



PROPUESTA METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN MONOCASCO FORMULA STUDENT

METHODOLOGICAL PROPOSAL FOR THE DESIGN AND ANALYSIS OF A FORMULA SAE MONOCOQUE

Rafael Wilmer Contreras Urgilés^{1,*} , Carlos Ayrton Jaramillo Andrade¹ ,
 Erick Josué Pizarro Barrera¹ 

Recibido: 11-04-2021, Recibido tras revisión: 19-04-2023, Aceptado: 05-05-2023, Publicado: 01-07-2023

Resumen

En el presente documento se realiza la explicación de la metodología utilizada para el diseño de un monocasco Formula Student basado en el reglamento del año 2020. Los valores obtenidos del modelado mediante software CAD (diseño asistido por computador) y el análisis por MEF (método de elementos finitos) sirven de base para este estudio. Los valores de masa, centro de gravedad y la geometría son los seleccionados, ya que aportan una mayor información, lo que ayuda a determinar puntos de optimización en el proceso de diseño. En el análisis MEF se determina los esfuerzos admisibles por el monocasco y que se encuentran dentro de los parámetros de seguridad, siendo el factor de seguridad mínimo admisible de 1,1. Del modelo obtenido se desarrolla dos laminados CFRP (laminado de fibra de carbono y resina epoxi) de los cuales el primero da un resultado de peso simulado de 38 kg, y la segunda configuración de laminado un resultado de 20 kg. Se somete el modelo con menor peso al análisis de esfuerzos, los resultados obtenidos son superiores a un chasis tubular, se toma como referencia un modelo monoplace eléctrico del 2017.

Palabras clave: monocasco, MEF, FSAE, centro de gravedad, CFRP, AEF

Abstract

This paper explains the methodology employed to design a Formula Student monocoque based on the regulations set forth in 2020. The values obtained from CAD (Computer Aided Design) modeling and FEM (Finite Element Method) analysis are the pillars of this study. The values of mass, center of gravity, and geometry have been specifically selected because they provide crucial information that aids in the identification of optimization points during the design process. The FEM analysis establishes the allowable stresses for the monocoque within the safety parameters, with a minimum admissible safety factor of 1.1. Two CFRP laminates (Carbon Fiber Laminate and Epoxy Resin Laminate) are developed from the model obtained. The first one yields a simulated weight of 38 kg, and the second one a weight of 20 kg. A stress analysis was performed on the lighter-weight model, obtaining results superior to those of a tubular chassis. A 2017 electric single-seater model is taken as a reference.

Keywords: Monocoque, FEM, FSAE, center of gravity, CFRP, AEF

^{1,*}Ingeniería Mecánica Automotriz, Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador.
 Autor para correspondencia ✉: rcontreras@ups.edu.ec.

Forma sugerida de citación: Contreras Urgilés, R. W.; Jaramillo Andrade, C. A. y Pizarro Barrera, E. J. "Propuesta metodológica para el diseño y análisis de un monocasco Formula Student," *Ingenius, Revista de Ciencia y Tecnología*, N.º 30, pp. 42-53, 2023. DOI: <https://doi.org/10.17163/ings.n30.2023.04>.

1. Introducción

El monocasco es una estructura que permite aligerar en gran medida el peso de un vehículo. Este tipo de chasis es utilizado en competencias de la máxima categoría automovilística, la Fórmula 1, y sus subcategorías, Le Mans e Indycar. Para las pruebas de Fórmula 3, establecidas por la Federación Internacional de Automovilismo (FIA), la estructura del monocasco se diseña para superar pruebas estáticas que se consideran la referencia de integridad estructural deseada para un monocasco con relación al material compuesto [1].

Los materiales comúnmente utilizados en la producción de monocascos están compuestos principalmente por polímero reforzado con fibra de carbono (CFRP) [2] y paneles de Honeycomb [3], que presentan gran resistencia a la torsión y esfuerzos en función de su peso y los mismos se pueden formar casi en cualquier geometría. Su aplicación se ha demostrado en la investigación de Ashby [4], donde la propuesta metodológica con panel de sándwich compuesto de tres elementos principales, un núcleo, una matriz y la fibra de carbono fueron simuladas. Con respecto a la fibra de carbono, esta ha sido estudiada, en diferentes orientaciones y combinaciones en el plano [5]. Donde las combinaciones entre grados han permitido obtener las propiedades mecánicas deseadas en diferentes sentidos y orientación. Para el caso del Honeycomb en el trabajo de Eurenus *et al.* [6], indican que un patrón simétrico hexagonal de esta estructura, provee propiedades relativamente altas a la compresión y resistencia a la rotura, combinadas con baja densidad.

La desventaja de estos materiales son sus altos costos y procesos complejos de manufactura. Para el inicio del diseño se toma en cuenta las geometrías, por ejemplo, el Politecnico di Torino ha analizado diferentes tipos de modelos [7,8], siendo este un parámetro muy importante para optimizar el peso del monocasco [9]. Con esta base se obtuvo un modelo CAD que cumple con todos los requisitos geométricos del reglamento FSAE [10,11]. En la línea de fabricación de chasis, en el trabajo de [12], se ha aplicado la metodología de diseño, análisis y posterior fabricación; los autores han comprobado su fiabilidad en pruebas dinámicas.

En este trabajo se toman en cuenta la geometría y aerodinámica para aprovechar la forma del monocasco en favor de disminuir elementos adicionales que aumenten peso [13]. Otro parámetro de importancia es la aplicación del laminado CFRP como un punto de optimización, ya que diferentes laminados dan como resultado final una reducción del peso general del vehículo. Las direcciones de las fibras, de igual manera, sirven para reforzar ciertos esfuerzos a los que está sometida la estructura [14]. Esta innovación en materiales y procesos de manufactura, permite la optimización y mejora de rendimiento en la competición automovilística [15]. Los resultados de un buen laminado y una

buena selección de materiales permiten tener un modelo MEF, que con el peso reducido pueda soportar los esfuerzos mínimos requeridos por la competición [16].

