

UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN DOBLE
TRAPECIO Y DIRECCIÓN DE UN AUTO DE CARRERA
PARA LA FÓRMULA SAE**

TESIS

Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR

Germán Rafael Flórez Soto (ORCID: 0000-0001-5095-4038)

Asesor

Mag. Ing. Omar Bejarano (ORCID: 0000-0003-4966-3131)

Lima – Perú

2021

Dedicatoria:

A mi familia y esposa Fabiola.

Agradecimientos:

Al profesor Omar Bejarano por la paciencia de atender cualquier inquietud mía y darme el empuje necesario para terminar el trabajo. A Fabiola por motivarme a dar la mejor de mi todos los días.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN.....	17
ABSTRACT	18
INTRODUCCIÓN.....	19
CAPÍTULO I.....	25
MARCO TEÓRICO.....	25
1.1 Calculadora de suspensión de Racing Aspirations	25
1.2 Reglamento FSAE 2019	26
1.3 Tipos de Suspensión.....	28
1.3.1 Eje rígido	28
1.3.2 Viga de Torsión	29
1.3.3 McPherson	29
1.3.4 Con varilla de empuje (Push-rod y Pull-rod).....	31
1.4 Parámetros de la suspensión doble trapecio	33
1.4.1 Vía.....	33
1.4.2 Batalla.....	33
1.4.3 Convergencia	34
1.4.4 Camber	34
1.4.5 Ángulo de caster	35
1.4.6 Caster Trail	36
1.4.7 Inclinación del eje de dirección (Inclinación kingpin).....	36
1.4.8 Scrub radius (distancia de arrastre).....	37

1.4.9	Centro de giro y centro instantáneo de rotación	38
1.4.10	Longitud del brazo oscilante.....	38
1.5	Geometría de Ackermann.....	39
1.5.1	Slip Angle (ángulo de desplazamiento)	39
1.6	Ubicación del brazo de dirección y “bump steer”.....	40
1.7	Componentes de la suspensión	41
1.7.1	Resortes	41
1.7.2	Amortiguadores	43
1.7.3	Neumáticos	44
CAPÍTULO II.....		45
METODOLOGÍA		45
2.1	Identificar Reglas FSAE relevantes	46
2.2	Identificar requerimientos del equipo	46
2.3	Definir componentes	46
2.3.1	Trapecios	46
2.3.2	Varillas de empuje	46
2.3.3	Balancín.....	47
2.3.4	Conjunto Amortiguador-Resorte	50
2.3.5	Muñón	52
2.3.6	Varillas de dirección	52
2.4	Geometría de la suspensión	52
2.4.1	Brazos de igual longitud y paralelos	52
2.4.2	Brazos de igual longitud y no-paralelos.....	53

2.4.3	Brazos de diferente longitud y no-paralelos	55
2.5	Decisiones para el diseño preliminar	57
2.5.1	Parámetros de la suspensión y dimensiones básicas	57
2.5.2	Llantas y aros	58
2.5.3	Materiales	59
2.6	Realizar geometría 2D en calculadora Racing Aspirations	61
2.7	Dibujo CAD preliminar	62
2.8	Análisis estructural de la suspensión	64
2.8.1	Cálculo de fuerzas aplicada a los componentes de la suspensión	64
2.9	Simulación en ANSYS	69
CAPÍTULO III		70
RESULTADOS		70
2.10	Geometría de Ackermann	70
2.11	Resultados del programa “Calculadora de geometría de suspensión”	71
2.11.1	Suspensión delantera	72
2.11.2	Suspensión trasera	85
2.12	Resultados fuerzas en componentes suspensión	95
2.12.1	Situación: Estático	96
2.12.2	Situación: Aceleración	97
2.12.3	Situación: Frenado	99
2.12.4	Situación: Curva	102
2.12.5	Combinación de situaciones críticas: Curva + Bump	104
2.13	Resultados estructurales de ANSYS	108

2.13.1	Resultados análisis de fatiga en ANSYS.....	121
	CONCLUSIONES	122
	Referencia Bibliográficas	124
	ANEXOS.....	128

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1 Reglamento FSAE 2019.....	27
Tabla 1.2 Comparación de suspensiones	32
Tabla 2.1 Comparativa características conjunto amortiguador - resorte	51
Tabla 2.2 Ponderación Conjunto Amortiguador-Resorte	51
Tabla 2.3 Ponderación geometría doble trapecio	56
Tabla 2.4 Parámetros ideales para la suspensión	58
Tabla 2.5 Parámetros ideales para la suspensión	59
Tabla 2.6 Comparativo Materiales	60
Tabla 2.7 Pesos de principales componentes.....	64
Tabla 2.8 Distribución de cargas.....	65
Tabla 3.1 Fuerzas trapecio inferior de la suspensión delantera con auto sin movimiento	96
Tabla 3.2 Fuerzas del trapecio inferior en la suspensión.....	97
Tabla 3.3 Fuerzas de los trapecios de la suspensión trasera en aceleración	99
Tabla 3.4 Fuerzas de los trapecios de la suspensión delantera en frenado	101
Tabla 3.5 Reacciones en situación de curva suspensión delantera	102
Tabla 3.6 Reacciones en situación de curva suspensión trasera	103
Tabla 3.7 Reacciones en situación de CURVA + BUMP en la suspensión delantera	106
Tabla 3.8 Reacciones en situación de CURVA + BUMP en la suspensión trasera	107
Tabla 3.9 Estabilidad varilla delantera	108

Tabla 3.10	Resultados análisis pandeo varilla empuje delantera.....	109
Tabla 3.11	Resultados análisis estructural varilla empuje delantera.....	110
Tabla 3.12	Estabilidad varilla trasera	111
Tabla 3.13	Resultados análisis pandeo varilla empuje trasera.....	112
Tabla 3.14	Resultados análisis estructural varilla empuje trasera.....	112
Tabla 3.15	Resultados análisis estructural trapecio delantero superior.....	113
Tabla 3.16	Resultados análisis estructural trapecio trasero superior.....	114
Tabla 3.17	Resultados análisis estructural balancín delantero.....	115
Tabla 3.18	Resultados análisis estructural balancín trasero	116
Tabla 3.19	Resultados análisis estructural bocamasa delantera.....	117
Tabla 3.20	Resultados análisis estructural bocamasa trasera.....	118
Tabla 3.21	Resultados análisis estructural trapecio delantero inferior.....	119
Tabla 3.22	Resultados análisis estructural trapecio trasero inferior.....	120
Tabla 3.23	Vida de los componentes debido a fatiga.....	121

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Eje rígido.....	28
Figura 1.2 Viga de torsión	29
Figura 1.3 Sistema McPherson	30
Figura 1.4 Sistema doble trapecio	30
Figura 1.5 Sistema Pullrod y Pushrod.....	31
Figura 1.6 Vía	33
Figura 1.7 Batalla.....	34
Figura 1.8 Convergencia Neumáticos	34
Figura 1.9 Ángulo de camber.....	35
Figura 1.10 Ángulo de Caster	36
Figura 1.11 Inclinación del eje de dirección.....	37
Figura 1.12 Centro de giro y centro instantáneo de rotación.....	38
Figura 1.13 Sistema Ackermann.....	39
Figura 1.14 Slip Angle	40
Figura 1.15 Constantes del resorte y rueda.....	43
Figura 1.16 Conjunto resorte-amortiguador	44
Figura 2.1 Comparación suspensión suave vs firme	49
Figura 2.2 Amortiguador-Resorte Sr. Suntour Raidon R	52
Figura 2.3 Brazos de igual longitud y paralelos en movimiento vertical.....	53
Figura 2.4 Brazos de igual longitud y paralelos en inclinación de chasis.....	53
Figura 2.5 Brazos de igual longitud no-paralelos en inclinación de chasis.....	54

Figura 2.6 Brazos de igual longitud no-paralelos en movimiento vertical.....	54
Figura 2.7 Centro de giro y de masa	55
Figura 2.8 Brazos de diferente longitud y no-paralelos en inclinación de chasis...	56
Figura 2.9 Ejemplo de una iteración de la suspensión	61
Figura 3.1 Vista superior Ackermann	71
Figura 3.2 Suspensión Delantera.....	72
Figura 3.3 Bump steer vs roll suspension delantera.....	73
Figura 3.4 Efecto bump steer	74
Figura 3.5 Posición vertical roll center vs roll.....	74
Figura 3.6 Movimiento vertical roll center.....	75
Figura 3.7 Posición horizontal roll center vs roll.....	76
Figura 3.8 Movimiento horizontal roll center.....	76
Figura 3.9 Recorrido amortiguador vs roll	77
Figura 3.10 Longitud amortiguador vs roll.....	78
Figura 3.11 Camber vs roll	79
Figura 3.12 Diferencia de Camber	79
Figura 3.13 Scrub radius vs roll	80
Figura 3.14 Bump steer vs altura chasis.....	81
Figura 3.15 Posición roll center vs altura chasis.....	82
Figura 3.16 Recorrido amortiguador vs altura chasis.....	83
Figura 3.17 Longitud amortiguador vs altura chasis.....	83
Figura 3.18. Camber vs altura chasis	84
Figura 3.19 Scrub radius vs altura chasis	85

Figura 3.20 Suspensión Trasera	85
Figura 3.21 Bump steer trasero vs roll	86
Figura 3.22 Posición vertical roll center trasero vs roll.....	87
Figura 3.23 Posición horizontal roll center trasero vs roll	88
Figura 3.24 Recorrido amortiguador trasero vs roll.....	88
Figura 3.25 Longitud amortiguador trasero vs roll	89
Figura 3.26 Camber trasero vs roll.....	90
Figura 3.27 Scrub radius trasero vs roll.....	91
Figura 3.28 Bump steer trasero vs altura chasis.....	92
Figura 3.29 Posición roll center trasero vs altura chasis	92
Figura 3.30 Recorrido amortiguador trasero vs altura chasis	93
Figura 3.31 Longitud amortiguador trasero vs altura chasis	94
Figura 3.32 Camber trasero vs altura chasis	94
Figura 3.33 Scrub radius trasero vs altura chasis.....	95
Figura 3.34 DCL suspensión vista frontal	96
Figura 3.35 DCL Trapecio inferior en aceleración	98
Figura 3.36 DCL Trapecio superior en aceleración	98
Figura 3.37 DCL Trapecio superior en Frenado	100
Figura 3.38 DCL Trapecio Inferior en Frenado.....	100
Figura 3.39 Simulación de pandeo en la varilla de empuje delantera.....	109
Figura 3.40 Esfuerzos varilla de empuje delantera	110
Figura 3.41 Simulación de pandeo en la varilla de empuje trasera.....	111
Figura 3.42 Esfuerzos varilla de empuje delantera	112

Figura 3.43 Esfuerzos en el trapecio delantero superior	113
Figura 3.44 Esfuerzos en el trapecio trasero superior	114
Figura 3.45 Esfuerzos en el balancín delantero	115
Figura 3.46 Esfuerzos en el balancín trasero	116
Figura 3.47 Esfuerzos en la bocamasa delantera	117
Figura 3.48 Esfuerzos en la bocamasa trasera	118
Figura 3.49 Esfuerzos en el trapecio delantero inferior	119
Figura 3.50 Esfuerzos en el trapecio trasero inferior	120

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación (2.1) Resistencia Resorte	47
Ecuación (2.2) Relación de Movimiento.....	47
Ecuación (2.3) Resistencia Neumáticos	48
Ecuación (2.4) Transferencia de peso longitudinal debido a aceleración	66
Ecuación (2.5) Fuerza de tracción del eje posterior	67
Ecuación (2.6) Fuerza de tracción del eje posterior 2	67
Ecuación (2.7) Fuerza de desaceleración.....	67
Ecuación (2.8) Fuerza máxima de giro.....	68
Ecuación (2.9) Transferencia de pesos de neumáticos de un mismo eje	68

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1: Parámetros inclinación chasis suspensión delantera.....	129
ANEXO 2: Parámetros variación altura chasis suspensión delantera	130
ANEXO 3: Parámetros inclinación chasis suspensión trasera.....	131
ANEXO 4: Parámetros variación altura chasis suspensión trasera.....	132

GLOSARIO

- **Puesta a punto:** Acciones que se realizan en un sistema o máquina bajo ciertas condiciones para su utilización logrando el mejor rendimiento posible del sistema o máquina.
- **Masa suspendida:** Masa soportada por la suspensión del vehículo
- **Masa no suspendida:** Masa no soportada por la suspensión del vehículo. Este tipo de masa estará soportada únicamente por las llantas.
- **Bocamasa:** Soporte que mediante los trapecios de la suspensión sostienen las ruedas.

RESUMEN

En el Perú, la construcción de autos destinados a la competencia ha sido siempre una práctica exenta de un proceso de investigación y diseño. Por ejemplo, para mejorar el rendimiento del auto o la seguridad de los pasajeros, se realizan una serie de repeticiones y pruebas que generan un gasto elevado de tiempo y dinero. La presente investigación plantea el uso previo de la ingeniería en el desarrollo de especificaciones y condiciones técnicas en la construcción de autos de competencia. Con ello, el deporte del automovilismo puede especializar su práctica y beneficiar su desarrollo.

El tema específico de esta investigación corresponde al diseño de un sistema de suspensión y dirección para los autos de competencia. Primero se realizará un levantamiento de información con el objetivo de elegir el sistema más adecuado que cumpla con los requerimientos específicos en cada proyecto. Luego se identificarán y cuantificarán los parámetros necesarios para definir el comportamiento de los sistemas. Con ello se realizará un diseño CAD para dimensionar sus piezas y conocer su posición en el auto. También se descartarán las posibles fallas del sistema al comprobar que las piezas o partes no interfieran entre sí. La etapa final consiste en simular el rendimiento del auto en competencia con el uso del software ADAMS-CAR.

Además, esta investigación incluye la definición de los sistemas de suspensión utilizados y la justificación para el uso del sistema de doble trapecio para los autos de competencia. El objetivo es que se logre una armonía de la suspensión adecuada para la competencia en la categoría planteada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE, por sus siglas en inglés), también conocida como fórmula SAE (FSAE).

Palabras clave: suspensión doble trapecio, dirección, fórmula sae, autos de carrera

ABSTRACT

DESIGN OF A DOUBLE WISHBONE SUSPENSION SYSTEM AND STEERING OF A RACE CAR FOR THE FORMULA SAE IN

A good suspension and steering system is synonym for good handling race car on the track. Therefore this thesis is focused on the parameters that rule a good handling car suspension and direction systems wise. The parameters that are studied and proposed for the first formula sae race car of UTEC include camber, caster, kingpin inclination, ackerman geometry, roll center, bump steer, scrub radius and how these parameters are affected by the dynamic behavior of the car. Because the suspension system carries the weight of the car is critical that we perform a structural study of the parts involved. Also, we conduct a buckling analysis for the push rods. The steel 1018 was selected for being a cost-effective material and its availability in Peru, Lima. At last, the safety factors for the control arms and push bar were set above 3 and the rest above 2. This is an indicator for good components strength.

KEYWORDS:

Steering and suspension system, Formula SAE, material strength, handling.

INTRODUCCIÓN

El diseño y construcción de un automóvil de competencia es una tarea compleja que demanda especialización en cada uno de sus sistemas. En los años 60s, el Perú tuvo una industria que se dedicó a ensamblar autos que provenían de distintas partes del mundo para ser vendidos y distribuidos desde Lima. Incluso anteriormente, a inicios del siglo XX, se tuvo una pequeña industria peruana de diseño y construcción. En 1908, el ingeniero de minas Juan Alberto Grieve fabricó el primer automóvil latinoamericano en el Perú.

Los automóviles fórmula SAE (FSAE) son exclusivamente estudiantiles y tratan sobre el diseño, construcción y rendimiento de un auto tipo fórmula. El trabajo es solo realizado por estudiantes universitarios sin intervención de profesionales externos a la institución educativa. La primera competencia de FSAE se dio lugar en la Universidad de Texas en 1981. A esta primera edición atendieron cuatro universidades con un auto cada una. Se desarrolló dos tipos de pruebas, dinámicas y estáticas. Las competencias dinámicas fueron aceleración, maniobrabilidad, resistencia y economía de combustible. Las competencias estáticas fueron premio a la apariencia y a la ingeniería y creatividad de diseño [1]. A lo largo de los años las formas de calificar han cambiado hasta el formato actual. El concepto de esta competencia consiste en que una compañía ficticia de manufactura contrata a un equipo de estudiantes universitarios para diseñar y construir un auto de carrera tipo fórmula. De esta manera tendrán que entregar informes sobre el diseño, construcción y un costo total del auto. Este prototipo será sometido a las pruebas tanto estáticas como dinámicas para evaluar su rendimiento. En UTEC esta competencia es importante debido a que marca un hito al ser la primera universidad del Perú en participar. De esta manera se muestra el desarrollo de ingeniería de sus estudiantes en una aplicación que tiene como finalidad una competencia internacional.

Los autos de competencia se clasifican en múltiples categorías como por ejemplo: Autos de fórmula, rally raid, rally, drift, aceleración entre otras. El tipo que se abordará en la presente investigación será de fórmula, el cual posee dos características fundamentales:

Capacidad para una sola persona y llantas descubiertas por completo. A su vez, los autos de fórmula tienen diversas subcategorías y reglamentos y son utilizados exclusivamente en competencias automovilísticas.

Esta tesis tiene por finalidad diseñar la suspensión y dirección requerida para obtener el mejor rendimiento de un auto de carrera tipo fórmula en las pruebas dinámicas de la FSAE. La importancia que tienen estos componentes es crucial para la estabilidad del auto, pues son responsables de que el auto pueda ser controlable a las velocidades típicas de la competencia que ascienden hasta los 105 km/h [2] y pueda tomar las curvas lo más cercano a esta velocidad para conseguir el menor tiempo en cada prueba. Con esta investigación se podrá identificar y cuantificar cada uno de los parámetros adecuados de estos sistemas para el buen comportamiento del auto.

El reglamento de FSAE que se utilizará para el desarrollo de esta investigación es el publicado para el presente año: “Rules 2019”. Adicional a ello, el diseño de los componentes se hará con la ayuda del software SolidWorks. Por último, se hará un análisis dinámico en el software de “Racing Aspirations” para simular el comportamiento de la suspensión.

Alcance

El alcance de la presente tesis será el diseño mecánico de la geometría, análisis estructural y simulación del comportamiento de la suspensión y dirección de un auto tipo fórmula en situaciones de competencia de la FSAE. La simulación del comportamiento comprenderá de variables como el comportamiento del centro de giro del auto, inclinación del ángulo camber, variación de la distancia scrub radius, entre otros. Se realizará una lista de materiales y partes a usar para su construcción. El estudio no contempla la construcción de las piezas que conformarán los sistemas mencionados ni sus costos asociados.

Antecedentes

Como se mencionó anteriormente, en 1908 Juan Alberto Grieve fabricó el primer automóvil latinoamericano en el Perú. Salvo por contados componentes importados como el sistema de encendido y las llantas, el auto fue diseñado y construido por completo en el país. Sin embargo, el desarrollo de la industria se vio interrumpido por la falta de apoyo de las autoridades políticas. Grieve presentó el modelo al presidente Augusto B. Leguía y este no dio la fuerza suficiente a su desarrollo, alegando su interés por la producción extranjera [3].

Actualmente en el Perú no tenemos una industria de diseño o de construcción de autos. La experiencia local se limita a ensambladoras de autos en los años 60s de marcas reconocidas como Ford, Chrysler y Toyota [4]. Los autos de carrera que se tienen en el Perú son diseñados y construidos empíricamente. La ingeniería no es parte de su proceso debido a la informalidad que existe en el ámbito de talleres mecánicos.

A la fecha, existen diversos trabajos dedicados a la optimización de la geometría de suspensión y dirección para lograr el rendimiento óptimo del auto en situaciones de carreras. A continuación, se mencionan los más ilustrativos usados hasta el momento.

En primer lugar, el manual didáctico de conceptos mecánicos “Tune To Win” de Carroll Smith (1978), muestra información detallada acerca del diseño que se debería de comprender en busca de un auto de carrera de alto rendimiento. La tecnología que se ha desarrollado desde que fue escrito el libro de Smith se ha encargado de sumar componentes

electrónicos inteligentes para que aumenten la estabilidad y maniobrabilidad de los autos. No obstante, podemos afirmar que los principios físicos y geométricos escritos siguen vigentes hoy en día.

El contenido encontrado en el manual de Smith explica desde el comportamiento de las llantas hasta cómo funciona y se comporta un auto de carrera al tener en cuenta los efectos aerodinámicos. Respecto a nuestro tema de interés –la suspensión y dirección del vehículo– realiza una mención sobre los distintos sistemas que existen. A su vez, hace énfasis en las ventajas del sistema de doble trapecio. Para elegir el sistema de suspensión el manual de Smith se enfoca en cuatro argumentos que se desarrollarán a continuación. Primero, se requiere independencia de cada rueda; es decir, que la perturbación del equilibrio de cada rueda se mantenga en esa misma y no afecte a las demás. Segundo, que se tenga suficiencia de recorrido de suspensión, la cual deberá ser capaz de absorber cualquier bache del suelo con la mínima perturbación del chasis. En tercer lugar, los componentes que conforman la suspensión y su anclaje al chasis deberán ser lo suficientemente rígidos para no deformarse elásticamente con el objetivo de mantener la geometría de la suspensión diseñada. Por último, estos componentes deberán tener el mínimo peso posible, su masa deberá reducirse de manera que la inercia no afecte la estabilidad del auto [5]. Este trabajo se usará como referencia para conocer y determinar los parámetros de la suspensión y dirección que producirá el mejor rendimiento del auto al lograr que este pueda afrontar más rápido las curvas.

Por otro lado, el trabajo “Redesign of an FSAE Race Car’s Steering and Suspension System” de Jock Farrington (2011), muestra las mejoras realizadas para un auto de la FSAE del 2012 respecto a uno construido en el 2007 en cuanto a suspensión y dirección. Este trabajo se centra en discutir los problemas encontrados con el vehículo usado en el 2008 y sus posibles soluciones. De esta manera, una extensa investigación dio como resultado el rediseño de la suspensión y dirección para mejorar el rendimiento del auto respecto al anterior. El auto que se usó para el rediseño compitió en el 2008 sin mucho éxito debido a un accidente. El autor presenta la hipótesis que este accidente se debió a un problema de la suspensión y dirección por lo que consideró pertinente realizar un rediseño de esta [6]. Con

el objetivo de no cometer los errores encontrados en el auto de la University of Southern Queensland, esta investigación se toma en consideración para el desarrollo de la presente tesis.

Justificación y motivación

El proyecto de la Fórmula SAE (FSAE) abarca diversos campos en los que se necesita de una investigación profunda para poder desarrollarse. Esta investigación abarca esa necesidad en los componentes de suspensión y dirección para la UTEC. Los sistemas mencionados influyen en la estabilidad del auto y determinan que tan rápido puede llegar a ser en las diversas pruebas de la competencia. Un auto con una geometría adecuada de suspensión y dirección será más veloz en un circuito que demande cambiar de dirección constantemente, en contraste con uno que cuente con desarrollo pobre en estos sistemas.

No se cuenta con información sobre la documentación del desarrollo de autos de carrera en el Perú por lo que esta investigación plantea impulsar su diseño y manufactura. Los resultados se podrán extrapolar a cualquier sistema de suspensión de doble trapecio orientado a un auto de carrera. Con esta investigación se desea aportar en la construcción del primer auto de la FSAE en la UTEC y de esta manera dejar una ruta a seguir para próximas investigaciones y mejoras del sistema de suspensión y dirección.

Objetivo general

Diseño del sistema de dirección y suspensión de doble trapecio para un auto de carrera en la categoría Fórmula SAE (FSAE) del 2020.

Objetivos específicos

- Seleccionar materiales y componentes a usar en la suspensión y dirección.
- Identificar y diseñar la geometría de suspensión que permita el mayor rendimiento del auto en las pruebas de la FSAE.
- Analizar el desempeño dinámico de la suspensión y dirección mediante el software de suspensión de Racing Aspirations.
- Realizar análisis estructural y pruebas de pandeo con el software ANSYS.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

La primera competencia de FSAE se dio lugar en la Universidad de Texas en 1981. A esta primera edición atendieron cuatro universidades con un auto cada una, desarrollando dos tipos de pruebas, dinámicas y estáticas. Las competencias dinámicas fueron aceleración, maniobrabilidad, resistencia y economía de combustible. Las competencias estáticas fueron premio a la apariencia y a la ingeniería y creatividad de diseño [1]. Los vehículos usados en estas competencias están diseñados para obtener el máximo rendimiento en un circuito de pista. Por eso, los autos deben ser livianos y tener una gran carga aerodinámica que los asista en las curvas. Los autos los podemos dividir en las siguientes partes: Aerodinámica, chasis, tren de potencia, suspensión y dirección, neumáticos y frenos, sistemas electrónicos y mecatrónicos. Los autos de fórmula se caracterizan por su potencia y su gran carga aerodinámica que les permite dar curvas a gran velocidad. Para poder lograr que los autos tengan un comportamiento en la pista a altas velocidades se utiliza un diseño de suspensión y dirección único y exclusivo para este tipo de autos. Esta debe ser capaz de mantener el auto en control en altas velocidades y permitir al conductor tener la confianza para dar las curvas a la máxima velocidad posible. La suspensión tendrá el trabajo de absorber cualquier irregularidad que exista en la pista para mantener el contacto de los neumáticos con el suelo lo más uniforme posible.

En la presente sección se detallarán los conceptos básicos de una suspensión para un auto tipo fórmula.

1.1 Calculadora de suspensión de Racing Aspirations

El software para el análisis dinámico y validación de resultados será la calculadora de Racing Aspirations. Este software permite visualizar la geometría de la suspensión en una vista frontal. Además, se tendrá distintas hojas de datos que sirven para hacer un análisis del comportamiento dinámico de la suspensión. De esta manera, se trabaja en un modelo hasta llegar a los parámetros establecidos para un buen comportamiento del auto.

1.2 Reglamento FSAE 2019

El reglamento de la competencia estudiantil tiene como fin brindar las directrices sobre las que se debe diseñar un auto de competencia competitivo y seguro. Siendo la FSAE una competencia estudiantil se indica en el reglamento que ningún profesional de ingeniería, mecánico, piloto, técnico o profesional relacionado puede intervenir en el proceso de diseño, fabricación y pruebas. Además, indica que los participantes deben asumir que trabajan para una empresa de ingeniería que diseñará, fabricará y probará los vehículos prototipos.

Los autos de competencia están estrechamente relacionados al reglamento de la categoría por razones de competitividad y seguridad. Mientras los autos sean más parejos en cuanto a performance, se tendrá una mayor competencia entre pilotos. El primer puesto se alcanza sacando el máximo provecho de la ingeniería en el auto en cada una de las etapas de diseño, fabricación y pruebas dentro de lo que el reglamento de la categoría permite. Además, el reglamento está para prevenir lesiones graves a los pilotos en caso de accidentes. Conforme pasan los años la seguridad de los autos se ha vuelto el requisito más importante en su construcción. El reglamento de la FSAE 2019 no es ajeno a esto, por lo que se hablará respecto a las limitaciones en el área de suspensión, dirección y otros artículos del reglamento relevantes al diseño de una suspensión para un auto de esta categoría. A continuación, los artículos más importantes para la FSAE 2019:

Artículo	Tema
Art.1.2	Batalla
Art.1.2.1	El vehículo debe tener una distancia entre ejes (batalla) de al menos 1525mm
Art.1.3	Vía del vehículo
Art.1.3.1	La vía y el centro de gravedad combinados deben proveer de una adecuada estabilidad a la volcadura.
Art.1.3.2	La vía más chica del vehículo (delantera o trasera) no debe ser menos que el 75% de la más grande.
Art.1.4	Despeje al suelo
Art.1.4.1	El despeje al suelo del auto debe ser suficiente para prevenir que cualquier parte del auto toque el suelo salvo las llantas durante los eventos dinámicos de la competencia.
Art.1.5	Suspensión
Art.1.5.1	El vehículo debe estar equipado con una suspensión totalmente operativa con amortiguadores delanteros y traseros que provoque un recorrido de las llantas de al menos 50mm con el piloto sentado.
Art.1.5.3	Todos los puntos de montaje de suspensión deben ser visibles para la inspección técnica por vista directa o por removiendo alguna tapa.
Art.1.5.5	Todos los extremos de varilla y rodajes esféricos de la suspensión y dirección deben estar: Montados en doble cortante Tener un perno con la cabeza o arandela con un diámetro exterior superior al diámetro interior del rodaje esférico
Art.1.6	Dirección
Art.1.6.1	La dirección debe estar mecánicamente conectada a las ruedas delanteras.
Art.1.6.2	Actuadores eléctricos de dirección a las ruedas delanteras están prohibidos.
Art.1.6.3	Sistemas de dirección usando cables o fajas para su funcionamiento no están permitidos.
Art.1.6.4	El sistema de dirección debe tener topes de dirección positivos para prevenir que las varillas de dirección se bloqueen (inversión de sistema de 4 varillas en uno de sus pivotes). Los topes deben estar colocados el rack y deben prevenir que los aros o neumáticos toquen alguna pieza de la suspensión, carrocería o chasis.
Art.1.6.5	El juego permitido en el sistema de dirección está limitado a siete grados (7°) en total medidos en el timón.
Art.1.6.12	Rodajes esféricos y extremos de varilla en la dirección deben cumplir con el art.1.5.5
Art.1.6.13	Dirección en ruedas traseras puede ser usado a. Dirección en las ruedas traseras debe incorporar topes mecánicos para limitar el rango angular de movimiento de las ruedas a un máximo de seis grados (6°). b. El equipo debe proporcionar la capacidad para verificar el rango del ángulo de dirección de las ruedas traseras en la inspección técnica con un piloto en el vehículo. c. La dirección de las ruedas traseras puede ser accionada eléctricamente.
Art.1.7	Neumáticos
Art.1.7.1	Los neumáticos deben tener un diámetro de 203.2mm (8.0 pulgadas) o más.

Tabla 1.1 Reglamento FSAE 2019

Fuente: Elaboración propia en base a [7]

1.3 Tipos de Suspensión

Los autos comerciales de pasajeros y carga deberán lograr un equilibrio entre rendimiento, economía y confort de la suspensión. A diferencia de las suspensiones utilizadas en autos de competencias, los autos comerciales tendrán el factor costo presente en el desarrollo del auto. Es decir, si la suspensión no puede ser regulable, es pesada, pero a su vez también económica será una buena opción para las grandes marcas automotrices de maximizar su rentabilidad por auto. En autos de competencia no se trata de gastar menos, se trata de poder tener la suspensión más adecuada al tipo de competencia sin que el factor costo afecte sustancialmente el diseño de esta. A continuación, se detallan los principales tipos de suspensiones usados y los parámetros que controlan el comportamiento de estas.

1.3.1 Eje rígido

Una suspensión de tipo eje rígido comprende de un eje en donde se encuentran montadas ambas llantas. Este eje se mueve cuando cualquiera de las llantas que soporta atraviesa un bache u obstáculo de la pista. Este tipo de eje se suele usar en camionetas y camiones de trabajo pesado. Es común encontrar este tipo de suspensión en autos de trabajo pesado tracción trasera o incluso en autos de pasajeros tracción delantera. La geometría del eje rígido permite que pueda manejar cargas pesadas, su fabricación sea económica y sea de fácil instalación en comparación de otros tipos de ejes [8]. En la Figura 1.1 se puede ver un eje rígido que lleva un diferencial en el centro típico de un auto que posee tracción en el eje posterior.

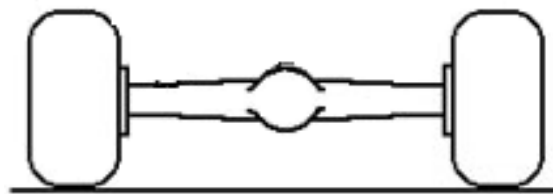


Figura 1.1 Eje rígido
Fuente: Aficionados a la mecánica [9]

1.3.2 Viga de Torsión

Este tipo de suspensión se suele encontrar en el eje trasero para autos de pasajeros tracción delantera. Es una forma sencilla, económica y confiable de suspensión, aunque trae consigo algunas falencias como lo es la dependencia de ambas ruedas. Es decir, como no es una suspensión independiente la perturbación de una rueda afectará necesariamente a la otra. Esta viga actúa como si fuera una barra estabilizadora robusta. Como se muestra en la Figura 1.2 la viga de torsión permite el movimiento vertical de las ruedas y limita el desplazamiento horizontal a través de los bujes ubicados en la parte delantera de la viga. En esta misma se colocan los espirales y amortiguadores.



Figura 1.2 Viga de torsión
Fuente: Tipos de suspensión [10]

1.3.3 McPherson

La suspensión tipo McPherson es el tipo preferido por las marcas de autos para autos de pasajeros e incluso algunos autos deportivos. Este sistema es sencillo y económico por lo que para un auto comercial es ampliamente usado. La desventaja de este sistema es que requiere de un amplio espacio para todos sus componentes lo que limita la forma de la carrocería para la formación de una buena aerodinámica. Como se observa en la Figura 1.3 este sistema tiene un trapecio inferior y el conjunto amortiguador-resorte es parte de los elementos estructurales de la suspensión.



Figura 1.3 Sistema McPherson

Fuente: Speed Industries [11]

La suspensión que se trata en esta investigación es del tipo doble trapecio, muchas veces llamada también tipo doble A. Esta consta principalmente de dos brazos en forma de triángulo o trapecio que parten de la boca masa una en la parte superior y otra de la parte inferior de las ruedas hacia dos puntos de unión al chasis cada una. Dentro de un sistema de suspensión con estas características podemos encontrar algunos diseños que permiten trasladar el peso del resorte y amortiguador a la masa suspendida del auto mediante un sistema de varilla de empuje. De esta manera se obtiene un sistema más ligero. En la Figura 1.4 se tiene la vista frontal del sistema de suspensión doble trapecio.

