



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE GUAYAQUIL
CARRERA DE INGENIERÍA DE AUTOMOTRIZ

**OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA EN EL DISEÑO DEL BRAZO DE SUSPENSIÓN
DE UN VEHÍCULO COMPACTO DE TIPO M1 UTILIZANDO ESTRUCTURAS
RETICULARES DE LATTICE**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
Título de Ingeniero Automotriz

AUTOR: ROBERTO JAVIER LOPEZ NIETO

JORGE ERNESTO HERBOZO MIELES

TUTOR: ING. PAUL HERNAN TOTOY MONTERO. Msc

Guayaquil – Ecuador

2024

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Roberto Javier López Nieto con documento de identificación N° 0921525408 y Jorge Ernesto Herbozo Mieles con documento de identificación N° 0950319442, manifestamos que:

Somos los autores y responsables del presente trabajo; y, autorizamos a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Guayaquil, 15 de octubre del año 2024.

Atentamente,



Roberto Javier Lopez Nieto

0921525408



Jorge Ernesto Herbozo Mieles

0950319442

**Certificado De Cesión De Derechos De Autor Del Trabajo De
Titulación A La Universidad Politécnica Salesiana**

Nosotros, Roberto Javier Lopez Nieto con documento de identificación No. 0921525408 y Jorge Ernesto Herbozo Mieles con documento de identificación No. 0950319442, expresamos nuestra voluntad y por medio del presente documento cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del Artículo Académico: OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA EN EL DISEÑO DEL BRAZO DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO COMPACTO DE TIPO M1 UTILIZANDO ESTRUCTURAS RETICULARES DE LATTICE, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Automotriz, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribimos este documento en el momento que hacemos la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 15 de octubre del año 2024.

Atentamente,



Roberto Javier Lopez Nieto

0921525408



Jorge Ernesto Herbozo Mieles

0950319442

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Paul Hernán Totoy Montero con documento de identificación N° 1722909395 docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: OPTIMIZACIÓN TOPOLOGICA EN EL DISEÑO DEL BRAZO DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO COMPACTO DE TIPO M1 UTILIZANDO ESTRUCTURAS RETICULARES DE LATTICE, realizado por Roberto Javier Lopez Nieto con documento de identificación N° 0921525408 y por Jorge Ernesto Herbozo Mieles con documento de identificación N° 0950319442, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Artículo Académico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Guayaquil, 15 de octubre del año 2024

Atentamente,



Paul Hernán Totoy Montero

1722909395

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a Dios porque siempre ha estado allí para apoyarme, darme fuerza y aliento en cualquier situación, a mi madre y hermana quienes han sido una guía durante toda mi vida y siempre han estado ahí para apoyarme y en general a toda mi familia que me ha dado ánimos para culminar mi carrera universitaria.

[Roberto Lopez Nieto.]

Dedico este trabajo a mis padres y, especialmente, a mi tía, quienes siempre estuvieron a mi lado, brindándome su apoyo incondicional, sacrificio y amor. Gracias a ellos, he podido superar los desafíos de estos años y alcanzar el éxito que hoy celebro.

[Jorge Ernesto Herbozo Mieles.]

AGRADECIMIENTO

Agradezco al Ing. Paul Totoy que me ha ayudado a desarrollar mi tema de titulación y me ha impartido sus conocimientos de forma clara y precisa, a mi madre y hermana que me han apoyado e impulsado a terminar mi carrera universitaria.

[Roberto Lopez Nieto.]

En este momento tan significativo, deseo expresar mi más sincera gratitud a las personas que han sido fundamentales en este viaje. En primer lugar, me dirijo a mi tía, Ruth Aurora Mieles Fernández, cuya amabilidad y humildad han sido un pilar esencial en mi vida. Sin su apoyo incondicional, esta etapa nunca habría llegado a buen término. También quiero agradecer profundamente a mi madre, Mérida Leonor Mieles, a mi abuelita, Ruth Gloria Fernández Serrano, y a mi hermana, Mérida Romina Herbozo Mieles, quienes me han motivado y apoyado cada día, brindándome el aliento necesario para seguir adelante. A mis amigos y compañeros de carrera, gracias por el apoyo mutuo y la amabilidad compartida que hicieron nuestra experiencia aún más enriquecedora. Mi sincero agradecimiento al grupo de trabajo SGS, que facilitó las instalaciones necesarias para llevar a cabo este proyecto de titulación.

Finalmente, no puedo dejar de mencionar al Ingeniero Paul Totoy, quien me enseñó valiosas técnicas de estudio, y a los ingenieros Carlos Roche y Renato Fierro, quienes siempre creyeron en mi capacidad para superar mis límites y alcanzar un nivel de profesionalismo elevado.

A todos ustedes, mi más profundo agradecimiento.

[Jorge Ernesto Herbozo Mieles.]

ÍNDICE DE CONTENIDO

Resumen:	1
1. Introducción	2
2. Materiales y métodos.....	2
2.1 Materiales.	3
2.1.1 Escáner shining 3d.....	3
2.1.2 Banco de prueba maha msd 3000.....	3
2.2 Metodología de desarrollo.....	3
2.3 Centro de gravedad del vehículo.	4
2.4 Distribución de cargas en función del centro de gravedad.....	4
2.5 Propiedades estructurales del brazo de suspensión.	7
2.6 Aplicación de cargas y soportes.	7
3. Resultados	8
3.1 Cálculos	8
3.2 Convergencia y refinamiento de malla.....	9
3.4 Indicadores de calidad de la malla.....	10
3.5 Simulación del brazo de suspensión sin modificaciones.....	11
3.6 Propuestas de rediseño.	11
3.7 Estrategia para desarrollar simulaciones que incorporen optimización topológica.....	13
3.8 Reducción de costos de fabricación.	14
4. Discusiones.....	14
5. Conclusiones	15
Referencias	16

Artículo científico

Optimización Topológica En El Diseño Del Brazo De Suspensión De Un Vehículo Compacto De Tipo M1 Utilizando Estructuras Reticulares De Lattice

Roberto Javier López Nieto, Jorge Ernesto Herbozo Mieles, Paul Hernán Totoy Montero.

¹ Universidad Politécnica Salesiana; jlopezn@est.ups.edu.ec

² Universidad Politécnica Salesiana; jherbozom@est.ups.edu.ec

³ Universidad Politécnica Salesiana; ptotoy@ups.edu.ec

Resumen: La creciente necesidad de movilidad en las ciudades ha impulsado la demanda de vehículos económicamente accesibles, como el Kia Picanto y el Hyundai Grand i10, que representaron el 14.84% de las ventas en el segmento automóvil durante 2023, según la AEADE. En este contexto, la optimización topológica (OT) se ha convertido en una herramienta clave para el desarrollo de vehículos más eficientes. La OT, perfeccionada en los años 80 y 90, permite diseñar componentes más ligeros y resistentes mediante el análisis de elementos finitos, reduciendo el volumen de material utilizado sin comprometer las propiedades mecánicas. Se ha demostrado la efectividad de la OT en el rediseño de diversos componentes, como una horquilla de embrague, donde se logró reducir la masa en un 24% y aumentar la rigidez en un 37%. Sin embargo, esta técnica puede generar problemas de sobrecalentamiento debido a concentraciones de tensiones. Para mitigar estos problemas, se emplean estrategias complementarias como la optimización de la topología reticular (LTO), que utiliza estructuras formadas por celdas a nivel microscópico para distribuir mejor las tensiones y mejorar la capacidad de carga, rigidez y almacenamiento de energía. En el diseño del brazo de suspensión de vehículos tipo M1, la aplicación de OT y LTO permite enfrentar desafíos relacionados con la reducción de peso y la eficiencia estructural, asegurando la rigidez necesaria sin comprometer la seguridad. Este artículo se enfoca en la implementación de estas técnicas para encontrar configuraciones óptimas de estructuras reticulares que satisfagan los requisitos de rigidez y durabilidad, considerando las cargas aplicadas y los métodos de manufactura.

