fuerza de diseño de frenado. [N]
- W_{fo} : Carga máxima en el neumático delantero en una curva. [N]

$$W_{fo} = 1545.04 [N]$$

Ahora calculamos las cargas verticales y lateral máxima en curvas del neumático delantero.

$$WC_{vert} = W_{fo} * 1.3$$

Ecuación 51. Carga vertical máxima en curva del neumático delantero.

$$WC_{vert} = 1545.04 * 1.3$$

$$WC_{vert} = 2008.55 [N]$$

“Como al estar a una condición máxima de “grip” o agarre se procede a usar un coeficiente de rozamiento $\mu = 1,2$ ” (Seward, 2014, pág. 100).

$$WC_{Lat} = WC_{vert} * 1.2$$

Ecuación 52. Carga lateral máxima en curva del neumático delantero.

$$WC_{Lat} = 2008.55 * 1.2$$

$$WC_{Lat} = 2410.26 [N]$$

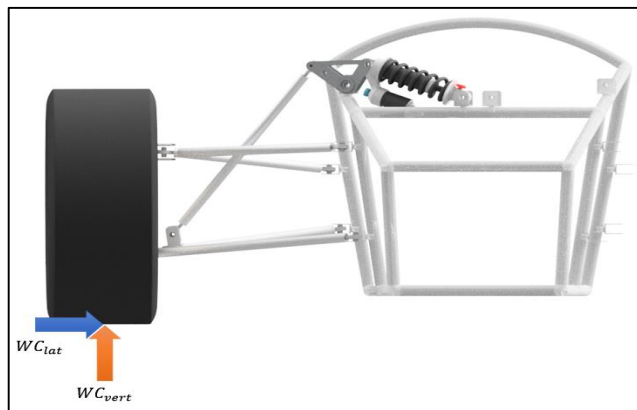


Figura 57 Fuerza vertical y lateral máxima en curva del neumático delantero

3.9.3 Carga de diseño en frenado máximo.

Utilizamos el resultado obtenido en la sección de "frenado máximo y carga longitudinal", en donde:

- W_{FR} : Carga Vertical en el neumático delantero derecho en frenado. [N]
- WF_{Vert} : Carga de Diseño en frenado máximo. [N]
- WF_{Long} : Fuerza de Diseño de frenado. [N]

$$W_{FR} = 1448.15 [N]$$

A continuación, lo multiplicamos por el factor dinámico y obtenemos la carga de diseño vertical en frenado.

$$WF_{Vert} = W_{FR} * 1.3$$

Ecuación 53. Fuerza vertical máxima en frenado del neumático delantero.

$$WF_{Vert} = 1448.15 * 1.3 [N]$$

$$WF_{Vert} = 1882.59 [N]$$

Ahora lo multiplicamos por el coeficiente de fricción (μ) para obtener la fuerza de frenado máxima.

$$WF_{Long} = WF_{Vert} * 1.2$$

Ecuación 54. Fuerza de Frenado máxima del neumático delantero.

$$WF_{Long} = 1882.59 * 1.2$$

$$WF_{Long} = 2259.11 [N]$$

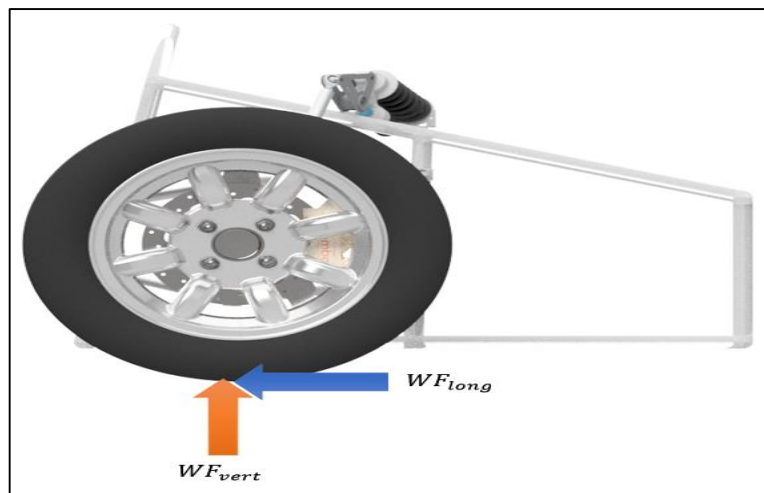


Figura 58 Fuerza vertical y de frenado máxima del neumático delantero

3.9.4 Análisis en los brazos de suspensión.

Para obtener las fuerzas que ingresan a las mesas de suspensión superior e inferior se hace un análisis estático sobre la geometría de suspensión delantera.

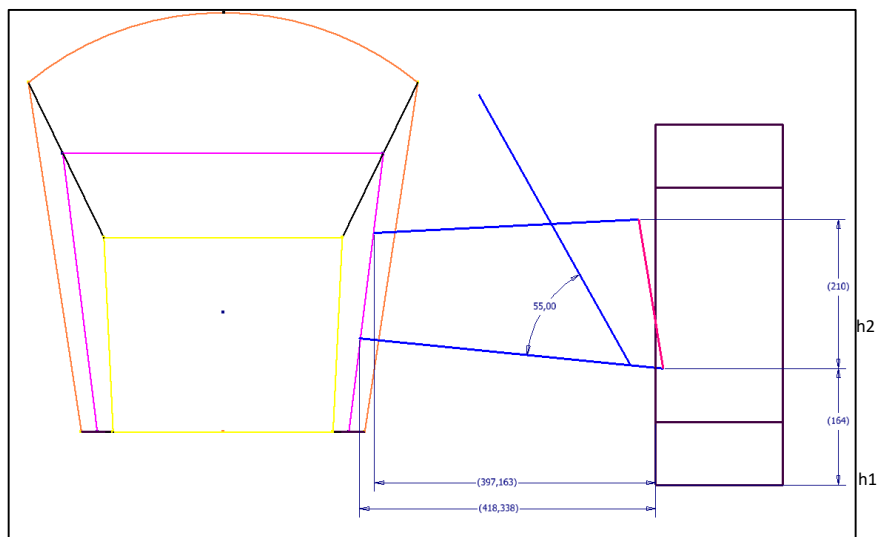


Figura 59 Ángulos de los brazos de suspensión

De la figura 68 podemos obtener las alturas de la mesa inferior y superior.

- h_1 : Altura del anclaje inferior de la mangueta al piso = 164 [mm].
- h_2 : Altura del anclaje superior de la mangueta al inferior = 210 [mm].
- β_{push} : Angulo de la barra push con respecto a la mesa inferior = 55°

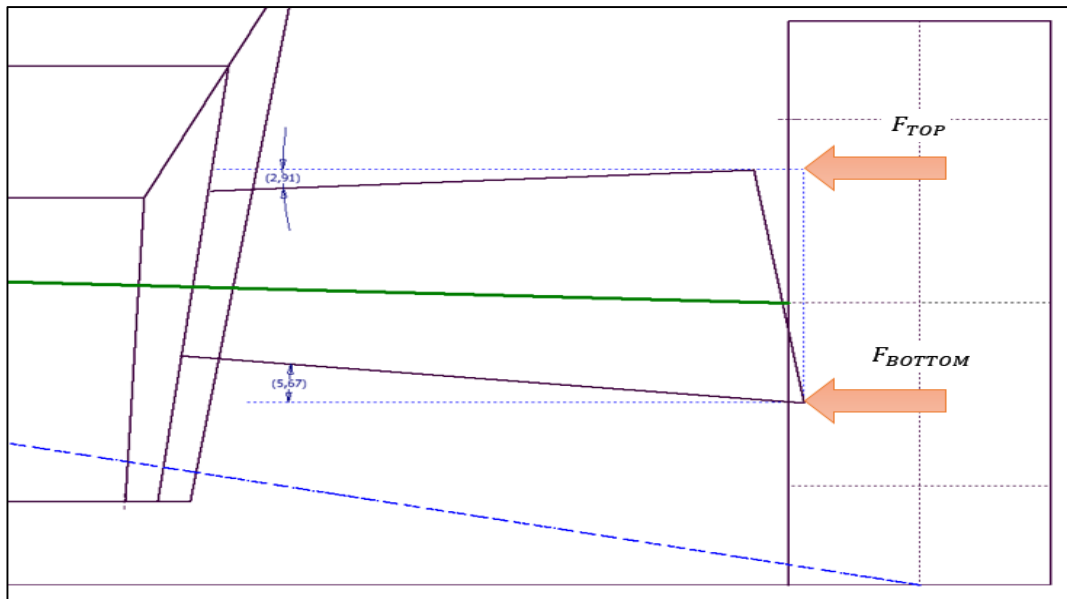


Figura 60 Ángulos de inclinación de la mesa superior e inferior

- Angulo de inclinación de la mesa superior: 2.91°
- Angulo de inclinación de la mesa inferior: 5.67°

3.9.5 Caso freno máximo

En donde:

- $WF_{Vert} = 1882.59$ [N]
- $WF_{Long} = 2259.11$ [N]

Calculamos la fuerza en la barra Push.

$$F_{pushrod} = \frac{WF_{Vert}}{\text{Sen}(\beta_{push})}$$

Ecuación 55. Fuerza en la barra Push - freno máximo.

$$F_{pushrod} = \frac{1882.59}{\text{Sen}(55^\circ)} \text{ [N]}$$

$$\mathbf{F_{pushrod} = 2298.22 \text{ [N]}}$$

Calculamos la componente horizontal de la barra Push.

$$H_{pushrod} = F_{pushrod} * \text{Cos}(\beta_{push})$$

Ecuación 56. Fuerza horizontal de la barra Push - freno máximo.

$$H_{pushrod} = 2298.22 * \text{Cos}(55^\circ)$$

$$\mathbf{H_{pushrod} = 1318.21 \text{ [N]}}$$

Calculamos la fuerza ejercida en la mesa de suspensión superior.

$$FF_{top} = \frac{h1}{h2} * WF_{Long}$$

Ecuación 57. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión superior – freno máximo.

$$FF_{top} = \left(\frac{164}{210} * 2259.11 \right) [N]$$

$$FF_{top} = 1764.26 [N]$$

Calculamos la fuerza ejercida en la mesa de suspensión inferior.

$$FF_{bottom} = \frac{h1 + h2}{h2} * WF_{Long}$$

Ecuación 58. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión inferior - freno máximo.

$$FF_{bottom} = \frac{164 + 210}{210} * 2259.11 [N]$$

$$FF_{bottom} = 4023.37 [N]$$

3.9.6 Análisis en los brazos de suspensión - curva máxima.

En donde:

- $WC_{vert} = 2008.55 [N]$
- $WC_{Lat} = 2410.26 [N]$

Calculamos la fuerza en la barra Push.

$$F_{pushrod} = \frac{WC_{vert}}{Sen(\beta_{push})}$$

Ecuación 59. Fuerza en la barra Push - curva máxima.

$$F_{pushrod} = \frac{2008.55}{Sen(\beta_{push})} [N]$$

$$F_{pushrod} = 2451.99 [N]$$

Calculamos la componente horizontal de la barra Push.

$$H_{pushrod} = F_{pushrod} * Cos(55^\circ)$$

Ecuación 60. Fuerza horizontal de la barra Push - curva máxima.

$$H_{pushrod} = 2451.99 \text{ N} * \text{Cos}(55^\circ)$$

$$\mathbf{H_{pushrod} = 1406.4 [N]}$$

Calculamos la fuerza ejercida en la mesa de suspensión superior.

$$FC_{top} = \frac{h1}{h2} * WC_{Lat}$$

Ecuación 61. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión superior - curva máxima.

$$FC_{top} = \frac{164}{210} * 2410.26$$

$$\mathbf{FC_{top} = 1882.3 [N]}$$

Debido a la inclinación existente entre la fuerza que ingresa a la mesa de suspensión superior se obtiene trigonométricamente la fuerza neta real que ingresa en el componente.

$$FC_{wishbone-Top} = \frac{F_{Top}}{\text{Cos}[2.91^\circ]}$$

Ecuación 62. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión superior.

$$FC_{wishbone-Top} = \frac{1882.3 [N]}{\text{Cos}[2.91^\circ]}$$

$$\mathbf{FC_{wishbone-Top} = 1884.73 [N]}$$

Calculamos la fuerza ejercida en la mesa de suspensión inferior.

$$FC_{bottom} = \frac{h1 + h2}{h2} * WC_{Lat}$$

Ecuación 63. Fuerza ejercida en la mesa de suspensión inferior.

$$FC_{bottom} = \frac{164 + 210}{210} * 2410.26 \text{ N}$$

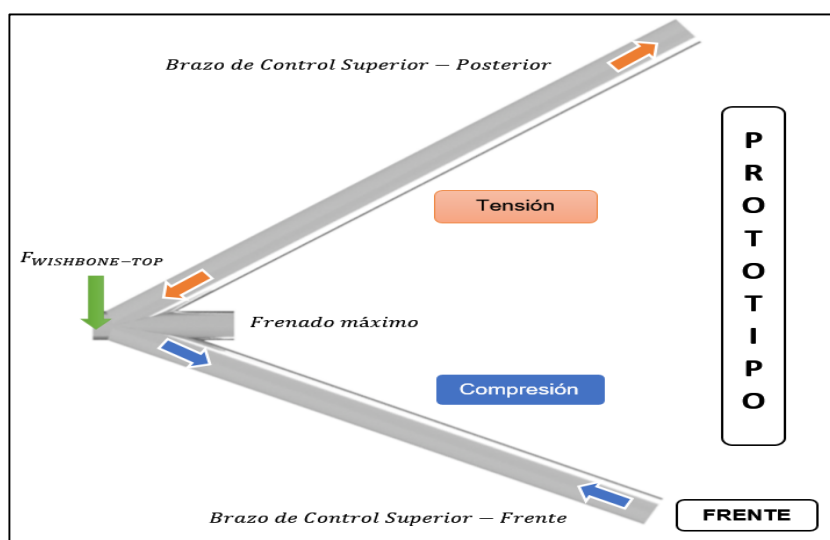
$$\mathbf{FC_{bottom} = 4292.56 [N]}$$

3.9.7 Fuerzas sobre los brazos de suspensión caso frenado máximo.

Para obtener las fuerzas ejercidas en cada brazo de suspensión se procede a obtener la geometría de las mesas de suspensión superior e inferior, y utilizando trigonometría mediante ley de senos se obtiene los valores de las fuerzas.

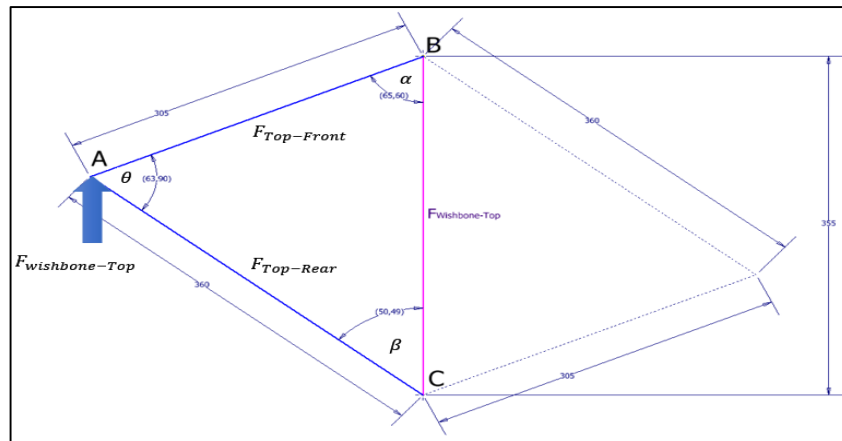
- Mesas de suspensión superior.

Al momento de tener un frenado máximo la transferencia de carga hace que el brazo de control superior posterior trabaje a compresión mientras que el brazo de control frontal trabajara a tensión como indica la figura 70.



**Figura 61 Diagrama de la mesa superior
– Fuerzas de frenado máximo**

Se realiza la geometría de la mesa de suspensión superior para obtener el diagrama de vectores de fuerza y encontrar los valores de las fuerzas sobre los brazos mediante ley de senos.



**Figura 62 Geometría de la mesa de suspensión superior
Fuerzas de frenado máximo**

En donde:

- $F_{Wishbone-Top} : 1764.26 [N]$
- $\theta : 63.90^\circ$
- $\beta : 50.49^\circ$
- $\alpha : 65.60^\circ$

Se obtuvo la siguiente relación de senos obteniendo lo siguiente:

$$\frac{\text{Sen}(\theta)}{F_{\text{Resultante-Top}}} = \frac{\text{Sen}(\alpha)}{F_{\text{Top-Front}}} = \frac{\text{Sen}(\beta)}{F_{\text{Top-Rear}}}$$

Se calcula la fuerza del brazo delantero superior.

$$F_{\text{Top-Front}} = \frac{\text{Sen}(65.60^\circ) * 1764.26 [N]}{\text{Sen}(63.90^\circ)}$$

Ecuación 64. Fuerza del brazo delantero superior.

$$F_{\text{Top-Front}} = 1789.12 [N]$$

$$F_{\text{Top-Rear}} = \frac{\text{Sen}(50.49^\circ) * 1764.26 [N]}{\text{Sen}(63.90^\circ)}$$

Ecuación 65. Fuerza del brazo posterior superior.

$$F_{\text{Top-Rear}} = 1515.71 [N]$$

- Mesa de suspensión inferior.

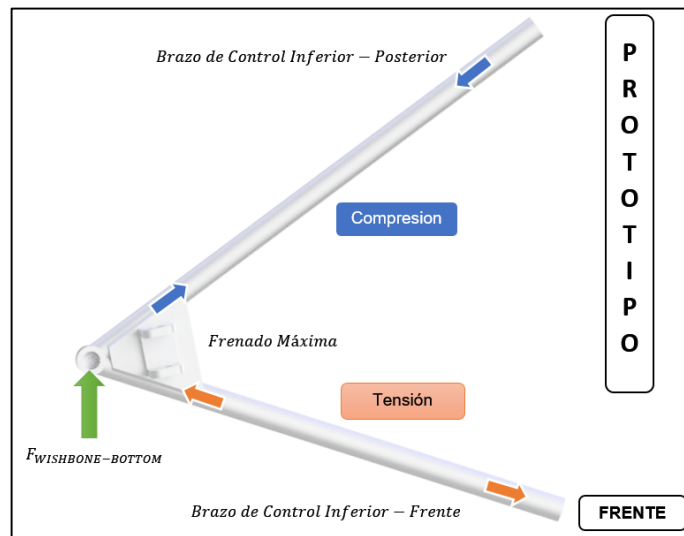


Figura 63 Diagrama de la mesa inferior – Fuerzas de frenado máxima

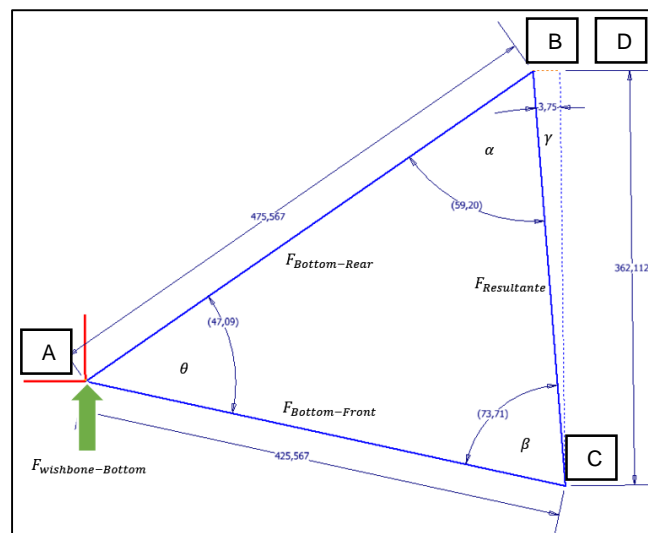


Figura 64 Geometría de la mesa inferior – Fuerzas de frenado máxima

En donde:

- $F_{Wishbone-Bottom}$: 4037.37 [N]
- θ : 47.09°
- β : 73.71°
- α : 59.20°
- γ : 3.75°

Primero se obtiene la fuerza resultante existente entre la fuerza $F_{Wishbone-Bottom}$ que es paralela a la línea de acción C-D.

$$F_{Resultante-Bottom} = \frac{FF_{Wishbone-Bottom}}{\text{Cos}[\gamma]}$$

Ecuación 66. Fuerza resultante existente entre la fuerza F(Wishbone-Bottom) que es paralela a la línea de acción C-D.

$$F_{Resultante-Top} = \frac{4037.37 [N]}{\text{Cos}[3.75^\circ]}$$

$$\mathbf{F_{Resultante-Top} = 4046.03 [N]}$$

Aplicando ley de senos en el triángulo ABC para encontrar la fuerza existente en cada uno de los brazos de control de la suspensión inferior.

$$\frac{\text{Sen}(\theta)}{F_{Resultante-Top}} = \frac{\text{Sen}(\alpha)}{F_{Top-Front}} = \frac{\text{Sen}(\beta)}{F_{Top-Rear}}$$

Se calcula la fuerza del brazo delantero inferior.

$$F_{Top-Front} = \frac{\text{Sen}(59.20^\circ) * 4046.03 [N]}{\text{Sen}(47.09^\circ)}$$

Ecuación 67. Fuerza del brazo delantero inferior.

$$\mathbf{F_{Top-Front} = 4745.03[N]}$$

Se calcula la fuerza del brazo posterior inferior.

$$F_{Top-Rear} = \frac{\text{Sen}(73.71^\circ) * 4046.03 [N]}{\text{Sen}(47.09^\circ)}$$

Ecuación 68. Fuerza del brazo posterior inferior.

$$\mathbf{F_{Top-Rear} = 5302.39 [N]}$$

El comportamiento que ejercen las fuerzas de la barra Push sobre la mesa de suspensión inferior se indica en la figura 74.

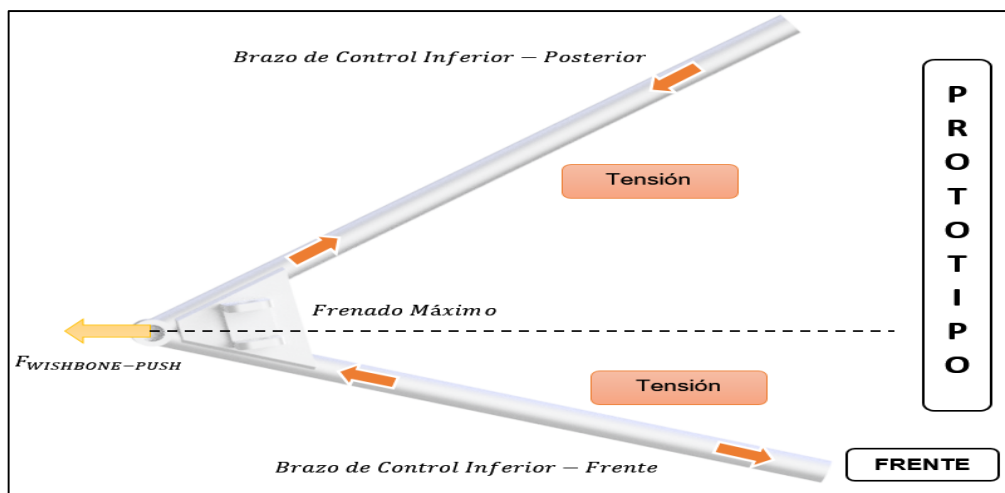


Figura 65 Fuerzas de la barra Push sobre la mesa de suspensión inferior

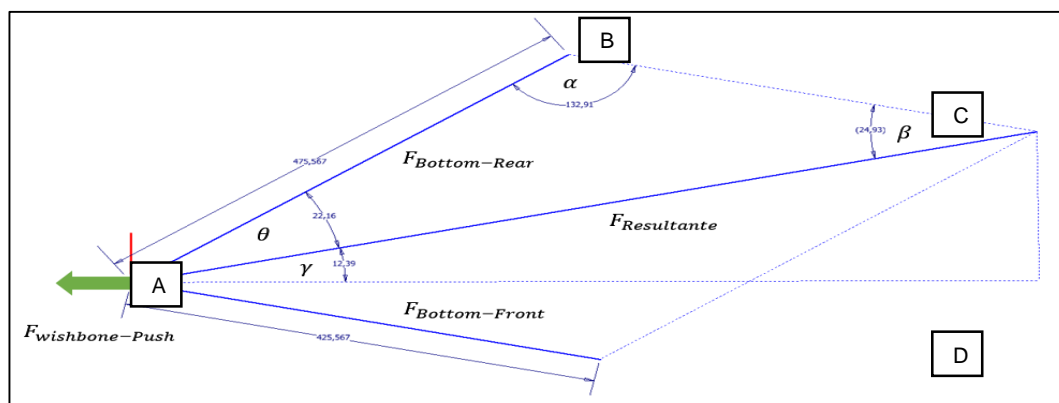


Figura 66 Geometría de las fuerzas de la barra Push sobre la mesa de suspensión inferior

En donde:

- $F_{Top-Frenado} : 1318.21 [N]$
- $\theta : 22.16^\circ$
- $\beta : 24.93^\circ$
- $\alpha : 132.91^\circ$
- $\gamma : 12.39^\circ$

Primero se obtiene la fuerza resultante mediante la siguiente relación trigonométrica en el triángulo rectángulo ACD.

$$F_{Resultante} = \frac{F_{wishbone-Bottom}}{\cos[\gamma]}$$

Ecuación 69. Fuerza resultante mediante la siguiente relación trigonométrica.

$$F_{Resultante} = \frac{1318.21 [N]}{\cos[12.39^\circ]}$$

$$F_{Resultante} = 1349.64 [N]$$

Aplicando ley de senos en el triángulo ABC para encontrar la fuerza existente en cada uno de los brazos de control de la suspensión inferior.

$$\frac{\text{Sen}(\alpha)}{F_{Resultante-Top}} = \frac{\text{Sen}(\theta)}{F_{Top-Front}} = \frac{\text{Sen}(\beta)}{F_{Top-Rear}}$$

Se calcula la fuerza que ejerce la barra Push sobre el brazo frontal inferior.

$$F_{Top-Front} = \frac{\text{Sen}(22,16^\circ) * 1349.64 [N]}{\text{Sen}(132.91^\circ)}$$

Ecuación 70. Fuerza que ejerce la barra Push sobre el brazo frontal inferior.

$$F_{Top-Front} = 695.05 [N]$$

Se calcula la fuerza que ejerce la barra Push sobre el brazo posterior inferior.

$$F_{Top-Rear} = \frac{\text{Sen}(24.93^\circ) * 1349.64 [N]}{\text{Sen}(132.91^\circ)}$$

Ecuación 71. Fuerza que ejerce la barra Push sobre el brazo posterior inferior.

$$F_{Top-Rear} = 776.71 [N]$$

Debido a que la mesa inferior posee varias cargas se debe realizar una suma o resta entre los triángulos de fuerzas que se produce en la curva y la carga que produce la barra Push sobre la mesa.

Tabla 13

Fuerzas resultantes de los brazos inferiores.

Fuerza longitudinal	Fuerza horizontal de la barra Push.
$F_{Bottom-Front} = 4745.03 [N]$ Tensión	$F_{Bottom-Front} = 695.05 [N]$ Tensión
$F_{Bottom-Rear} = 5302.39 [N]$ Compresión	$F_{Bottom-Rear} = 776.71 [N]$ Tensión
Resultado:	
$F_{Bottom-Front} = 4745.03 + 695.05 [N]$	
$F_{Bottom-Front} = + 5440.08 [N]$ Tensión	
$F_{Bottom-Rear} = -5302.39 + 776.71 [N]$	
$F_{Bottom-Rear} = -4525.68 [N]$ Compresión	

Una vez obtenido las fuerzas resultantes se lo representa en la siguiente figura 76.

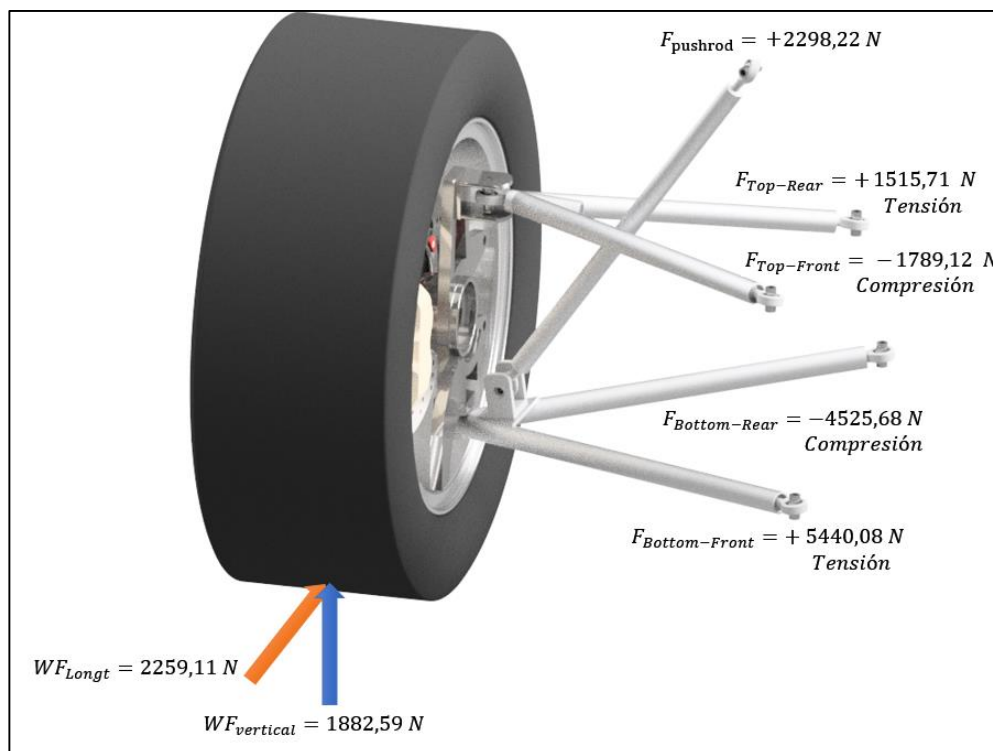


Figura 67 Fuerzas resultantes obtenidas en la mesa superior, inferior y barra push – rod

El caso más crítico en el cual las mesas de suspensión delanteras se verán más comprometidas es cuando el prototipo tenga un frenado máximo, mientras que la fuerza más crítica para la barra Push se la obtuvo en curva máxima.

3.10 Resortes

El propósito principal del sistema de muelles / amortiguadores en los automóviles familiares es proporcionar comodidad de marcha a los ocupantes en caminos en mal estado. La función principal de los muelles / amortiguadores en los autos de carrera es optimizar el contacto entre el neumático y la superficie de la carretera para maximizar el agarre.

3.10.1 Suspensión dura o suave

(Seward, 2014, p. 92) afirma "Los autos de carreras son invariablemente más rígidos que los autos de carretera, sin embargo, esto se impone a los diseñadores". Por las siguientes razones:

- Los autos de carreras tienen una distancia al suelo más baja y, por lo tanto, tienen menos capacidad para tolerar el movimiento de la suspensión antes de la salida de los cables *.
- La aerodinámica de carga aerodinámica hace que un coche de carreras corra más bajo.
- Los dispositivos aerodinámicos, como las alas y el suelo, funcionan mejor a partir de una relación plataforma estable - por lo tanto, es deseable un buen control del cuerpo.
- Las mayores fuerzas de g durante la aceleración, el anillo de córnea y el frenado causan mayores transferencias de carga entre las ruedas (sin embargo, un centro de masa más bajo en los autos de carrera ayuda mucho).

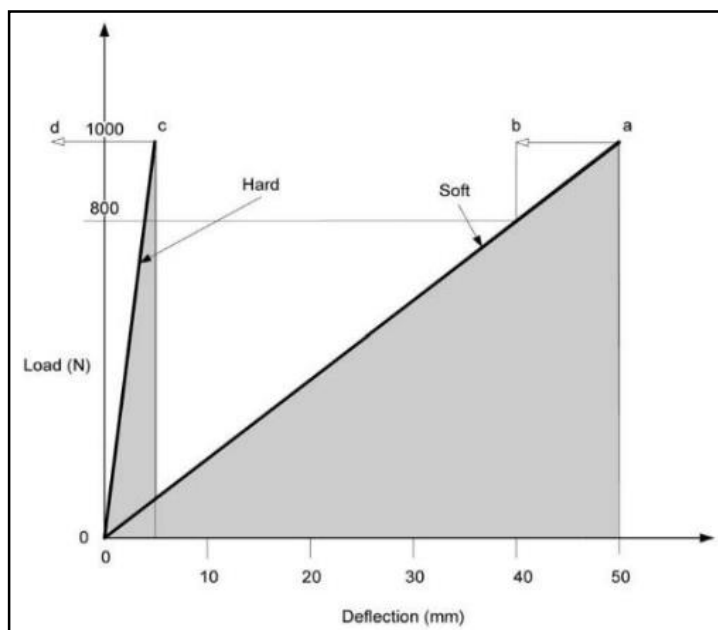


Figura 68 Carga vs Deflexión de la suspensión.

Fuente: (Seward, 2014)

Nota: El caso "duro" asume una velocidad de desplazamiento de 200 N/mm que produce una deflexión estática de 5mm. En el caso "blando" asume una velocidad de desplazamiento de 20 N/mm que desvía el muelle en 50mm. (El primero es similar a un automóvil F1 y el segundo a un conductor de fin de semana con una carga aerodinámica modesta.). Como se puede observar en la figura 68.

3.10.2 Velocidad del centro de la rueda y frecuencia natural

Además de determinar la cantidad de movimiento de la suspensión, la constante del centro de la rueda también influye en la frecuencia natural a la que el chasis y las ruedas vibran u oscilan. La Figura 69 muestra un modelo de sistema para una esquina de un automóvil.

Donde:

- m_s = Masa suspendida de la esquina del vehículo(Kg)
- m_u = Masa no suspendida de la esquina del vehículo(Kg)
- K_w = Constante del centro de la Rueda(N/mm)
- K_T = Dureza del Neumático (N/mm)

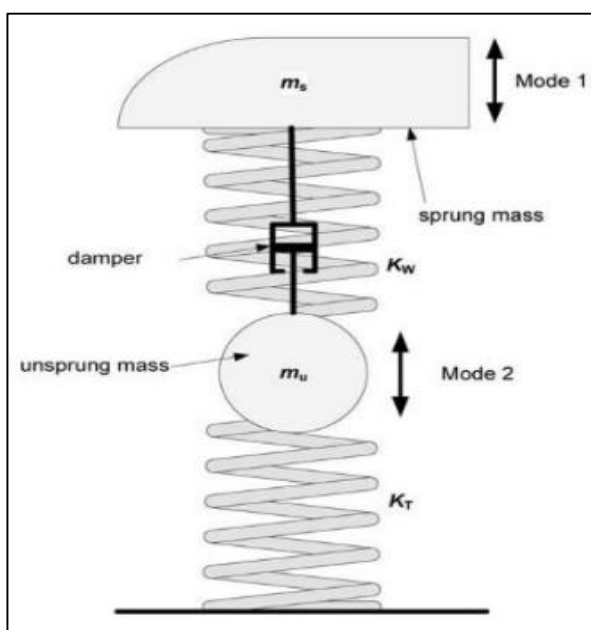


Figura 69 Modelo de suspensión de la esquina de un vehículo

Fuente: (Seward, 2014)

Modo 1: se refiere a la vibración de la masa suspendida del vehículo respecto al suelo. Para este caso K_w y K_T actúan como dos resortes en serie, donde la tasa de rigidez o recorrido combinado, K_R es dado por:

$$\frac{1}{K_R} = \frac{1}{K_w} + \frac{1}{K_T}$$

Ecuación 72. Constante de rigidez del vehículo.

Suponiendo movimiento armónico simple, la frecuencia natural, f_s (Hz), de Vibración del chasis de muelles viene dada por:

$$f_s = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_R}{m_s}}$$

Ecuación 73. Frecuencia natural de la masa suspendida frontal.

Modo 2: Se refiere a la vibración de la rueda con respecto al chasis. En este caso K_w y K_T actúan como dos muelles en paralelo donde la rigidez combinada está dada por $(K_w + K_T)$. Debido a que la masa suspendida, W_s , suele ser grande en comparación con la masa no suspendida, W_u , es habitual asumir que la masa suspendida es estática. La frecuencia natural de vibración de la rueda no suspendida con respecto al chasis, f_u (Hz), viene dada por:

$$f_u = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_W + K_T}{m_u}}$$

Ecuación 74. Frecuencia natural de la masa no suspendida frontal.

3.10.3 Cálculo de frecuencias de masas suspendidas y no suspendidas sin carga aerodinámica.

Inicializamos datos:

- $G_c = 62.5$ [mm].
- $D_{ms} = 47$ [%].
- $D_{rc} = 57$ [%].
- $M_{roll} = 1039.14$ [Nm].
- $T_f = 1.403$ [m].
- $m_s = 293.96$ [Kg].
- $K_T = 248.56$ [N/mm]
- $m_u = 20.54$ [Kg].

Donde:

- G_c = Distancia desde el piso hasta la parte baja del chasis (mm).
- M_{Dc} = Movimiento dinámico del chasis (mm).
- D_{ms} = Distribución de la masa suspendida frontal (%).
- D_{rc} = Distribución del roll couple frontal (%).
- M_{roll} = Roll couple (Nm).
- T_f = Ancho de vía frontal (m).
- m_s = Masa suspendida (Kg).
- K_T = Dureza del neumático (N/mm).
- m_u = Masa no suspendida de la esquina del vehículo (Kg).

3.10.4 Cálculo de la transferencia del peso al tomar una curva (mm).

$$G_c = W_{tc} + M_{Dc}$$

$$W_{tc} = G_c - M_{Dc}$$

Ecuación 75. Transferencia del peso al tomar una curva.

(Seward, 2014, p. 98) afirma “el valor de M_{Dc} se lo obtiene realizando una distribución estimada de la distancia del piso hasta la parte baja del chasis (mm)”.

Por lo que se hace uso del método del tanteo para lograr un equilibrio entre W_{tc} y M_{Dc} , el objetivo es que al sumar ambas cantidades de como resultado G_c , para lo que se debe asumir valores a W_{tc} y M_{Dc} con criterio, en base a las dimensiones del vehículo y como deseamos que se comporte el mismo de manera dinámica (distancia máxima que el chasis recorrerá hasta el piso al bambolearse) y al momento de tomar una curva, por lo que se asumió un valor de 40 mm para M_{Dc} .

Donde:

- W_{tc} = Transferencia del peso al tomar una curva (mm).
- G_c = Distancia desde el piso hasta la parte baja del chasis (mm).
- M_{Dc} = Movimiento dinámico del chasis (mm).

$$W_{tc} = 62.5 \text{ mm} - 40 \text{ mm}$$

$$W_{tc} = 22.5 \text{ [mm]}.$$

3.10.5 Cálculo de la resistencia hacia el frente del roll couple (Nm).

$$C_f = M_{roll} * D_{rc}$$

Ecuación 76. Resistencia hacia el frente del roll couple.

Donde:

- C_f = Resistencia hacia el frente del roll couple (Nm).
- M_{roll} = Roll couple (Nm).
- D_{rc} = Distribución del roll couple frontal (%).

$$C_f = 1039.14 \text{ Nm} * 0.57$$

$$C_f = 592.31 \text{ [Nm]}.$$

3.10.6 Cálculo de la resultante de la transferencia de peso (N).

$$W_t = \frac{C_f}{T_f}$$

Ecuación 77. Resultante de la transferencia de peso.

Donde:

- W_t = Resultante de la transferencia de peso (N).
- C_f = Resistencia hacia el frente del roll couple (Nm).
- T_f = Ancho de vía frontal (m).

$$W_t = \frac{592.31 \text{ Nm}}{1.403 \text{ m}}$$

$$W_t = 422.174 \text{ [N]}.$$

3.10.7 Cálculo de la constante de rigidez del vehículo (N/mm).

$$K_R = \frac{W_t}{W_{tc}}$$

Ecuación 78. Constante de rigidez del vehículo.

Donde:

- K_R = Constante de rigidez del vehículo (N/mm).
- W_t = Resultante de la transferencia de peso (N).
- W_{tc} = Transferencia del peso al tomar una curva (mm).

$$K_R = \frac{422.174 \text{ N}}{22.5 \text{ mm}}$$

$$K_R = 19.2577 \text{ [N/mm]}.$$

3.10.8 Cálculo de la rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).

$$K_W = \frac{K_R * K_T}{(K_T - K_R)}$$

Ecuación 79. Constante de rigidez combinada o velocidad de desplazamiento.

Donde:

- K_W = Constante de rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).
- K_R = Constante de rigidez del vehículo (N/mm).
- K_T = Dureza del neumático (N/mm).

$$K_W = \frac{19.2577 \text{ N/mm} * 248.56 \text{ N/mm}}{(248.56 \text{ N/mm} - 9.2577 \text{ N/mm})}$$

$$K_W = 20.8751 \text{ [N/mm]}.$$

3.10.9 Cálculo de la masa suspendida de la esquina frontal del vehículo.

$$m_f = \frac{m_s * D_{ms}}{2}$$

Ecuación 80. Masa suspendida de la esquina frontal del vehículo.

Donde:

- m_f = Masa suspendida de la esquina frontal del vehículo (Kg).
- m_{sT} = Masa suspendida del prototipo (Kg).
- D_{ms} =Distribución de la masa suspendida frontal (%).

$$m_f = \frac{293.96 \text{ Kg} * 0.47}{2}$$

$$m_f = 69.0806 \text{ [Kg]}.$$

3.10.10 Frecuencia natural de la masa suspendida frontal (Hz).

$$f_s = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_R * 1000}{m_f}}$$

Ecuación 81. Frecuencia natural de la masa suspendida frontal.

