



UNIVERSIDAD DEL AZUAY  
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
AUTOMOTRIZ

Optimización topológica de las manguetas delanteras y  
posteriores para un vehículo eléctrico biplaza

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:  
INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Autor  
Carlos Rafael Cumbe Guerrero

Director  
Ing. David Reyes MSc.

CUENCA – ECUADOR  
2021

## **Dedicatoria**

A mis padres, Carlos e Inés, por ser el pilar fundamental en este trayecto de formación profesional, a mis hermanas por todo el apoyo que siempre me han brindado, a mi familia y amigos por estar presentes y formar parte de este sueño, a mi esposa y adorada hija “Camila” por ser la luz de mis días, este logro es para ustedes; finalmente, a mis maestros de IMA por inculcar sus conocimientos en todos los años de estudio.

## **Agradecimientos**

Agradezco a Dios por darme la oportunidad de culminar mis estudios y por guiarme siempre en esta larga etapa universitaria, a mis padres por apoyarme día tras día en los años de estudio, a mi esposa, hermanas y amigos por todo el apoyo brindado en todo este tiempo; de igual manera, a todos los profesores que aportaron conocimientos en las aulas, al Ing. Robert Rockwood por la ayuda y compromiso incondicional, al Ing. David Reyes por su excelente asesoría como maestro y director del proyecto.

# OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA DE LAS MANGUETAS DELANTERAS Y POSTERIORES PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BI PLAZA

## RESUMEN

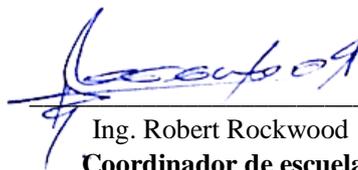
Este estudio consiste en diseñar las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo eléctrico bi plaza, a través de técnicas de optimización topológica, el proyecto se realizó en seis etapas: diseño de las manguetas, determinación de condiciones de contorno, análisis de convergencia de la solución, optimización topológica, modelado de las manguetas, y por último el ajuste topológico del nuevo diseño. Se seleccionó el material según su peso, costo y disponibilidad. Para la elaboración, evaluación y validación del diseño se utilizó un software CAD/CAE y datos brindados por otros grupos del proyecto. Posteriormente se validó la propuesta optimizada a través de un análisis de prestaciones mecánicas utilizando el método de elementos finitos. El modelo propuesto permitió disminuir el peso del bosquejo inicia, sin perjudicar su resistencia, las manguetas soportan las cargas y se acoplan al sistema de suspensión diseñado.

**Palabras clave— Optimización, convergencia, diseño, validación.**



---

Ing. David Reyes  
**Director del trabajo de titulación**



---

Ing. Robert Rockwood  
**Coordinador de escuela**



---

Carlos Rafael Cumbe Guerrero  
**Autor**

# TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF THE FRONT AND REAR KNUCKLES FOR A BI-PLAZA ELECTRIC VEHICLE

## ABSTRACT

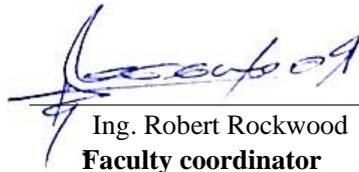
This study consists of designing the front and rear stub axles for a two-seater electric vehicle, through topological optimization techniques, the project was carried out in six stages: stub axle design, determination of boundary conditions, convergence analysis of the solution, topological optimization, modeling of the stub axles, and finally the topological adjustment of the new design. The material was selected based on its weight, cost, and availability. For the development, evaluation, and validation of the design, CAD / CAE software and data provided by other project groups were used. Subsequently, the optimized proposal was validated through a mechanical performance analysis using the finite element method. The proposed model allowed to reduce the weight of the initial draft, without damaging its resistance, the stub axles support the loads and are coupled to the designed suspension system.

**Keywords— Optimization, convergence, design, validation.**



---

Ing. David Reyes  
**Thesis director**



---

Ing. Robert Rockwood  
**Faculty coordinator**



---

Carlos Rafael Cumbe Guerrero  
**Author**



---

**Language Unit**

# Optimización topológica de las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo eléctrico biplaza

David Reyes Jiménez

Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Ingeniería Mecánica Automotriz

Cuenca, Ecuador

dareyes@uazuay.edu.ec

Carlos Cumbe Guerrero

Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Ingeniería Mecánica Automotriz

Cuenca, Ecuador

carloscugue@uazuay.edu.ec

**Resumen**— Este estudio consiste en diseñar las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo eléctrico bi plaza, a través de técnicas de optimización topológica, el proyecto se realizó en seis etapas: diseño de las manguetas, determinación de condiciones de contorno, análisis de convergencia de la solución, optimización topológica, modelado de las manguetas, y por último el ajuste topológico del nuevo diseño. Se seleccionó el material según su peso, costo y disponibilidad. Para la elaboración, evaluación y validación del diseño se utilizó un software CAD/CAE y datos brindados por otros grupos del proyecto. Posteriormente se validó la propuesta optimizada a través de un análisis de prestaciones mecánicas utilizando el método de elementos finitos. El modelo propuesto permitió disminuir el peso del bosquejo inicial, sin perjudicar su resistencia, las manguetas soportan las cargas y se acoplan al sistema de suspensión diseñado.

**Palabras clave**— Optimización, convergencia, diseño, validación.

**Abstract**— This study consists of designing the front and rear stub axles for a two-seater electric vehicle, through topological optimization techniques, the project was carried out in six stages: stub axle design, determination of boundary conditions, convergence analysis of the solution, topological optimization, modeling of the stub axles, and finally the topological adjustment of the new design. The material was selected based on its weight, cost, and availability. For the development, evaluation, and validation of the design, CAD / CAE software and data provided by other project groups were used. Subsequently, the optimized proposal was validated through a mechanical performance analysis using the finite element method. The proposed model allowed to reduce the weight of the initial draft, without damaging its resistance, the stub axles support the loads and are coupled to the designed suspension system.

**Keywords**— Optimization, convergence, design, validation.

## I. INTRODUCCIÓN

Cuando se conduce un vehículo, existe la sensación de movimiento en el volante que transmite las irregularidades de la calzada, ya que los neumáticos están en contacto absorbiendo todas las fuerzas que se generan durante la conducción.

Las manguetas son piezas que están en contacto con los sistemas de suspensión, dirección y frenos, en consecuencia, son elementos rígidos, capaces de soportar las fuerzas transmitidas por todos esos sistemas. Dichas fuerzas dependen del tipo de conducción que se aplique al vehículo por ejemplo en competición, para trabajo, conducción en ciudad etc. por lo que se debe analizar detenidamente el comportamiento de las mismas.

Para conseguir transmitir esas fuerzas lo más eficientemente posible, los neumáticos deben estar en contacto con el asfalto en todo momento. Por esto es tan importante el sistema de suspensión, que es el encargado de hacer que esto se cumpla [1].

La mangueta se relaciona directamente al sistema de frenos, puesto que al frenar se genera un par de torsión, debido a que, el disco de freno y el caliper se encuentran ensamblados en ella.

