

## ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE LA CARROCERÍA TIPO VOLKSROD PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO DE PROPULSIÓN ELÉCTRICA

### STRUCTURAL ANALYSIS USING THE FINITE ELEMENTS METHOD OF THE VOLKSROD-TYPE CAR BODY FOR THE CONSTRUCTION OF AN ELECTRIC PROPULSION VEHICLE

Franklin Patricio Fonseca Paredes<sup>1</sup>, Javier Milton Solís Santamaría<sup>2</sup>, Leonardo Danilo Arroba Muñoz<sup>3</sup>, Ángel Guillermo Masaquiza Yanzapanta<sup>4</sup>

<sup>1,2,3,4</sup>Instituto Superior Tecnológico Guayaquil, Carrera de Mecánica Automotriz, Ambato - Ecuador  
e – mail : <sup>1</sup>ffonseca@institutos.gob.ec, <sup>2</sup>jsolis@institutos.gob.ec, <sup>3</sup>larroba@institutos.gob.ec, <sup>4</sup>amasaquiza@institutos.gob.ec

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, IX Edición 2020, No. 4 (10)

#### Resumen

El objetivo principal del proyecto es el diseño de una carrocería modificada tipo Volksrod a partir de una carrocería Volkswagen tipo 1, que sea capaz de albergar los componentes necesarios para la propulsión eléctrica del vehículo modificado, sin perder con esto seguridad, confort, fiabilidad y autonomía.

El método seleccionado para validar el diseño y escoger la mejor opción del nuevo diseño de la carrocería es el método de elementos finitos. Para esto se realizaron varias combinaciones carga según el método LFRD, seleccionando la cuarta combinación, misma que se ajusta a los objetivos planteados por el equipo de trabajo.

En conclusión, en base a la modelación realizada sobre la base de la carrocería original y la modificada tipo Volksrod, se han dimensionado los espacios necesarios para los nuevos componentes de tracción, paquete de baterías y sistemas de seguridad, aprovechando esta modificación para brindar una apariencia retro-estilizada del vehículo.

**Palabras Clave:** Diseño, modificación, elementos finitos, modelación.

#### Abstract

*The main objective of this project is the design of a modified Volksrod-type car body from a Volkswagen type 1 vehicle, which is capable of holding the necessary components for the electric propulsion of this modified structure without losing safety, comfort, reliability, and autonomy.*

*The method selected to validate the design and to choose the best option for the new car body structure is the Finite Elements method. For this purpose, various load combinations were performed according to the LFRD specifications, selecting the fourth combination, which meets the objectives set by the research team.*

*Finally, based on the modeling from the original car body structure and the modified Volksrod-type, the necessary spaces for the new traction components, battery pack, and safety systems have been dimensioned, taking advantage of this modification to provide a retro-stylized appearance for the vehicle.*

**Keywords:** Design, modification, finite elements, modeling.

# 1. Introducción

El diseño mecánico consiste básicamente en aplicar conocimientos multidisciplinarios científicos y tecnológicos de frontera, a diferencia del diseño artesanal basado en conocimientos empíricos. El principal elemento del diseño es el cálculo que permite evitar la falla de los elementos mecánicos, además de garantizar la satisfacción de la necesidad de acuerdo a su destino de uso al menor costo posible. Deben considerarse diversos criterios de diseño y teorías en su cálculo, ya sea con la filosofía de diseño por evolución como por la de innovación. [1]

El método de elementos finitos (MEF), es un método numérico generalmente utilizado para la solución de problemas con alto grado de dificultad, ya que involucran geometrías complejas, determinación de propiedades de materiales y cargas no distribuidas. El análisis por elementos finitos es un método computarizado para predecir cómo un objeto real reaccionará a fuerzas, calor, vibración, flujo de fluidos, fenómenos eléctricos y magnéticos, entre otros. En términos generales se refiere a si este se romperá, fallara o trabajara como fue diseñado. [2]

El MEF, por tanto, se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos. [3]

## Aplicación del método

La forma más intuitiva de comprender el método, al tiempo que la más extendida, es la aplicación a una placa sometida a tensión plana. El MEF se puede entender, desde un punto de vista estructural, como una generalización del cálculo matricial de estructuras al análisis de sistemas continuos. De hecho, el método nació por evolución de aplicaciones a sistemas estructurales. [4]

Un elemento finito  $e$  viene definido por sus nodos  $(i,j,m)$  y por su contorno formado por líneas que los unen. Los desplazamientos  $u$  de cualquier punto del elemento se aproximan por un vector columna  $\vec{\mu}$

$$\vec{\mu} = \sum_{i,j,m} N_i a_i^e = [N_i \ N_j \ \dots] (\vec{a}_i \ \vec{a}_j \ \dots)^e = N a^e \tag{Ec. 1}$$

El elemento Finitos, se representa a través de la Figura 1.

