



# **FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA**

## **ESCUELA DE INGENIERÍA EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ**

**Análisis del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza a través de un programa de dinámica computacional de cuerpos múltiples**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:  
INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ**

**Autores:**

**JOSÉ GABRIEL LOJA CAJAS**

**VECENTE LEONARDO SALINAS GONZÁLEZ**

**Nombre del director:**

**ROBERT ROCWOOD IGLESIAS**

**CUENCA – ECUADOR**

**2021**

## **DEDICATORIA**

Dedico este trabajo a mis padres María de Lourdes Cajas y Carlos Loja, por su apoyo y amor incondicional demostrado durante toda mi vida.

A mis hermanos por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, la motivación, la perseverancia, la constancia que los caracteriza y que siempre me han infundado. Por el apoyo que siempre me brindaron en todo el transcurso de mi carrera universitaria y por ser parte de este logro en mi vida.

*José Gabriel Loja Cajas*

## DEDICATORIA

El presente proyecto de titulación, está dedicado primeramente a Dios por permitirme realizar y culminar con éxito uno más de mis propósitos académicos.

A mis queridos padres Manuel y Rosa, por su amor, sacrificio, esfuerzo y apoyo incondicional, porque gracias a ustedes he logrado llegar hasta aquí, porque son la motivación de mi vida y me enseñaron que con trabajo y constancia, todo se consigue.

A mis hermanos(as) Fabiola, Marco, Víctor, Narcisa, Jorge, Manuel y a toda mi familia en general, por confiar siempre en mí y permanecer a mi lado en los buenos y malos momentos de mi vida.

*Vicente Leonardo Salinas González*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a Dios por guiarnos y permitirnos concluir con nuestra carrera, por brindarnos una vida llena de aprendizajes y experiencias.

De igual manera agradecemos a la Universidad del Azuay y a la Escuela de Ingeniería en Mecánica Automotriz por impartirnos los conocimientos y convertirnos en unos profesionales.

Se agradece al Ing. Robert Rockwood, tutor de nuestro proyecto de titulación por ser nuestro guía y poder encaminarnos a lo largo del desarrollo de nuestro estudio.

*José Loja y Vicente Salinas*

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

<b>DEDICATORIA.....</b>	<b>ii</b>
<b>AGRADECIMIENTOS.....</b>	<b>iv</b>
<b>ÍNDICE DE CONTENIDOS.....</b>	<b>v</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>vi</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS .....</b>	<b>vii</b>
<b>RESUMEN .....</b>	<b>viii</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>ix</b>
<b>I. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>- 1 -</b>
<b>II. METODOLOGÍA .....</b>	<b>- 2 -</b>
II.1. Parámetros y configuración del sistema de suspensión.....	- 3 -
II.2. Modelo MBD.....	- 4 -
II.3. Pruebas Cinemáticas .....	- 5 -
<b>III. ANÁLISIS DE RESULTADOS .....</b>	<b>- 5 -</b>
III.1. Análisis Toe .....	- 5 -
III.2. Análisis Cáster.....	- 6 -
III.3. Análisis Cámbor .....	- 6 -
III.4. Análisis de esfuerzos.....	- 7 -
<b>IV. CONCLUSIONES.....</b>	<b>- 10 -</b>
<b>AGRADECIMIENTOS.....</b>	<b>- 10 -</b>
<b>REFERENCIAS.....</b>	<b>- 10 -</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de flujo de las actividades llevadas a cabo para la modelación cinemática de un sistema de suspensión utilizando un programa computacional de dinámica.....	- 3 -
Figura 2. Modelo de la suspensión delantera <i>Push Rod</i> .....	- 3 -
Figura 3. Modelo de la suspensión posterior <i>Pull Rod</i> .....	- 4 -
Figura 4. Modelo MBD suspensión delantera ( <i>Push Rod</i> ).....	- 4 -
Figura 5. Modelo MBD suspensión posterior ( <i>Pull Rod</i> ).....	- 4 -
Figura 6. Interferencia del brazo superior y rocker en el chasis ( <i>Push Rod</i> ).....	- 5 -
Figura 7. Desfase de los brazos de la suspensión posterior ( <i>Pull Rod</i> ).....	- 5 -
Figura 8. Análisis suspensión delantera ( <i>Push Rod</i> ).....	- 5 -
Figura 9. Análisis suspensión posterior ( <i>Pull Rod</i> ).....	- 5 -
Figura 10. Desplazamiento vertical rueda izquierda vs Toe <i>Push Rod</i> .....	- 6 -
Figura 11. Resultados de esfuerzos suspensión delantera <i>Push Rod</i> : a) y b) brazo inferior; c) y d) brazo superior; e) y f) barra de empuje; g) y h) balancín .....	- 8 -
Figura 12. Resultados de esfuerzos suspensión posterior <i>Pull Rod</i> : a) y b) brazo inferior; c) y d) brazo superior; e) y f) barra de empuje; g) y h) balancín .....	- 10 -

## ÍNDICE DE TABLAS

TABLA I. Dimensiones referenciales del vehículo .....	- 3 -
TABLA II. Propiedades de los materiales utilizados en los principales elementos del sistema de suspensión .....	- 3 -
TABLA III. Coeficientes del sistema masa, resorte, amortiguador utilizados en la simulación...	- 3 -
TABLA IV. Dataset suspensión frontal ( <i>push rod</i> ) .....	- 4 -
TABLA V. Dataset suspensión posterior ( <i>pull rod</i> ).....	- 4 -
TABLA VI. Valores de los ángulos de la suspensión delantera validados .....	- 6 -
TABLA VII. Valores de los ángulos suspensión posterior validados .....	- 6 -

# ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BIPLAZA A TRAVÉS DE UN PROGRAMA DE DINÁMICA COMPUTACIONAL DE CUERPOS MÚLTIPLES

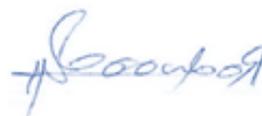
## RESUMEN

En el presente estudio se realiza la simulación del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza a través de un programa de dinámica computacional de cuerpos múltiples; esto con el fin de conocer en primer lugar la existencia de interferencia mecánica de los componentes del sistema de suspensión y el chasis, considerando el peso del vehículo y todos los movimientos posibles de este sistema; junto con los del sistema de dirección; además, se realizaron pruebas de balanceo estático, conducción estática, y esfuerzos en los componentes del sistema de suspensión. Los resultados obtenidos al evaluar el boceto inicial mostraron problemas de diseño que no resultaron evidentes en la modelación CAD, así como esfuerzos mayores a los estimados a partir del análisis estático y cuasi-estático. Es por ello que se procedió a rediseñar varios componentes del sistema. Los resultados permiten conocer, además, las gráficas de los ángulos toe, cáster, y cámber en estado transitorio a lo largo de los diferentes desplazamientos propios de este sistema. Los resultados obtenidos garantizan la funcionalidad, y la seguridad del sistema de suspensión de este vehículo, bajo las cargas y condiciones de análisis estipulados.

**Palabras claves** - simulación sistema de suspensión, dinámica de cuerpos múltiples, diseño de sistemas de suspensión



.....  
Ing. Robert Rockwood. Msc.  
**Director del Trabajo de Titulación**



.....  
Ing. Robert Rockwood. Msc.  
**Director de Escuela**



.....  
Vicente Leonardo Salinas González  
**Autor**



.....  
José Gabriel Loja Cajas  
**Autor**

# ANALYSIS OF THE SUSPENSION SYSTEM OF A TWO-SEATER ELECTRIC VEHICLE THROUGH A MULTI-BODY COMPUTATIONAL DYNAMICS PROGRAM

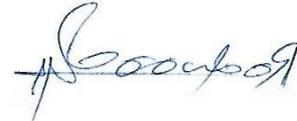
## ABSTRACT

In the present study, the simulation of the suspension system of a two-seater electric vehicle is carried out through a multi-body computational dynamics program. This is done in order to first know the existence of mechanical interference of the components of the suspension system and the chassis, considering the weight of the vehicle and all the possible movements of this system; together with those of the steering system; In addition, static roll, static driving, and stress tests were performed on the suspension system components. The results obtained when evaluating the initial sketch showed design problems that were not evident in the CAD modeling, as well as efforts greater than those estimated from the static and quasi-static analysis, which is why several components of the system were redesigned. The results also allow to know the graphs of the Toe, Caster, and Camber angles in transitory state along the different displacements of this system. The results obtained guarantee the functionality and safety of the suspension system of this vehicle, under the stipulated loads and analysis conditions.

