

Aplicación del método de diseño para manufactura y ensamblaje al chasis de un vehículo de tracción humana de tres ruedas tipo recumbent como alternativa de transporte en la ciudad de Montería¹

Application of the design for manufacturing and assembly method to the chassis of a recumbent three-wheel human-powered vehicle as alternative transportation in the city of Montería

Y. E. González, M. A. Violet y H. D. Agudelo

Recibido: junio 26 de 2018 - Aceptado: mayo 31 de 2019

¹Resumen— Este trabajo presenta el diseño del chasis de un vehículo de tracción humana (VTH), tipo recumbent, de tres ruedas, a través de estudios de diseño basados en el análisis de elementos finitos proporcionados por la herramienta Solidworks®. Se implementó la metodología de diseño para manufactura y ensamble (DFMA) impulsada por G. Boothroyd, para lo cual se utilizó el diseño de un modelo construido en 2014 por estudiantes de ingeniería mecánica denominado VTHR-1, como elemento de comparación, para determinar los efectos producidos por esta metodología en el rediseño del chasis. Como resultado, se obtuvo un factor de seguridad de 1,6 y una vida estimada de $4,293 \times 10^5$ ciclos; se estimó una disminución del 69% en la complejidad del ensamble del sistema de transmisión de potencia, una

reducción del 32% en el costo de fabricación y una estructura 19% más liviana, lo que se traduce en una técnica indispensable a la hora de encaminar el proyecto como una alternativa de transporte en la ciudad de Montería.

Palabras clave— Diseño para manufactura y ensamble, transporte, chasis, elementos finitos.

Abstract— This work presents the design of the chassis of a human powered vehicle (HPV) type recumbent of three wheels through design studies based on finite element analysis provided by Solidworks® tool. The methodology of design for manufacturing and assembly (DFMA) promoted by Boothroyd was implemented, for which, the design of a model built in 2014 by mechanical engineering students called VTHR-1 was used as a comparison element to determine the effects produced by this methodology in the redesign of the chassis. As a result, a safety factor of 1,6 and an estimated life of $4,293 \times 10^5$ cycles, in addition, a decrease of 69% in the complexity of the assembly of the power transmission system was estimated, a 32% reduction in manufacturing cost and a structure 19% lighter, which translates into an indispensable method when it comes to directing the project as an alternative transportation mean in the city of Montería.

Keywords—Design for manufacturing and assembly, Transport, chassis, finite element analysis.

¹Producto derivado del proyecto de investigación “Diseño y construcción de un vehículo de tracción humana (VTH) bajo la metodología DFMA como transporte para la ciudad de Montería”, presentado por el grupo de investigación Ingeniería Ciencia y Tecnología (ICT), del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba.

Y. E. González, Universidad de Córdoba, Montería, Colombia, email: yahirgonzalez@correo.unicordoba.edu.co.

M. A. Violet, Universidad de Córdoba, Montería, Colombia, email: mviolet@correo.unicordoba.edu.co.

H. D. Agudelo, Universidad de Córdoba, Montería, Colombia, email: hagudelo@correo.unicordoba.edu.co.

Como citar este artículo: González, Y. E., Violet, M. A. y Agudelo, H. D. Aplicación del método de diseño para manufactura y ensamblaje al chasis de un vehículo de tracción humana de tres ruedas tipo recumbent como alternativa de transporte en la ciudad de Montería, *Entre Ciencia e Ingeniería*, vol. 13, no. 25, pp. 35-44, enero-junio de 2019. DOI: <http://dx.doi.org/10.31908/19098367.4012>.

I. INTRODUCCIÓN

UN vehículo de tracción humana (VTH) se define como cualquier vehículo impulsado exclusivamente por la fuerza muscular del ser humano. Los diseños de estos varían según la función y el objetivo que se pretenda. Han sido utilizados como una alternativa de transporte en todo el mundo, debido a los problemas de movilidad que se están generando en los diferentes países. Existen diferentes tipos de VTH, entre los que se encuentran las bicicletas reclinadas o recumbent, cuyo diseño varía entre dos y cuatro ruedas, son vehículos en los que la posición del



conductor se encuentra inclinada hacia atrás y los pedales están al frente, lo que se traduce en una mejora en la ergonomía respecto a una bicicleta convencional de dos ruedas.

El componente principal de un VTH tipo recumbent es el chasis, el cual, desde el punto de vista de la ingeniería, representa el elemento con mayor complejidad al momento de determinar las pautas en el diseño. Las características más importantes del chasis son el peso y la rigidez [1]. La rigidez viene ligada con la estabilidad, pues resulta indeseable alguna deformación en cualquier parte del chasis, ya que puede poner en riesgo la manejabilidad del vehículo. También deben tenerse en cuenta otros requisitos: la fiabilidad, los costes, la ergonomía, y la comodidad. Sin embargo, no existe una norma particular que permita estandarizar el diseño.

El proceso de manufactura de este tipo de vehículos no está dentro de los procesos productivos de la ciudad de Montería, hasta el momento solo se fabrican bicicletas convencionales, por lo que es necesario implementar una metodología de diseño que permita la inclusión del VTH tipo recumbent a la industria local, de forma competitiva desde el punto de vista comercial, para que pueda ser considerada como medio de transporte alternativo. Es aquí donde el diseño para manufactura y ensamble juega un papel fundamental como estrategia para realizar la planificación del proceso de construcción y ensamble en la etapa de diseño, y de acuerdo con lo indicado por Barbosa [2]: “al crear un nuevo producto, la metodología DFMA debe aplicarse en una etapa temprana del diseño del proyecto para identificar las necesidades que debe cumplir el producto. Además, a través de la reducción en la cantidad de piezas en un ensamblaje se produce un efecto de bola de nieve en la reducción de costos, debido a que los dibujos, especificaciones y proveedores adicionales ya no son necesarios, adicionalmente, se elimina el inventario. Todos estos factores tienen un efecto importante en los gastos generales, que, en muchos casos, constituyen la mayor proporción del costo total del producto [3].

La metodología DFMA parte desde el diseño para ensamble (DFA); es una metodología estructurada para el análisis del diseño conceptual, o existente para la simplificación del proceso de diseño y de ensamble; esta es considerada una pieza clave del diseño para la manufactura (DFM) [4]. Por lo general, el proceso de ensamble/desensamble representa al menos un tercio del costo del producto [3]. A través de DFM se facilita la manufactura del conjunto de piezas que conforman el producto antes del ensamble [3], este busca la integración de criterios de manufactura en el proceso de diseño del producto [5]. Por otro lado, los módulos de ensamblaje disponibles de software de CAD en 3D y su enfoque específico al modelado de ensamblajes, tienen una fuerte influencia en cómo los productos están diseñados [6].