Donde:

- f_s = Frecuencia de vibración de la masa suspendida (Hz).
- K_R = Constante de rigidez del vehículo (N/mm).
- m_f = Masa suspendida de la esquina frontal del vehículo (Kg).

$$f_s = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{19.2577 \text{ N/mm} * 1000}{69.0806 \text{ Kg}}}$$

$$f_s = 2.62299 \text{ [Hz]}.$$

3.10.11 Frecuencia natural de la masa no suspendida (Hz).

$$f_u = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{(K_W + K_T) * 1000}{m_u}}$$

Ecuación 82. Frecuencia natural de la masa no suspendida frontal.

Donde:

- f_u = Frecuencia natural de la masa no suspendida (Hz)
- K_W = Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).
- K_T = Dureza del neumático (N/mm).
- m_u = Masa no suspendida de la esquina del vehículo (Kg).

$$f_u = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{(0.8751 \text{ N/mm} + 248.56 \text{ N/mm}) * 1000}{20.54 \text{ Kg}}}$$

$$f_u = 18.7853 \text{ [Hz]}.$$

3.10.12 Cálculo del resorte.

Habiendo establecido una estimación inicial del valor de centro de rueda requerida, ahora es necesario calcular el valor de resorte resultante. Geométricamente, la forma más simple de suspensión es el balancín (Figura 70) y esto se usará para comprender los principios.

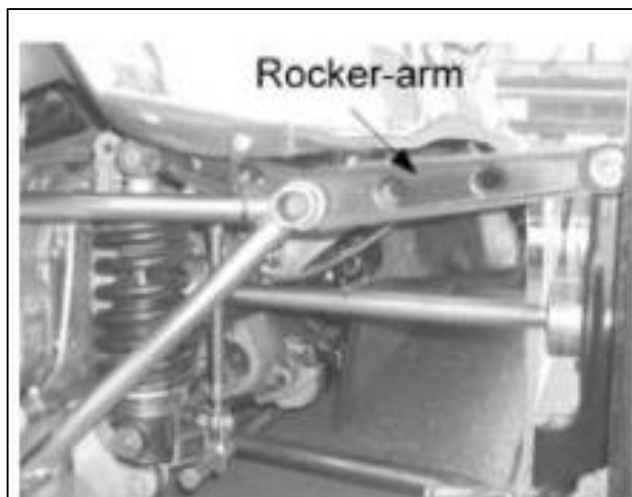


Figura 70 Suspensión tipo balancín

Fuente: (Seward, 2014)

La figura 71 muestra el balancín en forma de diagrama. Se puede ver que en este caso un brazo del balancín es de longitud L y el otro de longitud $R_m L$, donde R_m es la relación de movimiento. Se puede ver desde estas simples proporciones que, si el resorte se movió una distancia de d , la rueda se movería una distancia de $R_m d$. La relación de movimiento se considera mayor que uno si la rueda del neumático se mueve más que el muelle.

Tomando momentos sobre el punto de pivote central:

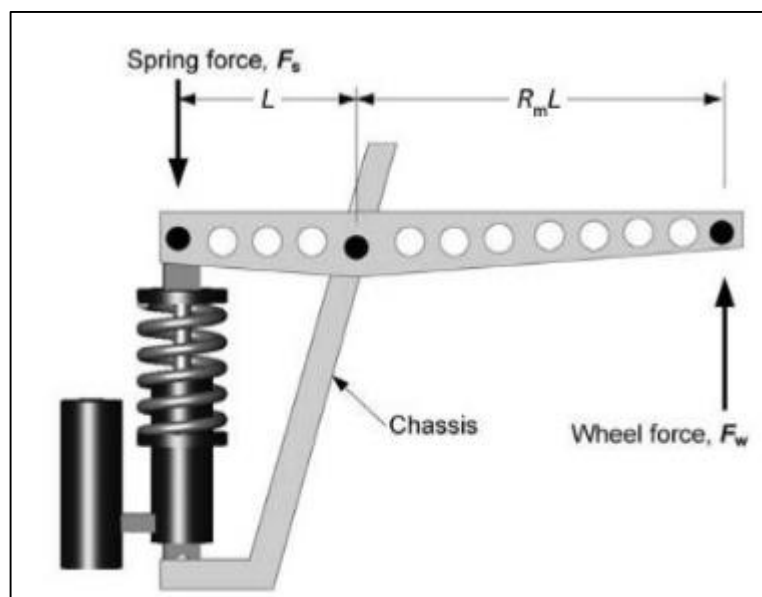


Figura 71 Diagrama de suspensión tipo balancín

Fuente: (Seward, 2014)

$$F_s * L = F_W * R_m L$$

$$F_W = \frac{F_s}{R_m}$$

Ecuación 83. Fuerza ejercida por el neumático.

La rigidez o la velocidad se definen como la fuerza por unidad de desplazamiento:

$$K_W = \frac{F_W}{R_m * d}$$

Ecuación 84. Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento - método 2.

$$K_S = \frac{R_m * F_W}{d}$$

Ecuación 85. Constante de rigidez del resorte – método 1.

La división de K_S por K_W da el proporción de rigideces = R_m^2

$$K_S = R_m^2 * K_W$$

Ecuación 86. Constante de rigidez del resorte – método 2.

Lo anterior es cierto para todas las formas de suspensión de doble horquilla (ver Figura 72), sin embargo, determinar la relación de movimiento para las suspensiones de varillas de empuje y de tracción es más difícil y generalmente requiere un dibujo de escala cuidadoso, un modelo físico o un software de análisis de suspensión. En el caso del dibujo a escala, el procedimiento es mover la rueda en incrementos de 5 mm y representar el cambio resultante en la longitud del resorte.



Figura 72 Suspensión tipo manivela.

Fuente: (Descartesfool, 2011)

El beneficio de una varilla de empuje (pushrod) o una disposición de tire de varilla (pullrod) es que el resorte / amortiguador se puede encerrar dentro de la carrocería por razones aerodinámicas. Se usa una manivela (rocker) para girar la pieza desde la rueda a través de un ángulo conveniente para el empaquetado del resorte / amortiguador. Deben tenerse en cuenta los siguientes puntos como se observa en la Figura 73.

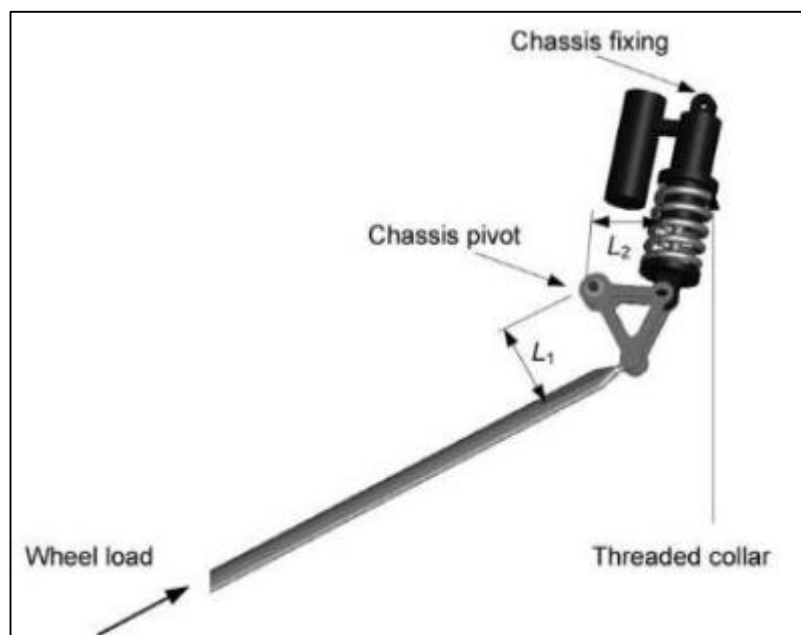


Figura 73 Diagrama de suspensión tipo manivela

Fuente: (Seward, 2014)

1. La varilla de empuje, la manivela y el resorte / amortiguador deben estar en el mismo plano para evitar la flexión fuera del plano. Normalmente, este es el caso bajo carga estática, pero podría argumentarse que los componentes deberían moverse en el mismo plano al tope total cuando la carga de la varilla de empuje es máxima.
2. Variando la relación de la manivela(rocker), L_1/L_2 , es un medio conveniente de ajustar la relación de movimiento, R_m .
3. La manivela (rocker) debe ser de un tamaño adecuado para producir un desplazamiento del muelle suficiente.
4. Normalmente, el ángulo entre las caras de la manivela (rocker) y la varilla de empuje y el resorte / amortiguador se configuran en ángulos rectos. Esto produce una relación casi lineal entre el movimiento de la rueda y la compresión del resorte, es decir, cerca de un valor constante de la relación de movimiento, R_m . Como se puede observar en la figura 74.

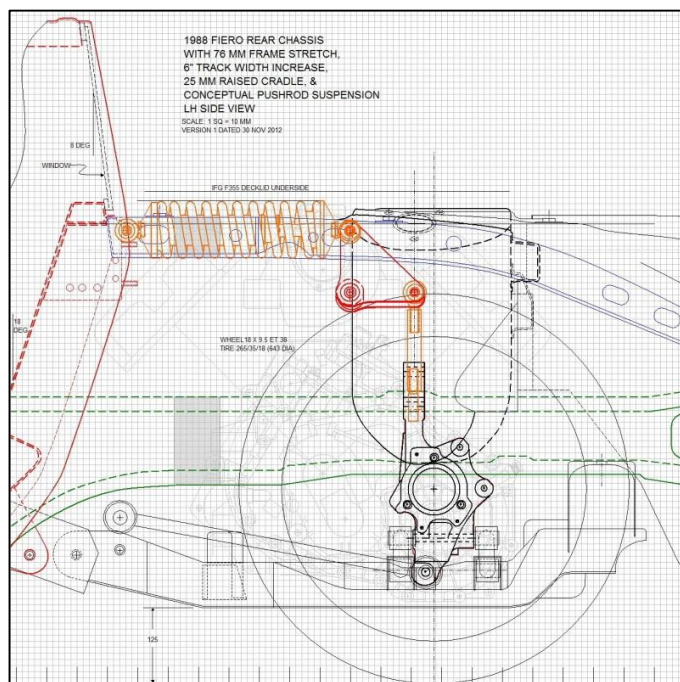


Figura 74 Diagrama de suspensión tipo manivela configurada a 90°
Fuente (Bloozberry, 2017)

5. En la Figura 75 se observa un caso en el que, al girar la manivela, L_1 se reduce y L_2 aumenta reduciendo aún más la relación de movimiento, R_m , y produciendo una suspensión cada vez más rígida con el choque(bump). Esto se conoce como una suspensión de tasa creciente.

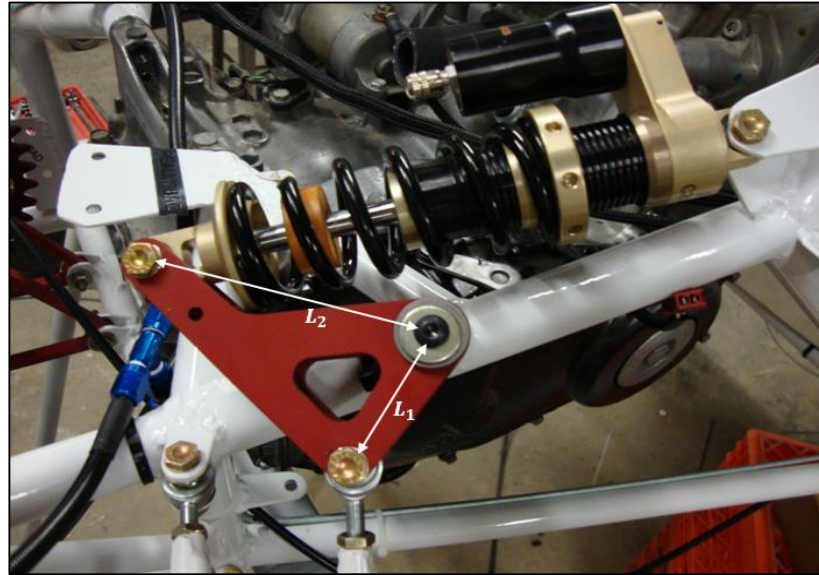


Figura 75 Suspensión tipo manivela de tasa creciente

Fuente: (Admin, 2013)

a. Cálculo de la relación de movimiento (R_m)

$$L_1 = 80 \text{ [mm]} \quad ; \quad L_2 = 58 \text{ [mm]}.$$

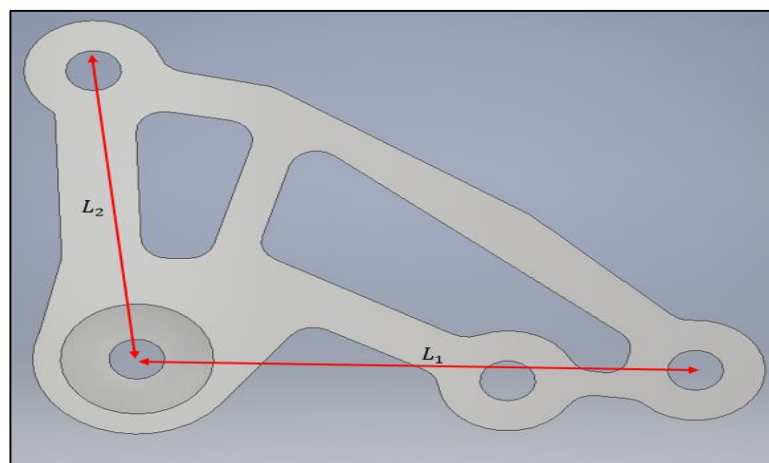


Figura 76 Medidas L1 y L2 del rocker delantero.

$$R_m = \frac{L_1}{L_2}$$

Ecuación 87. Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.

Donde:

- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.
- L_1 = Longitud del brazo del rocker (pivote – barra push) (mm).
- L_2 = Longitud del brazo del rocker (pivote – amortiguador) (mm).

$$R_m = \frac{80 \text{ mm}}{58 \text{ mm}}$$

$$R_m = 1.37931.$$

b. Cálculo de la constante de rigidez del resorte (N/mm).

La constante de rigidez del resorte se calculó utilizando la Ecuación 86:

$$K_s = R_m^2 * K_W$$

Donde:

- K_s = Constante de rigidez del resorte (N/mm).
- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.
- K_W = Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).

$$K_s = (1.37931)^2 * 20.8751 \text{ N/mm}$$

$$K_s = 38.6118 \text{ [N/mm]}.$$

c. Compresión inicial del resorte (mm).

$$I_c = \frac{m_f * g}{K_W}$$

Ecuación 88. Compresión inicial del resorte.

Donde:

- I_c = Compresión inicial del resorte (mm).
- m_s = Masa suspendida de la esquina frontal del vehículo (Kg).
- g = Gravedad (9.81 m/s^2).
- K_W = Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).

$$I_c = \frac{69.0806 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2}{20.8751 \text{ N/mm}}$$

$$I_c = 33.391 \text{ [mm]}.$$

d. Fuerza ejercida por el resorte hacia el rocker (mm).

$$F_R = K_s * I_c$$

Ecuación 89. Fuerza ejercida por el resorte hacia el rocker.

Donde:

- F_R = Fuerza ejercida por el resorte hacia el rocker (N).
- K_s = Constante de rigidez del resorte (N/mm).
- I_c = Compresión inicial del resorte (mm).

$$F_R = 38.6118 \text{ N/mm} * 33.391 \text{ mm}$$

$$F_R = 1289.29 \text{ [N]}.$$

e. Movimiento total del neumático (mm).

$$T_N = G_c + I_c$$

Ecuación 90. Movimiento total del neumático.

Donde:

- T_N = Movimiento total del neumático (mm).
- G_c = Distancia desde el piso hasta la parte baja del chasis (mm).
- I_c = Compresión inicial del resorte (mm).

$$T_N = 62.5 \text{ mm} + 33.391 \text{ mm}$$

$$T_N = 95.891 \text{ [mm]}.$$

f. Movimiento total del resorte (mm).

$$T_R = \frac{T_N}{R_m}$$

Ecuación 91. Movimiento total del resorte.

Donde:

- T_R = Movimiento total del resorte (mm).
- T_N = Movimiento total del neumático (mm).
- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.

$$T_R = \frac{95.891 \text{ mm}}{1.37931}$$

$$T_R = 69.5209 \text{ [mm]}.$$

g. Mínima longitud del resorte (mm).

$$L_R = T_R * 2$$

Ecuación 92. Mínima longitud del resorte.

Donde:

- L_R = Mínima longitud del resorte (mm).
- T_R = Movimiento total del resorte (mm).

$$L_R = 69.5209 \text{ mm} * 2$$

$$L_R = 139.042 \text{ [mm]}.$$

h. Fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker (N).

$$F_{Rmax} = K_S * T_R / 2$$

Ecuación 93. Fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker.

Donde:

- F_{Rmax} = Fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker (N).
- K_S = Constante de rigidez del resorte (N/mm).
- T_R = Movimiento total del resorte (mm).

$$F_{Rmax} = 38.6118 \text{ N/mm} * 69.5209 \text{ mm} / 2$$

$$F_{Rmax} = 1342.16 \text{ [N]}.$$

3.10.13 Cálculo de la fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker con un resorte de constante K_s dada por el fabricante.



Figura 77 Constante K_s del resorte dado por el fabricante.

a. Compresión inicial del resorte (mm).

La compresión inicial se calculó utilizando la Ecuación 89 y el valor calculado en la misma, el K_s que se utilizó fue el proporcionado por el fabricante del resorte:

$$F_R = K_s * I_c$$

Donde:

- F_R = Fuerza ejercida por el resorte hacia el rocker (N).
- K_s = Constante de rigidez del resorte $K_s = 550 [lb/in] \rightarrow 96.319 [N/mm]$.
- I_c = Compresión inicial del resorte (mm).

$$1289.29 N = 96.319 N/mm * I_c$$

$$I_c = 13.39 [mm].$$

b. Movimiento total del neumático (mm).

La compresión inicial se calculó utilizando la Ecuación 90 y el valor calculado en el literal a:

$$T_N = G_c + I_c$$

Donde:

- T_N = Movimiento total del neumático (mm).
- G_c = Distancia desde el piso hasta la parte baja del chasis (mm).
- I_c = Compresión inicial del resorte (mm).

$$T_N = 62.5 \text{ mm} + 13.39 \text{ mm}$$

$$T_N = 75.89 \text{ [mm]}.$$

c. Movimiento total del resorte (mm).

El movimiento total del resorte se calculó utilizando la Ecuación 91 y el valor calculado en el literal b:

$$T_R = \frac{T_N}{R_m}$$

Donde:

- T_R = Movimiento total del resorte (mm).
- T_N = Movimiento total del neumático (mm).
- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.

$$T_R = \frac{75.89 \text{ mm}}{1.37931}$$

$$T_R = 55.02 \text{ [mm]}.$$

d. Mínima longitud del resorte (mm).

La mínima longitud del resorte se calculó utilizando la Ecuación 92 y el valor calculado en el literal c:

$$L_R = T_R * 2$$

Donde:

- L_R = Mínima longitud del resorte (mm).
- T_R = Movimiento total del resorte (mm).

$$L_R = 55.02 \text{ mm} * 2$$

$$L_R = 110 \text{ [mm]}.$$

e. Fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker (N).

La mínima longitud del resorte se calculó utilizando la Ecuación 93 y el valor calculado en el literal d:

$$F_{Rmax} = K_S * T_R / 2$$

Donde:

- F_{Rmax} = Fuerza máxima ejercida por el resorte hacia el rocker (N).
- K_S = Constante de rigidez del resorte (N/mm).
- T_R = Movimiento total del resorte (mm).

$$F_{Rmax} = (96.319 \text{ N/mm} * 55.02) / 2$$

$$F_{Rmax} = 2649.73 \text{ [N]}.$$

3.11 Amortiguador

El coeficiente de amortiguamiento, C, es una medida de la fuerza de amortiguación a una velocidad de 1m/s, por lo tanto, las unidades son N/m/s o Ns / m.

Si una masa, que es soportada por un resorte, se desplaza de su posición estática de equilibrio y se libera, oscilará. En teoría, sin un amortiguador, las oscilaciones continúan indefinidamente a una amplitud y frecuencia constantes. En la práctica, sin embargo, la amortiguación natural de la fricción interna y la resistencia del aire externo hace que las oscilaciones decaigan durante un período finito (ver figura 78).

3.11.1 Coeficiente Crítico

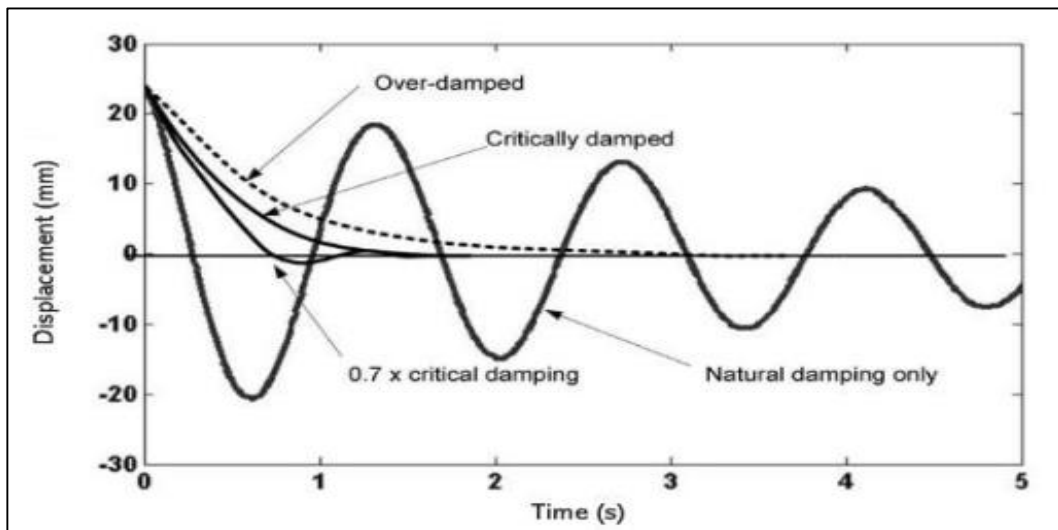


Figura 78 Diagrama Desplazamiento vs Tiempo del Amortiguador
Fuente: (Seward, 2014)

La amortiguación crítica (critical damping) es definida como la causante de que la masa regrese a su posición de estado estacionario sin ninguna sobrecarga, como se puede observar en la figura. El valor del coeficiente de amortiguación para la amortiguación crítica de la masa suspendida:

$$C_{crit} = 4 * \pi * m_f * f_s$$

Lo anterior supone que el amortiguador actúa directamente entre las masas suspendidas y no suspendidas. Si, como suele ser el caso, el amortiguador actúa entre los soportes de resorte, se debe tener en cuenta la relación de movimiento R_m :

$$C_{crit} = 4 * \pi * m_f * f_s * R_m^2$$

Ecuación 94. Coeficiente de amortiguación crítico de la masa suspendida.

Si el coeficiente de amortiguamiento es mayor que el crítico, se dice que el sistema tiene **una amortiguación excesiva** y tardará más tiempo en volver a la posición de equilibrio. Si el coeficiente de amortiguación es menor que el crítico, el sistema está **bajo amortiguado** y se producirá cierta oscilación sobre la posición de estado estacionario. La relación del coeficiente de amortiguamiento adoptado, C_{dam} , con el coeficiente de amortiguación crítico, C_{crit} , se denomina **coeficiente de amortiguamiento**, ζ (zeta):

$$\zeta = \frac{C_{dam}}{C_{crit}}$$

Ecuación 95. Coeficiente de amortiguamiento.

Para automóviles comunes, una relación de amortiguación es de aproximadamente 0.25, el mismo que ofrece el mejor compromiso entre la comodidad (conducción) y el rendimiento (manejo). Para los autos de carrera, donde la comodidad no es importante, se ha encontrado que una relación de amortiguación promedio de alrededor de 0.65-0.7 funciona bien. Como se puede ver en la Figura, esto produce solo un pequeña cantidad de sobre impulso y vuelve a la posición neutral más rápidamente que la amortiguación crítica.

3.11.2 Cálculo del coeficiente de amortiguación crítico de la masa suspendida (N/m/s).

El cálculo del coeficiente de amortiguación crítico de la masa suspendida se calculó utilizando la Ecuación 94:

$$C_{crit} = 4 * \pi * m_f * f_s * R_m^2$$

Donde:

- C_{crit} = Coeficiente de amortiguación crítico (N/m/ s).
- m_f = Masa suspendida de una esquina frontal del vehículo (Kg).
- f_s = Frecuencia de vibración de la masa suspendida (Hz).
- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.

$$C_{crit} = 4 * \pi * 69.0806 \text{ Kg} * 2.62299 \text{ Hz} * (1.80246)^2$$

$$C_{crit} = 4331.98 \text{ [N/m/ s]}$$

3.11.3 Cálculo de la relación del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida(N/m/s).

La relación del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida se calculó utilizando la Ecuación 95:

$$C_{dam} = \zeta * C_{crit}$$

Donde:

- C_{dam} = Relación del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida. (N/m/s).
- ζ = coeficiente de amortiguamiento (0.7).
- C_{crit} = Coeficiente de amortiguación crítico (N/m/ s).

$$C_{dam} = 0.7 * 7397.66 \text{ N/m/ s}$$

$$C_{dam} = 3032.39 [\text{N/m/ s}]$$

3.11.4 Cálculo del Coeficiente de amortiguación crítico de la masa no suspendida (N/m/s).

$$C_{crit} = 4 * \pi * m_u * f_u * R_m^2$$

Ecuación 96. Coeficiente de amortiguación crítico de la masa no suspendida.

Donde:

- C_{crit} = Coeficiente de amortiguación crítico (N/m/ s).
- m_u = Masa no suspendida de una esquina frontal del vehículo (Kg).
- f_u = Frecuencia de vibración de la masa no suspendida (Hz).
- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra push.

$$C_{crit} = 4 * \pi * 20.54 \text{ Kg} * 18.7853 [\text{Hz}] * (1.80246)^2$$

$$C_{crit} = 8941.56 \text{ N/m/s}$$

3.11.5 Cálculo del coeficiente de amortiguamiento, ζ (zeta)

El coeficiente de amortiguamiento se calculó utilizando la Ecuación 95 y los valores calculados en los literales 3.11.3 y 3.11.4:

$$\zeta = \frac{C_{dam}}{C_{crit}}$$

Donde:

- ζ = coeficiente de amortiguamiento.
- C_{dam} = Relación del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida. (N/m/s).
- C_{crit} = Coeficiente de amortiguación crítico (N/m/s).

$$\zeta = \frac{3032.39 \text{ N/m/s}}{8941.56 \text{ N/m/s}}$$

$$\zeta = 0.339134$$

Las características del amortiguador se ilustran a menudo en una gráfica de fuerza contra velocidad, conocida como curva de amortiguación, donde el coeficiente de amortiguación es la pendiente de la línea. El valor obtenido en el literal 3.10.3 se muestra en la Figura 88.

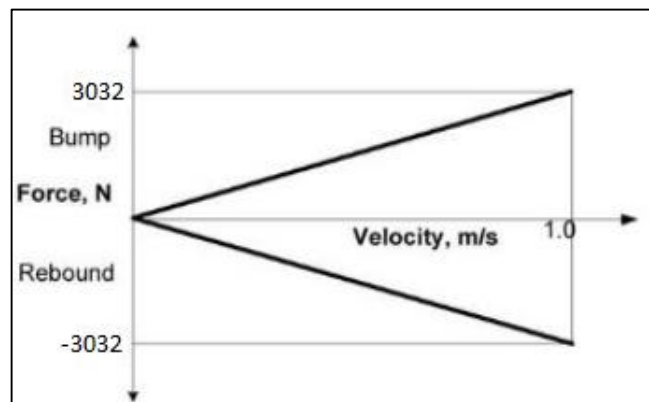


Figura 79 Curva inicial de amortiguación

Fuente: (Seward, 2014)

Sin embargo, se encuentra que las pendientes de la curva de amortiguación requieren modificaciones adicionales para un rendimiento óptimo. Para obtener una idea de estas modificaciones, es necesario considerar velocidades relativas aproximadas de la rueda durante el bache y el rebote. La Figura 89 muestra una rueda en un vehículo que viaja a 28 m/s (100 km/h) que encuentra una obstrucción de 10 mm de alto, como un borde bajo. Se puede ver que en una distancia de 75 mm la rueda se eleva en 10 mm:

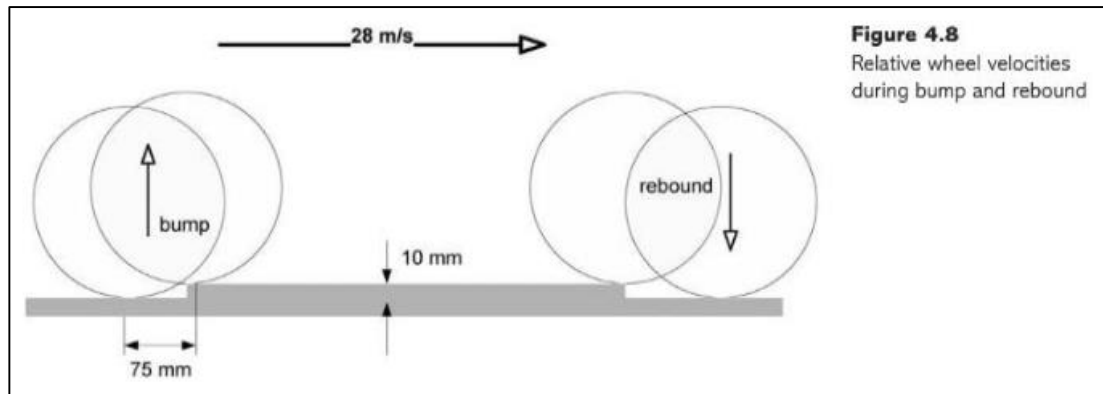


Figura 80 Velocidades relativas del neumático durante en bote y rebote

Fuente: (Seward, 2014)

3.11.6 Cálculo de la velocidad de bote ascendente (m/s).

$$V = v * \frac{h_o}{d_e}$$

Ecuación 97. Velocidad de bote ascendente.

Donde:

- V = Velocidad de bote ascendente (m/s).
- v =Velocidad de la rueda del vehículo (m/s).
- h_o = Altura de la obstrucción (mm).
- d_e = Distancia recorrida por el neumático hasta la obstrucción (mm).

$$V = 28m/s * \frac{10\text{ mm}}{75\text{ mm}}$$

$$V = 3.73 [m/s].$$

Ahora considere el extremo final de la obstrucción. La aceleración hacia abajo de la rueda depende de la fuerza en el resorte más la gravedad. Suponiendo una carga de esquina promedio en el muelle $F_R = 1289.71 [N]$ y una masa de rueda no suspendida $m_u = 20.54 [Kg]$.

3.11.7 Cálculo de la aceleración hacia abajo del resorte (m/s²).

$$D_{acel} = \frac{F_R}{m_u}$$

Ecuación 98. Aceleración hacia abajo del resorte.

Donde:

- D_{acel} = Aceleración hacia abajo del resorte (m/s^2).
- F_R = Fuerza ejercida por el resorte hacia el rocker (N).
- m_u = Masa no suspendida de una esquina frontal del vehículo (Kg).

$$D_{acel} = \frac{1289.29 \text{ N}}{20.54 \text{ Kg}}$$

$$D_{acel} = 65.344 \text{ [m/s}^2\text{]}.$$

3.11.8 Aceleración total hacia abajo (m/s^2).

$$a = D_{acel} + g$$

Ecuación 99. Aceleración total hacia abajo.

Donde:

- a = Aceleración total hacia abajo (m/s^2).
- D_{acel} = Aceleración hacia abajo del resorte (m/s^2).
- g = Gravedad ($9.81m/s^2$).

$$a = 65.344 \text{ m/s}^2 + 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$a = 75.154 \text{ [m/s}^2\text{]}.$$

3.11.9 Cálculo de la velocidad de rebote hacia abajo (m/s).

$$v = \sqrt{2 * a * h_o}$$

Ecuación 100. Velocidad de rebote hacia abajo.

Donde:

- v = Velocidad de rebote hacia abajo (m/s).
- a = Aceleración total hacia abajo (m/s^2).
- h_o = Altura de la obstrucción (m).

$$v = \sqrt{2 * 75.154 \text{ m/s}^2 * 0.01\text{m}}$$

$$v = 1.226 \text{ [m/s]}.$$

De lo anterior se puede ver que la velocidad de choque es más del doble que durante el rebote. Por lo tanto, se podría pensar que la mayor velocidad de impacto requiere más amortiguación, sin embargo, es el caso contrario. Las altas velocidades producen altas fuerzas de amortiguación y, por lo tanto, aceleraciones altas que, al actuar hacia arriba, desestabilizan el chasis de los muelles y provocan grandes transferencias de peso entre las ruedas. También se sugiere que la función principal de la amortiguación de impactos es controlar la vibración de la rueda no suspendida sobre el funcionamiento, mientras que la función principal de la amortiguación de rebote es controlar el movimiento del chasis con los muelles durante el balanceo de esquina.

Por lo tanto, podemos concluir que, si la amortiguación de impactos es demasiado baja, el salto de rueda hará que el vehículo rebote y si es demasiado alto desestabilizará el chasis. Si la amortiguación de rebote es demasiado baja, el chasis se revolcará en las esquinas y, si es demasiado alto, existe el riesgo de que jale hacia abajo. Ya que la amortiguación de rebote alto evita que la rueda regrese antes de que una nueva perturbación de empuje la vuelva a levantar. Por tanto, un enfoque común es, calcular un coeficiente de amortiguación de $0.7C_{crit}$ basada en la masa suspendida, pero para reducir el coeficiente de amortiguación de impacto a $2/3$ de este valor y para aumentar la amortiguación de rebote por un factor de $3/2$. La curva de amortiguación modificada se muestra en la figura 81.

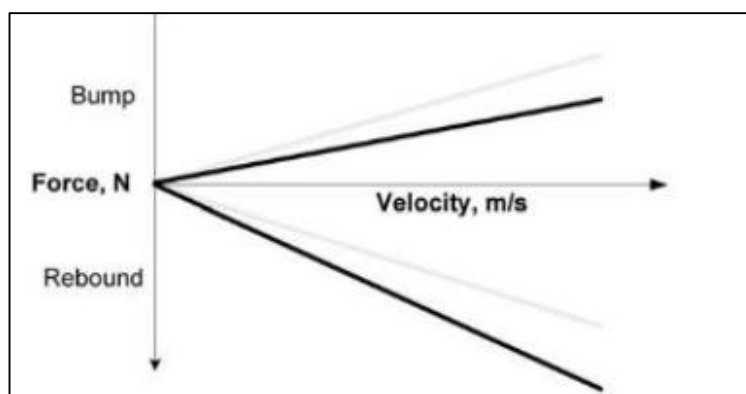


Figura 81 Curva modificada de amortiguación

Fuente: (Seward, 2014)

La amortiguación promedio durante un ciclo completo es, por lo tanto, aproximadamente $0.7C_{crit}$.

Una modificación final es imponer una región lenta y una región rápida en la curva de amortiguación. De nuevo, este es un intento de reducir el impacto de las grandes fuerzas de amortiguación que actúan sobre la masa suspendida. Es práctica común reducir a la mitad el valor del coeficiente de amortiguación para todas las velocidades por encima de un punto de transición - Figura 82.

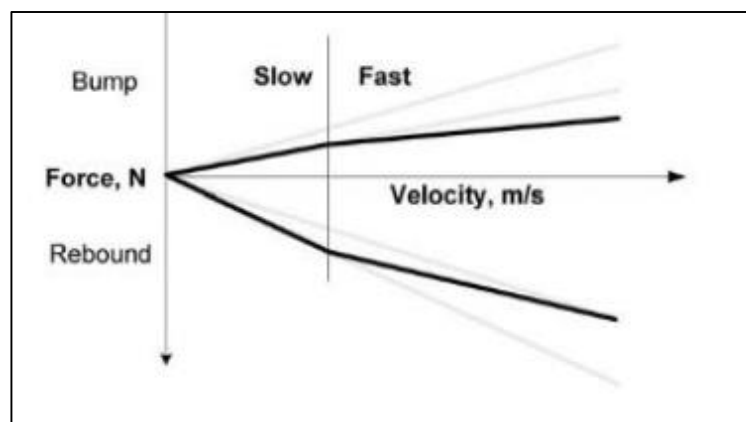


Figura 82 Curva final de amortiguación

Fuente: (Seward, 2014)

3.11.10 Bump (compresión) en baja frecuencia.

$$B_c = \frac{2}{3} * C_{dam}$$

Ecuación 101. Bump (Compresión) – baja frecuencia.

Donde:

- B_c = Bump (Compresión) – Baja frecuencia (N/m/s).
- C_{dam} = Relación del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida. (N/m/s).

$$B_c = \frac{2}{3} * 3032.39 \text{ N/m/s}$$

$$B_c = 2021.59 \text{ [N/m/s]}.$$

3.11.11 Rebound (Tensión) en baja frecuencia.

$$R_T = \frac{3}{2} * C_{dam}$$

Ecuación 102. Rebound (Tensión) – baja frecuencia.

Donde:

- R_T = Rebound (Tensión) – Baja frecuencia (N/m/s).
- C_{dam} = Relación del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida. (N/m/s).

$$R_T = \frac{3}{2} * 3032.39 \text{ N/m/s}$$

$$R_T = 4548.58 \text{ [N/m/s]}.$$

Una modificación final es imponer una región lenta y una región rápida en la curva de amortiguación. De nuevo, este es un intento de reducir el impacto de las grandes fuerzas de amortiguación que actúan sobre la masa suspendida. Es una práctica común reducir a la mitad el valor del coeficiente de amortiguación para todas las velocidades por encima de un punto de transición.

3.11.12 Bump (Compresión) en alta frecuencia.

$$B = \frac{1}{2} * B_c$$

Ecuación 103. Bump (Compresión) – alta frecuencia.

Donde:

- B = Bump (Compresión) – Alta frecuencia (N/m/s).
- B_c = Bump (Compresión) – Baja frecuencia (N/m/s).

$$B_c = \frac{1}{2} * 2021.59 \text{ N/m/s}$$

$$B_c = 1010.8 \text{ [N/m/s]}.$$

3.11.13 Rebound (Tensión) en alta frecuencia.

$$R = \frac{1}{2} * R_T$$

Ecuación 104. Rebound (Tensión) – alta frecuencia.

Donde:

- R = Rebound (Tensión) – Alta frecuencia (N/m/s).
- R_T = Rebound (Tensión) – Baja frecuencia (N/m/s).

$$R_T = \frac{1}{2} * 4548.58 \text{ N/m/s}$$

$$R_T = 2274.29 \text{ [N/m/s]}.$$

Podemos caracterizar los amortiguadores quitándolos del vehículo y probándolos por separado en un dinamómetro de amortiguador. El mismo que proporciona gráficos de velocidad máxima y gráficos de velocidad constante, como se puede ver en la figura 83 y figura 84.

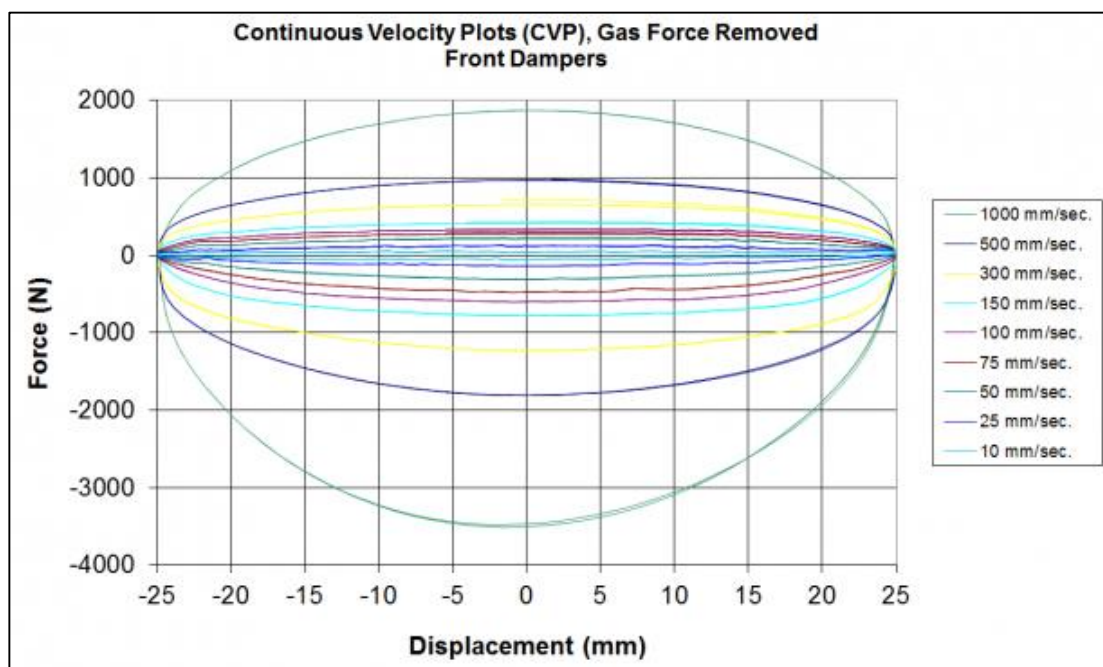


Figura 83 Test a velocidad constante

Fuente: (Measurements, 2016)

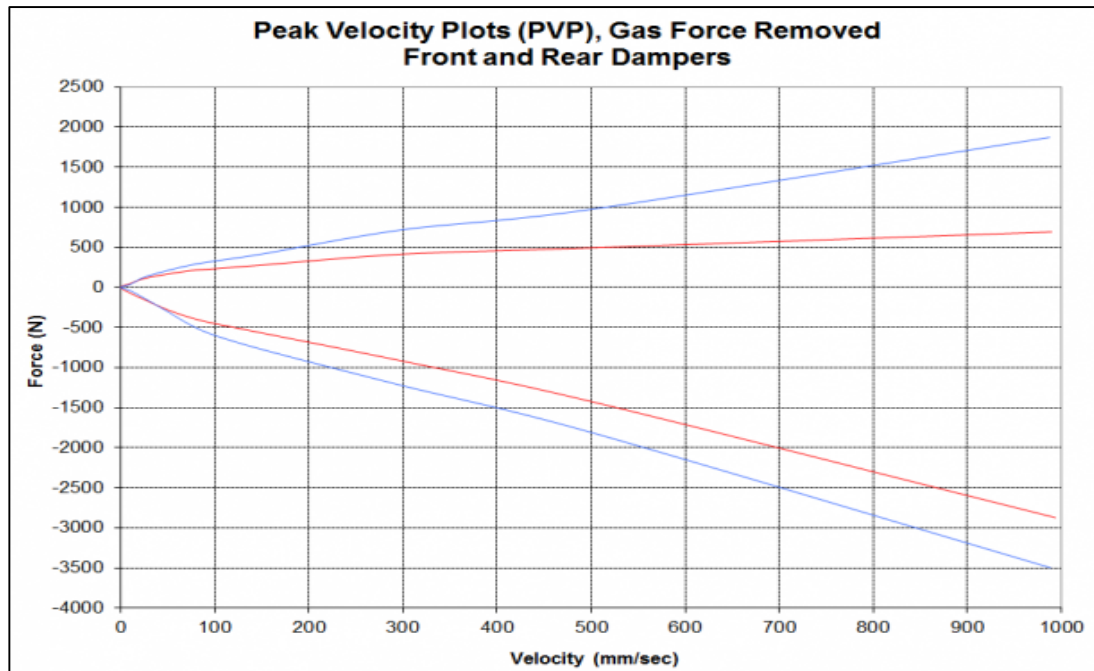


Figura 84 Test a velocidad máxima
Fuente: (Measurements, 2016)

Si los valores de coeficiente de amortiguamiento sugeridos son suficientes para la especificación inicial de los amortiguadores, se procede a colocarlos en el vehículo con los ajustes realizados en lo que respecta a bote (bump) y rebote (rebound), pero al no disponer de la máquina de test de amortiguadores se procede a realizar el test tradicional.