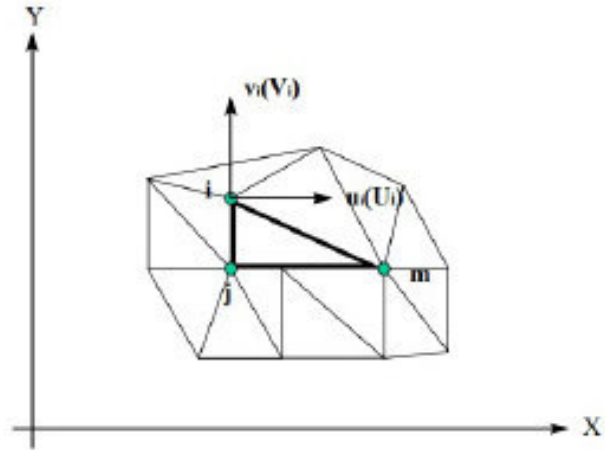


Figura 1. Coordenadas nodales  $(i,j,k)$  y desplazamientos de los nodos. Fuente: Eduardo Frias (2004)

$N$  son funciones de posición dadas (funciones de forma) y  $a^e$  es un vector formado por los desplazamientos nodales de los elementos considerados. Para el caso de tensión plana. [4]

$$\mu = \{ \mu(x, y) \ v(x, y) \}, \quad a_i = \{ u_i \ v_i \}$$

$U$ : son los movimientos horizontal y vertical en n punto cualquiera del elemento.

$a_j$ : Son los desplazamientos del nodo  $i$ .

Las funciones de posición  $N_i, N_j, N_m$  han de escogerse de tal forma que al sustituir en Ec 1. Las coordenadas nodales, se obtengan los desplazamientos nodales.

Conocidos los desplazamientos de todos los puntos del elemento, se pueden determinar las deformaciones  $(\epsilon)$  en cualquier punto. Que vendrán dadas por una relación del tipo siguiente:

$$\epsilon = S u \tag{Ec. 2}$$

Siendo  $S$  u operador lineal adecuado. Sustituyendo la Ec. 1 en Ec. 2 se obtienen las expresiones siguientes:

$$\epsilon = B a \tag{Ec. 3}$$

$$B = S N \tag{Ec. 4}$$

Suponiendo que el cuerpo está sometido a unas deformaciones iniciales  $\varepsilon_0$  debido a cambios térmicos, cristalizaciones, etc. Y que tiene tensiones internas residuales  $\sigma_0$  la relación entre tensiones y deformaciones en el cuerpo viene dada por

$$\sigma = D(\varepsilon - \varepsilon_0) + \sigma_0 \quad \text{Ec. 5}$$

Siendo D Una matriz de elasticidad que contienen las propiedades del material o materiales.

Se define,

$$q^t = \{q_i^e \ q_j^e \ \dots\}$$

Como las fuerzas que actúan sobre los nodos, que son estáticamente equivalentes a las tensiones en el contorno y a las fuerzas distribuidas que actúan sobre el elemento. Cada fuerza  $q_i^e$  debe tener el mismo número de componentes que el desplazamiento nodal  $a_i$  correspondiente y debe ordenarse en las direcciones adecuadas. En el caso particular de tensión plana, (Fig. 1) las fuerzas nodales son

$$q_i^e = \{U_i \ V_i\}$$

Las fuerzas distribuidas (b) son las que actúan por unidad de volumen en direcciones correspondientes a los desplazamientos en u en ese punto. La relación entre las fuerzas nodales y tensiones en el contorno y fuerzas distribuidas se determinan por el medio del método de los trabajos virtuales. El resultado es el siguiente ( $V^e$  es el volumen del elemento  $e$ ).

$$q^e = \int_{V^e} B^T \sigma \cdot dv - \int_{V^e} N^T b \cdot dv \quad \text{Ec. 6}$$

Esta expresión es válida con carácter general cualesquiera que sean las relaciones entre tensiones y deformaciones. Si las tensiones siguen una lineal, se puede reescribir la ecuación en la forma siguiente

$$q^e = K^e a^e + f^e$$

$$K^e = \int_{V^e} B^T D B \cdot dv$$

$$f^e = - \int_{V^e} N^T b \cdot dv - \int_{V^e} B^T D \varepsilon_0 \cdot dv + \int_{V^e} B^T \sigma_0 \cdot dv$$

En la expresión de  $f^e$  aparecen, por este orden, las fuerzas debidas a las fuerzas distribuidas, las deformaciones iniciales y las tensiones iniciales  $K$  es

la matriz de rigideces.

