



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

**Análisis de las prestaciones estructurales de un chasis vehicular tubular
de un vehículo eléctrico bi-plaza**

Trabajo de Graduación previo a la obtención del título de:

INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Autores

MONTESDEOCA MONTESDEOCA RONI JOEL

ZEAS NIETO PEDRO ANDRÉS

Director

ROBERT ROCKWOOD IGLESIAS

CUENCA – ECUADOR

2022

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación está dedicado a mis padres Santos y Anita, quienes con su amor, esfuerzo y paciencia me han permitido llegar a cumplir este sueño.

A todos mis hermanos por su cariño constante durante todo este proceso.

A la memoria de mi tía Amada que siempre habitará en mi corazón.

AGRADECIMIENTOS

Al finalizar este trabajo de titulación, primeramente, quiero expresar mi gratitud al único y sabio Dios, quien es el autor y soporte de mi existencia.

En segundo lugar, a mis padres por su amor incondicional, porque sin ellos nada de esto hubiese sido posible. Gracias por sus oraciones, por ser mi motivación y por inculcar en mí tácitamente valores trascendentes.

En tercer lugar, a mis hermanos, en especial a mi hermana Irene por su apoyo en momentos difíciles. Gracias por sus oraciones que me acompañan en todos mis sueños y metas.

En cuarto lugar, a mi director de tesis, Ing. Robert Rockwood, gracias por su acompañamiento y ayuda a lo largo de este trabajo de titulación, y por guiarme en la mejor metodología para hacer realizable este trabajo.

Finalmente, mi profundo agradecimiento a las autoridades de la Facultad de Ciencia y Tecnología de la Universidad del Azuay, a los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz, gracias por sus enseñanzas y su valiosa amistad.

Montesdeoca Montesdeoca Roni Joel

DEDICATORIA

Dedicado a mi madre Mariana Nieto quien es la fuente de inspiración para seguir alcanzando mis metas y sueños ya que con su amor y apoyo incondicional ha logrado que consiga este anhelado sueño

A la memoria de mi abuelo Alfonso Nieto que más que un abuelo fue un padre y siempre estará en mi corazón por ser esa gran persona que me apoyo en todo momento de mi vida

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quiero agradecer a Dios por darme la vida, por estar a mi lado en cada paso que doy y bendecirme infinitamente para cumplir esta meta en mi vida

En segundo lugar, agradecer a mi madre y abuela Celia por sus consejos y palabras de aliento para nunca desistir de esta meta tan anhelada; a mis tíos Cristhian y Marina Nieto quienes fueron pilares fundamentales en este proceso de vida estudiantil ayudándome a culminar mis estudios

Finalmente quiero agradecer a la Universidad del Azuay por permitirme ser parte de la misma para poder educarme; a todos los profesores de la escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz que me ayudaron a crecer mental como espiritualmente, en especial a mi director de tesis Ingeniero Robert Rockwood quien con sus conocimientos y acompañamiento me ayudo para finalizar de la mejor manera este trabajo de titulación.

Zeas Nieto Pedro Andrés

ÍNDICE DE FIGURAS

FIG.1. PARTICIPACIÓN POR ORIGEN	10
FIG. 2. DIAGRAMA PARA EL PROCESO DE VALIDACIÓN	12
FIG. 3. GEOMETRÍA DEL CHASIS	12
FIG. 4. DETALLE DE LA MALLA GENERADA EN EL PRESENTE ESTUDIO.	13
FIG. 5. RIGIDEZ TORSIONAL.....	14
FIG. 6. ESQUEMA DE RIGIDEZ A LA FLEXIÓN EN EL CHASIS.	14
FIG. 7. FLEXIÓN DEL CHASIS DEBIDO A LAS CARGAS QUE SOPORTA EL VEHÍCULO.....	14
FIG. 8. RESTRICCIONES Y CARGAS APLICADAS AL CHASIS EN TORSIÓN.....	15
FIG. 9. RESTRICCIONES Y CARGAS APLICADAS AL CHASIS EN TORSIÓN POSTERIOR.....	15
FIG. 10. CONFIGURACIÓN DE LA CARGA DE FLEXIÓN	15
FIG. 11. DESPLAZAMIENTO	16
FIG. 12. ESFUERZO VON MISES.....	16
FIG. 13. DESPLAZAMIENTO (Y).....	16
FIG. 14. ESFUERZO VON MISES.....	16
FIG. 15. DESPLAZAMIENTO (Y).....	16
FIG. 16. ESFUERZO VON MISES.....	17
FIG. 17. DESPLAZAMIENTO (Y).....	17
FIG. 18. MECANISMO QUE REEMPLAZA AMORTIGUADORES	17
FIG. 19. ESQUEMA FRONTAL DE LA VIGA GIRATORIA	18
FIG. 20. TRIÁNGULO DE DEFORMACIÓN	18
FIG. 21. MECANISMO DE ENSAYO	18
FIG. 22. MASA CALCULADA EXPERIMENTALMENTE Y MEDIANTE SIMULACIÓN.....	19

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA I. PROPIEDADES DEL ACERO ASTM A36	12
TABLA II. SECCIONES PRESENTES EN EL CHASIS.....	12
TABLA III. CARACTERÍSTICAS Y CALIDAD DE LA MALLA	13
TABLA IV. RESULTADOS DE LOS MODELOS DE CARGA.....	13
TABLA V. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS EN FLEXIÓN.....	14
TABLA VI. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS EN TORSIÓN DELANTERA	14
TABLA VII. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS TORSIÓN POSTERIOR.....	15
TABLA VIII. PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE LA RIGIDEZ TORSIONAL DELANTERA	15
TABLA IX. PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE LA RIGIDEZ TORSIONAL POSTERIOR.....	15
TABLA X. PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE LA RIGIDEZ A FLEXIÓN.....	15
TABLA XI. DATOS PARA LA OBTENCIÓN DE LA RIGIDEZ A FLEXIÓN	16
TABLA XII. ESFUERZOS Y DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS DE LOS CASOS DE CARGA	17
TABLA XIII. DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA RIGIDEZ TORSIONAL.....	18
TABLA XIV. RESULTADOS DE LOS CASOS DE CARGA	18
TABLA XV. RESULTADOS DE LA RIGIDEZ A FLEXIÓN	18
TABLA XVI. RESULTADOS A TORSIÓN EXPERIMENTAL.....	19
TABLA XVII. COMPARACIÓN DE RIGIDEZ TORSIONAL ENTRE MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS Y EL EXPERIMENTAL	19
TABLA XVIII. DISCREPANCIA DEL ANÁLISIS COMPUTACIONAL Y EXPERIMENTAL.....	19
TABLA XIX. RESULTADOS DE LA RELACIÓN RIGIDEZ/PESO.....	19

ÍNDICE GENERAL

I. INTRODUCCIÓN	9
A. ESTADO DEL ARTE	10
II. MARCO TEÓRICO	11
A. GENERALIDADES	11
B. PRESTACIONES ESTRUCTURALES.....	11
III. METODOLOGÍA	11
A. ANÁLISIS COMPUTACIONAL	12
B. PRUEBA EXPERIMENTAL DE LA RIGIDEZ TORSIONAL	17
C. NIVEL DE CORRELACIÓN	18
IV. RESULTADOS.....	18
A. MODELOS DE CARGA	18
B. RIGIDEZ A FLEXIÓN.....	18
C. RIGIDEZ TORSIONAL	18
D. ANÁLISIS COMPUTACIONAL VS. EXPERIMENTAL.....	19
E. RELACIÓN RIGIDEZ/PESO.....	19
V. ANÁLISIS DE RESULTADOS	19
VI. CONCLUSIONES.....	20
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	20

Análisis de las prestaciones estructurales de un chasis vehicular tubular de un vehículo eléctrico bi-plaza

RESUMEN

Este documento evalúa la rigidez de un chasis tubular, con el objetivo de analizar las prestaciones estructurales a través del cálculo de la rigidez torsional y rigidez flexionante, por medio de dos métodos, el de simulación y el experimental; en consecuencia, el desarrollo metodológico del análisis empieza con la asistencia computacional mediante el “Método de Elementos Finitos” (MEF); en el caso de la rigidez a torsión el chasis es sometido a un par de fuerzas contrapuestas que determinan los máximos desplazamientos; en el caso de la rigidez a flexión el chasis se simplifica a una estructura de viga de soporte simple con cargas puntuales. En lo que respecta al método experimental, se determina la rigidez torsional aplicando un momento torsor que genera un desplazamiento y un ángulo de giro; finalmente, los resultados de simulación y experimental se comparan y se establece el nivel de discrepancia entre ambos métodos.