**Keywords:** suspension system simulation, multi-body dynamics, suspension system design.



.....  
Ing. Robert Rockwood  
**Director of the Degree Work**



.....  
Ing. Robert Rockwood  
**Faculty Director**



.....  
Vicente Leonardo Salinas González  
**Author**



.....  
José Gabriel Loja Cajas  
**Author**

Traslated by:


  
Vicente Salinas

  
José Loja

# Análisis del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza a través de un programa de dinámica computacional de cuerpos múltiples

José Gabriel Loja Cajas  
Facultad de Ciencia y Tecnología  
Ingeniería en Mecánica Automotriz  
Universidad del Azuay  
jglc1993@gmail.com

Vicente Leonardo Salinas González  
Facultad de Ciencia y Tecnología  
Ingeniería en Mecánica Automotriz  
Universidad del Azuay  
vleonardosg@gmail.com

## I. INTRODUCCIÓN

### Resumen —

En el presente estudio se realiza la simulación del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza a través de un programa de dinámica computacional de cuerpos múltiples; esto con el fin de conocer en primer lugar la existencia de interferencia mecánica de los componentes del sistema de suspensión y el chasis, considerando el peso del vehículo y todos los movimientos posibles de este sistema; junto con los del sistema de dirección; además, se realizaron pruebas de balanceo estático, conducción estática, y esfuerzos en los componentes del sistema de suspensión. Los resultados obtenidos al evaluar el boceto inicial mostraron problemas de diseño que no resultaron evidentes en la modelación CAD, así como esfuerzos mayores a los estimados a partir del análisis estático y cuasi-estático. Es por ello que se procedió a rediseñar varios componentes del sistema. Los resultados permiten conocer, además las gráficas de los ángulos toe, cáster, y cámben en estado transitorio a lo largo de los diferentes desplazamientos propios de este sistema. Los resultados obtenidos garantizan la funcionalidad, y la seguridad del sistema de suspensión de este vehículo, bajo las cargas y condiciones de análisis estipulados.

*Palabras claves — simulación sistema de suspensión, dinámica de cuerpos múltiples, diseño de sistemas de suspensión.*

### Abstract —

In the present study, the simulation of the suspension system of a two-seater electric vehicle is carried out through a multi-body computational dynamics program; This in order to first know the existence of mechanical interference of the components of the suspension system and the chassis, considering the weight of the vehicle and all the possible movements of this system; together with those of the steering system; In addition, static roll, static driving, and stress tests were performed on the suspension system components. The results obtained when evaluating the initial sketch showed design problems that were not evident in the CAD modeling, as well as efforts greater than those estimated from the static and quasi-static analysis, which is why several components of the system were redesigned. The results also allow to know the graphs of the Toe, Caster, and camber angles in transitory state along the different displacements of this system. The results obtained guarantee the functionality and safety of the suspension system of this vehicle, under the stipulated loads and analysis conditions.

*Keywords — suspension system simulation, multi-body dynamics, suspension system design.*

El presente estudio de titulación forma parte del proyecto de integración curricular de la carrera de Ingeniería Automotriz de la Universidad del Azuay, cuyo propósito es el diseño y la manufactura de un vehículo eléctrico biplaza. Este trabajo en particular tiene como propósito analizar el desempeño cinemático del sistema de suspensión a través de la simulación de sus prestaciones en un programa computacional de dinámica de cuerpos múltiples *Altair® MotionView®*. Las pruebas realizadas, fueron: cumplimiento, prueba de balanceo estático, prueba de conducción estática y análisis de esfuerzos.

En este marco, la asistencia computacional es la herramienta más eficiente, pues permite prescindir de varias pruebas físicas que representan costos y tiempos elevados; con lo cual, a través del análisis de cuerpos múltiples, se pudo validar las prestaciones que el sistema de suspensión *Push Rod* (suspensión delantera) y *Pull Rod* (suspensión posterior) ofrecen a partir del análisis de los resultados obtenidos. No obstante, fue necesario realizar ajustes para lograr los mejores resultados.

Es conocido que en un sistema de suspensión lo más relevante es el rendimiento del vehículo en términos de capacidad de manejo, estabilidad y comodidad al conducir, ya que los componentes de la suspensión tienen el propósito de conseguir un adecuado guiado de los neumáticos y mantenerlos perpendiculares a la calzada lo más como sea posible.

En este contexto, la investigación parte del análisis de experiencias previas, como la presentada por Rivero F, quien realizó la simulación dinámica del mecanismo de doble horquilla oscilante de una motocicleta ATV Italika 180 [1]. El objetivo del análisis fue determinar las fuerzas de reacción en las juntas de la horquilla superior del mecanismo de suspensión, las cuales serán utilizadas como valores de entrada para el rediseño de la sección transversal de la horquilla, con la finalidad de disminuir la masa no suspendida del sistema de suspensión. Los resultados fueron validados, lográndose una excelente correlación.

En el estudio realizado por Falla, R. [2], se propone un nuevo modelo no lineal del sistema de suspensión McPherson, utilizando el software ADAMS®, empleado para mejorar la calidad de conducción, también facilita la

evaluación de los parámetros cinemáticos de la suspensión, como “*cáamber*”, “*cáster*” y “*King-pin*”. Los resultados permitieron validar la hipótesis planteada.

Además, se resalta el análisis realizado por Manaf, M. [3], quien investigó el desempeño cinemático del vehículo eléctrico FV Malaysia de UTeM, utilizando un programa de dinámica de cuerpos múltiples simulando la conducción en línea recta y en curvas, con la finalidad de determinar las curvas de los ángulos toe y cáamber, previo a la manufactura del vehículo. Los resultados en pista fueron favorables y permitieron validar el estudio.

Burnham, P. [4], utilizó la herramienta *MotionView*® para evaluar y optimizar el rendimiento de un sistema de suspensión delantera McLaren® Automotive, para construir el modelo y luego llevar a cabo evaluaciones iniciales de cinemática y características de cumplimiento.

En el estudio realizado por Ebrahim. [5], el objetivo era determinar el mejor rendimiento cinemático entre dos tipos de suspensiones de doble horquilla que son la suspensión de brazo largo-corto (SLA) y la suspensión de brazo paralelo, mediante el empleo de software *Altair® MotionView*®. En consecuencia, se determinó que el mejor diseño para un auto de carreras es la suspensión de brazo corto-largo (SLA).

En cuanto al estudio de Alarcón, A. [6] se presenta una propuesta metodológica para el diseño de una suspensión de un auto de competencia, utilizando la metodología de diseño robusto, validado y verificado, asegurando que el prototipo sea seguro y cumpla con los requerimientos de la competencia Formula SAE. De los resultados obtenidos, se determinó que el diseño del sistema de suspensión cumple con los requerimientos de la competencia.

De la Cruz [7] propone el diseño y construcción de los sistemas de dirección, suspensión, frenos y plegado, en un vehículo eléctrico biplaza plegable, cuyo objetivo es brindar confort y seguridad a los ocupantes del vehículo. A través de los análisis de las pruebas obtuvieron las deformaciones y factor de seguridad, con lo cual determinaron la fiabilidad de los sistemas.

El trabajo de Vurro, V. [8] trata del ajuste elasto-cinemático de los sistemas de suspensión de un monoplaza de carreras y análisis de la dinámica del vehículo, para las suspensiones *Push Rod* y *Pull Rod* mediante la utilización de un programa de dinámica de cuerpos múltiples; con lo cual, lograron evaluar el comportamiento general del vehículo y verificar el rendimiento de dinámico del vehículo.

El trabajo de Castro, D. [9] se centra en el modelado de la suspensión de un vehículo monoplaza mediante *ADAMS/CAR*®, con el propósito de estudiar el comportamiento cinemático del sistema de suspensión, el cual, debe cumplir con la normativa de la competencia Formula Student. Concluyeron que se deben realizar modificaciones en la suspensión posterior para favorecer la estabilidad del vehículo.

De esta manera, quedan en evidencia las múltiples aplicaciones de los programas de ingeniería asistida en el campo de la dinámica de cuerpos múltiples aplicada al diseño de los sistemas de suspensión de los vehículos automóviles.

Sin duda, su utilización mejora la productividad en el desarrollo de propuestas nuevas, con muy buenos resultados.

Respecto al sustento teórico de esta investigación, es importante conocer los conceptos fundamentales que gobiernan el funcionamiento de los sistemas de suspensión, siendo imprescindible la descripción del sistema masa – resorte – amortiguador; el cual consiste de un resorte de masa despreciable que cuelga suspendido de un soporte rígido, una masa puntual que se sujeta al extremo libre del resorte y un mecanismo amortiguador. En dinámica se hace referencia al estudio de vibraciones amortiguadas, considerando dos tipos: libre y forzadas

Vibraciones libres amortiguadas.- El amortiguador ejerce una fuerza dependiente de la velocidad de la masa; entre mayor sea la velocidad, mayor es la fuerza que ejerce. Por simplicidad, supondremos que esta fuerza en magnitud es proporcional a la rapidez, es decir:  $|F_A| = c |v(t)|$  donde  $c > 0$  es la constante de proporcionalidad.