Las manguetas están en contacto con los brazos de suspensión y sujetan a la rueda a través de un rodamiento que permite su rotación [2].

Gracias a los avances en programas de diseño computacional es posible realizar optimizaciones de piezas, disminuyendo su masa total, sin alterar la rigidez de su estructura.

La optimización topológica puede ser aplicada a distintos ámbitos como puede ser el área aeroespacial, automotriz, obras de infraestructura, entre otros [3].

Para el diseño y construcción de manguetas de dirección se han realizado varios estudios, utilizando diferentes metodologías. En el ámbito internacional, en el año 2016, en la Escuela de Ingenierías Industriales de Valladolid España, se realizó el diseño y construcción de las manguetas posteriores para un monoplaza Formula Student, las que se mecanizaron con una fresadora de tres ejes, utilizando un bloque de aluminio 7075 T6 [4].

En Ecuador, rediseñaron las manguetas posteriores del vehículo FESPE del año 2012, considerando para la simulación las cargas generadas al momento de la conducción. El nuevo diseño tiene un peso de 1.54 kg, el cual

representa el 61.6 % del peso de la mangueta de acero elaborada anteriormente. Se colocaron las manguetas en el vehículo prototipo para competencia en fórmula SAE utilizando los mismos elementos de sujeción utilizados en el anterior diseño [5].

En el año 2017 utilizaron técnicas de optimización topológica para reducir el peso de las manguetas delanteras del vehículo Formula Student de la Universidad Internacional SEK en Ecuador, logrando una reducción de 31.38% del peso de la mangueta, con relación al modelo anterior, modificando su forma sin alterar los lugares definidos para el sistema de suspensión, como se observa en la figura 1 [6].



Fig 1. Mangueta delantera formula student- SEK [6]

En la ciudad de Cuenca en el año 2016 se realizó el rediseño de las manguetas delanteras y posteriores del monoplaza UPS Racing Team de la Universidad Politécnica Salesiana, como se observa en la figura 2, en donde, las manguetas delanteras y posteriores tenían un peso de 1668 g y 1911 g, respectivamente; aplicando el método de análisis por elementos finitos y de optimización topológica, se consiguió un nuevo modelo de manguetas, las cuales tienen una reducción del 40% en peso para la mangueta delantera y 49% para la posterior [7].

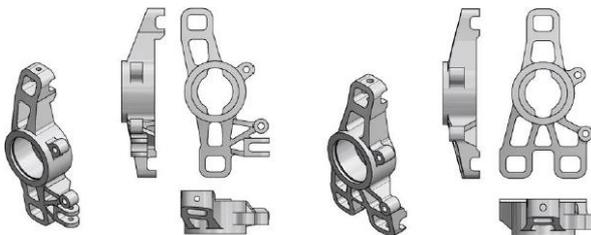


Fig 2. Nuevo modelo de manguetas UPS Racing Team [7]

El objetivo de la presente investigación fue diseñar las manguetas delanteras y posteriores para un vehículo eléctrico biplaza, basado en la forma de las manguetas del Suzuki Forsa G10, con el propósito de aportar con información y datos que ayuden en el futuro para la construcción del vehículo mencionado; para lo cual se aplicaron técnicas de optimización topológica. Al modelo inicial de las manguetas se aplicaron las condiciones de frontera obtenidas al momento de simular la conducción, los análisis se procesaron en Autodesk Inventor® para la geometría inicial, y en Hypermesh® la optimización topológica.

Con la forma obtenida en la optimización, se rediseñó el modelo definitivo de las manguetas, las cuales, fueron analizadas en Hypermesh® para verificar su funcionamiento y corroborar que resistan a las cargas impuestas.

## II. MATERIALES Y MÉTODOS

Se realizó en las siguientes fases:

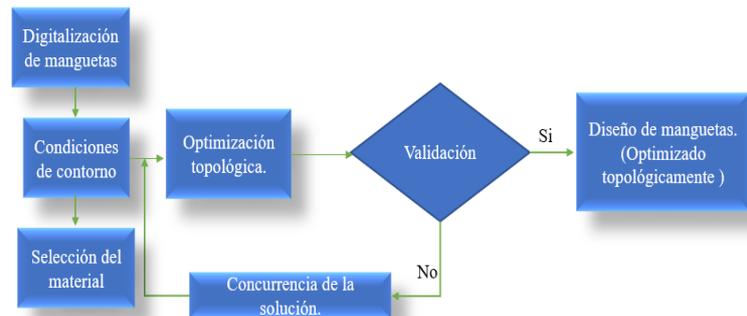


Fig 3 Metodología

### A. Digitalización de las manguetas:

#### 1. Modelado en 2D de las manguetas del vehículo Suzuki Forsa G10

El modelo CAD se basa en la mangueta del vehículo Suzuki Forsa G10 del que se tomó las medidas, como se observa en la figura 4. Este procedimiento aportó en la siguiente información 2D, para utilizarlas en el nuevo modelo:

- Cavidad para el rodamiento.
- Soporte de la mordaza de freno.
- Agujeros de sujeción de mordaza y sistema de suspensión.

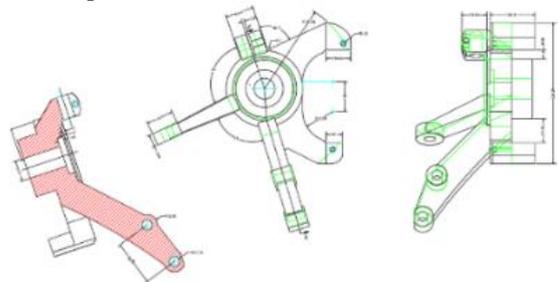


Fig 4. Mangueta Suzuki Forsa G10

#### 2. Diseño de las manguetas, basadas en las medidas generales del vehículo Suzuki Forsa G10.

Las dimensiones que se respetaron para el nuevo diseño fueron:

- Cavidad para el rodamiento: 51 mm
- Soporte para la mordaza de freno: 128 mm

Con las medidas anteriores, se realizó el modelo 3D de las manguetas delanteras y posteriores, utilizando el software Inventor®. El diseño es el mostrado en la figura 10, se caracteriza por no tener una forma definida y sus acabados carecen de detalles.

### B. Condiciones de contorno

Las fuerzas principales a las que va a estar sometida la pieza, se presentan en situaciones de: frenado, aceleración y paso por una curva. Para el análisis, se toma en cuenta la acción de las tres fuerzas de una manera simultánea; para el diseño y análisis de las manguetas se utiliza un tipo de

conducción en pista, es decir, de un vehículo de competencia, específicamente de los utilizados para Formula SAE.