Palabras clave: *rigidez torsional, rigidez a la flexión, elementos finitos, experimental.*



.....

Ing. Robert Rockwood, Msc.

Director del trabajo de titulación



.....

Ing. Robert Rockwood, Msc.

Director de escuela



.....

Roni Joel Montesdeoca Montesdeoca

Autor



.....

Pedro Andrés Zeas Nieto

Autor

Analysis of the structural performance of a tubular vehicle chassis of a two-seater electric vehicle

ABSTRACT

This paper evaluates the stiffness of a tubular chassis, with the objective of analyzing the structural performance through the calculation of torsional stiffness and flexural stiffness, by means of two methods, simulation and experimental; consequently, the methodological development of the analysis starts with the computational assistance by means of the "Finite Element Method" (FEM); in the case of torsional stiffness the chassis is subjected to a pair of opposing forces that determine the maximum displacements; in the case of bending stiffness the chassis is simplified to a simple support beam structure with point loads. Regarding the experimental method, the torsional stiffness is determined by applying a torsional moment that generates a displacement and a twist angle; finally, the simulation and experimental results are compared and the level of discrepancy between the two methods is established.

Keywords: *torsional stiffness, bending stiffness, finite elements, experimental.*



.....
Ing. Robert Rockwood, Msc.

Thesis Director



.....
Ing. Robert Rockwood, Msc.

School Director



.....
Roni Joel Montesdeoca Montesdeoca

Author



.....
Pedro Andrés Zeas Nieto

Author



Análisis de las prestaciones estructurales de un chasis vehicular tubular de un vehículo eléctrico bi-plaza

Roni Joel Montesdeoca Montesdeoca
Ingeniería en Mecánica Automotriz
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
ecujoelmeoni@es.uazuay.edu.ec

Pedro Andrés Zeas Nieto
Ingeniería en Mecánica Automotriz
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
074796@es.uazuay.edu.ec

Abstract — This paper evaluates the stiffness of a tubular chassis, with the objective of analyzing the structural performance through the calculation of torsional stiffness and flexural stiffness, by means of two methods, simulation and experimental; consequently, the methodological development of the analysis starts with the computational assistance by means of the "Finite Element Method" (FEM); in the case of torsional stiffness the chassis is subjected to a pair of opposing forces that determine the maximum displacements; in the case of bending stiffness the chassis is simplified to a simple support beam structure with point loads. Regarding the experimental method, the torsional stiffness is determined by applying a torsional moment that generates a displacement and a twist angle; finally, the simulation and experimental results are compared and the level of discrepancy between the two methods is established.

Keywords: *torsional stiffness, bending stiffness, finite elements, experimental.*

Resumen — Este documento evalúa la rigidez de un chasis tubular, con el objetivo de analizar las prestaciones estructurales a través del cálculo de la rigidez torsional y rigidez flexionante, por medio de dos métodos, el de simulación y el experimental; en consecuencia, el desarrollo metodológico del análisis empieza con la asistencia computacional mediante el "Método de Elementos Finitos" (MEF); en el caso de la rigidez a torsión el chasis es sometido a un par de fuerzas contrapuestas que determinan los máximos desplazamientos; en el caso de la rigidez a flexión el chasis se simplifica a una estructura de viga de soporte simple con cargas puntuales. En lo que respecta al método experimental, se determina la rigidez torsional aplicando un momento torsor que genera un desplazamiento y un ángulo de giro; finalmente, los resultados de simulación y experimental se comparan y se establece el nivel de discrepancia entre ambos métodos.

Palabras clave: *rigidez torsional, rigidez a la flexión, elementos finitos, experimental.*

I. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo forma parte de un proyecto articulado que contempla el diseño y la manufactura de un vehículo eléctrico bi-plaza desarrollado en la escuela de Ingeniería Automotriz de la Universidad del Azuay; mismo que busca estimular las capacidades en ingeniería para el desarrollo de la industria automotriz en el país.

En términos históricos, la industria automotriz en el Ecuador es relativamente nueva; el primer vehículo diseñado y ensamblado en el país data del año 1972 con la fabricación del vehículo BTV (Basic Transport Vehicle), popularmente conocido como "Andino". Este suceso significó una base para el aporte de la ingeniería a la industria automotriz nacional, sin embargo, contrario a lo que era de esperar, desde entonces hasta la actualidad no se fabrican vehículos con uso de ingeniería propia. Como resultado, el grado de competitividad de la industria automotriz nacional con respecto a otros países en vía de desarrollo es relativamente bajo.

La industria automotriz es muy importante, tanto a nivel de conocimiento como de capital; ejerce un papel importante en el desarrollo socioeconómico de un país. Actualmente, es difícil imaginar el desarrollo de la economía de un país sin la industria automotriz. No existe una sola potencia económica que no tenga una fuerte industria automotriz en su territorio. El porcentaje de aporte de esta, en el PIB de los países desarrollados oscila entre el 5 y el 10 %. Según estimaciones, la industria automovilística genera una facturación anual promedio a nivel mundial de más de 2.75 billones de euros, lo que corresponde al 3,65% del PIB mundial [1]. En Ecuador, por su parte, el sector automotriz tiene una incidencia de apenas el 0.71 % en el PIB nacional [2], y una participación en el mercado nacional como se muestra en la figura 1, con unidades comercializadas que representan tan solo el 16.1

% de todo el mercado automotor que se comercializa en el país [3], denotando el estancamiento de la industria automotriz nacional.

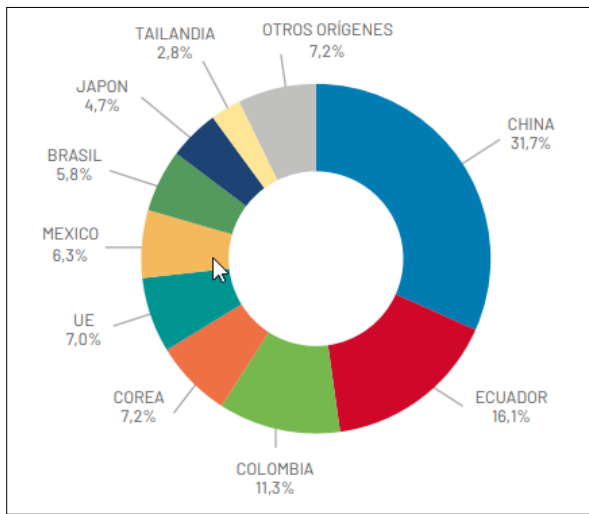


Fig.1. Participación por origen

Fuente: AEADE 2021 [3]

En consecuencia, contribuir a la aplicación del conocimiento en el área de ingeniería mecánica, es el incentivo en la materialización de este proyecto que tiene por objetivo la investigación y aporte al desarrollo de los procesos de ingeniería desde nuestro espacio, aportando con el uso de novedosas técnicas de ingeniería asistida por computador, tanto para la modelación, (CAD), diseño (CAE), y manufactura (CAM). El presente trabajo se centra en el estudio de las prestaciones mecánicas del chasis mediante herramientas informáticas y ensayos físicos.

Dado que el chasis es la estructura principal del automóvil y en él se alojan los diversos componentes que lo conforman, el estudio está orientado a analizar la característica más importante del bastidor, su rigidez, mediante la evaluación de la rigidez torsional y la rigidez flexionante, que son fundamentales para determinar las características dinámicas y prestaciones del vehículo. En relación a esto, cabe señalar que la asistencia computacional es una herramienta esencial en el análisis para predecir las prestaciones, eficiencia y calidad en los procesos de diseño y manufactura.

En el análisis deben seguirse dos criterios: ligereza y rigidez. Por eso, los constructores adoptan distintas formas para conseguir estas cualidades [4]. Dependiendo de su forma y fabricación, un chasis tiene cierta rigidez, la cual indica la resistencia a la torsión y flexión, [5]. Por lo tanto, la consideración crítica para el diseño de un chasis es la resistencia a la flexión y la rigidez torsional [6].