Si existen fuerzas nodales del elemento cuyo contorno posee una superficie  $A^e$  el termino adicional seria:

$$- \int_{A^e} N^T t \cdot dA$$

Tendrá que tener el mismo número de componentes que uno para que la expresión anterior sea válida. Una vez obtenido los desplazamientos nodales por resolución de las ecuaciones, se puede calcular la tensión en cualquier punto del elemento.

$$\sigma = D B a^e - D \varepsilon_0 + \sigma_0$$

### Cálculo de la Tensión

La tensión en un elemento está determinada por la siguiente relación:

$$\{\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_{xy}\} = E \{\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_{xy}\} = E B d$$

Donde  $B$  es la matriz de desplazamiento nodal de deformación  $d$  es el vector de desplazamiento nodal, que se conoce para cada elemento una vez resuelta la ecuación global de  $EF$ .

Las tensiones se pueden evaluar en cualquier punto dentro del elemento (como el centro) o en el nodo. Los gráficos de contorno se utilizan generalmente en paquetes de software  $FEA$  (durante el postproceso) para usuarios para inspeccionar visualmente los resultados de la tensión. [5]

### Tensión de von Mises

La tensión de von Mises es la tensión efectiva o equivalente para el análisis de tensión 2-D y 3-D. por un material dúctil, el nivel de tensión se considera seguro, si

$$\sigma_e \leq \sigma_y$$

Donde  $\sigma_e$  es la tensión de von Mises y  $\sigma_y$  el límite elástico del material. Esta es una generalización del resultado 1-D (experimental) a situaciones 2-D y 3-D.

La tensión de von Mises se define por:

$$\sigma_e = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

Ec. 7

En el cual  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  son las tres tensiones principales en el punto considerado de una estructura. Para problemas 2-D, las dos tensiones principales en el plano están determinadas por:

$$\sigma_1^P = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_2^P = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Ec. 8

Por tanto, también podemos expresar la tensión de von Mises en términos de los componentes de tensión en el sistema de coordenadas xy. Para condiciones de tensión plano, tenemos

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 - 3(\sigma_x \sigma_y - \tau_{xy}^2)}$$

Ec. 9

## 2. Materiales y Métodos

### 2.1 Análisis de diseño de una carrocería Volkswagen tipo 1 original

El primer paso consiste en determinar las siguientes dimensiones:

- Longitud Total: 4070 mm
- Longitud entre Ejes: 2400 mm
- Ancho: 1540 mm
- Altura del Chasis: 1340.5 mm

Cálculo de cargas a aplicar en una carrocería Volkswagen tipo 1 original según la Norma (NTE INEN 1323:2009)

Los cálculos de cargas utilizados son:

- Carga Viva (CV)

La Norma indica que las cargas vivas son las originadas por los pasajeros con una masa de 70 Kg por ocupante, por lo que, según las características técnicas del Volkswagen Tipo I, se tiene espacio para 5 plazas ósea para 350 Kg. [6]

- Carga Muerta (CM)

La Norma indica que la carga muerta es el peso bruto del vehículo el cual es de 1740 Kg. [6]

- Carga de Giro (CG)

Se detalla que la Carga de Giro “debe determinarse en función de la Fuerza Centrífuga que da un vehículo al ingresar en una curva a una velocidad definida en un radio de giro”. [6]

La velocidad máxima a considerar para realizar el cálculo es de 120 km/h = 33.33 m/s, en vista que según la Policía Nacional del Ecuador existen vehículos que sobrepasan los límites permitidos en carretera. [7]

El peso del vehículo según las características técnicas es de 1740 Kg.

Tabla 1: Velocidades, Radios Mínimos y Perales en Carretera.

Velocidad (del vehículo) (km/h)	Radio de curvatura de la carretera (m)	Peralte (%)
80	250	8
85	300	
90	350	
95	400	
100	450	
105	500	
110	550	
115	600	
120	700	
125	800	
130	900	6.97
135	1050	6.25
140	1250	5.49
145	1475	4.84
150	1725	4.29

Según la tabla expuesta se define que la Velocidad Crítica es de 120 km/h, originando un radio de curvatura de la carretera de 700 m, con un porcentaje del peralte del 8%.