Un test tradicional de amortiguadores consiste en realizar varias vueltas de prueba con un piloto experimentado:

- Colocar todos los amortiguadores en bote (bump) y rebote (rebound) al mínimo y conducir una o dos vueltas, se debe observar cómo responde el automóvil en un trayecto con baches. Es probable que las ruedas reboten o salten lateralmente ya que no están amortiguadas adecuadamente.
- Incremente el ajuste de bote (bump) por tres clics y repetir, notando cualquier mejora. Este proceso se debe repetir hasta que el auto se sienta duro al pasar por los baches.
- Incremente la amortiguación de rebote (rebound) con tres clics en todas las ruedas y observar como el vehículo se comporta en curvas. Este proceso se debe repetir hasta que el automóvil entre en las curvas sin problemas con un pequeño giro en el giro inicial.
- Incremente la amortiguación del rebote trasero y / o reduzca la amortiguación del rebote delantero para reducir el subviraje.
- Reduzca la amortiguación de rebote si el automóvil tiende a 'bajar' en repetidos baches. (Seward, 2014, p. 249)

3.12 Barra estabilizadora

(Seward, 2014, p. 111) afirma “En automóviles de carretera sistemas antivuelco generalmente toman la forma de una barra de torsión en forma de U sustancial que pivota en la parte inferior del coche y se extiende entre los montantes de las ruedas delanteras o traseras”. Esto se refiere generalmente como una barra estabilizadora o **arb**. En vehículos de carreras, con componentes de la suspensión interiores, un sistema más pequeño y más ligero es posible mediante el uso de enlaces que unen los brazos de la barra de torsión a las manivelas. Se muestran ejemplos en la figura 85.



Figura 85 Barra estabilizadora con múltiples puntos de anclaje.

Fuente: (MotorIQ, 2011)

Los enlaces están conectados a un punto del rocker, esta se mueve aproximadamente paralelo al eje longitudinal del vehículo. Mover la conexión de enlace hacia arriba o hacia abajo del brazo cambia la rigidez de la barra estabilizadora y es por tanto una herramienta de ajuste de gran alcance.

La figura 96 muestra un sistema anti-roll barra en U en forma estática, es decir en posición descargada. La barra es libre de girar en los pivotes inferiores que están conectados a morir chasis. Los enlaces horizontales están conectados a las acampanadas manivelas.

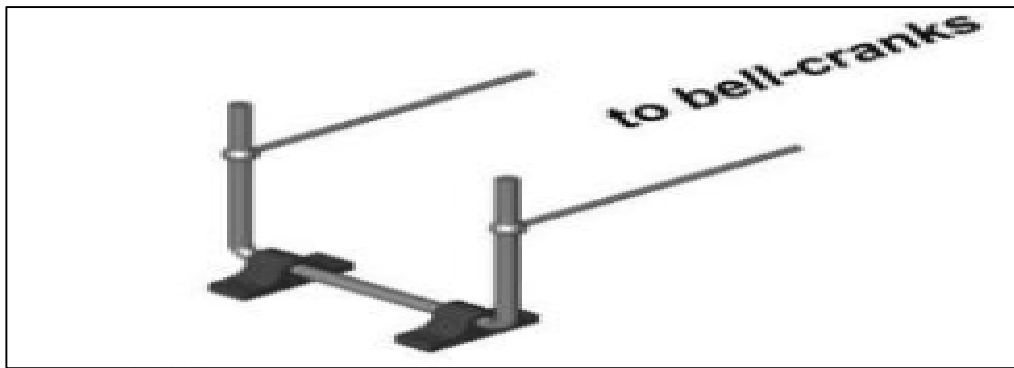


Figura 86 Diagrama de barra estabilizadora en condición estática.

Fuente: (Seward, 2014)

La figura 87 muestra el efecto de rebote de dos ruedas (o golpeo). La barra simplemente pivota hacia delante (o backwa RDS) y está sin tensiones. Así pues, la barra no tiene ningún efecto sobre la rigidez de la suspensión.

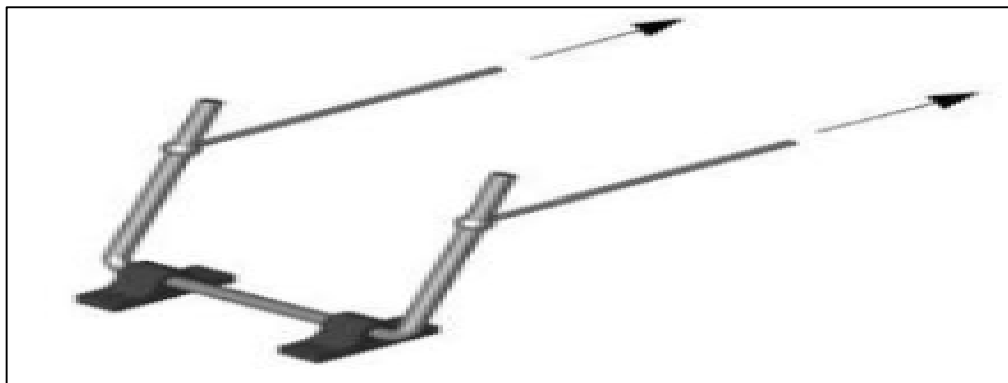


Figura 87 Diagrama de barra estabilizadora en condición de dos neumáticos en rebote.

Fuente: (Seward, 2014)

En roll, el movimiento de la campana-manivelas obliga a los brazos de la barra en U en direcciones opuestas de sitio (Figura 88) que pone claramente los brazos en flexión y la base de la barra en torsión.

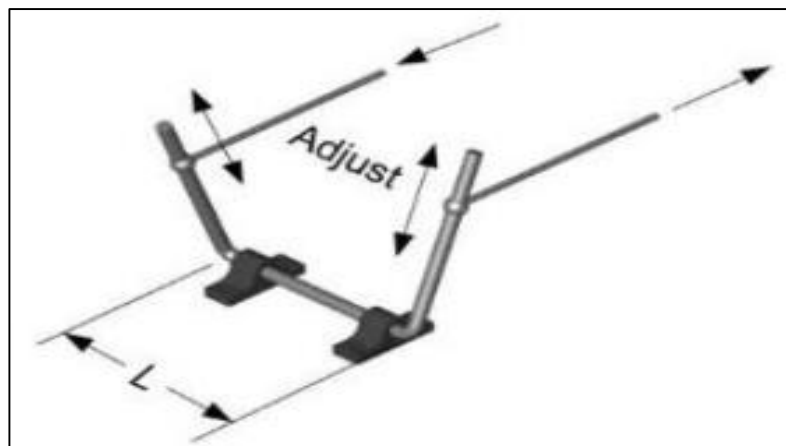


Figura 88 Diagrama de barra estabilizadora en condición de balanceo.

Fuente: (Seward, 2014)

El sistema es un muelle de torsión cuya rigidez debe ser añadido a la de los muelles de suspensión. En el ejemplo mostrado, los enlaces de campana de manivela se pueden mover hacia arriba y hacia abajo los brazos de la barra en U con el fin de variar el par y por lo tanto la rigidez del sistema. Este es un poderoso mecanismo de sintonía para lograr un manejo equilibrado del coche. Bajo una rueda rebotar la barra en U se endurecerá la rueda de goteo y transmitir algunos del movimiento hacia abajo a la otra rueda. Los dos brazos U-bar se moverán en la misma dirección, pero por diferentes cantidades dependiendo de la relativa rigidez de la barra (Figura 89). Así pues, el ARB ha hecho una de las ruedas se mueven menos independientes.



Figura 89 Diagrama de barra estabilizadora condición de un neumático en rebote.

Fuente: (Seward, 2014)

La figura 90 muestra una forma alternativa de sistema antivuelco conocido como el T-bar. El principio de funcionamiento es similar a la barra en U. Bajo roll, la deformación de torsión tiene lugar en la barra de torsión vertical, así

como la flexión en los brazos. El método habitual de proporcionar ajuste es cambiar la rigidez de los brazos ya sea al cambiar el número de 'hojas', como un resorte de lámina, o mediante la rotación de los brazos de modo que el segundo instante efectiva de área (y la rigidez, por tanto, la flexión) cambie.



Figura 90 Diagrama de barra estabilizadora tipo T.
Fuente: (Seward, 2014)

3.12.1 Cálculo de la fuerza ejercida por la barra estabilizadora

Es importante ser capaz de determinar las dimensiones de un arb para proporcionar el incremento requerido de la rigidez roll. Considere el caso que se muestra en la Figura 88. Debido a que los brazos se mueven en direcciones opuestas, puede observarse que, a partir de simetría, no habrá rotación en el punto medio de la barra de torsión. Por tanto, este punto puede ser considerado fijo como se muestra en la figura 91 y lo consideramos el medio de la barra de torsión a ser de longitud L . El objetivo es encontrar la rigidez (N/mm) en la parte superior del brazo de longitud A .

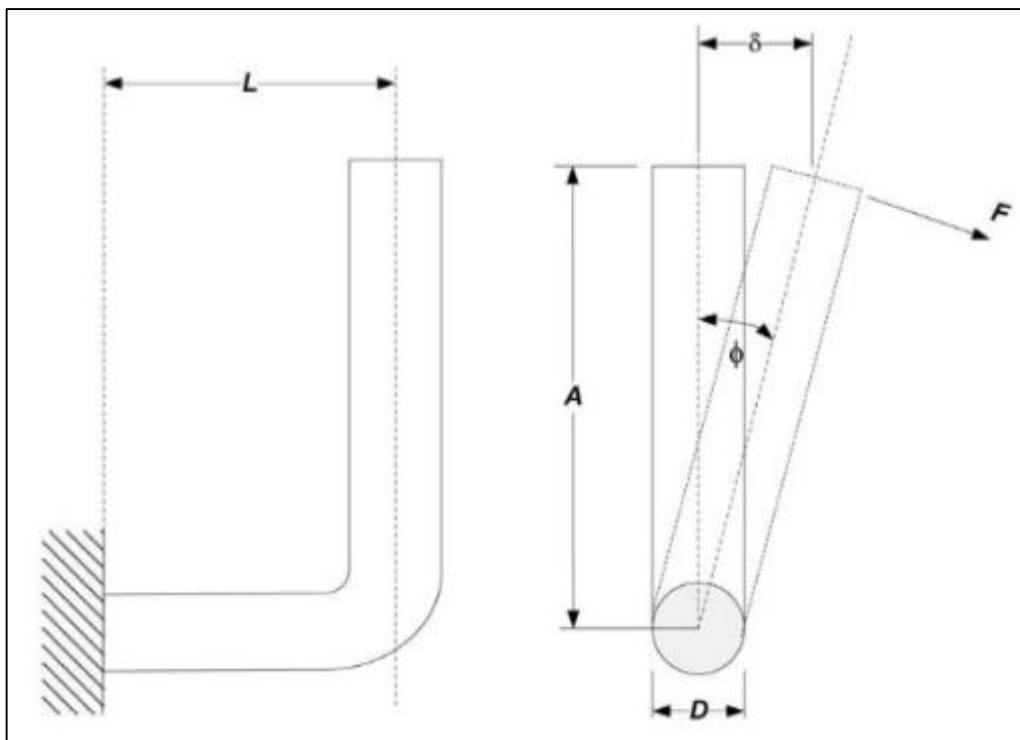


Figura 91 Diagrama de cuerpo libre de una barra estabilizadora.

Fuente: (Seward, 2014)

$$Rigidez = \frac{F}{\delta} = \frac{F}{A\phi}$$

Ecuación 105. Rigidez.

Donde:

- δ = Movimiento de la barra de torsión (mm).
- F = Fuerza Ejercida por la Barra Estabilizadora (N).
- ϕ = Rotación en radianes
- A = Longitud del brazo de la barra estabilizadora (mm).

El Movimiento Rotacional de un sólido circular viene dado por:

$$\phi = \frac{32LFA}{\pi GD^4}$$

Ecuación 106. Movimiento rotacional de un sólido circular.

Donde:

- G = Modulo de Rigidez
- $G=79300N/mm^2$ para aceros resorteables más utilizados

Sustituyendo:

Rigidez de la barra estabilizadora.

$$K_{bar} = \frac{\pi DG}{32LA^2}$$

Ecuación 107. Rigidez en la longitud de una barra estabilizadora.

La deflexión de una viga voladiza con una carga en el extremo final viene dada por:

$$\delta = \frac{FA^3}{3EI}$$

Ecuación 108. Deflexión de una viga voladiza.

Donde:

- E = Modulo de Elasticidad
- $E = 207000N/mm^2$ para aceros resorteables mas utilizados
- I = Segundo Momento de Area
- $I = \frac{\pi * D^4}{64}$; utilizado para barras solidas circulares
- $I = \frac{A * h^3}{12}$; utilizado para barras solidas rectangulares

$$Rigidez, K_{arm} = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi EI}{A^3} = \frac{\pi DG}{32LA^2}$$

Ecuación 109. Rigidez del brazo de una barra estabilizadora.

La torsión producida en la barra y en el brazo son un solo conjunto donde combinando las constantes de dureza K_{arb} , dan por resultado:

$$\frac{1}{K_{arb}} = \frac{1}{K_{bar}} + \frac{1}{K_{arm}}$$

$$K_{arb} = \frac{K_{arm} * K_{arb}}{K_{arm} + K_{bar}}$$

Ecuación 110. Rigidez de una barra estabilizadora – método 1.

El máximo Esfuerzo cortante, τ en una barra solida circular sujeta a un movimiento torsional, T, viene dada por:

$$\tau = \frac{16T}{\pi D^3}$$

En nuestro caso el movimiento torsional, T, viene dado por:

$$T = K_{arb} * \delta * A$$

Ecuación 111. Movimiento torsional.

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{16K_{arb}\delta A}{\pi D^3}$$

Ecuación 112. Máximo esfuerzo cortante de una barra solida circular.

Puntos a considerar en el diseño de una barra estabilizadora:

1. El sistema anti-roll debe ser de tamaño adecuado para permitir el completo desplazamiento tanto en choque y rebote de la suspensión.
2. Si se utiliza un tubo hueco en lugar de una barra sólida, el valor de D^4 en las ecuaciones anteriores se sustituye por $(D^4 - d^4)$, donde D es el diámetro externo y d es el diámetro interno.
3. Con el fin de evaluar el efecto de la barra estabilizadora sobre la rigidez de la rueda, K_{arb} , la misma debe ser multiplicada por la relación de movimiento al cuadrado (R_m^2). Esto puede tener un valor diferente de la relación de movimiento del resorte dependiendo del radio del punto de conexión en el rocker. En este caso, la relación de movimiento se define como el movimiento vertical de la rueda dividido por el

movimiento de la barra estabilizadora en el punto donde el enlace se conecta con el rocker.

4. La adición de una barra estabilizadora a un coche significa que el tipo de centro de la rueda (y por tanto el valor de recorrido) será mayor en roll de lo que será en choque y rebote.
5. El arb proporcionará una rigidez adversa adicional a la rueda de movimiento individuales como se muestra en la Figura 98, sin embargo, el efecto es menor que el aumento de la rigidez roll. En primer lugar, debido a que los dos extremos de la barra se mueven en la misma dirección, lo que ocasiona que se reduzca la rigidez arb a 50% del valor en roll. En segundo lugar, debido a que el arb actúa en serie con el resorte en el lado opuesto del vehículo.
6. Las barras estabilizadoras deben ser fabricados en acero torsional de buena calidad que tengan un límite elástico de alrededor de 1500 N/mm^2 . Este poseerá un alto contenido de acero-carbón que es probable que tenga cualidades de soldadura muy pobres y también requieren tratamiento térmico antes y después de la flexión.
7. Se debe tener cuidado de no sobrecargar demasiado la arb durante los movimientos de roll grandes. La tensión crítica es probable que sea la tensión de cizallamiento en los términos de referencia, el acero de torsión dada sobre la tensión de fluencia anteriormente, nunca debe exceder $0,6 \times 1.500 = 900 \text{ N/mm}^2$. La tensión máxima de cizallamiento, T , en un eje sólido circular sujeta a momento de torsión, T , viene dada por:

$$\tau = \frac{16T}{\pi D^3}$$

En nuestro caso el valor de momento torsional, está dado por:

$$T = K_{arb} * \delta * A$$

Donde:

$$\tau = \frac{16K_{arb}\delta A}{\pi D^3}$$

El equivalente de cizalladura para un tubo hueco de espesor de pared t es:

$$\tau = \frac{2K_{arb}\delta A}{\pi D^3 t}$$

Ecuación 113. Máximo esfuerzo cortante de una barra hueca circular.

Los cálculos para el sistema de barra en T son similares, pero debido a que, en el roll, los dos brazos se tuercen en la misma dirección, la barra de torsión vertical (a diferencia de la barra en U) es menos rígida. En consecuencia, en la ecuación 107 el valor de L es el doble de la longitud real (en lugar de la mitad).

3.12.2 Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento desde la barra estabilizadora (N/mm).

$$K_{We} = K_W * 0.5$$

Ecuación 114. Reducción de la rigidez combinada o velocidad de desplazamiento por adición de una barra estabilizadora.

Donde:

- K_{We} = Reducción de la rigidez combinada o velocidad de desplazamiento por adición de una barra estabilizadora (N/mm).
- K_W = Rigidez combinada o velocidad de desplazamiento (N/mm).

$$K_{We} = 20.2953 \text{ N/mm} * 0.5$$

$$K_{We} = 10.1477 [\text{N/mm}].$$

3.12.3 Relación de movimiento de la barra estabilizadora:

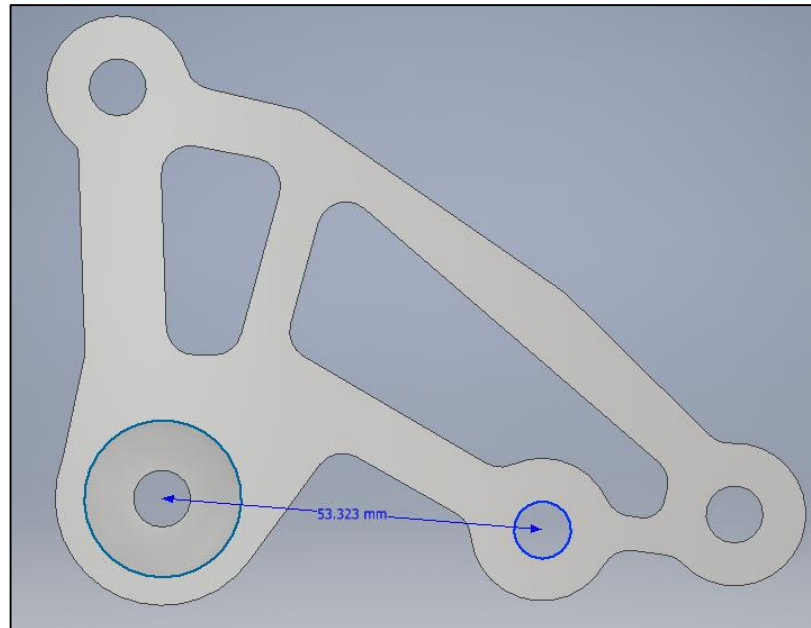


Figura 92 Medidas L_3 del rocker delantero.

$$L_3 = 53.323 \text{ mm}$$

$$R_m = \frac{T_N}{L_3}$$

Ecuación 115. Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra estabilizadora.

Donde:

- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra estabilizadora.
- T_N = Movimiento total del neumático (mm).
- L_3 = Longitud del brazo del rocker (pivote – barra estabilizadora) (mm).

$$R_m = \frac{95.891 \text{ mm}}{53.323 \text{ mm}}$$

$$R_m = 1.7983.$$

3.12.4 La constante de rigidez de la barra estabilizadora es:

$$K_{arb} = K_{We} * R_m^2$$

Ecuación 116. Rigidez de una barra estabilizadora – método 2.

Donde:

- $K_{w_{arb}}$ = Constante de rigidez de la barra estabilizadora (N/mm).
- K_W = Movimiento total del neumático (N/mm).
- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra estabilizadora.

$$K_{w_{arb}} = 10.1477 \text{ N/mm} * 1.7983^2$$

$$K_{w_{arb}} = 32.8166 \text{ N/mm.}$$

Las medidas de la barra estabilizadora implementada en el prototipo Fespe 2012 son:

- Diámetro inicial de la barra estabilizadora=25.4mm -> Diámetro ideal=12mm.
- Longitud total de la barra estabilizadora=500mm.
- Longitud media de la barra estabilizadora=250mm.

Datos:

- $G = 79300 \text{ N/mm}^2$.
- $E_1 = 207000 \text{ N/mm}^2$.
- $D = 12 \text{ mm}$.
- $L = 250 \text{ mm}$.
- $A = 140 \text{ mm}$.
- $h = 20.5 \text{ mm}$.

3.12.5 Cálculo de la constante de rigidez de la barra K_{bar} (N/mm).

La constante de rigidez de la barra K_{bar} se calculó utilizando la Ecuación 107 y con las medidas obtenidas del vehículo:

$$K_{bar} = \frac{\pi * G * D^4}{32 * L * A^2}$$

Donde:

- K_{bar} = Constante de rigidez de la barra (N/mm).
- G = Módulo de Rigidez (N/mm^2).
- D = Diámetro de la barra estabilizadora (mm).
- L = Longitud media de la barra estabilizadora (m).
- A = Longitud del brazo de la barra estabilizadora (mm).

$$K_{bar} = \frac{\pi * 79300 \text{ N/mm}^2 * (12 \text{ mm})^4}{32 * 250 \text{ mm} * (140 \text{ mm})^2}$$

$$K_{bar} = 32.9459 [N/mm].$$

3.12.6 Cálculo de la constante de rigidez del brazo K_{arm} (N/mm).

$$K_{arm} = \frac{3 * E * A * h^3}{12 * A^3}$$

La constante de rigidez de la barra K_{arm} se calculó utilizando la Ecuación 109 y con las medidas obtenidas del vehículo:

Donde:

- K_{arm} = Constante de rigidez del brazo (N/mm).
- E = Módulo de Elasticidad (N/mm^2).
- A = Longitud del brazo de la barra estabilizadora (mm).
- h = Altura del brazo de la barra estabilizadora (mm).

$$K_{arm} = \frac{3 * 207000 \text{ N/mm}^2 * 140 \text{ mm} * (20.5 \text{ mm})^3}{12 * (140 \text{ mm})^3}$$

$$K_{arm} = 22746.6 [N/mm].$$

3.12.7 Cálculo de la constante de rigidez de la barra estabilizadora K_{arb} (N/mm).

La constante de rigidez de la barra K_{arb} se calculó utilizando la Ecuación 110 y los valores calculados en los literales 3.12.5 y 3.12.6:

$$K_{arb} = \frac{K_{arm} * K_{bar}}{K_{arm} + K_{bar}}$$

Donde:

- K_{arb} = Constante de rigidez de la barra estabilizadora (N/mm).
- K_{arm} = Constante de rigidez del brazo (N/mm).
- K_{bar} = Constante de rigidez de la barra (N/mm).

$$K_{arb} = \frac{22746.6 \text{ N/mm} * 32.9459 \text{ N/mm}}{22746.6 \text{ N/mm} + 32.9459 \text{ N/mm}}$$

$$K_{arb} = 32.8983 \text{ [N/mm]}.$$

3.12.8 Cálculo del movimiento de la barra de torsión, δ (mm).

$$\delta = \frac{T_N/2}{R_m}$$

Ecuación 117. Movimiento de la barra de torsión.

Donde:

- δ = Movimiento de la barra de torsión (mm).
- T_N = Movimiento total del neumático (mm).
- R_m = Relación de movimiento del rocker con respecto a la barra estabilizadora.

$$\delta = \frac{75.89 \text{ mm}/2}{1.7983}$$

$$\delta = 21.10 \text{ [mm]}.$$

3.12.9 Cálculo del esfuerzo cortante en la barra estabilizadora, τ (N/mm²).

El esfuerzo cortante en la barra estabilizadora se calculó utilizando la Ecuación 112:

$$\tau = \frac{16 * K_{arb} * \delta * A}{\pi * D^3}$$

Donde:

- τ = Esfuerzo cortante en la barra estabilizadora (N/mm²).
- K_{arb} = Constante de rigidez de la barra estabilizadora (N/mm).
- δ = Movimiento de la barra de torsión (mm).
- A = Longitud del brazo de la barra estabilizadora (mm).
- D = Diámetro de la barra estabilizadora (mm).

$$\tau = \frac{16 * 32.8983 \text{ N/mm} * 21.10 \text{ mm} * 140 \text{ mm}}{\pi * (12 \text{ mm})^3}$$

$$\tau = 286.4363 \text{ [N/mm}^2\text{]}.$$

(Seward, 2014, p. 115) afirma “el acero de torsión dada sobre la tensión de fluencia anteriormente, nunca debe exceder $0,6 \times 1.500 = 900 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$.” Por lo tanto se justifica la confiabilidad del diseño $286.4363 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] < 900 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$.

3.12.10 Cálculo de la fuerza ejercida por la barra estabilizadora (N).

$$F = K_{arb} * \delta$$

Ecuación 118. Fuerza ejercida por la barra estabilizadora.

Donde:

- F = Fuerza Ejercida por la Barra Estabilizadora (N).
- K_{arb} = Constante de rigidez de la barra estabilizadora (N/mm).
- δ = Movimiento de la barra de torsión (mm).

$$F = 32.8983 \text{ N/mm} * 21.10 \text{ mm}$$

$$F = 694.154 \text{ [N]}.$$

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERO

4.1 Herramientas CAD

En este capítulo se valorará el comportamiento de los elementos en condiciones críticas con el fin de garantizar su diseño y la vida útil de los mismos.

Para ello se utilizarán herramientas informáticas CAD y CAE, en las que se diseñaran los elementos y se les someterá a diferentes esfuerzos, los mismos que simularan condiciones reales de funcionamiento, sin necesidad de realizar pruebas experimentales de ninguna índole, con esto se consigue ahorrar tiempo y recursos.

Se realizará el modelado 3D y la optimización topológica en los componentes necesarios, en este caso se efectuará dicho proceso en las mesas de suspensión y los Rockers, con el fin de reducir el peso del vehículo, de cada uno de los componentes que conforman la masa no suspendida con sus respectivas dimensiones que cumplan con las condiciones geométricas del vehículo.

Haremos uso de la herramienta CAE que nos ayudara a realizar cálculos estáticos y dinámicos (fatiga), los mismos que serían complejos realizarlos manualmente, de esta forma se obtendrá el factor de seguridad del diseño el mismo que es necesario para garantizar la construcción del componente.

Además, es compatible con la mayoría de programas de diseño. Por ello este programa es muy usado en ingeniería Mecánica, Civil y afines. Los elementos considerados críticos en los sistemas van a ser simulados a condiciones extremas de funcionamiento, con las fuerzas determinadas en el capítulo III.

4.1.1 Parámetros de mallado.

Cuando se tiene una geometría diseñada computacionalmente, se utiliza varios métodos para discretizar o dividir en pequeños elementos que pueden tomar forma de un tetraedro o un hexaedro dependiendo el modelo. La unión de estos elementos geométricos se los realiza a través de nodos los cuales

intervienen de una manera muy importante en los resultados del análisis FEA, si bien un mallado muy fino en regiones en donde el fenómeno físico no es muy dominante habrá mucho gasto computacional, es por ello que se debe optimizar regiones refinando el mallado en las cuales existen grandes gradientes de deformación/esfuerzo para constatar los resultados obtenidos, la calidad del mallado puede determinarse mediante la simetría del mallado, la ortogonalidad entre elementos y relación jacobiano.

4.1.2 La simetría/oblicuidad del mallado.

Es medidas principales para verificar la calidad de la malla, también conocido como skewness determina el estado de la geometría aplicado en triángulos o tetraedros como indica la fig. 102 teniendo una escala de calidad entre la cual el valor de 0 como excelente, 0.25 bueno, 0.5 suficiente y 1 degenerado. (SHARCNET, 2015)

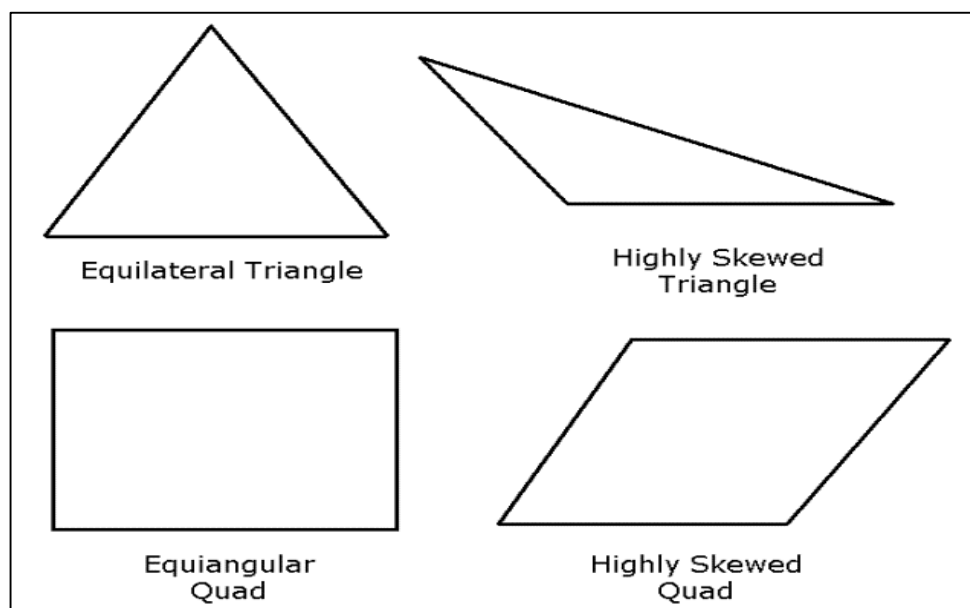


Figura 93 Triángulos y cuadriláteros ideales y asimétricos.

Fuente: (sharcnet, 2015)

4.1.3 Ortogonalidad del mallado.

La calidad ortogonal indica que tal emparejado esta un elemento con respecto al otro tomando en cuenta los vectores normales como indica la fig. 103, la escala de ortogonalidad va desde 0.95 a 1 como excelente, 0.7 a 0.95 muy bueno, 0.20 a 0.69 bueno y 0 a 0.001 inaceptable. (SHARCNet, 2015)

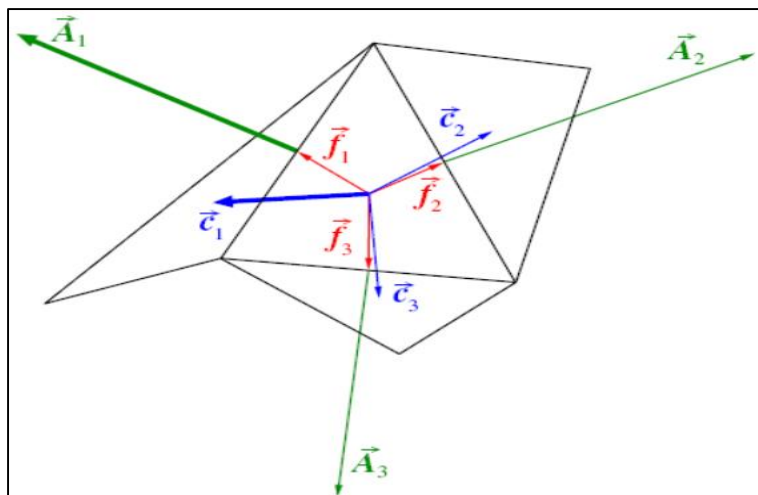


Figura 94 Vectores utilizados para calcular la calidad ortogonal de una celda

Fuente: (sharcnet, 2015)

4.1.4 Proporción jacobiano (Nodos de esquina) de la malla

Este método mejora los elementos tetraédricos como indica la fig. 104, sin embargo, al establecer la relación jacobiano aumenta el uso de memoria y el tiempo requerido para generar la malla, es por ello que debe ser más alta de lo necesario. El valor de escala es 1 para una calidad superior y 0 para una calidad inferior. (SHARCNET, 2015)

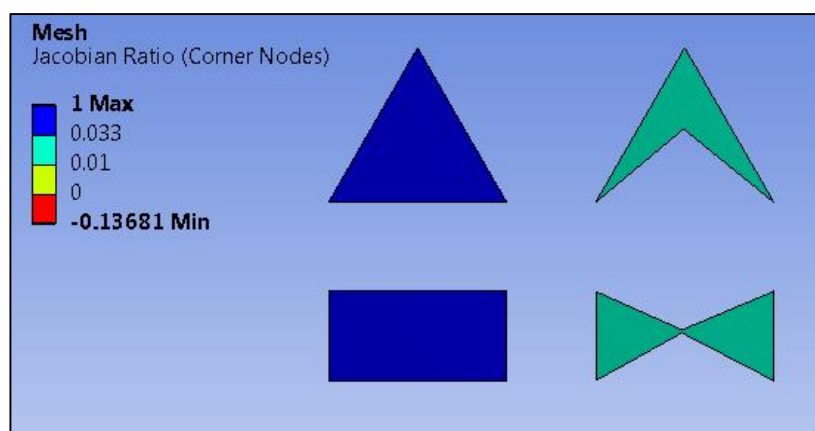


Figura 95 Proporción Jacobiano (nodos de esquina)

Fuente: (sharcnet, 2015)

4.1.5 Análisis efectuados en el elemento.

a. Esfuerzo equivalente (Von-mises).

Las tensiones y deformaciones tridimensionales se desarrollan en varias direcciones. Una forma habitual de expresar estas tensiones multidireccionales consiste en resumirlas en una tensión equivalente, también denominada tensión de von-Mises. Un sólido tridimensional tiene seis componentes de tensión. En algunos casos, una prueba de tensión uniaxial busca propiedades del material experimentalmente. En ese caso, la combinación de los seis componentes de tensión en una única tensión

equivalente se relaciona con el sistema de tensiones reales. (Autodesk, 2014)

b. Deformación total.

“Es la cantidad de estiramiento que sufre un objeto debido a la carga. Utilice los resultados de deformación para determinar cuánto se puede deformar una pieza. Determine la fuerza que se requiere para que se curve una distancia en concreto” (Autodesk, 2014)

c. Factor de seguridad.

Un coeficiente de seguridad se define como la relación entre la tensión máxima permitida y la tensión equivalente (Von Mises) cuando se usa el límite de elasticidad. Debe ser superior a uno (1) para que el diseño sea aceptable. (Un valor inferior a 1 indica que existe una deformación permanente.) Cuando se usa la resistencia máxima, la tensión principal máxima se emplea para determinar los coeficientes de seguridad. (Autodesk, 2014)

Los resultados del coeficiente de seguridad señalan inmediatamente áreas de elasticidad potencial. Los resultados de la tensión equivalente se muestran en rojo en las áreas de máxima tensión, con independencia de que el valor sea alto o bajo. Un coeficiente de seguridad de 1 significa que el material es esencialmente elástico. La mayoría de los diseñadores procuran obtener un coeficiente de seguridad entre 2 y 4 según el escenario de carga máxima prevista. Si algunas áreas del diseño van a elasticidad no significa siempre que haya un error en la pieza, a menos que la carga máxima prevista se repita con frecuencia. (Autodesk, 2014)

d. Fatiga o durabilidad.

En la vida real se observa que repetidos ciclos de carga y descarga debilitan las piezas a lo largo del tiempo incluso cuando las cargas inducidas están considerablemente por debajo de la tensión de rotura estática e incluso del límite elástico del material. Este fenómeno se le conoce como Fatiga. Cada ciclo de fluctuación de la tensión deteriora o daña la pieza un poco. Tras un nº de ciclos determinado, la pieza está tan debilitada que rompe por Fatiga. (iberisa, 2001).

La vida a fatiga se puede definir como el "fallo debido a cargas repetitivas" que incluye la iniciación y propagación de una grieta o conjunto de grietas hasta el fallo final por fractura" (Fuchs & Stephens, 1980).

El análisis de fatiga estructural es una herramienta para evaluar la validez de un diseño, o su durabilidad, bajo condiciones de carga simples o complejas conocidas como cargas de servicio. Los resultados del análisis de fatiga se representan mediante contornos en color que muestran la

duración de los ciclos de carga que la estructura puede soportar antes de que se inicie cualquier grieta. (iberisa, 2001).

4.1.6 Selección de materiales

Se crea una matriz de selección entre varias opciones disponibles de materiales de construcción existentes en el país y evaluar por medio de un factor de ponderación (FP = 1) verificar cuál es el más conveniente para el desarrollo de la construcción del sistema.

Tabla 14
Matriz de selección para el material.

Factores de selección	FP	Aluminio 2014	Aluminio 6061 T6	Aluminio 6063 T6
Ligero	0.3	X	X	X
Mayor resistencia	0.2	-	X	-
Soldabilidad	0.1	-	X	X
Perfil tubular	0.1	-	X	X
Disponibilidad	0.2	X	-	-
Costo	0.1	-	-	-
	Σ	0.5	0.7	0.5

Debido a que en el país solo se puede hacer la adquisición de los tubos de aluminio en gran cantidad y por pedido, se optó por realizar la importación de ejes de aluminio 6061 T651 las cuales se contaba con el stock necesario para realizar el rediseño de la suspensión delantera.

4.2 Uso de software CAD/CAE para la realización de los diferentes análisis.

4.2.1 Análisis de esfuerzos en los brazos de suspensión.

Los brazos de suspensión representadas en la figura 105 fueron diseñados en ejes de aluminio 6061 T651 con un diámetro exterior de 19mm, el mismo que cuenta con una densidad de 2.71 g/cm³ y una resistencia a la tracción (Sy) de 276 MPa.

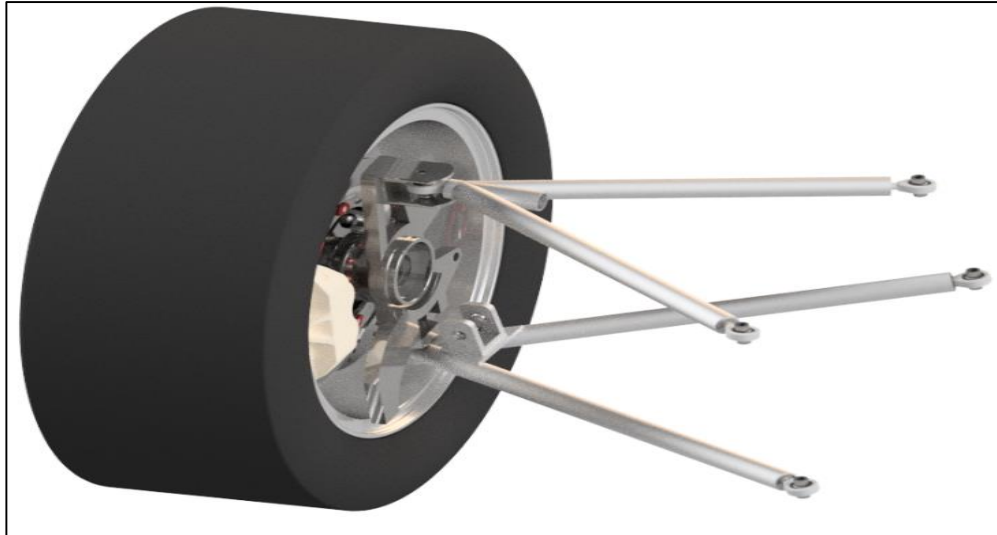


Figura 96 Brazos de suspensión delantera superior e inferior.

4.2.2 Mallado de la mesa superior

Se obtuvo un valor promedio de skewness de 0.20135 el cual es aceptable, un valor promedio de ortogonalidad de 0.79667 el cual es aceptable y por último el valor de Jacobian ratio de 0.96766 que es muy bueno para continuar con el análisis.