En la misma línea, un chasis que tenga suficiente rigidez torsional tiene suficiente rigidez a la flexión, por lo que el criterio del diseño y manufactura del chasis, y de

hecho la función principal de un chasis de alto rendimiento, es la rigidez torsional [7]. Sin embargo, la rigidez de una estructura es extremadamente difícil de determinar empíricamente, por eso, esta debe basarse en la experiencia recopilada principalmente a partir de las opiniones del conductor [8]. Otra forma de abordar el problema es examinando la resistencia de la estructura por medio del Método de Análisis de Elementos Finitos (FEA), y compararlas con pruebas experimentales realizables a partir de las capacidades tecnológicas a disponibilidad en nuestro medio y, en base a esto, establecer el nivel de correlación entre ambos resultados, con el objetivo de validar las prestaciones estructurales del chasis a través del cálculo de su rigidez.

A. Estado del arte

El diseño y manufactura de vehículos en la actualidad se realiza a través de la integración de procesos CAD, CAE y CAM, junto con pruebas experimentales que permiten validar resultados sensibles, u obtener variables de correlación que permitan ajustar modelos. A nivel académico, de igual manera, se han venido realizando algunos estudios enfocados a generar conocimiento abierto en esta industria. Para la realización del presente trabajo es importante denotar experiencias y aplicaciones previas, como la presentada por Krzikalla, D, 2019 quien describe el método de prueba experimental utilizado para determinar la rigidez torsional de un chasis de estructura tubular, y una explicación del procedimiento de la prueba experimental. También se analizan las simplificaciones de un modelo de simulación y se aplican condiciones de contorno que permitan que los resultados se comparen con el ensayo. Los resultados de la simulación con respecto al experimento difieren hasta un 10 % [9].

Martínez, A, 2014 Estima las prestaciones de una estructura tubular, determinando la rigidez del chasis de un vehículo todo terreno mediante el “Método de Elementos Finitos”, el mismo que es contrastado con los resultados de la rigidez de la estructura obtenida a través de pruebas experimentales. Los resultados obtenidos en la simulación numérica y el ensayo sobre el chasis real, alcanzan un nivel de correlación cercana al 5 % [10].

Bermeo, L, 2014 Evalúa el mejoramiento de la rigidez torsional de un chasis de estructura tubular de un vehículo monoplaça, partiendo de un modelo base. Los resultados obtenidos mediante el análisis de elementos finitos se contrastan con los resultados de las pruebas experimentales. El aumento de la rigidez torsional se realiza mediante una triangulación que va desde la parte trasera hacia la delantera del chasis. La rigidez torsional se eleva 3,3 veces y la masa de la estructura disminuye alrededor de un 9 % [11].

Pauta, P, 2012 expone el diseño y manufactura de un vehículo bi-plaza de estructura tubular. Se establece una metodología técnica para la manufactura, basado en el reglamento de los buggies ligeros. Se valora mediante análisis de elementos finitos el comportamiento del chasis mediante el cálculo de la rigidez torsional. Los resultados

obtenidos a partir de las cargas producidas por el motor, la transmisión y las fuerzas de inercia generadas durante las pruebas, determinan que el vehículo cumple con los requisitos en el cuidado de la seguridad dentro del habitáculo [12].

Cunalata, W, 2015 detalla los procesos de diseño y construcción de un bastidor y carrocería para un vehículo bi-plaza propulsado por energía eléctrica. Mediante un procedimiento técnico se dispone del uso de herramienta CAE y se elabora un análisis bajo modos de cargas distintos. Los resultados establecen fiabilidad del diseño con un factor de seguridad mínimo de 2,96 [13].

A partir de este análisis, se ha recopilado información y conocimiento relacionado a diferentes técnicas y procesos que se pueden utilizar para medir la rigidez torsional de un chasis tubular. A partir de este análisis se ha determinado la metodología, métodos de estimación de cargas, y procesos que han dado buenos resultados para este fin.

II. MARCO TEÓRICO: GENERALIDADES DEL CHASIS Y PRESTACIONES ESTRUCTURALES

A. Generalidades del chasis

La estructura portante del automóvil debe ser lo suficientemente rígida para evitar deterioros en uniones de fijación de los componentes y los puntos de anclaje de los distintos sistemas. En términos de seguridad, la rigidez torsional es muy importante, pues de ella depende la maniobrabilidad del vehículo en curvas y a altas velocidades y, por ende, en la seguridad de los ocupantes. La suficiente rigidez previene: aparición de ruidos, destrucción y deformación por los choques leves en accidentes, la aparición de resonancia en flexión y torsión provocadas por las coincidencias de sus frecuencias de oscilaciones propias con las frecuencias de las vibraciones excitadas por el montaje elástico de las ruedas [14].

B. Prestaciones estructurales del chasis

La resistencia y rigidez de una estructura son de vital importancia: mediante su conocimiento se pueden tomar las medidas pertinentes para garantizar las prestaciones estructurales del chasis.

1) Rigidez torsional

La propiedad clave del chasis de un vehículo es su rigidez torsional longitudinal, es decir, la resistencia a la torsión a lo largo del eje longitudinal en las curvas y en el comportamiento cuando el vehículo se desplaza sobre un obstáculo o bache. Si el chasis no es lo suficientemente rígido, la suspensión no funcionará correctamente. Debido a esto, la rigidez torsional afecta significativamente el rendimiento y el comportamiento del vehículo [8].

2) Rigidez flexional

La rigidez flexionante es de suma importancia para las adecuadas prestaciones de un chasis, ya que cuando la flexibilidad del chasis llega a ser minimizada se tiene un mejor control sobre el movimiento del vehículo [15].

3) Factor de seguridad

Una estructura es segura si tiene un comportamiento adecuado ante las exigencias de resistencia, estabilidad y rigidez. La estructura se comporta adecuadamente si cumple estas exigencias: resistencia, estabilidad y rigidez [16].

Happian, S, en [17] establece que la tensión estática no debe exceder el 67 % del límite elástico del material, por lo que se acepta un factor de seguridad de mínimo de 1.5.

4) Resistencia

La resistencia es una propiedad mecánica, que depende de la elección del material y de su tratamiento, este determina la capacidad que tiene el material para soportar cargas. La norma de la Federación Internacional de Automovilismo (FIA), respecto a los vehículos de estructura tubular establece una resistencia a la tracción mínima de 350 MPa de igual forma, dispone que un chasis debe estar fabricado de acero al carbono no aleado, con un contenido máximo de 0,3 % de carbono. A partir de estos criterios se busca un acero que cumpla con los requerimientos, con el fin de garantizar las prestaciones [18].

En el análisis se deben dar dos factores que garanticen: la resistencia flexional de la estructura y la rigidez torsional [19].

III. METODOLOGÍA

El proceso metodológico para validar las prestaciones estructurales del chasis se desarrolla en tres fases. Cada fase despliega diferentes sub fases que detallan el estudio y los recursos empleados para la obtención de los resultados.

Análisis computacional

- Preproceso
- Proceso
- Postproceso

Prueba experimental de la rigidez torsional

- Mecanismo de prueba
- Medición y recopilación de datos

Análisis del paralelismo entre el estudio computacional y experimental

El diagrama de la figura 2, indica el procedimiento realizado para validar las prestaciones estructurales del chasis.

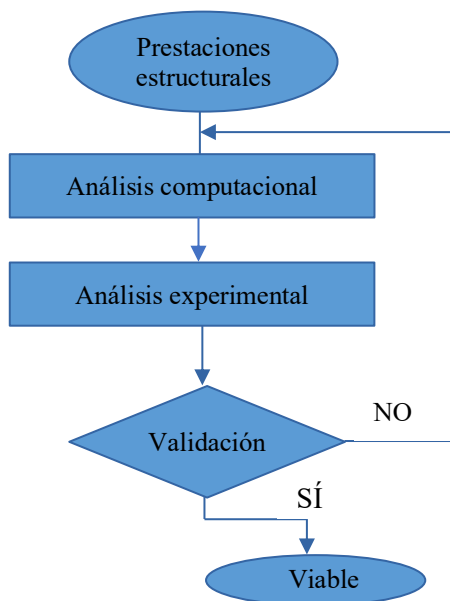


Fig. 2. Diagrama para el proceso de validación

A. Análisis computacional

El análisis computacional se basa en el “Método de Elementos Finitos” (FEM), es un método numérico de aproximación que aborda problemas continuos gobernados por ecuaciones diferenciales mediante la discretización del dominio del problema. El continuo se divide en un número finito de partes o elementos cuyo comportamiento se especifica por medio de un número finito de parámetros asociados a puntos específicos denominados nodos, para finalmente resolver sistemas de ecuaciones algebraicas en cada elemento y finalmente ensamblar la solución para llegar a una solución global [20].

