



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

**ANÁLISIS DEL SISTEMA DE AMORTIGUAMIENTO
DE DOBLE TRAPECIO DE UN SUV MODELO
SUBARU FORESTER**

**PARA OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE
BACHILLER EN INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

Autor

Hernandez Rodas Darwin Benjamin

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8689-046X>

Asesor

Mtro. Vives Garnique Juan Carlos

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>

Línea de Investigación

**Tecnología e Innovación en Desarrollo de la
Construcción y la Industria en un Contexto de
Sostenibilidad**

Sub línea de Investigación

**Innovación y Tecnificación en Ciencia de los Materiales, Diseño
e Infraestructura**

Pimentel – Perú

2024

DECLARACIÓN JURADA DE ORIGINALIDAD

Quien(es) suscribe(n) la DECLARACIÓN JURADA, somos egresado (s) del Programa de Estudios de **Ingeniería Mecánica y Eléctrica** de la Universidad Señor de Sipán S.A.C, declaramos bajo juramento que soy (somos) autor(es) del trabajo titulado:

ANÁLISIS DEL SISTEMA DE AMORTIGUAMIENTO DE DOBLE TRAPECIO DE UN SUV MODELO SUBARU FORESTER

El texto de mi trabajo de investigación responde y respeta lo indicado en el Código de Ética del Comité Institucional de Ética en Investigación de la Universidad Señor de Sipán, conforme a los principios y lineamientos detallados en dicho documento, en relación con las citas y referencias bibliográficas, respetando el derecho de propiedad intelectual, por lo cual informo que la investigación cumple con ser inédito, original y autentico.

En virtud de lo antes mencionado, firmo:

HERNANDEZ RODAS DARWIN BENJAMIN	DNI: 74466626	
---------------------------------	---------------	---

Pimentel, 26 de setiembre de 2024

DEDICATORIA

A mis padres, por su amor incondicional y por enseñarme el valor de la perseverancia y el esfuerzo constante. Sin su apoyo, este logro no habría sido posible.

Y, a todos aquellos profesionales y compañeros de estudio que, con sus valiosas aportaciones y debates, han enriquecido este proyecto y han hecho de este camino una experiencia gratificante y enriquecedora.

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi gratitud a todas las personas e instituciones que han contribuido a la realización de este trabajo de investigación.

A mis padres, por su apoyo constante y por proporcionarme los recursos necesarios para completar mis estudios.

A mi asesor, Elmer Polo Briceño, por su orientación y valiosas sugerencias a lo largo del proyecto. Su experiencia ha sido crucial para el desarrollo de esta investigación.

A mis compañeros de clase, por su colaboración y aportaciones durante las discusiones y sesiones de trabajo en grupo.

A la Universidad señor de Sipán, por ofrecer las instalaciones y herramientas necesarias para llevar a cabo este estudio.

A los profesionales de la industria automotriz que compartieron sus conocimientos y experiencias, proporcionando información práctica y relevante para este proyecto.

Gracias a todos.

INDICE

DEDICATORIA.....	3
AGRADECIMIENTO	4
RESUMEN	6
ABSTRACT.....	7
I. INTRODUCCIÓN	8
1.1. Realidad problemática.....	8
1.2. Formulación del problema	9
1.3. Hipótesis.....	9
1.4. Objetivos.....	9
1.5. Teorías relacionadas al tema	10
II. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN.....	22
III. RESULTADOS:.....	23
IV. DISCUSIÓN Y CONCLUSIÓN:	37
4.1. Discusión.....	37
4.2. Conclusión	37
V. REFERENCIAS	38
ANEXOS.....	40

RESUMEN

El proyecto analiza el sistema de amortiguamiento de doble trapecio del Subaru Forester, abordando problemas comunes en la suspensión de los SUV, como fallos en los brazos de control y juntas de amortiguadores. Se enfoca en mejorar el desempeño en términos de confort de manejo, estabilidad y durabilidad mediante el uso de materiales modernos y tecnologías avanzadas, mientras se mantiene la viabilidad económica y la facilidad de fabricación. Se plantean hipótesis y objetivos específicos, como la determinación teórica de fuerzas y deformaciones mediante análisis CAE, y se exploran conceptos como el centro de gravedad, cargas estáticas, aceleración, resistencia aerodinámica, y fuerzas longitudinales y laterales. Además, se evalúan propiedades y deformaciones de los resortes, torque, y amortiguación de suspensión, utilizando modelos matemáticos y experimentales. El enfoque metodológico incluye un análisis estructural del sistema y cálculos teóricos apoyados por simulaciones y programas especializados.

Palabras clave. Subaru Forester ,suspension

ABSTRACT

The project analyzes the double wishbone suspension system of the Subaru Forester, addressing common issues in SUV suspensions, such as control arm and shock absorber joint failures. It focuses on improving performance in terms of ride comfort, stability, and durability by utilizing modern materials and advanced technologies while maintaining economic feasibility and ease of manufacturing. Hypotheses and specific objectives are formulated, including the theoretical determination of forces and deformations through CAE analysis. Key concepts such as the center of gravity, static loads, acceleration, aerodynamic resistance, and longitudinal and lateral forces are explored. Additionally, the properties and deformations of springs, torque, and suspension damping are evaluated using mathematical and experimental models. The methodological approach includes structural analysis of the system and theoretical calculations supported by simulations and specialized software.

Keywords: Subaru Forester, suspension

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad problemática

Las camionetas SUV ha enfrentado una serie de problemas en su sistema de suspensión durante los últimos años, Subaru Forester es uno de ellos; lo que ha llevado a varios usuarios a reportar experiencias negativas y a buscar soluciones en foros y con mecánicos especializados [1].

Uno de los problemas más comunes reportados es el fallo en los brazos de control y las juntas de los amortiguadores. Estos problemas no solo resultan en un manejo deficiente y una conducción incómoda, sino que también pueden llevar a reparaciones costosas y frecuentes. Algunos usuarios han notado que sus vehículos tienen tendencia a inclinarse hacia un lado, lo que indica un desajuste en el sistema de suspensión debido al desgaste de los componentes [2].

Además, Subaru ha emitido varios retiros del mercado relacionados con la suspensión. Por ejemplo, en 2021, casi 875,000 vehículos fueron retirados debido a problemas con los pernos de la suspensión que podían aflojarse y caer, aumentando el riesgo de accidentes. Estos problemas han afectado negativamente la percepción de la durabilidad y fiabilidad del Subaru Forester, aunque la empresa ha prometido mejorar la calidad de sus productos en los últimos modelos [3].

Por otro lado, los expertos en reparación automotriz recomiendan inspeccionar regularmente el sistema de suspensión del SUV. Los síntomas de un sistema de suspensión defectuoso incluyen el hundimiento del frente del vehículo al frenar, amortiguadores aceitosos que indican fugas de fluidos, y una conducción excesivamente brusca y con muchos rebotes. Estos signos deben ser atendidos inmediatamente para evitar accidentes y daños mayores.

En resumen, el diseño conceptual del trapecio de suspensión para de SUV debe abordar estos problemas recurrentes de durabilidad y fiabilidad, incorporando materiales de alta resistencia y mejorando la robustez de las conexiones para evitar fallos prematuros. Además, es esencial considerar la facilidad de mantenimiento y la capacidad de soportar las condiciones de manejo más exigentes para garantizar la seguridad y satisfacción del usuario.

1.2. Formulación del problema

¿Cómo diseñar un trapecio de suspensión para el Subaru Forester que mejore su desempeño en términos de confort de manejo, estabilidad y durabilidad, utilizando tecnologías y materiales modernos, mientras se mantiene la viabilidad económica y la facilidad de fabricación?

1.3. Hipótesis

El diseño optimizado del trapecio de suspensión del Subaru Forester, análisis del sistema de amortiguamiento de doble trapecio utilizando materiales avanzados, mejorará significativamente el confort de manejo, la estabilidad y la durabilidad del vehículo, mientras se mantiene la viabilidad económica y la facilidad de fabricación.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general:

Análisis del sistema de amortiguamiento de doble trapecio de un vehículo SUV modelo subaru forester.

1.4.2. Objetivo específico:

- Determinar de manera teórica las fuerzas en el doble trapecio de suspensión.
- Determinar el coeficiente de resistencia al giro a bajas velocidades.
- Determinar la velocidad máxima en el rango de bajas velocidades respecto a su fuerza, momento; además de las fuerzas y deformaciones del resorte mediante análisis CAE.