Tabla 15
Parámetros de calidad del mallado.

Quality			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
Error Limits	Standard Mechanical		
Target Quality	Default (0.050000)		
Smoothing	Fine		
Mesh Metric	Skewness	Orthogonal Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)
Min	8,6483e-011	2,6515e-004	-1,
Max	0,99973	0,9977	1,
Average	0,20135	0,79667	0,96766
Standard Deviation	0,14021	0,13886	5,5205e-002

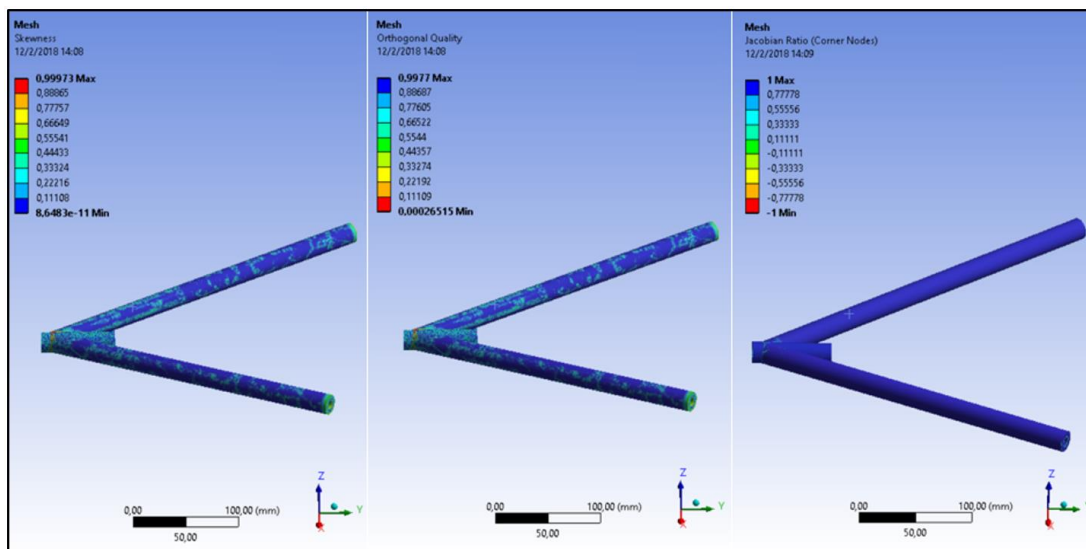


Figura 97 Calidad del mallado de la mesa de suspensión superior.

En la tabla 16 podemos identificar los valores de carga obtenidos en la sección 3.8.3 con los cuales se trabajara en el software FEA.

Tabla 16
Cargas sobre los brazos en frenado máximo.

Freno máximo	
Magnitud = 1764.26 N	
En forma Vectorial	
F_x	1764.26 N
F_y	0 N
F_z	0 N

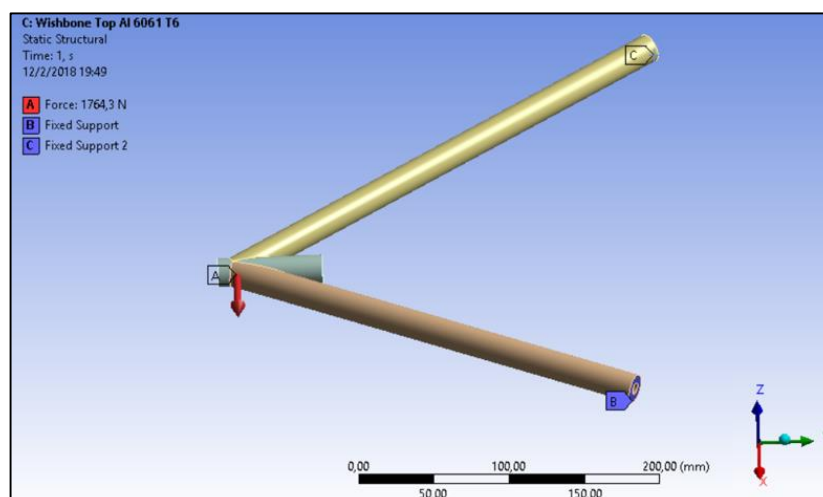


Figura 98 Aplicación de las fuerzas de frenado

En la mesa superior se obtuvo un valor de Von Mises de 24 MPa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material originalmente utilizado.

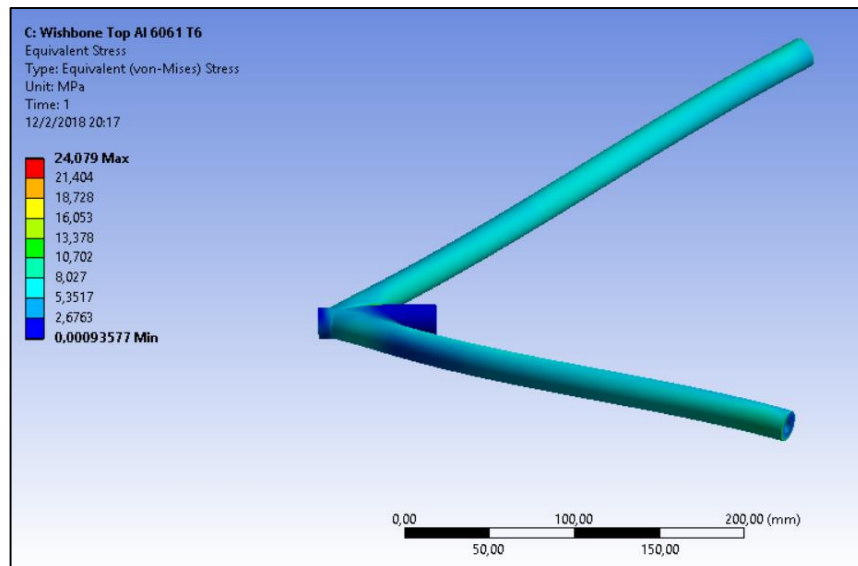


Figura 99 Equivalente (Von-Mises) mesa superior.

Se obtuvo una deformación máxima de 0.057 mm el cual es un valor insignificante para tener algún inconveniente con la mesa de suspensión superior.

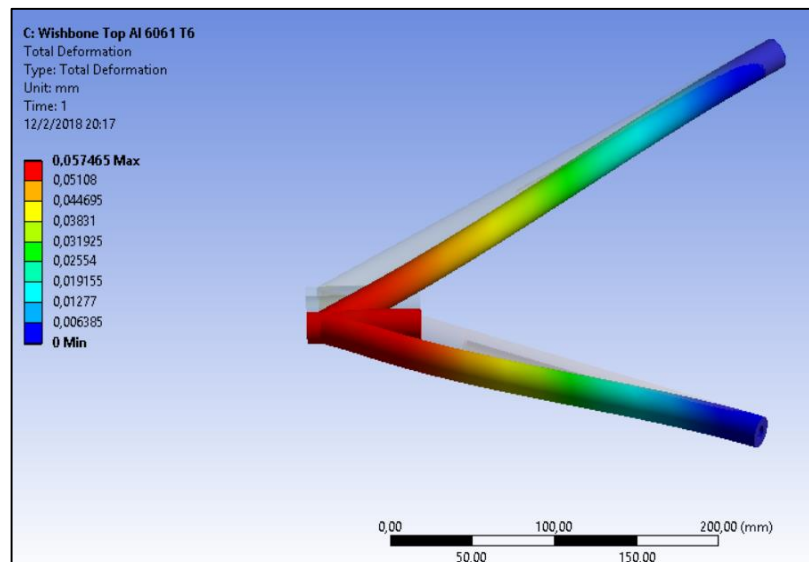


Figura 100 Deformación total de la mesa superior

El factor de seguridad obtenido es de $N_s=12,265$ el cual indica un índice muy alto de confiabilidad del componente con el cual se procede a trabajar con fiabilidad.

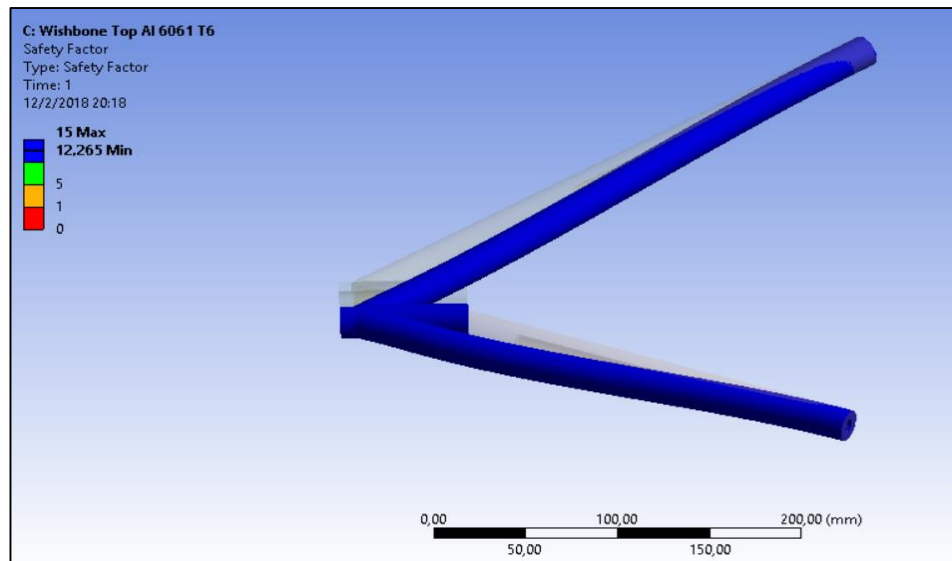


Figura 101 Factor de seguridad estático de la mesa superior.

4.2.3 Análisis de fatiga de la mesa superior de suspensión

Para el análisis de fatiga se ha configurado con los siguientes parámetros de frecuencia = 18.7853 [Hz], equivalente a 0.05323 segundos y se trabajó con la teoría de stress de Goodman y con ciclo reversible completamente el cual es el que más desfuerzo de trabajo ejerce al componente.

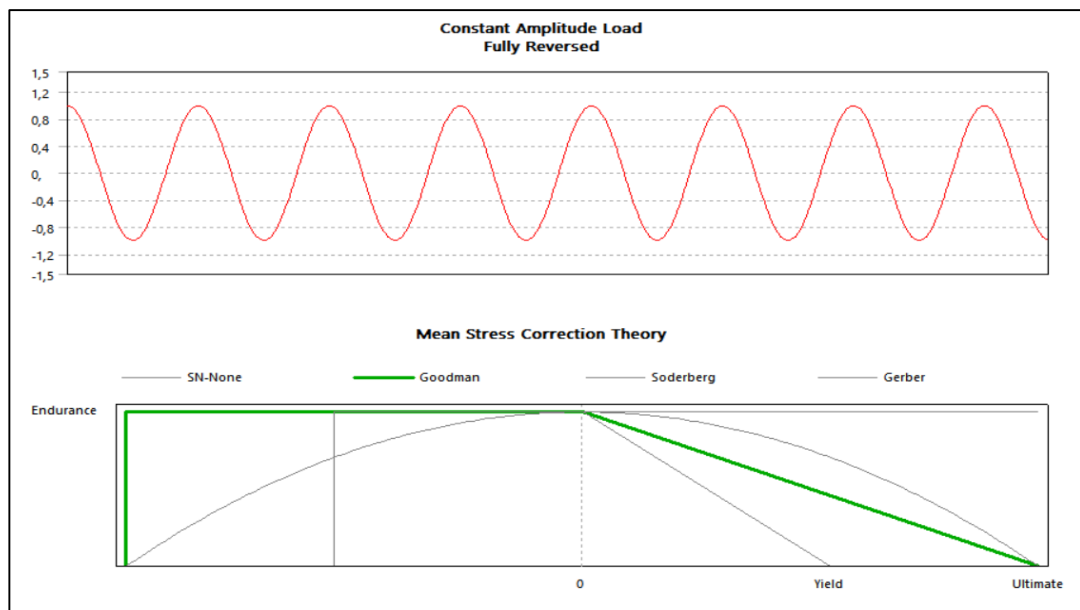


Figura 102 Goodman Mean Stress Correction Theory

Tabla 17
Parámetros iniciales en el análisis de fatiga

Object Name	Fatigue Tool
State	Solved
Domain	
Domain Type	Time
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1.
Loading	
Type	Fully Reversed
Scale Factor	1.
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (von-Mises)
Life Units	
Units Name	seconds
1 cycle is equal to	5.323e-002 seconds

Se obtuvo un factor de fatiga de $N_d = 2.268$ un valor muy satisfactorio para este tipo de análisis dinámico.

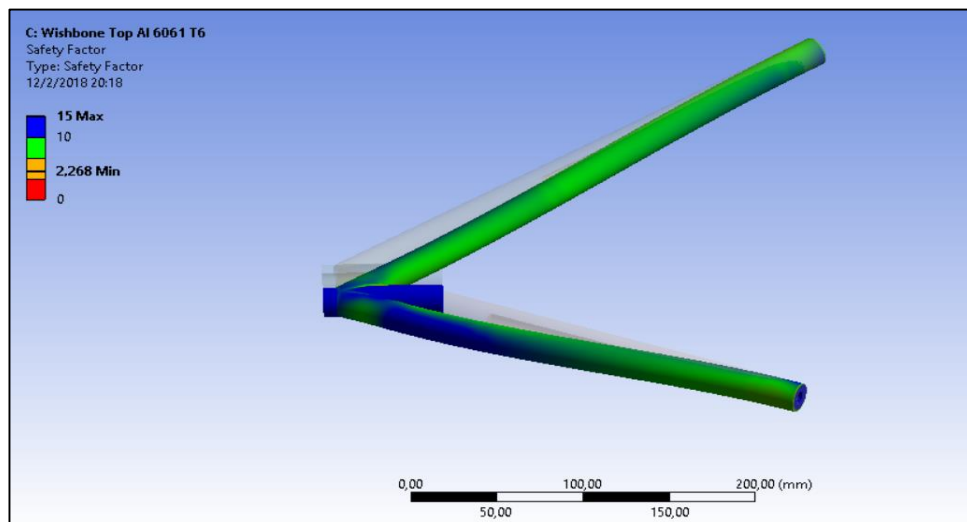


Figura 103 Factor de seguridad de fatiga de la mesa superior.

Para obtener la vida útil del componente se pasa los segundos obtenidos en la simulación en este caso se tiene una vida 532000 segundos lo cual es equivalente a 147.77 horas y 6.15 días de vida de la mesa de suspensión superior a una constante aplicación de los esfuerzos máximos.

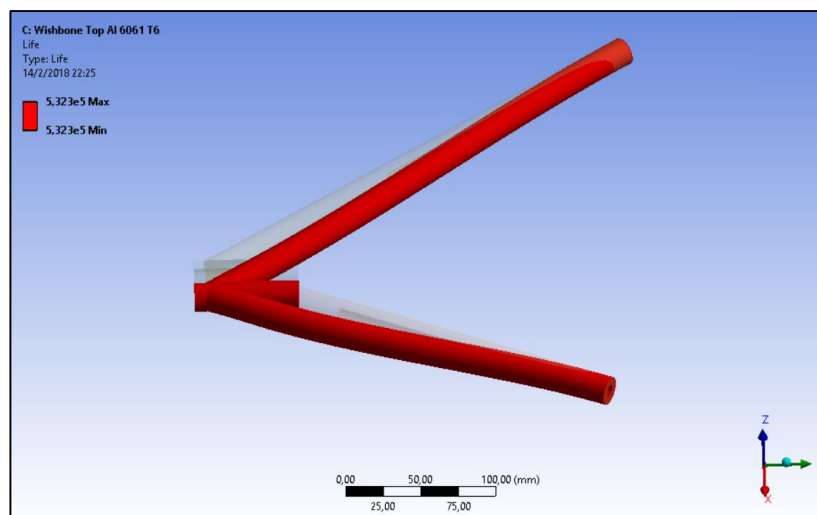


Figura 104 Factor de vida útil de la mesa superior.

4.2.4 Resultados de la simulación de la mesa de suspensión superior a una curva máximo.

Tabla 18

Cargas sobre los brazos de suspensión en curva máxima.

Fuerzas en curva máxima	
Magnitud = 1916.88 N	
En forma Vectorial	
Fx	349.65 N
Fy	1884.73 N
Fz	0 N

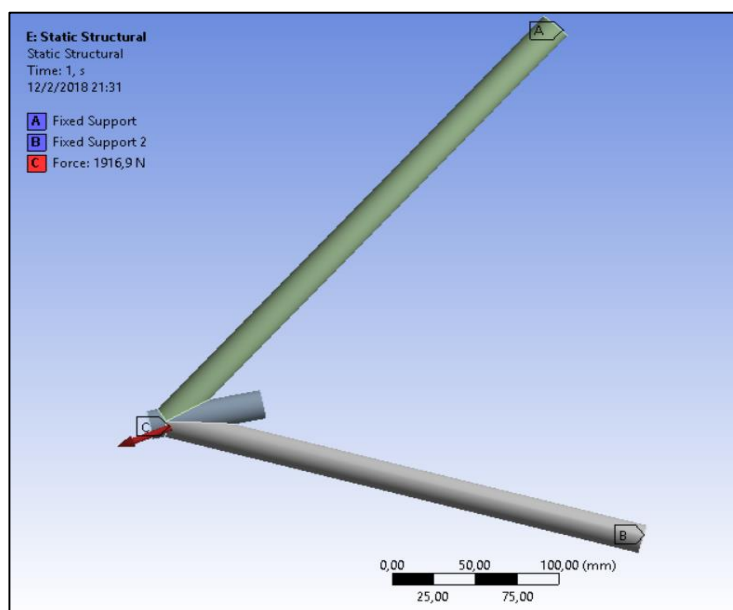


Figura 105 Fuerzas en curva máximo.

Se obtiene un valor de equivalente de Von-Mises de 10 MPa el cual no sobrepasa el límite de fluencia del material de construcción.

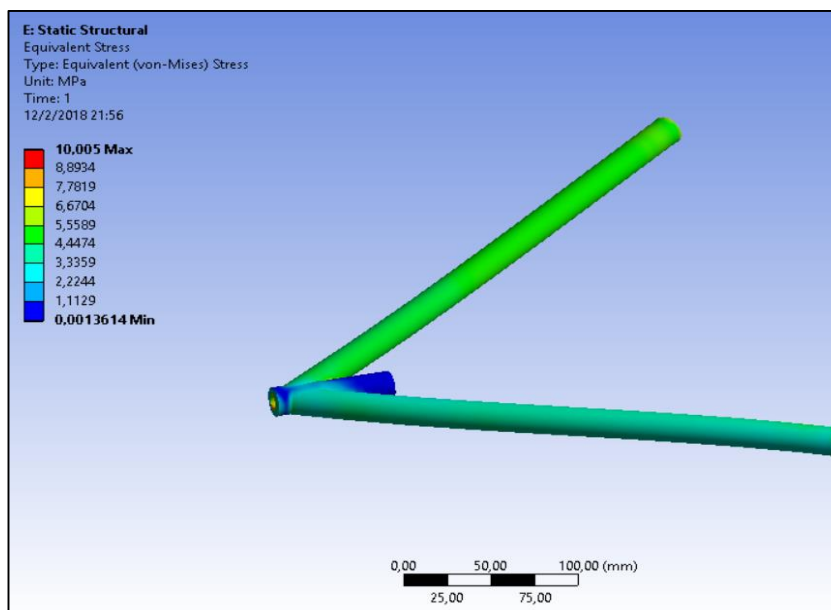


Figura 106 Equivalente (Von-Mises) mesa superior.

Se obtiene una deformación de 0.0259 mm total el cual es un valor aceptable dentro del rango.

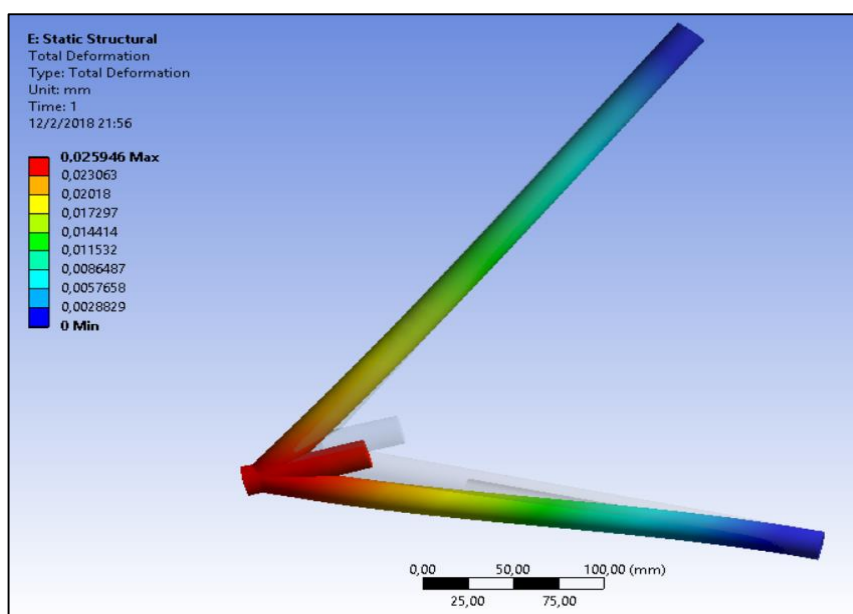


Figura 107 Deformación total de la mesa superior.

Al obtener un bajo índice en el equivalente de Von-Mises el factor de seguridad se incrementa por lo que el factor de seguridad es alto en este caso es de $N_s=15$.

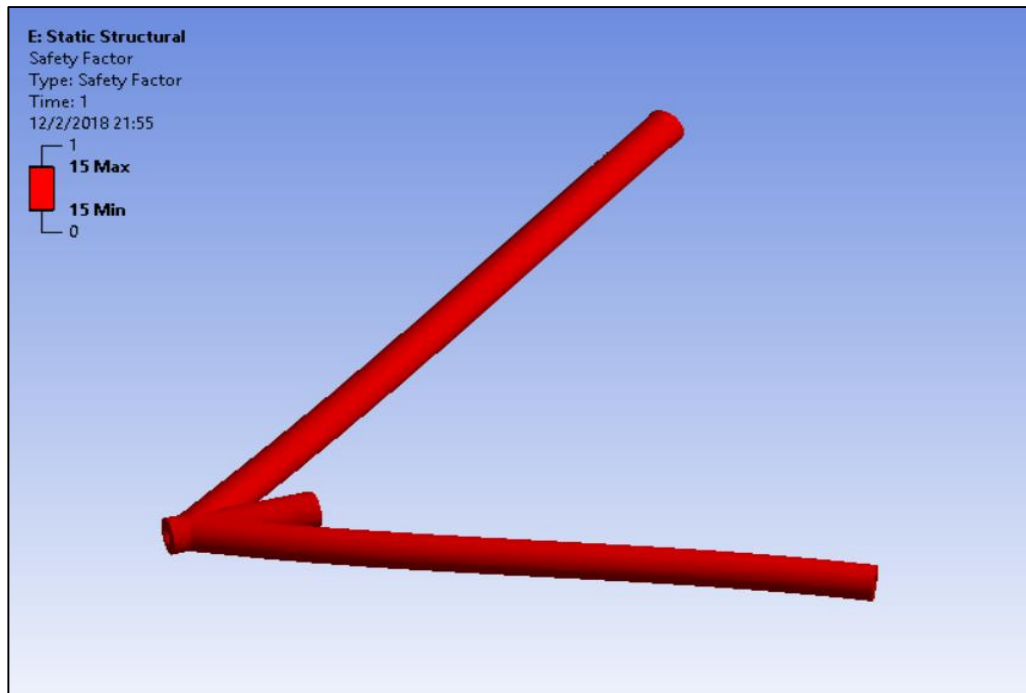


Figura 108 Factor de seguridad estático de la mesa superior.

El factor de seguridad de fatiga de $N_d = 6.2$ que correspondiente también es un valor muy alto por lo cual el componente posee una vida infinita ya que no existen esfuerzos que comprometan mecánicamente a la mesa de suspensión.

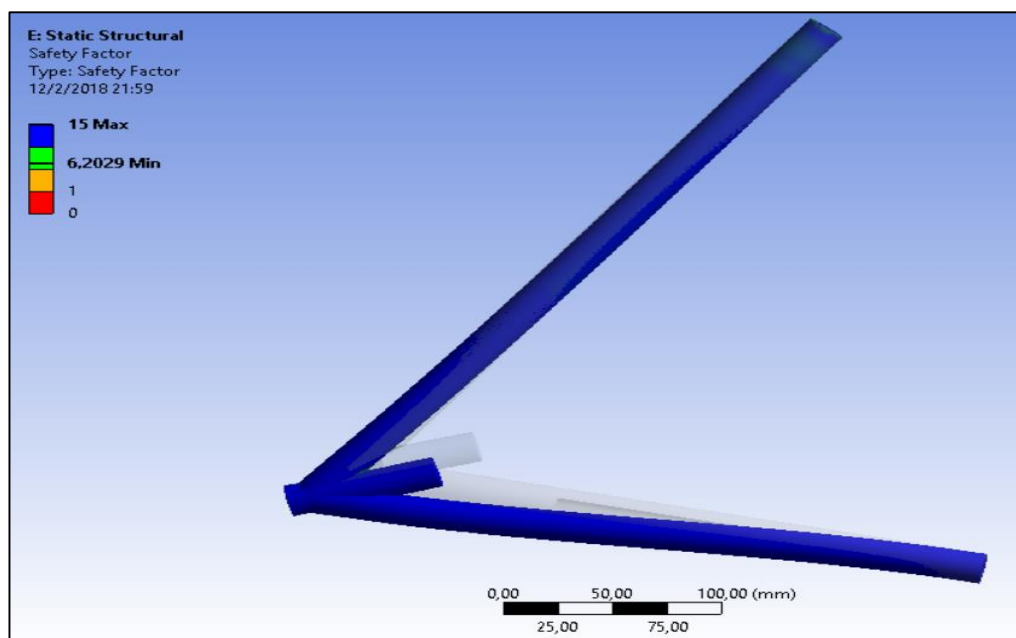


Figura 109 Factor de seguridad de fatiga de la mesa superior.

4.2.5 Mallado de la mesa de suspensión inferior.

Tabla 19

Parámetros de calidad del mallado de la mesa inferior.

Quality			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
Error Limits	Standard Mechanical		
Target Quality	Default (0.050000)		
Smoothing	Fine		
Mesh Metric	Skewness	Orthogonal Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)
Min	5,0384e-007	3,3075e-003	7,8728e-002
Max	0,99669	0,99682	1,
Average	0,24979	0,74802	0,96846
Standard Deviation	0,14436	0,1423	6,4732e-002

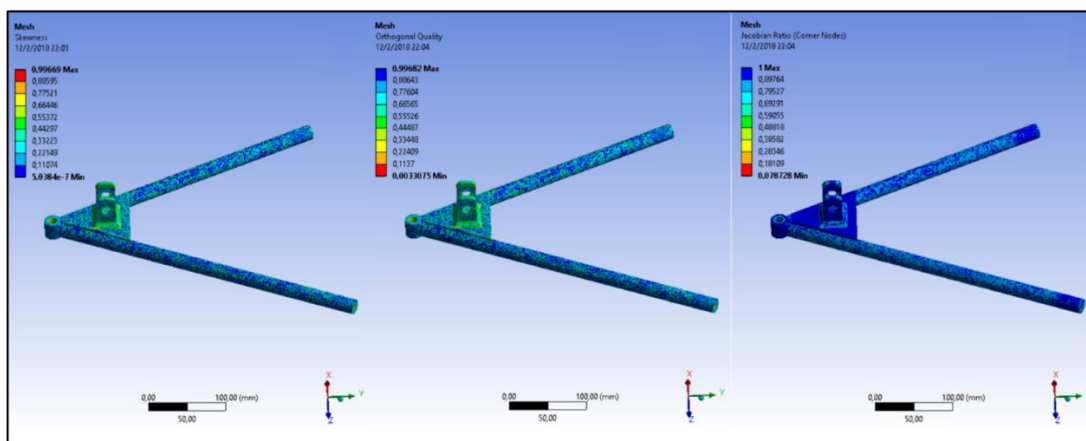


Figura 110 Calidad del mallado de la mesa de suspensión inferior.

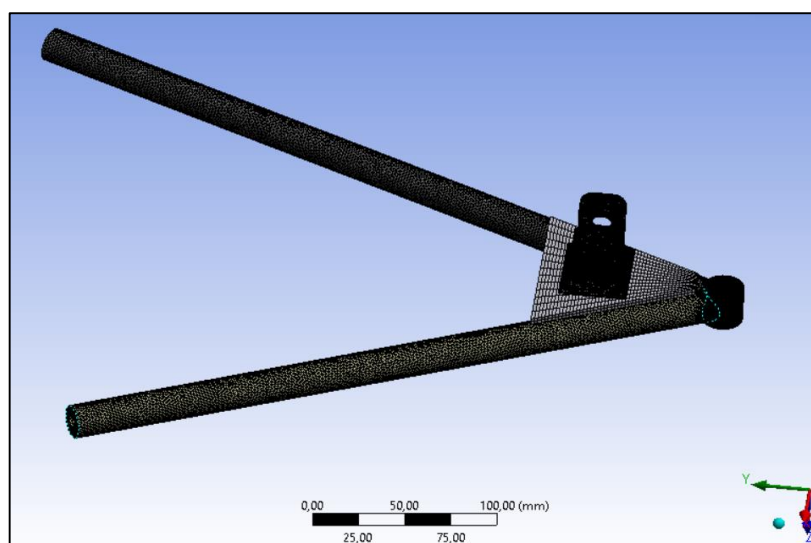


Figura 111 Mallado de la mesa de suspensión inferior.

Tabla 20
Cargas sobre los brazos en frenado máximo.

Fuerzas en frenado máximo			
Magnitud = 4023.4 N		Magnitud = 1318.2 N	
En forma Vectorial		En forma Vectorial	
Fx	-4023.4 N	Fx	0 N
Fy	0 N	Fy	-1318.2 N
Fz	0 N	Fz	0 N

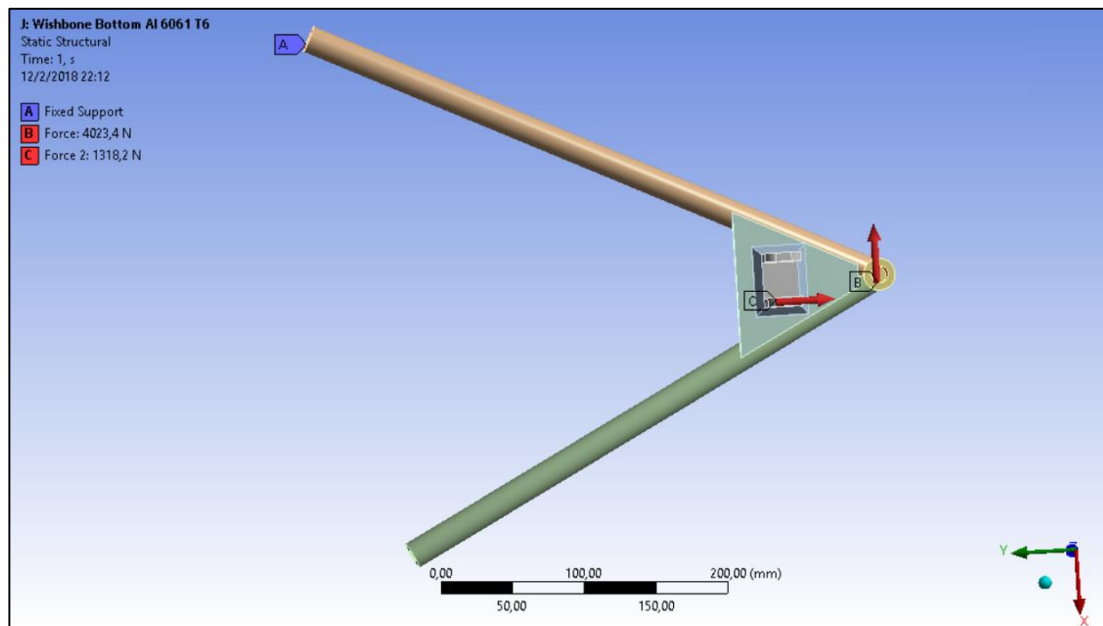


Figura 112 Fuerzas de frenado en la mesa de suspensión inferior.

Debido a que el punto más crítico para las mesas de suspensión es cuando se produce un frenado máximo y es por eso que el equivalente de Von-Mises es de 214,64 en la parte de soldadura de la oreja en la cual va conectada la barra Push, aun así, este valor no sobrepasa el límite de fluencia S_y del material.

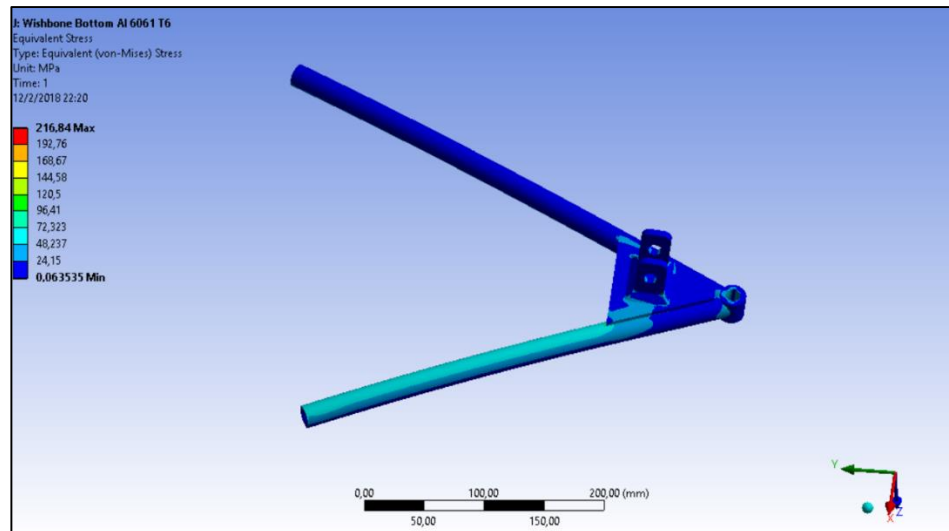


Figura 113 Equivalente de Von-Mises de la mesa inferior.

Se obtuvo una deformación elástica de 4.3528 mm para un caso extremo de frenado.

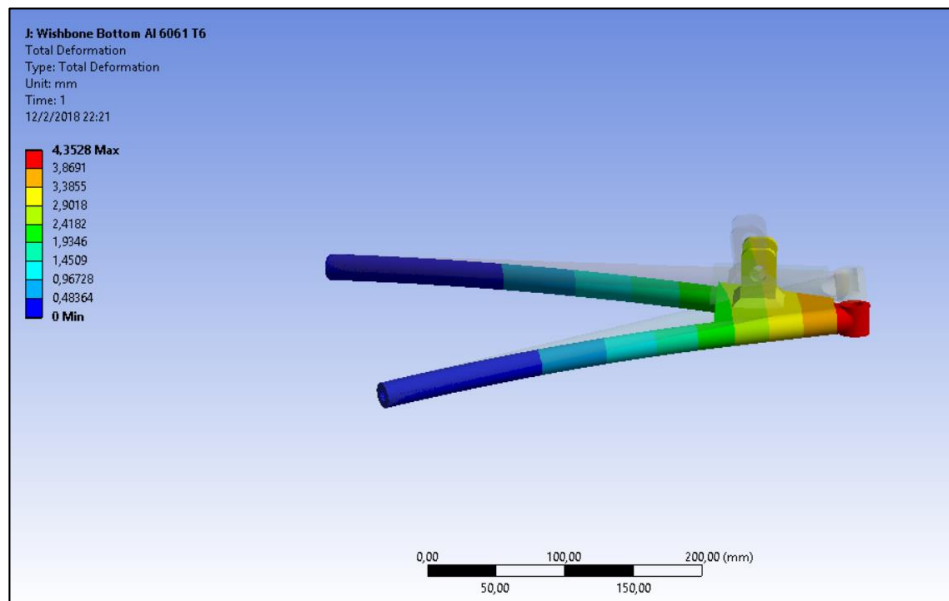


Figura 114 Deformación total de la mesa inferior.

El valor del factor de seguridad es de $N_s = 2.31$ el cual es un valor aceptable tomando en cuenta que el componente está trabajando en un estado crítico de funcionamiento.

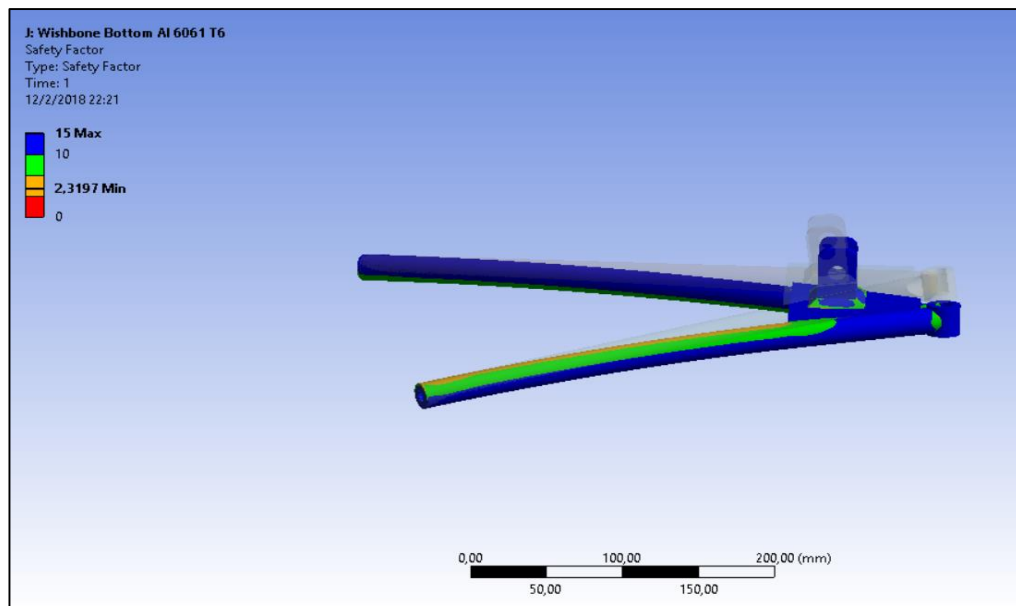


Figura 115 Factor de seguridad estático de la mesa de la inferior.

4.2.6 Análisis de fatiga de la mesa inferior de suspensión

Para el análisis de fatiga se obtuvo que 1 ciclo es equivalente a 0.05323 segundos mediante la frecuencia obtenida por la ecuación 82 y se trabajó con la teoría de stress de Goodman con ciclo reversible completamente.

Tabla 21

Parámetros iniciales en el análisis de fatiga

Object Name	Fatigue Tool
State	Solved
Domain	
Domain Type	Time
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1.
Loading	
Type	Fully Reversed
Scale Factor	1.
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (von-Mises)
Life Units	
Units Name	seconds
1 cycle is equal to	5.323e-002 seconds

Se obtuvo un factor de fatiga de $N_d = 0.645$ un valor muy satisfactorio para este tipo de análisis dinámico.

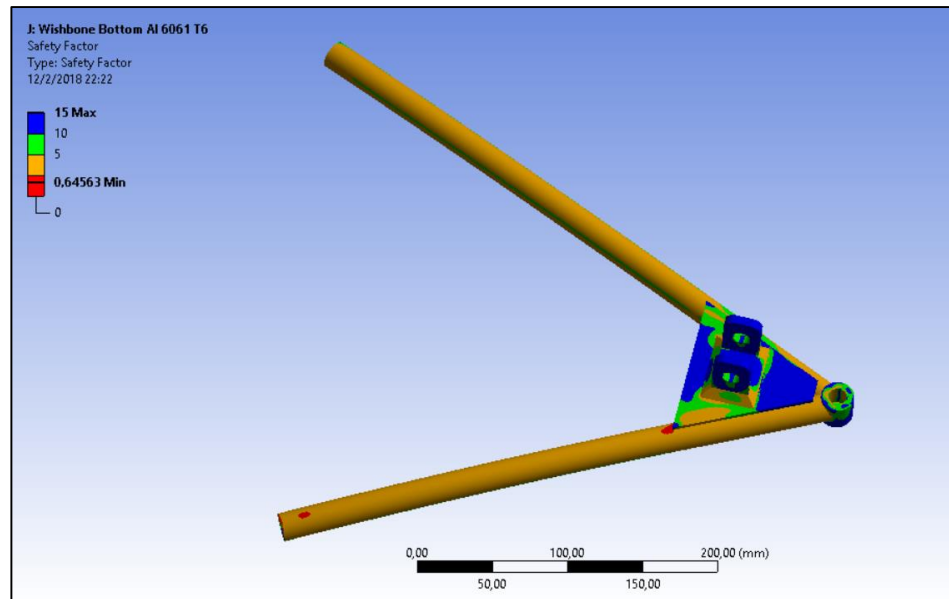


Figura 116 Factor de seguridad de fatiga de la mesa inferior.

Para un análisis dinámico de fatiga se obtuvo una vida del componente mínimo de 8751 segundos lo cual nos equivale a 2.43 horas de trabajo constante máximo el punto crítico se produce en la platina soldada con los tubos mientras que el resto de componentes tiene una vida útil de más confiabilidad.