Por lo que el ángulo del peralte se determina como se muestra en la Figura 2:

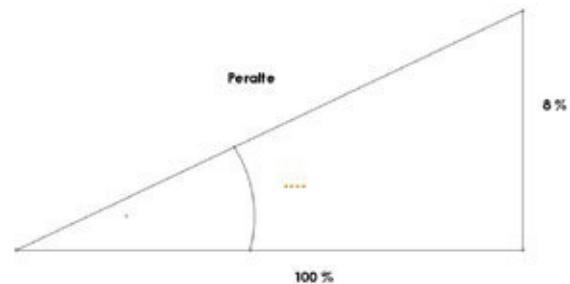


Figura 2: Ángulo de Peralte  
Fuente: Los Autores

$$tg\alpha = \frac{8\%}{100\%} = 4.57^\circ$$

Por lo que la carga de giro es:

$$(CG) = P + \frac{V^2}{r} + P * Sen(\alpha_{peralte})$$

Donde:

CG = Carga de Giro

P = Peso en bruto del Vehículo = 1740 Kg

$V$  = Velocidad Crítica es de 120 km/h = 33.33 m/s  
 $r$  = Radio de Curvatura es: 700 m  
 $\alpha_{\text{peralte}} = 4.57^\circ$

Por lo que:

$$(CG) = 1740 \text{ Kg} + \frac{\left(33.33 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{700 \text{ m}} + 1740 \text{ Kg} \cdot \text{Sen}(4.57)$$

$$(CG) = 2761.35 \text{ N} + 138.64 \text{ Kgf}$$

$$(CG) = 2761.35 \text{ N} + \frac{1 \text{ Kgf}}{9.81 \text{ N}} + 138.64 \text{ Kgf}$$

$$= 420.12 \text{ Kgf}$$

• **Carga de Frenado (CF)**

La carga de frenado se determina de la siguiente manera:

$d$  = Desaceleración de la Carga igual o mayor a 4 m/s<sup>2</sup> [6].  
 $G$  = Gravedad = 9.81  $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$   
 $P$  = Peso en bruto del Vehículo = 1740 Kg  
 $CF$  = Carga de Frenado

$$CF = \frac{P \cdot d}{g}$$

$$CF = \frac{1740 \text{ Kg} \cdot 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 709.48 \text{ Kg}$$

• **Carga de Aceleración Brusca (Ab)**

Según la Norma la Carga de Aceleración Brusca se define bajo el mismo criterio que el del Frenado, pero en sentido contrario. [6]

Por lo que:

$$A_b = - CF = -709.48 \text{ Kg}$$

• **Carga por Resistencia del Aire Frontal (Raf)**

Se define por la fuerza del aire actuante sobre la proyección de una determinada área correspondiente al plano perpendicular. [6]

Donde:

$$R_{af} = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot \rho \cdot A_f \cdot v^2$$

$R_{af}$  = Carga de Resistencia Aerodinámica  
 $C_x$  = Coeficiente de resistencia frontal del aire = 0.7 [6]  
 $\rho$  = Densidad del aire = condición más crítica. 1.225 kg/m<sup>3</sup>.  
 $A_f$  = Área correspondiente a la proyección  
 $V$  = Velocidad del Aire = 25 m/s [6]

Como no se tiene  $A_f$ , se procede a determinar en base al

$B$  = Ancho: 1540 mm = 1.54 m  
 $H$  = Altura del Chasis: 1340.5 mm = 1.3405 m  
 $A_f = B \times H$   
 $A_f = 1.54 \text{ m} \times 1.3405 \text{ m}$   
 $A_f = 2.064 \text{ m}^2$

Una vez definido todos los parámetros se procede a determinar la Carga de Resistencia Aerodinámica de la siguiente manera:

$$R_{af} = \frac{1}{2} \cdot 0.7 \cdot 1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 2.064 \text{ m}^2 \cdot (25 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2$$

$$R_{af} = 553.0875 \text{ N} \cdot \frac{1 \text{ Kgf}}{9.81 \text{ N}} = 53.38 \text{ Kgf}$$

• **Combinaciones de Carga**

Se debe tener en cuenta que las carrocerías según Norma deben ser diseñadas en función de la resistencia de los esfuerzos, por lo que se recomienda las siguientes combinaciones de las cargas básicas. [6]

