



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ

TEMA: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA SUSPENSIÓN DELANTERA TIPO TRIANGULAR DE UN VEHÍCULO FSAE SOMETIDO A CARGAS ARMÓNICAS

AUTORES:

QUIMBIULCO REVELO FERNANDO DAVID

QUISPE BURGA ZHIRU DENNIS

DIRECTOR: ING. JORGE LUIS MELO OBANDO, MSc.

IBARRA, 2023

CERTIFICADO

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es “DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA SUSPENSIÓN DELANTERA TIPO TRIANGULAR DE UN VEHÍCULO FSAE SOMETIDO A CARGAS ARMÓNICAS” presentado por los señores: Fernando David Quimbiulco Revelo y Quispe Burga Zhiru Dennis, con números de cédulas 172723547-3 y 100437361-7, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 15 días del mes de mayo del 2023

Atentamente



Ing Jorge Luis Melo Obando, MSc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1727235473		
APellidos y Nombres:	QUIMBIULCO REVELO FERNANDO DAVID		
DIRECCIÓN:	CAYAMBE-JUAN MONTALVO		
EMAIL:	fdquimbiulcor@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	02-212-8020	TELÉFONO MÓVIL:	0959143929

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1004373617		
APellidos y Nombres:	QUISPE BURGA ZHIRU DENNIS		
DIRECCIÓN:	OTAVALO-CARDÓN BAJO		
EMAIL:	zdquispeb@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0985255757
DATOS DE LA OBRA			
TÍTULO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA SUSPENSIÓN DELANTERA TIPO TRIANGULAR DE UN VEHÍCULO FSAE SOMETIDO A CARGAS ARMÓNICAS		
AUTOR (ES):	QUIMBIULCO REVELO FERNANDO DAVID-QUISPE BURGA ZHIRU DENNIS		
FECHA: DD/MM/AAAA	15/05/2023		
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO			
PROGRAMA:	<input checked="" type="checkbox"/> PREGRADO <input type="checkbox"/> POSGRADO		
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA AUTOMOTRIZ		
ASESOR /DIRECTOR:	ING. JORGE LUIS MELO OBANDO, MSc.		

2. CONSTANCIAS

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que son los titulares de los

derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 15 días del mes de mayo de 2023

LOS AUTORES:

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'F. Quimbiulco', written in a cursive style.

(Firma)

Quimbiulco Revelo Fernando David
1727235473

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Dennis Zhiru Quispe', written in a cursive style.

(Firma)

Quispe Burga Zhiru Dennis
1004373617

DEDICATORIA

El presente trabajo grado se lo dedico a Dios y a mi familia, quienes me han apoyado a lo largo de mi carrera universitaria y durante cada paso de mi vida.

Fernando David Quimbiulco Revelo.

DEDICATORIA

Con gran orgullo dedico este trabajo de grado a mis padres Olga Burga y Patricio Quispe, quienes han sido mi sustento durante toda mi vida sin ellos nada de esto sería posible, eternamente agradecido por nunca abandonarme y motivarme a continuar esta linda carrera universitaria, con profundo cariño este logro es de ustedes queridos padres.

A toda mi familia: tíos, tías, abuelos y primos ya que, me han apoyado de todas las maneras posibles, siempre respaldándome en cada decisión que he tomado brindándome esa protección y ese amor familiar incondicional que tanto me ha ayudado a crecer como persona.

Por último, quisiera dedicar esta tesis a mis primos: Walter, Ethan, Alison especialmente a mi hermana menor Kaina para motivarlos a seguir aprendiendo y ser siempre los mejores, porque ustedes son el futuro de la familia.

Zhiru Dennis Quispe Burga

AGRADECIMIENTO

Me gustaría expresar mis más profundos agradecimientos a la Universidad Técnica del Norte por brindarme la oportunidad de formarme como profesional. A mi director, Ingeniero Jorge Melo, y a mi asesor, Ingeniero Victor Montenegro, les agradezco por su invaluable ayuda y apoyo durante todo el proceso de elaboración de este proyecto. Asimismo, quiero agradecer a todos mis profesores, compañeros de clases y amigos por su por su valiosa contribución en mi formación académica y personal.

Fernando David Quimbiulco Revelo

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por brindarme la vida y la salud a través de todo este trayecto, además agradecerle por los fabulosos padres y grandiosa familia que me ha otorgado.

De igual manera agradezco a mi tutor Ingeniero Jorge Melo y a mi supervisor Ingeniero Victor Montenegro por brindarnos su tiempo, quienes siempre estuvieron dispuestos a ayudarnos con sus amplios conocimientos durante la realización de este proyecto. También quiero agradecer a los docentes quienes nos apoyaron durante la realización de esta tesis.

Finalmente quiero agradecer a la Universidad Técnica del Norte y a la carrera de Ingeniería Automotriz por abrirme las puertas de una gran institución y darme la oportunidad de convertirme en un profesional.

Zhiru Dennis Quispe Burga

ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN	xxv
Abstract.....	xxvii
INTRODUCCIÓN.....	xxix
CAPÍTULO I.....	1
1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.1.1 Cargas armónicas.....	1
1.1.2 Softwares computacionales	2
1.2 Planteamiento del Problema	3
1.3 Problema.....	3
1.3.1 Pregunta de investigación.....	3
1.4 Situación Actual	3
1.5 Objetivos.....	5
1.5.1 Objetivo General.....	5
1.5.2 Objetivos Específicos	5
1.6 Justificación	5
1.7 Alcance	7
1.8 Prospectiva	7

1.9 Competencia fórmula SAE.....	7
1.9.1 Reglamento fórmula SAE 2021 mención a la suspensión.....	8
1.9.2 Categorías	8
1.9.3 Disciplinas	9
1.10 Sistema de suspensión	10
1.10.1 Principio de funcionamiento.....	10
1.10.2 Tipos de suspensión.....	11
1.10.3 Clasificación de sistemas de suspensión de eje rígido	12
1.10.4 Clasificación de sistemas de suspensión independientes	14
1.10.5 Tipos de suspensión para competencia.....	16
1.11 Componentes de la suspensión.....	18
1.11.1 Silentblocks y cojinetes elásticos	18
1.11.2 Rótulas	19
1.11.3 Brazo de suspensión	19
1.11.4 Barra estabilizadora	20
1.11.5 Elementos elásticos	20
1.12 Geometría de la suspensión	23
1.12.1 Camber	23
1.12.2 Caster	24

1.12.3 King pin	25
1.12.4 Convergencia y divergencia (TOE).....	26
1.12.5 Centro de balanceo	27
1.12.6 Centro de gravedad.....	27
1.13 Dinámica del sistema de suspensión	28
1.13.1 Vibraciones mecánicas	28
1.13.2 Vibraciones forzadas amortiguadas.....	28
1.13.3 Movimiento armónico simple.....	29
1.14 Herramientas para modelamiento y simulación	31
1.14.1 SolidWorks para estudiantes	31
1.14.2 ANSYS estudiante	31
CAPÍTULO II.....	32
2. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	32
2.1 Selección del modelo de suspensión: Pull vs Push	33
2.2 propuestas geométricas en 2D y ubicación de la suspensión	34
2.2.1 Primera propuesta	34
2.2.2 Segunda propuesta.....	35
2.2.3 Tercera propuesta	36
2.2.4 Ubicación del sistema de suspensión	36

2.3 Software CAD: SolidWorks para estudiantes	37
2.4 Diseño y ensamble de piezas de una suspensión Push-Rod	38
2.4.1 Rótula.	38
2.4.2 Mesas triangulares	38
2.4.3 Barra push.....	39
2.4.4 Rocker.....	40
2.4.5 Mangueta	41
2.4.6 Ensamble del sistema.....	41
2.5 Determinación de las fuerzas que actúan sobre el sistema de suspensión.....	42
2.5.1 Centro de gravedad.....	42
2.5.2 Cálculo de la distribución de masas del vehículo.....	43
2.5.3 Cálculo antivuelco	46
2.5.4 Fuerzas que actúan en un obstáculo	47
2.5.5 Datos obtenidos del análisis de cargas	48
2.6 Análisis dinámico de la suspensión mediante el software ANSYS.....	48
2.6.1 Preproceso	49
2.6.2. Configuración de los materiales	51
2.6.3 Proceso 1: Estudio estático	54
2.6.4 Proceso 2: Estudio Modal.....	70

2.6.5 Proceso 3: Estudio Armónico	73
CAPÍTULO III	76
3. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	76
3.1 Análisis Estático	76
3.1.1 Tension de von mises	76
3.1.2 Factor de seguridad.....	77
3.2 Análisis Modal.....	77
3.3 Análisis Armónico.....	81
3.4 Propuesta de diseño	83
3.4.1 Tensión de Von Mises	84
3.4.2. Factor de seguridad.....	84
3.4.3 Modos de vibración y frecuencias naturales.....	85
3.4.4 Análisis de respuesta armónica del sistema de suspensión mejorado	86
CAPÍTULO IV	89
4. MANUFACTURA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	89
4.1 Selección de materiales	89
4.1.1 Propiedades mecánicas de materiales.....	89
4.2 Brazos de suspensión.....	93
4.3 Soportes de anclajes de amortiguadores.....	94

4.4 Soportes de amortiguadores.....	95
4.5 Anclajes	96
4.6 Barra push rod	97
4.7 Rocker.....	98
4.8 Ensamble	99
CAPÍTULO V	101
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	101
5.1 Conclusiones.....	101
5.2 Recomendaciones	103
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	104
Anexos	108

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Eventos estáticos	9
Tabla 1.2 Eventos dinámicos.....	10
Tabla 2.1 Ponderación	33
Tabla 2.2 Análisis de cargas.....	48
Tabla 3. 1 Modos de vibración y frecuencias naturales	77
Tabla 4.1. Materiales de cada elemento del sistema de suspensión	89
Tabla 4.2 Características del amortiguador	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Suspensión eje rígido	11
Figura 1. 2 Suspensión independiente	12
Figura 1. 3 Suspensión Hotchkiss	12
Figura 1. 4 Suspensión Four-Link.....	13
Figura 1. 5 Suspensión Puente de Dion.....	13
Figura 1. 6 Suspensión McPherson	14
Figura 1. 7 Suspensión brazos tirados	15
Figura 1. 8 Suspensión Multibrazo.....	15
Figura 1. 9 Paralelogramo Deformable	16
Figura 1. 10 Sistema Pull-Rod	17
Figura 1. 11 Sistema Push-Rod	18
Figura 1. 12 Silentblocks	18
Figura 1. 13 Rótulas	19
Figura 1. 14 Brazo de suspensión.....	19
Figura 1. 15 Barra estabilizadora.....	20
Figura 1. 16 Barras de torsión	21
Figura 1. 17 Ballestas	21
Figura 1. 18 Muelle Helicoidal.....	22

Figura 1. 19 Amortiguadores.....	23
Figura 1. 20 Ángulo de caída	24
Figura 1. 21 Ángulo de avance.....	25
Figura 1. 22 Ángulo de inclinación	25
Figura 1. 23 Ángulo de inclinación	26
Figura 1. 24 Toe	26
Figura 1. 25 Centro de balanceo.....	27
Figura 1. 26 Centro de balanceo.....	28
Figura 1. 27 Movimiento armónico simple	30
Figura 1. 28 Movimiento armónico simple	30
Figura 2. 1 Flujograma metodológico	32
Figura 2. 2 Carrocería.....	34
Figura 2. 3 Primera propuesta de diseño	35
Figura 2. 4 Segunda propuesta de diseño	35
Figura 2. 5 Tercera propuesta de diseño.....	36
Figura 2. 6 Diseño de carrocería.....	37
Figura 2. 7 Rótula.....	38
Figura 2. 8 Mesas triangulares	39
Figura 2. 9 Barra push	39

Figura 2. 10 Relación de ángulos	40
Figura 2. 11 Diseño de rocker	40
Figura 2. 12 Diseño y extrusión de rocker	41
Figura 2. 13 Mangueta.....	41
Figura 2. 14 Ensamble de suspensión.....	42
Figura 2. 15 Centro de balanceo.....	43
Figura 2. 16 Centro de balanceo fórmula SAE.....	43
Figura 2. 17 Cálculo Antivuelco	46
Figura 2. 18 Ancho de vía	47
Figura 2. 19 Transformación de los componentes de la suspensión en superficies	49
Figura 2. 20 ANSYS Workbench.....	49
Figura 2. 21 Topología compartida	50
Figura 2. 22 Uniones dobles, triples y múltiples	50
Figura 2. 23 Espacio de trabajo Workbench	51
Figura 2. 24 Configuración de materiales	51
Figura 2. 25 Librería de materiales ANSYS	52
Figura 2. 26 Edición de propiedades de materiales.....	52
Figura 2. 27 Aceros para realizar el análisis.....	53
Figura 2. 28 Inserción de geometría de la suspensión.....	53

Figura 2. 29 Estudio estático	54
Figura 2. 30 Vinculación de materiales y geometría.....	54
Figura 2. 31 Edición de geometría	55
Figura 2. 32 Asignación de espesores del sistema	55
Figura 2. 33 Comando offset type	56
Figura 2. 34 Configuración de la masa del neumático	56
Figura 2. 35 Masa distribuida del neumático	57
Figura 2. 36 Ubicación de masa distribuida	57
Figura 2. 37 Inserción de amortiguador	58
Figura 2. 38 Parámetros del amortiguador	58
Figura 2. 39 Configuración de los elementos referencia y móvil.....	59
Figura 2. 40 Zona de desplazamiento del amortiguador	59
Figura 2. 41 Asignación de la constante de elasticidad.....	59
Figura 2. 42 Asignación del coeficiente de amortiguamiento.....	60
Figura 2. 43 Amortiguador del sistema de suspensión.....	60
Figura 2. 44 Generación de malla	61
Figura 2. 45 Mallado con elementos hexaédricos	61
Figura 2. 46 Configuración de mallado.....	62
Figura 2. 47 Número de elementos y nodos	62

Figura 2. 48 Calidad de mallado.....	63
Figura 2. 49 Método Jacobian Ratio	63
Figura 2. 50 Fuerza de gravedad	64
Figura 2. 51 Gravedad estándar de la tierra.....	64
Figura 2. 52 Insertar fuerza	65
Figura 2. 53 Asignación de la fuerza.....	65
Figura 2. 54 Ubicación de la fuerza.....	66
Figura 2. 55 Fuerza en la componente Y.....	66
Figura 2. 56 Asignación de la fuerza resultante	67
Figura 2. 57 Soportes fijos	67
Figura 2. 58 Asignación de soportes fijos	68
Figura 2. 59 Solución estudio estático.....	68
Figura 2. 60 Inserción del Factor de seguridad	69
Figura 2. 61 Resolución del análisis estático	69
Figura 2. 62 Análisis Modal	70
Figura 2. 63 Vinculación entre el análisis estático y modal	70
Figura 2. 64 Enlace entre el análisis estático y modal.....	71
Figura 2. 65 Configuración análisis modal	71
Figura 2. 66 Numero de modos de vibración a encontrar	71

Figura 2. 67 Modos de vibración y frecuencia Natural	72
Figura 2. 68 Create Mode Shape Results	72
Figura 2. 69 Estudio armónico	73
Figura 2. 70 Configuración análisis armónico	73
Figura 2. 71 Inserción de la fuerza	74
Figura 2. 72 Solución análisis armónico	74
Figura 3.1 Tensión de Von Mises en el sistema de suspensión.....	76
Figura 3. 2 Factor de seguridad del sistema de suspensión.....	77
Figura 3. 3 Deformación total del primer modo de vibración.....	78
Figura 3. 4 Deformación total del segundo modo de vibración	79
Figura 3. 5 Deformación total del tercer modo de vibración	79
Figura 3. 6 Deformación total del cuarto modo de vibración.....	80
Figura 3. 7 Deformación total del quinto modo de vibración	80
Figura 3. 8 Deformación total del sexto modo de vibración	81
Figura 3. 9 Esfuerzo Von Mises en la respuesta armónica de la suspensión	81
Figura 3. 10 Desplazamiento de la rueda en el sistema de suspensión	82
Figura 3. 11 Esfuerzo en función de la frecuencia	83
Figura 3. 12 Esfuerzo Von Mises de la suspensión mejorada.....	84
Figura 3. 13 Factor de seguridad de la suspensión mejorada.....	85

Figura 3. 14	Modos de vibración y frecuencias naturales de la suspensión mejorada .85
Figura 3. 15	Esfuerzo Von Mises en el análisis armónico de la suspensión mejorada 86
Figura 3. 16	Desplazamiento de la rueda en el sistema de suspensión mejorado87
Figura 3. 17	Esfuerzo en función de la frecuencia en el sistema mejorado87
Figura 4. 1	Propiedades del acero ASTM A3690
Figura 4. 2	Propiedades del acero AISI 1018.....90
Figura 4. 3	Propiedades del acero ASTM A50091
Figura 4. 4.	Características perno grado 8.8.....91
Figura 4. 5	Amortiguadores CK110S.....92
Figura 4. 6	Brazos de suspensión terminados93
Figura 4. 7	Soportes de anclajes de amortiguadores94
Figura 4. 8	Moldes de anclajes para amortiguador.....95
Figura 4. 9	Soldadura de los anclajes del amortiguador.....95
Figura 4. 10.	Soldadura de anclajes del brazo y rocker de la suspensión.....96
Figura 4. 11.	Corte de tubo para barra push97
Figura 4. 12	Soldadura de barra push rod.....97
Figura 4. 13	Barra push rod terminada.....98
Figura 4. 14	Construcción de rockers.....98

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación (1)	29
Ecuación (2)	29
Ecuación (3)	44
Ecuación (4)	44
Ecuación (5)	44
Ecuación (6)	44
Ecuación (7)	45
Ecuación (8)	46
Ecuación (9)	47
Ecuación (10)	47
Ecuación (11)	47
Ecuación (12)	48

ÍNDICE DE ANEXOS

Figura 1 Planos del bastidor	108
Figura 2 Plano barra push.....	109
Figura 3 Plano rocket	110
Figura 4 Plano suspensión FSAE	111
Figura 5 Entrega del vehículo FSAE.....	112

RESUMEN

En los últimos años la carrera de ingeniería automotriz de la Universidad Técnica del Norte ha estado trabajando en la construcción de un vehículo fórmula SAE, sin embargo, el vehículo incumple con el reglamento de competencia FSAE debido a que, el sistema de suspensión implementado en la carrocería resulta ser muy rígido para este tipo de competencia. En este contexto, el presente trabajo fue desarrollado con el propósito de diseñar y construir un sistema de suspensión delantero tipo triangular para un vehículo FSAE que cumpla con las normas impuestas por la fórmula SAE, usando el método de análisis de respuesta armónica. En general, el alcance de este estudio fue el montaje de un sistema de suspensión Push rod para la estructura tubular del auto FSAE que pertenece a la carrera de ingeniería automotriz de la Universidad Técnica del Norte

Para ello, se realizó una revisión bibliografía en lo que respecta a fundamentos teóricos de una suspensión, sus componentes, los parámetros geométricos y cinemáticos que interviene en el sistema y en las fases de diseño.

Posteriormente, se realizó tres propuestas de diseño y se seleccionó la más adecuada para la carrocería existente, para después llevar a cabo el diseño asistido por ordenador y el ensamble de cada elemento del sistema de suspensión en SolidWorks.

A continuación, se determinaron las fuerzas que actúan sobre el sistema durante el funcionamiento y en el software Ansys se desarrollaron todos los procedimientos necesarios, como la calidad del mallado, la asignación de materiales y la aplicación de fuerzas para realizar pruebas de vibración y analizar el comportamiento de la suspensión bajo cargas armónicas.

Con el análisis de respuesta armónica se pudo predecir dónde la estructura es más propensa a fracturarse a una frecuencia determinada, de modo que, se llevó a cabo una propuesta de mejora en el diseño de suspensión. El nuevo sistema cumplió con la normativa impuesta por el reglamento, se logró una reducción en el peso y además mejoró su elasticidad y amortiguación en carretera.

Para terminar, se realizó el proceso de construcción de la suspensión utilizando los planos obtenidos en SolidWorks. El primer paso consistió en adquirir los materiales y componentes necesarios para la manufactura. Las máquinas-herramienta empleadas durante la construcción fueron: torno mecánico, soldadora MIG, amoladora y taladro de banco. Por último,

se fijó el sistema de suspensión delantero a la carrocería y se comprobó que funcionaba correctamente. Una vez finalizado este proyecto, se espera que en futuros trabajos sobre el mismo modelo FSAE mejoren el sistema de dirección, transmisión y encendido con el fin de crear un modelo competitivo que cumpla con el reglamento de la fórmula SAE.

ABSTRACT

The Automotive Engineering Major of the Técnica del Norte University has lately been working on the construction of a SAE formula vehicle; however, the vehicle does not comply with the FSAE competition regulations due to the fact that the suspension system implemented in the bodywork turns out to be too rigid for this type of competition. In this context, this research was aimed at designing and building a triangular-type front suspension system for an FSAE vehicle that complies with the standards imposed by the SAE formula, using the harmonic response analysis method. In general, the scope of this study was to assemble a Push rod suspension system for the tubular structure of the FSAE car that belongs to the automotive engineering major of the Técnica del Norte University.

For this purpose, a literature review was carried out regarding the theoretical foundations of a suspension, its components, the geometric and kinematic parameters involved in the system, and the design phases. Subsequently, three design proposals were made and the most appropriate one was selected for the existing bodywork, and then, the computer-aided design and assembly of each element of the suspension system was carried out in SolidWorks.

After that, the forces acting on the system during the operation were determined; in Ansys software, all the necessary procedures were developed, such as meshing quality, material allocation, and force application to perform vibration tests and analyze the suspension behavior under harmonic loads.

Through the harmonic response analysis, it was possible to predict where the structure is more prone to fracture at a given frequency, so a proposal for improvement in the suspension design was carried out. The new system complied with the standards imposed by the regulations; a reduction in weight was reached, and also, its elasticity and damping on the road were improved.

Finally, the suspension construction process was carried out using the plans obtained in SolidWorks. The first step was to acquire the materials and components needed for manufacturing. The machine tools used during the construction were: a mechanical lathe, a MIG welder, a grinder, and a bench drill. Finally, the front suspension system was attached to the body and tested for proper operation. Once this project is completed, future work on the same

FSAE model is expected to improve the steering, transmission, and ignition system in order to create a competitive model that complies with the SAE formula regulations.

INTRODUCCIÓN

La fórmula SAE es una competición organizada por SAE internacional, que se realiza una vez al año y en la que estudiantes universitarios de todo el mundo demuestran su talento para diseñar y crear sus propios vehículos tipo fórmula.

En nuestro país poco a poco esta competencia va tomando fuerza, es por ello que, las universidades aspiran llegar a participar en esta competencia internacional, sin embargo, solo unas cuantas instituciones universitarias del país han participado. En Ecuador únicamente dos universidades han sido capaces de participar a nivel internacional, la Universidad de las Fuerzas Armadas y la Universidad Politécnica Salesiana, debido a que los diseños de las demás universidades no cumplen con los requisitos impuestos por la normativa FSAE. Por este motivo, este trabajo a realizar es bastante factible y muy prometedor cuya meta es que en algún momento lograr participar en esta competencia. Esta tesis se centra en el diseño y construcción de un sistema de suspensión bajo un análisis armónico, dicho sistema debe cumplir con varias normas impuestas por el reglamento FSAE y además de tener un funcionamiento adecuado.

La suspensión es uno de los sistemas primordiales del vehículo, ya que se encarga de mantener el auto en contacto con la carretera, en una competencia de fórmula SAE la suspensión tiene un papel muy importante, ya que se encarga de mantener la estabilidad y de absorber las irregularidades de la pista cuando está en funcionamiento. Por estos motivos, en esta tesis se busca diseñar una suspensión ideal para este tipo de competencia y analizar el comportamiento de la suspensión al estar expuesta a cargas armónicas. Para llevar a cabo el proyecto se utilizará softwares sofisticados de diseño y simulación como lo son SolidWorks junto con ANSYS. Además de eso, durante el proceso de manufactura se utilizará materiales que hayan sido usados en investigaciones previas a suspensiones FSAE y que estén disponibles en el mercado nacional.

Finalmente, el proyecto culminará con la construcción del sistema de suspensión de brazos triangulares y su posterior ensamble a la carrocería que posee la carrera de Ingeniería automotriz de la Universidad Técnica del Norte.

CAPÍTULO I

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1.1 ANTECEDENTES

Según Gaffney & Salinas (1997) “La Fórmula SAE es una competición originada en Estados Unidos en 1980 con el apoyo de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE)” (pág. 13). Se trata de una categoría de competición automovilística entre universidades de todo el mundo, cuyo objetivo es la intervención en el diseño de vehículos realizados por estudiantes, los equipos participantes tienen el propósito de llegar a competir fuera del país y enfrentarse a universidades internacionales. Esta competencia no ha sido muy reconocida en Ecuador, pero poco a poco ha tomado relevancia dentro de las universidades que cuentan con ingenierías relacionadas al ámbito automotriz.

Cabe señalar que, el sistema de suspensión es uno de los principales componentes de un vehículo., este es el que conecta la carrocería con sus ruedas y permite un movimiento relativo entre los dos y por lo tanto, aísla el vehículo de golpes generados por la carretera. El sistema de suspensión se compone de muelles, amortiguadores, brazos, varillas, rótulas y el aire en los neumáticos para absorber impactos y proporcionar un mejor agarre a la vía, dando calidad de conducción y seguridad a los ocupantes, en curvas y en el frenado por igual (Vignesh et al., 2019).

1.1.1 CARGAS ARMÓNICAS

Las cargas armónicas hacen referencia a vibraciones mecánicas, las cuales no son más que el movimiento de un cuerpo u objeto que oscila en torno a su posición de equilibrio y para volver a su posición original requiere de la intervención de unas fuerzas denominadas “restauradoras” que pueden ser elásticas o gravitacionales (Beer et al. 2010). Por lo general, estas vibraciones hacen referencia a movimientos indeseables en determinadas estructuras o maquinaria. En este sentido, en la actualidad el estudio de vibraciones se ha hecho de vital importancia con el propósito de eliminar estos movimientos no deseados.

En la tesis presentada por Jácome (2020) en la Universidad Técnica del Norte bajo el nombre de “Diseño y construcción de un sistema de suspensión para un vehículo monoplaza formula SAE” se desarrolla un análisis bajo cargas estáticas donde se calculó desplazamientos,

deformaciones y fuerzas de reacción, sin que se encuentre estudios relacionados a cargas armónicas, por lo que se indagó en trabajos previos realizados por otras universidades en el tema de diseño de suspensiones. La Escuela Superior Politécnica de Chimborazo cuenta con un diseño, sin embargo, los estudios presentados por Arellano Villares & Taday Yupanqui (2016) muestran únicamente un análisis estático. En una tesis desarrollada en la Universidad Carlos III de Madrid del autor Pulido (2014) de igual manera, se encontró solamente un diseño de suspensión bajo un análisis estático. Por consiguiente, un estudio de cargas armónicas resulta ser escaso, con información limitada, es por ello que, el tema de esta investigación pretende mostrar un análisis diferente al estático realizando un estudio armónico.

1.1.2 SOFTWARES COMPUTACIONALES

Los programas informáticos de modelización se han convertido en una herramienta muy útil en ingeniería, especialmente en el campo del diseño. En el ámbito automotriz son usados previo a la manufactura de los componentes automotrices como el sistema de suspensión, debido a que permiten corregir errores de diseño antes de producir el componente, por ejemplo, los autos de rally ocupan el método de simulación en MSC ADAMS antes de llevar el prototipo de las suspensiones a pruebas de conducción, logrando así comparar diferentes tipos de suspensiones tales como el de doble horquilla de velocidad lineal y progresiva. Gracias a los softwares se pueden realizar simulaciones dinámicas de sistemas multicuerpos y comparaciones estadísticas para los sistemas de suspensión del vehículo, además de que el proceso CAE ahorra tiempo y dinero (Prastiyo & Fiebig, 2021).

En la investigación realizada por Chauhan et al. (2021) enfocada al diseño y construcción de suspensiones FSAE en Indira Gandhi Delhi Technical University for Women en el Diseño, modelado y simulación de la geometría de suspensión para un vehículo fórmula student, se realizó un análisis de elementos finitos en ANSYS, a través del cual se concluyó que, ocupar un acero AISI 1018 permite reducciones en peso con factores de seguridad muy seguros. Además, se recalca que el material de cada componente del sistema debe ser tomado con un análisis individual.

En este sentido, los materiales del que están hechos estos componentes desempeñan un papel muy importante; es así que, en el diseño de resortes convencionalmente se utilizan aleaciones de titanio y aceros para muelles helicoidales debido a que tienen buenas propiedades,

aunque no son más fuertes que los materiales de fibra(Sreenivasan et al., 2020). Sin embargo, algunas investigaciones señalan que los mencionados materiales convencionales no tiene la resistencia adecuada para hacer frente a cargas y tensiones elevadas (Pastorcic et al., 2019). Debido a esto, dentro de la industria automotriz se propone cambiar a materiales de fibras por presentar mejor resistencia (Sreenivasan et al., 2020).

Es importante tener en cuenta que la construcción de una suspensión tipo fórmula se rige por las normas de la página oficial de la fórmula SAE, en donde indica todos los requisitos que debe cumplir el vehículo, como las restricciones de diseño, sus reparaciones, modificaciones, altura desde el suelo, dimensiones de las ruedas, tipos de neumáticos, tipos de rótulas, pernos a utilizar y distancia entre sus ejes (SAE, 2020).

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El problema surge de la necesidad de desarrollar un vehículo para competición SAE, en este caso, diseñar una suspensión delantera para el FSAE basado en el análisis de cargas armónicas simulando condiciones de pista lo más apegadas a la realidad. Por lo que se requiere que la suspensión sea capaz de cumplir con éxito todos los requisitos de competencia como: estabilidad, resistencia a la fatiga, además de ser ligero, viable y brindar confiabilidad. En este sentido, la presente tesis tiene como propósito, que el prototipo en cuestión sirva como punto de partida para posteriores diseños del sistema de suspensión del modelo, que podrán ser mejorados tras este trabajo técnico.

1.3 PROBLEMA

1.3.1 PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN

¿De qué manera influyen las cargas armónicas en una suspensión de tipo triangular en un vehículo fórmula SAE?

1.3.1.1 Variables

- Tipos de carga
- Tipo de suspensión
- Prototipo CAD

1.4 SITUACIÓN ACTUAL

Según las palabras del ingeniero Celin Padilla docente en Escuela Superior Politécnica de Chimborazo “Las Universidades pioneras dentro de la competición SAE en nuestro país han

sido, la Escuela Superior Politécnica de las Fuerzas Armadas (ESPE) y la Universidad Politécnica Salesiana”. Estas dos instituciones ya han tenido el orgullo de representar al Ecuador en competencias internacionales.

Este tipo de competición se viene popularizando cada vez más en el campo automotriz y en la Universidad Técnica del Norte no es la excepción. Actualmente la carrera de Ingeniería Automotriz sigue desarrollando un modelo de competencia con la ayuda de docentes y estudiantes aplicando el conocimiento adquirido en clases para lograr fabricar un vehículo tipo fórmula y así, formar parte del grupo de universidades que cuentan con su propio vehículo de fórmula SAE. De modo que, se ha trabajado en tesis en torno a la realización de este prototipo, donde se verán inmersos todos los estudiantes, siendo partícipes directos de la construcción y mejora del Fórmula SAE que represente a esta universidad.

Hasta el presente día el vehículo se encuentra completo en un 70%, contando con una carrocería, motor, frenos y sistema de suspensión, aunque, no es el adecuado para este tipo de vehículos. Los autos de carrera usualmente utilizan una suspensión de doble horquilla con varilla de tracción (pull rod) o varilla de empuje (push rod) a causa de la facilidad en el diseño y el uso de componentes más ligeros. Por lo general una fórmula student cuenta con una combinación de ambas, push rod para la suspensión delantera y pull rod para la suspensión trasera. Esta combinación está basada en las suspensiones de los autos de fórmula uno (Saurabh et al., 2016). Además, según Chepkasov et al (2016) este tipo de suspensión en vehículos comerciales llega a ser una desventaja debido a su tamaño, sin embargo, en coches de competencia es la que mejor se adapta al momento de resistir un vuelco, independientemente del tamaño y estructura del vehículo.

En Ecuador, se han empleado este tipo de suspensiones en proyectos de investigación universitarios, como en la Universidad Politécnica del Chimborazo, donde se introdujo el uso del sistema de suspensión push-rod en ambos ejes. Esto se debió a que se consideró más resistente y confiable que otras alternativas. En la Universidad Politécnica Salesiana también se utilizó en el sistema push-rod debido a que se adaptaba en especial al costo de fabricación y al espacio disponible. En la Universidad Técnica del Norte el vehículo FSAE tiene implementado un sistema de suspensión tipo doble A pero, no cuenta con una barra pull o push y la suspensión

instalada ha sido diseñada bajo estudios estáticos, la cual no se apega en su totalidad a la realidad al momento de la conducción.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una suspensión delantera tipo triangular para un vehículo fórmula SAE mediante el uso de software CAD y un software CAE para el análisis de cargas armónicas con la finalidad de fabricar un diseño eficiente.

1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Indagar la normativa y reglamentación de competencia fórmula SAE para realizar la suspensión.
- Generar una propuesta de diseño de una suspensión tipo triangular para un vehículo fórmula SAE.
- Analizar el comportamiento de la suspensión al ser sometido a cargas armónicas mediante software de simulación
- Construir la suspensión delantera utilizando materiales que sean capaces de mantener estabilidad, confort y soportar las cargas a la que va a ser sometido.

1.6 JUSTIFICACIÓN

El propósito de este proyecto es optimizar el sistema de suspensión del vehículo fórmula SAE de la carrera de Ingeniería Automotriz, además, se busca encaminar futuros proyectos en el ámbito SAE y realizar mejoras en componentes ya existentes del vehículo, para brindar a la institución un vehículo fórmula SAE competitivo, que cumpla con todas las características pertinentes para un óptimo funcionamiento de un vehículo de competición.

La suspensión es la estructura que recibe todas las cargas fluctuantes generadas en la carretera, por este motivo antes del proceso de manufactura se debe tener un diseño y realizar un análisis previo para brindar confiabilidad al momento de la construcción. El análisis de las cargas armónicas presentado en el trabajo de grado será el aporte científico, ya que, como se ha mencionado anteriormente, la suspensión implementada en el vehículo FSAE fue diseñado mediante parámetros distintos a los que se pretende en este estudio. El análisis a realizar toma aspectos dinámicos y no únicamente estáticos, pues busca atenuar las excitaciones de alta

frecuencia que son nocivas ya que se generan fuerzas dañinas en todos los componentes del vehículo.

Si bien, un estudio bajo cargas estáticas resulta ser un análisis bueno en teoría, no se puede decir lo mismo en la parte práctica, debido a que fuerzas periódicas pequeñas pueden ser causantes de mayores siniestros en comparación a fuerzas estáticas con mayor dimensión, siendo este, el principal motivo por el cual se realizará un análisis armónico más acorde a la realidad. Por lo que, el proyecto consistirá en el diseño de la suspensión triangular tomando en cuenta los parámetros requeridos en las distintas categorías de competencia, todo esto, con la ayuda de softwares estudiantiles con la finalidad de analizar las cargas a las que está sometida durante una competencia, y extraer información que ayude a construir un excelente diseño, empleando los conocimientos y habilidades adquiridas en clase.

