UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

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

TEMA: ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO CINEMÁTICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN AL MODIFICAR LA ALTURA DEL VEHÍCULO.

AUTORES:

ESTÉVEZ CISNEROS JEFFERSON MARCO

VALLEJOS MORILLO GANDHY ALEJANDRO

DIRECTOR: ING. EDWIN SALOMÓN ARROYO TERÁN, MSc.

Ibarra, 2022

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

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

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

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

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1003216247		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Vallejos Morillo Gandhy Alejandro		
DIRECCIÓN:	Calle Quito y pasaje Carlos Almeida - Ibarra		
EMAIL:	gavallejosm@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	062-545-918	**TELÉFONO MÓVIL:**	0997557383

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	105017597-3		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Estévez Cisneros Jefferson Marco		
DIRECCIÓN:	Calle Junin y Bolivar Vinueza - Atuntaqui		
EMAIL:	jmestevezc@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO:	062-530-200	**TELÉFONO MÓVIL:**	0981134762

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	**Análisis del comportamiento cinemático del sistema de suspensión al modificar la altura del vehículo**
AUTOR (ES):	Vallejos Morillo Gandhy y Estévez Cisneros Marco
FECHA: DD/MM/AAAA	04/10/2022
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	■ **PREGRADO** ☐ **POSGRADO**
TITULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
ASESOR /DIRECTOR:	ING EDWIN SALOMÓN ARROYO TERÁN, MSc.

2. CONSTANCIAS

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autores de terceros, por lo tanto, la obra es original y que son los titulares de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 04 días del mes de octubre de 2022

AUTORES:

Vallejos Morillo Gandhy Alejandro

100321624-7

Estévez Cisneros Jefferson Marco

105017597-3

CERTIFICADO DEL DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CERFITIFACIÓN DEL DIRECTOR

Por medio del presente yo MSc. Edwin Arroyo, certifico que el señor Estévez Cisneros Jefferson Marco con número de cédula 105017597-3 y el señor Vallejos Morillo Gandhy Alejandro con número de cédula 100321624-7 ha trabajado en el plan de grado cuyo título es "Análisis del comportamiento cinemático del sistema de suspensión al modificar la altura del vehículo" previo a la obtención del título de Ingeniería Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

Doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 04 días del mes de octubre del 2022.

Atentamente

Ing Edwin Salomón Arroyo Terán, MSc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO

DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a mi hija quien ha sido la razón de mi ganas de salir a delante, siendo mi más grande motivación y fuente de inspiración.
A mi madre Martha quien con sacrificio y amor me ha apoyado en cada decisión que he tomado en mi vida y ha velado por mi bien estar y crecimiento emocional, académico y personal, su coraje siempre ha sido ejemplo de superación para mí.

A mi padre Nelson que ha impartido en mi sus enseñanzas con dedicación y amor para que pueda ser un hombre de bien, responsable y trabajador enseñándome a sobrellevar cualquier tipo de situación con carácter firme, y seguro.

A mis suegros Sonia y Luis quienes con su apoyo han influenciado en mi para continuar superándome constantemente.

A mi esposa Gabriela, la cual ha estada en todo este proceso apoyándome, brindándome su amor y velando por mi bien estar siempre brindándome su apoyo y amor incondicional.

A mi hermano Martín quien ha sido mi compañero de vida en las buenas y en las malas siempre dispuesto a apoyarme y animarme a seguir adelante.

A mis tías, tíos, abuelitas y abuelitos quienes desde el inicio me han brindado su amor, apoyo y cariño para que pueda lograr mis objetivos.

Vallejos Morillo Gandhy Alejandro

Dedicado a mis futuros colegas, a quienes estoy seguro de que buscarán una respuesta a sus dudas dentro de este trabajo de investigación.

Estévez Cisneros Jefferson Marco

AGRADECIMIENTO

Agradezco a toda mi familia en especial a mi hija Amelia y mi esposa Gabriela por esa entrega y ese amor para que pueda salir adelante todos los sacrificios y situaciones que se presenten traerán sus recompensas.

En segundo lugar, a mis padres Martha y Nelson, mi hermano Martín y demás familiares en especial a mi tía Sonia y mis abuelitas quienes ha cuidado de mí y han sido pieza fundamentales para mi superación.

A mis suegros y toda la familia de mi esposa por velar por nuestro bien estar y apoyo brindado.

A mis compañeros con los que he compartido muchas experiencias a lo largo de mi vida profesional.

A mis docentes quienes siempre ha estado dispuestos a compartir sus conocimientos en especial al MSc. Edwin Arroyo quien ha sabido guiarme en todo este proceso de una manera comprometida y responsable.

A los ingenieros Ricardo Rocha, Jorge Kaslin, David Bernal y Cristian Mafla, por las oportunidades, apoyo y buena voluntad de compartir sus conocimiento con mi persona para mi desarrollo profesional.

Vallejos Morillo Gandhy Alejandro

Todo el trabajo que he realizado no hubiera sido posible sin las bendiciones de Dios y todas las oraciones que mis padres Marco y Marisol y mis hermanos Yadira y Kevin realizaron para hoy verme cumplir esta meta.

Además, agradezco los sacrificios que mis padres han hecho amorosamente para ayudarme a formar profesionalmente.

No quiero dejar pasar esta oportunidad para agradecer a Milena por su apoyo incondicional en los momentos adversos al realizar este trabajo de investigación.

Finalmente, agradezco a mis compañeros y profesores por las enseñanzas compartidas, y a mis amigos por las aventuras vividas en el trayecto de mi carrera.

Estévez Cisneros Jefferson Marco

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PÁGINA

RESUMEN 20

ABSTRACT 21

INTRODUCCIÓN 22

CAPÍTULO 1 23

1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA 23

1.1. Justificación 23

1.2. Alcance 24

1.3. Antecedentes 24

1.4. Planteamiento del problema 26

1.5. Objetivos 27

1.5.1. Objetivo general 27
1.5.2. Objetivos específicos 27

1.6. Sistema de suspensión 27

1.6.1. Tipos de suspensión 29

1.7. ley de grashoff 32

1.8. Geometría de la suspensión 33

1.9. Centro de gravedad 33

1.9.1. Métodos para la determinación del centro de gravedad 34
1.9.2. Parámetros que influyen en el centro de gravedad 34

1.10. Ubicación del centro de gravedad 35

1.11. Centro de balanceo 35

1.12. Camber 38

1.13. Convergencia y divergencia toe 39

1.14. Caster 41

1.15. Anti-dive y anti-squat 42

1.15.1. Anti-squat 43

1.15.2. Anti-dive 44

1.16. Métodos para modificar la suspensión del vehículo 45

1.16.1. Modificar la suspensión por ballestas 45
1.16.2. Modificar la suspensión por espiral 45
1.16.3. Modificar la suspensión por coilovers 45

1.17. Software 46

1.17.1. Msc.adams 46
1.17.2. Solidworks 47

CAPITULO II 48

2. MATERIALES Y MÉTODOS 48

2.1. Metodología de la investigación 48

2.1.2. Método analítico 48
2.1.3. Método experimental 49
2.1.4. Método cuantitativo 49
2.1.5. Método bibliográfico 49

2.2. Materiales 49

2.2.1. Suzuki forsa 1.0 49
2.2.2. Plataformas de peso 50
2.2.3. Elevador de cuatro postes 50
2.2.4. Instrumentos adicionales 51
2.2.5. Recursos digitales 51

2.3. Procedimiento 51

2.4. Consideraciones iniciales 52

2.5. Fase 1 54

2.5.1. Centro de gravedad, distribución de pesos y centro de rolido. 54
2.5.2. Parámetros fijos 55
2.5.3. Ubicación del centro de gravedad. 56
2.5.4. Altura del centro de gravedad. 60

2.6. Fase 2 62

2.6.1. Geometría de la suspensión. 62
2.6.2. Parallel wheel travel 63
2.6.3. Opposite wheel travel 63
2.6.4. Roll y vertical forces 64
2.6.5. Single wheel travel 65
2.6.6. Toma de medidas de la geometría de la suspensión 66
2.6.7. Ecuaciones de movimiento 66
2.6.8. Coordenadas de los puntos de suspensión y elementos para considerar 67

2.7. Simulación y cálculos 71

2.7.1. Cálculos para el centro de gravedad 71
2.7.2. Representación gráfica y proyecciones del centro de rolido 71
2.7.3. Simulación 72
2.7.4. Finalidades de la simulación. 79

2.8. Levantamiento de datos en el vehículo sin modificar 81

2.9. Levantamiento de datos en vehículo modificado 89

2.10. Cálculos del centro de gravedad 91

2.10.1. Ubicación del centro de gravedad. 91
2.10.2. Altura del centro de gravedad. 93

2.11. Centro de balanceo 96

2.12. Análisis de suspensión en adams car 97

CAPÍTULO III 104

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN 104

3.1. Centro de gravedad y centro de balanceo 104

3.2. Suspensión delantera parallel wheel travel 104

3.2.1. Camber. 105
3.2.2. Caster 105
3.2.3. Anti-dive 106
3.2.4. Anti-squat 107
3.2.5. Toe 107

3.3. Suspensión delantera opposite wheel travel 108

3.3.1. Camber 108
3.3.2. Anti-dive y anti-squat 109

3.3.3. Toe 109

3.4. Suspensión delantera roll y vertical forces 110

3.4.1. Camber 110
3.4.2. Anti-dive 111
3.4.3. Toe 111
3.4.4. Jacking forces. 112

3.5. Suspensión delantera single wheel travel 113

3.5.1. Camber. 113
3.5.2. Toe 114

3.6. Suspensión posterior parallel wheel travel 114

3.6.1. Camber 115
3.6.2. Caster 115
3.6.3. Anti-squat 116
3.6.4. Toe 117

3.7. Suspensión posterior opposite wheel travel 117

3.7.1. Camber 117
3.7.2. Caster 118
3.7.3. Anti-squat 119
3.7.4. Toe 119

3.8. Suspensión posterior single wheel travel 120

3.8.1. Camber 120
3.8.2. Toe 121

3.9. Discusión suspensión delantera 122

3.9.1. Centro de gravedad cg 122
3.9.2. Centro de balanceo cb 122
3.9.3. Relación cb y cg 123
3.9.4. PWT camber 123
3.9.5. PWT anti-dive 124
3.9.6. PWT toe 125
3.9.7. OWT camber 126
3.9.8. OWT toe 127
3.9.9. Roll y vertical forces camber 127
3.9.10. Roll y vertical forces anti-dive 128
3.9.11. Roll y vertical forces toe 129
3.9.12. Jacking forces 129
3.9.13. Single wheel travel camber y toe 130

3.10. Discusión suspensión posterior 131

3.10.1. PWT camber 131
3.10.2. PWT caster 131
3.10.3. PWT anti-squat 132
3.10.4. PWT toe 133
3.10.5. OWT camber 133
3.10.6. OWT caster 134
3.10.7. OWT anti-squat 134
3.10.8. OWT toe 135
3.10.9. Single wheel travel camber lado izquierdo 136
3.10.10. Single wheel travel camber lado derecho 136
3.10.11. Single wheel travel toe lado izquierdo 137
3.10.12. Single wheel travel toe lado derecho 137

CAPÍTULO IV 138

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 138

4.1. Conclusiones 138

4.2. Recomendaciones 141

CAPÍTULO V 142

5. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA 142

CAPÍTULO VI 145

6. ANEXOS 145

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA NUM **PÁGINA**

Figura 1.1 Eje oscilante 29
Figura 1.2 Suspensión de eje Rígido. 30
Figura 1.3 Sistema de suspensión Independiente. 30
Figura 1.4 Esquema de suspensión. 32
Figura 1.5 Centro de balanceo y suspensión McPherson vista frontal. 36
Figura 1.6 Equivalente mecánico cinemático a una suspensión delantera de doble brazo. 37
Figura 1.7 Equivalente mecánico cinemático a una suspensión McPherson. 37
Figura 1.8 Modelo cinemático de un mecanismo de suspensión de doble brazo. 38
Figura 1.9 Convergencia (Toe-in) y Divergencia (Toe-out) en el frente de un vehículo. 40
Figura 1.10 Configuración negativa y positiva de caster en el eje delantero. 41
Figura 1.11 Dirección de la Rotación de frenado y acelerado con respecto al centro de gravedad. 42
Figura 1.12 Diagrama lateral de puntos Anti-Squat. 43
Figura 1.13 Diagrama lateral de puntos Anti-Dive. 44
Figura 1.14 Software SolidWorks. 47
Figura 2.1 SW500 Scale system. 50
Figura 2.2 Diagrama de flujo del algoritmo para el análisis de datos. 52
Figura 2.3 Diagrama de flujo consideraciones iniciales. 53
Figura 2.4 Pantalla led de Intercomp SW500 – 170125 valor cruzado 54
Figura 2.5 Diagrama de flujo de la Fase 1. 55
Figura 2.6 Vista frontal y lateral de Suzuki Forsa 1.0. 56
Figura 2.7 Ubicación del centro de gravedad en vista superior 58
Figura 2.8 Ubicación del centro de gravedad mediante vista lateral. 59
Figura 2.9 Diagrama de flujo de centro de gravedad. 62
Figura 2.10 Simulación de recorrido paralelo de las ruedas. 63
Figura 2.11 Opposite Wheel Travel. 64
Figura 2.12 Roll y Vertical Forces. 65
Figura 2.13 Single Wheel Travel. 65
Figura 2.14 Hardpoints de suspensión McPherson. 68
Figura 2.15 Tabla de Hardpoints. 68

Figura 2.16 Coordenadas en "x"; "y" y "z". 70
Figura 2.17 Diagrama de flujo Fase 2. 70
Figura 2.18 Centro de Balanceo. 72
Figura 2.19 Inicio de ADAMS CAR. 73
Figura 2.20 Creación de un nuevo subsistema. 73
Figura 2.21 Plantillas de los subsistemas. 74
Figura 2.22 Modificación de hardpoints. 75
Figura 2.23 Creación de un assembly. 75
Figura 2.24 Nuevo ensamblaje. 76
Figura 2.25 Simulaciones para la suspensión. 76
Figura 2.26 Parámetros de simulación. Parallel Wheel Travel. 77
Figura 2.27 Parámetros de Simulación Opposite Wheel Travel. 78
Figura 2.28 Parámetros de simulación Roll y Vertical Forces. 78
Figura 2.29 Parámetros de simulación. Single Wheel Travel. 79
Figura 2.30 Camber y Desplazamiento vertical de la rueda en Parallel Wheel Travel. 80
Figura 2.31 Procedimiento de simulación. 81
Figura 2.32 Suzuki Forsa MK2 1.0. 82
Figura 2.33 Ajuste a cero de la consola. 83
Figura 2.34 Vehículo sobre plataformas. 84
Figura 2.35 Vehículo elevado en bloques. 85
Figura 2.36 Valores de la rueda. 86
Figura 2.37 Coilovers universales. 88
Figura 2.38 Regulación de coilovers universales. 88
Figura 2.39 Valores de peso cruzado. 89
Figura 2.40 Representación de las dimensiones del vehículo 94
Figura 2.41 Ilustración general de croquis y proyecciones sin modificar. 96
Figura 2.42 Ilustración de croquis sin modificar. 96
Figura 2.43 Ilustración general de croquis y proyecciones en suspensión modificada. 97
Figura 2.44 Ilustración de croquis modificado. 97
Figura 2.45 Suspensión frontal sin modificar. 97
Figura 2.46 Suspensión frontal sin modificar PWT. 98
Figura 2.47 Suspensión frontal sin modificar OWT. 98
Figura 2.48 Suspensión frontal sin modificar R y VF. 99
Figura 2.49 Suspensión frontal sin modificar SWT. 100

Figura 2.50 Suspensión frontal sin modificar vs modificada: desplazamiento de la rueda. 100
Figura 2.51 Suspensión posterior sin modificar. 101
Figura 2.52 Suspensión posterior sin modificar PWT. 101
Figura 2.53 Suspensión posterior sin modificar OWT. 102
Figura 2.54 Suspensión posterior sin modificar SWT. 102
Figura 2.55 Desplazamiento vertical de la rueda posterior comparativa. 103
Figura 3.1 Camber delantero análisis y comparativa PWT. 105
Figura 3.2 Caster delantero análisis y comparativa PWT. 106
Figura 3.3 Anti-dive delantero análisis y comparativa PWT. 106
Figura 3.4 TOE delantero análisis y comparativa PWT. 107
Figura 3.5 Camber delantero análisis y comparativa OWT. 108
Figura 3.6 TOE delantero análisis y comparativa OWT. 109
Figura 3.7 Camber delantero análisis y comparativa RyVF. 110
Figura 3.8 Anti-dive delantero análisis y comparativa RyVF. 111
Figura 3.9 TOE delantero análisis y comparativa RyVF. 111
Figura 3.10 Jacking delantero análisis y comparativa RyVF. 112
Figura 3.11 Camber delantero análisis sin modificar SWT. 113
Figura 3.12 Camber delantero análisis modificada SWT. 113
Figura 3.13 TOE delantero análisis sin modificar SWT. 114
Figura 3.14 TOE delantero análisis modificada SWT 114
Figura 3.15 Camber posterior análisis y comparativa PWT. 115
Figura 3.16 Caster posterior análisis y comparativa PWT. 115
Figura 3.17 Anti-Squat posterior análisis y comparativa PWT. 116
Figura 3.18 TOE posterior análisis y comparativa PWT. 117
Figura 3.19 Camber posterior análisis y comparativa OWT. 117
Figura 3.20 Caster posterior análisis y comparativa OWT. 118
Figura 3.21 Anti-Squat posterior análisis y comparativa OWT. 119
Figura 3.22 TOE posterior análisis y comparativa OWT. 119
Figura 3.23 Camber posterior análisis sin modificar SWT. 120
Figura 3.24 Camber posterior análisis modificada SWT. 120
Figura 3.25 TOE posterior análisis sin modificar SWT 121
Figura 3.26 Camber posterior análisis modificada SWT. 121
Figura 3.27 Variación del centro de Gravedad 122
Figura 3.28 Cambio en centro de balanceo respecto al centro de gravedad. 123

Figura 3.29 Valores de prueba de camber en Parallel Wheel Travel. 123
Figura 3.30 Valores de prueba de Anti-Dive en Parallel Wheel Travel. 124
Figura 3.31 Valores de prueba de TOE en Parallel Wheel Travel. 125
Figura 3.32 Valores de prueba de camber en Opposite Wheel Travel. 126
Figura 3.33 Valores de prueba de TOE en Opposite Wheel Travel. 127
Figura 3.34 Valores de prueba de Camber en Roll y Vertical Forces. 127
Figura 3.35 Valores de prueba de Anti-Dive en Roll y Vertical Forces. 128
Figura 3.36 Valores de prueba de TOE en Roll y Vertical Forces. 129
Figura 3.37 Valores de prueba de Jacking Forces en Roll y Vertical Forces. 129
Figura 3.38 Valores de prueba de Camber en Single Wheel Travel. 130
Figura 3.39 Valores de prueba de TOE en Single Wheel Travel. 130
Figura 3.40 *Valores de prueba de Camber en Parallel Wheel Travel* 131
Figura 3.41 *Valores de prueba de Caster en Parallel Wheel Travel* 131
Figura 3.42 *Valores de prueba de Anti-Squat en Parallel Wheel Travel* 132
Figura 3.43 *Valores de prueba de TOE en Parallel Wheel Travel* 133
Figura 3.44 *Valores de prueba de Camber en Opposite Wheel Travel* 133
Figura 3.45 *Valores de prueba de Caster en Opposite Wheel Travel* 134
Figura 3.46 *Valores de prueba de Anti-Squat en Opposite Wheel Travel* 134
Figura 3.47 *Valores de prueba de TOE en Opposite Wheel Travel* 135
Figura 3.48 *Valores de prueba de Camber lado izquierdo, en Single Wheel Travel* 136
Figura 3.49 *Valores de prueba de Camber lado derecho en Single Wheel Travel* 136
Figura 3.50 *Valores de prueba de TOE lado izquierdo en Single Wheel Travel* 137
Figura 3.51 *Valores de prueba de TOE lado derecho en Single Wheel Travel* 137
Figura 6.1 Valor cruzado en balanzas 148
Figura 6.2 Vehículo en tercera elevación 148
Figura 6.3 Vehículo en segunda elevación 149
Figura 6. 4 Vehículo en primera elevación 149
Figura 6.5 Vehículo sobre plataforma 150
Figura 6.6 Regulación de coilovers de lado derecho delantero 150
Figura 6.7 Regulación de coilovers lado izquierdo delantero 151
Figura 6.8 Levantamiento de datos en la primera elevación 151
Figura 6.9 Kit de medición de peso Intercomp SW-500 170125 152

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NUM **PÁGINA**

Tabla 1.1 Comparativa de beneficios de TOE. 41
Tabla 2.1 Nomenclatura para cálculos de centro de gravedad. 56
Tabla 2.2 Dimensiones del Vehículo. 82
Tabla 2.3 Datos de peso sin modificar. 83
Tabla 2.4 Valores de peso por rueda en suspensión sin modificar. 85
Tabla 2.5 Datos de la rueda. 86
Tabla 2.6 Hardpoints de la suspensión delantera sin modificar 87
Tabla 2.7 Hardpoints de la suspensión posterior sin modificar. 87
Tabla 2.8 Peso por eje en suspensión modificada. 89
Tabla 2.9 Valores de peso por rueda en suspensión modificada. 90
Tabla 2.10 Hardpoints de la suspensión delantera modificada 90
Tabla 2.11 Hardpoints de la suspensión posterior modificada. 91
Tabla 2.12 Altura del centro de gravedad y promedio altura sin modificar. 95
Tabla 2.13 Altura del centro de gravedad y promedio altura modificada. 95
Tabla 6.1 Cálculos del CG para suspensión sin modificar 145
Tabla 6. 2 Cálculos del CG para suspensión modificada 146

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NUM	PÁGINA
Ecuación (1)	39
Ecuación (2)	39
Ecuación (3)	39
Ecuación (4)	43
Ecuación (5)	43
Ecuación (6)	44
Ecuación (7)	44
Ecuación (8)	57
Ecuación (9)	57
Ecuación (10)	57
Ecuación (11)	57
Ecuación (12)	57
Ecuación (13)	58
Ecuación (14)	58
Ecuación (15)	59
Ecuación (16)	59
Ecuación (17)	60
Ecuación (18)	61
Ecuación (19)	61
Ecuación (20)	61
Ecuación (21)	61
Ecuación (22)	91
Ecuación (23)	92
Ecuación (24)	92
Ecuación (25)	92
Ecuación (26)	92
Ecuación (27)	92
Ecuación (28)	93
Ecuación (29)	93
Ecuación (30)	93

Ecuación (31) 94
Ecuación (32) 94
Ecuación (33) 94
Ecuación (34) 95
Ecuación (35) 95

RESUMEN

El presente trabajo investigativo determinó el comportamiento cinemático del sistema de suspensión estándar y modificado, mediante varias pruebas y simulaciones que conllevó al análisis de resultados con el fin de determinar las diferencias que se producen al momento de modificar la altura del vehículo. Para la selección del vehículo, se consideró el tipo y características del mismo, para que los datos recopilados se encuentren dentro de un marco general. Por lo tanto, se determinó que el modelo Suzuki Forsa 1.0 es el vehículo más apto para el análisis, debido a que las modificaciones en este vehículo son muy accesibles y más sencillas de realizar. Una vez seleccionado el vehículo, se realizaron mediciones externas, entre las cuales se encuentra la altura, ancho, largo, distancia entre ejes, ancho de vías, entre otras. De igual manera, fueron tomadas las medidas de los puntos de suspensión estándar y modificada para identificar su posición con base a coordenadas ortogonales. Posteriormente se levantó datos de la distribución de masas del vehículo a diferentes alturas y así determinar si existe un incremento o disminución en la variación del centro de gravedad y centro de balanceo. Posterior a la obtención de datos, se realizó los respectivos cálculos y simulaciones para analizar los factores de interés: centro de gravedad, centro de balanceo, camber, caster, Anti-dive, anti-squat, entre otros, puesto que, estos son los que tienen mayor relevancia al modificar la suspensión y que suelen cambiar sus características. Una vez fijadas las variables, se llevaron a cabo las pruebas que son mayormente ejecutadas por la suspensión mediante el software Adams Car: Parallel Travel, Opposite Travel, Vertical Forces, Single Wheel Travel. Al final se muestran las gráficas que se realizaron para analizar las diferencias que se encontraron entre las dos suspensiones.

ABSTRACT

The present investigative work determined the kinematic behavior of the standard and modified suspension system through several tests and simulations that led to the analysis of results in order to determine the differences that occur when modifying the height of the vehicle. Regarding the selection of the vehicle, the type and characteristics of this were considered so that the data collected is within a general framework. Therefore, it was determined that the Suzuki Forsa 1.0 model is the most suitable vehicle for the analysis because the modifications in this vehicle are very accessible and easier to carry out. Once the vehicle was selected, external sizes were made, including height, width, length, wheelbase, and track width, among others. In the same way, the measurements of the standard suspension points were taken and modified to identify their position based on orthogonal coordinates. Subsequently, data were collected on the distribution of masses of the vehicle at different heights and thus determine if there is an increase or decrease in the variation of the center of gravity and center of balance. After obtaining the data, the respective calculations and simulations were carried out to analyze the factors of interest: center of gravity, center of roll, camber, caster, anti-dive, and anti-squat, among others, since these have greater relevance when modifying the suspension and that usually change its characteristics. Once the variables were set, the tests that are mostly executed by the suspension were carried out using the Adams Car software: Parallel Travel, Opposite Travel, Vertical Forces, and Single Wheel Travel. In the end, the graphs that were made to analyze the differences found between the two suspensions are shown.

INTRODUCCIÓN

La presente investigación está enfocada principalmente en el análisis de un vehículo con suspensión estándar y modificada. Hoy en día, varias personas poseedoras de un vehículo modifican la suspensión por razones de estética o adquirir nuevas características, sin considerar los cambios que se generan en el desempeño del sistema de suspensión; por lo que se realiza un análisis de las características cinemáticas que tiene la suspensión del vehículo y que consecuencias trae con ello al ser modificada.

Se realiza una selección del vehículo considerando al modelo más común en el entorno y que se someten con más frecuencia a modificaciones del sistema de suspensión, para así obtener resultados más generales. De igual manera, se emplean varios equipos y herramientas que se encuentran en las instalaciones del Taller de Ingeniería Automotriz, para obtener datos y medidas para su posterior análisis. Por último, se realiza simulaciones mediante software con los datos y con ello se realizan pruebas a las que se simula el vehículo en condiciones apegadas a la realidad. Los resultados obtenidos de la suspensión estándar y modificada son comparados unos con otros y de esta forma verificar las afectaciones que tiene el sistema de suspensión al modificar la atura de un vehículo.

CAPÍTULO 1

1. Revisión Bibliográfica

1.1. Justificación

La presente investigación tiene como finalidad resolver las diferentes cuestiones que existen al momento de modificar la altura de un vehículo. Se utilizan nuevos equipos experimentales, los cuales sirven de apoyo para obtener datos y determinar qué diferencias existen entre una suspensión estándar y otra con la altura modificada. De igual forma, se busca analizar el desempeño de la suspensión en diferentes condiciones a las que se somete la misma y así abrir camino a futuras investigaciones en la Universidad Técnica del Norte.

Para realizar un correcto análisis se implementan simulaciones, las mismas que se realizan mediante el uso de software, permitiendo aproximar valores y condiciones reales y de esta forma se evalúa el comportamiento de la suspensión, no solamente con configuraciones estándar, sino también con configuraciones como modificar la altura del vehículo, no obstante, se promueve ante todo que exista un mejor rendimiento en la suspensión del vehículo para que no existan complicaciones.

Dentro del Plan Nacional de Desarrollo (2021), el Objetivo 5 tiene una gran importancia en el proyecto que se plantea, ya que menciona “Impulsar la productividad y competitividad para el crecimiento económico sostenible de manera redistributiva y solidaria”, por lo que se entiende que el estado apoya firmemente al desarrollo sostenible para nuevas empresas, ideas o proyectos ya que un estudio innovador y relevante no solo resulta de beneficio individual, sino colectivo para así mejorar la calidad de vida del entorno. Teniendo como referencia a las políticas nacionales el objetivo del proyecto es fortalecer conocimiento mediante capacitación, formación de calidad, desarrollo, innovación y

emprendimiento de revolucionarias ideas que puedan beneficiar a la población para preservar así la integridad de las personas.

En la política 1.1 del Plan Nacional de Desarrollo (2021) hace referencia a “Promover la productividad, competitividad y calidad de los productos y servicios nacionales, como también promover la inclusión laboral, reducción de costes de producción para mejorar la optimización de recursos, mejorar el bien estar y la calidad de vida”. Donde cabe mencionar que el generar un bien o servicio de calidad y competitivo es un punto crucial ya que fomenta a el consumo y circulación de recursos a nivel Nacional y por ende sucesivamente lograr tener relevancia y llevar a competir incluso con mercados internacionales.

1.2. Alcance

Este proyecto se centra en el sistema de suspensión modificado de un vehículo a comparación de un estándar, ya que se analiza qué factores influyen directamente con estos mediante varios equipos de prueba y software, los mismos que se investigan para un mejor manejo y así simular los parámetros que afectan a la modificación en la suspensión de un vehículo, para así obtener datos cercanos a condiciones reales de comportamiento. Los resultados, reflejan la viabilidad de la ejecución de la modificación de la altura del vehículo y el comportamiento cinemático de la suspensión.

1.3. Antecedentes

En la etapa inicial del diseño del vehículo, los ingenieros se centran en la cinemática de la suspensión y la característica de cumplimiento que afectan directamente al manejo del vehículo, la conducción y el desgaste de los neumáticos, los parámetros de alineación de las ruedas controlan la fuerza transferida entre el suelo y la suspensión, incluso los pequeños errores de parámetros característicos de cinemática son significativos para el diseñador del vehículo (Lv, T., 2021).

Los vehículos cuentan con ciertas características especiales para un buen desempeño en la carretera, como son: fácil adaptabilidad, ligereza, aerodinámica y un aspecto que marca gran relevancia es lo económico que resulta el modificar y adquirir estos vehículos, ya que una práctica muy común entre los dueños de vehículos es modificar la altura de la suspensión debido a que permite una mejor adaptabilidad al terreno pero se desconoce el tipo de impacto respecto al tipo de configuración (Romero, 2015).

La suspensión del vehículo está diseñada para proporcionar comodidad en la conducción, agarre a la carretera y soportar el peso estático del vehículo, generalmente se dividen en tres categorías: pasivos, activos y semi-activos (Nie, J., 2019).

El sistema de suspensión de amortiguación pasiva de un vehículo, cuando este tiende a ser modificado, trae consigo algunas significativas como son: vibraciones verticales, de cabeceo y balanceo de la carrocería del vehículo. Además, se puede apreciar un rendimiento mucho mejor (Li., 2021).

Al modificar la altura del vehículo, cambia la geometría de la dirección y suspensión, estos dos juegan un papel importante en la adherencia a la carretera ya que influye en la distribución de masas y el impacto al centro de masa del vehículo, en estudios del campo automotriz y en específico en el sistema de suspensión y dirección se encuentra que muchas interacciones relacionadas con las variables de la geometría de la dirección tenían un impacto significativo en la adherencia a la carretera (Kiranchand et al., 2018).

Dicha adherencia se refleja maniobrabilidad y adaptabilidad al terreno en el que circule el vehículo, en especial en terrenos como los de la zona norte del país, debido a su alta irregularidad en las carreteras; al modificar la altura del vehículo genera cambios en su desempeño cinemático; estos cambios pueden ser positivos en función del objeto que

persigue la configuración, la idea general es no afectar de forma negativa a la estabilidad del vehículo (Poojari et al., 2021). La misma que depende significativamente del sistema de suspensión ya que como se menciona con anterioridad, en carreteras con curvas y desniveles aleatorios se tiene diferentes irregularidades en la distribución de masas, al superar un límite puede ocasionar el volcamiento de un vehículo (Harada et al., 1999).

Abdelrahman (2020), menciona que “Los principales objetivos de los sistemas de suspensión de vehículos se basa en el transporte de los vehículos y su peso, manteniendo la alineación correcta de las ruedas y controlar la dirección de desplazamiento de los vehículos”. De esta forma se podrá observar las afectaciones en la suspensión de los vehículos modificados.

Las técnicas más comunes para realizar modificaciones a la geometría de la suspensión es aplicar la suspensión neumática, que se la evidencia en varios vehículos de las últimas décadas. Este tipo de suspensión es muy utilizada en vehículos comerciales. Generalmente la suspensión neumática se emplea para subir y bajar la altura de manejo y para poder adaptarse a diferentes tipos de carretera, un elemento crucial en estos sistemas de suspensión es el implemento de resortes para brindar un retroceso eficiente y una conducción cómoda (Pradhan et al., 2021).

1.4. Planteamiento del Problema

Al modificar la altura de la suspensión en un vehículo sin tener conocimiento de las afectaciones que se pueden generar, o que tipo de impacto tiene en el desempeño de la misma, se producen problemas a mediano o a largo plazo en los elementos del vehículo. Es por lo que se necesita analizar que tipos de cambios se generan en un vehículo con la suspensión modificada y uno estándar mediante medición experimental, analizando el cambio del comportamiento de la altura de centro de gravedad, ángulos de rueda, distribución de

peso, entre otras. Se necesita herramientas para interpretar estos tipos de fenómenos como es los pesos por rueda y la simulación del sistema de suspensión usando un tipo de software, de esta manera, determinar cómo influyen en el comportamiento cinemático del vehículo. Evaluando cada punto de interés para determinar si un vehículo es netamente recomendado para una modificación o merma tanto estabilidad como su distribución de peso.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo General

Determinar el comportamiento cinemático del sistema de suspensión mediante simulaciones computacionales de un vehículo modificado a comparación de un vehículo estándar.

1.5.2. Objetivos Específicos

- Determinar los factores que influyen directamente con la cinemática del sistema de suspensión de un vehículo.
- Determinar experimentalmente los parámetros del sistema de suspensión, tanto en un vehículo modificado y otro estándar.
- Ingresar los parámetros del sistema de suspensión del vehículo original y modificado a un software de simulación.
- Comparar el comportamiento cinemático del vehículo con suspensión original y modificado, mediante los resultados obtenidos de la simulación computacional.

1.6. Sistema de Suspensión

La suspensión del vehículo consta de un conjunto de los elementos elásticos que se intercala entre sistemas suspendidos como son bastidor, carrocería, carga, motor, entro otros

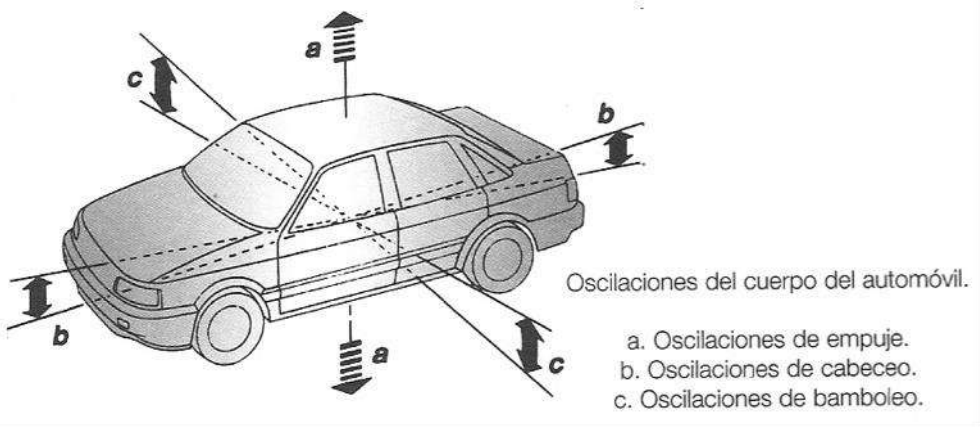
y también entre sistemas que no están suspendidos como son frenos, ruedas y puentes rígidos. Las masas o sistemas suspendidos están soportados por los elementos elásticos de la suspensión, que en otras palabras quiere decir que su peso tiene como soporte dichos elementos. Por otro lado, masas no suspendidas están ubicadas y se encuentran soportadas por la rueda, teniendo así un movimiento uniforme con la misma y generando así una masa uniforme.

La suspensión tiene como finalidad permitir controlar la trayectoria del vehículo debido al contacto que se genera entre el suelo y las ruedas del vehículo permitiendo de modo general, asegurar la estabilidad; así como absorber irregularidades de la carretera y garantizar un mejor confort de los ocupantes y objetos transportados, esto es aplicable a la mayoría de los vehículos comerciales y de uso cotidiano.

Como funciones complementarias del sistema de suspensión se transmiten fieras de aceleración y de freno que se genera entre ejes y el bastidor; así como resistir fuerzas de rozamiento, efectos de curva, frenado, el par motor, conservar ángulo de dirección, paralelismo entre ejes, aguantar la carga que ejerce el vehículo y contribuir al eje de balanceo proporcionando estabilidad (Hermógenes, 2000).

Cuando existe una irregularidad en la carretera o se genera una conducción más agresiva, se produce un golpe en la rueda que se transmite al chasis por medio de oscilaciones las cuales se clasifican en empuje, cabeceo o bamboleo.

Figura 1.1
Eje oscilante



Nota. Extraído de *Oscilaciones del cuerpo del automóvil*, Hermógenes, (2000) , Cultural, S.A.

La generación de oscilaciones es recibida por los elementos elásticos de la suspensión que se transfiere mediante movimiento a la carrocería como se representa en la figura 1.1 traduciéndose a la cinemática que se analiza en el presente documento. Dentro de los elementos elásticos se encuentran:

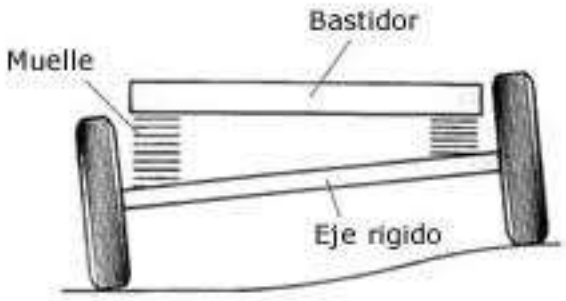
- Muelles y barras de torsión.
- Barras estabilizadoras.
- Amortiguadores

1.6.1. Tipos de suspensión

1.6.1.1.Suspensión Rígida.

Compuesto por un solo componente rígido donde en cada extremo tiene conexión a una rueda, por lo tanto, el movimiento que se produce en una rueda se transmite hacia la otra generando ángulos de caída o salida que afecta a el desplazamiento del vehículo; su fabricación es económica y más resistente, sin embargo, posee menor seguridad y afecta al confort (Oliva, 2011).