Es importante aclarar que, por ser el primer diseño del vehículo, no se conocen los datos técnicos suficientes para realizar el cálculo de fuerzas, por lo que se utilizarán datos que fueron aportados por grupos que forman parte del proyecto integrador (tabla I):

Nombre	Magnitud	Unidad
Altura CG	0.5	m
Distribución de masa eje delantero	225.02	kg
Distribución de masa eje posterior	323.38	kg
Peso vehículo + pasajeros	548.4	kg
Ancho de vía (delantero y posterior)	1600	mm
Ubicación CG desde eje neutro	200	mm
Tiempo de frenado	8	s
Batalla	2.23	m

### 1. Frenado

En el cálculo de la desaceleración se emplea la fórmula dada por [8]. Para encontrar la desaceleración que se produce por la acción de los frenos en el vehículo, se considera una velocidad máxima de 180 km/h, valor impuesto para el diseño del automotor, y un tiempo de frenado de 8 segundos, dado por el grupo desarrollador del sistema de frenos.

$$-a = \frac{v_f - v_i}{t}$$

Ecu. 1 Desaceleración

Los valores de cada variable se detallan en la tabla II.

Nomenclatura	Descripción	Magnitud	Unidad
$v_f$	Velocidad final	0	Km/h
$v_o$	Velocidad inicial	180	Km/h
$t$	Tiempo	8	s

Se obtiene una desaceleración de  $-6.25 \text{ m/s}^2$ , expresado en gravedades es de 0.64 g.

### 2. Transferencia de masa longitudinal

La transferencia de masa longitudinal se produce cuando el vehículo frena, aumentando la fuerza normal en los neumáticos delanteros. Ésta fuerza se aplica en las manguetas, y será transmitida directamente a la suspensión. Se puede conocer aplicando la ecuación propuesta en [9].

$$\Delta F_a = \frac{a \cdot m \cdot h}{l_t}$$

Ecu. 2 Transferencia de masa longitudinal

En la tabla III se detalla la nomenclatura utilizada en la ecuación 2.

Nomenclatura	Descripción	Magnitud	Unidad
a	Aceleración	6.25	$\text{m/s}^2$
m	Masa total	548.4	Kg
h	Altura del CG	0.5	m
$l_t$	Batalla	2.23	m

El resultado de la transferencia de masa longitudinal “ $F_a$ ” es igual a 768.5 N.

### 3. Carga total vertical

Es igual al peso total del vehículo más la transferencia de carga longitudinal. El peso total “W” lo obtenemos mediante el producto de la masa por la aceleración originada por la gravedad.

$$\text{Carga total vertical} = W + \Delta F_a$$

Ecu. 3 Carga total vertical

Obteniendo un valor de 4964.5 N.

### 4. Carga torsional de frenado

Para el cálculo de la inercia en rueda  $I_r$ , se necesita un factor  $k$ , el mismo que representa el ratio de distribución de la masa a lo largo del neumático, se encuentra entre 0.5 y 1. Se utilizó un valor de 0.75, puesto que, es el que se emplea para el análisis de cargas en los vehículos F-SAE.

Mediante el DCL de la fig 5. Se encontrarán las reacciones en cada neumático, empleando la segunda ley de Newton.

$$\sum F_x = m \cdot a$$

$$H_a + H_b = m \cdot a$$

$$\sum F_y = m \cdot g$$

$$F_a + F_b = W \cdot g$$

$$\sum M_A = I$$

Ecu. 4 Ley de Newton

Despejando las incógnitas, obtenemos las ecuaciones detalladas en la tabla IV, de las reacciones en los neumáticos y los datos de las variables se describen en la tabla V.

Nomenclatura	Ecuación	Unidad
Fuerza de fricción en el punto A (fig 5)	$H_a = \mu \cdot F_a$	N
Fuerza de fricción en el punto B (fig 5)	$H_b = (m \cdot a) - H_a$	N
Inercia del neumático	$I_r = k \cdot m_n \cdot r_n^2$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Fuerza normal en el punto A (fig 5)	$F_a = (m \cdot g) - F_b$	N
Fuerza normal en el punto B (fig 5)	$F_b = \frac{4 \cdot I_r \cdot u}{r \cdot d \cdot \sin} - m \cdot a \cdot h + m \cdot g \cdot l_f$	N

TABLA.V. VARIABLES DE INGRESO

Nomenclatura	Descripción	Magnitud	Unidad
g	Aceleración originada por la gravedad	9.81	m/s <sup>2</sup>
a	Aceleración	6.25	m/s <sup>2</sup>
r <sub>n</sub>	Radio real del neumático	0.381	m
m <sub>n</sub>	Masa del neumático	8.5	kg
k	Ratio de distribución de la masa en el neumático	0.75	-
l <sub>t</sub>	Batalla	2.23	m
m	Masa (vehículo + conductor)	548.4	kg
h	Altura del CG	0.5	m
l <sub>f</sub>	Distancia del eje delantero al CG	1.32	m
r <sub>din</sub>	Radio dinámico	0.37	m
μ	Coefficiente de fricción	1.1	-

Reemplazando los valores de la tabla V en las ecuaciones de la tabla IV, se tiene que: fricción en el punto A (H<sub>a</sub>) es de 3229.66 N, fuerza de fricción en el punto B (H<sub>b</sub>) es 197.84 N, fuerza normal en el punto A (F<sub>a</sub>) 2936.1 N, fuerza normal en el punto B (H<sub>b</sub>) 2443.75 N. Los puntos de acción de las fuerzas se detallan en la fig 5.

Para determinar los momentos de frenado que intervienen en las ruedas (M<sub>a</sub> y M<sub>b</sub>) en los puntos A y B, indicados en la fig 5, se considera, la fuerza de fricción multiplicado por el radio dinámico de la rueda, detallado en la ecuación 5.

$$M_{a,b} = \frac{(H_{a,b})}{2} * r_{din}$$

Ecu. 5 Momentos M<sub>a</sub>, M<sub>b</sub>

El valor para M<sub>a</sub> es 602.95 N.m, y para M<sub>b</sub> es 36.93 N.m. La fig 5. muestra las reacciones que actúan en los neumáticos.

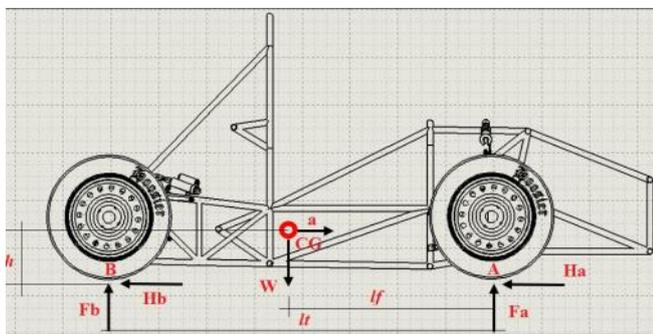


Fig 5. Reacciones en los neumáticos [10]

### 5. Paso por curva

Cuando el vehículo atraviesa por una curva se genera una aceleración centrífuga que tiende a despedir el coche hacia el exterior de la curva [1]. Por lo que se debe analizar los efectos que van a causar estas fuerzas a las manguetas. Para el análisis de las fuerzas, se consideran los cálculos realizados por [1] y los métodos utilizados en *Race Car Vehicle Dynamics*.