Al tratarse de autos de carrera especialmente, la suspensión de doble horquilla tendrá un brazo pull rod o push-rod que, además, debe ser muy ligero. Pues, los autos de fórmula usan push- rod en la barra de tracción delantera y trasera; diseñar la suspensión es bastante complicado, por lo que se debe tener muy en cuenta el procedimiento adecuado a fin de obtener un diseño competitivo(Vignesh et al., 2019).

Dado que la fórmula SAE se populariza más en el ámbito ingenieril, ser partícipes de esta competencia representa un estándar de excelencia académica para los nuevos profesionales, la cual se convierte en un claro reto para la Universidad Técnica del Norte, misma que se encuentra encaminada a ser una de las mejores en cuanto a la rama automotriz se refiere. Dicho esto, la carrera de Ingeniería Automotriz UTN busca mejorar el rendimiento del vehículo fórmula student que satisfaga las necesidades de competencia, con el objetivo de competir a un alto nivel nacional.

En Ecuador, las universidades ESPE y Salesiana son las que cuentan con mayor experiencia en el diseño de autos fórmula SAE, dichas llegando a competir incluso a nivel internacional. El tipo de suspensión implementado en un FSAE de la Universidad Politécnica Salesiana corresponde a una suspensión tipo triangular, donde el principal componente del brazo es la barra de empuje “Push Rod” y “Pull Rod”(Auquilla & Torres, 2016).

1.7 ALCANCE

Según las normas de la fórmula SAE, las categorías para estudiantes son: Baja SAE, Fórmula SAE, Fórmula Híbrida y Fórmula SAE Eléctrica (SAE, 2020). El proyecto de grado está encaminado a realizar una suspensión para un vehículo de competencia denominado FSAE, la cual será diseñada bajo parámetros de fuerzas armónicas, demostrando que el estudio no será estático, sino que estará sometido a cargas oscilantes, las cuales reflejan movimientos más similares a los producidos en carretera.

El proyecto comienza con la investigación de los aspectos relevantes del reglamento de FSAE relacionados con el sistema de suspensión, recopilando información importante que facilite una mejor comprensión de prototipos realizados dentro y fuera de la institución a partir de las investigaciones previas. Todo esto con el propósito de realizar una propuesta de construcción de la suspensión delantera más eficiente para una competencia fórmula SAE de categoría abierta. Además, con el diseño de esta suspensión realizada con un software de Diseño Asistido por computadora (CAD) se busca encaminar a futuros proyectos dedicados al mejoramiento del FSAE UTN en general. Así también, el análisis del comportamiento de la suspensión al ser sometido a cargas armónicas está a cargo de un software de Ingeniería Asistida por Computadora (CAE), la cual ayuda a realizar una simulación a través del análisis de elementos finitos.

1.8 PROSPECTIVA

Como proyecto final de la carrera se pretende construir la suspensión delantera para una fórmula student acorde con el chasis que se dispone, con su diseño y simulación correspondiente. Este diseño debe ser funcional, de esta forma se tendrá un punto de partida para nuevos proyectos encaminados en la línea SAE. Para concluir se espera que, las modificaciones implantadas ayuden al desarrollo del vehículo en general y así a corto plazo contar con un prototipo completo capaz de competir con las universidades nacionales pioneras en este tipo de desafío y tener el grato honor de representar a la universidad fuera del país, llegando así a competir a la par con las mejores universidades a nivel internacional.

1.9 COMPETENCIA FÓRMULA SAE

La Sociedad de Ingenieros de Automoción (SAE internacional) preparan programas para estudiantes de ingeniería, uno de estos programas es la fórmula SAE que consiste en un concurso

entre diferentes universidades en el que estudiantes de pregrado y posgrado diseñan y construyen vehículos de competencia tipo fórmula. Esta competencia ofrece la oportunidad de que los participantes puedan demostrar sus conocimientos en ingeniería y su habilidad en el diseño en comparación con grupos de otras universidades de todo el mundo (SAE International, 2010).

1.9.1 REGLAMENTO FÓRMULA SAE 2021 MENCIÓN A LA SUSPENSIÓN

Las reglas son impuestas bajo la autoridad de “SAE International Collegiate Design Series”, mismas que cambian año tras año, por lo que, en esta ocasión se acata las establecidas en el año 2021. “El vehículo debe contar con un sistema de suspensión completamente funcional que incluya amortiguadores delanteros y traseros, y permita un recorrido mínimo útil de la rueda de 50 mm con el conductor sentado” (SAE International, 2020) (pag.20) Cabe señalar que, todos los puntos de montaje de la suspensión deben ser visibles en la Inspección Técnica.

(SAE International, 2010) en el reglamento presentado en el año 2011 aclara que:

- Todo componente afilado que forme parte de la suspensión o dirección que se encuentre dentro de la cabina deberán ser cubiertos por un material sólido.
- La suspensión equipada debe estar en completo estado de funcionalidad con amortiguadores anteriores y posteriores.
- La plataforma del vehículo no debe entrar en contacto con la superficie de la pista, caso contrario será descalificado de cualquier disciplina.

Según Vázquez (2011), los eslabones ajustables del sistema de suspensión deben utilizar tuerca de seguridad para evitar su aflojamiento.

1.9.2 CATEGORÍAS

En este tipo de competencias existen diferentes categorías y disciplinas en las cuales competir, mismas que se detallan a continuación:

1.9.2.1 Clase 3

Es la clase para novatos, quienes por primera vez están ingresando a estas competencias, por tanto, solo son permitidos vehículos que se encuentren en fase de diseño y validación del modelo. Por lo que, un equipo no podrá participar en esta categoría por 2 años seguidos, siendo obligados a competir en las otras clases. A esta clase solo se le consiente competir en los eventos estáticos.

1.9.2.2 Clase 2

En esta categoría entran quienes hayan pasado la fase de diseño logrando así crear ya un vehículo completo, que cuente con un chasis íntegro. De igual manera que en la clase 3 solo clasifica para un evento estático.

1.9.2.3 Clase 1

Es la categoría superior, donde únicamente pueden participar autos construidos en su totalidad y que puedan moverse. En este punto se evalúa tanto los eventos estáticos como los dinámicos y una regla muy importante es la que prohíbe competir un mismo auto por más de un año, ya que este debe seguir avanzando, sin embargo, se permite reusar partes de monoplazas anteriores, pero no el chasis.

1.9.3 DISCIPLINAS

Las disciplinas están distribuidas entre eventos estáticos y eventos dinámicos, cada uno con sus categorías y puntajes correspondientes.

2.1.3.1 Eventos estáticos

Tabla 1.1 Eventos estáticos

Presentación	75 puntos
Costo	100 puntos
Diseño	150 puntos
Total	325 puntos

Fuente: (SAE International, 2020, pag. 113)

Presentación. El evento de presentación evalúa la capacidad del equipo para desarrollar y entregar un caso comercial, logístico, de producción o técnico integral que convenza a los intereses externos de invertir en el concepto del equipo.

Costo. El evento de costo y manufactura evalúa la capacidad del equipo para considerar el presupuesto e incorporar consideraciones de producción, es decir, evalúa el rendimiento y la eficiencia de cada pieza y ensamblaje tomando en cuenta los gastos realizados durante su manufactura.

Diseño. La competencia de diseño tiene como objetivo evaluar el esfuerzo de ingeniería que se ha dedicado al vehículo, el cual debe satisfacer tanto los criterios de rendimiento del automóvil como su valor general, de acuerdo con las expectativas del mercado.

2.1.3.2 Eventos dinámicos

Tabla 1.2 Eventos dinámicos

Aceleración	100 puntos
Skid Pad	75 puntos
Autocross	125 puntos
Eficiencia	100 puntos
Resistencia	275 puntos
Total	675 puntos

Fuente: (SAE International, 2020, pag. 121)

Aceleración. Durante esta competición se evalúa la capacidad del vehículo para acelerar en línea recta sobre una superficie plana de pavimento.

Skid Pad. El evento mide la capacidad de giro del vehículo en una superficie plana mientras realiza un giro de radio constante.

Autocross. En este evento se evalúa la capacidad de maniobra del vehículo y sus cualidades de manejo en un recorrido estrecho.

Eficiencia. En el evento se evalúa el combustible; energía utilizada para completar el evento de resistencia, además del desempeño general del vehículo.

Resistencia. El evento de resistencia evalúa el desempeño general del vehículo y prueba la durabilidad y confiabilidad.

1.10 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

1.10.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

La suspensión de un vehículo se compone de una serie de elementos y piezas que se encargan de amortiguar y absorber las irregularidades del terreno, para evitar que las vibraciones producidas por las diferentes condiciones de conducción se transmitan a los pasajeros del vehículo. El conjunto de la suspensión es el sistema de seguridad activa encargado de mantener el confort dentro del automóvil, debido a que absorbe las irregularidades del terreno por donde circula, sin embargo, su principal objetivo es el de mantener el contacto entre las ruedas y la calzada; absorbiendo de esta manera esfuerzos generados por la carrocería, tanto longitudinales, como verticales o transversales. “El trabajo en conjunto de la suspensión y la dirección asegura

la adherencia del vehículo a la calzada consiguiendo un buen comportamiento del vehículo durante la conducción.” (Domínguez & Ferrer, 2011)(pag.173)

1.10.2 TIPOS DE SUSPENSIÓN

1.10.2.1 Suspensión de eje rígido

En este sistema las llantas se encuentran conectadas directamente a un eje rígido, por lo que, si una llanta salta debido a la geografía del terreno por donde circula, la otra también lo hará, con lo que se pierde adherencia al piso, siendo esto su principal desventaja. Este tipo de suspensión ha ido decreciendo en su producción, actualmente es usada en camiones o vehículos diseñados para ser todoterreno. Su principal ventaja es que resulta ser más económico y fácil de modificar al tener menos piezas que una suspensión independiente(Autolab, 2021).

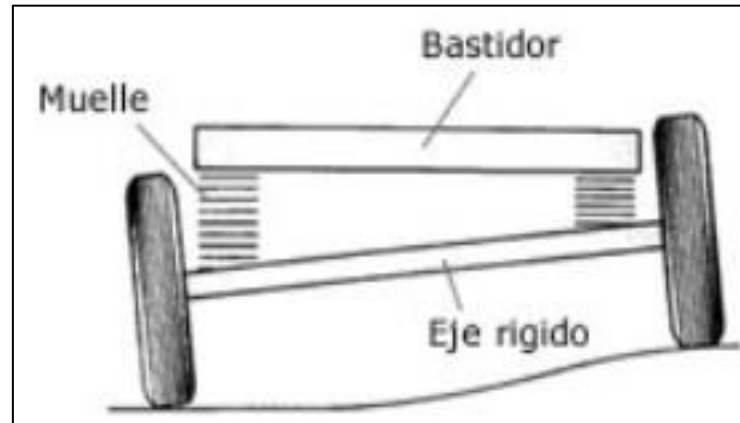


Figura 1. 1 Suspensión eje rígido

(Autolab, 2021)

1.10.2.2 Suspensión independiente

El objetivo es que una rueda sea independiente de la otra, es decir que, si se levanta la rueda izquierda, la otra permanezca en su sitio. Esto parece proporcionar una mejor maniobrabilidad al conducir por carreteras de alta velocidad, pero este tipo de sistema es más caro que un sistema rígido (COMOFUNCIONA, 2022).

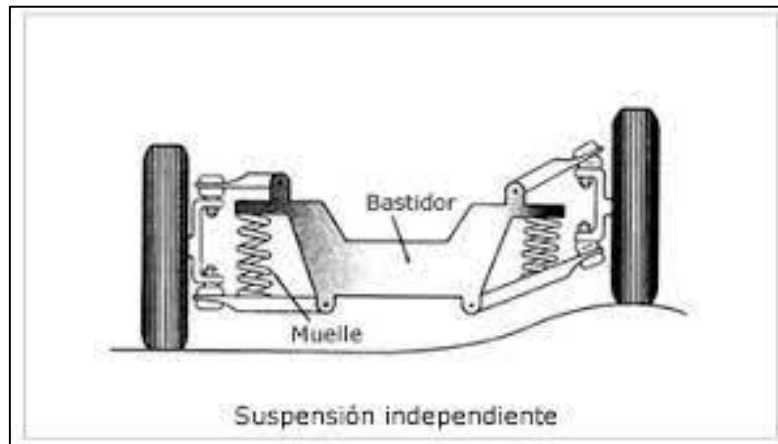


Figura 1. 2 Suspensión independiente

(COMOFUNCIONA, 2022)

1.10.3 CLASIFICACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN DE EJE RÍGIDO

1.10.3.1 Suspensión Hotchkiss

Esta suspensión se compone de brazos superiores e inferiores que se extienden desde el chasis del vehículo hasta el buje de la rueda. Los brazos se conectan mediante pivotes o juntas esféricas que permiten el movimiento del brazo mientras mantiene la rueda en su lugar (Rudrakanth, 2016).

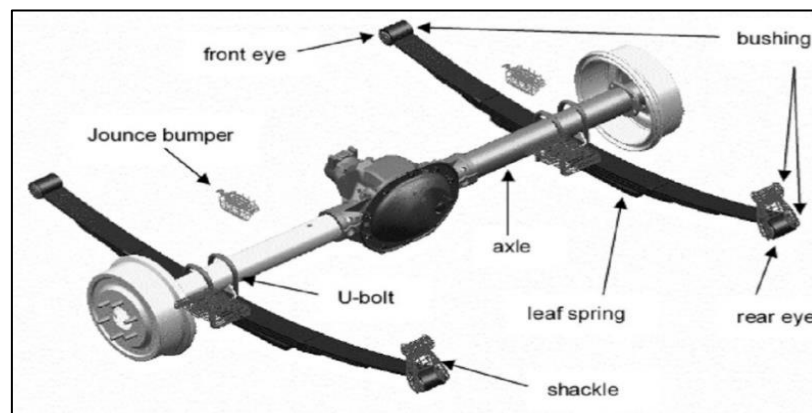


Figura 1. 3 Suspensión Hotchkiss

(COMOFUNCIONA, 2022)

1.10.3.2 Suspensión Fourlink

La suspensión de muelle de cuatro elementos difiere de otros diseños en que los elementos de control y de muelle funcionan independientemente unos de otros. En este sistema de suspensión, la estructura del vehículo se apoya indirectamente en un puntal de suspensión

montado en un brazo de soporte. La rueda se controla mediante cuatro horquillas de dirección y una horquilla de dirección. Este principio de diseño mejora la dirección y minimiza el efecto de las irregularidades de la dirección (Engineering Chassis, 2022).



Figura 1. 4 Suspensión Four-Link

(Engineering Chassis, 2022)

1.10.3.3 Suspensión de puente de Dion

Un eje de Dion es un sistema de suspensión curvado que se suele utilizar en el eje motriz trasero de un vehículo y que está unido a cada rueda. En un vehículo con eje Dion, el diferencial no está unido al eje como en un sistema de suspensión convencional, sino al chasis del vehículo, de modo que forma parte de la masa total de la suspensión. En la actualidad, muy pocos vehículos están equipados con ejes Dion porque son más caros y pesados que los ejes convencionales (Km77, 2022).

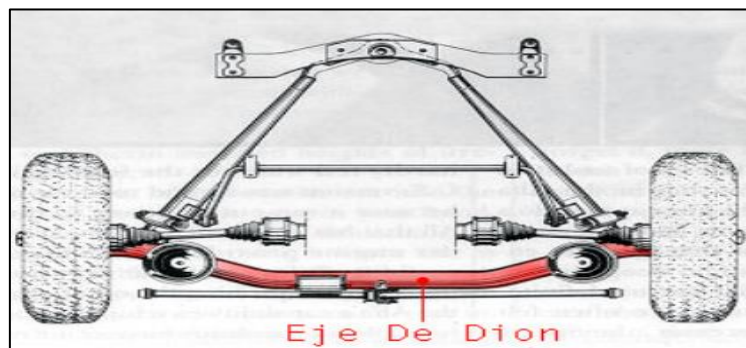


Figura 1. 5 Suspensión Puente de Dion

(Km77, 2022)

1.10.4 CLASIFICACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN INDEPENDIENTES

1.10.4.1 McPherson

El sistema se desarrolló para su uso tanto en el eje delantero como en el trasero. En la actualidad se utiliza principalmente en el eje delantero, donde actúa como pivote de las ruedas y proporciona un alto grado de asistencia a la dirección. El brazo oscilante está unido al chasis en un extremo por un cojinete elástico, a la mangueta en el otro extremo por una rótula, y desde el extremo superior a un amortiguador vertical, que se apoya en una plataforma sobre la que descansan los muelles que lo rodean, y en el extremo superior la unidad de muelles y amortiguadores de la se encuentra en la carrocería (Pulido, 2014).



Figura 1. 6 Suspensión McPherson

(ActualidadMotor, 2022)

1.10.4.2 Brazos tirados

Se caracteriza por dos elementos dispuestos longitudinalmente, soportes o "brazos", uno de cuyos extremos está unido al bastidor y el otro al eje de la rueda. Si el eje es el eje motriz, el diferencial está unido al bastidor. En ambos casos, la rueda es tirada o arrastrada por una varilla longitudinal que pivota sobre un soporte de la carrocería (Pulido, 2014).

Hubo muchas variaciones de este sistema de suspensión, siendo las principales diferencias el eje de pivote de la barra de tracción que se fija al chasis y los elementos de muelle utilizados.

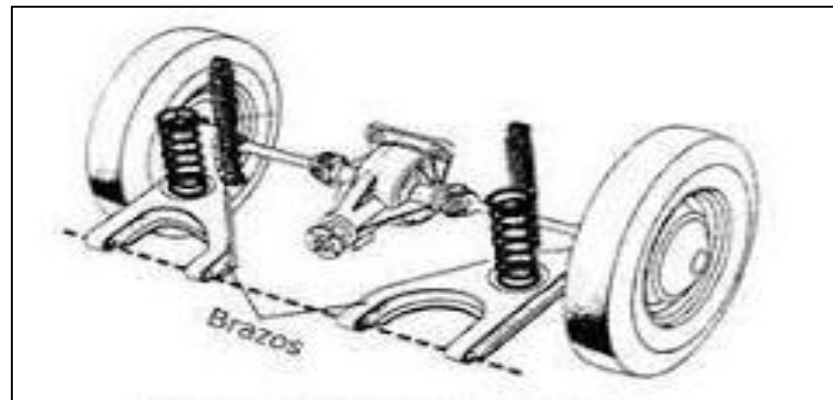


Figura 1. 7 Suspensión brazos tirados

(Pulido, 2014)

1.10.4.3 Multibrazo

La suspensión multibrazo se basa en el concepto de la suspensión paralelogramo y consta de dos brazos de control, un eje corto y el propio chasis. Sin embargo, la principal diferencia de esta nueva suspensión es que los componentes de la dirección pueden fijarse de forma flexible con casquillos de goma y, gracias a esta modificación, los parámetros básicos de las ruedas, como la inclinación o la rotación, pueden modificarse de forma óptima para adaptarse a las distintas posiciones de funcionamiento del vehículo. Esto significa que la dinámica longitudinal y lateral puede ajustarse independientemente para maximizar la estabilidad direccional y el confort de marcha (Pulido, 2014).



Figura 1. 8 Suspensión Multibrazo

(Actualidad Motor, 2022)

1.10.4.4 Paralelogramo Deformable

La función de paralelogramo también se denomina función paralela, función paralela deformable o función triangular apilada. Se trata de un sistema de suspensión especial cuya principal característica es que la conexión entre la rueda y la carrocería se realiza mediante elementos transversales colocados en planos desiguales (Domínguez & Ferrer, 2011).

El nombre de paralelogramo procede del hecho de que los dos elementos paralelos, junto con la carrocería y las ruedas, forman un paralelogramo. Cuando las ruedas se mueven con respecto a la carrocería, el paralelogramo empieza a deformarse porque los brazos superior e inferior dejan de ser paralelos cuando actúa el amortiguador.

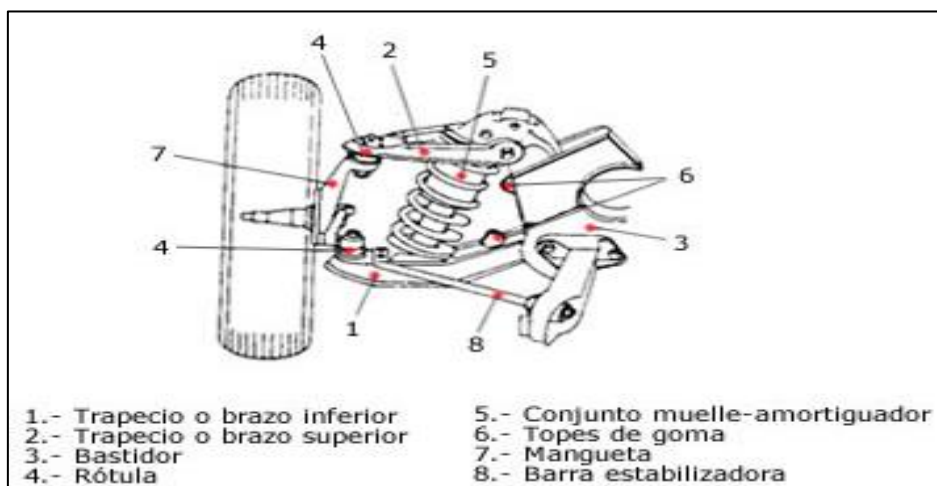


Figura 1. 9 Paralelogramo Deformable

(Multiservicio Automotriz 3H, 2011)

1.10.5 TIPOS DE SUSPENSIÓN PARA COMPETENCIA

Los tipos de suspensión utilizados en los vehículos de competición son la varilla de empuje y el tirante. Ambos tipos se utilizan por su flexibilidad, simplicidad de diseño y estructura. Los dos sistemas funcionan de forma diferente; en el caso del primero, como su nombre indica, la varilla se utiliza para la compresión, mientras que en el segundo se utiliza para tirar de ella.

Pull Rod

En esta configuración, sigue consistiendo en dos triángulos, pero sus diagonales están invertidas, conectando el amortiguador al brazo de control y moviendo el conjunto en tensión en lugar de compresión. Debido a esto, la varilla es más delgada. Además de las ventajas de

peso y aerodinámicas ya mencionadas, con este tipo de suspensión los amortiguadores pueden colocarse más bajos, bajando así el centro de gravedad (Saurabh et al., 2016).

En síntesis, los largueros son más finos y delicados, lo que, combinado con la elevada carga aerodinámica creada en la parte inferior del coche por los difusores dobles y el cambio dinámico de peso en las curvas a alta velocidad, beneficia a la aerodinámica del coche.

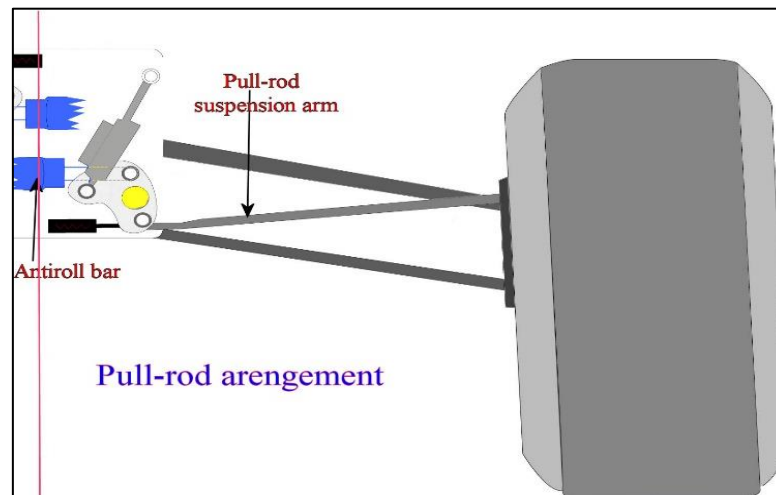


Figura 1. 10 Sistema Pull-Rod
(Technical F1, 2017)

Push Rod

Consta básicamente de dos horquillas de suspensión, una varilla diagonal que empuja un balancín que trabaja en compresión, accionando a su vez un amortiguador cargado de muelles. En este caso, cuando la rueda se levanta en un impacto, los dos triángulos giran, moviendo la varilla diagonal que empuja el balancín, que a su vez actúa sobre el amortiguador, haciendo que se comprima (Chauhan et al., 2021).

El soporte diagonal actúa así bajo presión, por lo que debe ser más grueso para soportar esta fuerza sin romperse. Esto significa más peso y resistencia aerodinámica porque el palo es más grueso. Sin embargo, ésta no es la única desventaja; el sistema de deslizamiento es más fuerte que el palo porque soporta mejor los golpes y los grandes impactos (Chauhan et al., 2021).

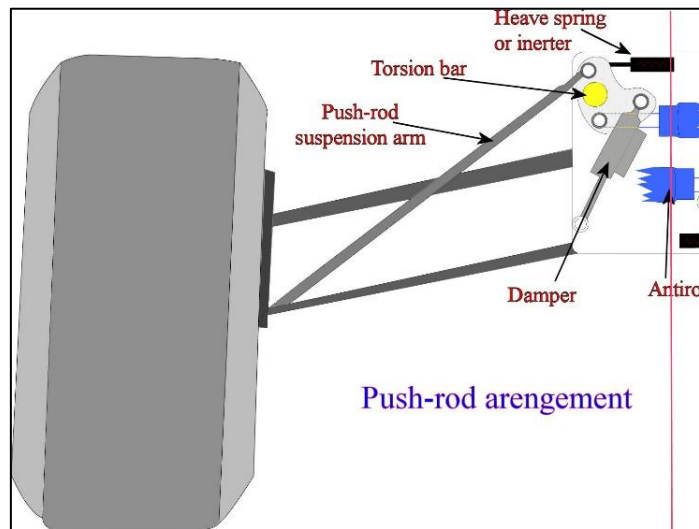


Figura 1. 11 Sistema Push-Rod

(Technical F1, 2017)

1.11 COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN

Una suspensión se compone de múltiples piezas que son esenciales para garantizar el correcto funcionamiento del vehículo y asegurar un control preciso de la dirección. La geometría de los ejes delantero y trasero y el comportamiento del vehículo en movimiento también dependen de estos componentes (Domínguez & Ferrer, 2011).

1.11.1 SILENTBLOCKS Y COJINETES ELÁSTICOS

El Silentblock es un elemento formado por metal y caucho que tiene la función de amortiguar los impactos entre dos componentes que se encuentran en vibración. Los cojinetes son partes de polímero elástico cuya función es unir los elementos de la suspensión con un corto movimiento.



Figura 1. 12 Silentblocks

(AutoDoc, 2020)

1.11.2 RÓTULAS

Las rotulas facilitan que el movimiento entre sistema de suspensión y las ruedas se realice de manera eficaz. Son elementos de unión y fijación de la suspensión y dirección, cuyo objetivo es permitir su pivotamiento y giro conservando su geometría (Cebolla, 2017).



Figura 1. 13 Rótulas

(DirectIndustry, 2022)

1.11.3 BRAZO DE SUSPENSIÓN

Es un elemento cinemático cuya función es juntar la rueda a la carrocería. El brazo de suspensión tiene por objetivo determinar el posicionamiento de la rueda en relación con la carrocería, estos elementos normalmente trabajan a tracción o compresión. “Los brazos de suspensión son estructuras articuladas que pueden estar hechas de fundición o chapa de acero embutida y que sostienen el peso del vehículo a través del sistema de suspensión.”(Domínguez & Ferrer, 2011) (pag.179)



Figura 1. 14 Brazo de suspensión

(DAPARTO, 2020)

1.11.4 BARRA ESTABILIZADORA

La barra estabilizadora trabaja como una barra de torsión, que permite la estabilidad del vehículo ante los movimientos que producen balanceo. (Cebolla, 2017) menciona que, la función principal de una barra estabilizadora es reducir la inclinación o el balanceo de la carrocería en las curvas, y para ello se utiliza una barra de acero con forma de "U" que se conecta a la carrocería y a los brazos de suspensión de las ruedas derecha e izquierda del mismo eje del vehículo.



Figura 1. 15 Barra estabilizadora

(DAPARTO, 2020)

1.11.5 ELEMENTOS ELÁSTICOS

Son elementos que están ubicados entre la carrocería y las ruedas, indispensables para garantizar un confort y seguridad cuando el vehículo se encuentra en movimiento. Estos componentes son responsables de absorber la energía generada por las imperfecciones del camino mientras el vehículo se encuentra en movimiento.

Barras de torsión

La barra de torsión es un modelo de resorte usado en la suspensión, y su función principal es la torsión de una barra y su capacidad para retornar a su estado inicial sin deformarse. Es de acero y tiene forma cilíndrica, está unida en un extremo a un punto fijo de la carrocería y el otro lado al brazo de la suspensión. (Domínguez & Ferrer, 2011) menciona que, de este componente se basa en el principio de que si se somete una barra de acero elástico a una fuerza de torsión mientras se encuentra fija en uno de sus extremos, la barra intentará retorcerse, pero regresará a su forma original debido a su elasticidad una vez que la fuerza de torsión haya sido eliminada.



Figura 1. 16 Barras de torsión

(INFOTALLER, 2021)

Ballestas

Estos elementos están integrados por un conjunto de láminas de acero que tienen propiedades elásticas. Estas láminas tienen un largo determinado que se va acortando a partir de la primera lamina u hoja maestra como se la conoce, la cual permite que las ballestas se sujeten a la carrocería o al chasis. Posee sus dos extremos curvados formando un orificio donde se disponen unos bulones montados sobre casquillos de bronce o silentblocks para su fijación al chasis, y además permiten el pivote del conjunto, al flexionar la hoja por la absorción de alguna carga o irregularidad (Cebolla, 2017).

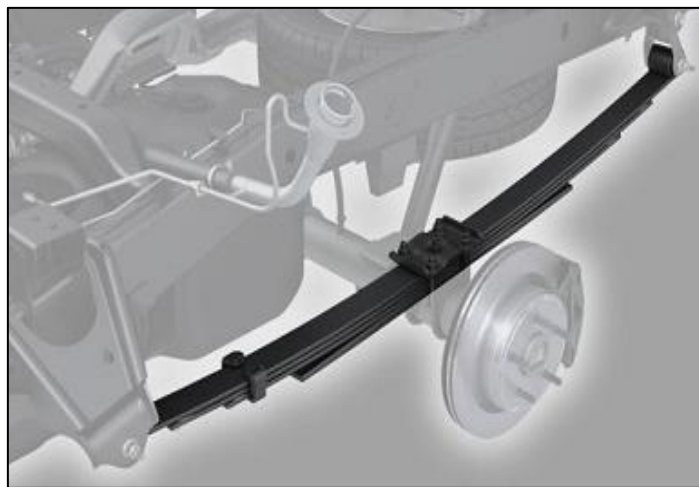


Figura 1. 17 Ballestas

(Ingemecánica, 2022a)

Muelle helicoidal

Un muelle helicoidal es un dispositivo mecánico con forma de hélice, está formado por un hilo de acero envuelto en un eje imaginario que trabaja a torsión cuyo objetivo es amortiguar los impactos producidos por irregularidades en la carretera. (Martínez, 2013) menciona que los muelles helicoidales pueden fabricarse con una amplia variedad de materiales, como acero al carbono, acero inoxidable, cromo-silicio, cromo-vanadio y otros, todos los cuales tienen propiedades elásticas y pueden tomar una variedad de formas y tamaños.



Figura 1. 18 Muelle Helicoidal

(Ingemecánica, 2022b)

Amortiguador

El amortiguador es un componente cuyo propósito es el control de movimiento de la suspensión y los muelles. Cuando el vehículo se encuentra en movimiento produce una energía cinética, que luego se transforma en energía térmica que es disipada por medio del aceite. (Domínguez & Ferrer, 2011) define al amortiguador como el encargado de convertir la energía cinética producida por las oscilaciones de la rueda en energía térmica. Esta transformación se lleva a cabo a través de la resistencia al flujo de los líquidos, que actúa como un freno a las oscilaciones.



Figura 1. 19 Amortiguadores

(AUTOLAB, 2022)

1.12 GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN

Para diseñar un vehículo es necesario tener en cuenta algunos factores, ya que de estos va a depender su comportamiento dinámico y cinemático. A continuación, se nombra los principales parámetros que se debe considerar.

1.12.1 CAMBER

El camber o ángulo de caída es aquel que se forma entre la línea vertical de la rueda y una perpendicular respecto a la carretera visto desde la parte frontal del vehículo. Este ángulo se considera positivo si la parte superior de la rueda se inclina hacia la parte exterior del vehículo, si, por el contrario, la parte superior de la rueda se inclina hacia el interior se considera negativo. (N. I. Vázquez, 2011) manifiesta que, para el diseño de la geometría de la suspensión de un vehículo fórmula SAE, el principal objetivo a considerar es que se garantice que este ángulo bajo ninguna circunstancia de transforme en positivo, es decir, durante todo el viaje de la suspensión, el camber se debe mantener negativo, a fin de emplear las fuerzas laterales siempre en favor de la tracción del vehículo.

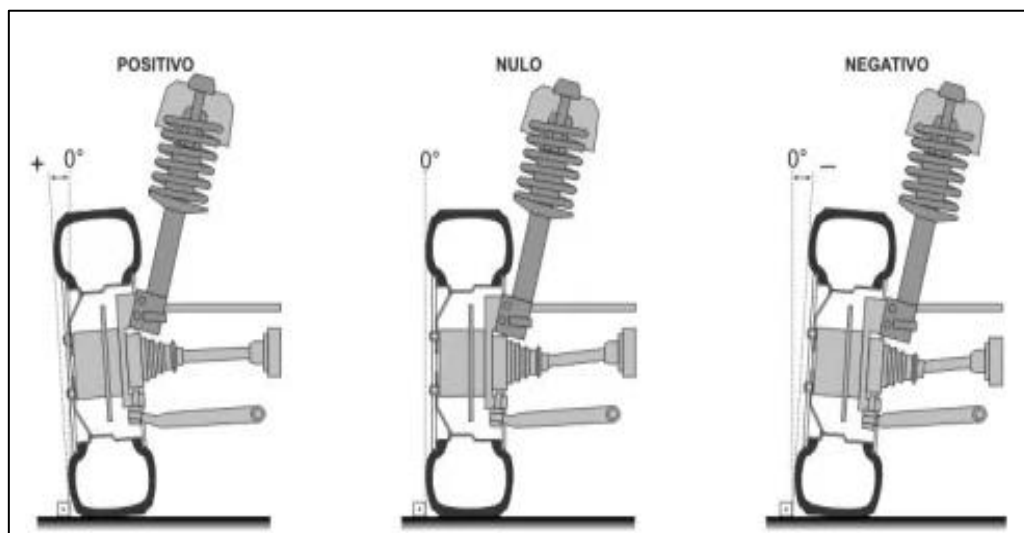


Figura 1. 20 Ángulo de caída

(Rodríguez, 2014)

(N. I. Vázquez, 2011) señala que la forma apropiada para controlar el ángulo de camber es través de un análisis del centro instantáneo, el cual es un punto imaginario en el que la proyección de los brazos de la suspensión se cruza, vista desde la parte frontal del vehículo.