1.5. Teorías relacionadas al tema

1.5.1. Centro de gravedad

Para la carrocería del auto, se conlleva distintas masas y distintos centros de gravedad, ya sea del tanque del combustible, de los pasajeros e incluso del auto mismo. Por ende, la obtención del centro de gravedad se dará por [4]:

$$X_{compuesto} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}$$

$$Z_{compuesto} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * z_i}{\sum_{i=1}^n m_i}$$

Donde:

- m = masa del cuerpo o sistema
- x_i = distancia del punto de origen al centro de gravedad del cuerpo o sistema en el eje x
- z_i = distancia del punto de origen al centro de gravedad del cuerpo o sistema en el eje z

1.5.3. Aceleración a baja velocidad

Cuando el vehículo se ve influenciado por una aceleración a baja velocidad en un terreno llano las cargas estáticas se ven expresadas por [4]:

$$W_f = W \left(\frac{c}{L} - \frac{a_x}{g} * \frac{h}{L} \right) = W_{fs} - W * \frac{a_x}{g} * \frac{h}{L}$$

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} + \frac{a_x}{g} * \frac{h}{L} \right) = W_{rs} + W * \frac{a_x}{g} * \frac{h}{L}$$

Conforme el vehículo se va desplazando las fuerzas estáticas tienden a concentrarse en el eje trasero del vehículo [4].

1.5.4. Arrastre

Para poder tomar desde un tema real las fuerzas a las que está siendo sometida el carro es importante considerar la resistencia aerodinámica del vehículo con respecto al aire, representado por la fórmula semi-empírica [4]:

$$D_A = \frac{1}{2} \rho_{air} * V_{air}^2 * C_D * A_f$$

1.5.5. Densidad aire

La densidad del aire varía de acuerdo con las condiciones atmosféricas del lugar, tanto de humedad, presión y temperatura. Se da mediante la siguiente ecuación [4]:

$$\rho_{air} = 1.225 * \left(\frac{P_r}{101.325} \right) * \left(\frac{288.16}{273.16 + T_r} \right)$$

1.5.6. Coeficiente de arrastre

Para el cálculo del coeficiente de arrastre este se obtendrá considerando el brindado en el libro “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, en donde se tiene el coeficiente del vehículo SUV [4]:

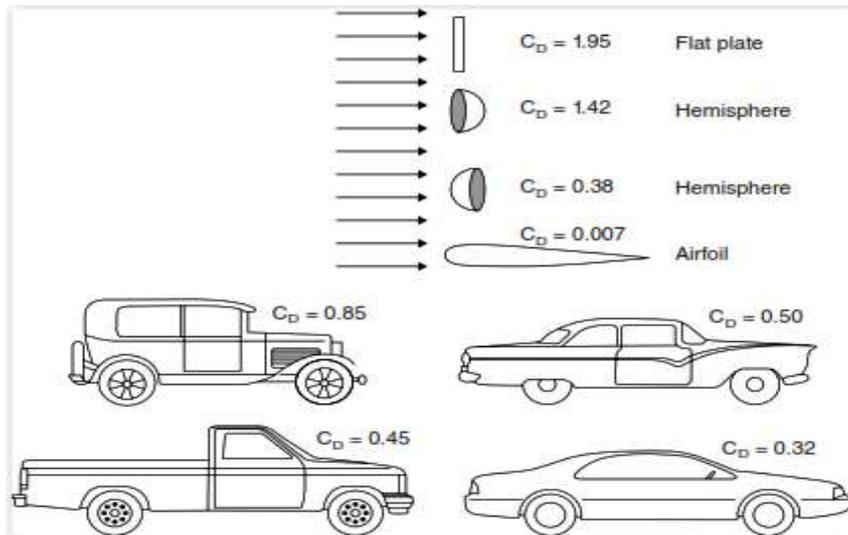


Figura 3: Coeficientes de arrastre comunes según modelo de vehículo. [4]

1.5.7. Área frontal del vehículo

Para definir el área frontal se tomará de referencia la forma geométrica más cercana al área frontal del SUV, un rectángulo, con un 80% de similitud [4]:

$$A = 0.8 * B * H_v$$

1.5.8. Coeficiente de resistencia al giro

Para el cálculo del coeficiente de resistencia al giro existen muchas maneras, a continuación, veremos dos maneras para obtenerlo [4]:

- Mediante la experimentación, donde nos arroja un valor constante de:

Tabla 1: Coeficiente de resistencia al giro constante

Tipo de vehículo	Concreto	Superficie de dureza media	de Arena
Carro	0.015	0.08	0.30
Camiones pesados	0.012	0.06	0.25
Tractores	0.02	0.04	0.20

Fuente: SAE International [4]

- Ecuaciones dependientes de una baja velocidad

A velocidad más bajas, el coeficiente aumenta aproximadamente de manera lineal con la velocidad, dicho coeficiente se obtiene mediante la siguiente ecuación [4]:

$$f_r = 0.01 \left(1 + \frac{V_{SUV} \times 0.6214}{100} \right)$$

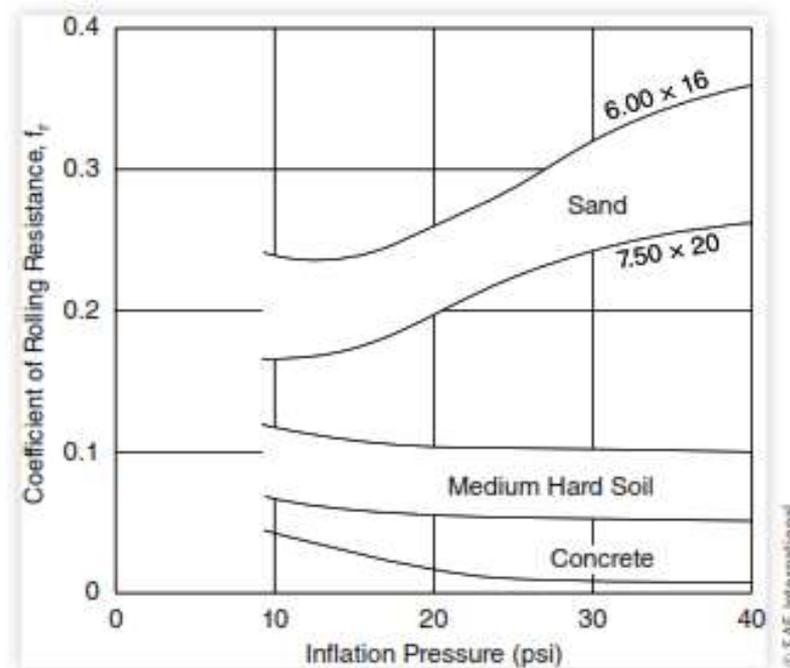


Figura 4: Gráfico de Coeficiente de resistencia al giro vs Presión de inflación. Fuente: SAE International [4]

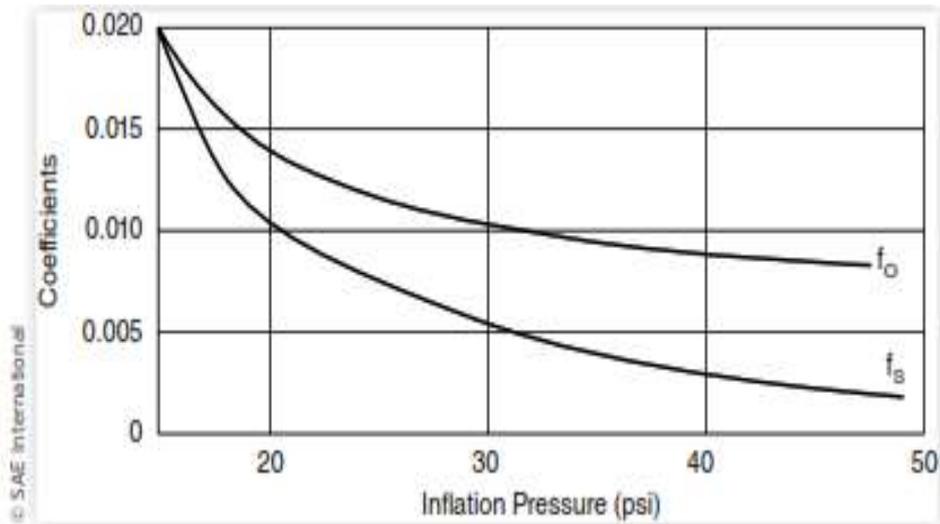


Figura 5: Curva de coeficientes de resistencias vs Presión de inflación. Fuente: SAE Internacional [4]

Con dicho gráfico y teniendo en cuenta los valores obtenidos a partir del coeficiente de fricción a bajas velocidades, es posible obtener la presión de inflación de las llantas del SUV, al igual que los coeficientes de resistencia al giro base (f_0) y a velocidad (f_s) [4].