Por el Método LRFD (Load Resistance Factor Design)

- 1.4 M + V
- 1.2 M + 1.6 V + 0.5 G
- 1.2 M + 0.5 V + 1.6 G
- 1.2 M + 1.6 F + 0.8 R<sub>af</sub>
- 1.2 M + 0.5 V + 0.5 F + 1.3 R<sub>af</sub>
- 1.2 M + 1.5 Ab + 0.5 V
- 0.9 M - 1.3 R<sub>af</sub>
- 0.9 M + 1.3 R<sub>af</sub>

Por lo que los resultados de los análisis son:

- 1.4 \* 1740 Kg + 350 Kg
- 1.2 \* 1740 Kg + 1.6 \* 350 Kg + 0.5 \* 420.12 Kg
- 1.2 \* 1740 Kg + 0.5 \* 350 Kg + 1.6 \* 420.12 Kg



$$1.2 * 1740 \text{ Kg} + 1.6 * 709.48 \text{ Kg} + 0.8 * 53.38 \text{ Kg}$$

$$1.2 * 1740 \text{ Kg} + 0.5 * 350 \text{ Kg} + 0.5 * 709.48 \text{ Kg} +$$

$$1.3 * 53.38 \text{ Kg}$$

$$1.2 * 1740 \text{ Kg} + 1.5 * (-709.48) + 0.5 * 350 \text{ Kg}$$

$$0.9 * 1740 \text{ Kg} + 1.3 * 53.38 \text{ Kg}$$

$$0.9 * 1740 \text{ Kg} - 1.3 * 53.38 \text{ Kg}$$

Por lo que los resultados originados de las combinaciones que generan mayor carga son:

$$2786 \text{ kg}$$

$$2858.06 \text{ Kg}$$

$$2935.12 \text{ Kg}$$

$$3265.87 \text{ Kg}$$

$$2687.134 \text{ Kg}$$

$$1198.78 \text{ Kg}$$

$$1635.39 \text{ Kg}$$

$$1496.61 \text{ Kg}$$

Según los datos originados la combinación que más genera resultados es la cuarta combinación.

Por lo que con esta combinación se procede a analizar la estructura.

$$1.2 M + 1.6 F + 0.8 R_{af}$$

$$1.2 * 1740 \text{ Kg} + 1.6 * 709.48 \text{ Kg} + 0.8 * 53.38 \text{ Kg}$$

## 2.2 Análisis de diseño de una carrocería Volkswagen modificado en un vehículo eléctrico modelo Volksrod

El primer paso a determinar es determinar las siguientes dimensiones:

- Longitud Total: 4070 mm
- Longitud entre Ejes: 2400 mm
- Ancho: 1540 mm
- Altura del Chasis: 1180 m

### Cálculo de cargas de diseño de una carrocería Volkswagen modificado en un vehículo eléctrico modelo Volksrod según la Norma [6]

Los cálculos de cargas utilizados son:

- **Carga Viva (CV)**

La Norma indica que las cargas vivas son las originadas por los pasajeros con una masa de 70 Kg por ocupante, por lo que, según las características

técnicas del Volkswagen Tipo I, se tiene espacio para 5 plazas ósea para 350 Kg. [6]

- **Carga Muerta (CM)**

La Norma indica que la carga muerta es el peso bruto del vehículo el cual es de 1050 Kg. [6]

- **Carga de Giro (CG)**

Se detalla que la Carga de Giro “debe determinarse en función de la Fuerza Centrífuga que da un vehículo al ingresar en una curva a una velocidad definida en un radio de giro”. [6].

La velocidad máxima a considerar para realizar el cálculo es de 120 km/h = 33.33 m/s, en vista que según la Policía Nacional del Ecuador existen vehículos que sobrepasan los límites permitidos en carretera. [7].

El peso del vehículo según las características técnicas es de 1050 Kg.

Según la tabla expuesta en la estructura anterior se define que la Velocidad Crítica es de 120 km/h, originando un radio de curvatura de la carretera de 700 m, con un porcentaje del peralte del 8%.

Por lo que el ángulo del peralte es 4.57°, como se indicó anteriormente.