Figura 1.2
Suspensión de eje Rígido.



Nota. Extraído de *Suspensión de eje rígido*, Hermógenes, (2000), Cultural, S.A.

En la figura 1.2 se puede observar que el movimiento de la rueda de un lado es proporcional al otro, estas configuraciones se las puede presenciar en la suspensión del eje trasero o de vehículos antiguos.

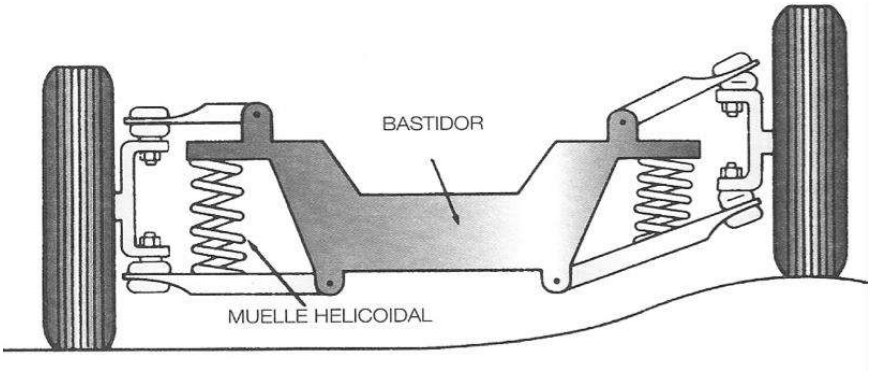
1.6.1.2.Suspensión Semi - rígida.

Tienen un parecido con las suspensiones rígidas, sin embargo, se caracterizan por las oscilaciones que se transmiten de manera parcial. El diferencial se une al bastidor y no es soportado por la suspensión.

1.6.1.3.Suspensión Independiente.

Este sistema, como su nombre indica posee montaje elásticos que no se interrelacionan, en este caso el movimiento de una rueda no se transmite a otra, generando menor oscilación y afectado en menor medida a la carrocería; su fabricación es un poco más compleja y brinda mayor seguridad y confort (Álvarez et al., 2004).

Figura 1.3
Sistema de suspensión Independiente.



Nota. Extraído de *Suspensión independiente,* Hermógenes, (2000), Cultural, S.A.

Una de las suspensiones independientes más utilizadas en la suspensión delantera son la McPherson y de doble brazo o tijera, la cual puede observarse en la figura 1.3.

Dentro de los sistemas de suspensión se tiene:

- **Sistema de triángulos superpuestos.**
- **Sistema a eje multi brazo.**
- **Sistema de brazo oscilante inclinado.**
- **Eje torsional.**
- **Brazos arrastrados.**
- **Sistema McPherson:** Este sistema es uno de los más utilizados en el tren delantero y en el posterior. Con esta suspensión es imprescindible que la carrocería sea más resistente en los puntos donde se fijan los amortiguadores y muelles, con objeto de absorber los esfuerzos transmitidos por la suspensión.

Figura 1.4
Esquema de suspensión.

Nota. Extraído de *Elementos de la suspensión McPherson*, Hermógenes, (2000), Cultural, S.A.

En la figura 1.4 se representa elementos del sistema de suspensión McPherson.

La suspensión satisface 3 necesidades:

- Adaptabilidad con un comportamiento duro que favorece a la aerodinámica de marcha al permitir que fluya una mayor corriente de aire por debajo del vehículo, pero reduciendo el centro de gravedad.
- Confort que brinda una amortiguación blanda para evitar la fatiga de ocupantes, compensación aerodinámica y estabilidad en la cabina.
- Punto medio brindando un balance entre las 2 anteriores para compensar la aerodinámica y la estabilidad de la cabina.

1.7. Ley de Grashoff

Esta ley explica sobre el diseño de los mecanismos cuadriláteros articulados, de igual manera, ayuda a predecir el comportamiento de rotación en este tipo de mecanismo, basadas en las longitudes de los eslabones debido a que tiene tres comportamientos cinemáticos, doble manivela, manivela-balancín, y doble balancín (Avello, 2016).

1.8. Geometría de la Suspensión

El vehículo en condiciones ideales tiene la capacidad de acelerar, cambiar de dirección, frenar y girar, sin perder la dirección, estabilidad y la menor cantidad de velocidad posible. Esto es posible con la transmisión de todas las fuerzas que actúan sobre el vehículo contra el suelo. Obteniendo así, buenos resultado de estabilidad, comportamiento, confort, entre otros. En este caso los puntos que se analizan son la influencia de la altura del vehículo en el comportamiento cinemático de la suspensión, el cómo el centro de gravedad, ángulos, distribución de pesos y demás se comportan si se obtiene valores que varían con respecto a la altura.

1.9. Centro de Gravedad

Es considerado como un punto de equilibrio donde convergen todas las fuerzas en un momento donde la sumatoria es igual a un valor nulo. Dentro de las consideraciones que influyen al centro del gravedad se tiene:

- El peso del vehículo.
- Fuerza de rozamiento.
- Carga aerodinámica.
- Distribución de pesos.
- Cargas externas.

Adicional a esto se considera la geometría del vehículo, así como la geometría sistema de suspensión, ancho de vía, distancia de ejes, ruedas, ángulo de giro de curva, desplazamiento de fluidos, forma y deseño de carrocería y chasis, tipo de vehículo. El conjunto de estos factores influye en la ubicación y desplazamiento del centro de gravedad. En este estudio afecta de forma significativa el centro de gravedad. Ya que, debido a la distribución de pesos por eje, el centro de gravedad varía porque, si no se distribuye

correctamente el peso por eje, el centro de gravedad se recorrería o se presenta de una forma ineficiente.

1.9.1. Métodos para la determinación del centro de gravedad

1.9.1.1. Según la Forma Geométrica del Cuerpo.

El centro de gravedad de objetos con geometría sencilla se encuentra en el mismo centro geométrico, sin embargo, en este estudio la geometría de los vehículos tiende a ser muy variada. Por lo tanto, realizando un análisis geométrico no se encontraría valores acertados del centro de gravedad.

1.9.1.2. Método de Sujeción de Cuerpos.

Este método es válido para cuerpos planos y pequeños suspendiendo el objeto en objetos cercanos a los bordes, considerando las dimensiones de un vehículo, esta opción queda descartada.

1.9.1.3. Método de peso individual en cada eje.

Milliken et al., (1995) menciona que "Este método permite determinar el centro de gravedad de un vehículo en función de la fuerza que ejerce cada uno de los neumáticos en contra de la calzada", por lo tanto, se considera la distribución de pesos como punto clave ya que corresponde al peso que soporta cada eje. Dentro del proyecto resulta de gran utilidad este método debido a que permite determinar el centro de gravedad estático del vehículo en condiciones reales de distribución de peso. El desarrollo se hará presente en capítulos consiguientes.

1.9.2. Parámetros que Influyen en el Centro de Gravedad

Esencialmente todos los parámetros que afectan a la dinámica del automóvil se concentran en el centro de gravedad el cual representa la suma de todas las fuerzas que se le

aplican al automóvil, por ende, los parámetros que influyen en el centro de gravedad serán fuerzas. Un centro de gravedad ideal es un punto en el vehículo que se encuentra en el centro distribuido entre las 4 ruedas y lo más cercano al suelo posible, así se genera una buena estabilidad, ya que será el punto donde se encuentra el mayor peso del vehículo. En otras palabras, la altura de un vehículo juega un rol importante en el centro de gravedad.

Al subir la altura de un vehículo sube el centro de gravedad y el vehículo se vuelve más inestable, el efecto contrario ocurre cuando la altura de un vehículo es reducida, los vehículos estándar o de fábrica tienen un balance entre peso y masa para mantener una estabilidad lo más constante posible (Álvarez et al., 2004).

1.9.2.1.Momentos.

Como se mencionó con anterioridad el centro de gravedad es un punto donde las fuerzas convergen generando así un momento resultante nulo. Al generarse un movimiento las fuerzas que actúan a distancia el centro de gravedad generan un momento que desequilibra el sistema.

1.10. Ubicación del Centro de Gravedad

Para la ubicación en el plano Barbrecho et al. (2017), menciona que los cálculos se basan en el teorema de superposición, donde se emplean fórmulas para estimar el centro de gravedad y el peso de cada eje para calcular una ubicación horizontal y vertical del centro de gravedad.

1.11. Centro de Balanceo

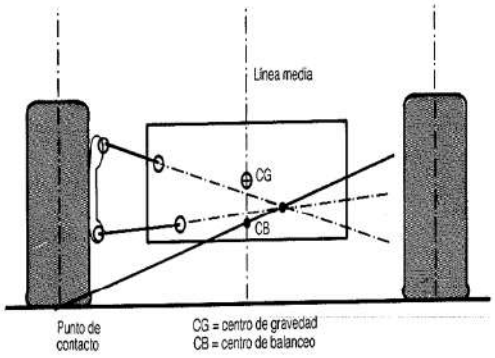
Cuando el coche gira, la fuerza centrífuga que se ejerce mediante el centro de gravedad provoca una transferencia de pesos que comprime los elementos elásticos del sistema de suspensión exteriores al viraje. Entonces las masas suspendidas del vehículo

tienden a inclinarse girando alrededor de un punto teórico – imaginario el cual se define como centro de balanceo.

Es un punto en el cual actúan fuerzas que transmiten los neumáticos que se resisten a la fuerza centrífuga. Tomando como referencia vehículos de competición y desde una perspectiva frontal de un vehículo, el centro de balanceo, se prolonga los brazos de suspensión, hasta que se cruza en un punto, el mismo que será el centro virtual de rotación de la suspensión; después se une con una recta este punto y el punto medio de la banda de rodadura del neumático correspondiente a suspensión, la intersección de esta recta con el eje medio vertical del coche determina la posición del centro de balanceo (Ríos, 1998).

Figura 1.5

Centro de balanceo y suspensión McPherson vista frontal.

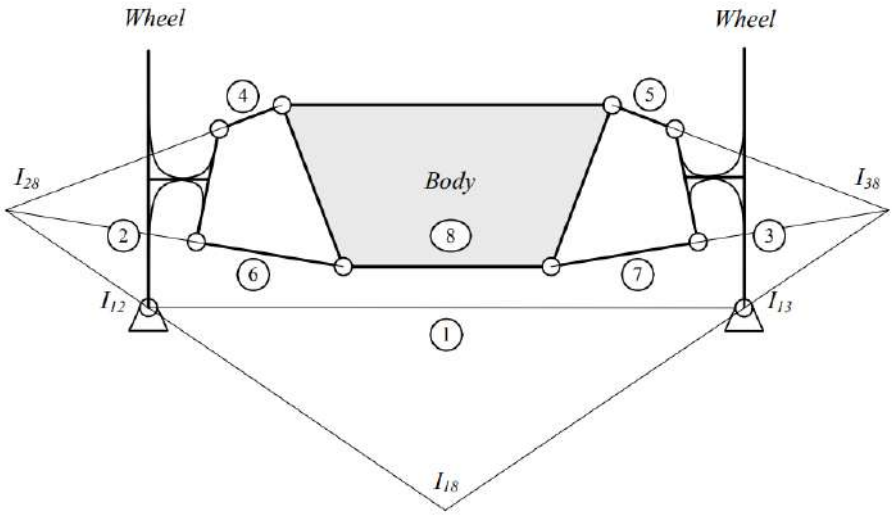


Nota, extraído de *Centro de gravedad y centro de balanceo,* Rios, 1998, Editorial CEAC.

El centro de balanceo se distribuye tanto para el eje delantero como para el trasero si la suspensión en estos puntos se mueve. El centro de balanceo también se desplaza e incluso llegándose a mover hacia arriba o hacia abajo. En el centro de balanceo se encuentra el eje de balanceo que es una línea proyectada sobre la cual rueda la carrocería de un vehículo como se observa en la figura 1.5. El eje de balanceo se encuentra conectado al centro de balanceo de la suspensión posterior y delantera del vehículo. En la figura 1.6, se muestra el equivalente cinemático de una suspensión de doble brazo:

Figura 1.6

Equivalente mecánico cinemático a una suspensión delantera de doble brazo.

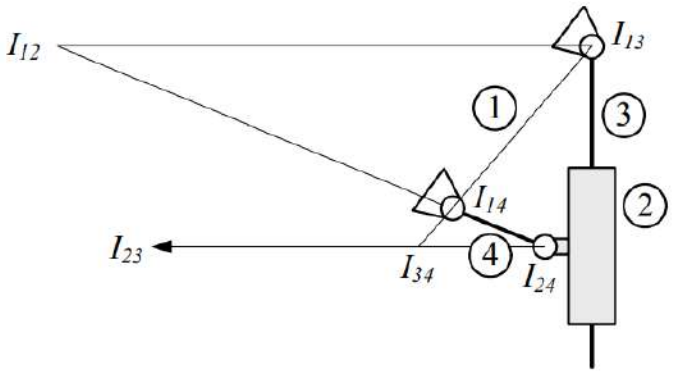


Nota, Extraído de *Equivalente cinemático de suspensión de doble brazo,* Jazar Reza N., 2008, Springer.

El centro de balanceo o roll center en el punto I_{18} es el resultado de la proyección de los puntos I_{28} y I_{38}. Para encontrar el centro de balanceo del cuerpo respecto al suelo, se analiza el mecanismo cinemático en dos dimensiones que se presencia en la figura 1.6. Los puntos I_{28} y I_{38} son el centro instantáneo de rotación de las rudas respecto a la carrocería y es de donde se parte para realizar el centro de balanceo del vehículo, debido a que estos puntos son el resultado del análisis de los sistemas de suspensión de cada rueda. Ya que, los centros instantáneos de rotación mencionados con anterioridad son considerados el centro de balanceo de la suspensión.

Figura 1.7

Equivalente mecánico cinemático a una suspensión McPherson.



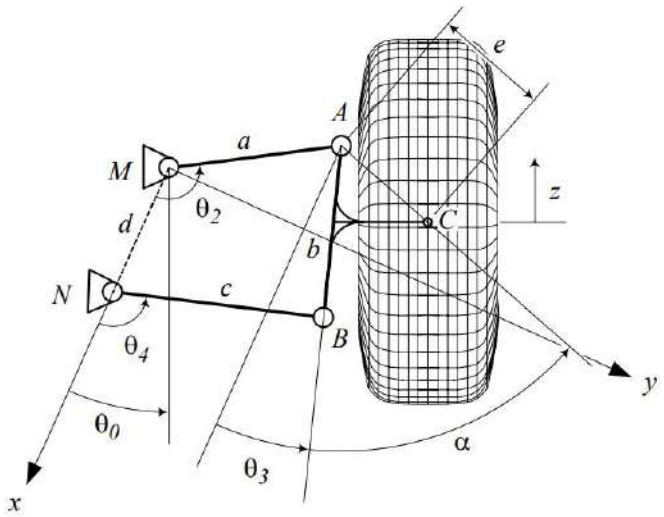
Nota, Extraído de *Centro Instantáneo de rotación,* Jazar, (2008), Springer.

La suspensión McPherson es un mecanismo de manivela deslizante invertida que se representa en la figura 1.7; en este caso el punto I_{12} es el centro de balanceo de la suspensión el cual como se mencionó antes es también conocido como el centro instantáneo de rotación de la rueda, respecto al chasis. Para determinar el centro de balanceo es necesario determinar cada centro de balanceo de la suspensión y mediante proyecciones obtener las intersecciones de las línea que conectan los centro de balanceo del eje delantero y trasero con el centro de la huella neumática (Jazar, 2008).

1.12. Camber

El camber es un ángulo de inclinación del neumático sobre el eje x longitudinal. Este puede ser positivo cuando es mayor a cero y al contrario puede ser negativo cuando es menor a cero. Para realizar cálculos relacionados al camber se utiliza como ejemplo la figura 1.8.

Figura 1.8
Modelo cinemático de un mecanismo de suspensión de doble brazo.



Nota, Extraído de *Modelo cinemático de un mecanismo de doble brazo* Jazar, (2008), Springer.

En la figura 1.8 se observa el mecanismo de una suspensión de doble brazo. Donde un plano (x, y) se proyecta sobre un eslabón de tierra M, el eje x mantiene un ángulo constante

θ_0 en una dirección vertical, dependiendo del vehículo se establecen dimensiones para los eslabones a, b, c y d; la configuración de la suspensión depende de los ángulos θ_2 y θ_3 ya que el γ (camber) varía en función de estos ángulos; cuando la suspensión permanece en equilibrio estático mantiene ángulos iniciales $\theta_{2_0} y\ \theta_{3_0}$; para determinar el camber es necesario determinar la variación del ángulo θ_3, en función del movimiento vertical del acople del punto C (Jazar, 2008).

Dentro de los cálculos para el desplazamiento vertical se encuentra:

$$h = z - z_0 \qquad (1)$$

Donde: h es el desplazamiento vertical en una expresión escalar, z es el desplazamiento en términos de X_c y Y_c y finalmente z_0 es el desplazamiento inicial en función de X_{c_0} y Y_{c_0}.

Por otro lado, se tiene la ecuación (2) para el cálculo del camber:

$$\gamma = (\theta_0 - \theta_3) - \left(\theta_0 - \theta_{3_0}\right) \qquad (2)$$

Teniendo como resultado:

$$\gamma = \theta_{3_0} - \theta_3 \qquad (3)$$

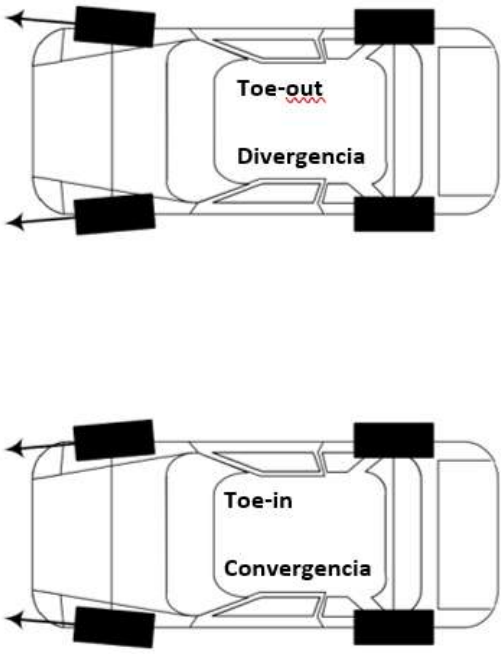
1.13. Convergencia y Divergencia TOE

La convergencia y la divergencia se presentan como dos caras del mismo sistema, influyen directamente en la estabilidad de la dirección del vehículo, si las ruedas y la dirección están centradas, la convergencia hace que las ruedas se muevan a lo largo de la

trayectoria del frente del vehículo, la configuración de la convergencia aumenta la estabilidad de la dirección y mejora la respuesta a perturbaciones externas, la convergencia (TOE IN) beneficia al giro del vehículo mientras que la divergencia (TOE OUT) la desalienta, por otro lado, la divergencia permite que la reacción de la dirección sea más ágil, por lo tanto, requiere una mejor respuesta al volante por parte del usuario (López, 2011). La divergencia no es recomendable para vehículos convencionales de tránsito urbano. Sin embargo, los conductores de vehículos de competencia prefieren divergencia para conducciones más bruscas a cambio de estabilidad de giro, por lo tanto, los autos convencionales se configuran con convergencia y los de competencia con divergencia.

Figura 1.9

Convergencia (Toe-in) y Divergencia (Toe-out) en el frente de un vehículo.



En la figura 1.9 se puede observar los dos tipos de configuraciones de TOE, con ángulo positivo o negativo.

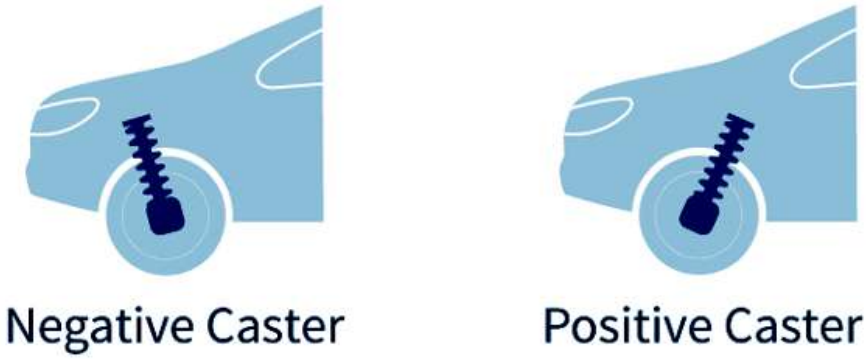
Tabla 1.1
Comparativa de beneficios de TOE.

Parámetro	Convergencia Toe-in	Toe Centrado	Divergencia Toe-out
Respuesta de la dirección	Lenta	Media	Rápida
Estabilidad en línea recta	Alta	Media	Baja
Desgaste de neumáticos	Mayor desgaste en los bordes exteriores de los neumáticos.	Mínimo desgaste de los neumáticos.	Mayor desgaste en los bordes internos de los neumáticos

1.14. Caster

El caster es el ángulo al que el pivote de la dirección se inclina en posición vertical, las configuraciones pueden ser positivo o negativo que se puede observar en la figura 1.10. El caster negativo contribuye a centrar el volante después de un giro. También, permite que los neumáticos delanteros regresen a suposición estándar de una forma más ágil.

Figura 1.10
Configuración negativa y positiva de caster en el eje delantero.



Nota, extraído de *Caster positivo y negativo, Security Writers* 2021, *https://www.securitywriters.org/que-es-caster-efectos-de-lanzador-negativos-frente-a-positivos/*

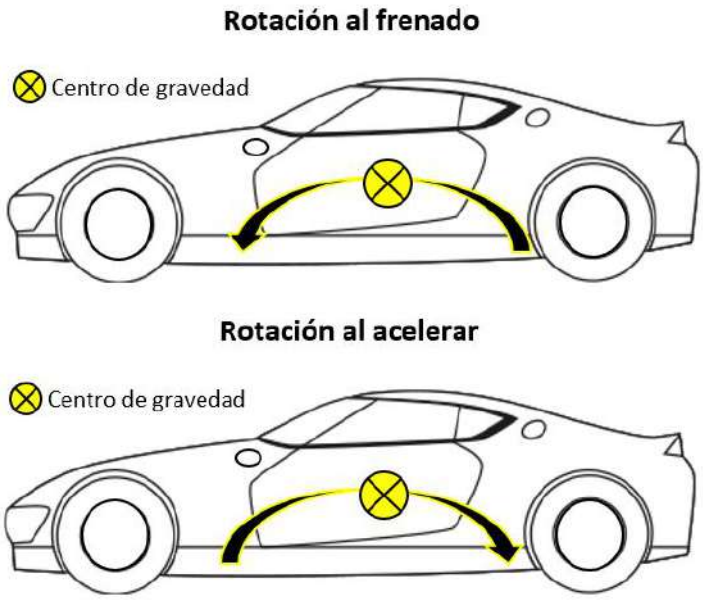
1.15. Anti-dive y Anti-squat

El Anti-Dive (geometría de anti-hundimiento delantero) y el anti-Squat (geometría de anti-hundimiento trasera) van relacionados debido a que contribuye a prevenir el hundimiento de la geometría del vehículo. Cuando el vehículo acelera se genera una fuerza que se redirecciona por el centro de gravedad y cuando se frena se genera una fuerza similar, pero en dirección contraria. En las dos fuerzas se produce una oscilación en el vehículo, a pesar de que la carga en cada rueda sigue siendo la misma.

Se aplica anti-geometría para regular la cantidad de carga que se aplica o que pasa por los resortes. Las cuales actúa sobre el automóvil a través del centro de gravedad, con anterioridad se menciona al centro de gravedad es el centro de rotación para cualquier fuerza que actúen en el automóvil; cuando se acelera o se frena, el centro de gravedad se ve afectado debido a la inercia por lo que el automóvil tiende a girar hacia adelante en el frenado o hacia atrás del centro de gravedad para la aceleración (Kavitha et al., 2018).

Figura 1.11

Dirección de la Rotación de frenado y acelerado con respecto al centro de gravedad.

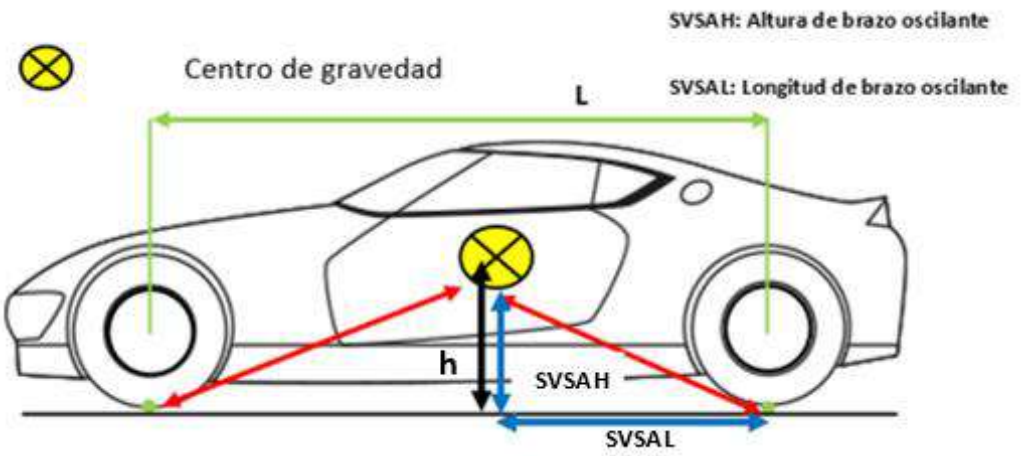


Para evitar o limitar la rotación que se genera, se aplica una fuerza opuesta al centro de gravedad lo cual es la anti-geometría en la que se encuentra el Anti-Dive y el Anti-Squat, los cuales están representados en la figura 1.11.

1.15.1. Anti-squat

El Anti-Squat limita la cantidad de compresión o desplazamiento vertical de las ruedas traseras del vehículo reduciendo el hundimiento durante la aceleración del vehículo. La cantidad de Anti-Squat se ve afectada por ciertos factores como la longitud y altura del brazo oscilante de la vista lateral, distancia entre ejes y el centro de gravedad como se observa en la figura 1.12. Si el automóvil tiene un 100% de porcentaje de Anti-Squat no se producirá ningún desplazamiento vertical en la suspensión trasera.

Figura 1.12
Diagrama lateral de puntos Anti-Squat.



Para el cálculo de porcentaje de Anti-Squat se aplican las fórmulas (4) y (5):

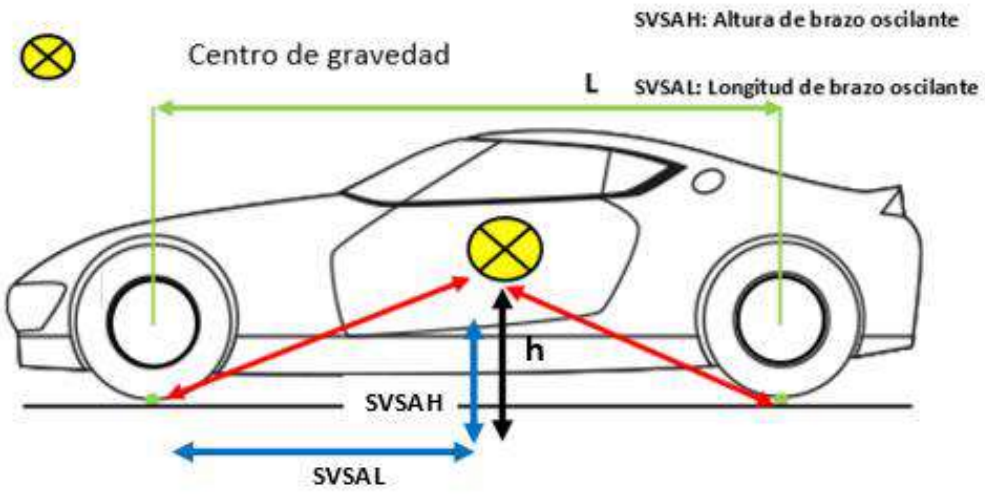
$$tan\emptyset_R = \frac{SVSAH}{SVSAL} \quad (4)$$

$$\%Anti - Squad = \frac{tan\emptyset R}{\frac{h}{L}} x100 \quad (5)$$

1.15.2. Anti-dive

El Anti-Dive limita la cantidad de compresión o desplazamiento vertical de las ruedas delanteras del vehículo reduciendo el hundimiento durante el frenado del vehículo evitando que las ruedas delanteras se desvíen. La cantidad de Anti-Dive al igual que el Anti-Squat, se ve afectada por ciertos factores como la longitud y altura del brazo oscilante de la vista lateral, distancia entre ejes y el centro de gravedad como se representa en la figura 1.13, sin embargo, también depende del porcentaje de frenado delantero, esto suele ser una división 60/40 o algo similar en los autos de carreras con un 60% de esfuerzo de frenado en las ruedas delanteras (Kavitha et al., 2018).

Figura 1.13
Diagrama lateral de puntos Anti-Dive.



Para el cálculo de porcentaje de Anti-Dive se aplica la fórmula (6) y (7):

$$tan\emptyset_F = \frac{SVSAH}{SVSAL} \tag{6}$$

$$\%Anti - Dive = \%Frenado\ Delantero\ x\ tan\emptyset_F\ x\ \frac{L}{h} \tag{7}$$

1.16. Métodos para Modificar la Suspensión del Vehículo

Existen varios métodos para modificar la altura de la suspensión de los vehículos. Mejía et al. (2012), mencionan que "Al bajar la suspensión se pretende mejorar significativamente las características de la suspensión y así, los centros de gravedad para incrementar estabilidad, la calidad de manejo, reducir los cabeceos al acelerar o frenar, balanceos por transferencia de pesos en curvas y aumentar la seguridad sobre todo a altas velocidades." Estos se detallan a continuación:

1.16.1. Modificar la suspensión por ballestas

Al manipular las hojas de las ballestas, bajan significativamente la suspensión, siendo una opción muy clara, sin embargo, tienen diferentes inconvenientes, como es la variación de la rigidez de la suspensión, afectando su desempeño (Pastor, 2015).

1.16.2. Modificar la suspensión por espiral

En este caso, existen tres maneras de bajar la suspensión. Estos son: Calentar los resortes, cortar los resortes y reemplazar resortes por unos de competición.

Son formas más económicas de bajar la altura del vehículo, sin embargo, al momento de esta modificación, no se toma en cuenta el desempeño, confort y deterioro de componentes de la suspensión y chasis, provocando el acorte de vida útil (Pastor, 2015).

1.16.3. Modificar la suspensión por coilovers

Es un tipo de suspensión que es usado comúnmente por vehículos deportivos, camioneta todo terreno o autos modificables. Este tipo de suspensión incorpora un resorte helicoidal montado encima de un amortiguador. Puro motores (2017), menciona: "Los coilovers ajustables cuentan con un sistema de tuerca y contratuerca asegurado mediante collares de bloqueo, después de aflojar las tuercas, ajusta la longitud del choque enroscando

el cuerpo del amortiguador inferior hacia arriba o hacia abajo para modificar la altura del vehículo".

1.17. Software

1.17.1. MSC.Adams

Es un programa de simulación de dinámica que está fomentado por C++ y Fortran, estos dos se basan en solucionadores numéricos. Su función principal es el análisis de mecanismos, simulación, animación, análisis de esfuerzos, entre otros. Se enfoca principalmente en el campo automotriz, esto es debido a que se acopla directamente con lo que se detalla a continuación:

- Simulaciones de mecanismos
- Simulación de un motor
- Simulación de la dinámica de un automóvil

Este software ayudará a deducir con facilidad los diferentes parámetros enlistados. De esta manera, ayuda a investigadores a comprender de mejor manera sobre el comportamiento de distintos componentes en movimiento, vibraciones, controles, optimizando diseños de productos, rendimiento seguridad, entre otros, tiene varios complementos entre ellos se destacan

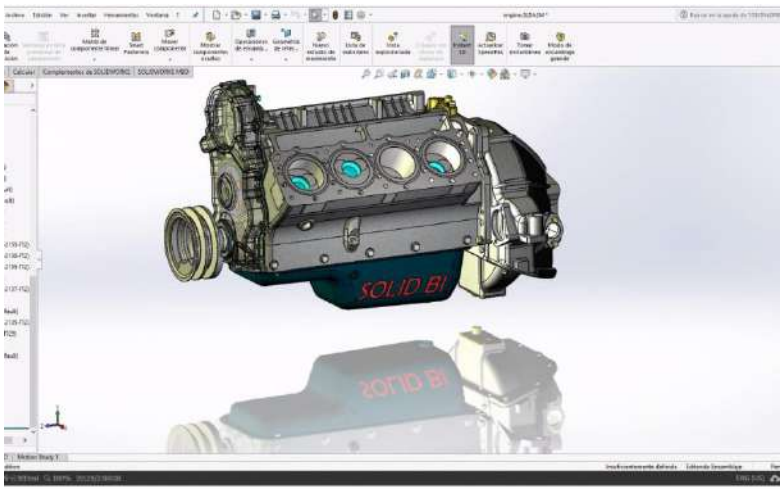
- Parallel Wheel Travel
- Opposite Wheel Travel
- Roll y Vertical Forces
- Single Wheel Travel

Entre otros, lo que le vuelve muy completa al momento de diseñar y simular (Aguilar et al., 2020).

1.17.2. SolidWorks

SolidWorks es un software CAD para modelado mecánico en 2D y 3D, desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una filial de Dassault Systemes, para el sistema operativo Microsoft Windows como se observa en la imagen 1.14. Su primera versión fue lanzada al mercado en 1995 con el propósito de hacer la tecnología CAD más accesible.

Figura 1.14
Software SolidWorks.



Nota, Recuperado de *Modelo de motor 4 cilindros en línea, SolidWorks C 2021*, https://www.solidworks.com/es

CAPITULO II

2. Materiales y Métodos

A continuación, se presenta los materiales y metodología que se utilizaron con el propósito de obtener datos realizando mediciones, cálculos y simulaciones en un vehículo con suspensión estándar y posteriormente modificado.

2.1. Metodología de la Investigación

La investigación científica que se realizó se compone de 3 elementos fundamentales en este tipo de investigaciones. “El objeto” o finalidad del desarrollo de la investigación, lo cual explicó en el primer capítulo de este documento al cual se le va a aplicar métodos como el cualitativo y analítico para la interpretación de datos. “El medio” o también las técnicas y materiales que se emplearon en el desarrollo de la investigación las cuales se evidencian en el presente capítulo aplicando el método científico que ponen a prueba la hipótesis presentada para así validar resultados. Para una mejor comprensión de los métodos utilizados se implementó algoritmos representados en diagramas de flujo, que establecen secuencias o pasos ordenados y finitos con la finalidad de realizar un procedimiento para así resolver un problema.

2.1.2. Método Analítico

Fue necesario este método, debido a que el proyecto necesitó la verificación de varias mediciones, cálculos y simulación para llevar consigo a sus resultados más precisos, y verificar de manera minuciosa los resultados arrojados y que tengan concordancia. De igual manera, se analizó las diferentes curvas obtenidas mediante el uso del software para llegar a su comparación

2.1.3. Método experimental

Fue indispensable este tipo de método debido a que se realizaron diferentes tipos de pruebas. Entre ellas están: obtención de medidas, cálculos, simulación mediante software, análisis con bases de datos y determinar sus resultados.

2.1.4. Método Cuantitativo

Este método se utilizó puesto que, se comparó y analizó los diferentes datos y cálculos obtenidos para determinar los factores que pueden llegar afectar y cuáles serán las consecuencias de cada una de sus medidas que fueron tomadas respectivamente a diferentes alturas con el vehículo, tanto estándar como modificado.

2.1.5. Método Bibliográfico

Se realizó la búsqueda de varias fuentes bibliográficas, destacando información directa e indirectamente necesaria para el proyecto. De estos se tomaron en cuenta: libros, artículos científicos, trabajo de tesis, páginas web, videos informativos, fichas técnicas, entre otras. Estos documentos fueron de mucha utilidad para llevar a cabo la investigación.

2.2. Materiales

Los recursos que se emplearon en el desarrollo de este análisis son de carácter físico y digital. Siendo entre los de carácter físico el uso de un vehículo de categoría M1 considerando dentro de vehículos livianos según lo determina el Instituto ecuatoriano de Normalización INEN mediante la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2656 (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2012).

2.2.1. Suzuki Forsa 1.0

Para la elección del vehículo se precisó uno que cuente con la geometría adecuada para realizar las modificaciones necesarias para este análisis y entre los vehículos más

empleados para actividades de competición o que se someten a este tipo de modificaciones se encuentra el vehículo Chevrolet Suzuki Forsa 1.0. de categoría M1 tipo COUPÉ. El cual cuenta con una suspensión tipo McPherson en su eje delantero y una suspensión de brazos arrastrados en el eje posterior.

2.2.2. Plataformas de Peso

Otro recursos que se utilizó es un sistema INTERCOMP SW500 E-Z WEIGH SCALE SYSTEM 170125 que se observa en la figura 2.1 El cual cuenta con cuatro plataformas con tolerancias de peso de 700 kg cada una y una consola LCD para la representación de datos con una precisión certificada de 0.1% a la carga aplicada según lo establecido por el manual del fabricante (Intercomp Company, 2016). Estos elementos se utilizaron para la toma de peso por rueda y ejes, así como la distribución de peso frontal, posterior y cruzado.

Figura 2.1
SW500 Scale system.

Nota, Recuperado de *SW500-Weigh Scale System,2019, https://www.intercompracing.com/sw500-e-z-weigh-scale-system-p-6.html.*

2.2.3. Elevador de Cuatro Postes

Esta herramienta se utilizó para elevar el vehículo a una altura pertinente para la toma de medidas de puntos de suspensión y peso por eje sobre una superficie nivelada, elemento

proporcionado por las instalaciones del taller de la Carrera de Ingeniería Automotriz de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas en la Universidad Técnica del Norte.

2.2.4. Instrumentos adicionales

Como herramientas adicionales se tiene un flexómetro de 5m, medidor de presión de neumáticos, plomada, nivel, barras de acero galvanizado y un compresor. Bloques de madera de Dimensiones 25x25x9,5 mm.

2.2.5. Recursos digitales

Omitiendo documentos como libros, artículos científicos, foros, entre otros. Se emplearon recursos digitales como lo son software de clasificación de datos y software de dibujo y simulación. Entre los principales se encuentran, Excel para la clasificación de datos, Solid Works para una representación gráfica de los sistemas de suspensión y Adams Car para una representación simulada de pruebas a la suspensión del vehículo.