Un ejemplo de este tipo de ensamblaje se encuentra en [7], quienes diseñaron un VTH como medio de transporte alternativo en la India. Concluyeron que el diseño podría ser considerado para producción en masa, con el fin de reemplazar vehículos de combustión interna, lo que contribuye a la sostenibilidad ambiental debido a que son

considerados amigables con el ambiente, de fácil mantenimiento y alto desempeño.

Actualmente, existen varias empresas dedicadas al diseño y fabricación de VTH tipo recumbent. En Alemania, la empresa VELOMO fabrica trike veloces, de bajo peso, estables y ergonómicos [8]. En Estados Unidos, la empresa CATRIKE fabrica su modelo CATRIKE 700 con chasis hecho en aluminio, el cual le permite tener un bajo peso y una mayor velocidad, tanto así que es nombrado como el trike urbano más rápido [9].

II. METODOLOGÍA

De acuerdo con la metodología propuesta por Boothroyd y Dewhurs [3], ilustrada en la Fig. 2, la aplicación de la metodología DFMA parte de un diseño conceptual que debe responder a la necesidad de hacer una mejora en cuanto a fabricación, funcionalidad y ensamble de un diseño inicial. Para este trabajo, consiste en el diseño del chasis de un VTH construido por estudiantes de la Universidad de Córdoba en el año 2014, y al que se denomina VTHR-1, el cual se ilustra en la Fig. 1. Por medio de una herramienta de diseño asistido por computadora (CAD), proporcionada por SolidWorks®, se realizarán los respectivos ajustes y cálculos estructurales.

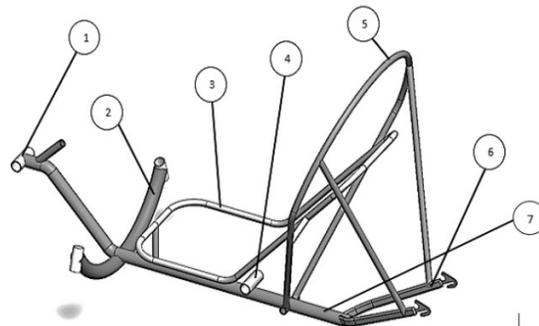


Fig. 1. Modelo 3D del VTHR-1. Canastilla de rodamientos para eje pedalier. 2. Tren delantero. 3. Estructura del asiento. 4. Canastilla para pistas de rodamientos secundaria. 5. Barra antivuelco. 6. Tren trasero. 7. Tubo central.

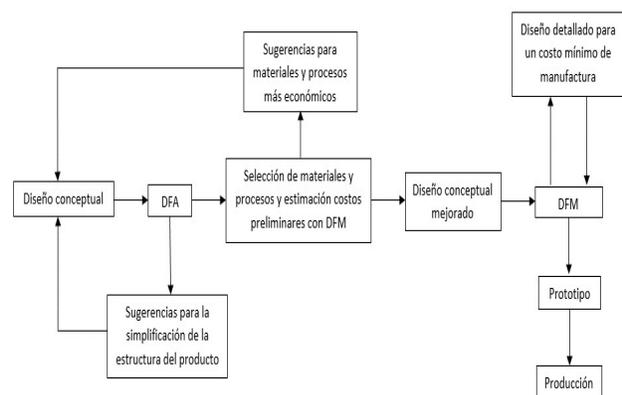


Fig. 2. Proceso metodológico de DFMA [3].

A. Diseño conceptual

En esta etapa se definieron los parámetros geométricos más importantes que el diseño del chasis debe considerar. Estos se determinan por el diseño de la red de ciclo rutas de la ciudad de Montería, en donde el vehículo solo debe ocupar un carril de la misma. De igual manera, la altura del vehículo debe ser suficiente para evitar que la cadena o el chasis toquen el suelo en terreno irregular. La geometría del tren delantero se determinó por los ángulos relativos de la suspensión, como son: camber (σ), caster (γ), y kingpin (θ), mostrados en la Fig. 3. De acuerdo con estudios previos de ergonomía, se definió la geometría de la silla, y la longitud del chasis se determinó por el espacio que ocupa el piloto.

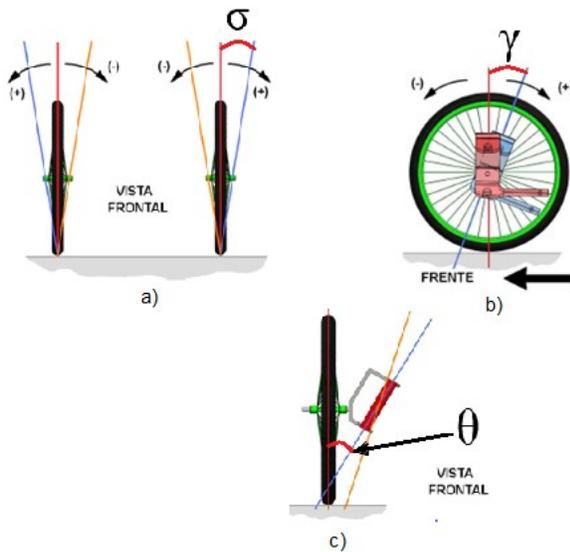


Fig. 3. Ángulos relativos de la suspensión. a) camber, b) caster, c) kingpin.

El proceso de diseño se validó mediante análisis de elementos finitos (FEA) realizado en SolidWorks 2015®, el cual tuvo como objetivo determinar las dimensiones óptimas de los elementos estructurales del chasis, a través de una herramienta llamada “estudio de diseño”, en los sectores donde el chasis presentó los mayores esfuerzos. En este estudio se usaron los datos de un análisis estático inicial como datos de entrada para el estudio, de tal manera que el factor de seguridad (FDS) respecto al límite de fluencia fuese mayor o igual a 1,4 con la menor relación costo/peso posible; la masa máxima del chasis se estableció en 10kg; posteriormente, se seleccionó el perfil con la mejor relación entre peso-FDS-costo, y finalmente, con un análisis de fatiga en la zona donde se presentaron los mayores esfuerzos de Von Mises, se calculó la vida útil del chasis. El proceso está ilustrado en el diagrama de flujo Fig. 4.