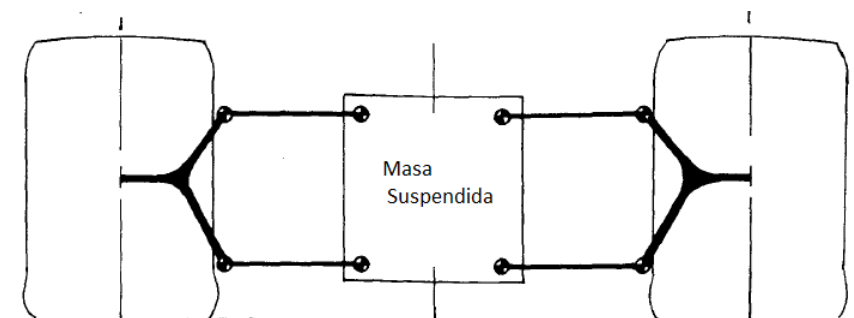


Figura 1.4 Sistema doble trapecio

Fuente: C. Smith, Tune To Win [5]

1.3.4 Con varilla de empuje (Push-rod y Pull-rod)

Este tipo de suspensiones usa como configuración inicial un sistema de doble trapecio. Adicional a este sistema el conjunto amortiguador-resorte es accionado por una varilla que lo empuja o jala según sea el caso. Esta varilla está conectada o bien a la bocamasa de la rueda o en la parte externa de alguno de los trapecios. De esta manera la varilla acciona un balancín para trasladar su movimiento a uno que sea útil para accionar el amortiguador-resorte. En el caso de push-rod la varilla está sometida a compresión y en el caso de pull-rod está sometida a tracción. A continuación, en la Figura 1.5 se muestran los dos tipos de sistemas.

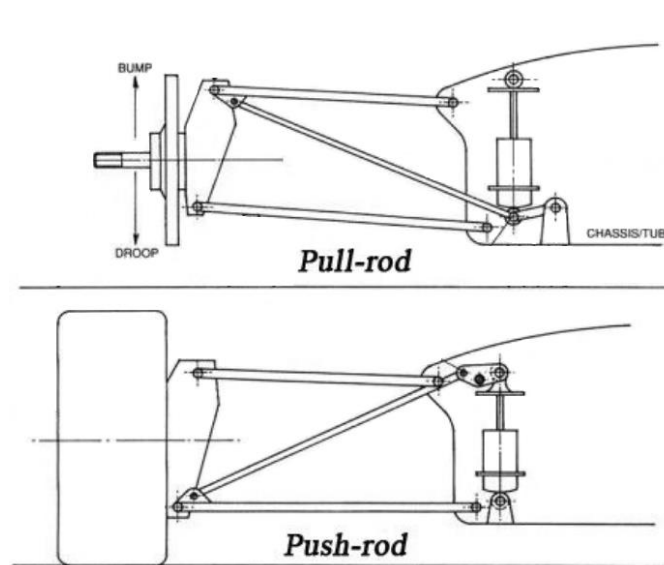


Figura 1.5 Sistema Pullrod y Pushrod

Fuente: F1 al día [12]

La suspensión más adecuada para la competencia será de doble trapecio con el sistema push-rod / pull-rod como se muestra en la Figura 1.5. Se puede afirmar que luego de una revisión de los autos de la FSAE, este sistema es el más popular entre los descritos anteriormente. En primer lugar, se quiere la independencia de cada rueda para poder maximizar la tracción que cada una puede proveer al auto. Podemos resumir esta popularidad por tres factores importantes:

- Peso

El peso de los componentes de este sistema es inferior a los demás por necesitar menos material para lograr una rigidez estructural adecuada.

- Espacio

El espacio que ocupa este sistema es reducido por lo que se pueden acomodar de una manera más libre y adecuada el conjunto amortiguador-resorte y otras piezas de la dirección y transmisión.

- Puesta a punto

La puesta a punto de este sistema es más compleja que en los otros sistemas. Sin embargo, esta complejidad permite elegir los parámetros más apropiados de acuerdo a las condiciones que se tienen. En la Tabla 1.2 se pondera las cualidades de cada tipo de suspensión. Con un ponderado simple se puede ver que el más adecuado para la aplicación de un auto para la FSAE es el de doble trapecio.

	Eje Rígido	Mc Pherson	Doble Trapecio	Viga de Torsión
Costo	3	2	1	4
Peso	1	3	4	2
Complejidad	3	2	1	4
Espacio	2	1	4	2
Independencia	1	4	4	1
Ajustabilidad	2	3	4	1
Total:	12	15	18	14
	1	Malo		
	2	Regular		
	3	Bueno		
	4	Excelente		

Tabla 1.2 Comparación de suspensiones
Fuente: Elaboración propia

1.4 Parámetros de la suspensión doble trapecio

1.4.1 Vía

La vía del auto es la distancia entre el centro de los neumáticos de un mismo eje como se indica en la Figura 1.6. La vía óptima para un auto de tipo fórmula es la máxima permitida por el reglamento de su categoría. Es usual que para un auto de carrera se utilicen diferentes valores para la vía del eje delantero y trasero debido a que las ruedas traseras suelen ser más anchas.

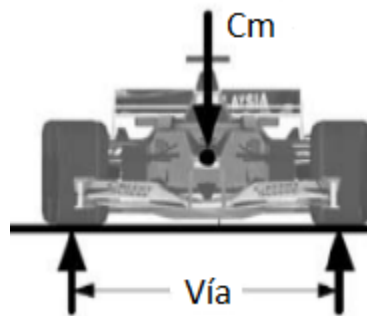


Figura 1.6 Vía

Fuente: D. Seward, Race Car Design [13]

Como resultado de esta ecuación se observa que la transferencia de peso se reduce, mientras la distancia de la vía aumenta. Con el incremento de esta distancia también se disminuye el balanceo del auto lo que permite dar una curva a mayor velocidad. [13]

1.4.2 Batalla

La batalla de un auto es la distancia entre ejes medida desde el centro de estos. Esta distancia también está definida por el reglamento de FSAE. Una distancia corta de batalla provoca que el auto sea más maniobrable en curvas cerradas. En cambio, una distancia larga de batalla tendrá una mayor estabilidad a altas velocidades y en curvas largas y rápidas [13]. En la Figura 1.7 se observa que la batalla estará definida por “L”.

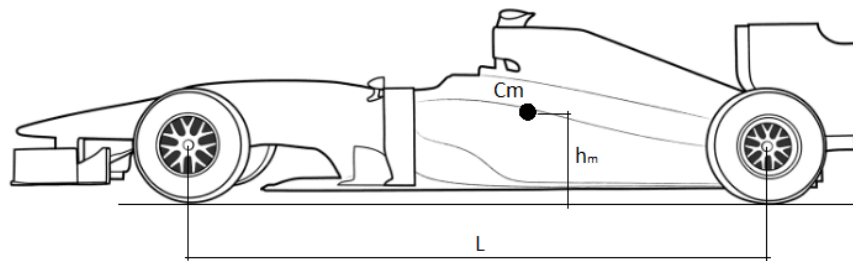


Figura 1.7 Batalla

Fuente: Imagen de “Super Coloring” y modificación propia [14]

1.4.3 Convergencia

La convergencia es el ángulo que poseen las llantas respecto a un plano longitudinal al auto. Como se muestra en la Figura 1.8, cuando la parte delantera de las llantas apuntan hacia adentro se dice que tiene convergencia positiva y cuando estas apuntan hacia afuera, una convergencia negativa. El ángulo total de convergencia es la suma de ambas llantas. [15]



Figura 1.8 Convergencia Neumáticos

Fuente: Tecnologías Automotrices Especializadas [16]

1.4.4 Camber

El camber es el ángulo de inclinación entre un plano vertical y las llantas del auto. Este parámetro está definido de tal forma que si la llanta está paralela a un plano vertical respecto al suelo se tendrá 0° de camber. Si la parte superior de la llanta está inclinada hacia el auto se tendrá un valor negativo de camber como se muestra en la Figura 1.9. Por el contrario, si la parte superior de la llanta está inclinada hacia afuera del auto se tendrá un

valor positivo de camber [13]. El camber se usa principalmente para que los neumáticos puedan mantener la mayor cantidad de área en contacto con el suelo en situaciones de curvas de un circuito.

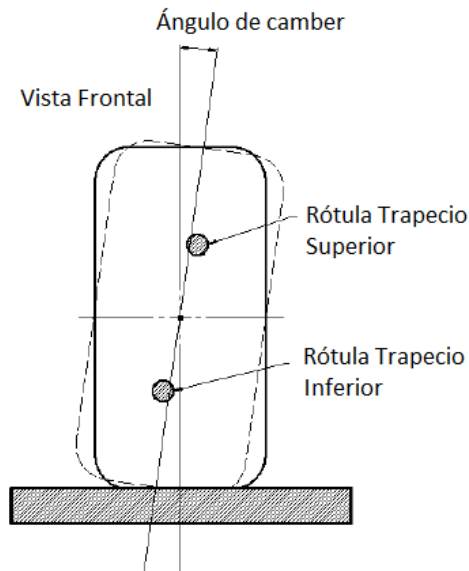


Figura 1.9 Ángulo de camber

Fuente: Design of a suspension system for a formula student race car [17]

1.4.5 Ángulo de caster

El ángulo de caster es el que se forma mediante una línea imaginaria que interseca la rótula de ambos trapecios de la suspensión y una línea vertical que atraviesa el centro de la rueda como se muestra en la Figura 1.10. A mayor ángulo de caster el vehículo tendrá una mayor estabilidad en altas velocidades (+80km/h), a menor ángulo el timón tendrá un comportamiento más sensible y nervioso. Uno de los comportamientos deseados para un auto de competencia es que, en la situación de curvas, la rueda exterior (cargada) gane camber negativo al girar el timón y la rueda interior gane camber positivo. De esta manera se compensa con el ángulo de volcadura y se mantiene el contacto adecuado de los neumáticos con la pista.

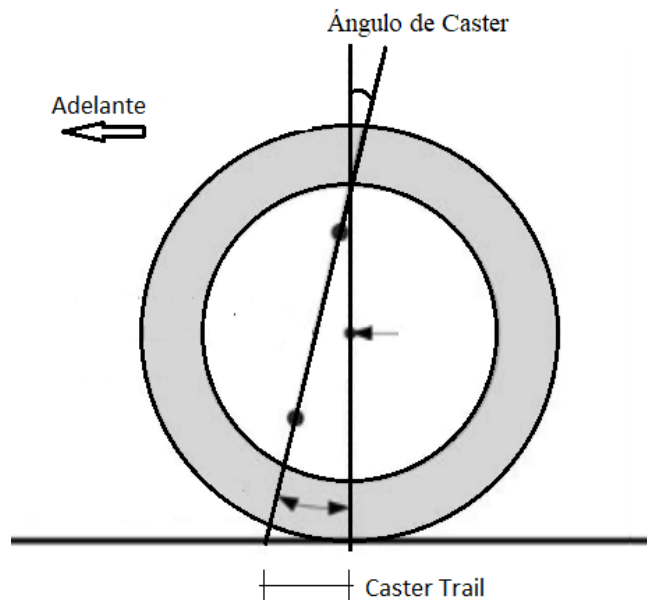


Figura 1.10 Ángulo de Caster
Fuente: D. Seward, Race Car Design [13]

1.4.6 Caster Trail

Como se muestra en la Figura 1.10 la distancia caster trail se mide desde la línea imaginaria que interseca las rótulas de los trapecios con el piso con la línea vertical que atraviesa el centro de la llanta. Una distancia típica y adecuada será de unos 15mm sujeto a variación de acuerdo con el auto y las condiciones en la que estará funcionando [13].

1.4.7 Inclinación del eje de dirección (Inclinación kingpin)

La inclinación del eje de dirección es el ángulo que existe entre la línea imaginaria que atraviesa las rótulas de los trapecios y una línea vertical que pasa por el medio de los neumáticos visto desde la parte frontal del auto como en la Figura 1.11 [5]. Esta inclinación favorecerá el aumento o pérdida de altura del vehículo al girar el timón, así como también lo hace el ángulo de caster. Análogamente esta inclinación afectará el ángulo de camber al girar las ruedas de un lado a otro.

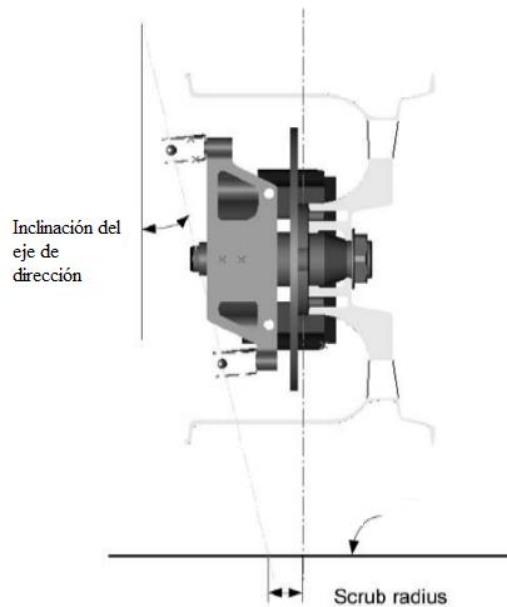


Figura 1.11 Inclinación del eje de dirección
Fuente: D. Seward, Race Car Design [13]

1.4.8 Scrub radius (distancia de arrastre)

El scrub radius es la distancia a nivel del suelo entre la línea imaginaria que atraviesa las rótulas de los trapecios y la línea vertical que pasa por el medio de los neumáticos como se muestra en la Figura 1.11. Una distancia negativa scrub radius excesiva resultará en inestabilidad bajo la fuerza de frenado o de aceleración debido a que la fuerza longitudinal en el centro de contacto de la rueda genera un torque que provocará a la rueda girar hacia afuera del auto. De manera similar, una distancia positiva scrub radius excesiva provocará efectos no deseados en la estabilidad del auto. También ocurre que las perturbaciones de la pista se transmiten de manera exagerada al timón [18]. Cuando la distancia scrub radius es 0 ocurren otros efectos no deseados para la estabilidad del auto como por ejemplo inconsistencia en la sensación de dureza en el timón al atravesar curvas a baja velocidad. Por eso es importante mantener este valor en un punto medio mínimo. Es importante mencionar que la línea vertical se traza a través del centro de los neumáticos y no donde los aros se apoyan en la bocanasa.

1.4.9 Centro de giro y centro instantáneo de rotación

El centro instantáneo de rotación está dado por la intersección de la prolongación de ambos trapecios como se muestra en la Figura 1.12. Este punto será a través del cual la llanta rotará para un momento determinado.

El centro de giro es la intersección de las líneas trazadas desde el centro de contacto de las llantas con el suelo de un eje a su centro instantáneo de rotación respectivo. A través de este punto es que el auto se inclinará de un lado a otro.

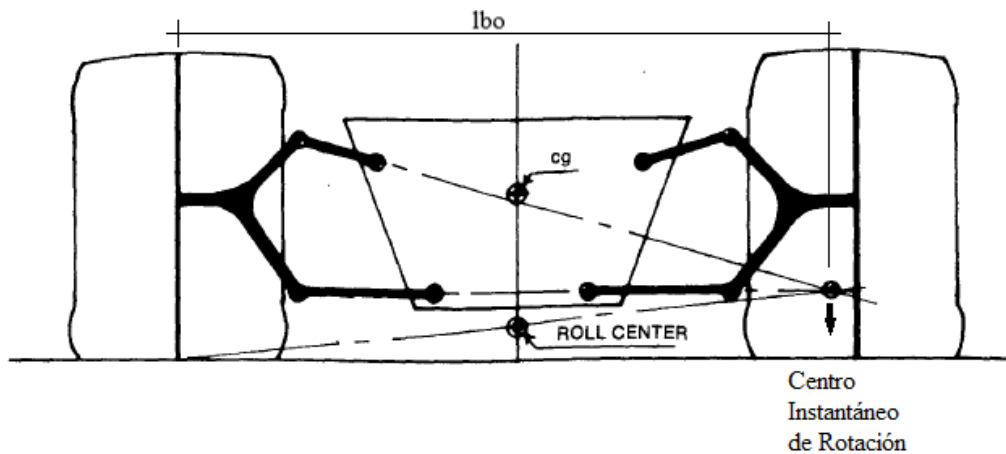


Figura 1.12 Centro de giro y centro instantáneo de rotación

Fuente: C. Smith, Tune To Win [5]

1.4.10 Longitud del brazo oscilante

La longitud del brazo oscilante (l_{bo}) es tomada desde el centro de una llanta hasta el centro instantáneo de rotación. Esta puede ser considerada como un brazo rígido para pequeños movimientos de suspensión cuyo punto de pivote es el centro instantáneo de rotación.

1.5 Geometría de Ackermann

La geometría de Ackermann provoca que, en la situación de una curva, la rueda interna delantera gire un ángulo mayor que la rueda externa para poder coincidir con el menor radio de giro que esta sigue [13].

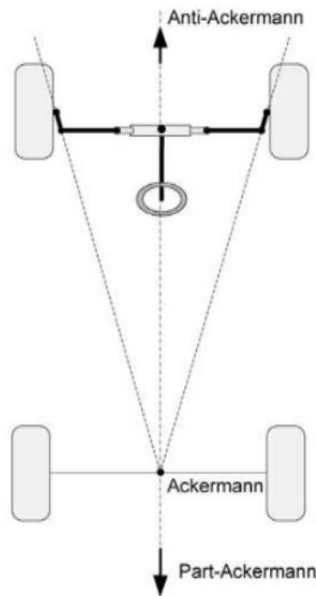


Figura 1.13 Sistema Ackermann
Fuente: D. Seward, Race Car Design [13]

En la Figura 1.13 se muestra que cuando se extiende las líneas imaginarias de los brazos de la dirección y convergen en el centro del eje trasero tendremos una geometría 100% ackerman. De lo contrario, si estas líneas imaginarias convergen delante del eje delantero se trata de una geometría anti-ackermann.

1.5.1 Slip Angle (ángulo de desplazamiento)

Para terminar de entender la geometría de ackermann es necesario agregar el concepto de slip angle y así, definir qué tipo de geometría es la más adecuada para un auto de la FSAE. Slip angle es el ángulo que se genera entre el desplazamiento real de los neumáticos en una

curva y su trayectoria definida. En la siguiente imagen se muestra de manera gráfica lo explicado.

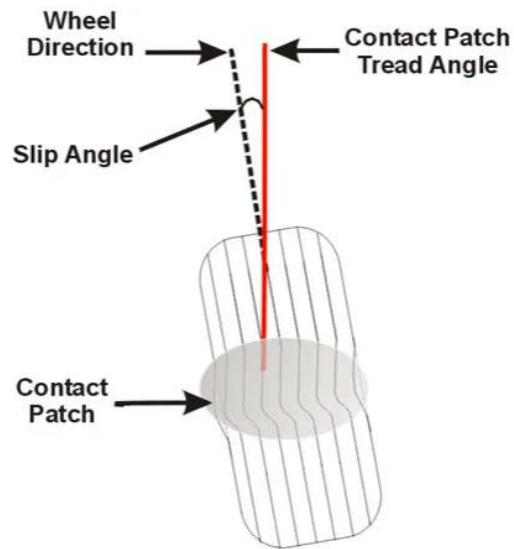


Figura 1.14 Slip Angle

Fuente: Suspension Secrets [19]

Para poder determinar si la geometría de ackerman es la más adecuada o no se deberá saber previamente sobre qué tipo de circuito estará sometido el auto. Si es un circuito de alta velocidad resultará en un slip angle de mayor magnitud por lo que necesitaremos una geometría anti-ackerman que compense el desplazamiento de los neumáticos respecto a su trayectoria definida. Si es un circuito de baja velocidad tendremos un slip angle de menor magnitud y podríamos usar una geometría más parecida a la ackerman.

1.6 Ubicación del brazo de dirección y “bump steer”

“Bump Steer” es el efecto que provoca que las ruedas giren por sí solas sin un input del timón. Este efecto no deseable es provocado por irregularidades en la pista sumadas a longitudes y ángulos inadecuados de los componentes de la suspensión y dirección [20].

Para conseguir cero “bump steer”, el terminal de dirección debe estar entre una línea imaginaria que atraviesa la rótula del trapecio superior y la rótula del trapecio inferior. En

adición a esto, la proyección del brazo de dirección debe interceptar al centro instantáneo de rotación.

1.7 Componentes de la suspensión

1.7.1 Resortes

Existen diferentes tipos de resortes o muelles usados en la industria automotriz para brindarle la suspensión a los autos. A continuación, se exponen los más comerciales.

1.7.1.1 Resorte de Torsión

Los resortes de torsión usan una barra larga y delgada en la que se aprovecha sus propiedades elásticas para crear un efecto de resorte en los brazos de la suspensión. Se fija un extremo al chasis y otro extremo perpendicularmente a uno de los trapecios de manera que la barra esté paralela al chasis. Con esto se logra que el movimiento natural de la suspensión gire uno de los extremos de la barra y la tuerza para convertir la energía cinética de las ruedas en potencial dentro de la barra.

1.7.1.2 Resorte helicoidal

Los resortes helicoidales son elementos mecánicos diseñados para almacenar energía elástica. Este propósito se logra mediante la torsión elástica de un alambre redondo. Los resortes helicoidales utilizan las propiedades elásticas de un alambre redondo en torsión para poder almacenar energía elástica. Estos son fabricados mayormente a partir de acero en caliente enrollado en forma espiral para la utilización de piezas de suspensión. Los tipos de resortes helicoidales son definidos por su uso. Los más comunes son los de compresión, tracción y torsión. Para el diseño de la suspensión se usará el tipo de compresión debido a su disponibilidad en el mercado y bajo costo.

1.7.1.3 Resorte de muelles u hojas

Las hojas de muelle consisten en láminas de acero que soportan el peso del auto y movimiento de la suspensión. Es comúnmente usado como un paquete de varias láminas. En vehículos antiguos es común encontrar este tipo de resortes sin amortiguador ya que se apoyan en la fricción existente entre las láminas de acero para crear un efecto de amortiguador.

1.7.1.4 Resorte de aire

Este tipo de resorte funciona colocando aire a presión dentro de un material altamente elástico que permite movimiento y alta presión interna causada por el aire en su interior. Podemos tomar su funcionamiento como si fueran neumáticos que permiten cambiar su presión interna con facilidad para adaptarse a las distintas condiciones de trabajo. Las bolsas de aire son comúnmente usadas por autos de alta gama y últimamente por camiones y buses debido a su facilidad en graduar la altura del vehículo inyectando o extrayendo aire de estas.

1.7.1.5 Constante del resorte (spring rates)

La constante del resorte es la resistencia que este posee a su movimiento. Para el caso de la suspensión del auto de FSAE estará en forma de compresión. Se mide en N/mm. Esta variable es definida por lo que se encuentra en el mercado. El presente documento no abarca el diseño ni construcción de los resortes para el auto de carrera por lo que se tiene que seleccionar alguno del mercado que cumpla las expectativas de calidad, costo y sobre todo la resistencia al movimiento calculada para el uso y peso específico del auto.

1.7.1.6 Constante de las ruedas (wheel rate)

La constante de las ruedas, de manera análoga a la constante del resorte es la resistencia que estas poseen a su movimiento vertical siguiendo el movimiento de la suspensión. Se mide en N/mm. Al conocer el peso del auto con el piloto incluido podemos calcular cuál es la constante de las ruedas necesarias para un óptimo comportamiento del auto

en las pruebas. En la Figura 1.15 se observa la diferencia física que existe entre las constantes del resorte y rueda.

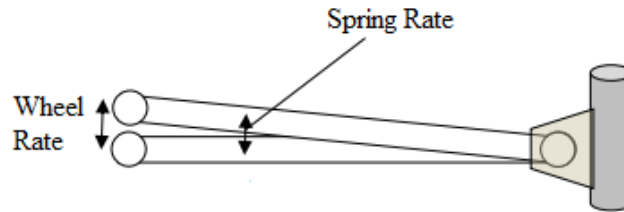


Figura 1.15 Constantes del resorte y rueda
Fuente: Spring, shocks and your suspension [21]

1.7.2 Amortiguadores

Los amortiguadores se encargan de absorber la energía cinética de las ruedas y transformarla en calor. Esto genera un movimiento controlado de las ruedas y no permite al sistema de suspensión entrar en resonancia. Los amortiguadores se pueden encontrar de distintas maneras en el mercado; sin embargo, por razones de espacio lo más conveniente es utilizar un conjunto resorte-amortiguador de bicicleta de montaña, como se muestra en la Figura 1.16. Este conjunto tiene distintas configuraciones de largo, recorrido del vástago del amortiguador, constante del resorte y diferentes reguladores para ponerlo a punto (regulador de compresión, rebote, precarga del resorte, presión de aire y regulador de compresión del recorrido final del vástago).



Figura 1.16 Conjunto resorte-amortiguador
Fuente: Pink Bike [22]

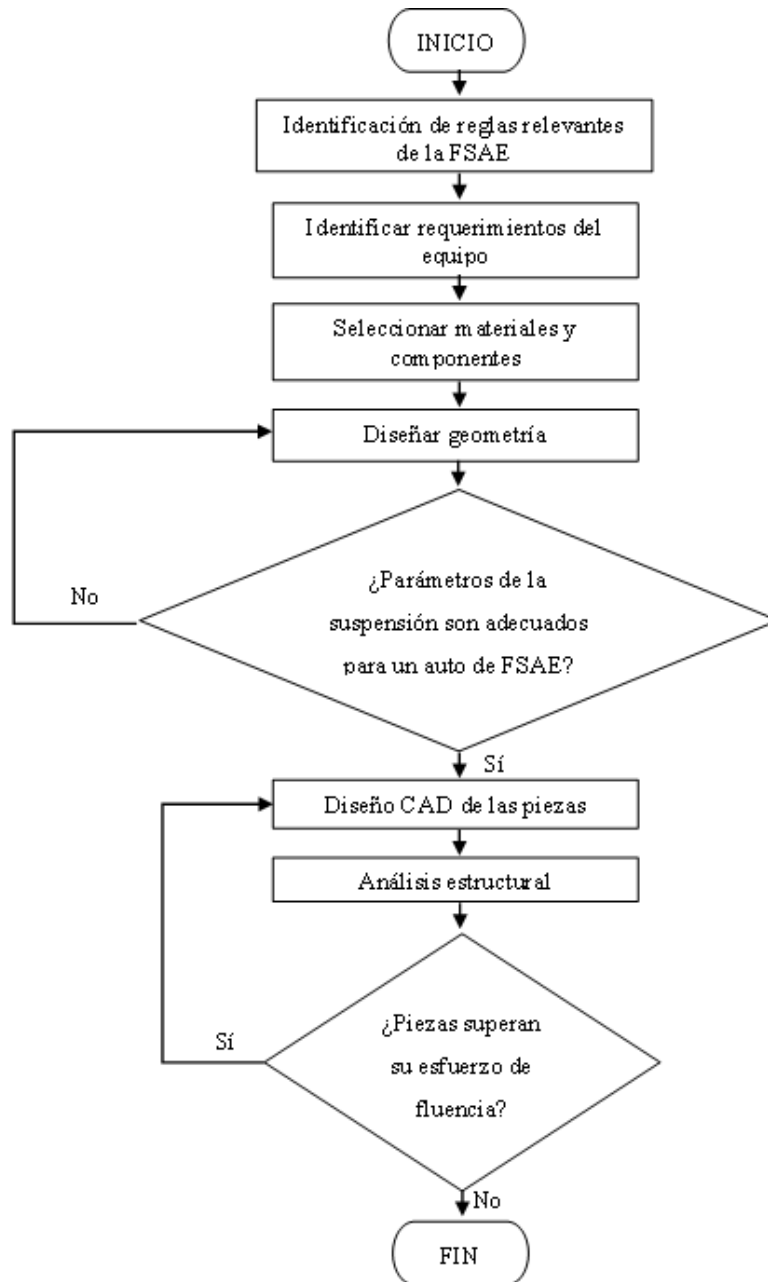
1.7.3 Neumáticos

Los neumáticos son de los componentes más importantes en un auto de competencia. Si bien estos no son parte de los componentes de la suspensión, afectará de gran manera como funciona esta y cómo se comporta el auto ante distintas situaciones. El tamaño de los neumáticos dependerá del tipo de competencia, la suspensión elegida y el tipo de relación de transmisión que se quiere tener. Es importante también considerar el peso total de los neumáticos. Mientras estos tengan una inercia rotacional menor, el auto podrá acelerarlas más rápidamente. Se deberá considerar el factor de disponibilidad de los neumáticos debido a que son elementos de desgaste y se necesitarán reemplazar constantemente. Elegir los neumáticos del mercado local brinda la solución más rápida y económica.

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA

En el siguiente flujograma se muestra como es el procedimiento seguido para realizar el diseño de la geometría de la suspensión.



2.1 Identificar Reglas FSAE relevantes

Las reglas relevantes están cubiertas en la sección 1.2 del presente trabajo y también se pueden encontrar en la sección T.1.5 y T.1.6 del documento oficial de las reglas para la FSAE 2019. Las reglas expuestas son las que darán la directriz necesaria para asegurar que el sistema de suspensión sea legal y adecuado.

2.2 Identificar requerimientos del equipo

Los requerimientos del equipo FSAE UTEC son principalmente el presupuesto y la experiencia en el diseño y construcción de autos. La literatura indica que lo adecuado para empezar a diseñar un auto es empezar por las ruedas. Una vez que se tienen definidas estas, se procederá a diseñar la suspensión para luego terminar con el chasis.

2.3 Definir componentes

2.3.1 Trapecios

Para el diseño del auto se realizará cuatro tipos de trapecios, dos por eje. Estos son los que van a soportar las fuerzas que transmitan las ruedas desde la pista hacia el chasis. También son los responsables de soportar el auto y mantener la geometría previamente establecida en todo momento. Los trapecios son los responsables de sostener las ruedas y su conjunto de componentes (caliper, discos, rodajes, etc). En los trapecios se coloca un pivote en donde se encontrará un extremo de la varilla de empuje. Esta varilla de empuje estará conectada al conjunto amortiguador-resorte.

2.3.2 Varillas de empuje

Las varillas de empuje son las responsables de conectar el conjunto amortiguador-resorte a los trapecios para poder sostener el auto y amortiguar las irregularidades de la pista. Esto se logra con el fin de colocar la mayor cantidad de peso dentro del chasis como masa suspendida. De esta manera se logra que la masa no suspendida tenga una menor inercia y por ende el auto sea más sencillo de controlar.

2.3.3 Balancín

El balancín es el componente que servirá para transmitir el movimiento de la varilla de empuje hacia el conjunto amortiguador-resorte. Al diseñar este componente se deberá tomar en cuenta la relación de movimiento requerida para que la suspensión cumpla con los requerimientos esperados por el equipo y las reglas FSAE 2019.

Para el cálculo de la relación de movimiento rueda-resorte se deberá hallar lo siguiente:

$$K_r = \frac{F_r}{l_r} \quad (1.1)$$

Ecuación: Resistencia resorte

Fuente: Race Car Design Derek Seward [13]

Siendo:

K_r : resistencia al movimiento del resorte (N/mm)

F_r : Fuerza aplicada al resorte (N)

l_r : Distancia recorrida por el resorte (mm)

La ecuación para encontrar la relación de movimiento rueda-resorte es la siguiente:

$$RM = \frac{\textit{desplazamiento resorte}}{\textit{desplazamiento rueda}} \quad (2.2)$$

Relación de movimiento

Fuente: Race Car Design Derek Seward [13]

Para poder hallar la resistencia al movimiento de los neumáticos se deberá aplicar los siguiente:

$$K_n = K_r RM^2 \quad (2.3)$$

Resistencia neumáticos

Fuente: Race Car Design Derek Seward [13]

Siendo:

K_n : resistencia al movimiento del neumático (N/mm)

K_r : resistencia al movimiento del resorte (N/mm)

RM: relación de movimiento rueda-resorte

La resistencia al movimiento de los neumáticos es importante porque nos da información acerca de la fuerza ejercida en el neumático para una compresión dada del amortiguador.

Con la relación de movimiento rueda-resorte podemos diseñar el balancín con diferentes geometrías. Así se podrá lograr un balancín que permita variar la relación de movimiento para lograr una suspensión adecuada a las condiciones que se presenten.

Para poder tomar la decisión sobre la resistencia al movimiento de los neumáticos haremos el siguiente análisis. En la Figura 2.1 se muestra la diferencia entre un auto con suspensión suave y otro con una más firme.

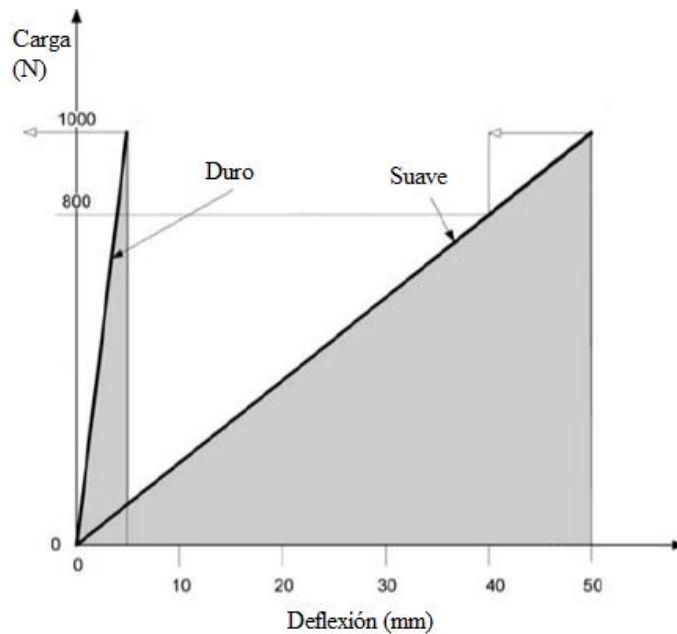


Figura 2.1 Comparación suspensión suave vs firme
 Fuente: Race Car Design Derek Seward p.93 [13]

La razón por la que se requiere una suspensión que tenga una resistencia al movimiento de los neumáticos menor posible es la explicada a continuación.

