



**DESARROLLO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN
DELANTERO PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO
ELÉCTRICO.**

**OSCAR ALEJANDRO VANEGAS ALVAREZ
LUIS FERNANDO OSORIO OSPINA**

UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CALI, COLOMBIA – 2023



**DESARROLLO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERO
PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO ELÉCTRICO.**

OSCAR ALEJANDRO VANEGAS ALVAREZ

LUIS FERNANDO OSORIO OSPINA

DIRECTOR: GONZALO FERNANDO CASANOVA, PhD.

CODIRECTOR: JHON FERNANDO PAZOS, M. Sc.

**DOCUMENTO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CALI, COLOMBIA – 2023**

LOS AUTORES ASEGURAN QUE EL CONTENIDO DE ESTE PROYECTO ES DESARROLLO INTELECTUAL PROPIO Y NO CONSTITUYE UN PLAGIO TOTAL O PARCIAL DE DIFERENTES OBRAS.

AUTOR: Luis Fernando Osorio Ospina

AUTOR: Oscar Alejandro Vanegas Álvarez

APROBADO POR:

DIRECTOR: FERNANDO CASANOVA

.....



© 2023 Copyright
UNIVERSIDAD DEL VALLE

RESUMEN

El presente trabajo consiste en la implementación de un sistema de suspensión delantero independiente de paralelogramos superpuestos deformable de 5 enlaces para el prototipo de vehículo eléctrico construido en la Universidad del Valle. Se muestra el procedimiento a partir del cual se obtienen los parámetros, especificaciones, dimensiones y formas de los componentes, de tal manera que cumpla con las características que debe tener la suspensión para satisfacer las prestaciones deseadas, tales como una sensación de marcha cómoda y un manejo confiable.

Palabras claves: Sistema de suspensión, multi enlace, evaluación de resistencia, prototipo de vehículo eléctrico.

ABSTRACT

The present work consists of the development of the design proposal of an independent front suspension system of deformable superimposed parallelograms with 5 links for the prototype of an electric vehicle built at the Universidad del Valle. The procedure from which the parameters, specifications, dimensions, and shapes of the components are obtained is shown, in such a way that it meets the characteristics that the suspension must have to satisfy the desired benefits, such as a comfortable ride sensation and reliable handling.

Key words: Suspension system, multi-link, resistance evaluation, electric vehicle prototype.

AGRADECIMIENTOS

Es preciso mencionar en primera instancia el agradecimiento a Dios que es el artífice de la capacidad humana.

Posterior a ello resaltar la labor de la Universidad del Valle como espacio para la exploración y el aprendizaje, siendo la plataforma para que maestros impartan sus conocimientos a los estudiantes que por fortuna logran ingresar y ser beneficiarios de recibir el conocimiento y por ende acreedores de la responsabilidad en el uso y la aplicación de éste en el desarrollo de ideas a favor del bienestar común.

A los profesores Gonzalo Fernando Casanova y Jhon Fernando Pazos agradecemos por la orientación y el acompañamiento brindado durante el desarrollo del proyecto, fueron nuestros guías y orientadores los cuales con sus aportes y esfuerzo nos mostraron el camino para alcanzar los objetivos planteados.

A nuestro equipo de trabajo Jorge Barrera, Jorge Lopera, , Felipe Santacruz, Andrés Quintero, Marco Giraldo, Jorman Viera y una mención muy especial a nuestro gran amigo Miguel Sánchez; con los cuales se compartió la experiencia durante todo el proceso del desarrollo del prototipo, quienes, en los momentos de crisis, estuvieron a nuestro lado animándonos a continuar y a encontrar la solución a los inconvenientes e imprevistos que se fueron presentando, y que en los momentos de felicidad eran partícipes de la celebración.

A papá y mamá, Humberto Vanegas y Clara Álvarez, que desde siempre me han animado a superarme y a enfrentar las dificultades que se presentan en el camino siendo constante y consciente de que todo esfuerzo ha de rendir sus frutos. A Melissa quien es la persona que me dio a conocer el proyecto y ha sido mi compañera de vida desde entonces. A Luisfer mi amigo y compañero que siempre estuvo a mi lado y me ayudó a crecer y a enfrentar este desafío; los aprecio y les agradezco por ser parte de este proceso.

- Óscar Alejandro Vanegas Álvarez

A mis padres, María Eugenia Ospina y Fernando Osorio a quienes les agradezco inmensamente por todas las veces que me ayudaron y que dieron todo por mí, han sido el mayor ejemplo de perseverancia y mi mayor motivación para salir adelante. A mi hermana Daniela, por siempre apoyarme incondicionalmente y ser un gran ejemplo a seguir. A mis amigos, quienes en muchas situaciones me brindaron su apoyo y compañía cuando lo necesite. Finalmente, a Óscar, mi gran amigo y compañero en este proceso de tantos altibajos en el que incontables veces nos motivamos mutuamente a superarnos y mejorar.

- Luis Fernando Osorio Ospina.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	4
AGRADECIMIENTOS.....	5
LISTA DE FIGURAS.....	8
LISTA DE TABLAS.....	10
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN.....	11
1.1. Introducción	11
1.2. Formulación del problema	13
1.2.1. Árbol del Problema	16
1.3. Objetivos	16
1.3.1 Árbol de objetivos.....	16
1.3.2. Objetivo general	17
1.3.3. Objetivos específicos	17
1.4. Metodología	18
1.5. Marco conceptual.....	20
1.6. Estado del arte.....	31
CAPÍTULO 2: DISEÑO Y MODELADO EN CAD	34
2.1. Parámetros establecidos para el diseño del prototipo de vehículo eléctrico.....	34
2.2. Parámetros establecidos para el diseño del sistema de suspensión	37
2.3. Cinemática y geometría de la suspensión	39
2.3.1. Movilidad del sistema de suspensión	39
2.3.2. Geometría de la suspensión	40
2.3.3. Eje de dirección y scrub radius.....	41
2.3.4. Caster.....	42
2.3.5. Camber.....	42
2.3.6. Angulo de convergencia	43
2.4. Diseño detallado.	43
2.4.1. Centro instantáneo y centro de balanceo	45
2.4.2. Bump steer	45
2.4.3. Condición de Ackermann y ángulos de giro.	46
2.4.4. Trayectoria del eje de dirección	47

CAPÍTULO 3: EVALUACIÓN DE RESISTENCIA.....	50
3.1. Componentes de la suspensión.....	50
3.2. Propiedades de los materiales evaluados.	50
3.3 Suposiciones generales.....	51
3.3.1. Procedimiento general desarrollado.....	53
3.4. Caso 1: vehículo en condición estática	55
3.5. Caso 2: Vehículo en ascenso y descenso de una pendiente.....	59
3.6. Caso 3: Vehículo en una curva	68
3.7. Caso 4: vehículo atravesando un bache	73
3.8. Evaluación del resorte	76
3.8.1. Carga estática	79
3.8.2. Cargas dinámicas	80
3.9. Propuesta del sistema resorte - amortiguador	83
3.10. Evaluación de los enlaces a fatiga.....	89
3.11. Evaluación de la soldadura de los enlaces	95
CAPÍTULO 4: CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	99
4.1. Proceso de soldadura de los enlaces.	99
4.1.1. Alistamiento.	99
4.1.2. Tipo de soldadura y aplicación	99
4.1.3. Aplicación de pintura para la protección de la superficie.....	100
4.2. Ensamble del sistema de suspensión en el prototipo.....	100
4.3. Puesta a punto del sistema de suspensión	103
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES.....	106
CAPÍTULO 6: OBSERVACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS.....	107
BIBLIOGRAFÍA.....	108
ANEXOS	110
A.1. Código de matlab utilizado para evaluación de sistema resorte – amortiguador.	110
A.2. Planos de diseño – modelo CAD	111

LISTA DE FIGURAS

FIG. 1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN MULTI-LINK DELANTERA DEL MERCEDES-BENZ SLS AMG E-CELL SUPERCAR	12
FIG. 2 A) SISTEMA DE SUSPENSIÓN MULTI-LINK. B) DIAGRAMA CINEMÁTICO. [5].....	13
FIG. 3 SUSPENSIÓN MCPHERSON TIPO DOBLE HORQUILLA	14
FIG. 4 SUSPENSIÓN MCPHERSON TIPO PUNTAL.....	14
FIG. 5 SUSPENSIÓN 5 SS - HYUNDAI GÉNESIS [11]	15
FIG. 6. ÁRBOL DEL PROBLEMA	16
FIG. 7 ÁRBOL DE OBJETIVOS	17
FIG. 8 OSCILACIONES COMUNES EN UN VEHÍCULO [13].....	22
FIG. 9 EJEMPLO DE SUSPENSIÓN DE EJE SÓLIDO, SUSPENSIÓN DE DION DE UN MERCEDES W125 [14]	23
FIG. 10 EJEMPLO DE SISTEMA DE SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE, SUSPENSIÓN DE DOBLE HORQUILLA [14]	24
FIG. 11 CONVENCION DE SIGNOS SEGÚN LA ISO 8855 [19].....	26
FIG. 12. A) EJE DE DIRECCIÓN GEOMÉTRICO [12]. B) EJE DE DIRECCIÓN VIRTUAL EN LA SUSPENSIÓN DEL HYUNDAI GENESIS [15]. 26	
FIG. 13. ÁNGULO CAMBER [12]	27
FIG. 14. ÁNGULO DE CONVERGENCIA [12].....	27
FIG. 15. ÁNGULO CASTER Y RECORRIDO DE SUSPENSIÓN [12]	28
FIG. 16. ÁNGULO DE KINGPIN Y SCRUB RADIUS [12]	28
FIG. 17, CONDICIÓN DE ACKERMANN [20].....	29
FIG. 18. A) CENTRO INSTANTÁNEO Y CENTRO DE BALANCEO PARA UNA SUSPENSIÓN DOBLE HORQUILLA [12]..	30
FIG. 19. DISTRIBUCIÓN DE CARGAS, VISTA TRASERA [21].....	30
FIG. 20. VEHÍCULO PLATAFORMA UTILIZADO	34
FIG. 21. MAQUETA DEL PROTOTIPO DE VEHÍCULO ELÉCTRICO.....	35
FIG. 22. ANÁLISIS VISUAL DEL AUMENTO DE LLANTAS.....	35
FIG. 23. DISEÑO DEL CHASIS DEL PROTOTIPO	36
FIG. 24. DISEÑO DE LA CARROCERÍA REALIZADO EN CAD A PARTIR DE LA MAQUETA.....	36
FIG. 25. MEDIDAS OBTENIDAS DE LA MAQUETA	37
FIG. 26. A) DISTANCIA ENTRE EJES ESTABLECIDA REPRESENTADA EN EL CAD. B) ANCHO DE VÍA ESTABLECIDO REPRESENTADO EN EL CAD.	37
FIG. 27. REPRESENTACIÓN ESPACIAL DE LA GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN	40
FIG. 28 VISTA FRONTAL ENLACES RUEDA DELANTERA DERECHA – EJE DE DIRECCIÓN Y RADIO DE FRICCIÓN.....	41
FIG. 29. CASTER Y RECORRIDO DE LA SUSPENSIÓN.....	42
FIG. 30. ÁNGULO DE CAMBER (VISTA FRONTAL DEL VEHÍCULO).....	42
FIG. 31. ÁNGULO DE CONVERGENCIA (VISTA SUPERIOR DEL VEHÍCULO).....	43
FIG. 32. CONFIGURACIÓN ENLACES	44
FIG. 33. DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN Y SU INTERACCIÓN CON EL CHASIS	44
FIG. 34. CENTRO INSTANTÁNEO Y CENTRO DE BALANCEO.....	45
FIG. 35 GEOMETRÍA NECESARIA PARA OBTENER CERO “BUMP STEER”	46
FIG. 36. CONDICIÓN DE ACKERMANN DEL VEHÍCULO	46
FIG. 37. ÁNGULOS DE GIRO MÁXIMOS DE LA LLANTA.....	47
FIG. 38. TRAYECTORIA DEL EJE DE DIRECCIÓN – RUEDA DELANTERA LADO DERECHO.....	47
FIG. 39. RECORRIDO DE LA INTERSECCIÓN DEL EJE DE DIRECCIÓN CON EL SUELO	48
FIG. 40. ESQUEMA DE LOS COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN.....	50
FIG. 41. CURVA DE RENDIMIENTO MOTOR ELÉCTRICO DE REFERENCIA [25]	52
FIG. 42. CENTRO DE GRAVEDAD DEL VEHÍCULO.....	53
FIG. 43. SISTEMA DE COORDENADAS DE REFERENCIA PARA LA IDENTIFICACIÓN Y UBICACIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN.....	54

FIG. 44. DCL CONDICIÓN ESTÁTICA	55
FIG. 45 – DCL EN LA RUEDA – CONDICIÓN ESTÁTICA	56
FIG. 46 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA DERECHA, CASO 1.	57
FIG. 47 – DCL VEHÍCULO EN GENERAL – CASO 2, ASCENSO.....	59
FIG. 48. DCL RUEDA DELANTERA EN ASCENSO.....	61
FIG. 49. DCL DE LA SUSPENSIÓN.....	62
FIG. 50 DCL VEHÍCULO EN GENERAL – CASO 2, DESCENSO.....	64
FIG. 51 – DCL DE LA RUEDA EN DESCENSO	65
FIG. 52 DCL SUSPENSIÓN – CASO 2	66
FIG. 53 GIRO REALIZADO POR EL VEHÍCULO.....	68
FIG. 54 DCL DEL VEHÍCULO EN UNA CURVA. A) VISTA FRONTAL. B) VISTA LATERAL DERECHA.....	69
FIG. 55 DCL DE LA RUEDA EN UNA CURVA - CASO 3.	70
FIG. 56 DCL SUSPENSIÓN - CASO 3.....	71
FIG. 57 SUSPENSIÓN DELANTERA ATRAVESANDO UN BACHE. A) VISTA FRONTAL. B) VISTA ISOMÉTRICA.....	73
FIG. 58 DCL DE LA SUSPENSIÓN ATRAVESANDO UN BACHE.....	74
FIG. 59 A) CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR REUTILIZADO. B) PARÁMETROS DE AMORTIGUADOR HELICOIDAL DE ESPIRAS [28].	76
FIG. 60 ESFUERZO DE TORSIÓN SECCIÓN TRANSVERSAL RESORTE [28]	78
FIG. 61. MATERIALES COMUNES PARA ALAMBRES DE RESORTES [28]	79
FIG. 62 - COEFICIENTES Y EXPONENTES PARA EL CÁLCULO DE Sut [28].....	79
FIG. 63 – FACTORES PARA LA OBTENCIÓN DE LA RESISTENCIA MÁXIMA A LA FLUENCIA POR TORSIÓN [28].....	80
FIG. 64 SUSPENSIÓN LINEAL CON BASE EXCITADA [20].....	83
FIG. 65 ENTRADA DE IMPACTO DE SENO CUADRADO [20].....	84
FIG. 66 TIEMPOS DE RESPUESTA DEL SISTEMA MASA-RESORTE-AMORTIGUADOR PARA DIFERENTES Ξ [20].....	85
FIG. 67 DIAGRAMA DE BLOQUES IMPLEMENTADO EN SIMULINK.....	86
FIG. 68 RESPUESTA EN EL TIEMPO DEL SISTEMA CON RESORTE PROPUESTO	87
FIG. 69 ACELERACIÓN DE LA MASA CON RESORTE PROPUESTO.....	87
FIG. 70 RESPUESTA EN FRECUENCIA DEL SISTEMA CON RESORTE PROPUESTO	87
FIG. 71 FACTOR DE TAMAÑO [28].....	90
FIG. 72 FACTOR DE SUPERFICIE [28].....	90
FIG. 73 FACTOR DE TEMPERATURA [28]	91
FIG. 74 FACTOR DE CONFIABILIDAD [28].....	91
FIG. 75 DIAGRAMA S-N PARA ENLACES 1 Y 2.	92
FIG. 76 DIAGRAMA S-N PARA ENLACES 3, 4 Y 5.....	93
FIG. 77 CONFIGURACIÓN ENLACES	95
FIG. 78 PREPARACIÓN DE LA JUNTA PARA ENSAMBLES SOLDADOS [28]	96
FIG. 79 ALGUNAS CATEGORÍAS DE ENSAMBLES SOLDADOS [28]	97
FIG. 80 COEFICIENTE C_f Y Ser [28].....	97
FIG. 81 ZONA DE APLICACIÓN DE LA SOLDADURA.....	99
FIG. 82 – EXTREMO DE UN ENLACE.....	100
FIG. 83 ROTULA UTILIZADA EN EL ENSAMBLE AL SOPORTE AL BOCÍN	101
FIG. 84 ROTULA UTILIZADA EN EL ENSAMBLE AL SOPORTE DEL CHASIS	101
FIG. 85 PRIMER MONTAJE REALIZADO DE LA SUSPENSIÓN - RUEDA IZQUIERDA.....	102
FIG. 86 ENSAMBLE COMPLETO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERO EN EL PROTOTIPO.....	102
FIG. 87 ENSAMBLE COMPLETO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERO VISTO DESDE EL INTERIOR DEL PROTOTIPO	103
FIG. 88 DIMENSIONES DE LAS ROTULAS.....	103
FIG. 89 AJUSTE MÍNIMO Y MÁXIMO EN LOS ENLACES.....	104
FIG. 90 CONFIGURACIÓN INICIAL DEL ENLACE 1 (DELANTERO INFERIOR) DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	104

LISTA DE TABLAS

TABLA 1. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	39
TABLA 2 – MODELO CINEMÁTICO – SISTEMA 5 SS	41
TABLA 3. – MEDIDAS Y ÁNGULOS OBTENIDOS	48
TABLA 4 – COMPONENTES DE LOS ENLACES DE LA SUSPENSIÓN.....	51
TABLA 5 – DISTRIBUCIÓN DE LA MASA DEL VEHÍCULO.....	51
TABLA 6 – MEDIDAS UTILIZADAS EN LOS CÁLCULOS	53
TABLA 7 – VECTORES DIRECTORES UNITARIOS DE LAS FUERZAS, CASO 1.	57
TABLA 8 – VECTORES RI CASO 1	58
TABLA 9 – FUERZAS OBTENIDAS EN LOS ENLACES Y EL AMORTIGUADOR, CASO 1.	58
TABLA 10 – VALORES DE RESISTENCIA Y FACTORES DE SEGURIDAD OBTENIDOS – CASO 2, ASCENSO	58
TABLA 11 – VECTORES DIRECTORES DE LAS FUERZAS - CASO 2, ASCENSO.....	61
TABLA 12 – VECTORES RI – CASO 2, ASCENSO	62
TABLA 13 - FUERZAS OBTENIDAS EN LOS ENLACES Y EL AMORTIGUADOR - CASO 2, ASCENSO	63
TABLA 14 – VALORES DE RESISTENCIA Y FACTORES DE SEGURIDAD OBTENIDOS – CASO 2, ASCENSO	63
TABLA 15 – VECTORES DIRECTORES DE LAS FUERZAS – CASO 2, DESCENSO.....	66
TABLA 16 – VECTORES R_i – CASO 2, DESCENSO.....	67
TABLA 17 – FUERZAS OBTENIDAS EN LOS ENLACES Y EN EL AMORTIGUADOR – CASO 2, DESCENSO	67
TABLA 18 – VALORES DE RESISTENCIA Y FACTORES DE SEGURIDAD – CASO 2, DESCENSO	67
TABLA 19 – VECTORES DIRECTORES – CASO 3	71
TABLA 20 – VECTORES RI – CASO 3.....	72
TABLA 21 - FUERZAS OBTENIDAS EN LOS ENLACES Y EN EL AMORTIGUADOR – CASO 3.....	72
TABLA 22 - VALORES DE RESISTENCIA Y FACTORES DE SEGURIDAD – CASO 3.....	72
TABLA 23 – VECTORES DIRECTORES DE LAS FUERZAS – CASO 4	74
TABLA 24 – VECTORES R_i	74
TABLA 25 – FUERZAS OBTENIDAS EN LOS ENLACES Y EN EL AMORTIGUADOR – CASO 4	75
TABLA 26- VALORES DE RESISTENCIA Y FACTORES DE SEGURIDAD – CASO 4	75
TABLA 27 – ESPECIFICACIONES DEL RESORTE DEL AMORTIGUADOR	76
TABLA 28– RESULTADOS Y VALORES DE LA EVALUACIÓN DEL RESORTE EN CONDICIÓN ESTÁTICA	80
TABLA 29 – RESULTADOS PARA LA EVALUACIÓN EN FATIGA DEL RESORTE, CASO 3.....	82
TABLA 30 – RESULTADOS PARA LA EVALUACIÓN EN FATIGA DEL RESORTE, CASO 2.....	82
TABLA 31 – DIMENSIONES DEL RESORTE PROPUESTO.....	86
TABLA 32 – FUERZA DE COMPRESIÓN EN RESORTE PROPUESTO	88
TABLA 33 – RESISTENCIA DEL RESORTE EN CONDICIÓN ESTÁTICA.....	89
TABLA 34 – RESISTENCIA DEL RESORTE A FATIGA.....	89
TABLA 35 – ESFUERZOS MEDIOS Y ALTERNANTE EN CADA ENLACE.....	92
TABLA 36 - FACTORES DE SEGURIDAD A PARTIR DEL DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO PARA CUATRO POSIBLES ESCENARIOS DE CARGA VARIABLE	94
TABLA 37- FACTOR DE SEGURIDAD A FATIGA DE LOS ENLACES.....	94
TABLA 38 - FUERZAS EN CADA ENLACE Y GEOMETRÍA DE LA SOLDADURA	96
TABLA 40 – FACTOR DE SEGURIDAD A FATIGA DE LA SOLDADURA	98

1.1. Introducción

Según la OMS, la contaminación atmosférica en las ciudades y zonas rurales representa un importante riesgo medioambiental para la salud; en 2016 se estimó que cada año provoca 4,2 millones de defunciones prematuras en el mundo. Mediante la disminución de los niveles de contaminación del aire los países pueden reducir la carga de morbilidad derivada de accidentes cerebrovasculares, cánceres de pulmón y neumopatías crónicas y agudas, entre ellas el asma. Cuanto más bajos sean los niveles de contaminación del aire mejor será la salud cardiovascular y respiratoria de la población, tanto a largo como a corto plazo, [1].

La adopción de políticas e inversiones de apoyo al uso de medios de transporte menos contaminantes permitirían reducir algunas de las principales fuentes de contaminación del aire en las ciudades. Se sabe que Colombia busca cumplir con las obligaciones pactadas en el acuerdo de París, y en el sector de transporte hay una gran oportunidad de reducir las emisiones de CO₂ [2]. Para ello el país busca liderar la transición hacia los vehículos eléctricos en Latinoamérica implementando una serie de leyes que incentiven la obtención de vehículos eléctricos [3].

En el sector automotriz del Valle del Cauca se inicia la transición hacia la movilidad eléctrica y se busca que la única manera no sea importando vehículos eléctricos al país; bajo este contexto se lleva a cabo el proyecto denominado “Desarrollo experimental de un prototipo de vehículo eléctrico en el sector automotriz del departamento del valle del cauca”, que busca marcar un precedente y sentar bases para que en la región y en el país se inicie la fabricación vehículos eléctricos de buen desempeño comparado con los importados. Una de las opciones para cumplir este propósito es implementar un sistema de suspensión innovador, en el contexto nacional, que le permita al prototipo competir con vehículos importados

Los sistemas de suspensión se han aplicado ampliamente a los vehículos, desde el carruaje tirado por caballos con ballestas flexibles fijadas en las cuatro esquinas, hasta el automóvil moderno con complejos algoritmos de control. La suspensión de un vehículo suele diseñarse con dos objetivos: aislar la carrocería del vehículo de las irregularidades del camino y mantener el contacto de las ruedas con el mismo. El aislamiento se logra mediante el uso de resortes, amortiguadores y montajes de caucho en las conexiones de los componentes individuales de la suspensión.

Desde el punto de vista del diseño del sistema, existen dos categorías principales de perturbaciones en un vehículo, estas son en la carretera y en la carga. Las perturbaciones de la carretera tienen la característica de gran magnitud en baja frecuencia (como colinas) y de pequeña magnitud en alta frecuencia (como la aspereza de la carretera). Las perturbaciones de carga incluyen la variación de las cargas inducidas por la aceleración, el frenado y las curvas. Por lo tanto, un buen diseño de suspensión se preocupa por el rechazo de estas perturbaciones a las salidas. En términos generales, una suspensión convencional debe ser "suave" para aislar las perturbaciones del camino y "dura" para actuar en contra de las perturbaciones a la carga. Por lo tanto, el diseño de suspensión es un compromiso entre estos dos objetivos [4].

En el marco del proyecto mencionado y teniendo en cuenta que el prototipo que se va a realizar será una camioneta 4x4 de aventura, es necesario que la suspensión desarrollada se adapte a los requerimientos dimensionales y dinámicos que demanda un vehículo de este tipo. En este orden de ideas, el presente trabajo de grado se enfoca en el desarrollo de un sistema de suspensión delantera independiente multi-link o 5 links para dicho prototipo.

A continuación, en la Figura 1 se ilustra un sistema de suspensión multi-link, en este caso el utilizado por Mercedes-Benz en el SLS AMG E-Cell supercar. En la Figura 2 se presenta un ejemplo de un esquema representativo del sistema de suspensión multi-link y su respectivo diagrama cinemático en donde se representa cada enlace como un vector en un sistema de coordenadas [5].



Fig. 1. Sistema de suspensión multi-link delantera del Mercedes-Benz SLS AMG E-Cell supercar. Tomada de: <https://newatlas.com/mercedes-sls-amg-e-cell/21778/>

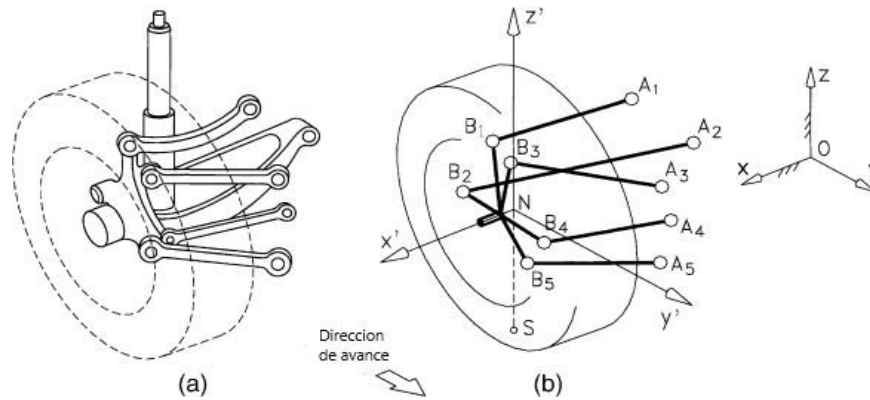


Fig. 2 a) sistema de suspensión multi-link. b) diagrama cinemático. [5]

1.2. Formulación del problema

Durante el desarrollo experimental del prototipo de vehículo eléctrico en la Universidad del Valle, surge la necesidad de construir un sistema de suspensión que se ajuste a la propuesta de transformación de un automóvil tipo sedán en una camioneta, entendiendo sedán como un diseño de tres cajas (la primera es el hogar del motor en la parte delantera; le sigue la del medio que alberga a los pasajeros y la última, ubicada en la parte trasera, donde está la maletera), un techo fijo y rígido, dos filas de asientos y 4 o más asientos, 2 o 4 puertas laterales, con puerta trasera opcional, y 4 ventanas laterales [6]. Una camioneta se entiende como un automóvil de pasajeros [7], derivado de un vehículo comercial [8] y en la que, a diferencia del sedán, los asientos traseros pueden ser removibles o pueden ser plegables para proporcionar una plataforma de carga, además la puerta trasera deja de ser opcional. Sin embargo, la diferencia más notable entre un automóvil y una camioneta según la norma ISO 3833:1977 es que en una camioneta la altura del punto R del asiento del conductor debe estar a 750 mm por encima de la superficie de apoyo del vehículo, medido con el peso total en orden de marcha del vehículo [9]

La transformación implica un aumento en las dimensiones generales del vehículo (largo, ancho, alto, distancia entre ejes, ancho de vía y el tamaño de las ruedas) lo que ocasiona que la suspensión delantera del vehículo plataforma deba adaptarse a nuevos requerimientos de espacio; en este trabajo se realiza la implementación del sistema de suspensión delantero independiente Multi-Link que se ajuste a estos cambios.

Por lo anterior resulta necesario identificar los factores cinéticos y cinemáticos que aseguran el cumplimiento de los criterios determinantes para el buen funcionamiento de la suspensión. Es preciso recalcar que, en las primeras etapas de diseño de los enlaces y las juntas que componen la suspensión, se carece de datos de análisis para las características cinéticas y por lo tanto es más difícil de implementar que una suspensión existente, la cual ya ha sido

producida y ensamblada en masa y ha pasado por diversas pruebas y verificaciones, proceso que requiere tiempo y esfuerzo [10].

Con lo anterior se determinaron las razones por las que se emprendió esta propuesta de desarrollo y ahora se comentan las ventajas que trae esta implementación en el rendimiento dinámico, centrándose en las características geométricas del tipo de suspensión seleccionado, denominado *Suspensión independiente de paralelogramos superpuestos deformable de 5 links-5 SS*, de aquí en adelante 5 SS, la cual consta de dos brazos de control, superior e inferior, compuesto cada uno por dos enlaces separando así las posiciones de la rótula, y un quinto enlace que es el tirante de la dirección [11].

Una suspensión de este tipo (5 SS) tiene más libertad de diseño que un mecanismo de suspensión tipo doble horquilla (RSSR-SS) y una suspensión tipo puntal McPherson (RSSS-SC), Figura 3 y 4 respectivamente, siendo una de tipo RSSS-SC la que traía originalmente el vehículo plataforma; esto puede dar al conductor varias diferencias según las características geométricas cuando se origina el movimiento provocado por el rebote en los baches causado por el cambio de superficie de la carretera durante la conducción y el movimiento de la dirección durante los giros. Además, disponiendo adecuadamente las posiciones de montaje de las juntas y enlaces que constituyen la suspensión, teniendo en cuenta el tamaño del espacio interior y la ubicación del motor, se puede reducir el espacio innecesario y aumentar el aprovechamiento de este, logrando así una disposición espacial eficiente [10].



Fig. 3 Suspensión McPherson tipo doble horquilla. Tomada de (<https://segurovehicular.net/macpherson-vs-suspension-de-doble-horquilla-pros-y-contras/>)



Fig. 4 Suspensión McPherson tipo puntal. Tomada de (<https://segurovehicular.net/macpherson-vs-suspension-de-doble-horquilla-pros-y-contras/>)
La doble articulación en el enlace de control superior o inferior proporciona ventajas en el

rendimiento tales como la estabilidad. Un eje de pivote central que está relacionado con la dirección de una rueda delantera suele estar determinado por las rotulas superior e inferior, en el caso de una dirección de doble horquilla o por una rotula inferior y un soporte de puntal en el caso de una suspensión del puntal McPherson. Para una suspensión de 5 enlaces existe un eje de pivote central imaginario tal como se ve en la Figura 5 [11] y está determinado por dos rótulas virtuales que se encuentran en las intersecciones de las líneas de extensión de los enlaces superior e inferior. Este eje no es fijo y se mueve durante la maniobra de dirección porque las articulaciones virtuales se mueven de acuerdo con las articulaciones esféricas en la rótula, por lo tanto, las características relacionadas con la dirección de una suspensión delantera como el ángulo de avance también cambian durante la maniobra.

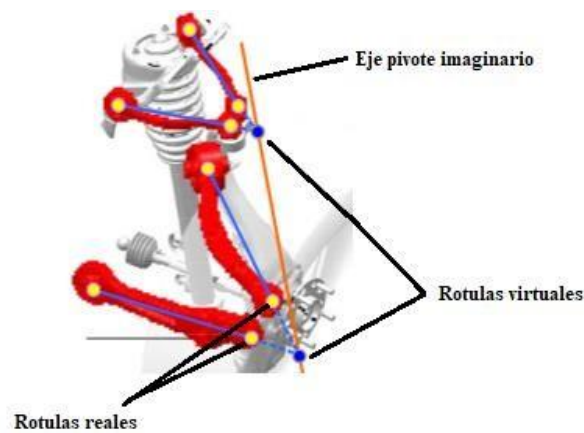


Fig. 5 Suspensión 5 SS - Hyundai Génesis [11].

A diferencia del movimiento y giro de la rueda en el sistema de suspensión más ampliamente utilizado (McPherson), el cual se mueve alrededor del eje de dirección y que se supone como un eje fijo; el sistema de suspensión multibrazo se mueve simultáneamente con el eje imaginario. Si bien este concepto de eje de pivote central virtual puede ampliar el rango de diseño para mejorar el rendimiento, requiere configuraciones sofisticadas como el ángulo del pivote central, el desplazamiento del pivote central, el ángulo de avance y el recorrido, que son factores de la suspensión relacionados con las características de la dirección [11].

Para el caso puntual del desarrollo del prototipo experimental de un vehículo eléctrico en la Universidad del Valle se identifican algunas ventajas adicionales en la fabricación y en el peso del producto final, ya que en el proceso de manufactura se van a utilizar elementos y piezas comerciales y que además se pueden transformar con la maquinaria y herramientas a disposición en el laboratorio de manufactura. Y a diferencia del modelo de suspensión tradicional (McPherson) que traía el vehículo plataforma, este sistema se compone de piezas de menor peso, obteniendo así una suspensión más ligera.

Por lo tanto, si se plantea el interrogante de si es conveniente realizar el desarrollo de un

sistema de suspensión delantera para el prototipo de vehículo eléctrico construido en la Universidad del Valle, con base en la información anterior se puede responder de manera afirmativa, puesto que representa una mejora en cuanto a características geométricas y rendimiento dinámico.

1.2.1. Árbol del Problema

A continuación, en la Figura 6 se presenta un diagrama que busca representar de forma gráfica el problema, teniendo como eje central la ausencia de un sistema de suspensión delantera y desprendiéndose de él, hacia abajo las causas y hacia arriba las consecuencias.

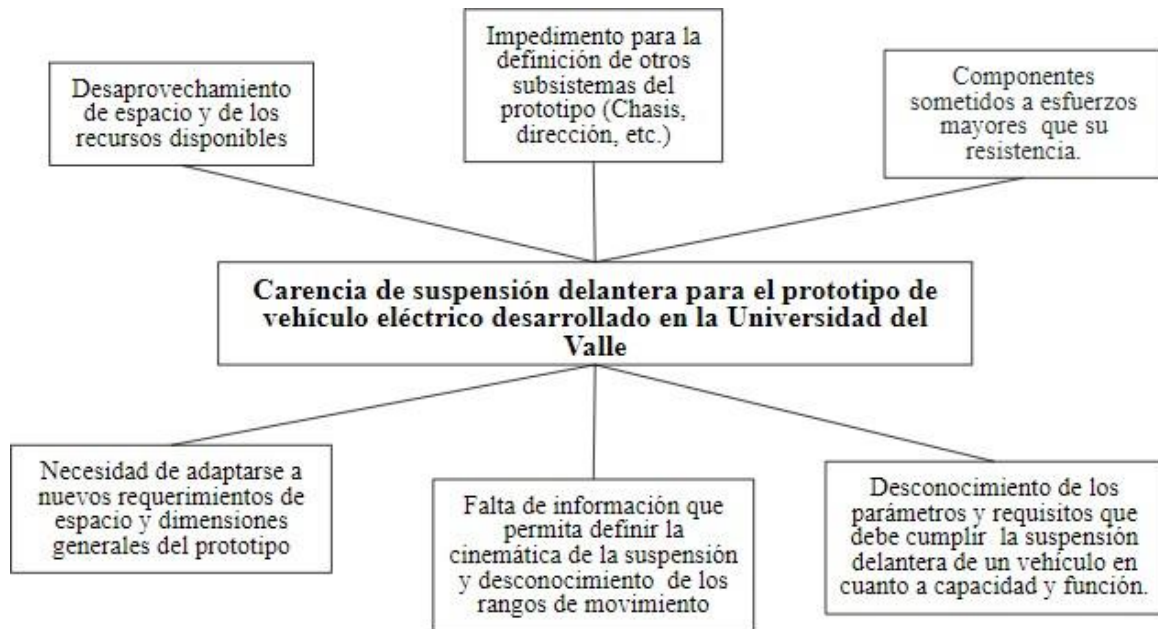


Fig. 6. Árbol del problema

1.3. Objetivos

1.3.1 Árbol de objetivos.