Las fuerzas involucradas en el análisis son aquellas producidas por impactos con irregularidades en el terreno; se tomó como modelo un resalto de reducción de velocidad, en un terreno plano y en donde las llantas delanteras chocan con el mismo simultáneamente, como se ilustra en la Fig. 5 tomada del trabajo realizado por Buitrago [10].

Adicionalmente, se tuvieron en cuenta las fuerza por volcamiento lateral de acuerdo con la normativa de seguridad establecida por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) [11], como se ilustra en la Fig. 6.



Fig. 4. Diagrama de flujo del proceso de análisis de elementos finitos en SolidWorks 2015®.

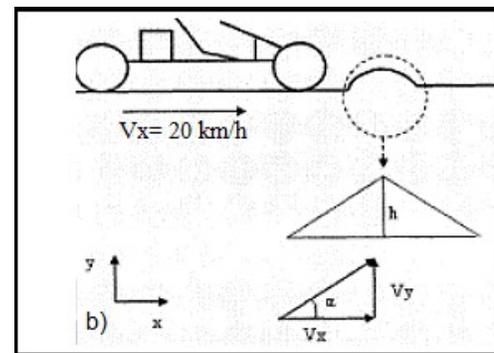


Fig. 5. Modelo para el cálculo de la fuerza de impacto propuesto por Buitrago [10], donde “ h ” es la altura del punto de contacto inicial llanta/resalto, α el ángulo entre el punto de contacto llanta/resalto y el suelo, “ V_x ” y “ V_y ” las velocidades horizontales y verticales del vehículo, respectivamente.

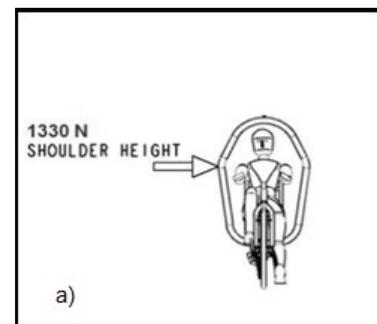


Fig. 6. Fuerza de volcamiento lateral establecida por la ASME [11].

B. Fuerzas de impacto por irregularidades del terreno

La Fig. 7 muestra el diagrama de cuerpo libre utilizado para el cálculo de la distribución de peso (K) en el tren delantero, necesaria para obtener las fuerzas ocasionadas por las irregularidades del terreno. El peso del conductor/vehículo (WR) se concentró en el centro de masa (C), a una altura (Y_T) sobre el suelo. WR produjo las reacciones R_1 y R_2 en la suspensión frontal y trasera,

respectivamente. Con la relación $R1/R2$ se calculó la distribución del peso (K) en el tren delantero del vehículo. Este resultado permitió el cálculo de la fuerza de impacto en cada tren. En la Fig. 7(b) se muestra que la reacción $R1$ se divide en dos, y se transmite desde el suelo hacia la estructura del chasis.

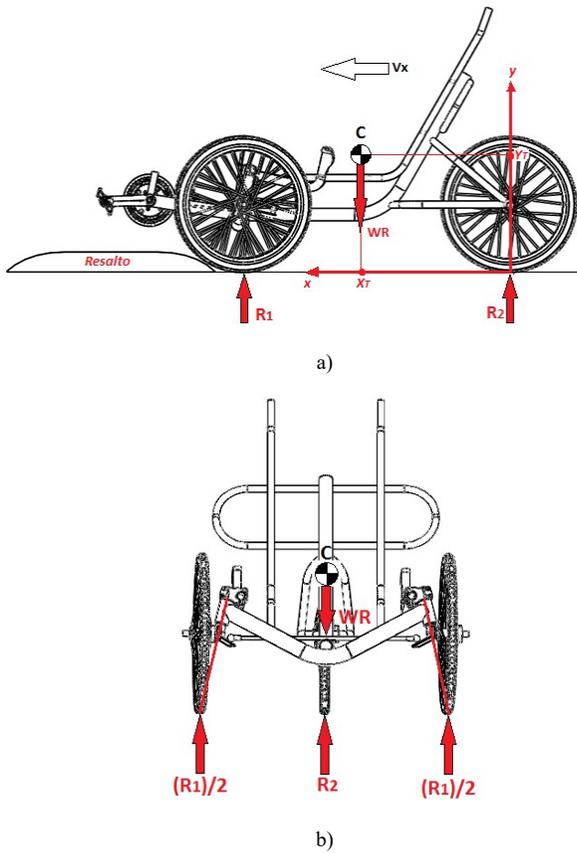


Fig. 7. (a). Diagrama de cuerpo libre desde la vista lateral del VTH usado para el cálculo de la distribución de peso (K) en el tren delantero, necesaria para obtener las fuerzas ocasionadas por las irregularidades del terreno, el centro de masa C , está ubicado a una distancia (X_T) del tren trasero. (b). Vista frontal del VTH en donde se muestra la distribución de las fuerzas en cada llanta.

La coordenada del centro de masa (X_T , Y_T) de la fuerza WR y la distribución de peso se determinó en SolidWorks® 2015. La fuerza de impacto ocasionada por las irregularidades fueron transformadas en fuerzas estáticas equivalentes Fe y Fe' , las cuales están aplicadas como las reacciones $R1$ y $R2$, respectivamente; a través del comando “masa remota” en SolidWorks®, se usaron las ecuaciones 1, 2, 3 y 4 acorde con el modelo propuesto por Buitrago [10] para hallar dichas fuerzas estáticas equivalentes. Se tuvo en cuenta la geometría de las irregularidades [12], la velocidad horizontal del VTH (V_x) y la distribución de peso en el tren delantero y trasero. Se tomó $V_x = 20$ km/h porque es la máxima velocidad de circulación en terreno urbano [12].

$$\tan(\alpha) = \frac{V_y}{V_x} \tag{1}$$

$$V_y^2 = 2a_y h \tag{2}$$

Donde:

V_x : Velocidad horizontal del vehículo

V_y : Velocidad vertical del vehículo

a_y : Aceleración vertical

h : Altura del punto de contacto inicial llanta/resalto

α : Ángulo entre el punto de contacto llanta/resalto y el suelo

$$Fe = Kma_y \tag{3}$$

$$Fe' = (1 - k)ma_y \tag{4}$$

Donde:

Fe : Fuerza tren delantero

Fe' : Fuerza dinámica en tren trasero

m : Masa del Conductor/vehículo

K : Distribución de peso en el tren delantero

C . Volcamiento lateral

Se utilizó 1330 N como fuerza de volcamiento con base en las exigencias de diseño de VTH propuestas por la ASME [11]. Esta fuerza se aplicó horizontalmente a un costado de la barra antivuelco a la altura de los hombros, como se ilustra en la Fig. 6.