Un software aplicado para modelos MEF ha sido estudiado por Zhao [17], el cual ha obtenido resultados positivos de predicción de comportamientos globales de la estructura de su modelo. Con respecto al mallado del modelo, se ha seleccionado un tamaño de elemento que permita construir un modelo matemático preciso para el análisis de esfuerzos. Los esfuerzos que se aplican sobre la estructura son rigidez torsional, rigidez longitudinal, análisis de impacto lateral, entre los más importantes [8]. Los resultados de peso que se esperan optimizar son alrededor del 50 % tomando en cuenta el diseño del monocasco de los equipos Squadra Corse Polito [7] y el diseño de la Universidad de Sevilla [18], con esto se consigue un modelo más eficiente en cuanto a reducción de peso y estructuralmente más resistente ante los esfuerzos aplicados a este tipo de vehículos.

2. Materiales y métodos

En esta sección se desarrollan los temas relacionados con la selección de materiales, configuración principal del panel y los parámetros para el desarrollo del diseño, luego se describen los resultados obtenidos de la simulación de esfuerzos.

2.1. Metodología

Luego de realizar un análisis del estado del arte se elabora un flujograma en el cual se establece el orden y las actividades que conciernen al diseño, análisis estructural y optimización del peso del modelo.

En la primera etapa se revisa la reglamentación de FSAE para extraer los parámetros más influyentes sobre el diseño y restricciones del monocasco [11]. En la segunda etapa se diseña el modelo tomando en cuenta las restricciones previas del reglamento [12].

Con el modelo completo en la Figura 1, en la etapa 3 se procede al laminado CFRP en el que se establece el espesor que tendrá el modelo final, el laminado va a depender de la sección en la que se trabaja, ya que cada sección tiene un espesor diferente por los esfuerzos que soportará cada zona.

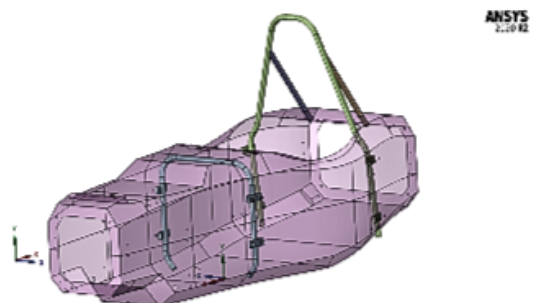


Figura 1. Modelo final en superficies

Lo referente a los análisis de resultados se detallará en la siguiente sección que corresponde al desarrollo de la metodología planteada.

2.2. Materiales

Los materiales a utilizar en el análisis son refuerzos de tela de fibra de carbono en una estructura de sándwich, Figura 2, con Honeycomb. La unión de diferentes materiales se conoce como materiales compuestos, proveen de una gran resistencia mecánica a esfuerzos y una muy buena disipación de esfuerzos a través de la estructura. Este panel de sándwich se compone de tres componentes principales, un núcleo, una matriz y las fibras que en este caso son de fibra de carbono [4].

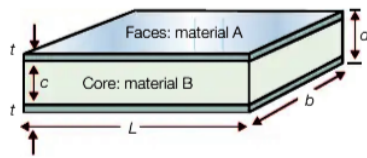


Figura 2. Típica estructura de sándwich [4]

2.2.1. Fibras

Los elementos hechos de materiales compuestos de fibra, se pueden diseñar para cada caso de carga, por lo que el material se crea de acuerdo con los requisitos estáticos requeridos. Existe la opción de elegir las direcciones en las que se colocarán las fibras. Apilar láminas de fibra de carbono con diferentes direcciones, le da al material las propiedades deseadas en cualquier dirección. Las orientaciones que se le dará a las fibras en el plano serían de 0° , 90° y $\pm 45^\circ$ [5].

En la Figura 3 se puede ver que la fibra de Kevlar es la más resistente, mientras que la fibra de carbono es la más rígida. La fibra de vidrio es la menos resistente

y menos rígida, pero a su vez es la más económica de las tres.

El uso de estos materiales en competición ofrece una gran ventaja en términos de peso total. Es posible realizar una estructura con una rigidez similar a la de una estructura metálica convencional e incluso reducir su peso a la mitad. Por ello, su uso en equipos que buscan buenos resultados es fundamental [5].

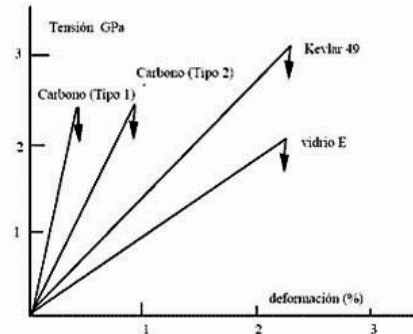


Figura 3. Diagrama tensión-deformación de fibras [5]

2.2.2. Matriz

La matriz es el material que soporta todas las fibras y representa su unión. Las fibras se impregnan en la matriz y forman un solo material.

Actualmente, se utilizan dos tipos principales de resinas para la matriz, epoxi y poliéster. Ambas son térmicamente estables, lo que significa que no se derretirán con el calor, simplemente pierden ciertas propiedades de rigidez. Otra propiedad es que su comportamiento estructural es isotropo, esto quiere decir que tiene las mismas propiedades físicas en todas las direcciones. Para el presente proyecto se aplicó una resina epoxi.

En la Tabla 1 se referencian algunas propiedades de las resinas.

Tabla 1. Propiedades de resinas [5]

Propiedad	Unidades	Resinas epoxi	Resinas poliéster
Densidad	$Mg\ m^{-3}$	1.1-1.4	1.2-1.5
Módulo de Young	GPa	3-6	2-4.5
Coef. Poisson		0.38-0.4	0.37-0.39
Resist. tracción	MPa	35-100	40-90
Resist. compresión	MPa	100-200	90-250
Alarg. rotura (tracción)	%	1-6	2
Conduct. térmica	$Wm^{-1}\ C^{-1}$	0.1	0.2
Coef. dilatación	$10^{-6}\ ^\circ C^{-1}$	60	100-200
Temp. distorsión	$^\circ C$	50-300	50-110
Contracción curado	%	1-2	4-8
Absor. de agua (24 h a $20\ ^\circ C$)	%	0.1-0.4	0.1-0.3

2.2.3. Núcleo de Honeycomb

Hay diferentes tipos de núcleos de material de Honeycomb. Cada tipo tiene diferentes propiedades dependiendo del material del que sean fabricados; los más comunes son hechos de aluminio, papel de aramida (Nomex), acero, fibra de vidrio, carbón o cerámica [14]. El núcleo de Honeycomb consiste en un patrón simétrico hexagonal como se ve en la Figura 4, esta estructura provee propiedades relativamente altas a la compresión y resistencia a la rotura, combinadas con baja densidad [6].



