



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

OPTIMUSBIKE LA BICICLETA PLEGABLE

T E S I S

PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

ISAAC HERNÁNDEZ QUEVEDO

OCTAVIO JIMÉNEZ ESPINOSA

CARLOS FRANCISCO VÁZQUEZ HERNÁNDEZ

DIRECTOR DE TESIS

DR. FERNANDO VELÁZQUEZ VILLEGAS



CIUDAD UNIVERSITARIA, MÉXICO 2013



Agradecimiento especial a la Dirección General de Asuntos del Personal Académico (DGAPA) por el apoyo brindado para la realización de este trabajo a través de los proyectos PAPIIT TA100112 "Diseño de estructuras ligeras para vehículos urbanos de bajo consumo energético aplicando métodos de optimización" y PAPIIME PE102212 "Material Didáctico Interactivo Digital para el aprendizaje del Método de los Elementos Finito"



CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	2
CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES.....	3
1.1 DEFINICIÓN DE BICICLETA.....	3
1.2 BICICLETA PLEGABLE.....	3
1.2.1 Historia.....	3
1.2.2 Sistemas y Componentes.....	10
CAPÍTULO 2 EL CONCEPTO <i>OPTIMUSBIKE</i>	13
2.1.1 DEFINICIÓN DE REQUERIMIENTOS	13
2.2 DEFINICIÓN DE SISTEMAS	14
2.2.1 Ruedas.....	14
2.2.2 Cuadro	16
2.2.3 Transmisión.....	17
2.2.4 Dirección	18
2.2.5 Sillín	19
2.2.6 Mecanismos y Sistema de Plegado	22
2.2.7 Frenado.....	25
2.2.8 Rodamientos	26
2.3 CONCEPTO <i>OPTIMUSBIKE</i>	26
CAPÍTULO 3 <i>OPTIMUSBIKE</i> A DETALLE	28
3.1 SELECCIÓN DE MATERIAL	28
3.2 CUADRO	28
3.3 SILLÍN.....	32
3.4 DIRECCIÓN.....	36
3.5 TRANSMISIÓN.....	47
CAPÍTULO 4 CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO	52
FUENTES	57
LISTAS.....	59
TABLAS.....	59
FIGURAS.....	59



INTRODUCCIÓN

La bicicleta plegable es una solución a problemas de espacio, transporte y almacenamiento de bicicletas que se ha aplicado desde hace aproximadamente 40 años, pero que nunca se había popularizado tanto como en la última década. En su inicio, las bicicletas plegables tenían la fama de ser demasiado pesadas, frágiles y menos eficientes que la bicicleta común, pero su diseño ha evolucionado en bicicletas de mejor calidad con una gama amplia de tamaños, precios y niveles de desempeño como bicicleta urbana o de pista [1].

Las bicicletas plegables urbanas por lo general utilizan ruedas más pequeñas (de entre 16" y 20") que las bicicletas comunes para adultos (24" y 26"), con transmisiones que si bien intentan compensar la disminución del diámetro de la rueda, generalmente no alcanzan el mismo desempeño. Por otra parte, también hay una gama de bicicletas plegables de alto desempeño que utilizan ruedas y transmisiones más grandes y similares a las bicicletas comunes, pero sacrifican con ello las reducciones de espacio y peso que alcanzan los modelos plegables.

El objetivo del proyecto *OptimusBike* se establece como:

- Diseñar una bicicleta plegable que no recurra al uso de llantas pequeñas para el ahorro de espacio, pero no sacrifique con ello el peso y tamaño de su forma plegada, a fin de ser una bicicleta urbana de alto desempeño.

Se presentan en el primer capítulo una descripción de las bicicletas plegables y algunas de sus características particulares, un recuento de la evolución de la bicicleta en modelos plegables partiendo desde modelos construidos en el siglo XVIII y un listado de los principales elementos mecánicos que componen una bicicleta plegable.