Palabras clave: Movilidad Urbana, Optimización topológica; Lattice; Análisis de elementos finitos; Coeficiente de Poisson, Modulo de Young.

Abstract: The growing need for urban mobility has increased the demand for economically accessible vehicles, such as the Kia Picanto and Hyundai Grand i10, which accounted for 14.84% of car sales in 2023, according to AEADE. In this context, topology optimization (TO) has become a key tool in developing more efficient vehicles. Refined during the 1980s and 1990s, TO enables the design of lighter and stronger components through finite element analysis, reducing material volume without compromising mechanical properties. The effectiveness of TO has been demonstrated in redesigning various components, such as a clutch fork, where mass was reduced by 24% while rigidity increased by 37%. However, TO can cause overheating issues due to stress concentrations. To address these challenges, complementary strategies like lattice topology optimization (LTO) are employed, using microscale cell structures to better distribute stresses and enhance load capacity, rigidity, and energy absorption. In the design of suspension arms for M1-type vehicles, the application of TO and LTO addresses challenges related to weight reduction and structural efficiency, ensuring the necessary rigidity without compromising safety. This article focuses on implementing these techniques to find optimal configurations of lattice structures that meet the requirements for stiffness and durability, considering applied loads and manufacturing methods.

Keywords: Urban Mobility, Topological Optimization; Lattice; Finite element analysis; Poisson's coefficient, Young's modulus.

Citation: To be added by editorial staff during production.

Academic Editor: First name Last name

Received: date

Revised: date

Accepted: date

Published: date



Copyright: © 2023 por los autores. Presentado para su posible publicación en acceso abierto bajo los términos y condiciones de Creative Commons Attribution license.

1. Introducción

La movilidad dentro de las ciudades se ha convertido en una necesidad fundamental, lo que ha llevado a un aumento en la demanda de vehículos económicamente accesibles. Según cifras de la AEADE, entre enero y diciembre de 2023, se vendieron 2,438 unidades del Kia Picanto y 2,288 unidades del Hyundai Grand i10, representando el 14.84% de las ventas totales en el segmento automóvil. En este contexto, la optimización topológica (OT) juega un papel clave en el desarrollo de vehículos más eficientes. Originada a principios de los años 70 y perfeccionada en los años 80 por William Prager y George Rozvany, la OT experimentó un rápido desarrollo en los años 90 al diferenciar claramente los conceptos de forma y tamaño, permitiendo así el diseño de componentes más ligeros y resistentes que responden a las exigencias del mercado actual [1,2].

La optimización topológica es una técnica de diseño estructural que determina la forma óptima de una estructura mediante el análisis de elementos finitos. Principalmente reduce el volumen de material utilizado mientras se mantienen las propiedades mecánicas. Para aplicar la optimización topológica de manera efectiva, es fundamental realizar un análisis de elementos finitos en el que se definan correctamente las condiciones de frontera y las cargas aplicadas. Esto asegura una mayor precisión en los resultados y permite identificar la distribución óptima del material en la estructura [3].

Se ha demostrado que la técnica de optimización topológica (OT) es eficaz en el rediseño de diversos componentes para reducir su masa sin comprometer su rendimiento. Un caso concreto es el rediseño de una horquilla de embrague averiada, donde la aplicación de OT permitió reducir la masa en un 24%, al tiempo que mantuvo una tensión máxima de solo el 9% y aumentó la rigidez hasta en un 37% en comparación con la horquilla de embrague original [4].

Se ha aplicado optimización topológica a los calipers de freno de un formula SAE, al inicio se identificó las zonas donde podría reducirse el material, para esto fue necesario analizar el comportamiento de frenado del monoplaza. A pesar de que la geometría optimizada incrementó el peso para los calipers delantero y trasero en 2.1% y 12.5% respectivamente, el peso total se redujo en 36,9% para el caliper delantero y 48.5% para el caliper trasero [5].

Sin embargo, en algunos elementos optimizados mediante optimización topológica (OT), pueden surgir problemas de sobrecalentamiento debido a concentraciones de tensiones. Para superar estas dificultades, se emplean otras estrategias, como la optimización de la topología reticular (LTO). Esta técnica utiliza estructuras reticulares formadas por pequeñas celdas que recrean la estructura interna del material a nivel microscópico, compuestas por barras entrelazadas que distribuyen mejor las tensiones y evitan su concentración excesiva [6].

Las estructuras reticulares se han desarrollado para mejorar las condiciones de carga de compresión, rigidez y capacidad de almacenamiento de energía. En el caso del acero inoxidable 316L, fabricado con celosías cónicas, se demostró una reducción de la anisotropía elástica y un aumento significativo de la rigidez en un 70% en las zonas previamente consideradas débiles, optimizando así la eficiencia específica en el almacenamiento de energía [7].

En el caso de un brazo de suspensión, que soporta diversas cargas generadas por las irregularidades del camino y las vibraciones del motor, es esencial considerar tanto su espesor, que garantiza la seguridad del vehículo, como su peso. Un espesor mayor puede aumentar la seguridad, pero también incrementa el peso del componente. Por esta razón, es fundamental llevar a cabo un diseño ligero que asegure la rigidez necesaria sin comprometer la seguridad, optimizando así el rendimiento del vehículo [8].

2. Materiales y Métodos

Los métodos y materiales que se van a utilizar para el desarrollo de este artículo son los siguientes:

- Escáner Shining 3D.

- Banco de prueba MSD 3000.
- Autodesk Fusion 360.
- Ansys Workbench (Módulo de análisis estático estructural y optimización topológica).
- Método de elementos finitos.

2.1 Materiales

2.1.1 Escáner Shining 3D.

El escáner EinScan Pro HD de Shining 3D permite digitalizar piezas en alta resolución de forma rápida y eficiente, es una gran herramienta para diseñadores e ingenieros que desarrollan modelado 3D de alta calidad, la tabla 1 detalla las características de escaneo y los formatos de exportación que permite el escáner EinScan Pro HD [9].

Tabla 1. Características técnicas del escáner EinScan Pro HD [9].

Característica	Escaneo HD portátil	Escaneo rápido
Precisión del escaneo	Hasta 0.045 mm	Hasta 0.045 mm
Precisión volumétrica	0.3 mm/m	0.3 mm/m
Velocidad de escaneo	10 cuadros/s o 3,000,000 puntos/s	30 cuadros/s o 1,500,000 puntos/s
Formatos de exportación	OBJ, STL, ASC, PLY, P3, 3MF	

2.1.2 Banco de prueba MAHA MSD 3000.

La balanza MAHA MSD 3000 permite medir el peso en el eje delantero y en el eje trasero, la figura 1 muestra el vehículo de estudio en el banco de pruebas durante la medición del peso en cada eje, la tabla 2 determina las características técnicas del banco de pruebas.

Tabla 2. Características técnicas del banco de pruebas MAHA MSD 3000 [10].

Característica	Valor
Carga por eje (capacidad de prueba)	2200 Kg
Carga por eje (capacidad máxima)	2500 Kg
Resolución	0.02 – 0.3



Figura 1. a) Medición del peso del vehículo en el eje delantero; b) Medición del peso del vehículo en el eje trasero.

2.2 Metodología de desarrollo.

El siguiente flujograma detalla los pasos a seguir para llevar a cabo el proceso de optimización topológica del brazo de suspensión. El primer paso consiste en caracterizar

el material con el que está fabricado el brazo de suspensión. Luego, se realiza el diseño inicial de la pieza, escaneándola para elaborar el modelo digital 3D. A continuación, se selecciona y asigna el material adecuado en el software para, incorporando sus propiedades mecánicas cargas y condiciones de frontera al modelo. La primera simulación se realizará sobre este modelo sin modificaciones, lo que permitirá determinar de forma numérica los resultados obtenidos en la pieza original, se generarán 3 propuestas de rediseño aplicando optimización topológica aplicando las mismas cargas y condiciones de frontera del modelo original. Se comparará los resultados de las nuevas propuestas de diseño con el modelo original y si soporta los mismos esfuerzos y cumple con el factor de seguridad se validará el diseño. La figura 2 muestra el flujograma para desarrollar y aplicar optimización topológica en nuestro elemento de estudio.