Figura 4. Estructura con celdas hexagonales [6]

En este estudio, para el núcleo se selecciona Honeycomb de aluminio que presenta una gran propiedad de absorción de energía, el espesor de este núcleo es de 20 mm.

3. Resultados y discusión

En el desarrollo del proyecto se plantean objetivos de peso y optimización. Para obtener una base teórica se inicia a partir del flujograma planteado en la Figura 5, para el hallar el modelo final [15].

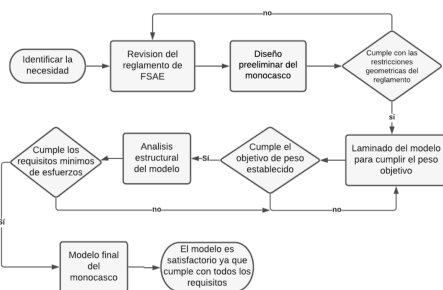


Figura 5. Proceso de diseño monocasco

3.1. Determinación del modelo CAD

El diseño del modelo parte de las regulaciones del percentil masculino 95, las cuales se detallan a continuación.

Partiendo de una buena posición vertical y horizontal del volante, el ángulo del asiento, la posición de los pedales, las barras de seguridad, buscando la comodidad para el piloto [9]. En la Figura 6 se muestra

la plantilla del percentil 95 masculino. Los valores de distancias se detallan en el reglamento FSAE [11].

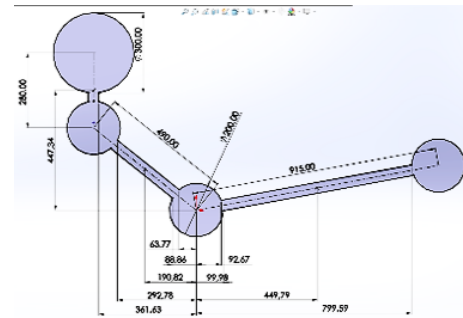


Figura 6. Plantilla del percentil 95 masculino [15]

Una vez determinados los percentiles y las dimensiones mínimas de la apertura de la cabina y la sección mínima transversal, se ha realizado el primer dimensionamiento, en el que se basa el diseño del monocasco. La Figura 7 muestra las aperturas transversal y de la cabina.

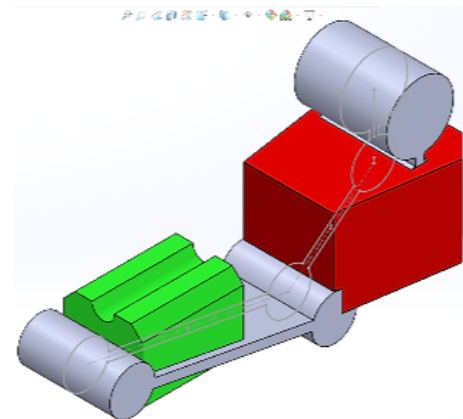


Figura 7. Sólido de apertura de la sección transversal interna en perspectiva isométrica [15]

Las medidas de estas secciones se encuentran detalladas a continuación:

Apertura de la cabina (Figura 8)

- Está 320 mm por encima del punto más bajo de la superficie superior del piso para el diseño del monocasco.
- 400 mm en su ancho frontal.
- 350 mm en su ancho posterior.
- 600 mm de largo mínimo de la cabina.

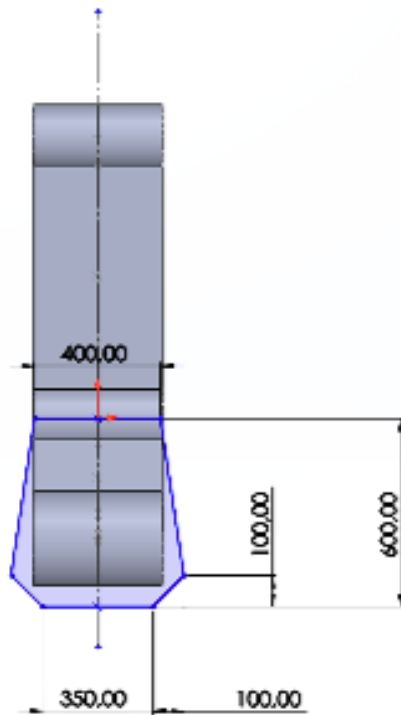


Figura 8. Dimensiones de la apertura de la cabina [15]

Sección transversal interna (Figura 9)

- Se debe mantener una sección transversal interna libre para permitir el paso de la plantilla que, a continuación, se muestra a través de la cabina.
- Un largo y ancho mínimo de 350 mm.
- Un radio de 50 mm en los centros superior e inferior.

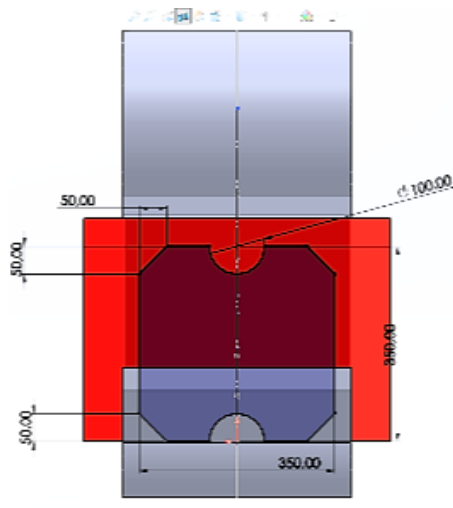


Figura 9. Dimensiones de la sección transversal interna [15]

Con estas medidas se desarrolla un modelo con los elementos principales que se encuentran en el monocasco, dichos elementos son la batería que se halla en

la parte posterior, un inversor debajo de las piernas del piloto y un par de cortafuegos. En la Figura 10 se observa el boceto lateral principal.

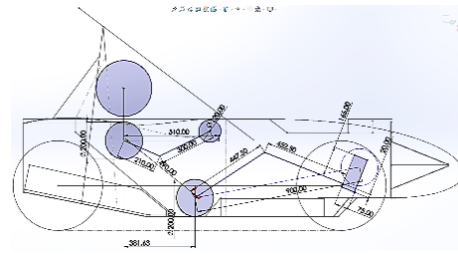


Figura 10. Disposición de elementos y boceto lateral [15]

De este boceto nace el modelo CAD, donde se colocan los puntos de sujeción de algunos elementos en el monocasco; el diseño final se ve en la Figura 11.