El capítulo dos comprende el diseño conceptual de la *OptimusBike*, empezando desde los requerimientos establecidos y desglosado en los diferentes sistemas que componen la bicicleta hasta la integración de los mismos.

El tercer capítulo desarrolla la validación del diseño conceptual realizada a través de un análisis por elementos finitos sobre un diseño en CAD, así como los cálculos realizados para el diseño de la transmisión y las consideraciones hechas para la elección de materiales. Como resultado se propone el diseño de una bicicleta que ocupa una rueda trasera de 26" y una transmisión con desempeño similar a una bicicleta urbana, cuyas dimensiones en su forma plegada la hacen ocupar un espacio similar al que ocupan las bicicletas plegables urbanas actuales.

El cuarto capítulo establece comparaciones entre el diseño conceptual de la *OptimusBike* y las características de los modelos actuales en el mercado, con lo que se observan las ventajas y áreas de oportunidad de la *Optimus*. Con esto se establecen las posibles direcciones que debería tomar el trabajo a futuro para hacer del proyecto un producto importante en el mercado.



CAPÍTULO 1 ANTECEDENTES

1.1 DEFINICIÓN DE BICICLETA

La bicicleta es un vehículo de propulsión humana que consta de dos ruedas montadas, en línea, sobre un bastidor, un manillar en la rueda delantera, pedales y un sillín [2].

1.2 BICICLETA PLEGABLE

Las bicicletas plegables, son aquellas que incorporan bisagras o codos en el cuadro y manubrio, lo que permite doblarlas y dejarlas en un tamaño más compacto. A menudo se separan o pliegan en la parte media del cuadro, lo cual, dependiendo del diseño, hace que sea más débil y provoca una mayor deformación al absorber los golpes. Con frecuencia se utilizan asientos y manubrios de mayor longitud en este tipo de bicicletas ya que las dimensiones del cuadro son más pequeñas que las de las bicicletas convencionales.

La mayoría de las bicicletas plegables están diseñadas para ciclismo urbano, por lo cual son más robustas, confortables y convenientes, sacrificando así la velocidad; son pocas las bicicletas plegables en el mercado que están hechas para la velocidad. Generalmente, este tipo de bicicletas poseen llantas de 20" de diámetro o menos, lo que contribuye a tener viajes más ásperos; sin embargo, a pesar de estas características de aspereza, los viajes en bicicletas plegables pueden igualar casi el desempeño de una de rodada promedio, ya que los neumáticos en algunas plegables van inflados a presiones de hasta 100psi, lo que reduce considerablemente la fricción entre el neumático y la superficie de

rodado. También en algunos casos se combinan junto a neumáticos delgados para reducir la fricción y mejorar el desempeño.

Debido a sus características las bicicletas plegables se pueden subir al transporte público y se pueden introducir a oficinas, departamentos y otros sitios en donde una bicicleta convencional no podría ingresar. Estas características facilitan combinar la bicicleta con el transporte público. Además, el plegado también facilita el transporte de la bicicleta en los vehículos.

Sin embargo, el hecho de que las bicicletas plegables tengan ruedas pequeñas, hace que todas estas características no sean suficientes para alcanzar el desempeño de una bicicleta urbana.

Por otra parte, el precio de las bicicletas plegables es más alto que el de una convencional, ya que incorporan en su estructura una mayor cantidad de piezas necesarias para el plegado y ajuste del cuadro en una posición rígida cuando no están plegadas. Esto se traduce en un diseño más complicado, lo cual a su vez significa una mayor complejidad es su proceso de manufactura.

Como alternativa al plegado, algunos modelos logran los mismos resultados separándose en una o más partes, facilitando así su transporte y almacenamiento. Es común que este tipo de bicicletas se categorice como plegable, aunque también se les conoce como desarmables.

1.2.1 Historia

No se puede citar a la bicicleta plegable sin hablar primero de la evolución e historia de la bicicleta como tal y hay que estar conscientes

de que querer identificar el momento exacto de su invención es un fuerte motivo de discusión.