2.3. Procedimiento

Los parámetros que se analizaron en el presente capítulo corresponden a la geometría de la suspensión. Así como a la distribución de pesos por eje, basado en el centro de gravedad del vehículo y centro de balanceo. Se determinó el impacto en la suspensión al modificar la altura del vehículo, evaluar el desempeño y afectaciones que se producen en el sistema de suspensión comparando datos recopilados de un vehículo con el sistema de suspensión estándar y otro modificado la altura.

Figura 2.2

Diagrama de flujo del algoritmo para el análisis de datos.

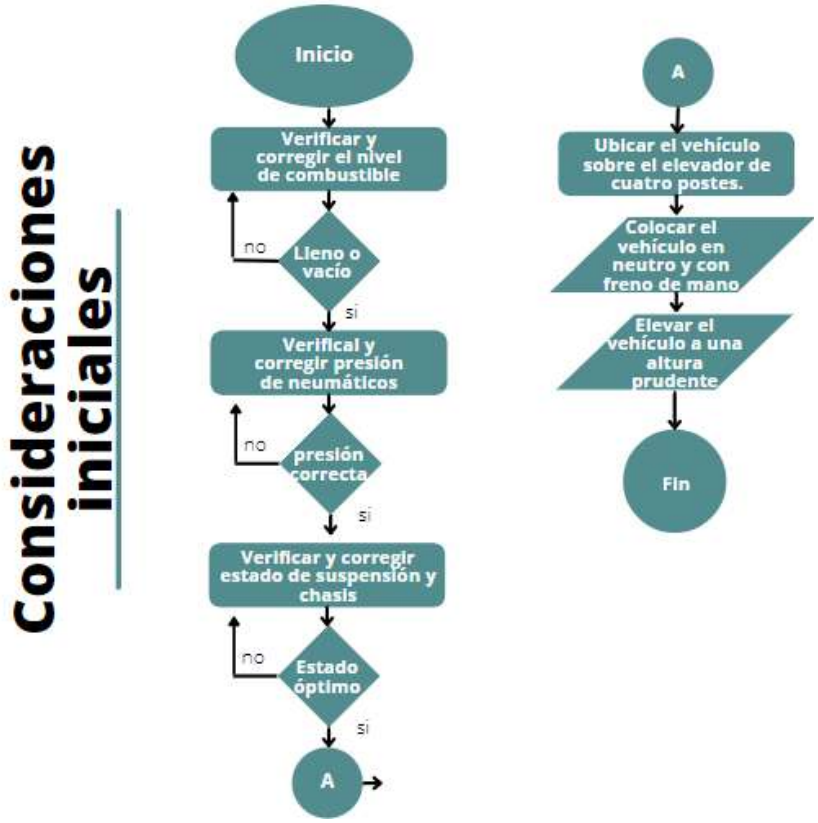
En la figura 2.2 se presenta un diagrama de flujo que corresponde al algoritmo realizado para la recopilación de datos, análisis y resultados.

2.4. Consideraciones Iniciales

Como consideración inicial, se verificó que el vehículo se encuentre en condiciones mecánicas óptimas que no afecten a la recopilación de datos. Dentro de estas condiciones se verifica que el tanque de combustible se encuentre completamente vacío o lleno (de ser el caso restar el peso aproximado del combustible), también que los neumáticos estén correctamente inflados según los requerimientos establecidos en la cara del neumático, no presenta desperfectos en la suspensión y ubicar sobre una superficie nivelada para que las irregularidades de la superficie no influyan en los datos de la masa suspendida y no suspendida teniendo así mayor exactitud en datos de equilibrio estático.

Figura 2.3

Diagrama de flujo consideraciones iniciales.



El diagrama de flujo de la figura 2.3 representa los pasos que se siguieron para las consideraciones iniciales y el posterior ingreso del vehículo.

Mediante fichas técnicas y mediciones metrológicas se obtuvo el dimensionamiento y peso del vehículo de fábrica. El último dato mencionado se valida mediante la ubicación del vehículo en balanzas de pesaje para vehículos livianos INTERCOMP SW500 E-Z WEIGH SCALE SYSTEM 170125. Se considera la altura del vehículo, medidas de la rueda, ancho de vía, entro otros parámetros que se presentan constantes en el vehículo. Con el peso por eje y la distribución de los mismos se obtuvo datos referentes a la estabilidad. Por lo que cuando se analizó la estabilidad se buscaba que el chasis sea lo más rígido posible ya que si presentaba flexibilidad se hubiera observado desviación de cálculos respecto a la torsión.

El algoritmo que se usó en la toma de datos se presenta en dos fases, la primera es la toma de datos, del centro de gravedad, distribución de pesos y centro de rolido. La segunda

fase se realizó con la toma de datos respecto a la geometría de la suspensión en ambos escenarios se implementa el uso de coordenadas ortogonales en tres dimensiones. Teniendo como punto de partida o centro cero del plano un punto determinado por el software dependiendo del tipo de suspensión.

2.5. Fase 1

2.5.1. Centro de Gravedad, Distribución de Pesos y Centro de Rolido.

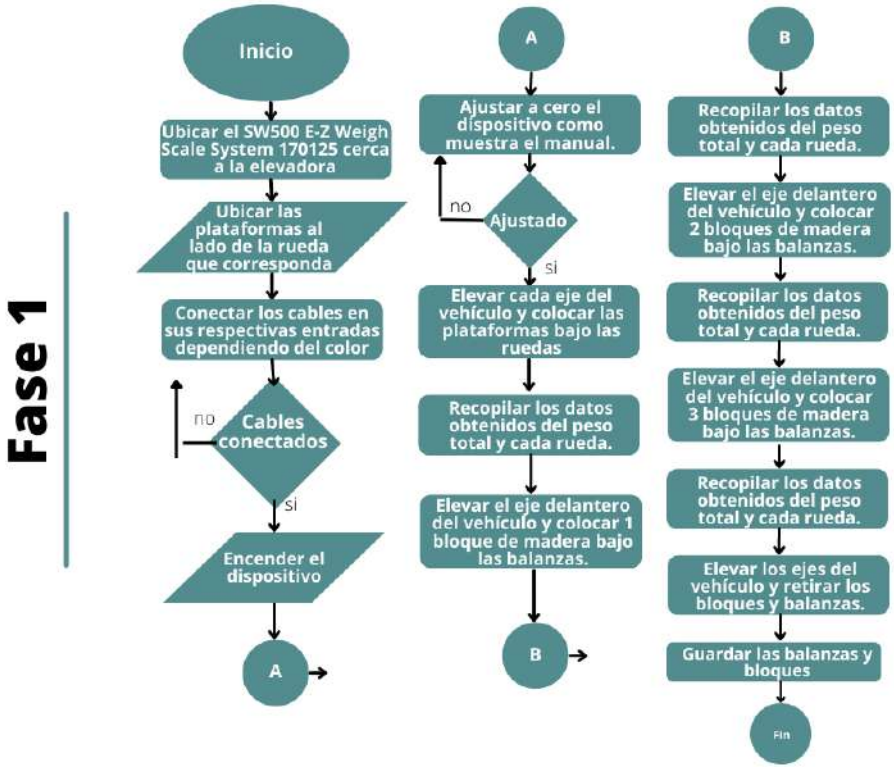
Respecto a la primera fase, se implementó coordenadas rectangulares para identificar la ubicación del centro de gravedad. Como primera acción se validó los datos de pesaje por eje del vehículo. Para lo cual se utilizó balanzas marca Intercomp de modelo SW500 E-Z Weigh Scale System 170125, herramienta de uso automotriz en vehículos livianos. El peso de cada rueda por eje se observó en la pantalla del dispositivo, así como el porcentaje de peso lateral, transversal, cruzado, entre otros. Dependiendo de la opción que se requiera por parte del usuario. El dispositivo cuenta con 4 plataformas, las cuales recoge la información de cada rueda y se representa como FL (Front left – Delantero Izquierdo), FR (Front right – Delantero derecho), RL (Rear left – Trasera Izquierdo) y RR (Right Rear – Trasera Derecho).

Figura 2.4
Pantalla led de Intercomp SW500 – 170125 valor cruzado

Toda medición o recopilación de datos se realizó con la maquina ajustada a cero como se evidencia en la figura 2.4 en la cual se observa la opción Zero del dispositivo y el ajuste.

Figura 2.5

Diagrama de flujo de la Fase 1.

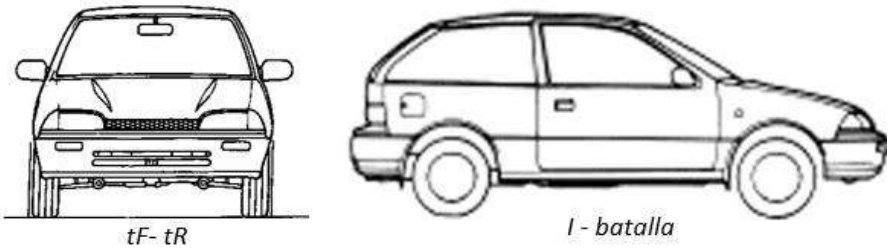


Para un correcto desarrollo de la fase uno se presenta el siguiente algoritmo de la figura 2.5 donde se observa el diagrama de flujo.

2.5.2. Parámetros Fijos

Como parámetros fijos se tuvo al ancho de vía frontal tf y posterior del vehículo tr, los cuales se obtuvieron de documentos como planos “blueprints” y se compararon con datos de mediante mediciones metrológicas.

Figura 2.6
Vista frontal y lateral de Suzuki Forsa 1.0.



Adicionalmente se necesitó conocer la dimensión de la batalla del vehículo, que se mide desde el centro de la rueda delantera, hacia la posterior. Todos esos datos se los obtiene de blueprints del vehículo como el que se observa en la figura 2.6. También medidas respecto a la altura de la elevación del eje. La nomenclatura presentada a continuación en la tabla 2,1 corresponde a las variables a utilizar.

Tabla 2.1
Nomenclatura para cálculos de centro de gravedad.

Símbolo	Equivalente
W_1	Peso de la rueda delantera izquierda FL [kg]
W_2	Peso de la rueda delantera derecha FR [kg]
W_3	Peso de la llanta posterior izquierda RL [kg]
W_4	Peso de la llanta posterior derecha RR [kg]
W_{1e_1}	Peso de la llanta posterior izquierda RL con el eje delantero elevado 95 [mm]
W_{2e_1}	Peso de la llanta posterior derecha RR con el eje delantero elevado 95 [mm]
W_{1e_2}	Peso de la llanta posterior izquierda RL con el eje delantero elevado 190 [mm]
W_{2e_2}	Peso de la llanta posterior derecha RR con el eje delantero elevado 190 [mm]
W_{1e_3}	Peso de la llanta posterior izquierda RL con el eje delantero elevado 285 [mm]
W_{2e_3}	Peso de la llanta posterior derecha RR con el eje delantero elevado 285 [mm]
tf	Valor del ancho de vía frontal [mm]
tr	Valor de ancho de vía posterior [mm]
L	Batalla del vehículo [mm]

Con los datos de la tabla 2.1 se inicia con el procedimiento de cálculo de centro de gravedad del vehículo.

2.5.3. Ubicación del Centro de Gravedad.

Se inició con el cálculo del peso total para aplicar el teorema de superposición, el peso total es la suma de los pesos individuales:

Donde W_{Total} corresponde al peso total del vehículo y W_1 corresponde a FL, W_2 corresponde a FR, W_3 corresponde a RL y W_4 corresponde a RR la nomenclatura se estableció con anterioridad en la tabla 2.1.

$$W_{Total} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (8)$$

De igual manera, el peso de cada neumático es igual al peso individual de cada eje donde W_F es el peso frontal y W_R es el peso del eje posterior.

$$W_F = W_1 + W_2 \quad (9)$$

$$W_R = W_3 + W_4 \quad (10)$$

Otro dato que se empleó para el cálculo de centro de gravedad mediante la elevación de ejes es el ancho de vía promedio:

$$d = \frac{(tf - tr)}{2} \quad (11)$$

En este punto se utilizaron los datos del peso de las ruedas posteriores con el eje frontal elevado con el fin de determinar la altura del centro de gravedad, por lo tanto, se tiene que:

$$W_{R_2} = W_{1e_1} + W_{2e_1} \quad (12)$$

El procedimiento se lo realizó en tres valores los cuales será promediados utilizando los valores de las variables W_{1e_2}, W_{2e_2}, W_{1e_3} y W_{2e_3}.

Ahora un dato fundamental para la ubicación del centro de gravedad en el eje x es "dobley" que proporciona la distancia en y, al eje central.

$$dobley = \left(\left(\frac{W_2}{W}\right) * (tf - d)\right) - \left(\left(\frac{W_1}{W}\right) * d\right) + \left(\left(\frac{W_4 * tr}{W}\right)\right) - \left(\frac{tr}{2}\right) \quad (13)$$

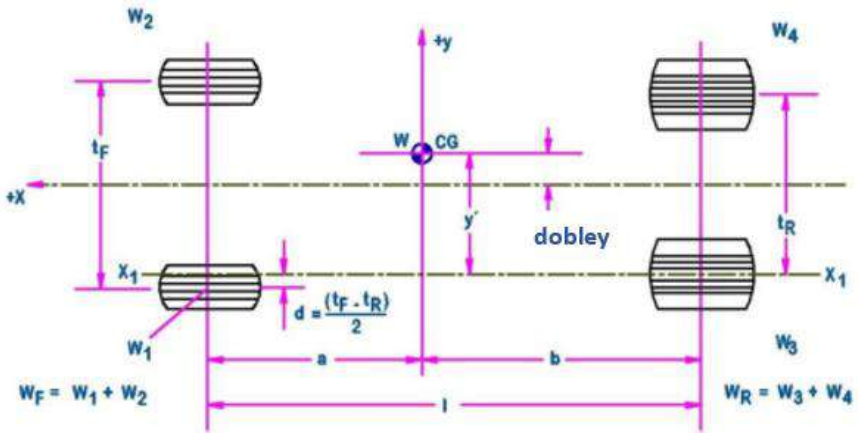
Una vez se realizaron estos cálculos se procedió a utilizar la fórmula (14) del cálculo del centro de gravedad en el eje x "c".

$$c = \frac{tf}{2} + dobley \quad (14)$$

Ahora bien, encontrada la ubicación del centro de gravedad en el eje x que se observó en la figura 2.7, se necesitó la ubicación en el eje y y la altura. Para lo cual se realizó primero el cálculo de la ubicación en el eje y "a" medido desde la llanta posterior hacia el centro del vehículo.

Figura 2.7

Ubicación del centro de gravedad en vista superior



Nota. Extraído de *Ubicación en el plano del centro de gravedad, (Barbrecho & Palacios, 2017)* ,(https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/14267/1/UPS-CT007015.pdf).

Se utilizó la fórmula de momentos (15), para estimar la ubicación del centro de gravedad, calculando la distancia del centro de gravedad con respecto a la ubicación del eje elevado:

$$b = \frac{W_F \cdot l}{W_{Total}} \qquad (15)$$

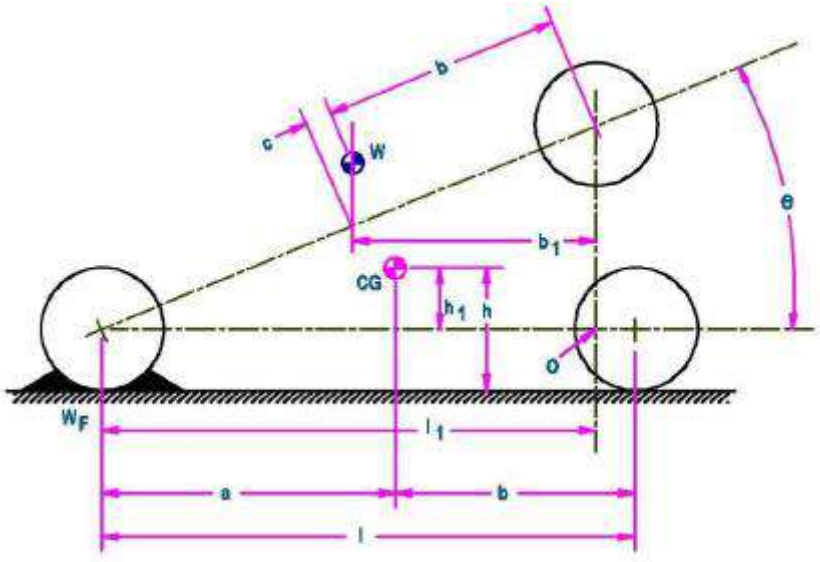
Asimismo, se calculó la distancia del centro de gravedad con respecto al eje sin elevar.

$$a = l - b \qquad (16)$$

Estableciendo de esta manera la ubicación en el eje y del Centro de Gravedad desde una vista lateral como se puede observar en la figura 2.7.

Figura 2.8

Ubicación del centro de gravedad mediante vista lateral.



Nota. Extraído de *Localización vertical del centro de gravedad, (Barbrecho & Palacios, 2017)*,(https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/14267/1/UPS-CT007015.pdf).

2.5.4. Altura del Centro de Gravedad.

El centro de gravedad varía dependiendo de la distribución de pesos que regularmente varían con el número, peso y la ubicación de pasajeros, nivel de fluidos y líquidos. Para estos ensayos se asume condiciones promediadas y óptimas de desempeño del vehículo. La transferencia de pesos, así como los cálculos de la altura del centro de gravedad se los realizó obteniendo datos al realizar pruebas elevando el eje delantero del vehículo mediante herramientas adecuadas y a diferentes alturas. La relación de altura y estabilidad es inversamente proporcional ya que al aumentar la altura de la elevación del eje también aumenta la inestabilidad.

Con las coordenadas en el eje x y y no se calculó la altura para lo cual se aplica la fórmula (18):

$$h1 = \left(\left(b - \left(L * \left(\frac{W_{R_2}}{W}\right)\right)\right) * cotan\theta\right) + h_2 \quad (17)$$

Siendo h2 el radio de la llanta equivalente a la altura del eje.

En ciertos casos la altura del eje o radio de la llanta es un dato con el que no se cuenta comúnmente, por lo tanto, se observa a continuación el algoritmo para el cálculo de esa medida en base a la nomenclatura que se encuentra en los neumáticos que usualmente inicia con la letra P en la cara del neumático seguido de un valor que representa al valor del ancho del neumático en mm, seguido de una barra y la relación porcentual del ancho y la altura del neumático y finalmente de la letra R antes del diámetro del rin en pulgadas.

Para el cálculo del radio se aplica la fórmula (18):

Se dividió la relación de aspecto “y” sobre 100 y se obtiene el porcentaje de la relación de aspecto.

$$a = \frac{y}{100} \tag{18}$$

Para encontrar la altura se utilizó el porcentaje de la relación de aspecto “a” multiplicado por el ancho del neumático “x”.

$$b = a * x \tag{19}$$

Al momento de trabajar con estos datos se empleó el sistema internacional de medidas, por lo tanto, se tiene que encontrar el radio del rin en mm, por lo que se convierte la dimensión del rin a milímetros.

$$c = \frac{z * 25.4}{2} \tag{20}$$

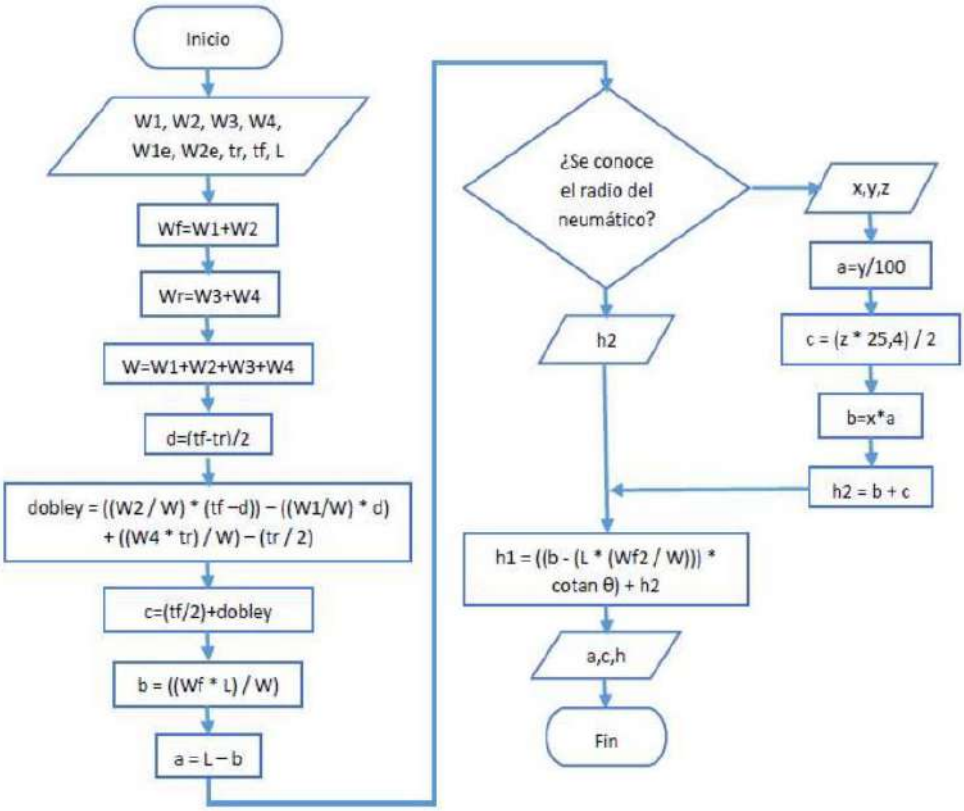
Siendo z el diámetro del rin en pulgadas. Para finalizar se suma el radio del rin “c” a la altura de la llanta.

$$h_2 = d = b + c \tag{21}$$

Realizado la recopilación de datos se obtuvo la ubicación del centro de gravedad. Para lo cual el proceso es descrito en el diagrama de flujo de figura 2.9:

Figura 2.9

Diagrama de flujo de centro de gravedad.



Nota, Recuperado de *Diagrama de flujo, 2017*, (Barbrecho & Palacios, 2017), Universidad Politécnica Salesiana.

2.6. Fase 2

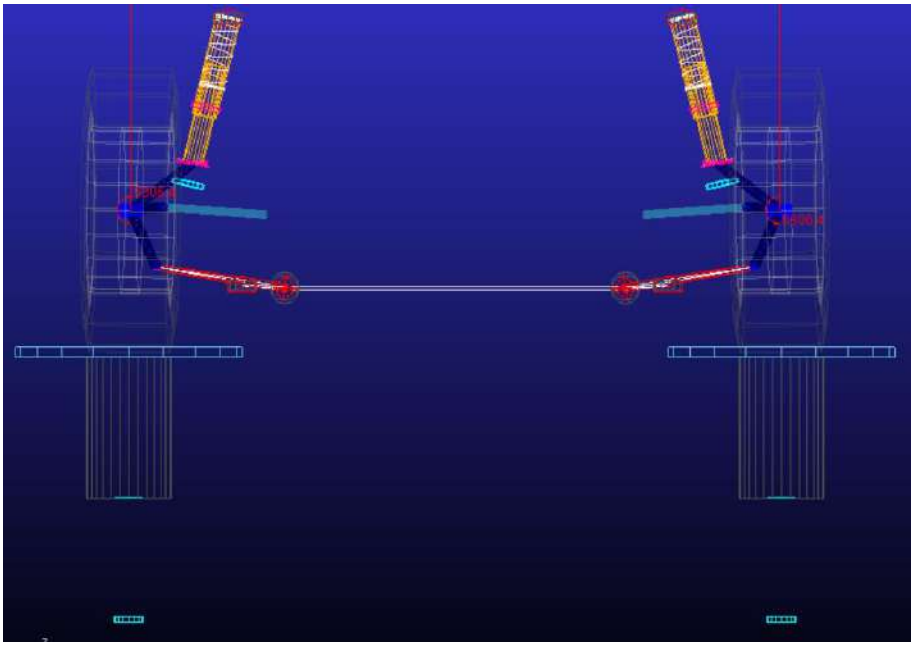
2.6.1. Geometría de la suspensión.

Dentro de los tipos de suspensión más comunes en vehículos en el Ecuador se encuentra las McPherson, doble brazo, de brazos arrastrados, rígida con resortes, rígida con ballesta y mutilink. Los tipos de suspensiones mencionadas con anterioridad se encuentran modeladas dentro del software ADAMS/CAR como plantillas. Los diseños están preparados para realizar simulaciones referentes a Parallel Wheel Travel, Opposite Wheel Travel, Roll & Vertical Forces y Single Wheel Travel. Todas las simulaciones representan acontecimientos y desplazamientos reales que actúan en una conducción libre en un vehículo.

2.6.2. Parallel Wheel Travel

Como se menciona antes, es una simulación de recorrido paralelo de las ruedas siendo un método común en la simulación de la cinemática de la suspensión. Representa el movimiento de salto vertical de la rueda al momento de que la rueda encuentra terreno irregular. Simulando un salto vertical con la misma altura y dirección para ambas ruedas.

Figura 2.10
Simulación de recorrido paralelo de las ruedas.

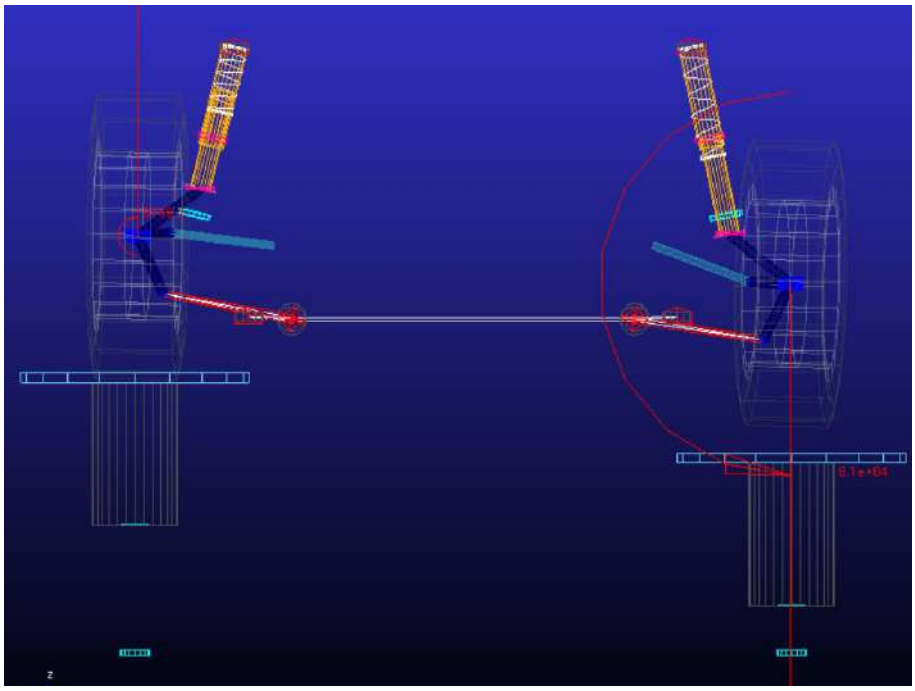


La prueba consistió en elevar ambas ruedas en un tiempo y condiciones establecidas por el usuario como se observa en la figura 2.10 para lograr así una gráfica que represente el comportamiento del sistema mediante una curva.

2.6.3. Opposite Wheel Travel

Se traduce en desplazamiento de las ruedas opuesto. Cuenta con una simulación similar aplicando el mismo recorrido, pero con desplazamiento vertical y dirección opuestos una rueda de la otra sobre una superficie plana.

Figura 2.11
Opposite Wheel Travel.



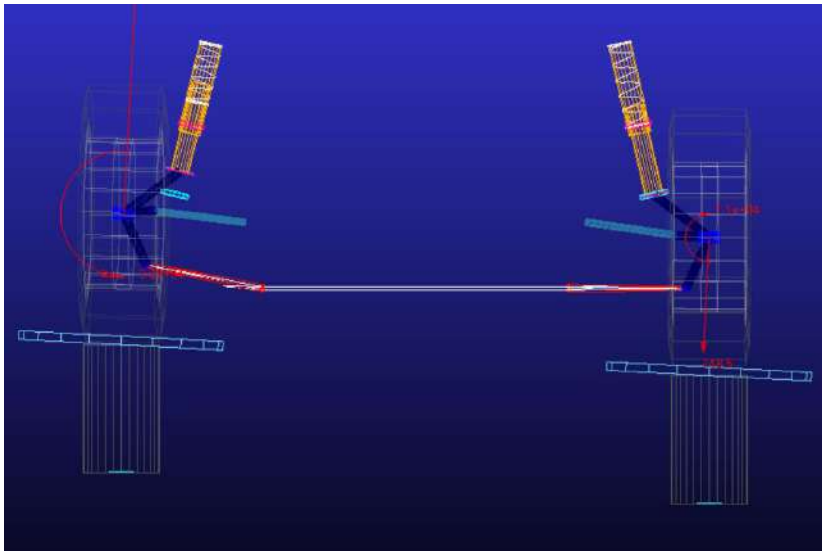
Al igual que la prueba anterior el propósito fue simular el sistema ante la presencia de un obstáculo, sin embargo, en esta ocasión el movimiento fue opuesto una rueda con la otra como se puede observar en la figura 2.9.

2.6.4. Roll y Vertical Forces

Este ensayo a diferencia de los otros dos es menos común, sin embargo, es considerado en varias simulaciones para análisis dinámicos. Aquí influye el centro de rolido que está dictado por la geometría de la suspensión, donde se analiza un punto teórico en la que las fuerzas de giro reaccionan a la carrocería del vehículo. Esta prueba somete al vehículo a efectos de transferencia dinámica. Quiere decir que se aplicó un centro de masa con respecto al centro de rolido para que se genere un momento tipo palanca entre ambos parámetros. La prueba somete al vehículo a una posición donde se experimenta velocidad angular cambiando el ángulo de la carretera como la superficie de contacto que se puede observar en la figura 2.12, a diferencia de las otras pruebas que fueron sobre una superficie plana y nivelada, la superficie con el ángulo variado se encuentra comúnmente en curvas

generando un efecto de transferencia dinámica de carga. Al ser considerado el centro de gravedad como parámetro de las pruebas, entonces se puede mencionar que se genera un momento que se traduce en el análisis de fuerzas que actúan en el vehículo al momento de tomar una curva.

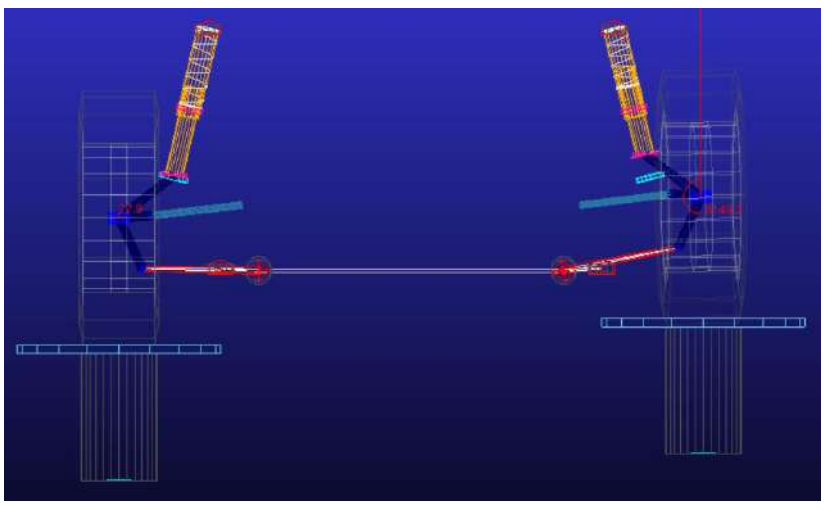
Figura 2.12
Roll y Vertical Forces.



2.6.5. Single Wheel Travel

Realiza el mismo procedimiento del Opposite y Parallel Travel, sin embargo, se lo realiza bloqueando una rueda fija al pavimento y la otra se encarga del recorrido.

Figura 2.13
Single Wheel Travel.



El desplazamiento se lo realizó en una sola rueda que se muestra en la figura 2.13, al ser sistemas independientes no influyen entre sí.

2.6.6. Toma de Medidas de la Geometría de la Suspensión

Este procedimiento corresponde a la segunda fase, que es la medición de los puntos de soporte de la suspensión. Dichos datos se recopilaron con el fin de realizar simulación en el Software ADAMS/CAR que proporciona una herramienta para diseñar y simular dinámica de la suspensión y evaluar su comportamiento. La suspensión para evaluar es una McPherson para lo cual el software que se va a utilizar solicita los puntos de anclaje de la suspensión o hardpoints. Puntos que se miden mediante coordenadas ortogonales. Los puntos que se solicitan son tanto del lado izquierdo como del derecho del vehículo. Consta de puntas de eje, asientos de resorte, terminales, axiales, puntos de anclaje al chasis frontal y trasero, bases de la suspensión, montaje del amortiguador a la mangueta, centro de la rueda, bujes, anclajes a la mangueta, anclajes a la mesa, entre otros. Los puntos de suspensión se expresan en coordenadas rectangulares en 3 dimensiones. Se utiliza elevadores para realizar las mediciones, de igual forma en una superficie nivelada.

2.6.7. Ecuaciones de movimiento

Las ecuaciones de movimiento se basan en estudios cinemáticos y dinámicos de mecanismos. Dichas ecuaciones se aplican en el software de simulación. Aquí se presentaron algunas de las ecuaciones que basan su estructura en fundamentos teóricos de la teoría de máquinas, las ecuaciones parten de la creación de un modelo matemático del mecanismo; los modelos matemáticos simples y eficientes transforman conceptos de elemento, par cinemático, velocidades, entre otros, en un conjunto de datos numéricos representados por matrices o vectores (Avello, 2014).

Las ecuaciones de movimiento se obtienen en base a mecanismos, a los cuales se los estudia la teoría de máquinas. Estas ecuaciones se encuentran en los cálculos que realiza el software ADAMS Car al momento de simular en los mecanismos de suspensión. Por lo tanto, la suspensión McPherson al ser un mecanismo se considera como uno de manivela deslizante invertida.

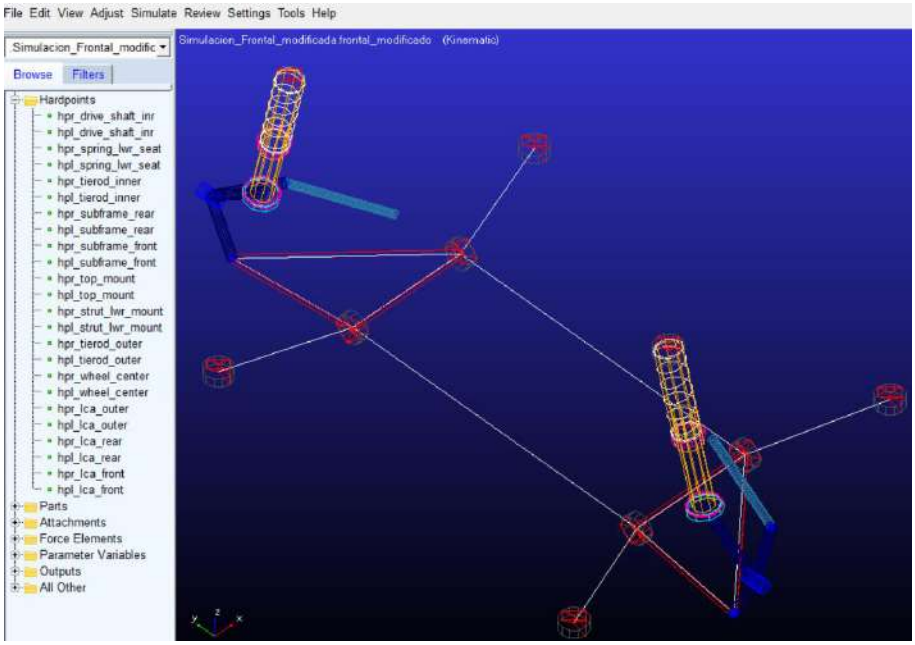
Las ecuaciones de movimiento son incluidas en ensayos de seguridad con reglamentación y certificación internacional como lo es el método EuSAMA. En este caso se aplica la dinámica de sólido rígido. En el cual se analizan fuerzas externas que actúan sobre partículas y que son producidas por factores externos al sólido, y fuerzas internas que reacciona entre sí impidiendo así el desplazamiento relativo de unas y otras (Avello, 2014). Las Ecuaciones que se presentan aplican leyes de Newton, más específicamente la segunda para un modelo vibratorio.

2.6.8. Coordenadas de los Puntos de Suspensión y Elementos para Considerar

Adams Car es el software que se usa de herramienta para el análisis y simulación de suspensión. Dentro del software se solicitaron ciertos datos que corresponden a la estructura de la suspensión que se pretende analizar, sin embargo, se tiene que seguir una serie de pasos para realizar las simulaciones. Primero hay que definir ciertos aspectos del software como son los “templates” o plantillas, que definen a sistemas o subsistemas del vehículo los cuales se conforman de “communications” o componentes del software que permiten la conexión entre elementos y unen los puntos de un subsistema con otro, “attachment” o acoplamientos, que corresponde a las uniones entre sí de los elementos; “parts” o partes, que corresponde a elementos construidos a partir de geometrías precargadas en ADAMS CAR. Finalmente se tiene los “Hardpoints” o puntos geométricos de la suspensión, que definen la localización ortogonal cada elemento de un subsistema (Samuel et al., 2020).

Figura 2.14

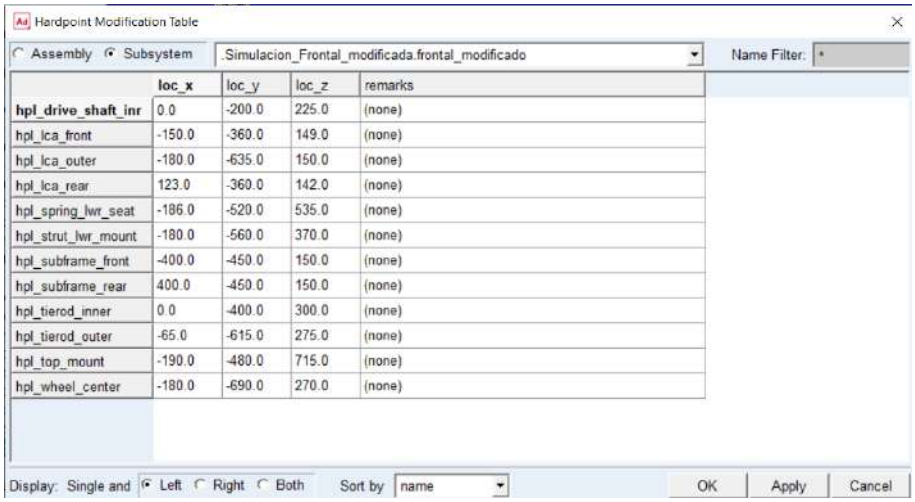
Hardpoints de suspensión McPherson.