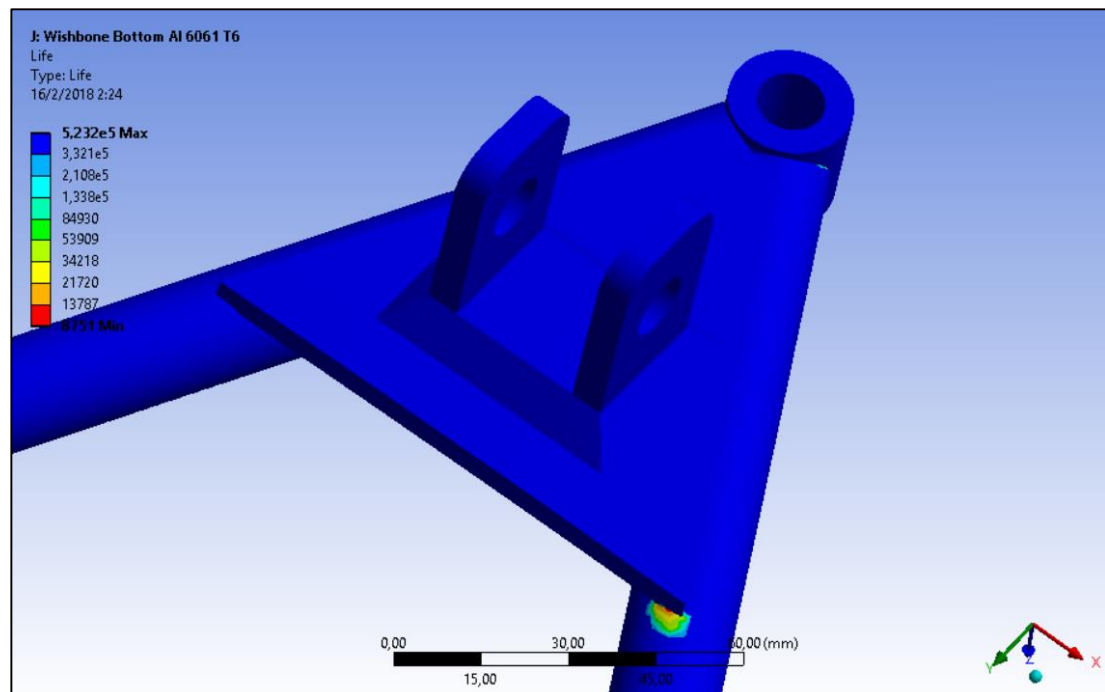


Figura 117 Vida útil de la mesa inferior.

4.2.7 Análisis estático de mesa de suspensión inferior en una curva máxima

Tabla 22

Cargas sobre los brazos en frenado máximo.

Fuerzas en frenado máximo			
Magnitud = 4293 N		Magnitud = 1215 N	
En forma Vectorial		En forma Vectorial	
Fx	0 N	Fx	0 N
Fy	-4293 N	Fy	-1215 N
Fz	0 N	Fz	0 N

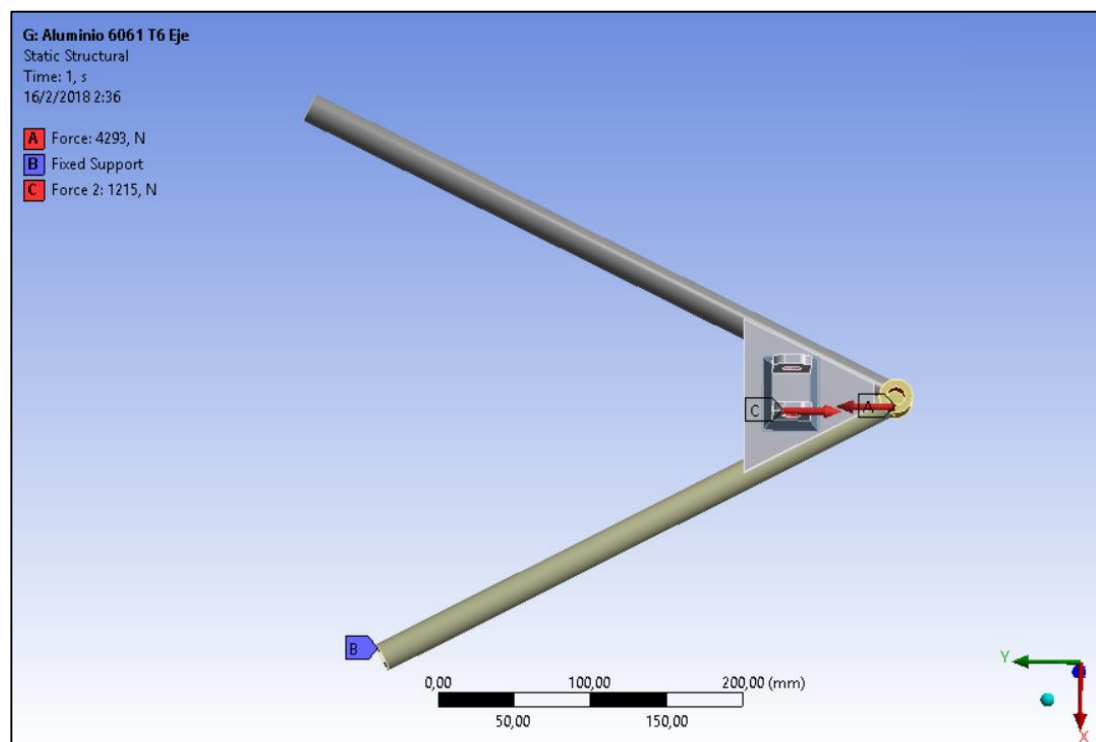


Figura 118 Fuerzas resultantes sobre la mesa inferior

El equivalente de von-Mises en caso de curva máximo es de 73.997 MPa el cual no sobrepasa el límite de fluencia S_y del material.

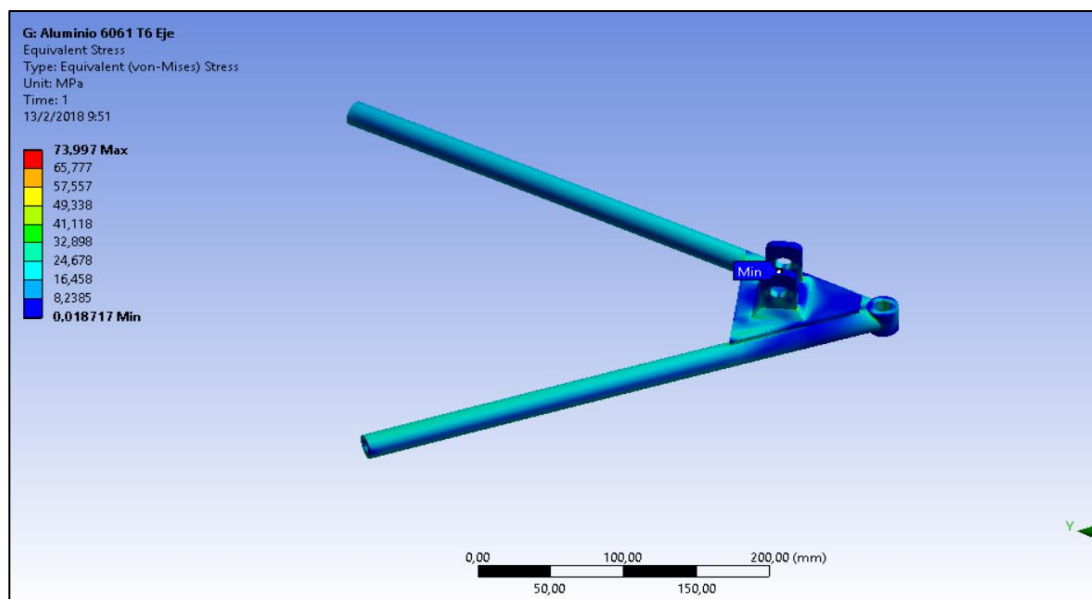


Figura 119 Equivalente de Von-Mises de la mesa inferior

Se obtuvo una deformación de 3.188 mm el cual un valor aceptable dentro del rango elástico del material utilizado.

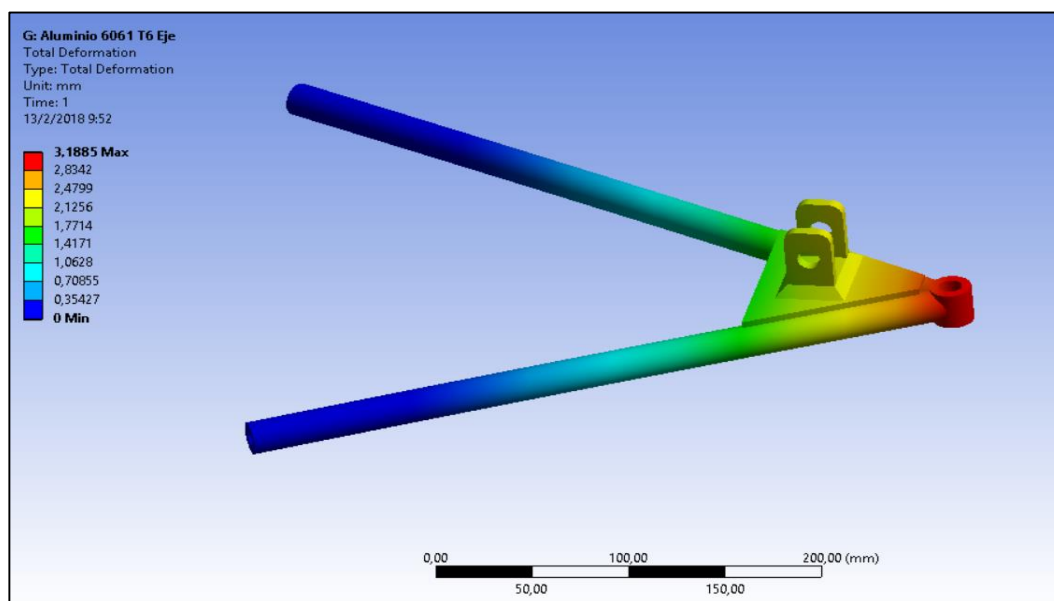


Figura 120 Deformación total de la mesa inferior.

El factor de seguridad estática $N_s = 2.63$ un valor muy aceptable para las condiciones de trabajo aplicadas.

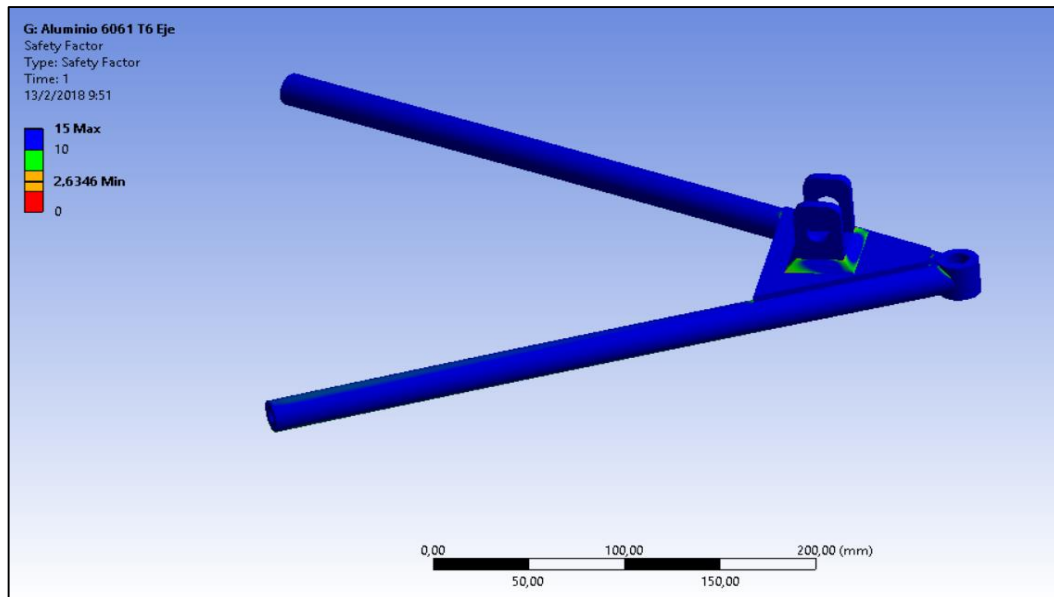


Figura 121 Factor de seguridad estático de la mesa inferior.

4.2.8 Análisis de fatiga de la mesa superior de suspensión

Para un análisis de fatiga de la mesa de suspensión inferior se utilizaron los parámetros determinados en la tabla 22 obteniendo así un factor de seguridad dinámico de fatiga del componente $N_d = 0.879$ el cual se produce en los cordones de suelda de la base que va en conjunto con la barra push.

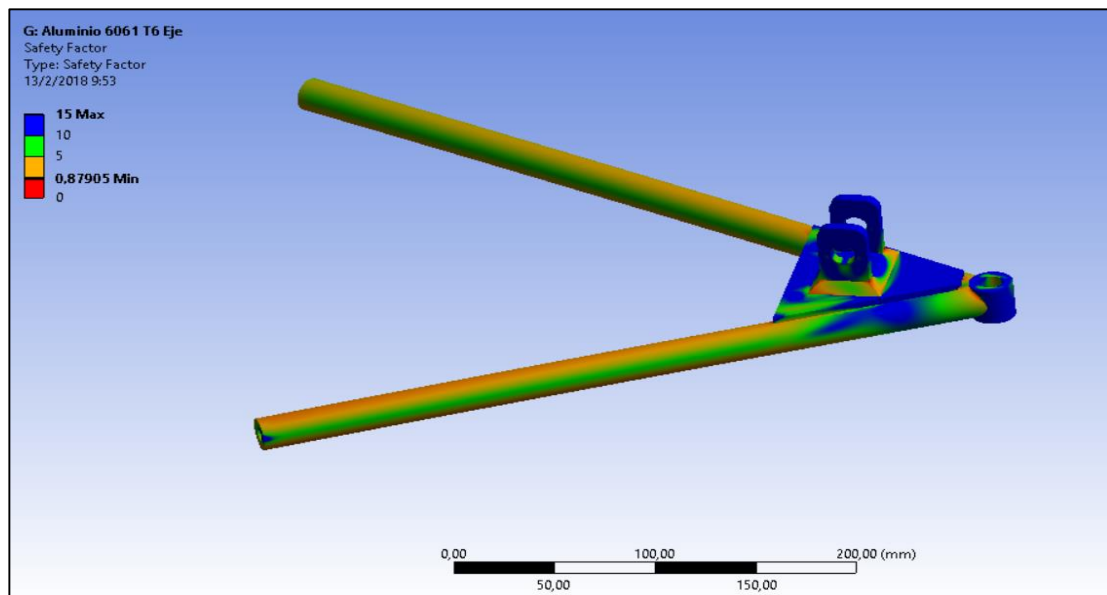


Figura 122 Factor de seguridad de fatiga de la mesa inferior.

El factor de vida a cargas máximas en curva fue de 47410 segundo el cual equivalente en horas es de 13.16 horas un índice muy alto de funcionamiento y confiabilidad para el diseño del componente.

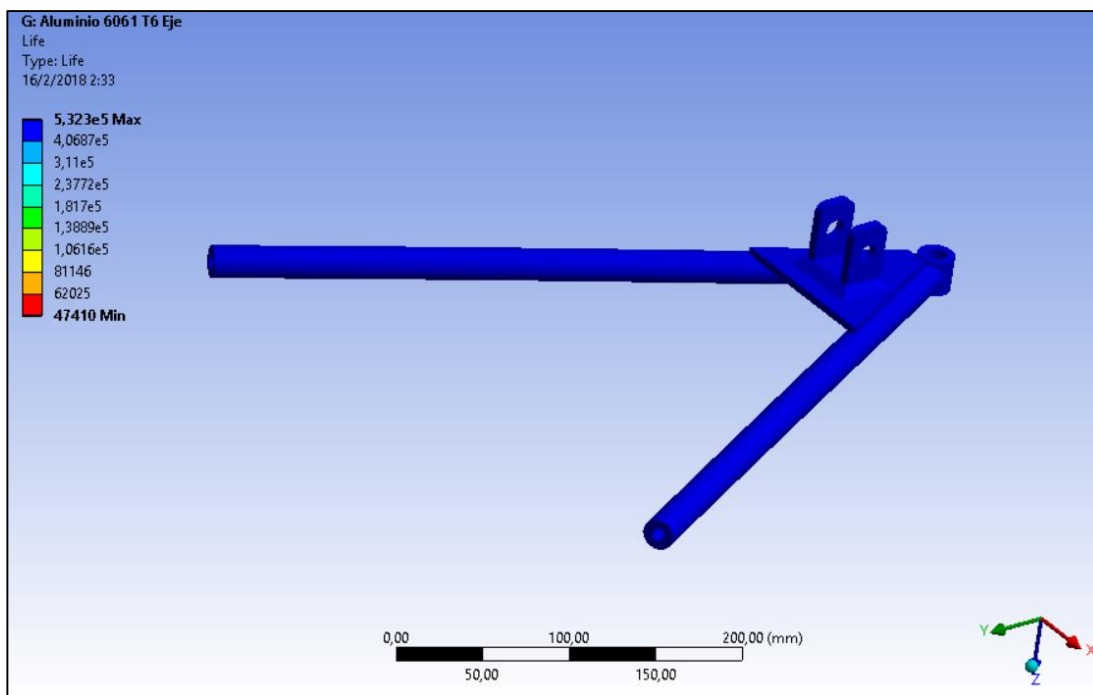


Figura 123 Vida útil de la mesa de suspensión inferior.

4.2.9 Análisis de la barra Push rod en curva máxima

La barra Push se ve más comprometida mecánicamente cuando entra en una curva a cargas máximas de giro es por ello que se realiza el análisis con los parámetros de curva.

Tabla 23
Parámetros de calidad del mallado de la barra Push

Quality			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
Error Limits	Standard Mechanical		
Target Quality	Default (0.050000)		
Smoothing	Fine		
Mesh Metric	Skewness	Orthogonal Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)
Min	2,2589e-002	0,5176	0,32846
Max	0,55549	0,99963	1,
Average	0,11471	0,97882	0,97846
Standard Deviation	9,6146e-002	5,3742e-002	1,732e-002

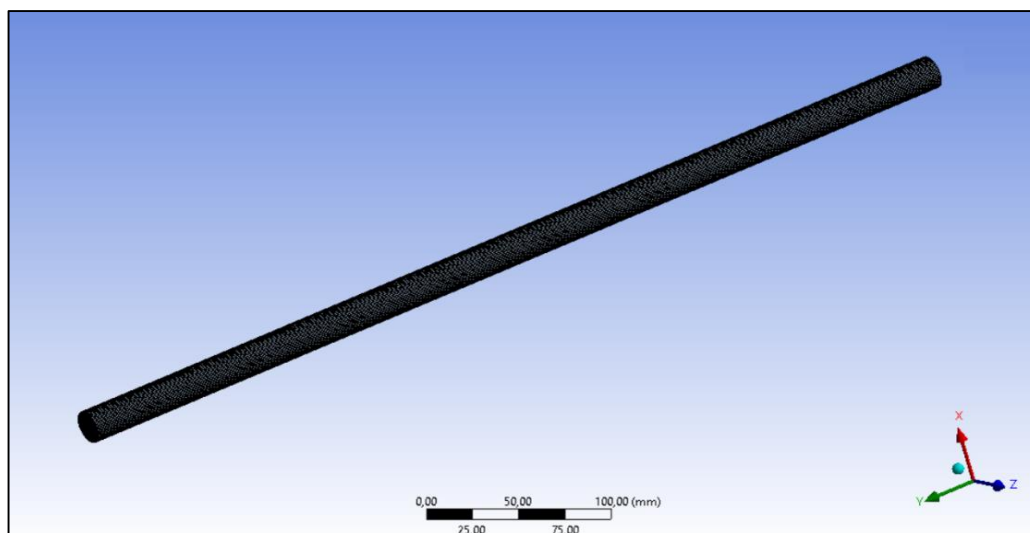


Figura 124 Mallado de la barra Push.

La fuerza calculada de la barra Push se obtuvo mediante la ecuación 59 y es de 2452 N con lo cual se realiza el análisis estático y de fatiga.

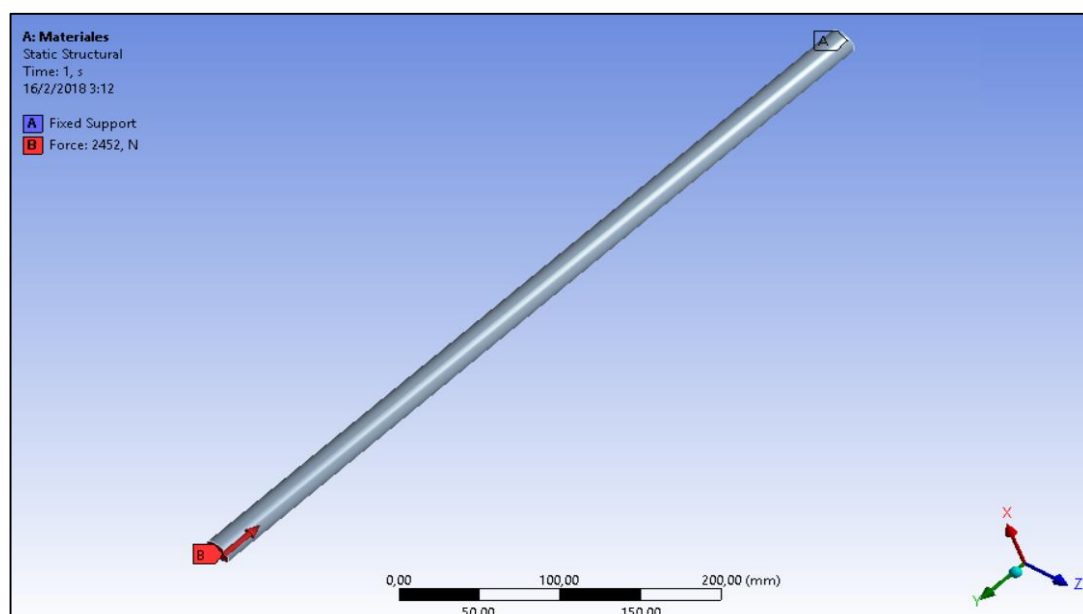


Figura 125 Fuerza sobre la barra Push.

El equivalente de Von-Mises es de 15.196 MPa un valor que no sobrepasa el límite de fluencia $S_y=276$ MPa del material.

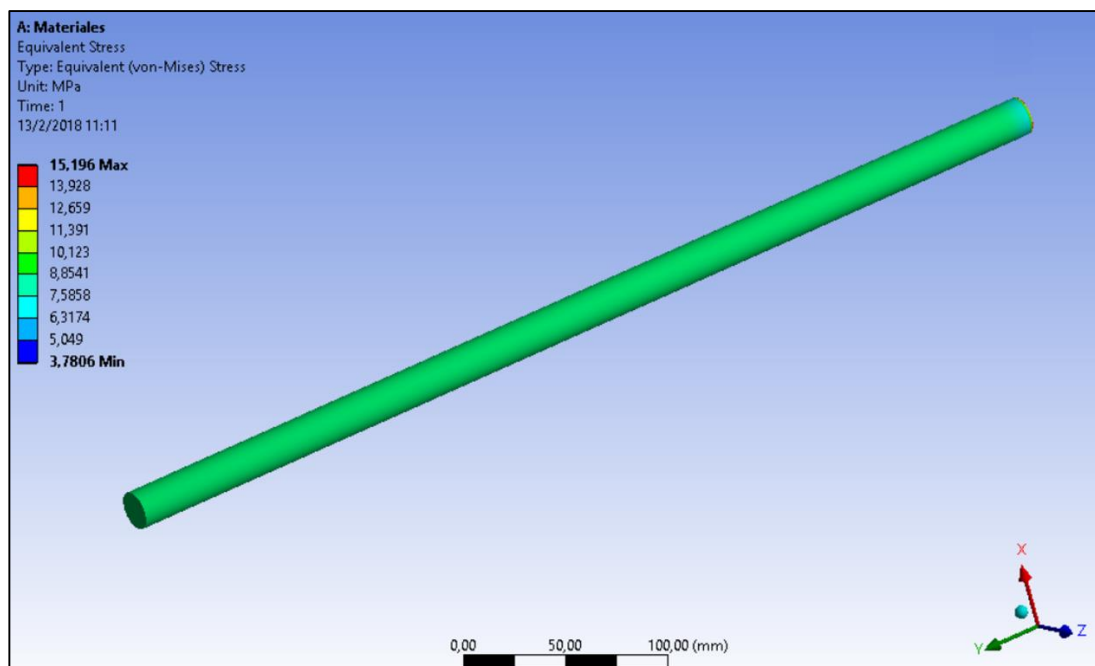


Figura 126 Equivalente de Von-Mises de la barra Push.

La deformación de la barra es de 0.070 mm un valor muy insignificante con el cual se puede trabajar con una alta confiabilidad de diseño.

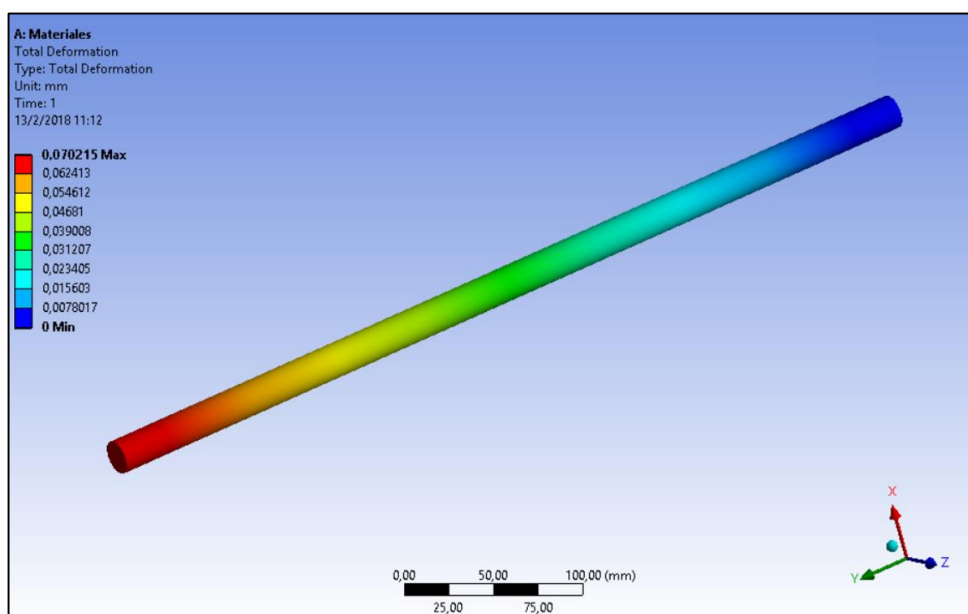


Figura 127 Deformación total de la barra Push.

Debido a que el esfuerzo producido en la barra no es tan grande el factor de seguridad es bien alto en este caso se obtuvo el máximo de $N_s = 15$.

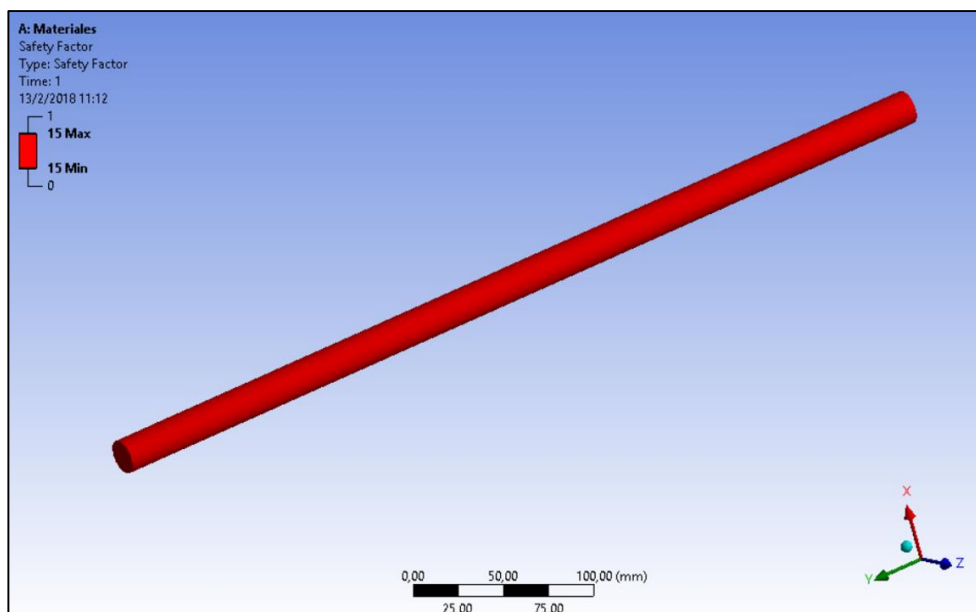


Figura 128 Factor de seguridad de la barra push

4.2.10 Análisis de fatiga de la barra Push

El factor de fatiga del componente es de $N_d = 2.08$ para el diámetro inferior de la barra el cual es un valor muy alto de confiabilidad para un análisis dinámico, para el análisis se utilizó la teoría de stress de Goodman y con un ciclo de carga fully reversed.

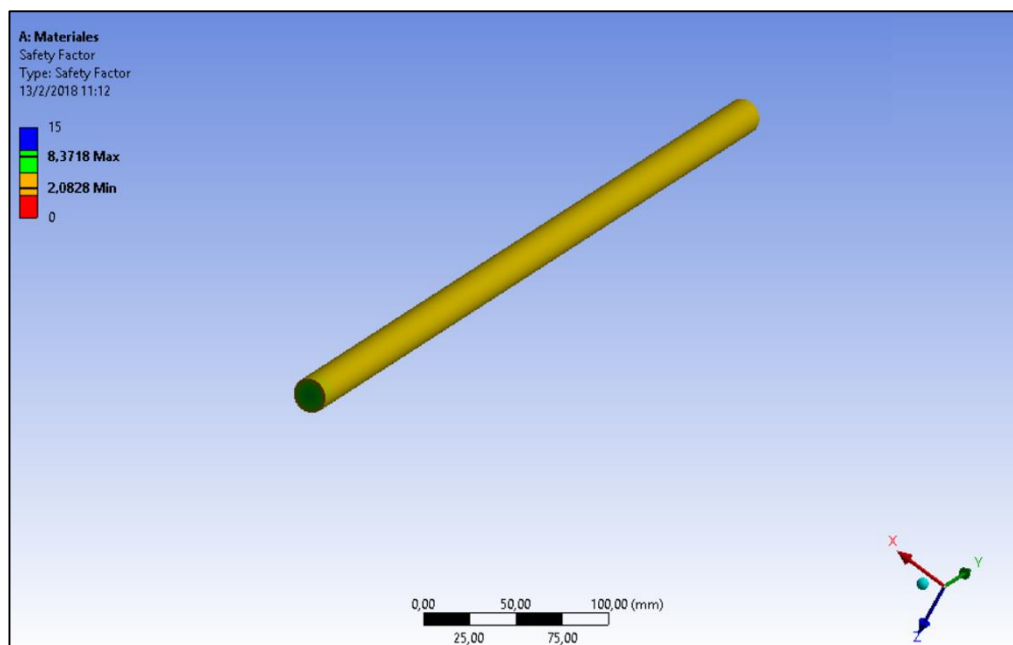


Figura 129 Factor de seguridad de fatiga de la barra Push.

Se obtuvo un valor alto para el índice de vida útil del componente de 532000 segundos el cual equivale a 147.7 horas y 6.15 días de trabajo máximo.

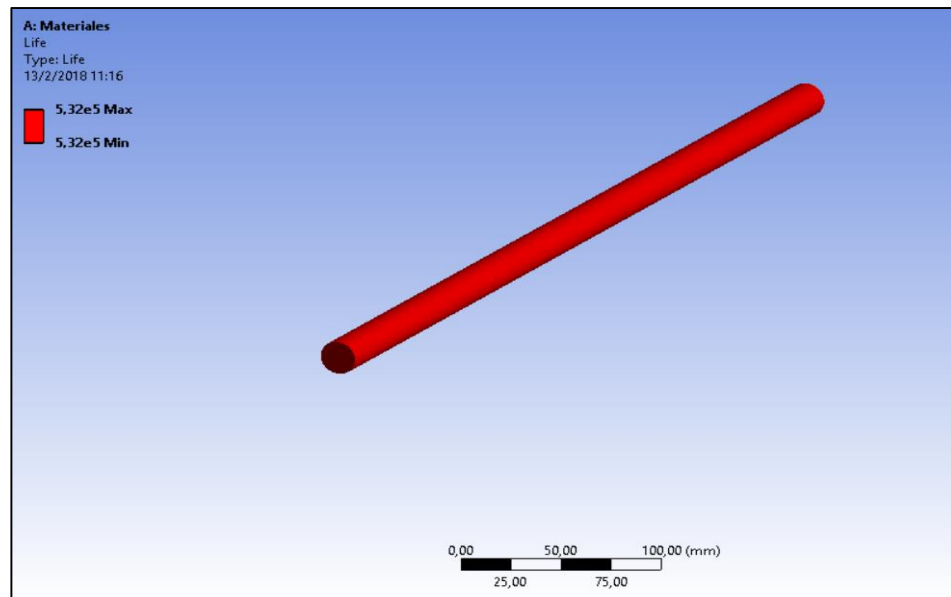


Figura 130 Vida útil de la barra Push

4.3 Diseño 3D y optimización topológica

4.3.1 Diseño del elemento en CAD

a. Rocker diseñado en acero A36

El rocker fue diseñado en software computacional CAD/CAE en base a las medidas obtenidas del mismo en el laboratorio de prototipos FESPE.

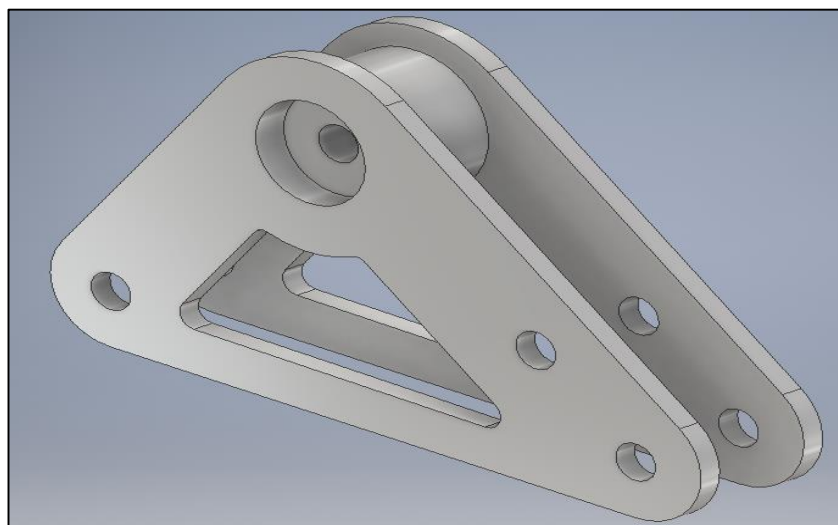


Figura 131 Diseño antiguo del rocker en acero.

b. Diseño del rocker en aluminio 7075-T6

El primer paso es crear un volumen de creación o aproximación del modelo de pieza. El modelo debe contener los puntos de anclaje del diseño antiguo, como las ubicaciones de pasadores y la superficie de contacto en la que se aplica la fuerza.

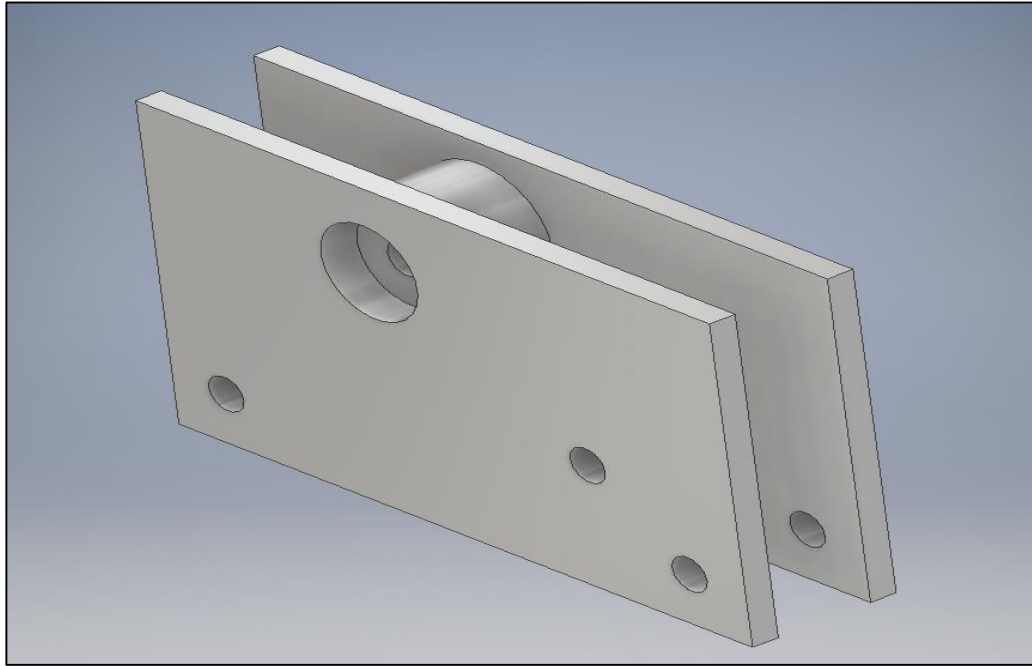


Figura 132 Diseño del rocker en aluminio 7075-T6.

Se procede a realizar un estudio de generación de forma, esta herramienta permite generar una forma 3D en respuesta a un caso de carga especificado.

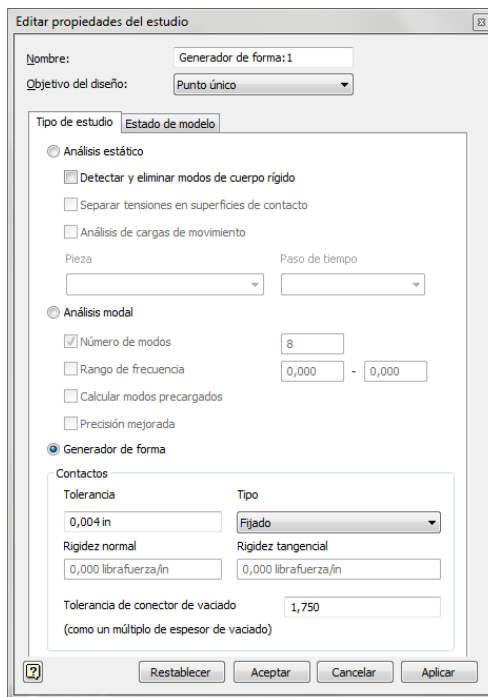


Figura 133 Generador de forma.

Se ubica las respectivas fuerzas, calculadas en el capítulo III y ubicamos las restricciones necesarias en la pieza.

Punto de anclaje de la barra push:

Tabla 24

Carga máxima en el punto de anclaje de la barra push.

Magnitud = 2452.027 N	
En forma Vectorial	
Fx	1406.400 N
Fy	2008.600 N
Fz	0 N

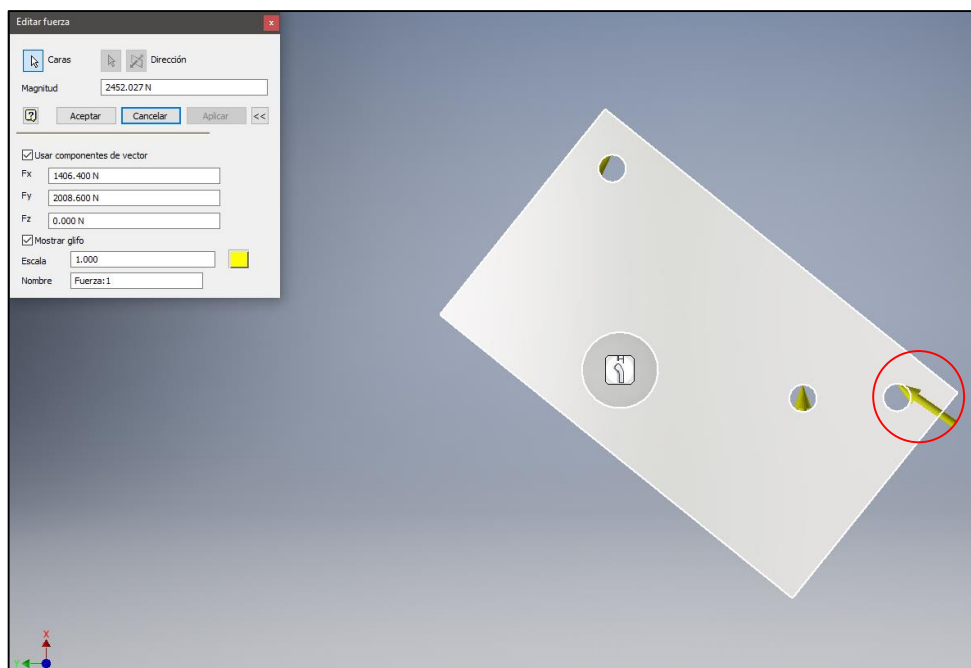


Figura 134 Punto de anclaje de la barra push.

Punto de anclaje de la Barra Estabilizadora:

Tabla 25

Carga máxima en el punto de anclaje del arb.