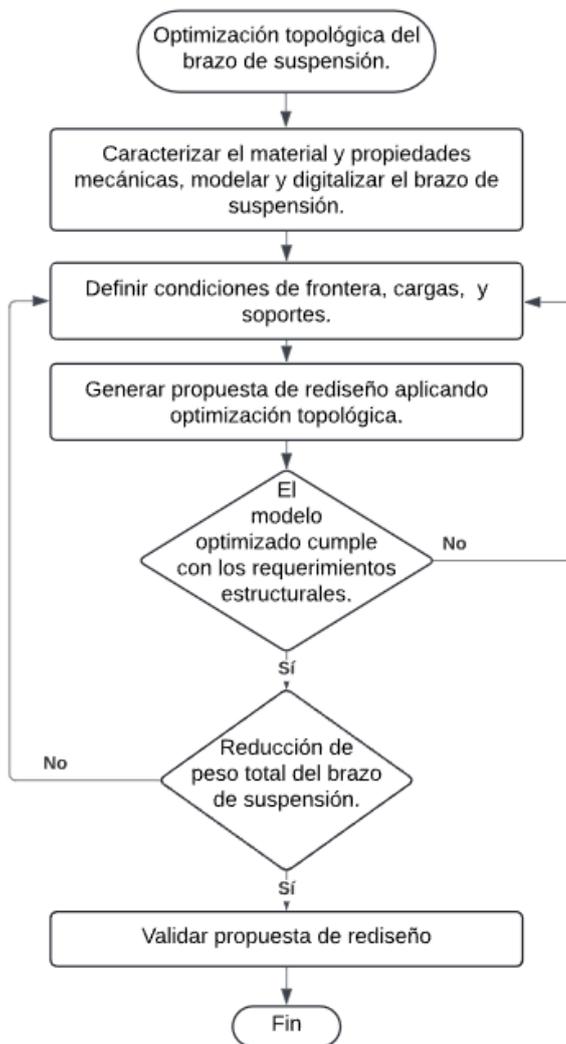


Figura 2. Flujograma.

2.3 Centro de gravedad del vehículo.

La distribución de cargas para nuestro estudio es la proporción del peso total que se reparte entre los ejes delantero y trasero. Esta distribución se determina utilizando la ubicación precisa del centro de gravedad centro de gravedad que es un punto teórico donde está concentrada toda la masa del vehículo. En nuestro caso, la balanza MAHA MSD 3000 nos refleja un peso de 1049 kg, la figura 3 demuestra de forma gráfica la ubicación del centro de gravedad en el vehículo.

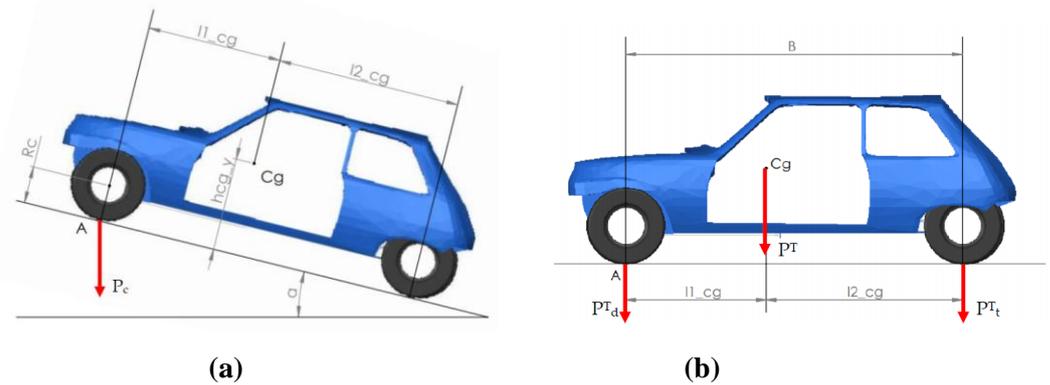


Figura 3. a) Posición del centro de gravedad respecto al eje delantero y trasero del vehículo; b) Altura del centro de gravedad dado un ángulo de inclinación [11].

Se determinó el centro de gravedad tomando como punto de referencia el eje delantero y el eje trasero del vehículo, la suma de ambos resultados es igual a la distancia entre ejes del vehículo. La ecuación 1 permite calcular el centro de gravedad de forma longitudinal y la ecuación 2 permite calcular la altura del centro de gravedad. [11].

$$L = \frac{P_{eje} * B}{P_t} \quad (1)$$

Dónde:

- **L:** Posición del centro de gravedad con respecto a un eje del vehículo.
- **P_{eje}:** Peso del eje del vehículo.
- **B:** Distancia entre ejes.
- **P_t:** Peso total del vehículo.

$$H_{cg} = \frac{P_T * (R_c * \tan(\theta) + L_2^T) - (P_t * B)}{P_T * \tan(\theta)} \quad (2)$$

Dónde:

- **H_{cg}:** Altura del centro de gravedad.
- **P_T:** Peso total del vehículo.
- **R_c:** Radio de contacto de la rueda.
- **θ:** Ángulo theta del vehículo con respecto al suelo.
- **L₂^T:** Ubicación del centro de gravedad con respecto al eje trasero.
- **P_t:** Peso del eje trasero del vehículo.
- **B:** Distancia entre ejes.

2.4 Distribución de cargas en función del centro de gravedad.

Se determinó el centro de gravedad tomando como punto de referencia el eje delantero y el eje trasero del vehículo, la suma de ambos resultados es igual a la distancia entre ejes del vehículo, el peso total que nos refleja la balanza MAHA MSD 3000 es de 1049 Kg, utilizando la ecuación 3 se determinó el peso que soporta cada eje del vehículo. Las fuerzas que se generan en el vehículo dado un ángulo de inclinación se muestran en la figura 4 [12].

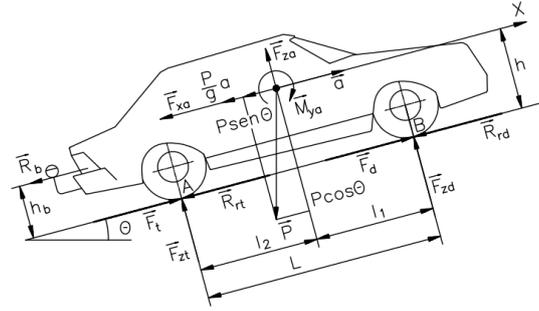


Figura 4. Fuerzas que se originan en el vehículo dado un ángulo de inclinación. [12].

$$F_{zt} = \frac{P \cdot \cos \theta \cdot l_1 + \left(\frac{P}{g} a + F_{xa} + P \cdot \sin(\theta) \right) h + R_b \cdot h_b - F_{za} l_1 - M_{ya}}{L} \quad (3)$$

Simplificando la ecuación 3 obtenemos la distribución de peso real de la masa del vehículo teniendo en cuenta su centro de gravedad.

- Fuerza en el eje delantero.

$$F_{zd} = \frac{l_1 \cdot P + h \cdot P \cdot \cos(\theta)}{L} \quad (4)$$

- Fuerza en el eje posterior.

$$F_{zt} = \frac{l_2 \cdot P + h \cdot P \cdot \cos(\theta)}{L} \quad (5)$$

Dónde:

- **F**: Fuerza ejercida en el eje.
- **l_1** : Distancia del eje delantero al centro de gravedad.
- **l_2** : Distancia del eje trasero al centro de gravedad.
- **P**: Peso total del vehículo.
- **h**: Altura del centro de gravedad.
- **θ** : Ángulo de inclinación del vehículo.
- **L**: Distancia entre ejes.