1.12.2 CASTER

También conocido como ángulo de avance, se forma en relación a una línea de proyección de los brazos de control y la vertical del neumático, vista desde un lado del vehículo. El ángulo es positivo si apunta hacia el centro del auto y negativo si apunta en sentido contrario. (N. I. Vázquez, 2011) menciona que, el propósito del ángulo es crear un par en el punto donde la rueda se encuentra con la superficie de la carretera, lo que ayuda a que la rueda se auto alinee cada vez que gira en relación al eje que se muestra en la figura 1.21. En este sentido hay que ser muy cuidadosos al elegir este ángulo ya que por su condición autoalineante es capaz de retroalimentar al conductor en condiciones de pista y del vehículo, además, puede generar un par lo suficientemente fuerte como para causar daños al conductor.

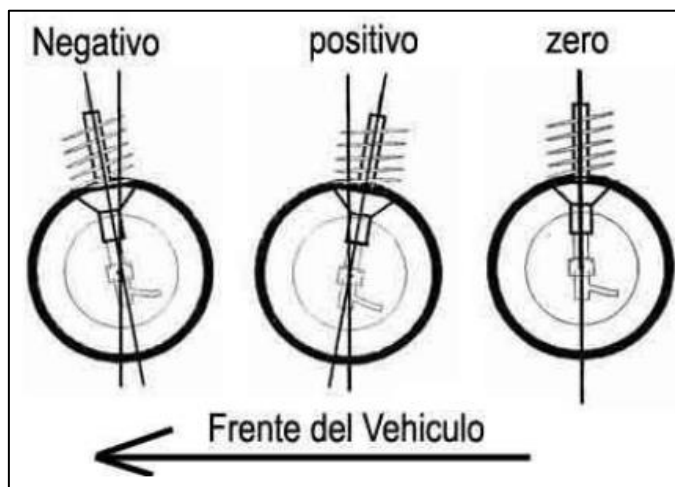


Figura 1. 21 Ángulo de avance

(Pulido, 2014)

1.12.3 KING PIN

También llamado ángulo de inclinación se forma mediante una línea central de la rueda en relación a la línea que une los puntos de fijación de los brazos de la suspensión que se observa desde el frente del vehículo, como se aprecia en la figura.

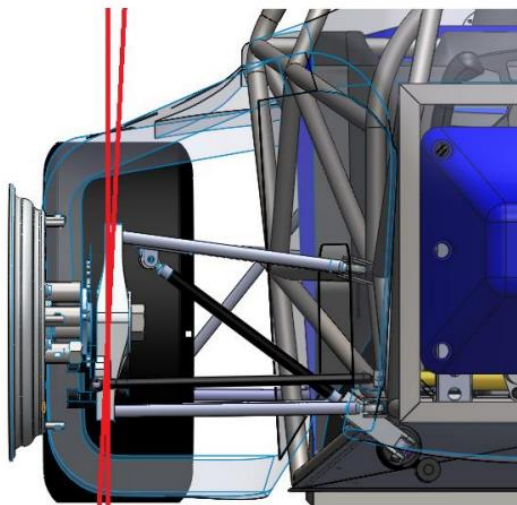


Figura 1. 22 Ángulo de inclinación

(N. I. Vázquez, 2011)

Este ángulo tiene el objetivo de disminuir la distancia entre las líneas de acción de la fuerza transmitida por los brazos de suspensión y el punto de contacto con la llanta ((N. I. Vázquez, 2011). En figura 1.23 se puede observar lo que se conoce como Scrub Radius, es

positivo si la distancia es a partir del centro de la llanta hacia el interior del vehículo, de lo contrario es negativo.

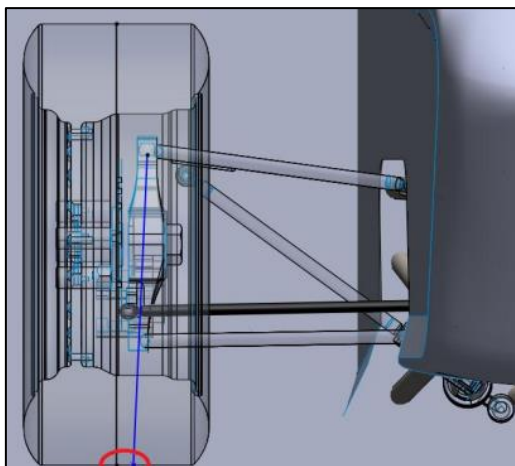


Figura 1. 23 Ángulo de inclinación

(N. I. Vázquez, 2011)

1.12.4 CONVERGENCIA Y DIVERGENCIA (TOE)

Otro factor en el diseño de una suspensión es el Toe. Visto el vehículo desde la parte superior, es la diferencia que existe entre la parte delantera y posterior de la rueda. Se le llama convergencia positiva (Toe in) cuando la parte delantera de las ruedas se encuentran lo más próximas entre sí, y se le llama divergencia negativa (Toe out) en el caso que las ruedas se encuentran la más próximas entre sí en la parte posterior de la rueda. En el caso que la rueda sea paralela al eje longitudinal del vehículo se le denomina convergencia cero (neutro).

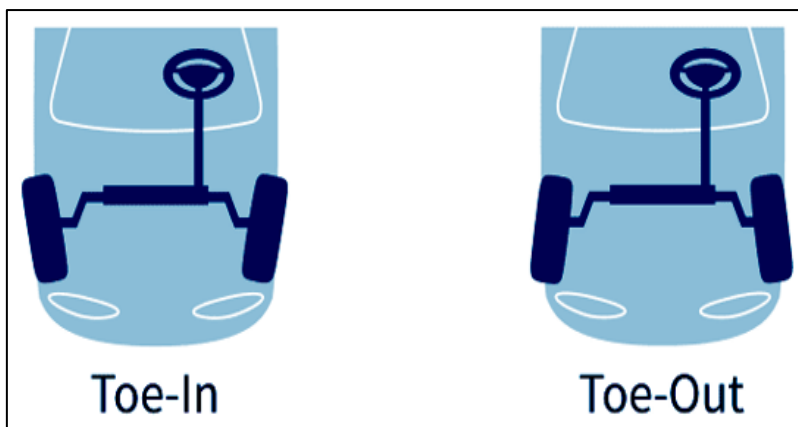


Figura 1. 24 Toe

(Stevens, 2022)

1.12.5 CENTRO DE BALANCEO

Cuando un vehículo toma una curva, la fuerza centrífuga actúa sobre él, empujando hacia el exterior de la curva, esto provoca que se comprima los resortes que se encuentran en el exterior, además, la masa suspendida propende a balancearse y esta gira en un punto imaginario que se conoce como centro de balanceo, el cual de acuerdo a lo que expresa (Pulido, 2014), está mirando el vehículo desde la parte frontal. Se traza el centro instantáneo de rotación de la rueda respecto a la carrocería, punto definido por la geometría de la suspensión, después se une este punto con el punto medio de la banda de rodadura del neumático y la intersección de esa recta con el eje medio del coche determina el centro de balanceo como muestra la figura 1. 25.

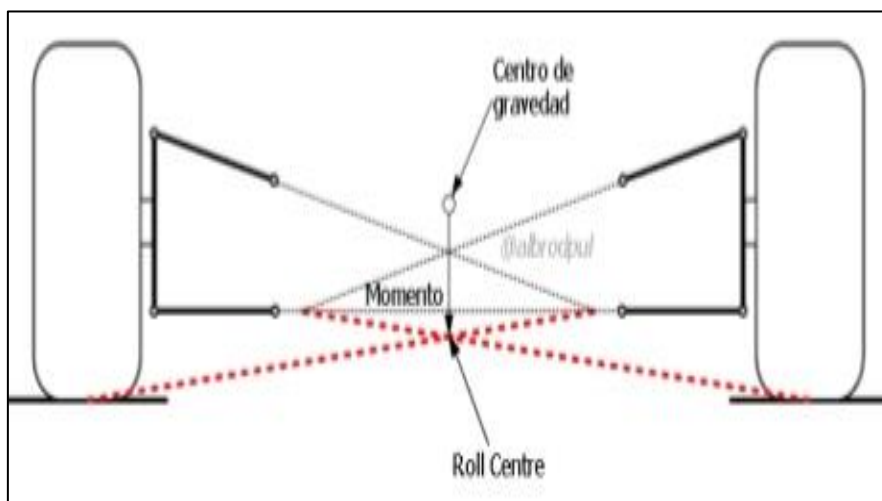


Figura 1. 25 Centro de balanceo

(Rodríguez, 2014b)

Con el vehículo en marcha, la suspensión tiende a moverse al igual que el centro de balanceo, que es un eje imaginario que une los centros de balanceo delantero y posterior y, sobre este eje imaginario se produce un par que causa que el vehículo se balancee.

1.12.6 CENTRO DE GRAVEDAD

El centro de gravedad se puede definir como el punto en el que se concentra el mayor peso del objeto o vehículo. Es un punto imaginario de gran importancia al momento de realizar el diseño de un vehículo, ya que la estabilidad y tracción dependen de este. Un centro de gravedad elevado causa inestabilidad al vehículo cuando se encuentra en una curva a una velocidad determinada, por lo tanto, para evitar este problema y brindar seguridad al conductor se aconseja que el centro de gravedad del vehículo esté situado lo más cercano posible al nivel

del suelo o calzada, pues, de la distancia que exista con el roll center cuando el vehículo este en movimiento depende la tendencia a la volcadura que tenga el vehículo (N. I. Vázquez, 2011).

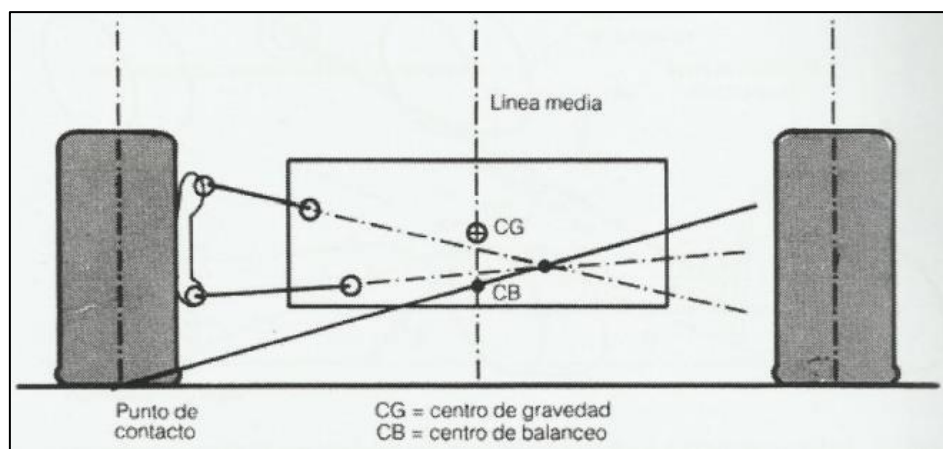


Figura 1. 26 Centro de balanceo

(Pulido, 2014)

1.13 DINÁMICA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

1.13.1 VIBRACIONES MECÁNICAS

Según (Beer et al., 2010) “Una vibración mecánica es el movimiento de una partícula o cuerpo que oscila alrededor de una posición de equilibrio” (pág.1216). Este fenómeno se genera cuando un sistema se desplaza de su posición de equilibrio y, para volver a su posición inicial, intervienen fuerzas denominadas "fuerzas restauradoras", que pueden ser elásticas o gravitatorias, y que generalmente se refieren a movimientos no deseados en estructuras o máquinas. Hoy en día, el estudio de las vibraciones ha cobrado una importancia vital por la propia razón de eliminar estos movimientos indeseados.

1.13.2 VIBRACIONES FORZADAS AMORTIGUADAS

En el caso de la suspensión de un automóvil, esta se encuentra sujeta a este tipo de fenómeno físico de vibración, debido a la irregularidad de los caminos por los que transita. En este sentido, al momento de construir una suspensión garantizada se pretende reducir al máximo las vibraciones generadas por el espiral y el amortiguador, motivo por el que es fundamental realizar un estudio sobre las vibraciones mecánicas forzadas a fin de analizar las fuerzas periódicas que actúan sobre un elemento.

Cabe mencionar, que este fenómeno es producido por acción de fuerzas dependientes del tiempo, las cuales pueden ser producidas por varios elementos, como los amortiguadores y

muelles. A diferencia de las fuerzas estáticas, las fuerzas periódicas llegan a ser más complejas en el estudio y más desastrosas en la realidad, por lo que, un estudio de un sistema sometido a este tipo de cargas es más exacto y fiel a lo que podría ocurrirle en el mundo real (Pallares Muñoz & Rodríguez Calderón, 2009).

A continuación, se presenta la ecuación de movimiento, que es la representación de un movimiento transitorio que por último se amortigua.

$$m * a + c * v + k * x = P_m * \sin \omega ft \quad \text{Ecuación (1)}$$

$m = \text{masa} = \text{aceleración}$

$c = \text{constante de amortiguamiento}$

$v = \text{velocidad}$

$k = \text{constante elástica}$

$x = \text{desplazamiento}$

$P = \text{fuerza periódica}$

1.13.3 MOVIMIENTO ARMÓNICO SIMPLE

El movimiento armónico simple consiste en un movimiento periódico, oscilatorio, sin rozamiento originado por unas fuerzas recuperadoras. Este tipo de fuerza varía de manera directamente proporcional al desplazamiento de una partícula que se encuentra en vibración y según (Silva & Farina, n.d.) se expresa de la siguiente forma:

$$F_{\text{recuperadora}} = -k * x \quad \text{Ecuación (2)}$$

$x = \text{desplazamiento del cuerpo}$

Considerando una masa unida a un resorte de constante k , como se puede observar en la figura 1. 27, el cuerpo suspendido se lo denomina partícula, y cuando esta se encuentra en equilibrio las fuerzas que ejercen en ella son el peso W y la fuerza T producida por el resorte de magnitud.

$$T = k * s$$

$s = \text{elongación del resorte}$

De modo que,

$$W = k * s$$

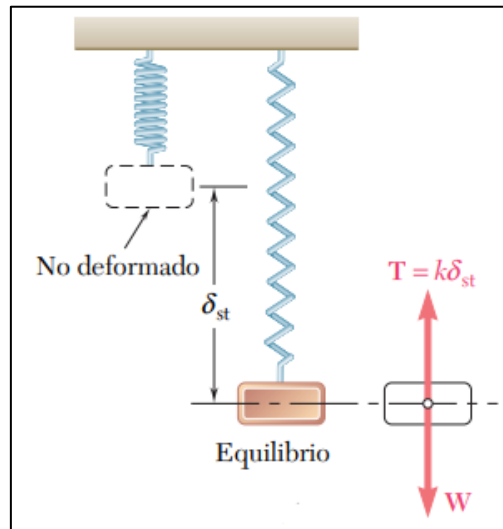


Figura 1. 27 Movimiento armónico simple

(Beer et al., 2010)

Suponiendo que el cuerpo recorra una distancia X_m tomando como punto de partida su posición de equilibrio y se lo suelta con velocidad inicial nula, el cuerpo ahora se moverá de un lado al otro de la posición de referencia, en este caso el punto de equilibrio, con esto se ha logrado generar una vibración de amplitud X_m .

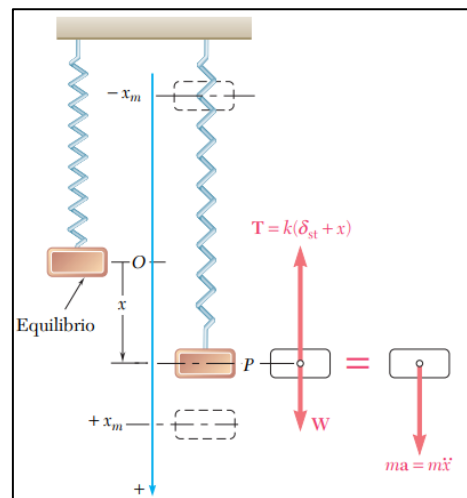


Figura 1. 28 Movimiento armónico simple

(Beer et al., 2010)

También, se debe tomar en cuenta que una vibración se puede ocasionar al dar una cierta velocidad inicial a la partícula cuando ésta se encuentra en posición de equilibrio $X = 0$, o al

iniciar el movimiento de la partícula desde una posición dada $X = X_0$ con una velocidad inicial V_0 (Beer et al., 2010).

1.14 HERRAMIENTAS PARA MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN

Los softwares de diseño CAD y simulación CAE han llegado a convertirse en una herramienta muy útil en la ingeniería especialmente en el área del diseño, los cuales son usados previo al proceso de manufactura, debido a que permiten corregir errores de diseño antes de producir el componente. Gracias a los softwares se pueden realizar simulaciones dinámicas de sistemas multicuerpos bajo fundamentos de elementos finitos (FEA) ahorrando así tiempo y dinero. Los más usados para el diseño son: Inventor, Solidworks, CATIA, Autocad y entre los de simulación existentes están: ANSYS, ABAQUS, HEXAGON, LS-DYNA, entre otros.

1.14.1 SOLIDWORKS PARA ESTUDIANTES

SolidWorks es un software de diseño asistido por computadora (CAD) utilizado para crear modelos en 3D de piezas, ensamblajes y dibujos técnicos. Es muy utilizado en ingeniería mecánica y diseño industrial. Con este software se pueden simular pruebas y análisis estructurales de los diseños, así como también generar documentación técnica y planos de fabricación. (SOLIDWORKS, 2022).

1.14.2 ANSYS ESTUDIANTE

ANSYS es un software de simulación por elementos finitos que permite analizar el comportamiento de sistemas físicos y virtuales en diversos campos de la ingeniería, como la mecánica, fluidos y electromagnetismo. Ofrece herramientas avanzadas para la visualización y modelado 3D, así como la simulación y análisis de sistemas complejos en entornos estáticos y dinámicos. ANSYS también proporciona soluciones para la optimización de diseño y el control de calidad de productos y procesos en la industria. Es ampliamente utilizado en la investigación, desarrollo y diseño de productos en diversas áreas, como la aeroespacial, automotriz, energética y biomédica (Ansys, 2022).

CAPÍTULO II

2. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

En el presente trabajo de grado se pretende mejorar el sistema de suspensión implantado al chasis de fórmula SAE de la Carrera de Ingeniería Automotriz, iniciando desde el diseño hasta culminar con su manufactura. Todo el proceso se llevó a cabo con dos métodos científicos, el deductivo que permite partir de estudios generales existentes para posteriormente llegar a una conclusión y el experimental que da validez a la propuesta de suspensión.

Se inició con el diseño de la suspensión delantera, el cual se desarrolló con la ayuda de un software ingenieril llamado Solid Works, para continuar con un análisis detallado junto con una simulación por elementos finitos mediante el uso del software ANSYS que permitió observar el comportamiento del sistema de suspensión al encontrarse sometido a cargas estáticas y armónicas.

Finalmente, se procedió con la construcción de la suspensión delantera, luego de haber seleccionado los materiales que cumplen con las exigencias del diseño. Cabe señalar que, dentro de la manufactura intervienen procesos de corte, unión, ensamblaje y su viabilidad económica.

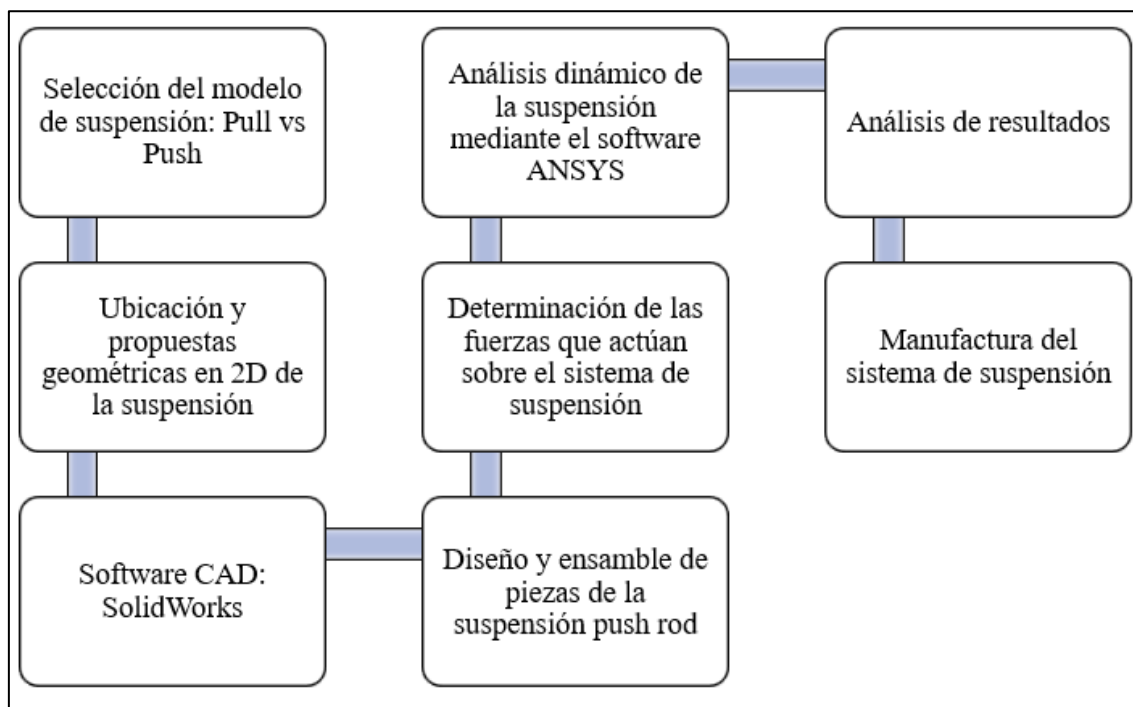


Figura 2. 1 Flujograma metodológico

(Fuente: Autores)

En este capítulo se muestra los diferentes parámetros que se han seguido para diseñar la suspensión delantera de un vehículo fórmula SAE en base a estudios previos e información disponible, con el objetivo de diseñar un sistema capaz de satisfacer las necesidades que una suspensión delantera presenta.

2.1 SELECCIÓN DEL MODELO DE SUSPENSIÓN: PULL VS PUSH

Para seleccionar el tipo de sistema a implementar en el vehículo se realizó un análisis sobre las ventajas de cada configuración (Push-rod, Pull-Rod), además de analizar parámetros que pueden complicar la construcción de alguna de las configuraciones, tales como el diseño de la carrocería y el espacio disponible para ubicar los elementos de la suspensión. A continuación, se realizó una tabla de ponderación con los principales parámetros a tomar en cuenta para un vehículo de competencia.

Tabla 2.1 Ponderación

	Espacio	Peso	Centro de gravedad	Menor Fragilidad	Menor Complejidad	Aerodinámica	Rango
Ponderación	30	20	15	10	10	15	100
Push-Rod	25	7	9	9	8	9	67
Pull-Rod	10	18	13	4	4	12	61

Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la tabla, el sistema push obtuvo una mejor puntuación por lo que la configuración pull es descartada. Al inicio de la investigación se planteó implementar un sistema pull-rod dado que presenta ventajas significativas en este tipo de vehículos, por ejemplo, un centro de gravedad más bajo y una reducción en el peso, sin embargo, esta configuración fue rechazada al apreciar que la carrocería del auto presenta una limitante que afecta drásticamente al sistema pull; el espacio para ubicar sus componentes es muy reducido y por tanto afecta directamente al confort y a la conducción.



Figura 2. 2 Carrocería

(Fuente: Autores)

Por lo tanto, se consideró que el mejor tipo de suspensión a implementar en la carrocería existente es la configuración Push-Rod con los amortiguadores en la parte superior del chasis para mayor facilidad de acceso a sus elementos, por ser más robusto y por el espacio disponible.

2.2 PROPUESTAS GEOMÉTRICAS EN 2D Y UBICACIÓN DE LA SUSPENSIÓN

2.2.1 PRIMERA PROPUESTA

Para empezar, se realizó un bosquejo de las diferentes configuraciones de la suspensión haciendo énfasis en la posición del amortiguador. Tomando de base el diseño de la carrocería se inició dibujando las diferentes partes de la suspensión, para formar el mecanismo en un croquis 2D. En las gráficas se puede observar, líneas que hacen mención a las mesas, barra “push”, rocker y amortiguador simulando así el sistema de suspensión.

Para la primera propuesta (figura 2.3), se presenta un diseño push rod donde se ubicó el amortiguador dentro del chasis con una inclinación vertical. El mecanismo funcionó correctamente, sin embargo, el espacio disponible dentro de la carrocería es insuficiente para este modelo, por lo tanto, interfiere con las extremidades inferiores del conductor dificultando la conducción.

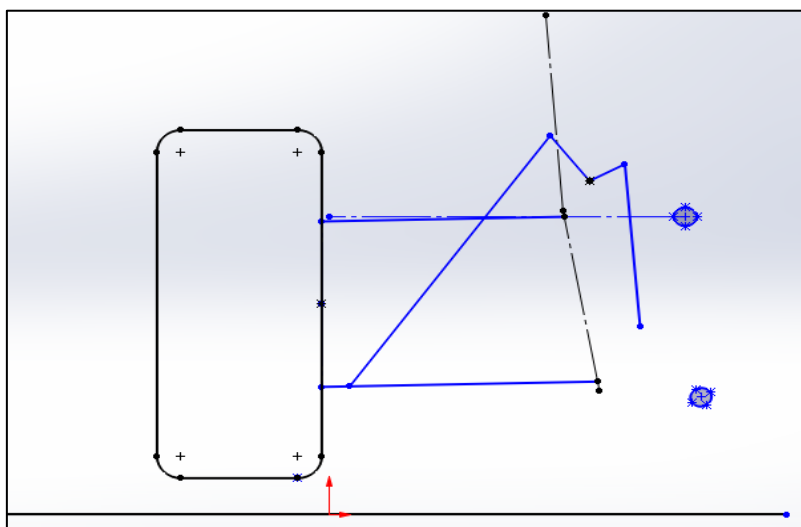


Figura 2. 3 Primera propuesta de diseño

(Fuente: Autores)

2.2.2 SEGUNDA PROPUESTA

En la segunda propuesta (figura 2.4), se optó por diseñar un modelo pull rod para demostrar que en esta configuración sus componentes necesitan de un espacio amplio, que no se dispone en la carrocería, por lo que esta propuesta quedó totalmente descartada. A pesar de que el mecanismo funciona de manera perfecta ocurre el mismo problema de la anterior configuración, el amortiguador y el rocker chocan con las extremidades inferiores del conductor ocasionando que la conducción sea imposible.

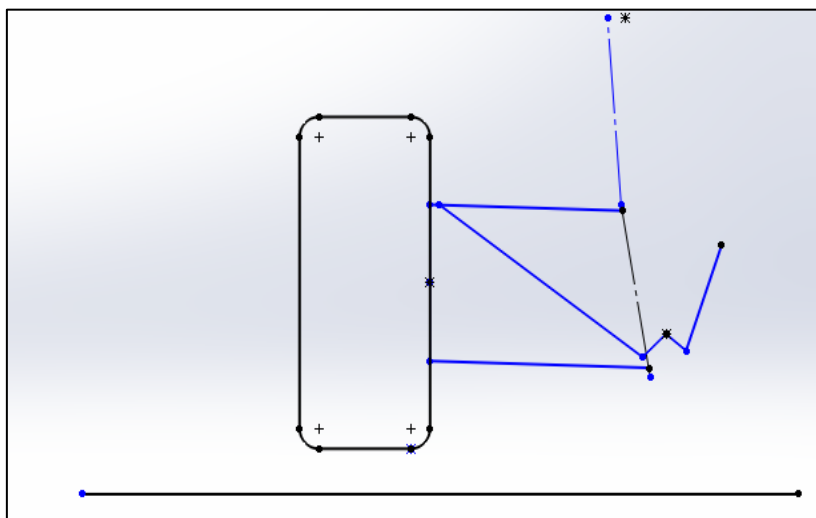


Figura 2. 4 Segunda propuesta de diseño

(Fuente: Autores)

2.2.3 TERCERA PROPUESTA

En el último diseño (figura 2.5), se muestra una configuración push rod donde todos sus elementos fueron ubicados por la parte superior de la carrocería evitando interferir con la visibilidad del conductor, además se otorgó un grado de inclinación de aproximadamente 80° entre la barra push y el rocker para que de esta forma reciba de mejor manera la fuerza generada desde los neumáticos. Con esta configuración se logró que el mecanismo funcione correctamente, además, este diseño no interfirió con el espacio ni la comodidad del conductor, incluso se logró aprovechar de mejor manera los espacios existentes en la carrocería. En conclusión, se optó por este último diseño como la mejor propuesta para realizar la suspensión delantera.

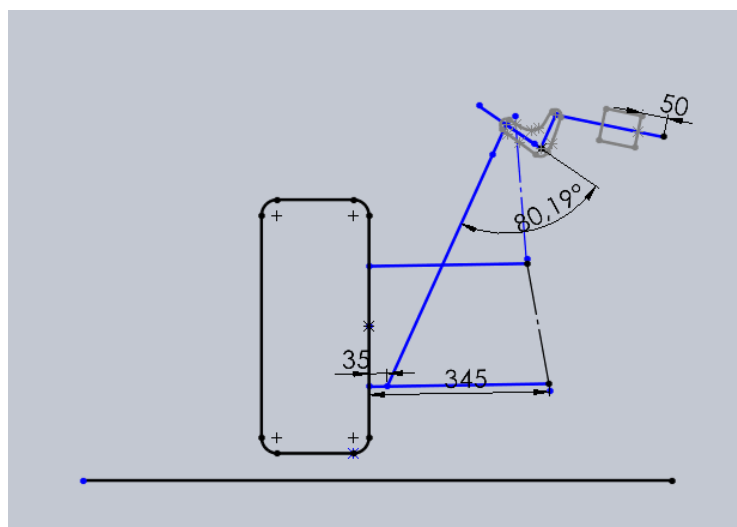


Figura 2. 5 Tercera propuesta de diseño

(Fuente: Autores)

2.2.4 UBICACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Para ubicar la suspensión delantera se tomó en consideración el espacio disponible en la carrocería para evitar interferencia con algún otro componente como la columna de dirección, los pedales y el propio conductor. Debido a la falta de espacio, se colocó el sistema en la parte superior del chasis, a la altura del conductor, de esta manera se logró también, la optimización de espacios libres que presentaba el chasis. Para ubicar los soportes donde se sitúan los amortiguadores fue necesario crear una base y soldarla al chasis, una vez adherido este nuevo elemento se procedió a cortar los tubos en forma de “X” con el fin de facilitar el montaje de los amortiguadores y sus soportes.

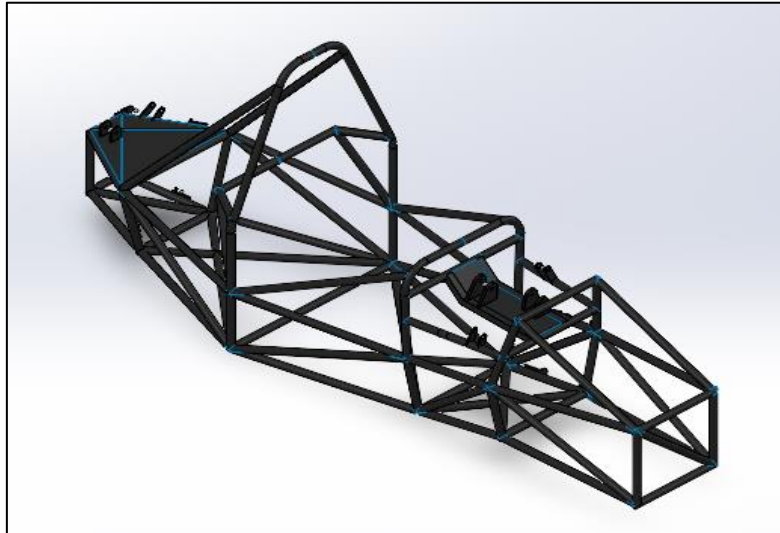


Figura 2. 6 Diseño de carrocería

(Fuente: Autores)

2.3 SOFTWARE CAD: SOLIDWORKS PARA ESTUDIANTES

Para diseñar y observar el comportamiento de las diferentes partes del sistema de suspensión se hizo uso de softwares computacionales, que permiten realizar un análisis de cada uno de los componentes de la suspensión al simular diferentes tipos de cargas y esfuerzos. Cabe destacar que, existen programas de diseño ingenieril que facilitan el diseño de piezas o componentes de un mecanismo, además, ayudan a realizar distintos tipos de análisis a elementos al ser sometidos a diversos tipos de cargas y esfuerzos. Para este trabajo se usó el software SolidWorks para el dibujo debido a su interfaz y los conocimientos previos que se posee.

Se comenzó con un trazado en 2D de cada componente de la suspensión por separado, es decir, se dibujó las mesas, la barra, rocker, etc. Posterior a esto, se extruyó el dibujo 2D para crear la pieza sólida y, continuar con el ensamblaje del sistema. Por último, se llevó a cabo la etapa de simulación donde se asignó los diferentes materiales a cada uno de sus componentes para después obtener los resultados y poder validar si el diseño creado es apto o no para ser construido. Más adelante se detallará la construcción de cada elemento perteneciente al sistema de la suspensión.

2.4 DISEÑO Y ENSAMBLE DE PIEZAS DE UNA SUSPENSIÓN PUSH-ROD

2.4.1 RÓTULA. La rótula es una pieza mecánica utilizada en el sistema de suspensión cuya función es permitir un movimiento controlado en todos los ejes de la misma y garantizar un correcto movimiento de la dirección. De esta forma, se procedió a realizar un corte esférico para generar una unión esférica con un vástago de 10 mm que permitirá dar un buen movimiento al mecanismo; este componente se encontrará unido a la mangueta de la suspensión y en los extremos de la barra push rod.

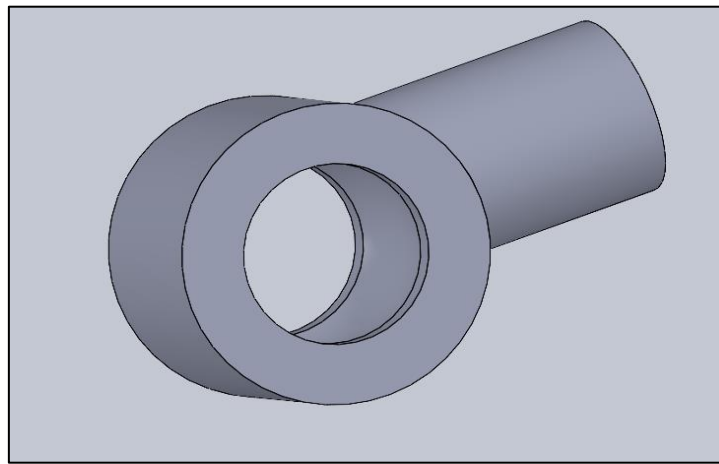


Figura 2. 7 Rótula

(Fuente: Autores)

2.4.2 MESAS TRIANGULARES. Los brazos o mesas son los encargados de enlazar la llanta con la carrocería. En los autos de competencia tipo fórmula es común usar la suspensión de “mesas triangulares” debido a que ofrecen una mayor libertad al momento de ubicar los diferentes componentes del sistema. Para diseñar las mesas se empezó por dibujar los tubos por separado para posteriormente realizar un ensamble adhiriendo las rótulas o juntas diseñadas previamente.