A continuación, en la Figura 7 se muestra un esquema representativo con los objetivos planteados que permiten obtener una solución adecuada al problema propuesto.

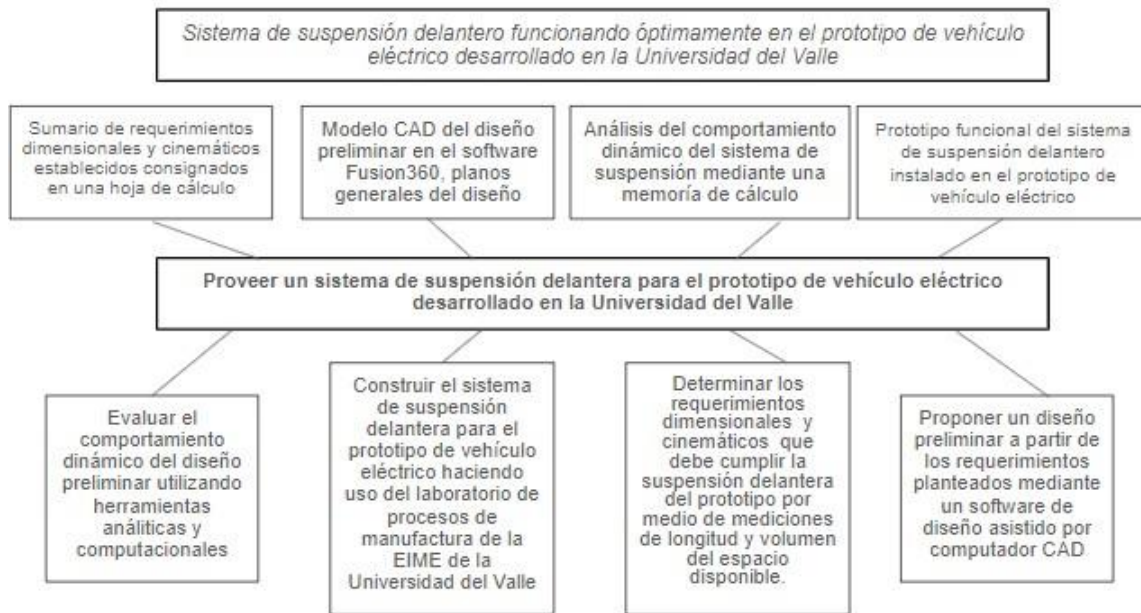


Fig. 7 Árbol de objetivos.

1.3.2. Objetivo general

Proveer un sistema de suspensión delantera para el prototipo de vehículo eléctrico desarrollado en la Universidad del Valle.

1.3.3. Objetivos específicos

- Determinar los requerimientos dimensionales y cinemáticos que debe cumplir la suspensión delantera del prototipo por medio de mediciones de longitud y volumen del espacio disponible.
- Proponer un diseño preliminar a partir de los requerimientos planteados mediante un software de diseño asistido por computador CAD.
- Evaluar el comportamiento dinámico del diseño preliminar utilizando herramientas analíticas y computacionales.
- Construir el sistema de suspensión delantera para el prototipo de vehículo eléctrico haciendo uso del laboratorio de procesos de manufactura de la EIME de la Universidad del Valle.

1.4. Metodología

A continuación, se describe la metodología planteada para alcanzar el objetivo general del proyecto, la cual se divide en 4 fases, cada fase corresponde a un objetivo específico y en cada fase se plantean una serie de actividades que permitan cumplir cada objetivo específico, así como también se especifican los recursos necesarios para realizar las actividades y por último se define un entregable para cada fase.

FASE I

Objetivo específico 1: Determinar los requerimientos dimensionales y cinemáticos que debe cumplir la suspensión delantera del prototipo por medio de mediciones de longitud y volumen del espacio disponible.

Actividades

Actividad 1.1: Identificar y definir los parámetros principales que rigen la geometría de la suspensión.

Actividad 1.2: Realizar mediciones en la maqueta del prototipo del espacio disponible para la ubicación de los componentes de la suspensión.

Actividad 1.3: Establecer los requerimientos cinemáticos que debe cumplir el sistema de suspensión.

Actividad 1.4: Registrar los datos obtenidos y determinados en una hoja de cálculo que permita organizar y estructurar toda la información recopilada.

Recursos: Bibliografía encontrada sobre geometría y cinemática de una suspensión multi-link, maqueta del prototipo realizada en el laboratorio de procesos de manufactura de la EIME de la Universidad del Valle e instrumentos de medición disponibles en este laboratorio; software de ofimática para realizar la hoja de cálculo, orientación del director técnico a cargo del proyecto.

Entregable 1: Sumario de requerimientos dimensionales y cinemáticos establecidos consignados en una hoja de cálculo.

FASE II

Objetivo específico 2: Proponer un diseño preliminar a partir de los requerimientos planteados por medio de un software de diseño asistido por computador CAD.

Actividades

Actividad 2.1: Identificar los componentes que interactúan con la suspensión y ubicarlos espacialmente de acuerdo con las restricciones de espacio utilizando el software Fusión 360.

Actividad 2.2: Definir los materiales que se van a utilizar para el desarrollo del sistema de suspensión.

Actividad 2.3: Realizar una representación gráfica de la geometría de la suspensión en el software Fusión 360. Para esta actividad se utilizan todos los requerimientos definidos en el entregable 1.

Actividad 2.4: Determinar las posiciones espaciales de los enlaces de la suspensión y de sus apoyos en la mangueta y chasis mediante el software Fusión 360.

Actividad 2.5: Partiendo de las posiciones espaciales de cada componente se realiza un proceso iterativo de dibujo del sistema de suspensión que satisfaga los requerimientos planteados, esta actividad se lleva a cabo mediante el software Fusión 360.

Recursos: Computador con capacidad para trabajar el software CAD Fusión 360, orientación del director técnico a cargo del proyecto.

Entregable 2: Modelo CAD del diseño preliminar en el software Fusión 360, planos generales del diseño.

FASE III

Objetivo específico 3: Evaluar el comportamiento dinámico del diseño preliminar por medio de herramientas analíticas y computacionales.

Actividades

Actividad 3.1: Realizar un estudio de los diferentes estados de carga a los que va a estar expuesto el prototipo y que la suspensión debe soportar.

Actividad 3.2: Determinar las fuerzas y aceleraciones a las que se somete el prototipo en los diferentes casos críticos establecidos.

Actividad 3.3: Establecer la ubicación de cada uno de los enlaces y amortiguador con respecto a un sistema de coordenadas específico.

Actividad 3.4: Estimar las fuerzas que se transmiten de las ruedas al chasis a través de los componentes de la suspensión, teniendo en cuenta las fuerzas a las que el prototipo se somete en cada caso crítico.

Actividad 3.5: Determinar los esfuerzos generados en los componentes de la suspensión al aplicar las fuerzas encontradas, analizar los componentes a fatiga y la resistencia de la soldadura. Con los resultados obtenidos establecer la resistencia de los componentes de la suspensión.

Recursos: Computador con capacidad para trabajar el software CAD Fusión 360,

orientación. Modelos computarizados de la suspensión diseñados en el software CAD, para la obtención de variables, parámetros, condiciones y restricciones. Personal capacitado para la manipulación del programa en el que se realizará el análisis.

Entregable 3: Evaluación del comportamiento dinámico del sistema de suspensión mediante una memoria de cálculo.

FASE IV

Objetivo específico 4: Construir el sistema de suspensión delantera para el prototipo de vehículo eléctrico haciendo uso del laboratorio de procesos de manufactura de la EIME de la Universidad del Valle.

Actividades

Actividad 4.1: Manufacturar o construir a través del mecanizado, la soldadura o la metalistería las piezas y componentes del sistema de suspensión por medio de la utilización de máquinas-herramientas del laboratorio de manufactura EIME de la Universidad del Valle.

Actividad 4.2: Ensamble e instalación de los componentes del sistema de suspensión delantera en el prototipo.

Actividad 4.3: Ajuste y verificación de los parámetros y especificaciones de la suspensión delantera del prototipo.

Recursos: Computador, herramientas manuales, máquinas-herramientas y personal capacitado para la operación de estos elementos.

Entregable 4: Prototipo funcional del sistema de suspensión delantera instalado en el prototipo de vehículo eléctrico.

1.5. Marco conceptual

En su forma más simple, la suspensión de un vehículo de carretera moderno se puede considerar como un enlace que permite que la rueda se mueva en relación con el cuerpo y algún elemento elástico para soportar cargas mientras permite ese movimiento. A medida que las suspensiones se vuelven más complejas, surge la necesidad de fuerzas de amortiguación bien controladas. El análisis de sistemas multi-link puede ayudar a cuantificar un diseño existente en términos de estos parámetros o ayudar a sintetizar un nuevo diseño a partir de un conjunto de parámetros objetivo [12].

La mayoría de los vehículos tienen alguna forma de suspensión, particularmente cuando hay cuatro o más ruedas. El sistema de suspensión responde a dos necesidades básicas:

- Reducción de las variaciones de la carga vertical de las ruedas
- Aislamiento del chasis a las perturbaciones producidas por irregularidades en la carretera.

Sin embargo, la introducción de un sistema de suspensión presenta algunas tareas propias; cada interfaz y componente adicional trae consigo cierto cumplimiento estructural. Esto puede provocar un retraso en la transmisión de cargas a la carrocería, con una posible degradación de la tarea de manejo del vehículo. También ofrece la oportunidad (o el riesgo) de modificar la forma en que la rueda se presenta en la carretera. Los nuevos componentes deben ser capaces de sobrevivir la vida útil del diseño cuando el vehículo se usa según lo previsto. Por tanto, como consecuencia de su existencia la suspensión genera cuatro necesidades más [12]:

- Control de la transmisión de cargas de conducción a la carrocería.
- Control de la geometría del plano de la rueda debido a los efectos de conformidad.
- Control de la geometría del plano de la rueda debido a efectos cinemáticos.
- Comprensión de las cargas transmitidas por el entorno.

El sistema de suspensión también debe absorber las oscilaciones producidas durante la propia conducción del vehículo, incluyendo las oscilaciones creadas por distribuciones incorrectas de carga. Los tres tipos de oscilaciones más comunes que pueden darse en el automóvil se describen a continuación y se ilustran en la Figura 8 [13]:

- Empuje: son oscilaciones que se producen en torno al eje vertical y se producen al pasar por un terreno ondulado.
- Cabeceo: son oscilaciones producidas a lo largo del eje transversal del vehículo y se producen principalmente en las frenadas y aceleraciones bruscas.
- Bamboleo o Balanceo: son oscilaciones producidas en torno al eje longitudinal del vehículo y se producen al tomar curvas a alta velocidad.

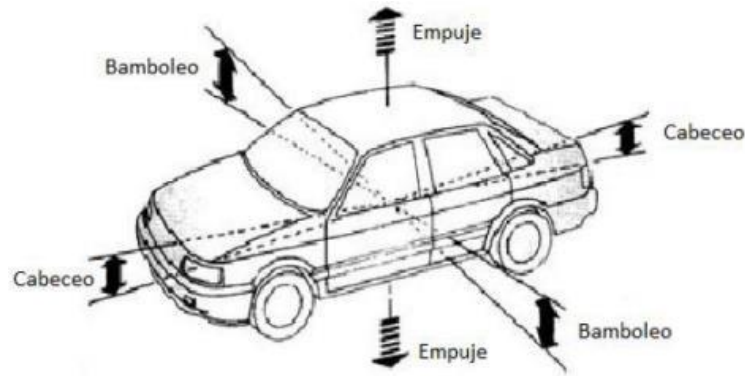


Fig. 8 oscilaciones comunes en un vehículo [13].

Hay dos categorías principales de sistemas de suspensión, sistemas de suspensión pasivos y activos. Una **suspensión pasiva**, es en la que no hay una fuente de energía en el sistema, contienen elementos como resortes y amortiguadores, que sólo pueden almacenar o disipar energía. Se pueden usar diferentes tipos de resortes y amortiguadores en el diseño, pero la mayoría de las suspensiones de esta clase se pueden considerar como un resorte en paralelo con un amortiguador colocado en cada esquina del vehículo, y normalmente dicha unidad de resorte-amortiguador se denomina "puntal". Además de los puntales, también se utilizan algunos otros elementos o arreglos geométricos especiales para aumentar el rendimiento de los sistemas pasivos.

Por otro lado, las **suspensiones activas** incorporan fuentes de energía adicionales para refinar el rendimiento del sistema, aunque la libertad para dar forma a las funciones de transferencia de respuesta a perturbaciones todavía no es arbitraria debido a factores como los puntos invariantes (puntos en los que el número de grados de libertad es cero y por lo tanto las variables que determinan la condición del sistema están determinadas) [4].

Tipos de sistemas de suspensión

Las suspensiones generalmente se dividen en dos grupos: ejes sólidos y suspensiones independientes. Cada grupo puede ser funcionalmente bastante diferente, por lo que se detalla en consecuencia para la discusión.

- **Sistemas de suspensión de eje sólido**

En los sistemas de suspensión de eje sólido como el presentado en la Figura 9 [15], las ruedas se montan en los extremos de una viga rígida de modo que cualquier movimiento de una rueda se transmita a la rueda opuesta, lo que hace que giren y se inclinen juntas.

Los ejes motrices sólidos se utilizan en la parte trasera de muchos automóviles y en la mayoría de los camiones, y en la parte delantera de muchos camiones con tracción en las

cuatro ruedas. Los ejes de viga sólida (no propulsados) se usan comúnmente en la parte delantera de camiones pesados donde se requiere una gran capacidad de carga. Los ejes macizos tienen la ventaja de que la inclinación de las ruedas no se ve afectada por el balanceo de la carrocería. Por lo tanto, hay poca inclinación de las ruedas en las curvas, excepto la que surge de una compresión ligeramente mayor de los neumáticos en la parte exterior de la curva. Además, la alineación de las ruedas se mantiene fácilmente, lo que minimiza el desgaste de los neumáticos. La principal desventaja de los ejes direccionales sólidos es su susceptibilidad a las vibraciones de la dirección. Los sistemas de suspensión de eje sólido más comunes son [14]:

- Hotchkiss
- Four link
- De Dion.

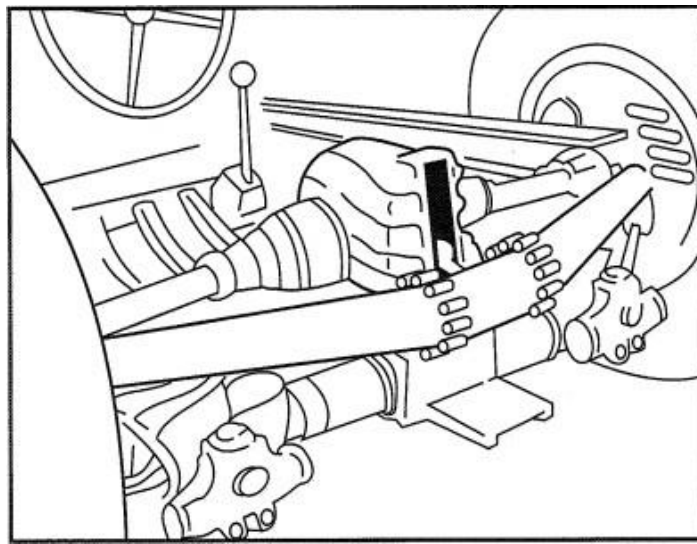


Fig. 9 Ejemplo de suspensión de eje sólido, suspensión de Dion de un Mercedes W125 [14].

- **Sistemas de suspensión independientes**

A diferencia de los ejes macizos, las suspensiones independientes permiten que cada rueda se mueva verticalmente sin afectar a la rueda opuesta (Figura 10 [14]). Casi todos los automóviles de pasajeros y camionetas usan suspensiones delanteras independientes, debido a las ventajas de proporcionar espacio para el motor y la mejor resistencia a las vibraciones de la dirección. La suspensión independiente también tiene la ventaja de que proporciona una rigidez de balanceo inherentemente más alta en relación con el rango del resorte vertical. Otras ventajas incluyen un fácil control del centro de balanceo mediante la elección de la geometría de los brazos de control, deflexiones de suspensión más grandes y mayor rigidez de balanceo para un rango vertical de suspensión dada. Algunos de los tipos de suspensión delantera independiente son [14]:

- McPherson.
- De brazo oscilante.
- De eje oscilante.
- Multi-link.
- De doble horquilla.

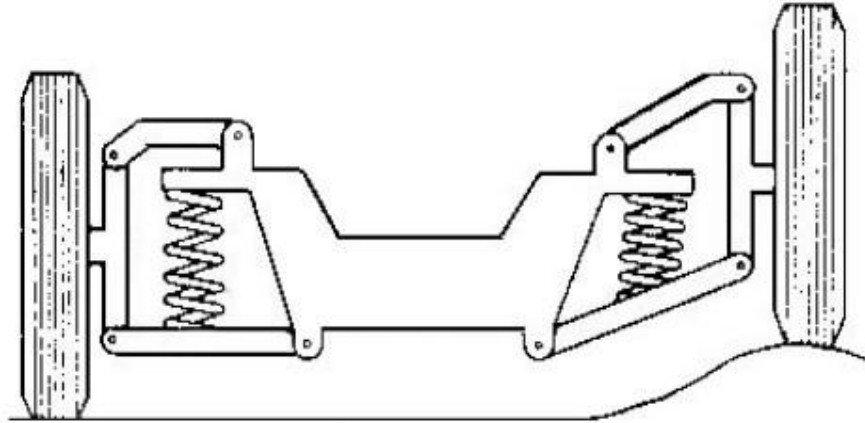


Fig. 10 Ejemplo de sistema de suspensión independiente, suspensión de doble horquilla [14].

- **Sistema de suspensión multi-link**

El sistema de suspensión 5 links fue introducido por primera vez por Deimler-Benz en sus series W201 y W124 bajo el nombre de "suspensión multi-link" [5]. Desde entonces, muchos fabricantes de automóviles lo han implementado con éxito tanto en sistemas de suspensión independientes como en mecanismos de guía del eje trasero, debido a la mayor cantidad de parámetros de diseño, tiene la capacidad de cumplir mejor con los complejos requisitos cinemáticos y dinámicos impuestos a los sistemas de suspensión de los automóviles de hoy. Sin embargo, es más difícil de sintetizar en comparación a cualquier otro mecanismo de suspensión, debido a su configuración espacial general. En el caso de la suspensión delantera multi-link, el problema de diseño es aún más complejo debido al hecho de que el pivote central es virtual y corresponde a un screw axis¹ instantáneo del soporte de la rueda que realiza el movimiento de dirección en relación con el chasis [5].

¹ Screw axis: es una línea que es simultáneamente el eje de rotación y la línea a lo largo de la cual se produce la traslación de un cuerpo.

- **Partes de un sistema de suspensión**

Los componentes de una suspensión son aquellos que permiten unir la rueda con el chasis e incluyen:

- Enlaces de suspensión: Los enlaces de suspensión son los elementos que unen la masa no suspendida con el chasis, deben cumplir dos funciones importantes, la primera es que sean lo suficientemente fuertes para mantener una constante relación lateral y axial entre las ruedas y el chasis del vehículo. En segundo lugar, no deben ser tan fuertes como para sobrevivir a un evento en el que pueda causarse daño al chasis [16].
- Resortes: su función es absorber las irregularidades del camino, tienen la ventaja de poseer una elasticidad blanda a causa del gran recorrido del resorte sin ocupar peso ni espacio. [17].
- Amortiguadores: Es un dispositivo para controlar la oscilación natural de un resorte, usualmente es un pistón forzando a un gas o líquido a pasar a través de una o más válvulas. En un vehículo debe amortiguar el movimiento de las masas suspendida y no suspendida del vehículo [18].

- **Conceptos importantes**

A continuación, se hace una recopilación de definiciones y conceptos fundamentales para desarrollar un sistema de suspensión, se describen los parámetros necesarios para que la geometría de la suspensión cumpla con las características requeridas.

Cuando se habla de geometría de suspensión, se hace referencia al amplio tema de cómo la masa no suspendida de un vehículo está conectada a la masa suspendida. Estas conexiones no solo dictan la trayectoria del movimiento relativo, sino que también controlan las fuerzas que se transmiten entre ellas. Cualquier geometría particular debe diseñarse para satisfacer las necesidades del vehículo particular para el que se va a aplicar. No existe una solución óptima única [15].

La norma ISO 8855 define el sistema de ejes del vehículo como un sistema de ejes ortogonales diestro fijado en el centro de gravedad del vehículo. El eje “x” es paralelo a la superficie de la carretera y apunta hacia adelante, el eje “y” también es paralelo a la superficie de la carretera y apunta a la izquierda del conductor. El eje z apunta hacia arriba, normal a la carretera, tal como se ilustra en la Figura 11 [19].

- La distancia entre ejes o Wheel base (l) se define como la distancia entre el centro del punto de contacto del neumático de las dos ruedas del mismo lado de un vehículo proyectado en el eje x.
- El ancho de vía o track (b) se define como la distancia entre los centros de los puntos

de contacto de los neumáticos de las dos ruedas de un eje proyectado en el plano yz [19].

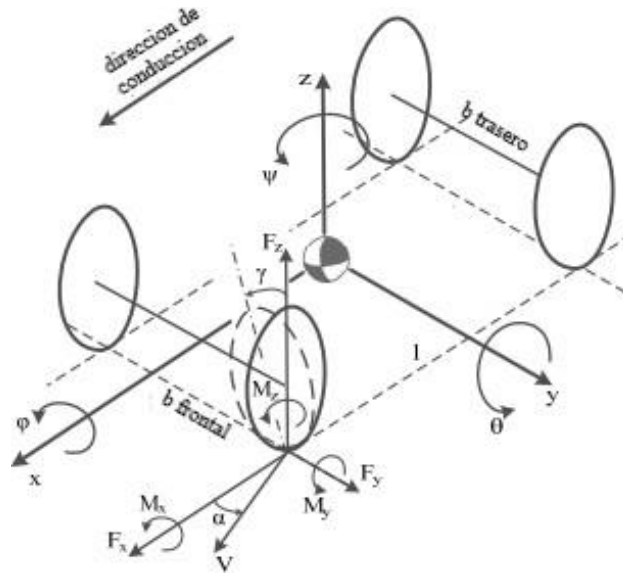


Fig. 11 convención de signos según la ISO 8855 [19].

- Eje de dirección: es el eje sobre el cual gira la rueda, para algunas suspensiones como la multi-link la ubicación del eje de dirección no es inmediatamente evidente a partir de la geometría de la suspensión, en este caso el eje de dirección es reemplazado por un eje virtual que se forma entre la rótula virtual superior y la inferior y se le denomina “Imaginary Kingpin axis” o eje pivote imaginario [15]. En la Figura 12 se representan dos tipos de eje de dirección, cuando el eje es geométrico (Figura 12 a. [12]) y cuando es virtual (Figura 12 b. [15]).

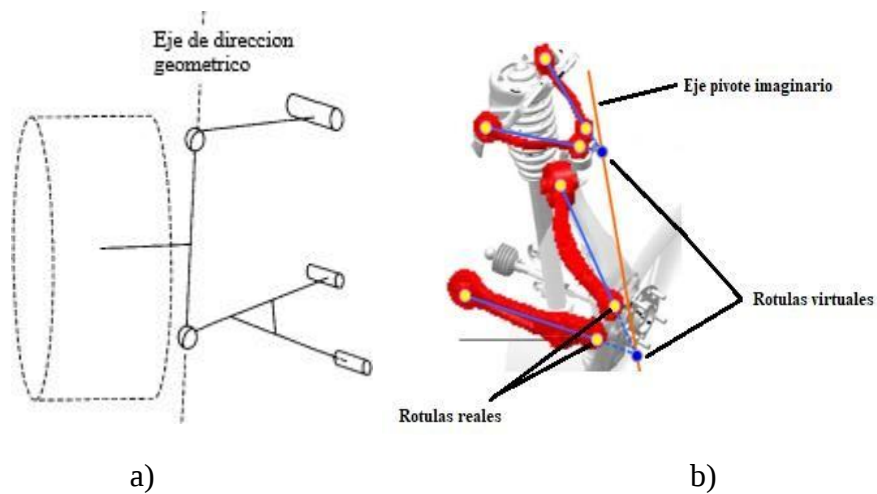


Fig. 12. a) Eje de dirección geométrico [12]. b) eje de dirección virtual en la suspensión del Hyundai Genesis [15].

- Camber [γ]: el ángulo de camber se define como el ángulo medido en la elevación frontal entre el plano de la rueda y la vertical, se toma como positivo si la parte superior de la rueda se inclina hacia afuera en relación con la carrocería del vehículo, como se muestra en la Figura 13 [12].

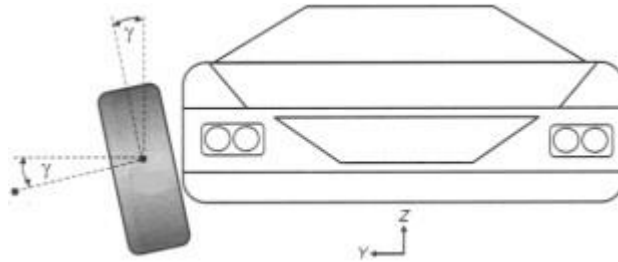


Fig. 13. Ángulo camber [12].

- Ángulo de convergencia (toe angle) [δ]: se define como el ángulo medido en la elevación superior entre el eje longitudinal del vehículo y la línea de intersección del plano de la rueda y la superficie de la carretera. El ángulo de convergencia se toma aquí como positivo si la parte delantera de la rueda gira hacia el vehículo, así como se ilustra en la Figura 14 [12].

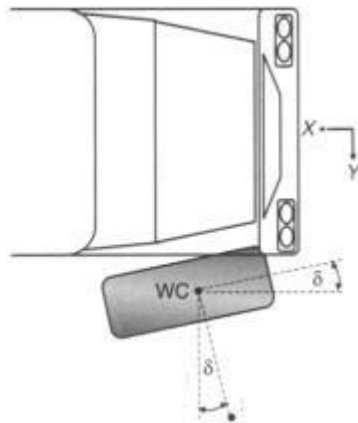


Fig. 14. Ángulo de convergencia [12].

- Caster: se define como el ángulo medido en la elevación lateral entre el eje de dirección (Kingpin) y la vertical. El ángulo de giro se toma como positivo si la parte superior del eje de dirección se inclina hacia atrás, como se muestra en la Figura 15[12].
- Recorrido de suspensión (TR): es la distancia longitudinal en la dirección x entre la distancia entre ejes y la intersección entre el eje de dirección y el suelo. El recorrido de la suspensión genera una medida de estabilidad que proporciona un brazo de momento para las fuerzas laterales de los neumáticos que harán que las ruedas en carretera se "centren"[12].

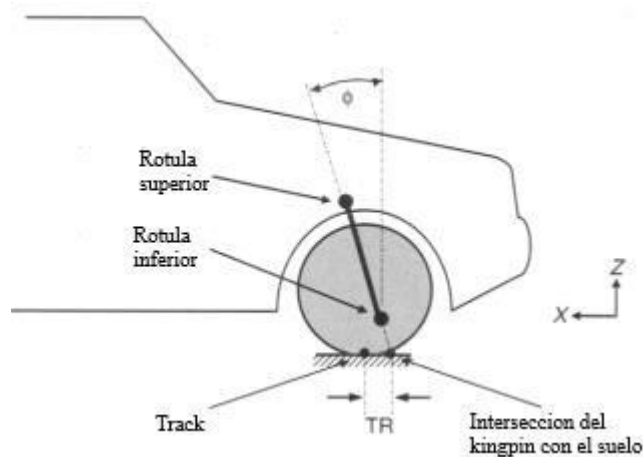


Fig. 15. Ángulo Caster y recorrido de suspensión [12].

- Kingpin: El ángulo de Kingpin (θ) se define como el ángulo medido en la elevación frontal entre el eje de dirección y la vertical. El ángulo se toma como positivo si la parte superior del eje de dirección se inclina hacia adentro, como se muestra en la Figura 16 [12].
- Scrub radius (SR): Es la distancia lateral en la dirección “y” entre la distancia entre ejes y la intersección entre el eje de dirección y el suelo. Se denomina radio de fricción (Scrub radius) ya que la cantidad de "fricción" en el neumático a medida que gira dependerá de la magnitud del Scrub radius [12].

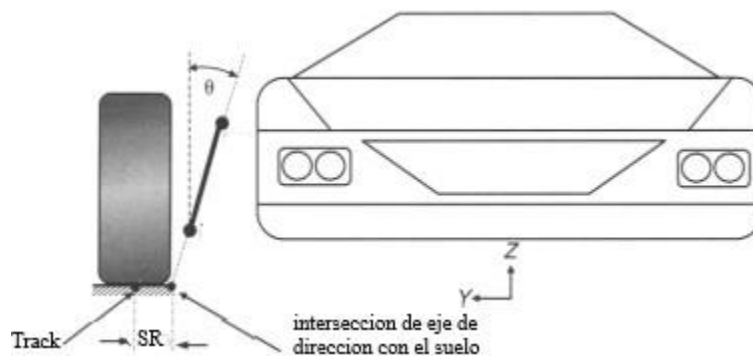


Fig. 16. Ángulo de Kingpin y scrub radius [12].

- Bump steer: El ángulo de dirección generado por el movimiento vertical de la rueda con respecto a la carrocería se denomina “Bump steer”. El “Bump steer” suele ser un fenómeno indeseable y que depende de los mecanismos de suspensión y dirección. Si el vehículo tiene este comportamiento, entonces la rueda se verá obligada a girar cuando pasa por un bache o cuando el vehículo gira en una curva. Como resultado, el vehículo viajará en una ruta no seleccionada por el conductor [20].

En [15] se planteó que el “Bump steer” es función de la geometría de la suspensión y la geometría del sistema de dirección. Cada suspensión tiene un eje de movimiento instantáneo, si el brazo de dirección no apunta al eje instantáneo, entonces se producirá “Bump steer” con la conducción porque la dirección y la suspensión se mueven en diferentes centros de rotación. Si el brazo de dirección no tiene la longitud correcta para su ubicación, entonces no continuará apuntando al eje instantáneo cuando la suspensión se desplace. Por lo tanto, la elección de la ubicación y la longitud del brazo de dirección son importantes.

- Condición de Ackermann: Para que todas las ruedas giren libremente en una carretera con curvas, la línea normal al centro de cada plano de llanta debe cruzarse en un punto común. Esta es la condición de Ackerman. Cuando el vehículo se mueve muy lentamente y se encuentra girando hacia la izquierda, dicha condición cinemática que existe entre las ruedas internas y externas es la que le permite girar sin patinar. En la Figura 17 se representa la condición de Ackermann donde, δ_i es el ángulo de dirección de la rueda interior y δ_o es el ángulo de dirección de la rueda exterior. Las ruedas interior y exterior se definen en función del centro de giro O y el centro de masa del vehículo gira en un círculo con un radio R medido desde el centro de giro O hasta el centro de masa [20].

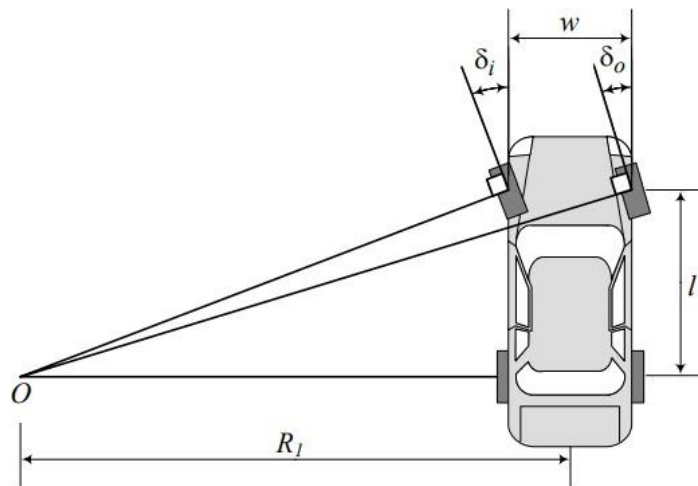


Fig. 17, condición de Ackermann [20].

- Centro instantáneo (instantly center): Varía dependiendo del sistema de suspensión que se esté analizando, se encuentra mediante la intersección de dos líneas proyectadas a lo largo de una proyección central de los brazos superiores e inferiores (en el caso de una suspensión multi-link). El centro instantáneo es el centro instantáneo de rotación para el sistema de suspensión completo. El sistema de suspensión se puede considerar como un brazo basculante equivalente que pivota

sobre el centro instantáneo. Como tal, el centro instantáneo también se denomina a veces pivote efectivo del brazo oscilante. En la Figura 18 se representa el centro instantáneo para una suspensión doble horquilla [12].

- Centro de balanceo (roll center): se encuentra proyectando una línea entre la distancia entre ejes y el centro instantáneo. El punto en el que esta línea se cruza con la línea central del vehículo se toma como centro de balanceo. En la Figura 18 se representa el centro de balanceo para una suspensión doble horquilla [12].

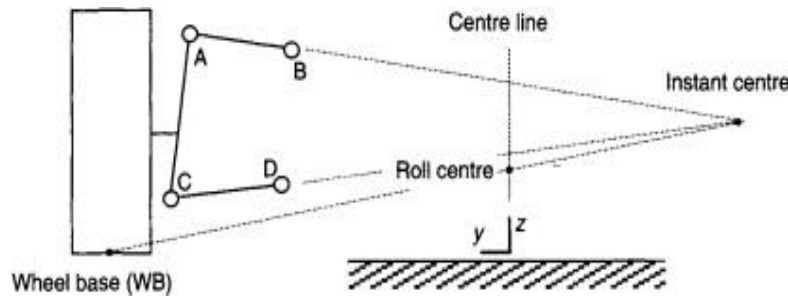


Fig. 18. a) Centro instantáneo y centro de balanceo para una suspensión doble horquilla [12].

- Distribución de la carga: La distribución de la carga sobre las cuatro ruedas es una de las formas fundamentales de influir en el comportamiento dinámico de un vehículo, es muy importante en el comportamiento y rendimiento del vehículo. Cuando un vehículo transita una trayectoria curva se produce una aceleración lateral, la aceleración lateral es causada por las fuerzas laterales F_y izquierda y F_y derecha que se producen en los neumáticos, ver Figura 19 [21]. La ubicación del centro de gravedad se encuentra por encima del suelo. Esto da como resultado una aceleración lateral durante las curvas en estado estable y, por lo tanto, una fuerza de reacción que actúa en el centro de gravedad. En este ejemplo, se suman los ejes delantero y trasero [21].

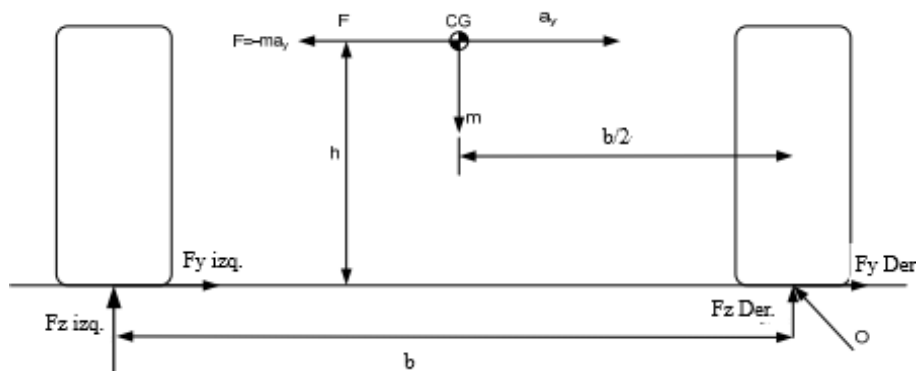


Fig. 19. Distribución de cargas, vista trasera [21].