El elemento mecánico está compuesto de un buje que va acoplado a la cuna de suspensión y un cilindro que permite el movimiento vertical del brazo de suspensión que se genera al transitar por carreteras irregulares, La rótula está acoplada a la mangueta de suspensión y la llanta como se muestra en la figura 5.

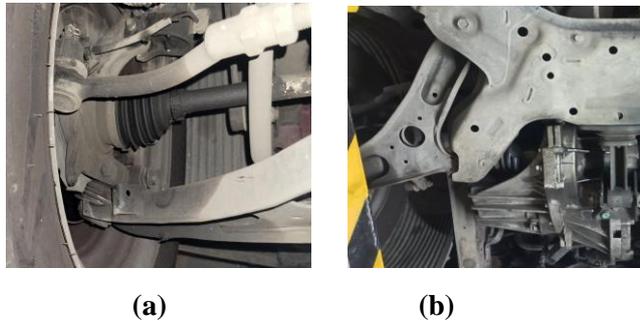


Figura 5. a) Buje y cilindro del brazo de suspensión acoplados al puente de motor; b) Rótula del brazo de suspensión acoplada a la mangueta de la llanta delantera izquierda.

Se elevó la carrocería 500 mm (cateto opuesto) con respecto al suelo, teniendo en cuenta que la distancia entre ejes es de 2400 mm (hipotenusa) con el teorema de Pitágoras

se determinó el ángulo de inclinación del vehículo y posteriormente la altura del centro de gravedad. La figura 6 muestra el vehículo de estudio elevado en la báscula durante la medición del eje delantero.



Figura 6. Altura del centro de gravedad dado un ángulo de inclinación.

2.5 Propiedades estructurales del brazo de suspensión.

Para realizar la simulación estática estructural del elemento de estudio se creó un nuevo material experimental en la biblioteca de datos de ingeniería de Ansys, de acuerdo a Villarroel y Aishwarya quienes indican que el límite mínimo de rotura del material debe ser de 400 MPa, un coeficiente de Poisson mínimo de 0.3 y el esfuerzo de fluencia mínimo de 250 MPa, de acuerdo a Pachapuri el módulo de Young debe ser mínimo de 70 GPa, véase la tabla 7 [13,14,15].

Tabla 3. Propiedades mecánicas del acero normalizado AISI 3140 [16,17].

Propiedad	Valor
Esfuerzo a la fluencia mínimo	250 MPa
Límite elástico	400 MPa
Módulo de Young	70 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3

2.6 Aplicación de cargas y soportes.

Se establecieron las condiciones de frontera tomando en consideración los puntos donde el brazo de suspensión se conecta con el vehículo, tomamos como soporte fijo el buje y cilindro que conecta a la cuna de suspensión, la rótula que conecta con la mangueta de suspensión y la llanta es el punto donde se aplica las cargas verticales y longitudinales previamente calculadas [18].



Figura 7. Condiciones de frontera.

Para determinar la carga a la que se someterá nuestro elemento de estudio tomamos en consideración el peso del eje delantero cuando el vehículo está elevado y se establece el peso que soporta en función del centro de gravedad.

El brazo de suspensión inferior se encarga de acoplar la mangueta con la carrocería del vehículo, está sometido a cargas horizontales de tracción y compresión, los brazos de suspensión delanteros están conectados a través de una barra estabilizadora que facilita el control del movimiento de las ruedas frontales y evita que se genere un desbalance excesivo durante la conducción, Adrián Ros García estableció un esquema de los casos de carga que se producen en el brazo de suspensión, la tabla 3 establece el tipo de carga y su valor [19].

Tabla 4. Esquema de casos de carga.

Carga	Valor
Vertical	4G
Longitudinal	3G

Se utilizará la ecuación 4 para determinar la carga que soporta el eje delantero del vehículo y así establecer las cargas verticales y longitudinales. [19].

$$W_{Frue\text{da}} = \frac{1}{2} * 0.31(C) * g \quad (6)$$

Dónde:

- C: Carga máxima a la que se somete el brazo de suspensión.
- g: Aceleración de la gravedad.

3. Resultados

3.1 Cálculos

Se determinó las coordenadas (x, y) del centro de gravedad del vehículo de estudio, con la ecuación 1 se obtuvo la ubicación del centro de gravedad con respecto al eje delantero y trasero del vehículo y con la ecuación 2 la altura del centro de gravedad, el peso total del vehículo medido con el banco de pruebas MAHA MSD 3000 fue de 1049 Kg por tal motivo se realizó el cálculo del peso en función del centro de gravedad del vehículo utilizando la ecuación 3 y así obtener la distribución de masa del vehículo en cada uno de sus ejes.

Para establecer la carga aplicada en el elemento de estudio se tomó en consideración el brazo de suspensión derecho, este soporta 325 Kg de los 568 Kg que soporta el eje delantero, esto con el fin de simular el elemento de estudio con las condiciones más críticas y así determinar los valores para realizar la optimización topológica.

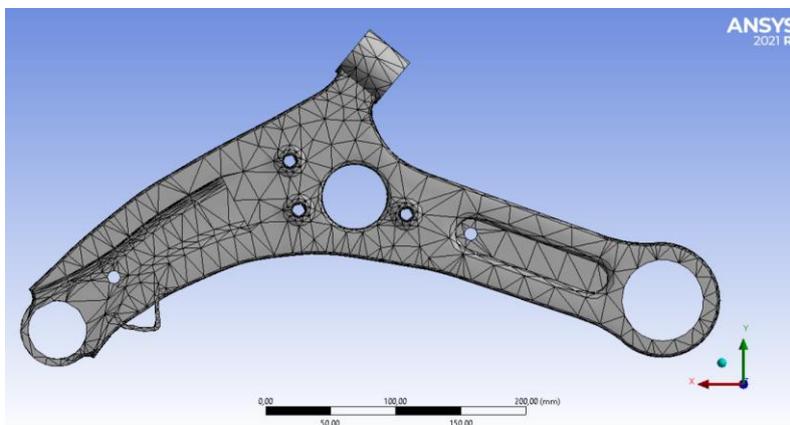
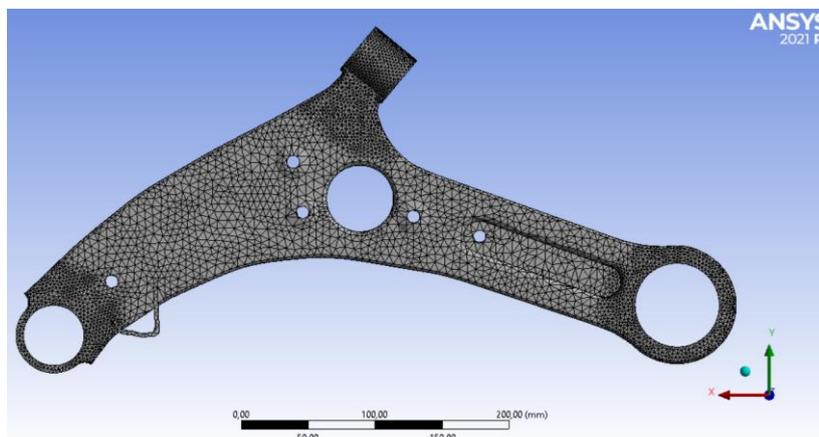
Teniendo en cuenta este valor de 325 Kg que corresponde al 57.21% de la masa total que soporta el eje delantero, se calculó las cargas verticales y longitudinales que soporta nuestro elemento de estudio, los resultados obtenidos se muestran en la tabla 4.

Tabla 5. Resultados Obtenidos.