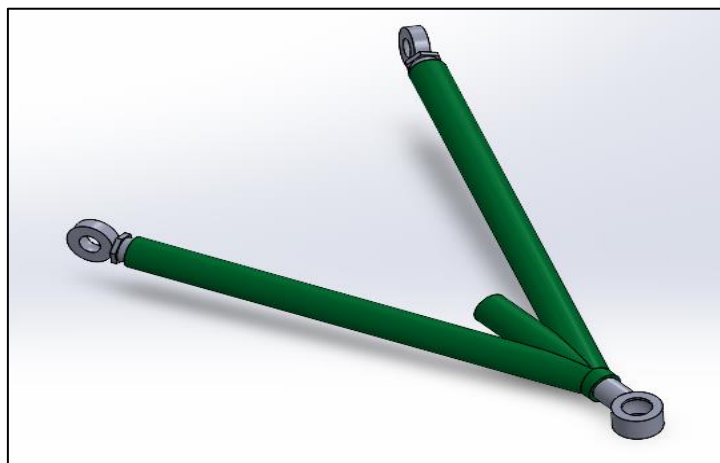


Figura 2. 8 Mesas triangulares

(Fuente: Autores)

2.4.3 BARRA PUSH. Es una barra diagonal la cual funciona a compresión, además es la encargada de empujar al balancín o rocker para así accionar el sistema del muelle-amortiguador. El diseño realizado cuenta con una configuración “push” es por ello que la barra debe ser más robusta; este tipo de configuración ocupa menos espacio que un sistema “pull” y además, resulta ser menos complejo debido a su menor cantidad de piezas. Para la realización de la barra se dibujó un tubo, el cual fue ensamblado con dos rótulas esféricas; una en cada extremo. Estas rótulas permiten a la barra aumentar o disminuir su tamaño según el sistema lo amerite.



Figura 2. 9 Barra push

(Fuente: Autores)

2.4.4 ROCKER. También conocido como balancín es el elemento que recibe la fuerza transmitida por la barra y, este a su vez transmite la fuerza al amortiguador y muelle. El balancín debe además garantizar un correcto desplazamiento, así como actuar perpendicularmente ante el desplazamiento del push-rod

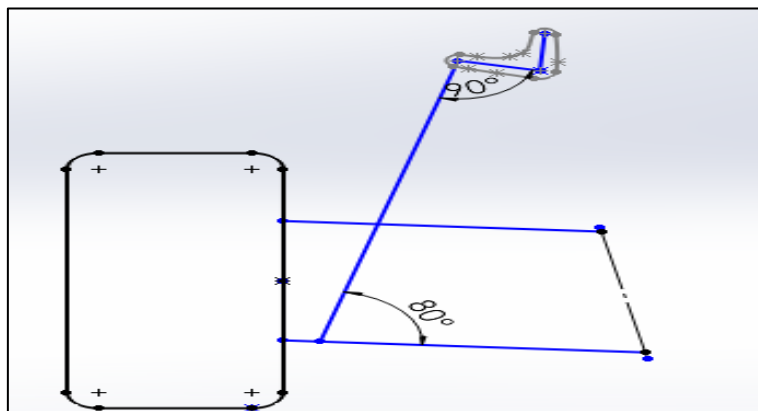


Figura 2. 10 Relación de ángulos

(Fuente: Autores)

Para diseñar el rocker se empezó trazando sus esquinas con círculos (figura 2. 11), que posteriormente fueron unidos con el comando “spline” para dar la forma final al balancín. Por último, se extruyó a la pieza con un espesor de 5mm (figura 2. 12).

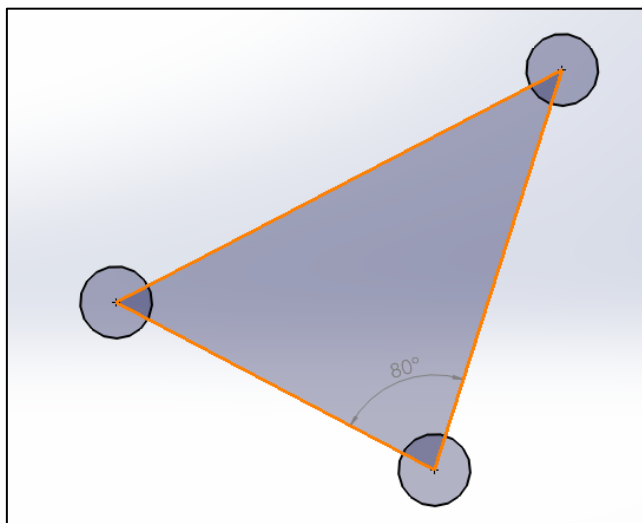


Figura 2. 11 Diseño de rocker

(Fuente: Autores)

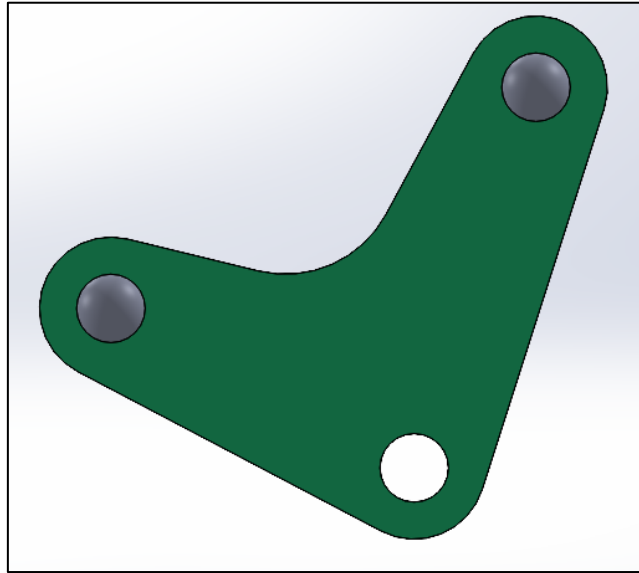


Figura 2. 12 Diseño y extrusión de rocker

(Fuente: Autores)

2.4.5 MANGUETA. La mangueta es la encargada de dar soporte a elementos como la suspensión, dirección y, además, ayuda al alojamiento del movimiento rotativo de la rueda. Para su diseño se procedió a dibujar la geometría y ubicar los soportes donde irá ubicada la dirección y el buje en el que estará situado el rodamiento (figura 2.13).

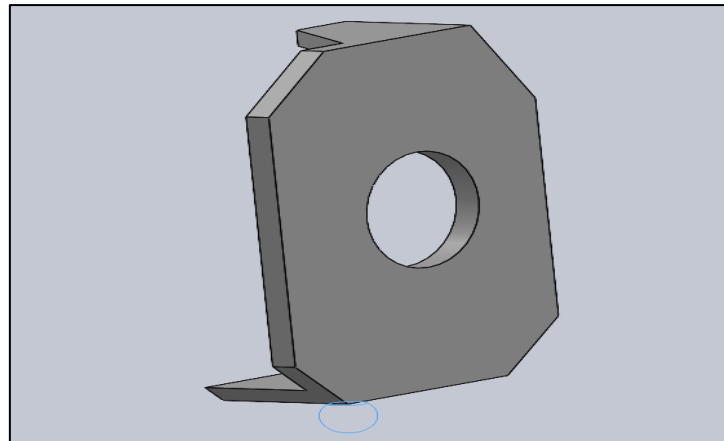


Figura 2. 13 Mangueta

(Fuente: Autores)

2.4.6 ENSAMBLE DEL SISTEMA.

Una vez diseñadas todas las piezas que conforman el nuevo sistema de suspensión se procedió a unir las. En la figura 2.14, se observa el ensamble del sistema push-rod. El diseño de

las rótulas esféricas permite que el ensamble muestre un funcionamiento muy real ofreciendo a la barra y las mesas más grados de libertad.

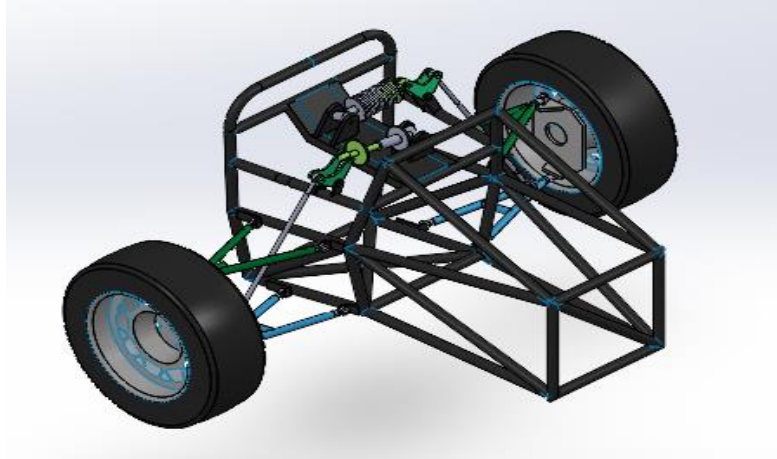


Figura 2. 14 Ensamble de suspensión

(Fuente: Autores)

2.5 DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Con la finalidad de ejecutar simulaciones lo más exactas posibles se debe realizar un análisis de cargas que permitan calcular aquellas que actúan sobre el sistema de suspensión.

2.5.1 CENTRO DE GRAVEDAD

En un trabajo de grado realizado anteriormente en la Universidad Técnica del Norte “Diseño y construcción de un atenuador de impactos para un vehículo monoplaza fórmula SAE” se encontró el centro de gravedad del vehículo FSAE utilizando el software ANSYS LSDYNA. Para el análisis en LSDYNA se tomó una referencia de peso de 300 kilogramos incluyendo al conductor, se realizó un mallado apropiado y el empleo de materiales como el aluminio y el acero.

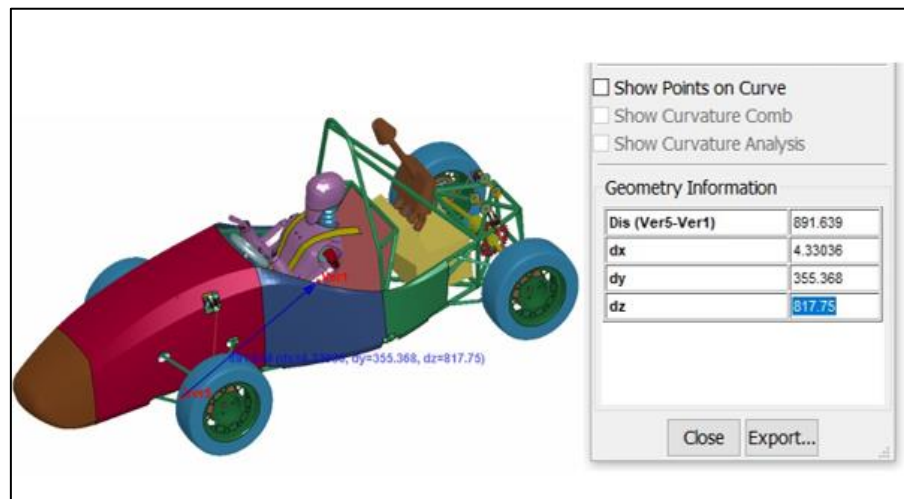


Figura 2. 15 Centro de balanceo

(Fabián & Almeida, 2021)

En la figura 2.15 se puede observar datos que se obtuvo en la simulación.

Dz: Distancia del centro de la rueda frontal al centro de gravedad (mm)

Dy: Altura del piso al centro de gravedad (mm)

Dx: Ubicación del punto medio (mm)

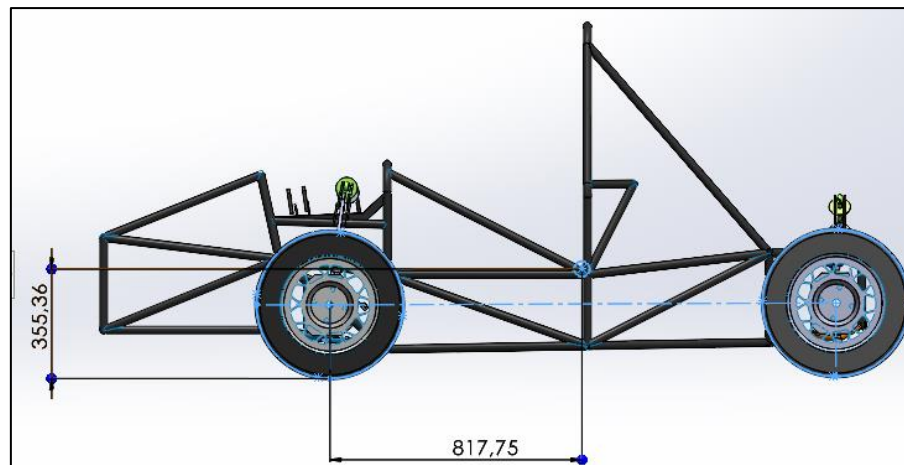


Figura 2. 16 Centro de balanceo fórmula SAE

(Fuente: Autores)

2.5.2 CÁLCULO DE LA DISTRIBUCIÓN DE MASAS DEL VEHÍCULO

Es importante conocer la manera como está repartida la masa en el vehículo, para realizar la simulación en el software ANSYS. En ese sentido, para dichos cálculos se empleó las siguientes ecuaciones:

$$\sum MA = 0 \quad \cup$$

Ecuación (3)

$$W_2 * L - W \left(\frac{L}{2} - X \right) = 0$$

$$\sum MB = 0 \quad \cup$$

$$-W_1 * L + W \left(\frac{L}{2} - X \right) = 0$$

Donde:

W_1 = Distribución de las masas en el eje delantero

W_2 = Distribución de las masas en el eje posterior

W = Peso total del vehículo más conductor

L = Distancia entre ejes o batalla = 1660 mm

X = Distancia del punto medio hasta el centro de gravedad

$l1$ = Distancia del centro de la rueda frontal al centro de gravedad

Para calcular X utilizamos la siguiente formula:

$$X = \frac{L}{2} - l1$$

Ecuación (3)

$$X = \frac{1660 \text{ mm}}{2} - 817,75$$

$$X = 12,25 \text{ mm}$$

Al despejar W_1 y reemplazar estos datos se puede obtener los siguientes valores:

$$W_1 = \frac{W}{2} + \frac{W * X}{L}$$

Ecuación (5)

$$W_1 = \frac{300}{2} + \frac{300 * 12,25}{1660}$$

$$W_1 = 152,21 \text{ kg}$$

$$W_2 = \frac{W}{2} - \frac{W * X}{L}$$

Ecuación (6)

$$W_2 = \frac{300}{2} - \frac{300 * 12,25}{1660}$$

$$W_2 = 147,78 \text{ kg}$$

2.5.2.1 Porcentaje de peso en cada eje

Corresponde a la distribución de las masas en forma de porcentaje en cada eje del vehículo.

$$\%W_1 = \frac{W_1}{W} * 100 \quad \text{Ecuación (4)}$$

$$\%W_1 = \frac{152,21 \text{ kg}}{300} * 100$$

$$\%W_1 = 50,73 \%$$

$$\%W_2 = \frac{W_2}{W} * 100$$

$$\%W_2 = \frac{147,78 \text{ kg}}{300} * 100$$

$$\%W_2 = 49,26 \%$$

La distribución de masas que existe es de 50,73 % en el eje delantero y 49,26 % en el eje posterior. Seguidamente, se divide para 2 la distribución de las masas del eje delantero y posterior para conocer cuando peso estará soportando cada neumático.

Para el eje delantero

$$W_1 = \frac{152,21}{2} = 76,10 \text{ kg}$$

Para el eje posterior

$$W_2 = \frac{147,78}{2} = 73,89 \text{ kg}$$

2.5.3 CÁLCULO ANTIVUELCO

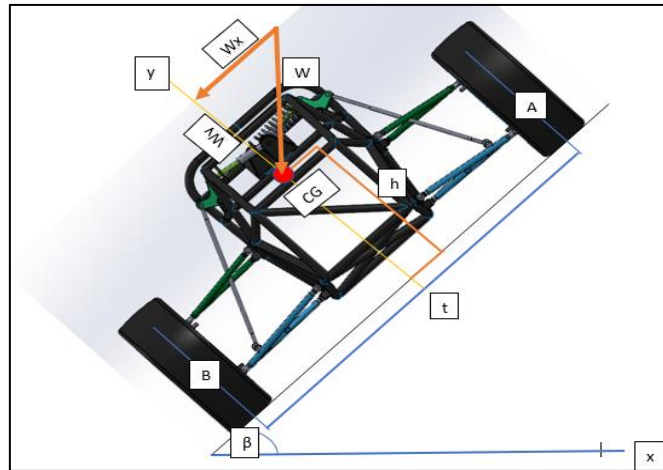


Figura 2. 17 Cálculo Antivuelco

(Fuente: Autores)

El reglamento de la fórmula SAE indica que, para evaluar si el vehículo cumple con los requisitos de estabilidad, se debe realizar una prueba en la que el vehículo se inclina a un ángulo de 60 grados con respecto a la horizontal, correspondiente a una aceleración de 1,7 g. Durante esta prueba, el conductor debe estar en su posición de conducción normal y el vehículo no debe volcarse para ser considerado apto.

$$\sum MB = 0 \quad \cup$$

Ecuación (5)

$$W_y * \frac{t}{2} - W_x * h - W_1 * t = 0$$

$$W * \cos \beta * \frac{t}{2} - W * \sin \beta * h - W_1 * t = 0$$

Donde:

t: ancho de vía

t: 1370 mm

h: altura del centro de gravedad

h: 355,36 mm

β: máxima inclinación

Al despejar β de la ecuación 8 se obtiene:

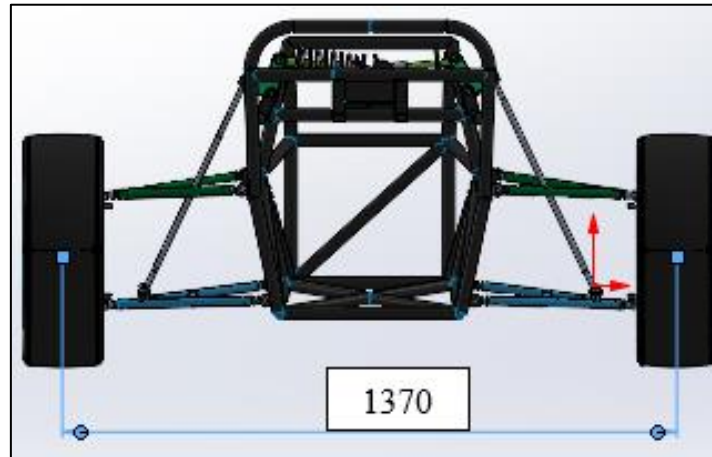


Figura 2. 18 Ancho de vía

(Fuente: Autores)

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{t}{2 * h}\right) \quad \text{Ecuación (9)}$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{1370}{2 * 355,36}\right)$$

$$\beta = 62,58^\circ$$

Una vez realizado los cálculos, se observa que el vehículo puede inclinarse un ángulo de $62,58^\circ$ antes de volcarse, por lo que aprobaría la prueba antivuelco del reglamento FSAE.

2.5.4 FUERZAS QUE ACTÚAN EN UN OBSTÁCULO

Los impactos por los obstáculos de la carretera generan fuerzas que actúan en el sistema de suspensión por lo que, para realizar este cálculo se estima una velocidad de 40 kilómetros por hora, una altura de 0,1 metros y se considera una pendiente de 30° .

$$v_x * \tan(30) = v_y \quad \text{Ecuación (10)}$$

$$6,94 \frac{m}{s} * \tan(30) = v_y$$

$$v_y = 4 \frac{m}{s}$$

2.5.4.1 Fórmula para encontrar la aceleración vertical

$$vx^2 = vy^2 + 2 * ay * h \quad \text{Ecuación (6)}$$

$$vx^2 = 0 \frac{m}{s}$$

$$a_y = \frac{(v_y)^2}{2 * h}$$

Al reemplazar los valores en la ecuación se obtiene:

$$a_y = \frac{(4 \text{ m/s})^2}{2 * 0,1\text{m}}$$

$$a_y = 80 \text{ m/s}^2$$

2.5.4.2 Fuerza generada en los neumáticos:

$$F_{neu} = h * m_{eje} * a_y \quad \text{Ecuación (12)}$$

$$F_{neu} = 0,1 \text{ m} * 152,21 \text{ kg} * 80 \text{ m/s}$$

$$F_{neu} = 1217,68 \text{ N}$$

La fuerza producida al pasar por un obstáculo de 0,1m es de 1217,26 N

2.5.5 DATOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS DE CARGAS

Tabla 2.2 Análisis de cargas

Fuerzas verticales	[N]
Transferencia de masas en el eje delantero	152,21 kg
Peso en cada neumático	745,78 N
Obstáculo	1 217,68 N
Total fuerza en la rueda	1 963,46 N

(Fuente: Autores)

2.6 ANÁLISIS DINÁMICO DE LA SUSPENSIÓN MEDIANTE EL SOFTWARE ANSYS

Una vez diseñado el sistema de suspensión y realizado el cálculo de las cargas a las que estará sometido el sistema, se procedió con la simulación para validar el nuevo diseño en el programa ANSYS, debido a sus múltiples módulos ideales para cada estudio.

2.6.1 PREPROCESO

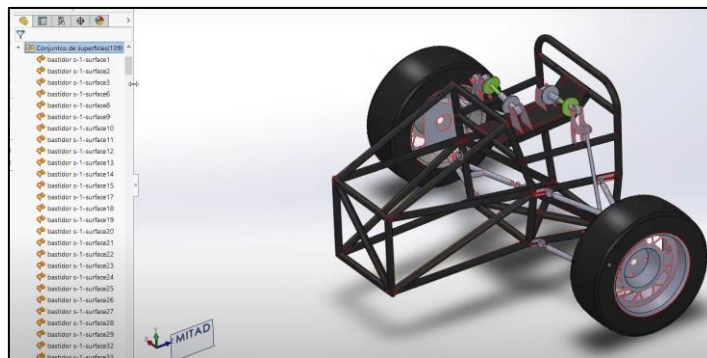


Figura 2. 19 Transformación de los componentes de la suspensión en superficies

(Fuente: Autores)

Antes de realizar la simulación primero se preparó la geometría, por lo cual en SolidWorks se transformó todos los componentes de la suspensión en superficies como se puede observar en la figura 2. 19, es decir, los elementos se encuentran en forma de láminas que carecen de espesor y por último al documento se le guardó en un formato Parasolid (*.x_t).

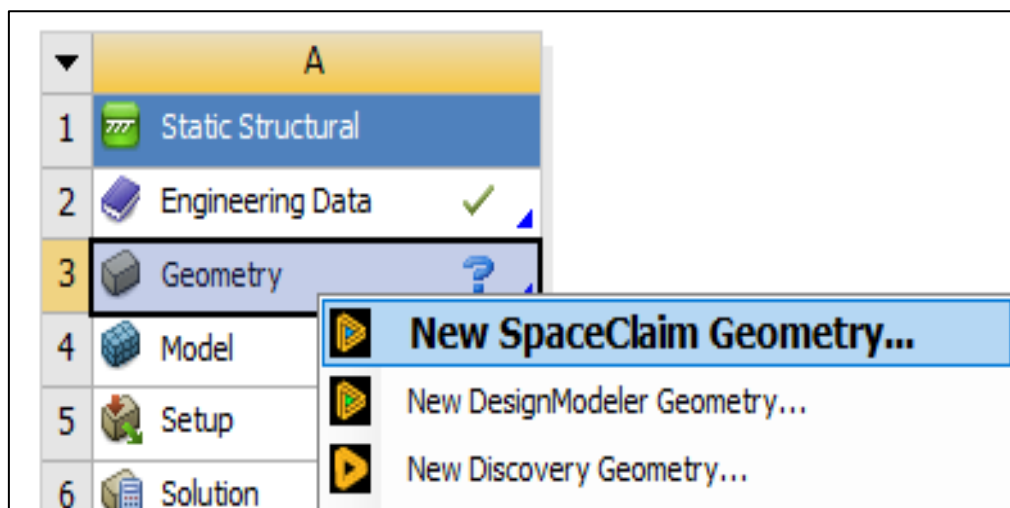


Figura 2. 20 ANSYS Workbench

(Fuente: Autores)

A continuación, en ANSYS Workbench, en la ventana “Toolbox” se selecciona y arrastra al espacio de trabajo la opción Static Estructural, dar clic derecho en Geometry y seleccionar New SpaceClaim Geometry.

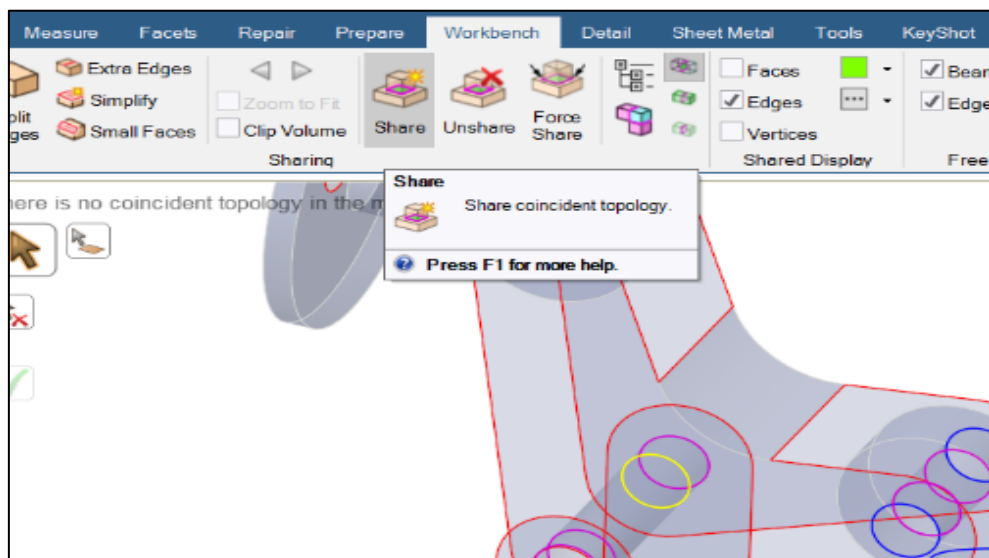


Figura 2. 21 Topología compartida

(Fuente: Autores)

En SpaceClaim se abrió el archivo de SolidWorks anteriormente guardado para posteriormente, dar clic en la opción compartir “Share” con el fin de generar una topología compartida y así garantizar que la unión de los cuerpos se combine de manera perfecta.

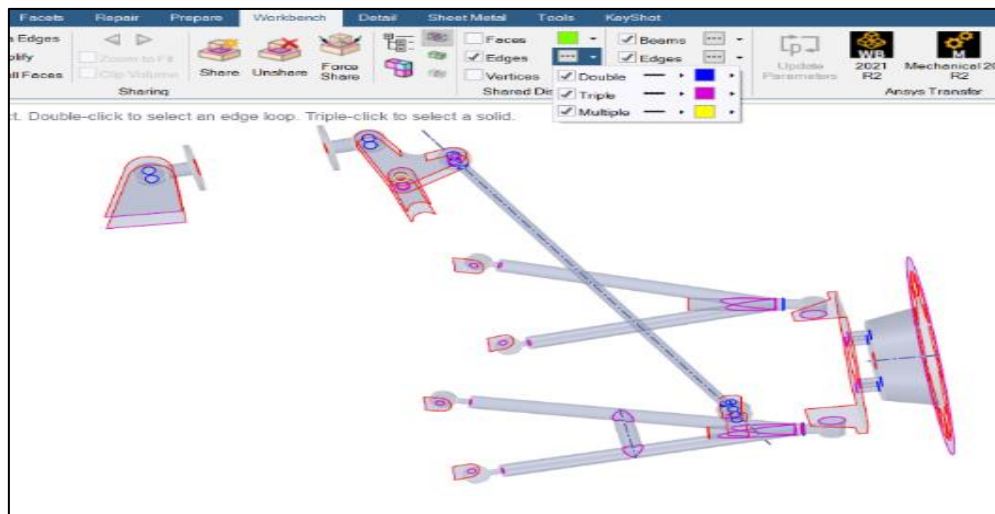


Figura 2. 22 Uniones dobles, triples y múltiples

(Fuente: Autores)

Para verificar que los cuerpos estén correctamente combinados hay que dirigirse a la herramienta Workbench y en la parte de “Shared Display” muestra los bordes unidos con uniones dobles, triples y múltiples. Finalmente se guarda el documento para posteriormente realizar los análisis.

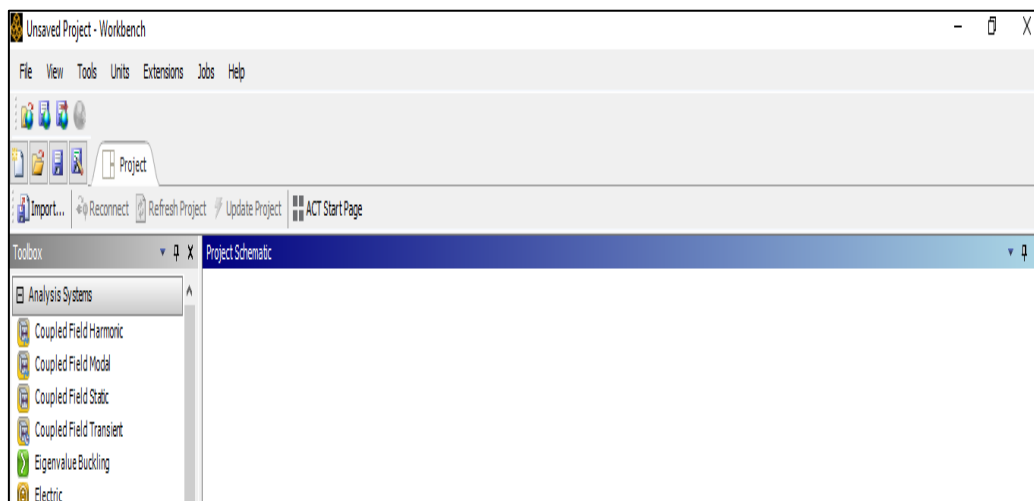


Figura 2. 23 Espacio de trabajo Workbench

(Fuente: Autores)

A continuación, se procedió a abrir la plataforma de Ansys llamado Workbench, creada para simulaciones y dar soluciones CAE. La pantalla principal presenta una página en blanco la cual será el espacio de trabajo.

2.6.2. CONFIGURACIÓN DE LOS MATERIALES

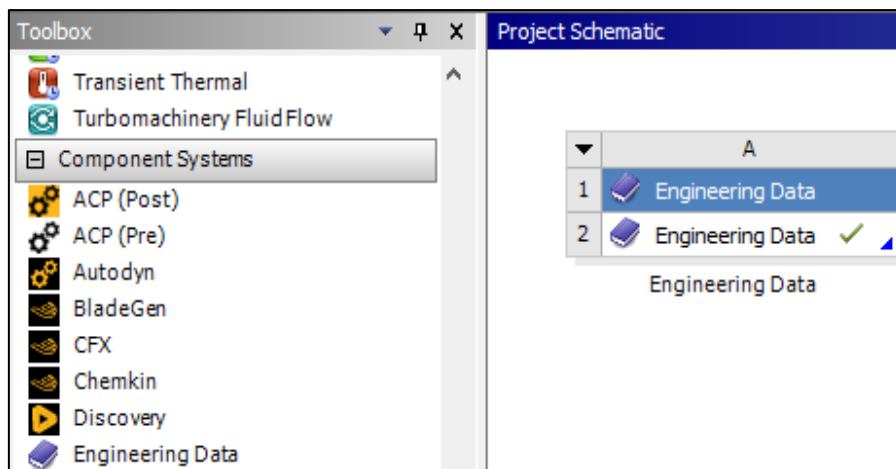


Figura 2. 24 Configuración de materiales

(Fuente: Autores)

Para iniciar el proyecto en Workbench, hubo que dirigirse a la ventana de "Toolbox" donde se buscó la opción "componentes del sistema", se seleccionó la herramienta "Engineering Data". Este proceso ayuda a optimizar tiempo y procesamiento, debido a que vincula los materiales a todos los módulos que se ocuparán más adelante.

	A	B	C	D
1	Contents of General Materials	Add		Source
8	Gray Cast Iron	+		General_Materials.xml
9	Magnesium Alloy	+		General_Materials.xml
10	Polyethylene	+		General_Materials.xml
11	Silicon Anisotropic	+		General_Materials.xml

Figura 2. 25 Librería de materiales ANSYS

(Fuente: Autores)

La herramienta permite elegir el tipo de material que se le asignarán a las piezas diseñadas, esto con el fin de obtener una simulación realista. Para acceder a todos los materiales que posee la librería de Ansys se debe ingresar a la pestaña “Engineering Data Sources” y buscar “materiales generales”.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,7E-05	C ⁻¹		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young...			
8	Young's Modulus	200	GPa		
9	Poisson's Ratio	0,26			
10	Bulk Modulus	1,3889E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,9365E+10	Pa		
12	Tensile Yield Strength	250	MPa		
13	Compressive Yield Strength	250	MPa		
14	Tensile Ultimate Strength	550	MPa		

Figura 2. 26 Edición de propiedades de materiales

(Fuente: Autores)

Si el material que se necesita no se encuentra dentro de la librería, existe la posibilidad de editar las propiedades mecánicas de un material similar y, de esta forma convertirlo en el material que se desee.

	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data			Source
2	Material			
3	AISI 1018			General_Materials.xml
4	ASTM A36			General_Materials.xml
5	Stainless Steel			General_Materials.xml
*	Click here to add a new material			

Figura 2. 27 Aceros para realizar el análisis

(Fuente: Autores)

Para los componentes de la suspensión se usó diferentes aceros (ASTM A36, AISI 1018 y ASTM 500), dichos materiales no se encontraban en la librería por lo que, fue necesario partir del acero disponible de la librería (Stainless Steel) y posteriormente editarlo.

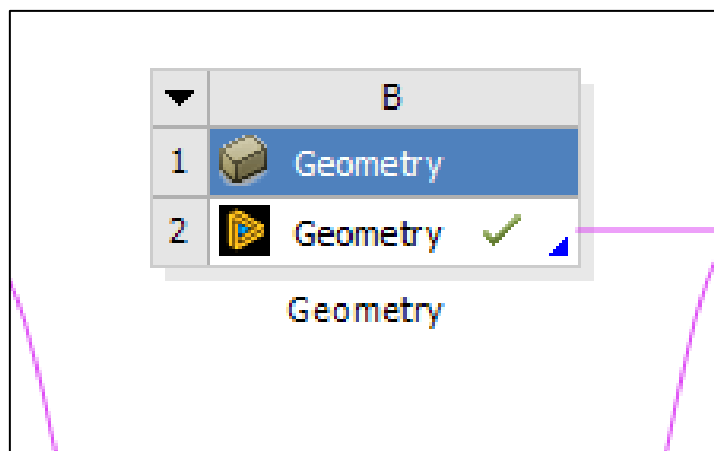


Figura 2. 28 Inserción de geometría de la suspensión

(Fuente: Autores)

Una vez ingresados los datos del material se prosiguió a insertar la geometría. La geometría hace referencia a la suspensión diseñada y editada en Spaceclaim. De igual manera en la opción “componentes del sistema” arrastrar “Geometry” al espacio de trabajo, con esto se vincula la misma geometría a todo el proceso de simulación evitando tener que editar en cada módulo que se vaya a ocupar.