Vibraciones forzadas amortiguadas.- La fuerza puede generarse cuando oscile el soporte al cual está unido el cuerpo, como ocurre en el caso de la fuerza aplicada a un automóvil por los muelles de la suspensión cuando el vehículo va por calzadas con baches.

## II. METODOLOGÍA

El proceso de análisis del sistema de suspensión en un programa de dinámica computacional de cuerpos múltiples comenzó con la obtención del modelo genérico (MBD) del sistema de suspensión *Push Rod* (suspensión delantera) y *Pull Rod* (suspensión posterior), en la cual se realizaron diferentes pruebas de estudio. El programa empleado para la simulación fue *Altair® MotionView*®.

El desarrollo metodológico del objeto de estudio se aprecia en la figura 1. Las actividades más importantes fueron: recolección de información relacionada al estado tecnológico del uso de programas de dinámica computacional de cuerpos múltiples para el diseño del sistema de suspensión, técnicas de modelado de la suspensión, determinación de las prestaciones del sistema de suspensión a partir del análisis de los resultados obtenidos en la simulación, validación de la propuesta del diseño de la geometría, modificación de parámetros de diseño y la propuesta del nuevo diseño de la geometría.

El proceso de validación para determinar la funcionalidad consistió en realizar pruebas sobre bocetos iniciales y verificar que no existan interferencias entre los componentes que conforman la suspensión y el chasis. En caso de ser desfavorables las pruebas sobre los bocetos, se procedería a un rediseño del sistema de suspensión. Las tablas, I y II muestran las cotas de reglaje de los sistemas de suspensión delantero y posterior, los cuales sirvieron para caracterizar su geometría, y como parámetros de entrada del modelo computacional.

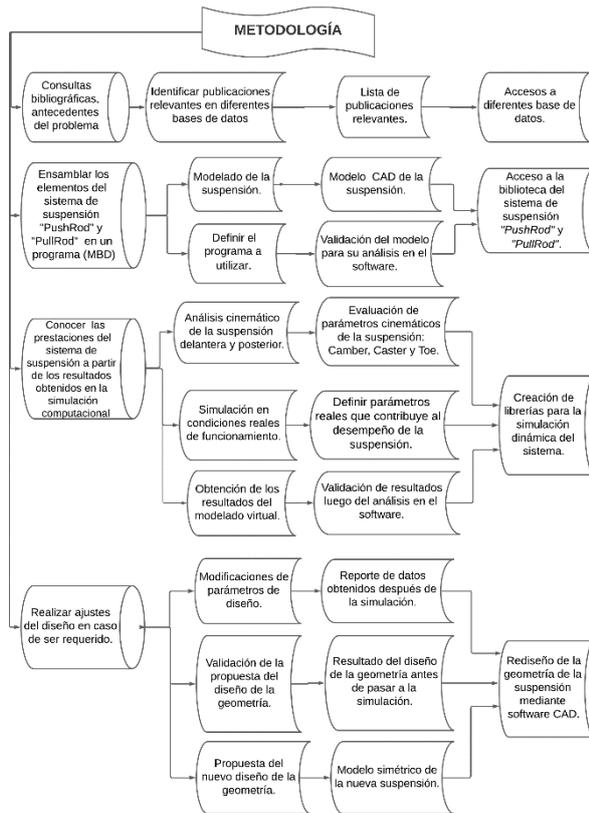


Figura 1. Diagrama de flujo de las actividades llevadas a cabo para la modelación cinemática de un sistema de suspensión utilizando un programa computacional de dinámica de cuerpos múltiples.

## Datos de referencia

### II.1. Parámetros y configuración del sistema de suspensión

El prototipo utilizado fue el sistema de suspensión *Push Rod* (suspensión delantera) y *Pull Rod* (suspensión posterior). Cuando la suspensión se comprime, la barra actúa sobre el balancín el cual lo hace girar, lo que a su vez comprime el amortiguador y el resorte. La diferencia entre los dos sistemas es que en el sistema *Push Rod* la barra trabaja a compresión, mientras que en el sistema *Pull Rod*, esta trabaja a tensión.

El neumático utilizado en el vehículo tiene las características 165/70R15, con diámetro 612 mm. En la tabla I se muestran las dimensiones referenciales del vehículo y la tabla II muestra las propiedades de los materiales utilizados en los componentes principales. La tabla III muestra los coeficientes y la información de referencia para la modelación de los sistemas masa, resorte, amortiguador. La geometría de los elementos de la suspensión se obtuvo del diseño del trabajo de Ludeña y Bustamante: "Análisis de cargas que soportan los elementos del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza" [10], el mismo que forma parte del mismo proyecto al que se articula el presente trabajo (figuras 2 y 3)

TABLA I. DIMENSIONES REFERENCIALES DEL VEHÍCULO

Parámetros	Datos
Ancho de vía	1541, 81 mm
Distancia entre ejes	2248, 4 mm
Centro de gravedad eje Z	505, 9 mm
Peso del vehículo	686, 4 Kg

TABLA II. PROPIEDADES DE LOS MATERIALES UTILIZADOS EN LOS PRINCIPALES ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Componente	Brazo control superior	Brazo control inferior	Push Rod y Pull Rod	Rocker
Material	AISI 1018	AISI 1018	AISI 1018	Duraluminio 7075-T6
E (GPa)	205	205	205	72
Sv (MPa)	370	370	370	542
RHO	7,87E-09	7,87E-09	7,87E-09	2,80E-09
NU	0,3	0,3	0,3	0,33

TABLA III. COEFICIENTES DEL SISTEMA MASA, RESORTE, AMORTIGUADOR UTILIZADOS EN LA SIMULACIÓN

Elemento	Valor	Unidades
<b>Muelles delanteros</b>		
k	150	N/m
c	100	
<b>Muelle posterior</b>		
k	310	N/m
c	0	
<b>Amortiguador delantero</b>		
k	0	N/m
c	12	
<b>Amortiguador posterior</b>		
k	0	N/m
c	1	

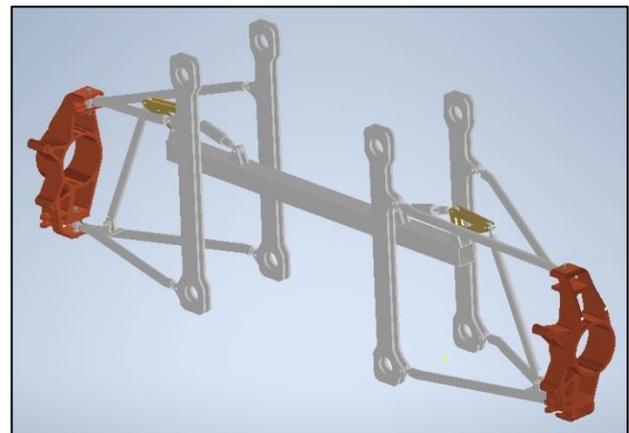


Figura 2. Modelo de la suspensión delantera *Push Rod*

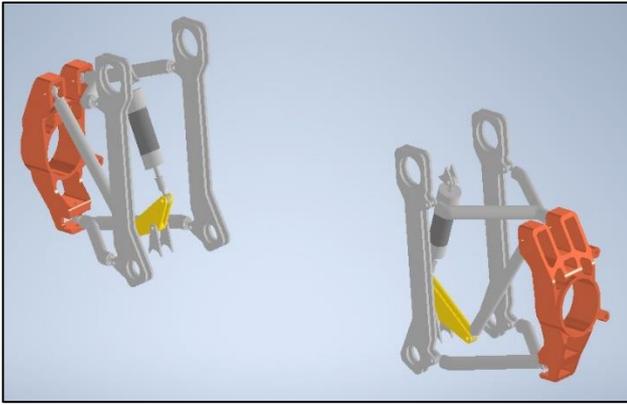


Figura 3. Modelo de la suspensión posterior *Pull Rod*

## II.2. Modelo MBD

El estudio de la dinámica del cuerpo en movimiento (MBD) parte de las cotas y la geometría inicial propuesta. Los datos obtenidos del boceto CAD fueron utilizados para el modelo de sistema de suspensión en el entorno del programa Altair® Motion View®.

Los modelos de suspensiones se desarrollaron utilizando como plantilla un modelo genérico [11], el cual, consta de componentes completos del vehículo: sistema de dirección, el tren de potencia, suspensión *Push Rod* y *Pull Rod* y neumáticos, como se muestra en las Figuras 4 y 5. Estos, cuentan con la configuración de restricciones en cada punto de apoyo y unión de elementos. En cuanto a este programa, el usuario ingresa los parámetros reales del vehículo en tablas de datos modificables [12], utilizando la nomenclatura propia del programa; tal como se presenta en las tablas IV y V. La función de los mecanismos consiste en satisfacer las necesidades del sistema de suspensión en un modelo que identifique su funcionalidad.