Había pocas "pre" bicicletas inventadas antes de la aparición de lo que se reconocería como una bicicleta en el sentido estricto de la palabra. La primera de ellas fue probablemente la denominada "Celerifere", proyecto desarrollado por un conde francés llamado Mede de Sivrac en 1790 [3]. Dicho proyecto consistía en dos ruedas unidas por un rayo y fue condecorado por parecerse más a un caballo o un león. No existía un mecanismo de dirección ni pedales y era básicamente una novedad caprichosa con la intención de entretener a los ricos de aquella época.

En 1818, el barón Karl von Drais de Alemania mostró su "Draisienne" (Figura 1.1) para el mundo en la ciudad de París. Draisienne poseía dirección pero no pedales [3].

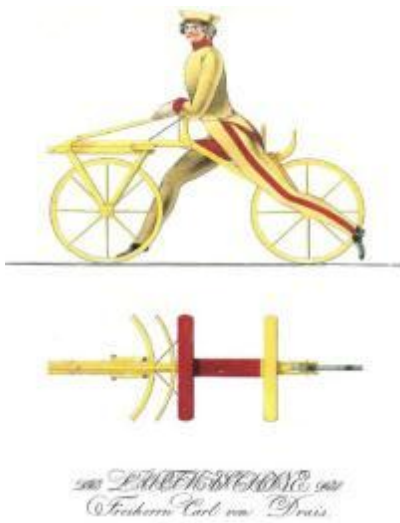


Figura 1.1 Draisienne

En 1860, el francés Ernest Michaux y su hermano Pierre agregaron una manivela y pedales en la rueda delantera de su "velocípedo", comenzando así a dar forma a la bicicleta.

En los años que siguieron, los ingleses jugaron un papel decisivo en el desarrollo de la tecnología de la bicicleta, que culminaron en la llamada "bicicleta de seguridad" en 1885 (Figura 1.2), y que se asemeja mucho a las bicicletas actuales tanto en forma como en función. A la bicicleta de seguridad se le llamó así porque era más segura y más fácil de usar que las bicicletas con grandes ruedas hechas en Francia. Estas bicicletas de ruedas grandes también se les conocían como "Bicicletas ordinarias" (Figura 1.3).



Figura 1.2 Bicicleta de Seguridad



Figura 1.3 Bicicleta Ordinaria

Probablemente nunca se sabrá quién fue el verdadero inventor de la primera bicicleta plegable con absoluta certeza, pero existen algunos serios contendientes. Uno de ellos fue

el vehículo de tres ruedas plegable, con referencias que datan del año de 1880, de compañías como Bayliss Thomas en Inglaterra y The Pope Manufacturing Company de los EUA [3].

A menudo se le da crédito al inglés William Groult por la invención de la primer bicicleta plegable en 1878 [4], pero siendo rigurosos, su invento es más una bicicleta "desarmable" que una bicicleta plegable, y ya que tenía una rueda delantera plegable y un marco desmontable (Figura 1.4).

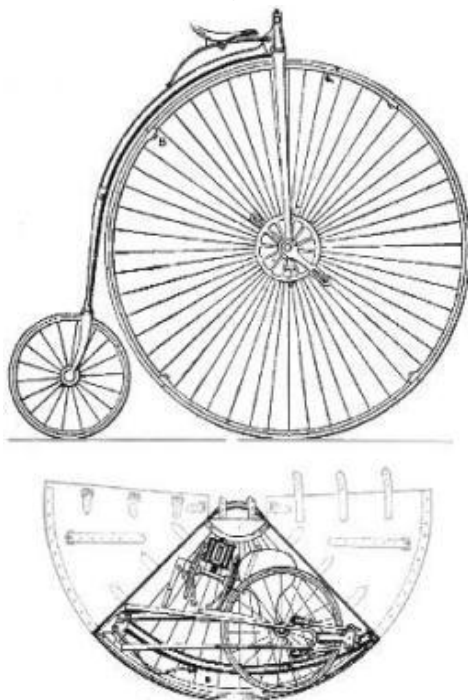


Figura 1.4 Bicicleta de Wiliam Groult

Uno de los primeros diseñadores en documentar de manera creíble una bicicleta plegable fué el inventor estadounidense, Emmit G. Latta. Presentando una patente en los EE.UU. el 16 de septiembre de 1887 y emitida el 21 de febrero de 1888 [4]. Los dibujos de la bicicleta plegable diseñada por Latta se muestran en la Figura 1.5.