2.6.3 PROCESO 1: ESTUDIO ESTÁTICO

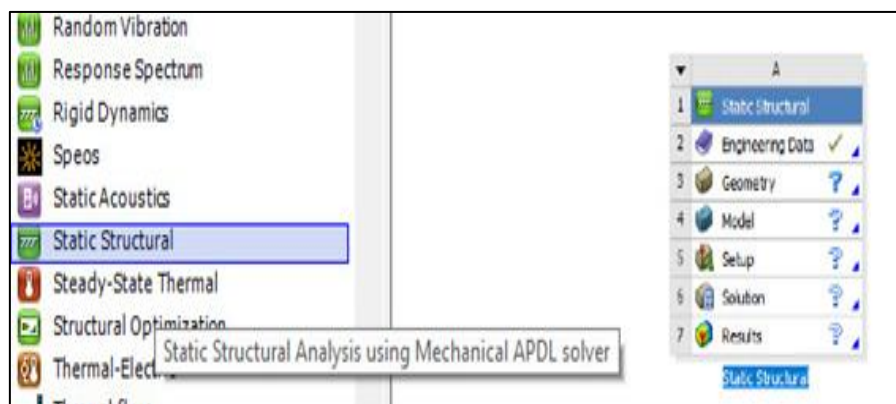


Figura 2. 29 Estudio estático

(Fuente: Autores)

Se empezó con un estudio estático del sistema, el cual incluye el análisis de los fenómenos que sufre el diseño al estar expuesto a las fuerzas puntuales previamente calculadas, con esto se logra validar si el sistema soportará las cargas asignadas. En caso de no soportar se debe mejorar el diseño antes de construirlo. Para esto, se arrastra desde la “caja de herramientas” al espacio de estudio la herramienta “Static Structural” para crear un nuevo estudio estático estructural.

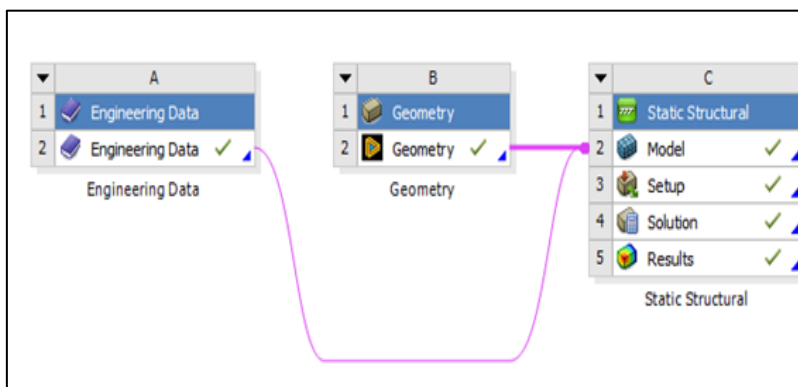


Figura 2. 30 Vinculación de materiales y geometría

(Fuente: Autores)

A continuación, se procede a vincular los materiales y la geometría que se va a utilizar, esto con el propósito de compartir dichos elementos con los diferentes estudios. Gracias a este vínculo se ahorra tiempo, debido a que no será necesario ingresar los diferentes materiales y las cualidades del diseño para cada estudio, ya que se cargará de manera automática. Al dar doble clic en “Model” inicia el módulo de Workbench para dar inicio con el proyecto de análisis CAE.

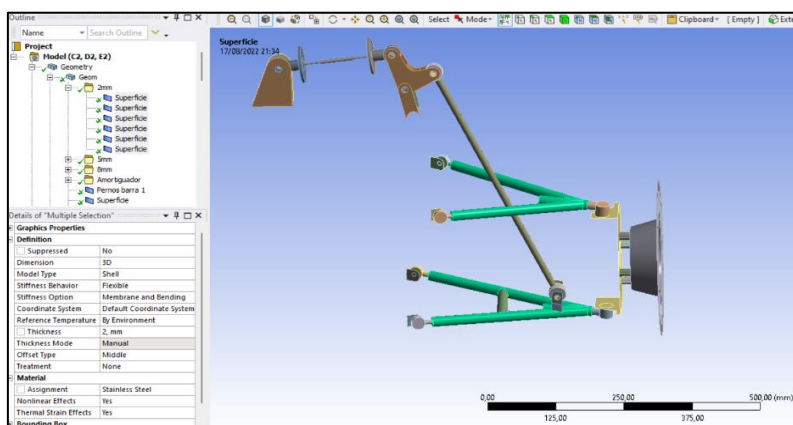


Figura 2. 31 Edición de geometría

(Fuente: Autores)

Seguidamente, se procede a ingresar los datos solicitados por el programa para su ejecución, se empieza con la edición de la geometría, la cual es presentada solo como superficies, es decir, las piezas diseñadas no poseen ningún espesor, por tal motivo se le asignarán grosores a continuación.

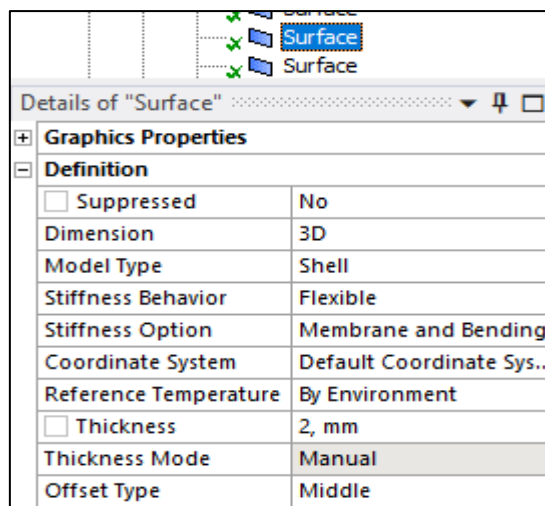


Figura 2. 32 Asignación de espesores del sistema

(Fuente: Autores)

Para asignar el espesor únicamente se selecciona la superficie del modelo que se desea y aparece un cuadro de diálogo debajo del árbol de operaciones. En el recuadro que aparece se selecciona la opción “thickness” y se asigna el valor de espesor correspondiente.

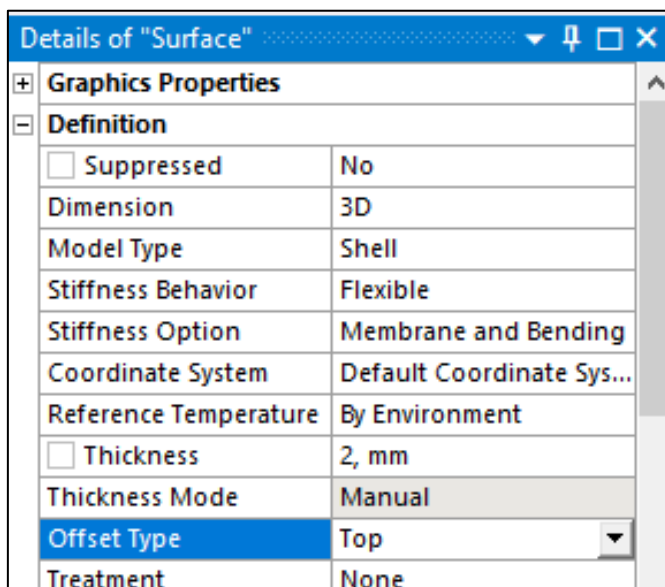


Figura 2. 33 Comando offset type

(Fuente: Autores)

Como dato adicional la opción “offset type” permite modificar la forma de relleno de la superficie, pudiendo ser del contorno del elemento hacia dentro o hacia fuera, según el diseñador lo requiera.

2.6.3.1 Configuración de parámetro: Masa del neumático

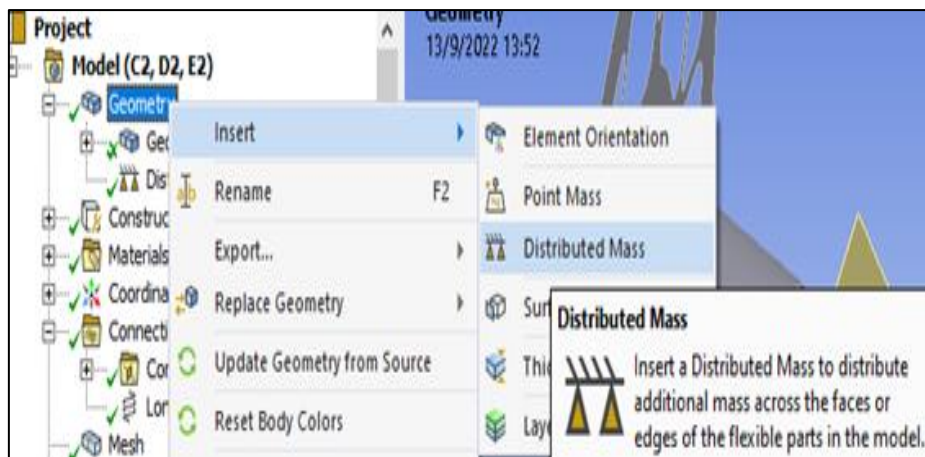


Figura 2. 34 Configuración de la masa del neumático

(Fuente: Autores)

Al dar clic derecho en “Geometry” se despliega una ventana con la opción Insertar y, al posicionar el puntero en dicha opción se selecciona la herramienta Masa Distribuida.

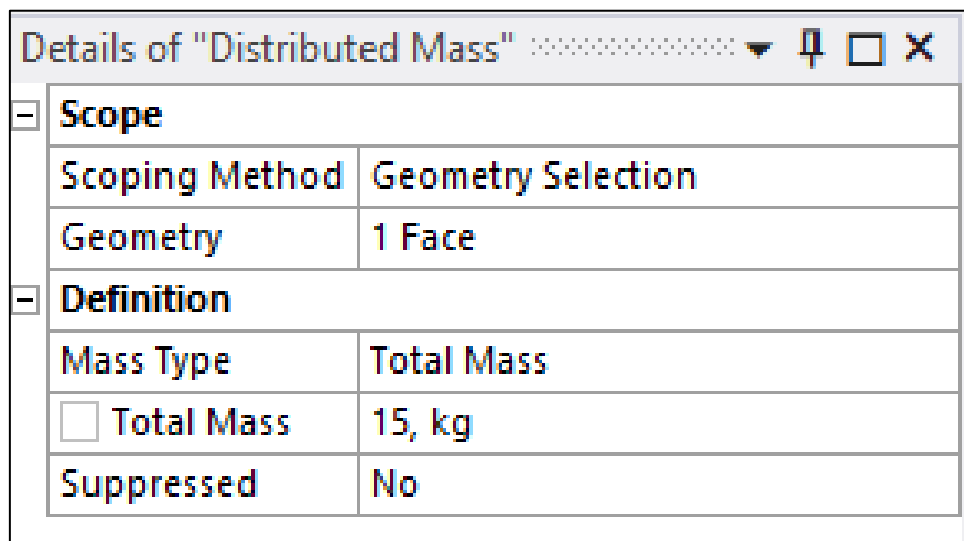


Figura 2. 35 Masa distribuida del neumático

(Fuente: Autores)

Esta herramienta permite incluir la masa de algunos elementos necesarios para el análisis estático, en este caso permite colocar el valor de la masa del neumático.

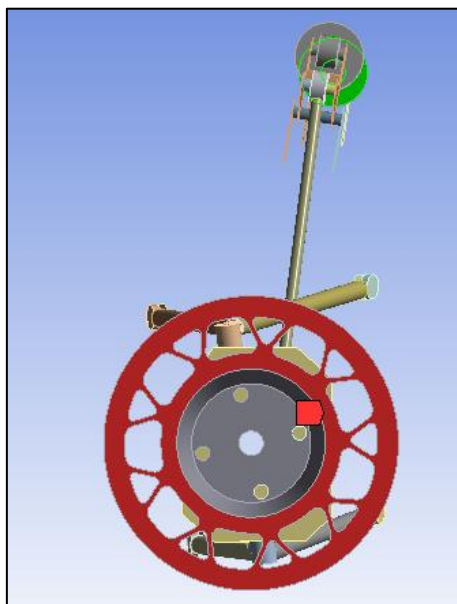


Figura 2. 36 Ubicación de masa distribuida

(Fuente: Autores)

Para insertar la masa únicamente se necesita seleccionar la ubicación en el diseño. En este estudio se ubica la masa en la superficie del aro, debido a que ahí va el neumático.

2.6.3.2 Configuración de parámetros del amortiguador

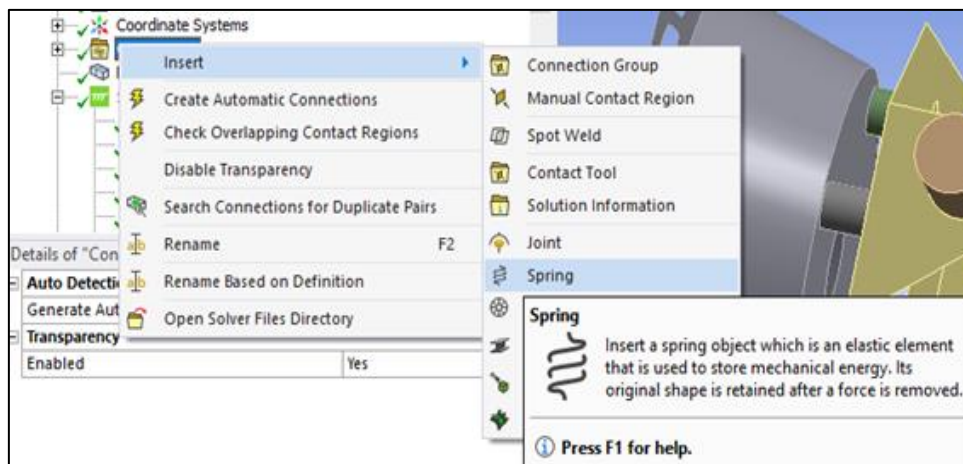


Figura 2. 37 Inserción de amortiguador

(Fuente: Autores)

Se continúa con el proceso de insertar el amortiguador del sistema, este elemento es necesario para los estudios modales y armónicos, ya que no es un componente que permanece estático, al contrario, tiene mucho movimiento. Para insertar el espiral que simulará al amortiguador hay que posicionarse en la carpeta “Connections” dar clic derecho y, en insertar seleccionar la opción “Spring”.

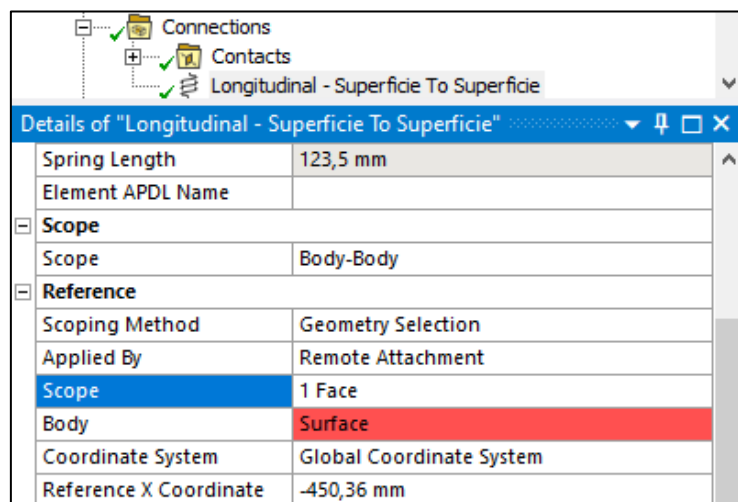


Figura 2. 38 Parámetros del amortiguador

(Fuente: Autores)

Se crea automáticamente el espiral donde se ingresa los parámetros del amortiguador y espiral que se vaya a utilizar.

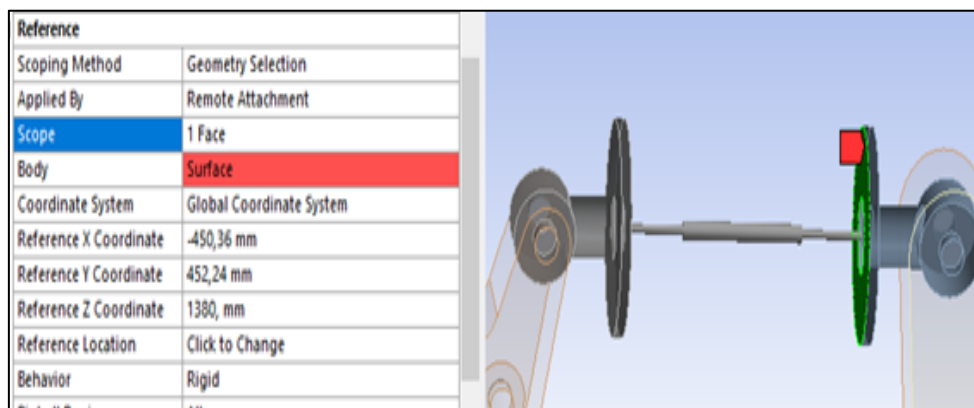


Figura 2. 39 Configuración de los elementos referencia y móvil

(Fuente: Autores)

En el cuadro se empieza ingresando el elemento referencia y elemento móvil. La referencia será la parte que menor desplazamiento sufre y para esto en la opción “Reference” y en “Scope” se selecciona la superficie, la cual será fija. La referencia se marca de un color verde.



Figura 2. 40 Zona de desplazamiento del amortiguador

(Fuente: Autores)

Ahora, en la opción “Mobile” y en “Scope” se selecciona la superficie que tendrá más desplazamiento, la cual tomará un color azul.

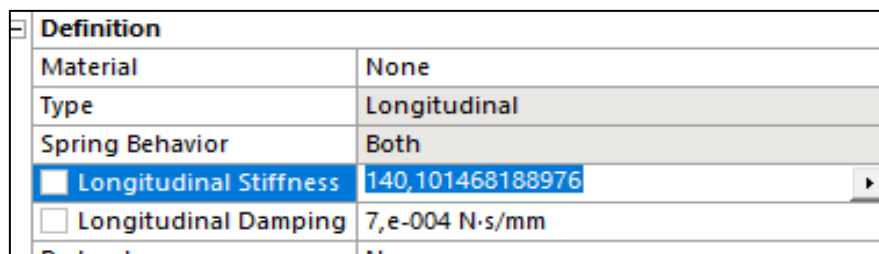


Figura 2. 41 Asignación de la constante de elasticidad

(Fuente: Autores)

Para culminar, solo queda ingresar las constantes del resorte y del amortiguador encontrado para el vehículo. Primero se integró el valor de la constante de elasticidad del resorte (K) que se va a ocupar, mismo que, para el diseño es de 800 lbf/in (140,10 N/mm).

Definition	
Material	None
Type	Longitudinal
Spring Behavior	Both
<input type="checkbox"/> Longitudinal Stiffness	140,1 N/mm
<input checked="" type="checkbox"/> Longitudinal Damping	0,0007

Figura 2. 42 Asignación del coeficiente de amortiguamiento

(Fuente: Autores)

A continuación, se ingresó la constante de amortiguamiento. El coeficiente de amortiguamiento es un parámetro teórico capaz de explicar la disipación de energía debida a las fricciones que frenan el movimiento. En vista que no se cuenta con una máquina de ensayos para calcular el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador que se va a utilizar en el proceso de manufactura se tomó el valor de 0,7, valor que se utilizó en el artículo “Design of Suspension System for Formula Student Race Car”(Saurabh et al., 2016).

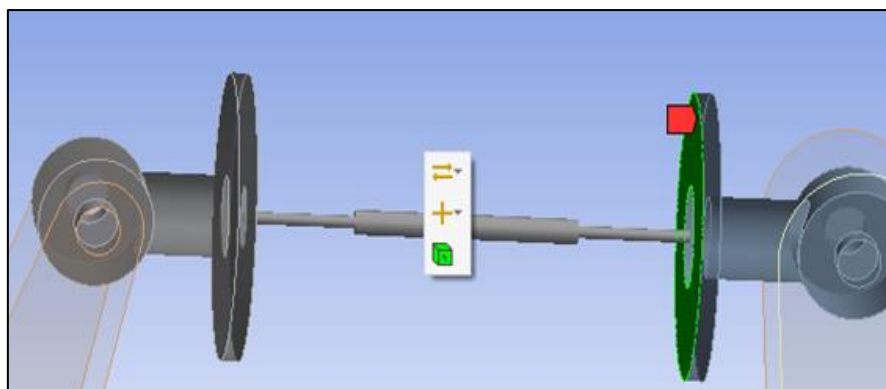


Figura 2. 43 Amortiguador del sistema de suspensión

(Fuente: Autores)

Finalmente, una vez realizado los pasos indicados, se crea una especie de resorte que realizará el trabajo del amortiguador, el cual es el movimiento rebote.

2.6.3.3 Configuración de parámetros de mallado

El mallado consiste en subdividir un modelo geométrico en pequeños elementos conocidos como “elementos finitos”, los cuales están enlazados por nodos. A este conjunto de

elementos y nodos se le conoce como malla. En cada componente del modelo, el software ejecuta la resolución de ecuaciones matemáticas que permiten predecir el comportamiento del modelo al estar sometido a diferentes efectos físicos como fuerza, vibración, calor, movimiento etc.

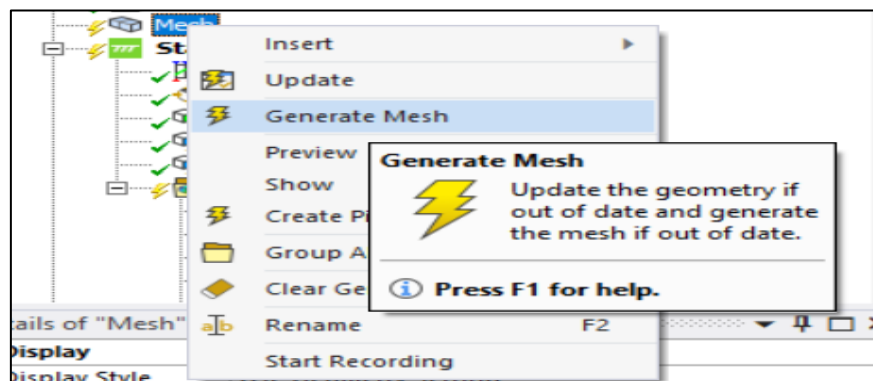


Figura 2. 44 Generación de malla

(Fuente: Autores)

A continuación, se dio clic derecho en la opción Mesh y se seleccionó la opción “Generate Mesh” para generar una malla por defecto, de acuerdo con la configuración del software ANSYS como se observa en la figura.

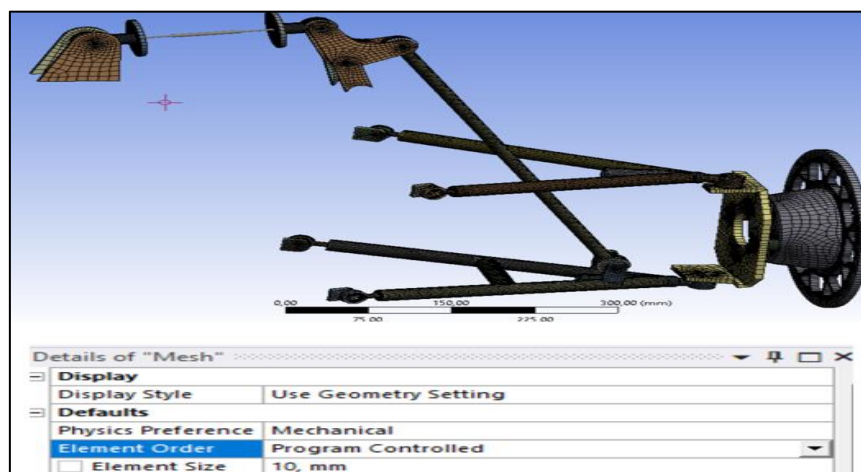


Figura 2. 45 Mallado con elementos hexaédricos

(Fuente: Autores)

El mallado contiene elementos hexaédricos, en “Element Size” y se asignó un valor de 10 mm que es el tamaño del elemento para todo el modelo. En Physics Preference se seleccionó Mechanical, ya que se va a realizar un análisis mecánico, como se puede observar en la figura.

Sizing	
Use Adaptive Sizing	No
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,2)
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	2, mm
Capture Curvature	Yes
<input type="checkbox"/> Curvature Minimum Size	2, mm
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	12, °
Capture Proximity	No
Bounding Box Diagonal	987,27 mm
Average Surface Area	2154,3 mm ²
Minimum Edge Length	1,2887 mm

Figura 2. 46 Configuración de mallado

(Fuente: Autores)

En la herramienta Sizing, la opción “Mesh Defeaturing” está en SI por defecto, con un valor en “Deeature Size” de 2 mm, al igual que la opción “Capture Curvature” que está en SI con un valor en “Curvature Minimum Size” de 2 mm. En “Curvature Normal Angle” se asignó un ángulo de 12 para mejorar el mallado en curvas, esta opción permite limitar el número de elementos a lo largo de una curva o superficie.

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	39771
<input type="checkbox"/> Elements	39409

Figura 2. 47 Número de elementos y nodos

(Fuente: Autores)

Para ver el número de elementos y nodos en el modelo se da clic izquierdo en la carpeta “Statistics”. En el modelo existe un total de 39771 nodos y 39409 elementos como se observa en la figura número 2. 47.

Mesh Metric	None
Inflation	None
Batch Connections	Element Quality Aspect Ratio
Advanced	Jacobian Ratio (MAPDL)
Statistics	Jacobian Ratio (Corner Nodes) Jacobian Ratio (Gauss Points) Warping Factor Parallel Deviation Maximum Corner Angle Skewness

Figura 2. 48 Calidad de mallado

(Fuente: Autores)

Para garantizar una buena calidad de malla y, que los resultados obtenidos sean lo más cercanos a la realidad, se debe validar la calidad de mallado. “Mesh Metrics” es una función útil para determinar la forma y el tamaño correctos de los elementos. Se puede encontrar una variedad de criterios para el control de calidad de mallado, sin embargo, en este estudio se usó “Jacobian Ratio(MAPDL)”.

El método Jacobian Ratio se define como la relación entre el volumen original de un elemento de malla y su volumen distorsionado. Si un elemento tiene una relación jacobiana de mala calidad, es posible que los cálculos basados en la forma del elemento sean menos confiables. Ansys menciona que “se debe evitar un elemento con una proporción jacobiana ≤ 0 . Una relación jacobiana cuyo valor es cercano a 1 es la mejor” (Ansys, 2023)

Mesh Metric	Jacobian Ratio (MAPDL)
<input type="checkbox"/> Min	1,
<input type="checkbox"/> Max	6,1762
<input type="checkbox"/> Average	1,1941
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,3504

Figura 2. 49 Método Jacobian Ratio

(Fuente: Autores)

En la figura número 2.49 se puede observar la relación jacobiana con los valores mínimos, máximo, promedio y desviación estándar. Como se manifestó anteriormente, el valor de Jacobian Ratio debe estar lo más cercano a 1 para que la estructura del mallado sea perfecta

y, al ser el valor promedio de Jacobian Ratio en el sistema de suspensión es de 1,19, se considera que el mallado es de buena calidad.

2.6.3.4 Fuerza de la gravedad

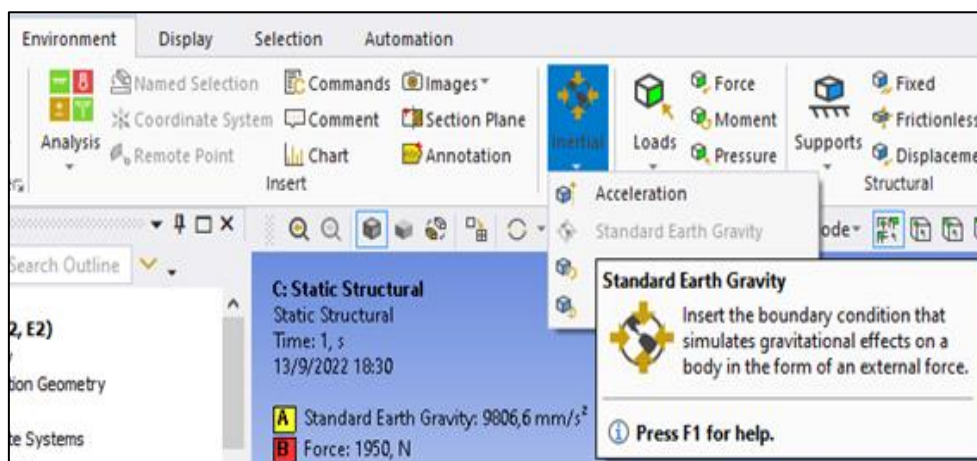


Figura 2. 50 Fuerza de gravedad

(Fuente: Autores)

Una vez realizado el mallado se procedió a ingresar todas las fuerzas que intervendrán en el análisis. La primera fuerza fue la gravedad y, para insertarla se debió localizar “Enviroment” en la cinta de opciones y dentro de “Inertial” seleccionar la gravedad estándar de la Tierra.



Figura 2. 51 Gravedad estándar de la tierra

(Fuente: Autores)

Una vez seleccionada la herramienta, el valor de la gravedad aparece en el árbol de operaciones, sin que este se puede editar.

2.6.3.5 Configuración de fuerzas resultantes



Figura 2. 52 Insertar fuerza

(Fuente: Autores)

A continuación, se insertó las fuerzas obtenidas en cálculos previos, cuyo valor se puede encontrar en la sección de “Cálculos”. La herramienta “Fuerza” se la puede localizar en la cinta de opciones o al dar clic derecho en el estudio estático estructural, donde se sitúa el puntero en “Insertar” y se selecciona la opción “Force”.

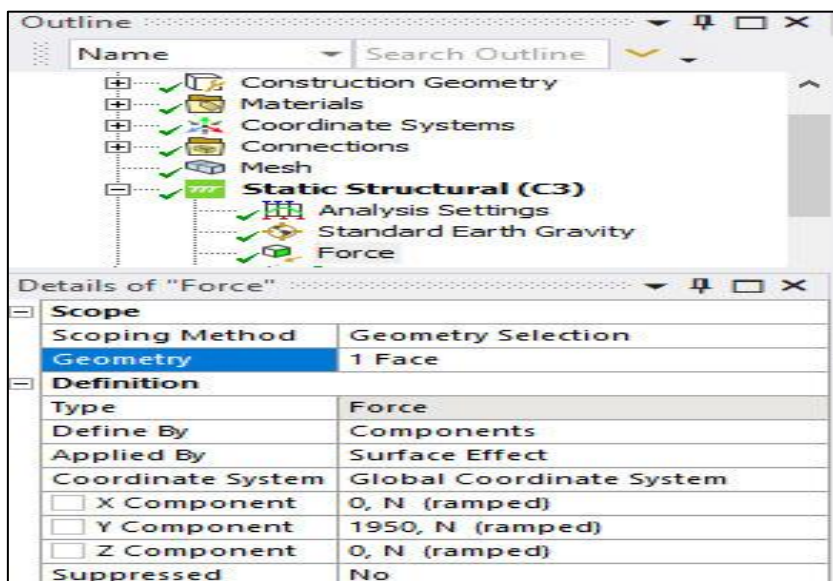


Figura 2. 53 Asignación de la fuerza

(Fuente: Autores)

De igual manera, se crea un cuadro de opciones para la herramienta de fuerza, en el que se ingresa los valores de la fuerza y la ubicación de la misma.

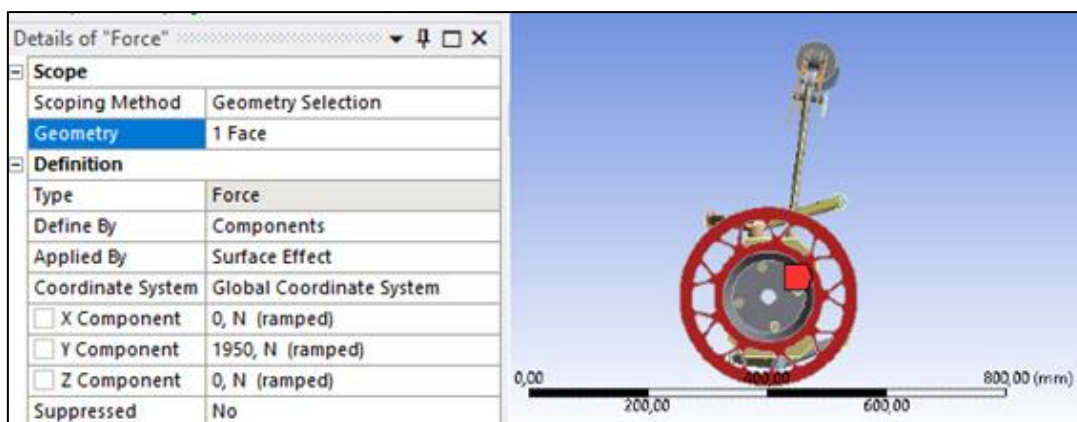


Figura 2. 54 Ubicación de la fuerza

(Fuente: Autores)

Seguidamente, se procede a colocar la fuerza en el aro del neumático, esto se lo hace debido a que es este, el que recibe todas las fuerzas de reacción de la calzada y lo transmite a la suspensión, la cual absorbe las vibraciones. Para ubicar la posición donde irá situada la fuerza se da clic junto a la opción de “Geometry” y se selecciona la cara del aro en el diseño como lo muestra la imagen.

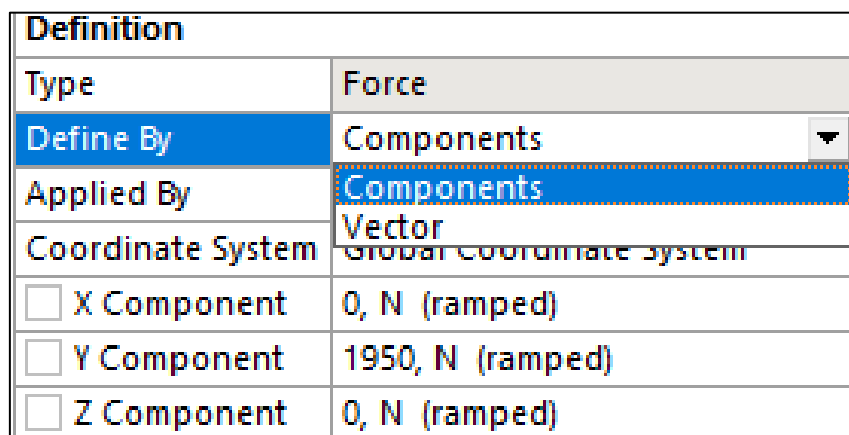


Figura 2. 55 Fuerza en la componente Y

(Fuente: Autores)

La fuerza que actúa es perpendicular a la pista, es decir, será solo una fuerza vertical por lo que estará ubicada en el eje “Y” del plano del dibujo y, para activar estos planos se selecciona la opción “Components”.

Applied By	Surface Effect
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0, N (ramped)
<input checked="" type="checkbox"/> Y Component	1963,46
<input type="checkbox"/> Z Component	0, N (ramped)

Figura 2. 56 Asignación de la fuerza resultante

(Fuente: Autores)

Por último, se ingresa el valor de la fuerza resultante en el eje sobre el que actúa (Y), mientras en los demás ejes quedarán en cero (0) debido a que no existen fuerzas actuantes. La fuerza aplicada para realizar el análisis estructural corresponde a la distribución de la masa en el eje delantero que soporta cada neumático (745,78 N) y la fuerza producida al pasar por un obstáculo de 1217,68 N calculadas anteriormente. Las dos fuerzas sumadas dan como resultado 1963,46 N.