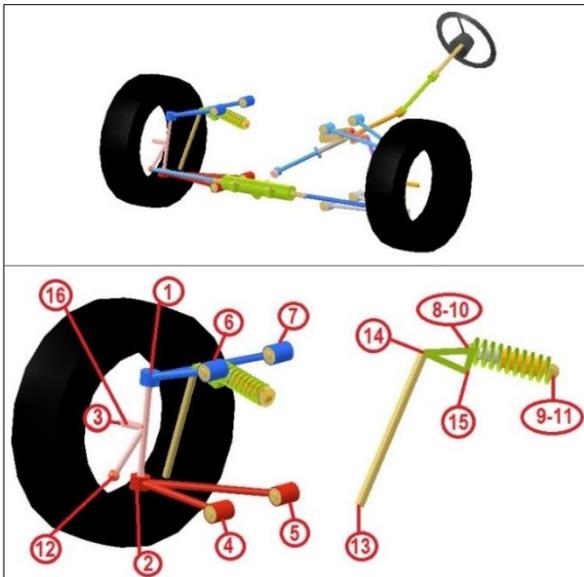


Figura 4. Modelo MBD suspensión delantera (*Push Rod*)

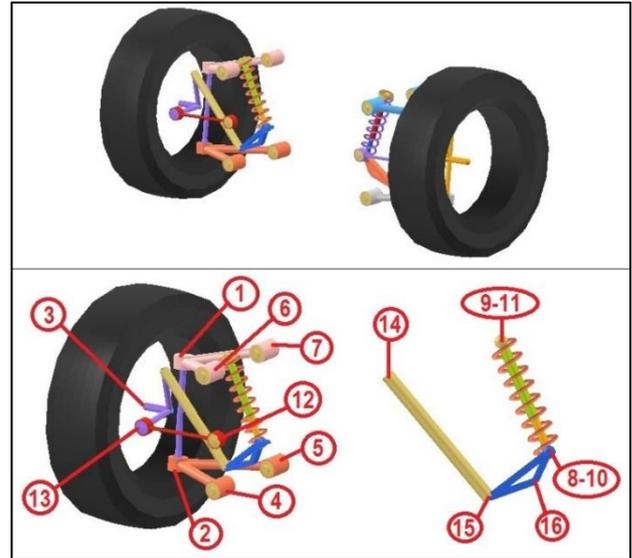


Figura 5. Modelo MBD suspensión posterior (*Pull Rod*)

TABLA IV. DATASET SUSPENSIÓN FRONTAL (*PUSH ROD*)

Label	x (mm)	y (mm)	z (mm)
1) Upper ball joint	594,00	-673,31	267,14
2) Lower ball joint	569,16	-699,48	-1,39
3) Wheel center	584,10	-768,73	137,73
4) LCA front bush	484,00	-318,12	0,60
5) LCA rear bush	704,00	-318,12	0,60
6) UCA front bush	484,00	-318,12	364,73
7) UCA rear bush	704,00	-318,12	364,73
8) Spring lower	574,63	-385,43	335,42
9) Spring upper	574,63	-228,86	293,73
10) Shock lower	574,63	-385,43	335,42
11) Shock upper	574,63	-228,86	293,73
12) Outer tie rod ball joint	496,46	-714,65	28,12
13) Push rod outer point	574,63	-608,69	27,12
14) Push rod inner point	574,63	-481,21	331,32
15) Rocker mount	574,63	-397,43	293,73
16) Wheel hub CG	584,10	-742,49	137,73

TABLA V. DATASET SUSPENSIÓN POSTERIOR (*PULL ROD*)

Label	x (mm)	y (mm)	z (mm)
1) Upper ball joint	2872,50	-673,65	261,37
2) Lower ball joint	2832,50	-673,65	0,60
3) Wheel center	2832,50	-770,91	137,73
4) LCA front bush	2722,50	-449,35	0,60
5) LCA rear bush	2942,50	-449,35	0,60
6) UCA front bush	2722,50	-466,50	304,73
7) UCA rear bush	2942,50	-466,50	304,73
8) Spring lower	2792,50	-370,00	115,00
9) Spring upper	2792,50	-459,14	324,36
10) Shock lower	2792,50	-370,00	115,00
11) Shock upper	2792,50	-459,14	324,36
12) Inner toe link bush	2692,50	-435,00	145,00
13) Outer toe link bush	2692,50	-665,00	142,73
14) Pull rod outer point	2792,50	-673,65	261,37
15) Pull rod inner point	2792,50	-482,00	28,00
16) Rocker mount	2792,50	-395,00	59,63

### II.3. Pruebas Cinemáticas

#### II.3.1 Prueba de cinemática y cumplimiento.

Los parámetros de esta simulación fueron de tipo cuasi-estático; donde se aplicaron las cargas y los desplazamientos del chasis y de los neumáticos del vehículo para determinar la geometría de la suspensión cuando esta se mueve, ayudando así a conocer sus características.

#### II.3.2 Prueba de conducción estática.

Esta prueba permitió simular el movimiento oscilante simétrico de las ruedas de un mismo eje.

#### II.3.3 Prueba de balanceo estático.

Esta prueba permitió simular el movimiento de sacudida a simétrico de las ruedas de un mismo eje, proporcionando una serie de indicaciones útiles para la evaluación de la cinemática y dinámica de balanceo.

#### II.3.4 Pruebas de Esfuerzos.

Posteriormente se realizó el análisis de esfuerzos a los cuales están sometidos los componentes del sistema de suspensión: brazos superiores e inferiores, rocker, *Push Rod* y *Pull Rod*.

## III. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados de la simulación contemplan los siguientes estudios: cinemático, balanceo estático, conducción estática, y resultados de esfuerzos.

La figura 5 muestra la interferencia que se presenta en la suspensión frontal (boceto inicial) cuando se estimula el neumático. Durante el recorrido hacia abajo los brazos superiores y el rocker choca con el chasis. La figura 6 presenta los desfases de la suspensión posterior (boceto inicial) durante su recorrido hacia arriba. Las Figuras 7 y 8 muestran las simulaciones y análisis de la suspensión *Push Rod* y *Pull Rod* validadas.

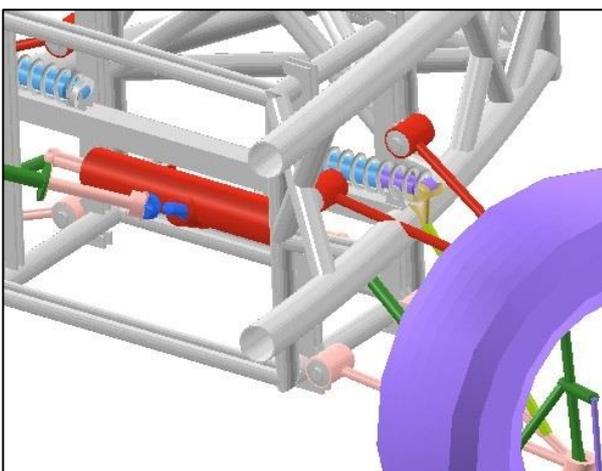


Figura 6. Interferencia del brazo superior y rocker en el chasis (*Push Rod*)

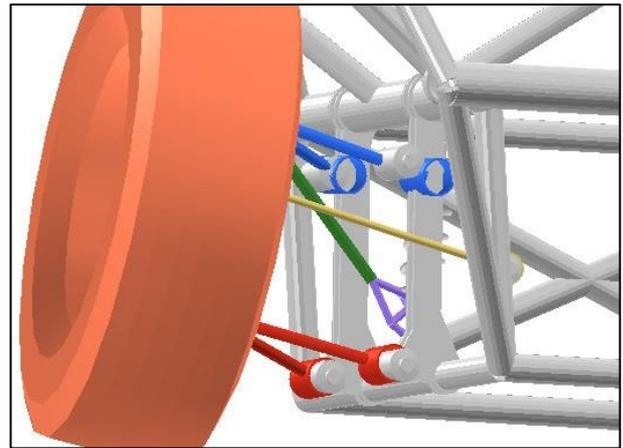


Figura 7. Desfase de los brazos de la suspensión posterior (*Pull Rod*)