Por lo que la carga de giro es:

$$(CG) = P * \frac{V^2}{r} + P * \text{Sen}(\alpha_{\text{peralte}})$$

Donde:

CG = Carga de Giro

P = Peso en bruto del Vehículo = 1050 Kg

V = Velocidad Critica es de 120 km/h = 33.33 m/s

r = Radio de Curvatura es: 700 m

$\alpha_{\text{peralte}} = 4.57^\circ$

Por lo que:

$$(CG) = 1050 \text{ Kg} * \frac{(33.33 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{700 \text{ m}} + 1050 \text{ K} * \text{Sen}(4.57)$$

$$(CG) = 1666.33 \text{ N} + 83.66 \text{ Kgf}$$

$$(CG) = 1666.33 \text{ N} * \frac{1 \text{ Kgf}}{9.81 \text{ N}} + 83.66 \text{ Kgf}$$

$$= 253.52 \text{ Kgf}$$

- **Carga de Frenado (CF)**

La carga de frenado se determina de la siguiente manera:

$d$  = Desaceleración de la Carga igual o mayor a 4 m/s<sup>2</sup> [6].

$G$  = Gravedad = 9.81  $\frac{m}{s^2}$

$P$  = Peso en bruto del Vehículo = 1050 Kg

$CF$  = Carga de Frenado

Por lo que:

$$CF = \frac{P * d}{g}$$

$$CF = \frac{1050 \text{ Kg} * 4 \frac{m}{s^2}}{9.81 \frac{m}{s^2}} = 428.13 \text{ Kg}$$

- **Carga de Aceleración Brusca (Ab)**

Según la Norma la Carga de Aceleración Brusca se define bajo el mismo criterio que el del Frenado, pero en sentido contrario. [6]

Por lo que:

$$A_b = -CF = -428.13 \text{ Kg}$$

- **Carga por Resistencia del Aire Frontal (Raf)**

Se define por la fuerza del aire actuante sobre la proyección de una determinada área correspondiente al plano perpendicular. [6]

Donde:

$$R_{af} = \frac{1}{2} * C_x * \rho * A_f * v^2$$

$R_{af}$  = Carga de Resistencia Aerodinámica

$C_x$  = Coeficiente de resistencia frontal del aire = 0.7

$\rho$  = Densidad del aire = condición más crítica.

1.225 kg/m<sup>3</sup>.

$A_f$  = Área correspondiente a la proyección

$V$  = Velocidad del Aire = 25 m/s

Como no se tiene  $A_f$ , se procede a determinar en base al

$B$  = Ancho: 1540 mm = 1.54 m

$H$  = Altura del Chasis: 1180 mm = 1.18 m

$$A_f = B * H$$

$$A_f = 1.54 \text{ m} * 1.18 \text{ m}$$

$$A_f = 1.817 \text{ m}^2$$

Una vez definido todos los parámetros se procede a determinar la Carga de Resistencia Aerodinámica de

la siguiente manera:

$$R_{af} = \frac{1}{2} * 0.7 * 1.225 \frac{kg}{m^3} * 1.817 \text{ m}^2 * (25 \frac{m}{s})^2$$

$$R_{af} = 486.9 \text{ N} * \frac{1 \text{ Kgf}}{9.81 \text{ N}} = 49.6 \text{ Kgf}$$

Según la combinación seleccionada anteriormente se procede de igual manera a analizar la estructura.

$$1.2 M + 1.6 F + 0.8 Raf$$

$$1.2 * 1050 \text{ Kg} + 1.6 * 428.13 \text{ Kg} + 0.8 * 49.6 \text{ Kg}$$

### 3. Resultados y Discusión

Los resultados del análisis del diseño de la carrocería Volkswagen tipo 1 original son:

- **Tensiones equivalentes** según VON Mises, es aceptable, en vista que se puede distinguir, que en la parte donde se genera mayor fuerza es en las secciones de los parabrisas frontal y laterales, con un color celeste, el cual originan valores de 238600 MPa, como se muestra en la Figura 3.



Figura 3: Tensiones Equivalentes del chasis Volkswagen

- **Desplazamiento** en mm, según los datos originados la deformación máxima que se da por el desplazamiento es de 12.86 mm, ver Figura 4.

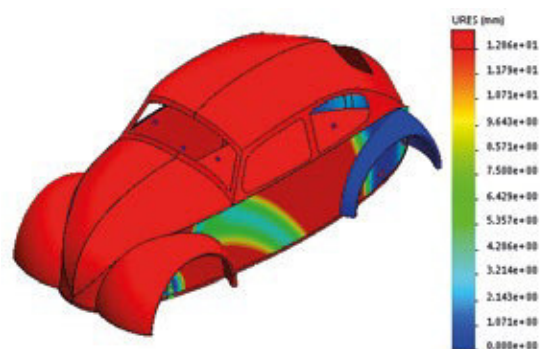


Figura 4: Desplazamiento en mm del chasis Volkswagen

- **Deformación Unitaria**, al igual que las Tensiones originadas son aceptables, en vista que se puede distinguir, que en la parte donde se genera mayor deformación unitaria es de 0.6277 es en las secciones de los parabrisas frontal y laterales, marcando con un color celeste, ver Figura 5.