Análisis estático

El análisis estático se realiza sometiendo la estructura a restricciones y cargas conocidas con el propósito práctico de determinar los desplazamientos, esfuerzos y deformaciones que sirven como parámetros para comprobar la resistencia del material de construcción utilizado y para evaluar cambios en la geometría, espesor o material, sin tener en cuenta los efectos de las fuerzas de inercia y amortiguamiento. A través de este procedimiento es posible cuantificar la magnitud de las fuerzas internas. Una vez determinadas estas magnitudes se aplica el criterio de fallo estructural por deformación elástica [21].

1) Preproceso

Durante esta etapa se importa la geometría de la estructura, se define las características y propiedades del material y los elementos utilizados en la discretización, además se plantea un dominio de elementos finitos

continuo que represente de la mejor manera la geometría de análisis.

a. Obtención del modelo de partida

La geometría que se muestra en la figura 3 se elabora inicialmente en un software CAD y se importa a un sistema CAE.

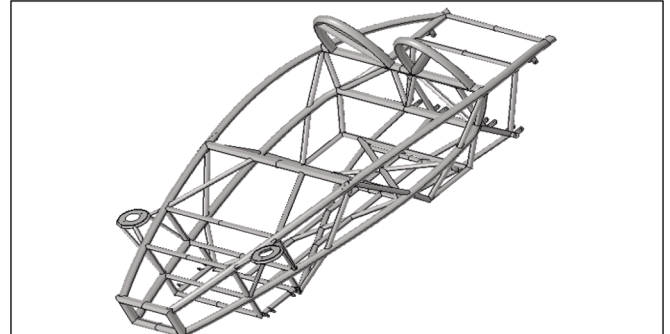


Fig. 3. Geometría del chasis

b. Características y propiedades del material

El material más utilizado en estructuras tubulares es el acero y se selecciona en función de dos criterios: económico y disponibilidad.

La tabla I muestra las características mecánicas del material seleccionado en base a los criterios mencionados.

TABLA I. PROPIEDADES DEL ACERO ASTM A36

Propiedades mecánicas	
Límite de fluencia	250 MPa
Resistencia a la tracción	400 – 550 MPa
Módulo de elasticidad	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0.3
Propiedad física	
Densidad	7850 kg/m ³

c. Tipo de elemento seleccionado

El análisis de estructuras o paredes con espesores delgados, como es el caso de nuestro objeto de estudio, se lo realiza mediante elementos 2D tipo cascarón “Shell”.

d. Secciones presentes

Los elementos tipo *Shell* requieren de la definición de su espesor. En el chasis objeto de nuestro estudio se encuentran dos secciones: tubos y placas de espesores distintos que se detallan en la tabla II.

TABLA II. SECCIONES PRESENTES EN EL CHASIS

	Tubo de espesor de 2 mm
	Tubo de espesor de 1.5 mm
	Placa de espesor de 4 mm
	Placa de espesor de 5 mm

e. Mallado de la geometría

El tipo de malla hace referencia a la forma de los elementos que van a ser creados, es decir, a elementos de forma triangular o cuadrados. Esto en ningún caso quiere decir que todos los elementos que vayan a ser creados posean esta geometría de forma exacta, sino que se trata de crear una malla con elementos que se aproximen a esa forma. Existirá, por tanto, un número de elementos deformados que no guarden esa forma seleccionada y que deben ser considerados. Un número elevado de estos elementos produce un mallado poco eficaz, en el que la solución (recordemos es aproximada), poco tiene que ver con lo que esté sucediendo en la realidad. Como norma general puede aproximarse que el número de elementos deformados no debe de superar el 5% del número total de elementos. Cuanto menor número de elementos deformados tengamos, más eficaz será la malla [22].

Para la geometría en estudio se utilizó elementos con las características que se detallan en la tabla III.

TABLA III. CARACTERÍSTICAS Y CALIDAD DE LA MALLA

Especificación	
Tipo de malla	2D Tipo <i>Shell</i>
Forma del elemento	Triangular
Tamaño promedio de elementos	5 mm
Material	Acero ASTM A36
Calidad de la malla	
Skew	0 %
Jacobian	0 %

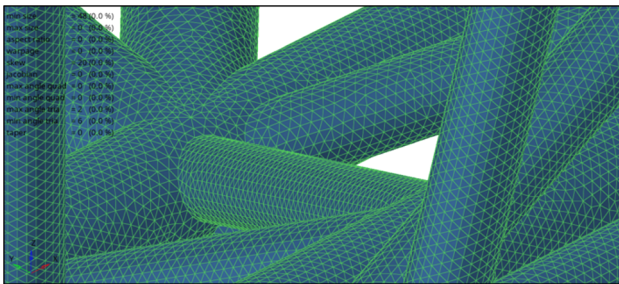


Fig. 4. Detalle de la malla generada en el presente estudio.

2) Proceso

En esta etapa se identifican los parámetros de las cargas que intervienen en el análisis del chasis, luego, se da resolución a los casos de carga planteados y, finalmente el software almacena los resultados para dar inicio a la siguiente etapa.

a. Casos de carga

Se estima casos de carga necesarios a aplicar al chasis para obtener información de las deformaciones medibles en la estructura. En la tabla IV Cuesta y Narváez en [23], presentan los resultados del análisis de los modelos de

carga considerados en un diseño que antecede y que está vinculado al campo de análisis de este trabajo.

TABLA IV. RESULTADOS DE LOS MODELOS DE CARGA

Modelos de carga		ASTM A36
		Sy = 250 MPa
Flexión	1	0.66 mm
	2	96 MPa
	3	2.6
Curva	1	0.6 mm
	2	177 MPa
	3	1.41
Aceleración	1	0.2 mm
	2	56 MPa
	3	4.46
Frenado	1	0.45 mm
	2	78 MPa
	3	3.2
Torsión	1	2.04 mm
	2	117 MPa
	3	2.13
Torsión invertida	1	3.57 mm
	2	140 MPa
	3	1.78

Nota: Desplazamiento (1)
Esfuerzo máximo (2)
Factor de seguridad (3)

Fuente: Cuesta & Narváez (2021) [23]

b. Aspectos de análisis del chasis

i. Rigidez torsional

La rigidez torsional se refiere a cuánto flexiona cuando una rueda delantera está arriba y la otra rueda delantera está abajo, mientras la parte trasera del automóvil se mantiene nivelada, como se ejemplifica en la figura 5. Esta condición se da en todas las carreteras, por lo que su importancia para el manejo adecuado resulta ser obvia [24].

En un documento técnico publicado por SAE Internacional, Rodrigues, A, *et al* (2015) afirma que:

"El método más utilizado en vehículos por la relación con la calidad estructural del chasis es la medida de la rigidez estructural a través del ángulo de torsión generado al aplicar la carga estática sobre la estructura restringida. Sin embargo, esta medición se encuentra regulada y tabulada por normas internas de las marcas y teniendo su acceso restringido al público " [21].

Según la norma FIAT, (2002), como se cita en Rodrigues, A, *et al* (2015), afirma lo siguiente.

"el método consiste en restringir el movimiento de traslación y rotación en la parte trasera del vehículo, y aplicar una fuerza en las regiones de carga frontales en ambos lados y en dirección opuesta. Para una carrocería de un vehículo sin techo y puertas,

según la norma FIAT la rigidez torsional estática debe ser de $2500 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ [21].

En el caso de la Formula Student, los resultados de los equipos que llevan más tiempo en la competición se sitúan alrededor de los $3000 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ [25].