Magnitud = 694.154 N	
En forma Vectorial	
Fx	694.154 N
Fy	0 N
Fz	0 N

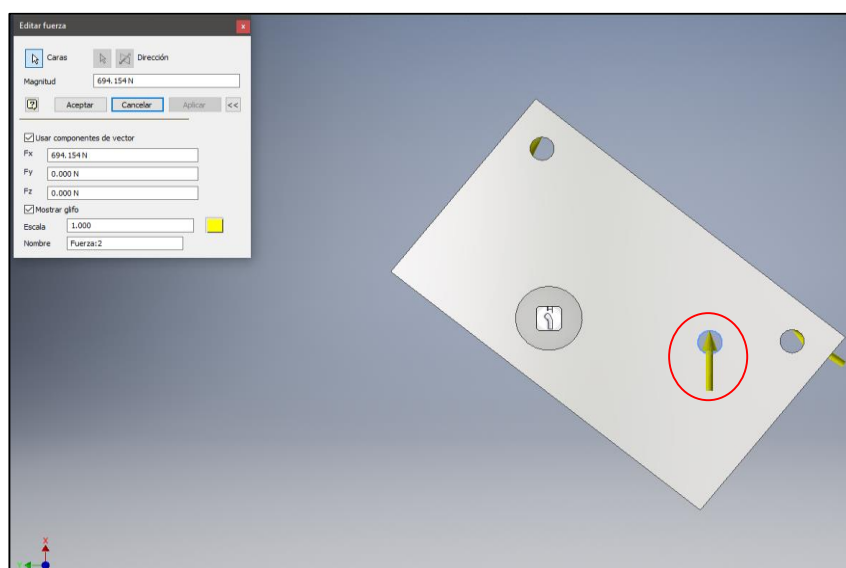


Figura 135 Punto de anclaje de la barra estabilizadora.

Punto de Anclaje del Amortiguador:

Tabla 26

Carga máxima en el punto de anclaje del amortiguador.

Magnitud = 2649.7270 N	
En forma Vectorial	
F_x	1873.64 N
F_y	-1873.64 N
F_z	0 N

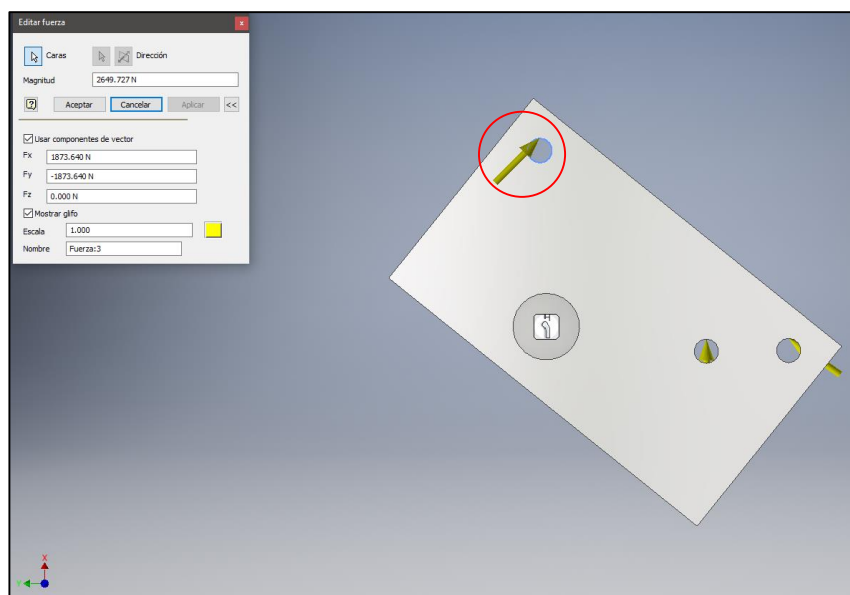


Figura 136 Punto de anclaje del amortiguador

Se conserva las zonas que deseamos que el programa no elimine material (exclusión) (el proceso no modificará estas zonas al crear la forma guía), el área a conservar en cada uno de los puntos será según criterios del diseñador.

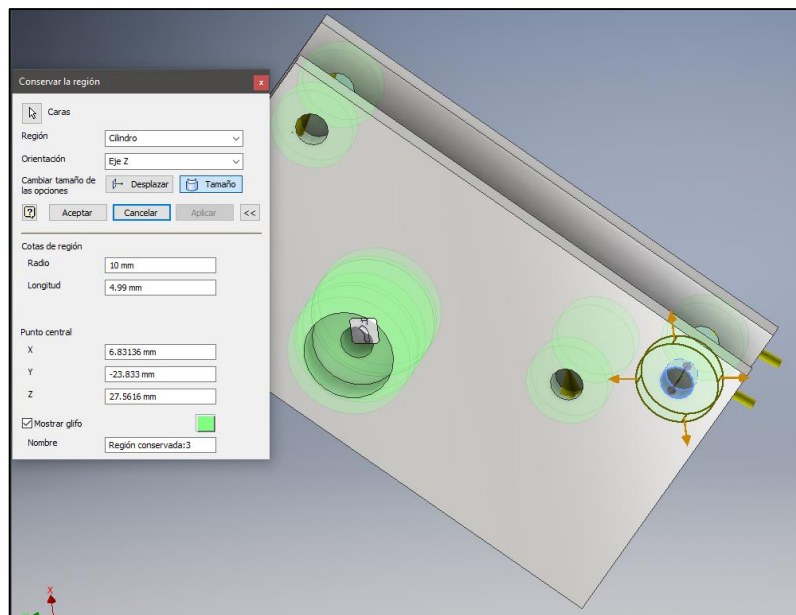


Figura 137 Exclusión de zonas a conservar

Se asigna el material, en la columna Coeficiente de seguridad, seleccione Límite de elasticidad o Resistencia máxima a tracción. Estas resistencias se utilizarán en los cálculos del coeficiente de seguridad si realiza un Análisis de tensión.

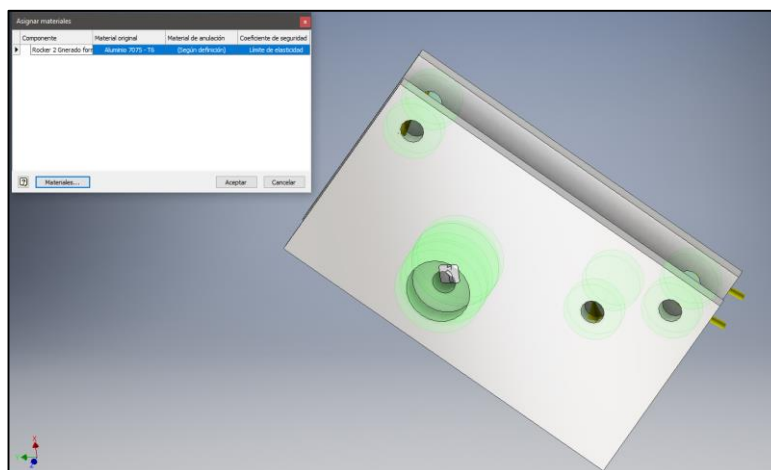


Figura 138 Asignación del material.

Se realiza el mallado de la pieza, una malla más refinada ayuda a producir una solución más suave y de mayor calidad, pero tendrá como resultado un aumento de los tiempos de ejecución. Por lo general, conviene tener al menos 3 elementos a través del espesor de la geometría para generar un resultado de alta calidad

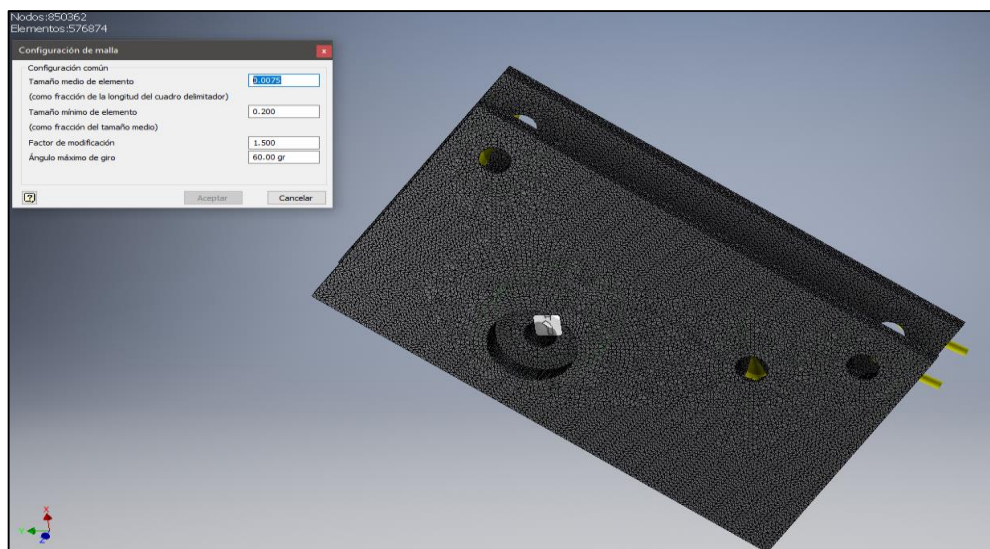


Figura 139 Mallado de la pieza.

Se configura la generación de la forma, se puede añadir la masa original de la pieza., mediante el uso de destino de la masa puede especificar un porcentaje de reducción de la masa original para dirigir el generador de forma, la nueva masa objetivo se actualiza automáticamente al ajustar el porcentaje de reducción, también puede especificar directamente el destino de la masa para dirigir el generador de forma. Una malla de alta resolución debe permitir que el generador de forma consiga un destino de la masa dentro del 3-5 %. Si el tamaño mínimo del miembro está activado, el generador de forma intentará producir una forma que tenga ese miembro, con un grosor que sea al menos tan grande como el valor especificado. (Autodesk H. , 2017)

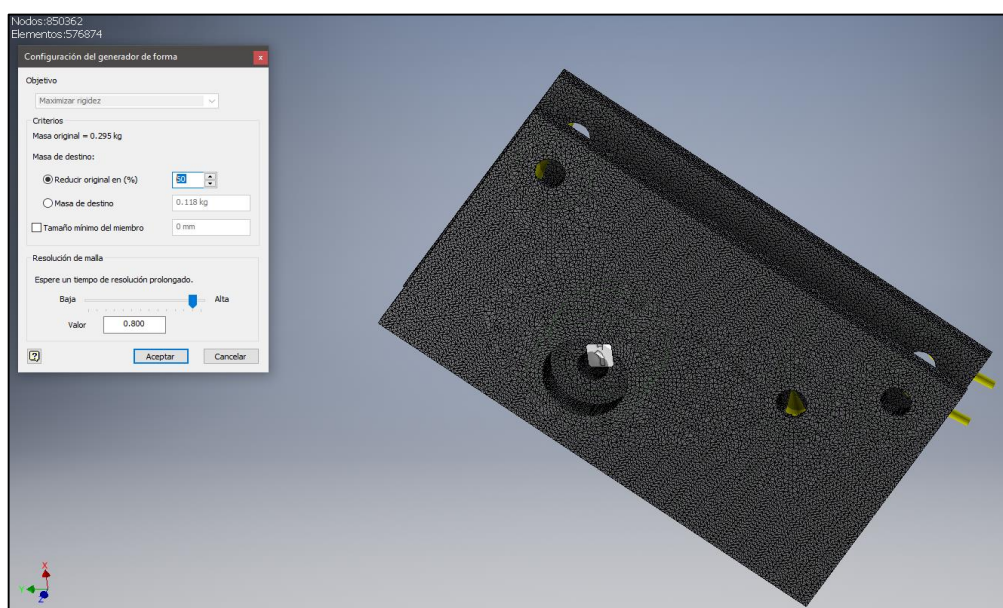


Figura 140 Configuración del generador de forma.

Se inicia el proceso de generación de forma.

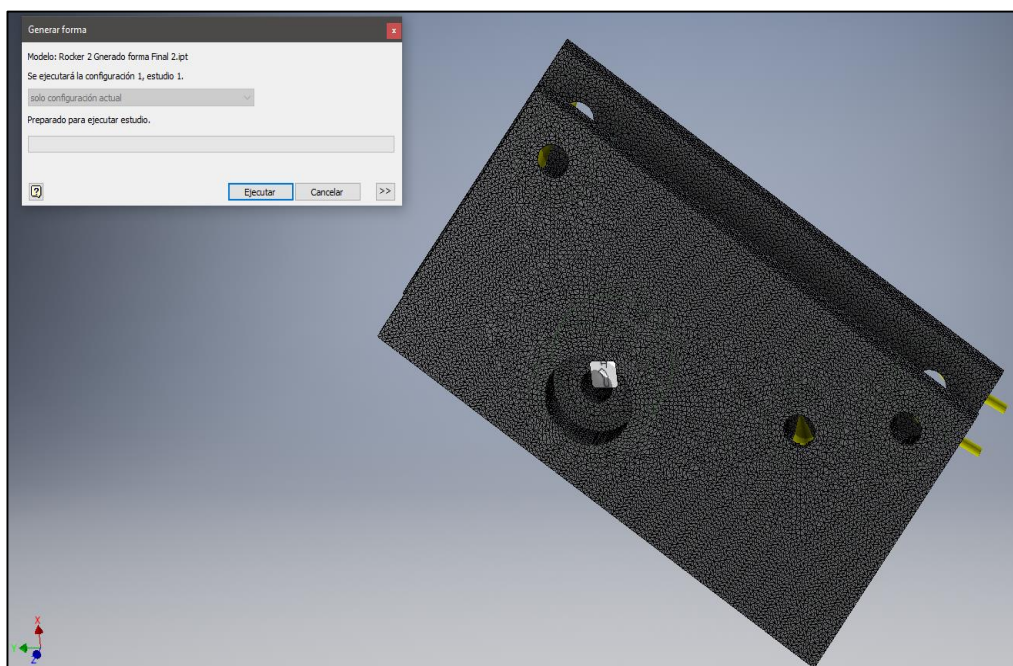


Figura 141 Inicio del proceso de optimización topológica.

Una vez finalizado el proceso, se habrá generado la nueva forma de la pieza, en base a las condiciones preestablecidas.

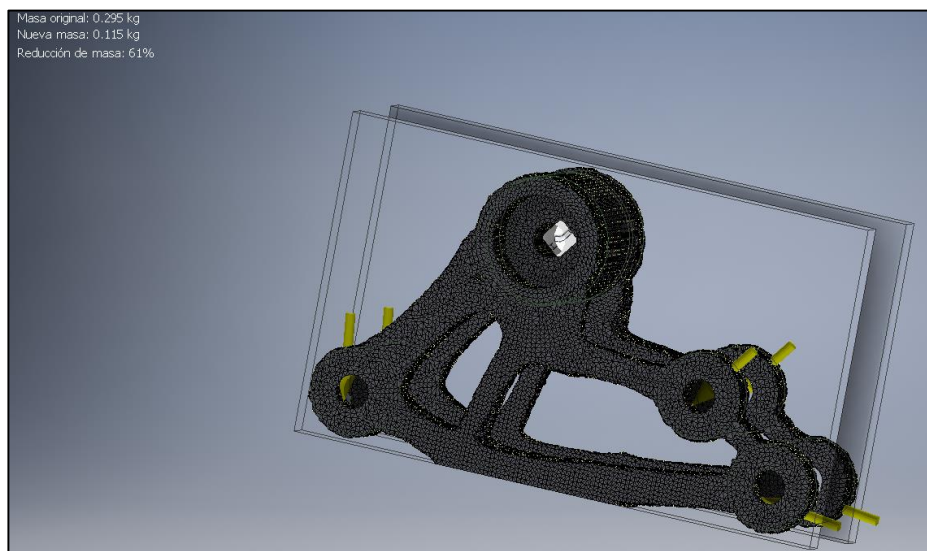


Figura 142 Finalización del proceso de generación de forma.

Se procede a subir de nivel la forma, para poder utilizarla le referencia para crear un boceto y calcar la pieza generada,

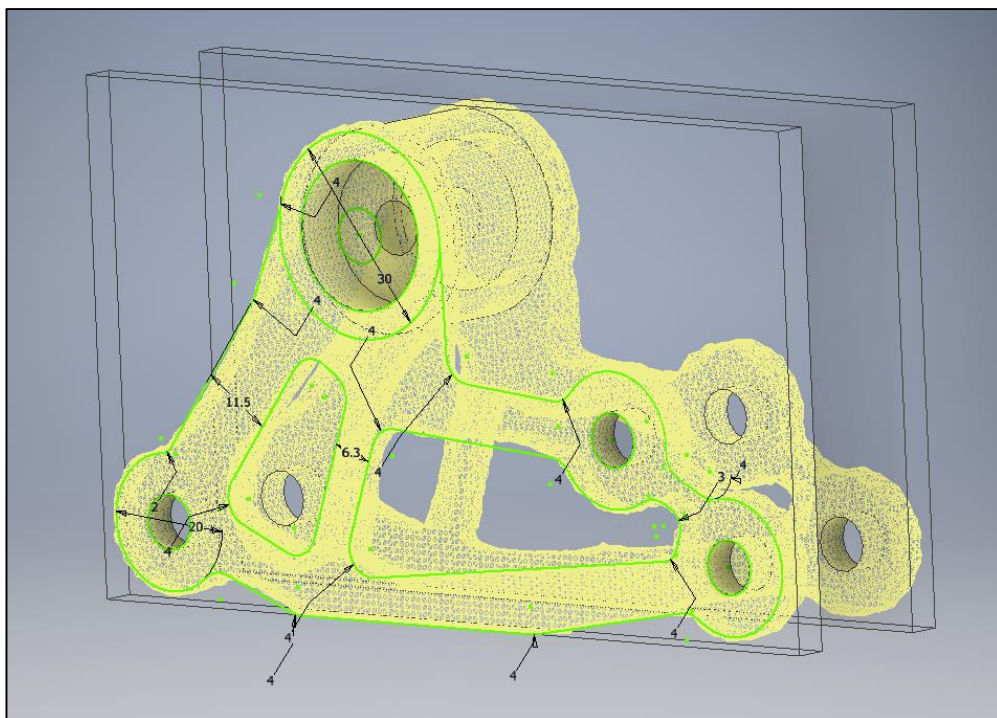


Figura 143 Generación del boceto de la pieza.

Una vez creado el boceto, se procede a realizar las acciones necesarias para generar la nueva pieza optimizada.

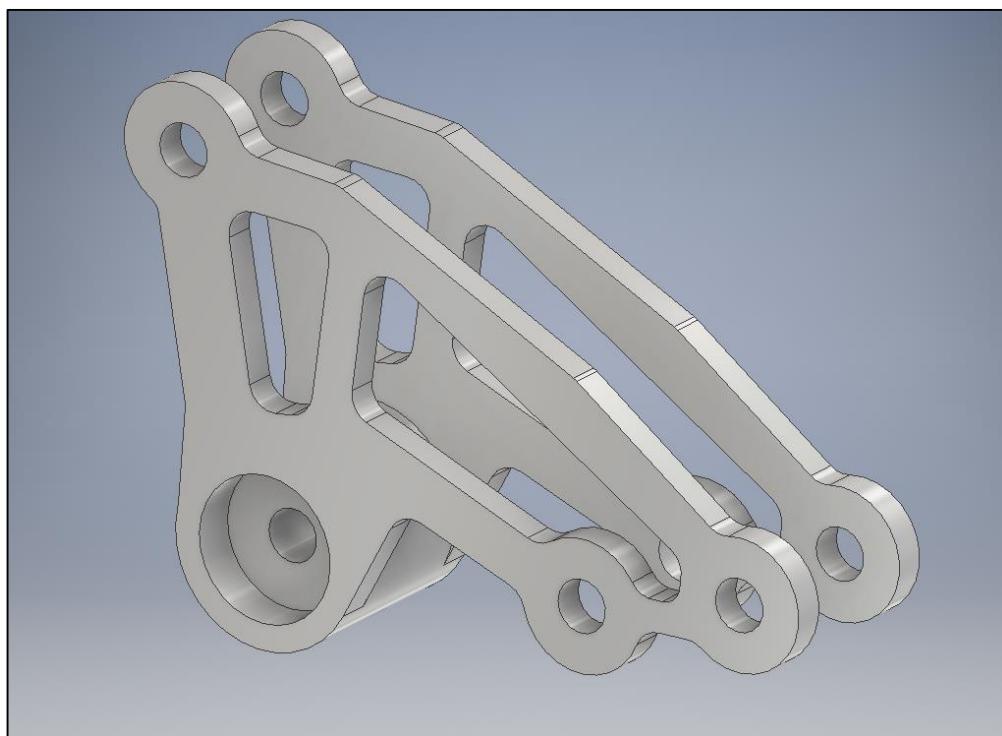


Figura 144 Pieza optimizada topológicamente.

4.4 Análisis del diseño del rocker delantero mediante software CAE

Los rockers son los elementos encargados de soportar a todas las demandas de la suspensión como son los esfuerzos máximos que se generan en las curvas y frenadas bruscas del vehículo.

Las cargas críticas que se generan en el rocker delantero son de 2452 N generada por la barra push, 694.16 N de la barra estabilizadora y 2649.7 N del resorte, las mismas que están sometidas a condiciones máximas de trabajo, valores obtenidos en el capítulo III.

4.4.1 Mallado del rocker delantero

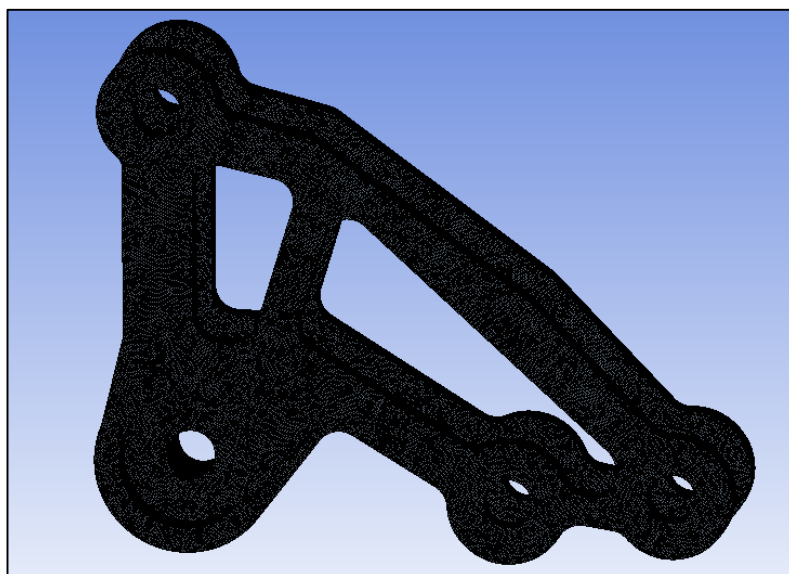


Figura 145 Mallado del rocker delantero.

Tabla 27

Parámetros de calidad del mallado.

Quality			
Check Mesh Quality	Yes, Errors		
Error Limits	Standard Mechanical		
Target Quality	Default (0.050000)		
Smoothing	High		
Mesh Metric	Skewness	Orthogonal Quality	Jacobian Ratio (Corner Nodes)
Min	1.1052e-004	3.0213e-002	0,47279
Max	0.96979	0.996	1,
Average	0.27508	0.72312	0,99805
Standard Deviation	0.15696	0.15476	8.4124e-003

4.4.2 Análisis estructural

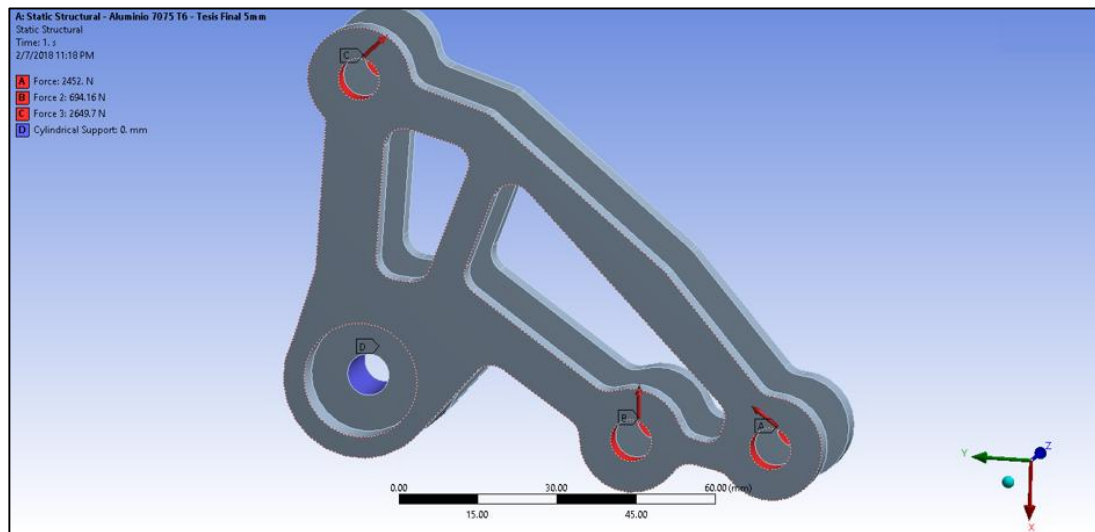


Figura 146 Rocker delantero optimizado.

Tabla 28

Parámetros de simulación con static structural del rocker delantero

Object Name	Force	Force 2	Force 3	Cylindrical Support
State	Fully Defined			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	2 Faces			1 Face
Definition				
Type	Force			Cylindrical Support
Define By	Components			
Coordinate System	Global Coordinate System			
X Component	-1406.4 N (ramped)	-694.16 N (ramped)	-1873.6 N (ramped)	
Y Component	2008.6 N (ramped)	0. N (ramped)	-1873.6 N (ramped)	
Z Component	0. N (ramped)			
Suppressed	No			
Radial				Fixed
Axial				Fixed
Tangential				Fixed

Tabla 29

Resumen de resultados del análisis del rocker.

Parámetro	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)	Total Deformation
Mínima	2.2229e-002 MPa	0 mm
Máxima	79.158 MPa	9.797e-002 mm

a. Esfuerzo equivalente (Von-Mises).

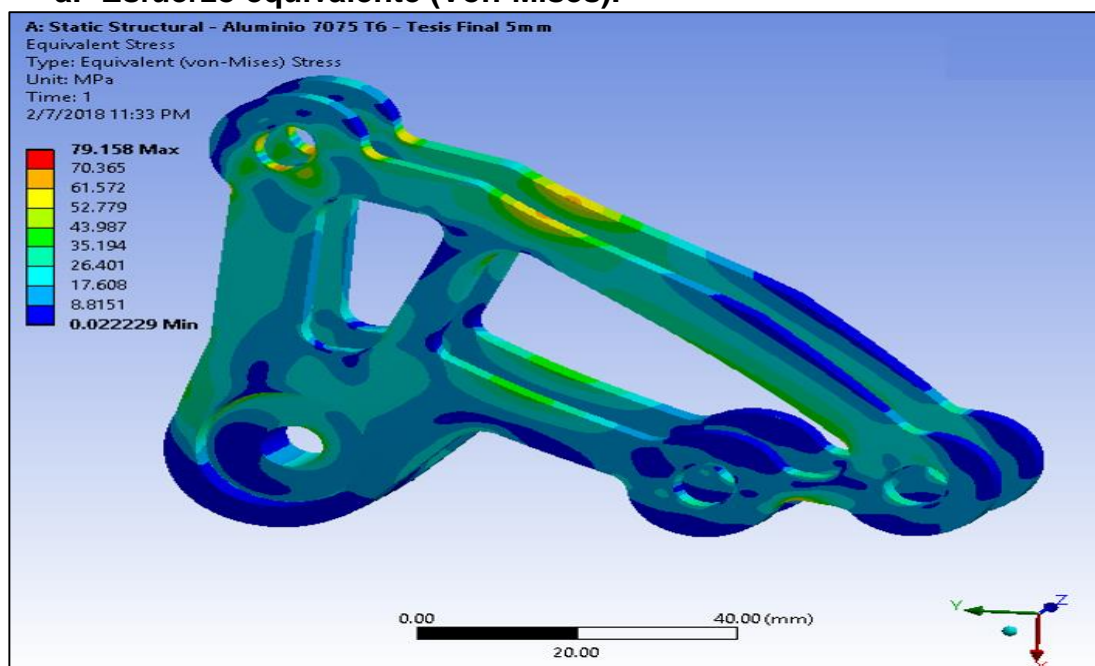


Figura 147 Análisis del equivalente de Von Mises del rocker

Mediante el análisis del equivalente de Von Mises, se observa que los esfuerzos máximos soportados por el componente, representada en color rojo y que es generada por las cargas máximas es de 79.158 MPa, resultado que se podría considerar como aceptable, debido a que el aluminio 7075-T6 soporta un $S_y = 503$ MPa.

b. Deformación total

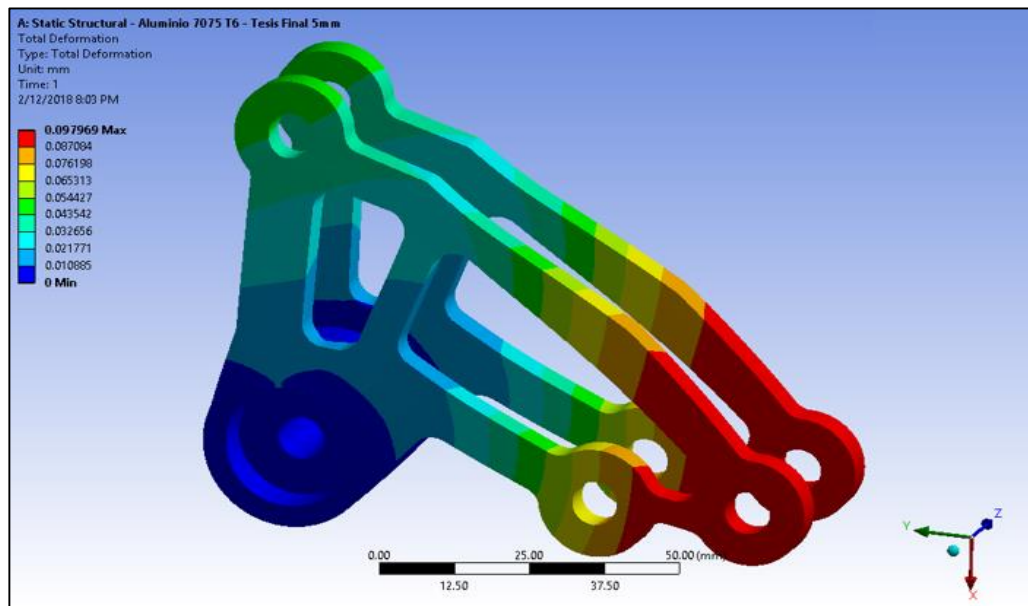


Figura 148 Análisis de deformación total en el rocker delantero (static structural)

Se observa que la máxima deformación, representada en color rojo y que es generada por las cargas máximas es de 0.097969 mm, resultado que se podría considerar como despreciable, debido a que es un valor muy bajo de estiramiento.

c. Factor de seguridad

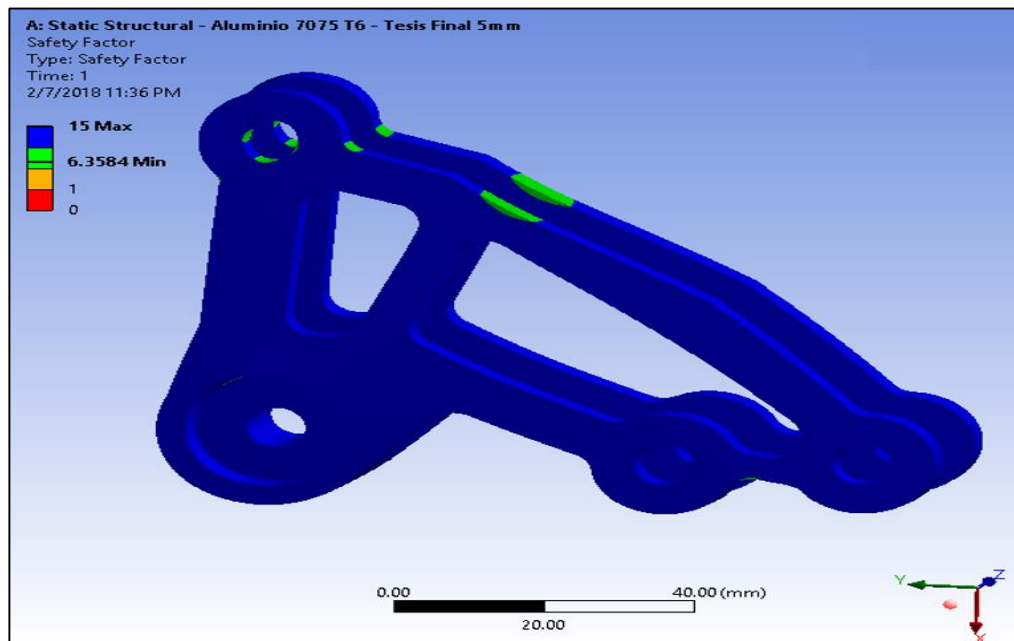


Figura 149 Análisis del factor de seguridad estático del rocker delantero (static structural)

Se puede observar que el rocker optimizado topológicamente, se comporta de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas máximas que va a soportar el elemento, arrojando un factor de seguridad estático de $N_s=6.3584$.

4.4.3 Análisis de fatiga

Tabla 30

Parámetros de simulación con la herramienta Fatigue Tool.

	Object Name	Fatigue Tool
	State	Solved
Domain		
	Domain Type	Time
Materials		
	Fatigue Strength Factor (Kf)	1.
Loading		
	Type	Fully Reversed
	Scale Factor	1.
Definition		
	Display Time	End Time
Options		
	Analysis Type	Stress Life
	Mean Stress Theory	Goodman
	Stress Component	Equivalent (von-Mises)
Life Units		
	Units Name	seconds
	1 cycle is equal to	5.323e-002 seconds

Como parámetro inicial se trabajó con la teoría de stress de Goodman, además se colocó que un ciclo de trabajo es igual a $f_u = 18.7853$ [Hz], que equivale a 0.05323 segundos, valor calculado en la ecuación 82.

Tabla 31

Factor de seguridad y vida útil.

	Object Name	Life	Safety Factor
	State	Solved	
Scope			
	Scoping Method	Geometry Selection	
	Geometry	All Bodies	
Definition			
	Type	Life	Safety Factor
	Identifier		
	Suppressed	No	
	Design Life		1.e+009 seconds
Integration Point Results			
	Average Across Bodies	No	
Results			
	Minimum	5.323e+005 seconds	1.7686
	Minimum Occurs On	Rocker 2 Optimizado Pepita Final 2	

a. Vida útil

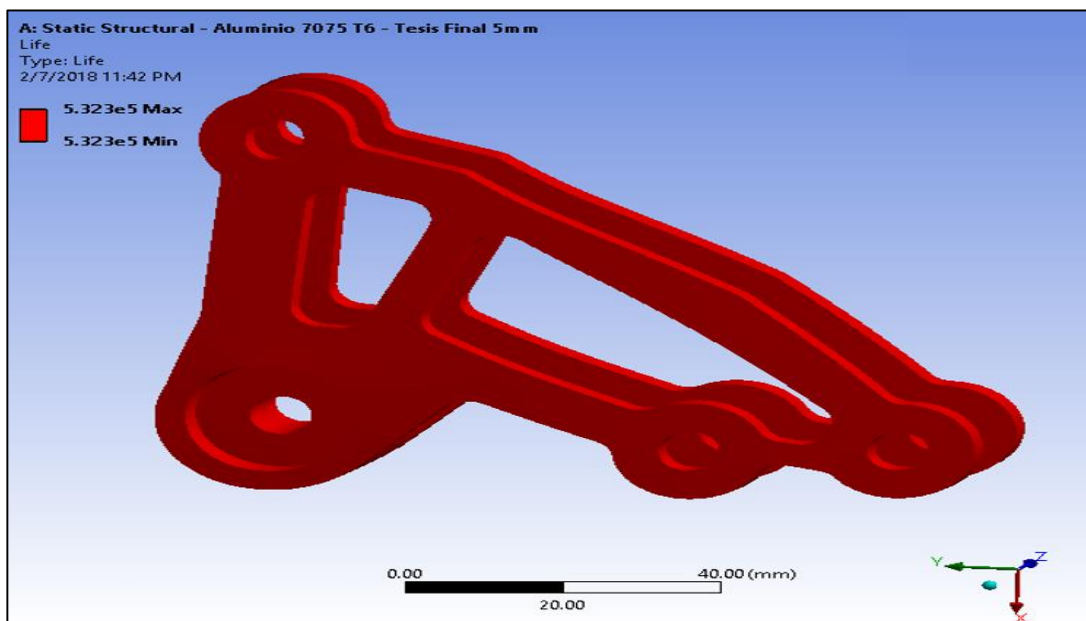


Figura 150 Análisis de la vida útil del rocker delantero

Se puede observar que el rocker optimizado topológicamente, podrá tener una vida útil de aproximadamente 532300 segundos que equivale a 147.86 horas es decir 6.16 días de uso, en condiciones de trabajo máximas.

b. Factor de seguridad dinámico.

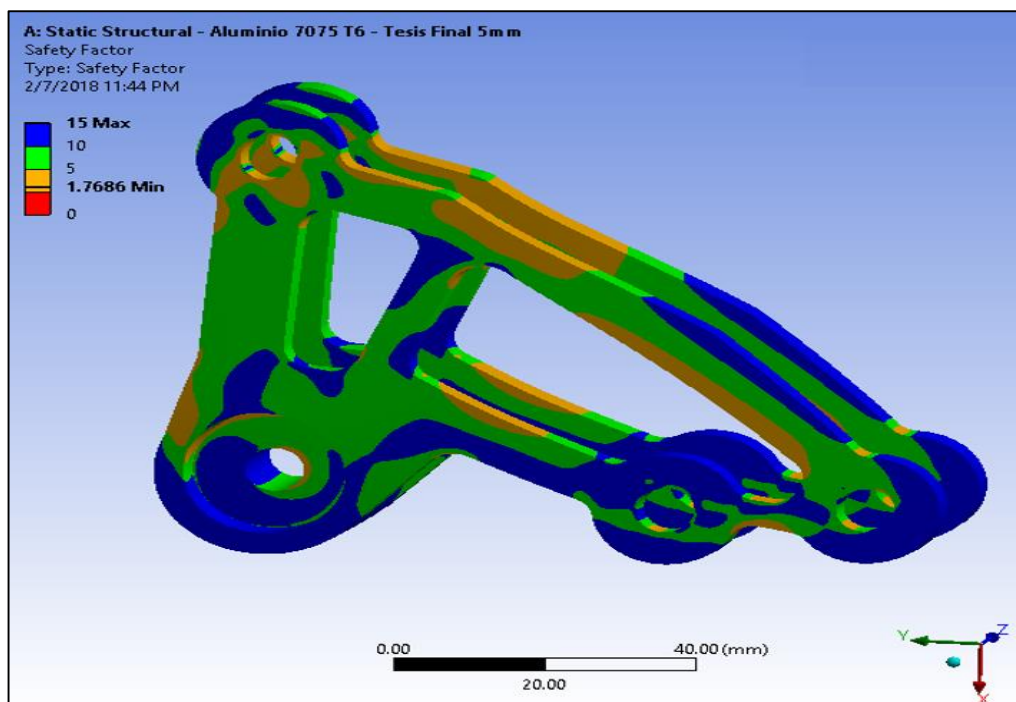


Figura 151 Análisis del factor de seguridad dinámico del Rocker Delantero (Static Structural)

Mediante el análisis Fatigue Tool, se puede observar que el rocker optimizado topológicamente, se comporta de forma apropiada bajo la acción de cargas estáticas máximas que va a soportar el elemento, arrojando un factor de seguridad dinámico de $N_d=1.7686$.

4.5 Análisis de resultados

Tabla 32

Resumen de la mesas de suspensión superior.

Condición	Análisis Estático			Análisis de Fatiga	
	Esfuerzo equivalente(Von - Mises) (MPa)	Deformación total (mm)	Factor de Seguridad	Vida útil (s)	Factor de seguridad
Frenado máximo	24.079	0.057	12.265	532300	2.268
Curva máxima	10.005	0.0259	15	532300	6.2
Propiedades del material : Al 6061 T651					
Densidad (Kg/mm³)		Young's Modulus (GPa)	Tensile Yield Strength (MPa)	Tensile Ultimate Strength (MPa)	
2.70e-006		68.9	276	310	

Tabla 33

Resumen de la mesas de suspensión inferior.

Caso	Análisis Estático			Análisis de Fatiga	
	Esfuerzo equivalente(Von - Mises) (MPa)	Deformación total (mm)	Factor de Seguridad	Vida útil (s)	Factor de seguridad
Frenado máximo	216.84	4.3528	2.31	8751	0.645
Curva máxima	73.997	3.188	2.6	47410	0.8 79
Propiedades del material : Al 6061 T651					
Densidad (Kg/mm³)		Young's Modulus (GPa)	Tensile Yield Strength (MPa)	Tensile Ultimate Strength (MPa)	
2.70e-006		68.9	276	310	

CONTINÚA 

Tabla 34
Resumen del análisis sobre la barra push.

Caso	Análisis Estático			Análisis de Fatiga	
	Esfuerzo equivalente(Von - Mises) (MPa)	Deformación total (mm)	Factor de Seguridad	Vida útil (s)	Factor de seguridad
Curva máxima	15.196	0.070	15	532300	2.08
Propiedades del material : Al 6061 T651					
Densidad (Kg/mm ³)		Young's Modulus (GPa)	Tensile Yield Strength (MPa)	Tensile Ultimate Strength (MPa)	
2.70e-006		68.9	276	310	

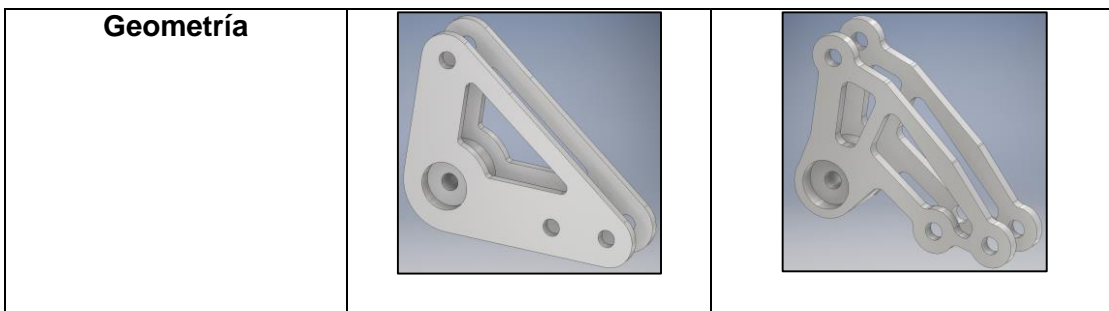
Tabla 35
Resumen del análisis realizado en el rocker delantero

Análisis Estático			Análisis de Fatiga	
Esfuerzo equivalente(Von - Mises) (MPa)	Deformación total (mm)	Factor de Seguridad	Vida útil (s)	Factor de seguridad
79.158 MPa	0.097969	6.3584	532300	1.7686
Propiedades del material				
Densidad (Kg/mm ³)	Young's Modulus (MPa)	Tensile Yield Strength (MPa)	Tensile Ultimate Strength MPa (MPa)	
2.804e-006	71700	503.32	572.27	

Tabla 36
Rocker antiguo vs Rocker optimizado

	Rocker antiguo	Rocker optimizado
Material	Acero A36	Aluminio 7075 – T6
Masa	0,410 Kg	0,150 Kg
Factor de Seguridad "Estático"	3,51	6,3584
Factor de Seguridad "Dinámico"	0,5064	1,7686
Vida útil	2690,4 segundos	532300 segundos

CONTINÚA 









Peso de componentes antiguos vs optimizados

Tabla 37

Masa de los componentes antiguos vs optimizados – lado derecho.