Variable	Eje delantero	Eje trasero
Centro de gravedad con respecto a eje x.	1036.4 mm	1363.5 mm
Ángulo de inclinación.	11.78°	
Centro de gravedad con respecto a eje y.	269 mm	
Peso en ejes del vehículo con respecto al centro de gravedad.	596 Kg	453 Kg
Distribución del peso total en ejes del vehículo medido con la balanza MAHA MSD3000.	568 Kg	481 Kg
Porcentaje equivalente.	56.81%	43.19%
Peso en brazo de suspensión derecho	325 Kg	
Peso en brazo de suspensión izquierdo	271 Kg	
Carga vertical	2000 N	
Carga Longitudinal	1500 N	

3.2 Convergencia y refinamiento de malla

La malla generada automáticamente por el software compuesta por 12435 nodos y 5912 elementos no es convergente y no cumple con los indicadores de calidad de malla, por este motivo se realizó un refinamiento de malla tomando en consideración las condiciones de frontera previamente establecidas, se determinó que la malla es convergente al obtener un error inferior al 5% entre una medición y otra [20,21].

**Figura 8.** Malla automática generada por el software.**Figura 9.** Malla refinada.

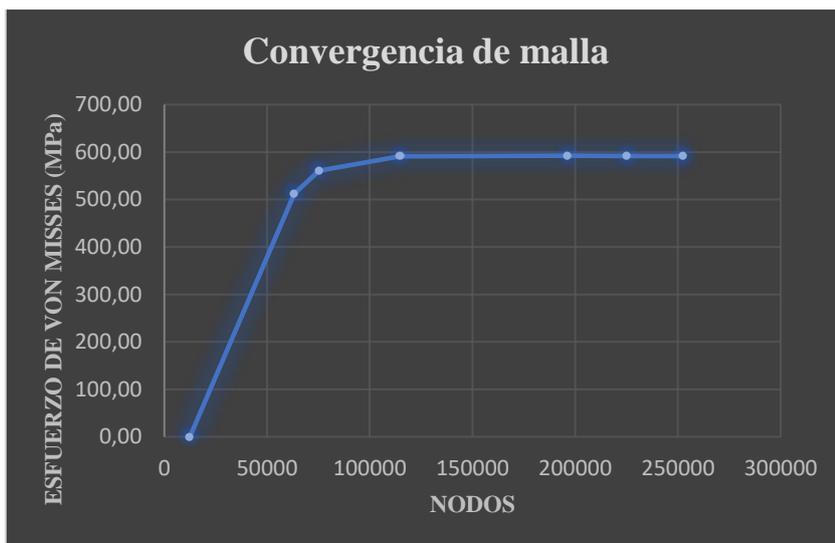


Figura 10. Convergencia de malla.

3.4 Indicadores de calidad de la malla.

Los 3 indicadores de calidad que cumple la malla son: element quality, jacobian ratio (corner nodes) y skewness [21].

- Element quality:

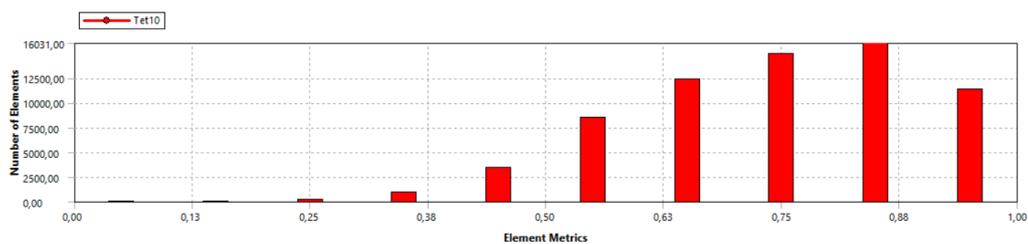


Figura 11. Métrica de element quality.

- Jacobian ratio (corner nodes).

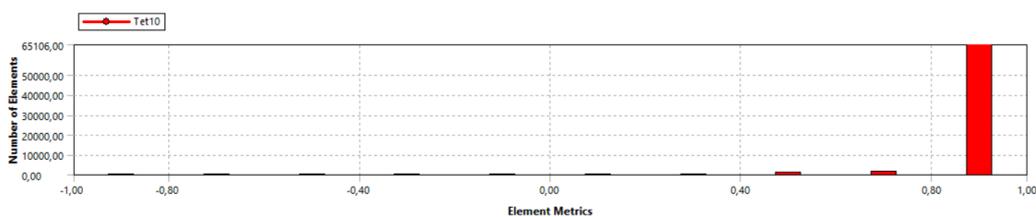


Figura 12. Métrica de jacobian ratio (corner nodes).

- Skewness.

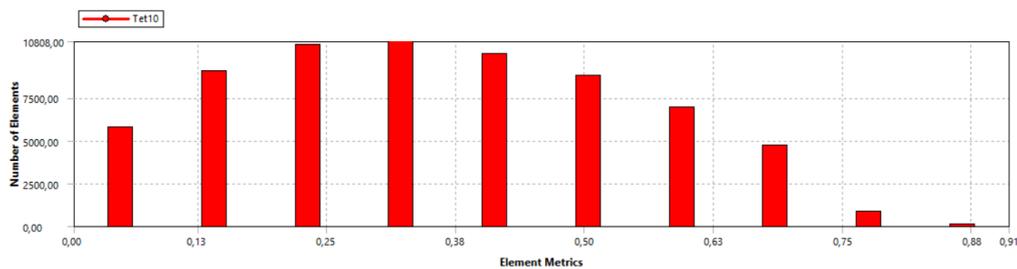


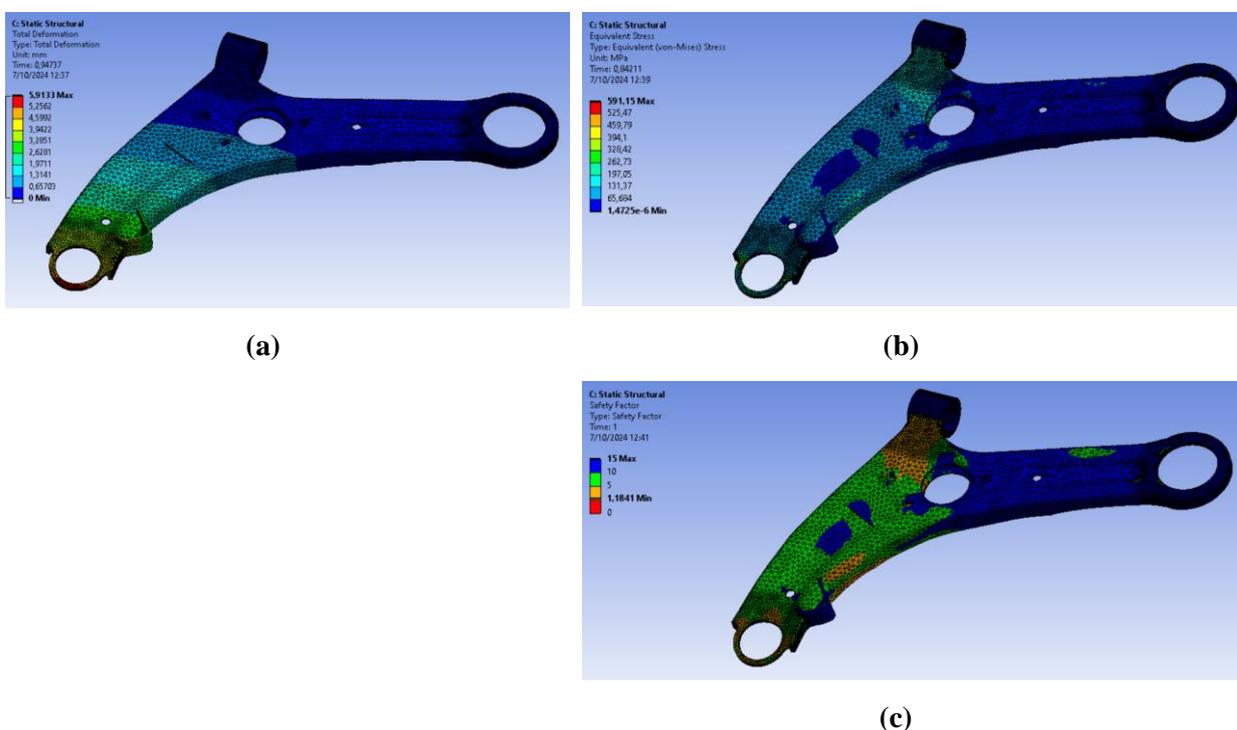
Figura 13. Métrica de Skewness.