Primero se calcula el peso soportado por el eje delantero cuando el vehículo se encuentra detenido.

$$w_f = \frac{w \cdot l_r}{l_r + l_f}$$

Ecu. 6 Peso Equivalente eje delantero

El valor obtenido de w<sub>f</sub> es 2195.35 N, igual a 223.8 kg. La aceleración centrífuga producida en la curva es igual a:

$$ac = \frac{v^2}{rc}$$

Ecu. 7 Aceleración centrífuga

Durante el paso por una curva es necesario calcular la transferencia de pesos transversales, citadas en la ecuación 8 planteado por [1].

$$dF_t = \frac{ac \cdot m_f \cdot h}{T_f}$$

Ecu. 8 Transferencia transversal de pesos

La fuerza normal en los neumáticos se verá afectada por la acción de la transferencia transversal del peso, para encontrar la fuerza vertical en los neumáticos interiores y exteriores utilizamos las siguientes ecuaciones planteadas por [1].

$$F_e = \frac{w}{2} + dF_t$$

Ecu. 9 Fuerza vertical neumáticos externos

$$F_i = \frac{w}{2} - dF_t$$

Ecu. 10 Fuerza vertical neumático interno

Durante la curva, suponemos una inclinación de los neumáticos de 20°, el cálculo de la fuerza de rozamiento queda dado por la ecuación 11.

$$H_e = m_f \cdot ac - f_e \cdot \text{sen}\theta - w \cdot \text{sen}\theta$$

Ecu. 11 Fuerza rozamiento en neumáticos externos

A continuación, se detallan los datos del vehículo eléctrico en la tabla VI.

TABLA.VI. VARIABLES DE INGRESO

Nomenclatura	Descripción	Magnitud	Unidad
T <sub>c</sub>	Ancho de vía	1.6	m
W	Peso total	5379.804	N
h	Altura del cg	0.5	m
θ	Ángulo inclinación	20	°
l <sub>f</sub>	Distancia eje delantero al cg	1.32	m
l <sub>r</sub>	Distancia eje posterior al cg	0.91	m
v	velocidad	18.05	m/s

Para el cálculo, empleamos una velocidad promedio de circulación del vehículo en carretera, que, según [11] “En curvas de las vías el límite es de 50km/h y el rango moderado de 50 a 65km/h”, se tomó el valor máximo de 65 km/h y con un radio de curva de 11.5 m según [12].

Utilizando los datos mostrados en la tabla VI y sustituidos en las ecuaciones de la 6 a la 11, obtenemos valores de:

$$w_f = 2195.35 \text{ N}$$

$$m_f = 223.8 \text{ kg}$$

$$ac = 28.35 \text{ m/s}^2$$

$$dF_t = 1982.48 \text{ N}$$

$F_e = 4672.38 \text{ N}$   
 $F_i = 707.43 \text{ N}$   
 $H_e = 2905.87 \text{ N}$

Según los resultados, se observa que las fuerzas en los neumáticos externos “Fe, He” son mayores que en los internos “Fi”, por lo tanto, las que utilizaremos son las fuerzas externas.

Las fuerzas que afecta a la mangueta es la normal a las ruedas “Fe” ya que, si la suspensión llegara a colapsar, dicha fuerza comprimirá la pieza; y la fuerza de fricción He, que se transmite de forma lateral en la misma.

En la fig 6. Se muestra la acción de las fuerzas en los neumáticos.

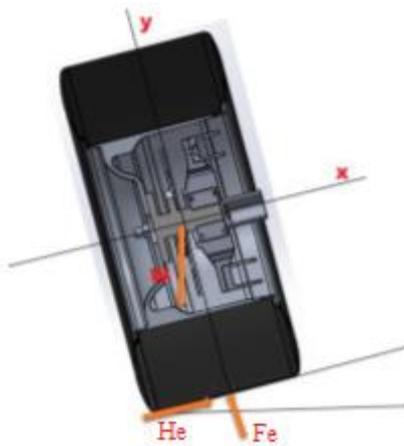


Fig 6. DCL reacciones en los neumáticos [7]

### 6. Fuerza aplicada en la horquilla de dirección

Las ruedas son empujadas o haladas según el tipo de giro mediante una barra de dirección. La barra transmite los esfuerzos directamente a las manguetas delanteras, en consecuencia, es importante tener en cuenta ésta fuerza para el análisis de las manguetas.

Para el cálculo, se consideró datos obtenidos en pista de un Formula SAE, radio de curvatura de 4.5 m, y una velocidad aproximada de 10 km/h.

Se procede a realizar los cálculos según la ecuación 12:

$$F_{yr} = m \cdot \frac{a}{L} \cdot \frac{v^2}{R}$$

Ecu. 12 Fuerza en la junta de dirección

En la tabla VII se muestran los valores de las variables de ingreso para el cálculo de la fuerza en la junta de dirección.

TABLA.VII. VARIABLES DE INGRESO			
Nomenclatura	Descripción	Magnitud	Unidad
m	Masa total	548.4	kg
V <sub>2</sub>	Velocidad en curva	10	Km/h
R	Radio de curva	4.5	m
a	Distancia eje posterior al CG	0.91	m
b	Distancia eje delantero al CG	1.32	m

El valor de la fuerza F<sub>yr</sub> (fuerza de reacción en la mangueta posterior) es de 384 N, F<sub>yf</sub> (fuerza de reacción en la mangueta delantera) es 557 N, y están representadas en la fig 7.

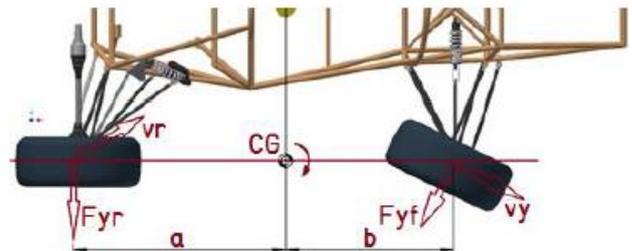


Fig 7. Fuerzas en los giros [7]

### 7. Paso por un obstáculo en carretera

Cuando el vehículo pasa por un obstáculo localizado en la calzada, se genera una aceleración vertical, misma que se calcula según la ecuación planteada, pero antes se debe considerar los siguientes aspectos impuestos por [1]:

Obstáculo triangular con una altura de 20 cm y pendiente de 30°. Una velocidad constante del auto igual a 50km/h. Las ruedas estarán en contacto con la calzada en todo momento. En la fig 8 se muestra la acción de las fuerzas que actúan en los neumáticos al momento de pasar por un obstáculo.

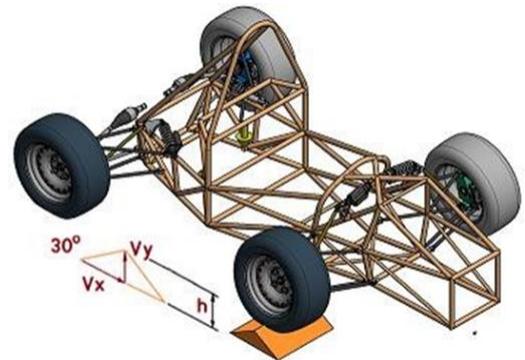


Fig 8. DCL paso del vehículo por un obstáculo [7]

Para calcular la aceleración vertical, se empleó la ecuación propuesta por [8].

$$a_y = \frac{v_y^2 - v_x^2}{2 \cdot h}$$

Ecu. 13 Aceleración vertical

Para calcular el valor de “v<sub>y</sub>” se utilizó la función trigonométrica tangente, como se indica en la fig 9.