Componentes en Acero		Componentes en Aluminio	
			
<p>Masa de la barra push rod derecha de Acero ASTM A500</p>		<p>Masa de la barra push derecha de aluminio 6061-T651</p>	
Masa	0.350 Kg	Masa:	0.290 Kg
			
<p>Masa de la mesa inferior derecha de Acero ASTM A500</p>		<p>Masa de la mesa inferior derecha de aluminio 6061-T651</p>	
Masa:	0.890 Kg	Masa:	0.790 Kg

CONTINÚA 





	
<p>Masa de la mesa superior derecha de Acero ASTM A500</p>	<p>Masa de la mesa superior derecha de aluminio 6061-T651</p>
<p>Masa: 0.590 Kg</p>	<p>Masa: 0.510 Kg</p>
	
<p>Masa del rocker derecho de Acero A36</p>	<p>Masa del rocker derecho de aluminio 7075-T651</p>
<p>Masa: 0.410 Kg</p>	<p>Masa : 0.150 Kg</p>
	
<p>Masa de la barra del brazo derecho de la barra estabilizadora de Acero ASTM A500</p>	<p>Masa de la barra del brazo derecho de la barra estabilizadora de aluminio 6061-T651</p>
<p>Masa: 0.340 Kg</p>	<p>Masa: 0.320 Kg</p>
<p>Total: 2.58 Kg</p>	<p>Total: 2.06 Kg</p>

CONTINÚA 

Tabla 38
Masa de los componentes antiguos vs optimizados – lado izquierdo.

Componentes en Acero		Componentes en Aluminio	
			
<p>Masa de la barra push rod izquierda de Acero ASTM A500</p>		<p>Masa de la barra push rod izquierda de aluminio 6061-T651</p>	
Masa:	0.360 Kg	Masa:	0.290 Kg
			
<p>Masa de la mesa inferior izquierda de Acero ASTM A500</p>		<p>Masa de la mesa inferior izquierda de aluminio 6061-T651</p>	
Masa:	0.910 Kg	Masa:	0.770 Kg
			
<p>Masa de la mesa superior izquierda de Acero ASTM A500</p>		<p>Masa de la mesa superior izquierda de aluminio 6061-T651</p>	
Masa:	0.600 Kg	Masa:	0.520 Kg

CONTINÚA 

			
Masa del rocker izquierdo de Acero A36		Masa del rocker izquierdo de aluminio 7075-T651	
Masa:	0.410 Kg	Masa:	0.150 Kg
			
Masa de la barra del brazo izquierdo de la barra estabilizadora de Acero ASTM A500		Masa de la barra del brazo izquierdo de la barra estabilizadora de aluminio 6061-T651	
Masa:	0.340 Kg	Masa:	0.320 Kg
Total:	2.62 Kg	Total:	2.05 Kg

Masa total de los componentes antiguos vs optimizados.

Tabla 39

Masa total de componentes antiguos vs optimizados

Peso total de los componentes realizados en Acero		Peso total de los componentes realizados en Aluminio	
Lado Derecho	2.58 Kg	Lado Derecho	2.06 Kg
Lado Izquierdo	2.62 Kg	Lado Izquierdo	2.05 Kg
Total	5.2 Kg	Total	4.11 Kg
Porcentaje total reducido en peso de la suspensión delantera			
20.96%			

4.6 Análisis dinámico de la suspensión

Mediante un software de simulación dinámica multicuerpo se realizó el diseño de cada elemento principal de la suspensión delantera para obtener las respectivas curvas de movimiento dinámico.

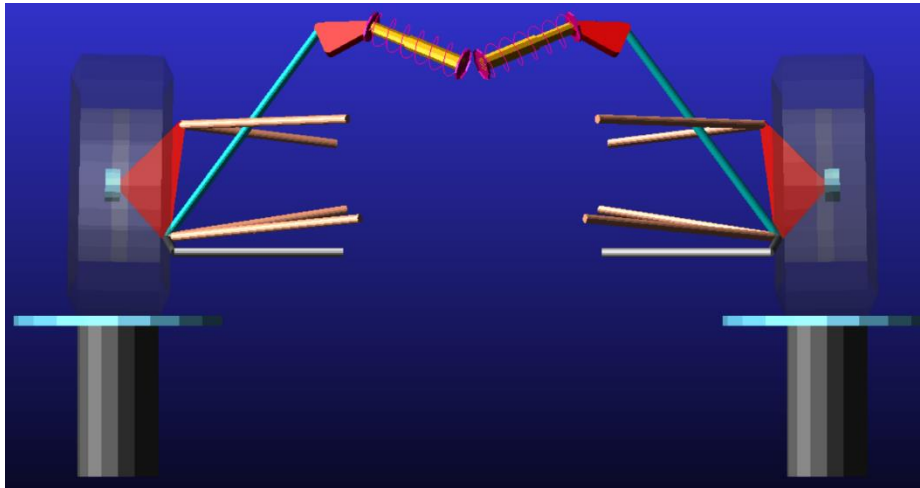


Figura 152 Vista frontal de la suspensión delantera

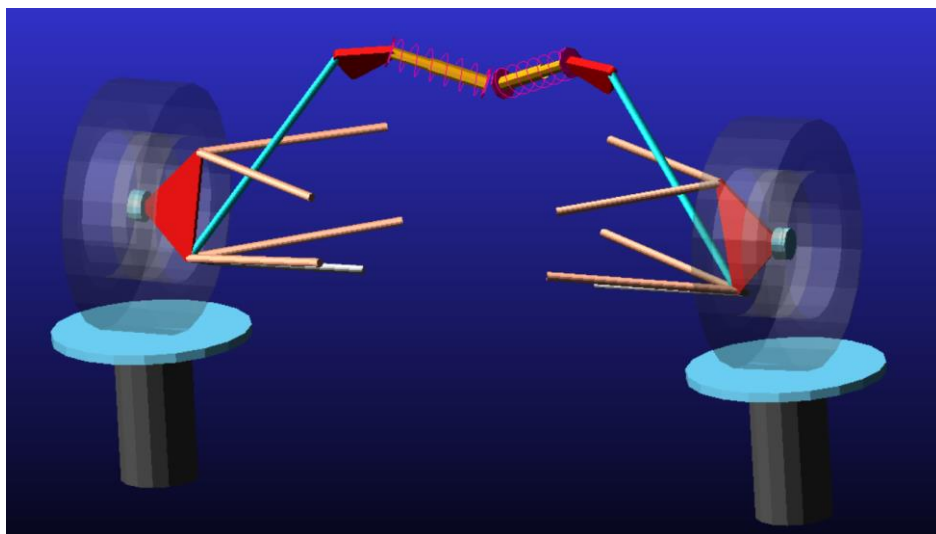


Figura 153 Vista isométrica de la suspensión delantera.

Para realizar el análisis de la suspensión se inicia otorgándole al software los parámetros iniciales de la suspensión los cuales son:

- Radio del neumático sin carga: 260 [mm]
- La rigidez del neumático: 248.5 [N/mm]
- La masa del neumático: 9.52 [Kg]
- La masa suspendida: 293.96 [Kg]
- La altura del centro de gravedad: 325.585 [mm]
- La distancia entre ejes: 1570 [mm]

Suspension Analysis: Setup Parameters	
Suspension Assembly	FS_2018
Suspension Settings	
Tire Model	User Defined
Tire Unloaded Radius	260.0
Tire Stiffness	248.5
Tire Property File	RIGID_WHEEL
Wheel Mass	9.52
Dual Wheels	<input type="radio"/> Active <input checked="" type="radio"/> Inactive
Dual Wheel Offset	300.0
Vehicle Parameters	
Sprung Mass	293.96
CG Height	325.585
Wheelbase	1570.0
Drive Ratio (% Front)	50
Brake Ratio (% Front)	50
<input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Apply"/> <input type="button" value="Cancel"/>	

Figura 154 Parámetros iniciales.

4.6.1 Análisis de la suspensión con un movimiento en paralelo.

Al analizar el movimiento en paralelo de los neumáticos se lo realiza con un bote y rebote de 37 [mm] simulando así el viaje completo del neumático.

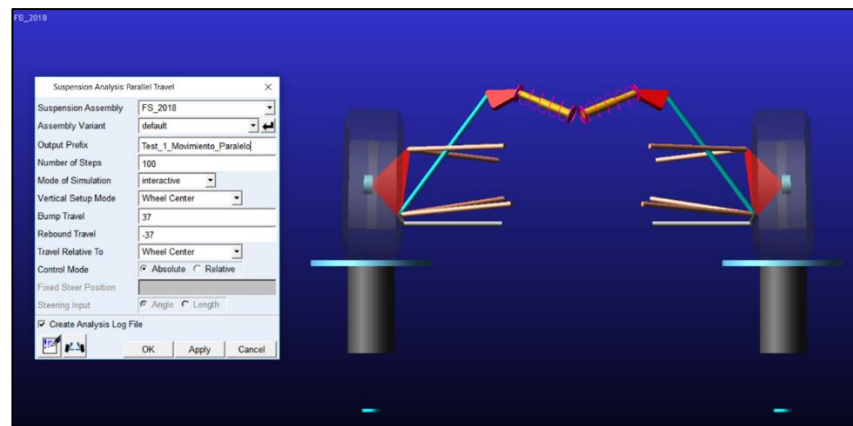


Figura 155 Parámetros de movimiento en paralelo.

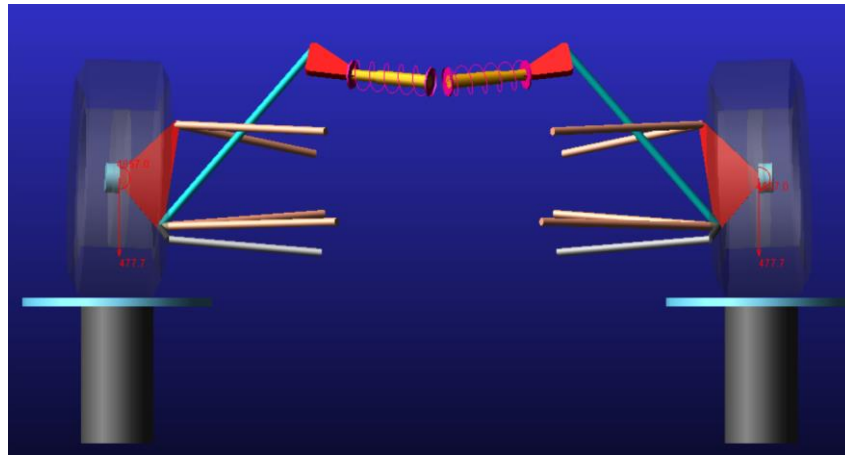


Figura 156 Bote máximo de la suspensión.

4.6.2 Análisis de la variación del camber.

El software nos permite obtener la tabla de valores correspondientes al tiempo o desplazamiento del neumático, en donde se puede observar que estáticamente posee un camber negativo de -1° y cuando obtiene un bote este valor aumenta a 0.33° el cual al ser una cantidad camber positivo muy pequeño no interfiere mucho en la tracción del neumático, mientras que en un rebote se obtiene el camber negativo suficiente para mantener la adherencia necesario del neumático.

Tabla 40

Variación del ángulo camber.

Viaje vertical del neumático (mm)	Angulo de camber neumático izquierdo / derecho ($^\circ$)
-37.0	0.3338
-29.6	0.0866
-22.2	-0.1702
-14.8	-0.4368
-7.4	-0.7134
0	-1.0
7.4	-1.2969
14.8	-1.6041
22.2	-1.9219
29.6	-2.2502
37.0	-2.5892

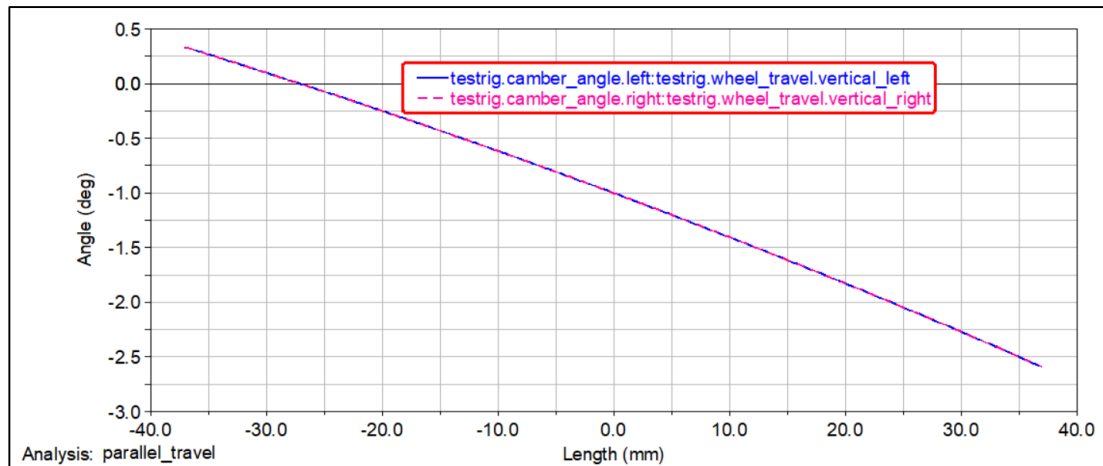


Figura 157 Curva de camber vs viaje vertical del neumático.

4.6.3 Análisis de la variación del centro de balanceo

Mediante el análisis computacional que se obtuvo el punto inicial de la altura del centro de balanceo el cual es de 142 mm, y el punto más favorable para reducir el ángulo de balanceo del bastidor se produce en un rebote de -37 mm ya que se obtiene una altura de 209 mm con lo cual se acorta el par momento producido entre el centro de gravedad y el centro de balanceo.

Tabla 41

Tabulación de la altura del centro de balanceo.

Viaje del neumático (mm)	Posición vertical del roll center (mm)
-37.0	209.0085
-29.6	195.2401
-22.2	181.5313
-14.8	167.9455
-7.4	154.5987
0	142.1787
7.4	128.6158
14.8	113.7716
22.2	105.4106
29.6	109.0056

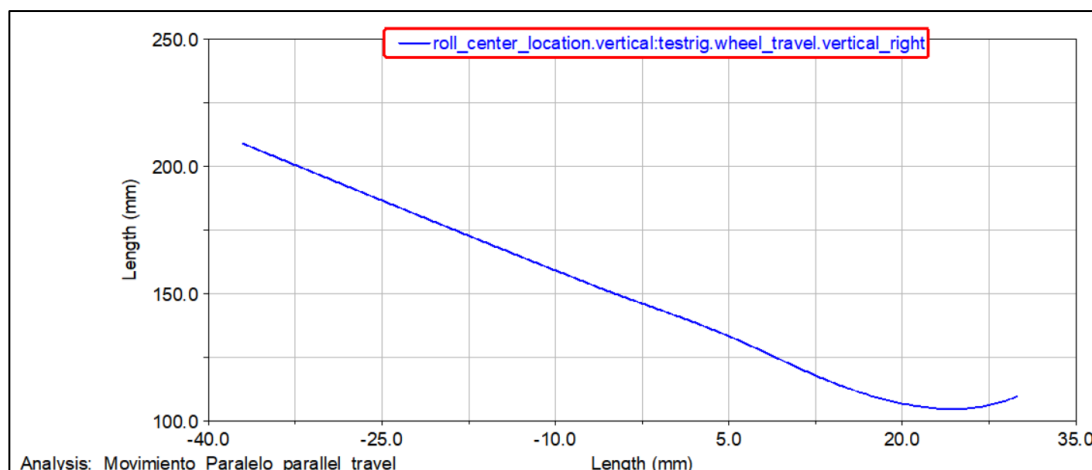


Figura 158 Curva del centro de balanceo vs viaje vertical

4.6.4 Análisis de la variación del ángulo caster.

El ángulo de caster ayuda al auto-centrado de la dirección siempre y cuando se mantenga con un ángulo positivo con respecto al centro del neumático, en este caso mediante la simulación se observó un correcto comportamiento de la inclinación del ángulo caster obteniendo valores altos cuando se produce un rebote de -37 mm lo cual indica que la dirección tendrá tendencia a ponerse más pesada, mientras que con un bote de 37 mm el auto-centrado se conserva pero con la dirección más ligera.

Tabla 42

Tabulación de la variación del ángulo caster.

Viaje del neumático (mm)	Angulo de caster del neumático Derecho-Izquierdo (°)
-37.0	4.667
-29.6	4.3232
-22.2	3.9804
-14.8	3.6386
-7.4	3.2978
0	2.9579
7.4	2.6189
14.8	2.2807
22.2	1.9433
29.6	1.6066
37.0	1.2705

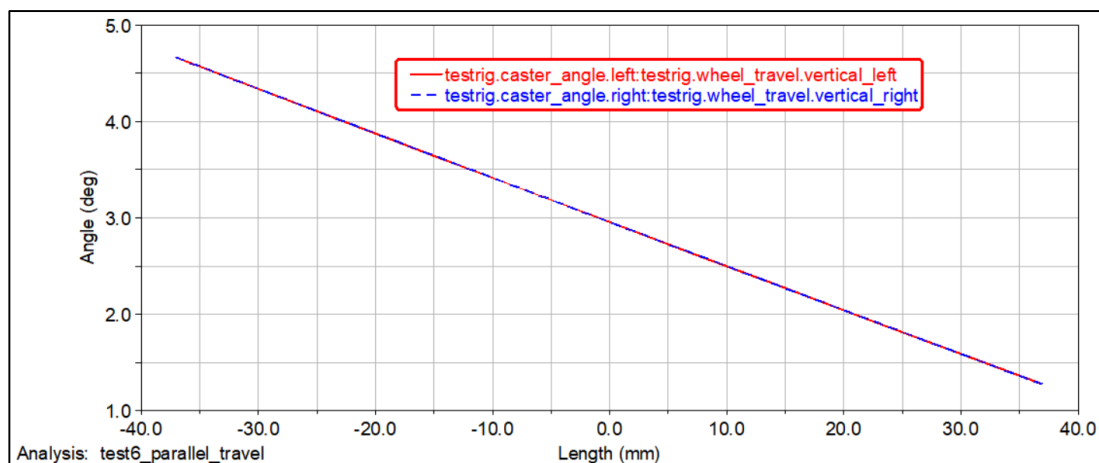


Figura 159 Variación de caster vs viaje del neumático

4.6.5 Movimiento opuesto

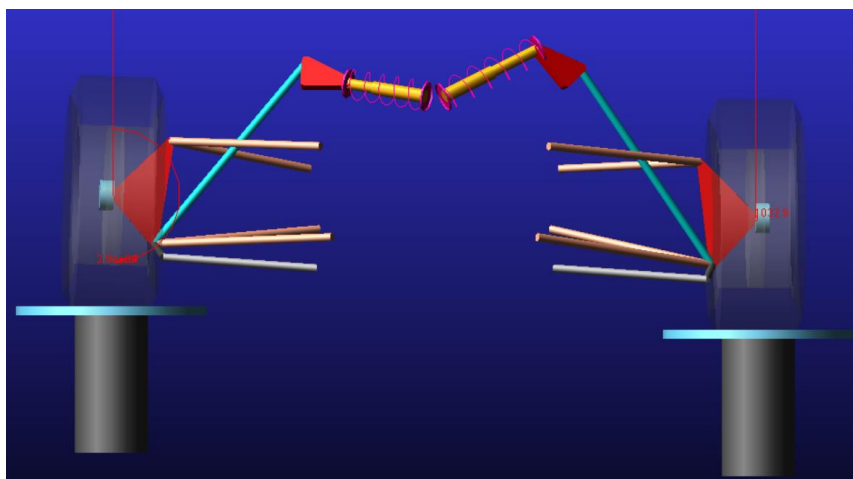


Figura 160 Movimiento opuesto del neumático izquierdo

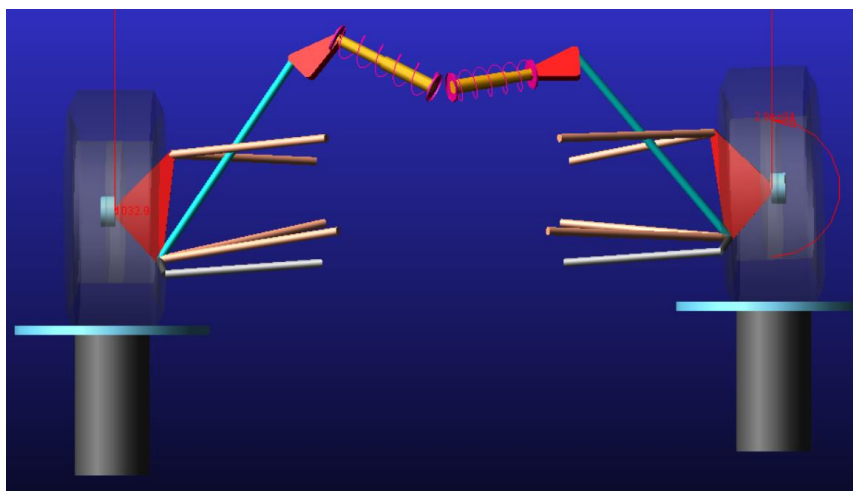


Figura 161 Movimiento opuesto del neumático derecho

4.6.6 Ángulo de balanceo

Mediante el viaje del neumático se produce al tener una inclinación opuesta se obtiene una variación del ángulo de balanceo el cual cuenta con un valor máximo de 2.45° el cual viene a ser un valor aceptable para el prototipo con el contamos.

Tabla 43
Tabulación de la variación del ángulo de balanceo.

Viaje vertical del neumático	Angulo de balanceo del neumático izq/der
-30.0	-2.4518
-24.0	-1.9605
-18.0	-1.4699
-12.0	-0.9797
-6.0	-0.4898
0.0	0.0
6.0	0.4898
12.0	0.9797
18.0	1.4699
24.0	1.9605
30.0	2.4518

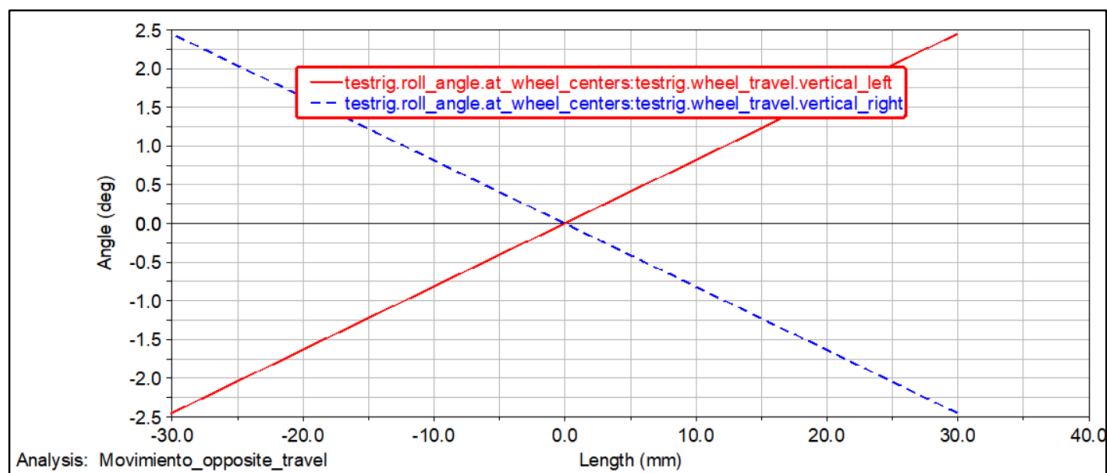


Figura 162 Ángulo de balanceo vs viaje del neumático

CAPITULO V.

5. CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y PRUEBAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERA.

Una vez efectuado los diferentes análisis del sistema de suspensión delantero, en este capítulo se verá la construcción paso a paso de los componentes que fueron optimizados, así como algunas pruebas iniciales de su funcionamiento.

El objetivo es construir cada uno de los componentes diseñados. Para lograr este propósito se debe tener en cuenta lo que se vio en los capítulos anteriores, la geometría propia de los sistemas de suspensión, es decir ángulos, distancias, valores de diseño mismos que han sido obtenidos a través de un considerable proceso de análisis, por lo cual es imprescindible manejar con la mayor precisión lo que concierne al proceso de construcción, mismo que garantice valores similares entre lo diseñado y lo fabricado.

5.1 Barra push rod.

Para las construcciones de las barras push rod se utilizó aluminio 6061-T651. Para construir este elemento en primer lugar se tomó las medidas iniciales de las anteriores barras push-rod construidas en acero.



Figura 163 Medición de la barra push construida en acero

Posteriormente se realizaron cambios en las medidas obtenidas, aumentándole longitud a la barra push, debido a las modificaciones que se les realizaron a las mesas de la suspensión delantera. Finalmente se procedió a realizar el corte al eje.



Figura 164 Corte del eje de aluminio

Por último, se realizó las respectivas roscas en los extremos del eje con machuelos de forma manual.



Figura 165 Machuelado de los ejes de aluminio 7075-T6

5.2Rocker.

Para la construcción de los rockers se utilizó un bloque de aluminio 7075-T6 de medidas 240x80x35mm.

Se seleccionó las herramientas, la secuencia de corte, se calculó las coordenadas, las velocidades, avances de herramientas, profundidad de corte entre otras, luego se verifico el correcto funcionamiento del maquinado en un simulador.

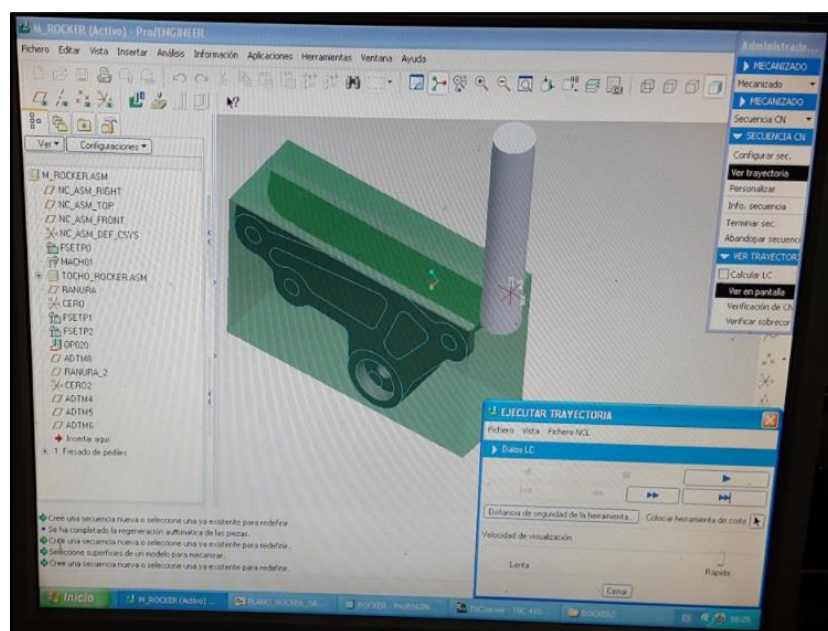


Figura 166 Simulador CNC

Se dimensiono el bloque de aluminio para el maquinado de cada rocker, con medidas de 120x80x35mm.



Figura 167 Máquina de corte

Se procedió a realizar el maquina en el torno CNC, con los parámetros antes mencionados.

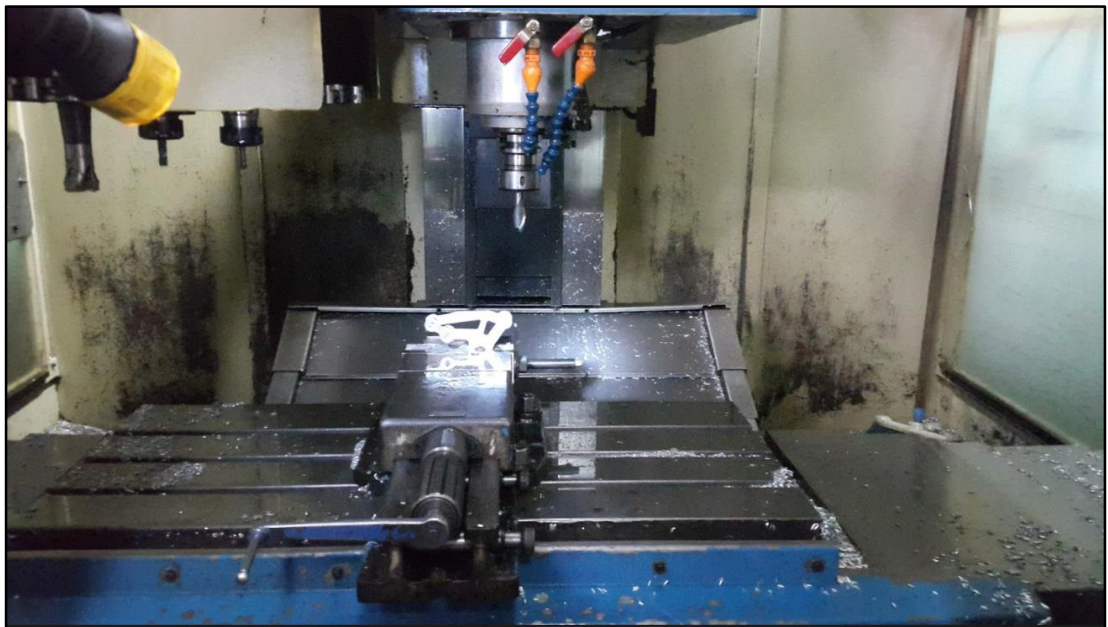


Figura 168 Torno CNC

Una vez finalizo el proceso de maquinado, se realizaron las correspondientes mediciones y visualizaciones de acabado del elemento.

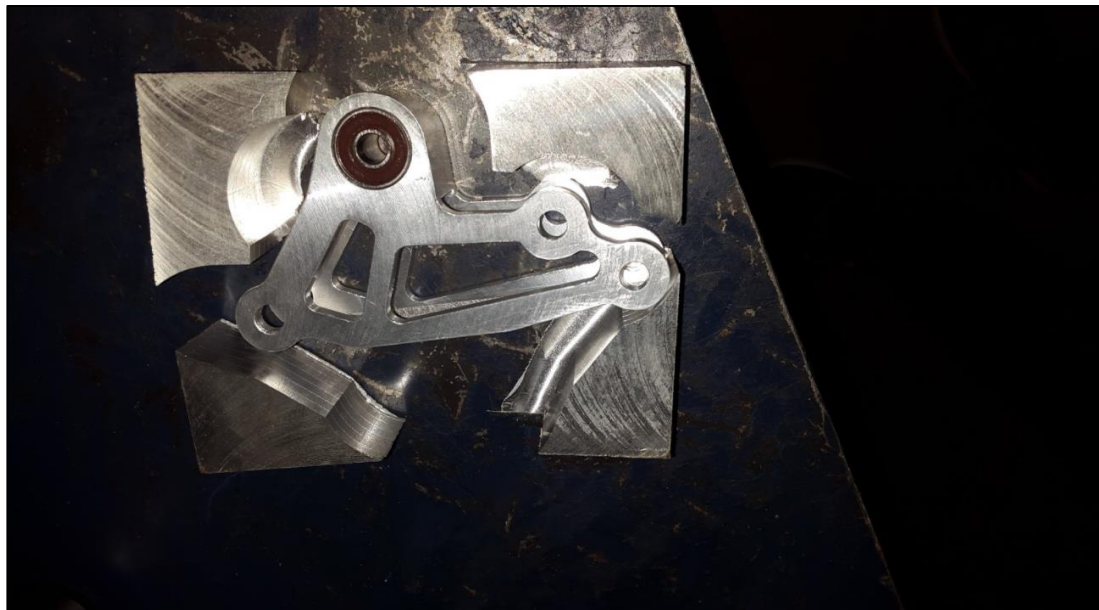


Figura 169 Acabado final del rocker delantero en torno CNC

5.3 Mesas de suspensión.

Para las construcciones de las mesas delanteros se utilizó aluminio 6061-T651. Para construir estos elementos en primer lugar se tomó las medidas iniciales de las anteriores mesas construidas en acero, para posteriormente cortar los ejes de aluminio con las medidas obtenidas.

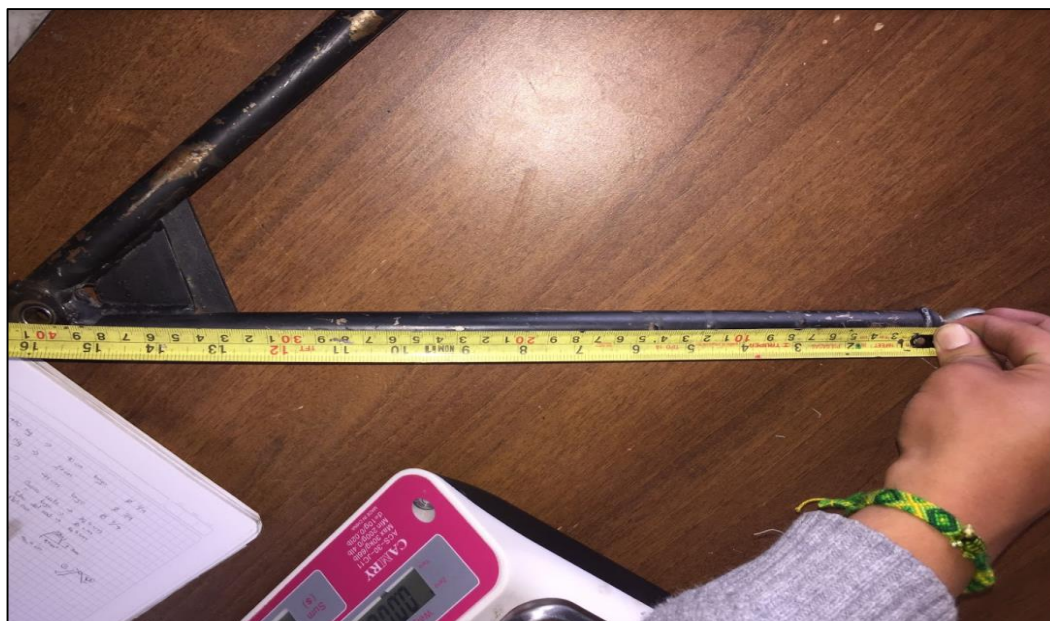


Figura 170 Medición de las mesas construidas en acero ASTM A500

Se procedió a realizar la carcasa en aluminio 7075-T6 en donde va insertado el rodamiento esférico de 13/16", para lo cual se hizo uso del laboratorio de manufactura de la universidad, para realizar las diferentes técnicas de torneado y obtener la pieza deseada.



Figura 171 Carcasa 13/16" en acero de la marca PRO-WERKS



Figura 172 Carcasa 13/16" construida en aluminio 7075-T6.

Se realizó el diseño en software CAD de una base tipo oreja, luego se realizó un corte por agua de un bloque de aluminio 7075-T6 de dimensiones 37x25x42 mm para obtener la forma deseada, la misma que es parte de la mesa inferior y que servirá de anclaje de la barra push – rod.

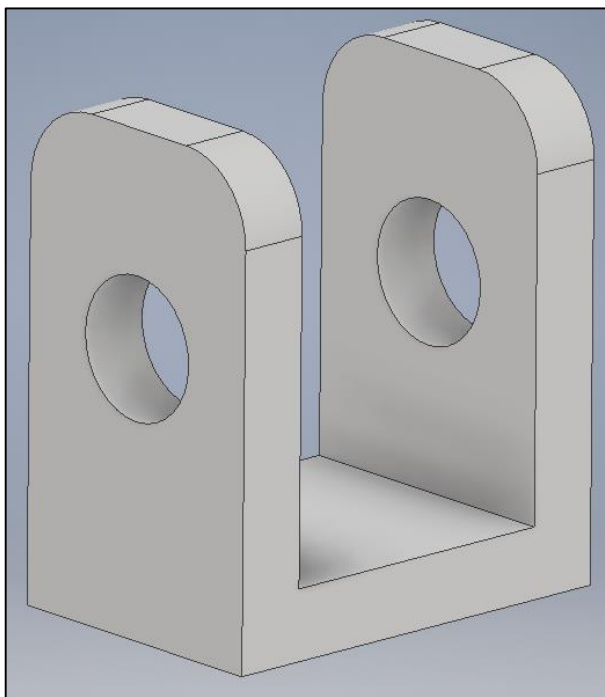


Figura 173 Base tipo oreja construida en aluminio 7075-T6.

Se realizó el corte a una lámina de aluminio 7075-T6 de 4 mm de espesor, mismo que servirá de soporte para la oreja anteriormente construida.



Figura 174 Corte de la lámina de aluminio 7075-T6.

Se elaboró una maqueta en tabla triplex, para obtener medidas con el menor fallo posible en lo que respecta al ángulo generado en las diferentes mesas tanto superiores como inferiores, y con esto se conseguir una óptima geometría en lo que respecta al ensamblaje de la suspensión delantera.



Figura 175 Construcción de maqueta en tabla triplex

Comprobación de ángulos y medidas, utilizando los ejes cortados en aluminio 6061 – T651, así como las carcasas construidas se acoplen correctamente entre los ejes.



Figura 176 Comprobación de la maqueta.

Finalmente se procedió a soldar los ejes con la utilización de suelda TIG.



Figura 177 Proceso de soldado con TIG.

5.4 Montaje del sistema de suspensión

En primer lugar, se procede a ensamblar la mesa inferior con sus respectivos rod ends, mismos que deben ser anclados al chasis del vehículo por medio de bujes y pernos cabeza cilíndrica con hueco hexagonal.



Figura 178 Anclaje de la mesa inferior al chasis

Una vez anclada la mesa inferior al chasis se procede a ensamblarla con la mangueta con sus respectivos bujes y perno de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal.

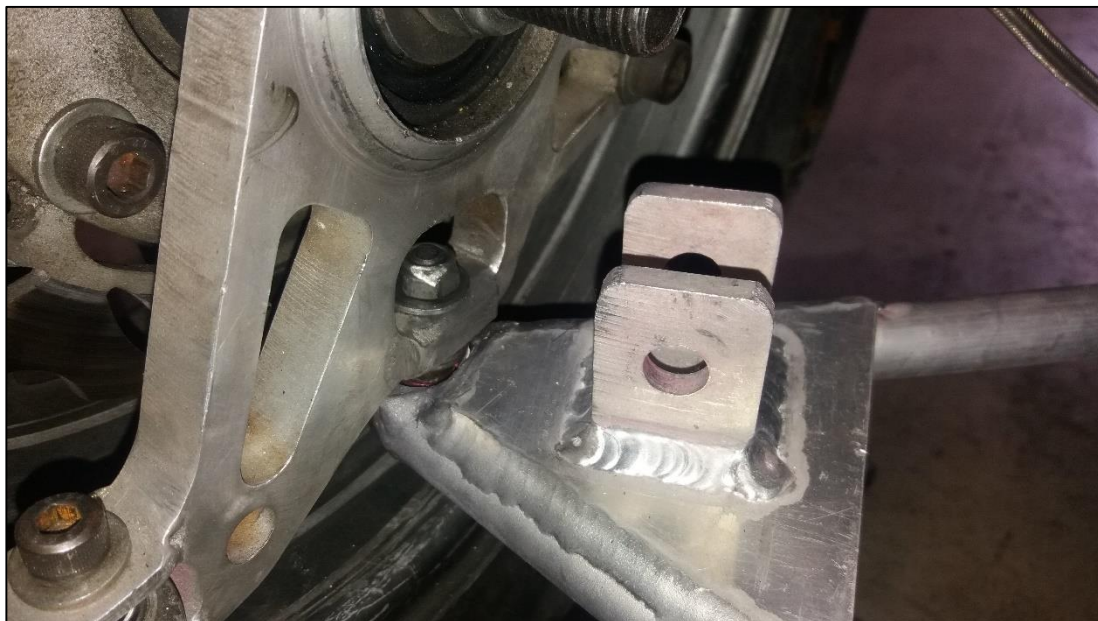


Figura 179 Anclaje de la mesa inferior a la mangueta

Se procede a ensamblar la mesa superior con sus respectivos rod ends, mismos que deben ser anclados al chasis del vehículo por medio de bujes y pernos cabeza cilíndrica con hueco hexagonal.



Figura 180 Anclaje de la mesa superior al chasis

Considerando que la mesa superior este anclada al chasis se procede a ensamblarla con la mangueta con sus respectivo rod end, bujes y perno de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal.



Figura 181 Anclaje de la mesa superior a la mangueta

Ancladas las mesas a la mangueta y al chasis se procede a ensamblar el rocker en los puntos de anclaje ubicados en la parte superior del chasis su respectivo perno de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal y arandelas.