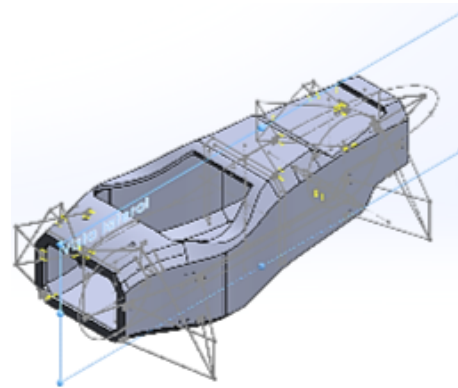


Figura 11. Diseño final del monocasco [15]

Con el modelo final, se obtiene el centro de gravedad y esfuerzos que se detallan a continuación.

3.2. Determinación del centro de gravedad

En esta sección, se aplican los pesos sobre el monocasco en el software. Posterior a esto, se realiza un ensamble con los componentes más representativos que se seleccionaron para el cálculo y listados en la Tabla 2. Con la herramienta de propiedades físicas, se localiza la posición del centro de gravedad del prototipo ensamblado visto en la Figura 12.

Tabla 2. Masas aproximadas del vehículo [10]

Componentes	Masa (kg)	%
Piloto	70	42.85
Batería	36	20.57
Inversor	7	4
Caja de pedales	4.5	2.57
Dirección	12.5	7.15
Monocasco	20	11.43
Otros componentes	20	11.43
Total	175	100

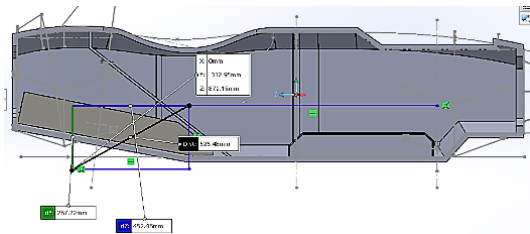


Figura 12. Ubicación del centro de gravedad [15]

3.3. Transferencia de masa lateral

Para desarrollar este cálculo, se tiene en cuenta el vehículo describe una curva que actúa sobre el centro de gravedad con una aceleración centrífuga equivalente a 4 G. La Figura 13 describe el diagrama de cuerpo libre en el que se definen el centro de gravedad y la dirección de las cargas.

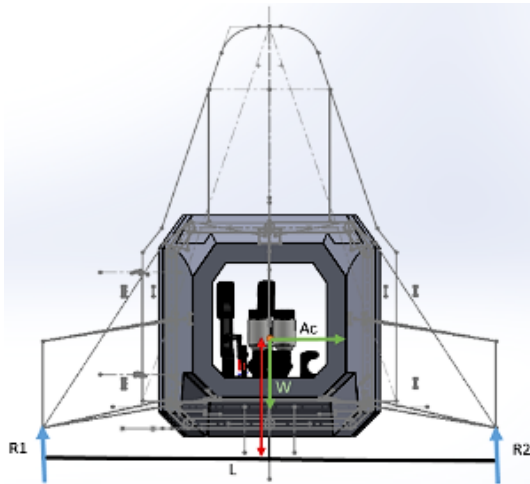


Figura 13. Diagrama de cuerpo libre [15]

La reacción R2 es la carga que interviene en la rigidez torsional, este torque se aplica en direcciones opuestas en ambos lados del eje delantero, para la simulación se utilizó un valor de 6870 N para simular una carga mayor en el monocasco y demostrar la dureza del material [11].

3.4. Transferencia de masa longitudinal y de frenado

Esta es la transferencia de masa longitudinal en la dirección de los neumáticos delanteros, que resulta de las fuerzas de frenado. La Figura 14 muestra el diagrama de cuerpo libre para este esfuerzo.

La velocidad máxima, el coeficiente de fricción entre los neumáticos y el asfalto, la posición del centro de gravedad, el tiempo de frenado y el peso del vehículo, se determinan como condiciones de iniciales.

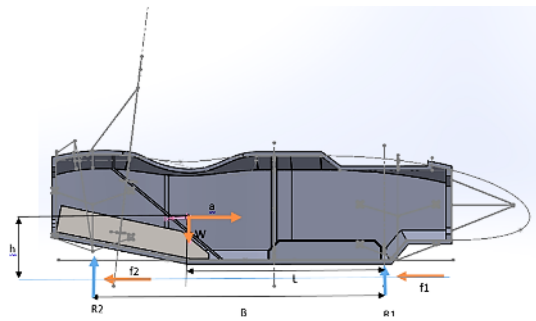


Figura 14. Diagrama de cuerpo libre longitudinal [15]

Las cargas calculadas $R1=1423.85 \text{ N}$ y $f1=1181.79 \text{ N}$ involucradas en el estudio de las pruebas de resistencia longitudinal y de frenado; se toman como referencia, sin embargo, en la simulación, todos los valores se incrementan, con el fin de tensionar aún más el modelo.

3.5. Caso de impacto lateral

Inicialmente, se supone que la velocidad del vehículo es de 40 km/h, teniendo en cuenta el peor de los casos y aplicando una fuerza de 4,5 G en el impacto. Para el cálculo se utiliza un peso del vehículo de 220 kg y un peso del conductor de 75 kg [15]. Al aplicar la fórmula de velocidad final, con una velocidad final de 11.11 m/s, que equivale a una velocidad inicial que parte del reposo, más la multiplicación de la aceleración, en este caso siendo el dato a despejar, con el tiempo de 0.3 s; esto al despejarse con respecto a la aceleración se obtiene 37.03 m/s^2 . Con el dato de la aceleración obtenida, se calcula la fuerza que será el resultado de la aceleración por la masa de 290 kg; lo que da un resultado de 10 739.66 N. Esta es la fuerza que se usará para la simulación de impacto lateral [16].

3.6. Preparación del modelo en ANSYS ACP

El software ANSYS provee la herramienta de Composite PrePost (ACP) para facilitar la construcción del modelo de elementos finitos y acceder a los resultados.