1.5.9. Cargas Totales en carretera

El conjunto tanto de las fuerzas aerodinámicas con la fuerza ocasionada por el coeficiente a la resistencia del giro obtiene el nombre de cargas totales en carretera, el cual está dada por la siguiente ecuación [4]:

$$R_{RL} = f_r * W + \frac{1}{2} * \rho_{air} * V^2 * C_D * A_f + W * \text{sen}\phi$$

Al estar siendo el sistema evaluado al nivel del suelo, es posible obviar el seno del ángulo de inclinación; sin embargo, si se presentasen pequeñas inclinaciones, dicha expresión se reduce como: $\text{sen}\phi \approx \phi$, estando el ángulo expresado en radianes.

1.5.10. Fuerza longitudinal

Fuerzas ejercidas en la sección de contacto entre la rueda y el suelo, que en un plano bidimensional se encuentra en el eje y. Esta fuerza se encuentra distribuida entre las dos ruedas delanteras, por lo que debe ser dividida entre dos para obtener la fuerza aplicada en una sola rueda. [5]

$$G_{FA} = \frac{\mu}{L} (W \times c + m_T \times a_{rt} \times h - D_A \times h)$$

$$G_{FAY} = \frac{G_{FA}}{2}$$

1.5.11. Fuerza lateral

Fuerza generada cuando el vehículo se encuentra en movimiento y es directamente proporcional a la velocidad de viaje. Esta fuerza se encuentra en el eje x en un plano bidimensional y se dirige al centro del vehículo, causando esfuerzos de compresión en el sistema de amortiguamiento. A diferencia de la fuerza longitudinal, hallar su acción en una sola rueda es la resta de la total menos el peso del vehículo entre dos [5]

$$G_{FL} = \frac{W}{B} * \left(\frac{V_{SUV}^2}{g * R} * h + \frac{B}{2} \right)$$

$$G_{FLX} = G_{FL} - \frac{W}{2}$$

1.5.12. Coeficiente de fricción

La obtención del coeficiente de fricción ha sido considerada mediante la información brindada por el Consejo Ibero Latinoamericano del Asfalto, en donde, por consideraciones de terreno de la ciudad de Chiclayo, en Perú,

Tabla 2: Coeficientes de fricción en pavimentos.

Y _{Fricción}	Modelo	X _{Textura}	Parámetro: profundidad media de perfil (MPD)*						
			β_0	β_{Macro}	β_{Micro}	β_1	β_2	β_3	β_4
Péndulo Británico (BPN)	3	Coeficiente	-65.4	12.9	2.7	43.7	40.1	73.5	51.1
		R ² _{ajust}	0.649						
Micro-GripTester (GN)	2	Coeficiente	-0.307		0.029	0.310	0.269	0.641	0.272
		R ² _{ajust}	0.549						
DFT a 20 km/h (DFT20)	3	Coeficiente	-0.574	0.019	0.116	0.460	0.439	0.833	0.406
		R ² _{ajust}	0.813						
Coeficiente		-0.626	0.118	0.021	0.426	0.409	0.780	0.405	
R ² _{ajust}		0.830							
DFT a 40 km/h (DFT40)		Coeficiente	-0.671	0.123	0.023	0.409	0.397	0.776	0.415
DFT a 60 km/h (DFT26)		R ² _{ajust}	0.790						

Fuente: Congreso Ibero Latinoamericano del Asfalto [6]

consideraremos el coeficiente de fricción máximo del estudio [6].

1.5.13. Fuerza de resorte

Según la Ley de Hooke, la fuerza de reacción por un resorte al exponerse a una fuerza externa es directamente proporcional a su módulo de rigidez y a su deformación sufrida.

$$F_s = K_s * X$$

1.5.14. Propiedades en resortes

Para la evaluación de las principales propiedades, como las deformaciones y módulo de rigidez, de los resortes de manera teórica se realiza por medio del teorema de Castigliano, quien expresa que estas son dependientes de la energía de tensión almacenada, expresada como [7]:

$$U = \frac{T^2 l}{2GJ} + \frac{F_c^2 l}{2A_s G} \rightarrow U = \frac{4F^2 D^3 N}{Gd^4} + \frac{F^2 DN}{Gd^2}$$

Además, como la contribución de la fuerza por corte directo es tan baja, es posible obviarla del modelo, reduciendo las ecuaciones de deformaciones y módulo de rigidez como

$$X = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{8FD^3N}{Gd^4}$$

$$K_s = \frac{Gd^4}{8D^3N}$$

1.5.15. Torque

Medida de la fuerza que puede hacer que un objeto gire alrededor de un eje. [5]

$$T = F_s * L_1$$

1.5.16. Densidad espectral de potencia

El comportamiento de las llantas generado por los baches o fallas en el pavimento de la carretera es importante para la realización de un análisis vibracional, para esto, es importante conocer la densidad espectral de potencia, dada de la siguiente manera [4]:

$$G_z(v) = \frac{G_o \left[1 + \left(\frac{v_o}{v} \right)^2 \right]}{(2\pi v)^2}$$

1.5.17. Aislamiento de suspensión

Asimismo, la llanta afectada por propiedades de rigidez y amortiguación útiles para el análisis vibracional de los componentes del SUV. La rigidez efectiva de la suspensión y resortes de los neumáticos se denomina “velocidad de conducción” y está dada por [4]:

$$RR = \frac{K_s * K_t}{K_s + K_t}$$

Asimismo, la dinámica esencial del aislamiento de suspensión puede representarse mediante el modelo de cuarto vagón. Dicho modelo consiste en

una masa suspendida apoyada en una suspensión primaria que a su vez está conectada o de igual forma suspendida del eje [4]:

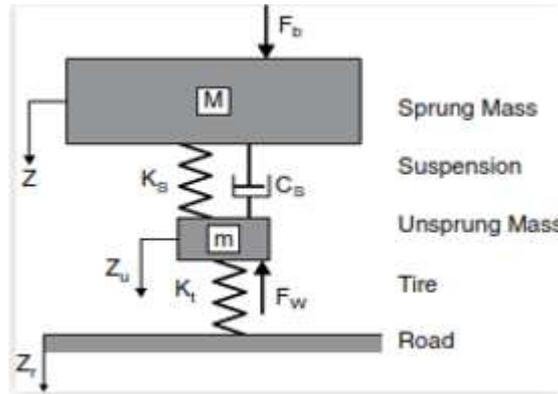


Figura 6: Modelo del cuarto vagón [4]

En ausencia de amortiguación, la frecuencia natural de rebote en cada esquina del vehículo se determina mediante [4]:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{M}}$$

Si existe presencia de amortiguamiento, este se llama “frecuencia natural amortiguada”, dada por [4]:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta_s^2}$$

Asimismo, la relación de amortiguación de obtiene mediante [4]:

$$\zeta_s = \frac{C_s}{\sqrt{4K_s M}}$$

1.5.18. Amortiguación de suspensión

El amortiguamiento de las suspensiones proviene de los amortiguadores hidráulicos cuya función es disipar la energía ocasionada por el bache. El porcentaje de amortiguamiento se determinar a partir de la relación de amortiguamiento en donde la curva de la relación antes mencionada del 40% es representativa para la mayoría de los automóviles. Dicho valor es posible calcularlo mediante [4]:

$$C_{crit} = \sqrt{4 * K_s * M}$$

1.5.19. Deformación conjunto llanta-neumático

Con la finalidad de hallar la rigidez radial estática es importante conocer las dimensiones del conjunto llanta neumático. Para estos datos, se ha obtenido los datos de la siguiente manera [8]:

De esta manera, para medir la deformación en conjunto llanta-neumático R' para el análisis se calcula de la siguiente manera [8]:

$$R' = d' + h'$$

1.5.20. Deflexión

Para el análisis es necesario encontrar la deflexión, de la siguiente manera [8]:



$$\delta = H + d' - R'$$

1.5.21. Módulo de rigidez de la llanta

Con la finalidad de hallar la constante rigidez, primordial para el amortiguamiento del sistema llanta-neumático, obtenemos la siguiente fórmula experimental [8]:

$$F_z = \frac{\delta^{0.333} - (-0.001675 * P + 2.208375)}{\delta}$$

Figura 7: Medidas de la relación llanta-neumático

Asimismo, la constante a se obtiene mediante experimentación. Dichos datos fueron obtenidos de la tesis “Estudio de la rigidez radial estática del neumático en vehículos de turismo y desarrollo de un modelo matemático para su obtención según las características del neumático” de Freddy Chalco y Eddy Sínci [8]:

Designación del neumático	a				
	140 kpa	180 kpa	220 kpa	240 kpa	260 kpa
R13	0,0002668	0,0002745	0,000252	0,000252	0,0002505
R14	0,000475	0,000491	0,0004973	0,000498	0,0004897
R15	0,000251	0,000245	0,00025	0,00025	0,00024
R16	0,000235	0,000245	0,000245	0,00023	0,00023

Figura 8: Valores experimentales de a [8]

II. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

Se realizaron búsqueda de estudios respecto al estado del arte estudio respecto a las sollicitaciones en el doble trapecio de suspensión. Al aplicar un enfoque teórico, se busca entender como es el comportamiento de respuesta respecto a las cargas aplicadas y momentos que se generan. El objetivo principal de esta investigación es determinar Los coeficientes de resistencia al giro se pueden clasificar para baja velocidad; Fuerzas de carretera en un vehículo al nivel del suelo, Análisis estructural del sistema de doble trapecio de suspensión; el cálculo de reacciones en a y b mediante el programa GIM y realizar el análisis CAE al doble trapecio de suspensión.

III. RESULTADOS:

3.1. CÁLCULO TÉORICO DE LAS FUERZAS EN EL DOBLE TRAPECIO DE SUSPENSIÓN DE UN SUV FORESTER

3.1.1. Distribución de pesos en ruedas

Para la evaluación de las fuerzas que actúan en el sistema de doble trapecio de suspensión de un SUV, se empleó de catálogo las dimensiones de un SUV de Toyota, modelo 2024 Corolla Cross LE. Obteniendo los datos presentes en la Tabla 8, donde no se especifica detalladamente las distancias entre ruedas respecto al centro de gravedad del vehículo. Además, considerando la presencia de solo el piloto cuya masa sería de 75 kg.

Tabla 3: Dimensionamiento del Toyota SUV 2024 Corolla Cross LE.

Variable	Unidad	Magnitud (mm)
ancho total	w	1826.26
Longitud eje frontal	B	1567.18
Longitud eje trasero	C	1579.88
Base de las ruedas	L_T	3791.204
Altura total	h_T	1645.92
Cent. grav. auto (X)	L_c	1567.18
Centro grav. Auto (Z)	H_c	822.96
Cent. grav. pasajero (X)	L_p	1089.66
Centro grav. pasajero (Z)	H_p	658.368
Distancia ruedas delanteras	b	1819.77792
Distancia ruedas traseras	c	1971.42608

Tabla 4: Masas y Peso del SUV

Cuerpo	Magnitud	Unidad
SUV	2020.754	Kg
Piloto	75	Kg
Cargo	0	Kg
Total	2095.754	Kg
Peso Total	20559.347	N

Para el cálculo de las variables b y c, que representan las distancias de las ruedas delanteras y traseras respecto al centro de gravedad del peso del vehículo, se calcula por medio de una razón de distribución de pesos, datos empleados de la Tabla 9. Para los ejes frontal y trasero, comúnmente son de 0.52 y 0.48 respectivamente. [5] Obteniendo:

- Distribución de pesos en estado estático:

$$W_{fs} = m_{suv} \times g \times 0.52 = 10308.270 \text{ N}$$

$$W_{rs} = m_{suv} \times g \times 0.48 = 9515.326 \text{ N}$$

- Cálculo de distancias b y c:

$$b = \frac{L_T \times W_{rs}}{(m_{SUV} \times g)} = 1819.778 \text{ mm}$$

$$c = \frac{L_T \times W_{fs}}{(m_{SUV} \times g)} = 1971.426 \text{ mm}$$

Conociendo estos valores podemos modelar el DCL con peso compuesto del SUV como se muestra en la figura 5. De esta forma, podremos aplicar la ecuación del centro de gravedad compuesta y fuerzas estáticas para determinar las cargas estáticas en las ruedas del vehículo.

Teniendo un centro de gravedad en las coordenadas: $X = 1550.091 \text{ mm}$ y $Z = 817.070 \text{ mm}$

Generando una distribución de fuerzas estáticas: $W_{fs} = 10690.860 \text{ N}$; $W_{rs} = 9868.486 \text{ N}$

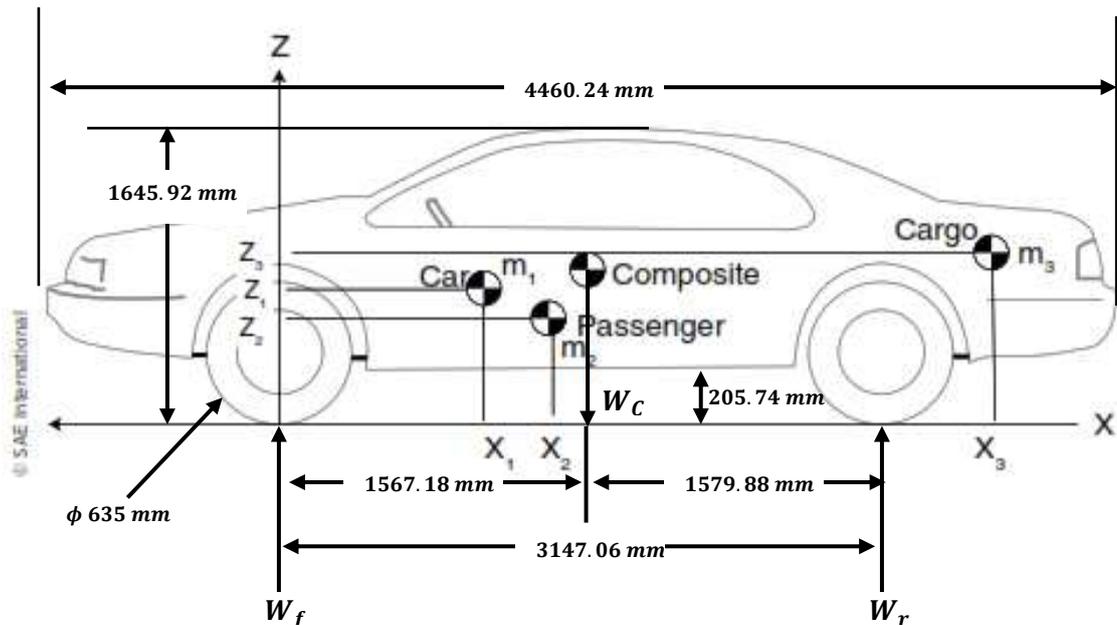


Figura 9: Dimensiones de un Toyota SUV 2024 Corolla Cross LE. [4]Fuente especificada no válida.

Como se conoce por parte del SAE, estas fuerzas van variando a medida que el vehículo pasa de un estado de reposo a estar en marcha. Por ello por la aplicación de la ecuación de fuerzas a baja aceleración, se obtiene el comportamiento lineal mostrado en la gráfica 3.

Tabla 5: Variación de distribución del peso en relación de la aceleración

$a_x \text{ (m/s}^2\text{)}$	$W_f \text{ (N)}$	$W_r \text{ (N)}$
0	10690.860	9868.486
1	10239.189	10320.158
2	9787.518	10771.829
3	9335.847	11223.500
4	8884.176	11675.171
5	8432.505	12126.842
6	7980.834	12578.513
7	7529.163	13030.184
8	7077.491	13481.855
9	6625.820	13933.526