D. DFA

En este trabajo el DFA estuvo enfocado a reducir el número de partes móviles que conforman el sistema de transmisión de potencia mediante modificaciones a la geometría del chasis, en donde se tomó como base de comparación el diseño del VTHR-1

E. DFM

El DFM del diseño del chasis estuvo enfocado a reducir el costo y complejidad del proceso de manufactura mediante la disminución del número de cortes, dobleces y longitud del cordón de soldadura, para lo cual se realizó una cotización de los precios de cada proceso de manufactura en la ciudad de Montería.

Otro factor que estuvo determinado por el DFM, fue la reducción de la cantidad de material para la construcción del vehículo, para disminuir el peso de la estructura y reducir el costo. El material se seleccionó de acuerdo con las propiedades mecánicas del mismo y con su disponibilidad en la ciudad de Montería.

F. Prototipo

Una vez integrada la validación del diseño con el DFMA, se propuso el prototipo final del chasis con las mejoras en cuanto a peso, complejidad y costo de manufactura, y se calculó la reducción para cada uno teniendo en cuenta la ecuación (5).

$$Reducción = \frac{VTHR - 1 - VTH\ DFMA}{VTHR - 1} \times 100 \tag{5}$$

III. RESULTADOS Y DISCUSIONES

A. Diseño conceptual

El VTH se diseñó para conductores con estaturas entre 1,60 y 1,90 m, un peso máximo de 90 kg y un ancho máximo de los hombros de 0,70 m para que el vehículo solo ocupe un carril de la ciclo-ruta, el ancho máximo del tren delantero fue de 0,54 m. La altura entre el punto más bajo del vehículo y el suelo se estableció en 0,18 m, donde la altura promedio de las irregularidades fue 0,11 m. La longitud total y la distancia entre centros de los trenes delantero y trasero se determinaron en 1,80 m y 1m, respectivamente. Los valores de σ , γ , y θ se muestran en la Tabla I, donde se comparan con los valores del VTHR-1.

El ángulo de inclinación del espaldar de la silla fue establecido en 120° para minimizar el recargo en la columna y mejorar el confort del conductor [13]; el ancho del asiento fue 0,35 m de acuerdo con la norma DIN 33.402 (1981), y un largo de 0,3 m, de tal forma que la pantorrilla no roce con el asiento durante el pedaleo, con el fin de evitar lesiones por la fricción. Adicionalmente, se evita lesiones por compresión en la zona perineal, la cual produce daños a la salud sexual en ambos sexos [14] [15] [16].

TABLA I
COMPARACIÓN DE LOS ÁNGULOS RELATIVOS DE LA SUSPENSIÓN DEL VTH CON LOS VALORES DEL PRIMER DISEÑO

	Σ	γ	θ
VTHR-1	$-20,0^\circ$	$0,0^\circ$	$20,0^\circ$
VTH DFMA	$0,0^\circ$	$12,0^\circ$	$13,3^\circ$

El camber aumenta la fuerza lateral que los neumáticos pueden soportar durante el giro en una curva [17], sin embargo, se seleccionó un camber de cero para el VTH debido a que en el primer diseño se observó desgaste excesivo en las llantas y rodamientos para un ángulo $\sigma = -20^\circ$. Adicionalmente, el camber no mejora la estabilidad direccional y afecta negativamente en la aceleración y frenado [17]. Por otro lado, según Horwitz [1], con un caster de 12° se mejora considerablemente la estabilidad. Un caster positivo tiende a enderezar la dirección cuando el vehículo circula hacia adelante, por lo tanto, ese valor se utilizó para mejorar la estabilidad en línea recta [17]. El valor del kingpin calculado por construcción geométrica fue $13,3^\circ$. El primer diseño tuvo un kingpin de 20° , sin embargo, el eje de dirección estaba paralelo a la llanta, lo que aumenta la fuerza de torsión momentánea cuando la llanta golpea un resalto o bache en la carretera, la cual se transmite a la dirección en forma de vibración [18]. Además, si la prolongación del eje de dirección intercepta el punto de contacto entre la llanta y el suelo, la dirección se afecta menos por defectos en la carretera, lo que mejora el efecto del caster para auto alinear la dirección en línea recta [1].

B. Análisis de elementos finitos

Se empleó una malla sólida de 9.67 mm como tamaño máximo de elemento, basada en curvatura y 466,476

grados de libertad (GDL). La verificación jacobiana usó 29 puntos gaussianos para mejorar la calidad y la precisión del análisis. El solver seleccionado fue FFEPlus debido a su rapidez en la solución de problemas con más de 100,000 GDL. Para la selección del material, en primera instancia, se realizó la búsqueda de los perfiles circulares de tipo estructural disponibles en la industria local, con el fin de disminuir costos adicionales por concepto de transporte, y posteriormente se hizo el estudio de diseño (ver Fig. 8) mediante el análisis de elementos finitos proporcionado por SolidWorks 2015®, con el fin de determinar el espesor adecuado del mismo, para lo cual se tuvieron en cuenta las fuerzas calculadas a través de las ecuaciones 1, 2, 3 y 4, que se muestran a continuación en la Tabla II.

TABLA II
RESULTADOS DEL CÁLCULO DE LAS FUERZAS DE IMPACTO PRODUCIDAS POR LAS IRREGULARIDADES DEL TERRENO APLICADAS AL CHASIS.

K	h(m)	$\alpha(^\circ)$	Vx (m/s)	Fe(N)	Fe' (N)
0,483	$27,16 \times 10^{-3}$	13,37	5,55	1770	1890

Como resultado de lo anterior, se determinó que el material cuya disponibilidad, costo y resistencia era apropiado como material estructural, fuera el acero ASTM A500 grado B, que de acuerdo con la ficha técnica proporcionada por el fabricante [19], cuenta con un esfuerzo de fluencia de 295MPa.

En la Tabla II se muestran los resultados del cálculo de las fuerzas de impacto producidas por las irregularidades del terreno aplicadas al chasis.

De acuerdo con el valor de K mostrado en la Tabla II, el 48,3% del peso se concentra en la parte delantera, mientras que un 51,7% se distribuye en el tren trasero. La Fig. 7 muestra los resultados del estudio de diseño realizado al tren delantero, en donde se usaron perfiles circulares con diferentes diámetros y espesores.