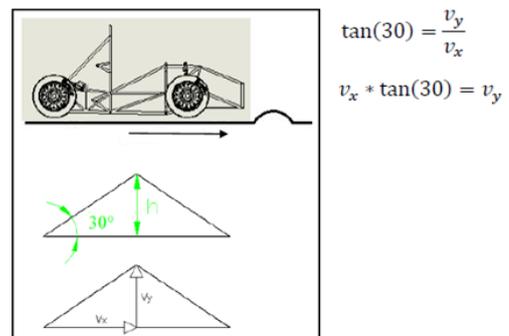


Fig 9. Ecuación aceleración vertical

El valor obtenido de v<sub>y</sub> es de 8.019 m/s.

Las variables de ingreso se describen en la tabla VIII.

TABLA.VIII. VARIABLES DE INGRESO

Nomenclatura	Descripción	Magnitud	Unidad
$\alpha$	Ángulo obstáculo	30	°
$v_y$	Velocidad en el eje Y	8.019	m/s
$v_{y2}$	Velocidad final en el eje y	0	m/s
$v_x$	Velocidad en el eje X	13.89	m/s
h	Altura del obstáculo	20	cm

El valor obtenido de la aceleración vertical es  $161 \text{ m/s}^2$ .

Cuando el auto pasa por el obstáculo se origina una aceleración vertical en el eje Y, en consecuencia, se necesita calcular la fuerza generada en los neumáticos, la misma que está dada por la transferencia de peso del vehículo, con una transferencia de masa para el eje delantero, se emplea la ecuación dada por [9].

$$F_{\text{neumaticos}} = \frac{\text{masa rueda delantera}}{100} * m * a_y$$

Ecu. 14      Fuerza en neumáticos

Reemplazando los valores en la ecuación anterior, obtenemos la fuerza en los neumáticos igual a 22039 N.

#### 8. Fuerzas en rodamiento

- Carga radial: se origina cuando el vehículo pasa por un obstáculo, es igual a la carga vertical máxima que soporta el neumático, dado un valor de 22038.97 N.
- Carga axial: este valor se alcanza cuando el vehículo pasa por una curva, es decir, las fuerzas horizontales alcanzan su valor máximo, el valor es: 11001.22 N.

Para calcular las cargas estáticas y dinámicas que actúan en los rodamientos, se utilizó las ecuaciones planteadas por [2]. Los parámetros del catálogo SKF se detallan a continuación:

$$P_0 = F_r + Y_0 * F_a$$

Ecu. 15      Cálculo de carga estática

$$P = X * F_r + Y_2 * F_a$$

Ecu. 16      Cálculo de carga dinámica

La descripción se da en la tabla IX.

TABLA.IX. FUERZAS EN RODAMIENTOS

Nomenclatura	Descripción	Magnitud	Unidad
$F_r$	Fuerza radial	22038.97	N
$F_a$	Fuerza axial	11001.22	N
X	Catalogo SKF	0.63	--
$Y_0$	Catalogo SKF	0.66	--
$Y_2$	Catalogo SKF	1.24	--

Se obtienen valores de:

- Carga estática ( $P_0$ ): 29.2 kN.
- Carga dinámica ( $P$ ): 27.52 kN.

En las tablas X y XI se hace un resumen de las cargas aplicadas en las manguetas, delantera y posterior.

TABLA.X. FUERZAS QUE ACTUAN EN LA MANGUETA DELANTERA

Nomenclatura	Valor	Unidad
Transferencia de pesos y Momento en el frenado	$M_a = 602.95$ $F_e = 4672.38$	N.m N
Transferencia de pesos lateral	$H_e = 2905.87$	N
Fuerza en la dirección	$F_{yf} = 556.61$	N
Fuerza en obstáculo	Fneumáticos = 22039	N

TABLA.XI. FUERZAS QUE ACTUAN EN LA MANGUETA POSTERIOR

Nomenclatura	Valor	Unidad
Transferencia de pesos y Momento en el frenado	$M_a = 602.95$ $F_e = 4672.38$	N.m N
Transferencia de pesos lateral	$H_e = 2905.87$	N
Fuerza en obstáculo	Fneumáticos = 22038	N

#### 9. Selección del material

Los materiales propuestos para la manufactura son los siguientes:

- Material 1: Aluminio 6061-T6
- Material 2: Aluminio 7075-T6
- Material 3: Acero ATM A36

TABLA.XII. CONCEPTO DE SOLUCION PARA ELECCION DE MATERIAL

	Aluminio 6061-T6	Aluminio 7075-T6	Acero ASTM A36
Resistencia a la tracción mínima	570 MPa	310 MPa	400 MPa
Limite elástico	505 MPa	275 MPa	250 MPa
Densidad	2810 kg/m <sup>3</sup>	2700 kg/m <sup>3</sup>	7850 kg/m <sup>3</sup>

Según el tipo de material descrito en la tabla anterior, se plantean los siguientes criterios:

- Peso: mínimo posible.
- Costo: accesible.
- Disponibilidad: facilidad de adquisición en el mercado.
- Mecanizado: fácil de mecanizar.

La selección del material se realiza en base a la matriz de decisión mostrada en la tabla XIII.

TABLA.XIII. MATRIZ DE DECISIÓN

	Peso	Costo	Disponibilidad	Mecanizado	Rango
Factor ponderación	0.40	0.15	0.20	0.25	1.0
Aluminio 6061-T6	6	5	4	7	5.7
	2.4	0.75	0.8	1.75	
Aluminio 7075-T6	9	7	3	7	7
	3.6	1.05	0.6	1.75	
Acero ASTM A36	2	8	9	6	4.9
	0.40	1.2	1.8	1.5	

En consecuencia, a la tabla antes mostrada, se determinó que el material apropiado es la aleación de aluminio 7075-T6, pues, es el material de peso más bajo y mayor resistencia.

### C. Optimización topológica

Una de las técnicas de CAE utilizadas para encontrar diseños más eficientes es la optimización estructural. Esta técnica puede ser utilizada en la etapa conceptual (optimización topológica, topográfica, y de tamaño libre) o en una etapa posterior del diseño que exige optimizaciones más finas (optimización de tamaño y de forma) [13]. Se caracteriza por tomar un diseño planteado, definir sus partes de diseño y no diseño, verificar el tamaño del mallado que se ajuste a la necesidad, ingresar el o los valores de las cargas aplicadas, configurar la optimización y correr el análisis; cuando ya se tenga un resultado, interpretar el mismo y como un último punto, rediseñar en un software CAD.