10	6174.149	14385.198
11	5722.478	14836.869

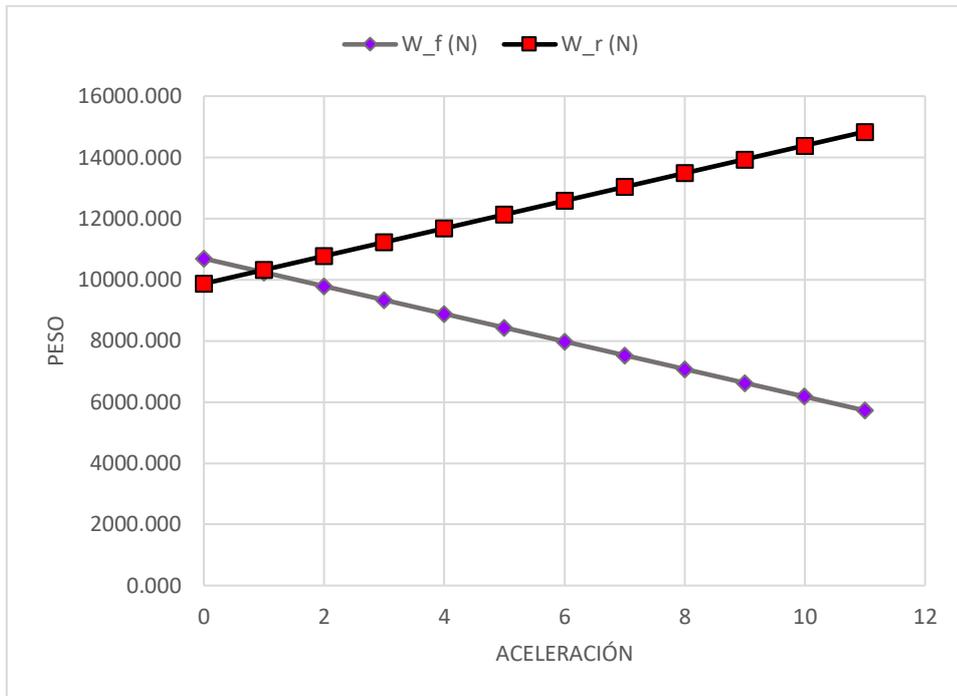


Gráfico 1: Peso distribuido vs Aceleración

3.12. Cargas en carretera

Para estimar las cargas producidas en la carretera, que tienden a afectar la sustentación del vehículo por parte de las ruedas, y este al sistema de amortiguamiento o suspensión, se debe evaluar el perfil aerodinámico del mismo. Para ello, se tomó valores promedio de evaluaciones climatológicas, poseyendo una presión ambiental de 1 atm (101.325 kPa), una densidad del aire de 1.1980 kg/m³ y su velocidad de 35 km/h (o de 9.7222 m/s) ya que es la más recurrente.

Asu vez, considerando un coeficiente de arrastre similar al de una camioneta, por parte del SAE, se tendrá un C_D de 0.45, se puede calcular la fuerza de arrastre:

$$D_A = \frac{1}{2} (\rho_{aire} \times A_{frontal} \times V_{aire}^2 \times C_D) = 61.2703 \text{ N}$$

- Coeficientes de resistencia al giro

Para calcular estos coeficientes se puede emplear un valor constante que SAE nos brinda de 0.015, o se puede calcular según la velocidad en la que se encuentre viajando el vehículo.

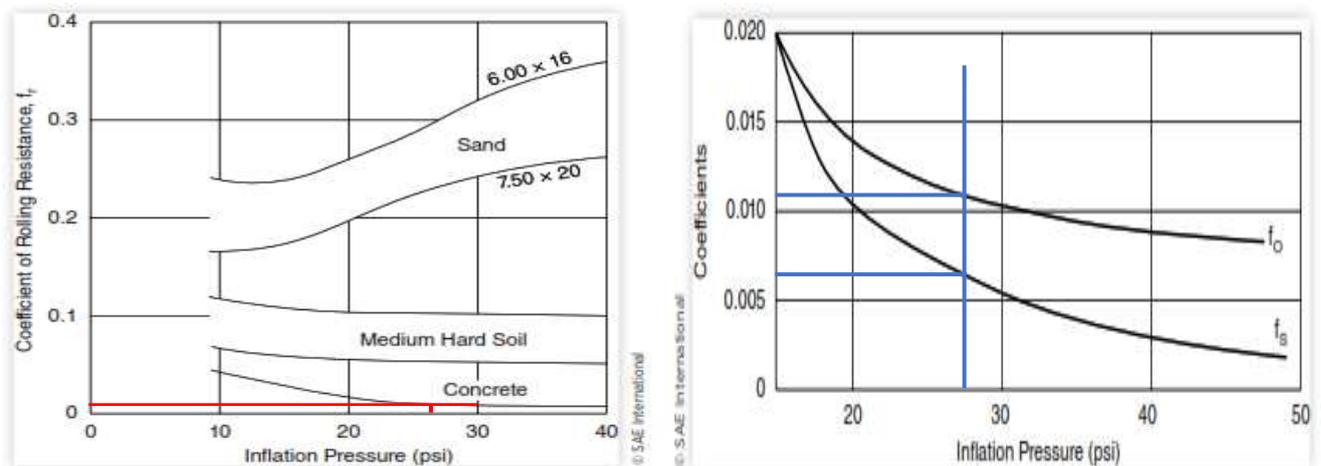


Figura 10: Trazado de los coeficientes de resistencias básico y de velocidad

Los coeficientes de resistencia al giro se pueden clasificar para baja y alta velocidad; donde para calcularlo en altas velocidades se emplearon las gráficas de la figura 5 y 6, cuyos trazos se muestran en la figura 8 para hallar el coeficiente base (f_0) y el de velocidad (f_s).

Tabla 6: Coeficiente en bajas velocidades.

V (kmh)	fr
0	0.01000
1	0.01006
2	0.01012
3	0.01019
4	0.01025
5	0.01031
6	0.01037
7	0.01043
8	0.01050
9	0.01056

10	0.01062
11	0.01068
12	0.01075
13	0.01081
14	0.01087
15	0.01093

- Fuerzas de carretera en un vehículo al nivel del suelo

Aplicando la ecuación (3), se puede evaluar las fuerzas de carretera a las distintas velocidades a la que el vehículo se está desplazando, obteniendo los datos mostrados en la tabla 12.

Tabla 7: Fuerzas en carretera ante distintas velocidades de desplazamiento del SUV

V (kmh)	fr	R_{RL} (N)
0	0.01000	266.864
1	0.01006	268.141
2	0.01012	269.419
3	0.01019	270.696
4	0.01025	271.974
5	0.01031	273.252
6	0.01037	274.529
7	0.01043	275.807
8	0.01050	277.084
9	0.01056	278.362
10	0.01062	279.639
11	0.01068	280.917
12	0.01075	282.194
13	0.01081	283.472

14	0.01087	284.750
15	0.01093	286.027

3.1.3. Análisis estructural del sistema de doble trapecio de suspensión

Para implementar el análisis estático y estructural de cada trapecio se debe recurrir al diseño de estos, para extraer las medidas necesarias para calcular la fuerza longitudinal y lateral, como las mostradas en las figuras 9 y 10. A través de los trabajos de Awasthi [5], Zúñiga y equipo [6], se pudo obtener valores necesarios para la aceleración de retraso, el radio de curvatura y el coeficiente de fricción del pavimento. Obteniendo los siguientes datos:

Tabla 8: Datos para cálculo de fuerzas longitudinal y lateral

Retraso	a_{rt}	2
Fuerza de arrastre	D_A	61.27
densidad del aire	ρ_{air}	1.1980
Velocidad	V_{air}	9.7222
Radio de curvatura	R	100
Coeficiente de fricción	μ	0.83

Conociendo que las ecuaciones respectivas, podemos obtener sus variaciones a medida que el vehículo va pasando de un estado de reposo a uno de movimiento a bajas y altas velocidades, como se logra visualizar en las gráficas 2 y 3. Pero para el fin de este informe, se emplearon como valores más importantes los máximos y mínimos, y un valor intermedio que se encontraría a una velocidad de 15 kmh.