Los modelos reales construidos en materiales compuestos tienen varias capas y numerosos materiales, por eso es fundamental preparar el modelo MEF con la correcta dirección de las capas y apilado de materiales [17].

En la Figura 15 se muestra el modelo final con las capas en ANSYS ACP.

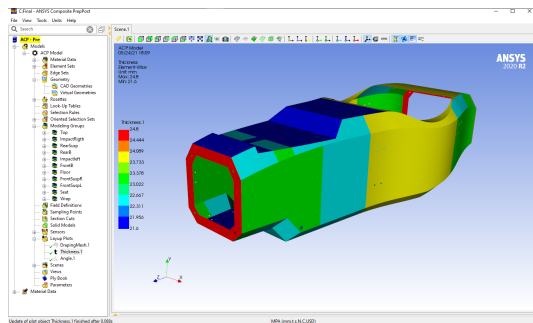


Figura 15. Modelo acabado en ANSYS ACP [15]

3.7. Análisis de la rigidez torsional del modelo mediante MEF

La rigidez torsional está definida físicamente por las siguientes ecuaciones, en este apartado se determina, mediante un análisis MEF, la deformación total. La figura 16 presenta cómo se mide los valores $y1, x1$. [18]

$$k = \frac{M}{\theta}; \theta = \tan^{-1} \left(\frac{y1}{x1} \right)$$

Donde:

M = Momento torsional (N*m)

θ = Ángulo de deformación (grados)

$x1$ = Distancia horizontal desde el plano central del vehículo al punto donde se mide la deformación $y1$

$y1$ = Deformación en sentido vertical

K = rigidez torsional (N*m/grados)

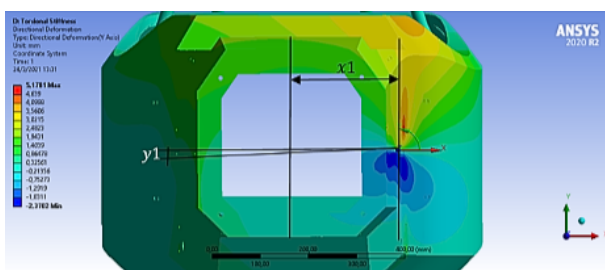


Figura 16. Distancia $x1$ y $y1$ [15]

Para esta simulación se aplica una fuerza de 6870 N y se obtiene una deformación media de 1.001 mm y una máxima de 4,2 mm (ver Figura 17), donde el esfuerzo está más concentrado. Tiene una deformación máxima de 5,3 mm por encima del punto de suspensión superior.

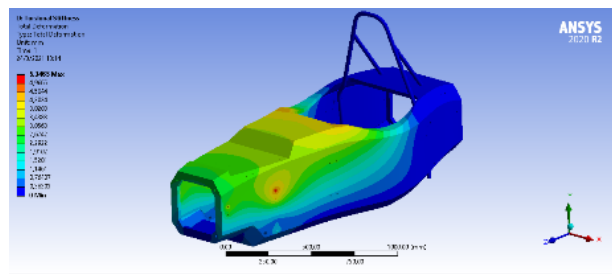


Figura 17. Deformación de rigidez torsional [15]

3.8. Análisis de rigidez longitudinal

Para analizar esta deformación, se aplica una carga de 2500 N sobre el eje delantero, se determina una deformación de 1.99 mm, como se ve en la Figura 18.

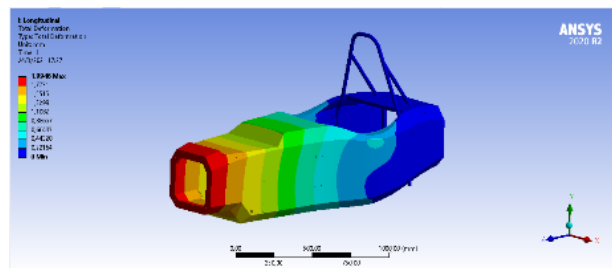


Figura 18. Deformación en rigidez longitudinal [15]

En cuanto al esfuerzo sobre la estructura, el máximo es de 101.44 MPa, como presenta la Figura 19. El esfuerzo es bajo, porque la estructura permite una buena distribución a través de toda la estructura.

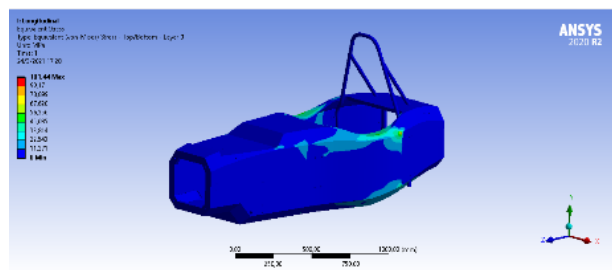


Figura 19. Esfuerzos longitudinales [15]

3.9. Análisis de frenado

En este análisis se aplican dos cargas sobre el eje delantero con un valor de 2500 N en sentido vertical y 2000 N en sentido longitudinal; la deformación máxima es igual 2.12 mm, como se ve en la Figura 20.

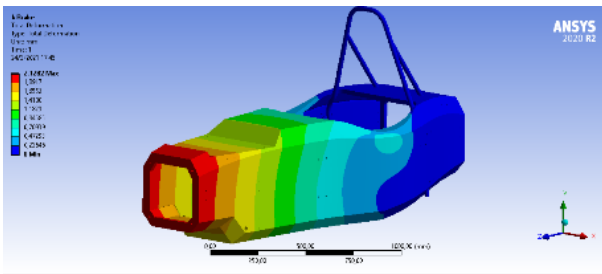


Figura 20. Deformación en el frenado [15]

En cuanto al esfuerzo máximo en la estructura es de 113.16 MPa, el cual no lleva al límite de rotura del material, como presenta la Figura 21.

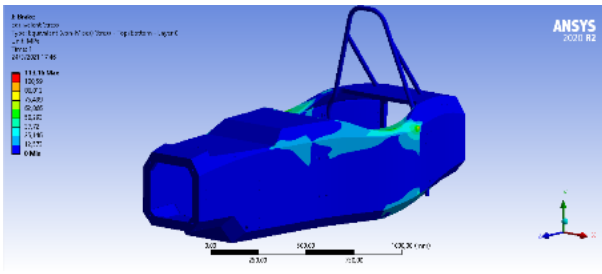


Figura 21. Esfuerzos en el frenado [15]

3.10. Análisis de impacto lateral

El valor a utilizar en este esfuerzo es de 10 739.66 N detallado en la sección 3.53 [15], la deformación máxima como se ve en la Figura 22, es de 1.35 mm.