2.6.3.6 Ubicación de los soportes fijos del sistema de suspensión

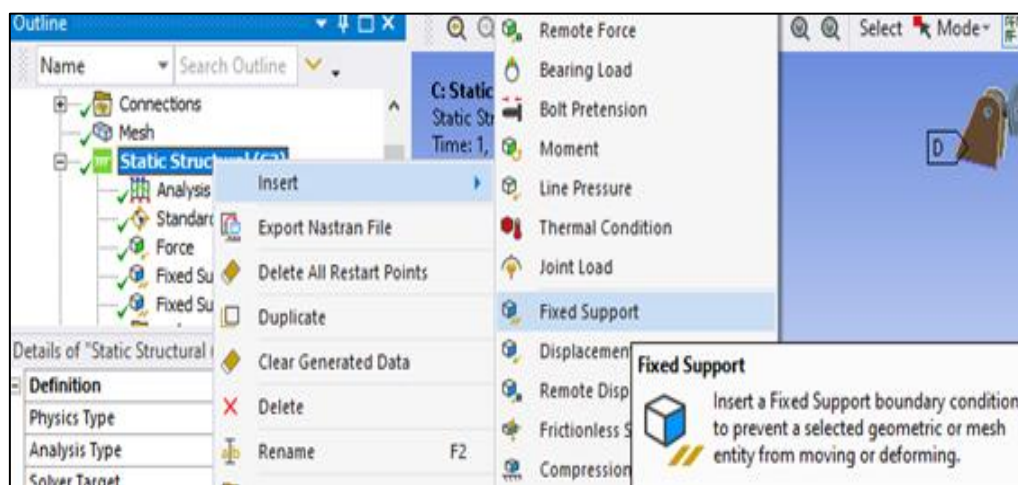


Figura 2. 57 Soportes fijos

(Fuente: Autores)

Situar los soportes fijos del diseño, quiere decir que serán las partes ancladas que no sufrirán desplazamiento en el momento de recibir la fuerza transmitida por las ruedas. Para ello, se da clic derecho en el estudio estructural, en insertar se selecciona “Fixed Support” y se crea un cuadro similar al de la fuerza.

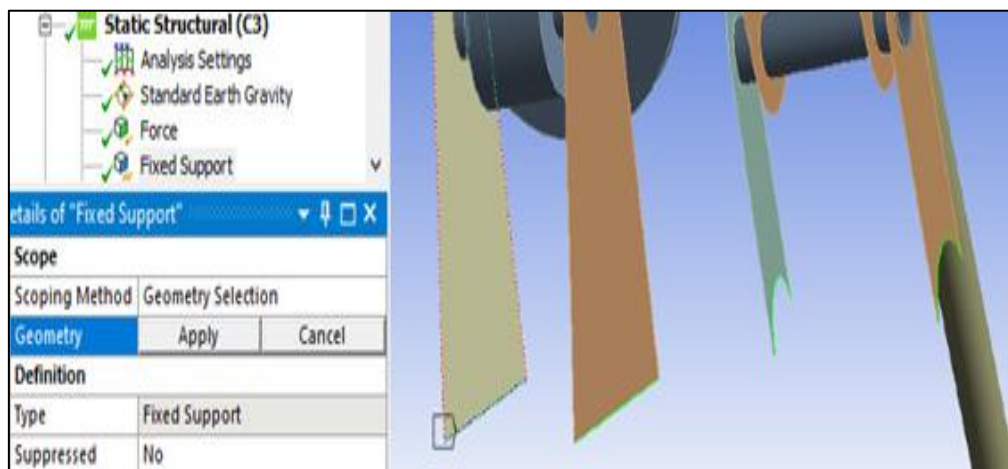


Figura 2. 58 Asignación de soportes fijos

(Fuente: Autores)

En el cuadro de diálogo dando clic en geometría, se procedió a seleccionar los fillos que estarán anclados. Como se observa en la imagen, los fillos de color verde están fijos. Al momento de seleccionar todos los fillos necesarios se debe mantener la tecla “ctrl”, una vez que se tiene las partes fijas dar clic en aplicar y listo.

2.6.3.7 Solución del estudio estático

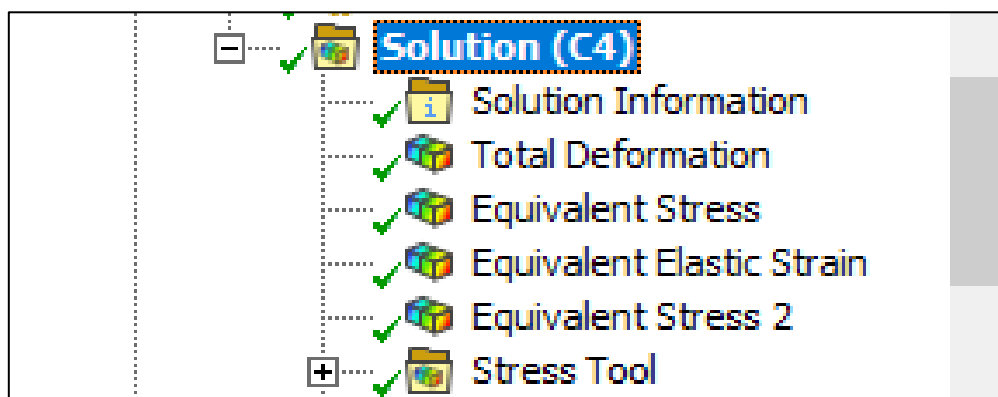


Figura 2. 59 Solución estudio estático

(Fuente: Autores)

Para finalizar el proceso del estudio estático se debe mostrar los resultados generados por el programa, para esto, en la carpeta “Solution” que se genera automáticamente en el árbol de operaciones se da clic derecho y en la opción de insertar se escoge los resultados que se desea obtener. Para este estudio se seleccionó la deformación total, el esfuerzo y el factor de seguridad.

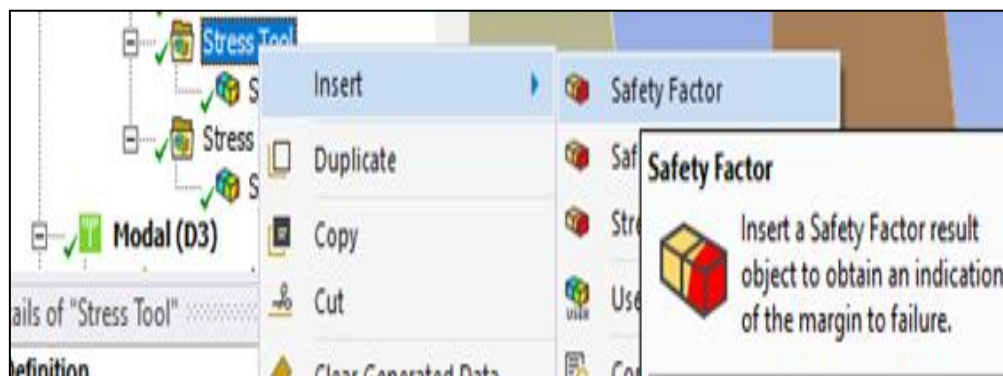


Figura 2. 60 Inserción del Factor de seguridad

(Fuente: Autores)

El factor de seguridad es un valor que muestra la capacidad en exceso que posee el diseño para soportar la fuerza asignada, este valor debe ser mayor a uno (1) para garantizar que un producto, sistema o estructura es seguro, valores menores a 1 indican deformación permanente. Este coeficiente se encuentra dentro de la carpeta “Stress Tool”, la cual se puede seleccionar desde la de solución, para ello, en la primera carpeta mencionada dar clic derecho y en insertar se selecciona el factor de seguridad del modelo diseñado.

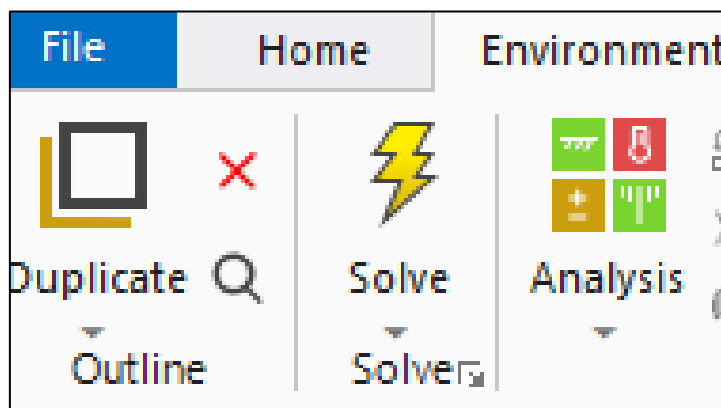


Figura 2. 61 Resolución del análisis estático

(Fuente: Autores)

Por último, buscar la herramienta “Solve” bajo la cinta de opciones y, al dar clic empezará el proceso de resolución del estudio, la cual tomará tiempo de acuerdo a la capacidad de procesamiento del computador.

2.6.4 PROCESO 2: ESTUDIO MODAL

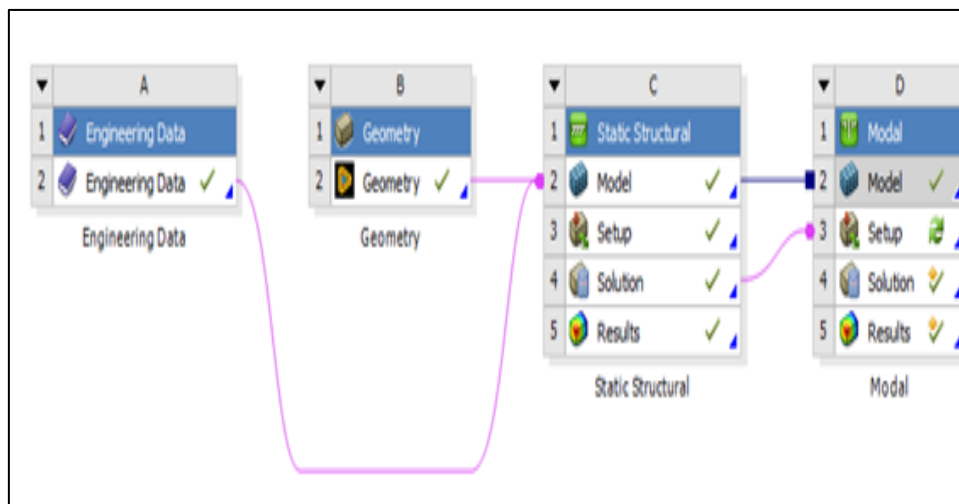


Figura 2. 62 Análisis Modal

(Fuente: Autores)

Se da inicio con el estudio modal, dentro del cual se puede determinar los modos de vibración de la estructura y las frecuencias naturales a las que suceden dichas vibraciones.

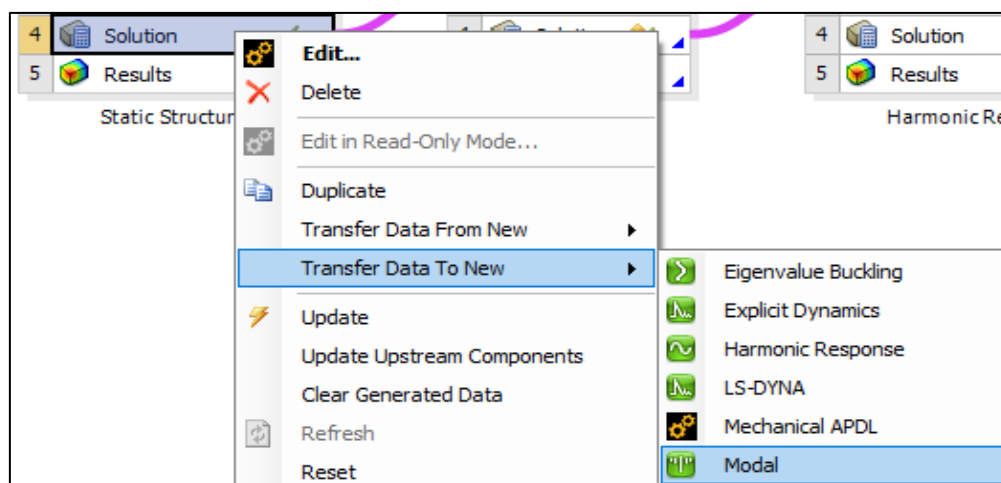


Figura 2. 63 Vinculación entre el análisis estático y modal

(Fuente: Autores)

El estudio modal se generó a partir del estudio estático vinculándolos de manera directa, evitando así, cualquier distorsión en el mallado o la geometría del diseño. Para esto, se da clic derecho en “Solution”, posicionarse en “transferir datos a un nuevo” y se selecciona el estudio que se desea, en este caso es “Modal”.

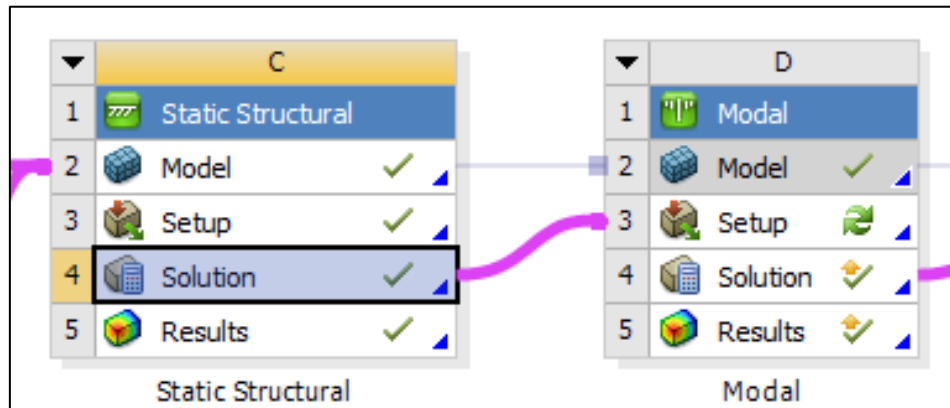


Figura 2. 64 Enlace entre el análisis estático y modal

(Fuente: Autores)

Como se puede apreciar, los estudios se han enlazado. Seguidamente hay que ubicarse en Modal y dar doble clic en “Model”, donde se llenó los campos solicitados por el nuevo estudio.

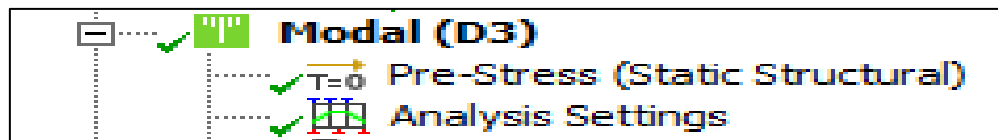


Figura 2. 65 Configuración análisis modal

(Fuente: Autores)

Bajo el análisis estructural se crea una nueva carpeta, la cual es el estudio modal donde únicamente se llena los modos de vibración que se desea.

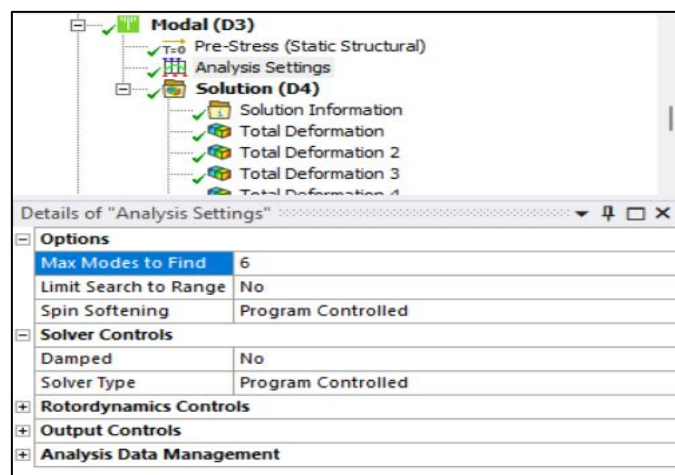


Figura 2. 66 Numero de modos de vibración a encontrar

(Fuente: Autores)

Al ejecutar este análisis se define solamente los modos de vibración y, para este estudio se buscó los 6 que corresponden a los grados de libertad de la suspensión (3 desplazamientos y 3 rotaciones).

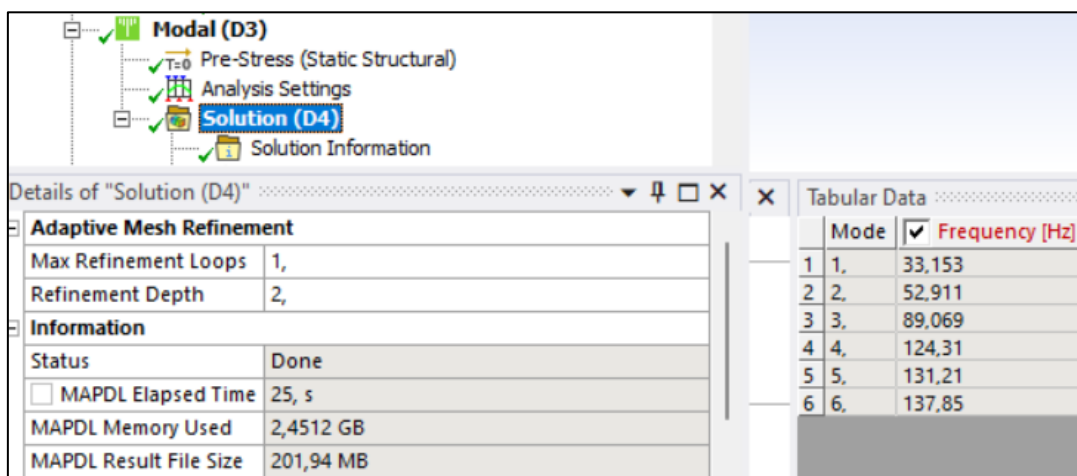


Figura 2. 67 Modos de vibración y frecuencia Natural

(Fuente: Autores)

Al dar clic en la opción “Solution” el programa muestra las frecuencias naturales y modos de vibración del sistema de suspensión.

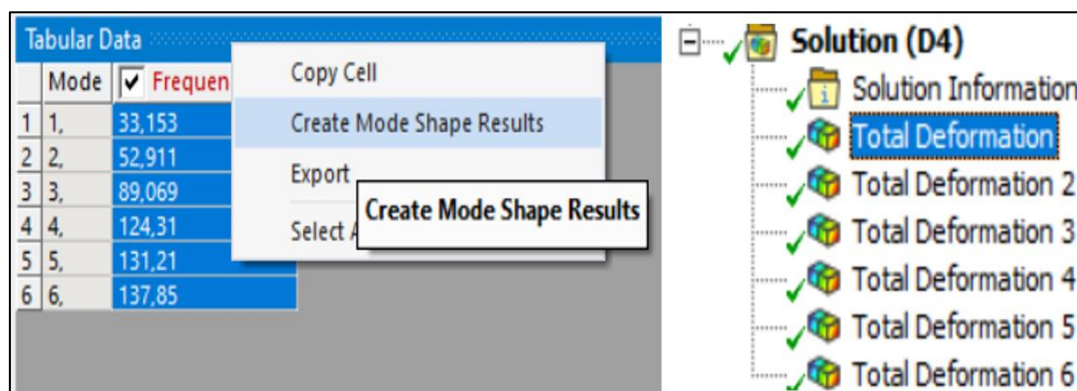


Figura 2. 68 Create Mode Shape Results

(Fuente: Autores)

En la opción “Tabular Data” se seleccionó las frecuencias naturales, se dio clic derecho en “Create Mode Shape Results” para poder observar los diferentes grados de libertad del sistema de suspensión al estar sometido a diferentes frecuencias.

2.6.5 PROCESO 3: ESTUDIO ARMÓNICO

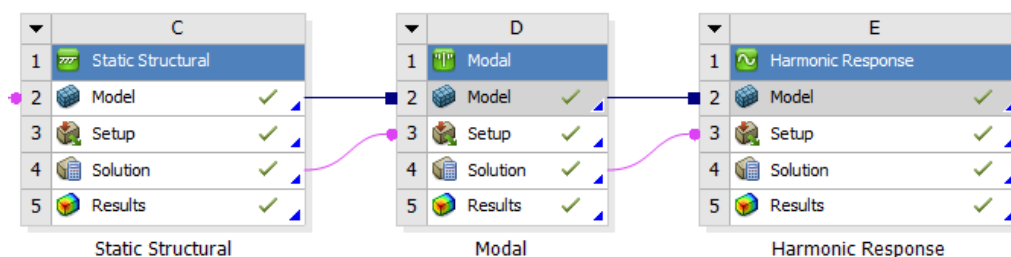


Figura 2. 69 Estudio armónico

(Fuente: Autores)

Se finalizó con el estudio armónico el cual es usado para simular como responderá una estructura a una carga dinámica que se repite sinusoidalmente. Los resultados obtenidos en este estudio permitirán verificar si el diseño superará con éxito la resonancia, la fatiga y otros efectos nocivos a causa de las vibraciones. Los sistemas de suspensión están expuestos a esfuerzos por vibración y se encuentran sometidos a grandes y pequeñas frecuencias dependiendo del tipo de carretera. Estas vibraciones pueden causar daños prematuros en el sistema de suspensión, por lo que, con los resultados obtenidos del análisis armónico se busca encontrar a que frecuencia y en qué lugar puede tener problemas la suspensión para posteriormente mejorar el diseño o rigidizar el sistema de suspensión.

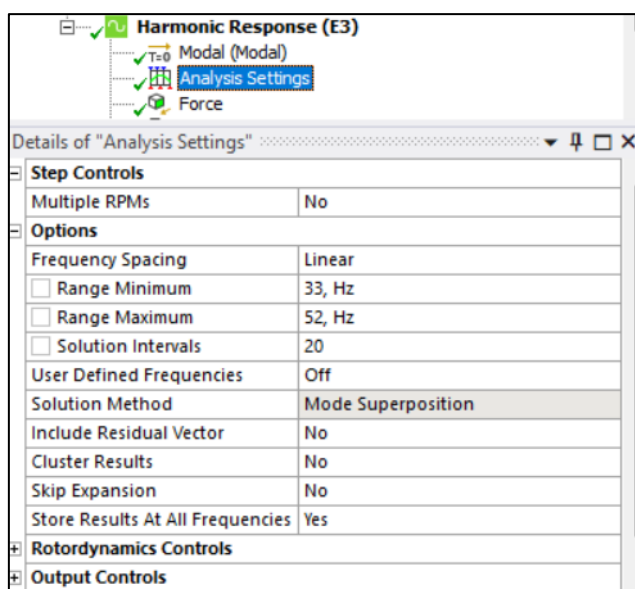


Figura 2. 70 Configuración análisis armónico

(Fuente: Autores)

En “Análisis Settings” se realizó la configuración del análisis, como el espaciado de frecuencias, frecuencia mínima, frecuencia máxima y el intervalo de frecuencias. En este caso se utilizó las frecuencias de 33 y 52 Hz encontradas en el Análisis Modal con un intervalo de 20.

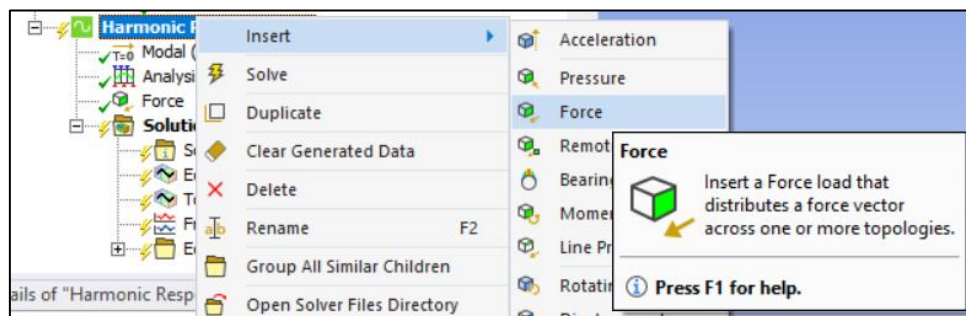


Figura 2. 71 Inserción de la fuerza

(Fuente: Autores)

A continuación, se insertó la fuerza para realizar el análisis, que en este caso corresponde a 1963 N

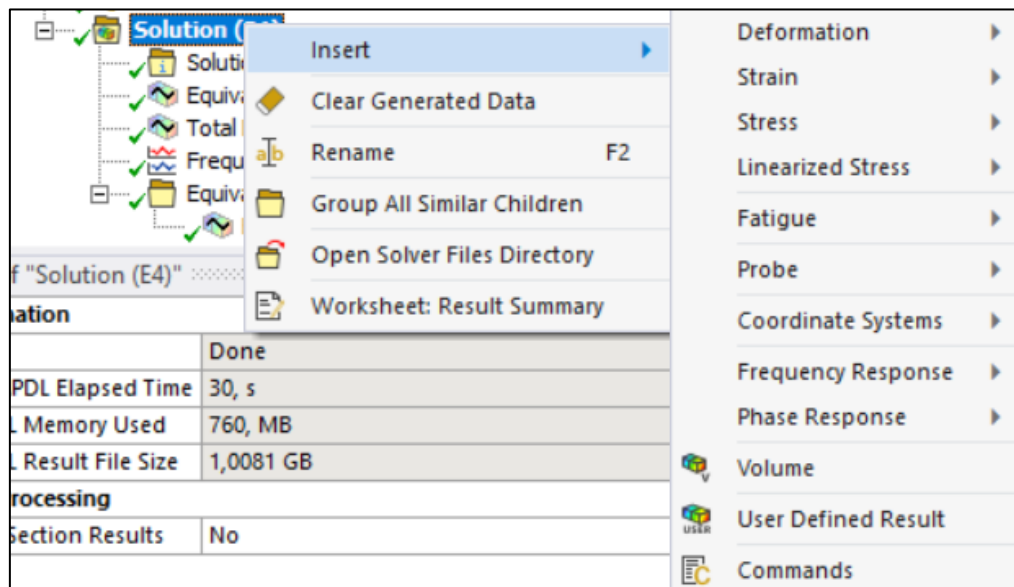


Figura 2. 72 Solución análisis armónico

(Fuente: Autores)

Para finalizar la simulación “Harmonic Response” es necesario mostrar los resultados del análisis, para ello, se dio clic derecho en la carpeta “Solution” y en la opción insertar se seleccionó los resultados que se requerían obtener. Para el análisis de la suspensión se insertó la

tensión de Von-Mises, deformación total y la respuesta de frecuencia. Finalmente, el software realizó el proceso de solución.

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos en la simulación estructural, modal y armónica del sistema de suspensión desarrollada en el software ANSYS versión estudiantil. Estos resultados serán analizados con el objetivo de desarrollar una propuesta mejorada del diseño de suspensión del vehículo FSAE perteneciente a la carrera de Ingeniería Automotriz.

3.1 ANÁLISIS ESTÁTICO

3.1.1 TENSION DE VON MISES

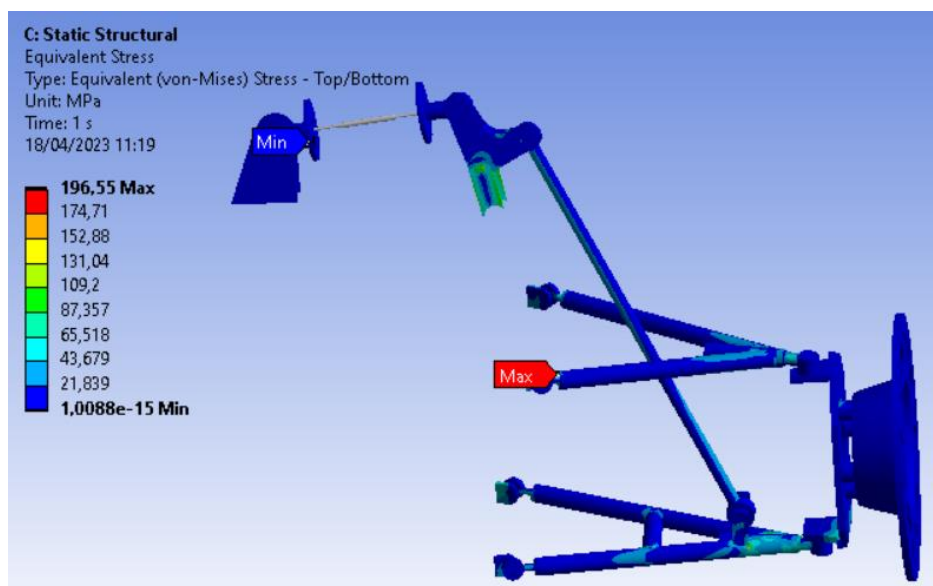


Figura 3.1 Tensión de Von Mises en el sistema de suspensión

(Fuente: Autores)

La figura 3.1, presenta la concentración de esfuerzos en el sistema de suspensión del vehículo FSAE. Cuando se aplica una carga de 1963 N se puede observar que la mayor concentración se encuentra en las rótulas las cuales tienen la función de unir las mesas con el chasis del vehículo. Esto permite demostrar que las rotulas son los elementos más propensos a sufrir una fractura como consecuencia del funcionamiento normal del vehículo. Además, como resultado de aplicar la carga de 1963 N, ANSYS calculó un esfuerzo máximo de 196,55MPa, este valor es inferior al límite elástico del acero utilizado (Límite elástico=290MPa), por lo tanto, se puede mencionar que el diseño soporta satisfactoriamente la carga que actúa sobre el sistema de suspensión.

3.1.2 FACTOR DE SEGURIDAD

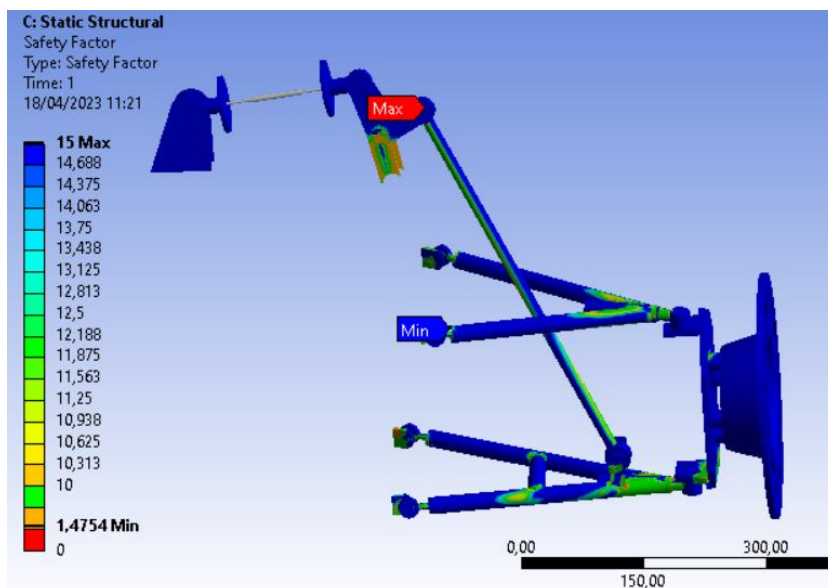


Figura 3. 2 Factor de seguridad del sistema de suspensión

(Fuente: Autores)

La figura 3.2, muestra el factor de seguridad del diseño de suspensión. Se puede observar que los lugares donde más sufre la estructura se encuentran en las uniones de los brazos de suspensión, la barra push y la rotulas. Asimismo, se observa que los puntos críticos en la suspensión son las rótulas, específicamente en su roscado con un factor de seguridad mínimo de 1,45, por lo tanto, se puede mencionar que las rótulas son los lugares más expuestos a sufrir fallas en la estructura cuando el vehículo se encuentre en funcionamiento. El valor obtenido de 1,45 es aceptable dentro del rango de seguridad, sin embargo, podría ser mejorado al modificar el diseño de las uniones de los brazos de la suspensión.

3.2 ANÁLISIS MODAL

Mediante el módulo Modal de ANSYS se encontraron 6 modos de vibración con sus correspondientes frecuencias naturales del sistema de suspensión como se puede observar en la tabla 3.1. Adicionalmente se encontraron las deformaciones para cada modo de vibración como se describen a continuación.

Tabla 3. 1 Modos de vibración y frecuencias naturales

Modo	Frecuencia (Hz)
1	33,18

2	53,58
3	89,74
4	125,08
5	131,53
6	137,98

(Fuente: Autores)

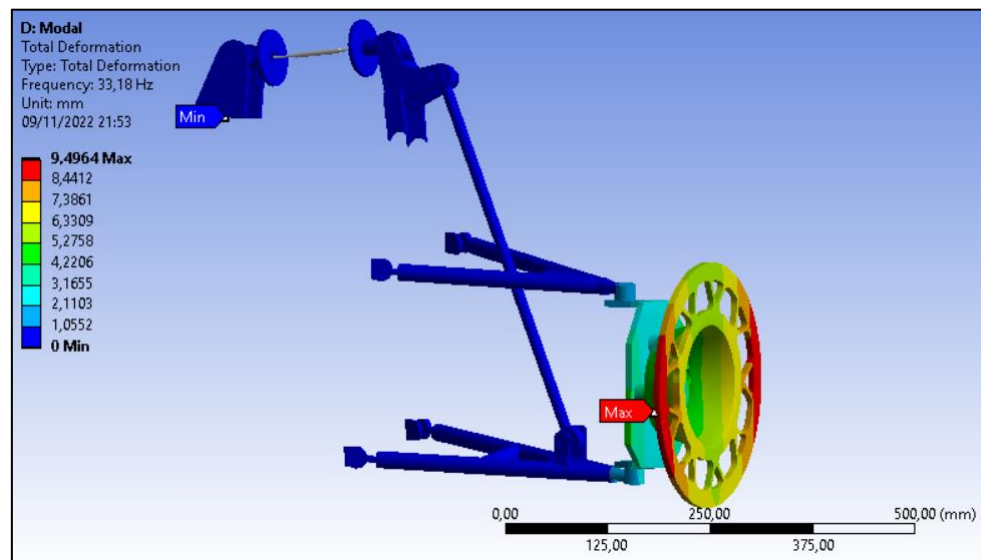


Figura 3. 3 Deformación total del primer modo de vibración

(Fuente: Autores)

La figura 3.3 muestra el primer modo de vibración, la cual comprende una deformación transversal de la mangueta y el aro, su frecuencia es de 33,18 Hz. Este modo de vibración debe ser tomado en cuenta como el primer valor referencial para el análisis armónico.