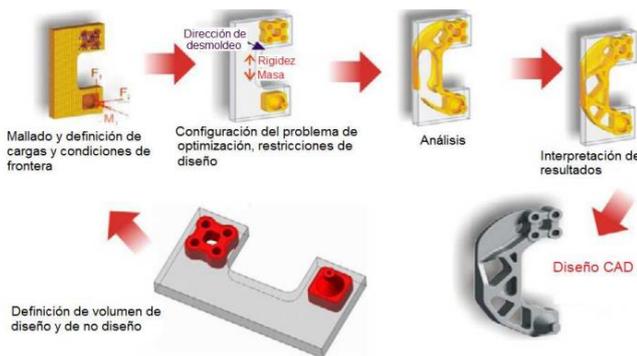


Fig 10. Diagrama CAE [14]

Para realizar el proceso de optimización estructural, es indispensable tener un diseño CAD, que se caracteriza por ser una figura con una forma burda, sin un terminado de calidad, (fig 11).

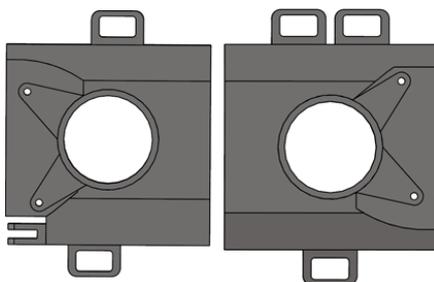


Fig 11. Diseño manguetas

La optimización estructural topológica es una técnica matemática que crea una distribución de material óptima para un conjunto de cargas y restricciones dentro de un espacio de diseño. El programa Altair OptiStruct utilizado en el presente trabajo aplica el método SIMP (*Solid Isotropic Material with Penalization*), para resolver problemas de optimización topológica [15]. A continuación, se detalla el proceso realizado para el análisis de optimización.

#### 1. Planteamiento del problema de optimización estructural

Es necesario que se incluyan variables de diseño y no diseño, restricciones, respuestas y una función objetivo.

#### 2. Variables de diseño

Las variables de diseño en la optimización topológica son las densidades de cada uno de los elementos del espacio de diseño que pueden tomar valores de 0 ó 1, indicando que el estado del elemento es vacío o completamente lleno. En un problema de optimización estructural el número de variables de diseño puede llegar a ser de varios millones [16].

#### 3. Zona de diseño

Son los espacios de la pieza seleccionados durante el procedimiento de optimización, en los cuales, se pueden o no realizar procesos de eliminación de material, si es una zona específica de no diseño, no pueden ser modificados en la optimización.

Las zonas de diseño y no diseño de las manguetas, están detalladas con color amarillo y rojo, respectivamente.

#### 4. Mallado

Para el análisis estructural, el programa divide el cuerpo a analizar en pequeños elementos de forma que pasa de un sistema de ecuaciones diferenciales a un sistema algebraico, donde la incógnita se calcula en unos puntos llamados nodos. A este fenómeno de división del cuerpo lo denominamos mallado [1].

Los elementos rígidos se utilizan para simplificar las ecuaciones, no son elementos estructurales, pero si son ecuaciones que definen la dependencia de los grados de libertad. Un elemento rígido es una representación simple de cualquier componente estructural [17].

Para la mangueta delantera y posterior, se utilizó un método de mallado sobre elementos rígidos, creando elementos en tres dimensiones, como se observa en la fig 12. Se utilizó mallas con elementos en 3D puesto que, todas las dimensiones son comparables.

El mallado por tetras permite llenar un volumen previamente definido y que se encuentra limitado por su superficie, utilizando elementos tetraédricos [17]. Éste fue el tipo de mallado utilizado en los análisis.

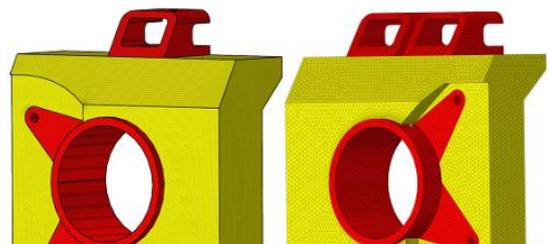


Fig 12. Mallado de las manguetas, delantera y posterior

#### 5. Convergencia del mallado

En cada análisis se obtuvo datos de las simulaciones (tensiones máximas de Von Mises y cantidad de elementos) para la convergencia del mallado.

La convergencia se alcanzó entre los  $5 \times 10^6$  y  $10 \times 10^6$  elementos, para la mangueta delantera y para la posterior la convergencia se encuentra entre el  $10 \times 10^6$  y  $150 \times 10^6$  elementos. En consecuencia, se tomó como convergencia de la solución, un mallado de 3 mm para realizar el análisis de las manguetas.

### 6. Condiciones de contorno

Para realizar el análisis de la mangueta en Hypermesh, se procedió a colocar un punto fijo en los apoyos del rodamiento y las cargas se las coloca en los acoples de sujeción de la suspensión soporte de la pinza de freno y soporte de la barra de dirección, detallado en la fig 13. Las cargas están descritas en la tabla 10 para la mangueta delantera y tabla 11 para la posterior.

En el caso de la fuerza de frenado y de la dirección, ambas actúan directamente sobre la mangueta, pero lo hacen en ocasiones puntuales, y nunca suponen un caso de esfuerzo a fatiga [1].

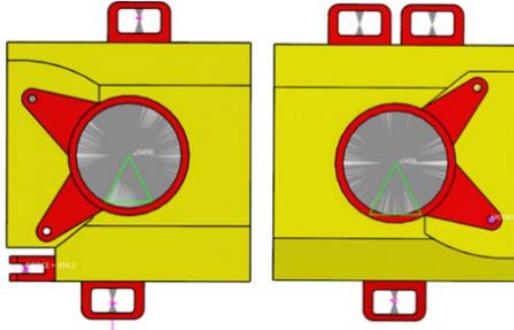


Fig 13 Condiciones de contorno, manguetas delantera y posterior

### 7. Formulación de la optimización topológica

El resumen de la formulación de la optimización topológica se presenta en la tabla XIV.

Variables de diseño	Densidad del malla
Condiciones de contorno	Tres casos de carga combinados (curva + frenado + paso por obstáculo)
Respuestas	Compliance y Fracción de volumen
Limitaciones	Fracción de volumen 0.30
Objetivos	Reducir compliance
Material	Aluminio 7075 t6

Al realizar los análisis de las manguetas, se obtuvo como resultado, para la mangueta delantera un valor de tensión máxima de Von Mises igual a 329 Mpa, y para la posterior 305 Mpa.

Con estos valores, se procedió a realizar la optimización topológica para obtener el nuevo diseño.

OptiStruct nos entrega resultados de diseño optimizados que requieren de criterios de ingeniería para que estos puedan ser modelados en CAD para la manufactura [7].

En la fig 14. se observa el resultado de la optimización topológica.

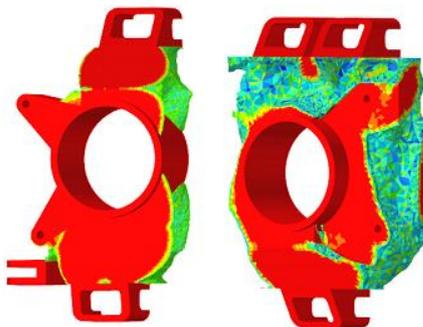


Fig 14 Resultados OptiStruct, mangueta delantera y posterior

### D. Validación y diseño.

#### 1. Modelado del nuevo diseño

A partir de los resultados obtenidos en el programa, se procedió a digitalizar las manguetas, el nuevo modelo se indica en la fig 15.