Tabla 7. Indicadores de calidad de malla.

Métrica	Valor máximo	Valor mínimo	Promedio
Element quality	0,99	0	0,74
Jacobian Ratio (corner nodes)	1	-1	0,96
Skewness	0,91	0,004	0,35

3.5 Simulación del brazo de suspensión sin modificaciones.

Se realizó la simulación del elemento de estudio sin modificaciones para establecer los valores de partida con los que se van a comparar las propuestas de rediseño, se analizó la deformación total, esfuerzo equivalente y factor de seguridad.

**Figura 14.** a) Deformación Total, b) Esfuerzo Equivalente, c) Factor de Seguridad

3.6 Propuestas de rediseño.

Se realizaron 3 propuestas de rediseño para el brazo de suspensión con celdas de lattice de tipo cúbico, la estructura de lattice se aplicó en las zonas donde se concentran la menor cantidad de esfuerzos y excluyendo las condiciones de frontera. Las celdas de los 3 prototipos tienen el mismo volumen de 600 mm³ pero se diferencian en el número de celdas, el prototipo 1 tiene 24 celdas, el prototipo 2 tiene 32 celdas y el prototipo 3 tiene 36 celdas.

- Prototipo 1 (24 celdas).

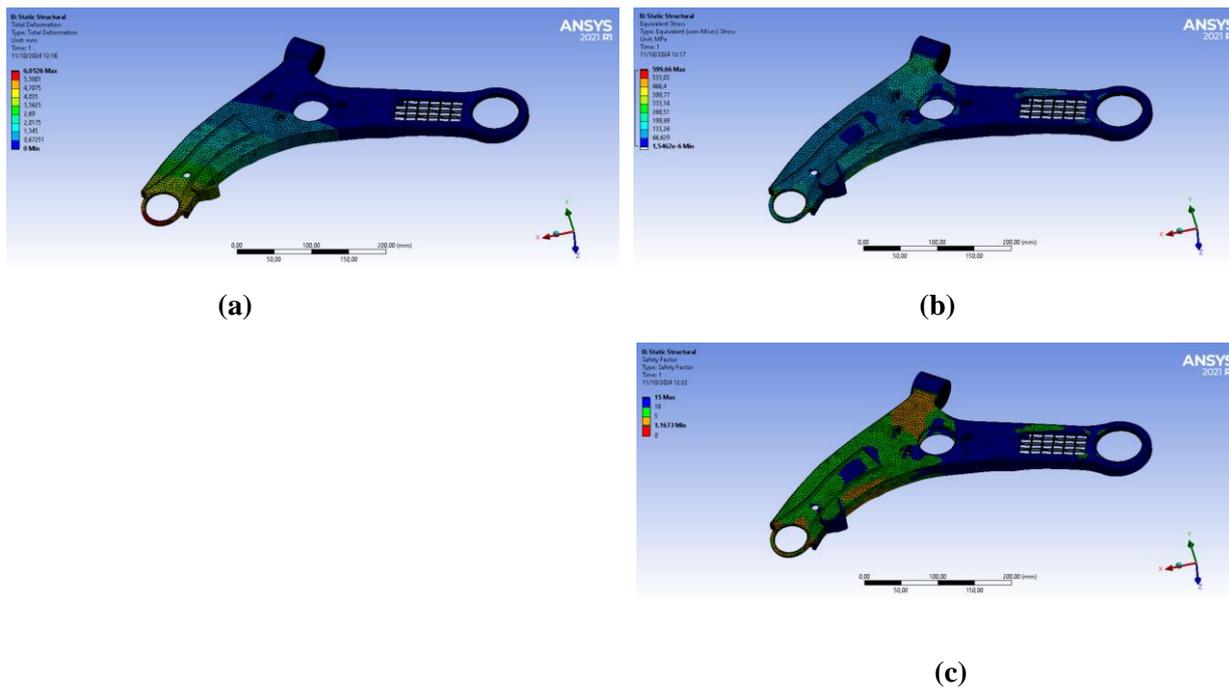


Figura 15. a) Deformación total prototipo 1; b) Esfuerzo equivalente prototipo 1; c) Factor de seguridad prototipo 1.

- Prototipo 2 (32 celdas)

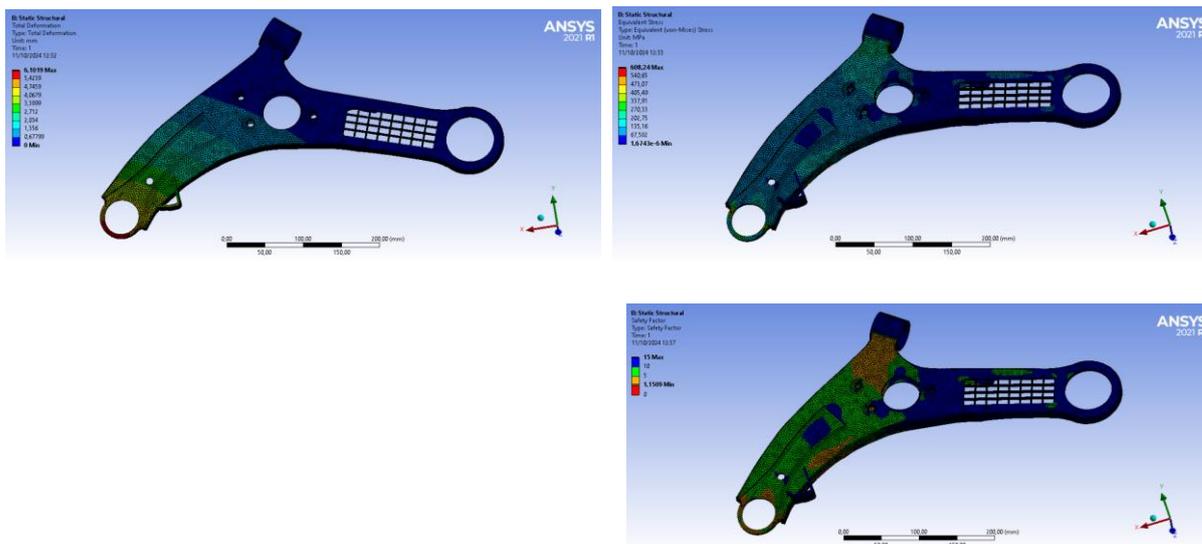
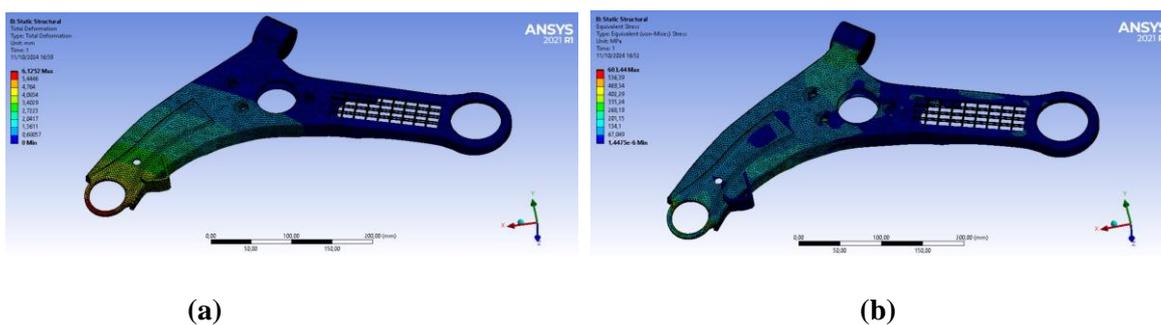
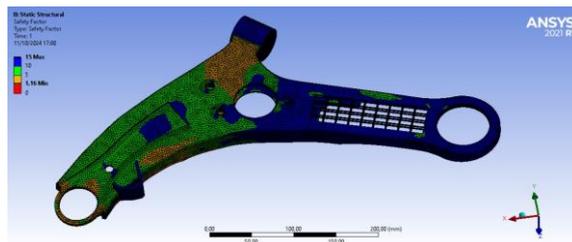


Figura 16. a) Deformación total prototipo 2; b) Esfuerzo equivalente prototipo 2; c) Factor de seguridad prototipo 2.