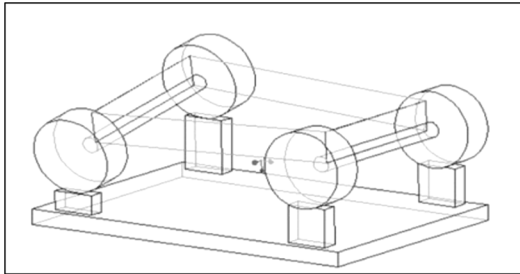


Fig. 5. Rigidez torsional

Fuente: Sampo, E, *et al* (2010) [5]

ii. Rigidez a la flexión

La rigidez a la flexión se refiere a una diferencia en el ángulo de inclinación entre la parte delantera y trasera del chasis. El chasis del vehículo se dobla cuando se acelera y se produce la transferencia de carga. Esta situación aparece durante las aceleraciones y desaceleraciones del automóvil, con lo cual, en la recuperación del ángulo de cabeceo después de cursar un desnivel la rigidez a la flexión desempeña un papel importante. [26]

Un método frecuente para medir la rigidez a la flexión estática es la prueba de flexión de tres puntos. Una vista esquemática de este caso de carga se puede observar en la figura 6, donde la rigidez a la flexión está definida por el peso total entre los dos ejes del vehículo. El chasis se simplifica a una estructura de viga de soporte simple con cargas puntuales y dos puntos de apoyo [27].

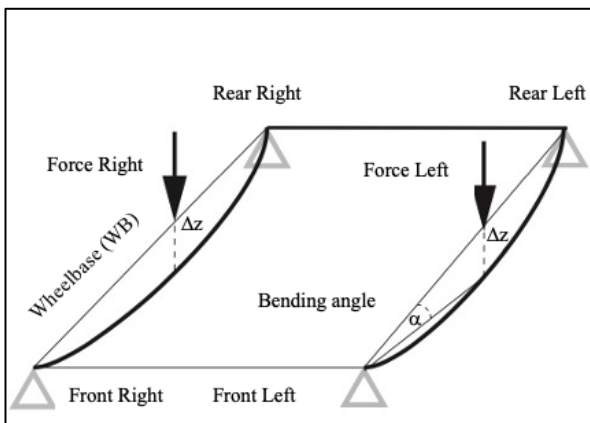


Fig. 6. Esquema de rigidez a la flexión en el chasis.

Fuente: Gonzales, O (2015) [26]

Debido a la gravedad, las masas que soporta el chasis dan lugar a cargas en un plano perpendicular al plano del chasis, como se ilustra en la figura 7, por lo que en los

tubos se genera un momento flector que puede dar lugar a una flecha vertical en determinados puntos [20].

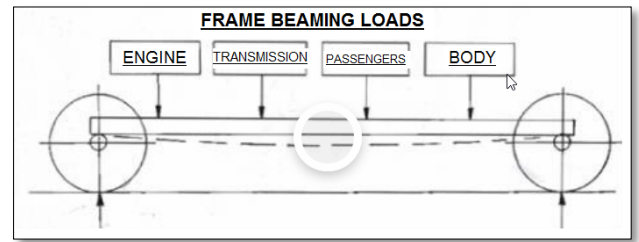


Fig. 7. Flexión del chasis debido a las cargas que soporta el vehículo.

Fuente: Gonzales, M (2015) [22]

Esta acción se produce al acelerar y frenar, debido principalmente a la transferencia de peso. Para cargas dinámicas en turismos, se considera de 2.5 a 3 veces la carga estática que transporta el vehículo. Para vehículos a todo terreno, se considera 4 veces [28]. Si los valores de rigidez torsional son aceptables, el vehículo no tendrá problemas de rigidez a la flexión [24].

c. Distribución de fuerzas en el chasis

i. Flexión

En la tabla V se detalla las cargas más importantes que soporta el chasis y que dan lugar a la flexión.

TABLA V. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS EN FLEXIÓN

	Peso [kg]	Fuerza total [N]
Pack de baterías 1	100	981
Pack de baterías 2	200	1962
Motor eléctrico y controlador	30	294.30
Piloto y copiloto	160	1569.6
Elementos de la dirección	18	176.58

ii. Torsión

Las tablas VI y VII detallan las fuerzas contrapuestas aplicadas al chasis que dan lugar a la torsión.

Torsión delantera

TABLA VI. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS EN TORSIÓN DELANTERA

	Longitud [m]	Fuerza [N]	Torque [N·m]
Nodo 1	0.405	1234.57	500
Nodo 2	0.405	1234.57	500
Nodo 3	0.58	863.1	500
Nodo 4	0.405	-1234.57	500
Nodo 5	0.405	-1234.57	500
Nodo 6	0.58	-863.1	500

Torsión posterior

TABLA VII. DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS TORSIÓN POSTERIOR

	Longitud [m]	Fuerza [N]	Torque [N·m]
Nodo 1	0.442	1131.22	500
Nodo 2	0.442	1131.22	500
Nodo 3	0.212	2358.49	500
Nodo 4	0.442	-1131.22	500
Nodo 5	0.442	-1131.22	500
Nodo 6	0.212	-2358.49	500

d. Criterios para el cálculo de la rigidez

Las tablas VIII, IX, X y XI indican los parámetros utilizados en el análisis del chasis para la obtención de la rigidez a torsión y flexión.

i. Rigidez Torsional delantera

TABLA VIII. PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE LA RIGIDEZ TORSIONAL DELANTERA

Acciones	Restricciones
Par torsor aplicado	Eje delantero: libre
Fuerzas verticales y en sentidos opuestos	Eje posterior: Restringidos los desplazamientos en todos los grados de libertad en el extremo del eje, por ser este el lugar más cercano donde se sitúan las ruedas traseras.

Fuente: Basado en, Aguado, S (2014) [20]

La figura 8 visualiza las acciones y restricciones detalladas en la tabla VIII.

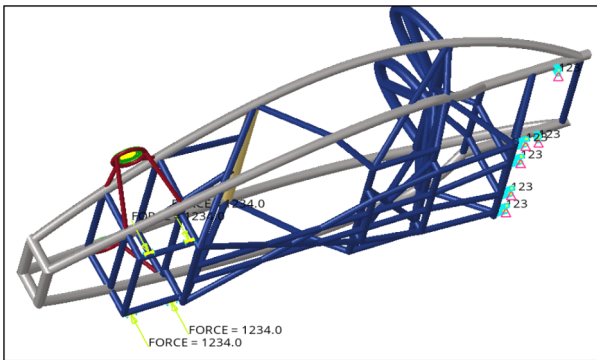


Fig. 8. Restricciones y cargas aplicadas al chasis en torsión

ii. Rigidez torsional posterior

TABLA IX. PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE LA RIGIDEZ TORSIONAL POSTERIOR

Acciones	Restricciones
Par torsor aplicado	Eje posterior: libre
Fuerzas verticales y en sentidos opuestos	Eje delantero: Restringidos los desplazamientos en todos los grados de libertad en el extremo del eje, por ser este el lugar más cercano donde se sitúan las ruedas.

Fuente: Basado en, Aguado, S (2014) [20]

La figura 9 muestra las acciones y restricciones detalladas en la tabla IX.

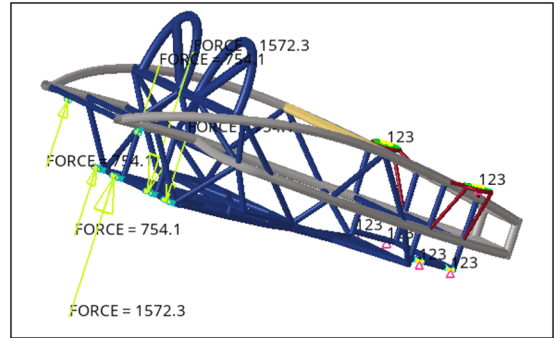


Fig. 9. Restricciones y cargas aplicadas al chasis en torsión posterior

iii. Rigidez a flexión

TABLA X. PARÁMETROS PARA EL CÁLCULO DE LA RIGIDEZ A FLEXIÓN

Acciones	Restricciones
Fuerzas concentradas aplicadas de forma vertical hacia abajo.	Eje delantero y posterior restringido en todos los grados de libertad (X, Y, Z).
Fuerzas aplicadas en el punto medio de los puntos de restricción delantero y trasero del chasis.	