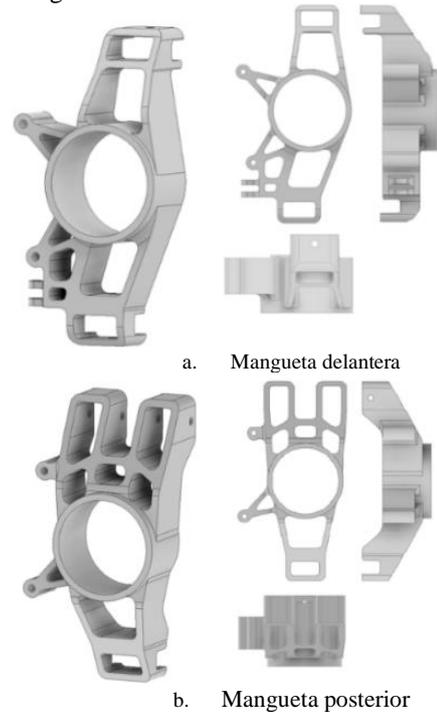
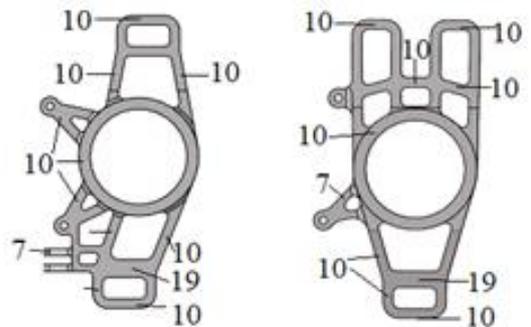


Fig 15 Modelado CAD a partir de la optimización

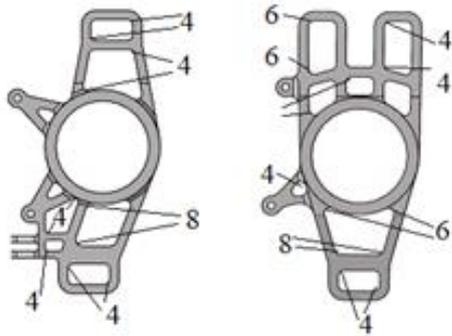
#### 2. Ajuste topológico de las manguetas delanteras y posteriores

En la elaboración del diseño definitivo de las manguetas, se tomó en cuenta criterios de manufactura como: proceso CAM, torneado, fresado, taladrado. Los espesores mínimos son de 7 mm y máximos de 19 mm, radios de curvatura internos mínimos de 4 mm y máximos de 8 mm. Se presentan en unidades cerradas, es decir, sin decimales.

En la figura 16.a y 16.b, se presentan los espesores y radios internos. Los números en las figuras indican el espesor y radio utilizados para el diseño en cada zona.



a. Espesores mangueta delantera y posterior



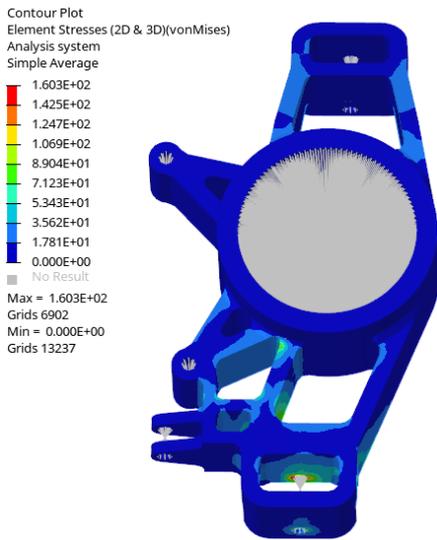
b. Radios mangueta delantera y posterior

Fig 16 Espesores y radios de las manguetas

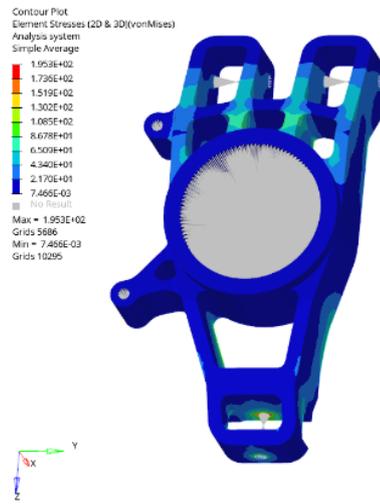
3. Validación del nuevo diseño mediante elementos finitos.

Se analizó por el método de elementos finitos, los nuevos diseños, para saber si serán capaces de soportar los estados de cargas a las que van a estar sometidas.

El valor admisible de tensión para el aluminio 7075- T6 es 300 Mpa, en base a los resultados alcanzados en Hypermesh, los valores son: 160 Mpa y 195 MPa para las manguetas delantera y posterior, respectivamente, dichos valores se pueden observar en la fig 17, en la cual, las zonas marcadas de color rojo indica que existe mayor concentración de esfuerzos y las zonas de color azul esfuerzos menores.



a. Mangueta delantera

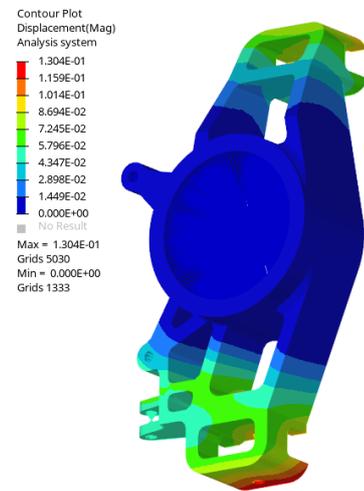


b. Mangueta posterior

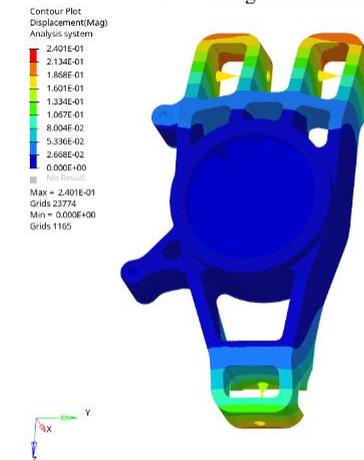
Fig 17 Esfuerzo de Von Mises nuevo diseño

Los soportes, superior e inferior, de la suspensión, son los lugares en donde existe la mayor concentración de tensiones, siendo así, los elementos más críticos de la pieza.

Hypermesh® también permite ver la deformación máxima de las manguetas, en este caso, la mangueta delantera se deforma 1.304 E -01 mm, mientras que la deformación de la mangueta posterior es de 2.40 E -01mm. Los valores mencionados se presentan en la fig18.



a. Mangueta delantera



b. Mangueta posterior

Fig 18 Deformación máxima de las manguetas

Una vez validado los resultados, se procede a ensamblar en Inventor® a las manguetas con la suspensión y verificar que no exista interferencia entre los elementos como indica la fig 19.