- Prototipo 3 (36 celdas)





c)

Figura 17. a) Deformación total prototipo 3; b) Esfuerzo equivalente prototipo 3; c) Factor de seguridad prototipo 3.

Una vez realizadas las simulaciones de los tres prototipos, se compararon los parámetros de interés como deformación total, esfuerzo equivalente y factor de seguridad, obteniendo valores bastante similares entre el brazo de suspensión original sin modificaciones y las 3 propuestas de rediseño, manteniendo un factor de seguridad por encima de 1 y reduciendo el peso en cada prototipo, véase la tabla 8.

Tabla 8. Comparativa de brazo de suspensión original y propuestas de rediseño.

Elemento de estudio	Deformación total	Esfuerzo equivalente	Factor de seguridad	Peso total
Brazo de suspensión original	5,91 mm	591 MPa	1.18	2,77 Kg
Prototipo 1	6,05 mm	599 MPa	1.16	2,69 Kg
Prototipo 2	6,10 mm	608 MPa	1.15	2,64 Kg
Prototipo 3	6,12 mm	603 MPa	1.16	2,61 Kg

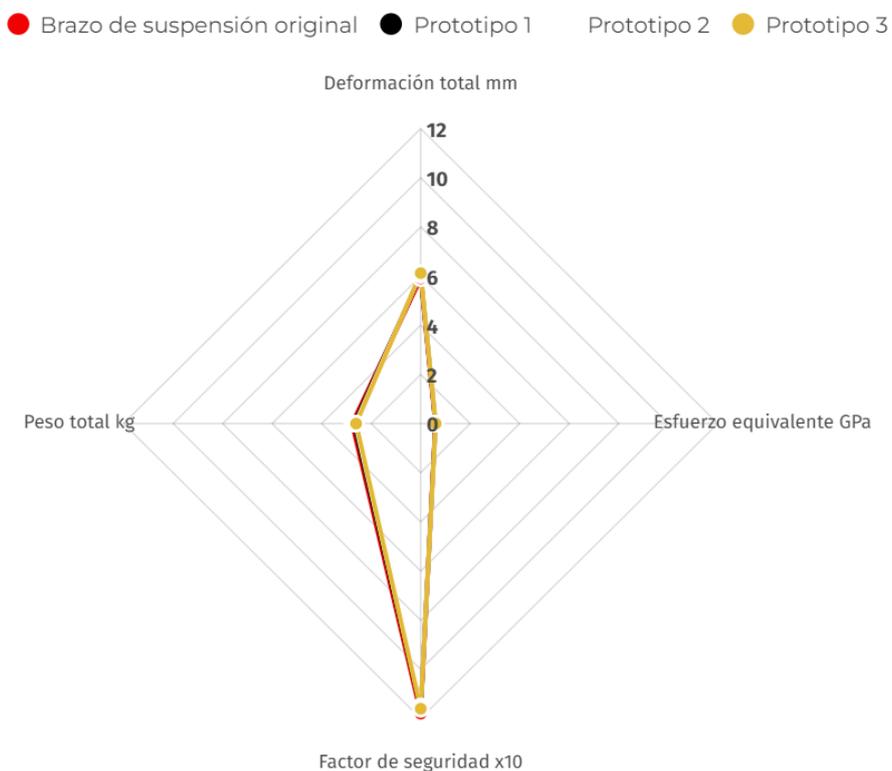


Figura 17. Comparativa de modelo original y prototipos.

Con los prototipos validados se procedió a sacar el porcentaje de reducción de peso de cada prototipo obteniendo los valores expuestos en la tabla 9.

Tabla 9. Comparativa de prototipos.

Propuestas de rediseño	Volumen de la celda	Masa original	Masa final	Porcentaje de reducción.
Prototipo 1	600 mm ³	2,77 Kg	2,69 Kg	2.88 %
Prototipo 2	600 mm ³	2,77 Kg	2,64 Kg	4.69 %
Prototipo 3	600 mm ³	2,77 Kg	2,61 Kg	5.77 %

3.7 Estrategia para desarrollar simulaciones que incorporen optimización topológica.

Con los prototipos validados con éxito se puede establecer una estrategia para llevar a cabo simulaciones que incorporen optimización topológica aplicando estructuras reticulares de lattice:

- Caracterizar el elemento de estudio, propiedades mecánicas mínimas del material.
- Modelar correctamente la geometría y realizar un análisis de convergencia de malla e indicadores de calidad.
- Realizar optimización topológica del elemento de estudio para determinar las zonas con menor concentración de esfuerzos.
- Crear una estructura de lattice en las zonas de menor concentración de esfuerzos.
- Comparar el factor de seguridad, deformación total y esfuerzo equivalente de los prototipos con la simulación del elemento de estudio sin modificaciones.
- Determinar la reducción de peso de los prototipos.

3.8 Reducción de costos de fabricación.

Tomando en consideración el precio del brazo de suspensión original con un peso de 2,77 Kg y un costo de \$214,30, se estimó el valor de cada prototipo teniendo en cuenta su reducción de peso en kilogramos. [22]

Tabla 10. Reducción de costos de fabricación en prototipos.

Elemento de estudio	Peso del brazo de suspensión	Costo de fabricación
Pieza original	2,77 Kg	\$214,30
Prototipo 1	2,69 Kg	\$208,11
Prototipo 2	2,64 Kg	\$204.24
Prototipo 3	2,61 Kg	\$201.92

4. Discusiones

Las 3 métricas que cumple la malla son element quality, este parámetro mide que tan cerca está la forma de un elemento de su forma ideal, para determinar si el elemento es correcto su valor debe ser cercano a 1 y alejado de 0, en nuestro caso nuestros elementos son más próximos a 1, la métrica de jacobian ratio (corner nodes) mide que tan distorsionado se encuentra el elemento al pasar de un espacio paramétrico a un espacio físico, numéricamente si los valores son iguales a 1 el elemento no presenta distorsión, valores entre 0 y 1 indican que el elemento presenta distorsión y valores negativos darán como resultado

valores numéricos erróneos, en nuestro caso el 95% de los elementos son más próximos a 1 y no valores negativos, por otro lado la métrica skewness mide la desviación angular de un elemento de su forma ideal y los valores aceptables se encuentran entre 0 y 0.5, en nuestro caso la mayoría de elementos se encuentran dentro de este rango. De igual manera la convergencia de malla nos indica que los resultados serán independientes del tamaño de malla y número de nodos, en nuestro caso obtuvimos el mismo valor numérico de 591 MPa para una malla con 114000 nodos y una de 225000 nodos [20,21].

Teniendo en cuenta trabajos previos a este, tenemos la optimización topológica aplicando estructuras reticulares de lattice realizada por Aslan y Yildiz, donde se refleja un incremento en el esfuerzo equivalente a medida que se generan prototipos de menor peso, obteniendo 252 MPa en la pieza original sin modificaciones y en cada prototipo obtuvieron 291 MPa, 287 MPa y 317 MPa respectivamente, en nuestro caso obtuvimos 591 MPa en la pieza original y para cada prototipo 599 MPa, 608 MPa y 603 MPa respectivamente [23].