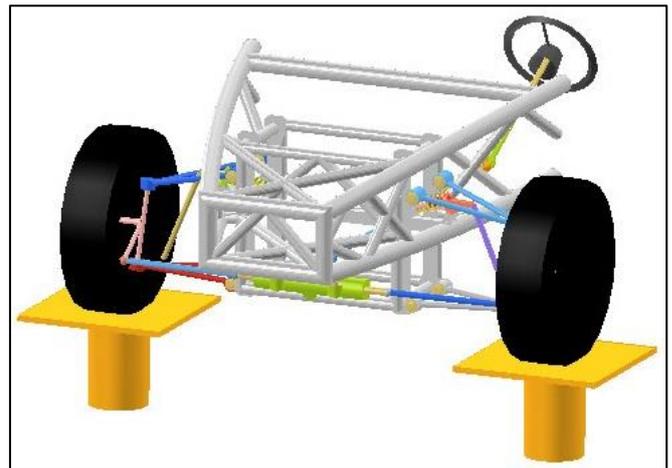


Figura 8. Análisis suspensión delantera (*Push Rod*)

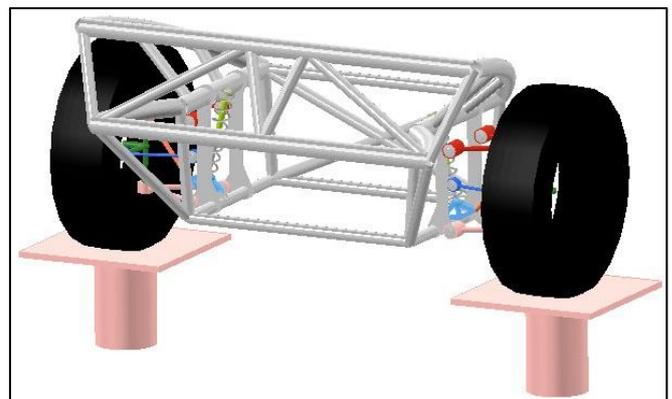


Figura 9. Análisis suspensión posterior (*Pull Rod*)

### III.1. Análisis Toe

La figura 10 muestra los datos del ángulo Toe de la rueda delantera izquierda y la rueda delantera derecha. Ambas ruedas delanteras muestran ángulos de convergencia similar. El desplazamiento de la altura estática de la rueda es 0 mm y el ángulo de convergencia es de 0,6 grados. Asimismo, cuando la rueda se mueve hacia abajo -100 mm, el valor de la punta de la suspensión es de -0,38 grados; cuando la rueda se mueve hacia arriba 100 mm el valor del ángulo de convergencia es de -4,82 grados (convergencia hacia dentro). Se observa en las ruedas posteriores los valores cuando existe

un movimiento hacia abajo de -60 mm, apareciendo -2,95 grados (convergencia hacia dentro). Cuando la rueda se mueve hacia arriba 60 mm, se evidencia 2,55 grados (convergencia hacia afuera). Con esto se garantiza que las ruedas tengan inclinación positiva con carga liviana, mientras la rueda tenga carga pesada tenga una inclinación negativa.

Como resultado las ruedas delanteras están apuntando para dentro, por lo cual, se obtuvo un mayor sobreviraje en estas pruebas.

### III.2. Análisis Cáster

Se muestran los desplazamientos verticales de la rueda delantera izquierda y la rueda delantera derecha frente al cáster, y los desplazamientos verticales de la rueda posterior izquierda y la rueda posterior derecha frente al cáster. Se observa en las ruedas delantera izquierda y derecha, gráficas similares a la condición estática, que es de 0 mm de desplazamiento vertical de la rueda, con un ángulo de inclinación es 5,275 grados. Luego, para la condición de rebote con desplazamiento de -100 mm, el ángulo de inclinación es 5,56 grados. En la condición de salto de 100 mm, se muestra 5,11 grados. Mientras en las ruedas posteriores las gráficas son similares en la condición estática, con 0 mm de desplazamiento vertical de la rueda y un ángulo de inclinación es 8,78 grados. Entonces, la condición de rebote con desplazamiento de -60 mm, el ángulo de inclinación es de 8,76 grados. En la condición de salto de 60 mm, el ángulo es 8,54 grados.

Por esta razón, según los datos obtenidos se debe mantener el cáster positivo para garantizar que el eje de la dirección se situó delante del eje de rueda, por lo cual, ayuda a mantener la dirección recta con mayor estabilidad cuando se circule en línea recta.

### III.3. Análisis Cámbler

Los desplazamientos verticales de la rueda delantera izquierda y la rueda delantera derecha vs cámbler, y los desplazamientos verticales de la rueda posterior izquierda y la rueda posterior derecha son expuestos a continuación. El ángulo cámbler para la rueda delantera izquierda y la rueda delantera derecha es idéntico en condición estática, con 0 mm de desplazamiento vertical de la rueda y un ángulo de 0 grados. Cuando el desplazamiento es de -100 mm, el ángulo de inclinación se convierte en un ángulo de -8,03 grados. Cuando el desplazamiento vertical de la rueda es de 100 mm, el ángulo de inclinación se convierte 6,38 grados. De igual forma en las ruedas posteriores, las gráficas son idénticas, con un ángulo cámbler en condición estática de 0 mm y un ángulo de inclinación es de 0,1 grados. Cuando el desplazamiento vertical de la rueda es de -60 mm, el ángulo de inclinación es de -3,03. Cuando el desplazamiento vertical de la rueda es de 60 mm, el ángulo de inclinación es 2,21 grados.

En definitiva, se tuvo en cuenta la prevalencia de ángulos negativos para poder aumentar la adherencia del neumático con la calzada. Por ende, se va a producir un cambio de inclinación debido al balanceo de la carrocería. Para la rueda delantera izquierda, el cámbler máximo se logra cuando la

carrocería gira hacia la derecha, mientras que se produce un cámbler mínimo durante el balanceo del cuerpo izquierdo.

En las tablas VI y VII se presentan los ángulos de reglaje de la suspensión delantera y posterior después del rediseño de la suspensión, donde se observa un buen comportamiento en comparación con los resultados de los bocetos iniciales.

TABLA VI. VALORES DE LOS ÁNGULOS DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA VALIDADOS

Tiempo (seg)	Toe (deg)	Cámbler (deg)	Cáster (deg)
0	0,01	-0,01	5,27
0,50	-0,96	1,97	5,22
1,00	-2,2	3,72	5,17
1,50	-3,48	5,12	5,13
2,00	-4,45	6,05	5,11
2,50	-4,82	6,38	5,11
3,00	-4,45	6,05	5,11
3,50	-3,48	5,12	5,13
4,00	-2,20	3,72	5,17
4,50	-0,96	1,97	5,22
5,00	0,01	-0,01	5,27
5,50	0,55	-2,11	5,33
6,00	0,63	-4,22	5,4
6,50	0,31	-6,13	5,46
7,00	-0,15	-7,52	5,53
7,50	-0,38	-8,03	5,56

TABLA VII. VALORES DE LOS ÁNGULOS SUSPENSIÓN POSTERIOR VALIDADOS

Tiempo (seg)	Toe (deg)	Cámbler (deg)	Cáster (deg)
0	-0,10	0,08	8,78
0,50	0,67	0,81	8,74
1,00	1,37	1,43	8,69
1,50	1,96	1,88	8,63
2,00	2,39	2,13	8,59
2,50	2,55	2,21	8,57
3,00	2,39	2,13	8,59
3,50	1,96	1,88	8,63
4,00	1,37	1,43	8,69
4,50	0,67	0,81	8,74
5,00	-0,10	0,08	8,74
5,50	-0,90	-0,72	8,81
6,00	-1,66	-1,54	8,8
6,50	-2,32	-2,28	8,79
7,00	-2,78	-2,83	8,77
7,50	-2,95	-3,03	8,76

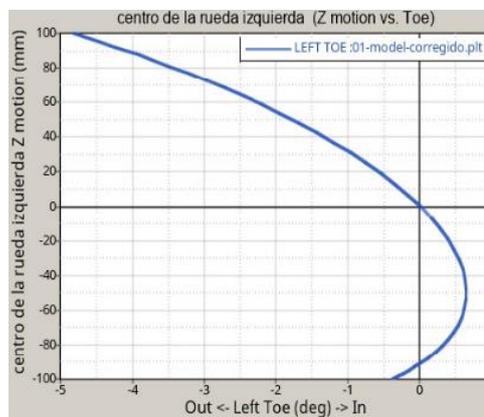


Figura 10. Desplazamiento vertical rueda izquierda vs Toe Push Rod

### III.4. Análisis de esfuerzos

Mediante el software Motion View® se determinaron los esfuerzos máximos y mínimos, y el factor de seguridad de cada uno de los elementos de la suspensión delantera *Push Rod* y de los elementos de la suspensión posterior *Pull Rod*. De la misma forma, fueron definidas las características como materiales y el diámetro del tubo para la suspensión delantera, estableciéndose un diámetro exterior de 19,05 mm y el diámetro interior de 17,38 mm. Cabe destacar que en la suspensión posterior la propuesta inicial tiene esfuerzos muy elevados, por lo cual, no se tomó en cuenta este diseño y se hizo una propuesta seleccionando un tubo de diámetro exterior de 25,4 mm y de diámetro interior de 19,86 mm. El material seleccionado para estos análisis de las suspensiones tanto delantera, posterior y para la barra de empuje; es un acero AISI 1018. Asimismo, el material para el análisis de balancín (rocker) es un Duraluminio 7075 – T6. Por lo cual, se obtuvieron los siguientes resultados:

En la figura 11.a y figura 11.b se muestra un elemento sometido a un esfuerzo máximo de 330,9 MPa, dando como resultado un factor de seguridad de 1,12 para los brazos inferiores (LCA) de la suspensión delantera *Push Rod*, lo que indica que estos elementos si soportan las cargas generadas en la simulación.