Fuente: Basado en, Aguado, S (2014) [20]

En la rigidez flexionante el chasis se simplifica a una estructura de viga de soporte simple con cargas puntuales producto de la sumatoria de las fuerzas flexionantes que actúan en el chasis, y se restringe todos los grados de libertad en ambos extremos, como se muestra en la figura 10.

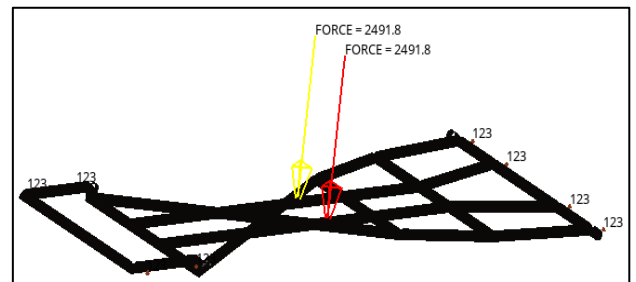


Fig. 10. Configuración de la carga de flexión

Los parámetros utilizados para determinar la rigidez a flexión vienen dados a partir del esquema que se ilustra en la figura 6 y los datos que muestran en la tabla XI. Las ecuaciones empleadas para el cálculo son, la Ec. 1 para el ángulo de flexión, la Ec. 2 para el momento de flexión y Ec. 3 para la rigidez a flexión.

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta z}{0.5 WB}\right) \quad [^\circ] \quad (1)$$

$$M = \frac{1}{2} WB * F \quad [N \cdot m] \quad (2)$$

$$K = \frac{M}{\alpha} \quad [N \cdot m / ^\circ] \quad (3)$$

En la figura 11 se observa el desplazamiento producido por la carga aplicada. Este desplazamiento se emplea para el cálculo de la rigidez a flexión.

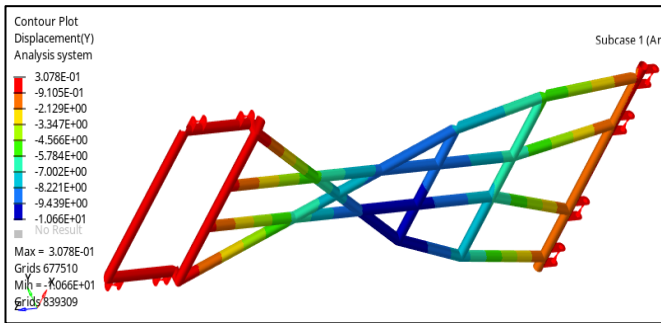


Fig. 11. Desplazamiento

TABLA XI. DATOS PARA LA OBTENCIÓN DE LA RIGIDEZ A FLEXIÓN

Distancia entre ejes (WB)	2101.64 mm
Desplazamiento a flexión (Δy)	10.66 mm
Fuerza total (F)	4983.5 N

3) Postproceso

Durante esta última etapa se utiliza la herramienta de visualización y diagnóstico. Los datos son preparados para el análisis.

a. Flexión

La figura 12 denota el esfuerzo máximo producido por las cargas verticales en la zona donde se ubican las baterías.

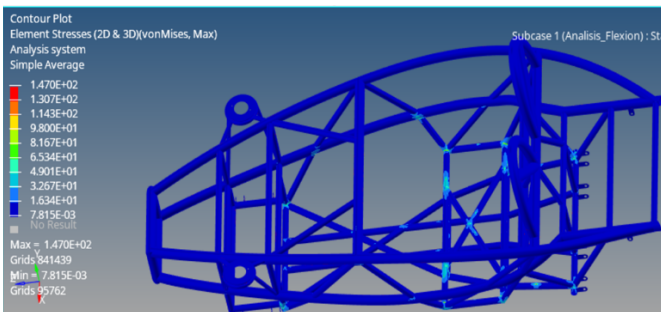


Fig. 12. Esfuerzo Von Mises

La figura 13 indica que el mayor desplazamiento se produce en la zona donde se sitúan las baterías.

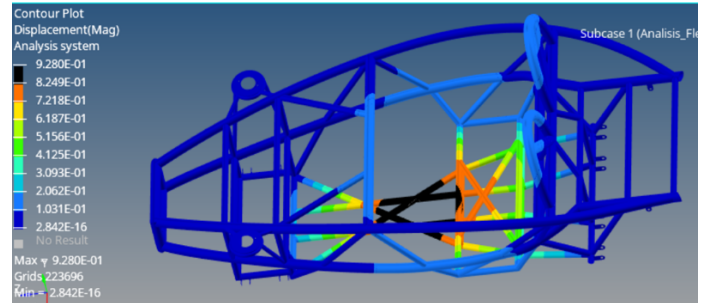


Fig. 13. Desplazamiento (Y)

b. Torsión delantera

La figura 14 indica que el esfuerzo máximo al aplicar el par torsor se localiza en la parte lateral delantera.

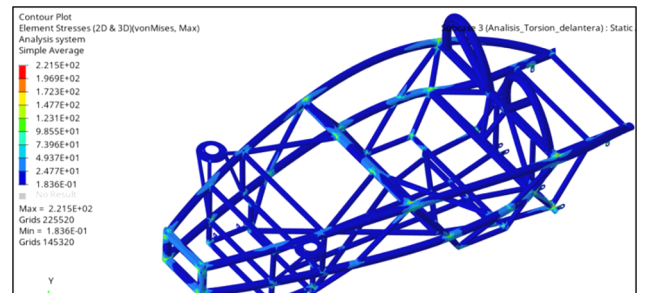


Fig. 14. Esfuerzo Von Mises

La figura 15 denota que el desplazamiento máximo producido por el par torsor se da en la parte lateral delantera.

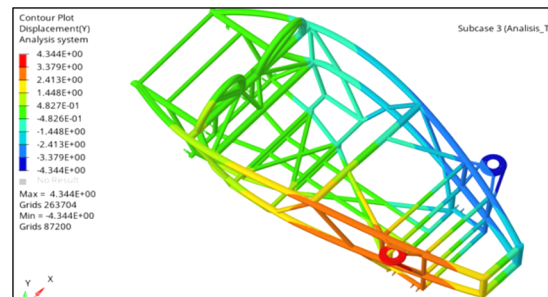


Fig. 15. Desplazamiento (Y)

c. Torsión posterior

En la figura 16 se observa la zona donde se produce el máximo esfuerzo producto de las restricciones y las fuerzas, y se localiza en la parte lateral posterior.

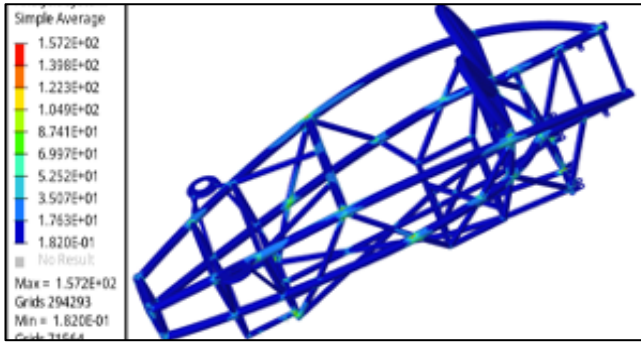


Fig. 16. Esfuerzo Von Mises

La figura 17 muestra que el lugar donde se produce el desplazamiento máximo producto del par aplicado es la zona lateral posterior del chasis.

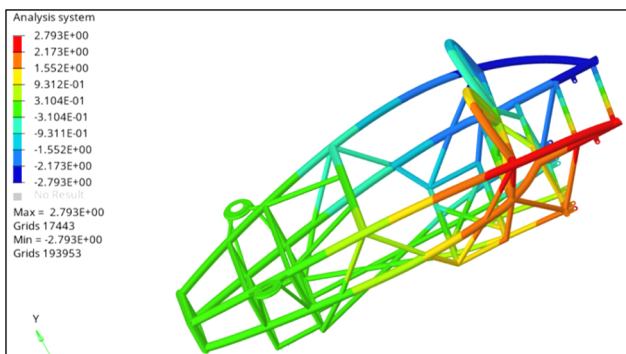


Fig. 17. Desplazamiento (Y)

TABLA XII. ESFUERZOS Y DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS DE LOS CASOS DE CARGA

	Esfuerzo máximo [MPa]	Desplazamiento máx (Y) [mm]
Flexión	147	0.92
Torsión delantera	221	4.34
Torsión posterior	157	2.8

B. Prueba experimental de la rigidez torsional

1) Mecanismo de prueba

a. Materiales

Consiste en un mecanismo simple, conformado por perfiles de acero cuadrados con dimensiones de sección transversal de $75 \times 75 \times 2$ mm y soportes para la sujeción del chasis.