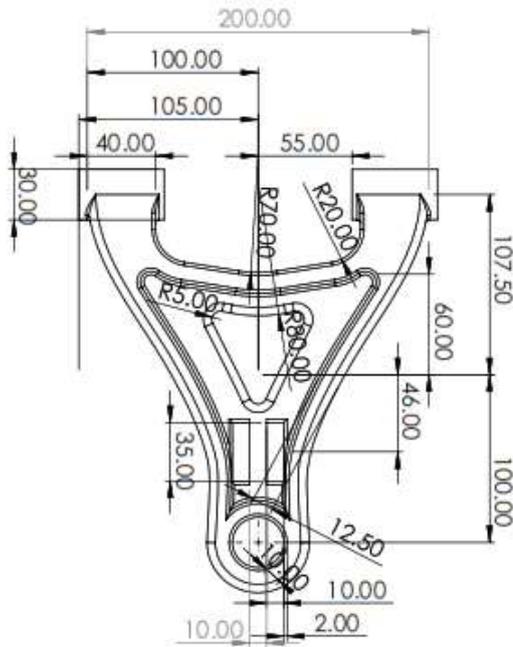


Figura 12: Dimensiones del trapecio superior

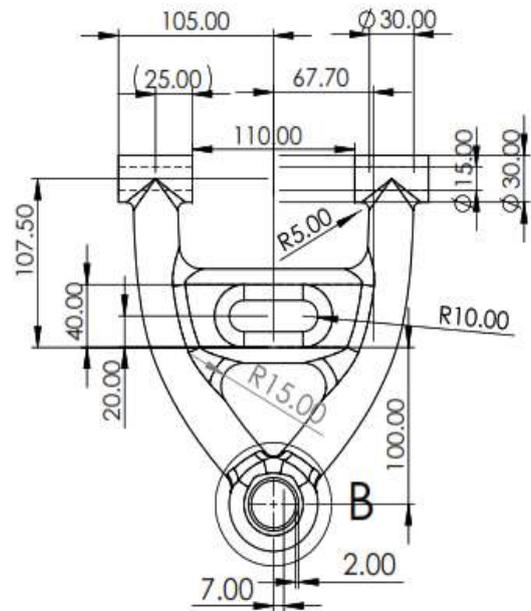


Figura 12: Dimensiones del trapecio inferior.

$$G_{FA} = \frac{\mu}{L} (W \times c + m_T \times a_{rt} \times h - D_A \times h) \rightarrow G_{FAY} = \frac{G_{FA}}{2}$$

$$G_{FL} = \frac{W}{B} \left[\frac{V_{SUV}}{gR} \times h + \frac{B}{2} \right] \rightarrow G_{FLX} = G_{FLX} - \frac{W}{2}$$

Tabla 9: Recopilación de datos de fuerzas principales en el sistema de doble trapecio de suspensión

	G_{FAY}	G_{FLX}
Máximos (85kmh)	4777.673 N	6091.34832 N
Intermedio (15 kmh)	4786.012 N	189.695968 N
Mínimo (0 kmh)	4787.726 N	0 N

Previo al análisis de las reacciones en el sistema de doble trapecio, debemos calcular el módulo de elasticidad o de rigidez del resorte (K_s) y sus fuerzas generadas por el mismo. Para ello, usando las medidas mostradas en la figura 11, y empleando la fuerza resultante de las fuerzas laterales y longitudinales en

cada caso, aplicamos las ecuaciones respectivas [7]. Donde en el diseño evaluado se posee un resorte de 99.1mm de largo, diámetro de filamento de 7.25 mm, un diámetro neto de 30mm con 6 revoluciones. Además, al ser compuesto de acero de alto carbono, se posee un módulo a la cortante de 80 423.9 MPa. Obteniendo la tabla de resultados mostrada a continuación.

Tabla 10: Resultados en el análisis del comportamiento del resorte de alto carbono.

F_R (N)	x (mm)	K_s (N/mm)	$F_x = x \cdot K_s$	$T = F_x \times L_1$	$F_s = T/L_2$
4787.726	27.9253	171.4479	4787.7258	734.9159	3541.7635
4789.769753	27.9372	171.4479	4789.7698	735.2297	3543.2755
7741.490899	45.1536	171.4479	7741.4909	1188.3189	5726.8378

Los datos obtenidos nos permitirán calcular las reacciones en los puntos más importantes del sistema de doble trapecio, que guiado de la figura 11, serían los nodos A y B, ya que son los puntos móviles en ambos trapecios y son aquellos que presentarán los desplazamientos debido a las cargas evaluadas.

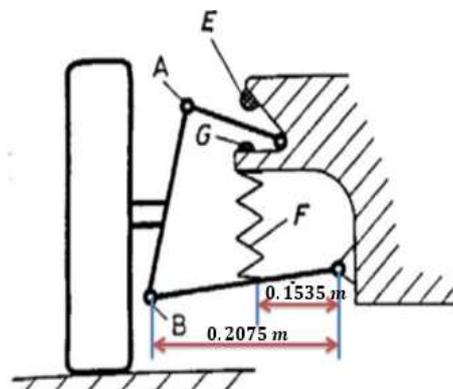


Figura 13: Distribución de distancias en la sujeción del resorte en el trapecio inferior

Se consideró que el sistema de amortiguamiento de doble trapecio solo es capaz de experimentar fuerzas en dos direcciones (X, Y), esto debido a la posición fija

inclinada del resorte de amortiguamiento. Resultando en el siguiente diagrama de cuerpo libre (DCL):

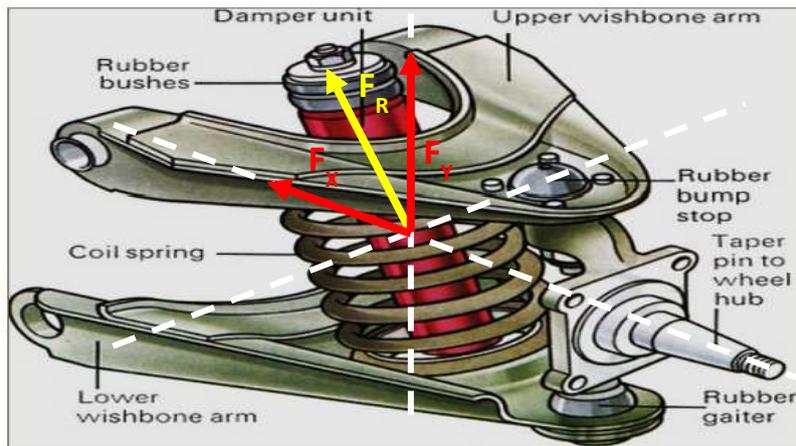


Figura 14: Distribución de fuerzas en el resorte del sistema de amortiguamiento.

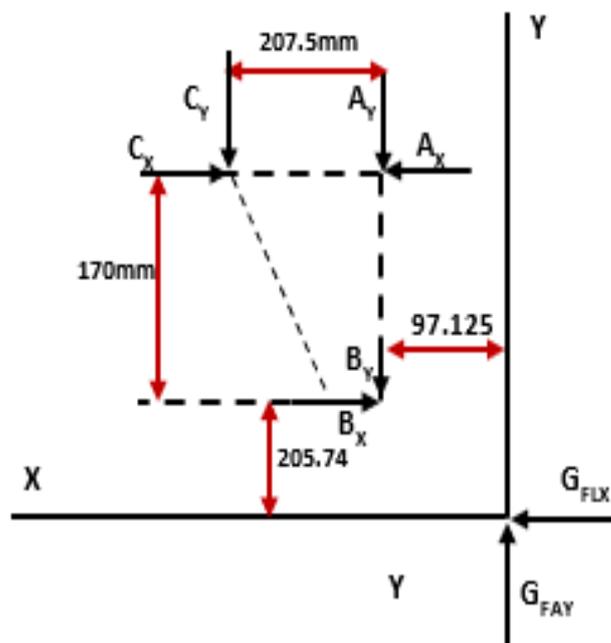


Figura 15: DCL del sistema de amortiguamiento de doble trapecio.

A partir de esto se puede establecer el DCL bidimensional del sistema de amortiguamiento de doble trapecio.

Pero como se visualiza que las fuerzas al estar fuera del sistema mismo, se complica el análisis por métodos tradicionales, por lo que se pueden establecer dos modelos de DCL con las fuerzas trasladadas y generando un momento:

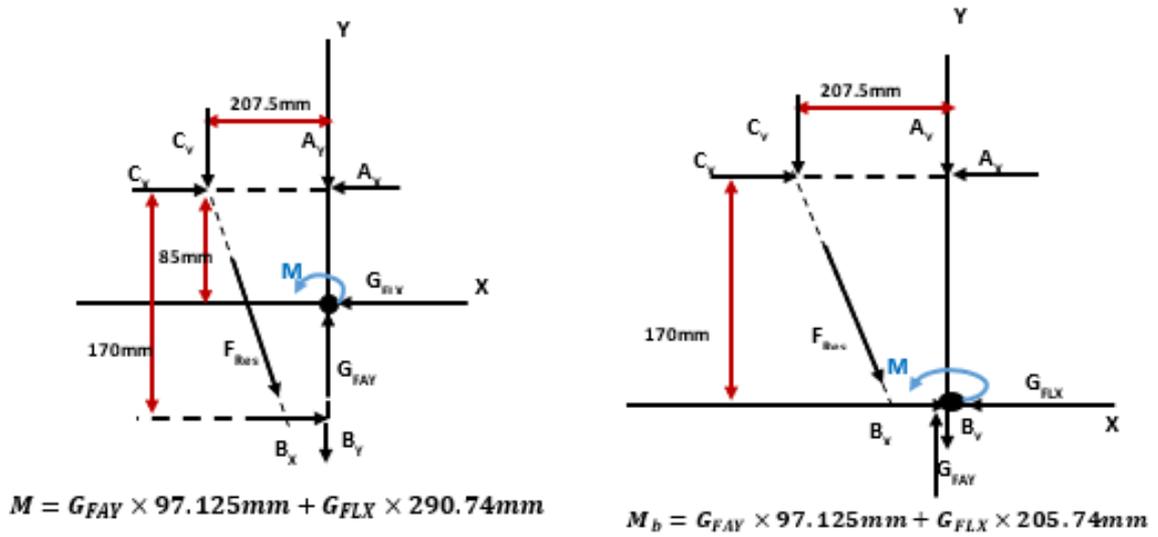


Figura 16: DCL modificado del sistema de amortiguamiento de doble trapecio.