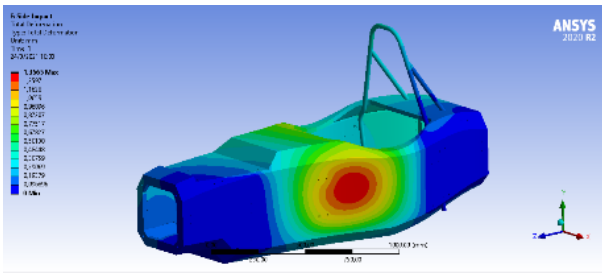


Figura 22. Deformación de impacto lateral [15]

En cuanto al esfuerzo sobre la estructura, alcanza un máximo de 72.61 MPa lo cual indica que se distribuye de mejor manera a través del monocasco, como se ve en la Figura 23.

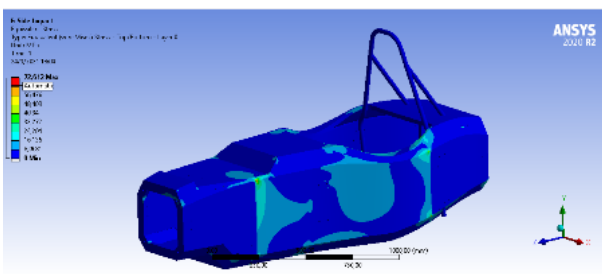


Figura 23. Esfuerzos de impacto lateral [15]

3.11. Simulación de vuelco

En esta simulación son aplicadas tres cargas, una longitudinal, una transversal y una vertical de 6 KN, 5 KN y 9 KN, respectivamente; los resultados conseguidos demuestran un valor máximo de deformación de 16.15 mm (Figura 24) y el esfuerzo máximo presente es de 426.52 MPa (Figura 25) [19].

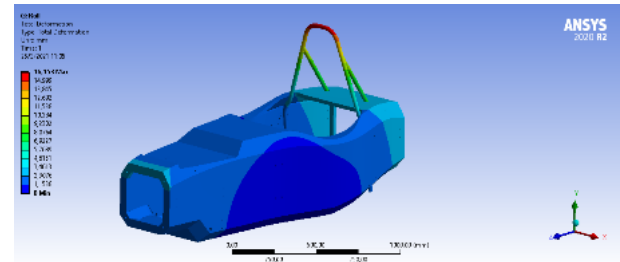


Figura 24. Deformación del Main Hoop [15]

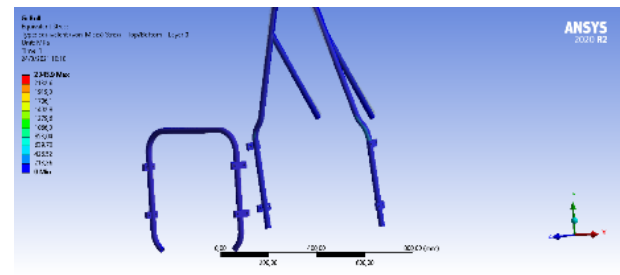


Figura 25. Esfuerzos en el Main Hoop [15]

3.12. Simulación de peso en el suelo

En esta simulación se ubica el peso distribuido de los elementos, sobre todo, el suelo del monocasco. La Tabla 3 detalla el peso de los elementos y la fuerza ejercida de los mismos.

Tabla 3. Peso de los elementos sobre el monocasco [15]

Componente	Peso (kg)	Fuerza (N)
Piloto	75	735.75
Dirección	12.5	122.62
Batería	36	353.16
Caja de pedales	4.5	44.15
Inversor	7	68.67

Los resultados de esta simulación muestran que la deformación máxima en el piso del monocasco es de 0,13 mm (Figura 26) y una tensión máxima de 15 MPa (Figura 27).

Esto indica que el material puede soportar perfectamente el peso de los elementos.

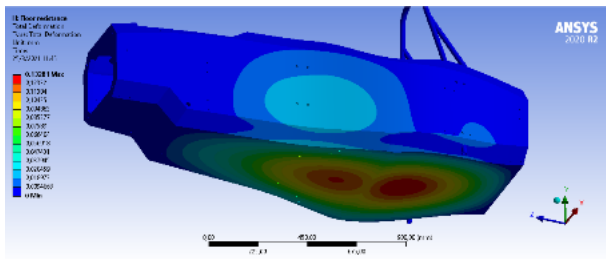


Figura 26. Deformación del suelo [15]

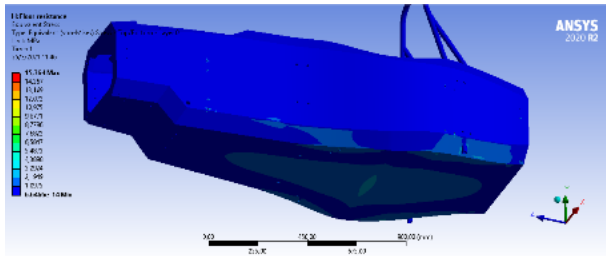


Figura 27. Esfuerzos en el suelo [15]

3.13. Validación de datos

3.13.1. Eficiencia del diseño en cuanto a reducción de peso

Sobre la base de los datos obtenidos, se pasó al análisis de eficiencia en cuanto a la reducción de peso que debería tener el prototipo.

El modelo EB17 se utiliza como objeto de comparación con el diseño del prototipo de este trabajo [10].

Con la Tabla 4 indicada, se concluye que el peso del chasis y carrocería tendrían un valor de 55.31 kg entre ambos, que representa el 23.54 % del peso total [15].

En las estructuras del Main y Front Hoop, el material a aplicar es “AISI 4130 acero normalizado a 870 °C”; los datos se tomaron de la simulación del EB17.

Tabla 4. Masas aproximadas del EB17 [10]

Componente	Masa (kg)	%
Conductor	80	33.75
Motor	12	5.06
Tren de fuerza	20	8.43
Sistema de dirección	10	4.21
Batería	80	33.75
Chasis	35	14.76
Total	237	100

Como se observa en la Figura 28, por medio del software se obtuvo un peso reducido a 4 decimales de 0.0420 t equivalentes a 42 kg, sin el uso del triángulo de seguridad en el programa ANSYS, al sumar los

datos del triángulo de seguridad se obtendría 48.19 kg de peso entre los tres elementos combinados [15].