1.6. Estado del arte.

A principios de 1900, las industrias emergentes del automóvil y la aviación identificaron la necesidad de estándares de ingeniería, SAE International ha estado desde entonces llenando un vacío vital, siendo la principal autoridad mundial en el desarrollo de estándares de movilidad [22]. Las normas promueven y facilitan la seguridad, la productividad, la confiabilidad, la eficiencia y la certificación; su desarrollo requiere un esfuerzo decidido por parte de profesionales que aportan su experiencia para resolver problemas y hacer avanzar la industria. La participación en el proceso de desarrollo de estándares en SAE brinda la oportunidad de expresar ideas, influir en la dirección y asumir roles de liderazgo en la industria de la movilidad.[22].

Estas organizaciones dedicadas a estandarizar y normalizar a nivel global los procesos que se ejecutan en la industria automotriz marcan una pauta para el desarrollo de proyectos como el que se presenta en este documento, proporcionando los parámetros y especificaciones necesarios que se deben cumplir para asegurar la calidad y promover las buenas prácticas de manufactura y operación, el desarrollo profesional y la aparición de oportunidades de liderazgo para aumentar las habilidades técnicas; brindado así la exposición de una organización en su capacidad de influir en el diseño del producto y la dirección de la industria [22].

Adicional a la entidad mencionada anteriormente, existen otras con objetivos similares, entre ellas destaca la denominada ISO (International Organization for Standardization), organización internacional independiente no gubernamental, fundada en Londres en 1947 entre 5 delegados de 25 países, y actualmente con una membresía de 167 organismos nacionales de normalización[23], que a través de sus miembros, reúne a expertos para compartir conocimientos y desarrollar normas internacionales voluntarias relevantes para el mercado basadas en el consenso y que además respaldan la innovación brindando soluciones a los desafíos globales.

Las normas ISO generan estándares que son acordados internacionalmente por expertos y se piensan como una fórmula que describen la mejor manera de hacer algo; podría tratarse de fabricar un producto, administrar un proceso, brindar un servicio o suministrar materiales: los estándares cubren una amplia gama de actividades. Los estándares son la sabiduría destilada de personas con experiencia en su materia y que conocen las necesidades de las organizaciones que representan: personas como fabricantes, vendedores, compradores, clientes, asociaciones comerciales, usuarios o reguladores [23].

Resulta de gran importancia mencionar que, aunque el sistema de suspensión utilizado mayoritariamente en vehículos automóviles es el McPherson bien sea el RSS-SC o el RSS-SS; las razones por las que se eligió llevar a cabo el desarrollo del sistema 5-SS

principalmente son obtener una suspensión que resista las altas cargas dinámicas a las que se puede someter una camioneta 4x4, que se adapte al requerimiento dimensional y que no cuente con un proceso de manufactura complejo. En consecuencia, para el desarrollo de este trabajo se consultaron documentos respaldados y elaborados a partir de los estándares establecidos por estas organizaciones, encontrando así información que guarda relación directa o indirecta con el tema que aquí se trata; y que sirvieron como referencia para el desarrollo de este sistema de suspensión delantera y los cuales se mencionan a continuación.

En [10] se presentó una síntesis aproximada de la suspensión de enlaces múltiples 5-SS para movimientos de 2 grados de libertad. En el método de síntesis propuesto, las curvas de alteración de los ángulos de camber, toe, Kingpin y caster se optimizan durante el rebote al pasar por un bache, los movimientos de dirección y las posiciones conjuntas se pueden ubicar dentro de los límites deseados. Los movimientos de dirección se consideran para el control del desplazamiento del pivote central y la trayectoria de avance, los movimientos prescritos contienen tanto las posiciones del centro de la rueda como los ejes imaginarios del “Kingpin” en la suspensión. Las ecuaciones de restricción se formulan con una matriz de desplazamiento y la matriz de velocidad usando un eje de pivote instantáneo.

En [24] se presentó un método para analizar el eje imaginario del pivote central en mecanismos de suspensión de tipo multibrazo mediante el uso del método de matriz de desplazamiento, la teoría del “screw axis” instantáneo y el solucionador de ecuaciones no lineales, una vez se desarrolla este método se realiza una validación comparando los resultados con los obtenidos de un módulo cinemático en una herramienta CAD que es el método comúnmente utilizado en desarrollo de geometrías de suspensión. La ventaja del método utilizado para desarrollar ese análisis es la precisión y efectividad para obtener la información sobre los parámetros de diseño relacionados con el eje del “Kingpin” imaginario que existe solo en la suspensión de tipo multibrazo, especialmente en la etapa inicial del diseño de la geometría de la suspensión.

La bibliografía consultada resalta la importancia del estudio del eje del “Kingpin” virtual que es una de las grandes virtudes que ofrece este tipo de suspensión. Los métodos utilizados para conocer el recorrido y la ubicación de este eje demuestran que los resultados obtenidos por el método analítico son idénticos a los encontrados en una herramienta CAD. Por lo tanto, se decide que en el presente proyecto y con base en esta validación, se utilizará un software CAD para desarrollar la geometría de la suspensión, teniendo en cuenta que el proyecto cuenta con incertidumbre en la ubicación de los demás componentes del prototipo para lo que se necesita una representación visual de la suspensión y del espacio disponible.

Se pretende entonces analizar el comportamiento dinámico de la propuesta del sistema de suspensión delantera planteado en este documento; teniendo esta información como referencia para así poder visualizar las ventajas que ofrece el sistema de suspensión 5-SS que fueron detalladas en la problemática e inspiradas en “The Development of Multi-link Suspensions for Hyundai Génesis” de Kim S. P. [11].

Es importante resaltar que en el ámbito local no se encuentran trabajos realizados con relación al diseño o desarrollo de sistemas de suspensión como el propuesto en el presente documento, representando esto una importante oportunidad de ser pioneros a nivel nacional en el desarrollo de sistemas de suspensión multi-link y ofreciendo un valor agregado a la presente iniciativa que busca aportar a la innovación en el país, y de esta forma generar un impacto en el sector automotriz tanto regional como nacional impulsando proyectos de investigación y desarrollo, que le permitan a Colombia avanzar en la producción de sus propias tecnologías.

CAPÍTULO 2: DISEÑO Y MODELADO EN CAD

2.1. Parámetros establecidos para el diseño del prototipo de vehículo eléctrico.

El desarrollo del prototipo de vehículo eléctrico fue efectuado en diferentes etapas, donde inicialmente se tenía un vehículo sedán eléctrico como el que se ilustra en la Figura 20, que sirvió como plataforma, del cual se reaprovecharon piezas y componentes y a partir del cual se hicieron modificaciones en un proceso iterativo en donde fue necesario en más de una oportunidad replantear ideas y modificarlas hasta encontrar las dimensiones y características acordes a la intención de obtener un vehículo de doble tracción tipo camioneta.



Fig. 20. Vehículo plataforma utilizado.

Para el desarrollo del sistema de suspensión 5 SS se definieron parámetros e información base como punto de partida, estos se detallan a continuación. El método se plantea en el siguiente orden:

- Definición de llantas.
- Selección de componentes y partes a reutilizar.
- Identificación de las dimensiones principales del chasis y la carrocería.
- Definición de la distancia entre ejes.
- Definición del ancho de vía o track.

Maqueta del prototipo

Estos procesos fueron ejecutados en paralelo a la construcción de una maqueta escala 1:1 del prototipo (ver Figura 21), la cual posibilitaba apreciar el tamaño real del vehículo y así obtener información con la cual plasmar en el software CAD bosquejos realistas que permitieron distribuir espacialmente los componentes de la suspensión y determinar posibles

puntos de soporte a las ruedas y al chasis, respetando el espacio requerido para que pudieran operar sin interferencias con las demás partes tales como el guardafangos, los ejes de tracción y el chasis, al girar hacia ambos lados y al desplazarse en dirección vertical producto del recorrido del amortiguador y de esta manera determinar los rangos de movimiento que debe cumplir el sistema 5 SS.



Fig. 21. Maqueta del prototipo de vehículo eléctrico.

Definición de llantas

Un parámetro importante a tener cuenta que se tomó como punto de partida, fue la dimensión de las llantas seleccionadas para el prototipo; con el objetivo de darle al vehículo características 4x4 se seleccionó el diámetro más común en la preparación de vehículos todo terreno, 30 pulgadas.



Fig. 22. Análisis visual del aumento de llantas.

Selección de componentes y partes a reutilizar

A continuación, se mencionan los componentes del vehículo plataforma que se reutilizaron en la construcción del prototipo y que están relacionados con el sistema de suspensión:

- Amortiguadores.
- Rack de la dirección.
- Bocín.
- Rines
- Freno de disco.
- Motor.

Dimensiones principales del chasis y la carrocería

La maqueta del prototipo permitió llevar a cabo el diseño del chasis, una vez realizado este proceso se pudo determinar con exactitud el volumen que restringía el espacio disponible para la suspensión y los planos de ubicación de los puntos de soporte de los enlaces al chasis. Así mismo, se definieron las dimensiones principales de la carrocería del prototipo.

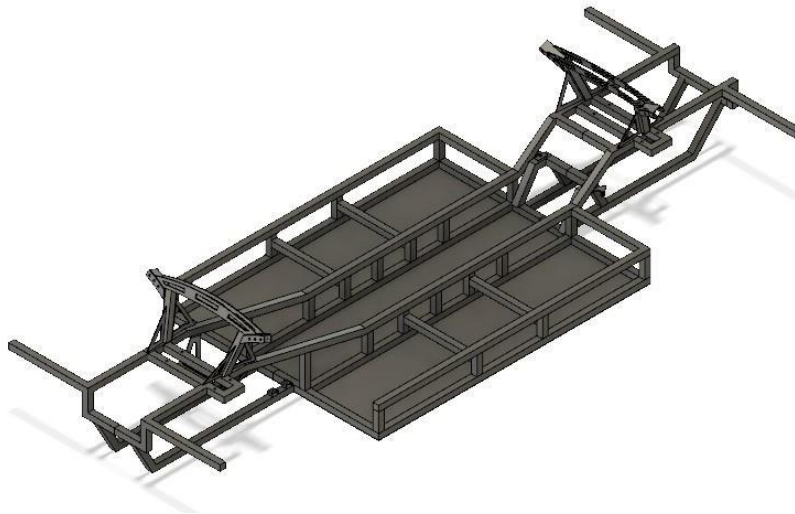


Fig. 23. Diseño del chasis del prototipo



Fig. 24. Diseño de la carrocería realizado en CAD a partir de la maqueta.

Distancia entre ejes y Ancho de vía o track

La magnitud de la distancia entre ejes es de 2830 mm, fue producto de la iteración y los ensayos realizados alrededor de la maqueta construida en madera; en la cual se presentaban las llantas y se podía visualizar el aspecto. Además, se tomó como referencia esta medida en otros modelos de camionetas para tener puntos de comparación.

La magnitud del ancho de vía definida es de 1450 mm. Al igual que la distancia entre ejes fue un valor que se obtuvo en un proceso anterior al desarrollo del sistema de suspensión y fue un parámetro recibido el cual se debía acoger y respetar.

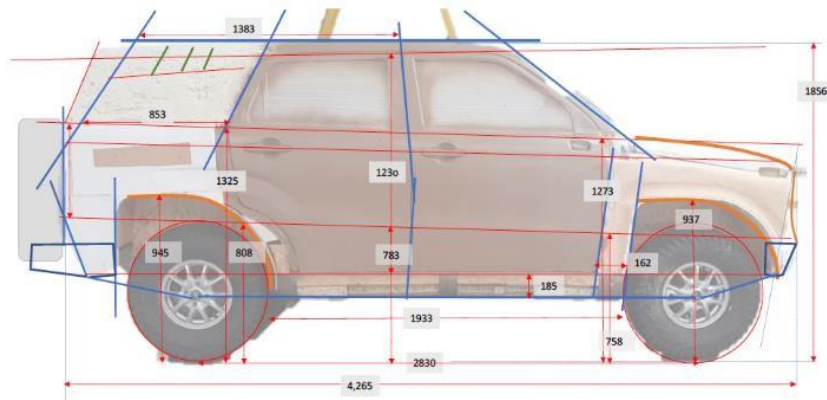


Fig. 25. Medidas obtenidas de la maqueta

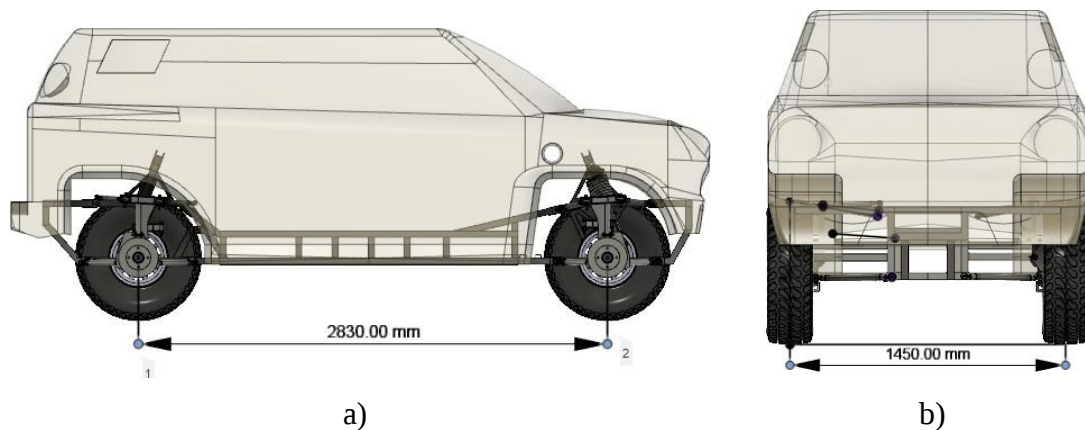


Fig. 26. a) distancia entre ejes establecida representada en el CAD. b) Ancho de vía establecido representado en el CAD.

2.2. Parámetros establecidos para el diseño del sistema de suspensión.

Una vez se definen las restricciones que el sistema de suspensión tiene por parte del diseño

del prototipo se deben establecer los principales parámetros que rigen la geometría de la suspensión, los cuales se establecen con base en el desarrollo del sistema de suspensión 5 SS implementado en el Hyundai Génesis [11], en donde se plantean 3 principales ventajas que tiene este sistema de suspensión con relación a otros y que se pueden obtener directamente con la geometría de la suspensión, dichas ventajas se mencionan a continuación:

- **Mayor estabilidad en la dirección.**

Debido a que este sistema de suspensión cuenta con un “Kingpin” virtual o imaginario que está determinado por dos rótulas virtuales que se encuentran en las intersecciones de las líneas de extensión de los enlaces superior e inferior, en este caso el “Kingpin” es el mismo eje de dirección el cual se va desplazando durante la maniobra de dirección, lo que permite que el recorrido de la suspensión también vaya cambiando. El cambio en el recorrido de la suspensión durante una curva se establece para que sea mayor en la rueda exterior que en la rueda interior para que se pueda obtener una mejora en la estabilidad de la conducción al momento de dar dirección al vehículo [11].

Para lograr este propósito se plantea que el “Kingpin” sea un ángulo positivo, es decir que la parte superior tienda hacia el chasis del carro y así mismo el Caster el cual se aprecia en una vista lateral del carro la parte superior tienda hacia la parte trasera. Además, se concluye que el recorrido de la suspensión debe ser lo más extenso posible y desde una vista lateral el eje de dirección virtual que se forma debe pasar lo más cercano posible a la proyección del centro de la rueda para evitar la separación del eje de transmisión durante la maniobra de dirección [11].

- **Disminución de las vibraciones en las ruedas.**

Debido a que el eje de dirección se forma a través de un eje virtual y no un eje físico, se puede establecer a conveniencia la inclinación de este eje visto desde el frente del vehículo. Si se logra reducir la distancia entre dicho eje y el centro de la rueda, la vibración en las ruedas causada por la asimetría de estas mismas o por las perturbaciones durante la conducción en una carretera irregular se podrá disminuir en comparación a otras suspensiones con uniones simples como la doble horquilla o tipo puntal como la McPherson [11].

- **Mejor sensación de conducción**

Con este tipo de suspensión se obtiene un mayor control sobre el ángulo de convergencia que se produce en las ruedas producto de aplicar una fuerza longitudinal o una fuerza de frenado debido al mecanismo de 4 barras que se forma en los enlaces inferiores. Por lo tanto, las posiciones de los enlaces cambian por la acción de fuerzas externas y esto mejora la sensación de conducción porque la capacidad de absorber impactos es mayor en comparación a otras suspensiones que tienen brazos inferiores con estructuras fijas [11].

En [21] se realizó el desarrollo y análisis de un sistema de suspensión 5 SS y en esta investigación se concluye que el ángulo de camber debe ser de 0 grados debido a que se evidenció un mejor rendimiento de la rueda cuando se expone a ángulos de deslizamiento laterales más altos, esto también es cierto en la dirección longitudinal del neumático. Por lo tanto, el ángulo de camber debe ser 0 en la posición inicial de la rueda para lograr un mejor rendimiento.

Sumario de parámetros establecidos

A continuación, en la Tabla 1 se realiza una síntesis de los parámetros principales determinados por el diseño del prototipo y los definidos para la geometría de la suspensión, dichos parámetros son el punto de partida con el cual se emprende el proceso iterativo de diseño de la suspensión realizando bosquejos en CAD y ubicando los componentes de tal manera que respeten la restricción de espacio existente y que cumplan con la geometría de suspensión deseada.

TABLA 1. Parámetros de diseño del sistema de suspensión.

PARAMETRO	VALOR ESTABLECIDO
Distancia entre ejes [mm]	2830
Ancho de vía [mm]	1450
Diámetro de la rueda [in.]	30
Kingpin	Angulo positivo
Caster	Angulo positivo
Camber	0°
Recorrido de la suspensión [mm]	Positivo

2.3. Cinemática y geometría de la suspensión.

2.3.1. Movilidad del sistema de suspensión

La movilidad es un concepto empleado en la cinemática de mecanismos, que es importante tener en cuenta debido a que los enlaces superiores e inferiores de la suspensión forman mecanismos 4 barras, en un extremo con los apoyos en el chasis y en el otro con los apoyos en el bocín.

La movilidad M del mecanismo del sistema 5 SS es determinada con base en el criterio de Kutzbach [23] y se calcula con base en la siguiente ecuación:

$$M = b(n - 1) - \sum_{i=1}^n (b - f_i) \quad \text{ec. 1}$$

Donde cada variable corresponde a lo siguiente

- b = número máximo de grados de libertad (GDL) de un enlace en el espacio considerado.
 - $b = 3$ – bidimensional (plano)
 - $b = 6$ – tridimensional (espacio)
- $n = 5$, número de enlaces
- f_i = número de GDL en i_{th} enlace

$$M = 6(5 - 1) - [(6 - 1) * 4 + (6 - 3)] = 1$$

De esta forma se verifica que el sistema requiere una fuente de movimiento el cual, en este caso es accionado por el enlace de la dirección a través de un movimiento de corredera en el rack cuyo rango es de ± 55 mm hacia cada lado partiendo de la posición 0 de las llantas.

2.3.2. Geometría de la suspensión

Una vez determinados los parámetros que rigen el sistema de suspensión se plantea un esquema de la geometría del diseño y se modela a través de un software CAD que permite validar que se cumple con los requisitos planteados.

Se identifica cada componente de la suspensión a través de dos índices encerrados en un paréntesis, el primer índice corresponde al elemento o enlace y el segundo índice indica a que parte del vehículo se une el elemento, siendo el número uno una unión al chasis y el numero dos una unión al bocín. En la Figura 27 se observa una representación a través de líneas de cada elemento con su respectiva identificación.

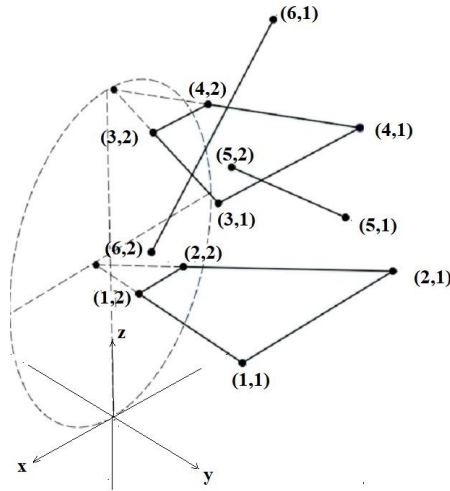


Fig. 27. Representación espacial de la geometría de la suspensión

En la Figura 27 se representan los enlaces de la suspensión por medio de líneas que representan el eje central de cada enlace, partiendo de este bosquejo se obtiene una configuración de geometría que cumple con los parámetros planteados en la Tabla 1, a continuación, en la siguiente sección se presentan gráficamente estos parámetros junto con

otras condiciones geométricas planteadas en el marco teórico las cuales son también importantes en el desempeño del sistema de suspensión y del prototipo. En la Tabla 2 se nombran los elementos que conforman el lado derecho de la suspensión delantera.

TABLA 2 – Modelo cinemático – sistema 5 SS

Enlace	Junta	Componente
1	1,1	Enlace delantero inferior rotula - chasis
	1,2	Enlace delantero inferior rotula - bocín
2	2,1	Enlace trasero inferior - rotula - chasis
	2,2	Enlace trasero inferior - rotula - bocín
3	3,1	Enlace delantero superior rotula - chasis
	3,2	Enlace delantero superior rotula - bocín
4	4,1	Enlace trasero superior rotula - chasis
	4,2	Enlace trasero superior rotula - bocín
5	5,1	Brazo dirección rotula - rack
	5,2	Brazo dirección rotula - bocín
-	6,1	Amortiguador rotula - rack
	6,2	Amortiguador rotula - bocín

2.3.3. Eje de dirección y scrub radius

En la Figura 28 se representa una vista frontal donde se puede visualizar la intersección de la proyección de las rotulas de los enlaces superiores e inferiores, y a través de una línea que pasa por estos dos puntos, el eje virtual que se forma y es denominado eje de dirección. Este se extiende hasta interceptar con el suelo para identificar el “scrub radius”, que es una distancia medida desde la intersección del Kingpin con el suelo hasta la línea central de la rueda.

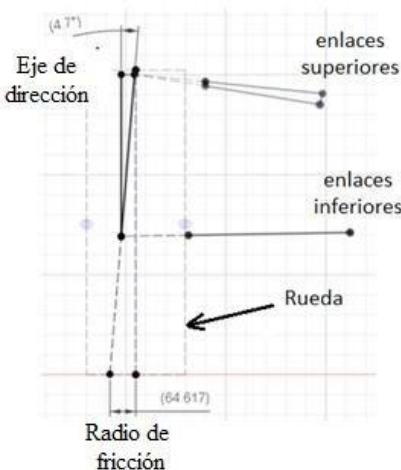


Fig. 28 Vista frontal enlaces rueda delantera derecha – Eje de dirección y radio de fricción.

2.3.4. Caster

La Figura 29 es una vista lateral de la llanta delantera derecha en la que se ve el ángulo de Caster formado entre la línea central de la rueda y el eje del Kingpin, también se visualiza el recorrido de la suspensión que es una distancia medida entre el centro de la rueda y la intersección del eje del Kingpin con el suelo.

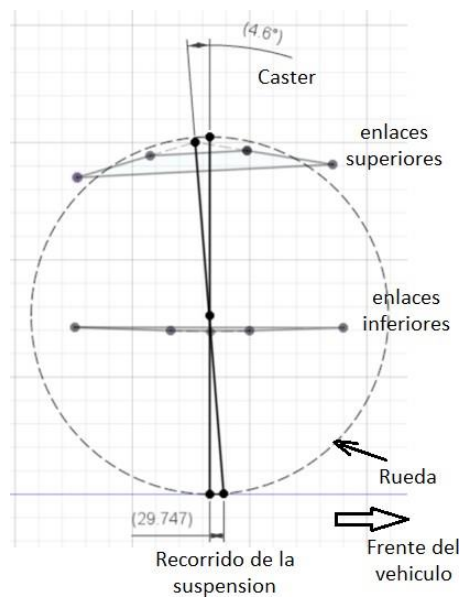


Fig. 29. Caster y recorrido de la suspensión.

2.3.5. Camber

En la Figura 30 que es una vista frontal del vehículo se puede visualizar como la rueda está completamente vertical con respecto al suelo formando un ángulo de 90° entre la línea central de la rueda y el suelo, lo que significa que se tiene un camber de 0° .

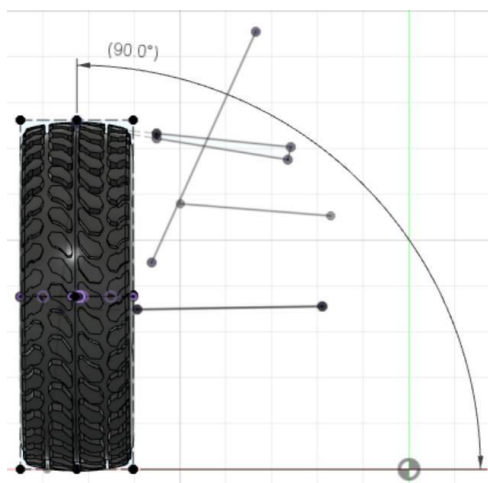


Fig. 30. Ángulo de camber (vista frontal del vehículo).

2.3.6. Angulo de convergencia

El ángulo de convergencia propuesto es de 0° , esto con el propósito de que la llanta no solo esté vertical en una vista frontal, sino que también desde una vista superior no tenga ángulos inducidos al momento de dar dirección. En la Figura 31 donde desde una vista superior se aprecia que entre la línea central de la rueda y la línea de intersección del plano de la rueda con la superficie de la carretera hay un ángulo de 90° .

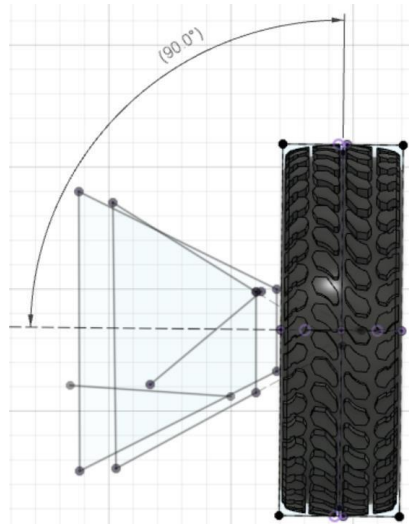


Fig. 31. ángulo de convergencia (vista superior del vehículo).

2.4. Diseño detallado.

Con la geometría de la suspensión que se estableció se continúa con el proceso de diseño realizando la ubicación de los componentes; para ello se debe hacer una suposición inicial de las dimensiones de los materiales que se van a utilizar y más adelante, en el capítulo 4 se establecen las propiedades mecánicas de dichos materiales y se realiza el análisis de resistencia para comprobar que las dimensiones supuestas cumplen con los requisitos dinámicos.

Con el propósito de simular el movimiento de la suspensión y los ángulos de giro de las ruedas, se realiza la ubicación de los enlaces interactuando con sus soportes en el chasis, el rack de dirección y el bocín. El diseño y construcción del chasis, el rack de dirección y el bocín son procesos que se llevaron a cabo simultáneamente con el del diseño de la suspensión, pero es importante mencionar que en nuestro proyecto no se detallan a fondo ni se analizan.

La configuración seleccionada para los enlaces de la suspensión se detalla a continuación:



Fig. 32. Configuración enlaces

El resultado de la ubicación de los componentes y el ensamblaje de cada componente con su respectiva unión se presenta en la Figura 33, llegando así a un diseño que permite realizar simulaciones y evaluar que la suspensión cumpla con los requisitos cinemáticos.



Fig. 33. diseño de la suspensión y su interacción con el chasis.

2.4.1. Centro instantáneo y centro de balanceo

Partiendo de este diseño preliminar se pueden aplicar dos conceptos importantes y conocer la ubicación del centro instantáneo de rotación y del centro de balanceo, en la Figura 34 se presentan estas ubicaciones. La altura del centro de balanceo es 108.29 mm, que es un valor deseado pues entre más cercano sea el centro de balanceo al suelo mejor será el comportamiento de balanceo del vehículo.

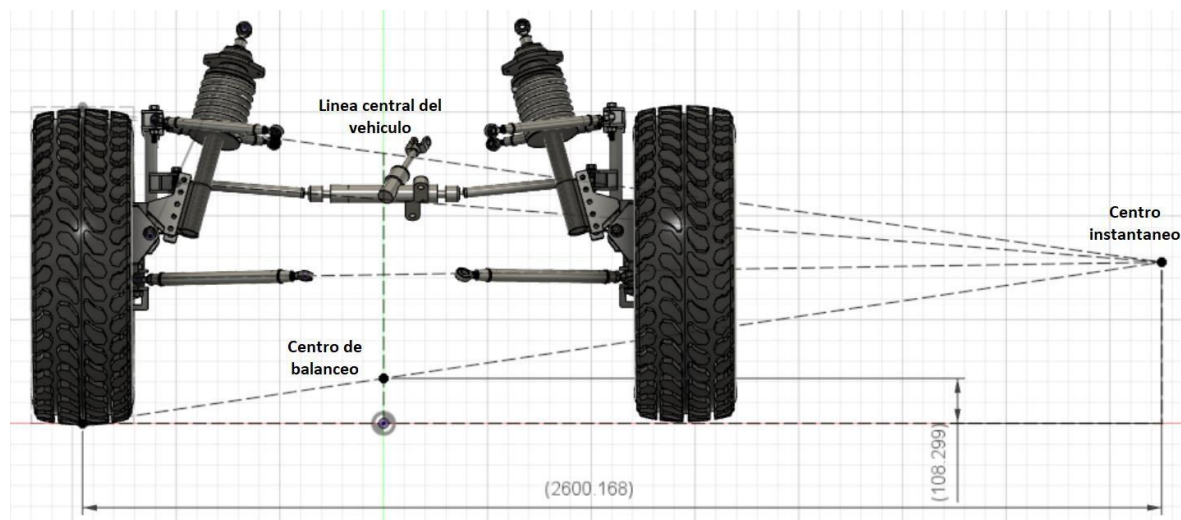


Fig. 34. Centro instantáneo y centro de balanceo.

2.4.2. Bump steer

según [15] es importante lograr cero “Bump steer” para que no se induzcan fuerzas no deseadas al sistema de dirección producto de movimientos inesperados en las ruedas, y que a su vez no se genere una sensación de inestabilidad al manejar el prototipo.

Para lograr controlar este comportamiento y obtener cero “Bump steer” se posicionó el brazo de dirección de tal forma que la proyección de las rotulas coincida con el centro instantáneo de rotación, así se determinó la inclinación que debía tener el brazo de dirección visto desde el frente del vehículo. Además, se realiza una proyección entre el centro de las rotulas de los enlaces superiores e inferiores, para tener cero “Bump steer” se asegura que la distancia en “y” del brazo de dirección este contenida en la distancia en “y” de estas proyecciones en el mismo punto de inclinación donde se ubicara el brazo de dirección. En la Figura 35 se presenta gráficamente las consideraciones realizadas.

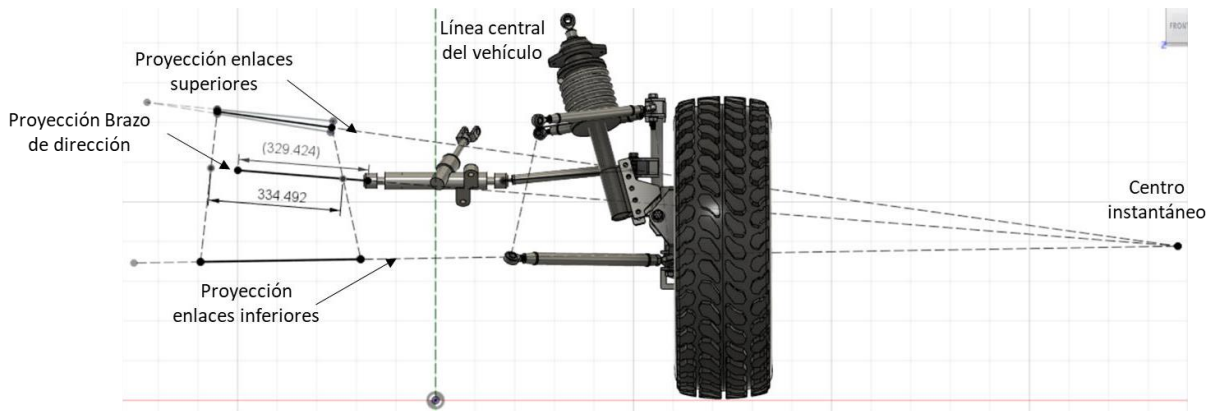


Fig. 35 geometría necesaria para obtener cero "Bump steer"

2.4.3. Condición de Ackermann y ángulos de giro.

Con la simulación de movimiento se puede calcular el radio de giro obtenido y verificar que la geometría de la suspensión cumple con la condición de Ackermann, pues en una curva hacia la derecha la rueda interna tiene mayor ángulo de giro que la rueda externa como se evidencia en la Figura 37, esto permite que las proyecciones realizadas en un plano en el centro de la rueda converjan en un mismo punto y que este punto se ubique sobre la proyección de la línea del eje trasero. En la Figura 36 se evidencia la magnitud del radio de giro obtenido que es de 6.178 metros.

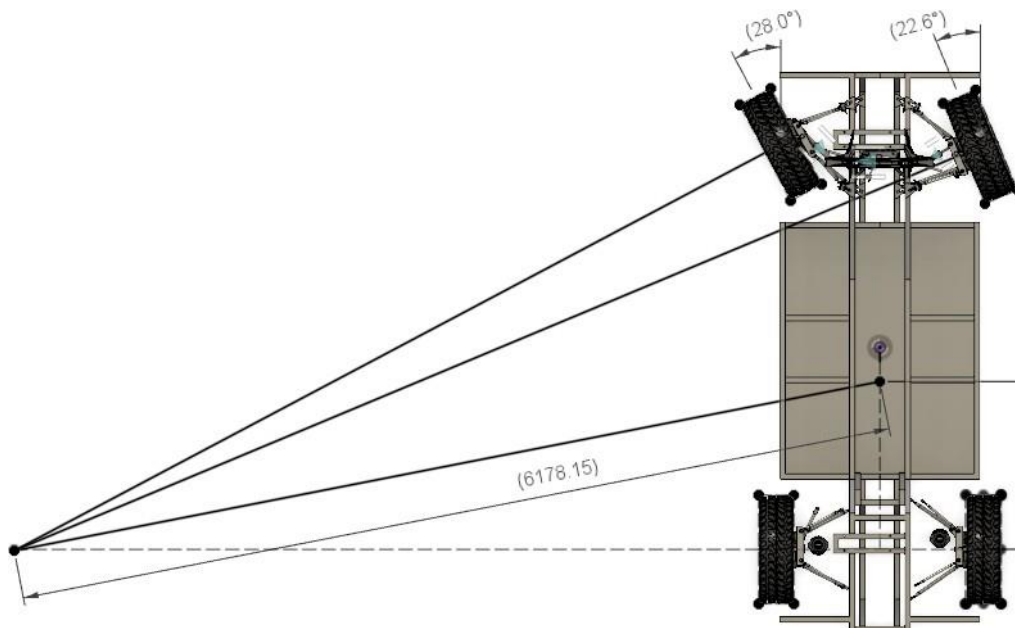


Fig. 36. Condición de Ackermann del vehículo.