Reacciones con esfuerzo con una velocidad Máxima de 15 kmh:

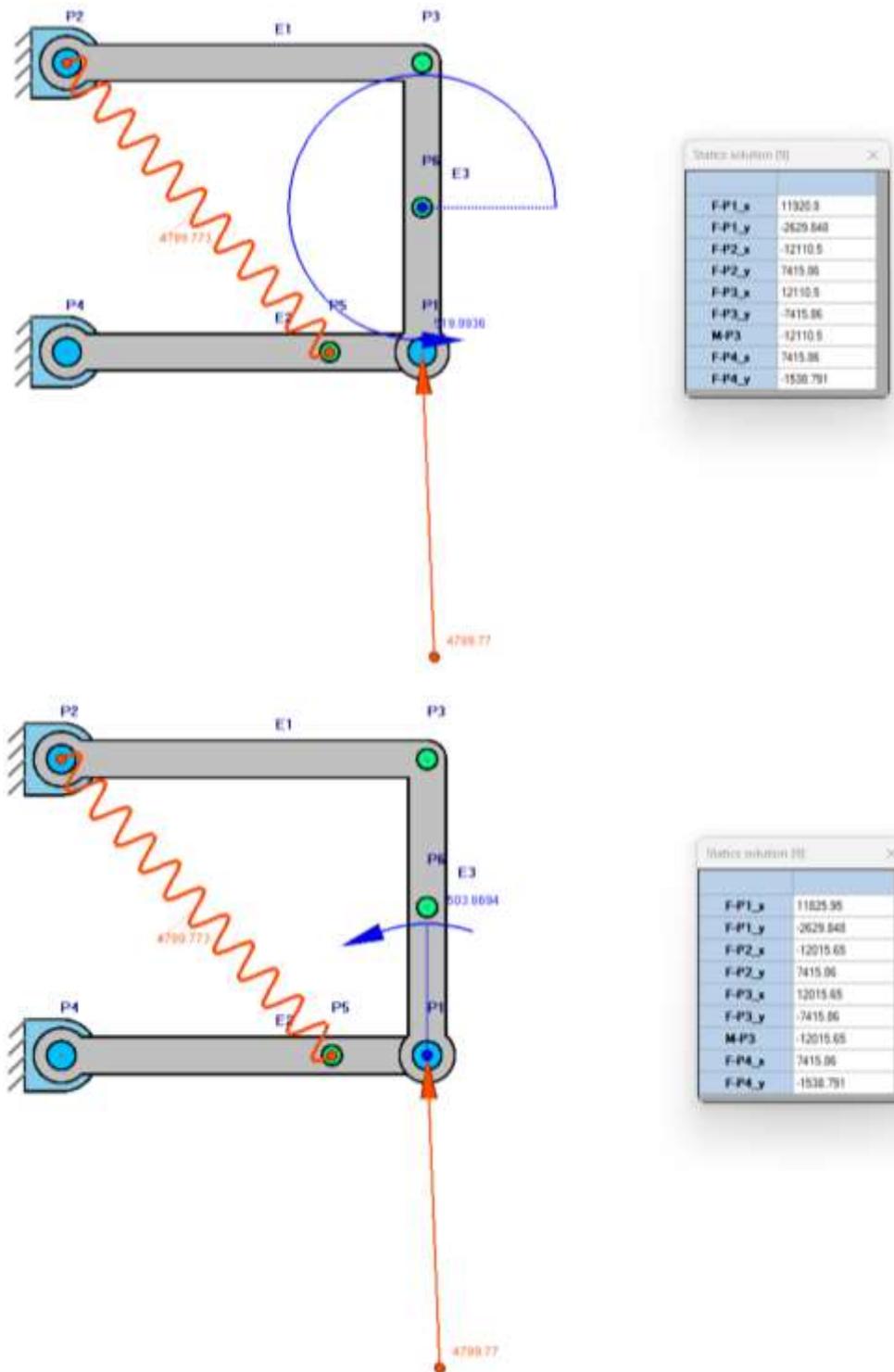


Figura 18: DCL modificado del sistema de amortiguamiento de doble trapecio con velocidad Máxima de 15 kmh

Tabla 11: Reacciones en nodos evaluando con los esfuerzos intermedios.

Reacciones en A y B con esfuerzo medio				
Caso	Ax (N)	Ay (N)	Bx (N)	By (N)
1	12110.5	-7415.86	11920.8	-2629.848
2	12015.65	-7415.86	11825.95	-2629.848

Configuración del material compuesto en el CAD

Para lo cual el material debe ya presentar las propiedades obtenidas con el modelo micro-mecánico de Chamis para su respectiva implementación en la pieza:

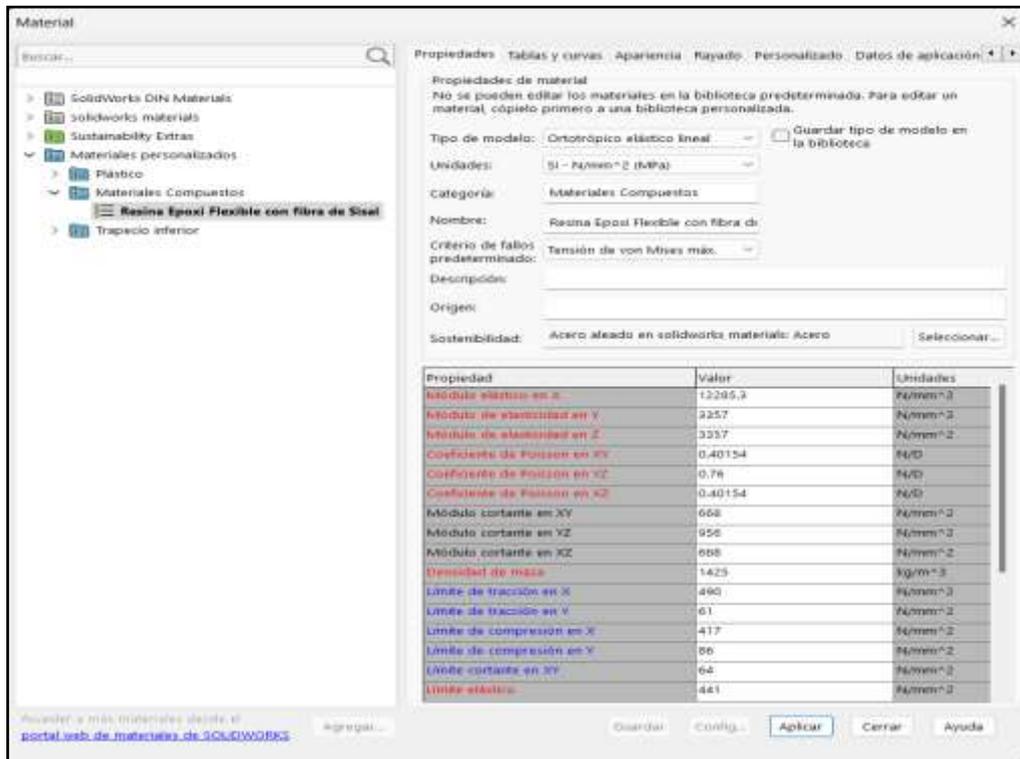


Figura 19: Ingreso de los valores del método micro-mecánico de Chamis para realizar el análisis CAE.