Los elementos de los sistemas pueden ser corregidos por el usuario dependiendo de las necesidades que se presenten, modificando sus coordenadas como en la figura 2.14 o suprimiendo componentes.

Figura 2.15

Tabla de Hardpoints.



	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_drive_shaft_inr	0.0	-200.0	225.0	(none)
hpl_lca_front	-150.0	-360.0	149.0	(none)
hpl_lca_outer	-180.0	-635.0	150.0	(none)
hpl_lca_rear	123.0	-360.0	142.0	(none)
hpl_spring_lwr_seat	-186.0	-520.0	535.0	(none)
hpl_strut_lwr_mount	-180.0	-560.0	370.0	(none)
hpl_subframe_front	-400.0	-450.0	150.0	(none)
hpl_subframe_rear	400.0	-450.0	150.0	(none)
hpl_tierod_inner	0.0	-400.0	300.0	(none)
hpl_tierod_outer	-65.0	-615.0	275.0	(none)
hpl_top_mount	-190.0	-480.0	715.0	(none)
hpl_wheel_center	-180.0	-690.0	270.0	(none)

En la figura 2.15, se presentó una tabla que muestra las coordenadas ortogonales de los elementos del subsistema pudiendo elegir el modificar el eje en conjunto o separar por lado. Al realizar un análisis cinemático, el lado izquierdo va a ser simétrico a los puntos de suspensión del lado derecho.

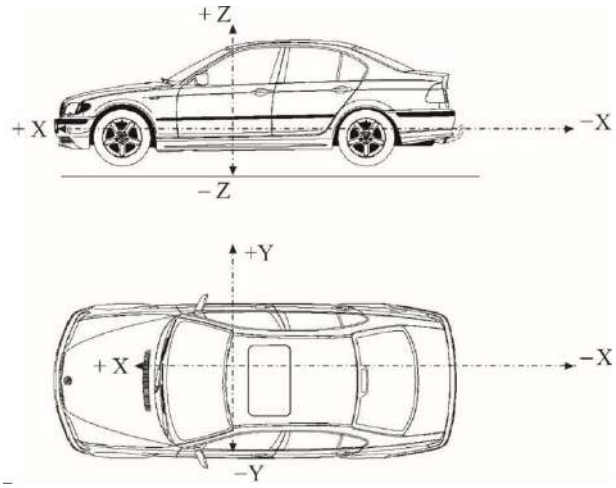
Entonces como primera acción se realizó la medición de cada punto. Cabe mencionar que las coordenadas ortogonales en un vehículo son consideradas de la siguiente forma: A lo largo del vehículo se considera el eje "*x*" con respecto al origen, a lo ancho del vehículo se considera el eje "*y*" respecto al origen y la altura de los puntos es la altura del elemento respecto a la superficie de contacto. El orden de medición de cada elemento solicitado por el software es irrelevante, debido a que la geometría cambia de acuerdo con lo solicitado por el usuario y se reconstruye por sí misma debido a que es una plantilla.

Para realizar las mediciones se debe tener en cuenta aspectos como: el centro absoluto del vehículo, el centro del ancho de vía frontal, el centro de ancho de vía posterior, con el fin de ajustarse a un plano de coordenadas. Se tomaron 10 mediciones seguidas de cada elemento para realizar un promedio, y mantener un bajo porcentaje de error respecto a las coordenadas.

La referencia o punto de origen que se tomó en el presente documento es el generado automáticamente por el software, el cual se encuentra en el punto central del ancho de vía frontal correspondiente al eje "*y*", un punto intermedio entre el buje frontal y posterior de la mesa correspondiente al eje "*x*", finalmente la altura viene dada por la distancia del elemento con respecto a la superficie de contacto, correspondiente al eje "z" como se mencionó con anterioridad

Figura 2.16

Coordenadas en "x"; "y" y "z".

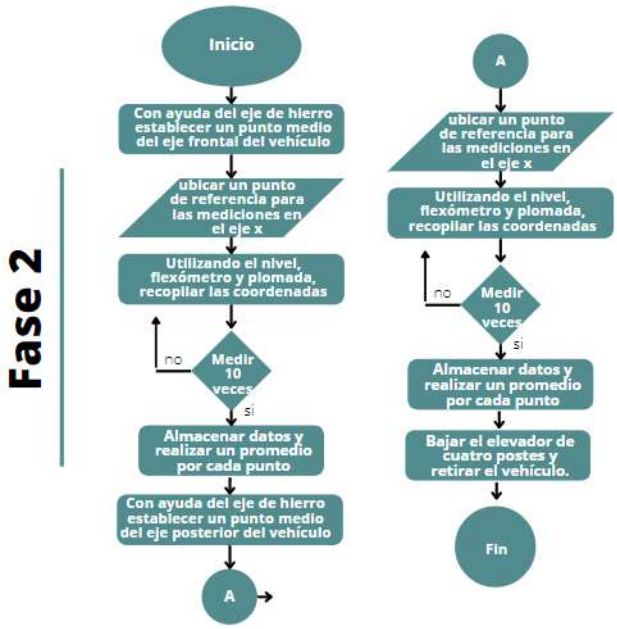


Nota, recuperado de *Sistema de referencia de coordenadas del vehículo para ensayo inercial*, 2019, Diario Oficial de la Unión Europea, Unión Europea.

Los ejes de referencia para la toma de coordenadas se representan en la figura 2.16 donde se observa que, para las coordenadas en x, son medidas a lo largo del vehículo; las coordenadas en y corresponde a coordenadas a lo ancho y el z corresponde a la atura.

Figura 2.17

Diagrama de flujo Fase 2.



En la figura 2.17 se observa el diagrama de flujo para seguir el respectivo procedimiento en la toma de datos de los hardpoints para lo cual se usó un nivel, flexómetro, plomada y ejes de acero.

2.7. Simulación y Cálculos

2.7.1. Cálculos Para el Centro de Gravedad

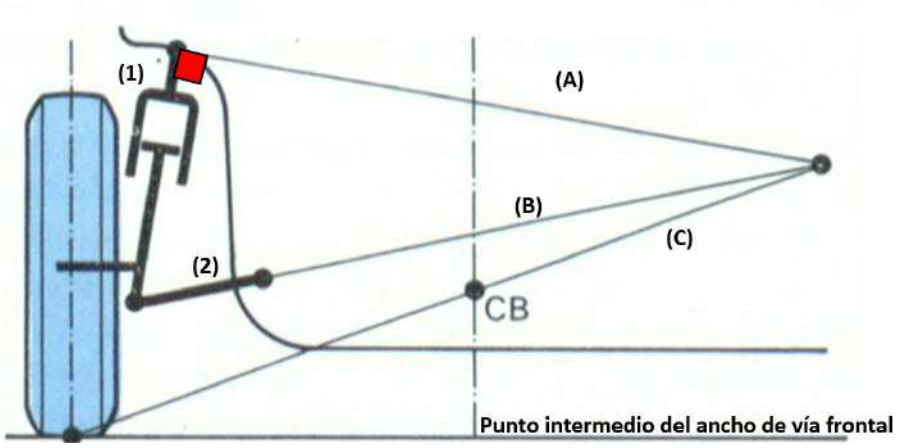
Los cálculos para la determinación de la altura del centro de gravedad se realizaron en tres escenarios diferentes, donde el ángulo y la altura de elevación del eje delantero varían. Para la determinación de la altura se emplea las fórmulas presentadas en la sección 2.5.4.

2.7.2. Representación Gráfica y Proyecciones del Centro de Rolido

Este procedimiento ayuda a la recopilación de datos referente a la ubicación del centro de rolido respecto al centro de gravedad. Se utilizaron las coordenadas en “y” y “z” para realizar las proyecciones mediante la herramienta “SolidWorks” y así encontrar la ubicación del centro de rolido y obtener información de distancias respecto al centro de gravedad.

En este punto se realizaron proyecciones en un sistema sencillo tipo McPherson para el centro de rolido. Mediante croquizado en SolidWorks como se muestra en la figura 2.18, se proyecta una línea perpendicular al eje formado por el conjunto del espiral y el amortiguador (1). Posteriormente se proyecta una línea recta o continua a través de la proyección lineal de la mesa o brazo (2) hasta que coincida con la línea proyectada(A). A continuación, desde se proyecta una línea recta, desde el centro de la rueda hacia el punto coincidente entre (A) y (B). Finalmente se proyecta una línea perpendicular al centro del ancho de vía del eje frontal, donde se cruza con la línea proyectada (C). La intersección de estas dos líneas da como punto al centro de rolido o balanceo (CB).

Figura 2.18
Centro de Balanceo.



Para finalizar con los datos obtenidos de la altura del centro de gravedad se lo ubica como en la figura 2.18 para obtener la distancia entre el CG y el CB.

Este procedimiento de obtención de datos se repitió para la suspensión modificada y la estándar.

2.7.3. Simulación

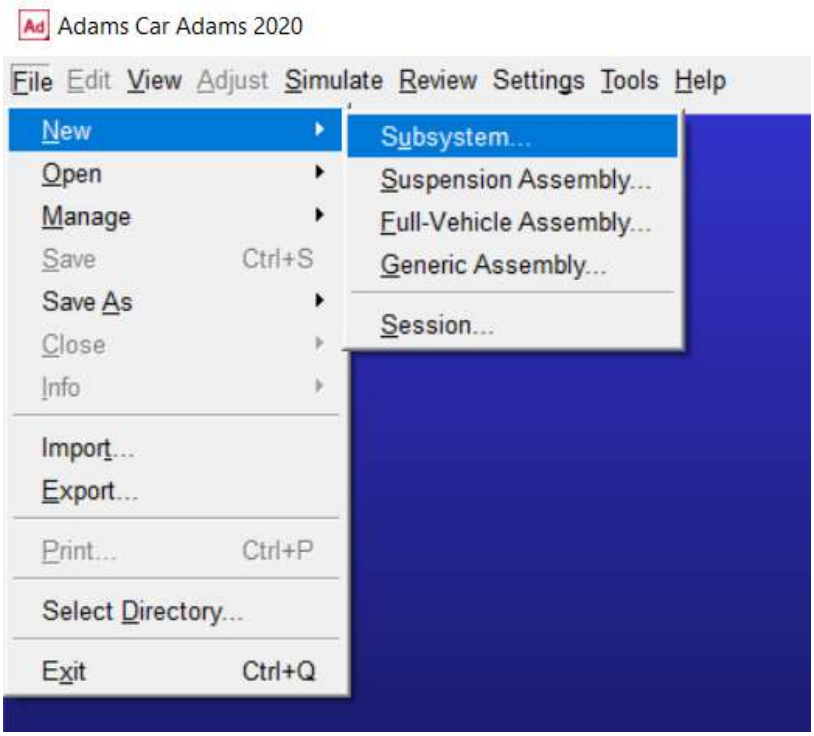
Con los datos obtenidos se procede a crear un subsistema en el programa ADAMS CAR a partir de plantillas preestablecidas en las configuraciones diferentes del software, para la suspensión delantera se utiliza una McPherson y para la posterior, una de brazos de arrastre. En las cuales se modifica los puntos de suspensión o hardpoints.

Como se analizó el comportamiento cinemático de la suspensión en base a los desplazamientos solo es conveniente modificar hardpoints. El resto de los parámetros se pueden considerar para estudios posteriores, como los cinéticos.

Figura 2.19
Inicio de ADAMS CAR.

Se inició abriendo el programa desde el acceso directo en el escritorio y se ingresa a la mesa de trabajo de ADAMS CAR presionando el botón “Ok” que se observa en la figura 2.19.

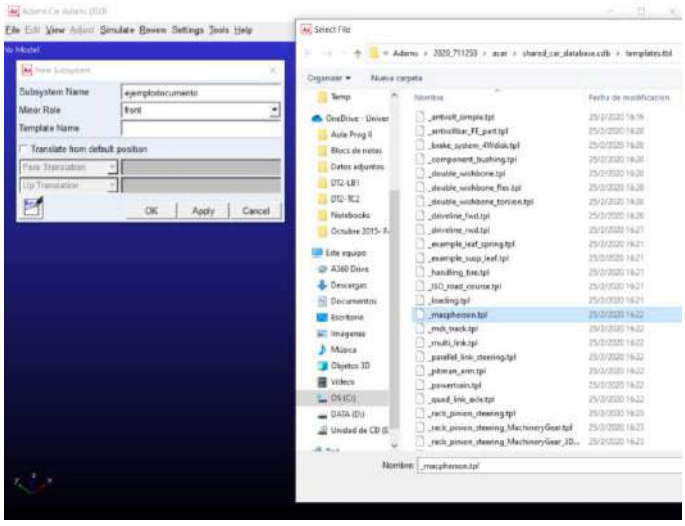
Figura 2.20
Creación de un nuevo subsistema.



Posterior seleccionar la opción “File” en la parte superior derecha de la ventana del programa que se presenta en la figura 2.20, colocar el cursor en la pestaña “New” y finalmente hacer clic en “Subsystem”.

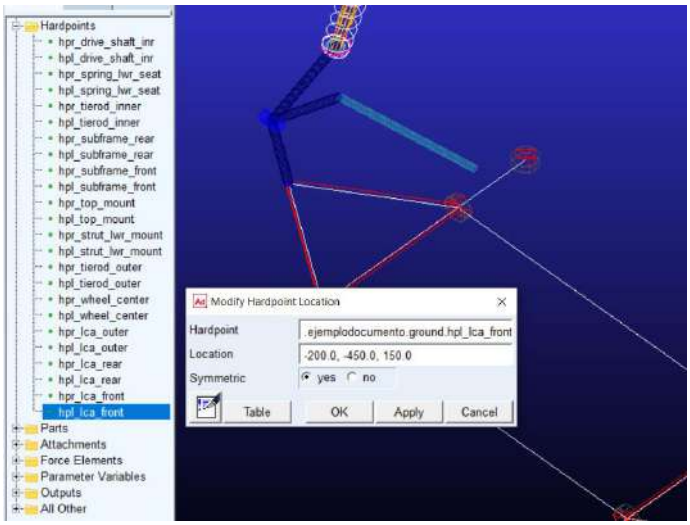
Se desplegó una ventana para colocar el nombre que el usuario asigna al subsistema, así como el rol que desempeñará ya sea suspensión frontal, posterior o de remolque. También contó con la opción para buscar la plantilla que será utilizada, haciendo clic derecho en la casilla en blanco de “Template” y ubicar el cursor en la pestaña de “Search” para seleccionar la ubicación de las plantillas, estas pueden ser plantillas fijas o preestablecidas y plantillas que se consideran prototipos o conceptos. Para el análisis de este estudio se seleccionó plantillas preestablecidas McPherson y de brazos de arrastre, primero se realiza en la suspensión frontal y después en la posterior respectivamente. Para finalizar, la creación del subsistema seleccionar la opción “OK” presentada en la figura 2.21.

Figura 2.21
Plantillas de los subsistemas.



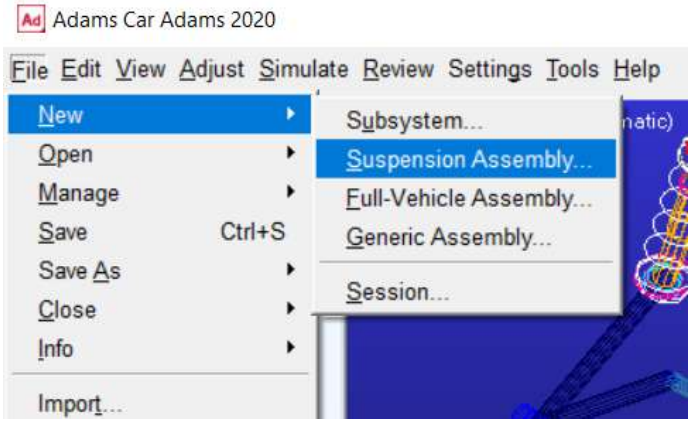
El software carga la plantilla de suspensión ya sea McPherson o de brazos de arrastre. En el lado izquierdo del software se observa la sección de hardpoints, parts, attachments, entre otros, elementos que se ha mencionado con anterioridad. Dependiendo de los requerimientos se modifica estos parámetros para modificar la posición de cada elemento o eliminarlos. Haciendo click derecho y seleccionando la opción requerida. En el análisis de este documento la opción más empleada es la edición de las coordenadas ortogonales.

Figura 2.22
Modificación de hardpoints.



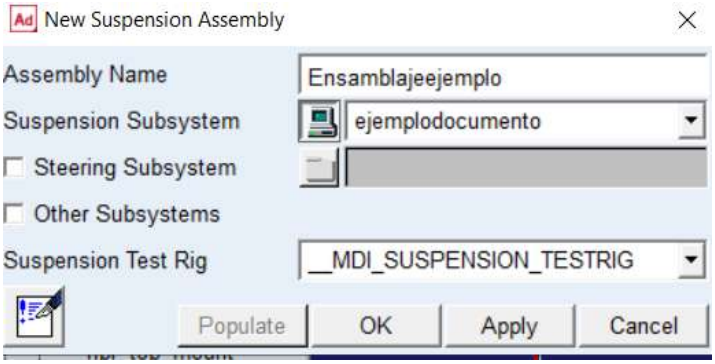
Una vez se editó los requerimientos de la figura 2.22 del análisis, se guarda el subsistema y posterior se selecciona la opción “File” en la parte superior derecha de la ventana del programa, colocar el cursor en la pestaña “New” y finalmente hacer clic en “Suspension Assembly” que se observa en la figura 2.23.

Figura 2.23
Creación de un assembly.



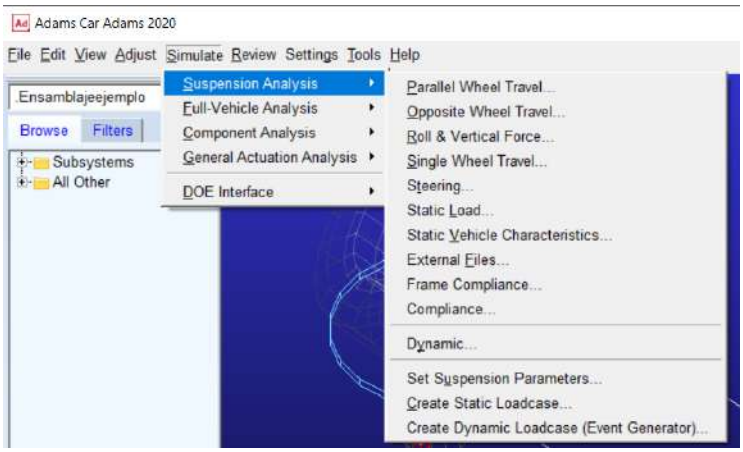
A continuación, ingresar el nombre del ensamblaje y seleccionar el ícono de la carpeta para asignar automáticamente el subsistema de suspensión antes editado y finalmente seleccionar la opción “OK” de la figura 2.24.

Figura 2.24
Nuevo ensamblaje.



Se creó un ensamblaje referente a la plantilla modificada. Es necesario el ensamblaje para que se puedan aplicar simulaciones a la suspensión. Seleccionando la opción "Simulate" o simular, colocar el cursor en la opción "Suspension Analysis" o análisis de suspensión donde se despliega una pestaña que enlista una serie de pruebas que se puede aplicar diferentes sistemas. Los de interés para el desarrollo de este documento es los 4 primeros que comprenden: "Parallel Wheel Travel", "Oposite Wheel Travel", "Roll y Vertical Forces" y "Single Wheel Travel". Estas pruebas simulan condiciones comunes en las que se somete a la suspensión en el software que se observa en la figura 2.25.

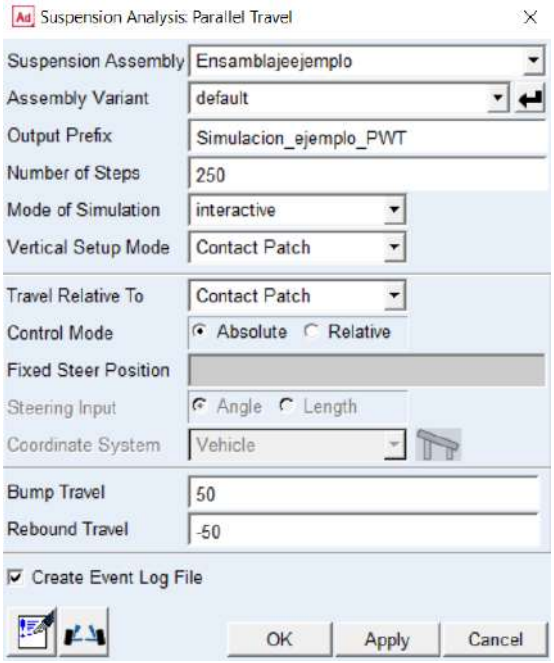
Figura 2.25
Simulaciones para la suspensión.



2.7.3.1.Parallel Wheel Travel.

Esta simulación representa el movimiento vertical de ambas ruedas simulando condiciones en las que son sometidas a cambio al mismo tiempo y en la misma dirección sobre una superficie plana y nivelada. Se determina un tiempo de 250 s para la duración de la prueba y se recorre 50 mm en dirección positiva y negativa.

Figura 2.26
Parámetros de simulación. Parallel Wheel Travel.

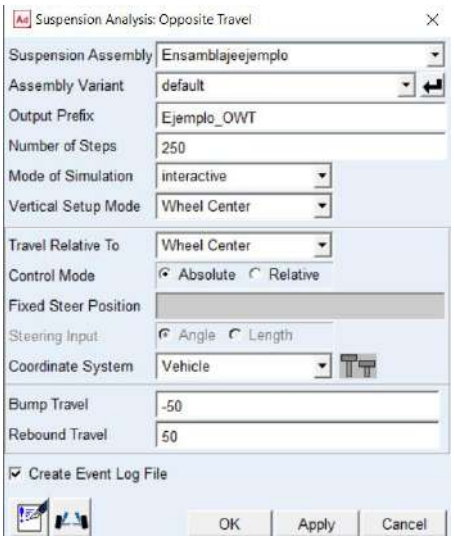


2.7.3.2.Opposite Wheel Travel.

En la simulación de la figura 2.27, se representa los parámetros para el movimiento vertical de las ruedas referente a baches e irregularidades en carretera, sin embargo, con movimientos opuestos una rueda de la otra sobre una superficie plana y nivelada. Se determina un tiempo de 250 s para la duración de la prueba y se recorre 50 mm en dirección negativa y positiva.

Figura 2.27

Parámetros de Simulación Opposite Wheel Travel.

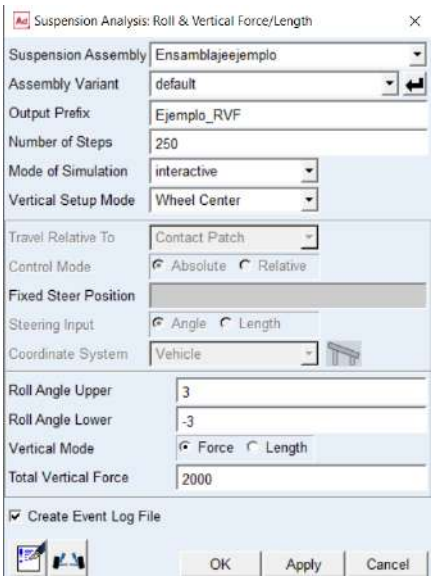


2.7.3.3. Roll y Vertical Forces.

Esta simulación se enfoca en el centro de balanceo o rolido, donde se somete la suspensión a análisis angulares debido a que el ángulo de la superficie cambia, para simular condiciones reales se asigna un ángulo de 3° que se observa en la figura 2.28, similares a los ángulos de inclinación de carreteras, simulando condiciones de curva y fuerzas externas como el peso del vehículo.

Figura 2.28

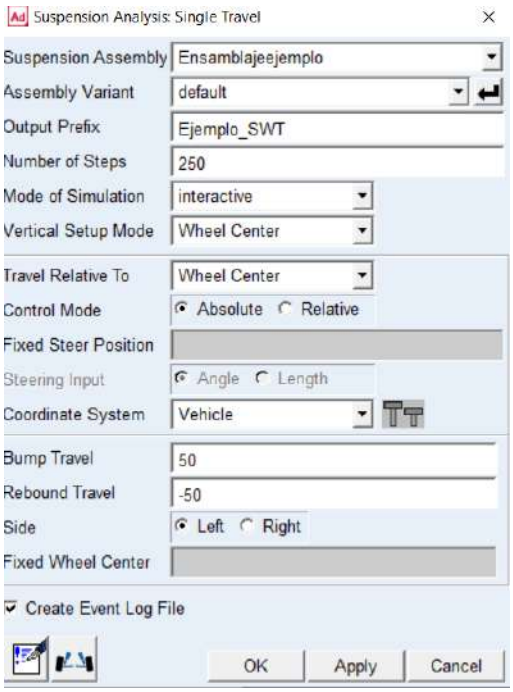
Parámetros de simulación Roll y Vertical Forces.



2.7.3.4. Single Wheel Travel.

Esta prueba es similar a las 2 primeras, sin embargo, el movimiento se genera en una sola rueda y la otra permanece fija, simulando condiciones más realistas de rutas irregulares, utilizando las mismas condiciones de la simulación, como se observa en la figura 2.29.

Figura 2.29
Parámetros de simulación. Single Wheel Travel.



2.7.4. Finalidades de la Simulación.

Cada simulación efectuada tiene diferentes propósitos que someten al sistema a variaciones que se asemejan a condiciones reales. En Parallel Wheel Travel y Opposite Wheel Travel, los parámetros que se analiza son la variación de camber, caster, TOE, Anti-dive y anti-squat.

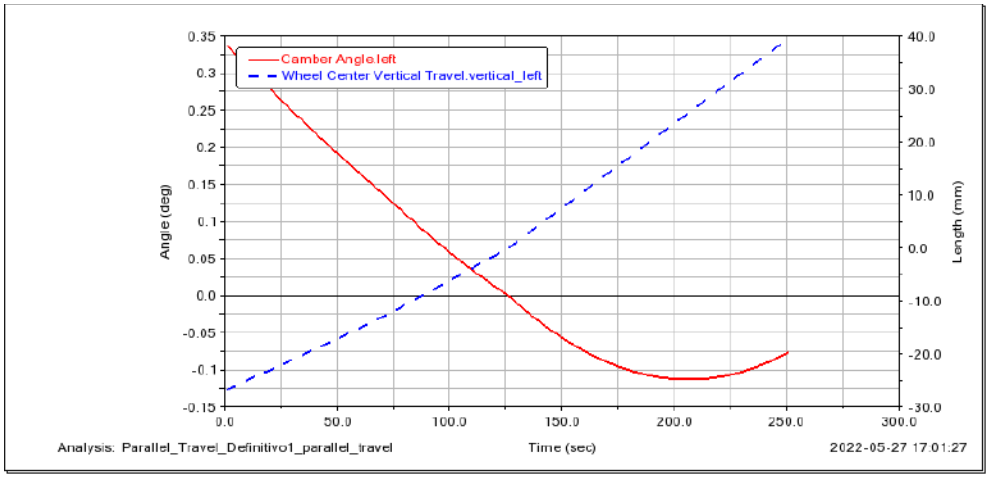
Debido a que las dos pruebas se las simula sobre superficies planas y despreciando fuerzas externas. Por otro lado, la simulación de Roll y Vertical Forces analiza la variación de camber, caster, TOE, Anti-dive y anti-squat, agregando uno más que es el Jack Vertical

Forces. Finalmente, con Single Wheel Travel, se analiza la variación únicamente de camber, debido a que ninguno del resto de parámetros varía con consideraciones relevantes.

Todas las simulaciones proporcionan gráficas de distancia, ángulo y fuerzas respecto al tiempo y la distancia recorrida por la rueda. En cada gráfica se presentan curvas correspondientes al parámetro analizado, especificando la simulación aplicada y si el sistema fue modificado o no. Por lo tanto, se presentan 2 curvas, una correspondiente al sistema original y otra curva del sistema modificado en la misma gráfica.

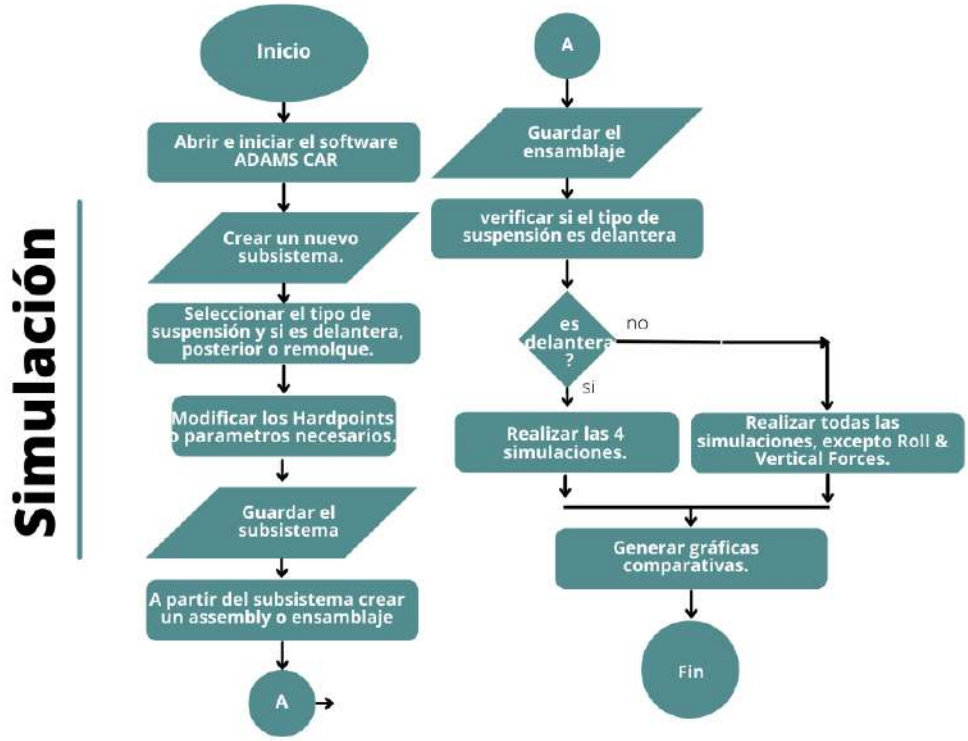
Figura 2.30

Camber y Desplazamiento vertical de la rueda en Parallel Wheel Travel.



Todas las gráficas como la de la figura 2.30, son resultados obtenidos del generador de “plot” o gráfico del software ADAMS CAR en la opción de “Postprocessor”.

Figura 2.31
Procedimiento de simulación.



El diagrama de flujo de la figura 2.31, presenta el procedimiento que se aplica para la obtención de datos en la suspensión delantera, posterior y si es tipo McPherson o de Brazos de arrastre.

2.8. Levantamiento de Datos en el Vehículo sin Modificar

Con el vehículo seleccionado, se procedió con la toma de datos con base a fichas y mediciones en un Suzuki Forsa 1.0 MK2 considerando que el vehículo presenta condiciones mecánicas óptimas, sin elementos extras dentro del habitáculo, tanque de combustible vacío y presión en los neumáticos acorde con lo especificado por el fabricante. Las medidas realizadas se observan en la tabla 2.2 que se presenta a continuación, en donde se ha considerado para ciertos puntos medidas con base a fichas técnicas y para otros parámetros, medidas realizadas por los estudiantes. Se ingresó el vehículo en las instalaciones del Taller

de Ingeniería Automotriz de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas de la Universidad Técnica del Norte verificado los parámetros mencionados con anterioridad.

Tabla 2.2
Dimensiones del Vehículo.

Especificaciones	Valor en [mm]
Batalla	2285
Ancho de vía frontal	1480
Ancho de vía posterior	1450
Diferencia de ancho de vía	15
Longitud total	3710
Ancho total	1590

El vehículo se lo ubicó sobre la plataforma para posteriormente elevarlo. Como se puede observar en la figura 2.32 el vehículo se ubica en una zona nivelada, una vez elevado para evitar variaciones respecto a la irregularidad del terreno, se procede a realizar las mediciones para validar datos obtenidos de fichas técnicas.

Figura 2.32
Suzuki Forsa MK2 1.0.

Antes de ubicar el vehículo de la figura 2.33 sobre las plataformas de pesaje, se realiza el ajuste del equipo a cero mediante las opciones de la consola. En la figura 2.33 se observa la pantalla de ajuste del equipo. El procedimiento de ajuste se especifica en el manual del fabricante.

Figura 2.33
Ajuste a cero de la consola.

Con el vehículo en la elevadora y sobre las plataformas (como se observa en la figura 2.32) se procede a realizar el pesaje del vehículo para obtener valores de peso por rueda, así como la distribución porcentual de peso ya sea cruzado, delantero, posterior o individual. Debido a que en el manual de las plataformas se especifica la certificación de 0.1% de precisión de la carga aplicada y un margen de variación de +/- 1 libras, por no que no se realizan varias tomas de medida (Intercomp Company, 2016). Teniendo como resultados los observados en la tabla 2.3:

Tabla 2.3
Datos de peso sin modificar.

Rueda	Equivalente	Peso en [kg]
LF	W_1	216,81
RF	W_2	215,00
LR	W_3	151,04
RR	W_4	143,33
	peso total	**726,200792**
Distribución de peso cruzado		49,6% 50,4%

Figura 2.34
Vehículo sobre plataformas.

Los pesajes del vehículo se los realizó a diferentes ángulos para tomar en cuenta las variaciones del peso en el eje posterior y el ángulo de elevación del eje frontal. Datos que tienen presencia para el cálculo de posición del centro de gravedad. En la tabla 2.4 se observa el peso de cada rueda del eje delantero y posterior, respecto al ángulo de inclinación al que se somete el vehículo.

Para la elevación del vehículo se lo realizó en cuatro instancias, colocando el eje delantero sobre bloques de madera de altura de 95 mm cada uno. Al tomarse tres condiciones de variabilidad, se estableció que la primera medición se la realiza con una altura de 0 mm altura que sirve de base para las tres elevaciones, la segunda se lo realiza a 95 mm, la tercer a 190 mm y una cuarta a 285 mm que se observa en la figura 2.35.

Tabla 2.4
Valores de peso por rueda en suspensión sin modificar.

Altura [mm]	Rueda	Peso en [kg]	Ángulo
0	LF	216,82	0°
	RF	215,00	
	LR	151,05	
	RR	143,34	
95	LF	216,82	2,38°
	RF	214,55	
	LR	150,14	
	RR	144,70	
190	LF	216,82	4,76°
	RF	214,10	
	LR	152,41	
	RR	142,88	
285	LF	218,18	7,16°
	RF	210,01	
	LR	154,67	
	RR	143,34	

Figura 2.35
Vehículo elevado en bloques.

Finalmente, se toma los datos de las dimensiones de la llanta para realizar el cálculo de la altura del centro de rueda o altura del eje, los datos son representados en la tabla 2.5.

Tabla 2.5
Datos de la rueda.

Relación de Aspecto	60 %
ancho del neumático	175 [mm]
diámetro del rin	13 [plg]

Las consideraciones para la rueda son las mismas que presentan en la tabla 2.5 y en la figura 2.36 se puede observar la cara de la ruada de donde fueron tomados los datos.

Figura 2.36
Valores de la rueda.

Posterior se realiza la toma de datos de los Hardpoints de la suspensión que se mencionó con anterioridad con el eje delantero a nivel de la plataforma. Para lo cual se estableció un punto central del vehículo en el eje “y” del plano de referencia, se toma en cuenta la mitad del ancho de vía para la ubicación en el eje “y”. Para el eje “x” se toma de referencia los puntos de referencia que provee el software, ADAMS CAR que en el caso de la suspensión McPherson se ubica en un punto central de los bujes del brazo o mesa de suspensión y para la suspensión de brazos de arrastre del eje posterior el punto de referencia se ubica alineado a los amortiguadores. Finalmente, el punto de referencia en el eje “z”, tiene como referencia el contacto del piso con la rueda. Con las 3 coordenadas se tiene un punto de referencia u origen, a partir del cual se va a realizar la medida de las distancias. Las cuales, se

realizan 10 por cada punto para evitar márgenes de error debido al uso de instrumentos de medición análogos.

Tabla 2.6

Hardpoints de la suspensión delantera sin modificar

Elementos	Equivalente	x	y	z
hpl_drive_shaft_inr	Eje impulsor	0.0	-200.0	225.0
hpl_lca_front	buje de mesa frontal	-150.0	-360.0	153.0
hpl_lca_outer	rotula de mesa	-184.0	-620.0	145.0
hpl_lca_rear	buje de mesa posterior	123.0	-395.0	154.0
hpl_spring_lwr_seat	base inferior espira	-186.0	-548.0	540.0
hpl_strut_lwr_mount	base inferior amortiguador	-180.0	-560.0	370.0
hpl_subframe_front	acople a chasis frontal	-400.0	-450.0	150.0
hpl_subframe_rear	acople a chasis posterior	400.0	-450.0	150.0
hpl_tierod_iner	brazo de la dirección	0.0	-400.0	300.0
hpl_tierod_outer	rotula de dirección	-65.0	-615.0	275.0
hpl_top_mount	base superior amortiguador	-194.0	-534.0	740.0
hpl_wheel_center	centro de la rueda	-184.0	-690.0	270.0

En la Tabla 2.6 se muestra el cálculo de las medidas recopiladas para despreciar errores. Se muestra en coordenadas ortogonales “x”, “y” y “z” de los elementos de suspensión.

Así mismo, en la Tabla 2.7 se muestra el cálculo de las medidas recopiladas para despreciar errores de la suspensión posterior sin modificar. Se muestra en coordenadas ortogonales “x”, “y” y “z” de los elementos de suspensión.

Tabla 2.7

Hardpoints de la suspensión posterior sin modificar.

Elementos	Equivalente	x	y	z
hpl_arm_inner_pivot	Eje pivote interior del brazo	-10.0	-236.0	213.0
hpl_arm_outer_pivot	Buje de mesa frontal	-520.0	-525.0	208.0
hpl_arm_strut_bushing	buje del puntal del brazo	0.0	-535.0	220.0
hpl_arm_strut_bushing_x	buje del puntal del brazo x	-200.0	-490.0	470.0
hpl_arm_strut_bushing_z	buje del puntal del brazo z	-250.0	-540.0	470.0
hpl_drive_shaft_inr	interior del eje impulsor	90.0	-300.0	240.0
hpl_spring_lower_seat	asiento inferior del espiral	-170.0	-491.0	203.0
hpl_spring_upper_seat	asiento superior del espiral	-180.0	-510.0	384.0
hpl_subframe_front	Acople a chasis frontal	-734.0	-575.0	200.0
hpl_subframe_rear	Acople a chasis posterior	65.0	-250.0	200.0
hpl_top_mount	Base montaje superior amo	-5.0	-520.0	633.0

hpl_wheel_center	Centro de la rueda	-70.0	-635.0	203.0
hpl_subframe_fixed	Bastidor auxiliar fijo	0.0	0.0	150.0

Con la toma de hardpoints finalizada, se retira el vehículo para realizar la modificación del vehículo. Para lo cual se realiza un procedimiento para reducir la altura de la suspensión ya sea modificando los componentes mecánicos originales o reemplazándolos por elementos regulables como coilovers que se observan en la figura 2.37.