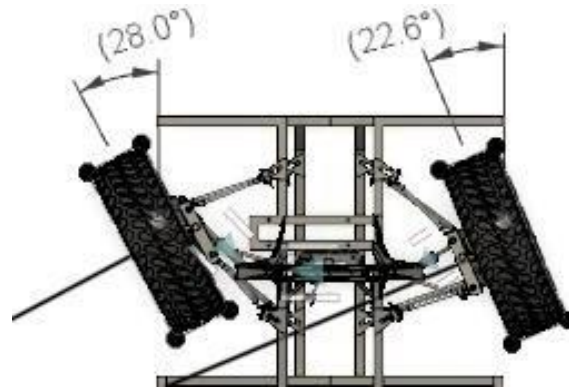


Fig. 37. Ángulos de giro máximos de la llanta.

2.4.4. Trayectoria del eje de dirección

A partir de la simulación del movimiento se obtiene el recorrido del eje de dirección que permite obtener los ángulos del eje de dirección y Caster. Y a partir de la intersección con el suelo se puede medir el radio de fricción y el recorrido de la suspensión.

A continuación, en las Figuras 38 y 39 se puede visualizar la trayectoria del eje de dirección durante todo el movimiento y en la Tabla 3, las medidas obtenidas.

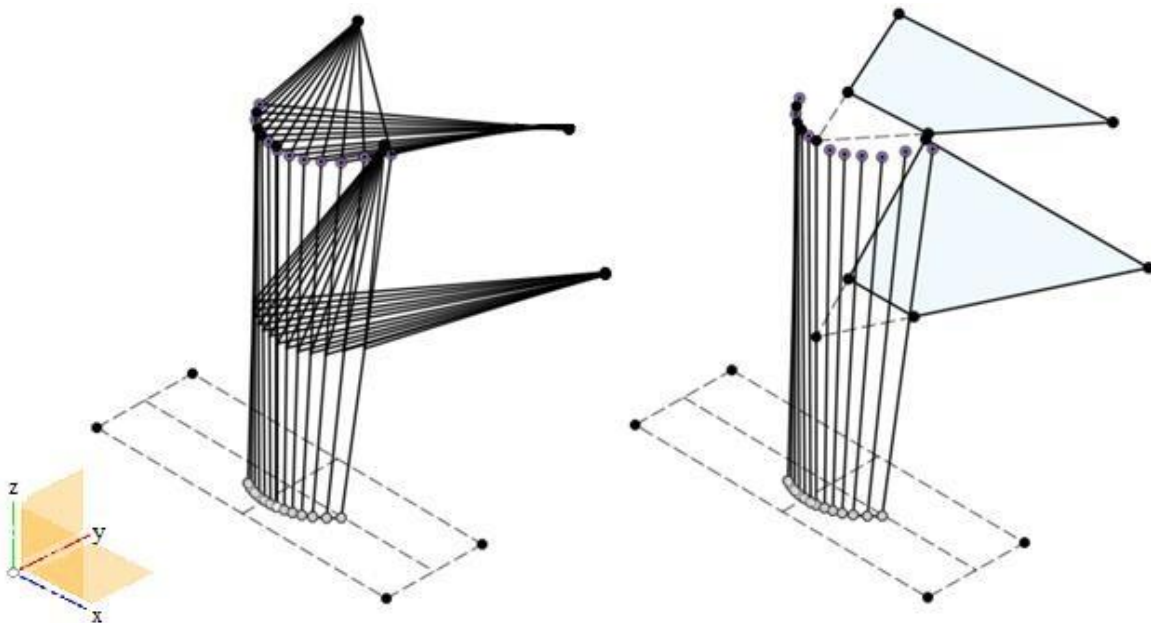


Fig. 38. Trayectoria del eje de dirección – rueda delantera lado derecho

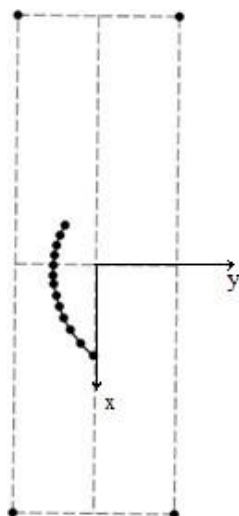


Fig. 39. Recorrido de la intersección del eje de dirección con el suelo

TABLA 3. – Medidas y ángulos obtenidos

Avance del rack [mm]	Kingpin [°]	Angulo de Caster [°]	Radio de fricción (SR) [mm]	Recorrido de la suspensión (TR) [mm]
60	9,99	0,15	20,96	111,93
50	8,00	0,59	23,41	105,59
40	6,65	0,97	28,73	92,81
30	5,62	1,73	43,50	78,66
20	4,89	2,58	63,03	53,28
10	4,55	3,53	59,73	47,26
0	4,70	4,64	64,43	28,10
-10	5,04	5,43	65,04	16,69
-20	5,61	6,22	62,74	3,20
-30	6,52	6,92	58,49	14,43
-40	7,63	7,46	51,95	28,41
-50	8,90	7,82	42,25	41,71
-60	10,30	8,01	29,68	53,60

Con los resultados se verifica que se cumplen todos los parámetros planteados, se observa que, para los valores obtenidos en el Kingpin, Caster y el recorrido de la suspensión se obtienen valores positivos durante todo el rango de movimiento de la suspensión al dar un giro, por ende, se procede al siguiente capítulo donde se detalla las características, dimensiones y la resistencia de los materiales y los componentes de la suspensión por medio del análisis de fuerzas para diferentes casos de cargas.

CAPÍTULO 3: EVALUACIÓN DE RESISTENCIA

3.1. Componentes de la suspensión.

Definido el rango de movimiento del sistema 5 SS se plantean, analizan y validan los materiales y componentes que se van a utilizar para su construcción para asegurar que cumplan con la resistencia requerida para soportar los esfuerzos a los cuales estarán sometidos producto de las fuerzas que se generan en el prototipo en condición estática y dinámica.

A continuación, en la Figura 40 se presenta un esquema de los componentes de la suspensión y algunos componentes con los que interactúan como el rack de dirección

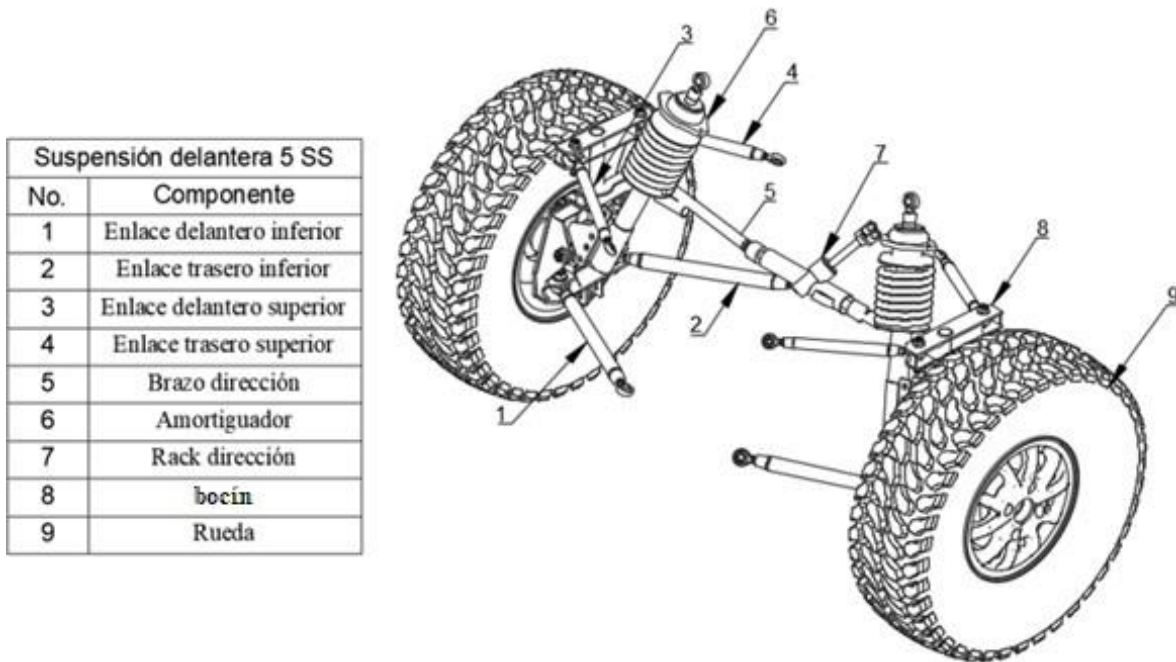


Fig. 40. Esquema de los componentes de la suspensión

3.2. Propiedades de los materiales evaluados.

Los materiales y componentes que se han definido para los enlaces de la suspensión se presentan en la Tabla 4.

TABLA 4 – Componentes de los enlaces de la suspensión

	Identificación	Dimensión [in]	Espesor [in]	Material	Sy [MPa]	Sut [MPa]
Enlaces 1,2 y 5	Tubo	1	0,083	Acero 4130	676	827
	Inserto rosca derecha	1	0,083	Acero 4130	676	827
	Inserto rosca izquierda	1	0,083	Acero 4130	676	827
	Rotula rosca izquierda	½	-	Acero 52100	2034	2240
	Rotula rosca derecha	½	-	Acero 52100	2034	2240
Enlaces 3 y 4	Tubo	1 ¼	0,083	Acero 4130	676	827
	Inserto rosca derecha	1	0,083	Acero 4130	676	827
	Inserto rosca izquierda	1	0,083	Acero 4130	676	827
	Rotula rosca izquierda	5/8	-	Acero 52100	2034	2240
	Rotula rosca derecha	5/8	-	Acero 52100	2034	2240

3.3 Suposiciones generales

Se han determinado 4 casos para llevar a cabo el análisis, se describen a continuación.

1. Caso 1: vehículo en condición estática
2. Caso 2: vehículo en conducción a través de una pendiente positiva y negativa, sometido a aceleración (ascenso) y frenando (descenso)
3. Caso 3: vehículo en conducción realizando un giro durante una curva.
4. Caso 4: vehículo atravesando un bache a velocidad constante

Con el propósito de encontrar las fuerzas que se transmiten al sistema de suspensión en cada caso, se realiza un análisis general al vehículo que varía dependiendo de las fuerzas y aceleraciones correspondientes a cada caso de estudio mencionado, para ello se plantean los siguientes supuestos:

- Se estima que la masa del prototipo con pasajeros y carga extra es de 1800 Kg distribuidos como se puede ver en la Tabla 5.

TABLA 5 – Distribución de la masa del vehículo

Descripción	Masa [Kg]
Prototipo	1200
Pasajeros	450
Carga ligera	150

- Se desprecia el peso de las llantas y de los componentes de la suspensión debido a que es un peso mucho menor que el peso total del prototipo.

- En todos los casos se supone que hay una fuerza normal en el eje delantero y otra en el eje trasero del vehículo y que esta fuerza se distribuye proporcionalmente en las dos llantas de cada eje.
- Se desprecia la resistencia del aire al movimiento del vehículo.
- Se desprecia la resistencia a la rodadura en las llantas.
- Las uniones rotuladas de los enlaces en ambos extremos provocan que las fuerzas actúen a lo largo de cada enlace generando solamente fuerzas axiales, gracias a esta configuración no se tienen fuerzas radiales y por ende no se generan momentos en las uniones.
- Es necesario realizar una estimación del torque pico que pueden ejercer los dos motores del prototipo, no se cuenta con esa información debido a que al momento de adquirir el vehículo plataforma no se incluyó una ficha técnica del motor, para ello se va a tomar como referencia un motor comercial de características similares del cual si se pueda obtener una ficha técnica y una curva de rendimiento.

En la Figura 41 se presenta una curva de rendimiento de un motor con potencia nominal de 15 KW proporcionada por un proveedor de motores [25] es importante mencionar que dicho motor no cuenta con un sistema de reducción interna, por ende, tendrá menos torque comparado con los motores del prototipo que tienen una reducción interna de 8:1 y que también cuentan con una potencia nominal de 15 KW. Basado en la Figura 41 se puede hacer una estimación válida para esta etapa de diseño de que el motor del prototipo podrá ejercer un torque pico de 8 veces el que ejerce el motor comparado, obteniendo así una estimación de torque pico de 1280 N-m.

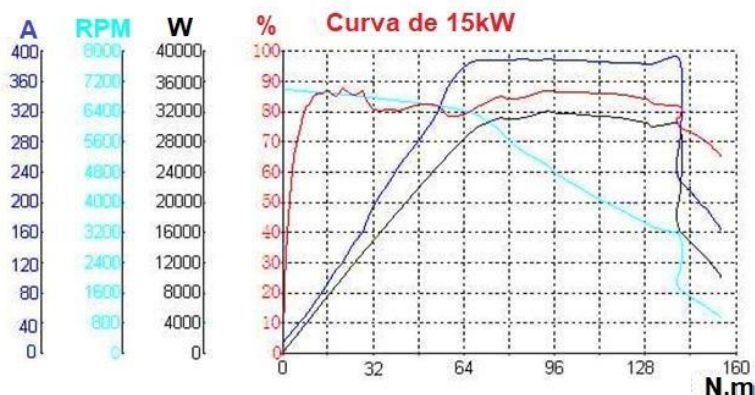


Fig. 41. Curva de rendimiento motor eléctrico de referencia [25].

- En la investigación de accidentes de tránsito en Colombia realizada por la policía nacional [26] se realiza una determinación experimental del coeficiente de fricción entre el suelo y las llantas de vehículos livianos, medianos y pesados, para diferentes condiciones de la vía y medio ambientales. Con base en esto se supone un coeficiente de fricción μ de 0,85.

- La ubicación del centro de gravedad se obtiene en el CAD y se presenta en la Figura 42, se utiliza teniendo en cuenta que al momento de la construcción del prototipo este dato puede cambiar, pero es válido en esta etapa de diseño.

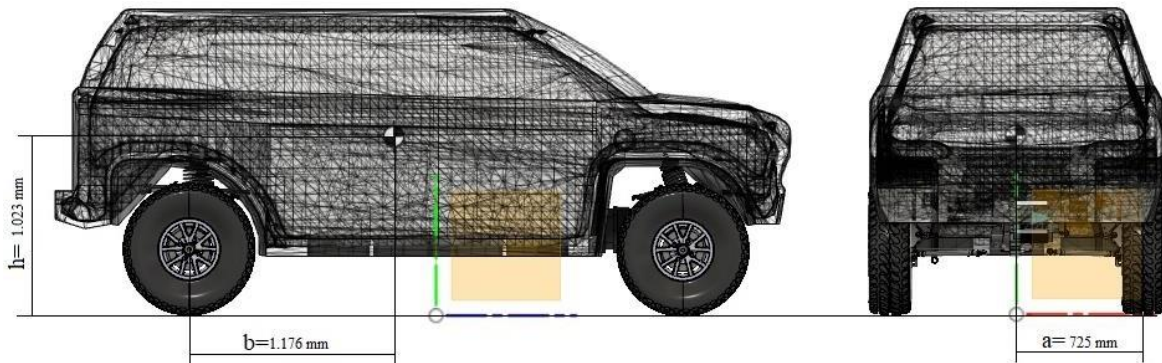


Fig. 42. Centro de gravedad del vehículo

A continuación, se detallan en la Tabla 6 algunas medidas utilizadas en las ecuaciones planteadas:

TABLA 6 – medidas utilizadas en los cálculos.

Medidas del vehículo [m]	
b	1,176
h	1,023
a	0,725
Radio de la rueda	0,381
distancia entre ejes	2,83
Radio de giro	6,178

3.3.1. Procedimiento general desarrollado.

En cada uno de los casos se debe realizar el análisis de fuerzas general en el vehículo en donde se tienen en cuenta las diferentes fuerzas que actúan, con el diagrama de cuerpo libre se plantea la sumatoria de momentos y fuerzas, resolviendo las ecuaciones planteadas se encuentran las incógnitas correspondientes. Posteriormente se hace el análisis de fuerzas en la rueda para determinar las fuerzas que se transmiten desde el vehículo, el diagrama de cuerpo libre donde solo se considera la rueda permite relacionar las fuerzas transmitidas del vehículo a la suspensión, en cada caso se plantea la sumatoria de fuerzas y momentos y se resuelve para encontrar finalmente las fuerzas que se transmitirán a los enlaces de la suspensión.

Para el análisis de las fuerzas transmitidas a través de los enlaces de la suspensión se debe establecer un sistema de coordenadas y definir la ubicación espacial de cada enlace en ese sistema de coordenadas, el sistema de coordenadas se ubica en el punto de contacto del centro de la rueda con el suelo tal como se muestra en la Figura 43, en donde se representan los enlaces como líneas y a partir de ahí se puede ubicar espacialmente con respecto al sistema de coordenadas establecido.

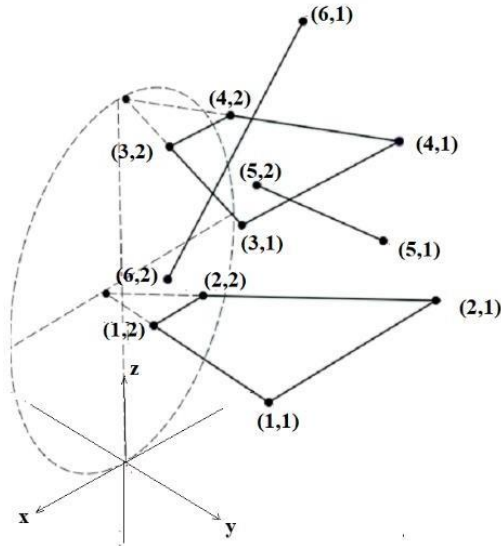


Fig. 43. Sistema de coordenadas de referencia para la identificación y ubicación de los componentes de la suspensión

Con la ubicación de los enlaces en el sistema de coordenadas es posible encontrar los vectores directores unitarios con ayuda del modelo en CAD, así se puede determinar la dirección de las fuerzas que actúan en cada enlace quedando como incógnita la magnitud. En cada caso se presentan los vectores directores unitarios obtenidos.

Para cada caso se realiza un diagrama de cuerpo libre de los enlaces en donde se representan como líneas (ver Figura 43), se ubican las fuerzas desconocidas en la unión de cada enlace con el chasis y también se ubican las fuerzas encontradas que le transmite la rueda a la suspensión. Partiendo del diagrama de cuerpo libre y los vectores directores unitarios se hace sumatorias de fuerzas y momentos en el sistema de suspensión, para la sumatoria de momentos se encuentra el vector que va desde el centro de la rueda hasta el punto de aplicación de cada fuerza.

Con las sumatorias de fuerzas y momentos se obtiene un sistema de ecuaciones con 6 incógnitas y 6 ecuaciones que se puede representar en forma matricial y se resuelve de la forma:

$$A * F = B$$

$$F = A^{-1} * B \quad \text{ec. 2}$$

Donde A es la matriz de coeficientes de 6x6, F es el vector de fuerzas del sistema de 6x1 y B es el vector de 6x1 que representa el termino independiente que se forma con las fuerzas externas.

Finalmente, con las fuerzas obtenidas se procede a encontrar los esfuerzos normales en la zona del tubo de los enlaces con la ecuación 3, para ello se calcula el área transversal de los tubos con la ecuación 4 donde D_2 es el diámetro exterior y D_1 el diámetro interior. El factor de seguridad en la zona del tubo se calcula con el esfuerzo de fluencia del material y el esfuerzo correspondiente en cada enlace haciendo uso de la ecuación 5.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{ec.3}$$

$$A = \frac{\pi * D_2^2 - D_1^2}{4} \quad \text{ec. 4}$$

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{ec. 5}$$

3.4. Caso 1: vehículo en condición estática.

Fuerzas transmitidas a la suspensión

El diagrama de cuerpo libre para este caso en el cual se considera el vehículo sin movimiento en ninguna dirección y solo con la fuerza del peso se presenta a continuación en la Figura 44.

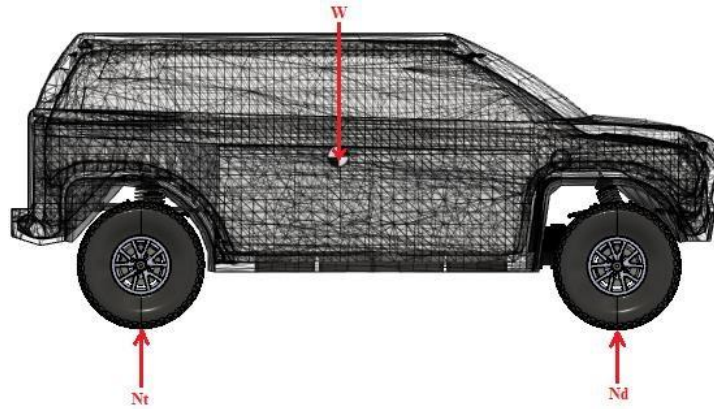


Fig. 44. DCL condición estática

Sumatoria de fuerzas y momentos en el vehículo

$$\sum M_{CG} = 0$$

$$N_D * (L - b) - N_T * b = 0 \quad \text{ec. 6}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$N_T + N_D = W \quad \text{ec. 7}$$

Donde N_D es la fuerza normal al suelo en el eje delantero y N_T en el eje trasero, b es la distancia del centro de gravedad a la rueda trasera y L es la distancia entre ejes, reemplazando el valor del peso estimado del vehículo con las ecuaciones 7 y 6 se obtiene un sistema de 2 ecuaciones y 2 incógnitas que se resuelve de forma matricial como se ve a continuación:

$$\begin{bmatrix} (L-b) & b \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_d \\ N_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ W \end{bmatrix}$$

Resolviendo se obtiene como resultado

$$N_D = 7337,74$$

$$N_T = 10320,26$$

Se bosqueja el diagrama de cuerpo libre de la rueda delantera derecha en la Figura 45.

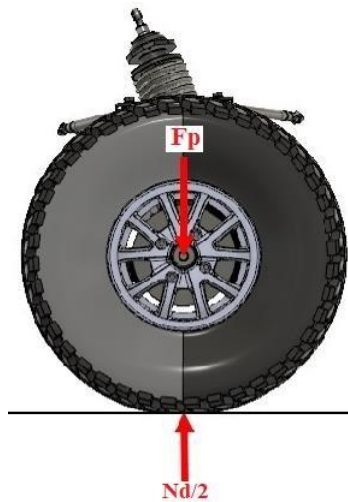


Fig. 45 – DCL en la rueda – condición estática

Sumatoria de fuerzas en la llanta

$$\sum F_z = 0$$

$$\frac{N_D}{2} - F_p = 0 \quad \text{ec. 8}$$

$$F_p = 3668,87 \text{ N.}$$

Donde F_p es la fuerza que se transmite a los enlaces de la suspensión debida al peso del vehículo y N_D es la normal en el eje delantero que se divide proporcionalmente en las dos ruedas delantera, una vez encontrada F_p se puede hacer el análisis en los enlaces.

Fuerzas en los enlaces

Los vectores directores unitarios para este caso se presentan en la Tabla 7

TABLA 7 – Vectores directores unitarios de las fuerzas, caso 1.

	Enlace 1 $\hat{n}_1$	Enlace 2 $\hat{n}_2$	Enlace 3 $\hat{n}_3$	Enlace 4 $\hat{n}_4$	Enlace 5 $\hat{n}_5$	Amortiguador $\hat{n}_6$
i	-0,443	0,451	-0,528	0,471	-0,147	0,334
j	-0,896	-0,892	-0,845	-0,871	-0,987	-0,333
k	-0,014	-0,014	0,086	0,141	0,069	-0,882

Se bosqueja el diagrama de cuerpo libre de la suspensión en la Figura 46.

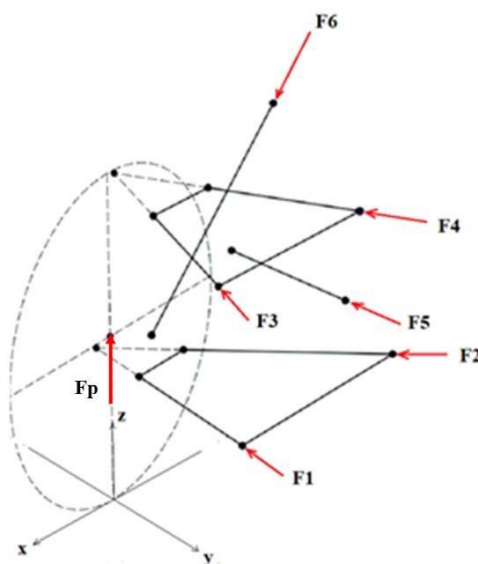


Fig. 46 diagrama de cuerpo libre de la suspensión delantera derecha, caso 1.

Sumatoria de fuerzas y momentos

$$\sum F = 0$$

$$F_1 \cdot \hat{n}_1 + F_2 \cdot \hat{n}_2 + F_3 \cdot \hat{n}_3 + F_4 \cdot \hat{n}_4 + F_5 \cdot \hat{n}_5 + F_6 \cdot \hat{n}_6 + F_p(\hat{j}) = 0 \quad \text{ec. 9}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$\hat{r}_1 \times \hat{F}_1 + \hat{r}_2 \times \hat{F}_2 + \hat{r}_3 \times \hat{F}_3 + \hat{r}_4 \times \hat{F}_4 + \hat{r}_5 \times \hat{F}_5 + \hat{r}_6 \times \hat{F}_6 + \hat{r}_p \times F_p(\hat{j}) = 0 \quad \text{ec. 10}$$

Donde los vectores $\hat{r}_1, \hat{r}_2, \hat{r}_3, \hat{r}_4, \hat{r}_5, \hat{r}_6$, son la distancia medida en metros desde el punto donde se hace la sumatoria de momentos que es el origen del sistema de coordenadas hasta el punto de aplicación de cada fuerza, r_p es igual al radio de la llanta en dirección $\hat{k}$ porque la fuerza $\hat{F}_p$ actúa en el centro de la llanta; se presentan en la Tabla 8.

TABLA 8 – Vectores $\hat{r}$ caso 1

	$\hat{r}_1$	$\hat{r}_2$	$\hat{r}_3$	$\hat{r}_4$	$\hat{r}_5$	$\hat{r}_6$	$\hat{r}_p$
i	0,285	-0,288	0,262	-0,283	-0,090	-0,115	0
j	0,536	0,536	0,467	0,462	0,554	0,358	0
k	0,355	0,355	0,703	0,675	0,560	0,967	0,381

Resolviendo las ecuaciones 9 y 10 se encuentran las fuerzas en cada enlace y el amortiguador, los resultados se presentan en la Tabla 9:

TABLA 9 – Fuerzas obtenidas en los enlaces y el amortiguador, caso 1.

Fuerzas (N)	
F1	-1747,466
F2	-2025,941
F3	935,077
F4	-1057,331
F5	2098,134
F6	4308,115

Esfuerzos y resistencia en los enlaces

Los esfuerzos obtenidos en cada enlace y el factor de seguridad se presentan en la Tabla 10:

TABLA 10 – Valores de resistencia y factores de seguridad obtenidos – caso 2, ascenso

CALCULO DE RESISTENCIA		
	Esfuerzo (MPa)	Factor de seguridad
Enlace 1	-17,19	39,32
Enlace 2	-19,93	33,92
Enlace 3	11,60	58,28
Enlace 4	-13,11	51,55
Enlace 5	26,02	25,98

3.5. Caso 2: Vehículo en ascenso y descenso de una pendiente

Suposiciones del caso

Este caso se divide en dos escenarios, el primero es el vehículo ascendiendo sobre una pendiente positiva y el segundo es el vehículo descendiendo una pendiente y frenando, para el análisis se realizan las siguientes suposiciones:

- En el ascenso del vehículo se supone que los dos motores de tracción del prototipo (eje delantero y eje trasero) están entregando el máximo torque posible y trabajando al mismo tiempo, esto con el fin de evaluar la suspensión en un caso extremo.
- En el descenso se supone que el vehículo viene bajando con una con una velocidad y realiza un frenado de emergencia en el que las 4 llantas ejercen fuerza de frenado, con el propósito de evaluar la suspensión en un caso extremo.
- En el manual de capacidad y niveles de servicio para carreteras de dos carriles realizado por INVIAS [27] que es el fundamento sobre el cual se diseñan las carreteras en el país, se evalúan diferentes niveles de pendientes en las carreteras y la máxima pendiente que se usa es de 12% de elevación, por lo cual se decide utilizar este valor máximo que es aproximadamente 11° de elevación para los dos escenarios planteados.

Fuerzas transmitidas a la suspensión – ascenso

El diagrama de cuerpo libre del vehículo presentado en la Figura 47 tiene en cuenta la fuerza de fricción en dirección x que será la generada por el torque de los motores suponiendo que no hay deslizamiento en las ruedas, además hay una aceleración en x, una fuerza normal en el eje delantero y otra en el eje trasero que se distribuye proporcionalmente en las dos llantas de cada eje.

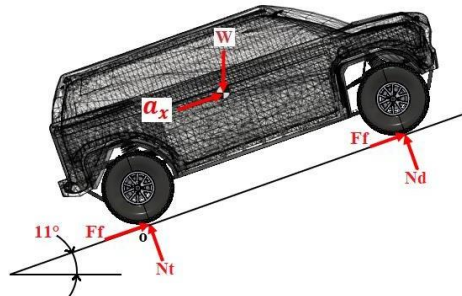


Fig. 47 – DCL vehículo en general – caso 2, ascenso

Para encontrar la fuerza de fricción que ejerce el suelo en las ruedas se usa la ecuación 11 donde R es el radio de la llanta y T es el torque pico del motor.

$$F = \frac{T}{fR} = \frac{1280}{0.381} = 3359.6 \text{ N} \quad \text{ec. 11}$$

Sumatoria de fuerzas y momentos en el vehículo

$$\sum F_z = 0$$

$$N_T + N_D = W \cos \theta \quad \text{ec. 12}$$

$$\sum F_x = m_{ax}$$

$$F_f + F_f - W \sin \theta = m a_x \quad \text{ec. 13}$$

$$a_x = \frac{2F_f - W \sin \theta}{m}$$

$$a_x = 1.86 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$\sum M_{CG} = 0$$

$$N_D(L - b) - N_T b + F_f h + F_f h = 0 \quad \text{ec. 14}$$

$$N_D(L - b) - N_T b = 2F_f h$$

Donde b es la distancia del centro de gravedad a la rueda trasera, L es la distancia entre ejes, h es la altura del centro de gravedad con respecto al suelo, θ es el ángulo de inclinación de la pendiente y a_x es la aceleración del vehículo en dirección x, con las ecuaciones 14 y 12 se forma un sistema de 2 ecuaciones y 2 incógnitas que se resuelve de forma matricial como se ve a continuación:

$$\begin{vmatrix} 1 & 1 \\ (L - b) & b \end{vmatrix} * \begin{vmatrix} N_D \\ N_T \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} W \cos \theta \\ 2F_f h \end{vmatrix}$$

Resolviendo se obtiene como resultado

$$N_D = 4774,06$$

$$N_T = 12559,52$$

De esta forma se encuentra la fuerza N_D y la aceleración del vehículo, y se utilizan para encontrar las fuerzas en la rueda.

Se bosqueja diagrama de cuerpo libre en la rueda delantera derecha en la Figura 48.

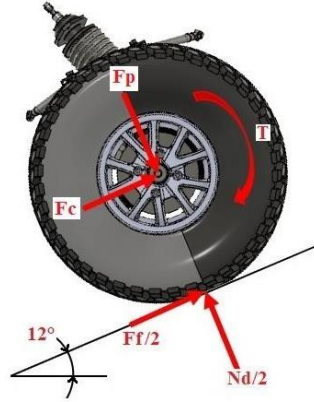


Fig. 48. DCL rueda delantera en ascenso

Sumatoria de fuerzas y momentos

$$\sum F_x = ma_x$$

$$\frac{F_f}{2} + F_c = 0 \quad \text{ec. 15}$$

$$F_c = -\frac{F_f}{2} = -1679.79[N]$$

$$\sum F_z = 0$$

$$\frac{N_D}{2} - F_p = 0 \quad \text{ec. 16}$$

$$F_p = \frac{N_D}{2} = 2387.03[N]$$

En la Figura 48 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la rueda donde F_c y F_p son las fuerzas que la rueda le transmite a la suspensión en dirección “x” y “z” respectivamente. Se evidencia que la fuerza F_c da un valor negativo lo que quiere decir que actúa en la dirección contraria a la representada en la Figura 48, con estas fuerzas y su dirección se procede a hacer el análisis en los enlaces.

Fuerzas en los enlaces

Los vectores directores unitarios para este caso se presentan en la Tabla 11.

TABLA 11 – Vectores directores de las fuerzas - caso 2, ascenso.

	Enlace 1 $\hat{n}$	Enlace 2 $\hat{n}$	Enlace 3 $\hat{n}$	Enlace 4 $\hat{n}$	Enlace 5 $\hat{n}$	Amortiguador $\hat{n}$
i	-0,443	0,451	-0,528	0,471	-0,147	0,334
j	-0,896	-0,892	-0,845	-0,871	-0,987	-0,333
k	-0,014	-0,014	0,086	0,141	0,069	-0,882

Se bosqueja el diagrama de cuerpo libre de la suspensión en la Figura 49

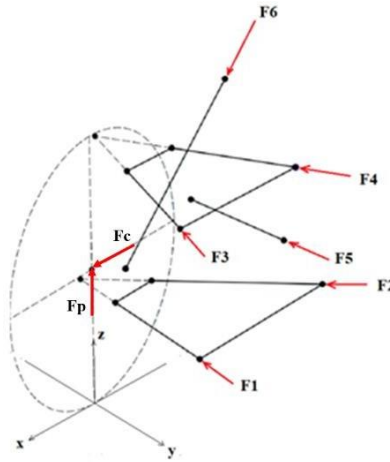


Fig. 49. DCL de la suspensión

Sumatoria de fuerzas y momentos

$$\sum F = 0$$

$$F_1 * \hat{i} + F_2 * \hat{j} + F_3 * \hat{k} + F_4 * \hat{i} + F_5 * \hat{j} + F_6 * \hat{k} + F_p(\hat{k}) + F_c(\hat{i}) = 0 \quad \text{ec. 17}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$\hat{r}_1 \times \hat{F} + \hat{r}_2 \times \hat{F} + \hat{r}_3 \times \hat{F} + \hat{r}_4 \times \hat{F} + \hat{r}_5 \times \hat{F} + \hat{r}_6 \times \hat{F} + r_p(\hat{j}) \times F_p(\hat{k}) + r_c(\hat{j}) \times F_c(\hat{i}) = 0 \quad \text{ec. 18}$$

Donde los vectores $\hat{r}_1, \hat{r}_2, \hat{r}_3, \hat{r}_4, \hat{r}_5, \hat{r}_6$ son la distancia medida en metros desde el punto donde se hace la sumatoria de momentos que es el origen del sistema de coordenadas hasta el punto de aplicación de cada fuerza, r_p y r_c son iguales al radio de la llanta en dirección $\hat{k}$ porque las fuerzas $\hat{F}_p$ y $\hat{F}_c$ actúan en el centro de la llanta; se presentan en la Tabla 12.

TABLA 12 – Vectores $\hat{r}$ – caso 2, ascenso.

	$\hat{r}_1$	$\hat{r}_2$	$\hat{r}_3$	$\hat{r}_4$	$\hat{r}_5$	$\hat{r}_6$	$\hat{r}_p$	$\hat{r}_c$
i	0,285	-0,288	0,262	-0,283	-0,090	-0,115	0	0
j	0,536	0,536	0,467	0,462	0,554	0,358	0	0
k	0,355	0,355	0,703	0,675	0,560	0,967	0,381	0,381

En este caso se presentan en la Tabla 13 las fuerzas que se obtienen en cada enlace y en el amortiguador.

TABLA 13 - Fuerzas obtenidas en los enlaces y el amortiguador - caso 2, ascenso.