Otro modelo documentado que se tiene de una bicicleta plegable lo realizo de nuevo

otro estadounidense, Michael B. Ryan. La presentación de la patente fue en EE.UU. con fecha del 26 de diciembre de 1893 y publicada el 17 de abril de 1894 [5]. Los dibujos de la patente real se pueden apreciar en la Figura 1.6.

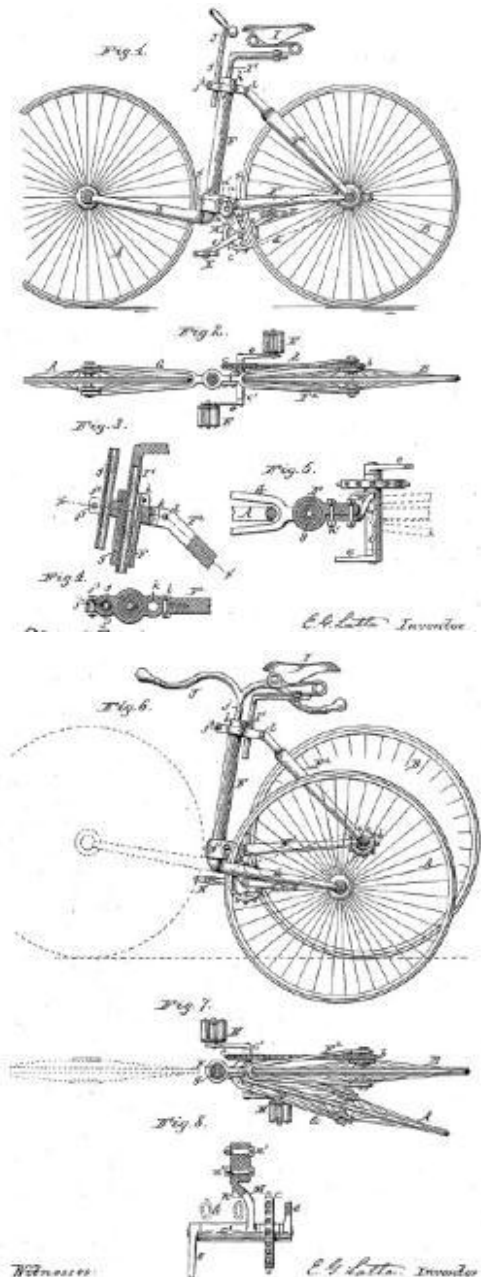


Figura 1.5 Bicicleta de Latta

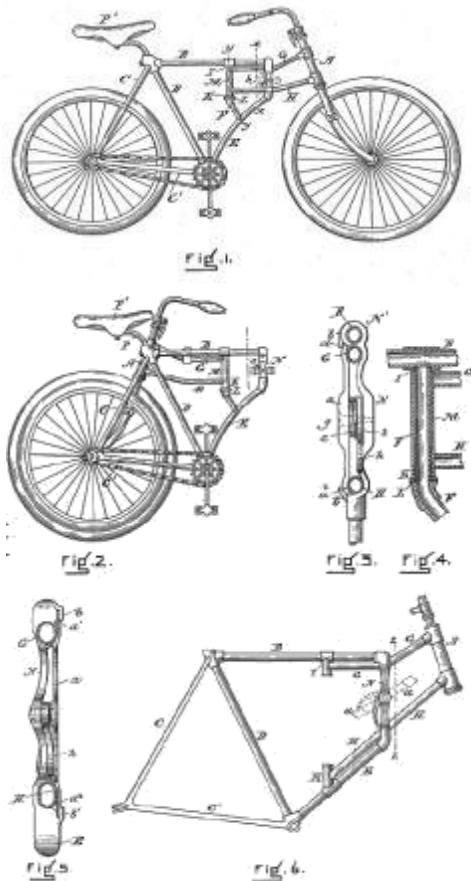


Figura 1.6 Bicicleta de Ryan

En octubre de 1894, Charles Morel (un rico industrial francés) y Henry Gérard (teniente del ejército francés), firmaron un acuerdo para fabricar y comercializar una nueva bicicleta plegable, la cual fue la primera en fabricarse en un volumen relativamente grande [3]. Se puede encontrar una solicitud de patente realizada en Inglaterra por la "bicicleta plegable del capitán Gerard" el 18 de enero de 1896; Gérard aparece