Figura 2.37
Coilovers universales.

Figura 2.38
Regulación de coilovers universales.

La regulación de coilovers se la realiza con el fin de asignar una distribución de peso cruzado proporcional, para lo cual se realiza la regulación como en la figura 2.38 y se pesa el vehículo hasta obtener los valores cruzados de 50%.

2.9. Levantamiento de Datos en Vehículo Modificado

Se toma en cuenta los mismo parámetros y procedimientos, sin embargo, para esta ocasión el vehículo cuenta con una reducción de altura de 1 pulgada y distribución regulada, por lo cual hay leves variaciones en el peso total.

Tabla 2.8
Peso por eje en suspensión modificada.

	Rueda	Peso en [kg]
LF	W_1	216,36
RF	W_2	210,46
LR	W_3	149,68
RR	W_4	145,14
peso total		**721,664872**
Distribución de peso cruzado		50.01%
		49.99%

Figura 2.39
Valores de peso cruzado.

Para la toma de datos, en la tabla 2.8 se observa los datos obtenidos del peso por rueda, y porcentajes de distribución de peso cruzados, así como en la figura 2.39.

Para la recopilación de datos a diferentes alturas, se realizó el mismo procedimiento. En la tabla 2.9 se muestran los datos obtenidos.

Tabla 2.9
Valores de peso por rueda en suspensión modificada.

Altura [mm]	Rueda	Peso en [kg]	Ángulo
0	LF	210,47	0°
	RF	216,36	
	LR	149,69	
	RR	145,15	
95	LF	212,28	2,38°
	RF	206,84	
	LR	153,77	
	RR	148,78	
190	LF	206,84	4,76°
	RF	204,57	
	LR	159,21	
	RR	151,05	
285	LF	200,94	7,16°
	RF	201,85	
	LR	164,65	
	RR	154,22	

De igual forma, se realiza el mismo procedimiento para la toma y levantamiento de datos de los hardpoints tanto para la suspensión delantera y la posterior. En la tabla 2.10 se presentan los datos obtenidos del eje frontal y en la tabla 2.11 el eje posterior.

Tabla 2.10
Hardpoints de la suspensión delantera modificada

Elementos	Equivalente	x	y	z
hpl_drive_shaft_inr	Eje impulsor	0.0	-200.0	225.0
hpl_lca_front	buje de mesa frontal	-150.0	-360.0	149.0
hpl_lca_outer	rotula de mesa	-180.0	-635.0	150.0
hpl_lca_rear	buje de mesa posterior	123.0	-360.0	142.0
hpl_spring_lwr_seat	base inferior espira	-186.0	-520.0	535.0
hpl_strut_lwr_mount	base inferior amortiguador	-180.0	-560.0	370.0

hpl_subframe_front	acople a chasis frontal	-400.0	-450.0	150.0
hpl_subframe_rear	acople a chasis posterior	400.0	-450.0	150.0
hpl_tierod_iner	brazo de la direccción	0.0	-400.0	300.0
hpl_tierod_outer	rotula de direccion	-65.0	-615.0	275.0
hpl_top_mount	base superior amortigusador	-190.0	-480.0	715.0
hpl_wheel_center	centro de la rueda	-180.0	-690.0	270.0

Tabla 2.11
Hardpoints de la suspensión posterior modificada.

Elementos	Equivalente	x	y	z
hpl_arm_inner_pivot	Eje pivote interior del brazo	-10.0	-250.0	155.0
hpl_arm_outer_pivot	Buje de mesa frontal	-520.0	-550.0	160.0
hpl_arm_strut_bushing	buje del puntal del brazo	0.0	-535.0	220.0
hpl_arm_strut_bushing	buje del puntal del brazo x	-200.0	-490.0	470.0
hpl_arm_strut_bushing	buje del puntal del brazo z	-250.0	-540.0	470.0
hpl_drive_shaft_inr	interior del eje impulsor	90.0	-300.0	240.0
hpl_spring_lower_seat	asiento inferior del espiral	-170.0	-500.0	175.0
hpl_spring_upper_seat	asiento superior del espiral	-180.0	-490.0	340.0
hpl_subframe_front	Acople a chasis frontal	-734.0	-575.0	200.0
hpl_subframe_rear	Acople a chasis posterior	65.0	-250.0	180.0
hpl_top_mount	Base montaje superior amo	-5.0	-520.0	610.0
hpl_wheel_center	Centro de la rueda	-70.0	-635.0	160.0
hpl_subframe_fixed	Bastidor auxiliar fijo	0.0	0.0	150.0

2.10. Cálculos del Centro de Gravedad

Aplicando el diagrama de flujo de la figura 2.7, se procede a realizar los cálculos respectivos al centro de gravedad. La nomenclatura presentó con anterioridad.

2.10.1. Ubicación del centro de gravedad.

Se inicia con el cálculo del peso total que no es más que la suma de los pesos individuales por rueda siendo W_T el peso total del vehículo:

Reemplazando se obtiene:

$$W_T = 216.8\,[kg] + 215[kg] + 151[kg] + 143.3[kg] = 726.2\ [\text{kg}] \qquad (22)$$

Ahora otros datos que se consideran son W_F es el peso del eje frontal y W_R es el peso del eje posterior para lo cual se suma el peso de las ruedas delanteras y posteriores.

$$W_F = W_1 + W_2 = 431.8\ [kg] \quad (23)$$

$$W_R = W_3 + W_4 = 294.4\ [kg] \quad (24)$$

Conjuntamente otro dato para el cálculo de centro de gravedad mediante la elevación de ejes es el ancho de vía promedio:

$$d = \frac{(tf - tr)}{2} = \frac{(1480\ [mm] - 1450\ [mm])}{2} = 15\ [mm] \quad (25)$$

Como se mencionó anteriormente, se realizó elevación de ejes, por lo que la distribución de pesos varía al elevarse el eje frontal. En este punto se utilizan los datos del peso de las ruedas posteriores con el fin de determinar la altura del centro de gravedad, por lo tanto, se tiene:

$$W_{R_2} = 150.1\ [kg] + 144.7[kg] = 294.8\ [kg] \quad (26)$$

El procedimiento se lo realizó en tres valores con respecto a las tres elevaciones realizadas, los cuales será promediados utilizando los valores de las variables W_{1e_2}, W_{2e_2}, W_{1e_3} y W_{2e_3}.

Ahora un dato fundamental para la ubicación del centro de gravedad es "dobley" que proporciona la distancia en y, al eje central.

$$dobley = \left(\left(\frac{215\ [kg]}{726.2\ [kg]}\right) * (1480\ [mm] - 15[mm])\right) - \left(\left(\frac{216.8\ [kg]}{726.2\ [kg]}\right) * 15[mm]\right) + \left(\left(\frac{143.3\ [kg] * 1450\ [mm]}{726.2\ [kg]}\right)\right) - \left(\frac{1450\ [mm]}{2}\right) = -9.55\ [\text{mm}] \quad (27)$$

Una vez realizado esto, se procede a utilizar la fórmula del cálculo del centro de gravedad en el eje x “c”.

$$c = \frac{tf}{2} + dobley = \frac{1480[mm]}{2} + (-9.55)[mm] = 730.45\ [mm] \quad (28)$$

Con la ubicación del centro de gravedad en el eje x resuelta, se necesita la ubicación en el eje “*y*” y para así encontrar el dato de interés que es la altura.

Se emplea la fórmula de momentos, para estimar la ubicación del centro de gravedad:

$$b = \frac{W_F \cdot l}{W} = \frac{431.82\ [kg] \cdot 2285[mm]}{726.2\ [kg]} = 1358.73\ [mm] \quad (29)$$

Posterior se procede a reemplazar para encontrar la distancia en el eje “*y*”.

$$a = l - b = 2285\ [mm] - 1358.73[mm] = 926.27[mm] \quad (30)$$

Estableciendo de esta manera la ubicación en el eje “*y*” del Centro de Gravedad.

2.10.2. Altura del centro de gravedad.

Para la fórmula de la altura se necesitan ciertos datos que se obtienen mediante el análisis de la geometría del vehículo elevado. Siendo que θ es el ángulo de elevación, obteniendo mediante la función trigonométrica $sin\ \theta = \frac{a}{c}$, considerando a “*c*” como la batalla o distancia entre ejes y “a” a la altura.

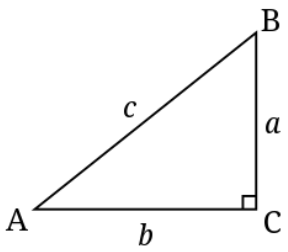


Figura 2.40 *Representación de las dimensiones del vehículo*

Ahora bien, con las coordenadas en el eje "*x"* y "*y*" se calcula la altura:

Reemplazando se tiene que:

$$h1 = \left(\left(1358.73[mm] - \left(2285\ [mm] * \left(\frac{294.8\ [kg]}{726.2\ [kg]}\right)\right)\right) * cotan(2.38°)\right) + h_2 \quad (31)$$

$$h1 = 441.37\ [mm]$$

Siendo h_2 el radio de la llanta equivalente a la altura del eje.

Para ciertos casos donde se requiera precisión se realiza el cálculo de la altura del centro de la rueda empleando el siguiente procedimiento.

Para el cálculo del radio se aplica la fórmula (32):

Se inicia dividiendo la relación de aspecto "*y*" sobre 100 y se obtiene el porcentaje de la relación de aspecto.

$$a = \frac{y}{100} = \frac{60}{100} = 0.6 \quad (32)$$

Para encontrar la altura se utiliza el valor "*a*" multiplicado por el ancho del neumático "x".

$$b = a * x = 0.6 * 175 = 105[mm] \quad (33)$$

Al momento de trabajar con estos datos se utiliza el sistema internacional de medidas, por lo tanto, se tiene que encontrar el radio del rin en mm.

$$c = \frac{z * 25.4[mm]}{2} = \frac{13 * 25.4[mm]}{2} = 165.1[mm] \quad (34)$$

Siendo z el diámetro del rin en pulgadas. Para finalizar se suma el radio del rin "*c*" con la altura de la llanta.

$$h2 = d = b + c = 105\ [mm] + 165.1[mm] = 270.1\ [mm] \quad (35)$$

El procedimiento presentado se lo realiza para las tres condiciones de elevación considerando la altura de elevación, ángulo y peso de las ruedas posteriores tanto para el vehículo con suspensión modificada y para el vehículo con la suspensión sin modificar. En la tabla 2.12 se presentan los resultados de las tres instancias, junto con el promedio de variación del centro de gravedad de los cálculos en la suspensión sin modificar y en la tabla 2.13 con la suspensión modificada.

Tabla 2.12
Altura del centro de gravedad y promedio altura sin modificar.

Altura 1	441,37
Altura 2	359,06
Altura 3	328,53
Promedio de CG	376,317447

Tabla 2.13
Altura del centro de gravedad y promedio altura modificada.

Altura 1	426,47
Altura 2	346,53
Altura 3	317,53
Promedio de CG	363,51021

Los datos pueden ser verificados en el anexo 1.

2.11. Centro de Balanceo

En esta sección se utilizó los datos levantados respecto a las coordenadas de los hardpoints. Solo que en esta ocasión se utiliza los datos en 2 dimensiones en los planos "*y*" y "z". Para hacer una representación de los mecanismos, utilizando el software SolidWorks. En la figura 2.42 se aprecia la suspensión sin modificar, siendo el punto CG centro de gravedad y CB centro de balanceo. El dato necesario de esta ilustración es la distancia entre ellos, ya que, a menor distancia entre estos, mejor será el comportamiento ante una curva.

Figura 2.41
Ilustración general de croquis y proyecciones sin modificar.

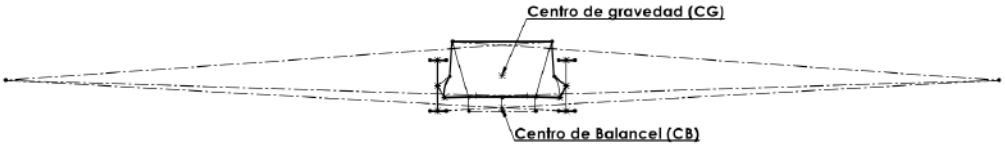
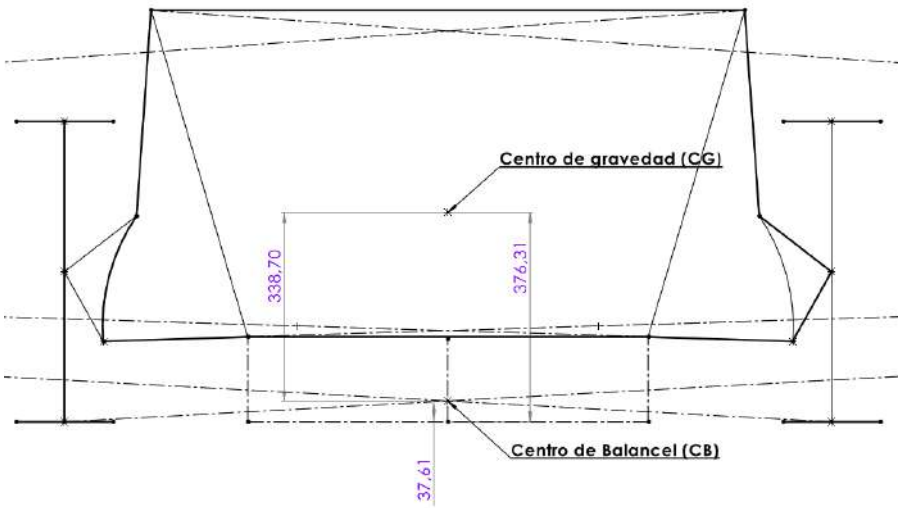


Figura 2.42
Ilustración de croquis sin modificar.

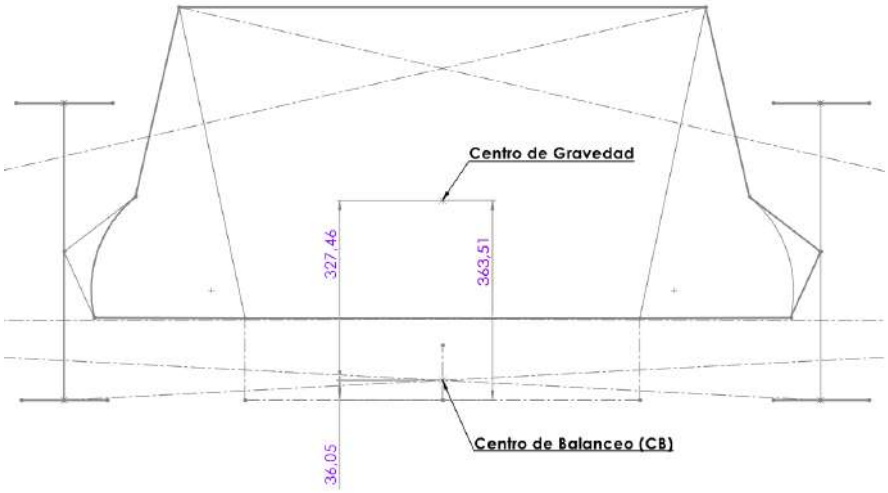


En la figura 2.42 se observan los datos de altura a partir de la superficie de contacto, distancia entre el CG y el CB y finalmente la distancia del CB y la superficie de contacto.

El mismo procedimiento se efectúa en la suspensión modificada. Se obtienen datos que se representan en la figura 2.43 y 2.44.

Figura 2.43
Ilustración general de croquis y proyecciones en suspensión modificada.

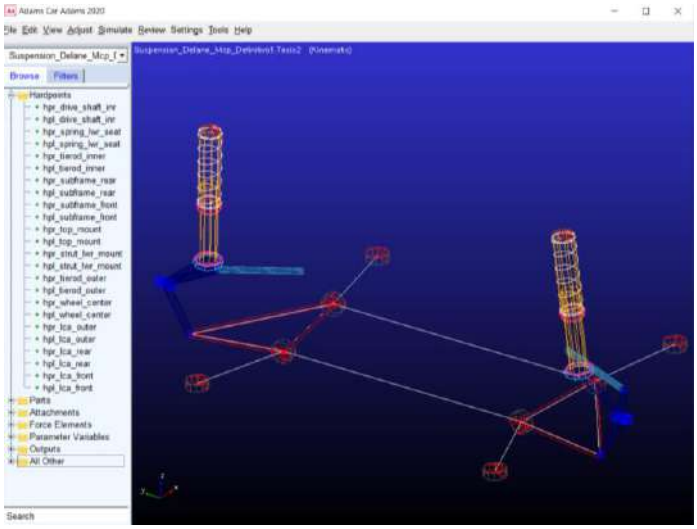
Figura 2.44
Ilustración de croquis modificado.



2.12. Análisis de Suspensión en ADAMS CAR

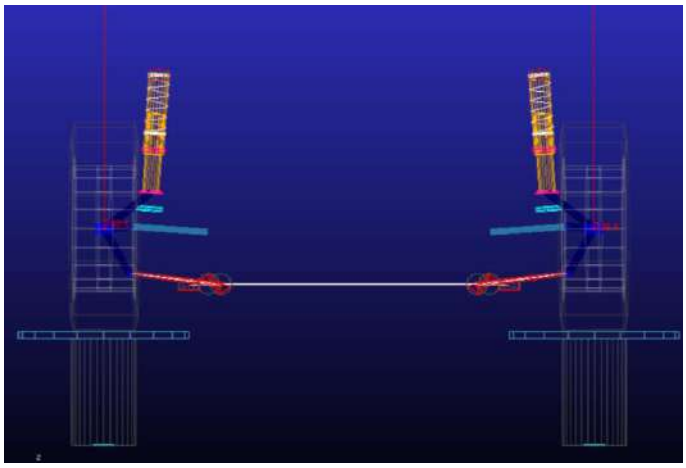
El análisis de la suspensión en el software ADAMS CAR se lo realiza de acuerdo con lo especificado en la sección 2.7.4 Simulación. Como se mencionó, las suspensiones a ser analizadas son una frontal tipo McPherson y una Posterior de tipo Brazos de Arrastre.

Figura 2.45
Suspensión frontal sin modificar.



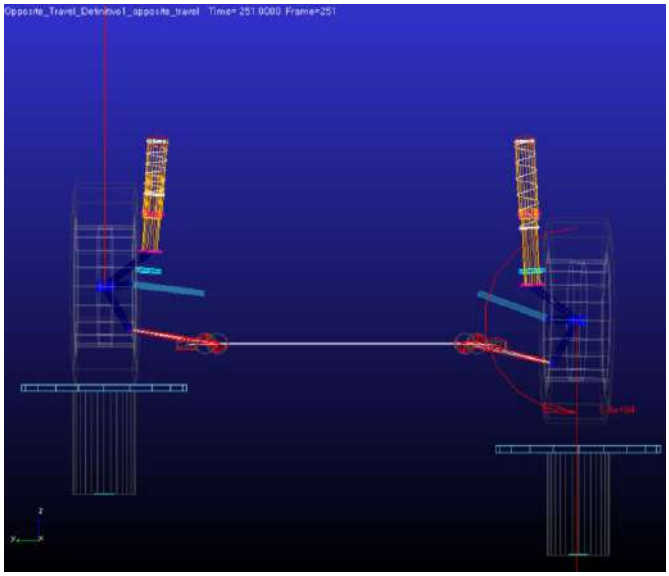
Se usaron plantillas predefinidas como en la figura 2.45 se aprecia el subsistema modificado los hardpoints de la suspensión delantera McPherson sin alterar la altura del vehículo. Este subsistema es convertido a “Assembly” para aplicar simulaciones antes mencionadas.

Figura 2.46
Suspensión frontal sin modificar PWT.



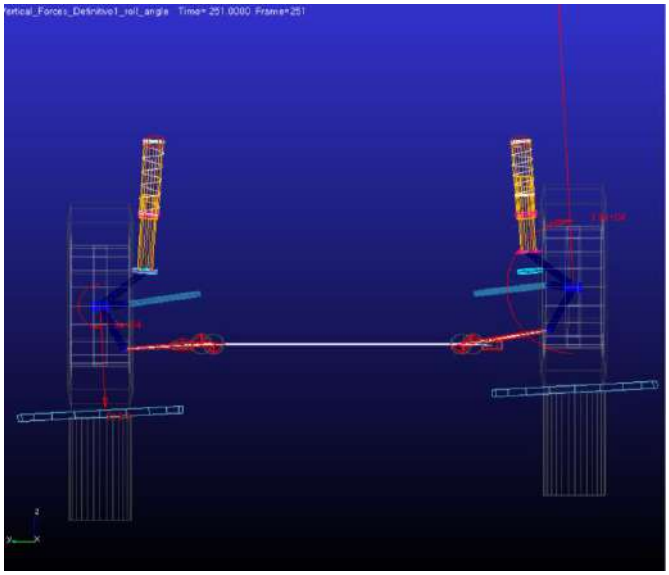
En la figura 2.46 se observa la simulación “Parallel Wheel Travel”.

Figura 2.47
Suspensión frontal sin modificar OWT.



En la figura 2.47 se observa la simulación “Opposite Wheel Travel”.

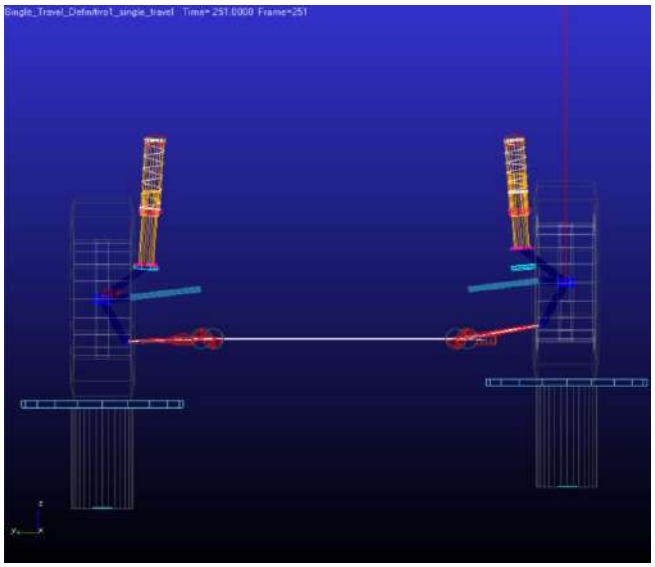
Figura 2.48
Suspensión frontal sin modificar R y VF.



En la figura 2.48 se observa la simulación “Roll y Vertical Forces”.

Figura 2.49

Suspensión frontal sin modificar SWT.

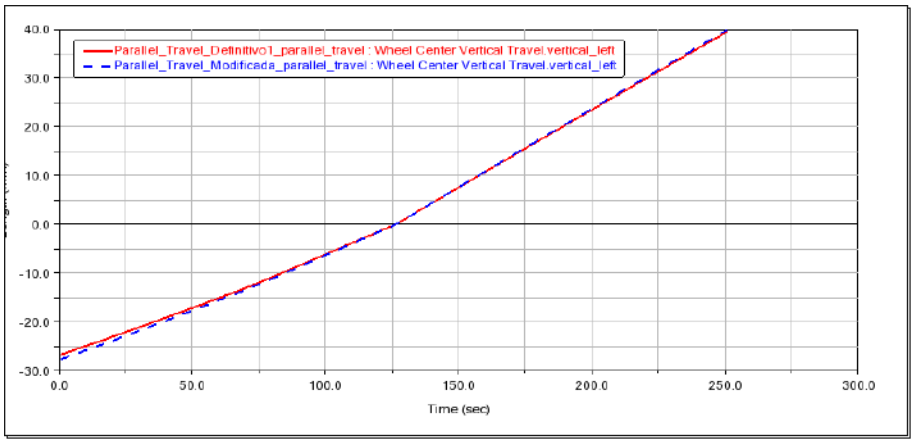


Y la finalmente en la figura 2.49 se observa la simulación “Single Wheel Travel”.

Al ser el mismo subsistema el analizado, las ilustraciones de la suspensión modificada no varían considerablemente, sin embargo, en ambos escenarios los resultados que se obtuvieron se analizaron con base al desplazamiento de la rueda, la cual se presenta en la figura 2.50.

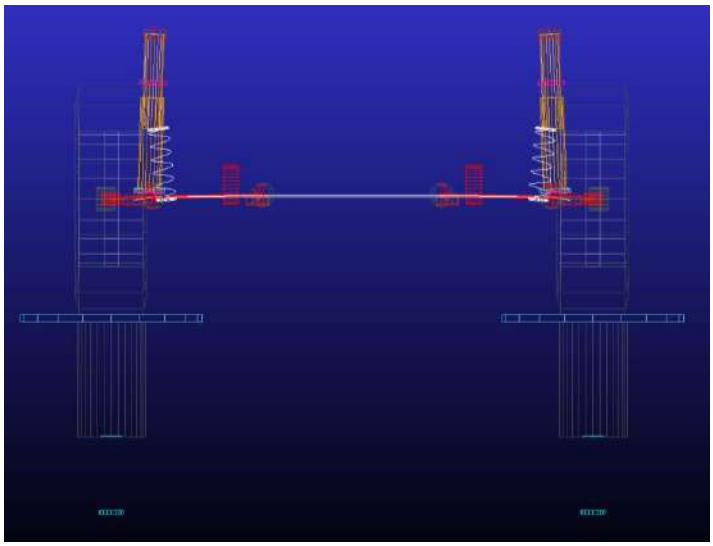
Figura 2.50

Suspensión frontal sin modificar vs modificada: desplazamiento de la rueda.



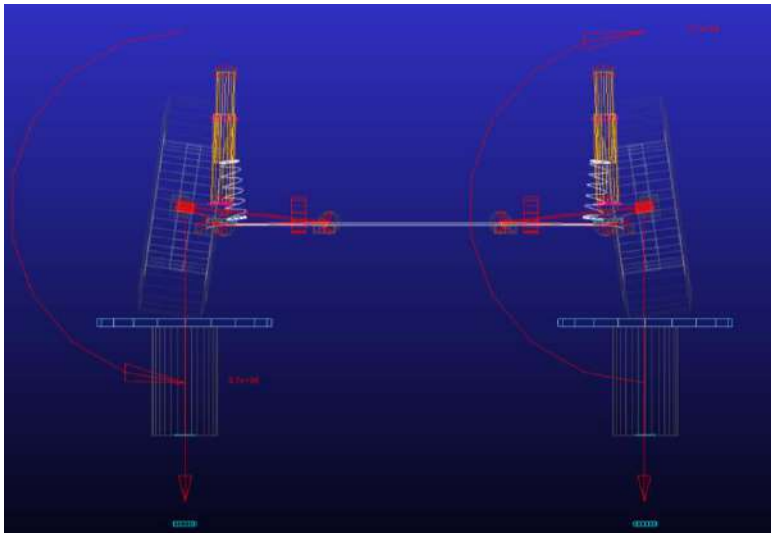
Las mismas acciones se tomaron para la suspensión posterior. Para lo cual se usaron plantillas como se observa en la figura 2.51 se aprecia el subsistema modificado los hardpoints de la suspensión posterior de Brazos Tirados sin alterar la altura del vehículo.

Figura 2.51
Suspensión posterior sin modificar.



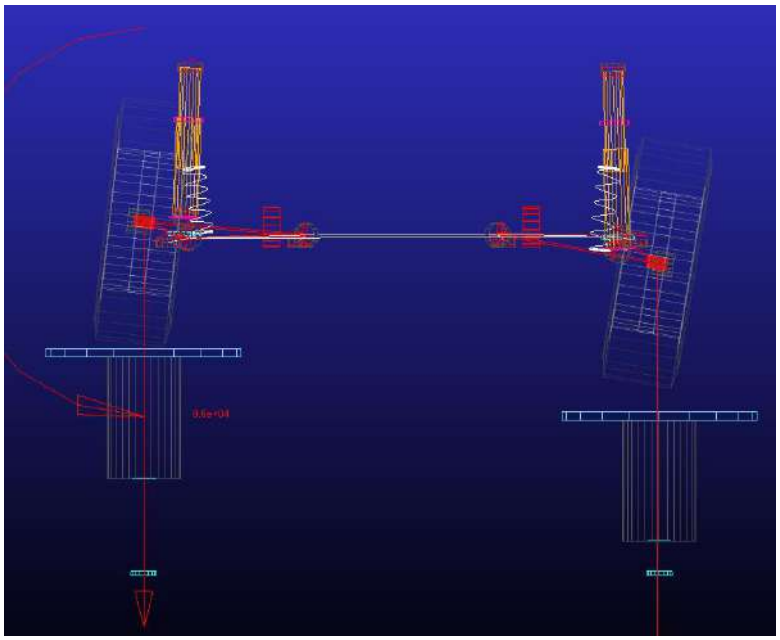
Este subsistema es convertido a “Assembly” para aplicar simulaciones antes mencionadas.

Figura 2.52
Suspensión posterior sin modificar PWT.



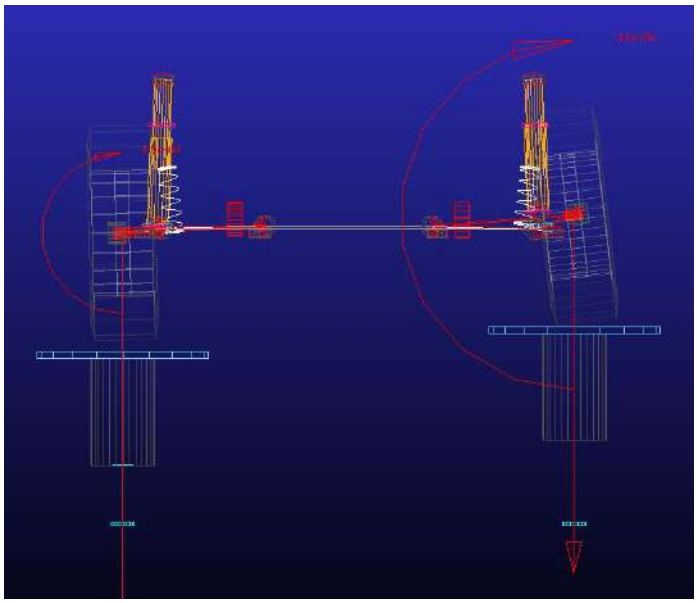
En la figura 2.52 se observa la simulación “Parallel Wheel Travel”.

Figura 2.53
Suspensión posterior sin modificar OWT.



En la figura 2.53 se observa la simulación “Opposite Wheel Travel”

Figura 2.54
Suspensión posterior sin modificar SWT.

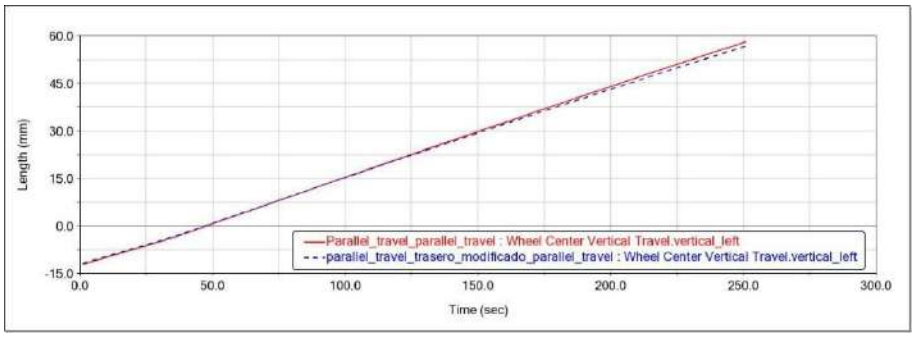


Finalmente, en la figura 2.54 se observa la simulación “Single Wheel Travel”. A este sistema se omiten las pruebas de “Roll y Vertical Forces” porque sus valores se presentan en datos muy altos o fuera de rango, debido a que la prueba no trabaja adecuadamente en todas

las suspensiones, en este caso la de brazos arrastrados, información que se menciona en la investigación (Samuel et al., 2020).

Figura 2.55

Desplazamiento vertical de la rueda posterior comparativa.



Al ser el mismo subsistema el que se analiza, las ilustraciones de la suspensión modificada no varían considerablemente, sin embargo, en ambos escenarios los resultados que se obtienen se analizan con base al desplazamiento de la rueda, presentada en la figura 2.55.

Con los datos recopilados, se presenta a continuación los resultados obtenidos y la comparación entre el análisis de un vehículo con la altura modificada y otro con suspensión estándar.

CAPÍTULO III

3. Resultados y Discusión

3.1. Centro de Gravedad y Centro de Balanceo

El centro de gravedad sometido a las tres alturas con respecto a la superficie de contacto varía con un promedio de 12.8 mm, lo cual representa cambio, que, a pesar de no ser tan significativo, tiene impacto con respecto al centro de balanceo. Por otro lado, el centro de balanceo cambia en valores mínimos, con una diferencia de 1 mm, lo cual resulta de forma positiva para el análisis de la suspensión, debido a que se busca que el punto del centro de balanceo cambie en lo mínimo. Ahora haciendo un análisis entre el centro de gravedad y el centro de balanceo, la distancia de altura desde la vista frontal del vehículo entra ambos es relevante, debido a la estabilidad del vehículo que se ve representada en la distancia entre el centro de gravedad (donde convergen todas las fuerzas) y el centro de balanceo (un punto de anclaje referente al centro de gravedad). La distancia entre estos dos puntos, más las fuerzas aplicadas en el centro de gravedad generan un momento, tomando como punto de referencia el centro de balanceo. Mientras más corta sea la distancia entre estos dos puntos, mejor será la estabilidad del vehículo. Por lo tanto, al reducir esta distancia, sin cambiar en gran medida el centro de balanceo, la estabilidad del vehículo se ve mejorada.

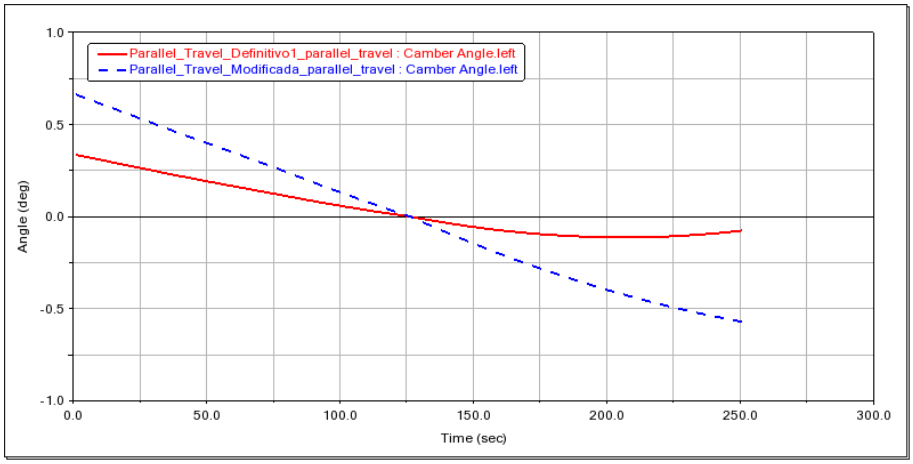
3.2. Suspensión Delantera Parallel Wheel Travel

En la prueba Parallel Wheel Travel la simulación a la que se somete la suspensión del vehículo realiza el mismo movimiento en ambas ruedas. En la figura 3.1 se observa la variación del camber respecto al desplazamiento de las ruedas, las mismas que ascienden desde un punto negativo -50 mm establecido en la simulación, hasta ser elevadas en coordenadas positivas de 50 mm.

3.2.1. Camber.

O también llamado ángulo de caída, es un ángulo de inclinación vertical formado por las ruedas, el ángulo es positivo cuando la parte superior de la rueda se inclina hacia afuera y es negativo cuando se inclina hacia adentro.

Figura 3.1
Camber delantero análisis y comparativa PWT.



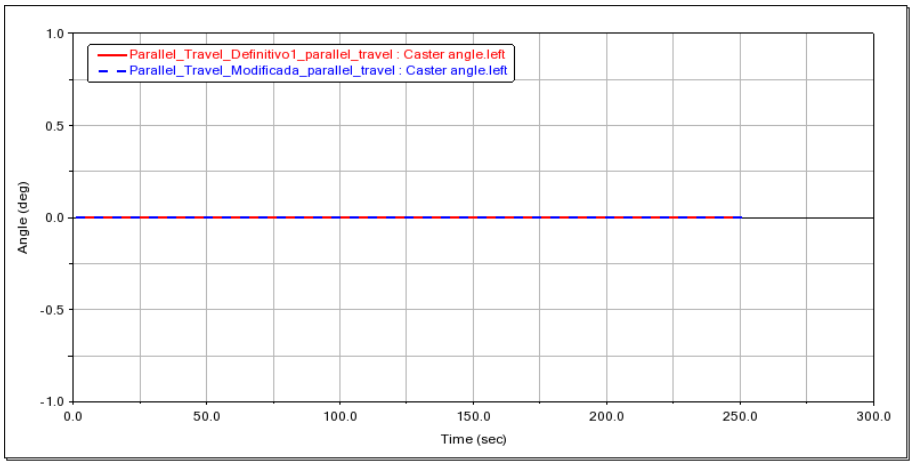
La curva roja correspondiente a la variación de la suspensión sin modificar y la azul a la variación de la suspensión modificada. Como se observa en la figura 3.1, en el segundo 125 las ruedas pasan por un punto central equivalente a una superficie nivelada y recta. A partir de este punto las ruedas realizan un movimiento ascendente ganando así un camber negativo. Al finalizar la simulación, el camber de la suspensión modificada tiene un ángulo de -0.57° siendo este, mayor al de la suspensión sin modificar que es de -0.07°.

3.2.2. Caster

Como se ha mencionado en apartados anteriores, el caster es un ángulo vertical formado entre la rueda, la suspensión y el chasis. Otorga variaciones respecto a la estabilidad del vehículo, sin embargo, como se observa en figura 3.2 con la modificación de la altura de la suspensión, no se tiene variaciones que sean relevantes analizar en la suspensión delantera.

Figura 3.2

Caster delantero análisis y comparativa PWT.