En la imagen se considera a dos autos que tienen una resistencia al movimiento de los neumáticos de 200 N/mm y 20 N/mm. En caso el auto atravesase un hueco de 15 mm tendremos que en la situación de la suspensión suave (20 N/mm) esta podrá extenderse los 15mm del hueco y el neumático podrá llegar nuevamente a tener contacto con el suelo. Esto es gracias a la fuerza de gravedad que atrae a la llanta al suelo y a la fuerza del resorte que la empuja hacia este. Por el contrario, el auto con suspensión dura (200 N/mm) solo tiene 5 mm de compresión por lo que cuando atravesase el mismo hueco de 15 mm el neumático estará a una altura del suelo de 10mm hasta que la gravedad la empuje junto con el chasis. En la segunda situación nos encontramos con una llanta sin contacto con el suelo en la que no se tiene algún tipo de control. El objetivo de una suspensión es mantener las llantas con un contacto con el suelo lo más uniforme posible.

2.3.4 Conjunto Amortiguador-Resorte

El conjunto amortiguador-resorte más usado según la literatura son los que se encuentran en las bicicletas de montaña de alto rendimiento. Estos componentes permiten el ajuste necesario para poder optimizar al máximo la suspensión y asegurar un contacto uniforme de las ruedas con el suelo en todo momento.

Para realizar la elección del amortiguador más adecuado según los requerimientos del equipo FSAE UTEC se ha considerado componentes que utilicen como resorte cámaras de aire. Las razones de esta decisión se pueden resumir en los siguientes puntos:

- Montaje

Los componentes que utilizan cámara de aire en lugar de un resorte helicoidal de acero poseen un rango de operación más amplio de precarga. Esto quiere decir que para un mismo amortiguador se le puede dar uso en una gama de pesos más amplia. Al contrario de lo que pasa con los resortes helicoidales, a estos solo se les puede dar un ajuste de precarga limitado hasta que se tiene que reemplazar por un resorte con más o menos dureza según se requiera. Esto ayudará significativamente en los costos debido a que no se deberá estar comprando resortes para poder hacer las pruebas necesarias.

- Peso

Los amortiguadores que utilizan aire en lugar del resorte helicoidal de acero tienen un peso considerablemente menor. Mientras que el peso promedio de uno con cámara de aire puede estar alrededor de los 250 gr, el que usa resorte helicoidal de acero estará alrededor de los 700 gr. Esto se vuelve significativo cuando se tiene que usar cuatro de estos componentes como es el caso del presente trabajo.

Marca	Modelo	Medidas (mm)	Recorrido (mm)	Ajuste Rebote	Ajuste Compresión	Ajuste Precarga	Peso (kg)	Precio
DNM	AO-42RC	200	53	Sí	No	Sí	0.28	\$139.00
SR SUNTOUR	RAIDON R	190	51	Sí	No	Sí	0.293	\$89.99
Rockshox	MONARCH RT3	200	51	Sí	Sí	Sí	0.335	\$379.99
Manitou	McLeod	200	50	Sí	Sí	Sí	0.272	\$210.00
DVO	TOPAZ T3 AIR	200	50	Sí	Sí	Sí	0.330	\$488.00

Tabla 2.1 Comparativa características conjunto amortiguador - resorte
Extraído de: Elaboración propia

En la Tabla 2.1 Comparativa características conjunto amortiguador - resorte

Extraído de: Elaboración propia

se muestra una ponderación de acuerdo con las características ya presentadas. A la columna de precio de le multiplicó por un factor de dos ya que esta característica es de especial importancia para no exceder el presupuesto del equipo y lograr la construcción del auto.

Marca	Ajustabilidad	Peso	Precio (x2)	Total
DNM	1	4	8	13
SR SUNTOUR	1	3	10	14
ROCKSHOX	2	1	4	7
MANITOU	2	5	6	13
DVO	2	2	2	6

Tabla 2.2 Ponderación Conjunto Amortiguador-Resorte
Extraído de: Elaboración propia

El amortiguador elegido será el SR SUNTOUR RAIDON R según la ponderación realizada en la Tabla 2.2 Ponderación Conjunto Amortiguador-Resorte

Extraído de: Elaboración propia

. Si bien este amortiguador no cuenta con ajuste de compresión, tiene una ventaja más contundente desde el punto de vista económico.



Figura 2.2 Amortiguador-Resorte Sr. Suntour Raidon R
Fuente: Chain Reaction Cycles [23]

2.3.5 Muñón

El muñón es la pieza que se encuentra en los extremos de los trapecios. Esta aloja los rodajes y todos los componentes de los frenos, así como algunos componentes de la transmisión en el caso del eje trasero. Además, esta pieza es la responsable de sujetar las ruedas.

2.3.6 Varillas de dirección

Las varillas de dirección son las responsables de permitir transmitir el giro del timón del auto hacia las ruedas. Son dos varillas con rótulas en ambos extremos para permitir a la rueda desplazarse verticalmente mientras se realiza cualquier maniobra.

2.4 Geometría de la suspensión

El sistema de suspensión se eligió en la sección 1.3 del presente trabajo. A continuación, se explicarán las configuraciones del sistema doble trapecio y cuál es la más conveniente para la aplicación en un auto de fórmula SAE. Se tiene las siguientes:

2.4.1 Brazos de igual longitud y paralelos

La ventaja de usar este tipo de geometría es que el parámetro de camber no cambia cuando las ruedas se trasladan hacia arriba o hacia abajo como se muestra en la

Brazos de igual longitud y paralelos en movimiento vertical Esto ayuda a los neumáticos a tener un contacto con el suelo más firme y uniforme.

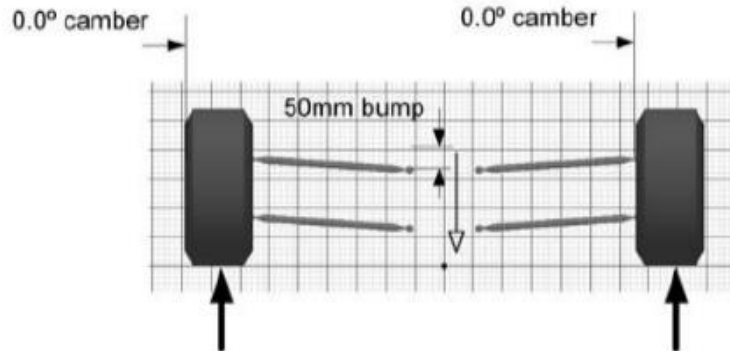


Figura 2.3 Brazos de igual longitud y paralelos en movimiento vertical
Fuente: Race Car Design Derek Seward [13]

La desventaja de usar esta geometría es el aumento y disminución de camber en las ruedas interiores y exteriores respectivamente la curva. Esto sucede cuando el auto se encuentra en una curva y se inclina hacia el exterior de esta. Este efecto se muestra en la Figura 2.4. en la que se ilustra a un auto tomando una curva hacia la izquierda y el chasis de este se inclina hacia la derecha.

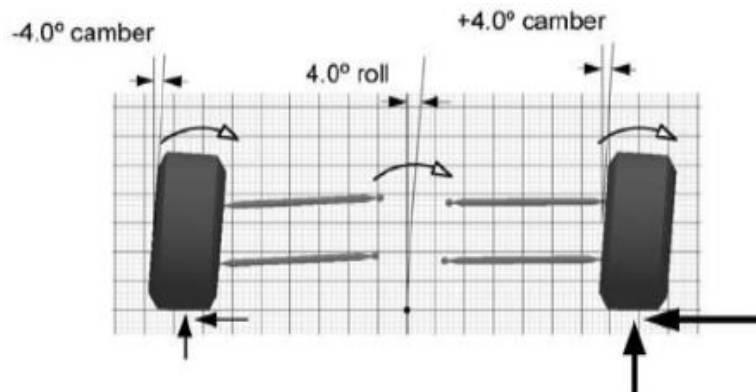


Figura 2.4 Brazos de igual longitud y paralelos en inclinación de chasis
Fuente: Race Car Design Derek Seward [13]

2.4.2 Brazos de igual longitud y no-paralelos

La ventaja de usar esta geometría es que en situaciones de inclinación del chasis la ganancia y pérdida de camber puede ser de aproximadamente 50% menor que el

anterior caso. Esta situación se ilustra en la Figura 2.5. en donde el chasis ha tenido una inclinación de 4.0° y las ruedas han perdido y ganado camber de -2.3° y 2.0° respectivamente.

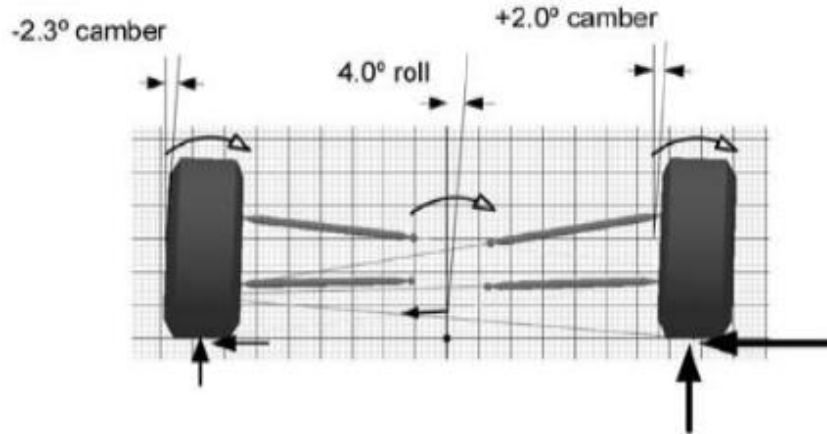


Figura 2.5 Brazos de igual longitud no-paralelos en inclinación de chasis

Fuente: Race Car Design Derek Seward p.68

La desventaja de esta geometría se encuentra cuando las ruedas se desplazan hacia arriba y hacia abajo. Para la Figura 2.6 se tiene una situación en la que el chasis se mueve 50 mm verticalmente hacia abajo lo que provoca una pérdida de camber de -1.7° en las ruedas.

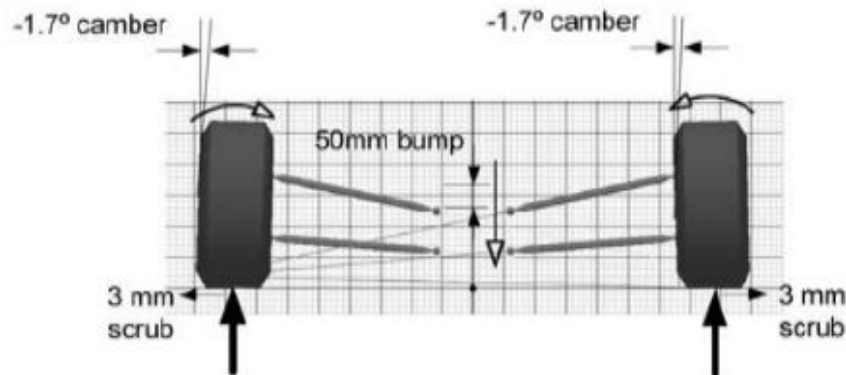


Figura 2.6 Brazos de igual longitud no-paralelos en movimiento vertical

Fuente: Race Car Design Derek Seward [13]

Con esta geometría se observa el punto llamado centro de giro. Este se definió en el capítulo 1.4.9. El centro de giro puede ser colocado a la altura que el diseñador desee al variar los puntos de anclaje de los brazos de la suspensión al chasis. En la Figura 2.7. se muestra una configuración típica del centro de masa y el centro de giro. Mientras más cerca esté al centro de masa al centro de giro el auto se inclinará menos en las curvas. Esto se explica porque el centro de masa del auto concentra toda su masa por lo que si se coloca en el mismo sitio el centro de giro no existe torque que provoque la inclinación del vehículo. Por el contrario, mientras más alejado esté el centro de giro esté del centro de masa el auto se inclinará más por el aumento de esta distancia.

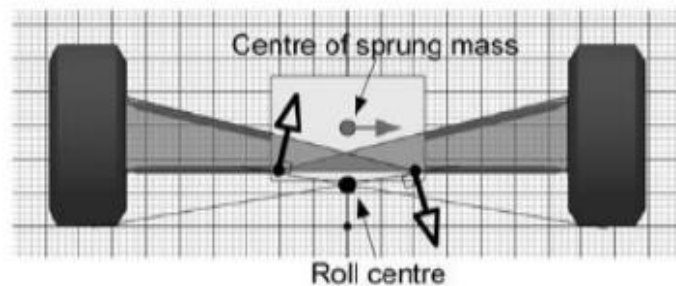


Figura 2.7 Centro de giro y de masa
Fuente: Race Car Design Derek Seward p.66

2.4.3 Brazos de diferente longitud y no-paralelos

La ventaja de esta configuración es que la variación del camber es aún menor que la geometría con brazos de igual longitud no-paralelos como se muestra en la Figura 2.8. Esto se debe a la reducida longitud de los trapecios superiores. De esta manera se logra un contacto con el suelo más uniforme.

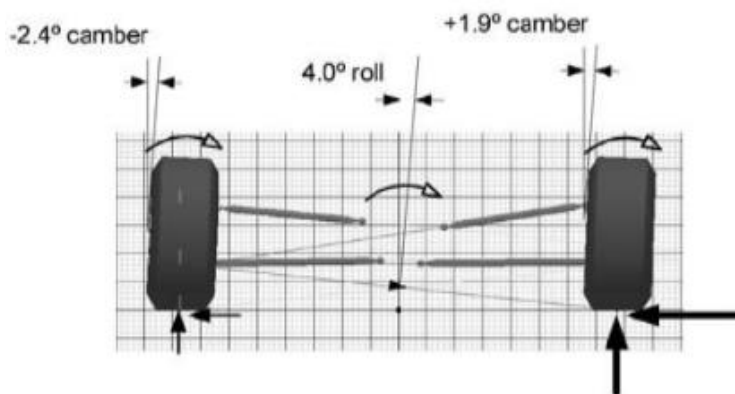


Figura 2.8 Brazos de diferente longitud y no-paralelos en inclinación de chasis
Fuente: Race Car Design Derek Seward p.69

A continuación, se presenta una tabla con una ponderación simple de las diferentes geometrías mencionadas. De esta manera resulta sencillo elegir la adecuada.

Geometría	Situación		Total
	Inclinación de Chasis 4°	Compresión y extensión de suspensión 50 mm	
Brazos paralelos igual longitud	0	2	2
Brazos no-paralelos de igual longitud	1	1	2
Brazos no-paralelos de distinta longitud	2	1	3

Bueno	2
Regular	1
Deficiente	0

Tabla 2.3 Ponderación geometría doble trapecio
Extraído de: Elaboración propia

La configuración de brazos no-paralelos de distinta longitud es elegida para el presente trabajo según el resultado de la Tabla 2.3 Ponderación geometría doble trapecio. Este tipo de suspensión permitirá al auto comportarse de manera adecuada en las pruebas dinámicas de la fórmula SAE.

Según el autor del libro Race Car Design [13], se deben perseguir los siguientes objetivos al diseñar una suspensión:

- Mantener un buen control de camber en situaciones de inclinación y de movimiento vertical del chasis
- Tener una posición del centro de giro estable
- Minimizar el arrastre lateral de las ruedas en situaciones de movimiento vertical del chasis.

2.5 Decisiones para el diseño preliminar

2.5.1 Parámetros de la suspensión y dimensiones básicas

Debido a que no existe un punto de partida para establecer los parámetros de la suspensión del equipo FSAE UTEC se realizó un benchmark de otros equipos. Los resultados promedios de estos valores se encuentran en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor
Batalla	1685mm
Vía delantera	1280mm
Vía trasera	1200mm
Convergencia Delantera	0 - 1°
Convergencia Trasera	0°
Camber Delantero	0° - -4°
Camber Trasero	0° - -4°
Caster Delantero	3° - 7°
Caster Trasero	3° - 7°
Inclinación eje dirección Delantero	0° - 8°
Inclinación eje dirección Trasero	0° - 8°
Scrub Radius Delantero	25mm
Scrub Radius Trasero	20mm
Roll Center Delantero	(-25) – 50 mm
Roll Center Trasero	(-15) – 60 mm
Movimiento Roll Center Vertical	Mínimo
Movimiento Roll Center Horizontal	Max: 2°
Longitud del brazo oscilante delantero	1250 – 2500 mm
Longitud del brazo oscilante trasero	1016 – 1778mm
Bump Steer	Mínimo

Tabla 2.4 Parámetros ideales para la suspensión
Extraído de: Elaboración propia

Estos valores servirán como una guía para asegurar el buen comportamiento y estabilidad del auto. Estos están sujetos a cambios en la puesta a punto y dependen del piloto y de las condiciones de la competencia como el clima o estado de la pista.

2.5.2 Llantas y aros

Los neumáticos elegidos por el equipo fueron las Yokohama Advan A048. La elección de estas ha sido por la facilidad en obtenerlas en el mercado local. Si bien la elección de los neumáticos no está en el alcance de este trabajo se brindará la información más relevante. En la tabla 2.4. se muestra las especificaciones de los neumáticos.

Diámetro Aro (pulg)	Tamaño	Diámetro (mm)	Sección Transversal (mm)	Ancho aro Recomendado (pulg)	Índice vel. Max	Índice carga máxima
13	175/50R13	505	180	6	V	82

Tabla 2.5 Parámetros ideales para la suspensión
Extraído de: Elaboración propia

- **Requerimientos del reglamento**

Como se mencionó en la sección del reglamento 1.1 se tiene restricciones por parte de la organización de la FSAE. Entre las restricciones más destacadas respecto a la suspensión encontramos las siguientes:

- Recorrido mínimo de suspensión de 50mm
- Altura mínima al suelo deberá ser suficiente para que ninguna parte del auto toque el suelo salvo por los neumáticos en los eventos estáticos o dinámicos.

- **Requerimientos estructurales**

Los elementos de la suspensión no deberán fallar bajo las situaciones expuestas en la sección 1.9. Además, los componentes deberán ser lo suficientemente rígidos para no variar los parámetros de la suspensión mientras que el auto esté en movimiento.

2.5.3 Materiales

Los materiales usados en la suspensión no están limitados por el reglamento, por lo que se puede usar una gran variedad siempre que se demuestre su capacidad de soportar las fuerzas involucradas. Según la literatura revisada, los materiales más usados son los que se encuentran en la Tabla 2.5. En dicha tabla se hace una comparación de sus propiedades mecánicas y logísticas para el mercado de nuestro país:

	AISI 1018	AISI 4130
Peso	1	2
Resistencia	2	3
Disponibilidad	3	1
Maquinado	3	3
Costo	3	1
Total	12	10

1	Regular
2	Bueno
3	Excelente

Tabla 2.6 Comparativo Materiales

Fuente: Elaboración propia

Si bien las propiedades mecánicas del acero AISI 4130 (esfuerzo de fluencia 695MPa) superan las del AISI1018 (esfuerzo de fluencia 370MPa), se ha elegido usar el segundo para la fabricación de los elementos de la suspensión. Esto se debe al alto costo que representa la utilización del acero AISI 4130, pues no está disponible en el mercado peruano y se tendría que hacer la importación directa de este material. Esto representa una complicación para la producción, debido a que se tiene que pedir una cantidad exacta para no quedarse sin stock de material y no se puede pedir exceso de material por el costo de este.

Las piezas que utilizarán este acero serán:

- Varilla de empuje
- Brazos de trapecio
- Varillas de dirección

Para las siguientes piezas se utilizará acero A36 por su disponibilidad y costo en nuestro mercado:

- Bocamasa
- Balancín

2.6 Realizar geometría 2D en calculadora Racing Aspirations

La geometría de la suspensión se iteró en la calculadora Racing Aspirations hasta poder tener curvas de los parámetros dentro de los rangos requeridos. En la Figura 2.9 Ejemplo de una iteración de la suspensión se muestra cómo se empieza a editar e iterar la suspensión. El primer paso es colocar el tamaño de neumáticos, la distancia entre estos y la inclinación camber hacia la que apunta el diseño. Luego, se cambian los ángulos y longitudes de trapecios hasta llegar a coincidir los parámetros del dibujo con los requeridos por el presente trabajo.

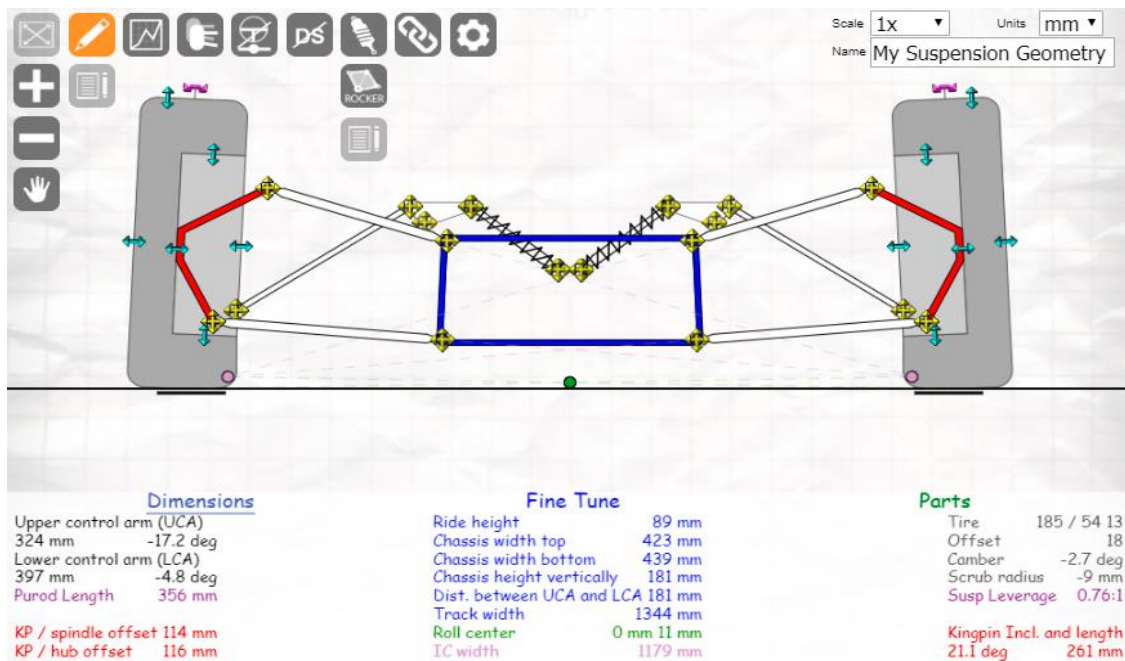


Figura 2.9 Ejemplo de una iteración de la suspensión
Fuente: Racing Aspirations [24]

2.7 Dibujo CAD preliminar

Para el dibujo CAD preliminar se exportó de la calculadora Racing Aspirations las dimensiones de cada pieza y ángulos formados. Así se tuvo la vista frontal en 2D de la suspensión trasera y delantera.

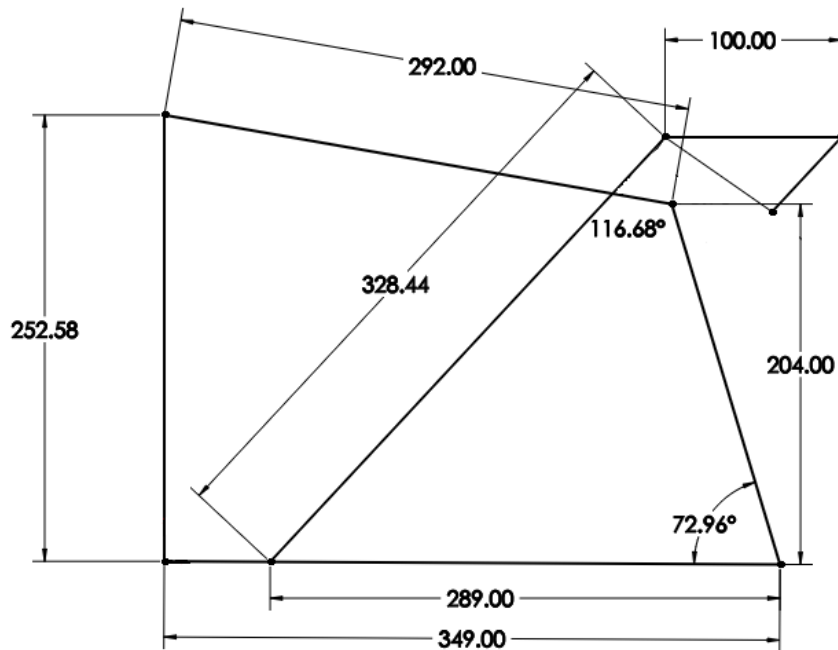


Figura 2.10 Vista frontal 2D de la suspensión delantera [13]
Extraído de: Elaboración propia en Solidworks

El punto A de la figura 2.10 representa donde se coloca el muñón de la suspensión delantera. El punto B representa donde está unido la varilla de empuje al trapecio inferior. El punto C representa la unión del trapecio inferior con el chasis, punto D representa el centro de la rueda, el punto E el extremo del trapecio superior y el punto F la conexión del trapecio superior con el chasis. Estos puntos se han tomado referencias para poder calcular las fuerzas involucradas en los escenarios críticos antes expuestos.

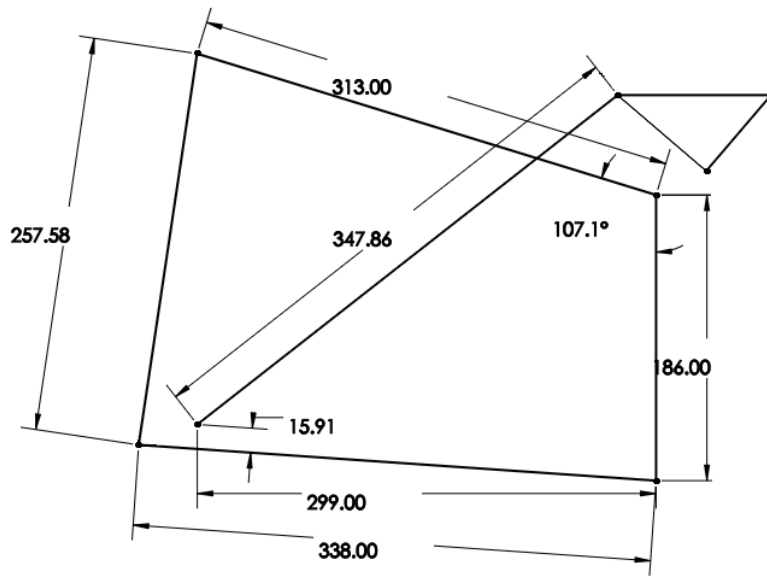


Figura 2.11 Vista frontal 2D de la suspensión trasera [13]
 Extraído de: Elaboración propia en Solidworks

Con la vista frontal 2D se dibujó un bosquejo preliminar 3D de la suspensión. En este dibujo se puede observar la posición de todos los componentes de la suspensión.

Bosquejo 3D de la suspensión delantera y trasera

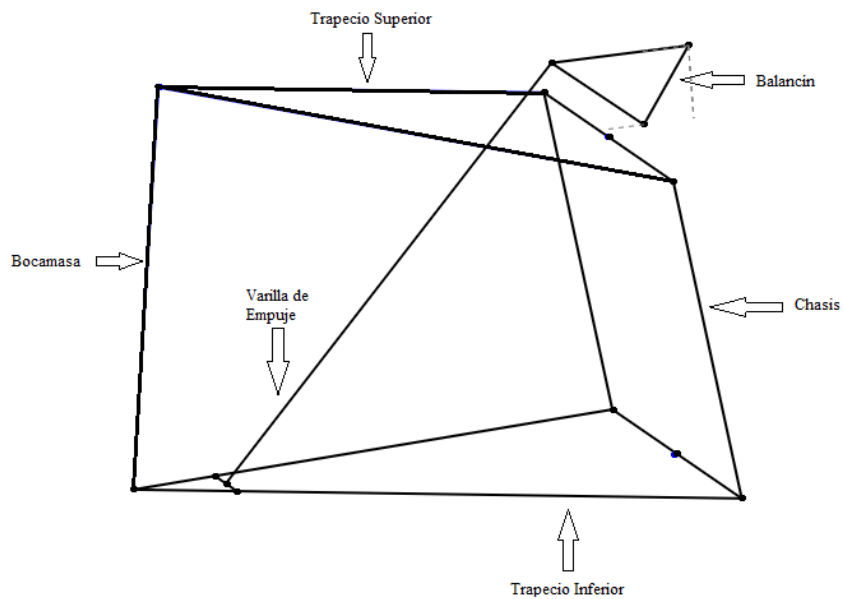


Figura 2.12: Vista bosquejo 3D de los sistemas de suspensión
 Extraído de: Elaboración propia en Solidworks



Figura 2.13: Vista 3D de la suspensión delantera
 Extraído de: Elaboración propia en Solidworks

2.8 Análisis estructural de la suspensión

2.8.1 Cálculo de fuerzas aplicada a los componentes de la suspensión

Para calcular las fuerzas aplicadas a la suspensión se propondrá la siguiente tabla con los respectivos pesos de los principales componentes del auto.

Componente	Peso (kg)
Chasis	60
Piloto	75
Aros, neumáticos y frenos (x4)	100
Motor	35
Caja	25
Diferencial y semiejes	20
Tanque	10
Batería	5
Radiador	15
Total	345

Tabla 2.7 Pesos de principales componentes
 Extraído de: Elaboración propia

Para la distribución de los pesos en la tabla antes presentada se utilizó la calculadora de Racing Aspirations [24]. El resultado de la distribución de peso en cada neumático está resumido en la siguiente figura y tabla.

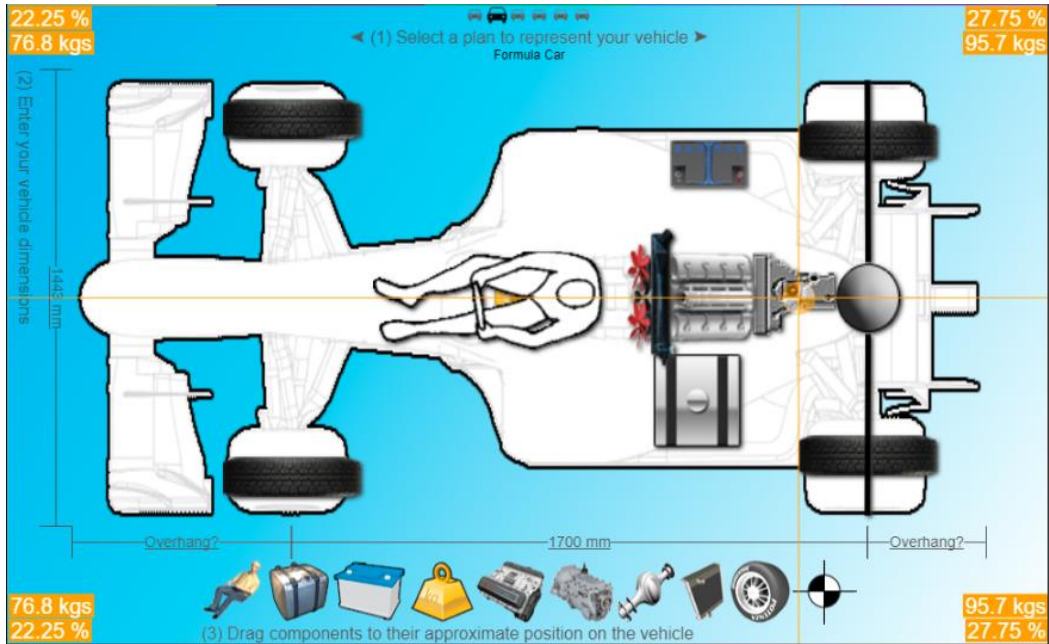


Figura 2.14 Distribución de pesos [13]
 Extraído de: Racing Aspirations [24]

Neumático	Carga en neumáticos (N)	Carga por Ejes (N)		Carga por lado (N)		Carga Total (N)
Delantera. Der.	753.408	Delantero	1506.816	Derecha	1692.225	3384.45
Delantera Izq.	753.408			Izquierda		
Trasera Der.	938.817	Trasero	1877.634	Izquierda	1692.225	
Trasera Izq.	938.817					

Tabla 2.8 Distribución de cargas
 Extraído de: Elaboración propia

En las siguientes líneas se demuestra el procedimiento para el cálculo de las fuerzas involucradas en distintos escenarios para los componentes de la suspensión y dirección del auto.

Situaciones críticas a evaluar los componentes estructurales de la suspensión:

- Estático
- Aceleración
- Frenado
- Curvas

Caso estático

Para el caso estático o se toma en cuenta únicamente el peso bruto del vehículo. Es decir, el auto con el tanque de combustible lleno y el piloto.

De la misma manera que para la suspensión delantera, se aplicará los mismos puntos para poder calcular las fuerzas involucradas de la suspensión trasera en los escenarios críticos.

Caso aceleración

Para hallar las fuerzas involucradas en la aceleración se analiza la fuerza y transferencias de peso hacia el eje trasero generadas al considerar la fuerza de tracción máxima del auto. En este caso se tomará en cuenta un factor de fricción de $\mu = 1.9$ que corresponde a los neumáticos marca Hoosier [25]. Si bien estos no son los elegidos por el equipo por razones logísticas y económicas, es posible que en algún momento se puedan colocar y el auto deberá estar preparado para soportar la superior fricción que estas llantas brindan respecto a las Yokohama elegidas.