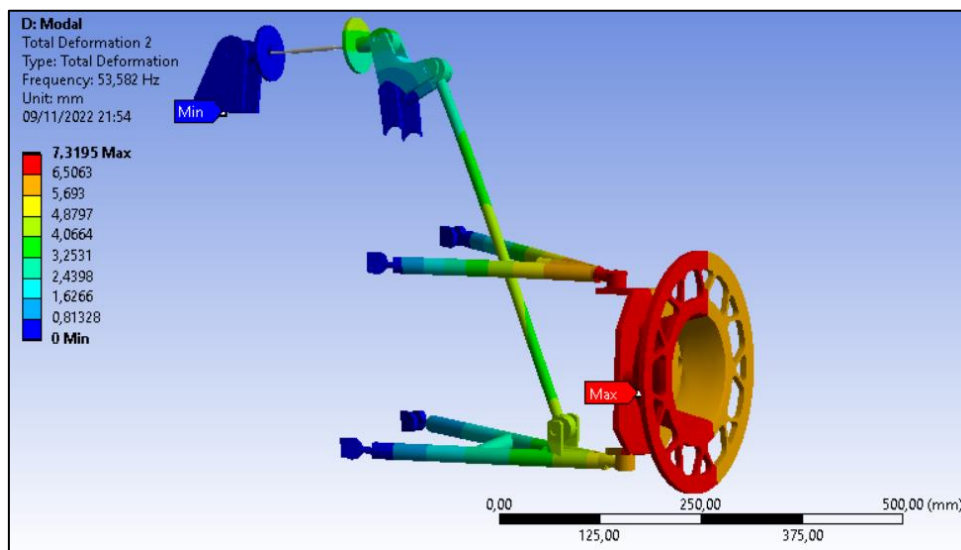


Figura 3. 4 Deformación total del segundo modo de vibración

(Fuente: Autores)

En la figura 3.4 se observa el segundo modo de vibración, el cual tiene una frecuencia de 53,58Hz. Este valor comprende una deformación similar al movimiento real del sistema de suspensión del vehículo cuando está en funcionamiento, por lo tanto, este segundo modo de frecuencia es el valor que se empleó en el análisis armónico.

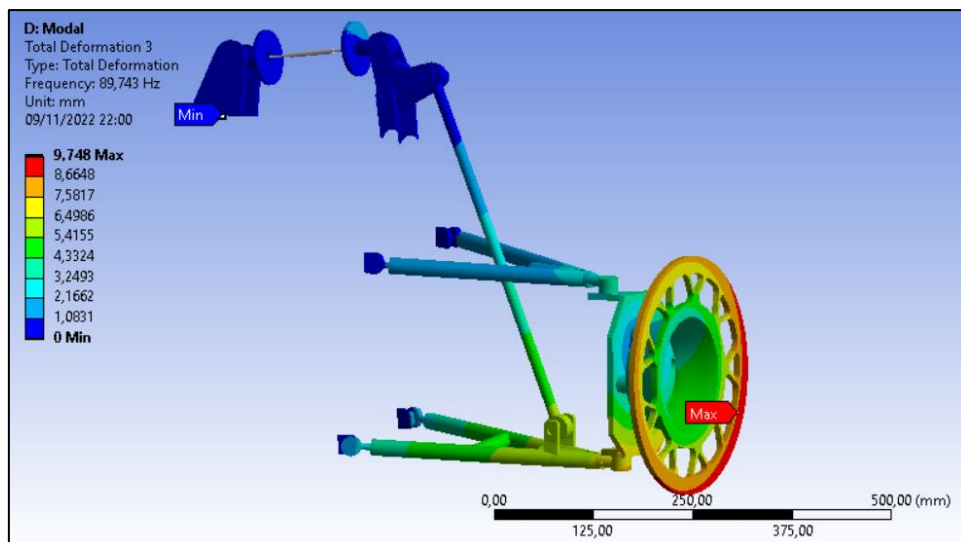


Figura 3. 5 Deformación total del tercer modo de vibración

(Fuente: Autores)

El tercer modo de vibración se muestra en la figura 3.5. En esta condición se produce una deformación del aro y la mangueta similar al movimiento que se produce cuando gira el

neumatico con una vibracion de 89,7 hz, este modo de vibracion no resulta de interes para el presente estudio.

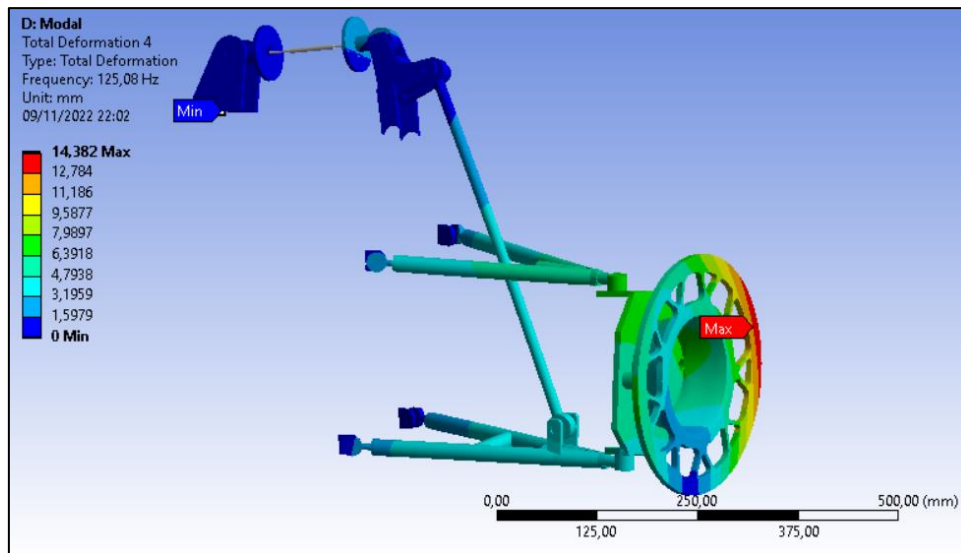


Figura 3. 6 Deformación total del cuarto modo de vibración

(Fuente: Autores)

La figura 3.6 muestra el cuarto modo de vibración el cual ocasiona un esfuerzo de flexión en el aro y la mangueta. Este modo de vibración se produce a una frecuencia de 125,08 Hz, no obstante, esta condicion no resulta de interés para el análisis desarrollado en el presente estudio.

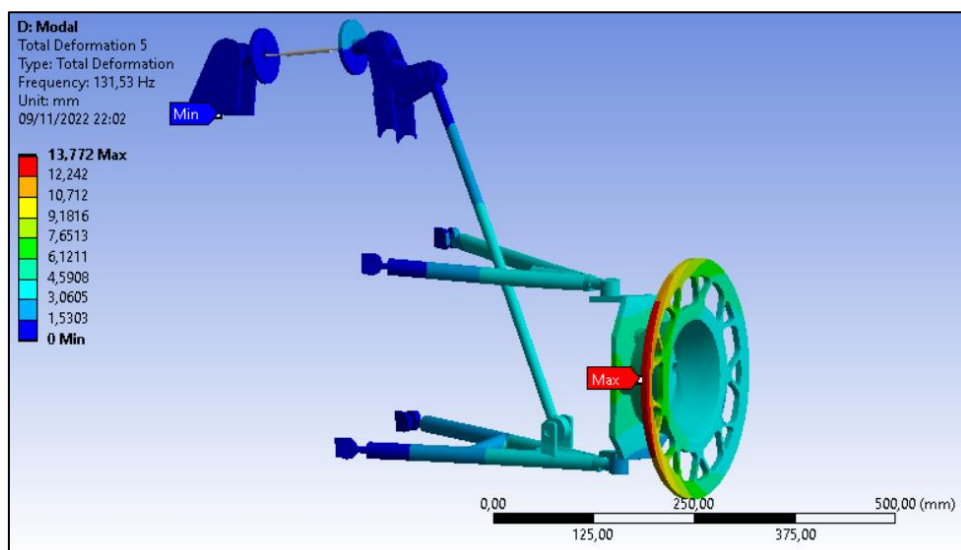


Figura 3. 7 Deformación total del quinto modo de vibración

(Fuente: Autores)

La figura 3.7 se observa el quinto modo de vibración, bajo esta condición se produce un esfuerzo de compresión para el aro de la suspensión. En este modo de vibración se produce a una frecuencia de 131,53 Hz, sin embargo, esta condición tampoco resulta de interés para el análisis desarrollado en el presente trabajo.

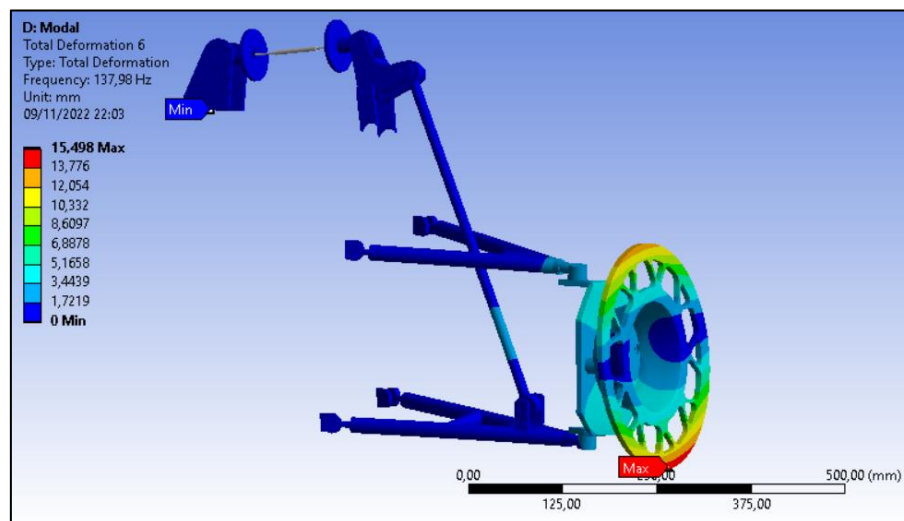


Figura 3. 8 Deformación total del sexto modo de vibración

(Fuente: Autores)

La figura 3.8 muestra el sexto modo de vibración, el cual produce una deformación del aro y la mangueta con una frecuencia natural de 137,98 Hz. De igual manera, este valor también queda descartado en el desarrollo del presente estudio.

3.3 ANÁLISIS ARMÓNICO

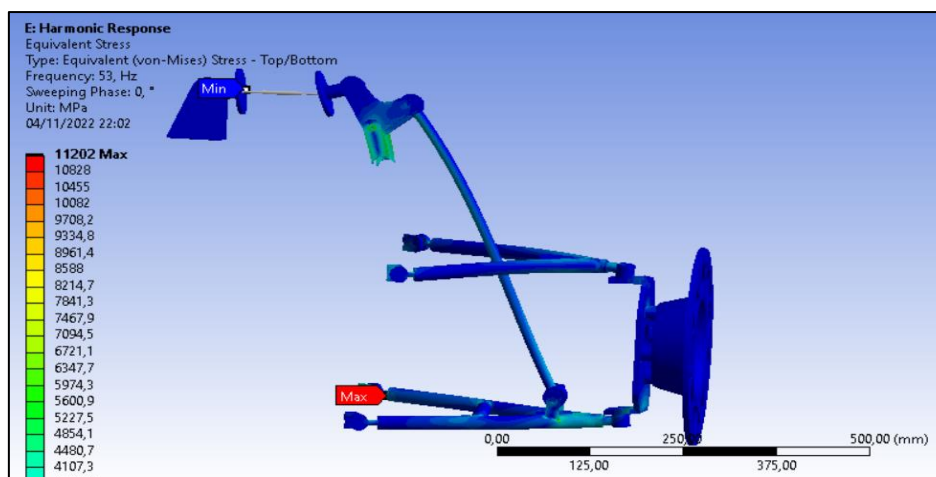


Figura 3. 9 Esfuerzo Von Mises en la respuesta armónica de la suspensión

(Fuente: Autores)

La figura 3.9, muestra la concentración de esfuerzos del sistema de suspensión cuando está sometida a una frecuencia de 53Hz. En la parte izquierda de la figura también se muestran valores referenciales de dicha concentración, los cuales permite que el diseñador tenga una buena perspectiva de lo que sucede en la gráfica del diseño, esto significa que cuanto mayor sea el valor en una zona de la suspensión, mayor será la concentración de tensiones.

Adicionalmente en esta grafica se puede notar que la mayor concentración de esfuerzos (color verde) se encuentran en las uniones que sirven de acoplamiento entre carrocería y en las uniones soldadas. Cabe recalcar que el análisis de respuesta armónica permite al diseñador predecir cuáles serán las zonas de la estructura más expuestas a sufrir una fractura en ciertas condiciones de frecuencia.

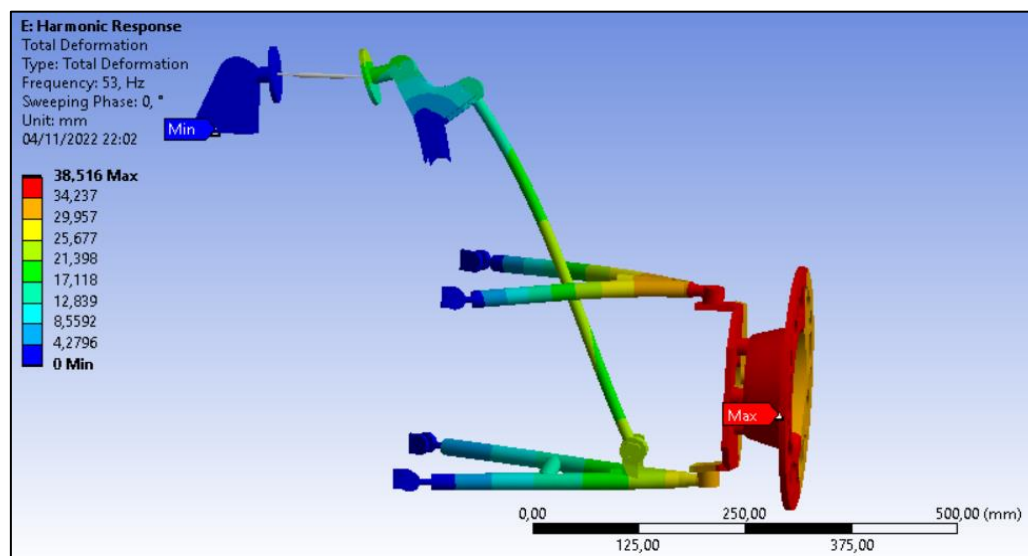


Figura 3. 10 Desplazamiento de la rueda en el sistema de suspensión

(Fuente: Autores)

La figura 3.10 muestra el desplazamiento que sufre la estructura a causa de una fuerza aplicada de 1963 N. Los resultados de la simulación muestran un desplazamiento de la rueda de 38mm en la componente Y, desplazamiento similar cuando la suspensión está en funcionamiento. Esto permite evidenciar que el amortiguador y espiral funciona adecuadamente dado que, limita el movimiento de la rueda hasta 38mm. El nuevo diseño de suspensión push rod cumple con los requerimientos de suavizar y amortiguar los movimientos que se producen al estar en carretera, a diferencia de la suspensión montada originalmente en el vehículo FSAE en la cual el desplazamiento de la rueda llegaba a ser casi nulo.

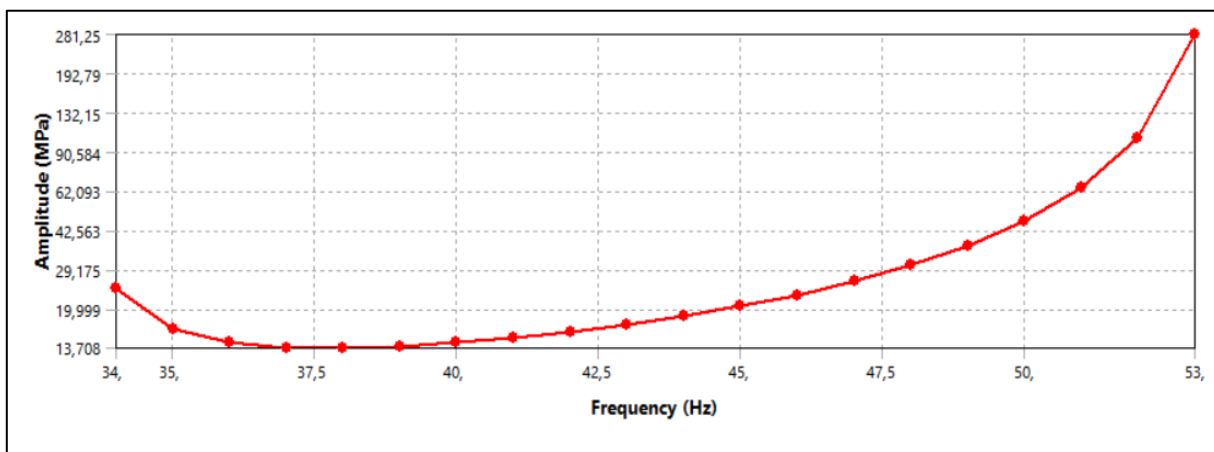


Figura 3. 11 Esfuerzo en función de la frecuencia

(Fuente: Autores)

La gráfica 3.11, muestra la amplitud del esfuerzo en términos de mega pascal (MPa) en función de la frecuencia natural. Esto permite determinar si la concentración de esfuerzos en la suspensión para una determinada frecuencia puede superar la resistencia mecánica del material utilizado. Es importante mencionar que esta gráfica es equivalente a un factor de seguridad, por lo tanto, permite validar el diseño propuesto para la suspensión. En esta figura donde la frecuencia natural encontrada en el análisis Modal fue de 53 Hz el esfuerzo máximo obtenido fue de 281,25 MPa, este valor no supera la resistencia última del material ASTM A500 (400MPa) que se utilizó en el presente estudio. En conclusión, se puede decir que, 53Hz es la frecuencia límite antes de que el sistema entre en resonancia, por lo que valores superiores a 53Hz demostrarían que el diseño entra en resonancia, lo cual no es lo deseable produciendo fatiga y el consiguiente fallo de la estructura.

3.4 PROPUESTA DE DISEÑO

A continuación, se presenta un diseño de suspensión mejorado basado en el análisis de los resultados del anterior diseño. La nueva suspensión cuenta con unos bocines adaptados en los extremos de los brazos de la suspensión, con el fin de reducir la concentración de esfuerzos en las rótulas dado que, en el análisis anterior se demostró que eran los miembros más vulnerables a sufrir una fractura. Por lo tanto, en el nuevo diseño de la suspensión se decidió eliminar las rótulas y sustituirlas por bocines ya que brindan un mejor funcionamiento de los brazos y se distribuye de mejor manera los esfuerzos.

3.4.1 TENSIÓN DE VON MISES

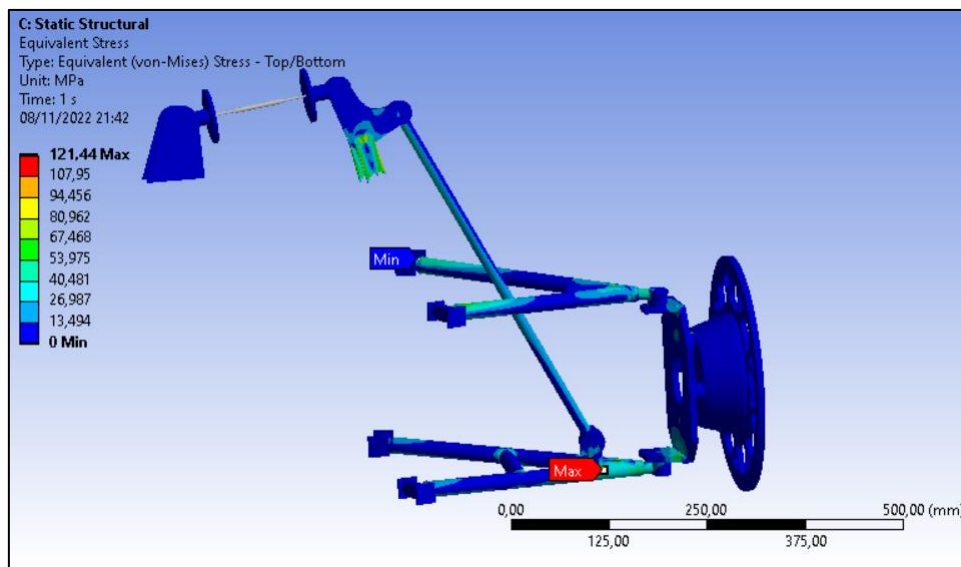


Figura 3. 12 Esfuerzo Von Mises de la suspensión mejorada

(Fuente: Autores)

En la figura 3.12, presenta la concentración de esfuerzos en el sistema de suspensión mejorado. Se puede observar que al aplicar la carga de 1963 N la concentración de esfuerzos cambia de gran manera en comparación con el diseño anterior puesto que, los esfuerzos se distribuyen a lo largo de los brazos de suspensión. La implementación de bocines evita que las tensiones se concentren en un único punto y previene la rotura gracias a una mejor distribución de las tensiones. Por último, se puede ver que ANSYS calculó un esfuerzo máximo de 121,44 MPa, valor inferior en comparación con el valor de Von mises del diseño anterior(196,55MPa). El valor encontrado en el diseño mejorado es inferior al límite elástico del acero utilizado ASTM A500(Límite elástico=290MPa). En conclusión, puede observarse que el diseño mejorado de la suspensión soporta satisfactoriamente las cargas que actúan sobre la estructura.

3.4.2. FACTOR DE SEGURIDAD

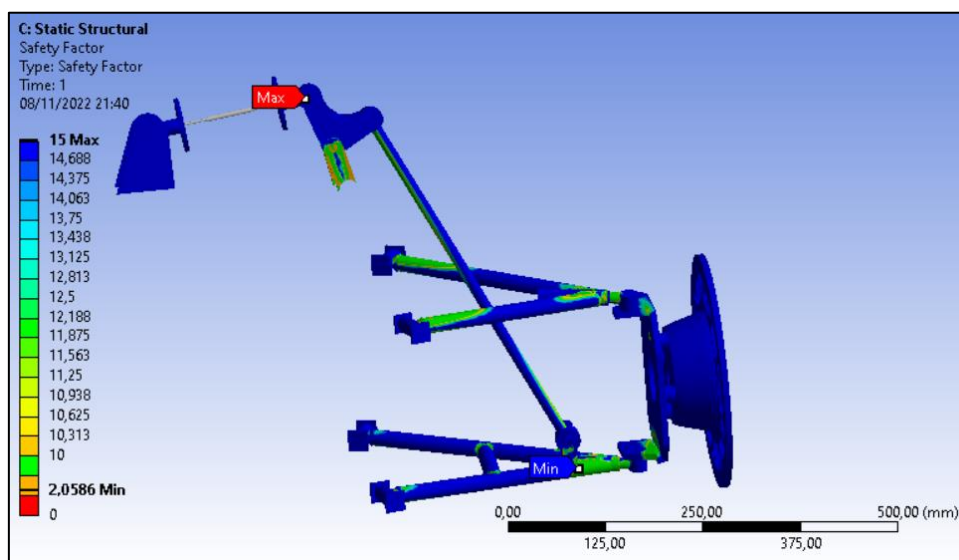


Figura 3. 13 Factor de seguridad de la suspensión mejorada

(Fuente: Autores)

En la figura 3.13, muestra el nuevo factor de seguridad del sistema de suspensión mejorado. Se puede observar que, al sustituir las rótulas por bocines en los brazos de suspensión, el factor de seguridad aumentó de 1,47 a 2, lo que proporciona un diseño más seguro y un proceso de fabricación más fiable.

3.4.3 MODOS DE VIBRACIÓN Y FRECUENCIAS NATURALES

Tabular Data		
	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1.	34,532
2	2.	62,261
3	3.	124,3
4	4.	140,73
5	5.	143,93
6	6.	162,53

Figura 3. 14 Modos de vibración y frecuencias naturales de la suspensión mejorada

(Fuente: Autores)

En la figura 3.14, se observa los modos de vibración con sus correspondientes frecuencias naturales del diseño de suspensión mejorado obtenidos del análisis Modal. Al igual que el anterior diseño, el modo de vibración a utilizar es el modo dos, debido a que esta muestra

un movimiento similar a la suspensión cuando está en funcionamiento, sin embargo, la frecuencia natural en el nuevo diseño aumenta de 53,58 a 62,26 Hz.

3.4.4 ANÁLISIS DE RESPUESTA ARMÓNICA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN MEJORADO

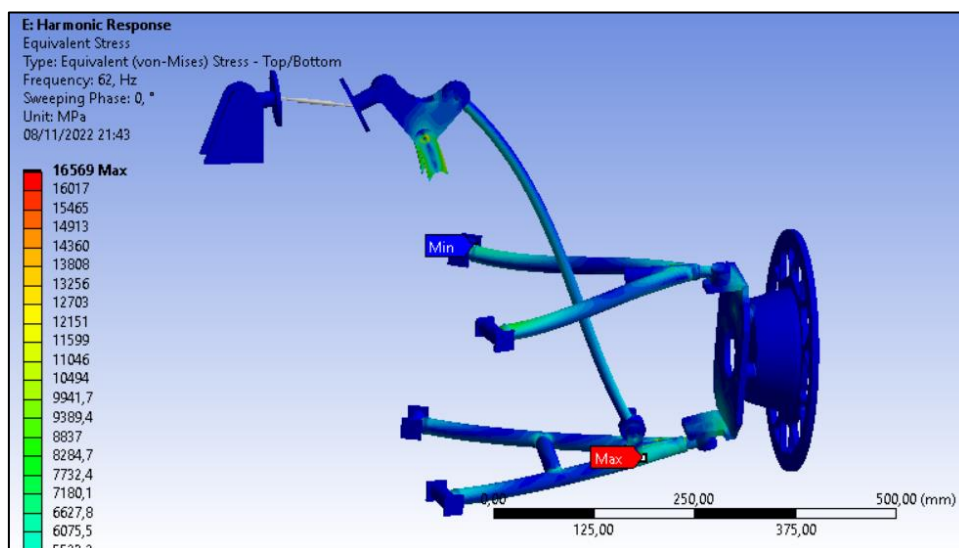


Figura 3. 15 Esfuerzo Von Mises en el análisis armónico de la suspensión mejorada

(Fuente: Autores)

En la figura 3.15, muestra la concentración de esfuerzos del sistema de suspensión mejorado cuando está sometida a una frecuencia de 62Hz. Se puede evidenciar que, el nuevo diseño llega a soportar una frecuencia más elevada que en el caso anterior 53Hz. De igual manera, en la gráfica se puede notar una mejor distribución de esfuerzos a lo largo de las mesas, lo cual ayuda a que el diseño no entre en resonancia. Al realizar el análisis armónico descrito anteriormente se pudo predecir las zonas más expuestas del sistema para lograr posteriormente la implementación de bocines en los brazos de suspensión, que se adaptaron de mejor manera a las vibraciones en comparación a las rótulas.

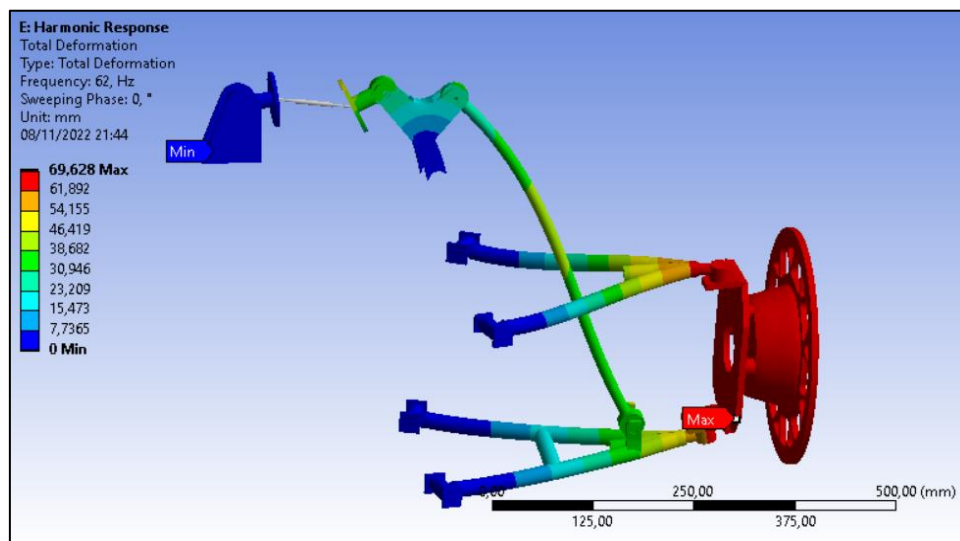


Figura 3. 16 Desplazamiento de la rueda en el sistema de suspensión mejorado

(Fuente: Autores)

La figura 3.16, muestra el desplazamiento de la suspensión a causa de la carga aplicada(1963N). El análisis de respuesta armónica muestra un desplazamiento de la rueda de 69mm en la componente Y, a diferencia de los resultados del anterior diseño con rotulas (38mm). El diseño mejorado muestra un mayor desplazamiento, por ende, se puede decir que, el diseño con bocines permite una mayor movilidad de las mesas sin riesgo de entrar en fractura. Además de eso, cumple con el reglamento de competencia Fsaе el cual dice “el desplazamiento mínimo de la rueda debe ser de 50 mm”, mejorando su función de suavizar y amortiguar las irregularidades producidas por carretera.

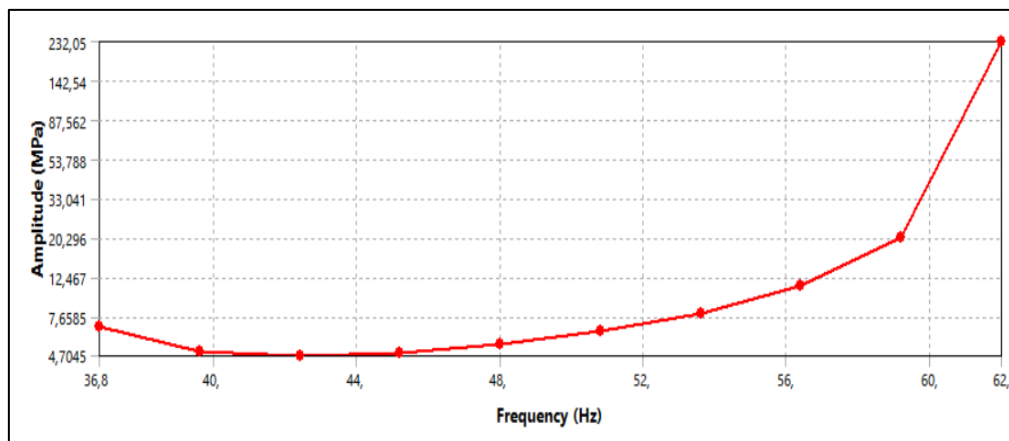


Figura 3. 17 Esfuerzo en función de la frecuencia en el sistema mejorado

(Fuente: Autores)

En la figura 3.17, se observa la amplitud del esfuerzo en Mpa en función de la frecuencia natural del nuevo diseño. En esta figura se puede ver que la nueva frecuencia natural encontrada en el análisis Modal de 62 Hz el esfuerzo máximo encontrado fue de 232 MPa, valor que no supera la resistencia última del material utilizado en el diseño. Se puede ver que, el diseño de suspensión mejorado logra soportar una mayor frecuencia (62Hz) antes de entrar en resonancia a diferencia del anterior diseño (53Hz). Los valores mostrados en la gráfica permiten garantizar que el nuevo sistema con bocines resulta ser más eficaz en momento de estar expuesto a cargas armónicas u oscilantes y con estos resultados obtenidos se procede posteriormente a realizar un proceso de fabricación más fiable.

CAPÍTULO IV

4. MANUFACTURA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Una vez diseñado los elementos que formarán parte del sistema de suspensión y realizada su respectiva simulación, con la ayuda del mismo software SolidWorks se procede a extraer los planos del ensamble con el objetivo de obtener las dimensiones y empezar con el proceso de fabricación de cada elemento. Las piezas fabricadas deben contar con la mayor precisión posible a las del diseño. Durante este proceso se optó por reutilizar algunos elementos que posteriormente fueron modificados para su correcto acople en el nuevo sistema de suspensión, con lo que se logró reducir principalmente el tema de costos. En las siguientes líneas se explica minuciosamente el procedimiento de fabricación de cada componente del mecanismo push rod.

4.1 SELECCIÓN DE MATERIALES

Para seleccionar los materiales se tomó en cuenta algunas consideraciones con el objetivo de construir un sistema que sea resistente y económico, teniendo en cuenta los resultados que se obtuvo el software ANSYS. En la **tabla 4.1**, se especifica cada elemento del sistema de suspensión y el material a emplear para la construcción.

Tabla 4.1. Materiales de cada elemento del sistema de suspensión

Elementos	Material
Brazos de suspensión	Tubería estructural ASTM A500
Uniones al bastidor, plancha para soporte de amortiguadores	Acero A 36
Barra push rod	Tubería estructural ASTM A500
Rockers	AISI 1018
Soportes de anclajes de amortiguadores	Tubería estructural cuadrada ASTM A500

(Fuente: Autores)

4.1.1 PROPIEDADES MECÁNICAS DE MATERIALES

4.1.1.1 ASTM A36 acero

Para la construcción de las uniones de la suspensión a la carrocería se optó por utilizar un acero A 36, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+11	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	7.93e+10	N/m ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	400000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	250000000	N/m ²

Figura 4. 1 Propiedades del acero ASTM A36

(SOLIDWORKS, 2020)

4.1.1.2 AISI 1018

Se seleccionó el acero al carbono AISI 1018 como material para la producción de los rockers, ya que se descubrió a través de la investigación de literatura que es un componente comúnmente utilizado en la creación de partes de la suspensión de un vehículo de fórmula SAE, debido a sus propiedades mecánicas altamente efectivas.

Physical Properties	Metric	English
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	126	126
Hardness, Knoop	145	145
Hardness, Rockwell B	71	71
Hardness, Vickers	131	131
Tensile Strength, Ultimate	440 MPa	63800 psi
Tensile Strength, Yield	370 MPa	53700 psi
Elongation at Break	15 %	15 %
Reduction of Area	40 %	40 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi
Bulk Modulus	159 GPa	23100 ksi
Poissons Ratio	0.29	0.29
Machinability	70 %	70 %
Shear Modulus	78.0 GPa	11300 ksi

Figura 4. 2 Propiedades del acero AISI 1018

(AZOMATERIALS, 2013)

4.1.1.3 ASTM A500

Para la construcción de las barras push rod y las bases de la carrocería se ha se seleccionado una tubería estructural ASTM A500 por la disponibilidad que existe en el mercado, a continuación, se muestran sus propiedades.

Physical Properties	Metric	English
Density	7.80 g/cc	0.282 lb/in ³

Mechanical Properties	Metric	English
Tensile Strength, Ultimate	400 MPa	58000 psi
Tensile Strength, Yield	290 MPa	42100 psi
Elongation at Break	23 %	23 %
Bulk Modulus	160 GPa	23200 ksi
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi

Figura 4. 3 Propiedades del acero ASTM A500

(Pacific, 2020)

4.1.1.4 Pernos y tuercas

La normativa de competencia Fórmula SAE establece que los sujetadores en el sistema de suspensión deben cumplir por lo mínimo los siguientes requisitos:

- SAE grado 5
- Grado 8.8 métrico

Además, se debe utilizar tuercas de seguridad para prevenir que se afloje, por lo que se optó por usar pernos milimétricos de grado 8.8 de 10 milímetros y tuercas de seguridad con inserto de nylon.


Grado 8.8 Métrico	Características
	<p>Material: Acero al carbono medio y templado.</p> <p>ISO 4017</p> <p>Carga de prueba: 580 Mpa</p> <p>Resistencia a la tracción: 800 Mpa</p>

Figura 4. 4. Características perno grado 8.8

(EUOPER, n.d.)