Mientras que en la Figura 11.c y Figura 11.d el esfuerzo máximo es de 147,7 MPa y da un factor de seguridad de 2,51 en los brazos superiores (UCA) de la suspensión delantera *Push Rod*, lo que indica que estos elementos si soportan las cargas generadas en la simulación.

En tanto, en la Figura 11.e y Figura 11.f se evidencia un esfuerzo máximo es de 76,55 MPa, dando como resultado un factor de seguridad de 4,83 en las barras de empuje *Push Rod*, lo que indica que estos elementos si soportan las cargas generadas en la simulación.

De la misma manera, en la Figura 11.g y Figura 11.h se ve un esfuerzo máximo es de 150 MPa, dando como resultado un factor de seguridad de 3,61 en los balancines (rocker) de la suspensión delantera *Push Rod*, lo que indica que estos elementos si soportan las cargas generadas en la simulación.

La Figura 12.a y Figura 12. b tiene un esfuerzo máximo de 192,4 MPa, dando como resultado un factor de seguridad 1,92 en los brazos inferiores (LCA) de la suspensión posterior *Pull Rod*, lo que indica que estos elementos si soportan las cargas generadas en la simulación.

En la Figura 12.c y Figura 12.d se obtiene un esfuerzo máximo de 324,5 MPa, y como resultado da un factor de seguridad de 1,14 en los brazos superiores (UCA) de la suspensión posterior *Pull Rod*, lo que indica que estos elementos si soportan las cargas generadas en la simulación.

La Figura 12.e y la Figura 12.f se obtiene un esfuerzo máximo de 67,88 MPa, dando un factor de seguridad de 5,45, en la barra de empuje de la suspensión posterior *Pull Rod*, lo que indica que estos elementos si soportan las cargas generadas en la simulación.

Mientras tanto, en la Figura 12.g y la Figura 12.h se muestra un esfuerzo máximo de 185 MPa y el factor de seguridad es de 2,93 en el balancín (rocker) de la suspensión posterior *Pull Rod*, lo que indica que estos elementos si soportan las cargas generadas en la simulación. En las siguientes figuras se observa el análisis de los esfuerzos

máximos de todos los elementos modificados de la suspensión tanto delantera como posterior.

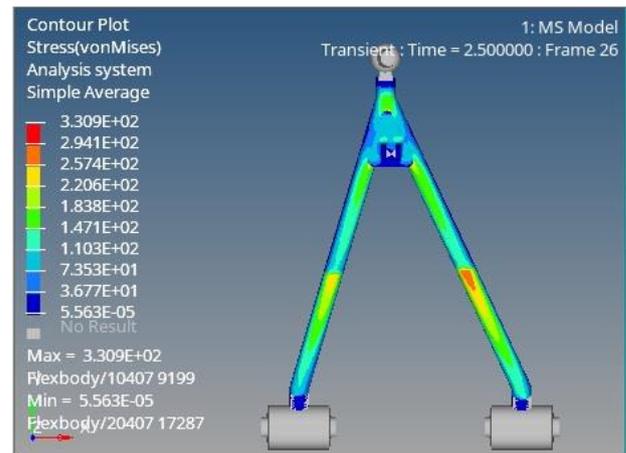


Figura 11.a. Esfuerzo brazo inferior (LCA) suspensión *Push Rod*  
 Esfuerzo en el boceto original: 450,6 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05 mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 330,9 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 19,05 mm

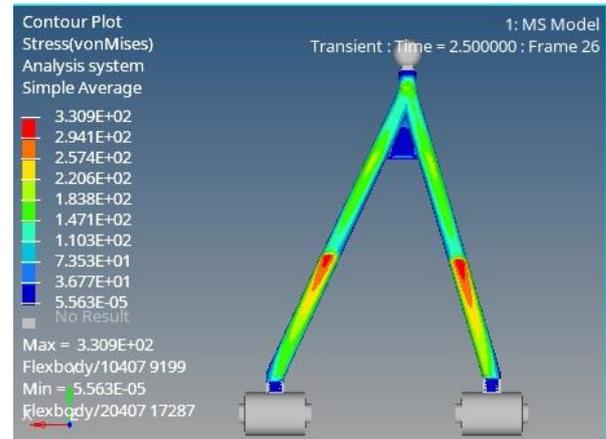


Figura 11.b. Esfuerzo brazo inferior (LCA) suspensión *Push Rod*  
 Esfuerzo en el boceto original: 450,6 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05 mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 330,9 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 19,05 mm

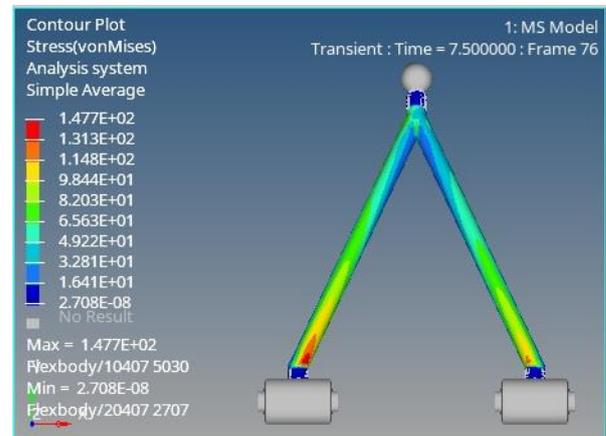


Figura 11.c. Esfuerzo brazo superior (UCA) suspensión *Push Rod*  
 Esfuerzo en el boceto original: 225,3 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05 mm  
 Longitud del brazo del boceto original: 335,16 mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 147,7 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 19,05 mm  
 Longitud del brazo del rediseñado: 345,69 mm

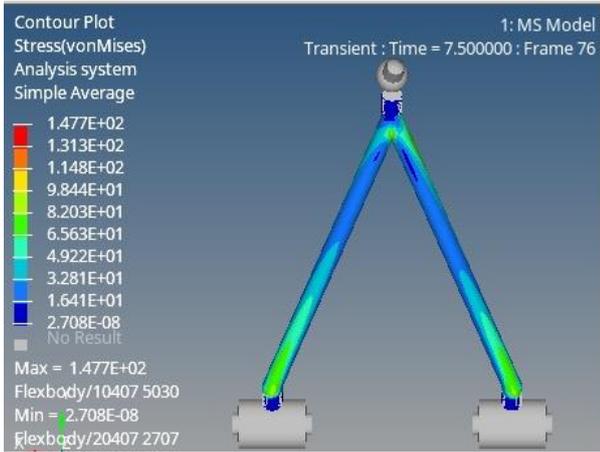


Figura 11.d. Esfuerzo brazo superior suspensión *Push Rod*  
 Esfuerzo en el boceto original: 225,3 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05 mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 147,7 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 19,05 mm

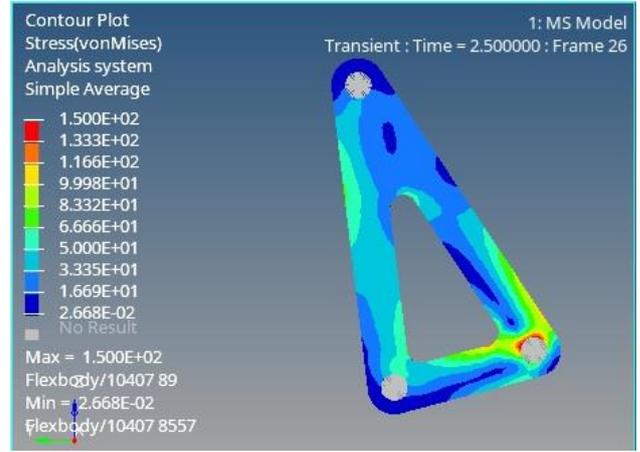


Figura 11.g. Esfuerzos de balancín (rocker)  
 Esfuerzo en el boceto original: 179,8 MPa.  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 150 MPa.