La siguiente ecuación permite encontrar la transferencia de peso entre los ejes delanteros y traseros.

$$\Delta W_x = \frac{F h_m}{L} \quad (2.4)$$

Transferencia de peso longitudinal debido a aceleración
Extraído de: Race Car Design Derek Seward [13]

La Ecuación 2.5 muestra la fuerza de tracción máxima.

$$F = (W_R + \Delta W_x) * \mu \quad (2.5)$$

Fuerza de tracción para el eje posterior
Extraído de: Race Car Design Derek Seward [13]

El juntar ambas ecuaciones tenemos:

$$F = \frac{W_R * \mu}{1 - \frac{h_m * \mu}{L}} \quad (2.6)$$

Fuerza de tracción para el eje posterior 2
Extraído de: Race Car Design Derek Seward [13]

Con la fuerza obtenida de la Ecuación 2.6, se reemplaza en la Ecuación 2.4 y se obtiene la transferencia de pesos entre ambos ejes. De esta manera podemos calcular con una sumatoria de fuerzas y momentos las cargas a las que estará sometida la suspensión trasera.

Caso desaceleración

Para hallar la fuerza máxima de desaceleración generada por los neumáticos tenemos la Ecuación 2.7.

$$F = W * \mu \quad (2.7)$$

Fuerza de desaceleración
Extraído de: Race Car Design Derek Seward [13]

Una vez calculada la fuerza máxima de desaceleración se procede a calcular la transferencia de peso hacia el eje delantero con la ecuación 2.4 usada anteriormente. Con la transferencia de peso podemos calcular las cargas en la suspensión delantera.

Caso curvas

En las situaciones de curvas se observa una carga diferenciada entre las ruedas de un mismo eje debido a la fuerza centrípeta que se genera por la aceleración radial. Para calcular las fuerzas en los componentes de la suspensión se hará lo siguiente.

Calcular la fuerza máxima que el auto podrá soportar en la curva.

$$F = W \cdot \mu \quad (2.8)$$

Fuerza máxima de giro

Extraído de: Race Car Design Derek Seward [13]

Con la fuerza máxima de giro se podrá hallar la transferencia de pesos entre los neumáticos de un mismo eje con la siguiente ecuación.

$$\Delta W_y = \frac{F * h_m}{T} \quad (2.9)$$

Transferencia de pesos en neumáticos de un mismo eje

Extraído de: Race Car Design Derek Seward [13]

Siendo:

ΔW_y = Transferencia de pesos en neumáticos de un mismo eje (N)

F = Fuerza máxima de giro (N)

h_m = Altura centro de gravedad (mm)

T = Trocha del eje (mm)

Con esta última ecuación se podrá hallar las fuerzas involucradas en la suspensión debido a una curva.

2.9 Simulación en ANSYS

Para realizar el análisis estructural se realizará una comparación de las situaciones críticas antes descritas para la suspensión. Las situaciones críticas serán aquellas que someten los componentes de la suspensión a esfuerzos máximos. En los resultados de la simulación los esfuerzos máximos en ningún momento deberán superar el esfuerzo de fluencia de los materiales usados. En este mismo programa también analizaremos la posibilidad de pandeo de los componentes largos y delgados tales como la varilla de empuje de ambos ejes.

CAPÍTULO III

RESULTADOS

Debido a que no se tuvo acceso al programa ADAMS-CAR se utilizó un software en línea para poder crear la geometría de la suspensión que se encuentre dentro de los parámetros deseados y expuestos en la metodología. Esta calculadora ha sido utilizada a través del portal web: <https://www.racingaspirations.com/mods/elvc40rz>

Con el software podemos simular el auto en curvas y absorbiendo imperfecciones de la pista.

2.10 Geometría de Ackermann

Como se vio en la primera sección del presente trabajo para poder lograr una geometría de ackerman perfecta los brazos de dirección deberán estar en un ángulo tal que al expandir una línea imaginaria a través de estos se intercepte en el centro del eje posterior. Para las medidas del auto tenemos que los brazos deberán ser de 53.36 mm de largo en un ángulo respecto a la horizontal de 69.55°.

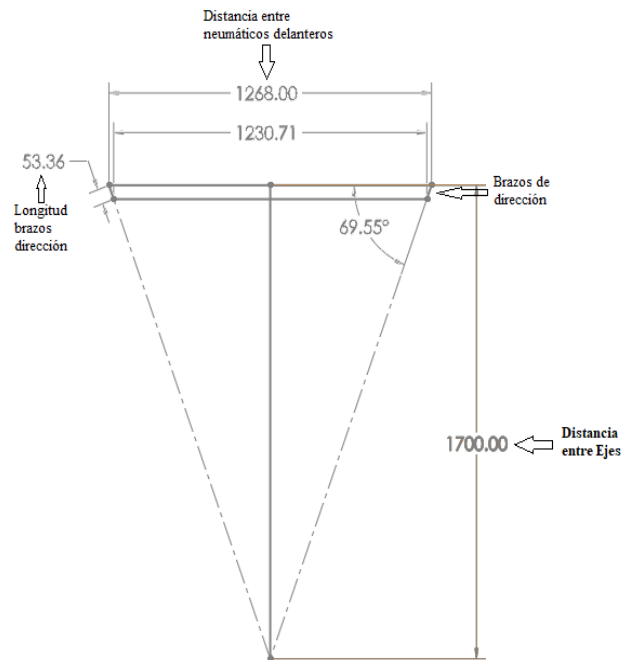


Figura 3.1 Vista superior Ackermann
Fuente: Elaboración propia en Solidworks

2.11 Resultados del programa “Calculadora de geometría de suspensión”

Los resultados presentados se presentan en mm excepto los que son del parámetro camber. Este parámetro es presentado en grados respecto a la vertical del suelo.

En esta sección se cubrirán los resultados de los siguientes parámetros:

- Bump Steer
- Roll Center vertical y horizontal
- Recorrido y longitud del amortiguador
- Inclinación camber de los neumáticos
- Distancia scrub radius de los neumáticos
- Geometría de Ackermann

2.11.1 Suspensión delantera

En esta sección se cubrirá los resultados de los parámetros antes mencionados ante la situación de inclinación y variación de altura del chasis. La imagen 3.1. muestra la configuración final de la suspensión delantera.

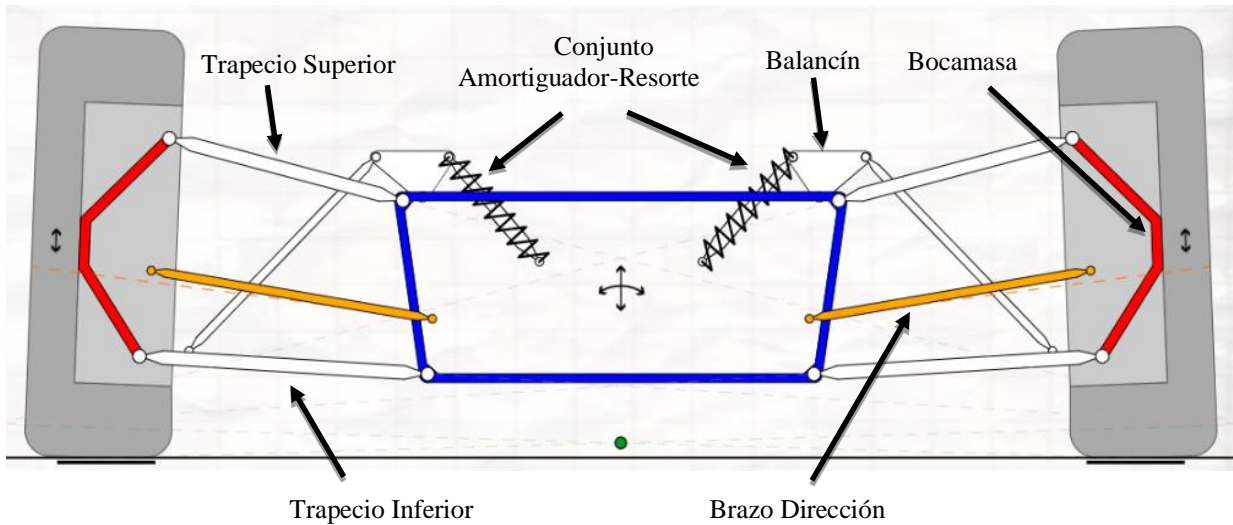


Figura 3.2 Suspensión Delantera
Fuente: Racing Aspirations [24]
Modelo: FSAE UTEC DELANTERA ver2

Inclinación de chasis

Esta situación se le conocerá como “roll” de aquí en adelante. Surge cuando el auto toma una curva y la fuerza centrípeta actúa sobre su centro de gravedad. El auto girará a través del punto imaginario y dinámico llamado “roll center”. A continuación, se presenta cómo los parámetros varían. Lo que se busca en estos parámetros es que no existan grandes variaciones o saltos en sus curvas. Estas dos posibles consecuencias dan la posibilidad a que el auto sea impredecible al manejar por lo que acarrea un mal tiempo en la competencia o en el peor de los casos un accidente.

La inclinación del chasis en este modelo está limitada por el recorrido del amortiguador. Una vez que la inclinación del chasis genere una compresión de 25 mm en el amortiguador no

podrá inclinarse más debido al tope interno del amortiguador. Esta situación ocurrirá a los 4.5° como se puede observar en anexo 1.

Movimiento bump steer

Según la figura 3.3 se muestra 0.03° de variación en la convergencia de los neumáticos ante una inclinación de chasis de 4.5°. El valor del bump steer deberá ser mínimo debido a lo expuesto en el capítulo 2 del documento. El valor máximo de variación de la figura representa menos del 1% de la posibilidad de giro de cada llanta por lo que podemos decir que su valor es excelente. El punto de intersección de ambas líneas representa un ángulo de 0° de inclinación lateral y de bump steer también. Esto sucede únicamente cuando el auto está estático.

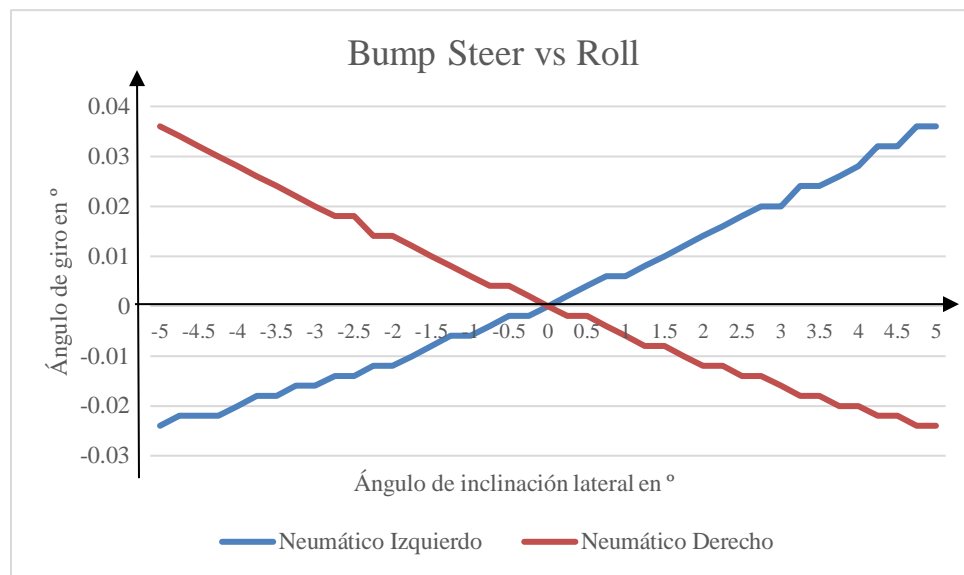


Figura 3.3 Bump steer vs roll suspension delantera

Fuente: Elaboración propia

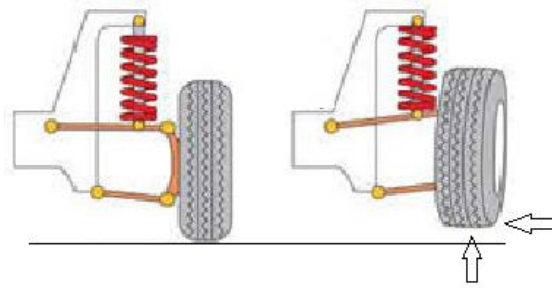


Figura 3.4 Efecto bump steer
Fuente: Competition X [26]

En la figura 3.4 se muestra cómo cambia la convergencia de los neumáticos cuando se introduce un movimiento en la suspensión. Este cambio en la convergencia provoca el cambio en la dirección del auto y lo vuelve impredecible. Es decir, el repentino cambio de la convergencia del neumático provocará un desvío de la dirección a la cual el piloto espera que el auto se dirija.

Movimiento vertical del centro de giro

Se observa una curva suave y predecible para el movimiento vertical del centro de giro para una inclinación de chasis de hasta 5°. Cuando el auto se encuentra en reposo el centro de giro está a una distancia de 18mm respecto al suelo. Esta distancia está dentro de lo proyectado inicialmente según el benchmark realizado. Se requiere de una curva suave del movimiento del centro de giro porque de esta manera el auto tendrá un comportamiento predecible.

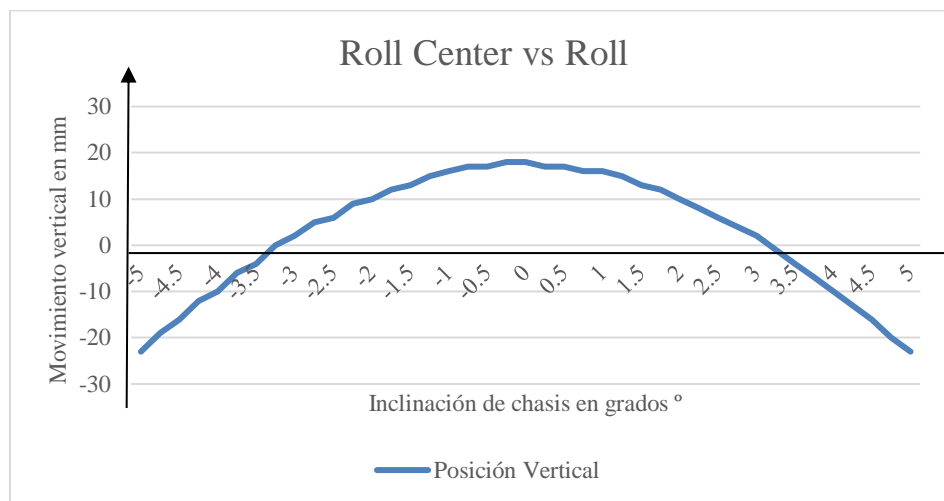


Figura 3.5 Posición vertical roll center vs roll
Fuente: Elaboración propia

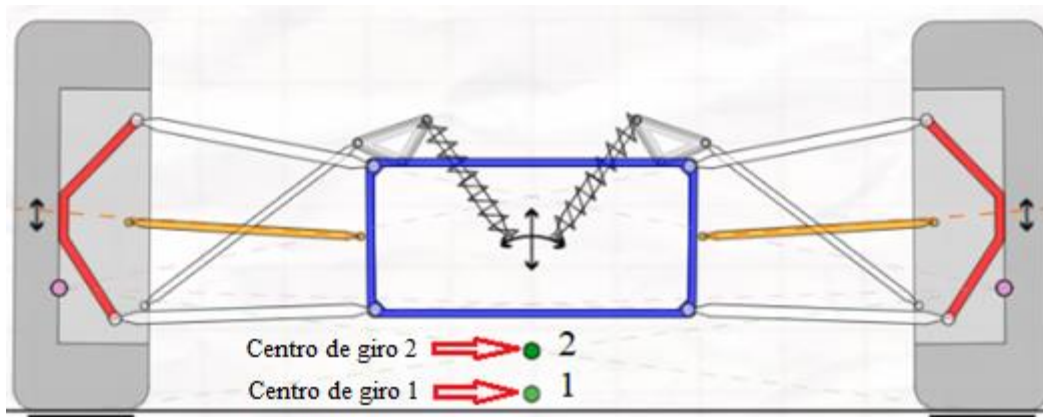


Figura 3.6 Movimiento vertical roll center
 Fuente: Racing Aspirations [24]

En la Figura 3.6 se observa en el punto uno el centro de giro inicial, cuando el auto se encuentra estático y totalmente cargado. El punto dos representa el cambio de su posición vertical debido a un incremento de altura de 36 mm que es la misma longitud movida por el centro de giro.

Movimiento horizontal del centro de giro

El movimiento horizontal del centro de giro varía en 900 mm aproximadamente. Sin embargo, en la Figura 3.7 se observa que la curva mantiene una linealidad. Esto es positivo debido a que significa que el auto será predecible al manejar y no tendrá comportamientos inesperados por el piloto. Según la literatura revisada se ha visto que esto es aceptable hasta incluso en el orden de los miles de milímetros de movimiento posible.

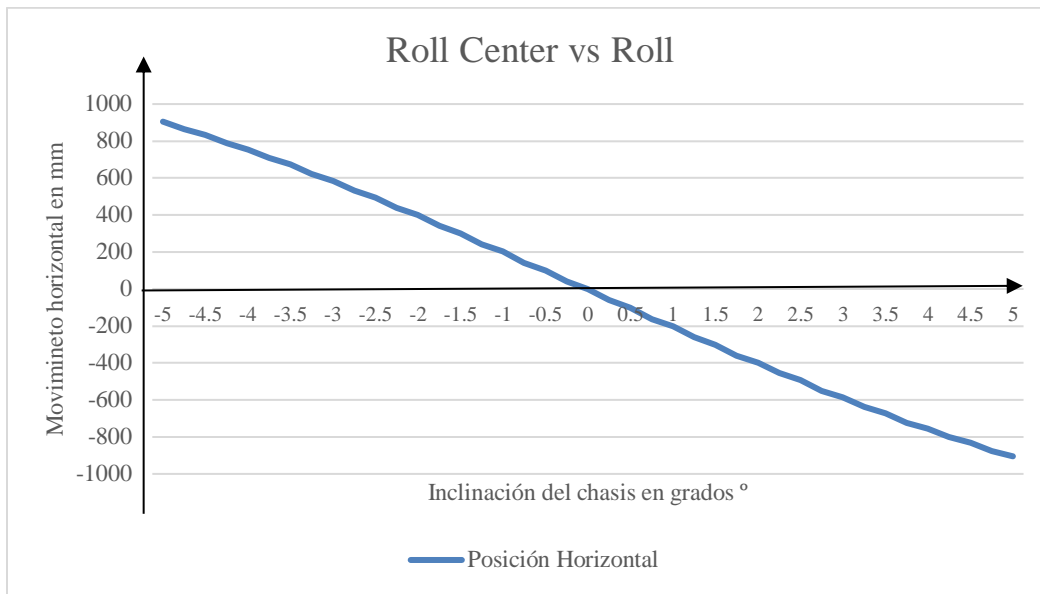


Figura 3.7 Posición horizontal roll center vs roll
Fuente: Elaboración propia

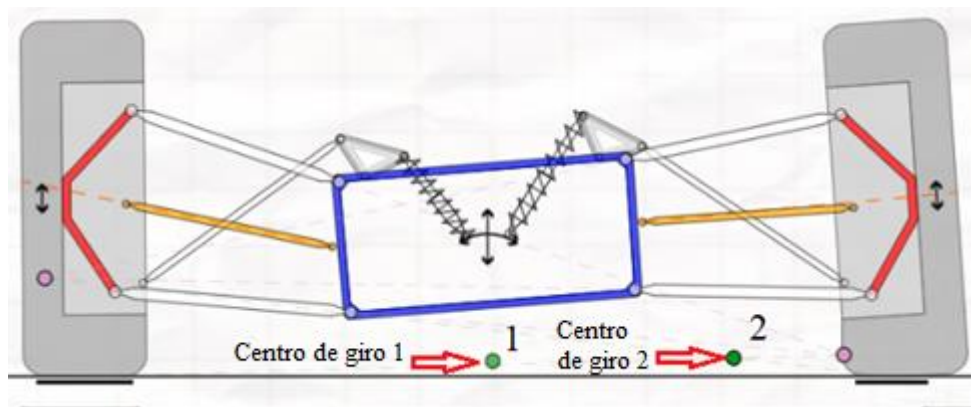


Figura 3.8 Movimiento horizontal roll center
Fuente: Racing Aspirations [24]

En la imagen 3.8 se observa en el punto 1 el centro de giro inicial, cuando el auto se encuentra estático y totalmente cargado. El punto dos representa el cambio de su posición horizontal a una inclinación de 4.5°.

Recorrido del amortiguador

En la Figura 3.9 se observa que la máxima inclinación para el eje delantero será de 4.7° para cualquier lado. Esto se explica por la elección del amortiguador. Este posee 50 mm de recorrido en total. Cuando el auto se encuentra a 4.7° de inclinación el amortiguador que trabaja a compresión habrá usado los 50 mm que posee y no podrá comprimirse más. El punto de intersección de ambas curvas representa el punto estático de los amortiguadores. Ambos a una compresión de 25 mm de su recorrido total.

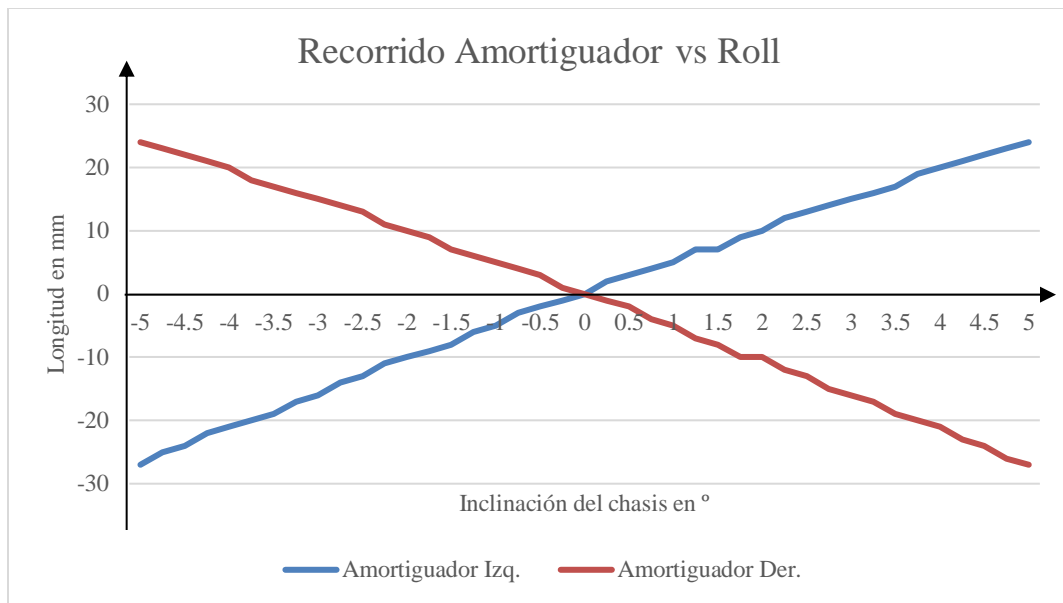


Figura 3.9 Recorrido amortiguador vs roll

Fuente: Elaboración propia

Longitud del amortiguador

La longitud del amortiguador elegido posee 190 mm cuando está extendido al máximo y 140 mm cuando está completamente comprimido. Según la Figura 3.10 se observa que estos valores coinciden cuando está el auto está inclinado a un máximo de 4.7° . El punto medio de ambas líneas representa 0° de inclinación por lo que se

puede asumir que el auto está estático. Este punto también coincide con la mitad del recorrido del amortiguador usado (25 mm) para sostener el peso del auto y piloto.

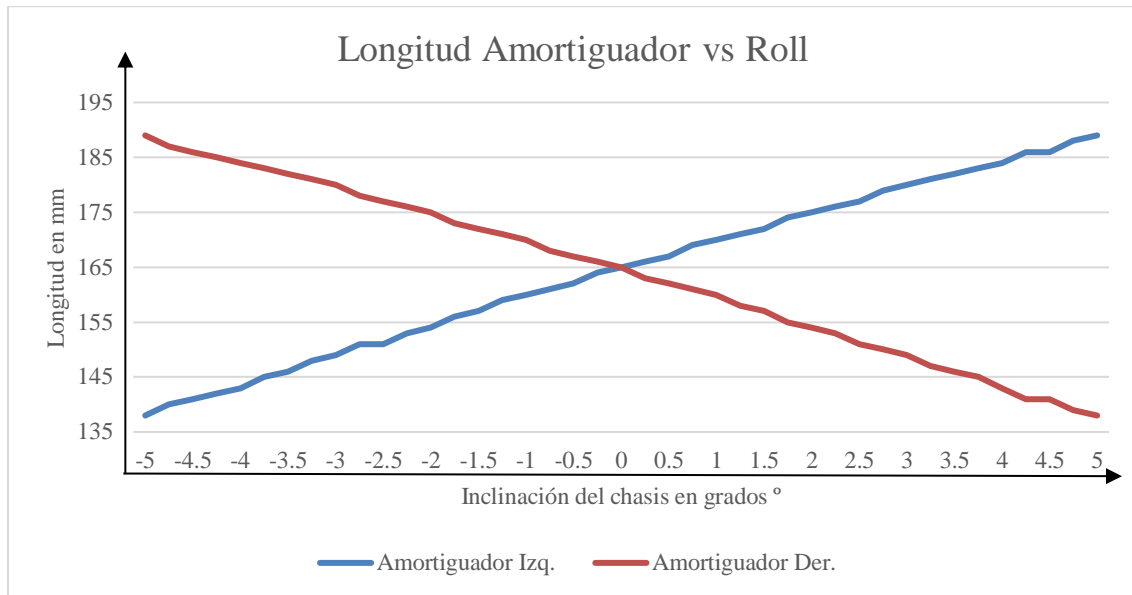


Figura 3.10 Longitud amortiguador vs roll

Fuente: Elaboración propia

Cambio de inclinación camber de cada neumático

Se observa en la Figura 3.11 que la máxima ganancia de camber positivo es de 0.1° cuando el auto está inclinado los máximos 4.7° que se mencionó en las figuras anteriores. El camber positivo resulta perjudicial en cualquier situación de carrera de pista por la falta de contacto de los neumáticos con el suelo. El punto de intersección representa la posición estática del auto con una inclinación camber de -2.3° en cada neumático. Es beneficioso para el auto que los neumáticos tomen una inclinación camber negativa para poder maximizar la adherencia al suelo por lo que los resultados de la figura expuesta a continuación son positivos.

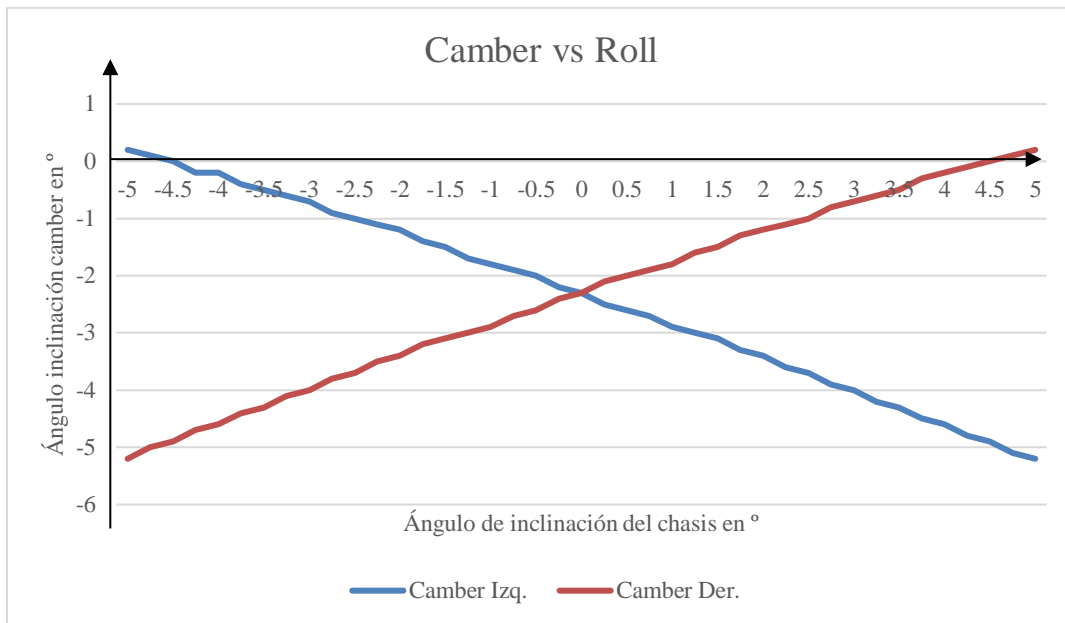


Figura 3.11 Camber vs roll
Fuente: Elaboración propia

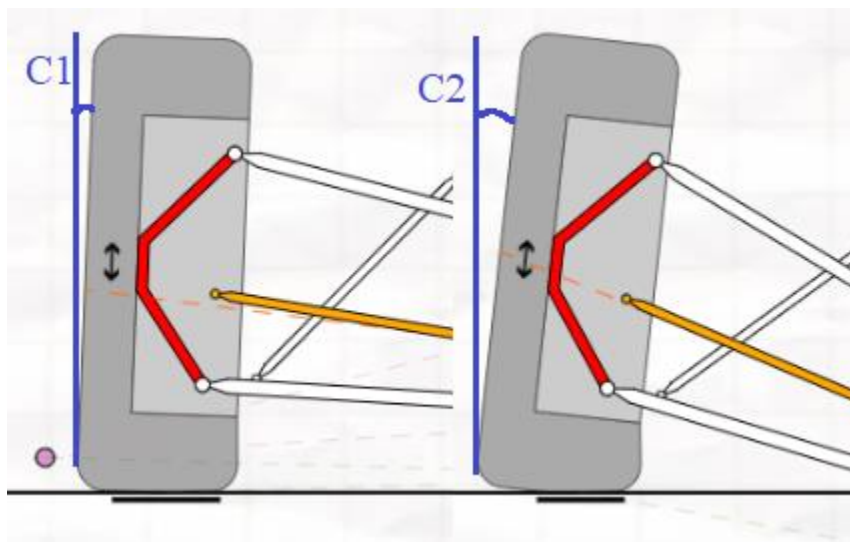


Figura 3.12 Diferencia de Camber
Fuente: Racing Aspirations [24]

En la Figura 3.12 se observa el cambio en el ángulo de camber con una compresión de 84 mm de la suspensión (para fines prácticos y sea visible el cambio). El ángulo C1 representa el camber estático y el ángulo C2 con el cambio de altura.

Distancia scrub radius

La distancia scrub radius se deberá mantener en un valor bajo debido al torque que puede generar el incremento de esta distancia. Esta fuerza puede provocar una reacción inesperada del auto. Una distancia mayor a los 40 mm de scrub radius tendrá efectos contraproducentes en la estabilidad del auto. Por ejemplo, dureza inesperada en el timón y movimiento de los neumáticos ante imperfecciones de la pista. Por estas razones se deberá mantener un scrub radius lo más cercano al valor estático establecido. En este caso es de 24 mm. Esta distancia deberá variar de una manera controlada como lo muestra la Figura 3.13.

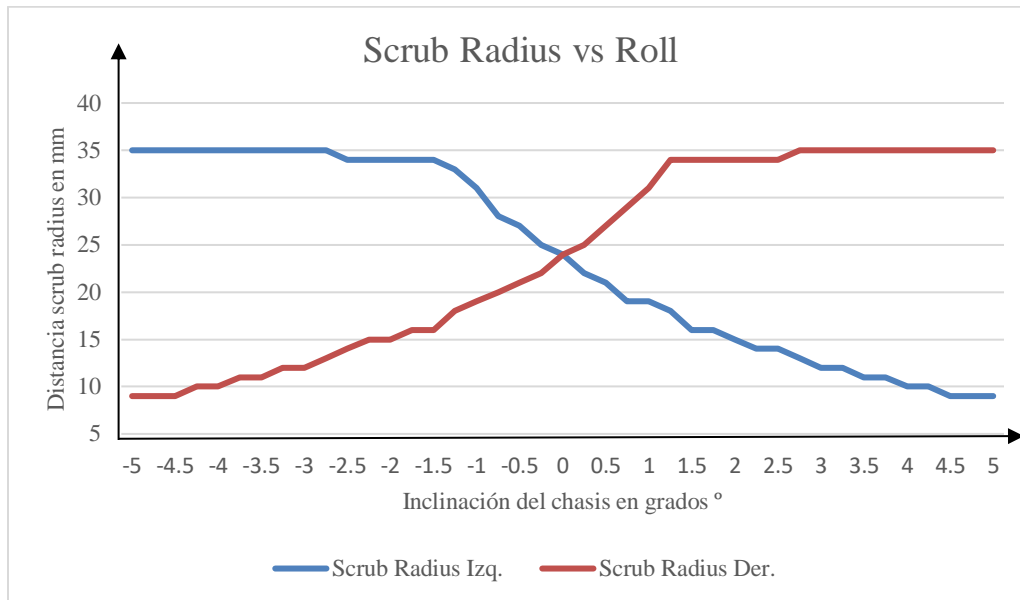


Figura 3.13 Scrub radius vs roll

Fuente: Elaboración propia

Movimiento vertical del chasis

En esta sección se analiza qué sucede con la geometría cuando el auto varía de altura ya sea por la compresión o extensión de la suspensión. En el análisis se toma en cuenta un desplazamiento vertical del auto o de cada rueda de 100 mm en total. El peso del auto incluyendo al piloto comprimirá la suspensión 50 mm para así tener el resto de

recorrido en forma de compresión. Esto significa que cuando el auto no está moviéndose estará en el punto medio de su recorrido total.