Figura 182 Ensamblaje del rocker

Ubicado el rocker al chasis se procede a ensamblar el conjunto (amortiguador – resorte), en los puntos de anclaje ubicados en la parte superior del chasis y al rocker, con sus respectivos pernos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal y arandelas.



Figura 183 Ensamblaje del conjunto (amortiguador – resorte)

Anclado el rocker al chasis en conjunto con el (amortiguador - resorte) se procede a ensamblar la barra push rod, en los puntos de anclaje ubicados en la mesa inferior y al rocker, con sus respectivos pernos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal y arandelas.



Figura 184 Ensamblaje de la barra push-rod

Finalmente se procede a ensamblar la barra que sirve de unión entre el brazo de la barra estabilizadora y el rocker, con sus respectivos pernos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal y arandelas.



Figura 185 Ensamblaje de la barra estabilizadora

Ensamblaje final del sistema de suspensión delantera en el vehículo Fespe 2012 - Cotopaxi II.



Figura 186 Ensamblaje del sistema de suspensión delantera

5.5 Pruebas de soldadura

5.5.1 Ensayos no destructivos con líquidos penetrantes (PT)

Los ensayos con líquidos penetrantes consisten en la aplicación de un líquido sobre la superficie del cuerpo, que penetra por capilaridad en las imperfecciones de la soldadura. Una vez limpiado el exceso, nos revelará las posibles imperfecciones.

Existen dos tipos de líquidos penetrantes, los fluorescentes y los no fluorescentes, aunque los más utilizados son los no fluorescentes. Ambos líquidos se aplican igual y constan de las siguientes fases: (Feandaluci, 2011)

- Limpieza inicial de la pieza.
- Aplicación del líquido penetrante.
- Medida del tiempo de penetración.
- Eliminación del líquido sobrante.
- Aplicación del líquido revelador.
- Examen de la pieza.
- Limpieza final de la pieza.

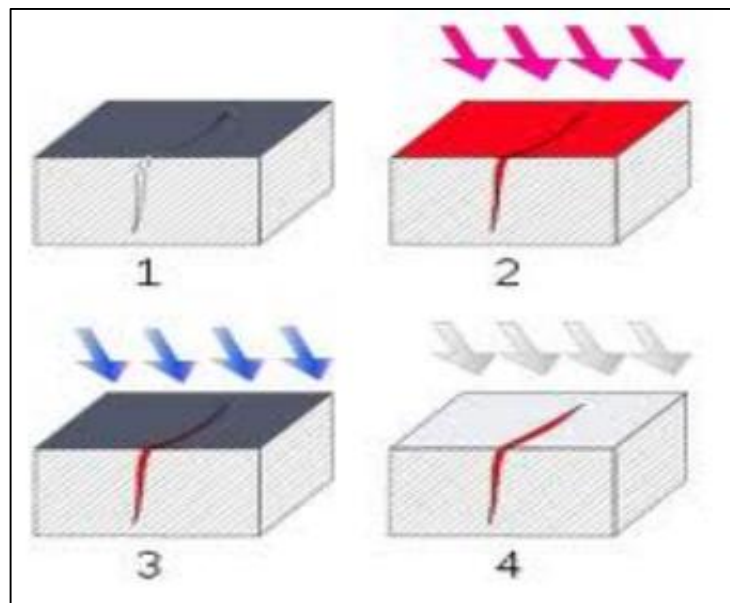


Figura 187 Proceso de penetración del líquido

Fuente: (Feandaluci, 2011)

“El líquido penetrante se puede aplicar de tres maneras distintas, como pueden ser por inmersión en un baño, pulverizando el líquido sobre la pieza (spray) y extendiéndolo sobre la pieza con una brocha, usándose normalmente un pigmento rojo” (Feandaluci, 2011).

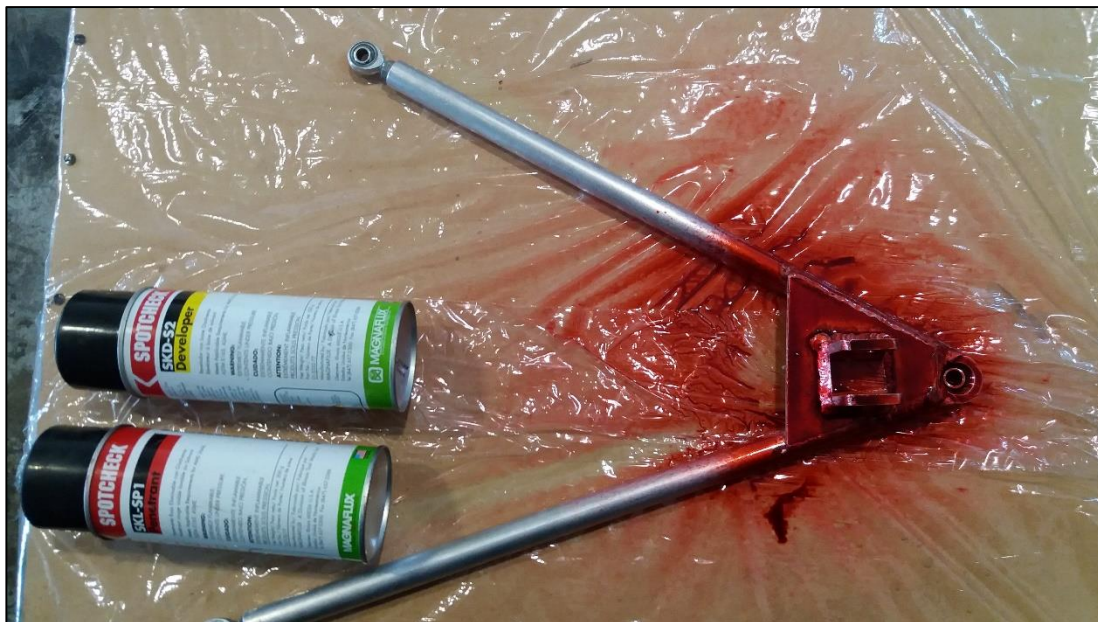


Figura 188 Líquido penetrante no fluorescente (spray)



Figura 189 Aplicación del líquido penetrante sobre las mesas

“Hay que dejar el tiempo suficiente para que el líquido penetrante y se introduzca en las imperfecciones de la pieza a analizar, por lo que será muy importante controlar el tiempo, que viene especificado en los botes del producto” (Feandaluci, 2011).

“El líquido revelador que es normalmente blanco, es aplicado por rociado, con mucho cuidado ya que son liquido muy volátiles. Una vez aplicado las zonas de la pieza que contengan restos de líquido penetrante, resaltaran a simple vista” (Feandaluci, 2011).



Figura 190 Aplicación del líquido revelador sobre las mesas

Las imperfecciones aparecen marcadas de forma clara y exacta a lo largo de la pieza a examinar, la observación se hará bajo la luz natural debido a que se utilizó un líquido no fluorescente, en el cual se apreciara puntos rojos en las zonas con imperfecciones.



Figura 191 Revelación de imperfecciones en la mesa inferior



Figura 192 Revelación de imperfecciones en la mesa superior

5.5.2 Ensayo visual no destructivos (VT)

La inspección visual es una secuencia de operaciones que se realizan a lo largo de todo el proceso productivo y que tiene como fin asegurar la calidad de las uniones soldadas. Se inicia con la recepción de los materiales en el almacén, continúa durante todo el proceso de soldadura y finaliza cuando el inspector examina y marca, si es necesario, las zonas a reparar y completa el informe de inspección.

Las soldaduras deberán reunir los siguientes requisitos visuales después de la ejecución del cordón de soldadura”:

- La soldadura deberá estar libre de grietas.
- Todas las grietas deben rellenarse a través de toda la sección de la soldadura.
- La cara de la soldadura deberá estar al ras con la superficie del metal base, y el cordón deberá fusionarse suavemente con el metal base. El socavamiento no deberá exceder 1mm. El reforzamiento de la soldadura no deberá exceder de 3mm.
- La raíz de la soldadura será inspeccionada y no deberá haber evidencia de grietas, fusión incompleta, o penetración inadecuada en la unión. Una raíz de superficie cóncava es permitida dentro de los límites normalizados, de manera que el espesor total de la soldadura sea igual o mayor al del metal base. (Feandaluci, 2011)



Figura 193 Inspección visual en las mesas

Una vez realizadas los ensayos de soldadura tanto visual como de líquidos penetrantes se concluye que las mesas se encuentran correctamente soldadas, debido a que las mismas no presentan grietas, la cara de la soldadura esta al ras con la superficie del metal base, un cordón continuo de inicio a fin y el ensayo de líquido penetrante no se encontró ninguna imperfección relativamente significativa que afecte la soldadura.

5.6 Pruebas dinámicas del vehículo

Las pruebas fueron realizadas tanto en el campus de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga y Belisario Quevedo, las diferentes pruebas se realizaron tanto en el día como en la noche.

Previamente antes de realizar cualquier tipo de prueba se hizo un ajuste inicial de todos los componentes del vehículo, así como una alineación inicial y una calibración de la suspensión.

5.6.1 Prueba de aceleración.

La prueba de aceleración consiste en una línea recta con una longitud de 75m desde la línea de salida hasta la línea de llegada. El trayecto tiene al menos 5m de ancho. Los conos se colocan a lo largo del recorrido a intervalos de aproximadamente 5m. Las ubicaciones de los conos no están marcadas

en el pavimento. Cada equipo tiene 4 rondas, las mismas que pueden ser conducidas por 2 pilotos cada dos vueltas cada uno. El fin de la prueba es determinar el menor de tiempo de llegada del vehículo desde la línea de salida a la línea de llegada.

En la prueba realizada en el campus de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Belisario Quevedo, se simuló dicha prueba con los mismos parámetros, en dicha prueba se exigió al vehículo al máximo, para comprobar el correcto funcionamiento de los componentes realizados de la suspensión delantera.



Figura 194 Prueba de aceleración.

5.6.2 Prueba de frenado.

El sistema de frenos se probará dinámicamente y debe demostrar la capacidad de bloquear las cuatro ruedas y detener el vehículo en línea recta al final de una carrera de aceleración especificada por los inspectores de frenos. Después de acelerar, el conductor debe desconectar el sistema de tracción y el conductor debe frenar usando solo los frenos mecánicos.

En la prueba realizada en el campus de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Belisario Quevedo, se simuló dicha prueba, acelerando el vehículo a una velocidad de 90Km/h y frenándolo de manera brusca, en la misma se comprobó que el vehículo se detiene a una distancia de aproximadamente 70 metros, distancia que se considera satisfactoria para este tipo de vehículos, en dicha prueba se exigió al vehículo al máximo, para comprobar el correcto funcionamiento de los componentes realizados de la suspensión delantera.



Figura 195 Prueba de frenado.

5.6.3 Prueba de autocross.

La prueba de autocross consiste en que el vehículo debe partir desde la línea de inicio y recorrer alrededor de 1.5 km hasta la línea de llegada, a lo largo de la trayectoria se encontrarán obstáculos, mismos que deberán ser esquivados. Cada equipo tiene 4 rondas, las mismas que pueden ser conducidas por 2 pilotos cada dos vueltas cada uno. La prueba consistirá en tratar de obtener el menor tiempo posible de vuelta con el menor número de obstáculos caídos, caso contrario se penalizará de acuerdo al reglamento.

En la prueba realizada en el campus de la universidad de las fuerzas armadas ESPE extensión Latacunga, se simuló dicha prueba con los mismos parámetros, en dicha prueba se exigió al vehículo al máximo, para comprobar el correcto funcionamiento de los componentes realizados de la suspensión delantera.



Figura 196 Prueba de autocross.

5.6.4 Prueba de resistencia.

La prueba de autocross consiste en que el vehículo debe partir desde la línea de inicio y recorrer alrededor de 22Km hasta la línea de llegada. Cada equipo solo tiene una ronda, la misma que puede ser conducida por 2 pilotos cada 11Km cada uno. La prueba consiste en resistir el mayor tiempo posible dentro de la misma, intentando conseguir buenos tiempos por vuelta, cada vuelta tiene una distancia de 1Km. Dicha prueba servirá para obtener la eficiencia de combustible del vehículo misma que tienen una ponderación de 100 puntos.

En la prueba realizada en el campus de la universidad de las fuerzas armadas ESPE extensión Belisario Quevedo, se simuló dicha prueba, recorriendo una distancia de 5Km, en dicha prueba se exigió al vehículo al máximo, para comprobar el correcto funcionamiento de los componentes realizados de la suspensión delantera.



Figura 197 Prueba de resistencia.

CAPÍTULO VI.

6. MARCO ADMINISTRATIVO.

6.1 Generalidades

Mediante varios aspectos se realizó el control de los recursos utilizados para el diseño y construcción del sistema, así se obtuvo el tiempo y presupuestos para el desarrollo de las actividades del proyecto.

6.2 Factibilidad del proyecto.

Cada año la Formula SAE tiene un incremento de tecnología en cada uno de los equipos participantes lo cual hace que el incremento de innovación entre universidades sea un factor muy importante en la participación. El equipo Fespe perteneciente a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE se ve obligado a mejorar cada sistema optimizando su diseño y funcionamiento con el cual obtener el mejor rendimiento confiable del motor, bastidor y transmisión.

Al hablar de la dinámica del vehículo hablamos sobre el sistema de suspensión el cual es el encargado de mantener la mayor adherencia entre los neumáticos con la superficie de rodadura, si bien anteriores prototipos construidos cuentan con sistemas fiables de suspensión, aún se puede optimizar cada componente del mismo manteniendo su funcionamiento y confiabilidad.

Los materiales de hoy en la actualidad van mejorando y es por ello que se ocupara aluminio 6061 T651 y 7075 T6 en el diseño y construcción para obtener una buena relación peso/eficiencia la cual ayuda a mejorar la maniobrabilidad del prototipo.

6.2.1 Recursos humanos.

Son el talento humano que intervino con su conocimiento del tema para la realización de la investigación y experimentación del proyecto.

Tabla 44
Recursos humanos

Descripción	Función
<ul style="list-style-type: none"> • Juan Palacios • Paul Sangopanta 	Investigador y experimentador del proyecto.
Ing. Danilo Zambrano	Investigador, Tutor académico y director del proyecto, especialista en el manejo de las variables propuestas.
Ing. Euro Mena	Tutor de pruebas en el laboratorio de prototipos.

6.2.2 Recursos materiales.

Son los elementos utilizados durante la investigación, implementación y experimentación del proyecto, estos elementos se detallan en la

Tabla 45
Recursos materiales

Ítem	Función
Ejes de aluminio 6061 - T6	Ejes de aluminio 6061-T6, conseguido en tiendas del extranjero, y utilizado para la construcción de las mesas y barra push.
Bloque de aluminio 7075 – T6	Bloque de aluminio 7075 – T6, conseguido en la fábrica de Bohler , y utilizado para la construcción de los rockers delanteros.
Suelda TIG Syncrowave® 250 DX	Utilizada para el proceso de suelda de las mesas.
Equipo de seguridad	Utilizado para el proceso de construcción y montaje del sistema de suspensión delantero.

6.2.3 Recursos técnicos.

Tabla 46
Recursos técnicos

Ítem	Función
Balanza de precisión	Usada para medir la masa de los componentes de la suspensión delantera.
Vehículo Fespe 2012	Sirvió para realizar las diferentes pruebas de resistencia y confiabilidad de los componentes diseñados de la suspensión delantera.
Computador personal	Sirvió para la realización de los diseños en CAD, cálculos realizados en software computacional, análisis de la suspensión delantera, así como la elaboración del documento escrito mediante el uso de sus paquetes informáticos y su conexión a Internet.

6.3 Costos de operación.

El proyecto conlleva una serie de costos tanto de bienes materiales como los servicios otorgados se suelda y torneado CNC, el objetivo del proyecto siempre fue el de cumplir con los costos previstos en el presupuesto mostrado en el perfil del proyecto.

6.3.1 Costos directos.

Son los gastos asignados al mismo proyecto y fueron realizados sin mayor dificultad, dentro de los mismos no se encuentran asignados los ítems que fueron utilizados en el laboratorio de prototipos FESPE, debido a que los mismos son propiedad de la universidad ESPE-L.

Tabla 47
Costos directos del proyecto.

Ítem	Cantidad	Unidad	Costo unitario (dólares)	Total parcial (dólares)
Ejes de aluminio 6061 - T6	4	Unidades	100,00	400,00
Bloque de aluminio 7075 – T6	1	Unidades	100,00	100,00
Discos de corte	1	Unidades	5,00	5,00
Sierra para metales	1	Unidades	5,00	5,00
Tabla Triplex	1	Unidades	15,00	15,00
Lijas	2	Unidades	0,50	1,00
Machuelos	14	Unidades	5,00	70,00
Carcasas Uniball	2	Unidades	15,00	30,00
Uniball Rod End	2	Unidades	70,00	140,00
Servicio de Corte por agua	1	Unidades	50,00	50,00
Servicio de Suelda	1	Horas	200,00	200,00
Servicio de Torneado CNC	5	Horas	80,00	400,00
Rodamientos	4	Unidades	2,50	10,00
Told de Aluminio 7075 – T6	1	Unidades	20,00	20,00
Pruebas de soldadura	1	Unidades	30,00	30,00
COSTOS DIRECTOS TOTALES				1471,00

6.3.2 Costos indirectos.

Se trata de los gastos derivados de la planeación, ejecución o terminación del proyecto, su asignación no es muy clara debido a que su asignación no fue inmediata y no pudo ser cuantificado por lo que sus valores son aproximados a los gastos hechos.

Tabla 48
Costos indirectos del proyecto.

Ítem	Cantidad	Unidad	Costo Unitario (dólares)	Total parcial (dólares)
Internet	300	Horas	0,40	120,00
Copias	500	Unidades	0,02	10,00
Impresiones	600	Unidades	0,15	90,00
Transporte	1	Global	200,00	200,00
COSTOS INDIRECTOS TOTALES				420,00

Sumando los 1471,00 dólares del total de costos directos más los 420 dólares del total de costos indirectos se tiene como resultado **1891,00 dólares** que es el valor total estimado con el que se llevó a cabo el proyecto.

6.4 Financiamiento.

Se trata de los recursos monetarios y de crédito que fueron destinados al gasto de los costos directos e indirectos del proyecto. La investigación fue autofinanciada y todos los gastos corrieron a cargo del investigador y experimentador el Sr. Juan Palacios y Sr. Paúl Sangopanta.

6.5 Cronograma.

Es la descripción de las actividades llevadas a cabo en relación con el tiempo con el que se desarrollaron, se tomó en cuenta los recursos y el tiempo total con el que se contaba con una tolerancia debido a efectos imprevistos.

(Arias, 2012, p. 112) afirma, “Se expresa mediante un gráfico en el cual se especifican las actividades en función del tiempo de ejecución. Puede representarse mediante un diagrama de Gantt.”

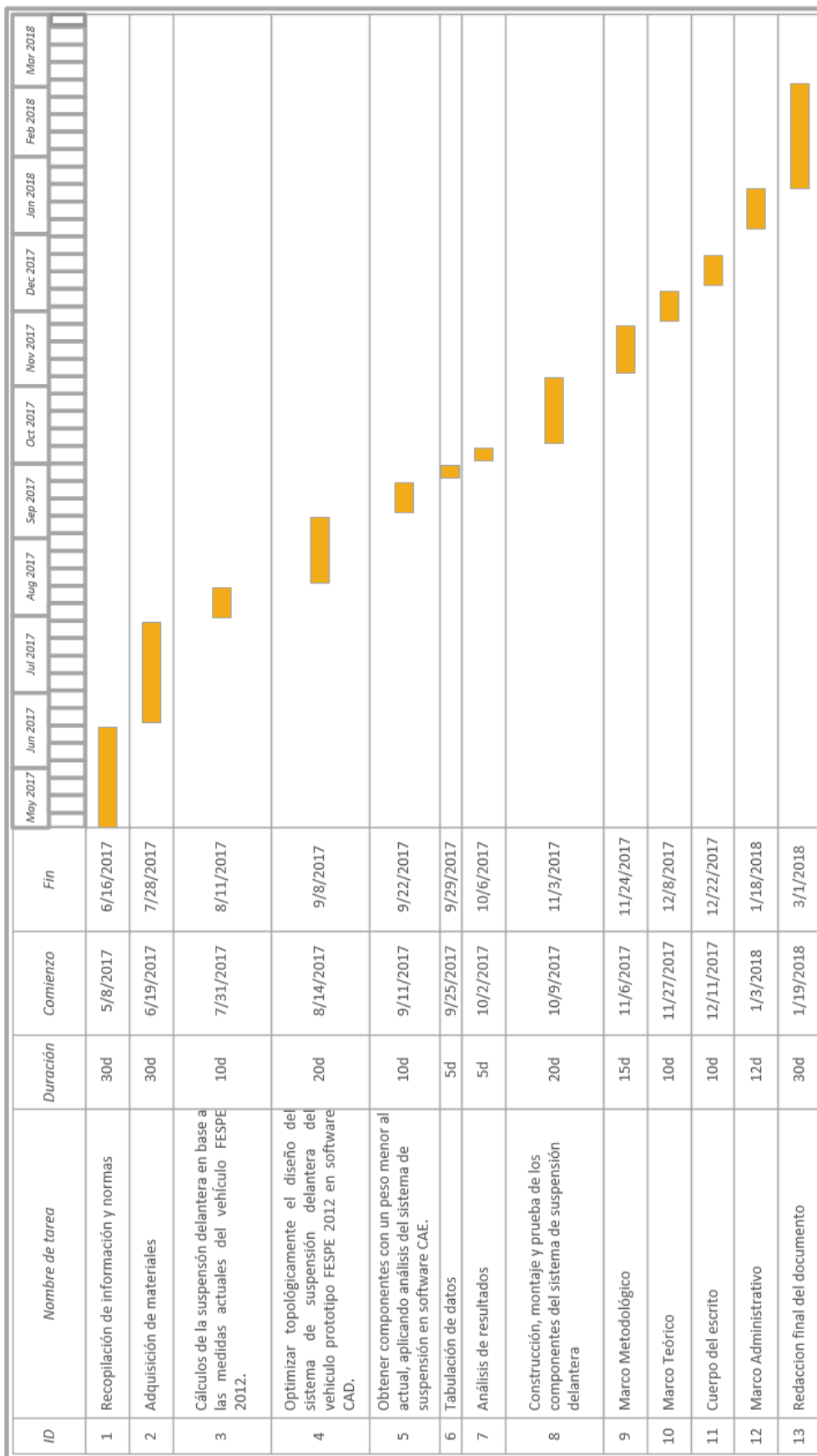


Figura 198 Cronograma de actividades.

CONCLUSIONES

- Se obtuvo información bibliográfica necesaria sobre el diseño de vehículos de competición SAE y la utilización de software CAD/CAE, mismos que fueron de gran importancia para poder llevar a cabo la correspondiente investigación.
- Se construyeron los respectivos componentes de la suspensión delantera, como son mesas, rockers, barras, previo a la realización de pruebas estáticas y dinámicas en los softwares CAD/CAE, mismos que validaron el diseño al obtener factores de seguridad >1 , que garantizaron su correcto funcionamiento en las diversas condiciones de carga determinadas.
- Debido al bajo módulo de Young el aluminio 6061-T651 tendrá tendencia a desviarse más fácilmente que el acero, pero su capacidad de volver a su estado normal es muy eficiente ya que ayuda a suavizar las fuerzas de impacto que se producen por parte de la masa suspendida cuando este en movimiento.
- Al tratarse de un aluminio 6061 con tratamiento térmico T6 alcanza propiedades mecánicas de tracción similares a las del acero A36 el cual es muy utilizado para diseño de componentes mecánicos, la capacidad del aluminio para flexionar bajo impactos da como resultados un mejor rendimiento en frente al acero el cual al ser demasiado rígido tiene la alta probabilidad de sufrir fracturas antes que posibles deformaciones.
- El diseño optimizado del rocker realizado en aluminio 7075 – T6 posee propiedades mecánicas de tracción más altas que el acero y su capacidad de resistir altas deformaciones elásticas antes de sufrir deformaciones plásticas brinda más seguridad y confiabilidad, pero el aspecto más importante de estos resultados, fue su significativa reducción de masa en un 63.41% del peso original.

- Se redujo el peso del sistema de suspensión delantera en un 20.96%, pasando a utilizar componentes que median 2.62 Kg a 2.05 Kg, mejorando así el desempeño del vehículo en la que respecta a relación peso/potencia debido a que la potencia del motor no moverá masa innecesaria.
- El valor de carga más crítico se produce en la mesa de suspensión inferior cuando se tiene un frenado máximo, obteniendo un equivalente de Von-Mises de 214.64 MPa el mismo que no supera el límite de fluencia del aluminio 6061-T6 el cual es de 270 MPa.
- Mediante un análisis de fatiga de la mesa de suspensión se obtuvo una vida máxima de 2.43 horas a una carga crítica permanente y el punto de fractura empieza en el cordón de soldadura, por lo cual se tiene un alto índice de durabilidad con lo que respecta a los brazos de suspensión.
- Si la amortiguación de impactos es demasiado baja, el salto de rueda hará que el vehículo rebote y si es demasiado alto desestabilizará el chasis. Si la amortiguación de rebote es demasiado baja, el chasis jale en las esquinas y, si es demasiado alto, existe el riesgo de que jale hacia abajo. ya que la amortiguación de rebote alto evita que la rueda regrese antes de que un nuevo movimiento de empuje la vuelva a levantar. Por tanto, un enfoque común es, calcular un coeficiente de amortiguación de 0.7 crítica basada en la masa suspendida, para reducir el coeficiente de amortiguación de impacto a $2/3$ de este valor y para aumentar la amortiguación de rebote por un factor de $3/2$.
- Con las pruebas dinámicas de aceleración, frenado y endurance, mismas que son establecidas por el reglamento de la formula SAE, realizadas se comprobó que las prestaciones actuales de la suspensión delantera del prototipo se mejoraron significativamente con lo que respecta a estabilidad y maniobrabilidad debido al nuevo diseño de la

geometría y reducción de peso, mismas que no sufrieron ningún tipo de falla o deformación.

- La tensión de fluencia del acero de torsión nunca debe exceder $0,6 \times 1.500 = 900 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$." El objetivo de la barra estabilizadora es reducir por lo menos al 50% el Kw, obteniendo un $Kw_{arb} = 32.96 [N/mm]$ que soportara fuerzas generadas por el prototipo de hasta $694.154 [N]$ en lugar de un $Kw_{arb} = 642.637 [N/mm]$, valor que se encuentra sobrediseñado al poder soportar fuerzas de hasta $17094.1 [N]$, debido a que las barras instaladas actualmente en el prototipo son de vehículos convencionales. Por lo tanto se justifica la confiabilidad del diseño de la barra estabilizadora con diámetro de $12mm$, al haber obtenido una tensión de fluencia de $286.4363 \left[\frac{N}{mm^2} \right] < 900 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$.

RECOMENDACIONES

- Para realizar el análisis FEA de cada componente de la suspensión se debe tomar en cuenta la fatiga del material ya que el mismo se encuentra en movimiento dinámico lo cual conlleva a trabajar bajo condiciones de altas y bajas frecuencias del material, además mediante el análisis dinámico se puede conocer la vida útil del componente a máximas cargas.
- Al realizar el diseño de suspensión se recomienda el uso de softwares de dinámica real para vehículos, los cuales tienen la facilidad de simular distintas geometrías de los sistemas automotrices con lo cual se puede elegir el correcto set-up del prototipo ahorrando tiempo en el proceso de diseño.
- Para mejorar el rendimiento del prototipo cuando tome una curva se debe mejorar el diseño del bastidor creando nuevos puntos de anclaje para las mesas de suspensión las cuales son las encargadas de controlar la altura del centro de balanceo con respecto al centro de gravedad.
- Debido a la poca disponibilidad en el mercado ecuatoriano se realizó el diseño en base a ejes de aluminio 6061 T651, mientras que lo ideal en cuestión a optimización de peso en los componentes se los puede realizar con alta fiabilidad y funcionalidad en tubos de aluminio 6061 T6 con un espesor mínimo de 4mm.
- Para tener un mejor desempeño del vehículo en lo que respecta a maniobrabilidad y estabilidad se recomienda adquirir amortiguadores que posean ajustes en bound y rebound, debido a que la configuración debe adaptarse a las condiciones de pista o las preferencias del piloto en particular.

- Con el cálculo realizado en la sección de la barra estabilizadora se observó que el diámetro de la misma es muy grande y contiene partes de soldadura los cuales disminuyen la eficacia de trabajo para las cuales fueron construidos, es por ello que se recomienda para la construcción de futuros prototipo hallar barras estabilizadoras de acuerdo a las necesidades y emplear correctos métodos de mecanizado que garanticen la funcionalidad del componente.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abbey, T. (1 de Junio de 2017). *DE*. Recuperado el 14 de Julio de 2017, de <http://www.digitaleng.news/de/topology-optimization/>
- Abril, M. (2017). *Academia*. Recuperado el 20 de Septiembre de 2017, de http://www.academia.edu/27276078/SISTEMA_DE_SUSPENSION
- Admin. (12 de Abril de 2013). *CmR*. Obtenido de <http://cmr-linux.club.cc.cmu.edu/wordpress/almost-there/>
- afmec-21. (1 de Agosto de 2013). *aficionadosalamecanica*. Recuperado el 16 de Enero de 2018, de <http://www.aficionadosalamecanica.com/sistemas-de-suspension-multibrazo-o-multilink/>
- afmec-21. (1 de Agosto de 2013). *aficionadosalamecanica*. Recuperado el 14 de Julio de 2017, de <http://www.aficionadosalamecanica.com/sistemas-de-suspension-multibrazo-o-multilink/>
- Aguirre, P. (23 de Mayo de 2011). *Mantenimiento motor diesel*. Recuperado el 5 de Noviembre de 2016, de <http://es.slideshare.net/>
- Amortiguadores. (30 de Mayo de 2010). *Maxprochile*. Recuperado el 23 de Junio de 2017, de http://www.maxprochile.cl/index.php?option=com_content&view=article&id=8&Itemid=7
- Ariane, S. (24 de 10 de 2007). *Kruzin*. Recuperado el 14 de Noviembre de 2017, de <http://kruzin.frenchboard.com/t10748p360-simca-ariane-miramas-1961>
- Arias, F. G. (2012). *El Proyecto de Investigación: Introducción a la metodología científica*. Caracas: Episteme.
- Autodesk. (13 de Febrero de 2014). *Autodesk*. Recuperado el 14 de Abril de 2017, de <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2014/ESP/Inventor/files/GUID-C787792D-BBB1-41A7-BBD7-CBCABCBE7C01-htm.html>
- Autodesk, H. (9 de Abril de 2017). *Autodesk*. Recuperado el 15 de Diciembre de 2017, de <https://knowledge.autodesk.com/es/search-result/caas/CloudHelp/cloudhelp/2017/ESP/Inventor-Help/files/GUID-7FCAA340-EB41-4826-8A78-B3050583E473-htm.html>
- AutoMoto. (15 de Enero de 2010). *dailymotion*. Recuperado el 16 de Julio de 2017, de <http://www.dailymotion.com/video/xecrva>
- Bendsoe P., M. P., & Sigmund P., M. P. (2004). *Topology Optimization*. Berlín: Springer.
- Bentley, R. (1998). *Speed Secrets*. United States : MBI Publishing Company.

- Bestbearingsonline. (23 de Febrero de 2018). *Bestbearingsonline*. Recuperado el 17 de Junio de 2017, de <http://www.bestbearingsonline.co.uk/pos5ga5-fluro-5mm-bore-m5-x-08-male-thread-bronze-lined-right-hand-rod-end-1709.html>
- Bloozberry. (30 de Noviembre de 2017). *Fiero*. Recuperado el 14 de Diciembre de 2017, de <http://www.fiero.nl/cgi-bin/fiero/pdaShowThread.cgi?forum=3&thread=000116&page=58>
- Burz, F. (2005). *Zonagravedad*. Recuperado el 10 de Octubre de 2017, de <http://www.zonagravedad.com/modules.php?name=News&file=article&sid=760>
- BYRNE, J. (24 de Junio de 2015). *Autodesk Simulation*. Recuperado el 28 de Abril de 2017, de <http://simhub.autodesk.com/projects/improve-suspension-performance>
- Carbonell, D. J. (2010). *Desarrollo de un programa de optimización de forma de componentes mecánicos mediante optimización topológica adaptiva*. Valencia.
- Costin, M., & Phipps, D. (1965). *RACING AND SPORTS CAR CHASSIS DESIGN*. United State of America: B. T. BATSFORD LTD.
- Cruz Castro, G. A., & Mesias Izurieta, D. F. (2013). *Diseño, construcción e implementación de sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competencia Fórmula SAE 2012*. Departamento de las Ciencias de la Energía y Mecánica, Latacunga.
- Cruz Castro, G. A., & Mesias Izurieta, D. F. (2013). *Diseño, construcción e implementación de sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competencia Fórmula SAE 2012*. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Departamentos de Ciencias de la Energía y Mecánica. Latacunga.: Departamento de las Ciencias de la Energía y Mecánica.
- Cuilliere, J. C., Francois, V., & Drouet, J. M. (2014). Towards the Integration of Topology Optimization into the CAD Process. *Taylor & Francis*, 22.
- Descartesfool. (3 de Julio de 2011). *honda-tech.com*. Recuperado el 25 de Noviembre de 2017, de <https://honda-tech.com/forums/road-racing-autocross-time-attack-19/formula-sae-thesis-how-design-optimal-bellcrank-2906944/>
- Dietsche, K.-H. (2011). *Manual de la técnica del automóvil*. California: Springs.
- Feandaluci. (Marzo de 2011). *Feandalucia*. Recuperado el 12 de Enero de 2018, de <https://www.feandalucia.ccoo.es/docu/p5sd8259.pdf>
- FSAE. (25 de 10 de 2017). *FSG*. Recuperado el 17 de Julio de 2017, de FSG: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
- Fuchs, H. O., & Stephens, R. I. (1980). *Metal Fatigue in Engineering*. Wiley.
- Garcés García, M. A. (Enero de 2012). *Diseño y construcción del sistema de suspensión para un vehículo tipo Formula Student*. Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica. Latacunga: LATACUNGA/ ESPE/ 2012. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/5101>
- Garzon, J. (31 de Mayo de 2012). *Blogspot*. Recuperado el 14 de Junio de 2017, de <http://jeroitim.blogspot.com/2012/05/suspensiones-vehiculos-parte-i.html>

- Guascal Sanguña, E. J., & Quiroz Dávalos, L. A. (2015). *Diseño y construcción de un chasis para el vehículo tipo fórmula SAE*. Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica. Carrera de Ingeniería Automotriz.
- Gutierrez, C. (27 de Marzo de 2017). *El Aula del Profesor Gutierrez*. Recuperado el 05 de Noviembre de 2017, de <http://elauladelprofesorgutierrez.blogspot.com/>
- Harris, B. (20 de Febreo de 2011). *Vintage Performance Developments*. Recuperado el 16 de Enero de 2018, de <http://www.v-performance.com/products/suspension.html>
- Hoosiertire. (23 de Febrero de 2018). *Hoosiertire*. Recuperado el 06 de Julio de 2017, de http://www.hoosiertire.com/contingency_rates/fsae/
- iberisa. (2001). *iberisa*. Recuperado el 19 de Abril de 2017, de <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>
- IMAC. (12 de Febreo de 2015). *IMAC*. Recuperado el 5 de Mayo de 2017, de http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Trabajos/Amortiguadores.pdf
- Markchang. (30 de Marzo de 2011). *Tertuliasdef1*. Recuperado el 12 de Octubre de 2017, de <https://tertuliasdef1.wordpress.com/2011/03/31/suspensiones-en-f1-objetivo-y-partes-push-rod-vs-pull-rod/>
- Measurements, M. (2016). *Morse Measurements*. Recuperado el 18 de Octubre de 2017, de <http://www.morsemeasurements.com/services/damper-characterization/>
- Meganeboy, D. (25 de Octubre de 2014). *Aficionados a la mecanica*. Recuperado el 14 de Junio de 2017, de <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension1.htm>
- Mejía González, D. S. (2015). *Diseño de manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplace para la competición en la Formula SAE*. Cuenca: Ingeniería Automotriz.
- Milliken. (27 de Febrero de 2014). *Tireburnout*. Obtenido de <https://tireburnout.wordpress.com/author/omarziane/>
- Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
- MotorIQ. (23 de Agosto de 2011). *MotorIQ*. Recuperado el 17 de Junio de 2017, de <http://www.motoiq.com/MagazineArticles/ID/2072/PageID/3483/Formula-SAE-What-a-Few-Car-College-Gear-Heads-Can-Do-In-Their-Free-Time.aspx>
- Pashley, T. (2012). *How to Build Motorcycle-engined Racing Cars*. England: Veloce Publishing.
- Pinterest. (23 de Marzo de 2012). *Pinterest*. Recuperado el 15 de Noviembre de 2017, de <https://www.pinterest.com/pin/313844667767668491/>
- Piola, G. (2012). *Formula 1: Technical Analysis 2011-2012*. Italia: Giorgio Nada Editore.
- progresivos, R. (27 de Marzo de 2017). *Touratech*. Recuperado el 26 de Octubre de 2017, de http://shop.touratech-españa.com/es/?id_product=1776&controller=product
- progresivos, R. (27 de Marzo de 2017). *Touratech*. Recuperado el 18 de Diciembre de 2017, de http://shop.touratech-españa.com/es/?id_product=1776&controller=product

- Purdue FSAE. (12 de Octubre de 2017). Recuperado el 20 de Agosto de 2017, de front suspension 2: <https://www.flickr.com/photos/39370869@N04/5190531254>
- Purdue, F. (19 de 11 de 2010). *flickr*. Recuperado el 16 de Julio de 2017, de flickr, compañía de yahoo: <https://www.flickr.com/photos/39370869@N04/5190531254>
- Quishpe Sacancela, A. D., & Toapanta Paca, F. S. (2014). *Diseño, construcción e implementación de los sistemas de suspensión, dirección y frenos de un vehículo blindado 4x4*. Latacunga.
- Radio, M. d. (14 de Enero de 2016). *Minutochiapas*. Recuperado el 10 de Octubre de 2017, de <http://www.minutochiapas.com/realizan-analisis-de-modalidad-de-radio-de-giro-en-tuxtla/>
- Redell, F. (20 de Enero de 2008). *ketiv*. Recuperado el 16 de Octubre de 2017, de <http://ketiv.com/pdf/AMA2008/Understanding%20and%20Applying%20FEA.pdf>
- Rendle, S. (2011). *Red Bull Racing F1 Car*. California: Haynes North America.
- Rendle, S. (2015). *Red Bull Racing F1 Car*. Estados Unidos: Haynes.
- Resortescar. (23 de Febrero de 2018). *Resortescar*. Recuperado el 14 de Abril de 2017, de <http://www.resortescar.com.ar/informacion-tecnica.php>
- Reza N., J. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. New York: Springer.
- Rodamientos. (16 de Julio de 2014). *Idre*. Recuperado el 11 de Octubre de 2017, de <http://idre-sa.com/hosting/idre/productos/rodamientos/LS/lS.php>
- Rodríguez, A. (9 de Febrero de 2014). *Albrodpulf1*. Recuperado el 12 de Noviembre de 2017, de <https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/02/09/analisis-push-rod-pull-rod/>
- Seward, D. (2014). *Race Car Design*. New York: Palgrave.
- Shankenstein. (Enero de 2013). *Ft86club*. Recuperado el 14 de Diciembre de 2017, de <http://www.ft86club.com/forums/showthread.php?p=2333974>
- SHARCNET. (14 de Julio de 2015). Recuperado el 10 de Diciembre de 2017, de https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_msh/msh_jacobian_ratio.html
- sharcnet. (26 de Julio de 2015). *Sharcnet*. Recuperado el 14 de Noviembre de 2017, de https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_msh/msh_skewness.html
- SHARCNet. (14 de Julio de 2015). *SHARCNet*. Recuperado el 09 de Diciembre de 2017, de https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/wb_msh/msh_orthogonal_quality.html
- SHARCNET. (14 de Julio de 2015). *SHARCNET*. Recuperado el 11 de Diciembre de 2017, de https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_msh/msh_skewness.html
- Shaw, J. (7 de Octubre de 2016). *Simscale*. Recuperado el 16 de Julio de 2017, de <https://www.simscale.com/blog/2016/10/digital-design-formula-sae/fastway-fsae-upright-fea/>

- Sigmund, O., & Bendsoe, M. (2004). *Topology Optimization*. Denmark: Springer-Verlag.
- Student, F. (17 de Febrero de 2017). *Wikipedia*. Recuperado el 19 de Julio de 2017, de https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=F%C3%B3rmula_Student&oldid=96971820
- Suspensión. (12 de Noviembre de 2014). *Aficionadosalamecanica*. Recuperado el 14 de Julio de 2017, de <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>
- Vera, C., Álvarez, M., & Luque Rodríguez, P. (2008). *Sistema y Comportamiento Dinámico*. Madrid: Thomson Editoriales.
- Virtual, T. (7 de Junio de 2012). *Actualidadmotor*. Recuperado el 16 de Noviembre de 2017, de <https://www.actualidadmotor.com/es-hora-de-realizar-una-alineacion-de-nuestro-coche-parte-ii/>
- Wikiuser100. (22 de Enero de 2018). *Wikipedia*. Recuperado el 26 de Febrero de 2018, de https://en.wikipedia.org/wiki/Double_wishbone_suspension

ANEXOS



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: **JUAN CARLOS PALACIOS GALLEGOS Y LENIN PAUL SANGOPANTA BONETE.**

En la ciudad de Latacunga, a los **9 días del mes de marzo del 2018.**




Ing. Danilo Zambrano
DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:



Ing. Danilo Zambrano
DIRECTOR DE CARRERA



Dr. Freddy W. Jaramillo Checa
SECRETARIO ACADÉMICO