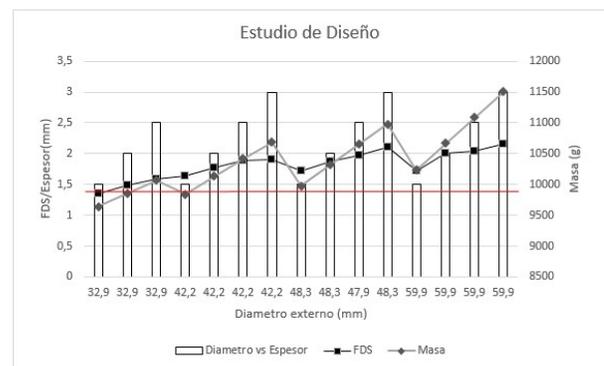


Fig. 8. Resultados del estudio de diseño realizado al tren delantero.

En la Fig. 8 se puede apreciar que la mayoría de perfiles con espesores de 2 mm a 3 mm cumplen con el requerimiento de resistencia mínima impuesto, ya que poseen un factor de seguridad por encima de 1,4, el cual es resaltado con la línea de color rojo, pero su implementación en el vehículo otorgaría una masa total por encima de los

10 kg; por el contrario, se observa que un perfil de diámetro 32,9 mm y espesor de 1,5 mm se ajusta perfectamente al objetivo de minimizado de masa, pero no cumple con el requerimiento de resistencia mínima. Solo un perfil con diámetro de 32,9 mm y espesor de 2 mm (diámetro nominal 1" calibre 14), y los perfiles con diámetro 42,2 mm y 48,3 mm y espesores de 1,5 mm (1 ¼" y 1 ½" calibre 16), se ajustan a ambos requerimientos.

En la Tabla III se comparan los tipos de perfiles que cumplieron los requerimientos impuestos de resistencia y masa. Finalmente, el perfil seleccionado para implementar en el diseño fue el perfil estructural circular 1 ¼" calibre 16, por ser el material con la mejor relación FDS-Masa-Costo.

TABLA III
COSTO DE LOS PERFILES ESTRUCTURALES ÓPTIMOS.

Perfil	FDS	Masa (kg)	Costo(COP)
Perfil estructural circular 1" calibre 14 x 6 m	1,5	9,8	\$26.000
Perfil estructural circular 1 ¼" calibre 16 x 6 m	1,6	9,8	\$26.000
Perfil estructural circular 1 ½" calibre 16 x 6 m	1,7	10,0	\$31.500

Las Fig. 9, 10 y 11 muestran los resultados de los análisis de elementos finitos con los perfiles adecuados resultantes del estudio de diseño para el tren delantero, trasero y la barra antivuelco, respectivamente. Se puede ver que los esfuerzos máximos de Von Mises no superan el límite elástico del material en ningún caso. Los resultados se recopilan en la Tabla IV.

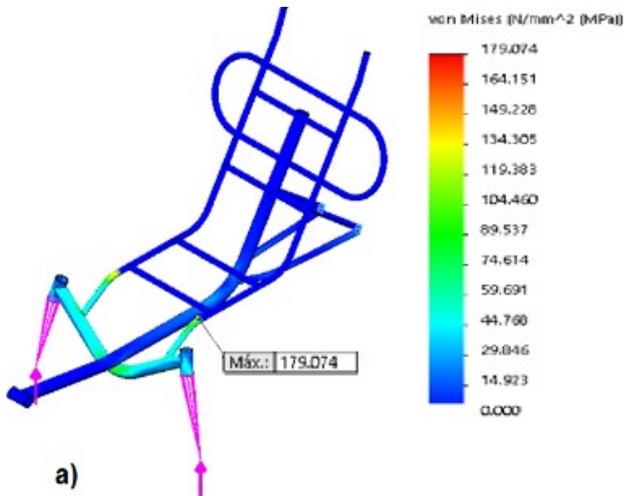


Fig. 9. Resultado de la simulación de elementos finitos de VTH, se muestran los esfuerzos de Von Mises generados en el tren delantero.

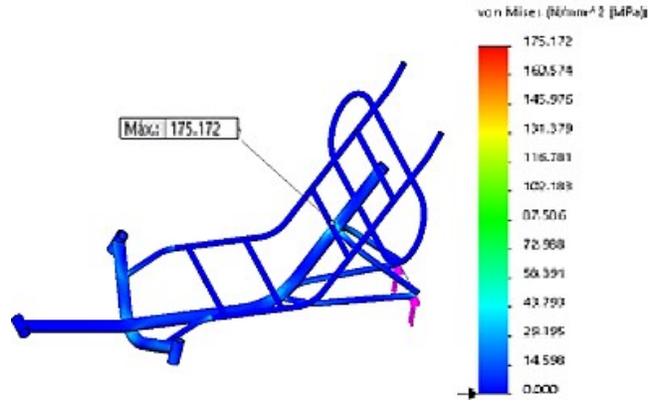


Fig. 10. Resultado de la simulación de elementos finitos de VTH, se muestran los esfuerzos de Von Mises generados en el tren trasero.

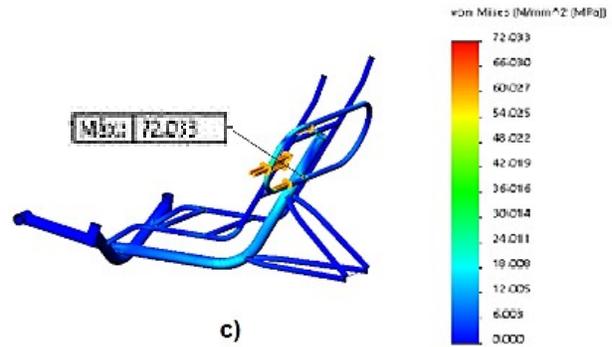


Fig. 11. Resultado de la simulación de elementos finitos de VTH, se muestran los esfuerzos de Von Mises generados en la barra antivuelco al aplicar la fuerza equivalente al impacto por volcamiento lateral.

TABLA IV
RESUMEN DE LOS RESULTADOS DEL ESTUDIO ESTÁTICO FINAL.

	Esfuerzo de Von Mises Máximo (MPa)	Deformación Máxima (mx10 ⁻³)	FDS
Tren delantero	179	1,2	1,6
Tren trasero	175	0,4	1,7
Barra antivuelco	72	0,8	4,1

La fuerza de impacto producida por las irregularidades genera un esfuerzo de 179 MPa en el elemento de unión entre el tren delantero y la silla, como se muestra en la Fig. 9. Esto corresponde a un factor de seguridad dinámico (FDS) de 1,6, lo que indicó que un conductor de 90 kg que viaja a 20km/h puede chocar contra un resalto sin afectar la integridad del chasis. Por otra parte, los esfuerzos de Von Mises en la barra antivuelco no superan el límite elástico.