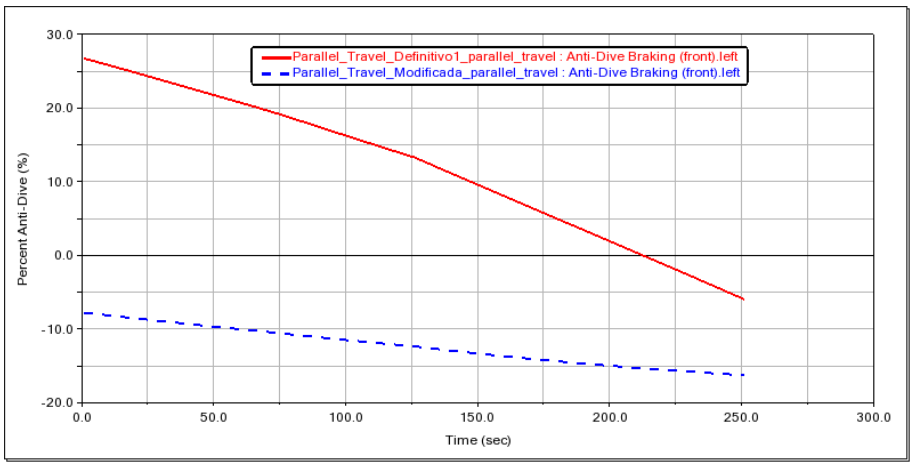


3.2.3. Anti-dive

El Anti-dive o sistema anti-hundimiento, se genera al momento de frenar el vehículo en la suspensión delantera, la distribución de pesos se transfiera hacia el frente del vehículo causando este efecto. Para vehículos con mayor masa, el porcentaje generado suele ser muy alto debido a su centro de gravedad. Sin embargo, para el vehículo que se analiza. Los porcentajes de entre +/- 50° se encuentran dentro de un rango común si es positivo el valor la compresión es mínima y si tiende a ser negativa la compresión se vuelve considerable.

Figura 3.3

Anti-dive delantero análisis y comparativa PWT.



En la figura 3.3 se puede observar que la variación del porcentaje del vehículo modificado que va de -7.78% a -16.27% con una variación total 8.49% es menor a la

variación del vehículo sin modificar que va de 26.74% a -5.96% con una variación total de 32.7%. La suspensión modificada, al no tener gran variación en el porcentaje, la geometría del vehículo no cambia mucho, ofreciendo beneficios aerodinámicos ya que la altura no sufre alteraciones considerables. Claro que todo es a cambio de una suspensión en la que el piloto tendría menor percepción de efectos de frenado y aumento de desgaste en componentes de la suspensión ya que se tiene mayor dureza.

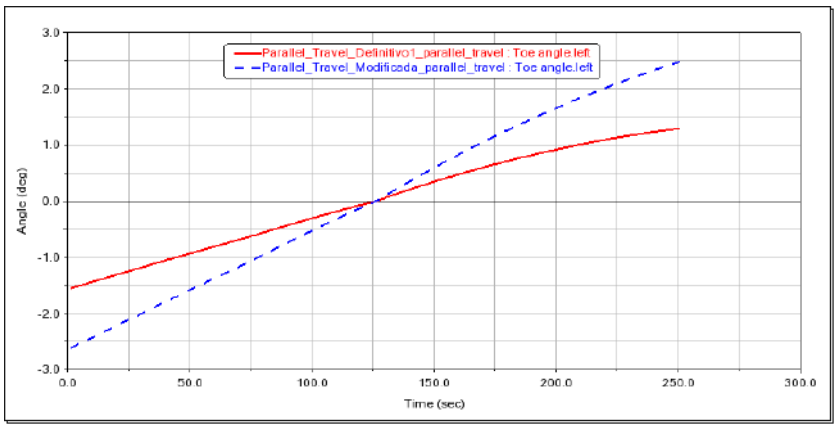
3.2.4. Anti-Squat

Es el mismo efecto generado en el Anti-dive, solo que en esta ocasión los efectos son producidos por la aceleración, haciendo que el frente del vehículo se eleve y la parte trasera se hunda. Generando un porcentaje de hundimiento o elevación, no se considera incluir el gráfico debido a que muestra valores similares a los del anti-dive, pero con otra dirección.

3.2.5. TOE

O también llamado ángulo de convergencia o divergencia. Es la dirección a la que se encuentran alineadas las ruedas desde una vista superior. Si se genera un ángulo de las ruedas que tiendan hacia dentro del vehículo se lo llama convergencia con una medida positiva, por el contrario, si se genera un ángulo opuesto se lo llama divergencia con una medida negativa.

Figura 3.4
TOE delantero análisis y comparativa PWT.



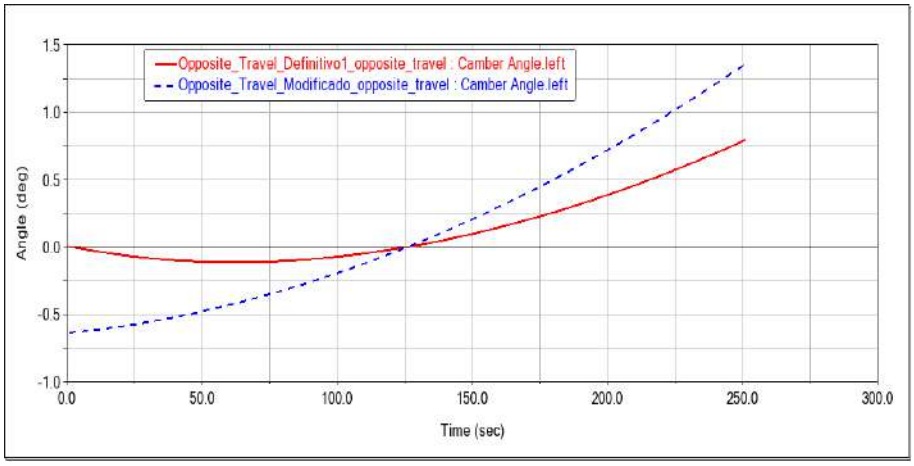
En la figura 3.4, en ambas circunstancias se observa que el TOE tiende a tomar un valor positivo, por lo que se genera TOE IN eventualmente. En una suspensión delantera al tener TOE IN, se obtiene mayor estabilidad en línea recta, compensando así la variación anterior del camber. Teniendo valores iniciales negativos de -1.55° para la suspensión sin modificar y -2.62° para la suspensión modificada, cambiando al segundo 250 a un TOE IN con valores de 1.28° y 2.83° respectivamente.

3.3. Suspensión Delantera Opposite Wheel Travel

En la prueba Opposite Wheel Travel la simulación a la que se somete la suspensión del vehículo realiza movimientos opuestos en las ruedas del eje frontal. En la figura 3.5 se observa la variación del camber respecto al desplazamiento de las ruedas, las mismas que recorren una distancia desde un punto negativo positivo 50 mm establecido en la simulación, hasta ser elevadas en coordenadas positivas de -50 mm para una rueda y al contrario en la otra.

3.3.1. Camber

Figura 3.5
Camber delantero análisis y comparativa OWT.



En la figura 3.5, la curva roja corresponde a la variación de la suspensión sin modificar y la azul a la variación de la suspensión modificada. Como se observa en la figura

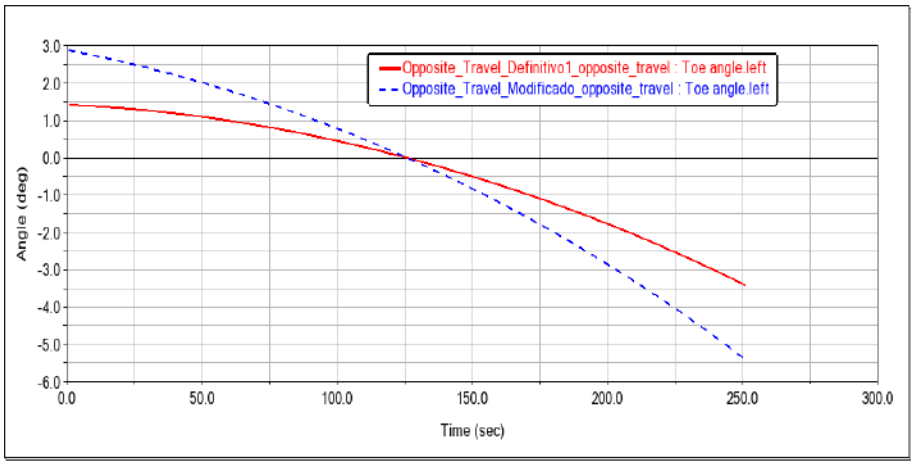
3.5, en el segundo 125 las ruedas pasan por un punto central equivalente a una superficie nivelada y recta. A partir de este punto las ruedas realizan movimientos verticales opuestos, sin embargo, se observa el comportamiento de la rueda izquierda el movimiento es similar al Parallel Wheel Travel, pero en esta ocasión la rueda izquierda desciende y la derecha asciende. Al finalizar la simulación, el camber de la suspensión modificada tiene un ángulo de 1.35° el cual es mayor al de la suspensión sin modificar que es de 0.79°.

3.3.2. Anti-dive y Anti-Squat

El análisis de estos parámetros en esta prueba no es relevante, debido a que el Anti-dive y el Anti-squat se producen en el momento de frenar y acelerar el vehículo. En la prueba actual las ruedas ascienden y descienden de forma opuesta una de la otra, creando conflicto en la simulación y generando valores no coherentes.

3.3.3. TOE

Figura 3.6
TOE delantero análisis y comparativa OWT.



El ángulo TOE generado en esta prueba es superior en todas las instancias debido a que se analiza el movimiento de la rueda izquierda la cual desciende y por ende se genera un TOE mayor, las ruedas tienden a ese movimiento por acción del sistema de dirección teniendo valores iniciales para la suspensión sin modificar de 1.42° y para la suspensión

modificada 2.87° y terminando con valores de divergencia de -3.37° y -5.35° respectivamente como se observa en la figura 3.6.

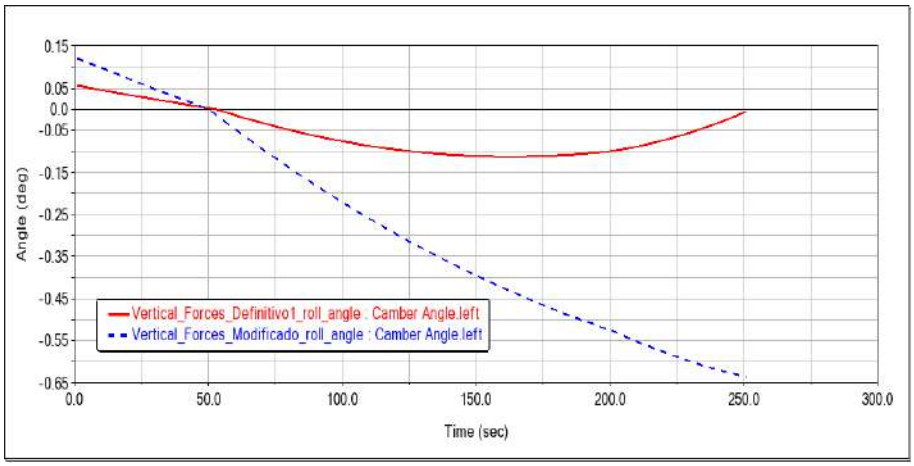
3.4. Suspensión Delantera Roll y Vertical Forces

La simulación de roll y vertical forces, simula condiciones en una curva debido a que las superficies de contacto giran respecto a un ángulo definido en las condiciones de simulación

3.4.1. Camber

Figura 3.7

Camber delantero análisis y comparativa RyVF.

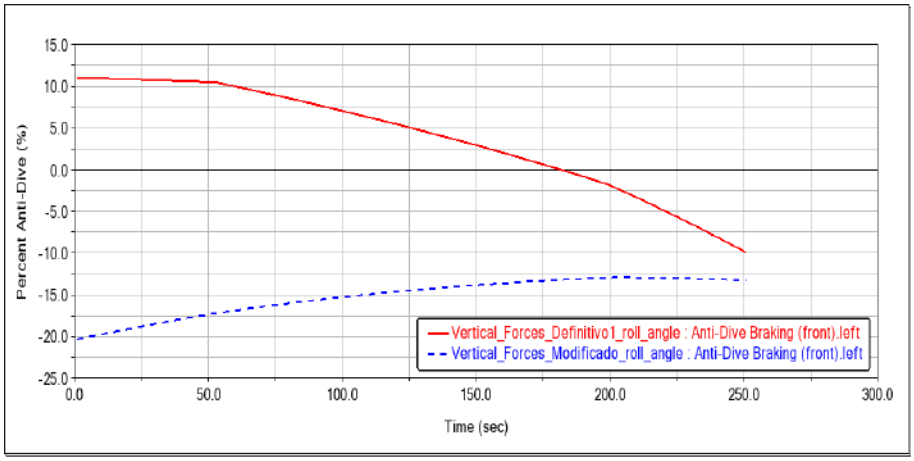


En la figura 3.7 se observa que la variación del ángulo del camber no es superior a 1°, sin embargo, hay gran diferencia entre la suspensión modificada y la que es sin modificar. Mientras que la modificada va ganando camber para un mejor agarre con un ángulo inicial de 0.056° para la suspensión sin modificar y 0.12° para la suspensión modificada, adquiriendo mejor tracción eventualmente, ya que la rueda gana camber negativo rápidamente con valores finales de -0.0079° y -0.63° respectivamente.

3.4.2. Anti-dive

Figura 3.8

Anti-dive delantero análisis y comparativa RyVF.

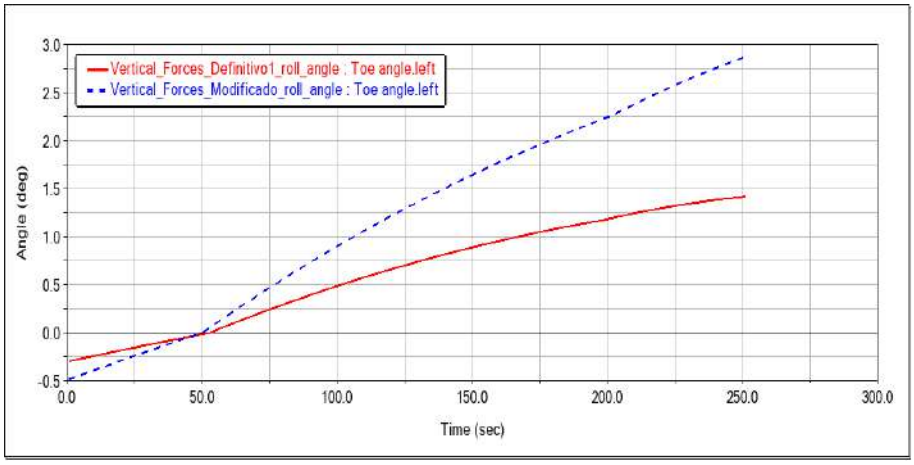


En la figura 3.8 se puede observar que la variación del porcentaje del vehículo modificado es menor a la del vehículo sin modificar como en la prueba anterior. Por lo que se puede deducir el mismo análisis que se presentó con anterioridad. Teniendo valores iniciales de 11% para la suspensión modificada y -20% en la suspensión sin modificar y al final -9.76% y -13.26% respectivamente adquiriendo valores no tan alejados uno del otro.

3.4.3. TOE

Figura 3.9

TOE delantero análisis y comparativa RyVF.



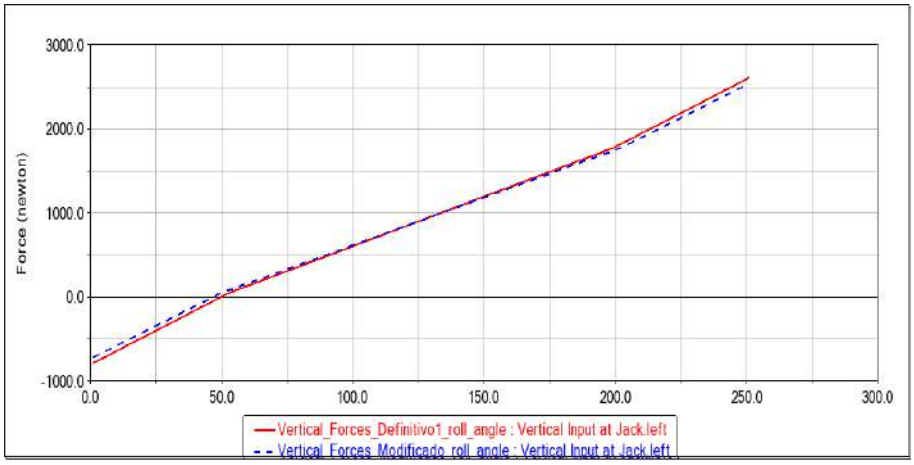
En la figura 3.9, se observan valores que incluso pueden llegar a duplicarse en la suspensión modificada teniendo un comportamiento en el que se gana camber positivo de

forma prematura alcanzando valores finales considerablemente variables, ya que la suspensión sin modificar inicialmente presenta un ángulo de -0.29° y la suspensión modificada un ángulo de – 0.48° y terminan con ángulos de 1.41° y 2.86° respectivamente.

3.4.4. Jacking forces.

Describe la fuerza aplicada a los neumáticos debido al ángulo de inclinación respecto al peso del vehículo, establecido en los parámetros de simulación. En la suspensión modificada las fuerzas aplicadas son levemente menores como se observa en la figura 3.10, esto debido a variación de peso y geometría en el sistema modificado. Las fuerzas aplicadas a las ruedas son transferidas al chasis, mediante los brazos o mesas de suspensión, reduciendo el esfuerzo realizado por el resorte.

Figura 3.10
Jacking delantero análisis y comparativa RyVF.



La variación de fuerzas entre la suspensión modificada y sin modificar no cambia considerablemente, no obstante en la suspensión modificada muestran valores finales de 2524 N, y en la suspensión sin modificar 2593 N teniendo la suspensión modificada, una reducción de esfuerzos un tanto mínima como se observa en la figura 3.10.

3.5. Suspensión Delantera Single Wheel Travel

La prueba Single Wheel travel mueve un solo neumático para analizar el comportamiento de los ángulos entre los neumáticos, para así verificar que el ángulo de una rueda no se vea afectada en la otra, ya que son sistemas independientes.

3.5.1. Camber.

Figura 3.11
Camber delantero análisis sin modificar SWT.

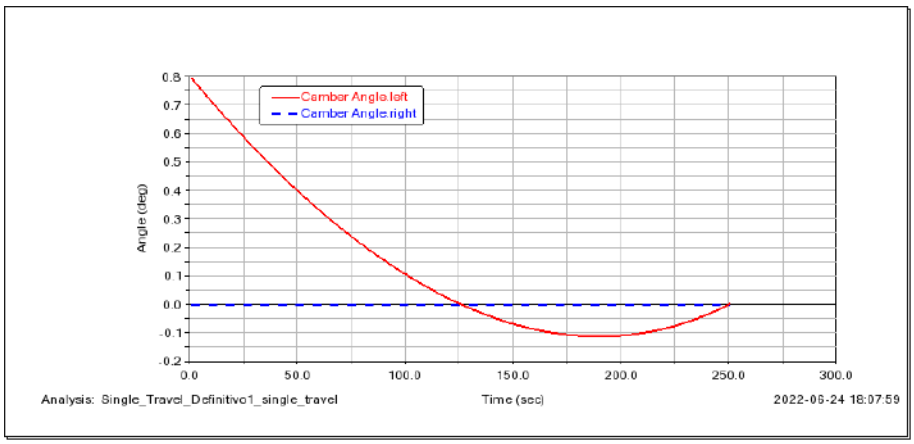
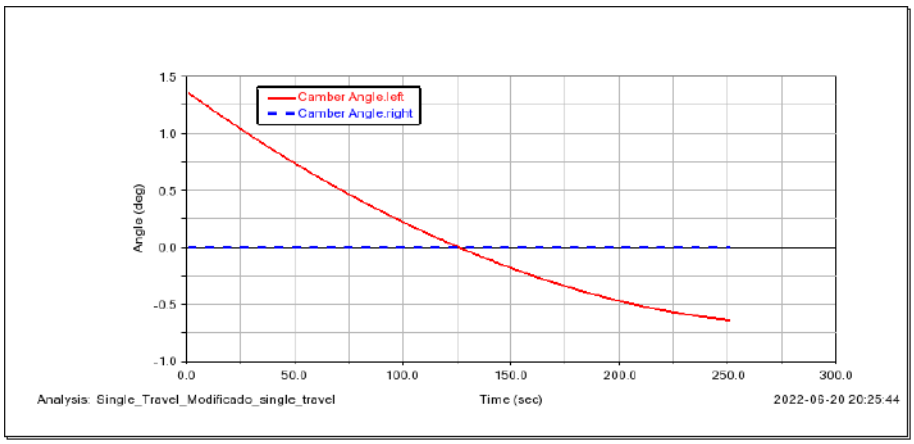


Figura 3.12
Camber delantero análisis modificada SWT.



En ambas circunstancias el camber de una rueda respecto a la otra no se modifica como se observa en la figura 3.11 y la figura 3.12, Teniendo valores de 0 grados en el camber de la rueda de lado lateral derecha.

3.5.2. TOE

Figura 3.13

TOE delantero análisis sin modificar SWT.

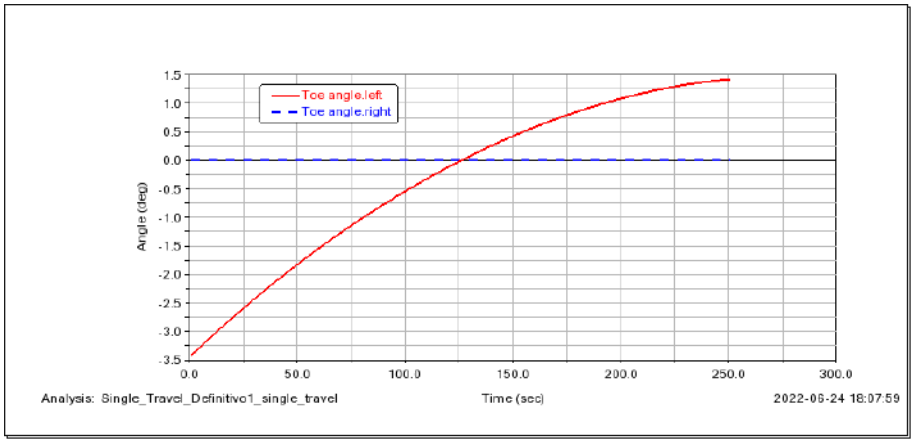
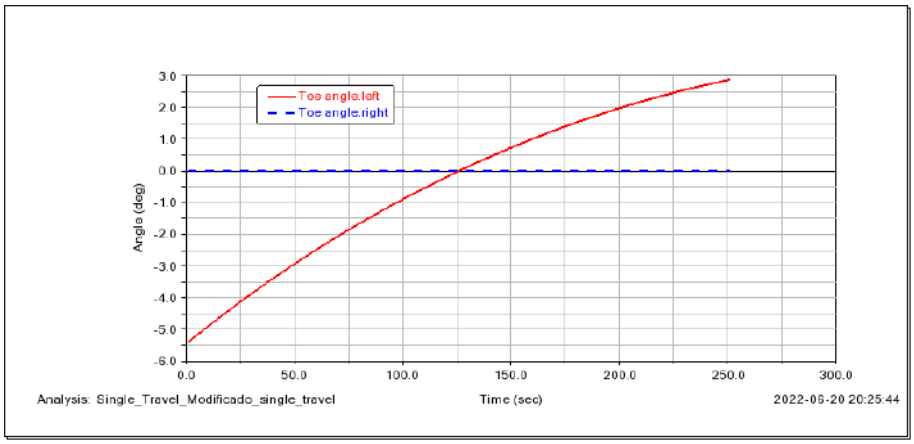


Figura 3.14

TOE delantero análisis modificada SWT



El mismo resultado se obtiene analizando el TOE como se observa en las figuras 3.13 y 3.14, se conserva la independencia de las ruedas.

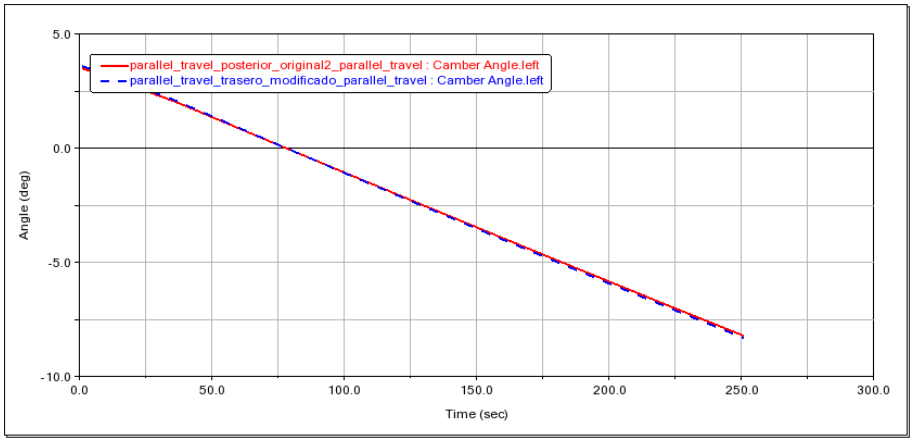
3.6. Suspensión Posterior Parallel Wheel Travel

Se realiza el mismo proceso que la suspensión delantera, la línea roja está representada por la suspensión trasera estándar y la línea azul segmentada por la suspensión trasera modificada.

3.6.1. Camber

Figura 3.15

Camber posterior análisis y comparativa PWT.

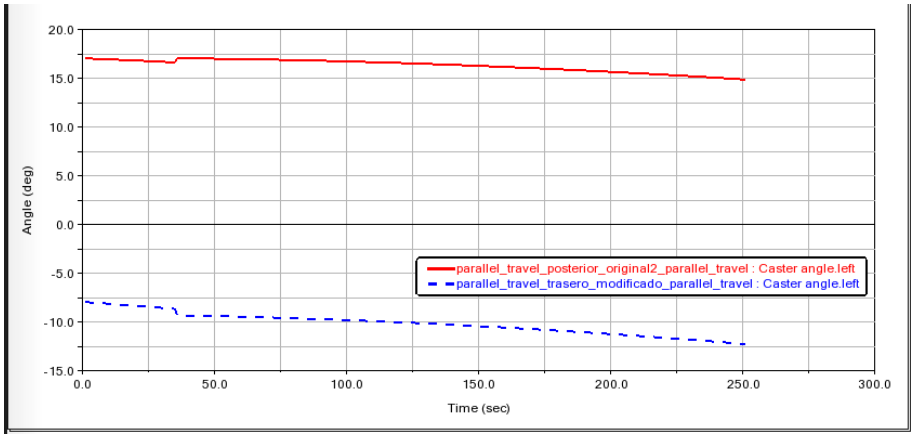


Al realizar el respectivo análisis de la figura 3.15, Se aprecia que no existe una variación significativa, al analizar la curva de la suspensión original empieza con un ángulo de 3.60° y la curva de la suspensión trasera es de 3.51°. Las dos rectas llegan simultáneamente a un ángulo de 0° al llegar a los 76 segundos, y al finalizar los 250 segundos, la curva roja llega a-8.23° y la curva segmentada -8.31°, prácticamente similares.

3.6.2. Caster

Figura 3.16

Caster posterior análisis y comparativa PWT.

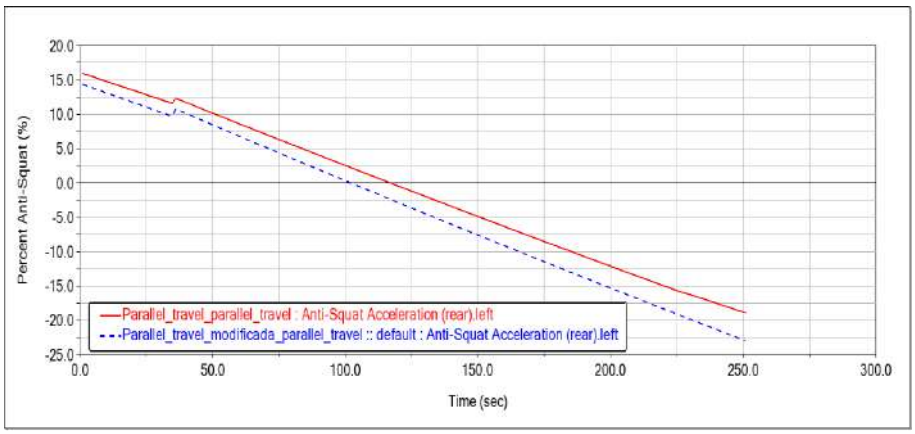


Al interpretar la figura 3.16, se aprecia que el Caster tiene una curva similar, sin embargo, tienen distintos ángulos, en la curva del vehículo sin modificar empieza con un

ángulo de 18,83°, denominada como ángulo de avance positivo, en la curva de la suspensión modificada se aprecia un ángulo de -7,93°, siendo este un ángulo de avance negativo. La curva roja tiende a subir en el segundo 36 obteniendo 18,93° y a partir de ahí desciende de manera paulatinamente hasta llegar a un ángulo de 16,51° a los 250 segundos. En la curva segmentada azul, tiende a bajar de manera abrupta a los 36 segundos con un ángulo de -9.305. A partir de ese punto sigue descendiendo lentamente llegando a un ángulo de -12.24° a los 250 segundos.

3.6.3. Anti-squat

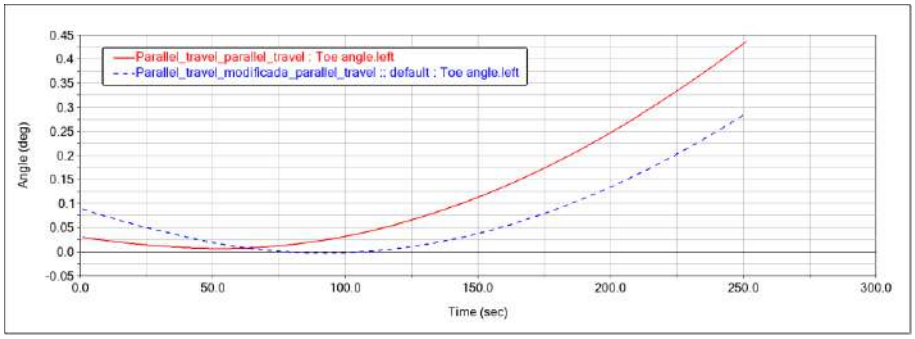
Figura 3.17
Anti-Squat posterior análisis y comparativa PWT.



En la figura 3.17, Tienen un recorrido similar descendiente, pero con distintos porcentajes, En la curva roja se empieza con un porcentaje de 15.94%, en cambio en la curva azul segmentada tiene un valor de 14.34%, con una diferencia de 1.59%, siendo no tan relevante, al llegar al segundo 35 la curva roja obtiene un porcentaje de 12.34% y en el segundo 36 este asciende a 12.34%. De igual manera sucede en la línea azul segmentada, dando un valor de 9.66% en el segundo 35 y rápidamente asciende a 10.78% en el segundo 36, a partir de este ultimo las gráficas se mantienen descendiendo sin ningún tipo de desperfecto llegando a los 250 segundos. Con un porcentaje de -18.69% para la curva roja y -22.87% para la curva azul segmentada.

3.6.4. TOE

Figura 3.18
TOE posterior análisis y comparativa PWT.

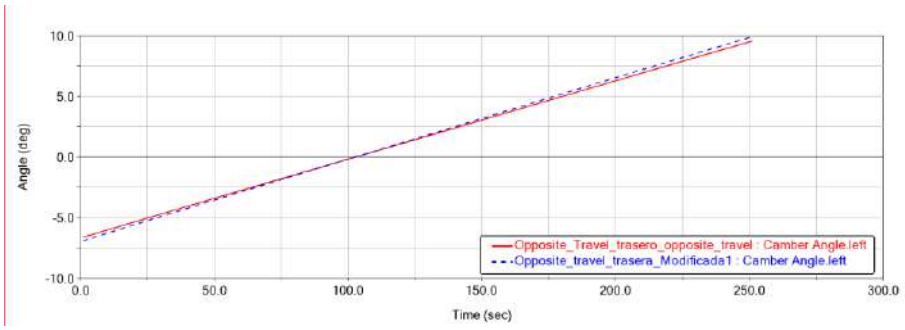


En la figura 3.18, Las dos curvas empieza la curva roja con un ángulo de 0.032° y la curva azul segmentada un ángulo 0.87° respectivamente. Previamente las dos descienden llegando a un punto mínimo, que, para el caso de la curva de color rojo llega a 0.0065° a partir del segundo 50 y a partir del segundo 56, este empieza a ascender llegando a un ángulo de 0.0042° a los 250 segundos. Para la curva segmentada azul, este desciende a un mínimo de -0.0026 en el segundo 89, y a partir del segundo 95 este asciende llegando a un ángulo de 0.2839° a los 250 segundos.

3.7. Suspensión Posterior Opposite Wheel Travel

3.7.1. Camber

Figura 3.19
Camber posterior análisis y comparativa OWT.

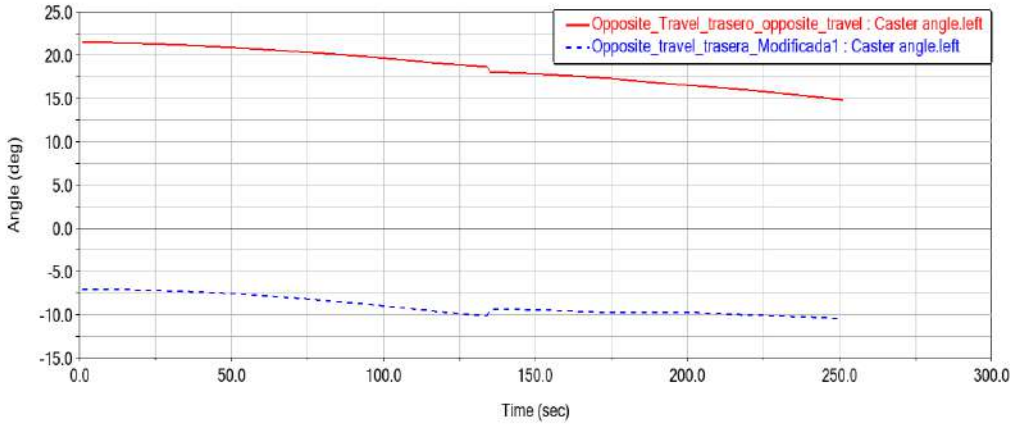


En la figura 3.19, se aprecia que las curvas tienen una trayectoria similar. La curva roja empieza con un ángulo de -6.61° y la curva azul segmentada tiene un ángulo de -6.89°, A

partir de los 100 segundos, las dos curvas tienen un ángulo -0.17°. En el tramo final Las dos curvas sus ángulos son positivos como resultado la curva roja tiene un ángulo de 9.49° y la curva azul segmenta tiene un ángulo mayor siendo esta última de 9.49° a los 250 segundos.

3.7.2. Caster

Figura 3.20
Caster posterior análisis y comparativa OWT.

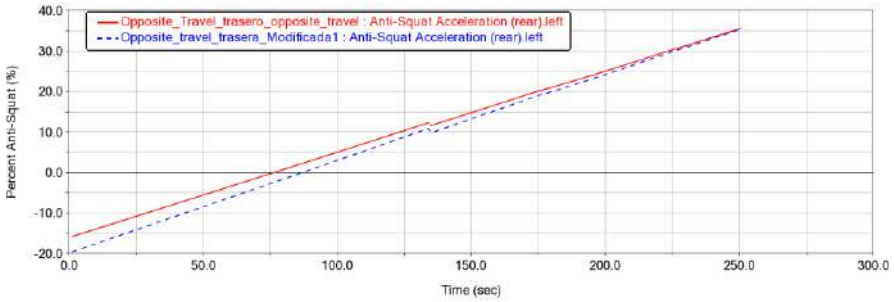


Al observar la figura 3.20. Las curvas tienen una diferencia enorme entre sí, La curva roja empieza con un ángulo de 21.53° y la curva azul segmentada empieza con -7.08°, en el segundo 133, las dos curvas tienden a cambiar levemente su trayectoria. Para la curva roja reduce su ángulo de 18.74° a 18.10° y en el caso de la curva azul, su ángulo aumenta de -10.08° a -9.33. A partir del segundo 135 las curvas tienden un recorrido constante, al llegar los 250 segundos, la curva roja tiene un ángulo de 14.92° y la curva azul su ángulo es de -10.41°.

3.7.3. Anti-squat

Figura 3.21

Anti-Squat posterior análisis y comparativa OWT.

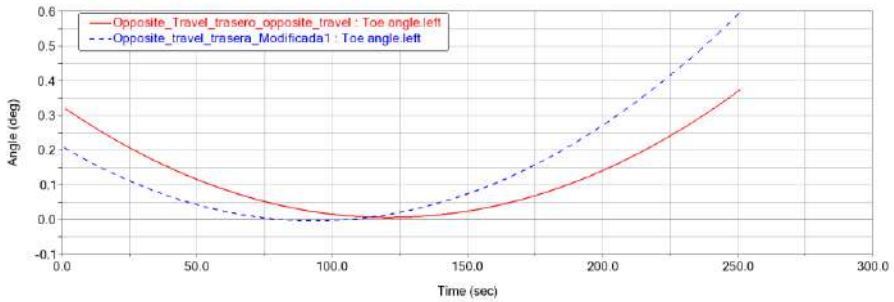


En la figura 3.21 se aprecia las dos curvas, que al parecer al inicio se encuentra separadas, para a través del tiempo, al ascender estas tratan de juntarse. En la curva roja empieza con un porcentaje de -15.85% y en el caso de la curva azul, esta tiene un porcentaje de -19.62%, Las dos curvas pasan del porcentaje negativo a positivo, la curva roja sobrepasa a partir del segundo 76.46 y la curva azul en el segundo 87.03. AL llegar a los 250 segundos la curva roja obtiene un porcentaje de 35.48%, y la curva azul se tiene un porcentaje de 35.31%, prácticamente, tratan de unirse a través del tiempo.

3.7.4. TOE

Figura 3.22

TOE posterior análisis y comparativa OWT.



En la figura 3.22, se puede observar que tienen un recorrido similar en ambos casos, y solo cambiaría por su posición angular. La curva roja empieza con un ángulo de 0.32°, esta decae llegando a un mínimo de 0.0062° a los 120 segundos y a partir de los 123 segundos

empieza a ascender llegando a un ángulo de 0.36° grados a los 250 segundos. En el caso de la curva azul segmentada esta empieza con un ángulo de 0.20° en el primer segundo, a partir de ello, esta al igual que la anterior, decae llegando a un mínimo de -0.0034°, observando que tiende a ser negativo a los 94 segundos y a partir de los 95 segundos, tiende a ascender hasta llegar a los 0.59° a los 250 segundos.