Bump Steer

Se observa una tendencia creciente del ángulo de giro respecto al aumento de altura. Según la Figura 3.14 se tiene 0.02° de variación en la convergencia de los neumáticos ante una extensión de la suspensión de 50 mm. Este cambio en la convergencia de los neumáticos representa el 0,05% de total posible giro de estos. Un valor alto de este parámetro provocará que el auto no sea predecible y pierda estabilidad.

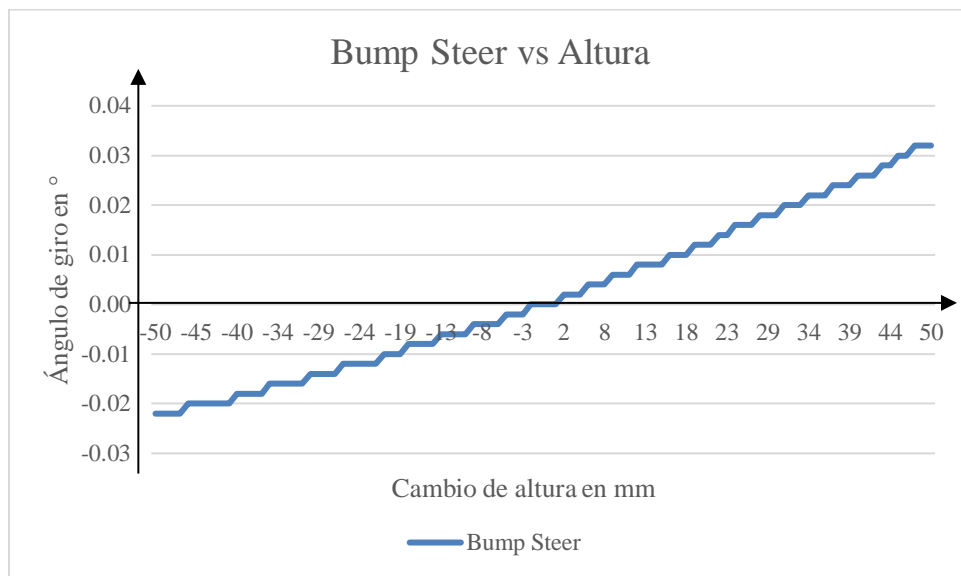


Figura 3.14 Bump steer vs altura chasis

Fuente: Elaboración propia

Movimiento vertical y horizontal del centro de giro

Para la variación de altura del auto la posición horizontal del centro de giro se mantendrá constante en el centro de este como se muestra en la figura 3.15. debido a que la geometría de ambos neumáticos cambia exactamente de la misma manera. La posición vertical variará de acuerdo con la altura del vehículo. La altura estática del centro de giro es de 18 mm.

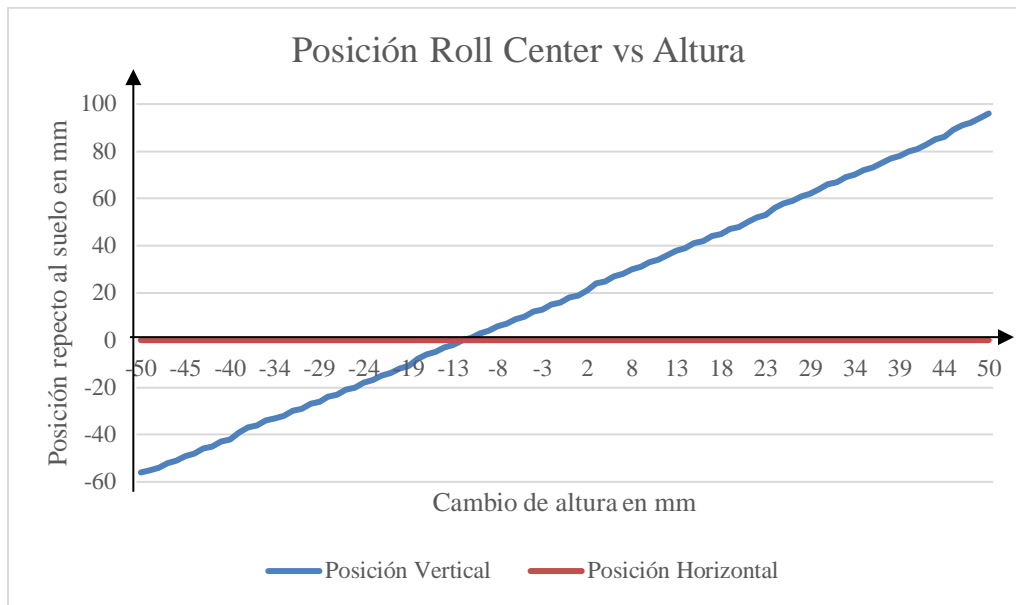


Figura 3.15 Posición roll center vs altura chasis
Fuente: Elaboración propia

Recorrido del amortiguador

La variación de altura del auto estará sujeta el recorrido de los amortiguadores por lo que estos mismos serán los limitantes. Según el Figura 3.16. tenemos que para una compresión y extensión de la suspensión de 50 mm se usa el total recorrido de los amortiguadores. Se observa también una tendencia lineal entre el recorrido de los neumáticos y el recorrido del amortiguador. Esto quiere decir que tendrá una firmeza lineal a lo largo de todo su recorrido.

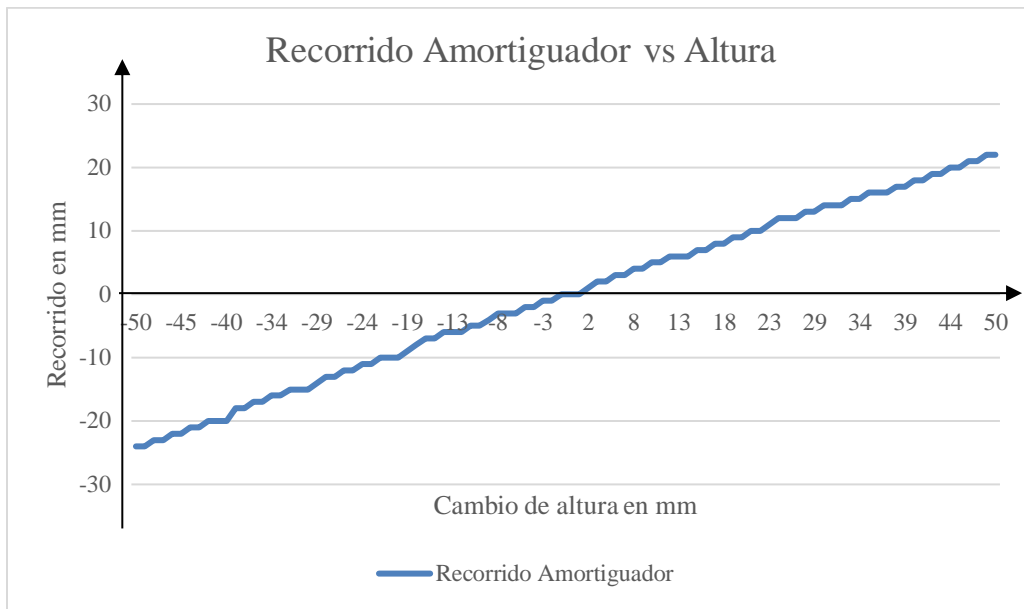


Figura 3.16 Recorrido amortiguador vs altura chasis
Fuente: Elaboración propia

Longitud del amortiguador y altura del vehículo

En esta figura se observa cómo cambia la longitud del amortiguador respecto a la variación de altura del vehículo. Al igual que el gráfico anterior, se observa una tendencia lineal del recorrido de los neumáticos con el recorrido del amortiguador.

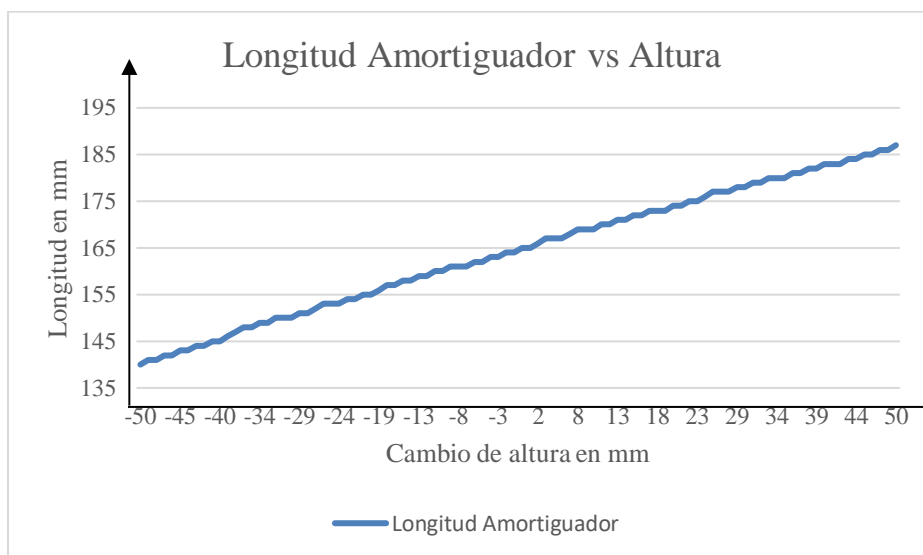


Figura 3.17 Longitud amortiguador vs altura chasis
Fuente: Elaboración propia

Cambio del camber en los neumáticos

Según la Figura 3.18 se observa que el camber de los neumáticos siempre estará en el lado negativo de la vertical. Esto es altamente deseable debido a que proporciona un área de contacto de los neumáticos con el piso más uniforme en caso se de una curva al circuito.

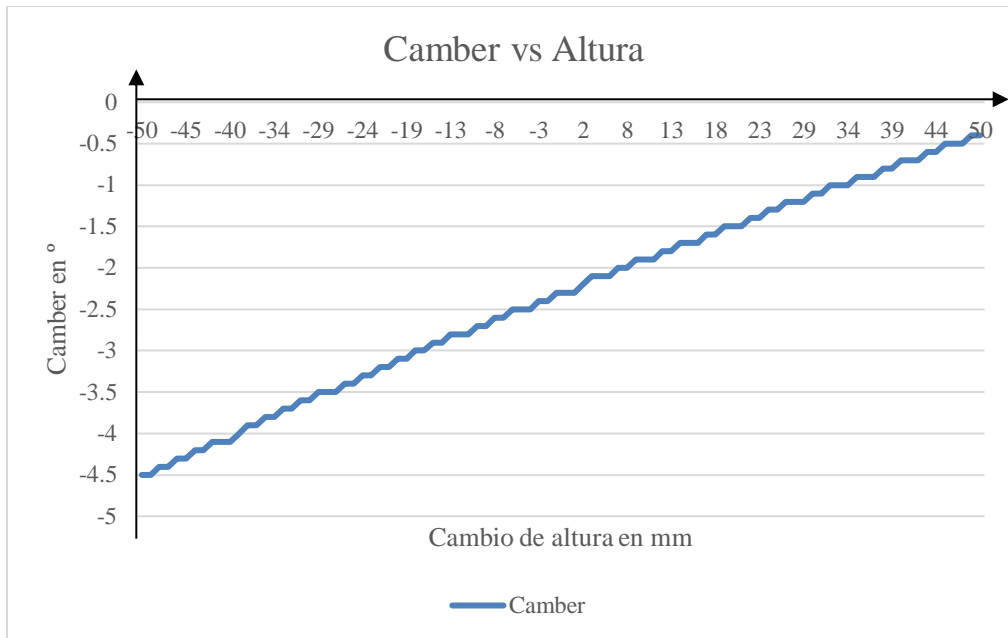


Figura 3.18. Camber vs altura chasis

Fuente: Elaboración propia

Distancia scrub radius

En la Figura 3.19 se observa que la distancia scrub radius varía en 11 mm para la extensión y 15 mm para la compresión de la suspensión. Incluso se observa cómo se mantiene constante cuando se extiende la suspensión desde los 17 mm hasta los 50 mm. Como ya se mencionó previamente, es positivo que la curva de la distancia aumente o disminuya de una manera controlada como se muestra en la siguiente figura.

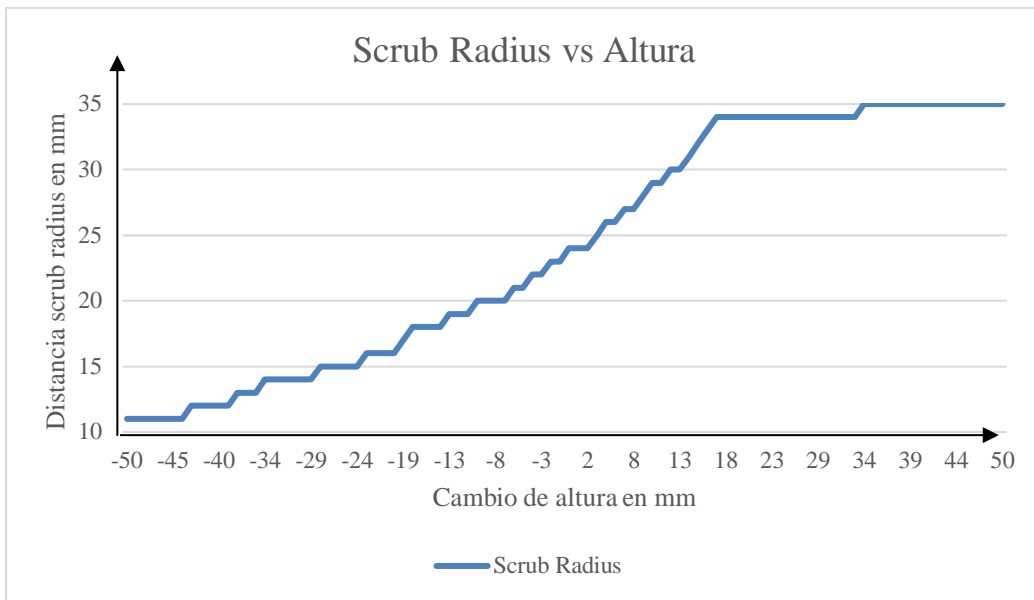


Figura 3.19 Scrub radius vs altura chasis
Fuente: Elaboración propia

2.11.2 Suspensión trasera

En la Figura 3.20 se muestra la configuración de la suspensión trasera. Si bien se observa un brazo de dirección este representa únicamente el soporte de ambos neumáticos para evitar su giro.

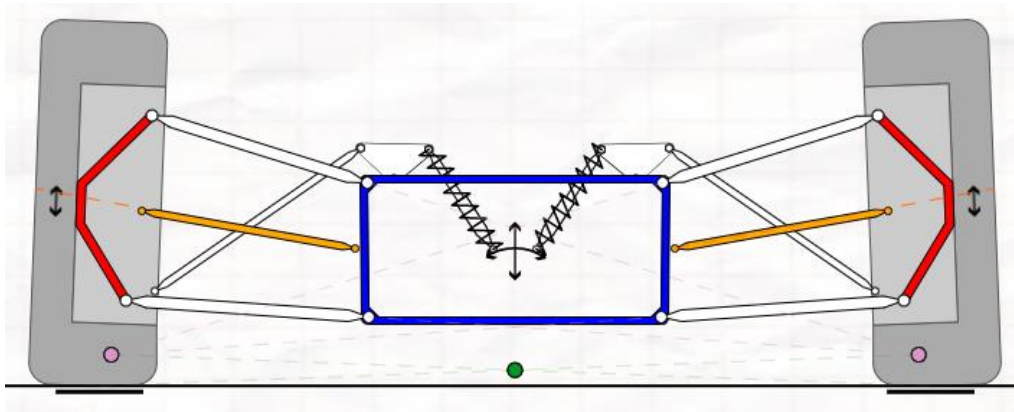


Figura 3.20 Suspensión Trasera
Fuente: Racing Aspirations [24]
Modelo: FSAE UTEC TRASERA ver2

Inclinación de chasis

Las siguientes figuras representan la inclinación del chasis hasta un máximo de 4.3° . Esta inclinación está limitada por el recorrido de los amortiguadores. Es decir, cuando el chasis está inclinado 4.3° respecto a la vertical, el amortiguadores que trabaja a compresión ha llegado a su límite al utilizar los 50 mm de recorrido disponibles.

Movimiento bump steer

Se observa en la Figura 3.21 que para la geometría propuesta se tiene un cambio en la convergencia de un máximo de -0.01° . Este ángulo representa menos del 0.025% de la posibilidad de giro de los neumáticos. Esto es positivo debido a que una variación en la convergencia de los neumáticos provocaría giros no provocados por el piloto del auto que podrían provocar que este pierda el control de este.

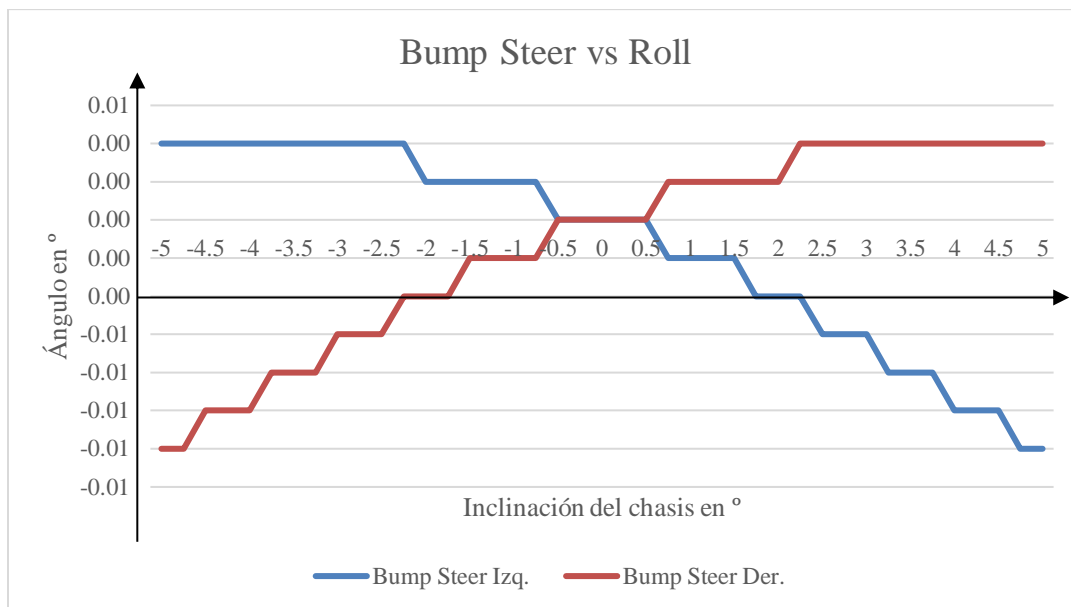


Figura 3.21 Bump steer trasero vs roll

Fuente: Elaboración propia

Movimiento vertical del centro de giro

En la Figura 3.22 se observa que el centro de giro se encuentra a 22 mm sobre el nivel del suelo. La curva que sigue el centro de giro en su desplazamiento vertical es suave y constante. Como se mencionó anteriormente, esto es deseable debido a que se traduce en un manejo predecible del auto. Al ser un auto predecible el piloto podrá ir más rápido por la confianza que entrega al manejo.

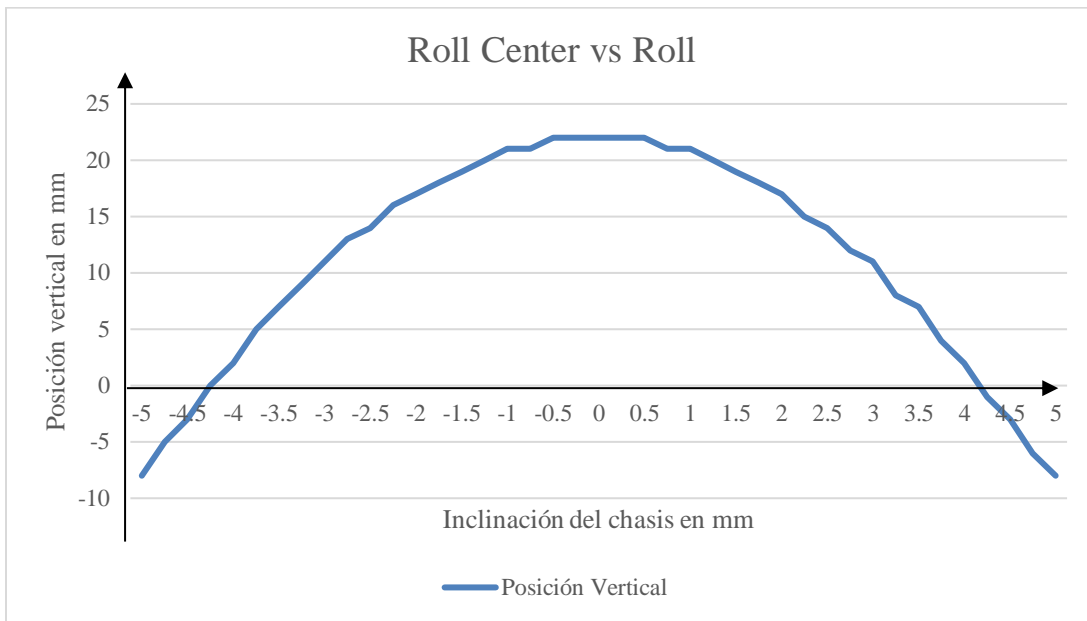


Figura 3.22 Posición vertical roll center trasero vs roll
Fuente: Elaboración propia

Movimiento horizontal del centro de giro

El movimiento horizontal del centro de giro es más acentuado en comparación al movimiento vertical. Tiene un movimiento máximo de 650 mm hacia cada lado. Como se revisó en la literatura en diseños similares de suspensión se han visto movimientos de hasta 52 000 mm. De esta manera se concluye que la geometría propuesta cumple con tener un sistema estable y predecible.

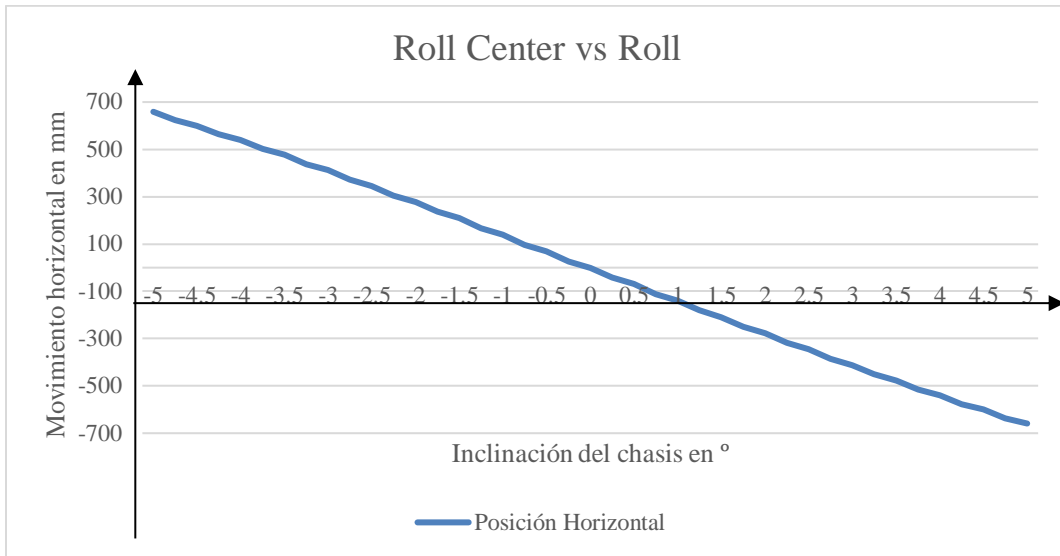


Figura 3.23 Posición horizontal roll center trasero vs roll
 Fuente: Elaboración propia

Recorrido del amortiguador

En la Figura 3.24 se observa que los 25 mm de recorrido de los amortiguadores se alcanzan cuando el chasis se inclina 4.2°. Se observa una linealidad en ambas curvas por lo que se concluye que la fuerza opuesta al recorrido de los neumáticos es constante debido a la geometría. La intersección de ambas curvas se da cuando el auto se encuentra con 0° de inclinación.

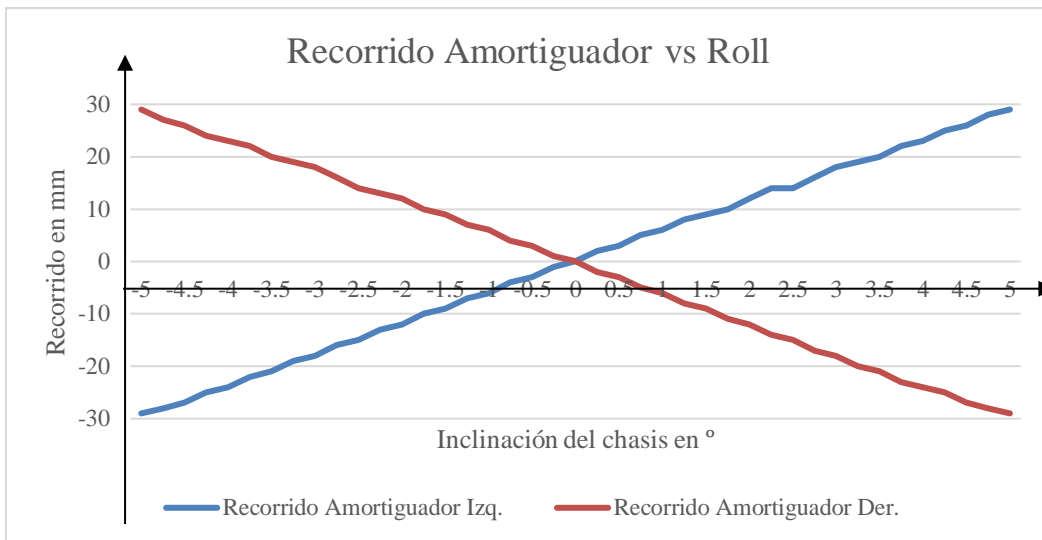


Figura 3.24 Recorrido amortiguador trasero vs roll
 Fuente: Elaboración propia

Longitud del amortiguador

La longitud del amortiguador (extendido 190 mm y comprimido 140 mm) se alcanza a los 4.2° de inclinación. La inclinación del chasis está dada por la compresión total del amortiguador. El punto de intersección de ambas curvas en la figura 3.28 corresponde a los 25 mm del recorrido del amortiguador utilizados.

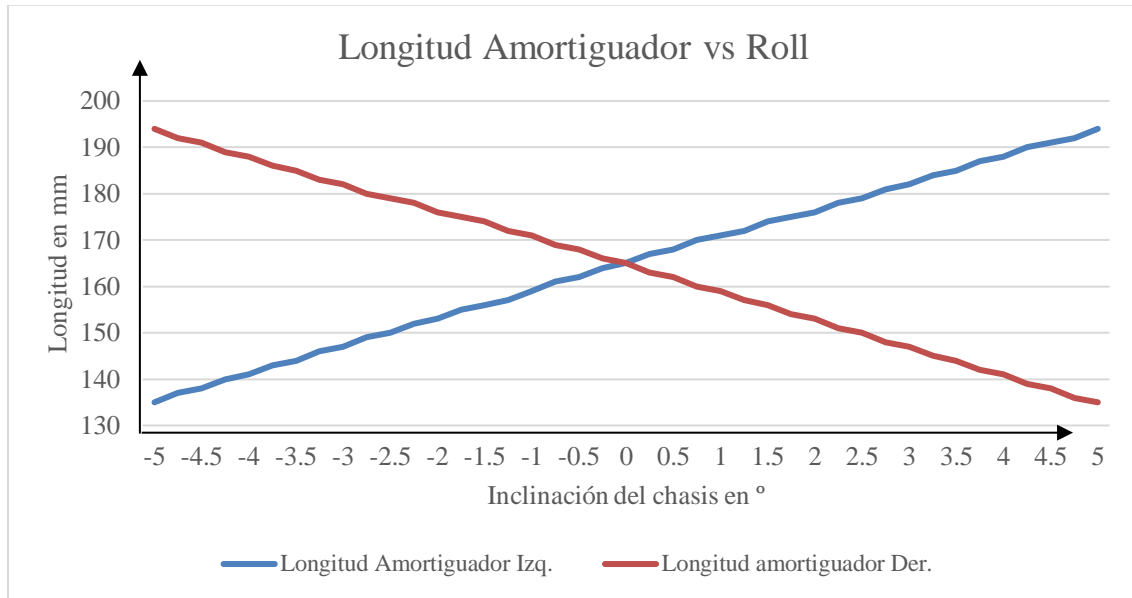


Figura 3.25 Longitud amortiguador trasero vs roll
Fuente: Elaboración propia

Inclinación camber de los neumáticos

Para el camber de los neumáticos encontramos nuevamente que este está en el rango negativo en todo momento. Como se mencionó anteriormente, esto es positivo debido a que asegura un mejor contacto con el suelo que la situación inversa. El camber en la posición estática del vehículo es de -2.2° el cual está representado por la intersección de ambas curvas en la Figura 3.26.

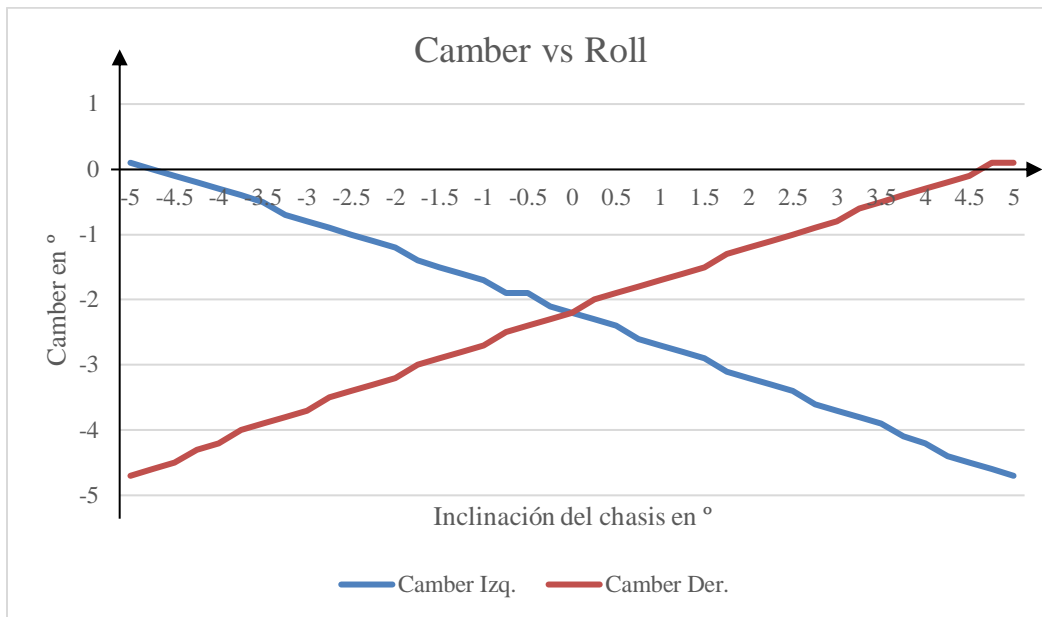


Figura 3.26 Camber trasero vs roll
Fuente: Elaboración propia

Distancia scrub radius

El scrub radius para la suspensión trasera se fijó en 20 mm. Se observa en la Figura 3.27. una variación máxima de 14 mm cuando se inclina el chasis 4.2°. Además, a los 2° de inclinación uno de los neumáticos mantiene el scrub radius constante hasta la máxima inclinación. Esta condición es altamente deseable debido a que el aumento de esta distancia puede provocar un mayor torque en el timón y crear impredecibilidad en el comportamiento del auto.

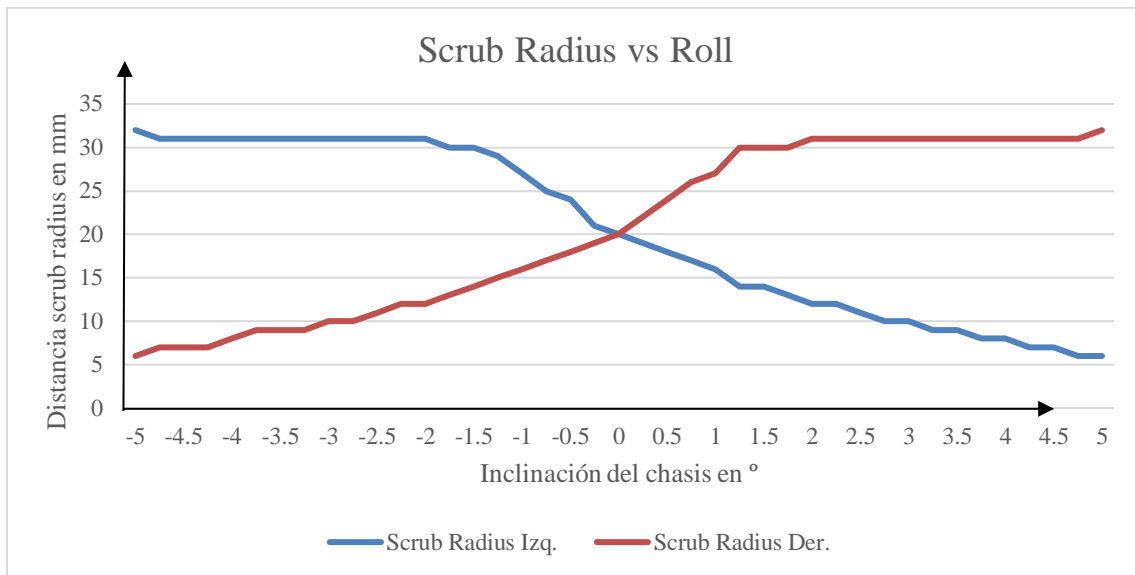


Figura 3.27 Scrub radius trasero vs roll

Fuente: Elaboración propia

Movimiento vertical de chasis

El movimiento vertical de la suspensión tiene en total 87 mm de recorrido. De estos, 43 mm son a modo de compresión y 44 mm son a modo de extensión de la suspensión. Debido a que la parte trasera del auto se encuentra a 95 mm de suelo no tendrá problemas de despeje al suelo a máxima compresión de la suspensión.