La Fig. 12 muestra el punto crítico del chasis donde se realizó la simulación de fatiga con los datos del estudio estático final del tren delantero, el criterio de Soderberg, y una relación de esfuerzos R=0. Se calculó una vida útil de 4,293x10⁵ ciclos, equivalente a una vida de 29 años si se realizan cuarenta ciclos cada día del año.

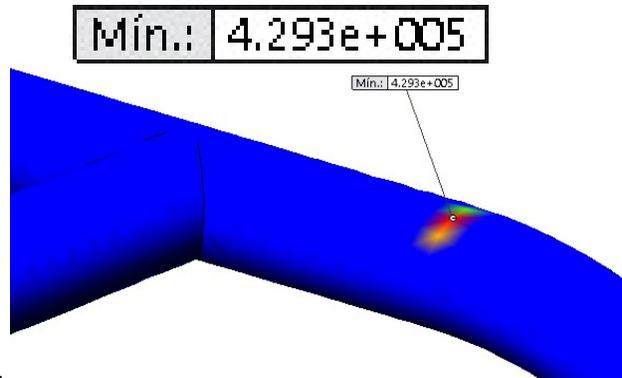


Fig. 12. Análisis de fatiga en la unión de la estructura de la silla y el tren delantero.

C. DFA

En la Fig. 13 se muestra la comparación entre el sistema de transmisión de potencia del VTHR-1 (Fig. 13a) y el sistema de transmisión de potencia del rediseño, aplicando DFMA (Fig. 13b), donde se observa una reducción en la complejidad y el número de piezas móviles que conforman el sistema, que pasó de estar conformado por 32 piezas en el VTHR-1 a 10, gracias a modificaciones en la geometría del chasis enfocadas en disminuir los elementos que determinan la trayectoria de la cadena. Se puede ver que en la Fig. 13^a, el trayecto de la cadena, que esta pasa por cuatro mecanismos enumerados en la imagen, el mecanismo 13a-1 consiste en el piñón impulsor que está acoplado a los pedales que transmiten la fuerza de las piernas del conductor al sistema de transmisión de potencia; en el mecanismo 13a-2 la cadena es redirigida para evitar que choque con el chasis; luego llega al mecanismo 13a-3 donde nuevamente es redirigida hacia el mecanismo 13a-4, donde el torque es transmitido a la llanta trasera.

Por otra parte, la Fig. 13b muestra un trayecto simplificado, la potencia se transmite a la cadena en el mecanismo 13b-1 por medio del piñón impulsor y pasa directamente al mecanismo 13b-2 que transmite el torque a la llanta trasera.

D. DFM

Para la construcción del chasis se estimaron tres procesos de manufactura fundamentales: corte, doblado y soldado. Cada uno de ellos con un costo específico cotizado en la ciudad de Montería. El costo del proceso de corte de la tubería estructural depende del número de cortes completos que se hagan, el costo del doblado está determinado por la longitud de arco del mismo, y el costo del proceso de soldadura depende de la longitud del cordón. Las Fig. 13, 14, 15 y 16 muestran la comparación del primer diseño sin DFMA, con el diseño con DFMA para el tren delantero, el tubo central y la estructura de la silla, respectivamente.

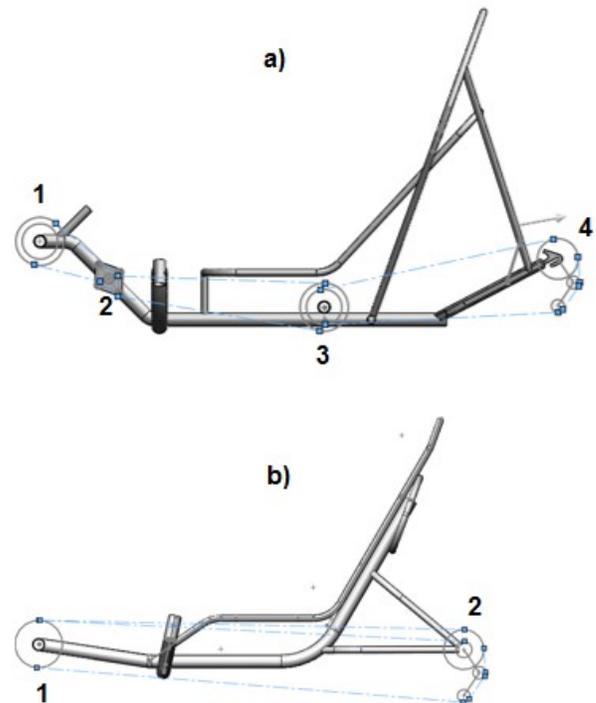


Fig. 13. Sistema de transmisión de potencia para el primer diseño sin DFMA (Figura 13a) y para el diseño con DFMA (Figura 13b), con los mecanismos de dirección del trayecto de la cadena (línea azul punteada) enumerados en ambos casos.



Fig. 14. Muestra la comparación del tren delantero del primer diseño (sin DFMA) y del diseño con DFMA, en donde se redujo la longitud de arco del doblado.

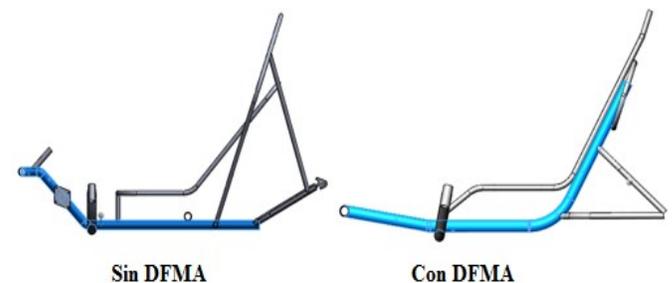


Fig. 15. Comparación del tubo central del primer diseño (sin DFMA) y del diseño con DFMA, la modificación de la geometría de este elemento fue clave para simplificar la trayectoria de la cadena y se redujo la longitud de arco del doblado.