Se instalan tubos de acero ASTM A36 de 1 pulgada de diámetro y 2 mm de espesor (Figura 18), en lugar de amortiguadores de resorte, para proporcionar una suspensión totalmente bloqueada, ya que la rigidez de los amortiguadores afectaría los resultados de la rigidez torsional.



Fig. 18. Mecanismo que reemplaza amortiguadores

b. Medición y recopilación de datos

i. Cálculo de la rigidez torsional

Se aplica una carga a una distancia L de la viga giratoria que resulta en un momento, y se mide el desplazamiento del chasis. A consecuencia del desplazamiento, se calcula la rigidez torsional, a partir de la relación entre el momento aplicado y el ángulo de deformación:

El momento se determina en base al producto de la fuerza aplicada y la distancia desde el punto de la aplicación de la fuerza hasta el punto de simetría de la estructura.

$$M = F \cdot L \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (4)$$

Donde F es la fuerza causada por la masa aplicada y se obtiene de la siguiente forma:

$$F = m \cdot g \quad [\text{N}] \quad (5)$$

Donde m es la masa aplicada y g es la aceleración de la gravedad equivalente a $9.81 \frac{m}{s^2}$

A partir del triángulo de deformación de las Figuras 20 y 21, el ángulo α se determina:

$$\alpha = \arctan \left(\frac{u_1 + u_2}{L_{1-2}} \right) [^\circ] \quad (6)$$

La rigidez torsional se determina a partir de la relación entre el par aplicado y el ángulo de deformación.

$$R_T = \frac{M}{\alpha} \quad [\text{N} \cdot \text{m}/^\circ] \quad (7)$$

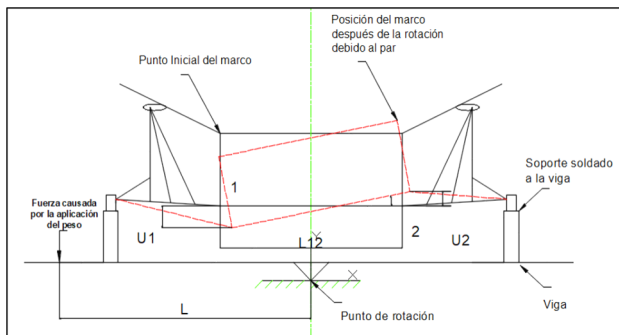


Fig. 19. Esquema frontal de la viga giratoria

Fuente: Basado en, Krzikalla D (2019) [9]

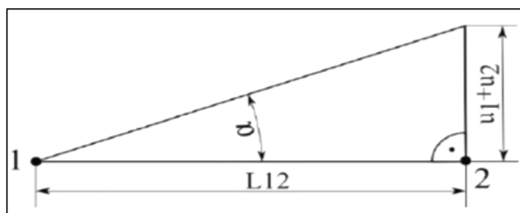


Fig. 20. Triángulo de deformación

Fuente: Basado en, Krzikalla D (2019) [9]

La tabla XIII recoge los datos del par aplicado y las distancias señaladas en el esquema de la figura 19 y 20.

TABLA XIII. DATOS PARA EL CÁLCULO DE LA RIGIDEZ TORSIONAL

L_{12} delantero	1158.6 mm
L_{12} posterior	884 mm
L	1500 mm
M	3000 N·m

El procedimiento de prueba consiste en: un eje fijado a una viga totalmente fija y el otro eje fijado a una viga que pueda girar sobre el eje longitudinal mediante un punto de rotación como se ilustra en la figura 21.

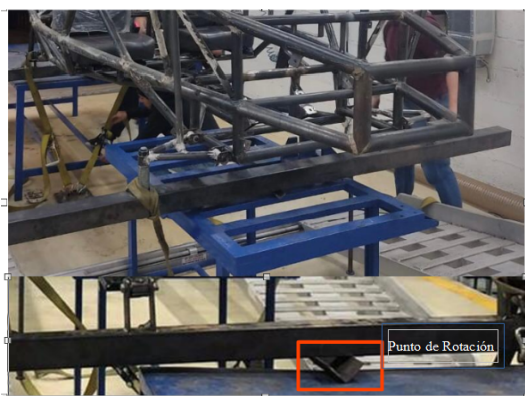


Fig. 21. Mecanismo de ensayo

C. Nivel de correlación

1) Discrepancia entre el método computacional y el método

Siempre va a existir discrepancia entre el resultado de análisis computacional y la prueba experimental, debido a que el entorno de ambos métodos no es igual.

La discrepancia entre ambos métodos para determinar la rigidez torsional se estima mediante la siguiente ecuación [29].

$$\text{Discrepancia} = \left(\frac{\text{MFEA} - \text{MEXP}}{\text{MFEA}} \right) \times 100\% \quad (8)$$

Donde,

MFEA = Método elementos finitos

MEXP = Método experimental

IV. RESULTADOS

A. Modelos de carga

La tabla XIV detalla los resultados de los modelos de carga mediante el cálculo computacional.

TABLA XIV. RESULTADOS DE LOS CASOS DE CARGA

Modelos de carga	ASTM A36 $S_y = 250 \text{ MPa}$	
Flexión	1	0.9 mm
	2	147 MPa
	3	1.7
Torsión Delantera	1	4.34 mm
	2	2.21 MPa
	3	1.2
Torsión posterior	1	2.8 mm
	2	157 MPa
	3	1.4

Nota: Desplazamiento (1)
Esfuerzo máximo (2)
Factor de seguridad (3)

B. Rigidez a flexión

La tabla XV muestra los resultados de las ecuaciones 1, 2 y 3 mediante las cuales se determina la rigidez a flexión.

TABLA XV. RESULTADOS DE LA RIGIDEZ A FLEXIÓN

Ángulo de flexión (α)	0.58 [°]
Momento de flexión	5236.76 [N·m]
Rigidez a flexión	9029 [N·m/°]

C. Rigidez torsional

a. Método experimental

La tabla XVI muestra el valor de la rigidez torsional calculado experimentalmente.

TABLA XVI. RESULTADOS A TORSIÓN EXPERIMENTAL

Torsión Delantera	Ángulo de desplazamiento. Rigidez	0.49° 6122.45 N·m/°
Torsión posterior	Ángulo de desplazamiento. Rigidez	0.77° 3896.1 N·m/°

D. Análisis computacional vs. Experimental

Los resultados del análisis computacional y los resultados de los ensayos experimentales para determinar la rigidez torsional se presentan en la tabla XVII.

TABLA XVII. COMPARACIÓN DE RIGIDEZ TORSIONAL ENTRE MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS Y EL EXPERIMENTAL

Método	Desplazamiento [mm]	Ángulo [°]	Rigidez [N·m/°]
Rigidez torsional delantera			
Elementos finitos	4.34	0.42	7142.85
Experimental	5	0.49	6122.45
Rigidez torsional posterior			
Elementos finitos	2.8	0.36	8333.3
Experimental	4	0.51	5882.35

La discrepancia de los resultados de la rigidez torsional mediante método computacional y el experimental se presentan en la tabla XVIII.

TABLA XVIII. DISCREPANCIA DEL ANÁLISIS COMPUTACIONAL Y EXPERIMENTAL

	Discrepancia
Rigidez torsional delantera	14.2 %
Rigidez torsional posterior	29.4 %

E. Relación rigidez/peso

La tasa de rigidez/peso cuantifica la rigidez torsional del chasis por cada kg de material, [20]. Se obtiene a partir de dividir la ecuación (7) para la masa.

En la figura 22 se muestra la relación de la masa del chasis medida de forma experimental frente a la computacional.