Movimiento bump steer

El bump steer se ha logrado reducir a un mínimo de 0.01° cuando la suspensión alcanza su máxima extensión de 44 mm. Para la compresión de la suspensión este valor es incluso menor con 0.004° como se aprecia en la Figura 3.28. Estos valores pueden ser despreciables debido a que son muy pequeños y serán imperceptibles por el piloto.

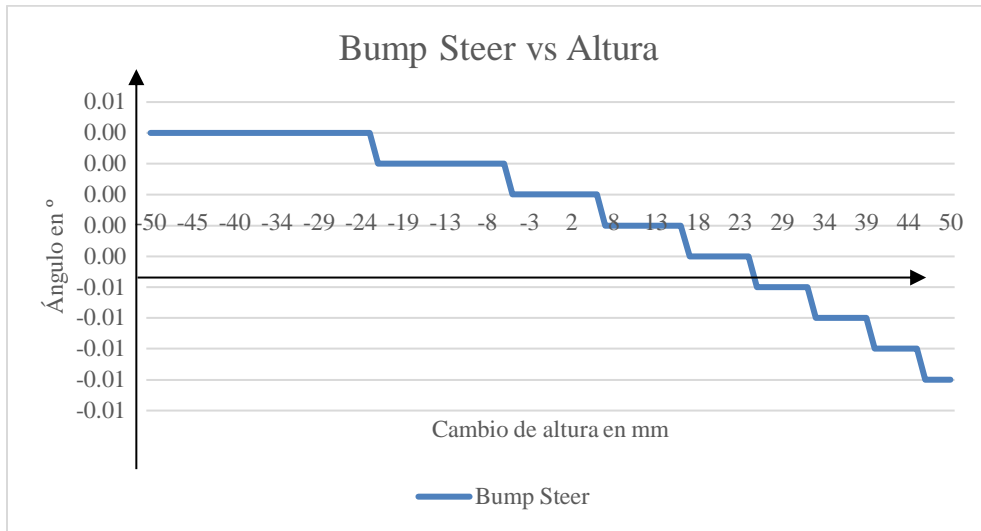


Figura 3.28 Bump steer trasero vs altura chasis
Fuente: Elaboración propia

Posición vertical y horizontal del centro de giro

Se observa en la Figura 3.29. que no se tiene un movimiento horizontal del centro de giro. El movimiento vertical es proporcional a la altura del vehículo. Es decir, mientras la suspensión se comprime o extiende, la posición vertical del centro de giro acompañará el movimiento del chasis

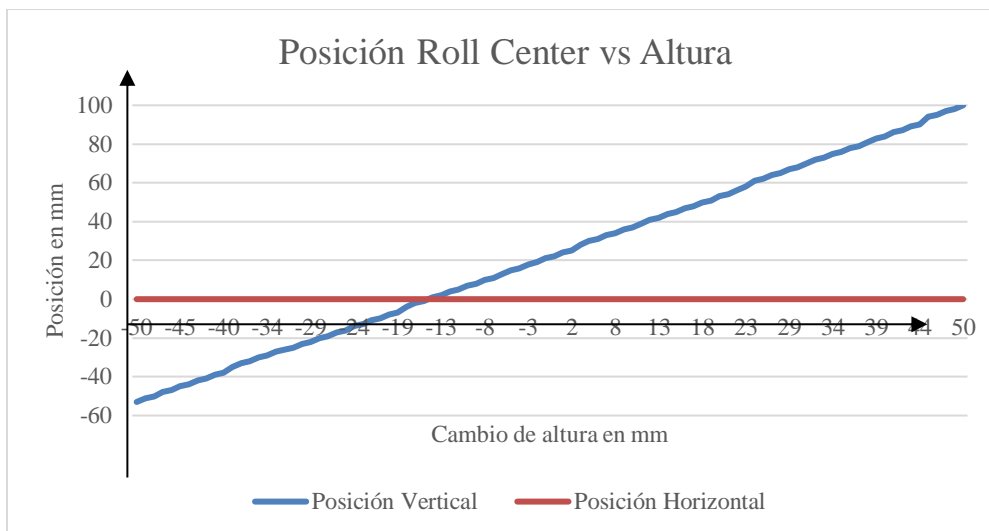


Figura 3.29 Posición roll center trasero vs altura chasis
Fuente: Elaboración propia

Recorrido del amortiguador

En la Figura 3.30 se observa que el recorrido del amortiguador es proporcional a la altura. Esta cruza el eje x (posición estática del auto) en 25 mm de compresión. Esto permite a las ruedas del auto moverse verticalmente 44 mm a manera de compresión y 43 mm a manera de extensión. Esto asegura que cualquier desnivel en la pista pueda ser absorbido por la suspensión de manera satisfactoria sin crear movimientos impredecibles en el auto.

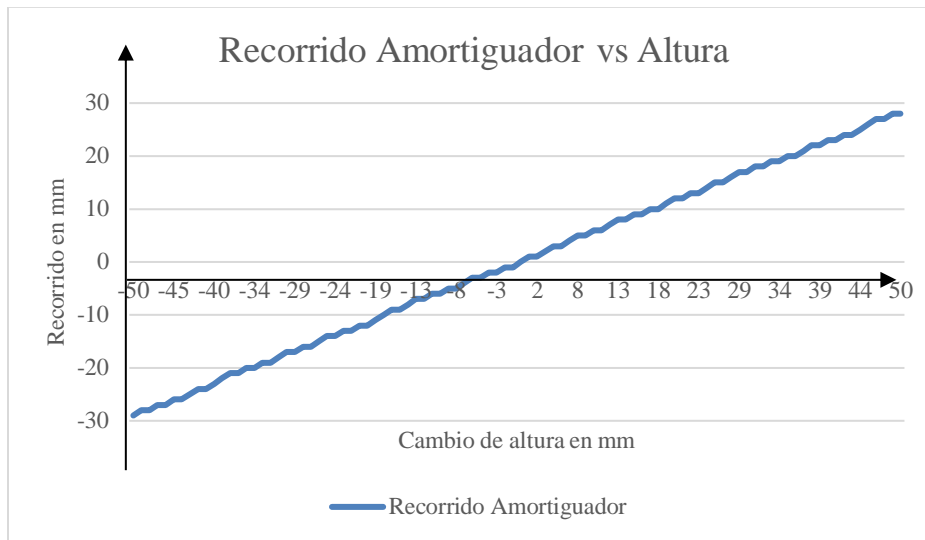


Figura 3.30 Recorrido amortiguador trasero vs altura chasis
Fuente: Elaboración propia

Longitud del amortiguador

La longitud inicial y final del amortiguador coincide con la compresión y extensión máxima del recorrido de este. En la Figura 3.31 se observa un comportamiento lineal del movimiento del amortiguador.

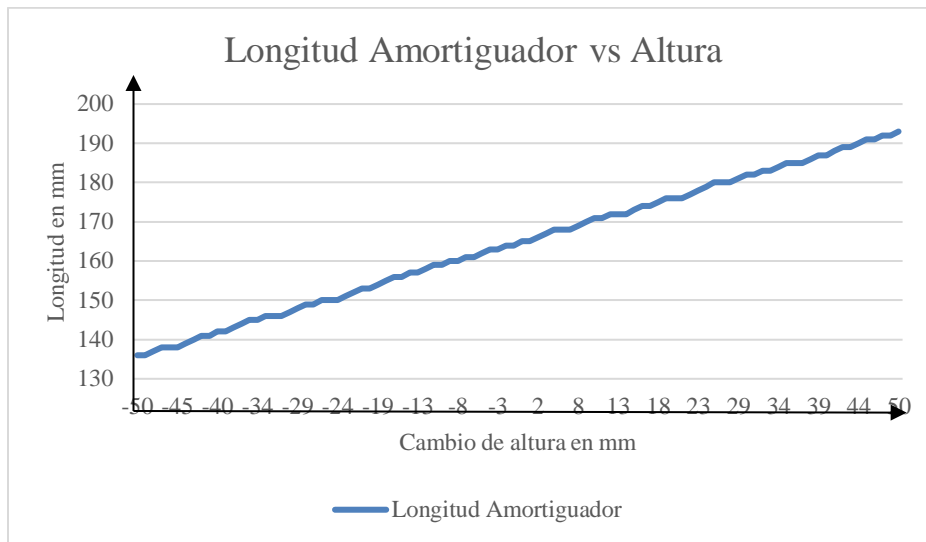


Figura 3.31 Longitud amortiguador trasero vs altura chasis
 Fuente: Elaboración propia

Inclinación camber de los neumáticos

En la Figura 3.32 se observa una variación del camber lineal. Además, esta inclinación no llega al lado positivo. El camber máximo se encuentra cuando el auto está en su compresión máxima con -4.4° y el mínimo se encuentra cuando la suspensión está completamente extendida con -0.1° .

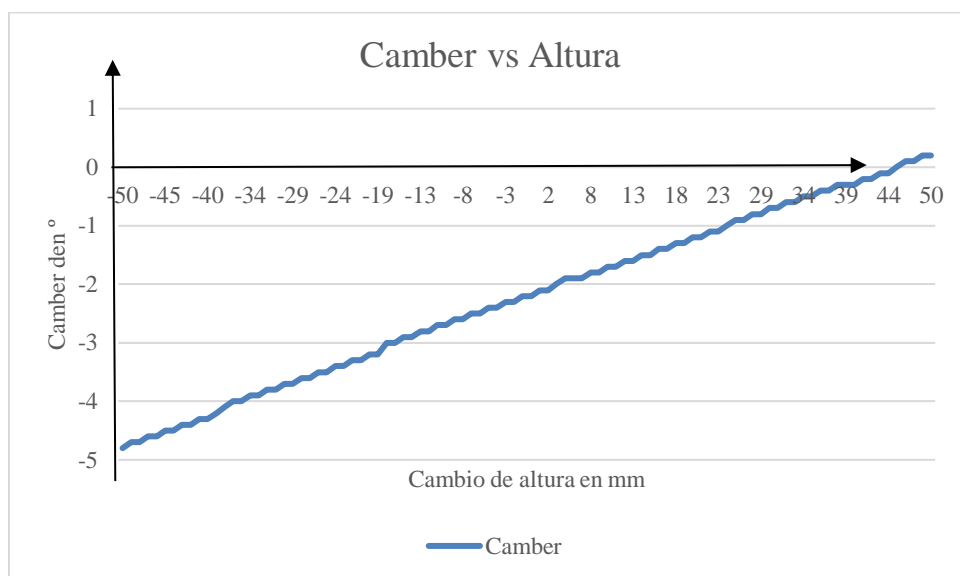


Figura 3.32 Camber trasero vs altura chasis
 Fuente: Elaboración propia

Distancia scrub radius

La distancia scrub radius es de 20 mm cuando el auto está estático. A los 19 mm de extensión esta distancia se vuelve constante en 31 mm. Así mismo, cuando la suspensión se comprime la distancia scrub radius llega a un máximo de 7 mm. La variación máxima de la distancia en cuestión es de 13 mm. La mínima variación para esta distancia es requerida para no causar cambios en la sensibilidad del timón. Este efecto causaría impredecibilidad del auto por lo que sería menos competitivo al no poder alcanzar velocidades más altas con total control y confianza.

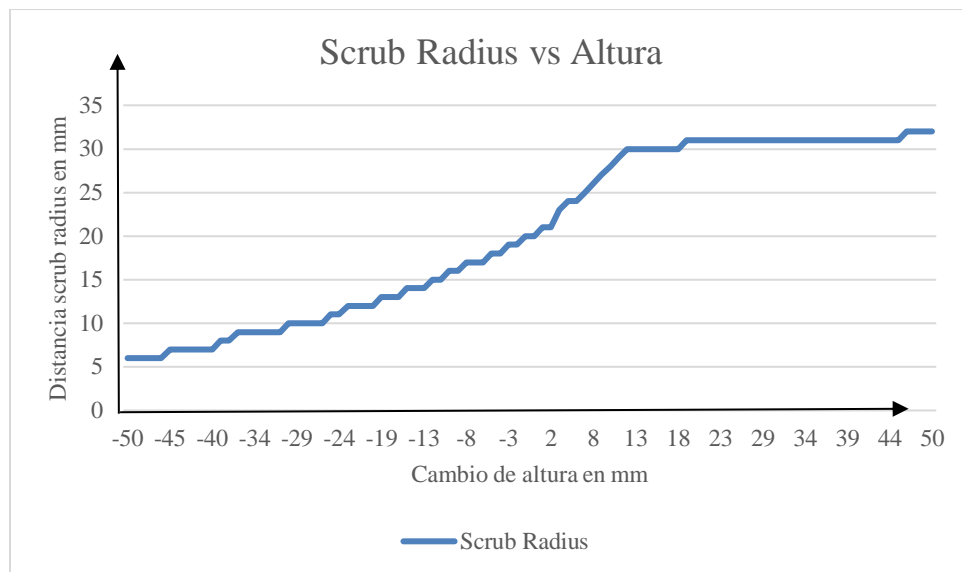


Figura 3.33 Scrub radius trasero vs altura chasis

Fuente: Elaboración propia

2.12 Resultados fuerzas en componentes suspensión

En las siguientes secciones se encontrará las fuerzas asociadas de los componentes de la suspensión a cada escenario crítico y la combinación de ellos. Las distancias se encuentran en milímetros. Las fuerzas y transferencias de peso se encuentran en newtons. Debido a que los trapecios son triángulos isósceles la reacción en el punto C y F de la figura 3.34 (inmediatamente inferior) de los siguientes resultados contempla el doble de cada sujeción del trapecio al chasis.

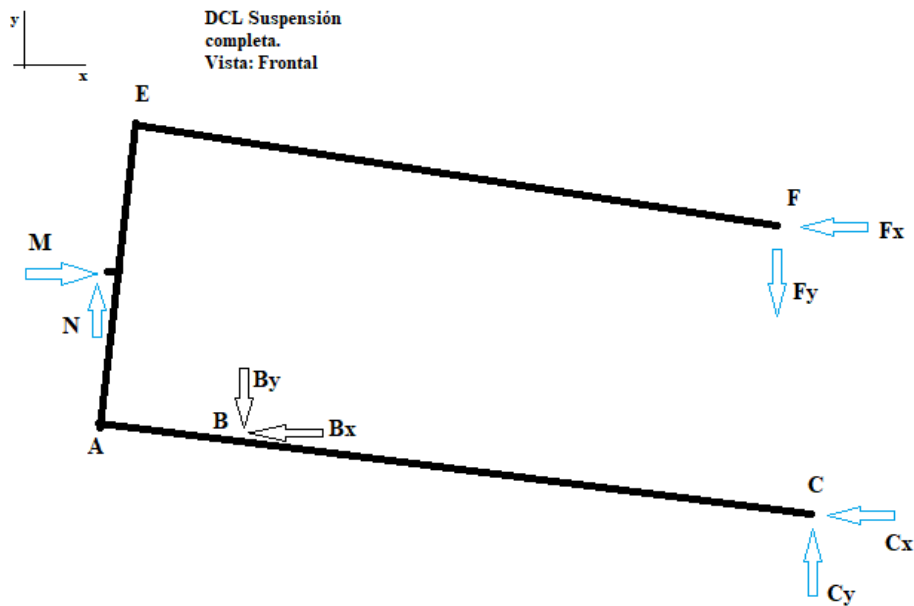


Figura 3.34 DCL suspensión vista frontal
Fuente: Elaboración propia

2.12.1 Situación: Estático

Para el caso donde el vehículo se encuentra sin movimiento se analiza las reacciones en los componentes de la suspensión con el peso bruto del auto (todos los fluidos necesarios para que este funcione e incluimos el peso del piloto. En la tabla 3.1 y la tabla 3.2 se detallan las reacciones en la situación que el auto se encuentre sin movimiento.

Situación: Estático	
Trapecio Inferior	
Neumático Delantero	
Situación:	Estático
N	753.41
By	860.39
Bx	819.34
Cy	-106.98
Cx	819.34
B	1188.11

Tabla 3.1 Fuerzas trapecio inferior de la suspensión delantera con auto sin movimiento
Extraído de: Elaboración propia

Situación: Estático	
Trapecio Inferior	
Neumático Trasero	
Situación:	Estático
N	938.82
By	905.10
Bx	1310.55
Cy	33.71
Cx	1310.55
B	1592.72

Tabla 3.2 Fuerzas del trapecio inferior en la suspensión trasera con auto sin movimiento
Extraído de: Elaboración propia

Para ambos casos se aplicaron las ecuaciones mencionadas en la parte 2.9 del presente documento. Se observa para el caso de la suspensión delantera que la varilla de empuje (conexión punto B del DCL) soporta una fuerza de 1187.46 N mientras que en la suspensión trasera soporta una fuerza de 1591.62 N. Esto es normal debido a la distribución de peso 44% y 56% en la parte delantera y trasera respectivamente.

2.12.2 Situación: Aceleración

Para analizar la aceleración realizamos el DCL de ambos trapecios de la suspensión posterior. No se realiza análisis en la suspensión delantera debido a que esta no soporta ninguna carga adicional en la situación de aceleración. Por el contrario, al tener una transferencia de peso hacia el eje trasero la suspensión delantera recibe menos carga del peso del auto.

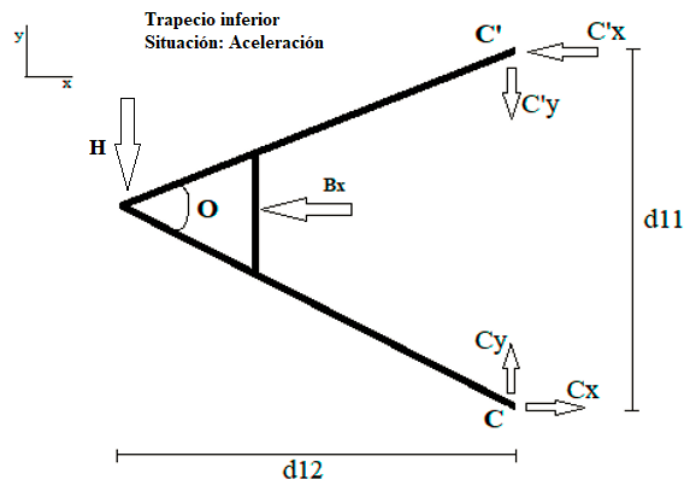


Figura 3.35 DCL Trapecio inferior en aceleración
Fuente: Elaboración propia

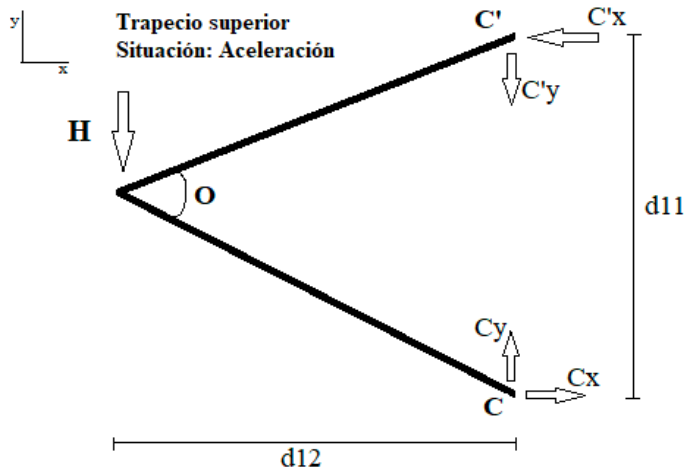


Figura 3.36 DCL Trapecio superior en aceleración
Fuente: Elaboración propia

Para la siguiente tabla se tiene la situación crítica de aceleración que analiza lo que sucede en el eje trasero del vehículo.

Situación: Aceleración			
Neumático Trasero			
Vista frontal			
N	938.817	ΔW_{llanta}	400.85
$F_{aceleración}$	5090.74	$W_{aceleracion llanta}$	1339.67
W_{eje}	1877.63	B_y	1291.56
u	1.90	B_x	1870.13
h_m	267.72	C_y	48.11
L	1700.00	C_x	-1870.13
		B	2272.77

Vista superior		
	Trapezio Superior	Trapezio Inferior
H	-1272.68	-1272.68
C'_x	-1269.12	-2413.03
C'_y	-636.34	-636.34
C_x	-1269.12	-2413.03
C_y	636.34	636.34

Tabla 3.3 Fuerzas de los trapecios de la suspensión trasera en aceleración
Extraído de: Elaboración propia

Se observa una carga de 2272 N en la varilla de empuje en la suspensión trasera. En comparación con la carga en estático representa un incremento de 681N. Además, aparece la fuerza representada por H que impulsa el auto hacia adelante. Esta fuerza es de 1272.68N para cada trapecio.

2.12.3 Situación: Frenado

Para analizar la situación de frenado realizamos los siguientes DCL representados por las figuras 3.37 y 3.38 del trapecio superior e inferior, respectivamente. Para esta situación analizaremos únicamente la suspensión delantera debido a que esta es la que está sometida a mayores fuerzas por la transferencia de peso hacia este eje.

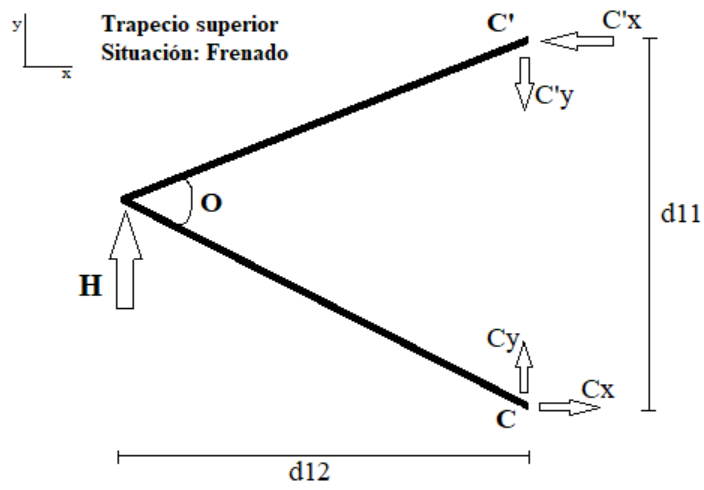


Figura 3.37 DCL Trapecio superior en Frenado
Fuente: Elaboración propia

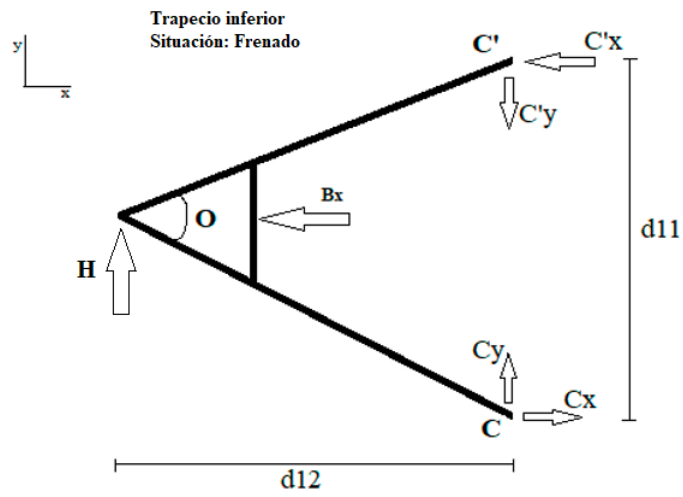


Figura 3.38 DCL Trapecio Inferior en Frenado
Fuente: Elaboración propia

Para la situación de frenado tenemos los siguientes resultados para reacciones en los trapecios.

Situación: Frenado			
Neumático Delantero			
Vista frontal			
N	753.4	ΔW_{eje}	1012.7
F_{frenado}	6430.5	$W_{\text{freno x llanta}}$	1259.7
W_{carro}	3384.5	B_y	1438.6
u	1.90	B_x	1370.0
h_m	267.72	C_y	-178.9
L	1700.00	C_x	1370.0
$F_{\text{frenado x llanta}}$	2393.52	B	1986.6

Vista superior		
	Superior Del.	Inferior DEL.
H_{freno}	1196.76	1196.76
C'_x	1133.77	704.80
C'_y	598.38	598.38
C_x	1133.77	704.80
C_y	-598.38	-598.38

Tabla 3.4 Fuerzas de los trapecios de la suspensión delantera en frenado

Fuente: Elaboración propia

Se aplicó nuevamente las ecuaciones expuestas en la sección 2.9 del documento. Se observa una capacidad máxima de frenado de 6430.46 N. Esta fuerza se utiliza para calcular la transferencia de peso del vehículo y así determinar la carga sobre el eje más crítico. En este caso el eje más crítico será el delantero porque recibe la carga adicional de la transferencia de peso por la desaceleración. Se observa una carga adicional de 1986.6N en la varilla de empuje de la suspensión delantera. En comparación con la carga en estático representa un incremento de 1233.19N. Además, aparece la fuerza representada por H responsable por la desaceleración del auto. Esta fuerza es de 1196.78N para cada trapecio.

La fuerza menor de aceleración respecto a la frenada se puede explicar debido a que el trabajo necesario para impulsar el vehículo en la situación de aceleración se realiza

únicamente en los neumáticos traseros mientras que en el frenado trabajan los cuatro neumáticos en conjunto.

2.12.4 Situación: Curva

Para calcular las fuerzas debido a la situación en curva se utilizará el DCL mostrado en la Figura 3.34 DCL suspensión vista frontal que tenga en cuenta la bocamasa, lugar donde se transmite la fuerza centrípeta al auto. Como se mencionó anteriormente, la reacción en el punto C de los siguientes resultados contempla el doble de cada sujeción del trapecio al chasis. Para el nuevo DCL esta acotación incluye también al punto F.

Para el neumático delantero tenemos:

Situación: CURVA			
Curva Neumático delantero			
Vista frontal			
N_{del}	753.4	B_y	1636.97
N_{carro}	3384.5	B_x	1558.87
$F_{curva\ eje}$	6430.5	C_y	-268.09
u	1.9	C_x	-842.38
h_m	267.72	B_{del}	2260.48
T	1268.00	F_y	-472.81
$\Delta W_{lateral\ curva}$	1357.70	F_x	-2004.80
Ω	13.27	F (punto)	-2059.79
$W_{crítico}$	1432.26	M_{del}	2721.3

Vista superior		
	Superior	Inferior
H_{curva}	1360.64	1360.64
C'_x	680.32	800.68
C'_y	0.00	0.00
C_x	-680.32	998.91
C_y	0.00	0.00
B_x		1558.87

Tabla 3.5 Reacciones en situación de curva suspensión delantera
Fuente: Elaboración propia

Para el neumático trasero tenemos:

Situación: CURVA			
Neumático trasero			
Vista frontal			
N	938.8	By	1610.8
N _{carro}	3384.5	Bx	2332.3
F _{curva eje}	6430.5	Cy	1209.3
u	1.9	Cx	6358.8
h _m	267.7	B	2834.5
T	1176.0	Fy	1269.3
$\Delta W_{\text{transf. lat.}}$	1463.9	Fx	4126.0
Omega	17.1	F (punto)	4316.8
W _{crítico}	1670.8	M _{tras}	4565.2

Curva Neumático Posterior		
Vista superior		
	Superior	Inferior
H	2282.59	2282.59
C'x	1141.30	-24.87
C'y	0.00	0.00
Cx	-1141.30	24.87
Cy	0.00	0.00
Bx		2332.3

Tabla 3.6 Reacciones en situación de curva suspensión trasera
Fuente: Elaboración propia

Los resultados de la Tabla 3.5 y de la Tabla 3.6 muestran la transferencia de peso de cada eje en la situación de dar una curva lo más rápido que la fricción de los neumáticos permita. Los neumáticos que soportan la mayor carga en esta situación siempre serán los que están por fuera de la curva. A diferencia con los neumáticos interiores, estos en lugar de cargarse se alivian de fuerzas debido a la transferencia de peso que ocurre desde los neumáticos que están por dentro de la curva hacia los que están afuera. Los números mostrados representan los neumáticos con mayor carga. Adicional a ello, se observa que los neumáticos traseros mantienen una mayor carga consistente con la distribución de peso del auto.

2.12.5 Combinación de situaciones críticas: Curva + Bump

Se observa de los resultados anteriores como situación crítica para la suspensión la aceleración, el frenado y la toma de una curva. En todos estos casos se toma en cuenta la máxima tracción que pueden transmitir los neumáticos a la suspensión a través del coeficiente de fricción de estos. Para el caso de la combinación de situaciones críticas Curva + Bump utilizaremos nuevamente el DCL de la figura 3.34. Como se mencionó anteriormente, la reacción en el punto C y F de los siguientes resultados contempla el doble de cada sujeción del trapecio al chasis.

De los casos analizados se obtuvo que cuando el vehículo toma una curva se generan las máximas fuerzas en los componentes de la suspensión. A esta situación se le agregará un obstáculo de 30 mm de alto. Esto representará un bache en la pista.

Para comprimir la suspensión delantera 30 mm hace falta lo siguiente:

Relación de movimiento rueda resorte de la Ecuación 2.2

$$\frac{43 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 1.72$$

Para la suspensión delantera realizamos los siguientes cálculos:

$$\frac{753 \text{ N}}{43 \text{ mm}} = 17.51 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$17.51 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 1.72 = 30.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$30.1 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 30 \text{ mm} = 903 \text{ N}$$

Este resultado quiere decir que la suspensión delantera necesita una fuerza de 903 N para poder superar el obstáculo de 30 mm. Para obtener este resultado se asume que el chasis no incrementa su altura durante el trabajo de compresión de la suspensión.

Para comprimir la suspensión trasera 30 mm hace falta lo siguiente:

Relación de movimiento rueda resorte de la Ecuación 2.2:

$$\frac{43 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 1.72$$

Para la suspensión trasera realizamos los siguientes cálculos:

$$\frac{938.7 \text{ N}}{43 \text{ mm}} = 21.83 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$21.83 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 1.72 = 37.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$37.5 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 30 \text{ mm} = 1125$$

Este resultado quiere decir que la suspensión necesita una fuerza de 1126.4 N para poder superar el obstáculo de 30 mm. Para obtener este resultado se asume que el chasis no incrementa su altura durante el trabajo de compresión de la suspensión. De esta manera, volvemos el escenario planteado más crítico para los componentes. Para poder analizar los resultados debido a la situación de curva se tienen que analizar dos tablas. La Tabla 3.7 mostrará la información de la suspensión delantera mientras que la Tabla 3.8 mostrará la información de la suspensión trasera.

Situación: CURVA + 30mm BUMP			
Curva Neumático Frontal			
Vista frontal			
N	753	By	2182.09
N _{carro}	3384.5	Bx	2077.98
F _{curva eje}	6430.46	Cy	-357.36
u	1.90	Cx	-1122.89
h _m	267.72	B	3013.22
T	1222.00	Fy	-630.25
$\Delta W_{\text{transf. lat.}}$	1408.81	Fx	-2672.40
W _{neumatico curva}	1457.40	F (punto)	-2745.71
Omega	13.27	M _{del}	3627.49
Compresión Inicial Rueda (mm)	50	F _{30mm bump}	451.80
Bump (mm)	30	W _{crítico}	1909.20
K _{w(N/mm)}	15.1		

Situación: CURVA + 30mm BUMP		
Vista superior		
	Superior	Inferior
H _{curva+bump}	1813.74	1813.74
C'x	906.87	-132.12
C'y	0.00	0.00
Cx	-906.87	132.12
Cy	0.00	0.00
Bx		2077.98

Tabla 3.7 Reacciones en situación de CURVA + BUMP en la suspensión delantera
Fuente: Elaboración propia

Los resultados para la suspensión trasera se encuentran en la siguiente tabla:

Situación: CURVA + 30mm BUMP			
Neumático Trasero			
Vista frontal			
N	938.8	By	2127.3
N _{carro}	3384.5	Bx	3080.2
F _{curva eje}	6430.5	Cy	1161.0
u	1.9	Cx	5411.6
h _m	267.7	B	3743.4
T	1222.0	Fy	1240.2
$\Delta W_{\text{transf. lat.}}$	1408.8	Fx	4031.4
W _{neum. tras. curva}	1643.2	F (punto)	4217.8
Omega	17.1	M _{tras}	4460.5
Compresión Inicial Rueda (mm)	50.00	W _{crítico}	2206.5
K _{w(N/mm)}	18.8	Recorrido total amortiguador 51mm	51.0
F _{30mm bump (N)}	563.3		

Situación: CURVA + 30mm BUMP		
Vista superior		
	Superior	Inferior
H	2230.24	2230.24
C'x	1115.12	-424.98
C'y	0.00	0.00
Cx	-1115.12	424.98
Cy	0.00	0.00
Bx		3080.2

Tabla 3.8 Reacciones en situación de CURVA + BUMP en la suspensión trasera

Fuente: Elaboración propia

Para la suspensión delantera se observa un incremento de 1825N sobre la varilla de empuje mientras que para la suspensión trasera se observa un incremento de 1470.63N sobre la varilla de empuje. Para ambos ejes la situación Curva + Bump sería la más crítica por lo que se procederá a analizar las fuerzas involucradas en los componentes mediante el programa Ansys.

2.13 Resultados estructurales de ANSYS

Para realizar las simulaciones estructurales de los componentes se utilizó el caso más crítico de los presentados. Este es, la toma de una curva junto con un bache de 30 mm. Aunque este bache está sobredimensionado para una pista completamente plana de carrera, se requiere una confiabilidad de los componentes en caso de un despiste en donde hay incertidumbre de las fuerzas máximas posibles generadas en los componentes de la suspensión.