3.8. Suspensión Posterior Single Wheel Travel

3.8.1. Camber

Figura 3.23
Camber posterior análisis sin modificar SWT.

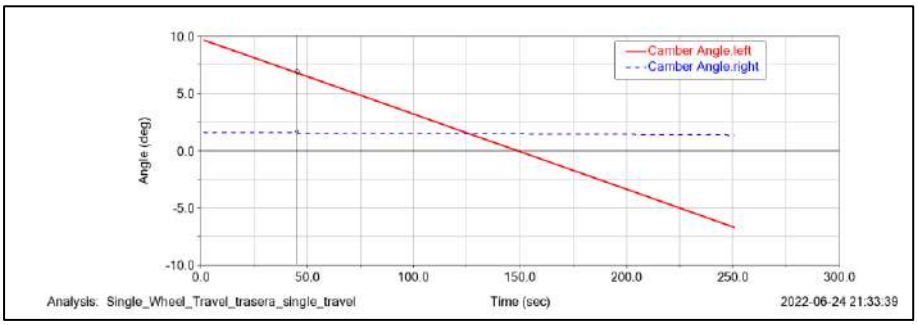
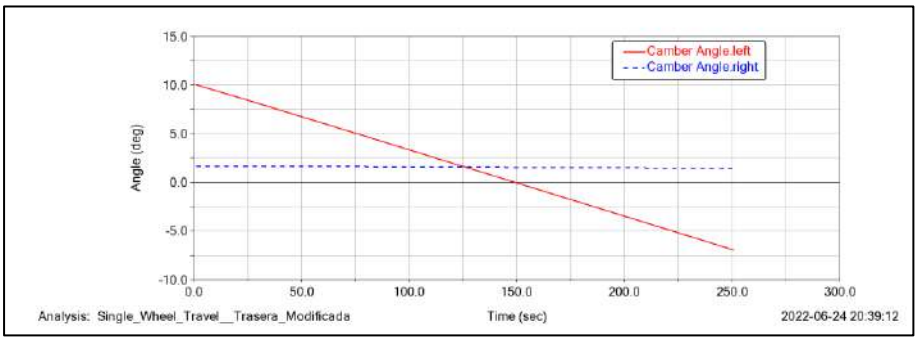


Figura 3.24
Camber posterior análisis modificada SWT.



En la figura 3.23 y 3.24 Se aprecia que las rectas tienen un recorrido muy similar en los dos casos, tanto para. En la primera figura la recta roja empieza con un ángulo de 10.03° en el primer segundo, en el segundo 149.5 aproximadamente llega a un ángulo de 0°, a partir de ese punto sigue descendiendo, llegando a un ángulo de -6.64° a los 250 segundos. La recta

azul empieza con un ángulo de 1.59°, llegando a descender levemente a 1.36° a los 250 segundos.

3.8.2. TOE

Figura 3.25
TOE posterior análisis sin modificar SWT

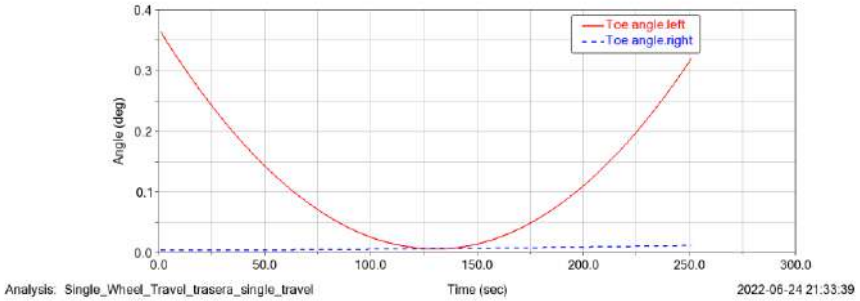
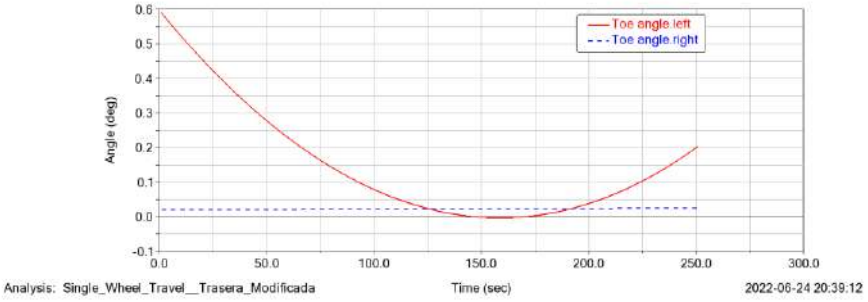


Figura 3.26
Camber posterior análisis modificada SWT.

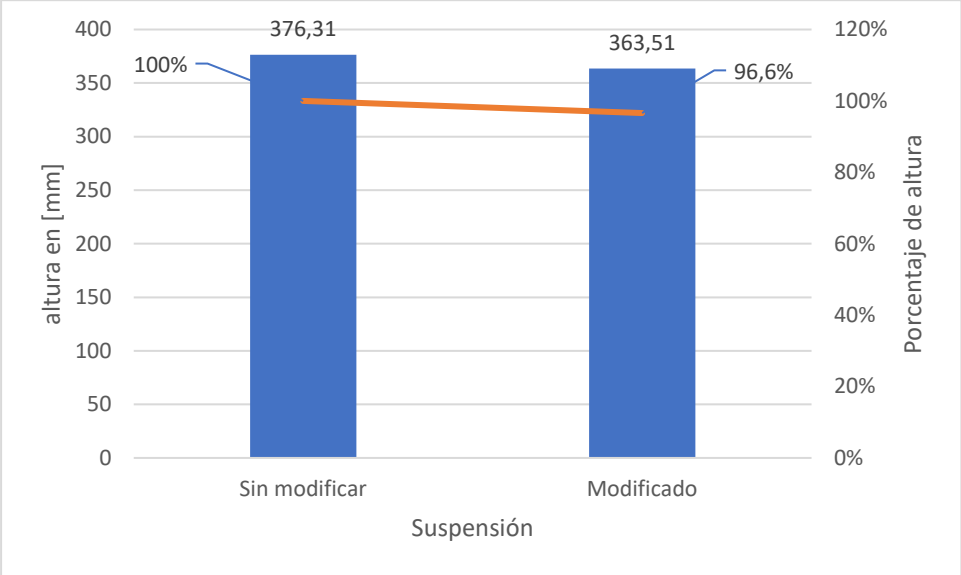


Las figuras 3.25 y 3.26, tienen un recorrido similar, diferenciándose. La primera de estas empieza en 0.36°. En cambio, la segunda grafica empieza con 0.59°, teniendo un grado mucho mayor. Después, las dos curvas llegan a chocar en el ángulo de 0.007° los 136 segundos, a partir de esto siguen su recorrido distintamente, llegando a ser la primera gráfica mucho mayor llegando a los 250 segundos a un ángulo de 0.13° y la figura 3.27, llega a los 0,2° en el mismo tiempo

3.9. Discusión Suspensión Delantera

3.9.1. Centro de Gravedad CG

Figura 3.27
Variación del centro de Gravedad



La variación del centro de gravedad cambia en 12.8 mm después de reducir la altura del vehículo en aproximadamente 25.4 mm, teniendo una reducción de 3.4 % con respecto a la altura original como se observa en la figura 3.27.

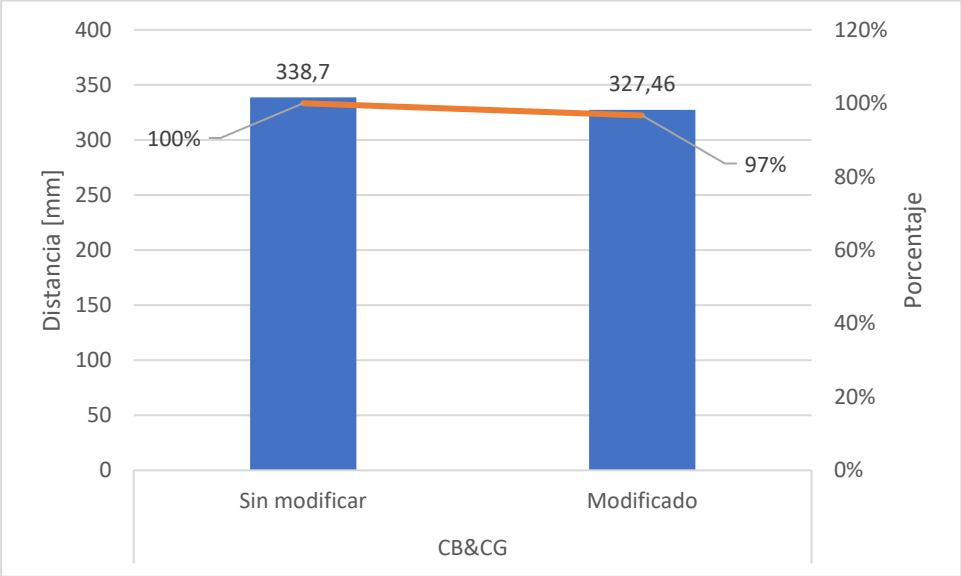
3.9.2. Centro de Balanceo CB

El centro de balanceo tiene una diferencia de 1.56 mm que se considera ideal ya que lo que se busca con la reducción de la altura es no alterar el punto del centro de balanceo ya que se relaciona con el centro de gravedad.

3.9.3. Relación CB y CG

Figura 3.28

Cambio en centro de balanceo respecto al centro de gravedad.

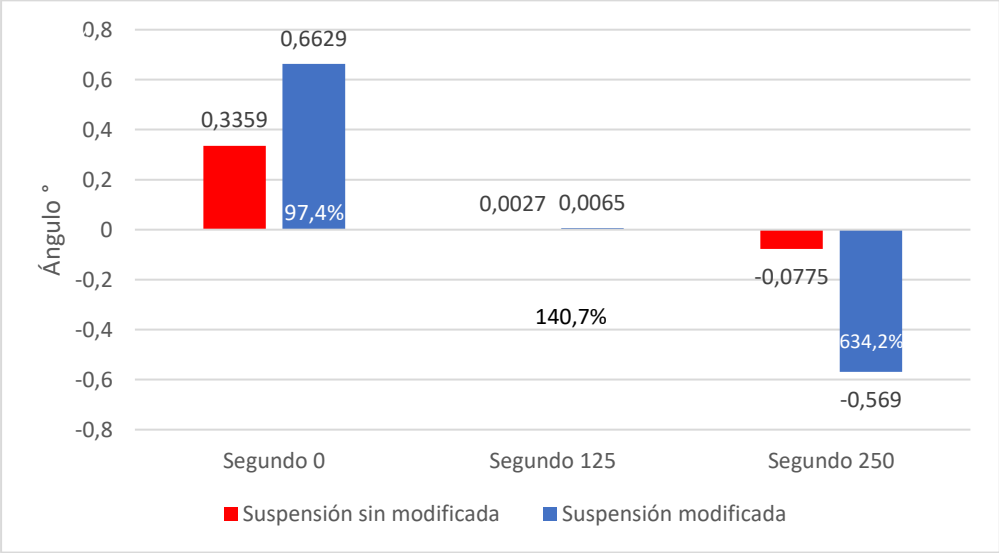


La diferencia porcentual entre la distancia del centro de gravedad y el centro de balanceo representado en la figura 3.28, no varía considerablemente, ya que solo cambia en un 3% al igual que la distancia a una altura modificada de 25.4 mm.

3.9.4. PWT Camber

Figura 3.29

Valores de prueba de camber en Parallel Wheel Travel.

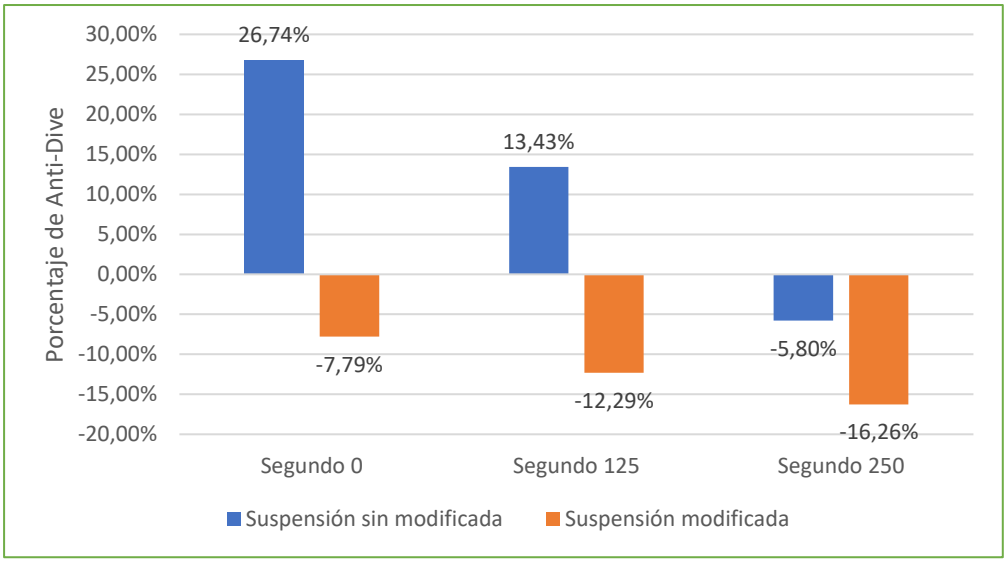


Se mantienen valores dentro de un rango aceptable generándose un ángulo negativo en cada instante, la variación más considerable en la suspensión modificada es con un incremento de un 634.2% al segundo 250 como se evidencia en la figura 3.29. Esto se define en una menor superficie de contacto de la rueda en línea recta, aumentando así el consumo del neumático. Sin embargo, al momento de tomar curvas, el ángulo negativo contribuye al desempeño del vehículo, debido a que obtiene mayor superficie de contacto. Ya que, la banda de rodadura establece total contacto con la calzada en ese instante, permitiendo que se genere una presión más uniforme en el neumático y por ende se genere mayor tracción. Por lo tanto, para una conducción de competición resulta beneficioso ya que la única desventaja que se presenta es un mayor desgaste en el neumático a cambio de mayor desempeño. Sin embargo, para una conducción urbana que es generalmente en línea recta, no resulta conveniente esta configuración.

3.9.5. PWT Anti-Dive

Figura 3.30

Valores de prueba de Anti-Dive en Parallel Wheel Travel.



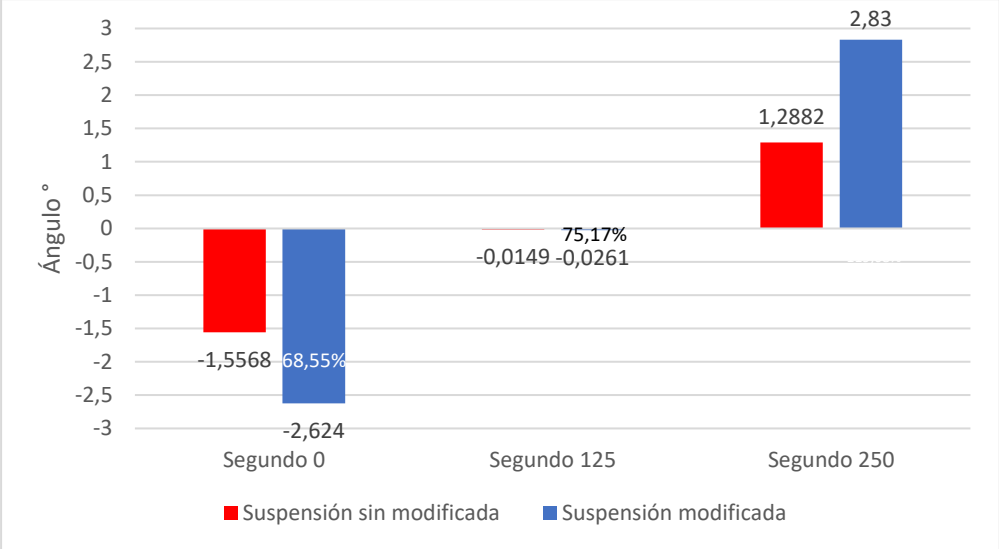
Como se menciona con anterioridad, el Anti-Dive que se analiza en porcentajes equivale a la compresión del amortiguador como se observa en la figura 3.30. Con la

suspensión modificada, el valor tiende a permanecer en un rango negativo, por lo que el amortiguador se comprime mucho más de lo usual. Por lo tanto, genera un efecto de hundimiento mayor al momento de acelerar afectando así al confort del conductor en el vehículo. Pese a esto, también se observa que en la suspensión modificada en los 3 instantes analizados se tiene poca variación de 8.49% a diferencia de la suspensión sin modificar que en los 3 instantes varía en un 32.7%. Por lo tanto, en la suspensión modificada, el confort del conductor se reduce y el comportamiento del Anti-Dive no variará considerablemente en diferentes escenarios a los que se eleve las ruedas al mismo tiempo teniendo así mejor performance en el Anti-dive.

3.9.6. PWT TOE

Figura 3.31

Valores de prueba de TOE en Parallel Wheel Travel.



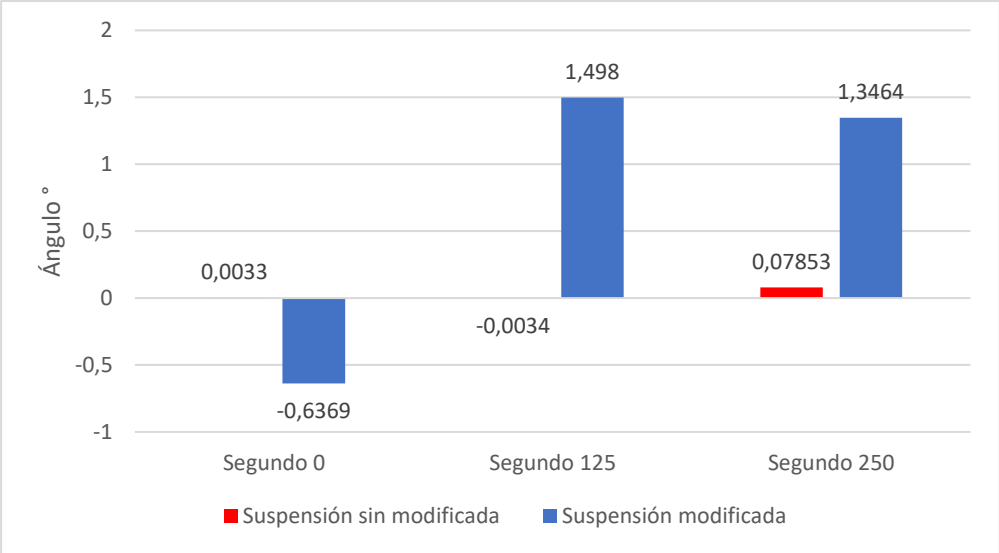
El TOE que se observa en la figura 3.31 y con base a los porcentajes, se tiene que el ángulo incrementa en cada instante analizado, teniendo un incremento significativo a los 250 segundos con un incremento porcentual de 119.68% aproximadamente para la suspensión modificada. Cambiando en ambas suspensiones de un valor positivo a un valor negativo. Al segundo 250 el valor positivo TOE IN contribuye al desgaste de los neumáticos, ya que se

reduce el consumo de la banda en los bordes exteriores. Por otro lado, la divergencia TOE OUT en el inicio de la gráfica contribuye a la respuesta de la dirección y aumentar la estabilidad en línea recta. Se concluye que los efectos de TOE IN y TOE OUT tienen mayor impacto en la suspensión modificada.

3.9.7. OWT Camber

Figura 3.32

Valores de prueba de camber en Opposite Wheel Travel.

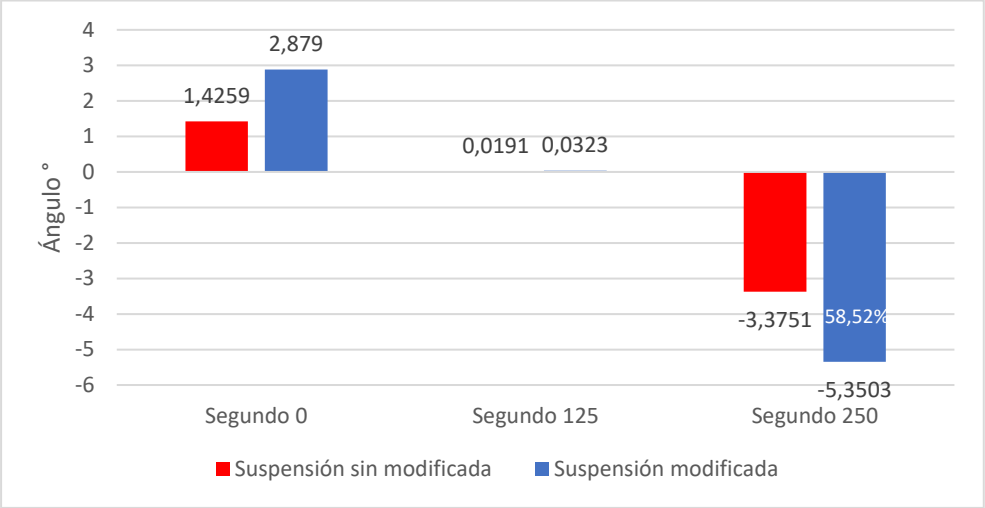


El comportamiento en Opposite Wheel Travel es similarmente opuesto a Parallel Wheel Travel debido a que el movimiento de la rueda analizada es opuesto al de la primera simulación. En Opposite Wheel Travel de la figura 3.32, el camber varía considerablemente, adquiriendo valores más altos a comparación de la prueba anterior en Parallel Wheel Travel, pero sin salirse de valores fuera de rango. La tendencia de la suspensión sin modificar va casi en el mismo valor. Por otro lado, se observa mayor variación en la suspensión modificada. Y con valores muy superiores al ser estos valores más altos los ángulos de las ruedas se adaptan mejor a las superficies que simula esta prueba.

3.9.8. OWT TOE

Figura 3.33

Valores de prueba de TOE en Opposite Wheel Travel.

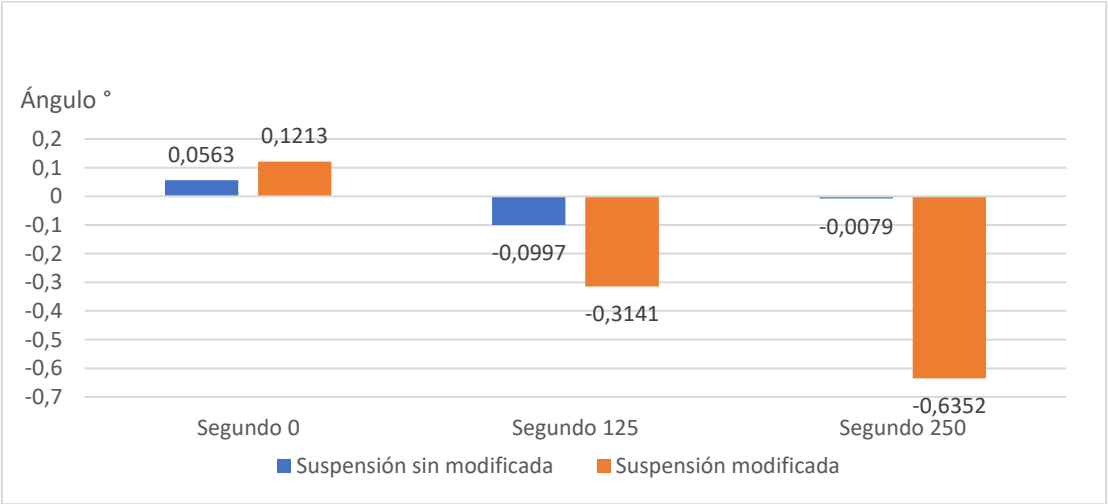


El TOE en Opposite Wheel Travel de la figura 3.33, la suspensión modificada tiende a duplicar los valores de los ángulos respecto al TOE, a pesar de que disminuye el porcentaje en el último instante las variaciones si son considerables superiores al 50% y con cambios en los ángulos superiores a 2° por lo que tiene mayor efecto en los ángulos de convergencia y divergencia.

3.9.9. Roll y Vertical Forces Camber

Figura 3.34

Valores de prueba de Camber en Roll y Vertical Forces.

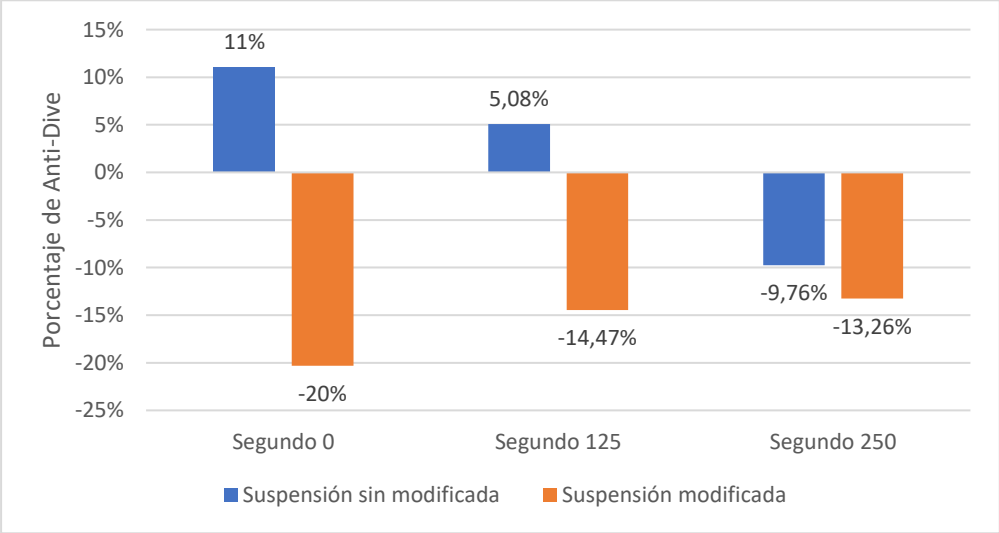


El camber que se analiza en la figura 3.34 cambia considerablemente conforme avanza los instantes en los que se analiza el comportamiento, esto es debido a que como se simula una curva con ángulos de inclinación, se empieza a ganar camber negativo rápidamente en las ruedas de la suspensión modificada para validar lo que se menciona con anterioridad que al momento de tomar una curva el vehículo genera más ángulo de camber o lo hace con mayor facilidad.

3.9.10. Roll y Vertical Forces Anti-Dive

Figura 3.35

Valores de prueba de Anti-Dive en Roll y Vertical Forces.

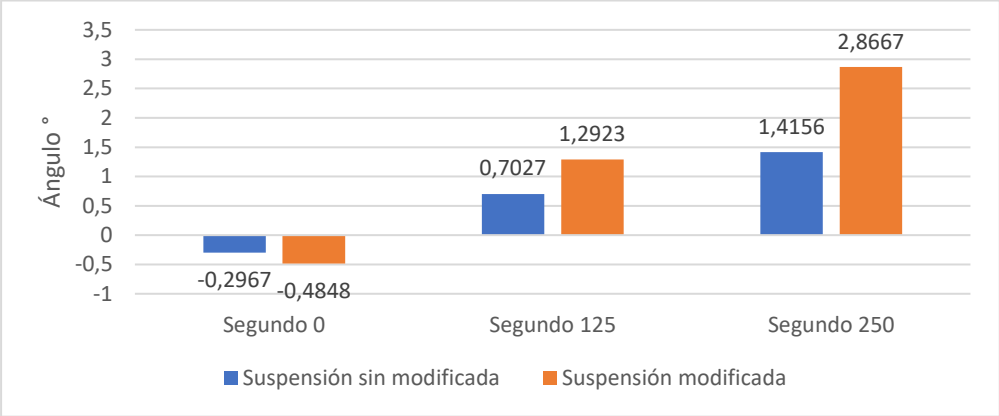


En la figura 3.35 se obtiene un comportamiento similar al de la prueba Parallel Wheel Travel, sin embargo, aquí se aprecia que eventualmente las ruedas de la suspensión sin modificar toman un porcentaje similar al de la suspensión modificada. Por lo que al segundo 250 el efecto anti-hundimiento va a ser un tanto considerable y prácticamente similar, así que de igual forma se obtiene mayor esfuerzo por parte de los elementos de suspensión, pero con un comportamiento más controlado sacrificando confort.

3.9.11. Roll y Vertical Forces TOE

Figura 3.36

Valores de prueba de TOE en Roll y Vertical Forces.

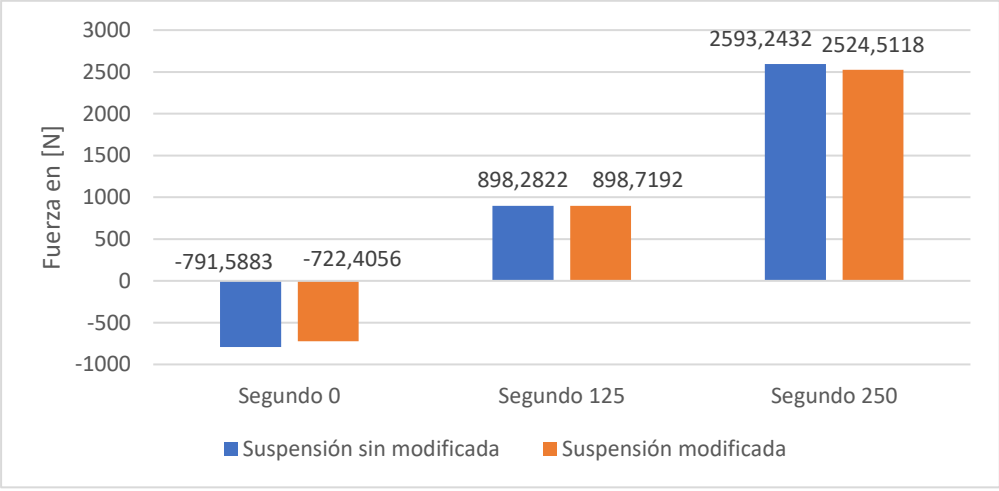


En ambas circunstancias se observa en la figura 3.36 que el TOE tiende a tomar un valor positivo, pero en esta simulación el TOE IN se comienza a generar desde una etapa más temprana. Esta prueba al simular una curva se puede evidenciar que hay varios beneficios como los mencionados con anterioridad. Ayuda a compensar la pérdida de tracción de las llantas posteriores antes que las delanteras al momento de tomar una curva. Confirma así que, en curvas, el camber y el TOE IN generado, resultan beneficiosos en una suspensión con la altura reducida.

3.9.12. Jacking Forces

Figura 3.37

Valores de prueba de Jacking Forces en Roll y Vertical Forces.



Los valores son similares como se muestra en la figura 3.37 lo cual es ideal, esto debido a que se busca que los valores se mantengan lo más cercano posible para que una suspensión no haga más esfuerzo que otra con base a su geometría.

3.9.13. Single Wheel Travel Camber y TOE

Figura 3.38

Valores de prueba de Camber en Single Wheel Travel.

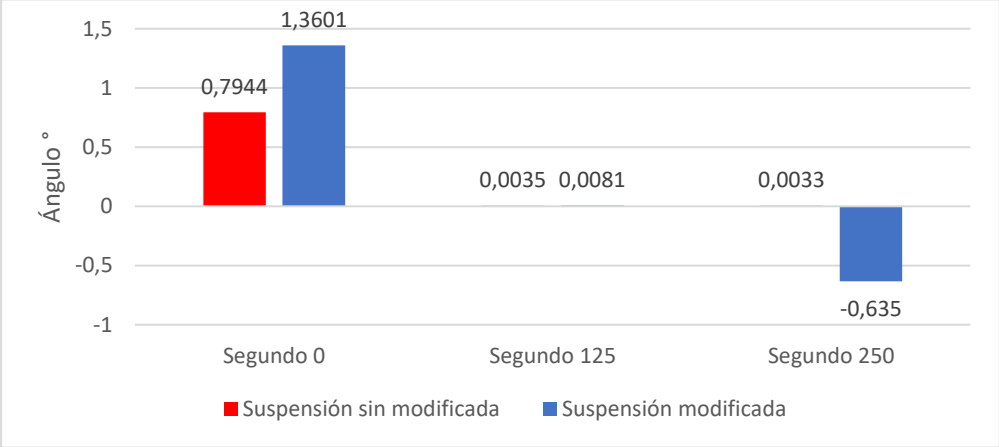
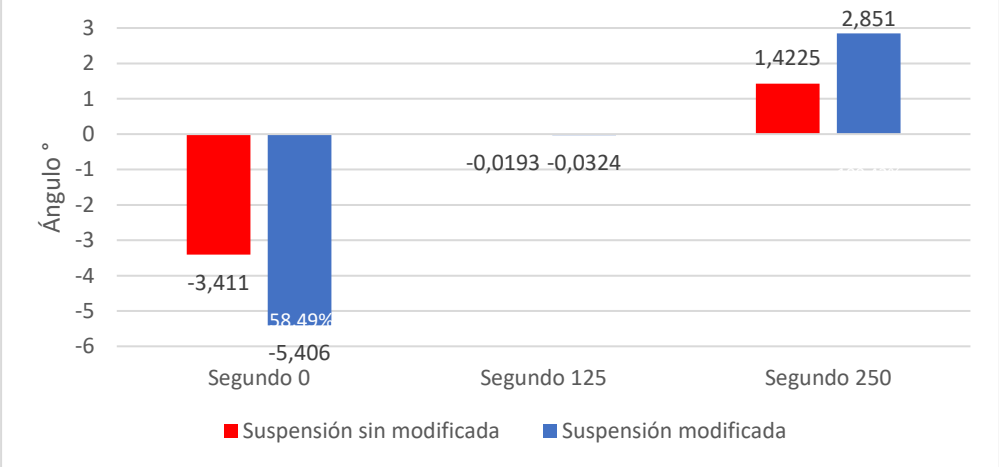


Figura 3.39

Valores de prueba de TOE en Single Wheel Travel.



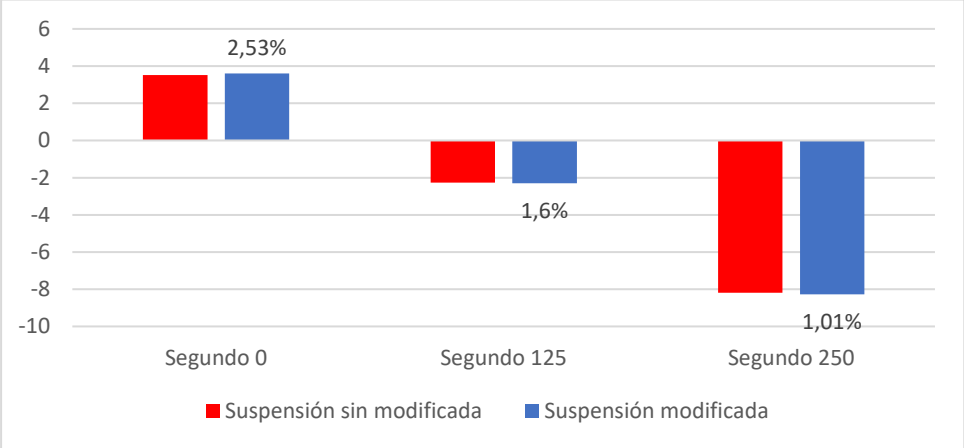
Para ambos casos como son el Camber y el TOE, al tener las ruedas de un lado inclinadas, los valores no varían con respecto a la rueda del lado opuesto, por lo que modificar la altura del vehículo no afecta a la independencia del sistema de suspensión e incluso corrobora valores en la figura 3.38 & la figura 3.39 teniendo comportamiento similar.

3.10. Discusión Suspensión Posterior

3.10.1. PWT Camber

Figura 3.40

Valores de prueba de Camber en Parallel Wheel Travel

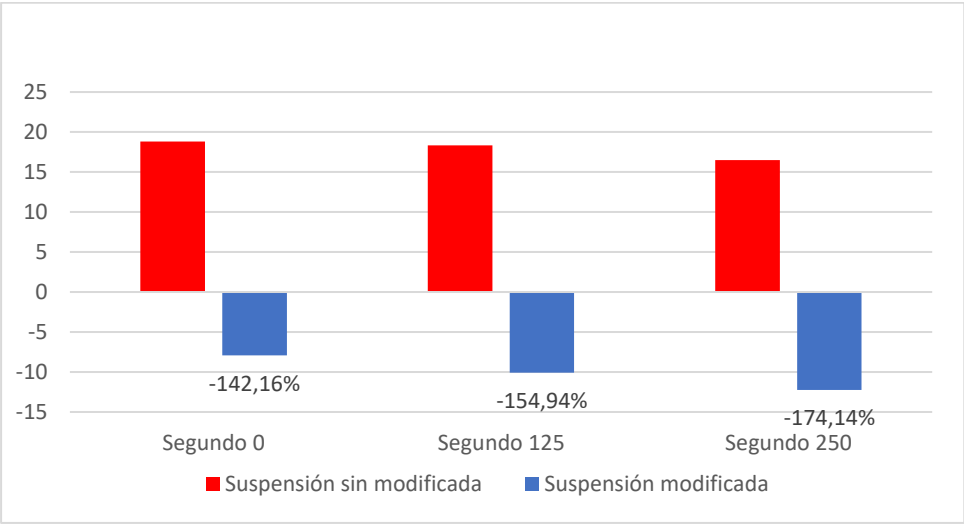


En la figura 3.40, se observa que existe un porcentaje mínimo en las pruebas que fueron sometidas. Por lo que no existe una diferencia entre sí que sea necesaria a detallar, puesto que los dos mantienen un ángulo muy similar.