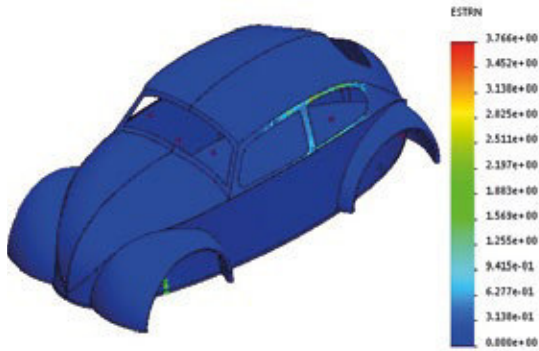


Figura 5: Deformación Unitaria del chasis Volkswagen

- **Factor de Seguridad**, el FDS mínimo resultante bajo el criterio de Tensión Normal Máximo seleccionado es de 2.9 tal como muestra la Figura 6.



Figura 6: FDS del chasis Volkswagen

**Resultados de los análisis de cargas del diseño de la carrocería Volkswagen modificado en un vehículo eléctrico modelo Volksrod.**

Los resultados del análisis del diseño de la carrocería Volkswagen modificado en un vehículo eléctrico modelo Volksrod son:

- **Tensiones equivalentes** según VON Mises, es aceptable, en vista que se puede distinguir, que en la parte donde se genera mayor fuerza es en las secciones de los parabrisas frontal y techo, marcando con un color celeste, el cual originan valores de 49180 MPa, ver Figura 7.

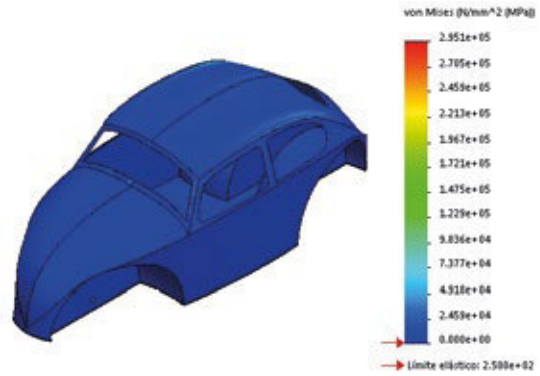


Figura 7: Tensiones Equivalentes del chasis Volksrod

- **Desplazamiento** en mm, según los datos originados la deformación máxima que se da por el desplazamiento es de 7.306 mm, como se detalla en la Figura 8.

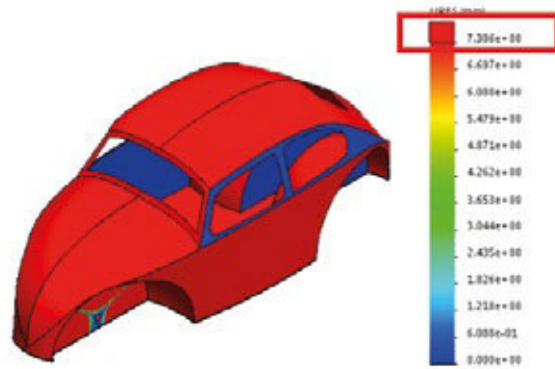


Figura 8: Desplazamiento en mm del chasis Volkswagen

- **Deformación Unitaria**, al igual que las Tensiones originadas son aceptables, en vista que se puede distinguir, que en la parte donde se genera mayor deformación unitaria es de 0.1895 es en las secciones de los parabrisas frontal y techo, marcando con un color celeste, como evidencia la Figura 9.

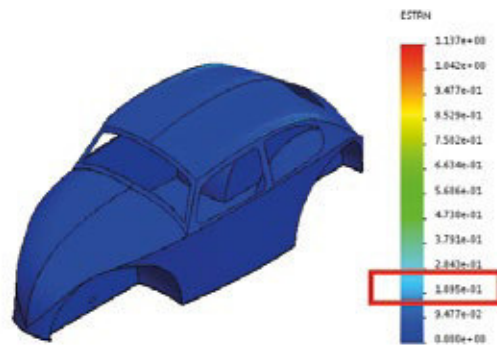


Figura 9: Deformación Unitaria del chasis Volkswagen



- **Factor de Seguridad**, el FDS mínimo resultante bajo el criterio de Tensión Normal Máximo seleccionado es de 10.37, como se muestra en la Figura 10.