- Varilla de empuje delantera

Realizamos un análisis de pandeo para la varilla de empuje delantera. Calculamos analíticamente el resultado para la geometría en cuestión y luego los comparamos con los resultados de Ansys. Los resultados analíticos se muestran en la tabla 3.9.

Estabilidad Varilla Delantera			
	Unidades		Valores
Carga Axial Máxima (Pandeo)	N	Pcr	35040.48
Módulo de Elasticidad	N/mm ²	E	205000
Longitud Columna	mm	L	277.25
Menor Momento de Inercia	mm ⁴	I	1331.25
Carga Axial Máxima Ansys	N		34544

Tabla 3.9 Estabilidad varilla delantera

Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.39 se observa la simulación de pandeo de la varilla de empuje delantera.

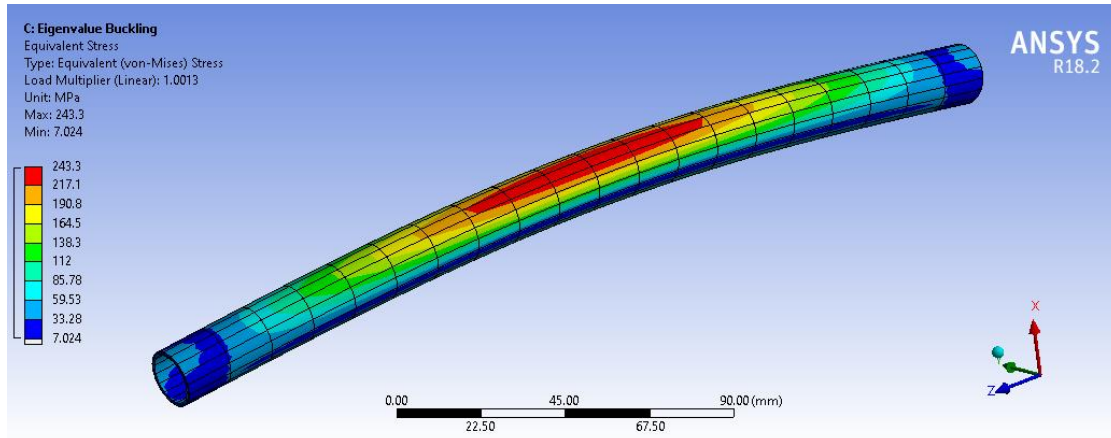


Figura 3.39 Simulación de pandeo en la varilla de empuje delantera
Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

El resultado que Ansys nos arroja es de 34500N. En comparación con nuestro cálculo analítico se tiene una diferencia de 1%.

Análisis de Pandeo:	Varilla Empuje Delantera
Fuerza:	34500N
Máximo estrés:	243.3MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.29318
Orthogonal (Promedio):	0.8668

Tabla 3.10 Resultados análisis pandeo varilla empuje delantera
Fuente: Elaboración Propia

El resultado arrojado nos indica que es necesario una fuerza de 34500N para que la varilla de empuje tenga el efecto de pandeo. Esta fuerza es superior a la máxima fuerza calculada que soportará la varilla (3013N). Entonces podemos afirmar que la varilla de empuje delantera no estará sometida a esfuerzos de pandeo.

A continuación, presentamos los resultados de análisis estructural.

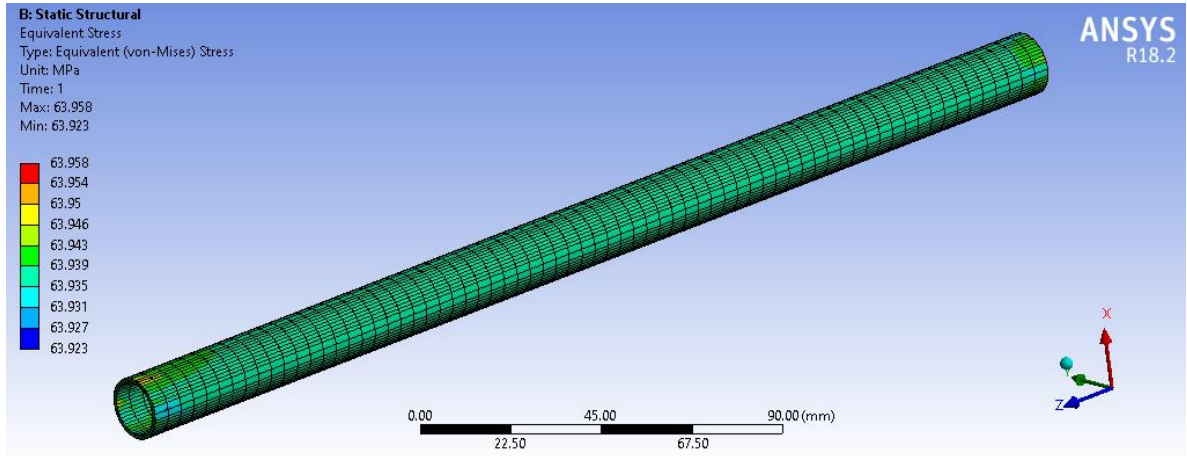


Figura 3.40 Esfuerzos varilla de empuje delantera
Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Varilla Empuje Delantera
Fuerza:	3013N
Máximo estrés:	63.9MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.293
Orthogonal (Promedio):	0.8668
Factor de Seguridad (FS):	5.8

Tabla 3.11 Resultados análisis estructural varilla empuje delantera
Fuente: Elaboración Propia

- Varilla de empuje trasera

Realizamos un análisis de pandeo para la varilla de empuje trasera. Calculamos analíticamente el resultado para la geometría en cuestión y luego los comparamos con los resultados de Ansys. Los resultados analíticos se muestran en la tabla 3.12.

Estabilidad Varilla Trasera			
	Unidades		Valores
Carga Axial Máxima (Pandeo)	N	P _{cr}	28466.92
Módulo de Elasticidad	N/mm ²	E	205000
Longitud Columna	mm	L	307.6
Menor Momento de Inercia		I	1331.2
Carga Axial Máxima Ansys	N		28142

Tabla 3.12 Estabilidad varilla trasera
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.41 se observa la simulación de pandeo de la varilla de empuje delantera.

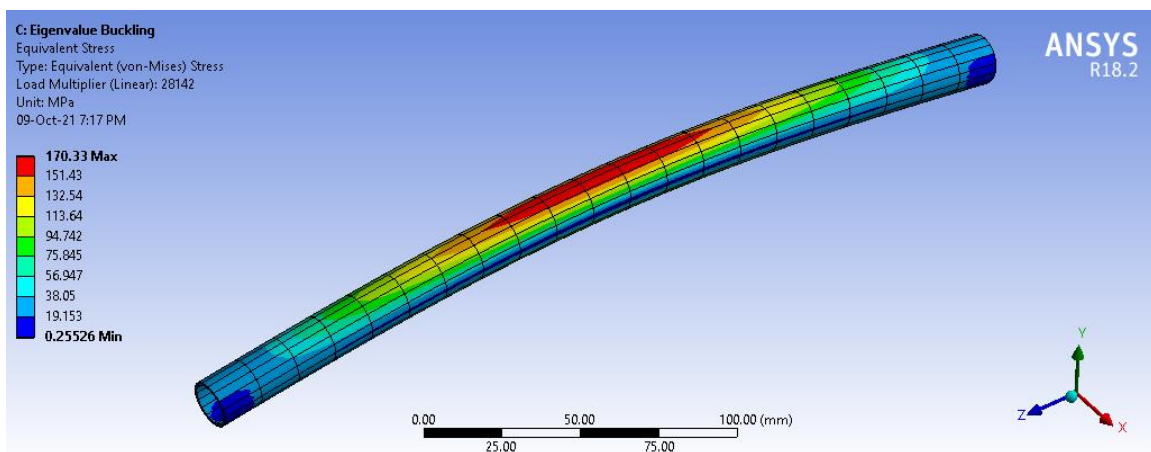


Figura 3.41 Simulación de pandeo en la varilla de empuje trasera
Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

El resultado que Ansys nos arroja es de 28466N. En comparación con nuestro cálculo analítico se tiene una diferencia de 1%.

Análisis de Pandeo:	Varilla Empuje Trasera
Fuerza:	28466N
Máximo estrés:	170.33MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.29318
Orthogonal (Promedio):	0.8668

Tabla 3.13 Resultados análisis pandeo varilla empuje trasera

Fuente: Elaboración Propia

A continuación, presentamos los resultados de análisis estructural.

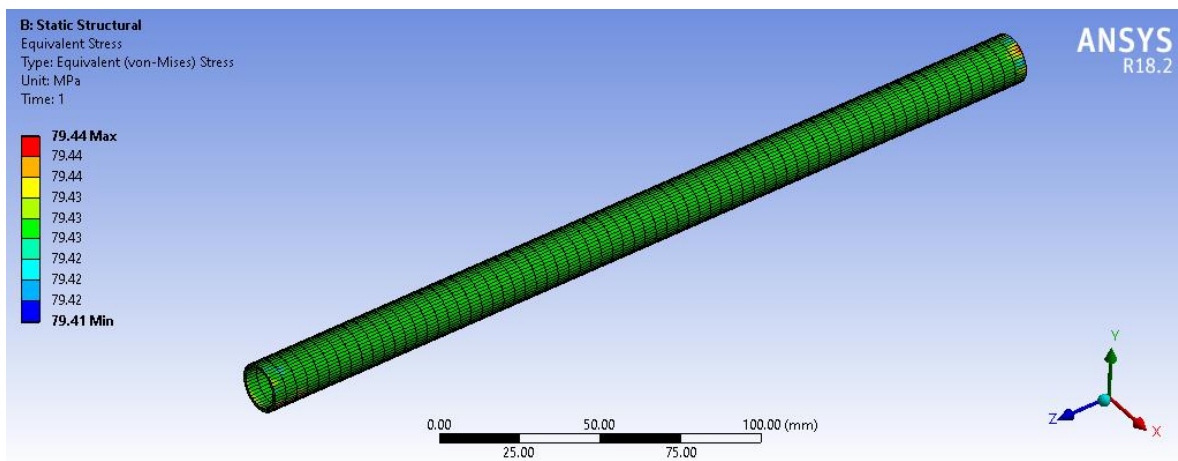


Figura 3.42 Esfuerzos varilla de empuje delantera

Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Varilla Empuje Trasera
Fuerza:	3743N
Máximo estrés:	79.44MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.294
Orthogonal (Promedio):	0.8668
Factor de Seguridad (FS):	4.7

Tabla 3.14 Resultados análisis estructural varilla empuje trasera

Fuente: Elaboración Propia

Trapezio delantero superior

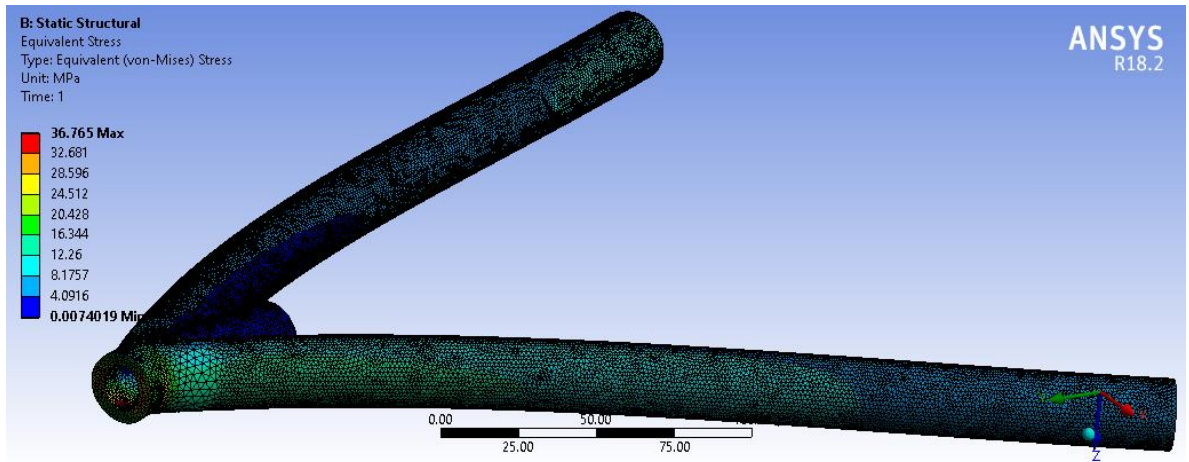


Figura 3.43 Esfuerzos en el trapecio delantero superior
 Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Trapezio Delantero Superior
Situación:	Frenado + Bump
Fuerza:	1625.58N
Máximo estrés:	36.765MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.22468
Orthogonal (Promedio):	0.77384
Factor de Seguridad (FS):	10.1

Tabla 3.15 Resultados análisis estructural trapecio delantero superior
 Fuente: Elaboración Propia

- Trapecio trasero superior

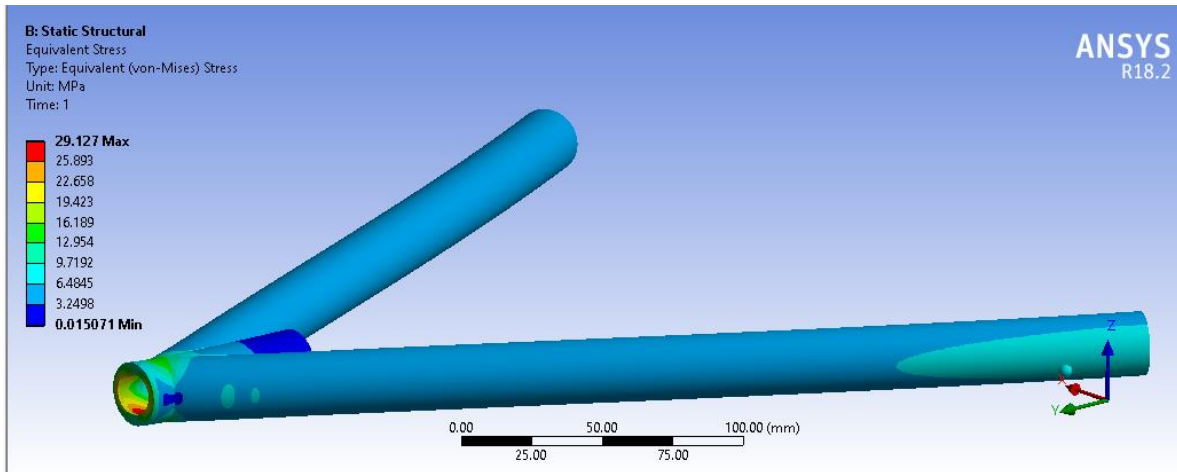


Figura 3.44 Esfuerzos en el trapecio trasero superior
Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Trapecio Trasero Superior
Situación:	Aceleración + Bump
Fuerza:	1273N
Máximo estrés:	29.127MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.21756
Orthogonal (Promedio):	0.78095
Factor de Seguridad (FS):	12.7

Tabla 3.16 Resultados análisis estructural trapecio trasero superior
Fuente: Elaboración Propia

- Balancín delantero:

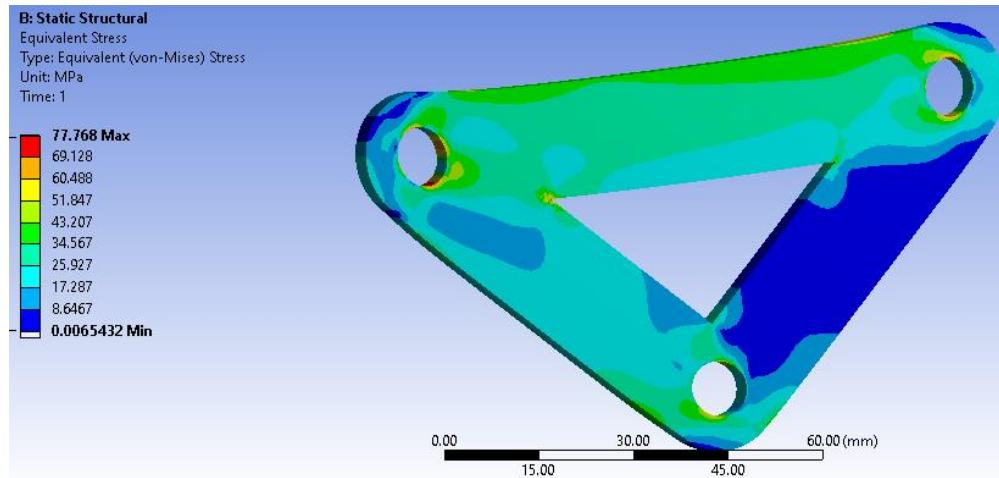


Figura 3.45 Esfuerzos en el balancín delantero
 Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Balancín Delantero
Situación:	Curva + Bump
Fuerza:	1499.1N
Máximo estrés:	77.768MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.13967
Orthogonal (Promedio):	0.96442
Factor de Seguridad (FS):	3.21

Tabla 3.17 Resultados análisis estructural balancín delantero
 Elaboración propia

Balancín trasero

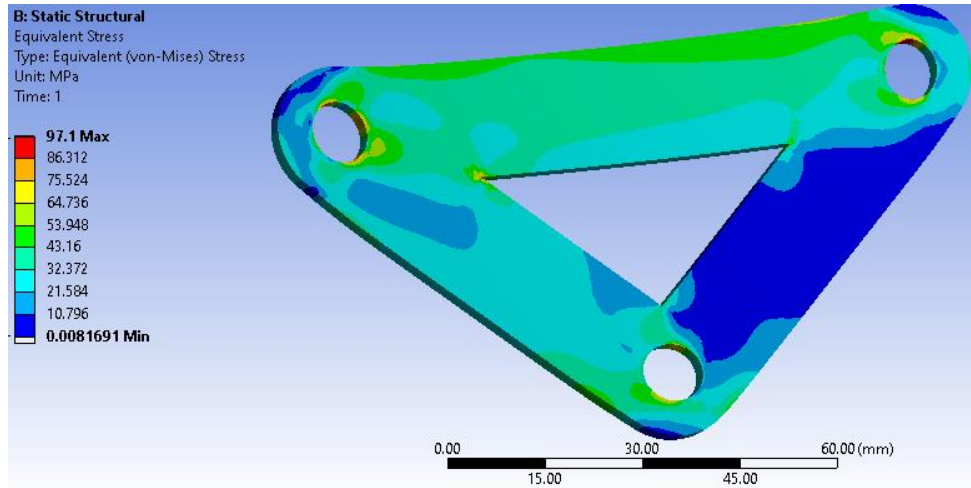


Figura 3.46 Esfuerzos en el balancín trasero
 Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Balancín Trasero
Situación:	Curva + Bump
Fuerza:	1871.7N
Máximo estrés:	97.1MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.13967
Orthogonal (Promedio):	0.96442
Factor de Seguridad (FS):	2.57

Tabla 3.18 Resultados análisis estructural balancín trasero
 Fuente: Elaboración propia

Bocamasa delantera

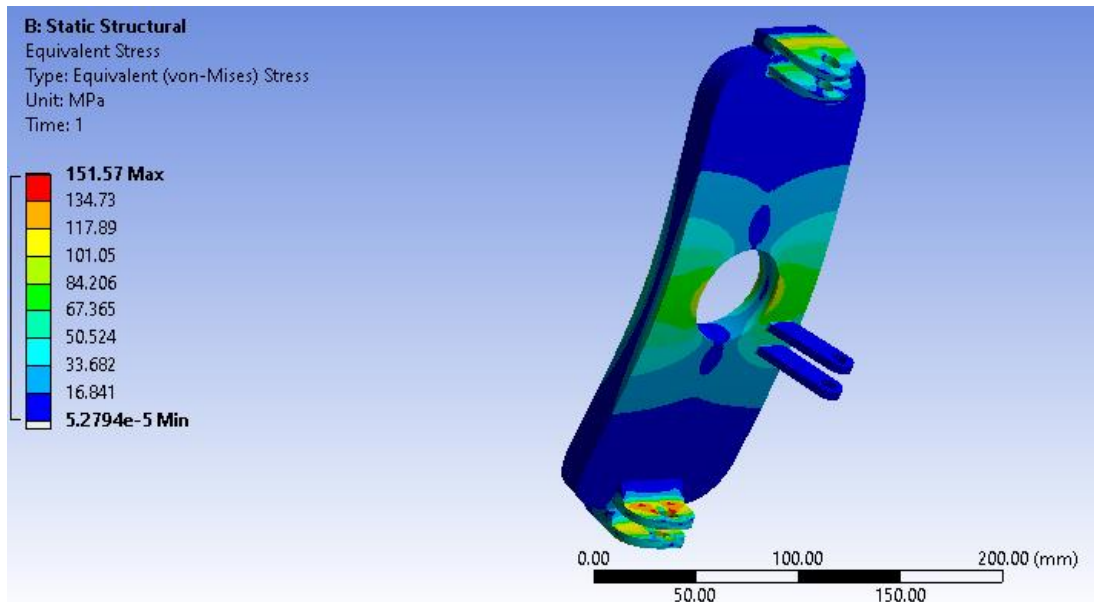


Figura 3.47 Esfuerzos en la bocamasa delantera
 Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Bocamasa Delantera
Situación:	Curva + Bump
Fuerza Y:	1909.2 N
Fuerza Z:	3627.48 N
Máximo estrés:	151.57MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.22083
Orthogonal (Promedio):	0.77769
Factor de Seguridad (FS):	1.65

Tabla 3.19 Resultados análisis estructural bocamasa delantera
 Fuente: Elaboración propia

- Bocamasa trasera

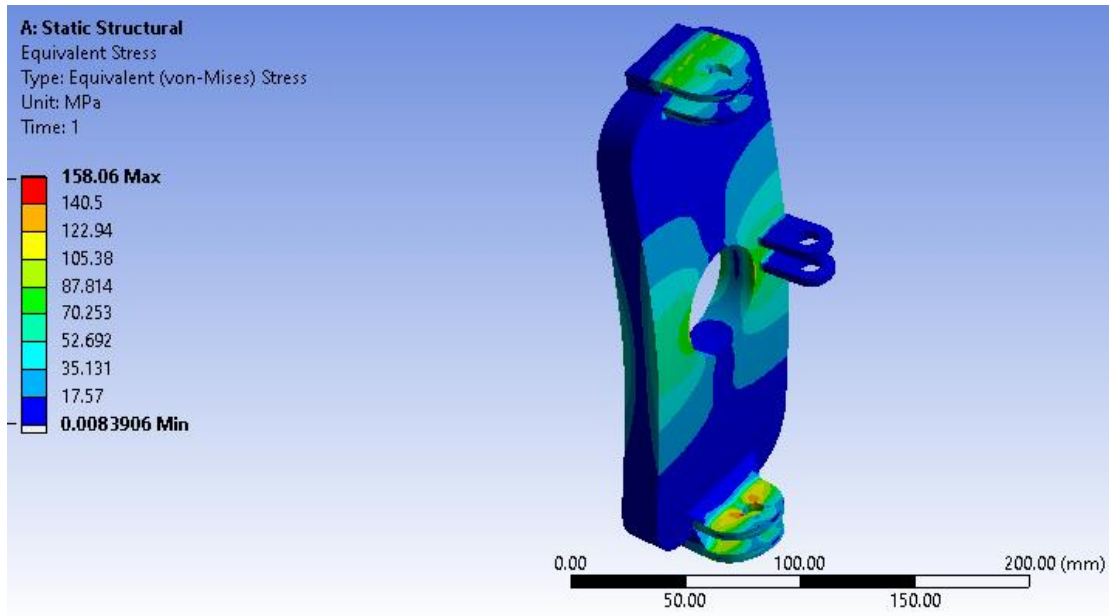


Figura 3.48 Esfuerzos en la bocamasa trasera
 Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Bocamasa Trasera
Situación:	Curva + Bump
Fuerza Y:	2206.5 N
Fuerza Z:	4460.48 N
Máximo estrés:	158.06 MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.22483
Orthogonal (Promedio):	0.77369
Factor de Seguridad (FS):	1.58

Tabla 3.20 Resultados análisis estructural bocamasa trasera
 Fuente: Elaboración propia

- Trapecio delantero inferior

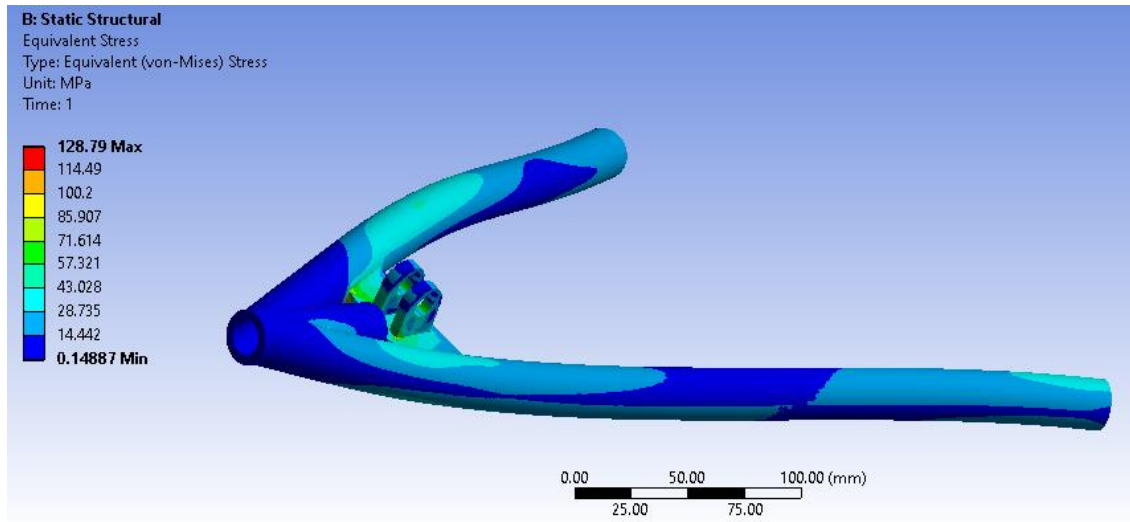


Figura 3.49 Esfuerzos en el trapecio delantero inferior
 Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Trapecio Delantero inferior
Situación:	Curva + Bump
(Varilla Empuje) Fuerza Y:	2077 N
(Varilla Empuje) Fuerza Z:	2182 N
(Bocamasa) Fuerza Y:	1813.7 N
Máximo estrés:	128.79 MPa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.25704
Orthogonal (Promedio):	0.74119
Factor de Seguridad (FS):	2.87

Tabla 3.21 Resultados análisis estructural trapecio delantero inferior
 Fuente: Elaboración propia

Trapezio trasero inferior

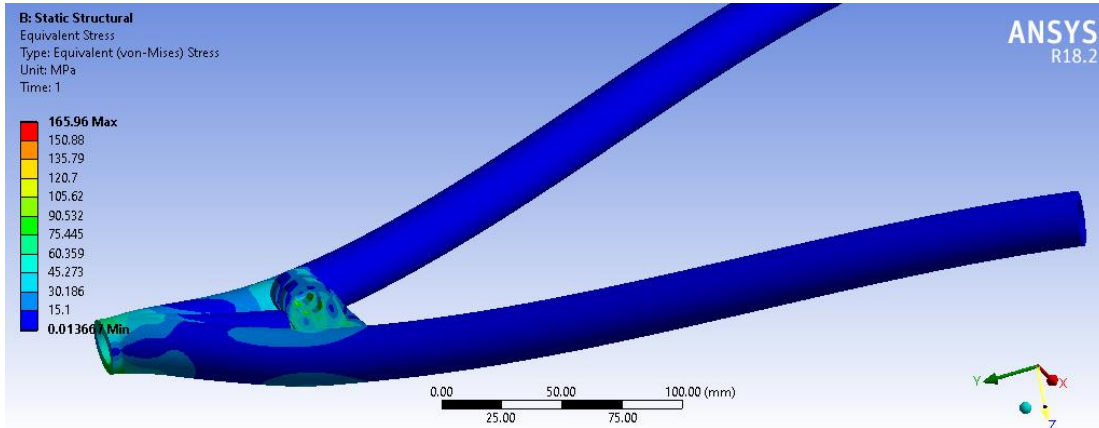


Figura 3.50 Esfuerzos en el trapezio trasero inferior
Fuente: Elaboración propia desde ANSYS

Análisis Estructural:	Trapezio trasero inferior
Situación:	
(Varilla Empuje) Fuerza Y:	3080 N
(Varilla Empuje) Fuerza Z:	2127 N
(Bocamasa) Fuerza Y:	2230 N
Máximo estrés:	165.96 Mpa
Calidad de malla:	
Skewness (Promedio):	0.25704
Orthogonal (Promedio):	0.74119
Factor de Seguridad (FS):	2.24

Tabla 3.22 Resultados análisis estructural trapezio trasero inferior
Fuente: Elaboración propia

2.13.1 Resultados análisis de fatiga en ANSYS

Para asegurar una duración de las piezas diseñadas de la competencia de al menos 1 año (pruebas y competencia) se realizó el análisis de fatiga mediante la herramienta Fatigue Tool en Ansys. Es importante señalar que, si bien las piezas están sometidas a cargas cíclicas por su natural trabajo de absorber imperfecciones de la pista, estas son de ciclos considerablemente más bajas que, por ejemplo, un eje o cigüeñal. A continuación, se presenta la vida de los componentes por cantidad de ciclos según la carga máxima calculada.

Componente	# Ciclos
Varilla Empuje Delantera	1.00E+06
Varilla Empuje Trasera	1.00E+06
Trapezio Delantero Superior	5.40E+05
Trapezio Delantero Inferior	1.28E+05
Trapezio Trasero Superior	1.00E+06
Trapezio Trasero Inferior	5.08E+04
Balancín Delantero	1.00E+06
Balancín Trasero	5.03E+05
Bocamasa Delantera	70886
Bocamasa Trasera	2.08E+05

Tabla 3.23 Vida de los componentes debido a fatiga
Fuente: Elaboración propia

Se muestra que todos los componentes con la excepción de la bocamasa delantera y el trapecio trasero inferior tienen un alto número de ciclos de vida por fatiga. La prueba más exigente para las piezas diseñadas será la prueba de Endurance. En ella se dará el mayor número de ciclos de cargar para los componentes. Para la prueba 2019 FSAE Michigan se observa que la pista de carrera tiene 36 curvas hacia la mano derecha. Esto significa que la bocamasa delantera derecha estará sometida 36 veces a su situación más crítica (Curva + Bump). Para que falle por fatiga tendría que dar aproximadamente 1970 vueltas al circuito por lo que concluimos que no fallará.

CONCLUSIONES

La mejor suspensión es la que puede concentrar sus más grandes fortalezas al tipo de terreno, piloto, condiciones y competencia que se presenta. Este trabajo pretende desarrollar la mejor suspensión posible con un conocimiento teórico del funcionamiento de todas las piezas que la componen.

1. El material elegido para la presente investigación es el A36 para componentes con planchas de acero y el material AISI 1018 para los componentes con perfiles circulares. Para determinar estos materiales se hizo una evaluación que incluyeron las características más importantes orientadas a la construcción de la suspensión como: peso, resistencia, disponibilidad, facilidad de maquinado y costo.
2. Los resultados estructurales de ANSYS comprueban las geometrías propuestas para los componentes tubulares de la suspensión debido a que tenemos un factor de seguridad para todos mayor a 2.24 al evaluar la situación más crítica en cada uno de ellos. Para la bocanasa y el balancín estuvo por debajo del límite estructural del acero A36 de 250 MPa alcanzando un factor de seguridad mínimo de 1.58 para la bocanasa trasera en el caso más crítico analizado.
3. En esta tesis se eligió analizar el comportamiento dinámico de la suspensión en la calculadora Racing Aspirations. En los gráficos 3.3 al 3.33 se observa un comportamiento lineal y curvas suaves en la variación de los valores de los parámetros de la suspensión. Esto nos indica que la geometría de la suspensión diseñada es adecuada por permitir al piloto tener el control dinámico del auto bajo diferentes situaciones críticas y movimientos de la suspensión. Es decir, el piloto del auto en ningún caso tendrá que realizar correcciones en la dirección del auto por algún bache que se encuentre en la pista o por realizar aceleraciones o frenadas intempestivas.

4. Las piezas diseñadas fueron sometidas a un análisis estructural en el programa ANSYS. Además de ello las varillas de empuje fueron analizadas por pandeo debido a que son largas y delgadas. El resultado del análisis de pandeo indica que no hay riesgo de que se produzca este fenómeno en estas piezas pues están sometidas a solo un 9% para la varilla delantera y 13% para la varilla trasera de la carga necesaria para que se produzca el fenómeno en cuestión.
5. La diferencia de medidas de la vía delantera y trasera (92mm) ayudará al auto a poder dar curvas cerradas sin colisionar con obstáculos (por ejemplo, conos que se encuentran en algunas pruebas de performance de la competencia). La diferencia del radio de las circunferencias que siguen los ejes delanteros y traseros al dar una curva puede provocar que el eje delantero supere un obstáculo, pero el eje trasero no. Por ello, la literatura revisada propone una diferencia entre las medidas de las vías de hasta el 10%. La suspensión diseñada cumple con estar dentro de este valor con 6.32% de diferencia.