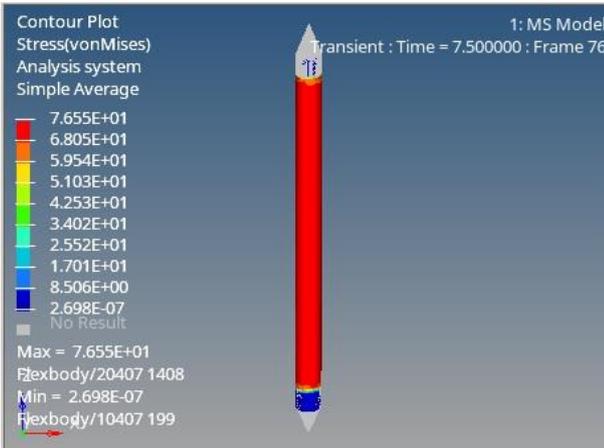


Figura 11.e. Esfuerzo barra de empuje *Push Rod*  
 Esfuerzo en el boceto original: 160 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05 mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 76,55 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 19,05 mm

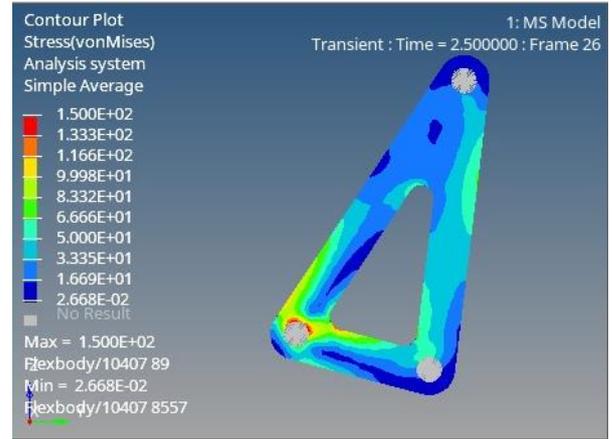


Figura 11.h. Esfuerzo de balancín (rocker)  
 Esfuerzo en el boceto original: 179,8 MPa.  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 150 MPa.

Figura 11. Resultados de esfuerzos suspensión delantera *Push Rod*

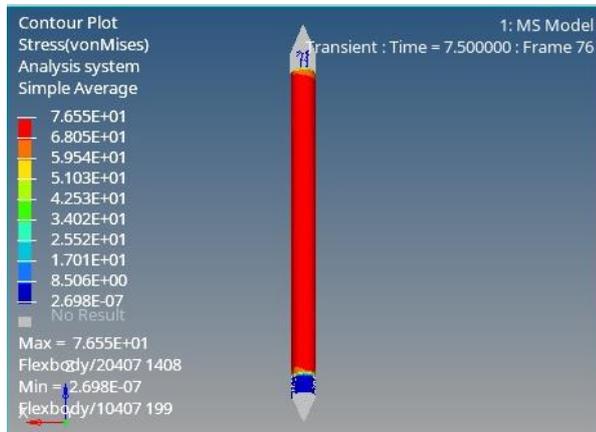


Figura 11.f. Esfuerzo barra de empuje *Push Rod*  
 Esfuerzo en el boceto original: 160 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05 mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 76,55 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 19,05 mm

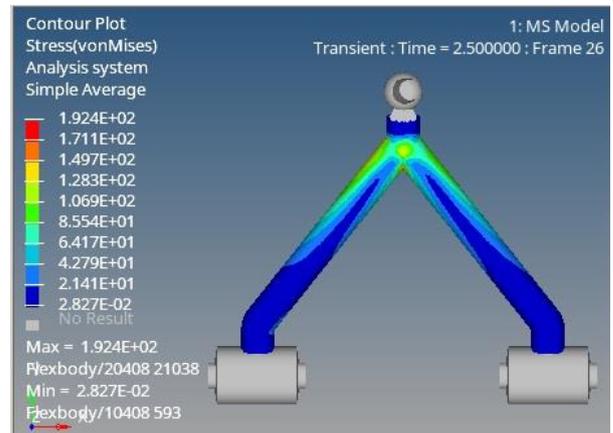


Figura 12.a. Esfuerzo brazo inferior (LCA) suspensión *Pull Rod*  
 Esfuerzo en el boceto original: 9450 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05 mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 192,4 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 25,4 mm

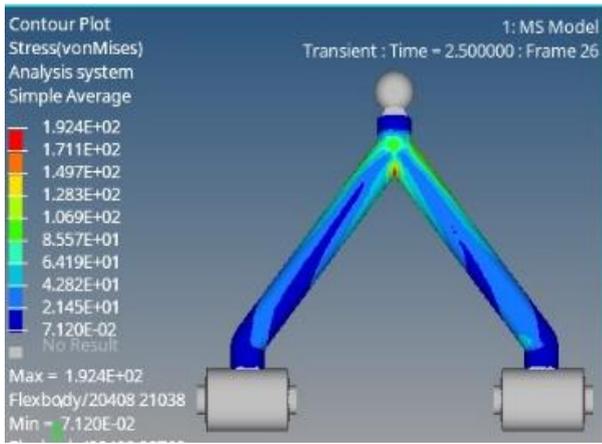


Figura 12.b. Esfuerzo brazo inferior (LCA) suspensión Pull Rod  
 Esfuerzo en el boceto original: 9450 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 192,4 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 25,4mm

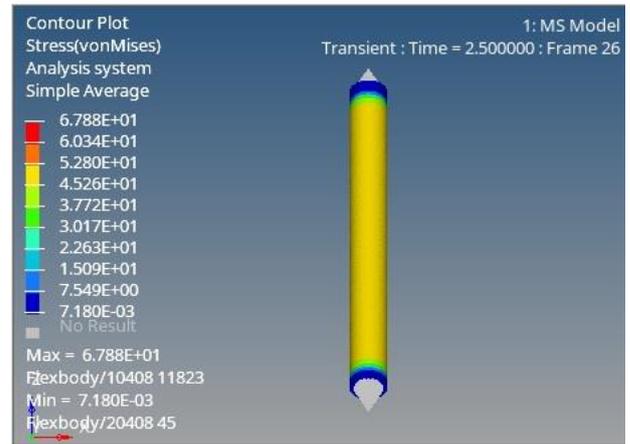


Figura 12.e. Esfuerzo barra de empuje Pull Rod  
 Esfuerzo en el boceto original: 8972 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 67,88 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 25,4mm

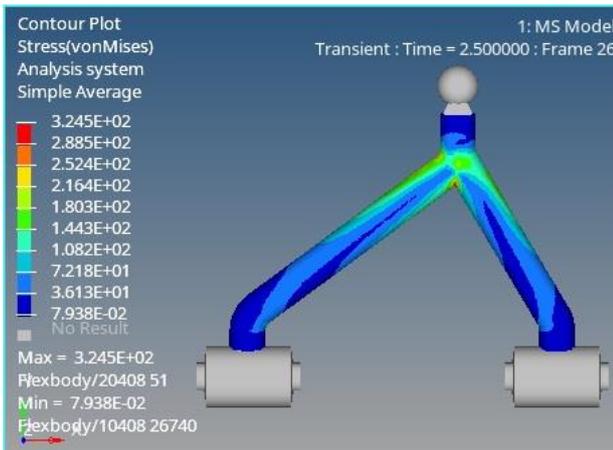


Figura 12.c. Esfuerzo brazo superior (UCA) suspensión Pull Rod  
 Esfuerzo en el boceto original: 15380 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 324,5 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 25,4mm

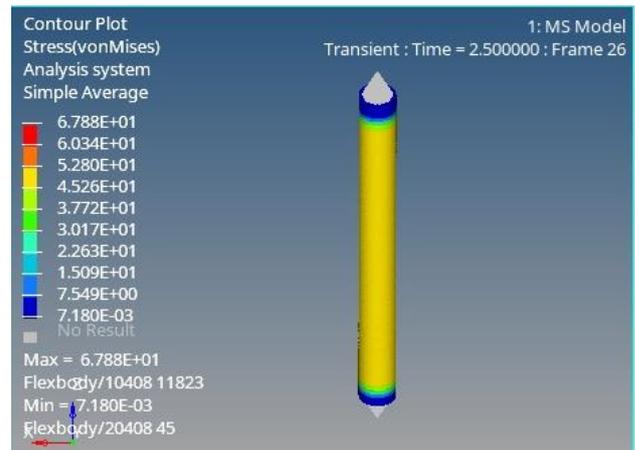


Figura 12.f. Esfuerzo barra de empuje Pull Rod  
 Esfuerzo en el boceto original: 8972 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 67,88 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 25,4mm