3.10.2. PWT Caster

Figura 3.41

Valores de prueba de Caster en Parallel Wheel Travel

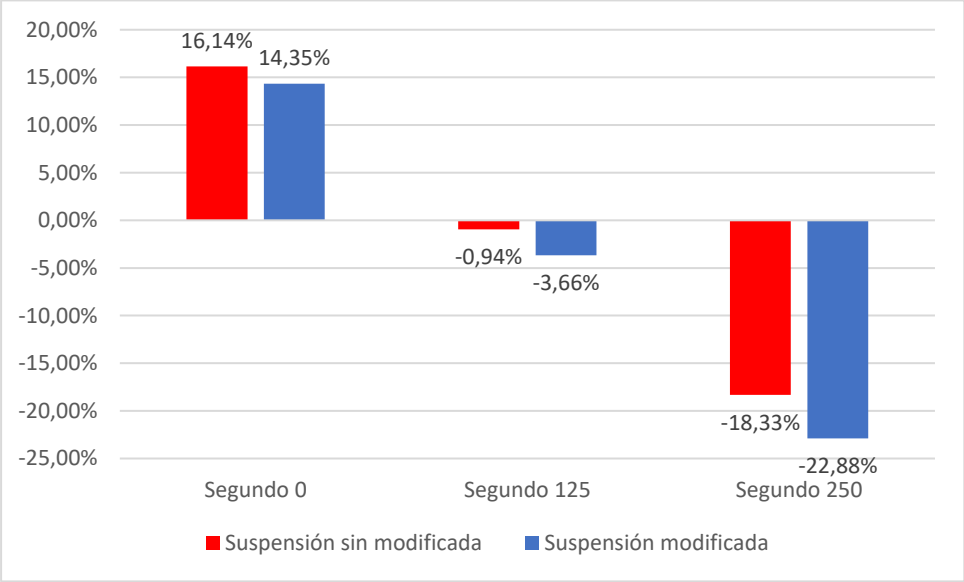


En la figura 3.41, cada tramo del tiempo tomado tiene un valor porcentual diferente respecto al otro, obteniendo esta última un ángulo negativo. Sin embargo, no se obtiene características especiales, esto es debido a que los neumáticos traseros no cambian de dirección y no afecta al vehículo, a menos que estos tengan dirección independiente, en ese caso, si tuviesen características a analizar.

3.10.3. PWT Anti-Squat

Figura 3.42

Valores de prueba de Anti-Squat en Parallel Wheel Travel

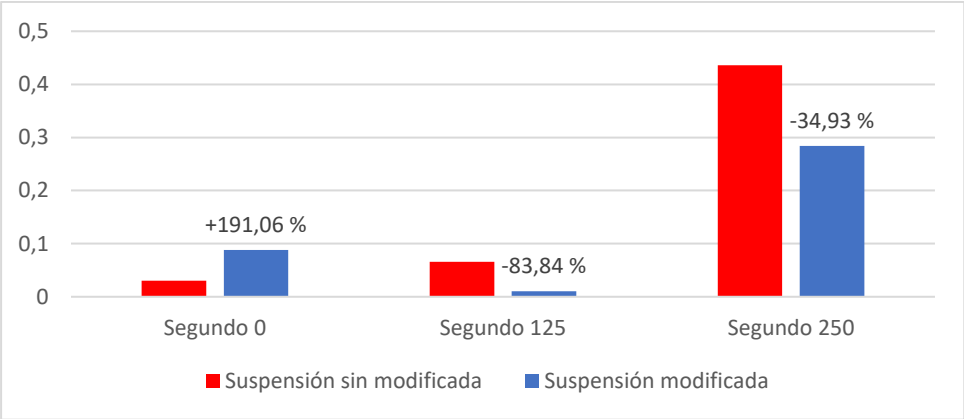


En la figura 3.42, el porcentaje en este caso no es muy considerable. Llegando a tener unos valores casi imperceptibles. Dicho esto, al acelerar el vehículo, tiende a tener un valor entre un 15% y 20%, lo que indica que existe una compresión en ambas suspensiones con sus elementos por la aceleración y a medida que pasa el tiempo, su porcentaje sigue disminuyendo; comprimiendo a la suspensión por completo dando un trabajo mayor.

3.10.4. PWT TOE

Figura 3.43

Valores de prueba de TOE en Parallel Wheel Travel

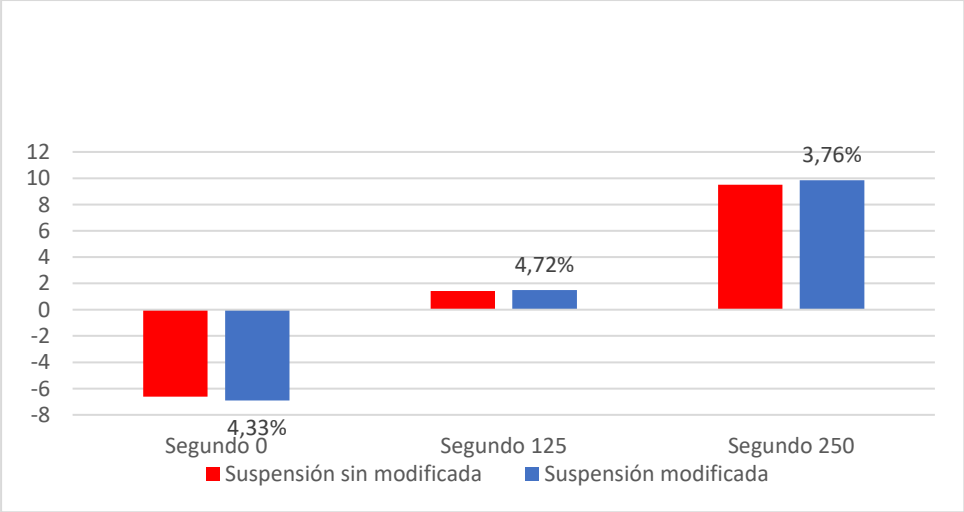


En la figura 3.43, tienen un ángulo similar, en el trayecto que se simula la recta, por lo que no tienen ningún cambio, sin embargo, hay que tomar en cuenta que la suspensión modificada tiende a bajar el ángulo TOE, pues esto es contraproducente ya que, al momento de girar en una curva, el vehículo llega a perder estabilidad.

3.10.5. OWT Camber

Figura 3.44

Valores de prueba de Camber en Opposite Wheel Travel

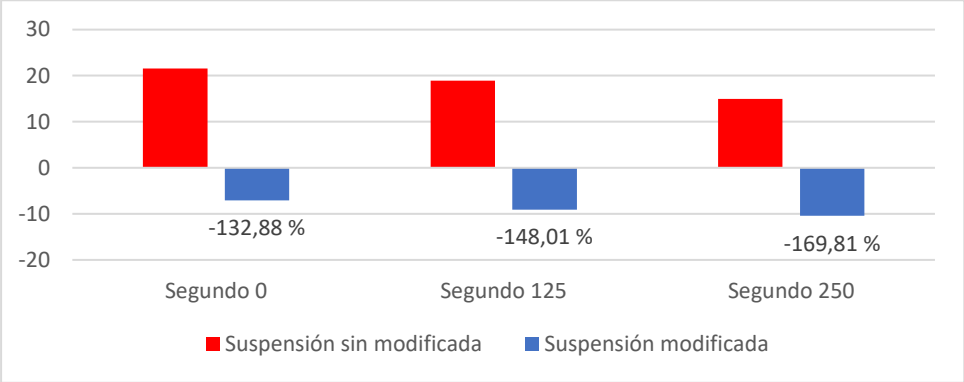


En la figura 3.44, se observa que no tienen un cambio significante, llegando a tener casi el mismo valor angular, por ende, no tendría algún tipo de efecto.

3.10.6. OWT Caster

Figura 3.45

Valores de prueba de Caster en Opposite Wheel Travel

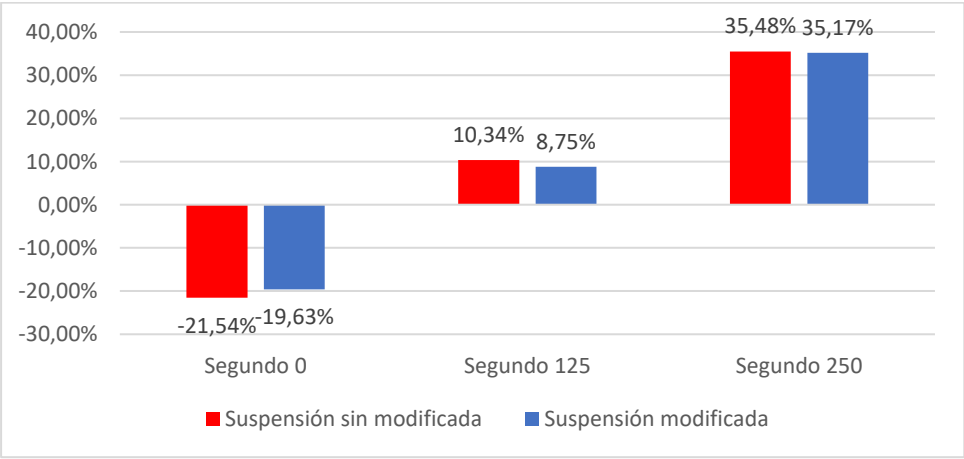


En la figura 3.45, se observa que la suspensión modificada tiene un efecto negativo respecto a la suspensión estándar, mejorando considerablemente al momento de movilizarse por curvas, sin embargo, este efecto traería una consecuencia que es el desgaste del neumático y tiende a ser inestable en líneas rectas. La suspensión modificada por lo que se observa, tiene un Caster positivo muy elevado, por lo cual es muy estable en líneas rectas, sin embargo, los neumáticos también pueden salir afectados por su elevado ángulo.

3.10.7. OWT Anti-Squat

Figura 3.46

Valores de prueba de Anti-Squat en Opposite Wheel Travel

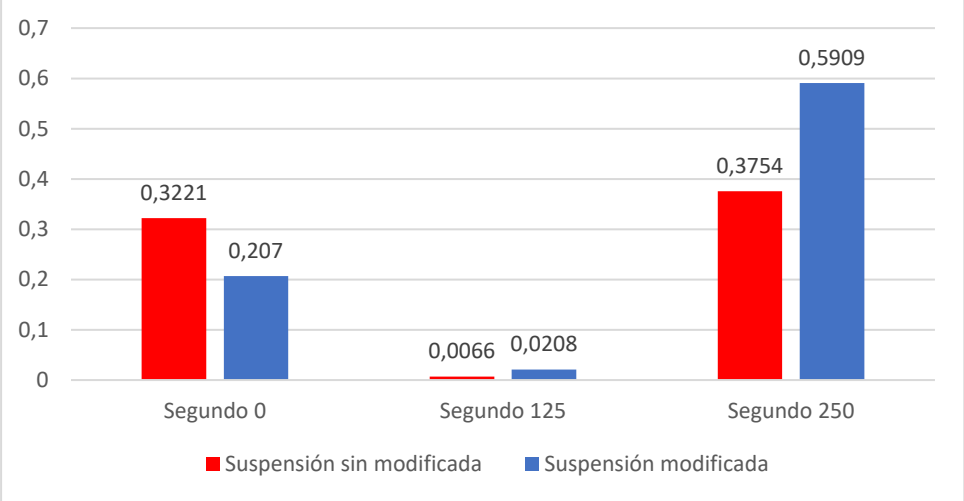


En la figura 3.46, al momento de acelerar los dos tienen un porcentaje similar. A media que el tiempo recorre y se acelera, las suspensiones tienden a no comprimirse con los elementos sujetos a estos. Por lo tanto, al pasar por irregularidades en la carretera, no existe una diferencia significativa.

3.10.8. OWT TOE

Figura 3.47

Valores de prueba de TOE en Opposite Wheel Travel

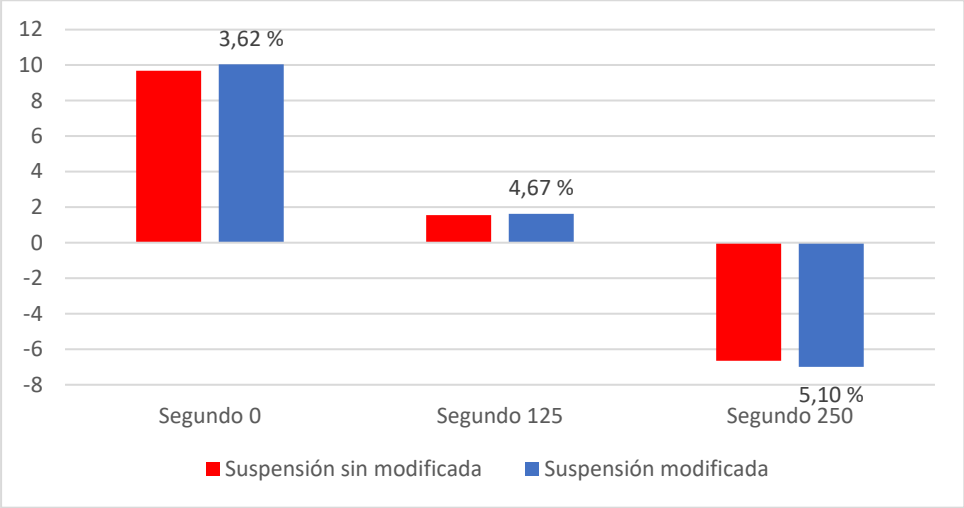


En la figura 3.47, se observa que en el segundo 0 al acelerar, la suspensión modificada es menor que la suspensión sin modificar, sin embargo, al pasar los segundos el ángulo TOE, tiene a decaer, pero llega a tener un ángulo mayor la suspensión modificada, en este caso, mejora la estabilidad del vehículo y compensa a la vida útil de los neumáticos que previamente se conoció con respecto al Caster, que, en cierta forma, no habría un desgaste de estos considerable.

3.10.9. Single Wheel Travel Camber Lado Izquierdo

Figura 3.48

Valores de prueba de Camber lado izquierdo, en Single Wheel Travel

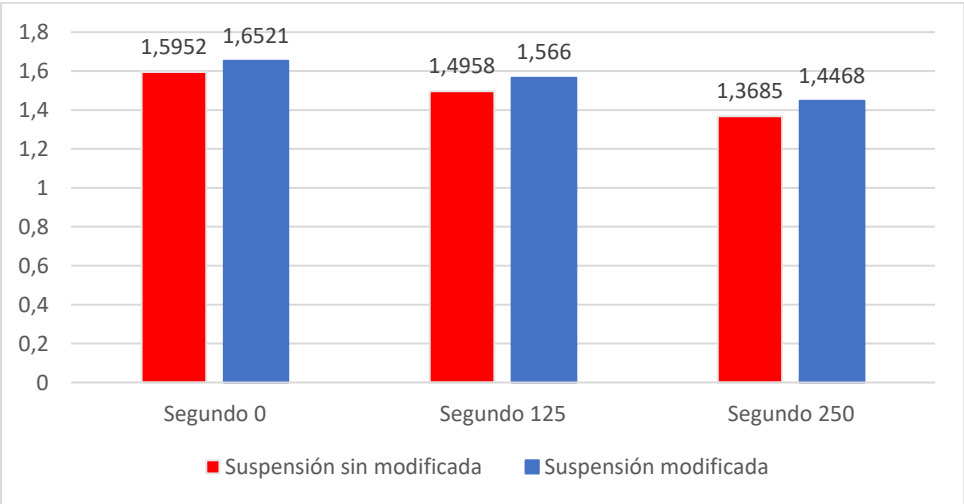


En la figura 3.48, se refleja que no existe una diferencia grande pues no ha aumentado un cierto porcentaje, no indica una gran diferencia, por lo tanto, no da una característica especial al modificar la suspensión.

3.10.10. Single Wheel Travel Camber Lado Derecho

Figura 3.49

Valores de prueba de Camber lado derecho en Single Wheel Travel

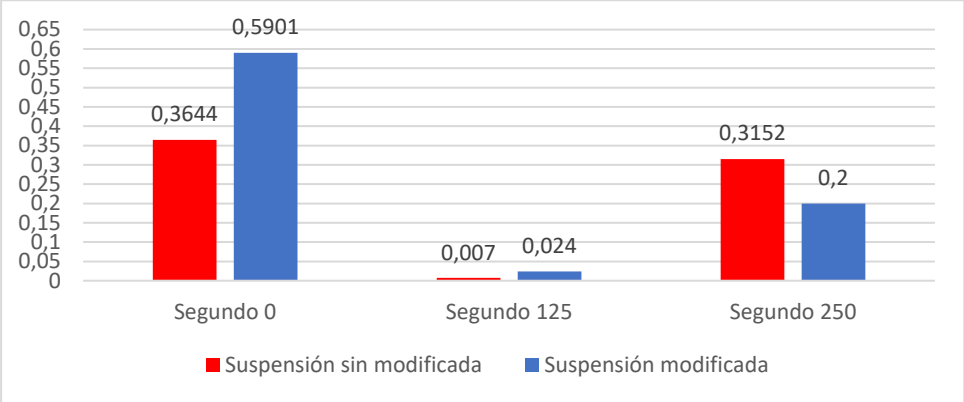


En la figura 3.49, en los dos casos, tienden a tener un valor mayor a uno lo que no se consideraría cambio para la suspensión modificada.

3.10.11. Single Wheel Travel TOE lado izquierdo

Figura 3.50

Valores de prueba de TOE lado izquierdo en Single Wheel Travel

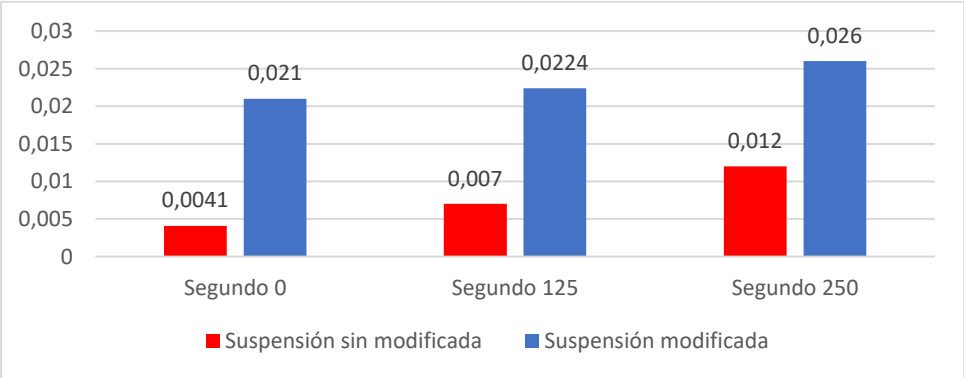


En la figura 3.50, los ángulos no pasan a mayor de uno, puesto que, al tender a cero, el vehículo se posesiona con un TOE constante que no afecta al vehículo considerablemente, por ende, no tiene un factor a considerar al modificar dicha suspensión.

3.10.12. Single Wheel Travel TOE Lado derecho

Figura 3.51

Valores de prueba de TOE lado derecho en Single Wheel Travel



En la figura 3.51, en el lado derecho del vehículo con los tipos de suspensiones, tampoco se ve afectado, los dos valores tienden a cero. Sin embargo, se identifica que la suspensión modificada tiene a elevarse, pero no llega a un valor considerable para ser analizado, el vehículo tendrá los mismos efectos en ambos casos.

CAPÍTULO IV

4. Conclusiones y Recomendaciones

4.1. Conclusiones

- Los factores que influyen en la cinemática del sistema de suspensión para un correcto análisis es la variación en el camber, caster, Toe, Anti-dive, Anti-squat, Jacking, centro de gravedad y centro de balanceo. Los cuales dependiendo de la configuración de la suspensión varían de forma positiva o negativa al comportamiento de la misma. Al modificar la altura de la suspensión del vehículo, la posición de los elementos del sistema cambió, lo cual hace que los parámetros presentados con anterioridad tengan un comportamiento diferente afectando a los ángulos de la rueda y el comportamiento de la suspensión al ser un sistema en el cual, al reducir la altura del vehículo se tuvo un aumento en el rendimiento del vehículo en curvas a cambio de consumo de labrado de neumáticos y confort.

- En la toma de medidas de los parámetros medidos del sistema de suspensión comprende fijaciones al chasis, bujes, rótulas, tijeras o brazos, mangueta, amortiguador, resortes, peso por eje, entre otros. Mediante la toma coordenadas de estos puntos se observó que, si algún elemento de la suspensión es modificado, ciertos parámetros tienden a cambiar su ubicación en el espacio (x, y, z) y la distribución de pesos varía dependiendo del tipo de modificación que se realice, puesto que existe desplazamiento entre componentes, cambiando así el comportamiento de la suspensión. Los datos obtenidos reflejan que la cantidad de variación de la medida de componentes del eje “z” es casi proporcional a la variación de altura del centro de gravedad.

- El propósito de simular los componentes y parámetros de la suspensión fue la obtención de gráficas de comportamiento de los factores que influyeron en el desempeño de la suspensión. Los parámetros analizados en las plataformas permitieron conocer la distribución de peso, así como el comportamiento del centro de gravedad y centro de balanceo los cuales no tienen mayor variación en la reducción de altura de 25.4 mm. Los parámetros de los puntos de suspensión permitieron representar un sistema con coordenadas ortogonales, de esta forma, someter a la suspensión modificada y sin modificar a ciertas simulaciones en condiciones apegadas a la realidad que experimentaron los sistemas de suspensión. Sin embargo, los diferentes tipos de plantillas de suspensiones que se presentan en el software no trabajan de manera adecuada con todas las simulaciones, ciertas plantillas tienen desplazamientos bruscos que no se apegan a valores coherentes de integridad respecto a la suspensión.
- El comportamiento que se analizó comprende a los factores que influyen en la cinemática de la suspensión donde se realizó una comparativa entre una suspensión modificada la altura y sin modificar. Se analizó la variación del camber y se observó que al reducir la altura del vehículo se obtuvo una ganancia de este, lo cual contribuye al buen desempeño del vehículo a cambio de mayor desgaste de elementos y confort. Por otro lado, el caster no presentó una variación considerable en la suspensión delantera, sin embargo, en la suspensión posterior si existió variación, pero no un cambio considerable en el rendimiento. En el análisis del TOE los ángulos de convergencia TOE – IN y divergencia TOE – OUT también presentan cambio en las suspensiones analizadas, se encuentran dentro de los rangos coherentes y otorgan incremento de desempeño al vehículo debido a que compensa las desventajas que se generan en el camber y caster, otro factor que se analizó fue el Jacking (Las fuerzas

tolerables y distribuidas hacia el chasis), respecto al peso del vehículo no varían considerablemente, pero se mantienen en rangos de un desempeño óptimo. Para el Anti-dive solo se analizó la variación en la suspensión en el eje delantero debido a que este factor afecta principalmente a este sistema, al modificar la altura de la suspensión, los valores de porcentaje de anti-dive resultan negativos, pero con poca variación en el tiempo simulado, quiere decir que el hundimiento del vehículo es mayor al momento de frenar, pero la sensación de hundimiento en diferentes instantes no es muy perceptible y así se obtiene una sensación de maniobrabilidad más dura pero sin tener movimientos bruscos al momento de tomar una curva. En el análisis del Anti-squat ocurre lo contrario al anti-dive ya que se analiza únicamente la suspensión trasera, en la cual se evidencia que no hay una variación considerable entre la suspensión modificada y sin modificar, lo cual no afecta al comportamiento.

- Se analizó el centro de gravedad y centro de balanceo, ambos representados por los puntos CG y CB, el momento generado entre ambos determina el nivel de estabilidad del vehículo. La distancia entre estos puntos al ser menor brinda mejor estabilidad al sistema, sin embargo, la variación que se evidenció en este análisis es mínima, por lo que el porcentaje de cambio entre la suspensión modificada y sin modificar es insignificante.
- Se comprobó los beneficios al reducir la altura del vehículo en 25.4 mm, esto es debido a que, si bien en ciertos componentes tienden a sufrir mayor desgaste, brinda beneficios con un incremento en el desempeño al momento de maniobrar en curvas e incluso compensando factores negativos que se generan en línea recta debido a su configuración. Es necesario considerar que se obtiene un incremento en el rendimiento de la suspensión a cambio de confort. Por lo tanto, la

configuración con la altura reducida es viable para este tipo de vehículos a pesar de que el centro de gravedad y balanceo no tengan cambios considerables.

4.2. Recomendaciones

- Para estudios futuros considerar la variación de factores adicionales que puedan afectar al vehículo en otras condiciones de simulación, como son el vuelco estático, anti-lift, entre otros. Así como realizar una comparativa entre una simulación computacional y en condiciones reales, para determinar qué cambios se obtiene una de la otra.
- Realizar un análisis de diferentes tipos de suspensión disponibles en el software ADAMS, y comparar el comportamiento que se genere por cada una. Con el fin de establecer cual tiene mejor desempeño para diferentes actividades y entornos, como pueden ser: recorrido rural, recorrido urbano e incluso condiciones ambientales donde la suspensión tenga mayor o menor esfuerzo.
- Explorar más herramientas que brinda el software ADAMS CAR, ya que el análisis presentado, hace referencia al comportamiento cinemático de la suspensión. Sin embargo, el software tiene herramientas adicionales para realizar análisis dinámicos y otras condiciones de simulación para la mayoría de los sistemas del vehículo.
- Estudiar los cambios que tiene el comportamiento de la suspensión a diferentes alturas, debido a la limitación de recursos solo se realizó un análisis a una reducción de 24.5mm en la suspensión. De igual manera, para obtener datos más puntuales de incidencia de alturas, se recomienda realizar variaciones incrementando o reduciendo la altura de la suspensión.

CAPÍTULO V

5. Revisión Bibliográfica

Álvarez Mantaras, D., Luque Rodríguez, P., & Vera, C. (2004). *Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico: sistemas y comportamiento dinámico*. Ediciones Paraninfo, S.A. https://books.google.com.ec/books?id=JDuzY9j6HwMC

Avello, A. (2014). Teoría de máquinas. *Tecnun-Universidad de Navarra*.

Barbrecho B, & Palacios G. (2017). *Diseño y construcción de un banco para la determinación de un centro de gravedad y transferencia de pesos en vehículos livianos*.

Hermógenes G. (2000). *Manual de Automóvil Reparación y Mantenimiento* (S. A. Cultural & Polígono Industrial Arroyomolinos, Eds.; 1999th ed.). Inmagrag.

Diario Oficial de la Unión Europea. (2019). *Reglamento n.o 11 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE) — Disposiciones uniformes relativas a la homologación de vehículos en lo que respecta a las cerraduras de puertas y a los componentes de retención de las puertas [2019/ 1354]*. http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29fdocstts.html

Eliot, A. (2017). *Diferencia entre coilovers y amortiguadores*. Puro Motores. https://www.puromotores.com/13104720/diferencia-en-una-silverado-z60-y-z71

Ezeta, J. H., Mandow, A., & Cerezo, A. G. (2013). Los sistemas de suspensión activa y semiactiva: una revisión. Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI, 10(2), 121-132.

Harada, M., & Harada, H. (1999). Analysis of lateral stability with integrated control of suspension and steering systems. *JSAE Review*, *20*(4), 465–470. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0389-4304(99)00040-5

Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2012). *NTE INEN 2656*.

Intercomp Company. (2016). *SW500 Wired Scale System User's Manual* (1st ed., Vol. 1). Intercomp Company. https://www.gearfxdriveline.com/wp-content/uploads/2018/09/SW-Wired-Scale-700431-E.pdf

J. Nie, Y. Yang, T. Jiang and H. Zhang, "Passive Skyhook Suspension Reduction for Improvement of Ride Comfort in an Off-Road Vehicle," in IEEE Access, vol. 7, pp. 150710-150719, 2019, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2946743.

Jazar Reza N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. https://link.springer.com/book/10.1007/978-0-387-74244-1

Kavitha, C., Shankar, S. A., Ashok, B., Ashok, S. D., Ahmed, H., & Kaisan, M. U. (2018). Adaptive suspension strategy for a double wishbone suspension through camber and toe optimization. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, *21*(1), 149–158. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.jestch.2018.02.003

Kiranchand, G. R., Soni, T., & Mitra, A. C. (2018). Experimental design, sensitivity analysis of steering geometry and suspension parameters. *Materials Today: Proceedings*, *5*(2, Part 1), 5743–5756. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.12.170

Li, X., Li, F., & Shang, D. (2021). Dynamic Characteristics Analysis of ISD Suspension System under Different Working Conditions. Mathematics, 9(12), 1345. MDPI AG. Nhttp://dx.doi.org/10.3390/math9121345

Lv, T., Zhang, Y., Duan, Y., & Yang, J. (2021). Kinematics & compliance analysis of double wishbone air suspension with frictions and joint clearances. *Mechanism and Machine Theory*, *156*. https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104127

Mendosa, J. (2019). Problemas que puedes tener si decides elevar la suspensión del automóvil. https://automexico.com/mantenimiento/elevar-la-suspension-del-automovil-es-una-buena-idea-aid5429

Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE International. https://books.google.com.ec/books?id=opgHfQzlnLEC

Notario, B. (2014). *Tipos de suspensiones: ventajas y desventajas*. Coches.com. https://noticias.coches.com/consejos/tipos-de-suspensiones-ventajas-y-desventajas/154515

Oliva, R. (2011, 18 noviembre). *Suspensiones vehículares*. Ingemecánica. https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut73/anx1tut73.pdf

Pastor, J. (2015). *Cómo se baja la suspensión del coche | Pruebaderuta.com*. Pruebaderuta.com | Más que un blog de automóviles. https://www.pruebaderuta.com/bajar-suspension-carro.php

Plan Nacional de Desarrollo 2021 - 2025, 2021 (2021).

Poojari, M., Shreyas, B. S., Muddaiah, R., Raj, A., & Babu, B. S. (2021). Design, analysis of steering system and front suspension for an Electric All-Terrain vehicle. *Materials Today: Proceedings*, *46*, 2848–2857. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.03.102

Pradhan, P., & Singh, D. (2021). Review on air suspension system. *Materials Today: Proceedings*. https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.03.640

Ríos, O. (1998). *La suspensión automóvil de competición* (Grupo editorial CEAC S.A., Ed.; 1st ed.). Grupo editorial CEAC S.A.

Romero, S.(2015). *Preparación del sistema de suspensión del auto de carrera Suzuki Forsa I para participar en rallys deportivos.* Quito: Universidad San Francisco de Quito.

Samuel, D., Masache, A., Jorge, I., & Fajardo Merchán, E. (2020). *Elaboración de guías didácticas para el análisis de suspensiones empleadas en vehículos usando la herramienta Adams/Car*.

Secretaría Nacional de planificación y Desarrollo, 2017 (2017).

Secrets, S. (2020). *Anti-Squat, Dive and Lift Geometry*. Suspension Secrets. https://suspensionsecrets.co.uk/anti-squat-dive-and-lift-geometry/

CAPÍTULO VI

6. Anexos

Tabla 6.1

Cálculos del CG para suspensión sin modificar

Datos para la altura del centro de gravedad.							
Peso en Plataformas				Datos de las dimensiones [mm]		Datos de Neumáticos	
Rueda	Equiv	Peso en [lb]	Peso en [kg]	Batalla	2285	Relación de Aspecto	60
LF	W1	478	216,8	Ancho de vía frontal (tf)	1480	ancho del neumático	175
RF	W2	474	215,0	Ancho de vía posterior (tr)	1450	diámetro del rin	13
LR	W3	333	151,0	Ancho de vía promedio	15	Relación porcentual	0,6
RR	W4	316	143,3	Altura de elevación	95	Rin en plg	165,1
Peso total			726,2	Ángulo de elevacion	2,38	Altura	105
Calculos para la altura del centro de gravedad							
Wf [kg]		431,8		Calculo de coordenadas			
Wr [kg]		294,4		Dobley	-9,55	Altura del eje	
Peso posterior			[kg]	C	730,45		
LR	W1e	331	150,1	B	1358,73	270,1	
RR	W2e	319	144,7	A	926,27	Altura en cm	
Wr2			294,8	h	441,37	44,14	

Datos para la altura del centro de gravedad.							
Peso en Plataformas				Datos de las dimensiones [mm]		Datos de Neumáticos	
Rueda	Equiv	Peso en [lb]	Peso en [kg]	Batalla	2285	Relación de Aspecto	60
LF	W1	478	216,8	Ancho de vía frontal (tf)	1480	ancho del neumático	175
RF	W2	474	215,0	Ancho de vía posterior (tr)	1450	diámetro del rin	13
LR	W3	333	151,0	Ancho de vía promedio	15	Relación porcentual	0,6
RR	W4	316	143,3	Altura de elevación	190	Rin en plg	165,1
Peso total			726,2	Ángulo de elevacion	4,76	Altura	105
Calculos para la altura del centro de gravedad							
Wf [kg]		431,8		Calculo de coordenadas			
Wr [kg]		294,4		Dobley	-9,55	Altura del eje	
Peso posterior			[kg]	C	730,45		
LR	W1e	336	152,4	B	1358,73	270,1	
RR	W2e	315	142,9	A	926,27	Altura en cm	
Wr2			295,3	h	359,06	35,91	

Datos para la altura del centro de gravedad.							
Peso en Plataformas				Datos de las dimensiones [mm]		Datos de Neumáticos	
Rueda	Equiv	Peso en [lb]	Peso en [kg]	Batalla	2285	Relación de Aspecto	60
LF	W1	478	216,8	Ancho de vía frontal (tf)	1480	ancho del neumático	175
RF	W2	474	215,0	Ancho de vía posterior (tr)	1450	diámetro del rin	13
LR	W3	333	151,0	Ancho de vía promedio	15	Relación porcentual	0,6
RR	W4	316	143,3	Altura de elevación	285	Rin en plg	165,1

Peso total			726,2	Ángulo de elevacion	7,16	Altura	105
Calculos para la altura del centro de gravedad							
Wf [kg]		431,8		Calculo de coordenadas			
Wr [kg]		294,4		Dobley	-9,55	Altura del eje	
Peso posterior			[kg]	C	730,45		
LR	W1e	341	154,7	B	1358,73	270,1	
RR	W2e	316	143,3	A	926,27	Altura en cm	
Wr2			298,0	h	328,53	32,85	

	[mm]
Promedio de altura de centro de gravedad	376,3174472

Tabla 6. 2

Cálculos del CG para suspensión modificada

Datos para la altura del centro de gravedad.							
Peso en Plataformas				Datos de las dimensiones [mm]		Datos de Neumáticos	
Rueda	Equiv	Peso en [lb]	Peso en [kg]	Batalla	2285	Relación de Aspecto	60
LF	W1	477	216,4	Ancho de vía frontal (tf)	1480	ancho del neumático	175
RF	W2	464	210,5	Ancho de vía posterior (tr)	1450	diámetro del rin	13
LR	W3	330	149,7	Ancho de vía promedio	15	Relación porcentual	0,6
RR	W4	320	145,1	Altura de elevación	95	Rin en plg	165,1
Peso total			721,7	Ángulo de elevacion	2,38	Altura	105
Calculos para la altura del centro de gravedad							
Wf [kg]		426,8		Calculo de coordenadas			
Wr [kg]		294,8		Dobley	-10,60	Altura del eje	
Peso posterior			[kg]	C	729,40		
LR	W1e	339	153,8	B	1351,47	270,1	
RR	W2e	328	148,8	A	933,53	Altura en cm	
Wr2			302,5	h	426,47	42,65	

Datos para la altura del centro de gravedad.							
Peso en Plataformas				Datos de las dimensiones [mm]		Datos de Neumáticos	
Rueda	Equiv	Peso en [lb]	Peso en [kg]	Batalla	2285	Relación de Aspecto	60
LF	W1	477	216,4	Ancho de vía frontal (tf)	1480	ancho del neumático	175
RF	W2	464	210,5	Ancho de vía posterior (tr)	1450	diámetro del rin	13
LR	W3	330	149,7	Ancho de vía promedio	15	Relación porcentual	0,6
RR	W4	320	145,1	Altura de elevación	190	Rin en plg	165,1
Peso total			721,7	Ángulo de elevacion	4,76	Altura	105
Calculos para la altura del centro de gravedad							

Wf [kg]		426,8		Calculo de coordenadas			
Wr [kg]		294,8		Dobley	-10,60	Altura del eje	
Peso posterior			[kg]	C	729,40		
LR	W1e	351	159,2	B	1351,47	270,1	
RR	W2e	333	151,0	A	933,53	Altura en cm	
Wr2			310,3	h	346,53	34,65	

Datos para la altura del centro de gravedad.							
Peso en Plataformas				Datos de las dimensiones [mm]		Datos de Neumáticos	
Rueda	Equiv	Peso en [lb]	Peso en [kg]	Batalla	2285	Relación de Aspecto	60
LF	W1	477	216,4	Ancho de vía frontal (tf)	1480	ancho del neumático	175
RF	W2	464	210,5	Ancho de vía posterior (tr)	1450	diámetro del rin	13
LR	W3	330	149,7	Ancho de vía promedio	15	Relación porcentual	0,6
RR	W4	320	145,1	Altura de elevación	285	Rin en plg	165,1
Peso total			721,7	Ángulo de elevacion	7,16	Altura	105

Calculos para la altura del centro de gravedad							
Wf [kg]		426,8		Calculo de coordenadas			
Wr [kg]		294,8		Dobley	-10,60	Altura del eje	
Peso posterior			[kg]	C	729,40		
LR	W1e	363	164,7	B	1351,47	270,1	
RR	W2e	340	154,2	A	933,53	Altura en cm	
Wr2			318,9	h	317,53	31,75	

	[mm]
Promedio de altura de centro de gravedad	363,5102099

Figura 6.1
Valor cruzado en balanzas

Figura 6.2
Vehículo en tercera elevación

Figura 6.3
Vehículo en segunda elevación

Figura 6. 4
Vehículo en primera elevación

Figura 6.5
Vehículo sobre plataforma

Figura 6.6
Regulación de coilovers de lado derecho delantero

Figura 6.7

Regulación de coilovers lado izquierdo delantero

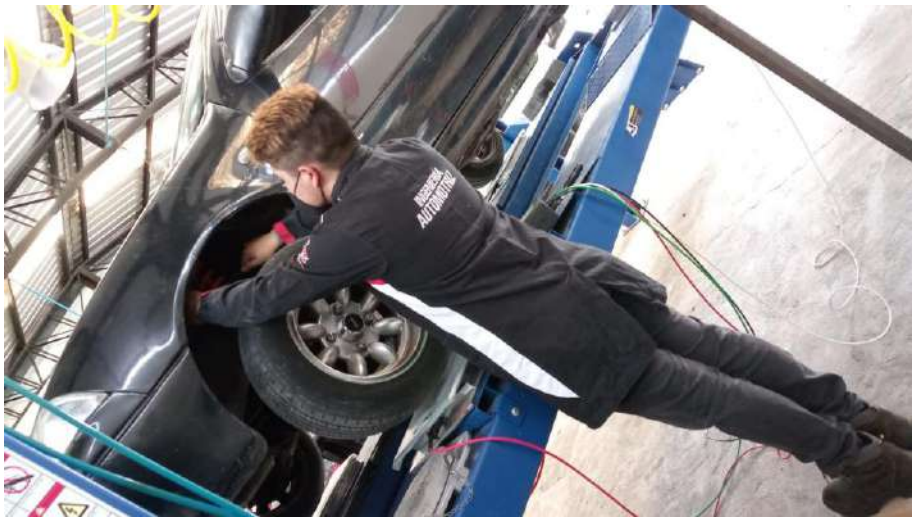


Figura 6.8

Levantamiento de datos en la primera elevación

Figura 6.9

Kit de medición de peso Intercomp SW-500 170125