Fuerzas (N)	
F1	471,048
F2	-3074,956
F3	602,912
F4	-943,573
F5	1727,388
F6	2792,283

Esfuerzos y resistencia en los enlaces

Los esfuerzos obtenidos en cada enlace y el factor de seguridad se presentan en la Tabla 14:

TABLA 14 – Valores de resistencia y factores de seguridad obtenidos – caso 2, ascenso

CALCULO DE RESISTENCIA		
	Esfuerzo (MPa)	Factor de seguridad
Enlace 1	4,63	145,88
Enlace 2	-30,25	22,35
Enlace 3	7,48	90,40
Enlace 4	-11,70	57,76
Enlace 5	21,43	31,55

Fuerzas transmitidas a la suspensión – descenso

El diagrama de cuerpo libre del vehículo presentado en la Figura 50 tiene en cuenta la fuerza de fricción en dirección -x que será la generada por el freno suponiendo la máxima fuerza de frenado que se puede presentar sin que haya deslizamiento en las ruedas, además hay una desaceleración en dirección x, una fuerza normal en el eje delantero y otra en el eje trasero que se distribuye proporcionalmente en las dos llantas de cada eje.

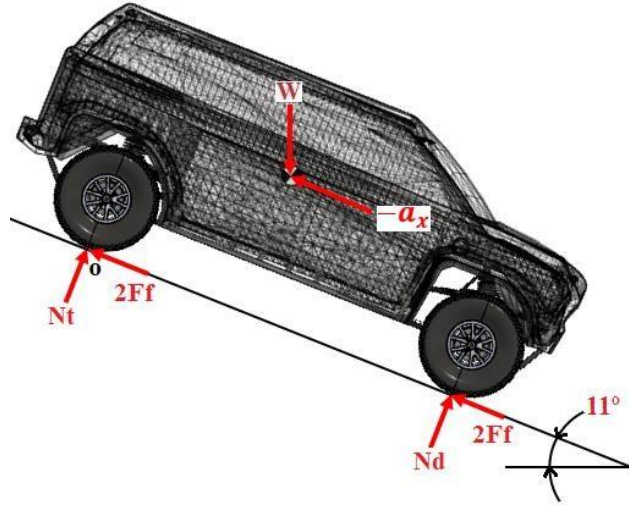


Fig. 50 DCL vehículo en general – caso 2, descenso.

Sumatoria de fuerzas y momentos en el vehículo

$$\sum F_z = 0$$

$$N_T + N_D = W \cos \theta \quad \text{ec. 19}$$

Se supone $F_f = \mu N$

$$\sum F_x = ma_x$$

$$W \sin \theta - \mu N_D - \mu N_T = ma_x \quad \text{ec. 20}$$

$$\sum M_{CG} = 0$$

$$-\mu N_D h - \mu N_T h - N_T b + N_D (l - b) = 0 \quad \text{ec. 21}$$

Se forma un sistema de tres ecuaciones y tres variables, donde b es la distancia del centro de gravedad a la rueda trasera, L es la distancia entre ejes, h es la altura del centro de gravedad con respecto al suelo, θ es el ángulo de inclinación de la pendiente y a_x es la aceleración del vehículo en dirección x . a continuación, se obtienen los valores de a_x , N_D y N_T .

$$\begin{vmatrix} ((L - b) - \mu h) & (-b - \mu h) & 0 \\ 1 & 1 & 0 \\ \mu & \mu & m \end{vmatrix} \begin{matrix} N_D \\ N_T \\ a_x \end{matrix} = \begin{matrix} 0 \\ W \cos \theta \\ W \sin \theta \end{matrix}$$

$$N_D = 12528,86 \text{ [N]}$$

$$N_T = 4804,70 \text{ [N]}$$

$$a_x = -6,31 \frac{m}{s^2}$$

Conociendo N_D , N_T y a_x , en la Figura 51 se realiza el DCL de la rueda para conocer las fuerzas que se transmiten del vehículo a la rueda.

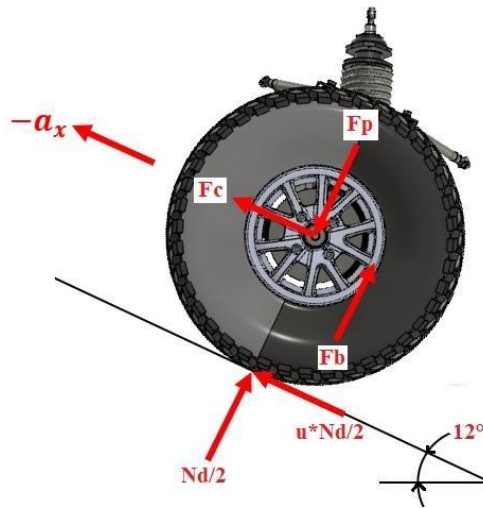


Fig. 51 – DCL de la rueda en descenso

Sumatoria de fuerzas y momentos en la rueda

Donde F_c , F_b y F_p son las fuerzas que la rueda le transmite a la suspensión en dirección “x” y “z” respectivamente. F_b es la fuerza ejercida por las pastillas a los discos de freno, que inicialmente es una presión pero que al suponer el punto de acción como el punto medio de las pastillas se puede suponer como una fuerza actuando en ese punto y B es la distancia desde el centro de la rueda al punto de aplicación de F_b .

$$\sum F_x = -ma_x$$

$$-\frac{\mu N_d}{2} - F_c = 0 \quad \text{ec.22}$$

$$F_c = -\frac{\mu N_d}{2} = -5324,76 \text{ [N]}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$-F_p + F_b + \frac{N_D}{2} = 0 \quad \text{ec. 23}$$

$$F_p = F_b + \frac{N_D}{2}$$

$$\sum M_{cr} = 0$$

$$-\frac{\mu N_d}{2} R + F_b B = 0 \quad \text{ec. 24}$$

$$F_b = \frac{\mu N_d}{2B} R = 20861,04 \text{ [N]}$$

$$F_p = F_b + \frac{N_D}{2}$$

$$F_p = 27125,47 \text{ [N]}$$

Se evidencia que la fuerza F_c da un valor negativo lo que quiere decir que actúa en la dirección contraria a la representada en la Figura 51, las fuerzas F_p y F_b actúan en la dirección supuesta, con estas fuerzas y su dirección se procede a hacer el análisis en los enlaces.

Fuerzas en los enlaces

Los vectores directores unitarios para este caso se presentan en la Tabla 15

TABLA 15 – Vectores directores de las fuerzas – caso 2, descenso

	Enlace 1 $\hat{n}$	Enlace 2 $\hat{n}$	Enlace 3 $\hat{n}$	Enlace 4 $\hat{n}$	Enlace 5 $\hat{n}$	Amortiguador $\hat{n}$
i	-0,443	0,451	-0,528	0,471	-0,147	0,334
j	-0,896	-0,892	-0,845	-0,871	-0,987	-0,333
k	-0,014	-0,014	0,086	0,141	0,069	-0,882

Se bosqueja el diagrama de cuerpo libre de la suspensión en la Figura 52.

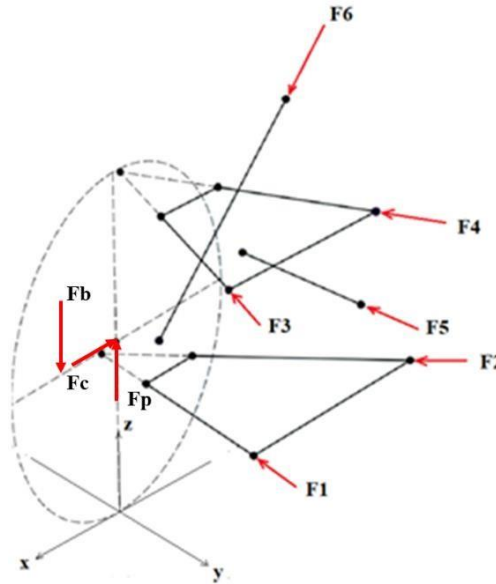


Fig. 52 DCL suspensión – caso 2

Sumatoria de fuerzas y momentos

$$\sum F = 0$$

$$F_1 * \hat{n}_1 + F_2 * \hat{n}_2 + F_3 * \hat{n}_3 + F_4 * \hat{n}_4 + F_5 * \hat{n}_5 + F_6 * \hat{n}_6 + F_p(\hat{k}) - F_b(\hat{k}) - F_c(\hat{i}) = 0 \quad \text{ec. 25}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$\hat{r}_1 \hat{x}_F + \hat{r}_2 \hat{x}_F + \hat{r}_3 \hat{x}_F + \hat{r}_4 \hat{x}_F + \hat{r}_5 \hat{x}_F + \hat{r}_6 \hat{x}_F + r_p (\hat{r}_p x_{F_p}(\hat{k}) + \hat{r}_B (\hat{r}_B x_{F_b}(\hat{k}) + r_c (\hat{r}_c x_{F_c}(\hat{i})) = 0 \quad \text{ec. 26}$$

Donde los vectores $\hat{r}_1, \hat{r}_2, \hat{r}_3, \hat{r}_4, \hat{r}_5, \hat{r}_6$ son la distancia medida en metros desde el punto donde se hace la sumatoria de momentos que es el origen del sistema de coordenadas hasta el punto de aplicación de cada fuerza, r_p y r_c son iguales al radio de la llanta en dirección $\hat{k}$ porque las fuerzas $\hat{F}_p$ y $\hat{F}_c$ actúan en el centro de la llanta, y $\hat{r}_B$ es la ubicación del punto de aplicación de la fuerza F_b , se presentan en la Tabla 16.

TABLA 16 – Vectores $\hat{r}$ – caso 2, descenso

	$\hat{r}_1$	$\hat{r}_2$	$\hat{r}_3$	$\hat{r}_4$	$\hat{r}_5$	$\hat{r}_6$	$\hat{r}_p$	$\hat{r}_B$	$\hat{r}_c$
i	0,285	-0,288	0,262	-0,283	-0,090	-0,115	0	0	0,09725
j	0,536	0,536	0,467	0,462	0,554	0,358	0	0	0
k	0,355	0,355	0,703	0,675	0,560	0,967	0,381	0,381	0,381

En este caso se obtienen las siguientes fuerzas en cada enlace, se presentan en la Tabla 17.

TABLA 17 – Fuerzas obtenidas en los enlaces y en el amortiguador – caso 2, descenso

Fuerzas (N)	
F1	-13205,67
F2	7977,24
F3	7057,26
F4	-5506,03
F5	1205,63
F6	7089,94

Esfuerzos y resistencia en los enlaces

Los esfuerzos obtenidos en cada enlace y el factor de seguridad se presentan en la Tabla 18.

TABLA 18 – Valores de resistencia y factores de seguridad – caso 2, descenso

CALCULO DE RESISTENCIA		
	Esfuerzo (MPa)	Factor de seguridad
Enlace 1	-129,91	5,20
Enlace 2	78,48	8,61
Enlace 3	87,53	7,72
Enlace 4	-68,29	9,90
Enlace 5	14,95	45,21

3.6. Caso 3: Vehículo en una curva

Suposiciones del caso

Para el desarrollo de este caso se realizan las siguientes suposiciones:

- Se supone un caso extremo en el cual el vehículo toma una curva con el radio de curvatura mínimo posible (6,178 m.) y por efecto de la aceleración centrípeta se levanta levemente de un lado quedando apoyado solo en las llantas exteriores al giro.
- Al ser un caso extremo se supone la aceleración de avance del vehículo (a_x) igual a cero, debido a que si acelera el vehículo se puede volcar.
- Se supone el ángulo de giro de la llanta exterior como pequeño y se desprecia para poder considerar la llanta delantera y trasera en la misma dirección.

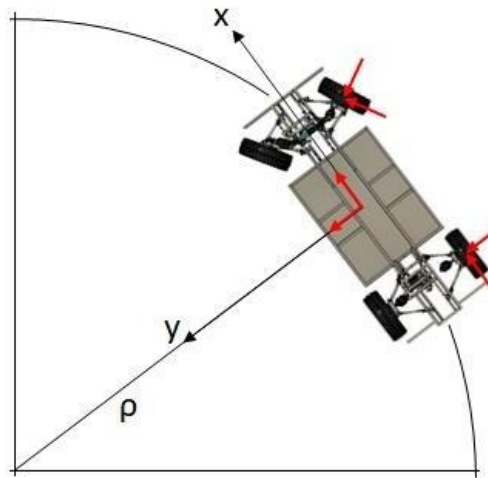


Fig. 53 Giro realizado por el vehículo

Fuerzas transmitidas a la suspensión

En la Figura 54 se presenta el diagrama de cuerpo libre del vehículo donde F_{yd} y F_{xd} es la fuerza en dirección “y” que hace el suelo sobre la llanta delantera y trasera y es la que evita que el carro derrape, N_d y N_t son las fuerzas normales en cada llanta, F_{xt} y F_{xd} son las fuerzas de las ruedas en dirección “x” las cuales son igual a cero debido a que no hay aceleración en esa dirección. Además, en la sumatoria de momentos b representa la distancia del punto donde actúa N_t en dirección “y” hasta el centro de gravedad, h en dirección “z” y a en dirección “x”

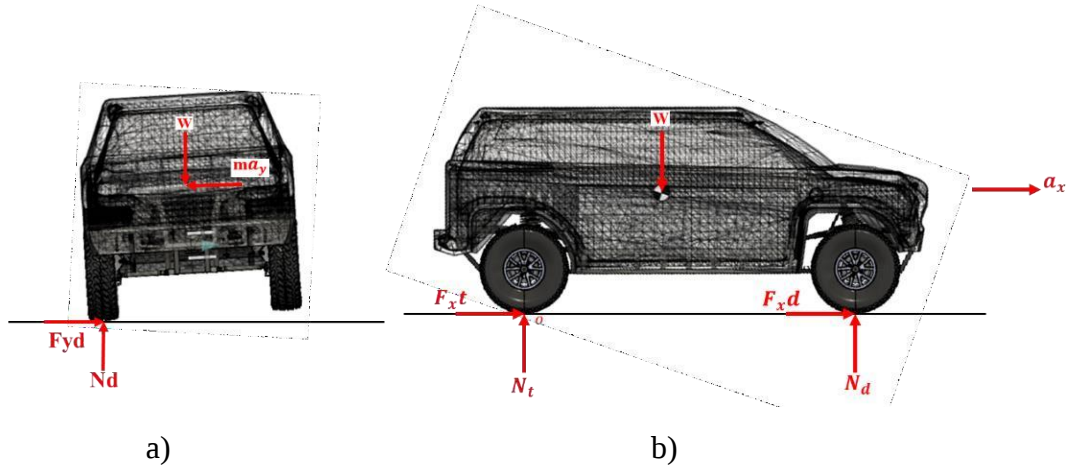


Fig. 54 DCL del vehículo en una curva. a) vista frontal. b) vista lateral derecha

Se hace la sumatoria de momentos en el punto “o” que es el punto de contacto del centro de la llanta trasera con respecto a los ejes de coordenadas (i , j y k) además, con la sumatoria de fuerzas se encuentran todas las incógnitas.

$$\sum M_{o(i)} = ma_y h$$

$$Wa = ma_y h \quad \text{ec. 27}$$

$$a_y = \frac{mga}{mh} = \frac{ga}{h}$$

$$a_y = 6,952 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$a_y = \frac{v^2}{\rho} \quad \text{ec. 28}$$

$$V = \sqrt{a_y \rho} = 6,554 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$\sum M_{o(k)} = ma_y b$$

$$F_{yD} L = ma_y b \quad \text{ec. 29}$$

$$F_{yD} = \frac{ma_y b}{L} = 5200,257 [N]$$

$$\sum M_{o(j)} = ma_x h$$

$$Wb - N_D L = 0 \quad \text{ec. 30}$$

$$N_D = \frac{Wb}{L} = 7337,741 [N]$$

$$\sum F_y = ma_y$$

$$F_{yD} + F_{yT} = ma_y \quad \text{ec. 31}$$

$$F_{yT} = ma_y - F_{yD} = 7313,966 \text{ [N]}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$N_T + N_D = W \quad \text{ec. 32}$$

$$N_T = W - N_D = 10320,259 \text{ [N]}$$

Conociendo N_D , N_T , a_y , F_{yt} y F_{yD} se realiza el DCL de la rueda para conocer las fuerzas que se transmiten del vehículo a la rueda.

En la Figura 55 se presenta el diagrama de cuerpo libre en la rueda donde N_D , F_{xd} y F_{yd} son las fuerzas encontradas en el análisis del vehículo general y F_p , F_{cx} y F_{cy} son las fuerzas transmitidas a la suspensión.

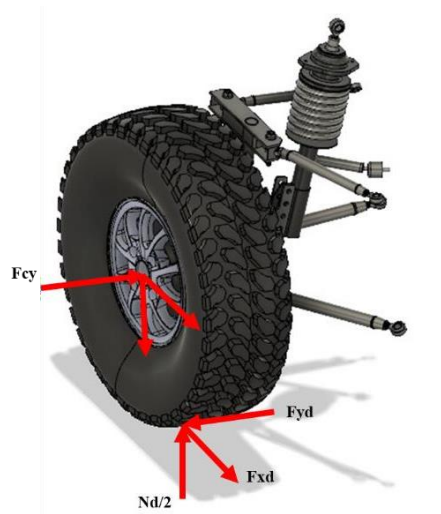


Fig. 55 DCL de la rueda en una curva - caso 3.

Sumatoria de fuerzas y momentos

$$\sum F_x = ma_x$$

$$F_{Cx} = 0 \quad \text{ec. 33}$$

$$\sum F_y = ma_y$$

$$F_{cy} = F_{yD} = 5200,257 \text{ [N]} \quad \text{ec. 34}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_p = N_D = 7337,741 \text{ [N]} \quad \text{ec. 35}$$

Se evidencia que todas las direcciones de las fuerzas supuestas en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 55 son correctas, con esta magnitud y dirección se procede a hacer el análisis en los enlaces.

Fuerzas en los enlaces

Los vectores directores unitarios para este caso se presentan en la Tabla 19

TABLA 19 – Vectores directores – caso 3

	Enlace 1 $\hat{u}_1$	Enlace 2 $\hat{u}_2$	Enlace 3 $\hat{u}_3$	Enlace 4 $\hat{u}_4$	Enlace 5 $\hat{u}_5$	Amortiguador $\hat{u}_6$
i	-0,601	0,345	-0,722	0,303	-0,308	0,209
j	-0,799	-0,939	-0,689	-0,941	-0,946	-0,332
k	-0,006	-0,006	0,066	0,148	0,097	-0,920

Se bosqueja el diagrama de cuerpo libre de la suspensión en la Figura 56.

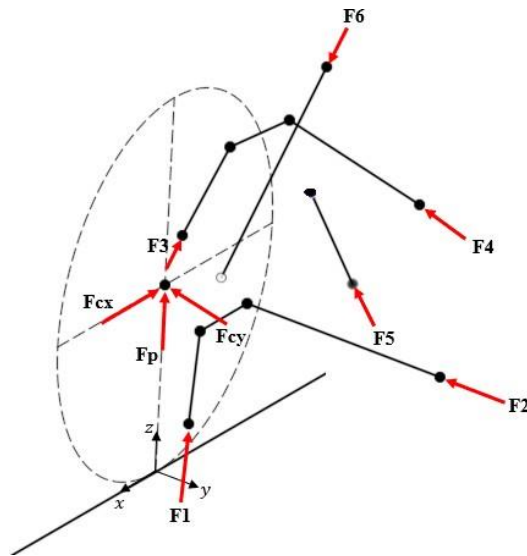


Fig. 56 DCL suspensión - caso 3.

Sumatoria de fuerzas y momentos

$$\sum F = 0$$

$$F_1 * \hat{u}_1 + F_2 * \hat{u}_2 + F_3 * \hat{u}_3 + F_4 * \hat{u}_4 + F_5 * \hat{u}_5 + F_6 * \hat{u}_6 + F_p(\hat{h}) - F_{cx}(\hat{i}) - F_{cy}(\hat{j}) = 0 \quad \text{ec. 36}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$\hat{r}_1 \times \hat{F}_1 + \hat{r}_2 \times \hat{F}_2 + \hat{r}_3 \times \hat{F}_3 + \hat{r}_4 \times \hat{F}_4 + \hat{r}_5 \times \hat{F}_5 + \hat{r}_6 \times \hat{F}_6 + r_p(\hat{h}) \times F_p(\hat{h}) + r_c(\hat{j}) \times F_{cy}(\hat{j}) = 0 \quad \text{ec. 37}$$

Donde los vectores $\hat{r}, \hat{r}_p, \hat{r}_c, \hat{r}_5, \hat{r}_6$ son la distancia medida en metros desde el punto donde se hace la sumatoria de momentos que es el origen del sistema de coordenadas hasta el punto de aplicación de cada fuerza, r_p y r_c es igual al radio de la llanta en dirección $\hat{k}$ porque las fuerzas $\hat{F}_y$ y $\hat{F}_z$ actúan en el centro de la llanta. En la Tabla 20 se presentan las coordenadas correspondientes a cada vector $\hat{r}$.

TABLA 20 – Vectores $\hat{r}$ – caso 3

	$\hat{r}$	$\hat{r}_p$	$\hat{r}_c$	$\hat{r}_5$	$\hat{r}_6$	$\hat{r}_7$	$\hat{r}_8$	$\hat{r}_9$
i	0,285	-0,288	0,262	-0,283	-0,090	-0,115	0	0
j	0,536	0,536	0,467	0,462	0,554	0,358	0	0
k	0,355	0,355	0,703	0,675	0,560	0,967	0,381	0,381

En este caso se obtienen las fuerzas en cada enlace y en el amortiguador que se presentan en la Tabla 21.

TABLA 21 - Fuerzas obtenidas en los enlaces y en el amortiguador – caso 3

Fuerzas (N)	
F1	-5724,45
F2	-9522,47
F3	-1166,24
F4	-1256,30
F5	7861,72
F6	8620,12

Esfuerzos y resistencia en los enlaces

Los esfuerzos obtenidos en cada enlace y el factor de seguridad se presentan en la Tabla 22:

TABLA 22 - Valores de resistencia y factores de seguridad – caso 3

CALCULO DE RESISTENCIA		
	Esfuerzo (MPa)	Factor de seguridad
Enlace 1	-56,31	12,00
Enlace 2	-93,68	7,22
Enlace 3	-14,47	46,73
Enlace 4	-15,58	43,38
Enlace 5	97,51	6,93

3.7. Caso 4: vehículo atravesando un bache

En este caso se evalúa el impacto que sufre la suspensión del vehículo al atravesar un bache generando un desplazamiento en la dirección vertical que se supone de 10 cm. Este procedimiento es muy similar al caso 1 (estático) puesto que se asume que se desplaza a velocidad constante, aunque debido al impacto del bache se produce un cambio en la magnitud de la fuerza que experimenta la rueda y en la posición de los enlaces, lo que genera una nueva configuración espacial, como se puede ver en la Figura 57.

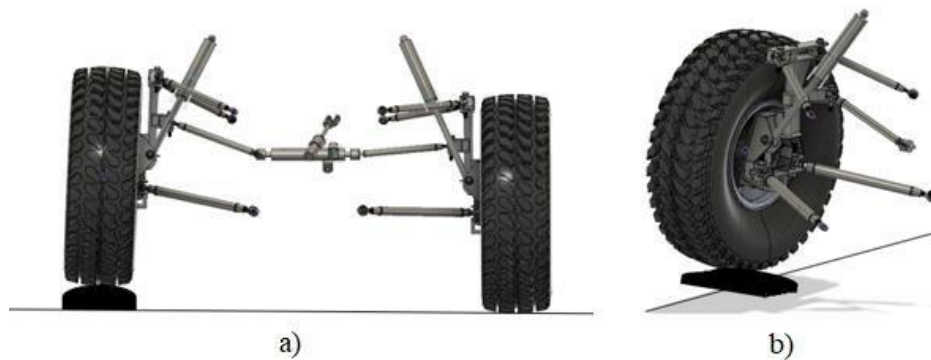


Fig. 57 suspensión delantera atravesando un bache. a) Vista frontal. b) vista isométrica.

Para este caso se supone que la fuerza aplicada en la rueda en dirección vertical F_p que se transmite a la suspensión tiene una magnitud producto de haber realizado el análisis con un valor inicial de tres veces la masa del vehículo por la aceleración de la gravedad (3G), teniendo como referencia el enfoque de sistemas multicuerpo para la dinámica de vehículos [12].

Lo anterior se puede considerar debido a que las cargas que se transmiten a la suspensión actúan en la zona de contacto del neumático o en el centro de la rueda y son definidas para un sistema de coordenadas ubicado en el centro de la zona de contacto del vehículo.

El propósito de este enfoque es obtener la distribución de fuerzas a través de los componentes de la suspensión, pues indica que para un conjunto de fuerzas aplicadas en la zona de contacto es posible predecir las fuerzas y los momentos que actúan a través de las juntas que unen los enlaces al chasis del vehículo.

En el DCL de la Figura 58 se puede apreciar la representación de los enlaces y de las fuerzas que actúan en el sistema de suspensión, en donde la fuerza F_p es la misma encontrada en el caso 1 con la ecuación 8 pero multiplicada por tres.

$$F_p = 3668,87 * 3 = 11006,6 \text{ [N]}$$

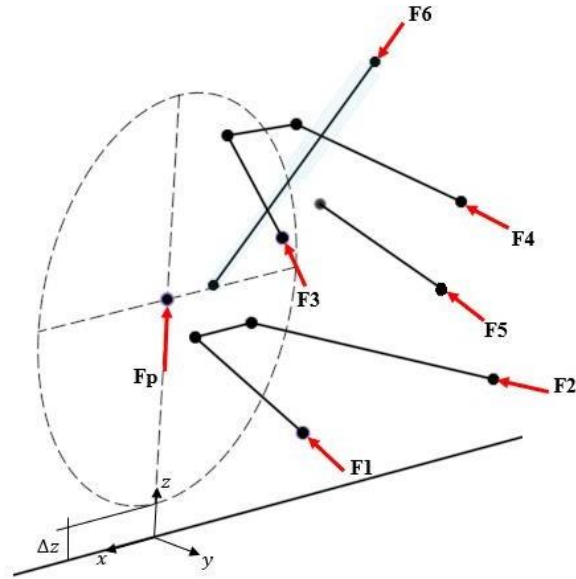


Fig. 58 DCL de la suspensión atravesando un bache

Al cambiar la posición de los enlaces se generan nuevos vectores directores unitarios que se determinan y presentan en la Tabla 23.

TABLA 23 – Vectores directores de las fuerzas – caso 4

	Enlace 1 $\hat{n}_1$	Enlace 2 $\hat{n}_2$	Enlace 3 $\hat{n}_3$	Enlace 4 $\hat{n}_4$	Enlace 5 $\hat{n}_5$	Amortiguador $\hat{n}_6$
i	-0,438	0,456	-0,535	0,465	-0,078	0,382
j	-0,879	-0,871	-0,772	-0,789	-0,936	-0,426
k	0,189	0,182	0,343	0,401	0,344	-0,820

Cabe mencionar que la distancia con respecto a la cual se calculan los momentos generados que va desde el origen del sistema de coordenadas hasta el punto de aplicación de cada fuerza varía debido al desplazamiento en dirección vertical de la rueda por lo que se determinan nuevamente, se presentan a continuación en la Tabla 24:

TABLA 24 – Vectores $\hat{r}_i$

	$\hat{r}_1$	$\hat{r}_2$	$\hat{r}_3$	$\hat{r}_4$	$\hat{r}_5$	$\hat{r}_6$	$\hat{r}_p$
i	0,279	-0,293	0,257	-0,288	-0,118	-0,116	0
j	0,544	0,542	0,474	0,468	0,562	0,398	0
k	0,259	0,259	0,607	0,579	0,457	0,859	0,381

Fuerzas en los enlaces

A partir de la disposición de los enlaces se realiza la sumatoria de fuerzas y de momentos igualadas a cero debido a la suposición de desplazamiento a velocidad constante en la sumatoria de fuerzas y a la suposición de despreciar la inercia de la rueda y de los componentes.

$$\sum F = 0$$

$$F_1 * \hat{n} + F_2 * \hat{n} + F_3 * \hat{n} + F_4 * \hat{n} + F_5 * \hat{n} + F_6 * \hat{n} + F_p \hat{k} = 0 \quad \text{ec. 38}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$\hat{r}_1 \hat{x} F + \hat{r}_2 \hat{x} F + \hat{r}_3 \hat{x} F + \hat{r}_4 \hat{x} F + \hat{r}_5 \hat{x} F + \hat{r}_6 \hat{x} F + \hat{p} \hat{x} F = 0 \quad \text{ec. 39}$$

En este caso se obtienen las fuerzas en cada enlace y en el amortiguador que se presentan en la Tabla 25

TABLA 25 – Fuerzas obtenidas en los enlaces y en el amortiguador – caso 4

Fuerzas (F)	Solución (N)
F1	4796,467
F2	-21777,713
F3	-8463,187
F4	6545,491
F5	10885,935
F6	13928,077

Esfuerzos y resistencia del material

Los esfuerzos obtenidos en cada enlace y el factor de seguridad se presentan en la Tabla 26.

TABLA 26- Valores de resistencia y factores de seguridad – caso 4

CALCULO DE RESISTENCIA		
	Esfuerzo (MPa)	Factor de seguridad
Enlace 1	47,19	14,33
Enlace 2	-214,24	3,16
Enlace 3	104,97	6,44
Enlace 4	81,19	8,33
Enlace 5	-135,02	5,01

3.8. Evaluación del resorte

Para el desarrollo del prototipo uno de los parámetros considerados es reutilizar el amortiguador del vehículo plataforma y evaluar su resistencia bajo los casos de carga planteados anteriormente con el objetivo de ser validado o determinar uno que cumpla con la resistencia requerida. La Figura 59 muestra el amortiguador estándar helicoidal de compresión utilizado en el sistema de suspensión delantero, a continuación, se describen sus especificaciones y una estimación de las propiedades mecánicas ya que no se cuenta con una ficha técnica para su identificación por ser una parte reutilizada. Las dimensiones que se utilizan para definir la geometría del resorte para objetivos de cálculo y manufactura son el diámetro del alambre d , el diámetro medio de la espiral D , la longitud libre L_f y el número de espiras N_t o el paso p de la espira, [28].

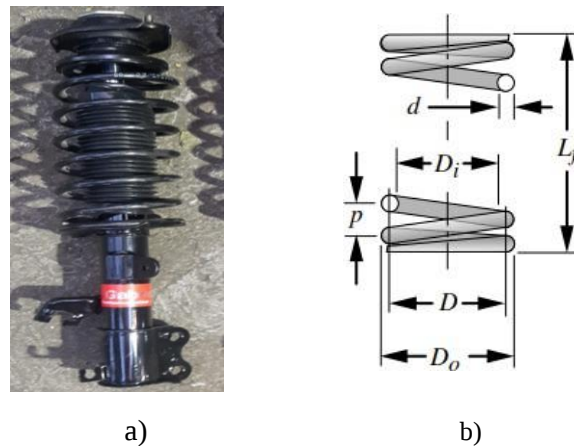


Fig. 59 a) Conjunto resorte-amortiguador reutilizado. b) Parámetros de amortiguador helicoidal de espiras [28].

En la Tabla 27 se presentan las dimensiones del amortiguador utilizadas para su caracterización.

TABLA 27 – Especificaciones del resorte del amortiguador

Descripción	Magnitud [mm]
d: Diámetro sección transversal espira	11
D: Diámetro medio espira	103
L_f : Longitud libre resorte	360
L_a : longitud resorte ensamblado	210
P: paso	30
N_t : número de espiras	7

El valor de la constante de elasticidad k del resorte se obtiene a través de la ecuación 40.a ya que se puede calcular a partir de las dimensiones del resorte y del módulo de rigidez del material del que está compuesto.

$$k = \frac{F}{y} = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad \text{ec. 40.a}$$

El resorte presenta una precarga una vez se ensambla en conjunto con el amortiguador, este valor de la fuerza de precarga se determina a partir de despejar la fuerza F de la ecuación 40.b donde k corresponde a la constante de elasticidad del resorte e y al desplazamiento generado durante la compresión en el ensamble. Este valor se tiene en cuenta para los cálculos posteriores.

$$k = \frac{F}{y} \quad \text{ec. 40.b}$$

Si un resorte está cargado estáticamente, entonces el criterio de falla es la fluencia. Cuando el material cede localmente, entonces mitigará la concentración local de esfuerzos que se deben al factor de curvatura K_c , y se emplea la ecuación 41 para tomar en cuenta sólo el cortante directo. Pero si el resorte está cargado dinámicamente, entonces la falla se presentará por fatiga con esfuerzos muy por debajo del punto de fluencia, y habrá que utilizar la ecuación 42.

Se incorpora tanto el cortante directo como los efectos de la curvatura por medio de la ecuación 43 y se obtiene el factor de Wahl para torsión K_w ; ambos factores se calculan a partir del índice C del resorte, que es la razón entre el diámetro D de la espiral y el diámetro d del alambre que se halla con la ecuación 44.

En el caso de carga de fatiga, con cargas medias y alternantes, se tienen que usar la ecuación 41, para calcular la componente de esfuerzo medio, y la ecuación 42, para la componente de esfuerzo alternante utilizando la fuerza media y alternante respectivamente [28]. En la Figura 60 se puede apreciar el tipo de esfuerzo al que estará sometido el resorte y la distribución del esfuerzo cortante en la sección transversal.

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad K_s = \left(1 + \frac{0.5}{C}\right) \quad \text{ec. 41}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_w \frac{8FD}{\pi d^3} \quad K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \quad \text{ec. 42}$$

$$K_w = K_s K_c \quad \text{ec. 43}$$

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{ec. 44}$$

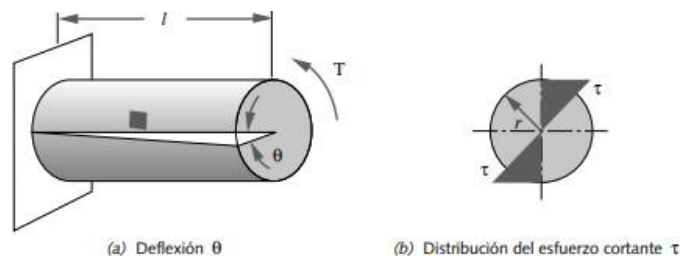
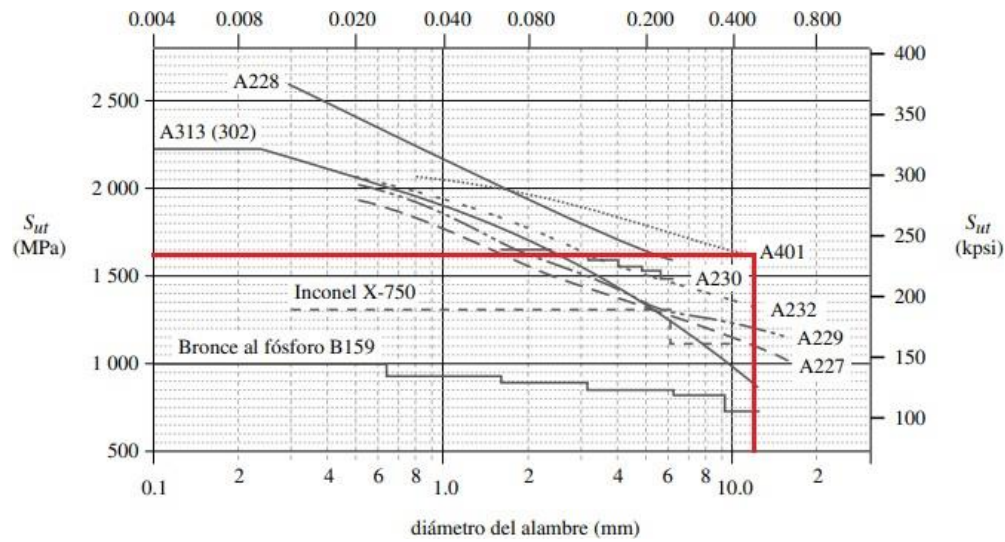


Fig. 60 Esfuerzo de torsión sección transversal resorte [28].