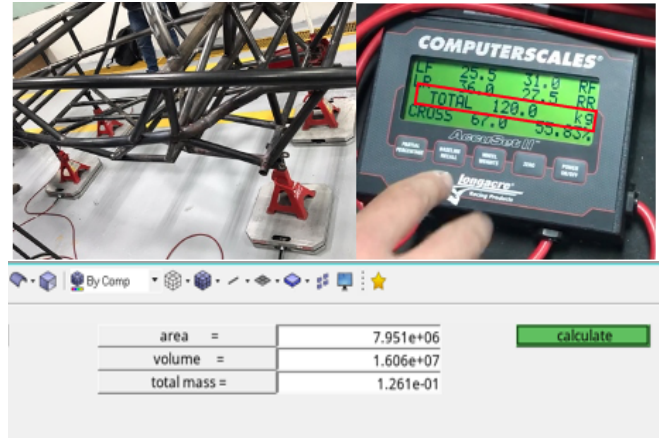


Fig. 22. Masa calculada experimentalmente y mediante simulación

Los resultados de la relación rigidez/peso en base a la masa del chasis obtenida de forma experimental y mediante simulación se presentan en la tabla XIX.

TABLA XIX. RESULTADOS DE LA RELACIÓN RIGIDEZ/PESO

	Elementos finitos	Experimental
Torsión delantera	56.68 N·m/° por cada kg	51 N·m/° por cada kg
Torsión posterior	40.10 N·m/° por cada kg	32.46 N·m/° por cada kg

V. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El factor de seguridad en la carga a torsión fue de 1.13 valor por debajo del factor de seguridad recomendado de 1.5, como se indica en [17], mientras que en el caso de flexión obtuvo un factor de seguridad de 1.7.

En el análisis computacional estático podemos observar que el chasis tiene una rigidez torsional superior a la rigidez recomendada por la norma FIAT (2500 N·m/°) y la rigidez recomendada para vehículos de competición de la fórmula SAE (3000 N·m/°).

El cálculo de la rigidez torsional se obtuvo mediante dos métodos: computacional y experimental. El análisis computacional de la rigidez torsional delantera y posterior del bastidor es de 7142.8N·m/° y 5053.25 N·m/° respectivamente. Mientras que en el experimental la rigidez torsional delantera y posterior es de 6122.45 N·m/° y 5882.35 N·m/°.

En el cálculo de la rigidez a la flexión, el chasis se simplificó a una estructura de viga de soporte simple con carga puntual. Bajo este análisis, la rigidez a la flexión se calculó en 9029 N·m/°, con lo cual, se confirma que una buena rigidez torsional garantiza una buena rigidez a la flexión.

El nivel de correlación mostrado en la tabla XI para el caso de rigidez a torsión entre el método de análisis de elementos finitos y el experimental, mostró una discrepancia de 14.2 % para la parte delantera y 29.4 % para la posterior.

VI. CONCLUSIONES

La estructura presenta valores de rigidez aceptables. El comportamiento del bastidor en torsión garantiza que el vehículo tenga buen desempeño en flexión.

Las simulaciones con los modelos de carga estáticos analizados reflejaron resultados aceptables, ya que los esfuerzos máximos en cada caso de carga se encuentran por debajo de los esfuerzos admisibles del material ASTM A36.

Al tratarse de un vehículo diseñado para uso recreativo de tipo "SpaceFrame" que no posee puertas ni techo, fue pertinente apoyarse en los valores de rigidez torsional admitido por la norma FIAT y el reglamento para vehículos de competición de la fórmula SAE.

Las condiciones de entorno del método de análisis computacional y el experimental para determinar el paralelismo entre ambos son muy diferentes, especialmente al momento de restringir el movimiento de rotación en las pruebas físicas; por ello el nivel de discrepancia de la rigidez posterior es cercana al 30 % y en la delantera al 14 %.

La repercusión del análisis bajo el método computacional y experimental no solo proporcionaron información de la rigidez general del chasis, sino que también se obtuvo información sobre la rigidez seccional, mediante la relación rigidez/peso.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Aeade, «Anuario,» 2018.
- [2] R. Ortiz, «Análisis económico del sector automotriz ecuatoriano antes, durante y después del levantamiento de las salvaguardias y otras medidas restrictivas al comercio, periodo,» Universidad Central del Ecuador, 2017.
- [3] AEADE, «Anuario 2021,» 2021.
- [4] J. Pérez, Técnicas del automóvil. Chasis, Madrid: Paraninfo, 2008.
- [5] E. Sampo, A. Soniotti y C. Andrew, «SAE International,» 2010. [En línea]. Available: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2010-01-0094/>. [Último acceso: 21 10 2022].
- [6] R. P. A. Garud, «Structural Analysis of Automotive Chassis, Design Modification and Optimization,» 2018.
- [7] M. Costin y D. Phipps, Racing and Sport Car Chassis Design, Londres: BATSFORD, 1965.
- [8] W. Riley y G. Albert, Design analysis and testing of a formula SAE car Chassis, 2002.
- [9] D. Krzikalla, J. Mesicek, J. Petru, A. Silva y J. Smiraus, Analysis of Torsional Stiffness of the Frame of a Formula Student Vehicle, 2019.
- [10] A. Marcos y B. Marcos, «Simulación y ensayo de rigidez torsional de un chasis de un vehículo todo terreno,» Facultad de Ingeniería de La Plata, La Plata, 2014.
- [11] L. Bermeo, J. Calle y D. Carrion, «Diseño y construcción de un chasis tubular de un vehículo monoplaza para la competición en la formula SAE,» UPS, Cuenca, 2014.
- [12] P. Pauta y J. Villacis, «Diseño y construcción de un vehículo bi plaza de una estructura tubular con motor monocilíndrico YMH YFM 200,» Universidad del Azuay, Cuenca, 2012.
- [13] C. Vaca y J. Terán, «Diseño y construcción del bastidor y carrocería de un vehículo eléctrico biplaza plegable usando software CAD-CAE y manufactura ecuatoriana,» Latacunga, 2014.
- [14] C. Romero, «Análisis estático y modal del chasis de un formula 3 utilizando algor,» UTP.
- [15] L. Thompson, J. Lampert y H. Law, «Design of a twist fixture to Measure the Torsional Stffness of a Winston Cup Chassis,» SAE, 1998.
- [16] A. Trujillo, E. Moscardo y P. Alarcon, «La seguridad en las estructuras,» Universidad de Sevilla.
- [17] J. Happian-Smith, «An Introduction to Modern Vehicle Design,» Butterworth-Heinemann, 2002.
- [18] J. P. Díaz, «Análisis estructural del chasis tubular de un vehículo eléctrico,» Universidad de Cantabria, 2022.
- [19] Á. Andrade y M. Jaramillo, «Diseño y construcción del chasis para un vehículo tipo Buggy de la Formula automovilística Universitaria (FAU),» Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba, 2009.
- [20] D. Aguado, «Diseño y análisis de un chasis de kart de competición,» Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, 2014.
- [21] A. Rodrigues y e. al, «Análisis estático,» SAE International, Brasil, 2015.
- [22] I. Mota, «Estudio mediante el MEF del comportamiento del chasis de un vehículo de calle,» Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, 2015.
- [23] P. Cuesta y A. Narváez, «Análisis de los modelos de carga sobre la estructura tubular de un vehículo eléctrico biplaza mediante simulación computacional,» Universidad del Azuay, Cuenca, 2021.
- [24] H. Adams, «Chassis Engineering: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Cars,» Penguin, New York, 1992.
- [25] A. Ibañez, «Comportamiento estático de un chasis multitubular de un vehículo tipo fórmula,» Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona, Barcelona, 2017.
- [26] O. Gonzales, «Influence of Body Stiffness on Vehicle Dynamics Characteristics in Passenger

- Cars,» Chalmers University of Technology, Go'teborg, Sweden, 2015.
- [27] H. Zhang, H. Gan y Y. Dali , «Numerical modeling for the frame structure of light van-type electric truck,» Kunming University of Science and Technology, Kunming, 2020.
- [28] W. Milliken y D. Milliken, «Race Car Vehicle Dynamics,» SAE International, 1994.
- [29] L. Hui, «Design, Analysis and Experimental Verification of Tubular Spaceframe Chassis for FSAE Application.,» National University of Singapore, 2012.