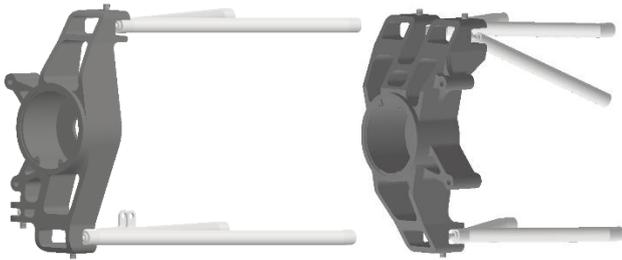


Fig 19 Ensamble manguetas-suspensión

### III. RESULTADOS

El valor de deformación máxima se localiza en los soportes de la suspensión de las dos manguetas, ya que es ahí en donde existe una mayor solicitación mecánica.

El factor de seguridad “FS” que según la teoría de Von Mises se calcula dividiendo el valor del esfuerzo de cedencia del material entre el valor calculado, para las manguetas delantera y posterior son: 1.8 y 1.54 respectivamente; en consecuencia, teóricamente, los nuevos diseños soportarán las cargas generadas al momento de la conducción.

Para realizar el diseño final CAD de las manguetas se consideró la forma dada por OptiStruct, también, se tomó en cuenta criterios de manufactura, dimensionando las manguetas en unidades sin decimales.

Los soportes para la mordaza de freno, se diseñaron con las mismas dimensiones que los del vehículo Suzuki Forsa G10, como consecuencia, la tornillería de sujeción es idéntica; dando como resultado, la posibilidad de instalar en el auto eléctrico, una pinza de freno del Suzuki Forsa G10.

De la misma manera, el lugar donde acopla el rodamiento es el mismo que de la mangueta del Suzuki Forsa G10. Es decir, se puede acoplar al diseño de la nueva mangueta un rodamiento del vehículo mencionado.

Las manguetas fueron ensambladas con el sistema de suspensión y éste al chasis. Se verifico que su funcionamiento sea correcto, es decir, que no exista interferencia con otros elementos en el programa Inventor®.

### IV. CONCLUSIONES

Los diseños optimizados de las manguetas cumplen teóricamente con el requerimiento de soportar las fuerzas generadas al momento en el que el vehículo se encuentra en funcionamiento.

Se logró diseñar y optimizar las piezas, disminuyendo su masa sin perjudicar su resistencia. En el diseño inicial, las manguetas delantera y posterior tenían masas de 41 kg y 37.8 kg respectivamente. El nuevo diseño, la mangueta delantera tiene una masa de 8.9 kg y la posterior de 10.03 kg. Estos datos fueron obtenidos del programa Inventor®.

Gracias al análisis realizado mediante el programa Hypermesh® se ubicó que las zonas en donde existe la mayor concentración de esfuerzos son en las sujeciones con los brazos de suspensión de las dos manguetas.

Se generó la geometría inicial de la mangueta, respetando los puntos de anclaje del sistema de suspensión, cavidad para el rodamiento y distancia del soporte de la mordaza de freno. Posterior a esto, se planteó las condiciones de contorno,

definiendo como zonas de no diseño a los lugares en donde se unirán las manguetas al sistema de suspensión. Se aconseja no utilizar en el mallado, geometrías complejas para evitar problemas al momento de la simulación.

Se logró un buen ajuste entre las manguetas y el sistema de suspensión, realizando simulaciones de elementos de sujeción en el programa Inventor®.

Para evitar que exista interferencia entre la mangueta y la tornillería de sujeción, se tomó el diseño brindado en la optimización y se modificó en los puntos de anclaje, es decir, el diseño final consta con cavidades para colocar los tornillos que unen las barras de suspensión con la mangueta.

Los soportes para la pinza de freno de la mangueta delantera tienen un espesor superior a los de la posterior, ya que el momento de frenado en las ruedas delanteras es mayor en relación a las posteriores.

Se aconseja las manguetas deben ser mecanizadas e instrumentadas para validar los resultados obtenidos y su correcto funcionamiento en condiciones reales de manejo.

### V. REFERENCIAS

- [1] G. Heredero, «Diseño de las manguetas de la suspensión para un prototipo de FSAE». 2018.
- [2] I. Urbina, «DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS DE UN FÓRMULA SAE». 2020.
- [3] C. Silvestre y N. Robles, «Diseño y Optimización Topológica de Rockers para un modelo de Formula Student», PhD Thesis, Tesis de Maestría, Facultad de mecánica, Escuela Técnica Superior de ..., 2017.
- [4] C. Martín Temprano, «Diseño y fabricación de manguetas traseras para prototipo Fórmula Student». 2016.
- [5] C. R. C. PAREDES y C. A. T. QUIMBIULCO, «REDESIGN DE LAS MANGUETAS POSTERIORES DEL VEHÍCULO PROTOTIPO PARA COMPETENCIA EN FÓRMULA SAE». 2017.
- [6] E. R. Mena Mena, «Optimización estructural topológica de las manguetas delanteras para un vehículo prototipo Formula Student mediante el análisis de elementos finitos», 2017.
- [7] D. Reyes, «REDESIGN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHICULO ELÉCTRICO UTILITARIO». 2016.
- [8] R. C. Hibbeler, «Ingeniería mecánica dinámica», *Universitario*, p. 82, 1996.
- [9] R. N. Jazar, *Vehicle dynamics: theory and application*. Springer, 2017. [En línea]. Disponible en: [https://books.google.com.ec/books?hl=es&lr=&id=5fokDwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR5&dq=R.+N.+Jazar,+Vehicle+Dynamics+Theory+and+Application,+New+Yor+USA:+Springer+Science%2BBusiness+Media,+LLC,+2008&ots=B9EKIKr\\_7&sig=fh1zcgU1Ty70jCeX-yEemPbA51A#v=onepage&q&f=false](https://books.google.com.ec/books?hl=es&lr=&id=5fokDwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR5&dq=R.+N.+Jazar,+Vehicle+Dynamics+Theory+and+Application,+New+Yor+USA:+Springer+Science%2BBusiness+Media,+LLC,+2008&ots=B9EKIKr_7&sig=fh1zcgU1Ty70jCeX-yEemPbA51A#v=onepage&q&f=false)
- [10] D. S. Mejía González, «Diseño de manguetas delanteras y posteriores de un vehículo monoplace para la competición en la formula SAE», B.S. thesis, 2015.
- [11] «Norma para estudios y diseños viales, nos dice que en Ecuador». 2013.
- [12] «F-SAE rules». 2020.
- [13] J. París, «Restricciones en tensión y minimización del peso una metodología general para la optimización topológica de estructuras», 2007.

- [14] «(Altair Engineering, Practical Aspects of Finite Element Simulation: A Student Guide, 2012)», 2012.
- [15] «Altair Engineering, OptiStruct 11.0 User's Guide », 2011.
- [16] J. Pozo, «PROPUESTA DE PROCEDIMIENTOS DE ANÁLISIS Y DE DISEÑO DE SUPERESTRUCTURAS DE AUTOBUSES». 2014.
- [17] «Altair Engineering, 2015b». 2015.