Se afirma que hay un número limitado de materiales y aleaciones adecuados para fabricar resortes con base en la literatura [28]. El material ideal para un resorte debe tener alta resistencia última, un punto de fluencia alto y bajo módulo de elasticidad para que ofrezca un almacenamiento máximo de energía (área debajo de la porción elástica de la curva de esfuerzo-deformación). Para resortes cargados dinámicamente, las propiedades de resistencia a la fatiga del material son de relevancia primordial. Las resistencias altas y los puntos de fluencia altos se logran con aleaciones de acero al medio y al alto carbonos. A continuación, se presenta en la Figura 61 los materiales más comunes para resortes y se propone realizar el análisis considerando un acero ASTM 401 a partir del diámetro de la sección transversal del resorte del amortiguador utilizado. Una vez definido el material del resorte se estima la resistencia última a la tensión S_{ut} .

Materiales comunes de alambre para resortes				Diámetros de alambre preferidos	
ASTM #	Material	SAE #	Descripción	U.S. (in)	SI (mm)
A227	Alambre forjado en frío ("forjado duro")	1066	Alambre menos costoso para resortes de uso general. Adecuado para cargas estáticas, pero no contra la fatiga o el impacto. Intervalo de temperatura 0 °C a 120 °C (250 °F).	0.024 0.026 0.028 0.030 0.035 0.038 0.042 0.045 0.048 0.051 0.055 0.059 0.063 0.067 0.072 0.076 0.081 0.085 0.092 0.098 0.105 0.112 0.125 0.135 0.148 0.162 0.177 0.192 0.207 0.225 0.250 0.281 0.312 0.343 0.362 0.375 0.406 0.437 0.469 0.500 0.531	0.60 0.65 0.70 0.80 0.90 1.00 1.10 1.20 1.40 1.60 1.80 2.00 2.20 2.50 2.80 3.00 3.50 4.00 4.50 5.00 5.50 6.00 6.50 7.00 8.00 9.00 10.0 11.0 12.0 13.0 14.0
A228	Alambre musical	1085	El material más duro, más ampliamente usado en resortes con espiras pequeñas. Mayor resistencia contra la fatiga y la tensión que todos los demás alambres para resortes. Intervalo de temperatura de 0 °C a 120 °C (250 °F).	A227	A401
A229	Alambre revenido al aceite	1065	Acero para resortes de uso general. Menos costoso y disponible en tamaños más grandes que el alambre musical. Adecuado para cargas estáticas, pero no para cargas de fatiga o impacto. Intervalo de temperatura 0° a 180 °C (350 °F).		
A230	Alambre revenido en aceite	1070	Resorte con calidad para válvula, apropiado para cargas de fatiga.		
A232	Cromo-vanadio	6150	La aleación de acero más popular para resortes. Con calidad para válvulas, adecuada para cargas de fatiga. También buena para cargas de choque y de impacto. Para temperaturas hasta de 220 °C (425 °F). Disponible recocida o prerrevenida.		
A313 (302)	Acero inoxidable	30302	Adecuado para aplicaciones de fatiga.		
A401	Cromo-silicio	9254	Resorte con calidad para válvulas, apropiado para cargas de fatiga. Segunda mayor resistencia después del alambre musical, y con resistencia más alta a la temperatura, de hasta 220 °C (425 °F).		
				A228	A401
				A232	A401

a)



b)

Fig. 61. Materiales comunes para alambres de resortes [28].

Se valida el S_{ut} para un alambre de 11 mm de diámetro de material ASTM 401 con base en la siguiente expresión [28] y los valores registrados en la Figura 62.

ASTM #	Material	Intervalo		Exponente b	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Forjado en frío	0.5–16	0.020–0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre musical	0.3–6	0.010–0.250	-0.162 5	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5–16	0.020–0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo-v.	0.5–12	0.020–0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo-s.	0.8–11	0.031–0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

Fig. 62 - Coeficientes y exponentes para el cálculo de S_{ut} [28]

$$S_{ut} \cong Ad^b \quad \text{ec. 45}$$

$$S_{ut}=2059.2*11^{-0.0934}=1639.19 \text{ [MPa]}$$

3.8.1. Carga estática

Para determinar el factor de seguridad n Se debe calcular el esfuerzo cortante en condición estática con base en las fuerzas halladas en la sección anterior utilizando la ecuación 41. Además, se debe definir el material del que está compuesto el resorte del amortiguador para obtener el esfuerzo máximo a la fluencia por torsión admisible y resolver la ecuación 46.

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = K \frac{8FD}{\pi d^3} \quad \text{ec. 46}$$

Una vez determinado el material y el S_{ut} se obtiene el esfuerzo admisible S_{ys} a partir de la Figura 63. Identificando el valor correspondiente para el acero A401

	Antes de la remoción de asentamiento (Use la ec. 9.10b)	Después de la remoción de asentamiento (Use la ec. 9.9b)
Acero al carbono forjado en frío (p. ej., A227, A228)	45%	60–70%
Acero al carbono endurecido y revenido, así como acero al bajo carbono (p. ej., A229, A230, A232, A401)	50	65–75
Acero inoxidable austenítico (p. ej., A313)	35	55–65
Aleaciones no ferrosas (p. ej., B134, B159, B197)	35	55–65

Fig. 63 – Factores para la obtención de la resistencia máxima a la fluencia por torsión [28]

Obtenidos los valores de resistencia del material y conocidas las fuerzas a las que estará sometido el resorte se calcula el esfuerzo de torsión y se determina el factor de seguridad en condición estática. Se presentan los resultados en la Tabla 28.

TABLA 28– Resultados y valores de la evaluación del resorte en condición estática

Descripción	Magnitud
Precarga [N]=	2770,64
F6_Caso1 [N]=	4308,11
S_{ut} =	1646,01
K_s =	1,05
C =	9,36
r_{max} =	1073,18
S_{ys} =	1234,51
n =	1,15

Se obtiene un factor de seguridad para el resorte mayor a la unidad, sin embargo, se procede a evaluar en fatiga para así tener una referencia de los factores que se deben cambiar.

3.8.2. Cargas dinámicas

Una vez realizada la evaluación del resorte en condición estática, se procede a realizar la evaluación de fatiga debido a las cargas dinámicas que sufre el vehículo en los casos planteados. El proceso de diseño para carga dinámica es similar al de carga estática con algunas diferencias significativas. Un resorte cargado dinámicamente opera entre dos niveles de fuerzas, F_{min} y F_{max} . Con tales valores se obtienen las componentes de fuerza alternante y media con las ecuaciones 47 y 48 respectivamente.

$$F_a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{ec. 47}$$

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{ec. 48}$$

A partir de estas fuerzas se deben calcular las componentes de esfuerzo de torsión inicial, media y alternante. La carga repetida tiene un esfuerzo medio diferente de cero, como todos los esfuerzos y datos significativos de la resistencia del alambre del resorte son esfuerzos cortantes por torsión, se utilizará un diagrama de Goodman modificado una vez se obtenga un factor de seguridad aceptable.

Se considera el esfuerzo inicial r_i en las espiras del resorte debido a la precarga producto del ensamblaje. En una situación de carga dinámica no es deseable que F_{min} sea igual a cero, ya que se crean cargas de impacto sobre las espiras [28].

Se ha determinado, a través de pruebas extensas, que una estimación razonable de la resistencia última a la torsión S_{us} de materiales comunes para resortes es del 67% de la resistencia última a la tensión [28].

$$S_{us} \cong 0.67S_{ut} \quad \text{ec. 49}$$

Se determina el límite de resistencia a torsión S_{ew}' igual a 465 MPa para el material para resortes A401 el cual tiene $S_{ut} > 1379$ MPa (200Kpsi) y luego se convierte en el esfuerzo de resistencia limite a la fatiga por torsión S_{es} a partir de la ecuación 50. De esta manera se obtienen todos los valores necesarios para hallar el factor de seguridad N_{fs} ecuación 51 [28].

$$S_{es} = 0.5 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0.5 S_{ew}} \quad \text{ec. 50}$$

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us}\tau_a} \quad \text{ec. 51}$$

Inicialmente se evalúa la resistencia a fatiga del resorte ante la fuerza dinámica más crítica obtenida que es el caso 3, se muestran los resultados obtenidos en la Tabla 29.

TABLA 29 – Resultados para la evaluación en fatiga del resorte, caso 3.

Descripción	Magnitud
Precarga [N]=	2770,64
F6_Caso3 [N]=	8620,13
Fa [N]=	3124,44
Fm[N]=	5495,69
r_i [MPa] =	575,15
r_m [MPa] =	1140,85
r_a [MPa] =	711,38
S_{us} [MPa] =	1102,83
S_{ew}' [MPa] =	465,00
S_{es} [MPa] =	294,61
N_{fs} =	0,16

Se encuentra que con las características del amortiguador original reutilizado del vehículo plataforma, con los esfuerzos a los que estará sometido en el caso 3 se obtiene un factor de seguridad no aceptable para la evaluación en fatiga. Es importante tener en cuenta que este caso en el cual el vehículo se encuentra realizando una curva y por efecto de una fuerza centrípeta se levanta y queda apoyado en dos llantas es un caso extremo y al cual normalmente no se quiere exponer un vehículo.

Si se considera la carga obtenida en el caso 3 como una carga estática y se calcula la resistencia del resorte se encuentra que el factor de seguridad es menor que 1, lo que quiere decir que el resorte no podrá soportar dicha carga sin llegar a la falla ni siquiera en una condición estática, se concluye entonces que el resorte no puede resistir ningún ciclo de este tipo. A continuación, se evalúa la resistencia a la fatiga del resorte ante las fuerzas obtenidas en el caso 2:

TABLA 30 – Resultados para la evaluación en fatiga del resorte, caso 2.

Descripción	Magnitud
Precarga [N]=	2770,64
F6_Caso2_sub [N]=	2792,28
F6_Caso2_baj [N]=	7089,94
Fa [N]=	2159,65
Fm[N]=	4930,29
r_i [MPa] =	575,15
r_m [MPa] =	1023,47
r_a [MPa] =	491,71
S_{us} [MPa] =	1102,83
S_{ew}' [MPa] =	465,00
S_{es} [MPa] =	294,61
N_{fs} =	0,23

Los resultados obtenidos de la Tabla 30 muestran que debido a que el factor de seguridad es menor que 1, el resorte tampoco tendrá vida infinita por fatiga si solo se considera el ciclo de cargas dinámicas calculadas en el caso 2 en el cual se evalúa el vehículo subiendo y bajando una pendiente.

Considerando de nuevo la carga obtenida en el caso como una carga estática se calcula la resistencia del resorte y se encuentra que el factor de seguridad es menor que 1, se concluye entonces que el resorte no puede resistir ningún ciclo de este tipo pues ni siquiera podrá resistir dichas cargas en condición estática.

Es importante recordar que estos cálculos se hacen bajo una suposición del material del resorte de la cual no se tiene certeza, lo que causa alguna incertidumbre en los resultados. A pesar de que dichos resultados de resistencia del resorte indican que se debe utilizar otro con mayor resistencia, se decide por parte del proyecto del prototipo de vehículo eléctrico continuar con el uso del resorte amortiguador disponible, teniendo muy en cuenta que en dicho proyecto el diseño está encaminado a un prototipo al cual se le deben hacer mejoras hasta llegar a un diseño final mejorado, y que posteriormente el resorte – amortiguador se debe reemplazar por uno más adecuado contando con la ventaja de que es un componente que se puede reemplazar sin afectar el diseño desarrollado.

En la siguiente sección se realiza la propuesta de un resorte – amortiguador que cumple con la resistencia requerida en los casos críticos planteados y que tiene una respuesta en el tiempo adecuada ante las perturbaciones de la carretera con base en los parámetros que se plantean.

3.9. Propuesta del sistema resorte - amortiguador

Con el propósito de evaluar la respuesta del sistema resorte – amortiguador que se propone como reemplazo del sistema utilizado en el prototipo, se realizó la simplificación de la suspensión en un sistema masa – resorte – amortiguador, utilizando un modelo de 1/4 de vehículo en el que la masa se representa como 1/4 de la masa total, k es la constante del resorte y c es la constante de amortiguamiento. El objetivo del modelo planteado es obtener la respuesta en el tiempo y en frecuencia del resorte – amortiguador propuesto ante una excitación en la base, la cual representa que el vehículo pase por un bache; en la Figura 64 se muestra el diagrama que representa el modelo.

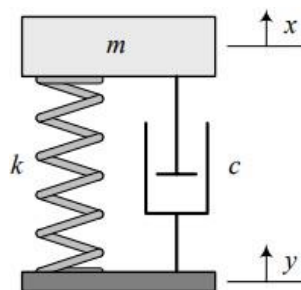


Fig. 64 Suspensión lineal con base excitada [20].

El enfoque utilizado para este análisis considera que los parámetros m , c y k se consideran constantes e independientes de la entrada de excitación, esta suposición es equivalente a considerar que la base sobre la que está apoyada la rueda es infinitamente rígida [20].

Se examina el caso como un sistema de un GDL y para obtener la respuesta en frecuencia y el tiempo de establecimiento se supone que el neumático es excitado en la base, está rígido y por lo tanto el centro de la rueda tiene el mismo movimiento, además se asume que la rueda y el vehículo se mueven solo verticalmente [20]. La ecuación 52 deducida en [20] representa el movimiento del sistema. Introduciendo la frecuencia natural ω_n y la relación de amortiguamiento ξ , dicha ecuación se transforma en la ecuación 53.

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = c \dot{y} + ky \quad \text{ec. 52}$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = 2\xi\omega_n \dot{y} + \omega_n^2 y \quad \text{ec. 53}$$

La excitación del desplazamiento de la base se representó como una entrada de impacto de seno cuadrado en una función a trozos como se ve en la Figura 65 por medio de la ecuación 54 donde Y es igual a la amplitud, que representa la altura del bache (10 cm), ω es la frecuencia de la excitación y T es el periodo (0.1 s).

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

$$y = \begin{cases} Y \sin \omega t & 0 < t < 0.1 \\ 0 & t \leq 0, t \geq 0.1 \end{cases} \quad \text{ec. 54}$$

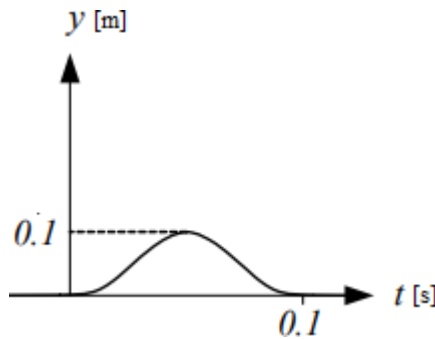


Fig. 65 Entrada de impacto de seno cuadrado [20].

Debido a que este vehículo está destinado para el transporte de personas según [12] la frecuencia natural optima de un sistema de suspensión son valores cercanos pero superiores a 1 Hz, siendo esta la frecuencia a la que caminamos la mayor parte del tiempo, dado que los movimientos de muy bajas frecuencias producen mareo y se tiene como un límite inferior práctico 0.5 Hz.

El tiempo de respuesta del sistema se establece en valores que no superen los 2 segundos, tomando como referencia los resultados del proceso de obtención de tiempos de respuesta óptimos para un sistema de un GDL realizado en [20], en donde a partir de iteraciones con diferentes valores de la relación de amortiguamiento ξ para un mismo k , se encontró que la curva que corresponde a una respuesta optima es la de color rojo, como se puede ver en la Figura 66.

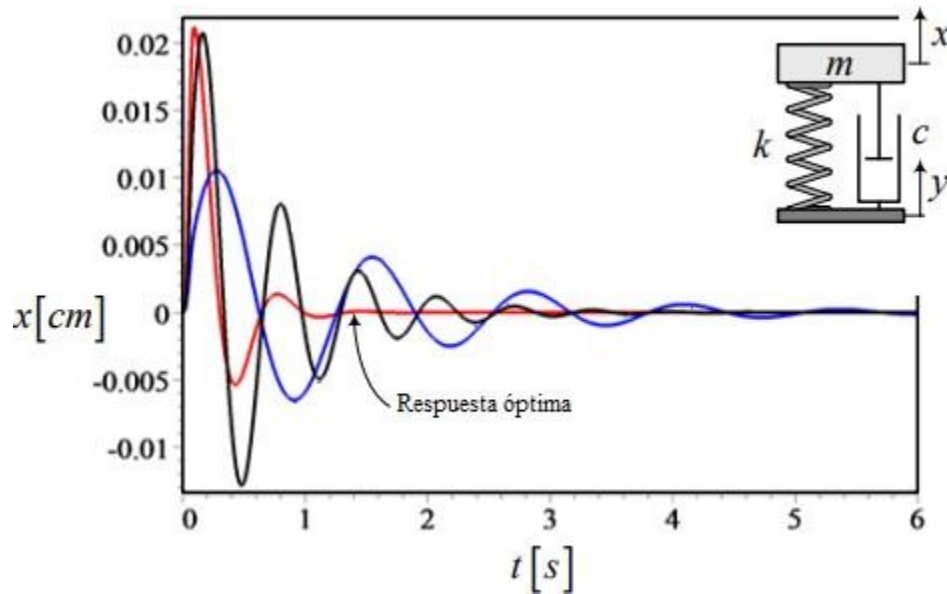


Fig. 66 Tiempos de respuesta del sistema masa-resorte-amortiguador para diferentes ξ [20].

Se realiza la transformada de Laplace a la ecuación 53 con el propósito de encontrar la función de transferencia del sistema y utilizarla en un diagrama de bloques de Simulink, en el cual se puede representar la excitación de entrada al sistema definida en la figura 65. La función de transferencia resuelve la ecuación diferencial 53 con la entrada definida y se obtiene como resultado la respuesta en el tiempo del sistema. A continuación, se presenta la función de transferencia obtenida (ecuación 55) y el código utilizado se presenta en el Anexo A1.

$$\frac{X}{Y} = \frac{2\xi\omega_n S + \omega_n^2}{S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2} \quad \text{ec. 55}$$

Se utilizaron las herramientas computacionales Matlab y Simulink para implementar a través del código desarrollado la solución de las ecuaciones descritas anteriormente, realizando iteraciones para diferentes valores de c lo que permite encontrar una constante de amortiguamiento adecuada.

El código de Matlab adjunto en el anexo A1 utiliza la función `extractFFT.m` con la cual se aplica la transformada de Fourier, con el propósito de pasar del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia los datos de la función de excitación y de la respuesta del sistema. En la Figura 67 se muestra el diagrama de bloques utilizado en Simulink para representar el sistema y mediante la función de transferencia planteada encontrar la respuesta en frecuencia y el tiempo de establecimiento.

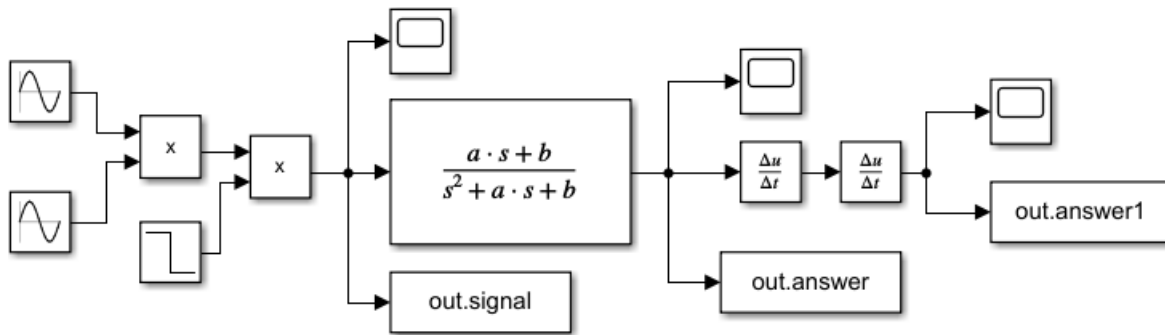


Fig. 67 Diagrama de bloques implementado en Simulink

Una vez se obtuvo el modelo planteado para la evaluación del sistema, se procedió a realizar una propuesta de resorte–amortiguador, para ello se toman como referencia valores geométricos comerciales para el resorte y se calcula la constante de resorte (k) con la ecuación 40a, se espera que el valor de k aumente con relación al resorte utilizado en el prototipo. A continuación, se presenta la propuesta de geometría en la Tabla 31:

TABLA 31 – Dimensiones del resorte propuesto.

Descripción	Magnitud
Diámetro externo [mm]	82,00
Diámetro de la espira [mm]	15,50
Diámetro medio [mm]	66,50
Diámetro interno [mm]	51,00
Numero de espiras	12,00
G [N/mm ²]	77200,00
K [N/mm]=	157,84

Con el k calculado en la Tabla 34 se utilizó el modelo planteado para evaluar la respuesta en el tiempo, la aceleración de la masa y la respuesta en frecuencia del sistema masa-resorte-amortiguador propuesto, en un rango de valores de ($3000 \leq c \leq 6000$). A continuación, se muestran los resultados obtenidos en las Figuras 68, 69 y 70 respectivamente.

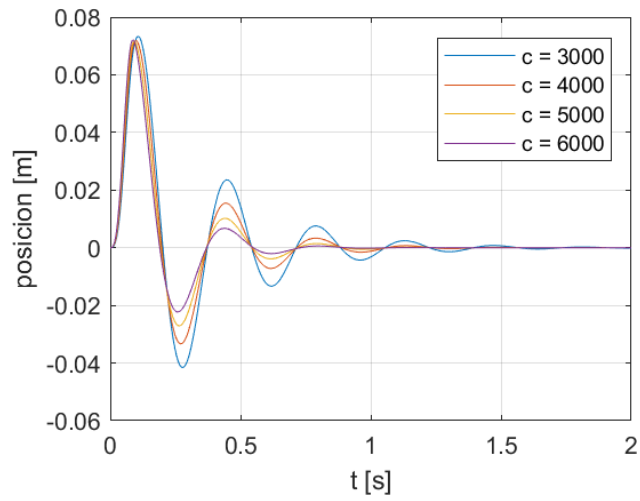


Fig. 68 Respuesta en el tiempo del sistema con resorte propuesto.

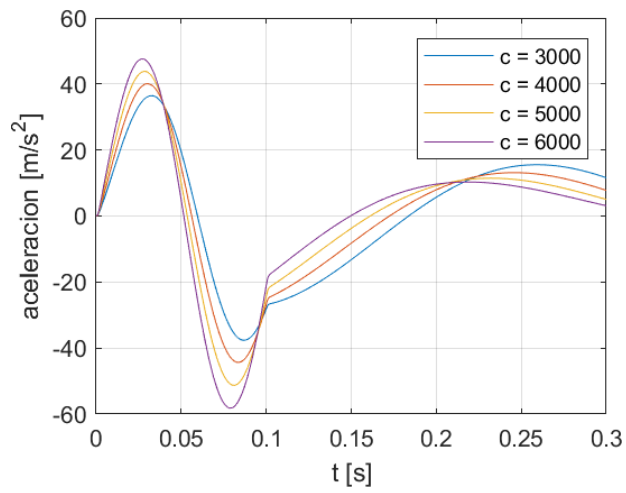


Fig. 69 Aceleración de la masa con resorte propuesto.

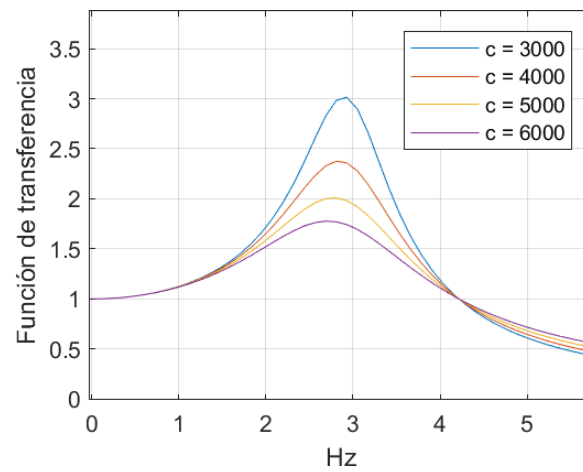


Fig. 70 Respuesta en frecuencia del sistema con resorte propuesto.

En la Figura 68 se puede ver que para los 4 valores de la constante de amortiguamiento c el desplazamiento máximo de la masa es muy similar, pero conforme c disminuye se presenta mayor rebote y se tarda más en establecer el sistema, en la Figura 69 se puede ver que para mayores c se alcanzan aceleraciones mayores lo que no es conveniente pues aumenta la fuerza transmitida al sistema y en la Figura 70 se evidencia que la respuesta en frecuencia del sistema para todos los valores de c tiene una frecuencia natural cercana a 3 Hz, y tal como se planteó en esta sección es un valor cercano pero mayor que 1 Hz.

Con base en los resultados se propone una constante de amortiguamiento de 5000 N.s/m, con la cual se obtiene un tiempo de establecimiento de aproximadamente 1 segundo, que acorde a lo planteado en esta sección es un tiempo de establecimiento adecuado para un sistema de suspensión.

La respuesta en el tiempo del sistema obtenida con la simulación en Matlab y Simulink permite calcular cuánto se comprime el resorte al momento de pasar por un bache, para ello se debe restar la altura del bache con la distancia que se desplaza la masa representada en la Figura 68, en la Tabla 32 se presenta los resultados de fuerza de compresión en el resorte.

TABLA 32 – Fuerza de compresión en resorte propuesto.

Descripción	Magnitud
Desplazamiento base [mm]	100
Desplazamiento masa max. [mm]	72
Compresión max [mm]	28
Fuerza en desplazamiento max. [N]	4419,42
Fuerza max. [N]	8727,54

Con la fuerza máxima obtenida en este caso se sigue el mismo procedimiento descrito en la sección 3.8 con la diferencia de que ahora al aumentar diámetro de alambre del resorte, se debe utilizar otro material en el que sea posible conseguir dicho diámetro de alambre, según la Figura 61 se utiliza un acero A227. Para evaluar el resorte a fatiga se utilizan las fuerzas que se evaluaron en la sección 3.8 y la evaluada en esta sección para el caso en que el vehículo pase por un bache, constituyendo de esta forma un ciclo de carga.

Se realiza la evaluación del resorte propuesto y se presentan los resultados a continuación en la Tabla 33 para el caso estático y en la Tabla 34 para el caso dinámico:

TABLA 33 – Resistencia del resorte en condición estática.

Descripción	Magnitud
Precarga [N]=	2367,55
F6_Caso1 [N]=	4308,11
$S_{ut} =$	1064,09
$K_s =$	1,05
$C =$	4,29
$r_{max} =$	262,49
$S_{ys} =$	798,07
$n =$	3,04

TABLA 34 – Resistencia del resorte a fatiga.

Descripción	Magnitud
Precarga [N]=	2367,55
Caso2_sub [N]=	2792,28
Caso2_baj [N]=	7089,94
Caso 3 [N]=	8620,13
Caso 4 [N]=	8727,54
Fa [N]=	2967,63
Fm[N]=	5759,91
r_i [MPa] =	120,21
r_m [MPa] =	292,46
r_a [MPa] =	185,06
S_{us} [MPa] =	712,94
$S_{ew'}$ [MPa] =	465,00
S_{es} [MPa] =	345,01
$N_{fs} =$	1,1

A partir de los resultados obtenidos se concluye que el resorte propuesto cumple con las especificaciones planteadas, contando con un factor de seguridad de 3,04 estático y de 1,1 a fatiga lo que indica que tiene vida infinita considerando los ciclos evaluados.

3.10. Evaluación de los enlaces a fatiga

Para evaluar los enlaces de la suspensión a fatiga se toma como referencia el libro “Diseño de máquinas” de Robert L. Norton [28], en donde se detalla el procedimiento que se debe seguir para esfuerzos uniaxiales fluctuantes.

Primero se debe calcular el límite de resistencia a la fatiga corregida que depende del esfuerzo último del material y cinco factores de corrección con los cuales se reduce la resistencia de

acuerdo con la aplicación que tendrá el material. A continuación, se presentan los factores utilizados y el cálculo de S_e . (ecuación 56)

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_e' \quad \text{ec. 56}$$

Para aceros con S_{ut} menor a 1400 MPa S_e' se calcula con la ecuación 57:

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad \text{ec. 57}$$

El factor de carga para carga axial se establece como:

$$C_{carga} = 0,70$$

Se calcula el factor de tamaño para los dos diámetros de tubos utilizados basados en la Figura 71.

para $d \leq 0.3$ in (8 mm):	$C_{tamaño} = 1$
para 0.3 in $< d \leq 10$ in:	$C_{tamaño} = 0.869d^{-0.097}$
para 8 mm $< d \leq 250$ mm:	$C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$

Fig. 71 Factor de tamaño [28].

Para $d=31,75$ mm

$$C_{tamaño} = 0,850$$

Para $d=25,4$ mm

$$C_{tamaño} = 0,869$$

Se estima el factor de superficie para un S_{ut} de 120 Kpsi (827 MPa) y acabado de maquinado como se ve en la Figura 72.

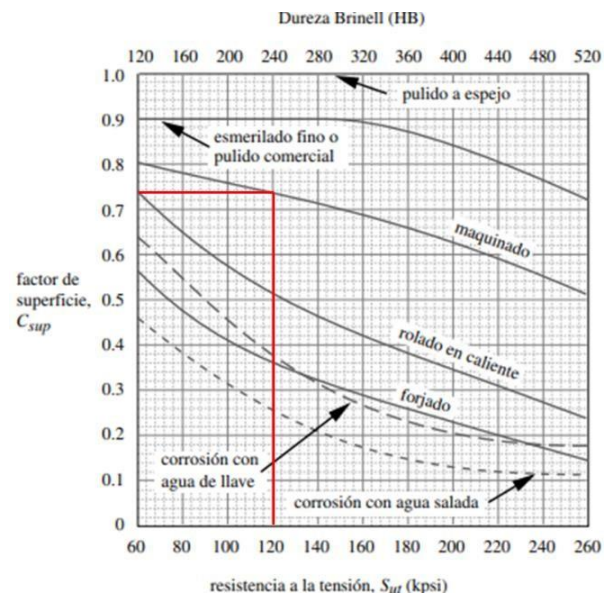


Fig. 72 Factor de superficie [28].

$$C_{sup} = 0,72$$

Según la Figura 73 el factor de temperatura para temperaturas menores a 450 °C es 1

para $T \leq 450\text{ °C}$ (840 °F):	$C_{temp} = 1$
para $450\text{ °C} < T \leq 550\text{ °C}$:	$C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450)$
para $840\text{ °F} < T \leq 1\,020\text{ °F}$:	$C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840)$

Fig. 73 Factor de temperatura [28].

$$C_{temp} = 1$$

El factor de confiabilidad se estima basado en la Figura 74 para un porcentaje de confiabilidad de 99%.

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Fig. 74 Factor de confiabilidad [28].

$$C_{conf} = 0,814$$

Para el tubo con diámetro de 31,75 mm usando la ecuación 56 se obtiene:

$$S_e = 0,70 * 0,85 * 0,72 * 1 * 0,814 * 0,5 * 0,827$$

$$S_e = 144,226\text{ MPa}$$

Para el tubo con diámetro de 25,4 mm usando la ecuación 56 se obtiene:

$$S_e = 0,70 * 0,869 * 0,72 * 1 * 0,814 * 0,5 * 0,827$$

$$S_e = 147,382\text{ MPa}$$

Posteriormente se procede a calcular el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante que se calculan con las ecuaciones 58 y 59 respectivamente tomando los valores máximos y mínimos de cada enlace obtenidos en los casos 2, 3 y 4 que son los casos en los que se consideran cargas dinámicas.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{ec. 58}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{ec. 59}$$

En la Tabla 35 se presentan los esfuerzos máximos para cada enlace y el valor calculado de esfuerzo alternante y medio.

TABLA 35 – Esfuerzos medios y alternante en cada enlace

Esfuerzos				
	Máximo	Mínimo	Medio	Alternante
Enlace 1	47,186	-129,912	-41,363	88,549
Enlace 2	78,477	-214,240	-67,882	146,358
Enlace 3	87,534	-104,973	-8,719	96,254
Enlace 4	81,187	-68,294	6,446	74,740
Enlace 5	135,023	14,954	74,989	60,035

Con los esfuerzos obtenidos se procede a verificar el número de ciclos que resistirá el material con las cargas consideradas, si el esfuerzo alternante no excede el límite de resistencia a la fatiga corregida entonces el enlace tendrá vida infinita considerando los estados de carga analizados.

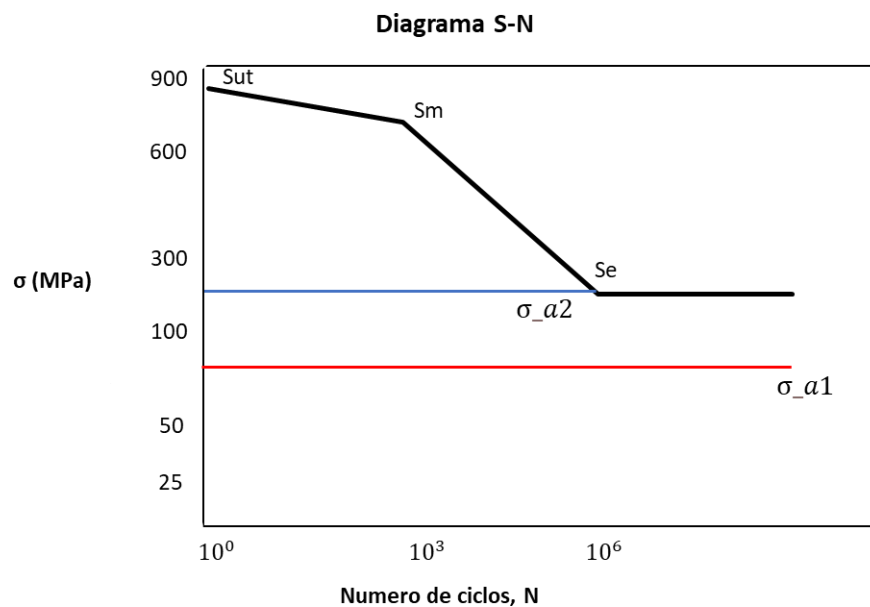


Fig. 75 Diagrama S-N para enlaces 1 y 2.

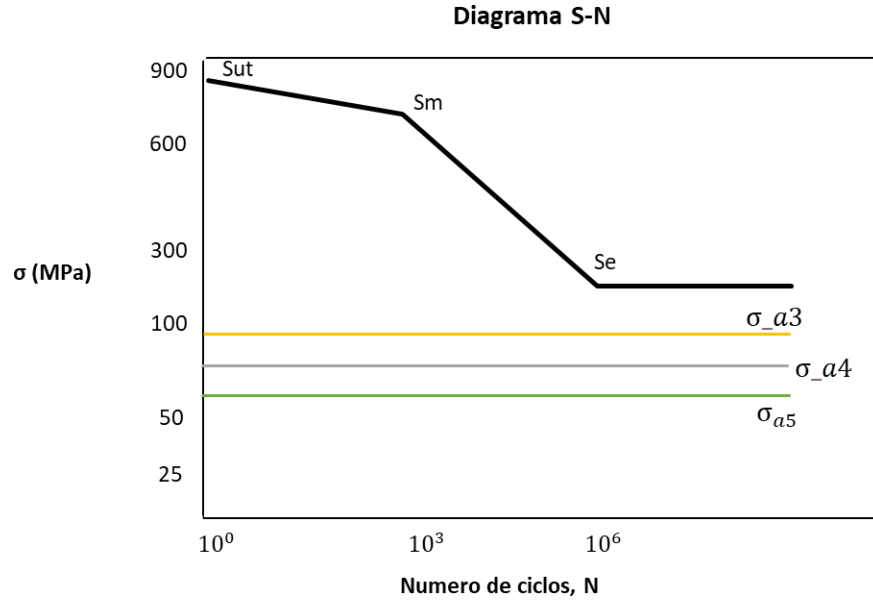


Fig. 76 Diagrama S-N para enlaces 3, 4 y 5.

De las Figuras 75 y 76 se concluye que los enlaces 1, 3, 4 y 5 van a tener vida infinita pues resisten un esfuerzo alternante menor que el límite de resistencia a la fatiga.