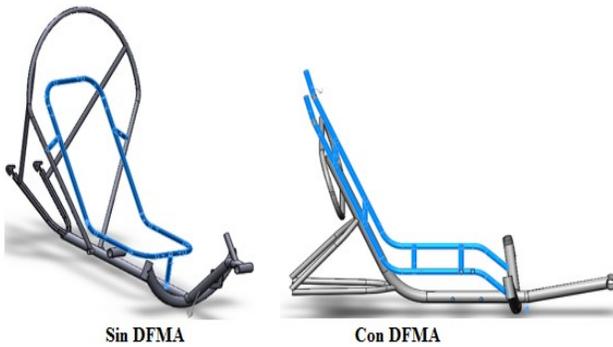


Fig. 16. Comparación de la estructura de la silla del primer diseño (sin DFMA) y del diseño con DFMA, en donde se redujo la longitud de arco de los dobleces y las conexiones con el resto del chasis para disminuir la longitud del cordón de soldadura.

La Tabla V muestra el análisis comparativo entre el chasis del VTHR-1 sin DFMA, y el diseño actual, donde se aplicó DFMA. En la tabla en cuestión se empleó el costo del material y los procesos de manufactura requeridos.

TABLA V
ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE EL CHASIS DEL VTHR-1 SIN DFMA Y EL DISEÑO ACTUAL DONDE SE APLICÓ DFMA

Parámetro	Sub-parámetro	VTHR-1	VTH DFMA	Costo
Chasis	Corte	21	15	\$700/c/u
	Dobleces/ Longitud de arco	12/3,09 m	14/1,68m	\$3500/m
	Soldadura/ longitud del cordón	24/2,057 m	17/1,400 m	\$52700/m
Chasis	Masa	12,1 kg	9,8 kg	-
	Ref. elementos estructurales: Referencia/longitud	<ul style="list-style-type: none"> • A/7,16 m • B/1,39m • C/0,75 m • E/0,82m 	<ul style="list-style-type: none"> • D/6,20 m • B/2,22 m 	<ul style="list-style-type: none"> • A:\$2500/m • B:\$4233/m • C:\$7267/m • D:\$2083/m • E:\$2667/m
Complejidad del ensamble	Número de piezas del sistema de transmisión de potencia	32	10	-

PM: Procesos de manufactura. Tubería (diámetro/espesor): A: ½"/2 mm, B: 1¼"/1,5 mm, C: 1½"/2,3 mm, D: ½"/1,5 mm, E: 15x30mm/1,5 mm.

Se observa que el número de dobleces se incrementó en 2, pero la longitud de arco disminuyó 45,6 %. Adicionalmente, se redujo el número de cortes de 21 a 15, lo que indica que el chasis requiere menos uniones entre elementos por soldadura, es decir, la longitud del cordón de soldadura se pasó de 2,057 m a 1,400 m, lo que equivale a una reducción del 32%. Por otra parte, se requiere menos potencia para mover el VTH debido a la reducción de 19% en el peso. De igual manera, se disminuyó el número de elementos estructurales de diferente referencia: el diseño actual requiere dos tipos de elementos estructurales para la construcción de todo el chasis, a diferencia del primer

diseño que empleó cuatro, lo que se traduce en una disminución en el costo y la complejidad de la manufactura. En el sistema de transmisión de potencia se disminuyó el número de piezas, que pasó de 32 piezas para el VTHR-1, a 10 piezas para el diseño con DFMA, esto es una reducción del 69% en la complejidad del ensamble.

TABLA VI
ANÁLISIS DE COSTO DE FABRICACIÓN E INSUMOS

Insumo	Costo Unitario	Cantidad		Costo sub-total	
		VTHR-1	VTH DFMA	VTHR-1	VTH DFMA
Corte	700	21	15	14 700	10 500
Longitud de Arco de Dobleces	3500	3,09	1,68	10 815	5880
Longitud del cordón de soldadura	52 700	2,057	1,4	108 404	73 780
A	2500	7,16	0	17 900	0
B	4233	1,39	2,22	5884	9397
C	7267	0,75	0	5450	0
D	2083	0	6,2	0	12 915
E	2667	0,82	0	2187	0
			Costo total	165 340	112 472

De acuerdo con lo mostrado en la Tabla VI, teniendo en cuenta la cantidad de material, los procesos de manufactura y los costos respectivos, se calculó una reducción en los costos de manufactura y material de la siguiente manera:

$$\text{Reducción de costos} = \frac{165340 - 112472}{165340} \times 100\% = 32\% \quad (6)$$

Realizar la reducción de costo es importante, ya que algunas investigaciones han determinado que a través de la aplicación de la metodología DFMA las ideas de diseño logran reducir el costo general de fabricación del producto, y como resultado de la implementación, se identifica una mejora significativa en términos de la arquitectura del producto, el tiempo de montaje y la eficiencia del diseño [20].

E. Prototipo

La Fig. 17 muestra el prototipo final del chasis del VTH diseñado y cada una de sus partes.

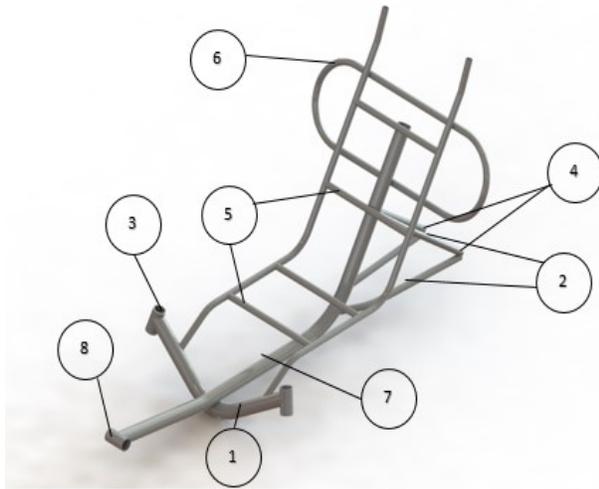


Fig. 17. Modelo 3D conceptual del prototipo chasis. 1. Tren delantero. 2. Tren trasero. 3. Canastilla para pistas de rodamientos de dirección Oversize. 4. Uñas terminales. 5. Estructura del asiento. 6. Barra antivuelco. 7. Tubo central. 8. Canastilla de rodamientos para eje pedalier.

IV. CONCLUSIÓN

A través de estudios de diseño asistidos por computadora, basados en análisis de elementos finitos, se determinaron las dimensiones y configuraciones estructurales del chasis con un factor de seguridad de 1,6 y una vida de $1,597 \times 10^4$ ciclos en el tren delantero, lugar donde se generan los mayores esfuerzos al momento de impactar con un reductor de velocidad.