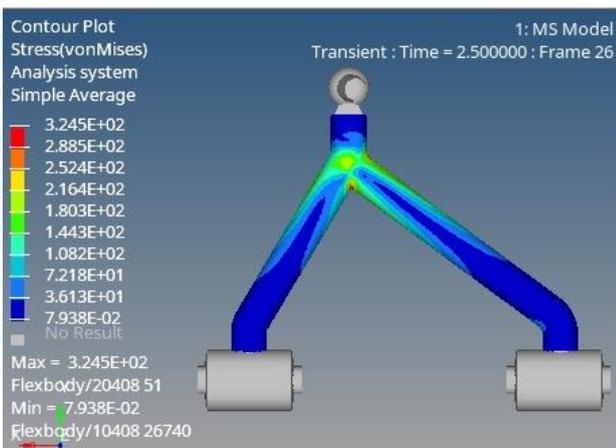


Figura 12.d. Esfuerzo brazo superior (UCA) suspensión Pull Rod  
 Esfuerzo en el boceto original: 15380 MPa.  
 Diámetro considerado en el boceto original: 19,05mm  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 324,5 MPa.  
 Diámetro considerado en el componente rediseñado: 25,4mm

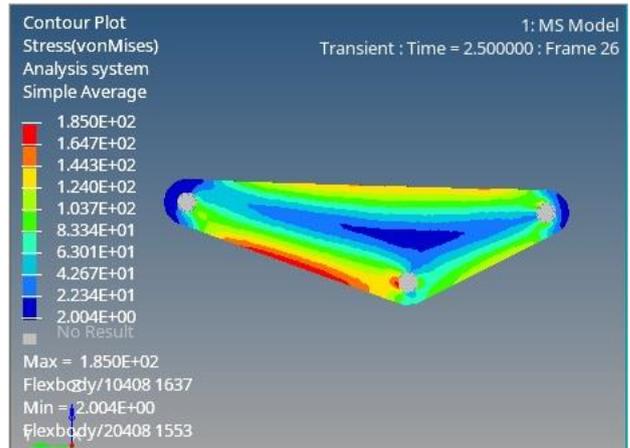


Figura 12.g. Esfuerzo balancín (rocker)  
 Esfuerzo en el boceto original: 2590 MPa.  
 Esfuerzo en el componente rediseñado: 185 MPa.

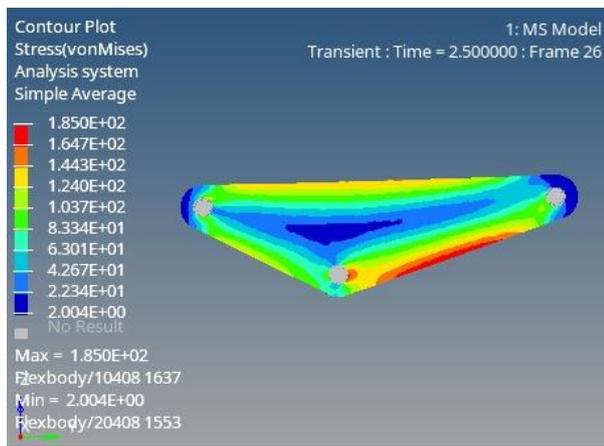


Figura 12.h. Esfuerzo balancín (rocker)  
Esfuerzo en el boceto original: 2590 MPa.  
Esfuerzo en el componente rediseñado: 185 MPa.

Figura 12. Resultados de esfuerzos suspensión posterior (*Pull Rod*)

#### IV. CONCLUSIONES

- A través del presente estudio se determinó que el boceto inicial de los sistemas de suspensión presentaba interferencia mecánica cuando el sistema de suspensión y dirección fueron analizados, considerando el peso del vehículo, y los desplazamientos propios. Esto no se pudo prever en las modelaciones CAD, y hubiese sido imposible conocerlo sin el desarrollo del presente estudio.
- Para eliminar la interferencia mecánica que se presentaba en el sistema de suspensión delantero, fue necesario modificar los apoyos del plato oscilante superior, subiéndolos 60 mm. Para articular el mecanismo, también fue necesario modificar el diseño del balancín. Respecto a la suspensión posterior, fue necesario alargar la longitud de la barra de empuje 39,51 mm, y modificar también el diseño del balancín. En concordancia, con la nueva propuesta de diseño se logró eliminar las interferencias, garantizando la funcionalidad del sistema de suspensión, de acuerdo a los datos de entrada del modelo.
- Respecto a los esfuerzos que soportan los componentes del sistema de suspensión, se observaron magnitudes mayores en los bocetos iniciales. Es por ello que fue necesario incrementar el diámetro de algunas secciones para garantizar la resistencia y funcionalidad de estos componentes.

#### AGRADECIMIENTOS

Se agradece al Ing. Robert Rockwood, tutor de nuestro proyecto de titulación por ser nuestro guía y poder encaminarnos a lo largo del desarrollo de nuestro estudio.

#### REFERENCIAS

- [1] F. Armas Rivero, «Simulación dinámica del mecanismo de doble horquilla oscilante de una ATV Italika 180», sep. 2019.
- [2] M. S. Fallah, R. Bhat, y W. F. Xie, «New model and simulation of Macpherson suspension system for ride control applications», *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 47, n.º 2, pp. 195-220, feb. 2009, doi: 10.1080/00423110801956232.
- [3] M. Z. A. Manaf, M. F. A. Latif, M. S. A. Razak, M. Z. Hassan, y M. I. F. Rosley, «Suspension Kinematic Analysis of UTeM's FV Malaysia Electric Vehicle Racing Car», *Int. Rev. Mech. Eng. IREME*, vol. 10, n.º 4, p. 294, jul. 2016, doi: 10.15866/ireme.v10i4.8626.
- [4] P. Bumham, «Simulating the Suspension Response of a High Performance Sports Car», p. 7, 2007.
- [5] Z. B. Ebrahim y H. T. Jaya, «KINEMATIC ANALYSIS PERFORMANCE BETWEEN SHORT LONG ARM AND PARALLEL SUSPENSION FOR RACING CAR», n.º 10, p. 13, 2018.
- [6] A. Alarcón, «Propuesta metodológica y sistema de calidad para el diseño de una suspensión de un auto de competencia», MÉXICO, 2018. [En línea]. Disponible en: <http://132.248.52.100:8080/xmlui/handle/132.248.52.100/15626>
- [7] A. De la Cruz, R. Inga, y E. Santillán, «DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN, SUSPENSIÓN, FRENOS Y PLEGADO, EN UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BIPLAZA PLEGABLE», sep. 2014, [En línea]. Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/8979>
- [8] V. D. Vurro, «Impostazione elastocinematica delle sospensioni di una vettura monoposto da competizione e analisi della dinamica veicolo», Politecnico di Torino, 2018. [En línea]. Disponible en: <https://webthesis.biblio.polito.it/9404/>
- [9] D. Castro, «Modelo de suspensión de vehículo monoplaza mediante ADAMS/CAR. Propuesta de mejoras.», 2017. [En línea]. Disponible en: [https://pdfs.semanticscholar.org/45fa/7d2ae6dc8610797596e3a7e42c40212e9c3a.pdf?\\_ga=2.50270368.763095311.1616378225-1129952654.1616378225](https://pdfs.semanticscholar.org/45fa/7d2ae6dc8610797596e3a7e42c40212e9c3a.pdf?_ga=2.50270368.763095311.1616378225-1129952654.1616378225)
- [10] A. Bustamante y C. Ludeña, «Análisis de cargas que soportan los elementos del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza.», p. 16, 2021.
- [11] M. Goelke, «Baja SAE INDIA (videos)», *ALTAIR UNIVERSITY*, jul. 31, 2013. <https://altairuniversity.com/15365-baja-sae-india-videos/> (accedido jul. 24, 2020).
- [12] ALTAIR, «Student Racecar MBD Toolkit», *ALTAIR UNIVERSITY*, 2017. <https://altairuniversity.com/vehicle-library-user-guide-2/>
- [13] C. Kavitha, S. A. Shankar, B. Ashok, S. D. Ashok, H. Ahmed, and M. Usman, «Adaptive suspension strategy for a double wishbone suspension through camber and toe optimization», vol. 21, no. 1, pp. 149–158, 2018.
- [14] T. Christiansen and M. Bjerkaker, «Development of Cross Cart Front Suspension», 2012.
- [15] C. Arévalo, A. Medina, and J. Valladolid, «Kinematic and dynamic study of the suspension system of an electric single seater competition Formula Student Estudio cinemático y dinámico del sistema de suspensión de un monoplaza de competencia eléctrico Formula Student», pp. 95–106, 2018.
- [16] R. L. E. E. Mueller, «FULL VEHICLE DYNAMICS MODEL OF A FORMULA SAE RACECAR USING ADAMS / CAR», no. August, 2005.