El enlace 2 en donde se presenta un esfuerzo alternante un poco mayor que el límite de resistencia a la fatiga (S_e) no tendrá vida infinita y se procede a calcular el número de ciclos que aguantará, con las siguientes ecuaciones 60-62 deducidas en [28]:

$$S(N) = aN^b \quad \text{ec. 60}$$

$$b = \frac{1}{3} \log \left(\frac{S_m}{S_e} \right) \quad \text{ec. 61}$$

$$\log(a) = \log(S_m) - 3 * b \quad \text{ec. 62}$$

Donde $S(N)$ es la resistencia a la fatiga para cualquier número de ciclos, a y b son constantes definidas por S_m y S_e , N es el número de ciclos, S_m es la resistencia del material en 10^3 ciclos y para carga axial se calcula como $0,75 * S_{ut}$. Desarrollando la ecuación 60 se encuentra el número de ciclos:

$$N = 9,3 \times 10^5$$

Este resultado menor a los 10^6 ciclos donde se considera vida infinita a fatiga, se debe tener en cuenta que los ciclos considerados en el análisis son casos de carga extremos, como por ejemplo el caso 3 donde el vehículo se apoya sobre dos llantas en una curva que es una situación extrema a la que se espera que no llegue el vehículo.

Para calcular el factor de seguridad en casos de esfuerzos uniaxiales fluctuantes se sigue el procedimiento descrito en [28] en donde se deduce la fórmula para el factor de seguridad con base en la forma en que cambian los esfuerzos alternantes y medios, cuando no se tiene certeza de esto, se recomienda evaluar los 4 escenarios presentados en la Tabla 36 y utilizar el menor factor de seguridad obtenido.

TABLA 36 - Factores de seguridad a partir del diagrama de Goodman modificado para cuatro posibles escenarios de carga variable

Escenario de carga variable	Expresión para el cálculo del factor de seguridad
1 - σ_a constante y σ_m variable	$N_f = \frac{S_y}{\sigma'_m} \left(1 - \frac{\sigma'_a}{S_y} \right)$
2 - σ_a variable y σ_m constante	$N_f = \frac{S_f}{\sigma'_a} \left(1 - \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \right)$
3 - razón constante σ_a / σ_m	$N_f = \frac{S_f S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_f}$
4 - σ_a y σ_m varían de manera independiente	$ZS = \sqrt{(\sigma'_m - \sigma'_{m@S})^2 + (\sigma'_a - \sigma'_{a@S})^2}$ $OZ = \sqrt{(\sigma'_a)^2 + (\sigma'_m)^2}$ $N_f = \frac{OZ + ZS}{OZ}$

Donde σ_a es el esfuerzo alternante, σ_m es el esfuerzo medio, S_f hace referencia al S_e calculado con la ecuación 56, S_y es el esfuerzo de fluencia del material y S_{ut} es el esfuerzo último. Usando las ecuaciones mencionadas se calcula el factor de seguridad para cada enlace y en cada escenario de carga planteado, los resultados obtenidos se presentan a continuación en la Tabla 37:

TABLA 37- Factor de seguridad a fatiga de los enlaces.

CALCULO DE RESISTENCIA				
	Escenario			
	1	2	3	4
Enlace 1	14,20	1,42	1,77	1,63
Enlace 2	7,80	0,77	1,07	1,06
Enlace 3	66,49	1,29	1,52	1,54
Enlace 4	93,27	1,72	1,90	1,94
Enlace 5	8,21	2,19	1,97	1,76

De los resultados obtenidos se observa que el enlace 2 tiene un factor de seguridad menor que 1 y por ello se confirma que no tendrá vida infinita a fatiga, en los demás enlaces se tiene factor de seguridad mayor que 1 en cada escenario por lo que se corrobora que tendrán vida infinita a fatiga.

3.11. Evaluación de la soldadura de los enlaces

Para realizar la evaluación de la resistencia de la soldadura se toma como referencia el procedimiento detallado por Norton en [28] en donde concluyen que para cargas estáticas la falla se presentará por el material utilizado en la unión soldada, por lo general dicho material es de mayor o igual resistencia que el material base utilizado. Para la soldadura de los enlaces se decide realizar un proceso de soldadura GTAW o también conocida como TIG, la cual utiliza un material de aporte con la misma resistencia que el material base (Acero 4130), por lo que se puede concluir que debido a que el material de los tubos tiene buena resistencia a cargas estáticas como se evaluó en el caso 1 entonces no se presentará falla en la soldadura ante cargas estáticas.

Para el diseño de la unión soldada con cargas dinámicas primero se toman las fuerzas máximas y mínimas de cada caso evaluado y se calcula un intervalo de esfuerzos usando la ecuación 63, Los componentes que se van a soldar son los insertos y los tubos, teniendo en cuenta la configuración que se definió en los enlaces y que se presenta nuevamente en la Figura 77.



Fig. 77 Configuración enlaces.

$$\Delta\sigma = \frac{F_{max} - F_{min}}{A_w} \quad \text{ec. 63}$$

Donde A_w es el área de la soldadura que se calcula suponiendo la soldadura como una línea a lo largo del perímetro de las superficies que se van a soldar, se hace una suposición del espesor de la soldadura y se multiplica por el diámetro interno del tubo, tal como se muestra en la ecuación 64.

$$A_w = t * \pi d_i \quad \text{ec. 64}$$

En la Tabla 38 se presenta el cálculo del área de soldadura, así como también las fuerzas máximas y mínimas que actúan en cada enlace.

TABLA 38 - Fuerzas en cada enlace y geometría de la soldadura.

	Fuerzas (N)			Geometría de la soldadura		
	Máximo	mínimo	Delta F	espesor (mm)	perímetro (mm)	área (mm ²)
Enlace 1	4796,467	-13205,675	18002,142	7	93,122	651,857
Enlace 2	7977,236	-21777,713	29754,949	7	93,122	651,857
Enlace 3	7057,260	-8463,187	15520,448	5	73,173	365,867
Enlace 4	6545,491	-5506,031	12051,522	5	73,173	365,867
Enlace 5	10885,935	1205,632	9680,303	5	73,173	365,867

Para evaluar la resistencia en cada enlace se debe conocer la resistencia a la fatiga que según [28] depende de la posición de las piezas al momento de ensamblarse y también del tipo de junta que se realiza en el ensamble. Se define utilizar una junta con penetración completa (CJP) y haciendo uso del chaflan que tienen los insertos la preparación de la junta se especifica como de bisel simple, basado en la Figura 78 tomada de [28] donde se muestran diferentes preparaciones para juntas.

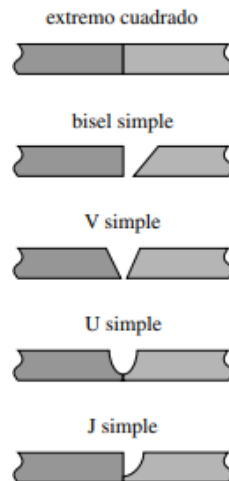


Fig. 78 Preparación de la junta para ensambles soldados [28].

Con estas características definidas se procede a identificar cual es la categoría de la unión soldada, que según la Figura 79 tomada de [28] hace parte de la categoría B por la disposición de las piezas y el tipo de unión.

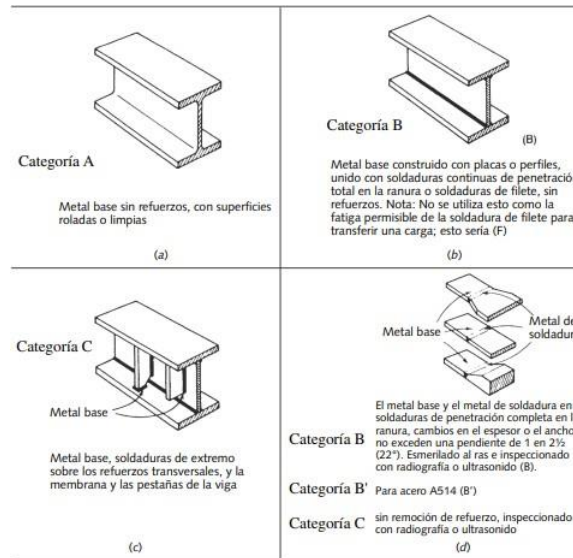


Fig. 79 Algunas categorías de ensambles soldados [28].

Una vez definido lo anterior se procede a identificar la resistencia de la soldadura a fatiga para la categoría del ensamble, la cual se puede calcular usando la ecuación 65 para un determinado número de ciclos necesario o se puede tomar el valor de S_{er} de la Figura 80 que se define como el límite de resistencia a la fatiga del ensamble soldado para que tenga más de 10^6 ciclos de vida.

Categoría del AISC	C_f SI	S_{er} MPa
A	170 E10	165
B	83 E09	110
B'	42 E09	82
C	30 E09	69
D	15 E09	48
E	7.6 E09	31
E'	2.7 E09	18
F	10 E12	55

Fig. 80 coeficiente C_f y S_{er} [28].

$$S_{fr} = C_{conf} \left(\frac{C_f}{N} \right)^{\frac{1}{3}} \geq S_{er} \quad \text{ec. 65}$$

Para calcular el factor de seguridad se hace uso de la ecuación 66 en donde S_{fr} es el valor de S_{er} tomado de la Figura 80 y el intervalo de esfuerzos se calcula con la ecuación 63. Los resultados se presentan en la Tabla 39.

$$N_{fr} = \frac{S_{fr}}{\Delta\sigma} \quad \text{ec. 66}$$

TABLA 39 – Factor de seguridad a fatiga de la soldadura.

	Intervalo de esfuerzos (MPa)	Factor de seguridad
Enlace 1	27,617	3,983
Enlace 2	45,646	2,410
Enlace 3	42,421	2,593
Enlace 4	32,940	3,339
Enlace 5	26,459	4,157

Los resultados obtenidos muestran un factor de seguridad aceptable en cada enlace lo que asegura que para las cargas consideradas la resistencia en la unión soldada es adecuada para soportar como mínimo 10^6 ciclos de vida.

CAPÍTULO 4: CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

En este capítulo se detalla la construcción del sistema de suspensión, el cual consta fundamentalmente de la manufactura y el ensamble de los enlaces al chasis y al bocín, en conjunto con el resorte-amortiguador.

4.1. Proceso de soldadura de los enlaces.

4.1.1. Alistamiento.

El alistamiento requerido para proceder a la unión entre los tubos y los insertos empieza por tronzar el material en las medidas definidas en los planos de ensamble. Los enlaces tienen una longitud adicional de 2 mm en cada uno de los extremos como tolerancia para dar el acabado final por medio del refrentado a través del mecanizado en el torno; este proceso fue realizado a una velocidad de rotación de la pieza de 340 RPM y la herramienta de corte utilizada fue un buril de acero rápido de $\frac{3}{8}$ " con punta de diamante. En resumen, el procedimiento requiere solo de tres procesos, tronzar a la medida especificada cada enlace, refrentar los extremos para obtener el acabado y la aplicación de la soldadura.

4.1.2. Tipo de soldadura y aplicación

Cómo se discutió en el capítulo anterior los enlaces de la suspensión están compuestos por tubos de acero 4130 a los que se ensamblan y unen insertos del mismo material mediante un proceso de soldadura GTAW con material de aporte referencia FR 4130. Dicho proceso se llevó a cabo por personal capacitado procurando una correcta aplicación que cumpliera las indicaciones y especificaciones dadas en el plano de manufactura que se adjunta como un anexo.

El proceso consistió en aplicar soldadura en semi-V a tope con soporte alrededor de toda la junta; la unión en semi – V o medio bisel se da entre la cara del tubo que es plana y el inserto el cual tiene un chaflan donde se aloja la soldadura, conformando así una junta con penetración completa. La especificación registrada en los planos se presenta en la Figura 81.

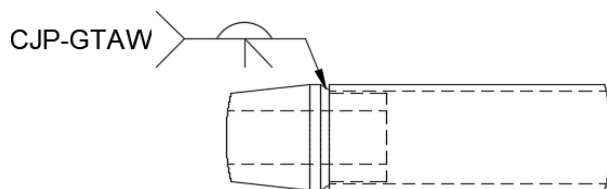


Fig. 81 Zona de aplicación de la soldadura

4.1.3. Aplicación de pintura para la protección de la superficie

Finalizada la unión entre los tubos y los insertos que conforman el cuerpo del enlace, se procede a la aplicación de la capa de pintura para el recubrimiento de la superficie que la protege contra la corrosión.

En primer lugar, se realizó la limpieza de la superficie para retirar residuos de grasa e impurezas utilizando solvente y un paño. Una vez preparada la superficie se aplicó una pintura en aerosol de referencia comercial tipo 3 en 1 que contiene el catalizador, el compuesto antióxido y el esmalte de acabado.

4.2. Ensamble del sistema de suspensión en el prototipo.

Una vez aplicada la soldadura y la pintura en los enlaces, se procede a ensamblar en cada extremo las rotulas roscadas en conjunto con la tuerca que permite realizar el ajuste como se puede ver en la Figura 82. teniendo un rango de hasta 14 mm para reducir o aumentar la distancia entre centros de rotula.

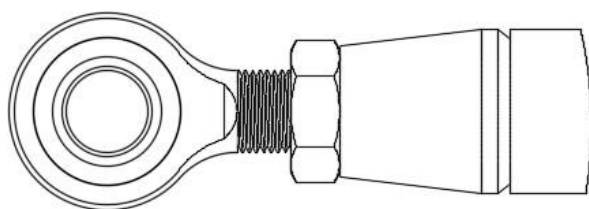


Fig. 82 – Extremo de un enlace

El ensamble de los enlaces del sistema de suspensión al chasis y al bocín consiste en la unión de cada extremo del enlace al punto de soporte por medio del tornillo correspondiente a cada rótula (5/8" o 1/2") en conjunto con las arandelas, la tuerca y los espaciadores. Los espaciadores permiten un rango de movimiento en las rotulas que evita que haya interferencia con los soportes del chasis y del bocín.

Las rotulas que se ensamblan al bocín tienen integrado un espaciador como se puede ver en la Figura 83, a diferencia de las rotulas que se ensamblan al chasis, que requieren de un espaciador como el de la Figura 84. El ensamble fue un proceso iterativo que se ejecutó repetidas veces durante la construcción del vehículo, del bocín y del sistema de dirección, se presentan algunas imágenes del proceso de ensamblaje.

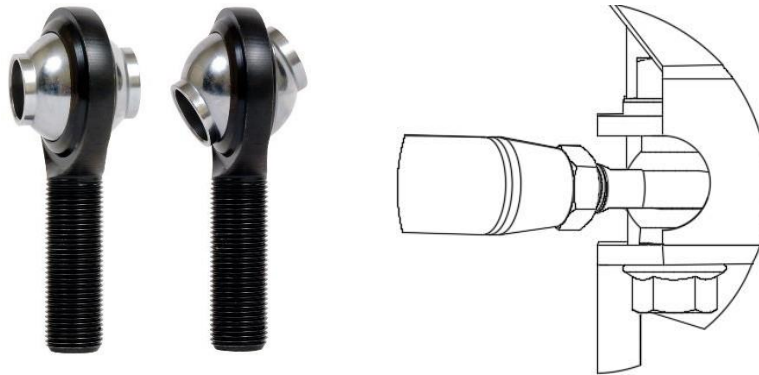


Fig. 83 Rotula utilizada en el ensamble al soporte al bocín.



Fig. 84 Rotula utilizada en el ensamble al soporte del chasis.

En la Figura 85 se pueden observar los enlaces del sistema de suspensión ensamblados al chasis y al bocín que soporta la rueda. En las Figuras 86 y 87 se observa el sistema de suspensión delantero ensamblado en el vehículo.



Fig. 85 Primer montaje realizado de la suspensión - rueda izquierda.

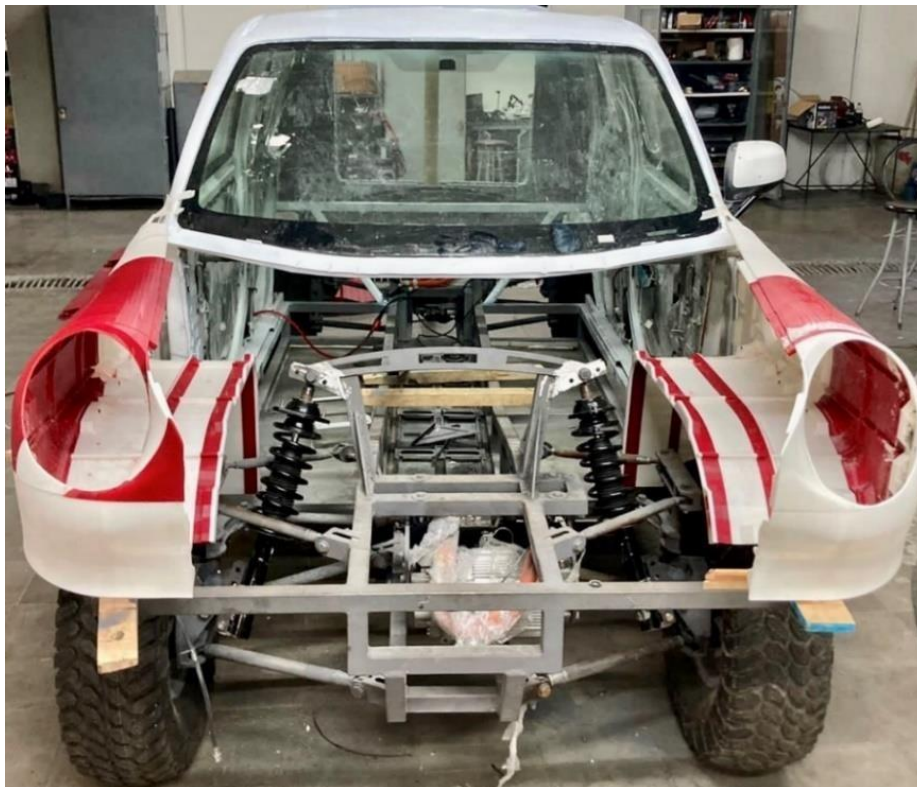


Fig. 86 Ensamble completo del sistema de suspensión delantero en el prototipo.

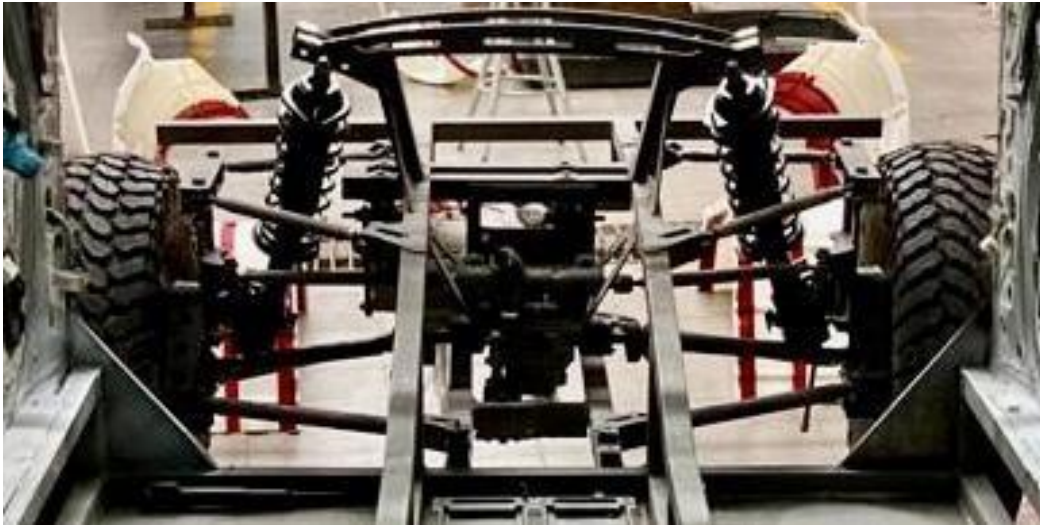


Fig. 87 Ensamble completo del sistema de suspensión delantero visto desde el interior del prototipo.

4.3. Puesta a punto del sistema de suspensión

El procedimiento realizado para la puesta a punto de los enlaces del sistema de suspensión consistió en la medición de la distancia donde termina la sección roscada de la rótula respecto a la cara plana de la tuerca de ajuste; debido a que la distancia total del tubo, los insertos y las tuercas es fija. En consecuencia, como se conocen las dimensiones de la rótula como se puede ver en la Figura 88, por construcción, variando esta medida se obtiene la distancia entre rotulas; en el proceso de modelado en CAD se estableció que la posición inicial en el extremo de los enlaces es de 3 mm. Para variar esta distancia se cuenta con 10 mm disponibles en total como se muestra en la Figura 89.

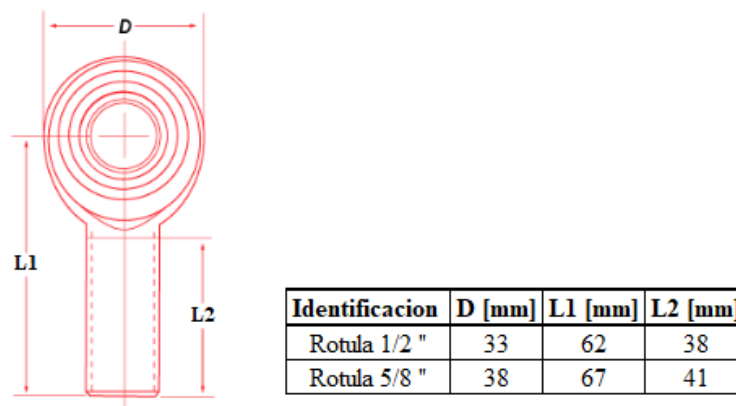


Fig. 88 Dimensiones de las rotulas

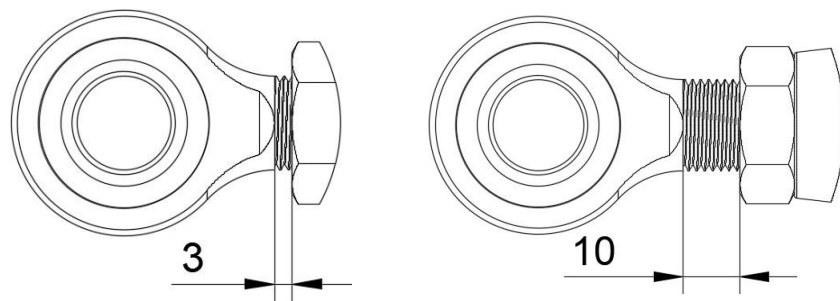


Fig. 89 Ajuste mínimo y máximo en los enlaces.

En la Figura 90 se muestra la configuración inicial del enlace 1 donde se puede apreciar la posición inicial de las rotulas.

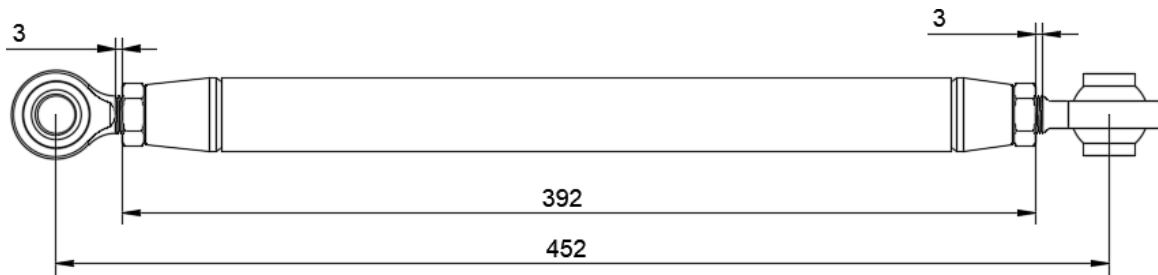


Fig. 90 Configuración inicial del enlace 1 (delantero inferior) del sistema de suspensión.

Una vez verificada la distancia entre rotulas se procedió a medir la distancia entre ejes y el ancho de vía del prototipo, parámetros que están directamente relacionados con la suspensión e influyen en su funcionamiento.

Para obtener la distancia entre ejes se utilizó un flexómetro para medir la longitud entre los centros de las ruedas trasera y delantera mientras se encontraba la dirección en la posición inicial, se obtuvo un valor de 2832 mm el cual tiene una variación de +2 mm respecto al valor definido (2830 mm). En el proceso de verificación del ancho de vía se midió con el flexómetro la distancia entre las caras internas de las ruedas y al valor obtenido (1205 mm) se le sumó el ancho de la rueda (254 mm) obteniendo un valor de 1459 mm el cual tiene una variación de +9mm respecto al valor definido (1450 mm).

Se encuentra que los valores obtenidos son aceptables debido a que tienen una variación menor al 1%, de (0.07%) y (0.6%) para la distancia entre ejes y el ancho de vía respectivamente. Durante el proceso de diseño se evidenció durante el modelado en CAD

que el cambio de estas longitudes no variaba significativamente el diseño mientras se mantuvieran por debajo del rango de ± 18.5 mm. Equivalente al 0.65% para la distancia entre ejes y el 1.27% para el ancho de vía.

Para realizar la verificación de los ángulos de Camber y Caster es necesario contar con equipos de medición especializados, este proceso de alineación es realizado en automóviles frecuentemente y para ello existen centros de servicio que cuentan con los equipos requeridos; sin embargo, en el marco del proyecto en el que este trabajo fue desarrollado se definió ejecutar este procedimiento en etapas posteriores como parte del mejoramiento del prototipo construido.

Para medir los ángulos de giro de las ruedas es necesario contar con dispositivos adecuados para obtener mediciones confiables, debido a que en el taller de procesos de manufactura de la EIME no se cuenta con dichos dispositivos esta medición no se lleva a cabo.

Un proceso adicional para la validación de la operatividad del sistema de suspensión consistió en la conducción del vehículo en las vías de la Universidad del Valle. Al realizar estos recorridos se pudo comprobar que el sistema interactuaba con los demás componentes permitiendo el movimiento.

Los trayectos recorridos a bordo del vehículo permitieron evidenciar que los rangos de giro de las ruedas presentan una movilidad reducida en comparación a la esperada. Una razón identificada que ocasiona que los radios de giro no sean los esperados es la distancia que recorre el rack hacia cada lado desde la posición inicial, durante el diseño se estimó que su desplazamiento debía ser de 55 mm, una vez terminado y ensamblado el sistema de suspensión, al realizar el máximo giro que permite la dirección se registra un valor de 36 mm que corresponde a un 34.5 % menos del valor esperado.

CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES

En el marco del proyecto “Desarrollo experimental de un prototipo de vehículo eléctrico en el sector automotriz del valle del cauca” llevado a cabo en la Universidad del Valle, surgió la necesidad de suplir un sistema de suspensión delantero para el prototipo de vehículo eléctrico. En este contexto se desarrolló el presente trabajo en el cual se logró diseñar e implementar un sistema de suspensión multi-link para el prototipo desarrollado. El procedimiento de diseño descrito y los resultados obtenidos permiten llegar a las siguientes conclusiones:

- En el proceso de diseño para establecer los requerimientos dimensionales que debía cumplir el sistema de suspensión, se utilizó satisfactoriamente la maqueta construida del prototipo de donde se obtuvieron las medidas que acotaban el volumen del espacio disponible para el sistema de suspensión.
- Los parámetros establecidos para la geometría de la suspensión se definieron a partir de documentos técnicos en donde se desarrollaron trabajos similares al realizado en este documento. Mediante iteraciones y ajustes en el proceso de modelado en CAD, se propuso un diseño preliminar que fue gradualmente corregido para contemplar los factores que incidían en su funcionamiento hasta alcanzar un diseño final.
- En el proceso de diseño y modelado en CAD se estableció la interacción de la suspensión con el chasis, el bocín y demás componentes del prototipo; en este proceso se obtuvieron las dimensiones de los enlaces de la suspensión y se simuló el comportamiento cinemático, con lo que se evaluaron los ángulos de giro de las ruedas y el radio de giro mínimo del prototipo.
- La evaluación de resistencia de los componentes de la suspensión se realizó ante diferentes estados de carga y con base en los resultados obtenidos, se concluye que los enlaces de la suspensión podrán soportar tanto la carga estática como las cargas dinámicas que se plantearon en los casos de estudio. De la evaluación del resorte se concluye que solo podrá soportar la carga estática y que en caso de presentarse las cargas dinámicas supuestas el resorte llegará a la falla, en consecuencia, se propusieron nuevas dimensiones para el resorte con las que se cumple con la resistencia requerida.
- Se implementó un modelo en Matlab y Simulink para evaluar el comportamiento dinámico; se obtuvo la respuesta en frecuencia y el tiempo de establecimiento del sistema resorte-amortiguador propuesto al pasar por un bache, a partir de los resultados obtenidos se propuso una constante de amortiguamiento que cumplió con los parámetros definidos para el sistema.
- Se logra llevar a cabo la construcción del sistema de suspensión a través de la implementación del diseño y las especificaciones planteadas, se entrega instalado y operativo en el prototipo de vehículo eléctrico. Esto permitió conducir el vehículo e identificar oportunidades de mejora que deben realizarse como parte de trabajos futuros.

CAPÍTULO 6: OBSERVACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

Se proponen como trabajos futuros:

Realizar la alineación del sistema de suspensión y la medición de los ángulos de giro en las ruedas con personal capacitado y con los equipos e instalaciones idóneos.

Implementar un conjunto resorte–amortiguador comercial que tenga valores cercanos a las dimensiones y parámetros propuestos para reemplazar el reutilizado.

Realizar un estudio que permita determinar la razón por la que el rack de la dirección no está cumpliendo el rango de movimiento esperado, ocasionando una reducción en el ángulo de giro de las ruedas.

Realizar pruebas de rendimiento al prototipo en el banco de pruebas vehiculares que se está desarrollando en la Universidad del Valle, entre ellas la prueba de frenado, con el objetivo de evaluar el comportamiento del sistema de suspensión, y obtener resultados con los cuales comparar los obtenidos en este trabajo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Organización mundial de la salud. (22 de septiembre de 2021). *Contaminación del aire ambiente (exterior)*. [www.who.int/es/news-room/fact-sheets/detail/ambient-\(outdoor\)-air-quality-and-health](http://www.who.int/es/news-room/fact-sheets/detail/ambient-(outdoor)-air-quality-and-health)
- [2] Glosario ambiental: ¿Sabes qué se pactó en el Acuerdo de París? (18 de septiembre de 2018). <https://www.wwf.org.co/en/?334976/Glosario-ambiental--Sabes-que-se-pa>
- [3] Pettigrew S., Delgado O.. (16 de febrero de 2022). ¿PUEDE COLOMBIA CONVERTIRSE EN EL LÍDER DE TRANSPORTE LIMPIO DE AMÉRICA LATINA? <https://theicct.org/latam-colombia-transporte-limpio-feb22/>
- [4] Wang, F., (2001). “Passive Suspensions”, in *Design and Synthesis of Active and Passive Vehicle Suspensions*, PhD Thesis, Control Group Department of Engineering University of Cambridge.
- [5] Simionescu, P. A., & Beale, D. (2002). Synthesis and analysis of the five-link rear suspension system used in automobiles. *Mechanism and Machine Theory*, 37(9), 815-832.
- [6] ISO 3833:1977 , No 3.1.1.1, Road vehicles — Types — Terms and definitions.
- [7] ISO 3833:1977 , No 3.1.1, Road vehicles — Types — Terms and definitions.
- [8] ISO 3833:1977 , No 3.1.3, Road vehicles — Types — Terms and definitions.
- [9] ISO 1176:1990 No. 4.6, Road vehicles — Masses — Vocabulary and codes.
- [10] Kim, S. P., Sim, J. G., An, B. U., & Lee, E. G. (2001). Approximate synthesis of 5-SS multi link suspension systems for steering motion. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, 25(1), 32-38.
- [11] Kim, S. P., Lee, J. K., Oh, Y. H., & Lee, U. K. (2009). The Development of Multi-link Suspensions for Hyundai Genesis (No. 2009-01-0224). *SAE Technical Paper*.
- [12] Blundell, M., Harty, D. (2004). *Modelling and analysis of suspension systems, The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, Butterworth-Heinemann, Pages 131-247.
- [13] Chacón, V. (2009). *Diseño de una suspensión para un vehículo automóvil basada en amortiguadores magneto-reológicos*. Madrid: Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III de Madrid.
- [14] Güler, D. (2006). *Dynamic analysis of double wishbone suspension*. Izmir Institute of Technology (Turkey).
- [15] Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). *Race car vehicle dynamics* (Vol. 400, p. 16). Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- [16] Pashley, T. (2008). *How to build motorcycle-engined racing cars*. Veloce Publishing Ltd.
- [17] Pérez, A. (2011). *Desarrollo de una suspensión semi-activa en un vehículo automóvil*

basado en lógica fuzzy. Madrid, España: Universidad Carlos III de Madrid.

[18] Staniforth, A. Competition Car Suspension, Cuarta ed. California, Estados Unidos: Haynes publishing (2006).

[19] ISO 8855, Road vehicles Vehicle dynamics and road-holding ability Vocabulary.

[20] Jazar, R. N. (2008). Vehicle dynamics (Vol. 1). New York: Springer.

[21] Lamers, W. (2008). Development and analysis of a multi-link suspension for racing applications. Mechanical Engineering.

[22] 2022 SAE Internacional. <https://www.sae.org/standards/development>

[23] , International Organization for Standardization. <https://www.iso.org/about-us.html>

[24] Unkoo, L. and Byung Eui, A., "A Method to Analyze "The Imaginary Kingpin Axis" in Multi-Link Type Suspension Systems," SAE Technical Paper 930262, 1993

[25] Green motor technology group.

https://greenmotortech.en.alibaba.com/minisiteentrance.html?from=detail&productId=60064586636?spm=a2700.details.0.0.1da62cb7L7Q6lX&tracelog=product_detail_cp

[26] Ramos, H. (2017). Investigación de accidentes en Colombia. nacional de Colombia.

[27] Min. de transporte de Colombia, INVIAS. (2020). Manual de capacidad y niveles de servicio para carreteras de dos carriles.

[28] Norton, R. (2011). Diseño de máquinas, un enfoque integrado. Cuarta edición.