Figura 10: FDS del chasis Volksrod

- **Comparación de resultados.**

Los datos resultantes se detallan en la Tabla 2.

Tabla 2: Tabla de comparaciones

Ensayo	Volkswagen	Volskrod
Tensión, MPa	238600	49180
Desplazamiento, mm	12.86	7.306
Deformación Unitaria	0.6277	0.1895
Factor de Seguridad	2.9	10.37

#### 4. Conclusiones

Como se puede observar mejores características que presentan los ensayos son:

El Volksrod por poseer una Tensión, Desplazamiento y Deformación Unitaria menor, por lo que presenta un Factor de Seguridad mayor como es de 10.37, por lo que Mott (2006), recomienda que el diseño de estructuras estáticas bajo cargas dinámicas con algunas combinaciones debe ser de 4 o más.

#### 5. Referencias

[1] U. C. Guillermo (1979). Notas del curso: Diseño

Mecánico Avanzado, SEPI-ESIME-IPN.

[2] V. Yépez, «Definiciones básicas del diseño de experimentos,» Universitat Politècnica de Valencia, 15 06 2019. [En línea]. Available: <https://victoryepes.blogs.upv.es/2013/04/24/definiciones-basicas-del-diseño-de-experimentos/>.

[3] H. Gutierrez Pulido y R. Salazar, Análisis y diseño de experimentos, vol. Segunda Edición, México: McGraw-Hill Interamericana, 2008.

[4] E. Frias, «El Método de los Elementos Finitos (FEM o MF),» 2004.

[5] Universidad de las Américas Puebla - UDLA, «4. TEORÍA DE DISEÑO DE EXPERIMENTOS,» Catarina - UDLA - Puebla, 20 03 2019. [En línea]. Available: [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/lem/florian\\_m\\_a/capitulo4.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lem/florian_m_a/capitulo4.pdf).

[6] Herrera, C. V. B., & Villacis, J. O. G. Análisis estructural y optimización aerodinámica de la carrocería de un bus interprovincial modelo GR de la empresa Olímpica Quito.

[7] Los Ríos-DNCE, «Noticias,» 13 Junio 2016. [En línea]. Available: <http://www.policiaecuador.gob.ec/control-para-evitar-accidentes-de-transito-se-refuerza-en-los-rios/>. [Último acceso: 1 Octubre 2016].

[8] Camacho Puello, J. C., & Romero Torres, M. D. J. (2012). Análisis estructural con el método de elementos finitos asistido por computadora.

[9] Meneses, C. A. (2016). Análisis estructural basado en simulación por el método de elementos finitos de una carrocería de bus interprovincial sometida a prueba de impacto lateral para determinar la geometría y materiales aplicables que garanticen la seguridad de los pasajeros. Latacunga, Cotopaxi, Ecuador.

[10] Llanes-Cedeño, E. A., Moreno-Zulca, P. A., Guña-Fernández, W. V., & Jima-Matailo, J. C. (2020). Análisis estructural de un bus por el método de elementos finitos.

## 6. Biografía



<sup>1</sup>Franklin Fonseca Paredes - Ingeniero Automotriz por la Escuela Politécnica del Ejército -ESPE, Magíster en Manufactura y Diseño Asistidos por Computador por la Universidad de las Fuerzas Armadas

-ESPE, Especialista en Matemática por la Universidad de Oviedo y Experto en Procesos de Investigación por la Universidad Técnica de Ambato.



<sup>2</sup>Javier Solís Santamaría – Ingeniero Automotriz por la Universidad de las Fuerzas



<sup>3</sup>Leonardo Arroba Muñoz - Ingeniero Automotriz por la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo; Diplomado en mantenimiento de Maquinaria Pesada; Diplomado en Energías Renovables y Gestión de la Energía; Maestrante en Administración y Dirección de Empresas.



<sup>4</sup>Angel Masaquiza Yanzapanta- Ingeniero Automotriz por la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo; Magister en Diseño Mecánico mención en fabricación de autopartes por la Universidad Internacional SEK y Experto en Procesos de Investigación por la Universidad Técnica de Ambato

### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	18 junio 2020
Fecha aceptación	20 agosto 2020