En otro estudio similar se obtuvo que entre más material se remueva del elemento de estudio aumentará el valor de deformación, en nuestro caso la deformación total del elemento fue de 5,91 mm en la pieza original y en el prototipo 3 se obtuvo una deformación total de 6,12 mm [24].

El factor de seguridad es un parámetro fundamental en ingeniería, ya que garantiza que los componentes puedan soportar cargas superiores a las previstas, proporcionando un margen de seguridad frente a fallos imprevistos o condiciones extremas. En el artículo analizado, se tomó en consideración el factor de seguridad para las simulaciones, obteniendo un valor superior a 1, lo que indica que los diseños propuestos tienen una capacidad adicional de resistencia más allá de las cargas esperadas. De igual manera, en nuestras propias simulaciones originales y en los prototipos evaluados, obtuvimos un factor de seguridad superior a 1, confirmando la confiabilidad de nuestros diseños bajo condiciones operativas reales. [25].

5. Conclusiones

Los brazos de suspensión para vehículos del tipo M1 son componentes fundamentales para la seguridad, lo que exige un diseño que equilibre la robustez con la reducción de peso. Estos componentes suelen fabricarse con materiales resistentes, como el acero, debido a los altos esfuerzos a los que están sometidos. Durante las simulaciones con el software para la optimización topológica, se consideró cómo los cambios en la geometría (forma y peso) influían en la pieza. También se tuvo en cuenta el factor de seguridad, que es crucial para evitar fallos y asegurar un rendimiento adecuado frente a las condiciones exigentes de la carretera, como impactos y superficies irregulares.

Asimismo, la ubicación precisa de los elementos críticos es esencial. Es recomendable colocarlos en zonas de menor esfuerzo, lo que minimiza el riesgo de deformación y garantiza que el brazo de suspensión conserve su integridad estructural incluso en condiciones adversas.

La simulación de optimización topológica es una de las herramientas más importantes para componentes fabricados con materiales pesados y geometrías complejas, ya que permite reducir el material utilizado sin comprometer la eficiencia o resistencia del diseño. Esta técnica es crucial para aligerar vehículos, lo que no solo mejora la eficiencia en términos de consumo de combustible, sino que también contribuye a una mayor seguridad.

Es particularmente interesante modificar la geometría de ciertos componentes mecánicos que contienen un exceso de material. Cabe recalcar que el elemento mecánico fue sometido a cargas multiplicadas por 4 en forma vertical y por 3 en forma transversal y aun así el factor de seguridad fue superior a 1 en la pieza sin modificaciones. De igual manera los prototipos obtuvieron una reducción de 0.08 gr, 0.13 gr y 0.16 gr respectivamente y además cada uno con un factor de seguridad superior a 1.

Referencias

1. Aeade. (2024). Boletín de Ventas. Asociación de empresas automotrices del Ecuador. Available online: <https://www.aeade.net/>
2. Ribeiro, T. P., Bernardo, L. F. A., & Andrade, J. M. A. (2021). Topology optimization in structural steel design for additive manufacturing. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(5), 1–66. <https://doi.org/10.3390/app11052112>
3. Kim, G.-W., Park, Y.-I., & Park, K. (2020). Topology optimization and additive manufacturing of automotive component by coupling kinetic and structural analyses. *International Journal of Automotive Technology*, 21(6), 1455–1463. <https://doi.org/10.1007/s1223902001371>
4. Sookchanchai, K., Olarnrithinun, S., & Uthaisangsuk, V. (2021). Lightweight design of an automotive lower control arm using topology optimization for forming process. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1157(1), 012083. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/1157/1/012083>
5. Tyflopoulos, E., Lien, M., & Steinert, M. (2021). Optimization of brake calipers using topology optimization for additive manufacturing. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(4), 1–21. <https://doi.org/10.3390/app11041437>
6. Lopez, C., & Stroobants, J. (2019). Lattice topology optimization and additive manufacturing of a 316L control arm. <https://www.flanders-make.be/en>
7. Alkhatib, S. E., Karrech, A., & Sercombe, T. B. (2023). Isotropic energy absorption of topology optimized lattice structure. *Thin-Walled Structures*, 182. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2022.110220>
8. Jiang, R., Sun, T., Liu, D., Pan, Z., & Wang, D. (2021). Multi-objective reliability-based optimization of control arm using mcs and nsga-ii coupled with entropy weighted gra. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(13). <https://doi.org/10.3390/app11135825>
9. Shining 3D. (2024). EinScan PRO HD. Shining 3D Tech Co., Ltd. Available online: <https://www.einscan.com/handheld-3d-scanner/einscan-pro-hd/>
10. Maha. (2024). MSD 3000. Maschinenbau Haldenwang. Available online: <https://www.maha.es/es>
11. Collazos, D., Jhon, P., & Ealo, J. (2023). Implementación de pruebas técnicas para la estimación de centro de gravedad rigidez y confort en vehículos de pasajeros. *Artículo de Investigación Ingeniería y Competitividad*, 25. <https://doi.org/10.25100/ivc.v25iSuplemento13139>
12. Aparicio, F., Vera, C., & Díaz, V. (2016). Teoría de los vehículos automóviles.
13. Aishwarya, Gaikwad, & Kharad. (2023). Stress analysis and optimization of a lower control arm of suspension system using optistruct. *International Research Journal of Engineering and Technology*. www.irjet.net
14. Villaroel. (2019). Optimización topológica estructural en brazo de suspensión frontal inferior. Universidad Internacional SEK.
15. Pachapuri, M. S. A., Lingannavar, R. G., Kelageri, N. K., & Phadate, K. K. (2021). Design and analysis of lower control arm of suspension system. *Materials Today: Proceedings*, 47, 2949–2956. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.05.035>
16. Beer, F., Johnston, E., Dewolf, J., & Mazurek, D. (2009). *Mecánica de Materiales (Quinta Edición)*. McGraw-Hill.
17. Ansys Granta Edupack. (2021). *Low alloy steel, AISI 3140, normalized*. <https://www.Ansys.Com/Products/Materials/Granta-Edupack>.
18. Ros Adrián. (2021). Análisis y optimización de un brazo de suspensión mediante el método de los elementos finitos MEMORIA. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona.
19. Abebe, M. (2023). Fatigue Life Uncertainty Quantification of Front Suspension Lower Control Arm Design. <https://doi.org/https://doi.org/10.3390/vehicles5030047>
20. Patil, H., & Jeyarthikeyan, P. V. (2018). Mesh convergence study and estimation of discretization error of hub in clutch disc with integration of ANSYS. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 402(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/402/1/012065>
21. Светличный, С. П. (2022). An overview of the ANSYS Meshing preprocessor for creating high quality finite element meshes. *Open Information and Computer Integrated Technologies*, 95, 83–113. <https://doi.org/10.32620/oikit.2022.95.07>
22. *Shocks and struts*. (s/f). Kia Parts Online. Recuperado el 14 de octubre de 2024, de <https://www.kiapartsonline.com/shocks-and-struts>

23. Aslan, & Yildiz. (2020). Optimum design of automobile components using lattice structures for additive manufacturing. *Materialpruefung/Materials Testing*, 62(6), 633–639. <https://doi.org/10.3139/120.111527>
24. Lopez, C., & Stroobants, J. (2019). Lattice topology optimization and additive manufacturing of a 316L control arm. <https://www.flanders-make.be/en>
25. Dong, G., Tang, Y., Li, D., & Zhao, Y. F. (2020). Design and optimization of solid lattice hybrid structures fabricated by additive manufacturing. *Additive Manufacturing*, 33. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2020.101116>