6. Al comparar los valores de la Tabla 3.3 y de la Tabla 3.5 de la suspensión delantera se observa que el valor de carga de la varilla de empuje es mayor en la situación de curva que en la del frenado. Esto se explica debido a que longitudinalmente existe una mayor distancia entre las ruedas (puntos de apoyo) que transversalmente. Mientras que longitudinalmente se tiene 1700 mm, transversalmente se tiene una distancia entre neumáticos para el eje delantero de 1268 mm. Esto provoca que al dar una curva la transferencia de peso sea mayor que al frenar bruscamente. La mayor transferencia de peso se explica también por la disminución de distancia entre los neumáticos.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICAS

- [1] D. Case, «Formula SAE,» 1996. [En línea]. Available: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>.
- [2] O. d. Garston, «Formula Student Car Suspension Design,» Inglaterra, 2014.
- [3] K. R. Valencia, *Juan Alberto Grieve Becerra*, Lima: Consorcio UNI Serviuni S.A.C., 2000.
- [4] R. Gestión, «Periódico Gestión,» 22 Abril 2015. [En línea]. Available: <https://gestion.pe/economia/vuelven-plantas-ensamblaje-vehiculos-peru-produce-publicara-reglamento-86870-noticia/>. [Último acceso: 2019].
- [5] C. Smith, *Tune To Win*, Fallbrook: Aero publishers, inc, 1978.
- [6] J. A. Farrington, «Redesign of an FSAE Race Car's Steering and Suspension System,» Southern Queensland, 2011.
- [7] 2. S. international, «FORMULA SAE Rules 2019,» 2018.
- [8] H. Adams, *Chassis Engineering*, Nueva York: The Berkley Publishing Group, 1993.
- [9] «Aficionados a la Mecanica,» [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>. [Último acceso: 22 06 2019].

- [10] «Advanced Mechanics,» [En línea]. Available: <http://advancedmechanicselvisyr.blogspot.com/2015/07/conceptos-de-direccion-y-suspension.html>. [Último acceso: 2019].
- [11] «Speed Industries,» [En línea]. Available: <http://www.speed-industries.ch/wordpress/2011/03/19/corner-talk-pros-cons-of-the-s14-as-a-drift-platform/?lang=en>. [Último acceso: Junio 2019].
- [12] «F1 al día,» [En línea]. Available: <https://www.f1aldia.com/11219/suspensiones-push-rod-pull-rod/>. [Último acceso: 20 Junio 2019].
- [13] D. Seward, Race Car Design, Great Britian: Macmillan Education, 2014.
- [14] «Super Coloring,» [En línea]. Available: <http://www.supercoloring.com/es/dibujos-para-colorear/coche-de-carreras-de-formula-1-liso?version=print>. [Último acceso: Junio 2019].
- [15] J. Reimpell, H. Stoll y J. W. Betzler, The Automotive Chassis: Engineering Principles, Vogel-Buchverlag, Wiirzburg: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [16] «Tecnologías Automotrices Especializadas,» [En línea]. Available: <https://german7644dotcom.wordpress.com/alineacion-del-vehiculo/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [17] I. N. Karlsson, «Design of a suspension system for a formula student race car,» 2018.
- [18] «Suspension Designer,» [En línea]. Available: <https://www.suspensiondesigner.com/kpi-kingpin-angle-scrub-radius-wheel-centre-offset/>. [Último acceso: 29 Mayo 2019].

- [19] «Suspensión Secrets,» [En línea]. Available: <https://suspensionsecrets.co.uk/tyre-slip-angle/>. [Último acceso: 30 10 2021].
- [20] «Long Care Racing,» [En línea]. Available: <http://www.longacracing.com/technical-articles.aspx?item=8162>. [Último acceso: 20 Junio 2019].
- [21] R. Hathaway. [En línea]. Available: <https://ismasupers.com/downloads/tech-talk/Tech-01%20Motion%20ratios-4.pdf>. [Último acceso: 2019 06 26].
- [22] «Pink Bike,» [En línea]. Available: <https://www.pinkbike.com/product/fox-racing/DHX-5.0/>. [Último acceso: 2019].
- [23] «Chain Reaction Cycles,» [En línea]. Available: <https://www.cyclesolutions.co.uk/27601/products/sr-suntour-raidon-r-rear-shock--black--190-x-50mm.aspx>. [Último acceso: 2019].
- [24] «Racing Aspirations Calculator,» [En línea]. Available: <https://www.racingaspirations.com/apps/suspension-geometry-calculator/>. [Último acceso: 2019].
- [25] A. v. Berkum, «Chassis and suspension design FSRTE02,» 2006.
- [26] «Competition X,» [En línea]. Available: <http://www.competitionx.com/rc-tuning-bumpsteer/>. [Último acceso: 2019].
- [27] PEDRO GAMIO, Manual processing xxx, Perth: Yale, 2016.
- [28] R. Hathaway, «Spring, Shocks and your Suspension,» [En línea]. Available: <https://ismasupers.com/downloads/tech-talk/Tech-01%20Motion%20ratios-4.pdf>. [Último acceso: 2019].

[29] Dani, «Aficionados a la mecánica,» [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>. [Último acceso: 2019].

[30] «Chain Reaction Cycles,» [En línea]. Available: <https://www.cyclesolutions.co.uk/27601/products/sr-suntour-raidon-r-rear-shock--black--190-x-50mm.aspx>. [Último acceso: 15 Junio 2019].

ANEXOS

ANEXO 1: Parámetros inclinación chasis suspensión delantera

Title	PSAE UTEC DELANTERA ver2				DELANTERA ROLL												
	mm				Bump Steer Left	Bump Steer Right	Bump Steer Right Angulo	Instant Center Width Right	Instant Center Width Left	Roll Center Y	Roll Center X	Roll Center Movement	Scrub Radius Left	Scrub Radius Right	Shock Left Length	Shock Right Length	Shock Left Travel
5	0.2	-5.2	-1.2	-0.02	1.8	0.04	1337	1337	-23	905	905	35	9	138	189	-27	24
-4.7	0.1	-5	-1.1	-0.02	1.7	0.03	1337	1337	-19	863	864	35	9	140	187	-25	23
-4.5	0	-4.9	-1.1	-0.02	1.6	0.03	1337	1337	-16	833	833	35	9	141	186	-24	22
-4.2	-0.2	-4.7	-1.1	-0.02	1.5	0.03	1337	1337	-12	787	788	35	10	142	185	-22	21
-4	-0.2	-4.6	-1	-0.02	1.4	0.03	1337	1337	-10	754	755	35	10	143	184	-21	20
-3.7	-0.4	-4.4	-0.9	-0.02	1.3	0.03	1337	1337	-6	707	707	35	11	145	183	-20	18
-3.5	-0.5	-4.3	-0.9	-0.02	1.2	0.02	1337	1337	-4	673	673	35	11	146	182	-19	17
-3.2	-0.6	-4.1	-0.8	-0.02	1.1	0.02	1337	1337	0	621	621	35	12	148	181	-17	16
-3	-0.7	-4	-0.8	-0.02	1	0.02	1337	1337	2	585	585	35	12	149	180	-16	15
-2.7	-0.9	-3.8	-0.7	-0.01	0.9	0.02	1337	1337	5	531	531	35	13	151	178	-14	14
-2.5	-1	-3.7	-0.7	-0.01	0.9	0.02	1337	1337	6	494	494	34	14	151	177	-13	13
-2.2	-1.1	-3.5	-0.6	-0.01	0.7	0.01	1337	1337	9	457	457	34	15	153	176	-11	11
-2	-1.2	-3.4	-0.6	-0.01	0.7	0.01	1337	1337	10	400	400	34	15	154	175	-10	10
-1.7	-1.4	-3.2	-0.5	-0.01	0.6	0.01	1337	1337	12	340	340	34	16	156	173	-9	9
-1.5	-1.5	-3.1	-0.4	-0.01	0.5	0.01	1337	1337	13	301	301	34	16	157	172	-8	7
-1.2	-1.7	-3	-0.3	-0.01	0.4	0.01	1337	1337	15	241	241	33	18	159	171	-6	6
-1	-1.8	-2.9	-0.3	-0.01	0.3	0.01	1337	1337	16	202	202	31	19	160	170	-5	5
-0.7	-1.9	-2.7	-0.2	0.00	0.2	0.00	1337	1337	17	141	141	28	20	161	168	-3	4
-0.5	-2	-2.6	-0.1	0.00	0.2	0.00	1337	1337	17	101	101	27	21	162	167	-2	3
0	-2.2	-2.4	-0.1	0.00	0.1	0.00	1337	1337	18	40	40	25	22	164	166	-1	1
0.3	-2.5	-2.1	0.1	0.00	-0.1	0.00	1337	1337	17	-60	60	22	25	166	163	2	-1
0.5	-2.6	-2	0.2	0.00	-0.1	0.00	1337	1337	17	-101	101	21	27	167	162	3	-2
0.8	-2.7	-1.9	0.3	0.01	-0.2	0.00	1337	1337	16	-162	162	19	29	169	161	4	-4
1	-2.9	-1.8	0.3	0.01	-0.3	-0.01	1337	1337	16	-202	202	19	31	170	160	5	-5
1.3	-3	-1.6	0.4	0.01	-0.4	-0.01	1337	1337	15	-261	261	18	34	171	158	7	-7
1.5	-3.1	-1.5	0.5	0.01	-0.4	-0.01	1337	1337	13	-301	301	16	34	172	157	7	-8
1.8	-3.3	-1.3	0.6	0.01	-0.5	-0.01	1337	1337	12	-360	360	16	34	174	155	9	-10
2	-3.4	-1.2	0.7	0.01	-0.6	-0.01	1337	1337	10	-400	400	15	34	175	154	10	-10
2.3	-3.6	-1.1	0.8	0.02	-0.6	-0.01	1337	1337	8	-455	455	14	34	176	153	12	-12
2.5	-3.7	-1	0.9	0.02	-0.7	-0.01	1337	1337	6	-494	494	14	34	177	151	13	-13
2.8	-3.9	-0.8	1	0.02	-0.7	-0.01	1337	1337	4	-550	550	13	35	179	150	14	-15
3	-4	-0.7	1	0.02	-0.8	-0.02	1337	1337	2	-585	585	12	35	180	149	15	-16
3.3	-4.2	-0.6	1.2	0.02	-0.9	-0.02	1337	1337	-1	-637	637	12	35	181	147	16	-17
3.5	-4.3	-0.5	1.2	0.02	-0.9	-0.02	1337	1337	-4	-673	673	11	35	182	146	17	-19
3.8	-4.5	-0.3	1.3	0.03	-1	-0.02	1337	1337	-7	-723	723	11	35	183	145	19	-20
4	-4.6	-0.2	1.4	0.03	-1	-0.02	1337	1337	-10	-754	755	10	35	184	143	20	-21
4.3	-4.8	-0.1	1.6	0.03	-1.1	-0.02	1337	1337	-13	-802	803	10	35	186	141	21	-23
4.5	-4.9	0	1.6	0.03	-1.1	-0.02	1337	1337	-16	-833	833	9	35	186	141	22	-24
4.8	-5.1	0.1	1.8	0.04	-1.2	-0.02	1337	1337	-20	-877	878	9	35	188	139	23	-26
5	-5.2	0.2	1.8	0.04	-1.2	-0.02	1337	1337	-23	-905	905	9	35	189	138	24	-27

ANEXO 2: Parámetros variación altura chasis suspensión delantera

Title		PSAE UTEC DELANTERA ver2										DELANTERA HEIGHT									
Units		mm																			
Ride height	Camber Left	Camber Right	Bump Steer Left	Bump Steer Right	Bump Steer Left *	Bump Steer Right *	Instant Center Width Right	Instant Center Width Left	Roll Center Y	Roll Center X	Roll Center Movement	Scrub Radius Left	Scrub Radius Right	Shock Left Length	Shock Right Length	Shock Left Travel	Shock Right Travel				
-50	-4.5	-4.5	-1.1	-0.02	-1.1	-0.02	1337	1337	-56	0	74	11	11	140	140	-24	-24				
-49	-4.5	-4.5	-1.1	-0.02	-1.1	-0.02	1337	1337	-55	0	73	11	11	141	141	-24	-24				
-48	-4.4	-4.4	-1.1	-0.02	-1.1	-0.02	1337	1337	-54	0	71	11	11	141	141	-23	-23				
-47	-4.4	-4.4	-1.1	-0.02	-1.1	-0.02	1337	1337	-52	0	70	11	11	142	142	-23	-23				
-46	-4.3	-4.3	-1	-0.02	-1	-0.02	1337	1337	-51	0	68	11	11	142	142	-22	-22				
-45	-4.3	-4.3	-1	-0.02	-1	-0.02	1337	1337	-49	0	67	11	11	143	143	-22	-22				
-44	-4.2	-4.2	-1	-0.02	-1	-0.02	1337	1337	-48	0	65	11	11	143	143	-21	-21				
-43	-4.2	-4.2	-1	-0.02	-1	-0.02	1337	1337	-46	0	64	12	12	144	144	-21	-21				
-42	-4.1	-4.1	-1	-0.02	-1	-0.02	1337	1337	-45	0	62	12	12	144	144	-20	-20				
-41	-4.1	-4.1	-1	-0.02	-1	-0.02	1337	1337	-43	0	61	12	12	145	145	-20	-20				
-40	-4.1	-4.1	-0.9	-0.02	-0.9	-0.02	1337	1337	-42	0	60	12	12	145	145	-20	-20				
-38	-4	-4	-0.9	-0.02	-0.9	-0.02	1337	1337	-39	0	57	12	12	146	146	-18	-18				
-37	-3.9	-3.9	-0.9	-0.02	-0.9	-0.02	1337	1337	-37	0	55	13	13	147	147	-18	-18				
-36	-3.9	-3.9	-0.9	-0.02	-0.9	-0.02	1337	1337	-36	0	54	13	13	148	148	-17	-17				
-35	-3.8	-3.8	-0.8	-0.02	-0.8	-0.02	1337	1337	-34	0	52	13	13	148	148	-17	-17				
-34	-3.8	-3.8	-0.8	-0.02	-0.8	-0.02	1337	1337	-33	0	51	14	14	149	149	-16	-16				
-33	-3.7	-3.7	-0.8	-0.02	-0.8	-0.02	1337	1337	-32	0	49	14	14	149	149	-16	-16				
-32	-3.7	-3.7	-0.8	-0.02	-0.8	-0.02	1337	1337	-30	0	48	14	14	150	150	-15	-15				
-31	-3.6	-3.6	-0.8	-0.02	-0.8	-0.02	1337	1337	-29	0	46	14	14	150	150	-15	-15				
-30	-3.6	-3.6	-0.7	-0.01	-0.7	-0.01	1337	1337	-27	0	45	14	14	150	150	-15	-15				
-29	-3.5	-3.5	-0.7	-0.01	-0.7	-0.01	1337	1337	-26	0	43	14	14	151	151	-14	-14				
-28	-3.5	-3.5	-0.7	-0.01	-0.7	-0.01	1337	1337	-24	0	42	15	15	151	151	-13	-13				
-27	-3.5	-3.5	-0.7	-0.01	-0.7	-0.01	1337	1337	-23	0	40	15	15	152	152	-13	-13				
-26	-3.4	-3.4	-0.6	-0.01	-0.6	-0.01	1337	1337	-21	0	39	15	15	153	153	-12	-12				
-25	-3.4	-3.4	-0.6	-0.01	-0.6	-0.01	1337	1337	-20	0	37	15	15	153	153	-12	-12				
-24	-3.3	-3.3	-0.6	-0.01	-0.6	-0.01	1337	1337	-18	0	36	15	15	153	153	-11	-11				
-23	-3.3	-3.3	-0.6	-0.01	-0.6	-0.01	1337	1337	-17	0	34	16	16	154	154	-11	-11				
-22	-3.2	-3.2	-0.6	-0.01	-0.6	-0.01	1337	1337	-15	0	33	16	16	154	154	-10	-10				
-21	-3.2	-3.2	-0.5	-0.01	-0.5	-0.01	1337	1337	-14	0	32	16	16	155	155	-10	-10				
-20	-3.1	-3.1	-0.5	-0.01	-0.5	-0.01	1337	1337	-12	0	30	16	16	155	155	-10	-10				
-19	-3.1	-3.1	-0.5	-0.01	-0.5	-0.01	1337	1337	-11	0	29	17	17	156	156	-9	-9				
-17	-3	-3	-0.4	-0.01	-0.4	-0.01	1337	1337	-8	0	26	18	18	157	157	-8	-8				
-16	-3	-3	-0.4	-0.01	-0.4	-0.01	1337	1337	-6	0	24	18	18	157	157	-7	-7				
-15	-2.9	-2.9	-0.4	-0.01	-0.4	-0.01	1337	1337	-5	0	23	18	18	158	158	-7	-7				
-14	-2.9	-2.9	-0.4	-0.01	-0.4	-0.01	1337	1337	-3	0	21	18	18	158	158	-6	-6				
-13	-2.8	-2.8	-0.3	-0.01	-0.3	-0.01	1337	1337	-2	0	20	19	19	159	159	-6	-6				
-12	-2.8	-2.8	-0.3	-0.01	-0.3	-0.01	1337	1337	0	0	18	19	19	159	159	-6	-6				
-11	-2.8	-2.8	-0.3	-0.01	-0.3	-0.01	1337	1337	1	0	17	19	19	160	160	-5	-5				
-10	-2.7	-2.7	-0.3	-0.01	-0.3	-0.01	1337	1337	3	0	15	20	20	160	160	-5	-5				
-9	-2.7	-2.7	-0.2	0.00	-0.2	0.00	1337	1337	4	0	14	20	20	161	161	-4	-4				
-8	-2.6	-2.6	-0.2	0.00	-0.2	0.00	1337	1337	6	0	12	20	20	161	161	-3	-3				
-7	-2.6	-2.6	-0.2	0.00	-0.2	0.00	1337	1337	7	0	11	20	20	161	161	-3	-3				
-6	-2.5	-2.5	-0.2	0.00	-0.2	0.00	1337	1337	9	0	9	21	21	162	162	-3	-3				
-5	-2.5	-2.5	-0.1	0.00	-0.1	0.00	1337	1337	10	0	8	21	21	162	162	-2	-2				
-4	-2.5	-2.5	-0.1	0.00	-0.1	0.00	1337	1337	12	0	6	22	22	163	163	-2	-2				
-3	-2.4	-2.4	0	0.00	0	0.00	1337	1337	13	0	4	22	22	163	163	-1	-1				
-2	-2.4	-2.4	0	0.00	0	0.00	1337	1337	15	0	3	23	23	164	164	-1	-1				
-1	-2.3	-2.3	0	0.00	0	0.00	1337	1337	16	0	1	23	23	164	164	0	0				
0	-2.3	-2.3	0	0.00	0	0.00	1337	1337	18	0	0	24	24	165	165	0	0				
1	-2.3	-2.3	0	0.00	0	0.00	1337	1337	19	0	2	24	24	165	165	0	0				
2	-2.2	-2.2	0.1	0.00	0.1	0.00	1337	1337	21	0	3	24	24	166	166	1	1				
4	-2.1	-2.1	0.1	0.00	0.1	0.00	1337	1337	24	0	6	25	25	167	167	2	2				
5	-2.1	-2.1	0.1	0.00	0.1	0.00	1337	1337	25	0	8	26	26	167	167	2	2				
6	-2.1	-2.1	0.2	0.00	0.2	0.00	1337	1337	27	0	9	26	26	167	167	3	3				
7	-2	-2	0.2	0.00	0.2	0.00	1337	1337	28	0	11	27	27	168	168	3	3				
8	-2	-2	0.2	0.00	0.2	0.00	1337	1337	30	0	12	27	27	169	169	4	4				
9	-1.9	-1.9	0.3	0.01	0.3	0.01	1337	1337	31	0	14	28	28	169	169	4	4				
10	-1.9	-1.9	0.3	0.01	0.3	0.01	1337	1337	33	0	15	29	29	169	169	5	5				
11	-1.9	-1.9	0.3	0.01	0.3	0.01	1337	1337	34	0	17	29	29	170	170	5	5				
12	-1.8	-1.8	0.4	0.01	0.4	0.01	1337	1337	36	0	18	30	30	170	170	6	6				
13	-1.8	-1.8	0.4	0.01	0.4	0.01	1337	1337	38	0	20	30	30	171	171	6	6				
14	-1.7	-1.7	0.4	0.01	0.4	0.01	1337	1337	39	0	22	31	31	171	171	6	6				
15	-1.7	-1.7	0.4	0.01	0.4	0.01	1337	1337	41	0	23	32	32	172	172	7	7				
16	-1.7	-1.7	0.5	0.01	0.5	0.01	1337	1337	42	0	25	33	33	172	172	7	7				
17	-1.6	-1.6	0.5	0.01	0.5	0.01	1337	1337	44	0	26	34	34	173	173	8	8				
18	-1.6	-1.6	0.5	0.01	0.5	0.01	1337	1337	45	0	28	34	34	173	173	8	8				
19	-1.5	-1.5	0.6	0.01	0.6	0.01	1337	1337	47	0	29	34	34	173	173	9	9				
20	-1.5	-1.5	0.6	0.01	0.6	0.01	1337	1337	48	0	31	34	34	174	174	9	9				
21	-1.5	-1.5	0.6	0.01	0.6	0.01	1337	1337	50	0	33	34	34	174	174	10	10				
22	-1.4	-1.4	0.7	0.01	0.7	0.01	1337	1337	52	0	34	34	34	175	175	10	10				
23	-1.4	-1.4	0.7	0.01	0.7	0.01	1337	1337	53	0	36	34	34	175	175	11	11				
25	-1.3	-1.3	0.8	0.02	0.8	0.02	1337	1337	56	0	39	34	34	176	176	12	12				
26	-1.3	-1.3	0.8	0.02	0.8	0.02	1337	1337	58	0	40	34	34	177	177	12	12				
27	-1.2	-1.2	0.8	0.02	0.8	0.02	1337	1337	59	0	42	34	34	177	177	12	12				
28	-1.2	-1.2	0.9	0.02	0.9	0.02	1337	1337	61	0	43	34	34	177	177	13	13				
29	-1.2	-1.2	0.9	0.02	0.9	0.02	1337	1337	62	0	45	34	34	178	178	13	13				
30	-1.1	-1.1	0.9	0.02	0.9	0.02	1337	1337	64	0	47	34	34	178	178	14	14				
31	-1.1	-1.1	1	0.02	1	0.02	1337	1337	66	0	48	34	34	179	179	14	14				
32	-1	-1	1	0.02	1	0.02	1337	1337	67	0	50	34	34	179	179	14	14				
33	-1	-1	1	0.02	1	0.02	1337	1337	69	0	51	34	34	180	180	15	15				
34	-1	-1	1.1	0.02	1.1	0.02	1337	1337	70	0	53	35	35	180	180	15	15				
35	-0.9	-0.9	1.1	0.02	1.1	0.02	1337	1337	72	0	54	35	35	180	180	16	16				
36	-0.9	-0.9	1.1	0.02	1.1	0.02	1337	1337	73	0	56	35	35	181	181	16	16				
37	-0.9	-0.9	1.2	0.02	1.2	0.02	1337	1337	75	0	58	35	35	181	181	16	16				
38	-0.8	-0.8	1.2	0.02	1.2	0.02	1337	1337	77	0	59	35	35	182							

ANEXO 3: Parámetros inclinación chasis suspensión trasera

Title	FSAE UTEC TRASERA ver2								ROLL TRASERA								
Units	mm																
Chassis roll	Camber Left	Camber Right	Bump Steer Left	Bump Steer Right	Bump Steer Left *	Bump Steer Right *	Instant Center Width Right	Instant Center Width Left	Roll Center Y	Roll Center X	Roll Center Movement	Scrub Radius Left	Scrub Radius Right	Shock Left Length	Shock Right Length	Shock Left Travel	Shock Right Travel
-5	0.1	-4.7	0.2	0.00	-0.6	-0.01	1101	1101	-8	659	660	32	6	135	194	-29	29
-4.7	0	-4.6	0.2	0.00	-0.6	-0.01	1101	1101	-5	624	625	31	7	137	192	-28	27
-4.5	-0.1	-4.5	0.2	0.00	-0.5	-0.01	1101	1101	-3	600	601	31	7	138	191	-27	26
-4.2	-0.2	-4.3	0.2	0.00	-0.5	-0.01	1101	1101	0	564	565	31	7	140	189	-25	24
-4	-0.3	-4.2	0.2	0.00	-0.5	-0.01	1101	1101	2	540	541	31	8	141	188	-24	23
-3.7	-0.4	-4	0.2	0.00	-0.4	-0.01	1101	1101	5	503	503	31	9	143	186	-22	22
-3.5	-0.5	-3.9	0.2	0.00	-0.4	-0.01	1101	1101	7	477	477	31	9	144	185	-21	20
-3.2	-0.7	-3.8	0.2	0.00	-0.4	-0.01	1101	1101	9	438	438	31	9	146	183	-19	19
-3	-0.8	-3.7	0.2	0.00	-0.3	-0.01	1101	1101	11	413	413	31	10	147	182	-18	18
-2.7	-0.9	-3.5	0.2	0.00	-0.3	-0.01	1101	1101	13	372	372	31	10	149	180	-16	16
-2.5	-1	-3.4	0.2	0.00	-0.3	-0.01	1101	1101	14	346	346	31	11	150	179	-15	14
-2.2	-1.1	-3.3	0.2	0.00	-0.2	0.00	1101	1101	16	305	306	31	12	152	178	-13	13
-2	-1.2	-3.2	0.1	0.00	-0.2	0.00	1101	1101	17	278	278	31	12	153	176	-12	12
-1.7	-1.4	-3	0.1	0.00	-0.2	0.00	1101	1101	18	256	237	30	13	155	175	-10	10
-1.5	-1.5	-2.9	0.1	0.00	-0.1	0.00	1101	1101	19	209	209	30	14	156	174	-9	9
-1.2	-1.6	-2.8	0.1	0.00	-0.1	0.00	1101	1101	20	167	167	29	15	157	172	-7	7
-1	-1.7	-2.7	0.1	0.00	-0.1	0.00	1101	1101	21	139	139	27	16	159	171	-6	6
-0.7	-1.9	-2.5	0.1	0.00	-0.1	0.00	1101	1101	21	97	97	25	17	161	169	-4	4
-0.5	-1.9	-2.4	0	0.00	0	0.00	1101	1101	22	69	69	24	18	162	168	-3	3
-0.2	-2.1	-2.3	0	0.00	0	0.00	1101	1101	22	27	27	21	19	164	166	-1	1
0	-2.2	-2.2	0	0.00	0	0.00	1101	1101	22	0	0	20	20	165	165	0	0
0.3	-2.3	-2	0	0.00	0	0.00	1101	1101	22	-41	41	19	22	167	163	2	-2
0.5	-2.4	-1.9	0	0.00	0	0.00	1101	1101	22	-69	69	18	24	168	162	3	-3
0.8	-2.6	-1.8	-0.1	0.00	0.1	0.00	1101	1101	21	-111	111	17	26	170	160	5	-5
1	-2.7	-1.7	-0.1	0.00	0.1	0.00	1101	1101	21	-139	139	16	27	171	159	6	-6
1.3	-2.8	-1.6	-0.1	0.00	0.1	0.00	1101	1101	20	-181	181	14	30	172	157	8	-8
1.5	-2.9	-1.5	-0.1	0.00	0.1	0.00	1101	1101	19	-209	209	14	30	174	156	9	-9
1.8	-3.1	-1.3	-0.2	0.00	0.1	0.00	1101	1101	18	-250	250	13	30	175	154	10	-11
2	-3.2	-1.2	-0.2	0.00	0.1	0.00	1101	1101	17	-278	278	12	31	176	153	12	-12
2.3	-3.3	-1.1	-0.2	0.00	0.2	0.00	1101	1101	15	-319	319	12	31	178	151	14	-14
2.5	-3.4	-1	-0.3	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	14	-346	346	11	31	179	150	14	-15
2.8	-3.6	-0.9	-0.3	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	12	-386	387	10	31	181	148	16	-17
3	-3.7	-0.8	-0.3	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	11	-413	413	10	31	182	147	18	-18
3.3	-3.8	-0.6	-0.4	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	8	-451	451	9	31	184	145	19	-20
3.5	-3.9	-0.5	-0.4	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	7	-477	477	9	31	185	144	20	-21
3.8	-4.1	-0.4	-0.4	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	4	-515	516	8	31	187	142	22	-23
4	-4.2	-0.3	-0.5	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	2	-540	541	8	31	188	141	23	-24
4.3	-4.4	-0.2	-0.5	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	-1	-577	577	7	31	190	139	25	-25
4.5	-4.5	-0.1	-0.5	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	-3	-600	601	7	31	191	138	26	-27
4.8	-4.6	0.1	-0.6	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	-6	-636	637	6	31	192	136	28	-28
5	-4.7	0.1	-0.6	-0.01	0.2	0.00	1101	1101	-8	-659	660	6	32	194	135	29	-29
-7	-2.6	-2.6	-0.2	0.00	-0.2	0.00	1337	1337	7	0	11	20	20	161	161	-3	-3
-6	-2.5	-2.5	-0.2	0.00	-0.2	0.00	1337	1337	9	0	9	21	21	162	162	-3	-3
-5	-2.5	-2.5	-0.1	0.00	-0.1	0.00	1337	1337	10	0	8	21	21	162	162	-2	-2
-4	-2.5	-2.5	-0.1	0.00	-0.1	0.00	1337	1337	12	0	6	22	22	163	163	-2	-2
-3	-2.4	-2.4	-0.1	0.00	-0.1	0.00	1337	1337	13	0	4	22	22	163	163	-1	-1
-2	-2.4	-2.4	0	0.00	0	0.00	1337	1337	15	0	3	23	23	164	164	-1	-1
-1	-2.3	-2.3	0	0.00	0	0.00	1337	1337	16	0	1	23	23	164	164	0	0
0	-2.3	-2.3	0	0.00	0	0.00	1337	1337	18	0	0	24	24	165	165	0	0
1	-2.3	-2.3	0	0.00	0	0.00	1337	1337	19	0	2	24	24	165	165	0	0
2	-2.2	-2.2	0.1	0.00	0.1	0.00	1337	1337	21	0	3	24	24	166	166	1	1
4	-2.1	-2.1	0.1	0.00	0.1	0.00	1337	1337	24	0	6	25	25	167	167	2	2
5	-2.1	-2.1	0.1	0.00	0.1	0.00	1337	1337	25	0	8	26	26	167	167	2	2
6	-2.1	-2.1	0.2	0.00	0.2	0.00	1337	1337	27	0	9	26	26	167	167	3	3
7	-2	-2	0.2	0.00	0.2	0.00	1337	1337	28	0	11	27	27	168	168	3	3
8	-2	-2	0.2	0.00	0.2	0.00	1337	1337	30	0	12	27	27	169	169	4	4
9	-1.9	-1.9	0.3	0.01	0.3	0.01	1337	1337	31	0	14	28	28	169	169	4	4
10	-1.9	-1.9	0.3	0.01	0.3	0.01	1337	1337	33	0	15	29	29	169	169	5	5
11	-1.9	-1.9	0.3	0.01	0.3	0.01	1337	1337	34	0	17	29	29	170	170	5	5
12	-1.8	-1.8	0.4	0.01	0.4	0.01	1337	1337	36	0	18	30	30	170	170	6	6
13	-1.8	-1.8	0.4	0.01	0.4	0.01	1337	1337	38	0	20	30	30	171	171	6	6
14	-1.7	-1.7	0.4	0.01	0.4	0.01	1337	1337	39	0	22	31	31	171	171	6	6
15	-1.7	-1.7	0.4	0.01	0.4	0.01	1337	1337	41	0	23	32	32	172	172	7	7
16	-1.7	-1.7	0.5	0.01	0.5	0.01	1337	1337	42	0	25	33	33	172	172	7	7
17	-1.6	-1.6	0.5	0.01	0.5	0.01	1337	1337	44	0	26	34	34	173	173	8	8
18	-1.6	-1.6	0.5	0.01	0.5	0.01	1337	1337	45	0	28	34	34	173	173	8	8
19	-1.5	-1.5	0.6	0.01	0.6	0.01	1337	1337	47	0	29	34	34	173	173	9	9
20	-1.5	-1.5	0.6	0.01	0.6	0.01	1337	1337	48	0	31	34	34	174	174	9	9
21	-1.5	-1.5	0.6	0.01	0.6	0.01	1337	1337	50	0	33	34	34	174	174	10	10
22	-1.4	-1.4	0.7	0.01	0.7	0.01	1337	1337	52	0	34	34	34	175	175	10	10
23	-1.4	-1.4	0.7	0.01	0.7	0.01	1337	1337	53	0	36	34	34	175	175	11	11
25	-1.3	-1.3	0.8	0.02	0.8	0.02	1337	1337	56	0	39	34	34	176	176	12	12
26	-1.3	-1.3	0.8	0.02	0.8	0.02	1337	1337	58	0	40	34	34	177	177	12	12
27	-1.2	-1.2	0.8	0.02	0.8	0.02	1337	1337	59	0	42	34	34	177	177	12	12
28	-1.2	-1.2	0.9	0.02	0.9	0.02	1337	1337	61	0	43	34	34	177	177	13	13
29	-1.2	-1.2	0.9	0.02	0.9	0.02	1337	1337	62	0	45	34	34	178	178	13	13
30	-1.1	-1.1	0.9	0.02	0.9	0.02	1337	1337	64	0	47	34	34	178	178	14	14
31	-1.1	-1.1	1	0.02	1	0.02	1337	1337	66	0	48	34	34	179	179	14	14
32	-1	-1	1	0.02	1	0.02	1337	1337	67	0	50	34	34	179	179	14	14
33	-1	-1	1	0.02	1	0.02	1337	1337	69	0	51	34	34	180	180	15	15
34	-1	-1	1.1	0.02	1.1	0.02	1337	1337	70	0	53	35	35	180	180	15	15
35	-0.9	-0.9	1.1	0.02	1.1	0.02	1337	1337	72	0	54	35	35	180	180	16	16
36	-0.9	-0.9	1.1	0.02	1.1	0.02	1337	1337	73	0	56	35	35	181	181	16	16
37	-0.9	-0.9	1.2	0.02	1.2	0.02	1337	1337	75	0	58	35	35	181	181	16	16
38	-0.8	-0.8															