4.1.1.5 Amortiguador



Figura 4. 5 Amortiguadores CK110S

(Fuente: Autores)

Para la selección de este elemento se tomó como referencia la longitud del amortiguador diseñado y las características de recorrido que solicita el reglamento SAE, el cual detalla que la llanta debe poseer un recorrido mínimo de 2in (50 mm); de esta manera se decidió utilizar un amortiguador de 25mm con un recorrido de 60 mm, modelo CK110S adaptables a varios tipos de vehículos, con un espiral que llega a resistir hasta 800 lb.

Tabla 4.2 Características del amortiguador

Características	
Longitud total	25mm
Marca	Muoner
Peso	3 lb
Viaje	60mm
Constante de elasticidad	800 lbf

(Fuente: Autores)

4.2 BRAZOS DE SUSPENSIÓN



Figura 4. 6 Brazos de suspensión terminados

(Fuente: Autores)

En la figura 4. 6, se puede observar la construcción de las mesas de suspensión. Estas piezas sufrieron adaptaciones para tener un correcto funcionamiento al nuevo diseño. La adaptación realizada consistió en la creación de bocines y bujes incrustados en los extremos de cada brazo, esto debido a que mejora el desplazamiento de las mesas y reduce la fricción existente en el diseño anterior. Las mesas fueron construidas del tubo ASTM A500 de 1 pulgada, al igual que los bocines. Cada bocín fue cortado a la medida de 5 cm con la amoladora para posteriormente ser soldada a los extremos de las mesas. Para terminar se le realizó bujes de caucho que fueron insertados a presión en cada bocín, con la finalidad de reducir el desgaste de este y el juego existente entre el brazo y el perno. Además, se cambió los anclajes ubicados en las mesas inferiores y se los incrustó acorde a lo que el nuevo diseño requería para el correcto ensamblaje de la barra push.

4.3 SOPORTES DE ANCLAJES DE AMORTIGUADORES



Figura 4. 7 Soportes de anclajes de amortiguadores

(Fuente: Autores)

Para la construcción de los soportes de amortiguadores se utilizó un ASTM A500 cuadrado y redondo de una pulgada, con un espesor de 1,5 mm y, una plancha de acero A36, a los que se les realizó cortes con la amoladora según los planos de diseño, se ensambló sus partes de acuerdo a las medidas de los planos y se acopló al chasis, por medio de soldadura MIG como ilustra la figura 4.7. Posteriormente, se cortó la estructura de la parte superior que tiene forma equis, debido al diseño previamente realizado y por la falta de espacios para acoplar los soportes de los amortiguadores, por lo que, se añade dos soportes de tubo redondo a los costados de la carrocería a fin de que la estructura del chasis no pierda su resistencia.

4.4 SOPORTES DE AMORTIGUADORES



Figura 4. 8 Moldes de anclajes para amortiguador

(Fuente: Autores)



Figura 4. 9 Soldadura de los anclajes del amortiguador

(Fuente: Autores)

Para la construcción de los soportes se inició con la realización de los moldes sobre una plancha de acero ASTM A-36 de 6 mm según las dimensiones del diseño, a continuación, se procedió a cortar y pulir las imperfecciones en el esmeril. Una vez cortadas las platinas se hizo el respectivo orificio para permitir el paso del perno, y se ubicó con la mayor precisión a lo que indican los planos. Los orificios cuentan con un diámetro de 10 mm, los cuales fueron realizados en un taladro de banco. Finalmente, se incrustó a través de suelda MIG las platinas fabricadas

al anclaje del amortiguador con un grado de inclinación similar al ensamble realizado en computadora (figura 4.9).

4.5 ANCLAJES



Figura 4. 10. Soldadura de anclajes del brazo y rocker de la suspensión

(Fuente: Autores)

Para acoplar los brazos triangulares al chasis por medio de pasadores se realizó 8 platinas de acero ASTM A-36 de 3 mm de espesor, se inició dibujando la silueta con sus respectivas medidas sobre una plancha de acero para luego cortar y pulir. Posteriormente, en cada placa se realizó agujeros de 10 mm de diámetro, conforme muestra el plano. Para culminar, mediante solda se incrustó los anclajes al chasis en la misma ubicación donde se encontraba las anteriores mesas. Se repite el mismo proceso para los anclajes del rocker, con la diferencia que al momento de soldarlos se dio una inclinación para el perfecto acople del sistema.

4.6 BARRA PUSH ROD



Figura 4. 11. Corte de tubo para barra push

(Fuente: Autores)

Las barras fueron construidas con tubería redonda ASTM A500 de $\frac{3}{4}$ con un espesor de 1,5 mm. Para su elaboración se utilizó las longitudes del diseño creado en SolidWorks, por lo que, se procedió a cortar la tubería a una distancia de 40 cm y, posteriormente, se realizó un torneado cilíndrico a tuercas de M10X1,5 hasta tener un diámetro de 16 mm.



Figura 4. 12 Soldadura de barra push rod

(Fuente: Autores)

Seguidamente, se introduce las tuercas mecanizadas en las tuberías que se cortó previamente y, se realizó un taladrado en cada lado de las barras para después reforzarlas con soldadura. Finalmente, se procedió a unir por medio de soldadura MIG.



Figura 4. 13 Barra push rod terminada

(Fuente: Autores)

Una vez que se soldó el elemento, se procedió a enroscar las cabezas de articulación que permitirán tener un libre movimiento de los brazos de la suspensión como se muestra en la figura 4.13.

4.7 ROCKER



Figura 4. 14 Construcción de rockers

(Fuente: Autores)

Para la construcción se empezó con el trazado de la silueta del rocker sobre una plancha de acero AISI 1018 de 5mm de espesor, y se procedió a cortar con la amoladora los 4 rockers necesarios. A continuación, se llevó a cabo las perforaciones respectivas para que sea posible el paso de los pernos y así el ensamble pueda ser el correcto. Una vez verificado el funcionamiento del rocker se unió por pares mediante una platina de 5 mm.

4.8 ENSAMBLE



Figura 4.15 Ensamble del sistema de suspensión

(Fuente: Autores)

Una vez fabricados todos los elementos necesarios para el sistema de suspensión se procedió a ensamblarlos a la estructura tubular del vehículo, el ensamble fue realizado según los planos creados por el software SolidWorks. Todos los anclajes (de suspensión, de mesas, del rocker) fueron adheridos a través de soldadura MIG con un ángulo de inclinación según el plano. Los demás elementos fueron unidos a través de pernos, por ejemplo, los brazos fueron unidos a los anclajes por medio de pernos, de esta manera se logró un movimiento adecuado en el eje vertical. De igual manera, la barra de empuje y los rockets fueron unidos por pernos de manera perpendicular entre ellos, permitiendo así que la barra transfiera su movimiento de manera adecuada a los rockets. Por último, se insertó los amortiguadores en los anclajes correspondientes y se verificó su funcionamiento. Los amortiguadores resultaron tener una regulación que lo hacía más versátil para este tipo de proyectos, ya que se podían hacerse más rígida en caso de ser necesario. El ensamble quedó similar a los planos y el funcionamiento

coincidió con las simulaciones proporcionadas por ANSYS. En general, el nuevo sistema de suspensión logró tener el funcionamiento adecuado que requiere una competencia FSAE.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- Se llevó a cabo la revisión bibliográfica del reglamento de competencia Formula SAE Rules 2021 haciendo énfasis en la normativa correspondiente a la suspensión, la cual se encuentra en la página 20 del manual. En esta sección se especifica que la rueda debe tener un recorrido mínimo de 50mm en el plano vertical, algo que el primer diseño sin bocines no cumplía, ya que en aquel diseño la llanta únicamente tenía un desplazamiento de 38mm. En conclusión, aquel sistema de suspensión incumplía con el requerimiento para participar, por lo que se realizó un diseño mejorado con bocines en donde el recorrido de la llanta llegó hasta los 69mm de esta manera se logró que el vehículo FSAE esté apto para entrar a una competencia oficial
- En búsqueda de la mejor propuesta de suspensión que se adapte al vehículo FSAE de la carrera, se diseñó tres mecanismos de suspensión en 2D dentro del programa SolidWorks education. Los diseños consistieron en la variación de la posición y ubicación del amortiguador además de elegir ya sea una barra push o una pull. Se dio inicio con un diseño Push Rod ubicando al amortiguador de forma vertical, sin embargo, el diseño era defectuoso además de interrumpir la movilidad de los pies del conductor. Entonces se creó otro diseño con una barra Pull Rod, para esta configuración el amortiguador se ubicaba en la parte inferior junto a los pedales chocando entre sí, por lo que llegaba a interrumpir la conducción. Por último, se optó por crear un diseño Push Rod y ubicar los amortiguadores en la parte frontal superior del vehículo de forma diagonal que no obstaculice la visión del conductor, esta última configuración fue la elegida para el diseño y posterior manufactura debido a fue la que mejor se acopló al espacio disponible de la carrocería, además de tener un correcto funcionamiento y brindar la comodidad requerida en una competencia automovilística.
- Se realizó tres tipos de análisis: estructural, modal y de respuesta armónica en ANSYS STUDENT, estos tres estudios se encuentran correlacionados. El estudio estructural permitió aplicar la fuerza de 1963 [N] que actúa sobre el sistema de suspensión

demostrando que el diseño soporta satisfactoriamente dicha fuerza. Para continuar con el análisis modal que generó 6 modos de movimientos que puede tener el sistema, de los cuales solo 2 modos fueron útiles para este estudio (movimientos verticales donde se involucre el amortiguador). Finalmente se procedió con el estudio armónico, el cual combinó los estudios anteriores para generar un nuevo estudio basado en la fuerza aplicada al sistema bajo una frecuencia, es decir una carga oscilante. Gracias a este estudio pudo obtener los lugares más propensos a sufrir una fractura y lo más importante se obtuvo la frecuencia de vibración de 53 Hz que indica el límite de frecuencia antes de que la suspensión entra en resonancia, pudiendo así mejorar el sistema en caso de ser necesario.

- Para la construcción de los elementos que conforman la suspensión Push Rod se usó diferentes tipos de aceros. Los rockers fueron realizados a partir de planchas de acero AISI 1018 debido a que sus propiedades mecánicas soportan de mejor manera el esfuerzo al que está sometido la pieza. Para la creación de las platinas de anclaje de la suspensión contra el chasis se usó acero ASTM A36 el cual es un acero fácil de encontrar en el mercado además de ser muy resistente. Finalmente, para los elementos tubulares como brazos de suspensión y barra push se usó acero ASTM A500 esto principalmente debido a que toda la estructura tubular (chasis) fue hecha de este tipo de acero. Cabe acotar que los dos amortiguadores poseen un coeficiente de elasticidad de 800 lbf que no resulta ser muy rígido siendo ideal para este vehículo. Una vez finalizado el proceso de construcción todos los elementos que conforman el sistema de suspensión se adaptaron sin dificultad al chasis por medio de suelda MIG, el sistema tuvo un correcto de funcionamiento que brindó estabilidad y confort al momento de la conducción.
- El sistema de suspensión inicial que únicamente contaba con rótulas ancladas al chasis mostraba una concentración crítica de esfuerzos precisamente en las rótulas que unían a las mesas con el chasis, esto significa que es el área más propensa a sufrir una fractura. Por su parte el sistema mejorado de suspensión con bocines disipa el esfuerzo a través de los brazos de las mesas con esto se logra que el riesgo de fractura disminuya. Como dato adicional, gracias al estudio estático se obtuvo los valores de factor de seguridad de ambos sistemas, el diseño con rótulas generó un $FS = 1,45$ que es un valor aceptable, sin

embargo, el diseño con bocines mostró un $FS=2$ siendo así más seguro y confiable. Además, con el diseño mejorado se logró alcanzar una frecuencia límite más alta antes que el sistema de suspensión entre en resonancia, siendo este valor de 62Hz a diferencia del anterior sistema donde su frecuencia límite fue de 53Hz, convirtiéndolo en un diseño más sofisticado para este tipo de competencias que, además, cumple con las restricciones técnicas impuestas por el reglamento de competencia FSAE.

5.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar una revisión bibliográfica sobre trabajos previos enfocados en la competencia fórmula SAE para determinar los materiales apropiados en la manufactura del vehículo de competencia, así como, para conocer la normativa y condiciones requeridas antes de cualquier modificación, como, por ejemplo, pesar al vehículo para conocer si hay un aumento o disminución de peso en el monoplaza, ya que, en una competencia el peso es un factor importante a disminuir.
- Realizar el diseño 2D en computadora sobre una configuración pull rod, aprovechando al máximo los espacios disponibles de la carrocería FSAE existente en el estadio de la Universidad Técnica del Norte, para posteriormente continuar con el diseño y simulación, a fin de mejorar aún más el sistema de suspensión, debido a que este tipo de configuración (pull rod) reduce el peso de manera significativa.
- Realizar simulaciones estáticas y armónicas implementando diferentes materiales ofrecidos por el software, con el propósito de buscar nuevos recursos disponibles en el mercado que ayuden a aligerar el vehículo FSAE. Existen varios materiales con los que se puede fabricar el sistema de suspensión, sin embargo, algunos de ellos resultan ser costosos o en su defecto no se encuentran en el mercado ecuatoriano.
- Complementar la construcción del vehículo FSAE de la carrera de Ingeniería Automotriz añadiendo un diferencial, con el objetivo de cambiar la suspensión posterior de eje rígido por una suspensión independiente, lo que permitirá reducir considerablemente la inestabilidad del vehículo cuando pase por curvas.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Actualidad Motor. (2022). *Conoce la suspensión multibrazo, ¿qué ventajas tiene?*
<https://www.actualidadmotor.com/la-suspension-multibrazo/>
- ActualidadMotor. (2022). *Tipos de suspensión: Suspensión McPherson | Actualidad Motor.*
<https://www.actualidadmotor.com/la-suspension-mcpherson/>
- Ansys. (2022). *Ansys Student Versions.* <https://www.ansys.com/academic/students>
- Ansys. (2023). *Ansys Help.*
https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v212/en/wb_msh/msh_jacobian_ratio.html
- Arellano Villares, J. C., & Taday Yupanqui, E. F. (2016). *Diseño y construcción de un sistema de suspensión para un vehículo tipo fórmula para la escuela de ingeniería automotriz.* Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.
- Auquilla, J., & Torres, C. (2016). *Diseño del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza eléctrico fórmula SAE [Tesis de Ingeniería].* Universidad Politécnica Salesiana .
- AutoDoc. (2020). *Silentblocks de la suspensión: síntomas y función.*
<https://club.autodoc.es/magazin/silentblocks-de-la-suspension-sintomas-y-funcion>
- Autolab. (2021). *¿Qué es la suspensión de un carro? Autolab.* <https://autolab.mx/blog/que-es-la-suspension-de-un-carro/>
- AUTOLAB. (2022). *¿Cuándo debo cambiar los amortiguadores y struts de mi carro?*
<https://autolab.com.co/blog/cuando-se-deben-cambiar-los-amortiguadores-y-struts-de-tu-c/>
- AZOMATERIALS. (2013). *AISI 1018 Carbon Steel (UNS G10180).*
<https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9138>
- Beer, F., Johnston, R., & Cornwell, P. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros* (9th ed.). McGraw-Hill.
https://www.academia.edu/32401919/Mecanica_vectorial_para_ingenieros_dinamica_9na_ed_beer_and_johnston
- Cebolla, B. (2017). *MODELADO Y CARACTERIZACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN EN VEHÍCULOS AUTOMÓVILES* [Universidad Politécnica de Valencia].

[https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/89391/CEBOLLA - MODELADO Y CARACTERIZACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN EN VEHÍCULOS AUTOMÓVILES.pdf?sequence=1](https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/89391/CEBOLLA%20-%20MODELADO%20Y%20CARACTERIZACION%20DE%20SISTEMAS%20DE%20SUSPENSION%20EN%20VEHICULOS%20AUTOMOVILES.pdf?sequence=1)

Chauhan, P., Sah, K., & Kaushal, R. (2021). Design, modeling and simulation of suspension geometry for formula student vehicles. *Materials Today: Proceedings*, 43, 17–27. <https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2020.11.200>

COMOFUNCIONA. (2022). *Suspensión INDEPENDIENTE*. <https://comofunciona.co/sistema-de-suspension-independiente/>

DAPARTO. (2020). *Cambiar el brazo de suspensión del coche*. <https://www.daparto.es/info/cambiar-brazo-suspension/>

DirectIndustry. (2022). *Cabeza de rótula macho*. <https://www.directindustry.es/prod/midwest-control-products/product-39916-1202283.html>

Domínguez, E. J., & Ferrer, J. (2011). *Circuitos de fluidos, suspensión y dirección*. Macmillan Iberia. S.A.

Engineering Chassis. (2022). *Four-Link Suspension and Subframe Kit*. <https://www.chassisengineering.com/product-category/rear-suspensions-and-accessories/four-links/four-link-suspension-and-subframe-kit/>

EUOPER. (n.d.). *Ficha técnica pernos hexagonales*. Retrieved October 18, 2022, from <https://euoper.cl/wp-content/uploads/2021/10/FICHA-TECNICA-PERNO-HEX-G-8.8.pdf>

Fabián, B., & Almeida, C. (2021). *Diseño y construcción de un atenuador de impactos para un vehículo monoplaza fórmula SAE [Tesis de Ingeniería]* [Universidad Técnica del Norte]. <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/11873>

Gaffney, E., & Salinas, A. (1997). *Introduction to Formula SAE Suspension and Frame Design* (Vol. 106). SAE International.

INFOTALLER. (2021). *Qué es la barra de torsión y cómo funciona*. https://www.infotaller.tv/electromecanica/barra-torsion-funciona_0_1187581236.html

Ingemecánica. (2022a). *Diseño Óptimo de una Suspensión de Ballesta en un Vehículo Comercial*. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn83.html>

Ingemecánica. (2022b). *Sistema de Suspensión en los Vehículos*.

- <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>
- Km77. (2022). *Glosario | Eje de dirección*. <https://www.km77.com/glosario/ejedion>
- Martínez, E. (2013). *CÁLCULO DE RESORTES HELICOIDALES DE COMPRESIÓN*[Tesis de Ingeniería] [Universidad Politécnica de Cartagena]. <https://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/3379/pfc5169.pdf?sequence=1>
- Multiservicio Automotriz 3H. (2011, March 31). *Suspensión convencional de paralelogramo deformable*. <http://multiservicioautomotriz3h.blogspot.com/2011/03/suspension-convencional-de.html>
- Pacific. (2020). *Carbon Steel Round Pipe for General Structure*. 26.
- Pallares Muñoz, M. R., & Rodríguez Calderón, W. (2009, April). *Modelación del fenómeno de vibración forzada formulando una analogía eléctrica con el programa de elementos finitos "Ansys."* SCIELO. http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0120-56092009000100001
- Pastorcic, D., Vukelic, G., & Bozic, Z. (2019). Coil spring failure and fatigue analysis. *Engineering Failure Analysis*, 99, 310–318. <https://doi.org/10.1016/J.ENGFAILANAL.2019.02.017>
- Prastiyo, W., & Fiebig, W. (2021). Multibody simulation and statistical comparison of the linear and progressive rate double wishbone suspension dynamical behavior. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 108, 102273. <https://doi.org/10.1016/J.SIMPAT.2021.102273>
- Pulido, C. (2014). *DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO DE FÓRMULA STUDENT*[Tesis de Ingeniería] [UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID]. https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22605/PFC_carlos_pulido_laparra_2014.pdf
- Rodríguez, A. (2014, April 13). *Análisis Técnico – Cámbor*. AlbrodpulF1. <https://albrodpulF1.wordpress.com/2014/04/13/analisis-camber/>
- Rudrakanth, T. (2016). *Hotchkiss rear suspension*. https://www.researchgate.net/figure/Hotchkiss-rear-suspension-9_fig3_312057056
- SAE. (2020). *SAE INTERNATIONAL*. <https://www.sae.org/news>
- SAE International. (2010). *Formula SAE Rules 2011*.

- SAE International. (2020). *Formula SAE Rules 2021*.
- Saurabh, Y. S., Kumar, S., Jain, K. K., Behera, S. K., Gandhi, D., Raghavendra, S., & Kalita, K. (2016). Design of Suspension System for Formula Student Race Car. *Procedia Engineering, 144*, 1138–1149. <https://doi.org/10.1016/J.PROENG.2016.05.081>
- Silva, C., & Farina, J. (n.d.). OSCILACIONES MECÁNICAS. *Universidad Nacional de Rosario*. Retrieved April 8, 2022, from https://rephip.unr.edu.ar/bitstream/handle/2133/7027/7501-17_FISICA_Oscilaciones_Mecánicas.pdf?sequence=2&isAllowed=y
- SOLIDWORKS. (2020). *Materiales - Ayuda de SOLIDWORKS*. https://help.solidworks.com/2020/spanish/SolidWorks/sldworks/c_materials_overview.htm?id=9ae8bd7a345b4be78131dca43b758096#Pg0
- SOLIDWORKS. (2022). *SOLIDWORKS Education*. <https://www.solidworks.com/es/product/solidworks-education-whats-new>
- Sreenivasan, M., Dinesh Kumar, M., Krishna, R., Mohanraj, T., Suresh, G., Hemanth Kumar, D., & Sai Charan, A. (2020). Finite element analysis of coil spring of a motorcycle suspension system using different fibre materials. *Materials Today: Proceedings, 33*, 1. <https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2020.04.051>
- Stevens, M. (2022). *What is Toe? (Toe-In vs. Toe-Out Effects)*. CarTreatments. <https://cartreatments.com/what-is-toe/>
- Technical F1. (2017). *Varilla de empuje - Varilla de tracción*. https://m.quimbra.com/Big/pullrod_pushrod_comparison_big.jpg
- Vázquez, N. (2011). *Diseño del sistema de suspensión del vehículo fórmula SAE UNAM 2011*. Universidad Nacional Autónoma de México.
- Vázquez, N. I. (2011). *Diseño del sistema de suspensión del vehículo fórmula SAE UNAM [Tesis de Ingeniería]* [Universidad Nacional Autónoma de México]. <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/4955/1/Tesis.pdf>
- Vignesh, B. S., Ahmed, S., Chandan, V., & Shrivastava, P. K. (2019). Double wishbone suspension system; A research. *International Journal of Recent Technology and Engineering, 8*(2), 5033–5037. <https://doi.org/10.35940/ijrte.B1084.078219>

ANEXOS

Anexo I

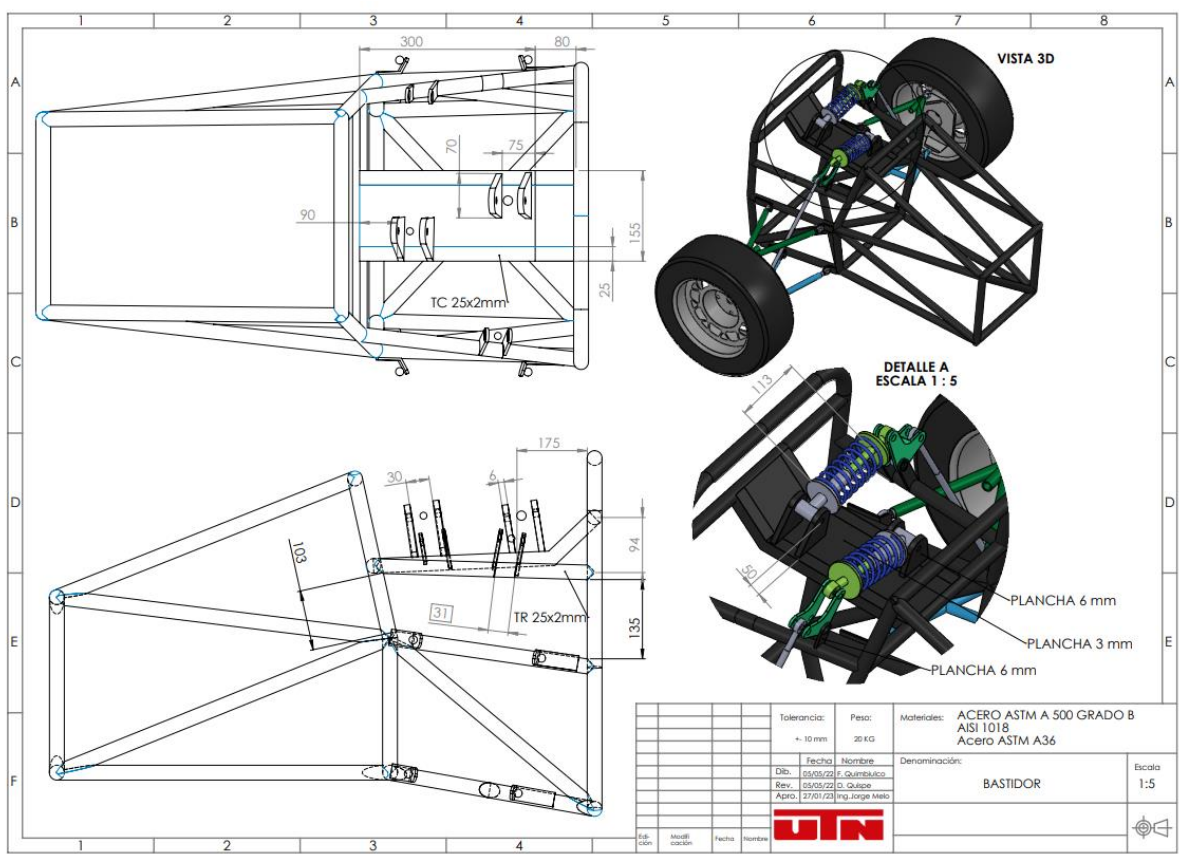


Figura 1 Planos del bastidor

Anexo II

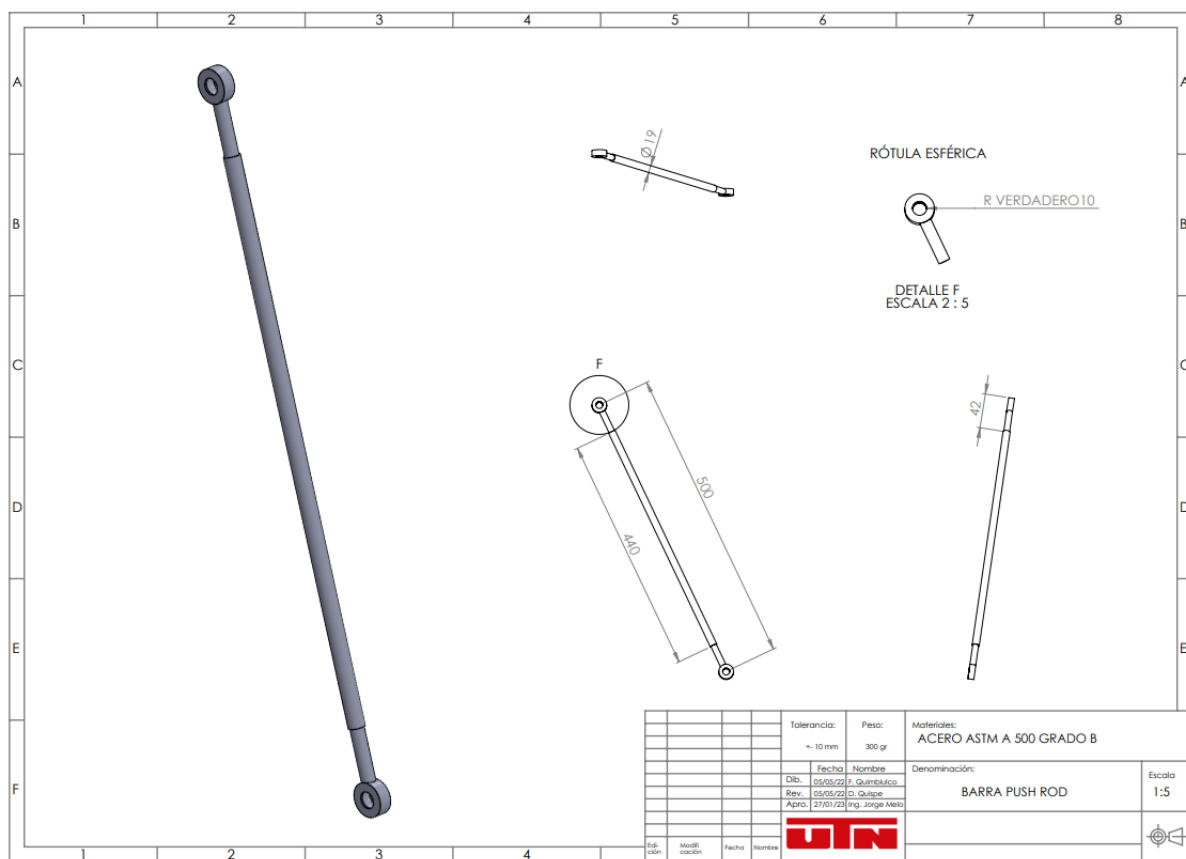


Figura 2 Plano barra push

Anexo III

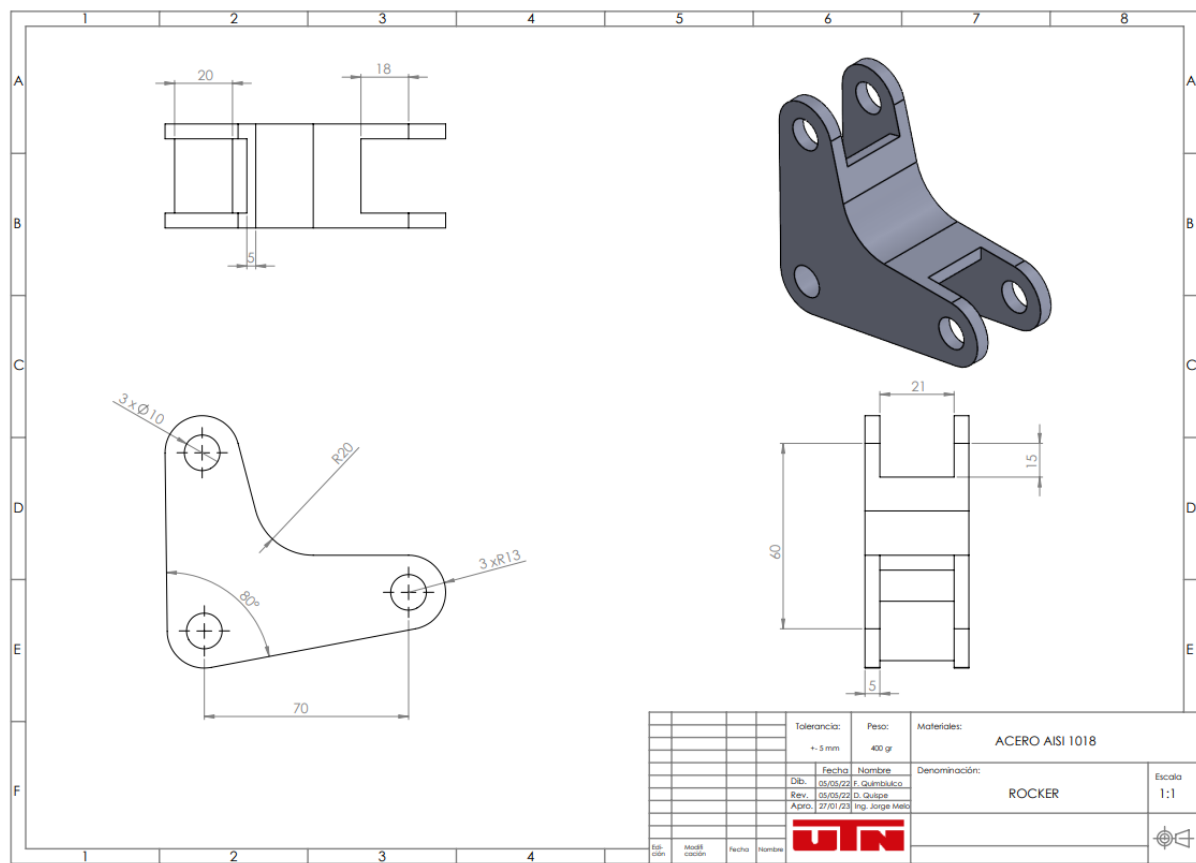


Figura 3 Plano rocket

Anexo IV

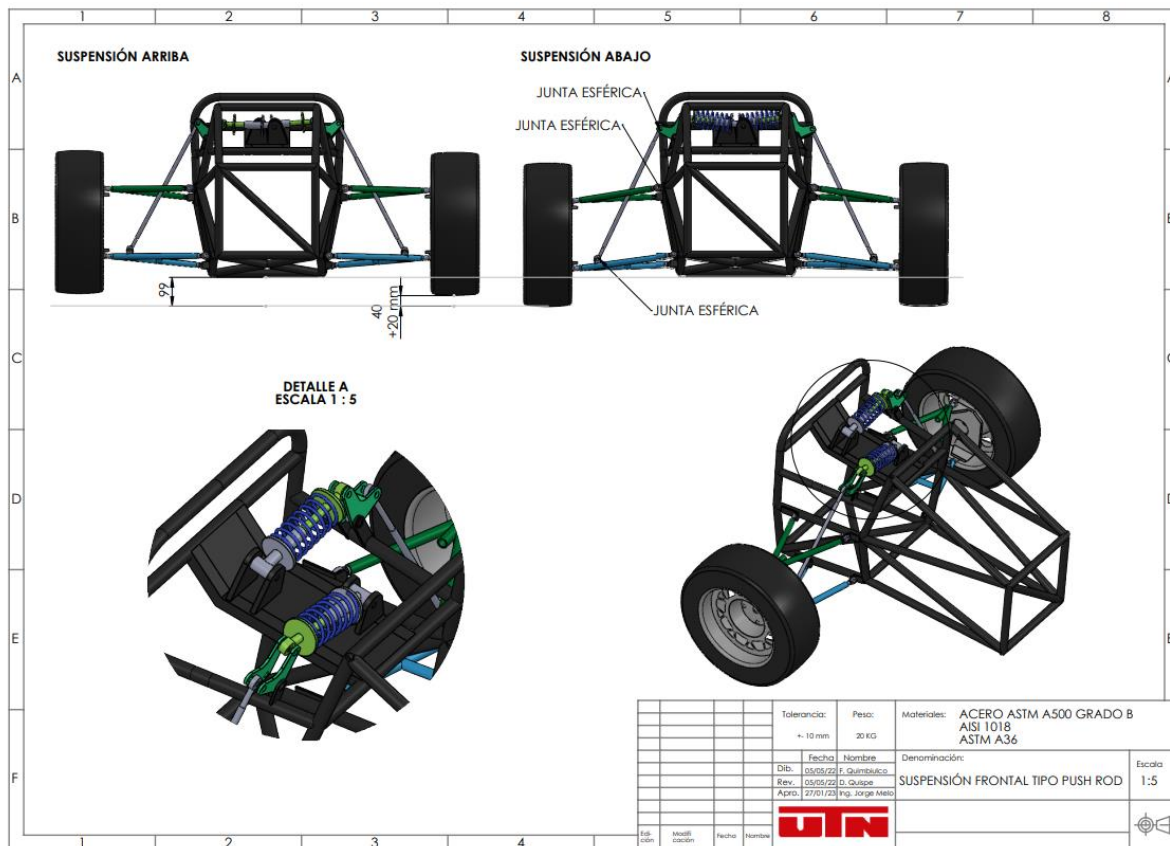


Figura 4 Plano suspensión FSAE

Anexo V**Figura 5** Entrega del vehículo FSAE