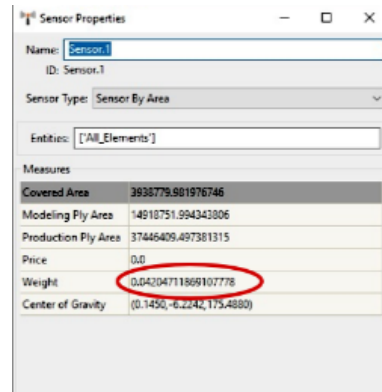


Figura 28. Peso preliminar del monocasco obtenido de ANSYSACP [15]

Para un análisis final, se obtuvo el peso del monocasco, optimizando las capas del modelo, como se demuestra en la Figura 29. En esta ocasión, con sus estructuras triangulares se obtuvo un peso de 0.0227 t (22.7 kg), que reduce casi la mitad del peso inicial.

La integración de los elementos de seguridad incrementó su factor de seguridad y fue capaz de reducir capas de material y así optimizar aún más su peso. Junto con su triángulo de seguridad, el peso final es de 27,2 kg. Un análisis final de su optimización de peso muestra que hay una reducción significativa en comparación con el EB17, que tendría 237 kg, de los cuales 55,31 kg son el peso del chasis y la carrocería. El monocasco tendría un peso final de 27,2 kg, lo que se traduce en una optimización en cuanto a reducción de peso del 47,2 %, lo que supondría 28,11 kg menos para el teórico monoplaza.

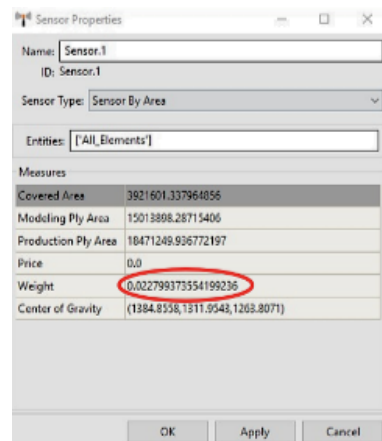


Figura 29. Peso final del monocasco obtenido de ANSYSACP [15]

3.13.2. Comparativa de rigidez torsional

El monocasco tiene una mejor disipación de la tensión a una carga 2,1 veces mayor que el modelo EB17 y tiene una concentración de tensión un 17 % menor. Se tiene el valor K, que determina la rigidez torsional, para el monocasco de 75 % superior al EB17 (Tabla 5), lo que determina la estabilidad del vehículo en curvas, Figura 30.

Tabla 5. Rigidez torsional de los modelos [15]

Modelo	Carga (N)	Esfuerzo máximo	Deformación máxima	K (KNm/grado)
Monocasco	6780	306.22 MPa	4.2 mm	30
EB17	3133	370 MPa	3.8 mm	7.7

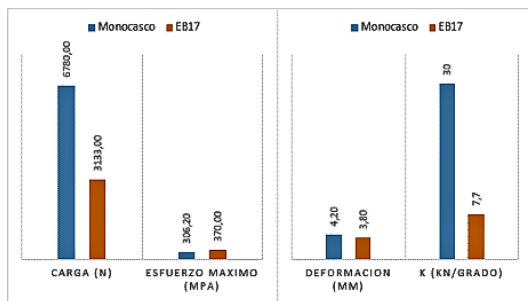


Figura 30. Resultados rigidez torsional [15]

3.13.3. Comparativa de rigidez longitudinal

El monocasco tiene un 11 % menos de carga aplicada en la simulación, lo que significa que el monocasco disipa mejor las tensiones porque tiene un 45 % menos de concentración de esfuerzos y 50 % menos de deformación en comparación con el EB17 (Tabla 6 y Figura 31).

Tabla 6. Comparativa rigidez longitudinal [15]

Modelo	Carga (N)	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
Monocasco	2500	101.44 MPa	1.99 mm
EB17	2782.68	182 MPa	4 mm

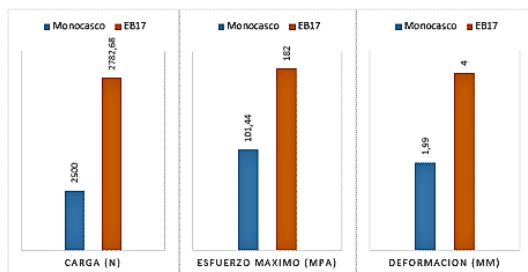


Figura 31. Resultados rigidez longitudinal [15]

3.13.4. Comparativa de frenado

En este análisis intervienen cargas que actúan sobre las ruedas delanteras, con una carga vertical y longitudinal al vehículo (Tabla 7 y Figura 32).

Tabla 7. Análisis de frenado [15]

Modelo	Carga vertical	Carga longitudinal	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
Monocasco	2500 N	2000 N	113.16 MPa	2.12 mm
EB17	2782.68 N	2309.63 N	201 MPa	4.2 mm

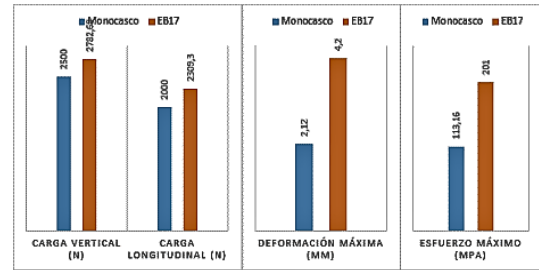


Figura 32. Resultados de frenado [15]

3.13.5. Comparación de impacto lateral

Las cargas en el monocasco son 11 % en la carga vertical y 14 % en la carga longitudinal, la disipación de esfuerzos es mayor en el monocasco, ya que tiene 44 % menos de concentración de esfuerzos que el modelo EB17; la deformación en el monocasco es de 44 % menor que el EB17 (Tabla 8 y Figura 33).