Se diseñó el chasis de un VTH de tres ruedas tipo recumbent como alternativa de transporte en la ciudad de Montería, en cuyo proceso se tuvieron en cuenta las particularidades del terreno para el cálculo de las fuerzas que influyen en el análisis estructural del chasis. Todo esto en función de la metodología de diseño para manufactura y ensamble DFMA, lo que permitió la planificación de procesos de fabricación.

El proceso hizo posible generar una reducción del 19% en el peso del chasis, una disminución del 32% en costo de los materiales y la manufactura. Adicionalmente, la complejidad del ensamblaje del sistema de transmisión de potencia se redujo en un 69%, todo esto en comparación con un diseño anterior sin DFMA denominado VTHR-1.

Por lo anterior, la metodología DFMA jugó un papel importante al momento de incrementar la competitividad desde el punto de vista económico del diseño del VTH, lo cual incrementa las posibilidades de éxito del proyecto como una alternativa de transporte viable, segura y efectiva.

REFERENCIAS

- [1] Horwitz, R. M., "The Recumbent Trike Design Primer," 2010.
- [2] Barbosa, G. F., and Carvalho, J. Design for manufacturing and assembly methodology applied to aircrafts design and manufacturing, vol. 46, no. 7. IFAC, 2013.
- [3] Boothroyd, G., Dewhurst, P., and Knight, W. A., Product Design for Manufacture and Assembly, III., no. 1. New York: Taylor & Francis Group, 2010.

- [4] Kamrani, A. K., and Salhieh, S. M. Product Design for Modularity, II., no. 1. 2002.
- [5] Molloy, O. and Tilley, S. Design for Manufacturing and Assembly, I., vol. 1. Chapman & Hall, 1998.
- [6] Iacob, R., Popescu, D., and Mitrouchev, P. "Assembly/Disassembly Analysis and Modeling Techniques: A Review," *Strojniški Vestn. – J. Mech. Eng.*, vol. 58, no. 11, pp. 653–664, 2012.
- [7] Gulati, E. V., Mehta, E. S., Mehtax, A., and Pawar, K. "Design and FEA of a Recumbent Trike," vol. 7, no. 11, 2012.
- [8] Velomo, "Hi-Trike π - Velomo," 2014. .
- [9] Catrike, "Catrike 700," 2014. [Online]. Available: <http://www.catrike.com/#!/700/c1dnt>.
- [10] Buitrago, E. "Diseño del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza tipo fórmula SENA," Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín, 2011.
- [11] ASME, "2014 Human powered vehicle challenge," 2014.
- [12] Corporación Fondo de Prevención Vial, "Guía de CicloInfraestructura Ejemplos ilustrados y soluciones," 2013.
- [13] Jensen, G. M. "Biomechanics of the lumbar intervertebral disk: a review.," *Phys. Ther.*, vol. 60, no. 6, pp. 765–773, 1980.
- [14] Baran, C., Mitchell, G. C., and Hellstrom, J. G., "Cycling-Related Sexual Dysfunction in Men and Women: A Review," *Sex. Med. Rev.*, vol. 2, pp. 93–101, 2014.
- [15] Leibovitch, I. and Mor, Y. "The vicious cycling: Bicycling related urogenital disorders," *Eur. Urol.*, vol. 47, pp. 277–286, 2005.
- [16] Sommer, F., Goldstein, I., and Korda, J. B., "Bicycle Riding and Erectile Dysfunction: A Review," *J. Sex. Med.*, vol. 7, pp. 2346–2358, 2010.
- [17] Jazar, R. N. Vehicle dynamics: Theory and Application, vol. 2. 2014.
- [18] Heisler, H. "Suspension," in *Advanced Vehicle Technology*, 2002, pp. 368–449.
- [19] Consorcio Metalúrgico Nacional, "Perfil Estructural Tubular Negro y Galvanizado ASTM A500 (NTC 4526)," 2010.
- [20] Akshay Harlalka, C. D. Naiju, Mukund Nilakantan Janardhanan & Izabela Nielsen, "Redesign of an in-market food processor for manufacturing cost reduction using DFMA methodology" *Production & Manufacturing Research* Vol. 4, no. 1, pp.209-227, noviembre 2016 <https://doi.org/10.1080/21693277.2016.1261052>.

Yahir Enrique González-Doria, nació en Montería, Colombia, el 30 de julio de 1983. Se graduó en la Universidad Pontificia Bolivariana seccional Montería en el año 2006 como Ingeniero Mecánico. En el año 2013 se graduó de Magister en Ingeniería Industrial en la Universidad del Norte en la ciudad de Barranquilla. El ingeniero González laboro como contratista para la empresa Cerromatoso S.A. y recibió al mejor ECAES en el año 2006 en la Universidad Pontificia Bolivariana. Actualmente labora en la Universidad de Córdoba donde ha realizado diversas investigaciones como "Diseño y modelamiento de un aerogenerador Vawt Darrieus tipo H para la zona costera del departamento de Córdoba, Ingeniería, 1, ISSN: 1909-2458" y "Simulación y análisis de un sistema de refrigeración por absorción solar intermitente, Revista De Ingeniería Universidad de los andes, Volumen 43, ISSN: 01214993". Actualmente se encuentra realizando investigaciones en el área de los materiales derivados de los residuos agroindustriales del departamento de Córdoba. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4468-6134>.

Marco Andrés Violet Lozano, nació en Planeta Rica, Córdoba, Colombia, el 7 de junio de 1993. Se graduó de la universidad de Córdoba en el año 2015 como ingeniero mecánico. El ingeniero Violet laboró como analista de garantías en la empresa Casa Británica S.A., sede Montería, posteriormente se desempeñó como jefe de repuestos para Barú Motors Montería SAS. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6117-304X>.

Harold David Agudelo Mármol, nació en Montería, Colombia el 07 de febrero de 1994. Ingeniero Mecánico graduado de la Universidad de Córdoba, Montería en el año 2015 donde fue distinguido en las pruebas ECAES en el área de diseño mecánico; actualmente se encuentra en formación como especialista en gerencia financiera en la Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Medellín. Se ha desempeñado en el área

de servicios del sector automotriz como control de calidad en Casa Británica Montería y asesor de servicios, ingeniero de flota y director de proyecto en Navitrans S.A.S en Medellín, empresa en la que actualmente labora. Ha estado participando en diferentes procesos investigativos en energía solar y diseño mecánico, en esta última aplicando DFMA al chasis de un vehículo de tracción humana tipo recumbent como alternativa de transporte para la ciudad de montería. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1917-1120>.