A.1. Código de matlab utilizado para evaluación de sistema resorte – amortiguador.

```

1 → clc
2 clear
3
4 m = 1800/4 ; % [kg]
5 k = 18470 ; % [N/m]
6 wn = sqrt(k/m); % [r/s]
7 b = wn*wn;
8 cc = 2*wn*m ; % (c crítico)
9
10 fixed_step = 1/1000 ;
11 wp = 1/fixed_step;
12
13 for c = 3000:1000:6000
14
15     cita = c/cc; %(2*sqrt(k*m)); ;
16     a = 2 * cita *wn ;
17     called = sim('simulacion1.slx');
18     signal = called.signal;
19     answer = called.answer;
20     answer1 = called.answer1;
21
22     t = called.tout;
23
24     entradafft = extractFFT(signal,wp);
25     respuestafft = extractFFT(answer,wp);
26
27     f_entrada = entradafft(:,1);
28     espectro_entrada = entradafft(:,2);
29     Magnitud_espectro_E = abs(espectro_entrada);
30
31     f_respuesta = respuestafft(:,1);
32     espectro_respuesta = respuestafft(:,2);
33     Magnitud_espectro_R = abs(espectro_respuesta);
34     fase_R = unwrap(angle(espectro_respuesta));
35
36     transfer = espectro_respuesta./espectro_entrada;
37     absolut_transfer = abs(transfer);
38
39     subplot(2,3,1)
40     plot(t,answer);hold on;grid on;xlabel('t [s]'),ylabel('posicion [m]'),legend;
41     xlim([0 2])
42     subplot(2,3,2)
43     plot(t,answer1);hold on;grid on;xlabel('t [s]'),ylabel('aceleracion [m/s^2]'),legend;
44     xlim([0 0.3])
45     subplot(2,3,3)
46     plot(f_respuesta,absolut_transfer);hold on;grid on;xlabel('Hz'),ylabel('Función de transferencia'),legend;
47     xlim([0 5])
48     drawnow
49 end

```

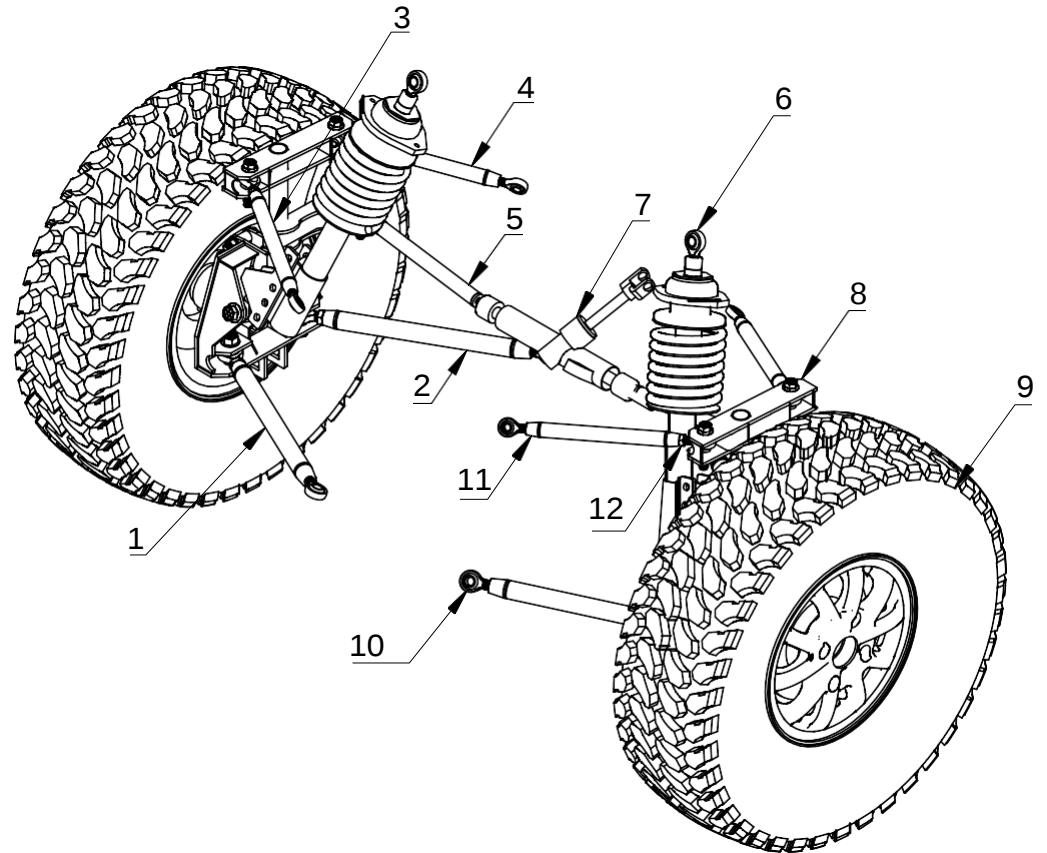
A.2. Planos de diseño – modelo CAD.

Para visualizar el modelo del diseño CAD en 3D se pueden seguir los siguientes hipervínculos:

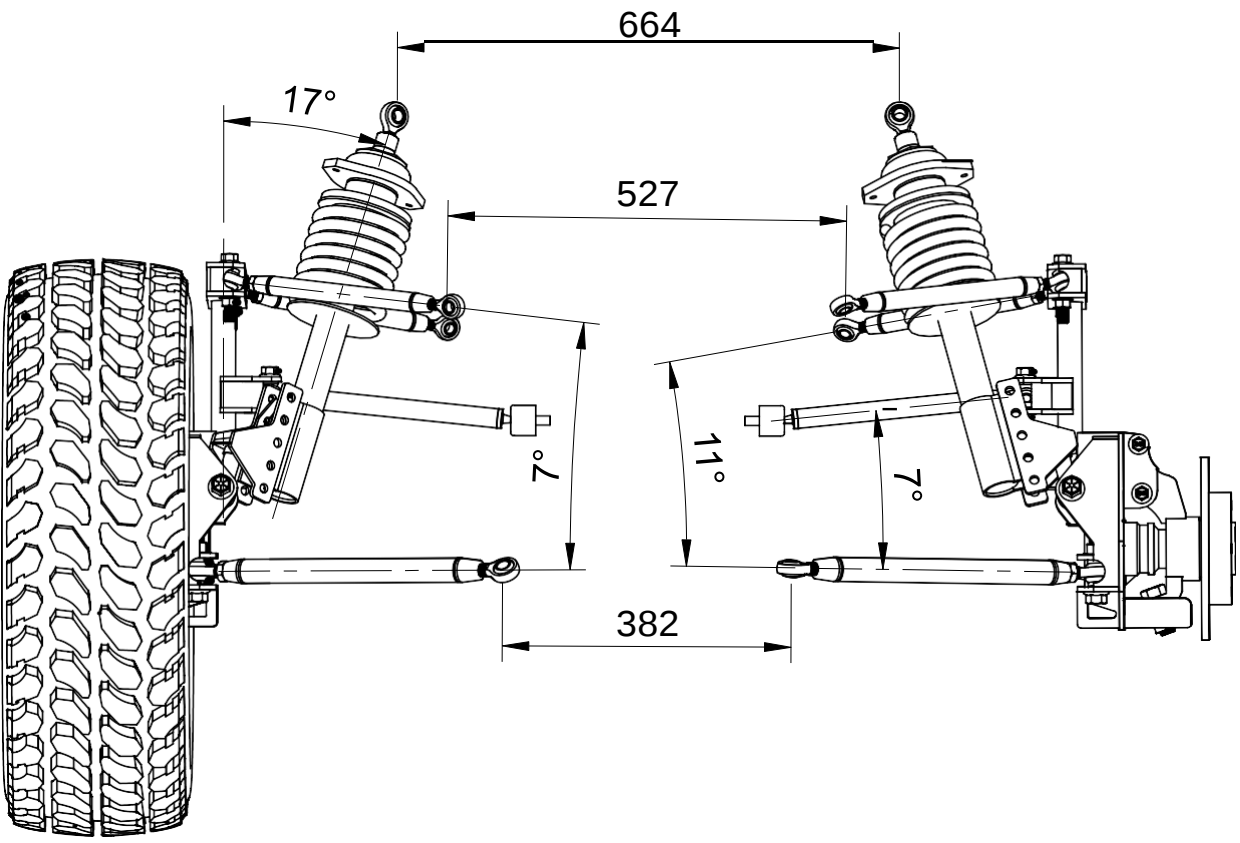
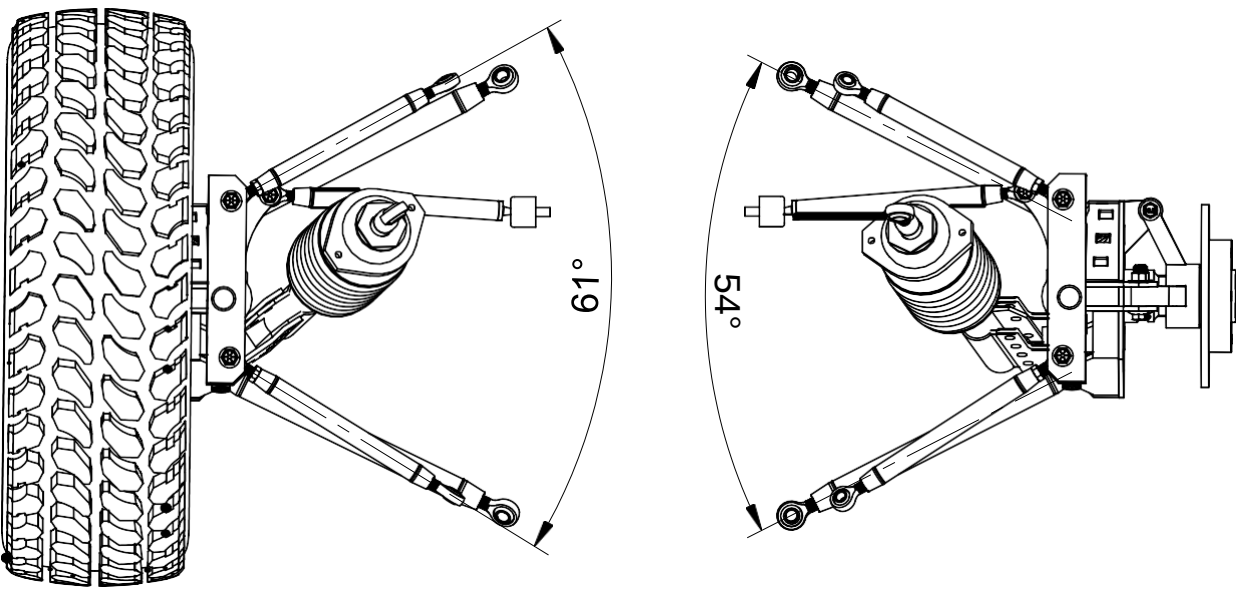
- Modelo CAD – Componentes del ensamble del sistema de suspensión delantero, permite a través de la descarga del archivo en formato STEP y la ejecución en Fusion360, la simulación del giro de la dirección
<https://a360.co/3LBSTKY>
- Modelo CAD – Ensamble que permite a través de la descarga del archivo en formato STEP el desplazamiento en dirección vertical de la rueda durante la amortiguación.
<https://a360.co/41bookK>

VISTA ISOMETRICA

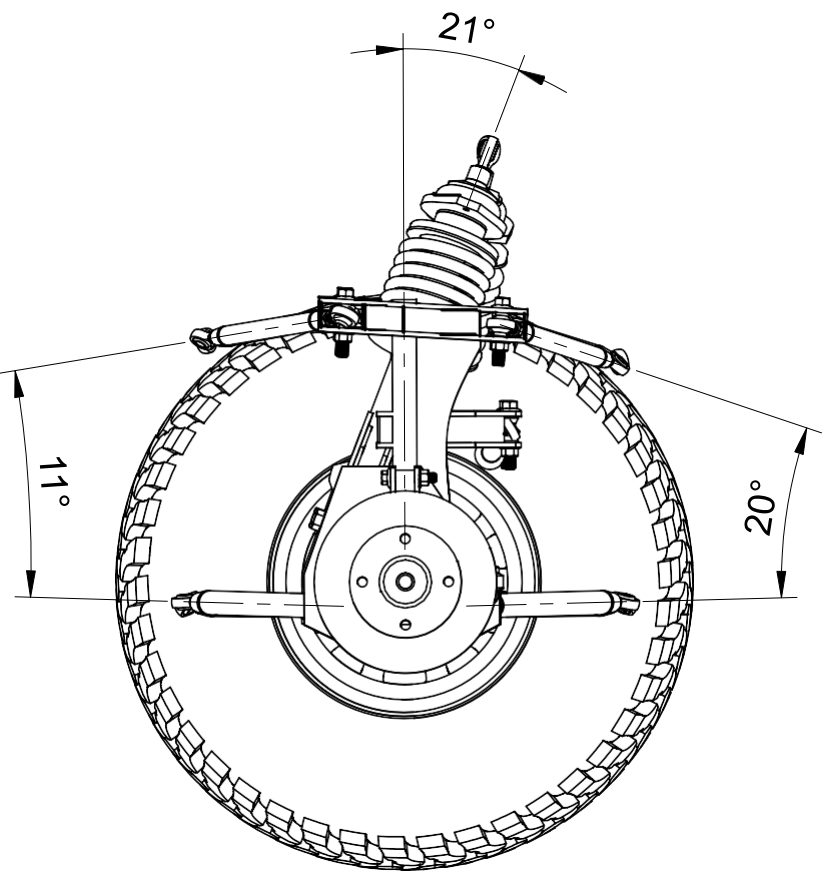
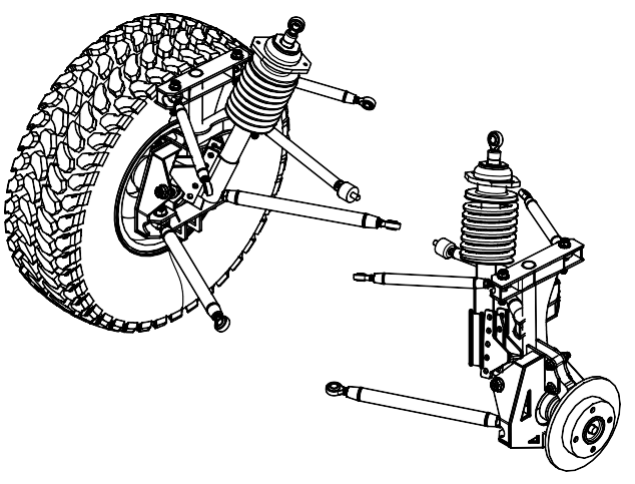
Suspensión delantera 5 SS	
No.	Componente
1	Enlace delantero inferior
2	Enlace trasero inferior
3	Enlace delantero superior
4	Enlace trasero superior
5	Brazo dirección
6	Amortiguador
7	Rack dirección
8	Bocín
9	Rueda
10	Rotula
11	Inserto
12	Tuerca



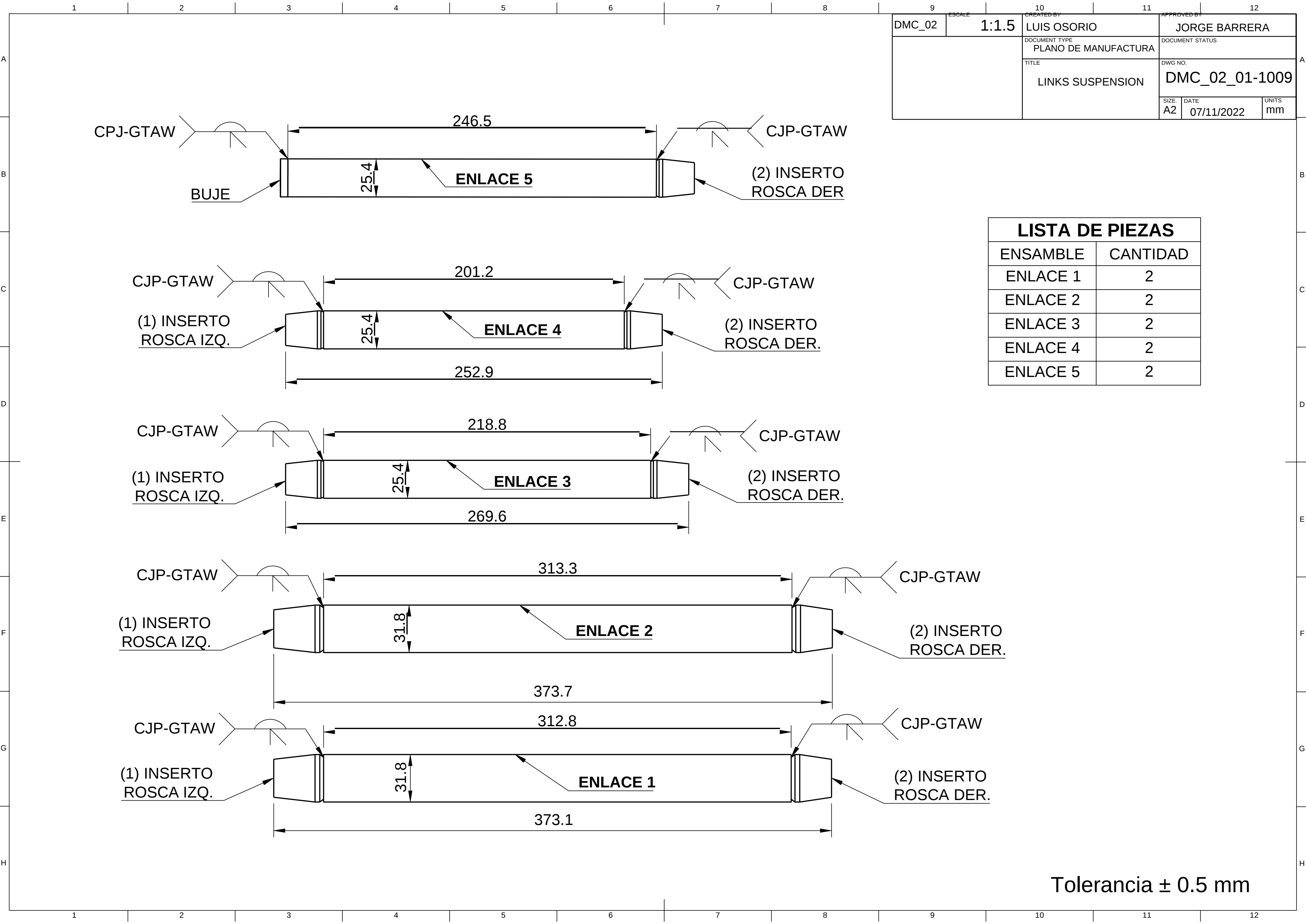
DMC 1000	ESCALE	CREATED BY	APPROVED BY		
	1:13	ALEJANDRO VANEGAS	JORGE BARRERA		
		DOCUMENT TYPE	DOCUMENT STATUS		
		SOPORTE LINK SUSPENSION			
TITLE		DWG No.			
		SISTEMA DE SUSPENSION DELANTERO	DMC-01-1001		
			SIZE	DATE	UNITS
			A4	27/06/2022	mm



RECORRIDO DE LA SUSPENSIÓN:
 - ANGULO DE GIRO DE LA LLANTA: [22.6,28.0]
 - DESPLAZAMIENTO VERTICAL: [80 mm]



DMC 1000	ESCALE	CREATED BY	APPROVED BY		
	1:12	ALEJANDRO VANEGAS	JORGE BARRERA		
		DOCUMENT TYPE	DOCUMENT STATUS		
		PLANO DE ENSAMBLE			
TITLE		DWG No.			
		SUSPENSIÓN DELANTERA	DMC-01-1001		
			SIZE	DATE	UNITS
			A3	27/11/2022	mm

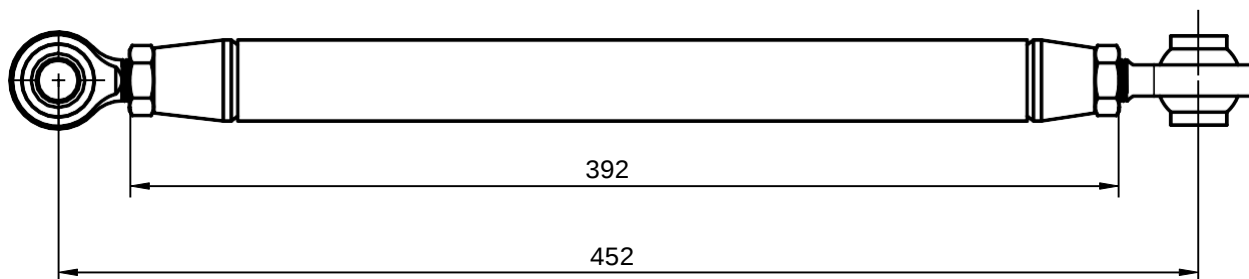
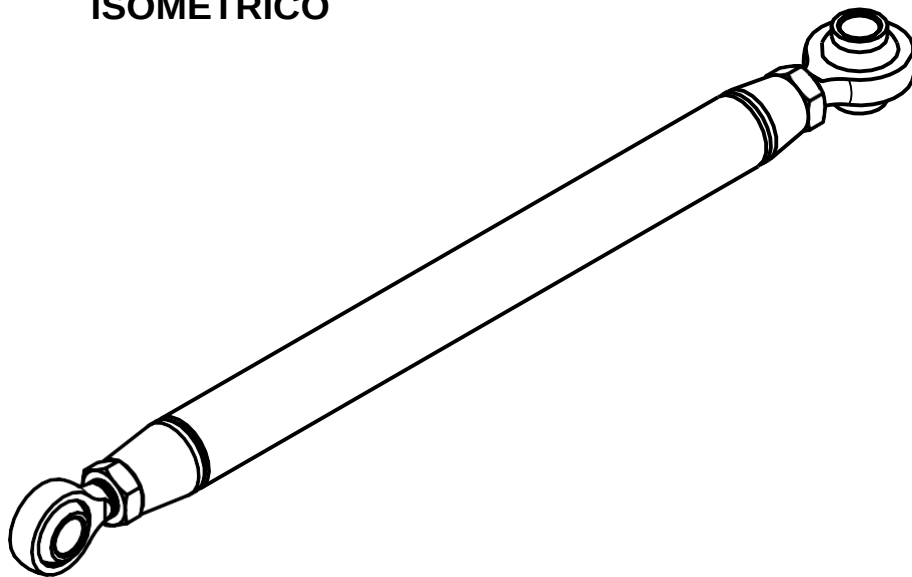


DMC_02	ESCALE 1:1.5	CREATED BY LUIS OSORIO	APPROVED BY JORGE BARRERA
		DOCUMENT TYPE PLANO DE MANUFACTURA	DOCUMENT STATUS
		TITLE LINKS SUSPENSION	DWG NO. DMC_02_01-1009
		SIZE A2	DATE 07/11/2022
		UNITS mm	

LISTA DE PIEZAS	
ENSAMBLE	CANTIDAD
ENLACE 1	2
ENLACE 2	2
ENLACE 3	2
ENLACE 4	2
ENLACE 5	2

Tolerancia ± 0.5 mm

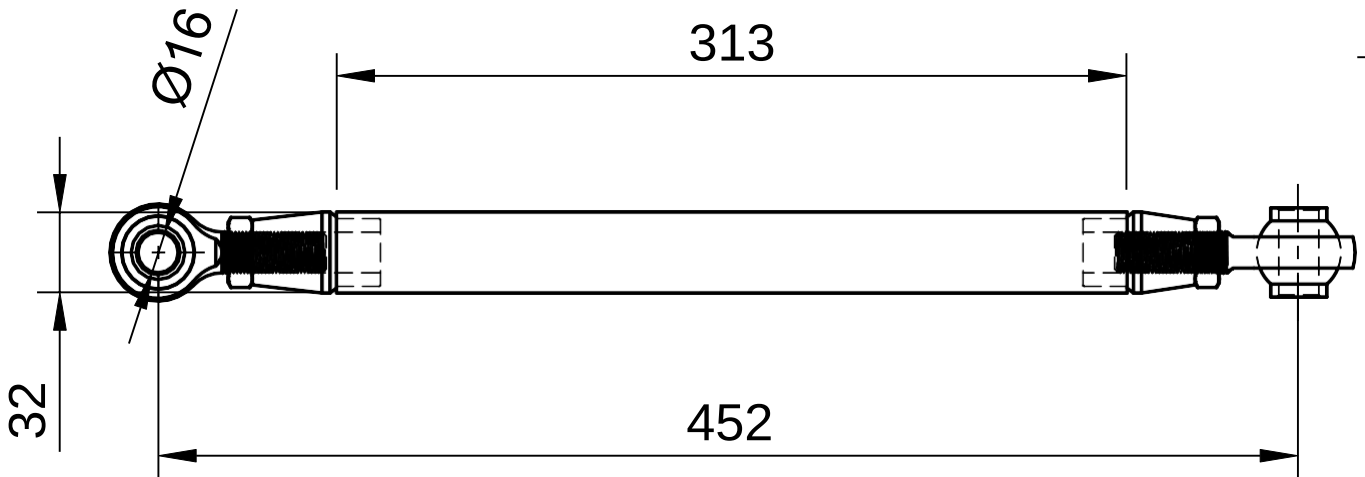
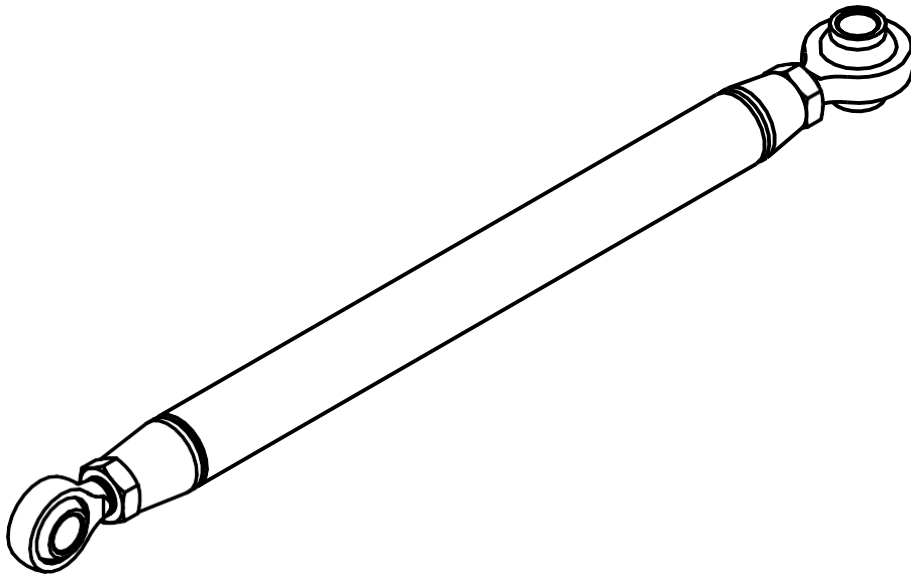
ISOMETRICO



VISTA FRONTAL

DMC_02	ESCALE 1:3	CREATED BY LUIS OSORIO	APPROVED BY JORGE BARRERA		
		DOCUMENT TYPE PLANO DE	DOCUMENT STATUS		
		TITLE LINK 1 SUSPENSION	DWG NO. DMC_02_01-1005		
			SIZE. A4	DATE 28/06/2022	UNITS mm

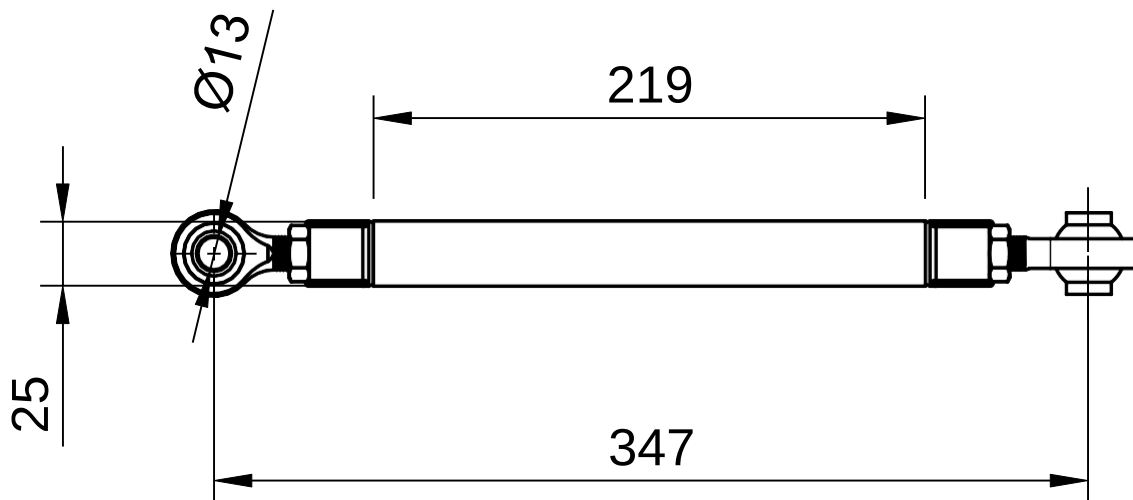
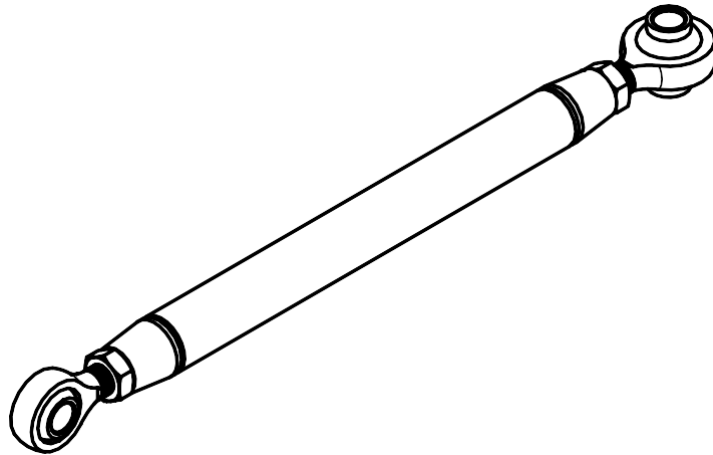
ISOMETRICO



VISTA FRONTAL

DMC_02	ESCALE 1:3	CREATED BY LUIS OSORIO	APPROVED BY JORGE BARRERA		
		DOCUMENT TYPE PLANO DE PIEZA	DOCUMENT STATUS		
		TITLE LINK 2 SUSPENSION	DWG NO. DMC_02_01-1006		
			SIZE. A4	DATE 28/06/2022	UNITS mm

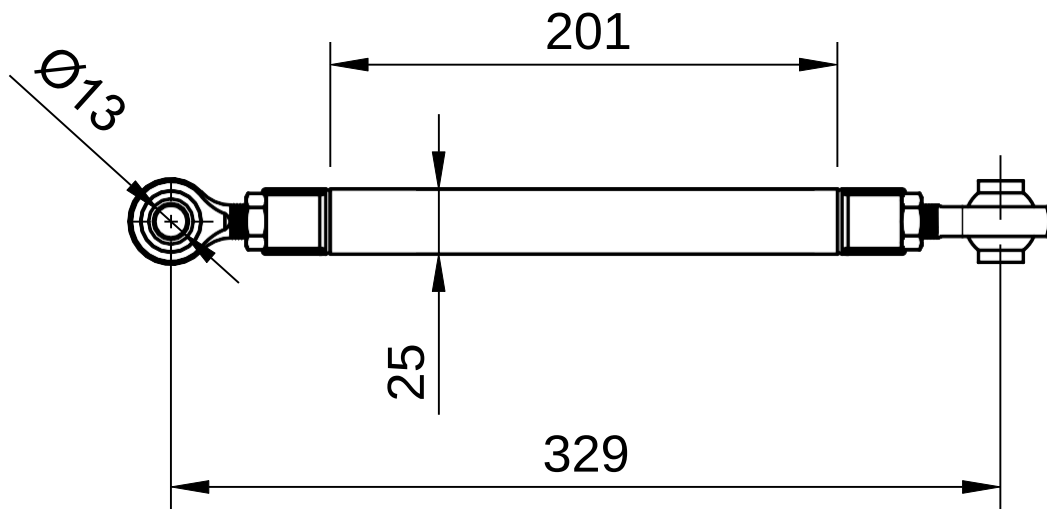
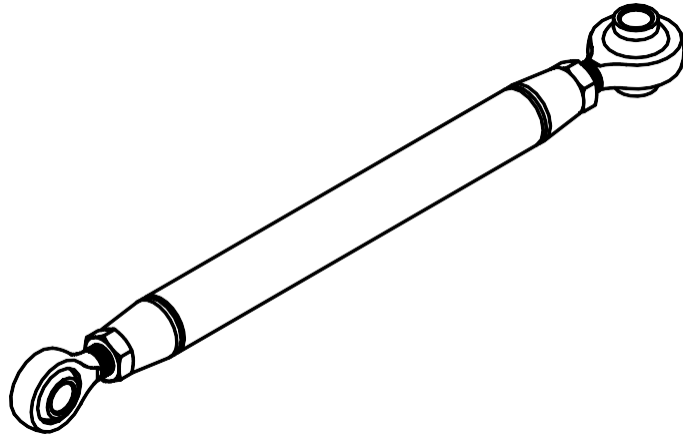
ISOMETRICO



VISTA FRONTAL

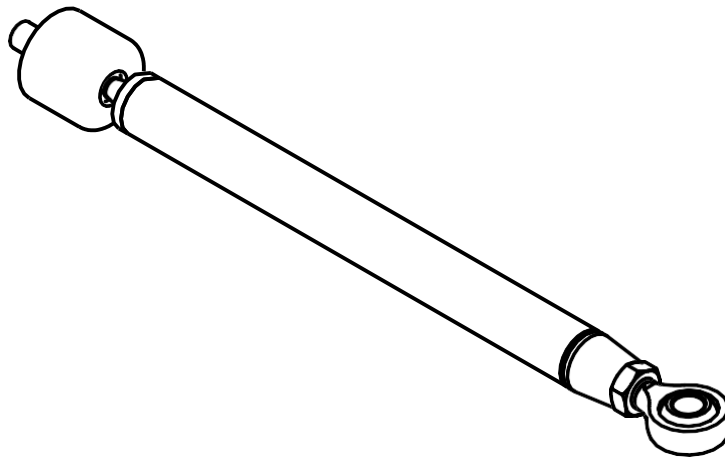
DMC_02	ESCALE 1:3	CREATED BY LUIS OSORIO	APPROVED BY JORGE BARRERA		
		DOCUMENT TYPE PLANO DE PIEZA	DOCUMENT STATUS		
		TITLE LINK 3 SUSPENSION	DWG NO. DMC_02_01-1007		
			SIZE. A4	DATE 28/06/2022	UNITS mm

ISOMETRICO

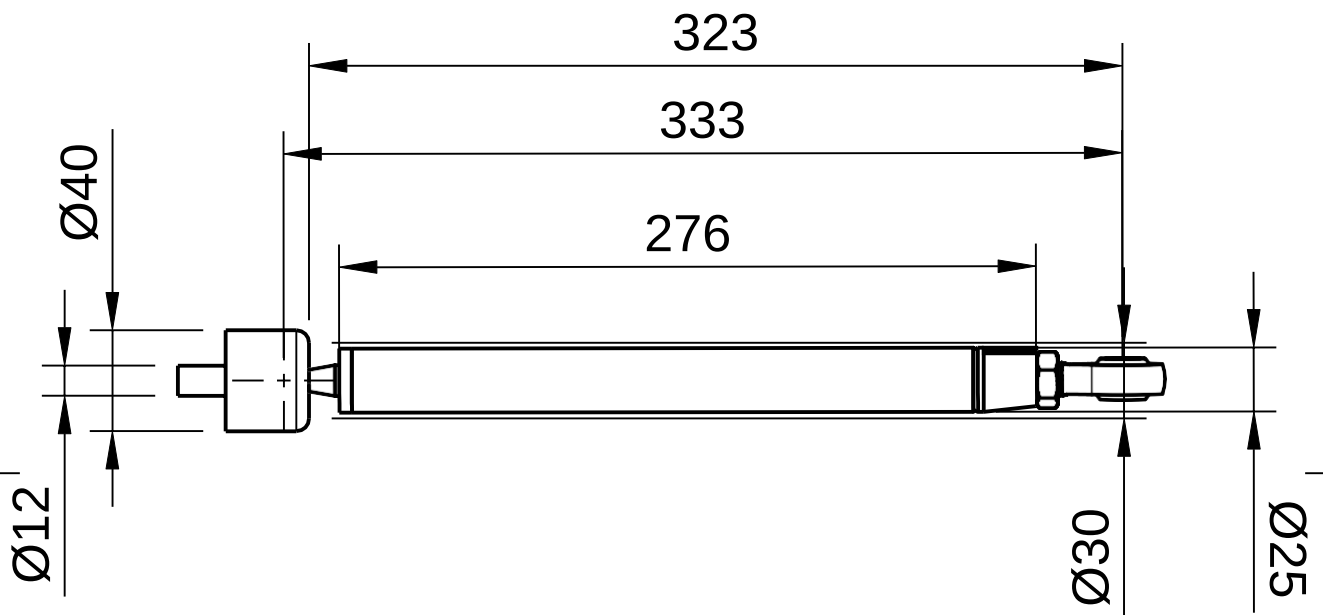


VISTA FRONTAL

DMC_02	ESCALE 1:3	CREATED BY LUIS OSORIO	APPROVED BY JORGE BARRERA		
		DOCUMENT TYPE PLANO DE PIEZA	DOCUMENT STATUS		
		TITLE LINK 4 SUSPENSION	DWG NO. DMC_02_01-1008		
			SIZE. A4	DATE 28/06/2022	UNITS mm



ISOMETRICO



VISTA FRONTAL

NOTA:

- BARRA DE DIRECCION
MODIFICADA.

-MATERIAL:
4130 ROUND TUBING

DMC04	ESCALE 1:3	CREATED BY LUIS OSORIO	APPROVED BY JORGE BARRERA		
		DOCUMENT TYPE PLANO DE PIEZA	DOCUMENT STATUS		
		TITLE BARRA DE DIRECCION	DWG NO. DMC-04-1002		
			SIZE. A4	DATE 25/06/2022	UNITS mm