Tabla 8. Análisis impacto lateral [15]

Modelo	Carga (N)	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
Monocasco	10740	72.61 MPa	1.35 mm
EB17	7000	361 MPa	3.32 mm

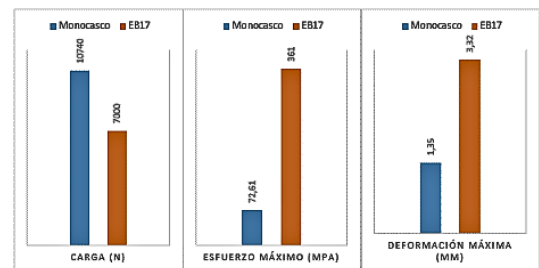


Figura 33. Resultados impacto lateral [15]

Como se puede apreciar, el monocasco tiene mejor disipación de tensiones en su estructura, pues la carga es un 53 % mayor que el modelo EB17 y tiene un 80 % menos de acumulación de tensiones; de igual manera, la deformación que presenta el monocasco es un 60 % menor que su modelo antecesor.

4. Conclusiones

Se determina la oferta de diseño de un monocasco de fibra de carbono para un monoplaza Formula Student, por medio del uso de los softwares SolidWorks y ANSYS para modelado y simulación respectivamente.

La propuesta de chasis tipo monocasco obtuvo una disminución de 47.2 % en el peso en cuanto a su antecesor EB17, el cual fue fabricado con chasis tubular; lo cual demuestra la jerarquía de la implementación de la tecnología de fibra de carbono.

En el diseño planteado se realizó una estructura tipo sándwich por medio del uso del software ANSYS. El cual, en conjunto, da la posibilidad de emplear fibra de carbono tejida y compuesto de aluminio Honeycomb, los cuales demostraron factores de seguridad elevados, deformaciones muy pequeñas, y que, además, cumplen con las normas de seguridad de forma exitosa.

Referencias

- [1] K. P. Hammer, *Design and Analysis of a Composite Monocoque for Structural Performance: A Comprehensive Approach*. Indiana University–Purdue University, 2019. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.7912/C2/2703>
- [2] G. Davies, *Materials for automobile Bodies*. Elsevier, 2003. [Online]. Available: <https://bit.ly/42DnE9K>
- [3] Panel Systems. (2023) Larcore aluminium honeycomb panels. Panel Systems Ltda. [Online]. Available: <https://bit.ly/41F5dQs>
- [4] M. F. Ashby, *Materials Selection in Mechanical Design*. Butterworth-Heinemann, 2016. [Online]. Available: <https://bit.ly/41ETGAV>
- [5] F. P. Carballo, *Introducción al análisis y diseño con materiales compuestos*. Universidad de Sevilla, Escuela Técnica Superior de Ingenieros, 2008. [Online]. Available: <https://bit.ly/41z45hu>
- [6] C. A. Eurenus, N. Danielsson, A. Khokar, E. Krane, M. Olofsson, and J. Wass, *Analysis of Composite Chassis*. The Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, 2013. [Online]. Available: <https://bit.ly/3o38oE6>
- [7] F. Jourdan, *Degree Course in Automotive Engineering*. Politecnico di Torino, 2019. [Online]. Available: <https://bit.ly/3nZtHqb>
- [8] W. B. Riley and A. R. George, “Design, analysis and testing of a formula sae car chassis,” in *Motorsports Engineering Conference & Exhibition*. SAE International, dec 2002. [Online]. Available: <https://doi.org/10.4271/2002-01-3300>
- [9] E. Tsirogiannis, G. Stavroulakis, and S. Makridis, “Design and modelling methodologies of an efficient and lightweight carbon-fiber reinforced epoxy monocoque chassis, suitable for an electric car,” *Material Science and Engineering with Advanced Research*, vol. 2, pp. 5–12, 02 2017. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.24218/msear.2017.21>
- [10] V. R. Álvarez Salazar, *Diseño y construcción de un chasis tubular de un vehículo de competencia Formula SAE eléctrico*. Universidad Politécnica Salesiana, 2018. [Online]. Available: <https://bit.ly/4324j1U>
- [11] SAE, *The 2020 Formula SAE Rules Version 1.0 are now published online under the Series Resources*. SAE International Privacy Policy, 2019. [Online]. Available: <https://bit.ly/4539Irb>
- [12] W. Contreras, P. Quezada, and L. Ortiz, *Propuesta metodológica para el diseño del chasis de un kart tipo KF4*. La ingeniería automotriz clave para el desarrollo sostenible de Ecuador, 2018, ch. Diseño Automotriz, pp. 55–77. [Online]. Available: <https://bit.ly/42EhUN2>
- [13] K. Egger, B. Ford, K. Nagao, N. Sharma, and D. Zusalim, *Formula SAE Monocoque Chassis Development*. Mechanical Engineering Department. California Polytechnic State University, San Luis Obispo, 2020. [Online]. Available: <https://bit.ly/42EiIl2>
- [14] J. Wu, O. Agyeman Badu, Y. Tai, and A. R. George, “Design, analysis, and simulation of an automotive carbon fiber monocoque chassis,” *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, vol. 7, no. 2, pp. 838–861, apr 2014. [Online]. Available: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1052>
- [15] C. A. Jaramillo Andrade and E. J. Pizarro Barrera, *Análisis y simulación de un monocasco de fibra de carbono para un monoplaza Formula Student*. Universidad Politécnica Salesiana, 2021. [Online]. Available: <https://bit.ly/3pFmc85>
- [16] R. Patil, “Fea analysis of fsae chassis,” *International Journal of Engineering Research and*, vol. V9, 07 2020. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.17577/IJERTV9IS070148>
- [17] B. Zhao, *Analysis of composite plates by using mechanics of structure genome and comparison with ANSYS*. Aeronautics and Astronautics. Purdue University Indianapolis, 2016. [Online]. Available: <https://bit.ly/3pQw8LW>

- [18] F. P. Ruiz and M. Solís Muñiz, *Diseño y cálculo del chasis monocasco de un monoplaça de competición tipo fórmula*. Tesis de Grado. Ingeniería Industrial. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla. España, 2016. [Online]. Available: <https://bit.ly/3o8NT91>
- [19] M. Tamjidillah, R. Subagyo, H. Isworo, and H. Y. Nanlohy, “Modelling analysis of high effect of roll hoop main on the strength of student car formula chassis,” *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, vol. 1, pp. 26–40, 05 2020. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.5604/01.3001.0014.1959>