Análisis considerando el vehículo a una velocidad media (V=15 km/h)

- Fuerzas y momentos según la velocidad considerada:

V (km/h)	G_FLX (N)	G_FAY (N)	M (N-m)	M_b(N-m)
15	189.6959684	4786.012	519.9936098	503.869453

- Fuerzas y deformaciones del resorte:

F (N)	x (mm)	k(N/mm)	T(N.m)= Fx*L1	FY(N) = T/L2
4789.769753	27.9372	171.4479	735.2297	3543.2755

Una vez establecidos los parámetros para la simulación, se obtuvieron los siguientes

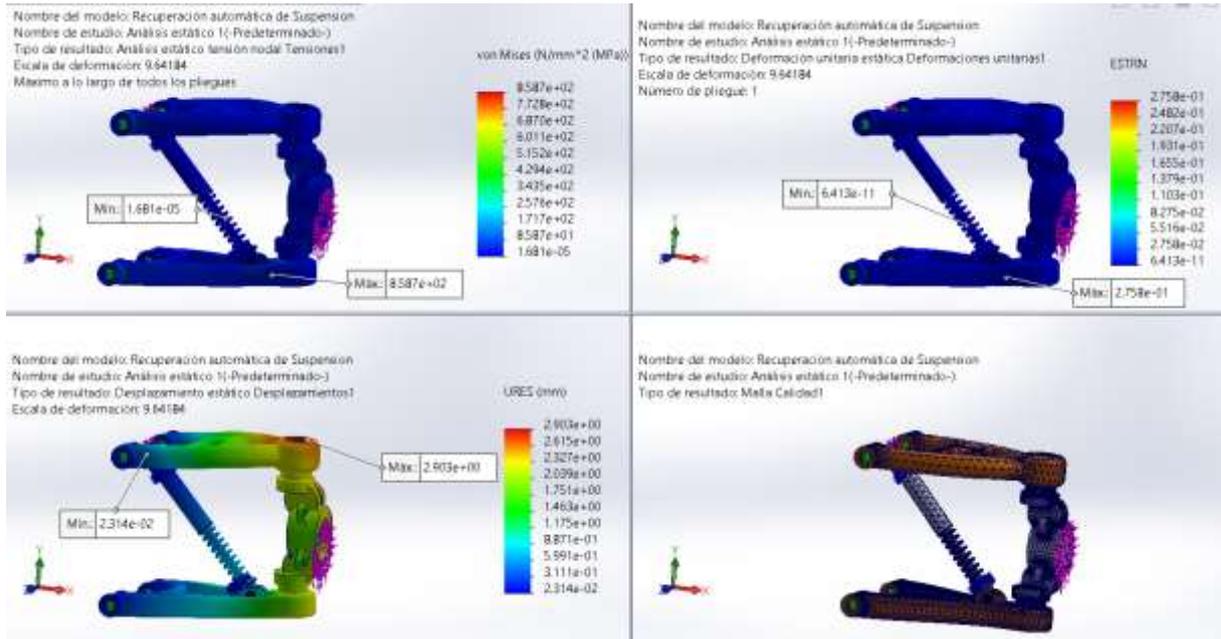


Figura 19: Ingreso de los valores del método micro-mecánico de Chamis para realizar el análisis CAE.

IV. DISCUSIÓN Y CONCLUSIÓN:

4.1. Discusión

Se calculo la distribución del peso con relación a la aceleración donde se puede apreciar un comportamiento de W_f disminuye respecto a la aceleración hasta un valor de 5722.478 N y W_r aumenta respecto a la aceleración hasta un valor de 14836.869 N.

El coeficiente de resistencia al giro $f_r = 0.01000$ con velocidad de 0 kmh hasta una velocidad máxima de 15 kmh encontrando un valor f_r de 0,01093; esto no demuestra que conforme se incrementa la velocidad, se incrementa f_r .

4.2. Conclusión

Tras el análisis de datos, se observa que los desplazamientos, deformaciones y esfuerzos máximos al utilizar el material compuesto en el trapecio de un SUV están en valores mínimos, siendo estos desplazamientos máximos menores a los 10 mm, esfuerzos máximos menores a los 600 MPa y deformaciones menores a los 0.3 mm. Dichos datos nos muestran que es una alternativa viable ante los materiales convencionales del trapecio en cuestión. Por último, cabe recalcar que el análisis vibracional hecho con un valor referencial de 4787.726 N arroja 7.305 KPa, siendo esto zona segura para su funcionamiento, esto según el software simulado.

V. REFERENCIAS

- [1] subaru, «subaru.com,» [En línea]. Available:
<https://www.subaruforester.org/threads/newer-subaru-front-suspension-issues.796515/>. [Último acceso: 1 julio 2024].
- [2] h. d. l. vehiclehistory, «www.vehiclehistory.com,» [En línea]. Available:
<https://www.vehiclehistory.com/articles/subaru-foresters-problems-and-recalls-include-issues-with-loosening-suspensions-unintended-acceleration-and-hungry-mice>. [Último acceso: 1 julio 2024].
- [3] b. M. Direct. [En línea]. Available: <https://www.mechanicsdirect.com/how-to-fix-suspension-issues-in-your-subaru/>. [Último acceso: 3 julio 2024].
- [4] T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Warrendale: SAE International, 2021.
- [5] A. Awasthi, «DESIGN AND ANALYSIS OF DOUBLE WISHBONE SUSPENSION SYSTEM FOR SUV,» *International Research Journal of Engineering and Technology*, vol. 08, nº 07, pp. 3226-3230, 2021|.
- [6] N. Zúñiga García, A. Smit y J. Prozzi, «CUANTIFICACIÓN DE LA MACRO- Y MICRO-TEXTURA DEL PAVIMENTO PARA LA ESTIMACIÓN DE FRICCIÓN,» *Congreso Ibero Latinoamericano del Asfalto*, vol. 19, nº 1, pp. 1-12, 2017.
- [7] Y. Sheng, S. Abdullah, D. Schramm, M. Zaidi y S. Mohamed, «Evaluation of Energy-Based model generated strain signals for carbon steel spring fatigue life assessment,» MDPI, 2019.

[8] F. M. Chalco Criollo y E. G. Sinchi Viñanzaca, «"ESTUDIO DE LA RIGIDEZ RADIAL ESTÁTICA DEL NEUMÁTICO EN VEHÍCULOS DE TURISMO Y DESARROLLO DE UN MODELO MATEMÁTICO PARA SU OBTENCIÓN SEGÚN LAS CARACTERÍSTICAS DEL NEUMÁTICO,» Universidad Politécnica Salesiana , Cuenca, 2016.

ANEXOS

NOMBRE DEL TRABAJO

ANÁLISIS DEL SISTEMA DE AMORTIGUAMIENTO DE DOBLE TRAPEZIO DE UN SUV MODELO SUBARU FORESTER

AUTOR

DARWIN BENJAMIN HERNANDEZ RODAS

RECUENTO DE PALABRAS

3586 Words

RECUENTO DE CARACTERES

19289 Characters

RECUENTO DE PÁGINAS

31 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

2.8MB

FECHA DE ENTREGA

Sep 27, 2024 9:27 AM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Sep 27, 2024 9:27 AM GMT-5

● 5% de similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos.

- 5% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 2% Base de datos de trabajos entregados
- 0% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● Excluir del Reporte de Similitud

- Material bibliográfico
- Coincidencia baja (menos de 8 palabras)
- Material citado



**ACTA DE CONTROL DE REVISIÓN DE
SIMILITUD DE LA INVESTIGACIÓN**

Código:	F3.PP2-PR.02
Versión:	02
Fecha:	18/04/2024
Hoja:	1 de 1

Yo, **Silvia Yvone Gastiaború Morales**, Coordinadora de Investigación del Programa de Estudios de Ingeniería Mecánica Eléctrica, he realizado el control de originalidad de la investigación, el mismo que está dentro de los porcentajes establecidos para el nivel de Pregrado, según la Directiva de similitud vigente en USS; además certifico que la versión que hace entrega es la versión final de la Trabajo de Investigación titulado: **ANÁLISIS DEL SISTEMA DE AMORTIGUAMIENTO DE DOBLE TRAPECIO DE UN SUV MODELO SUBARU FORESTER** elaborado por el (los) Bachiller(es):

HERNANDEZ RODAS DARWIN BENJAMIN

Se deja constancia que la investigación antes indicada tiene un índice de similitud del **05%**, verificable en el reporte final del análisis de originalidad mediante el software de similitud TURNITIN.

Por lo que se concluye que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio y cumple con lo establecido en la Directiva sobre índice de similitud de los productos académicos y de investigación vigente.

Pimentel, 27 de setiembre de 2024

Dra. Gastiaború Morales Silvia Yvone

Coordinador de Investigación

DNI N° 16481433