como el co-inventor de la patente, junto con Charles Morel. En la Figura 1.7 se muestra un dibujo de la patente del inglés, una foto de la bicicleta y una ilustración, con fecha de 1897, de la *Revue Militaire Suisse* representando a los hombres de Gérard realizando maniobras militares con sus bicicletas plegables. [4]

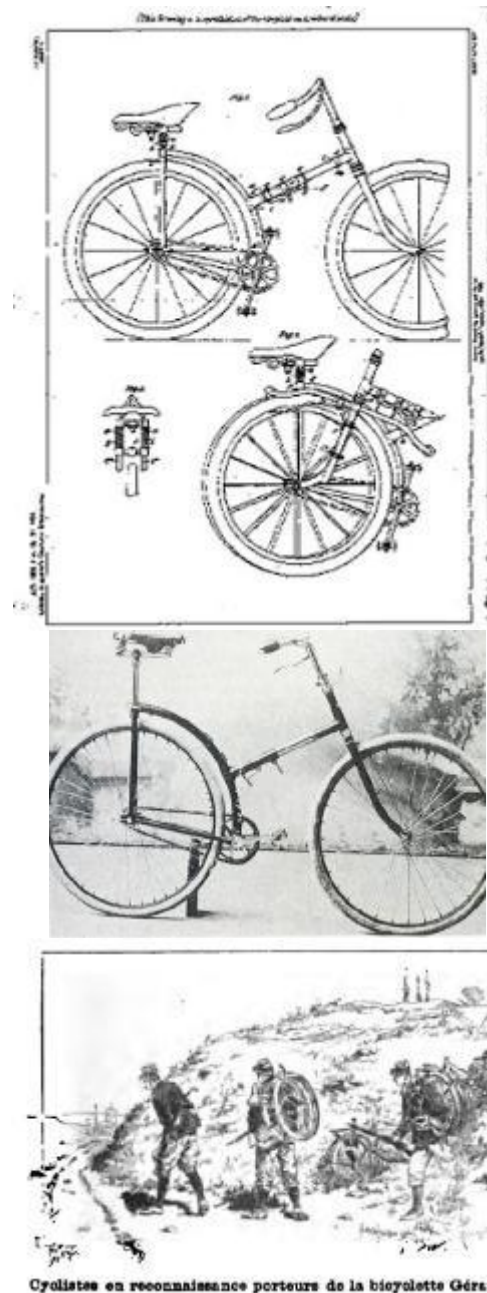


Figura 1.7 Bicicleta plegable de Henry Gérard y Charles Morel

Otra de las primeras bicicletas plegables (Figura 1.8), que no están bien acreditadas en algunos textos como la primera bicicleta plegable, fue la bicicleta de Faun, producida en Inglaterra en 1896 [4]. Si bien no fue la primera bicicleta plegable, la novedad de la bicicleta era que contaba con manillar plegable que

integraba un mecanismo de freno. Esta innovación fue inventada por William Crowe, que emitió una patente el 18 de marzo de 1899 [3].

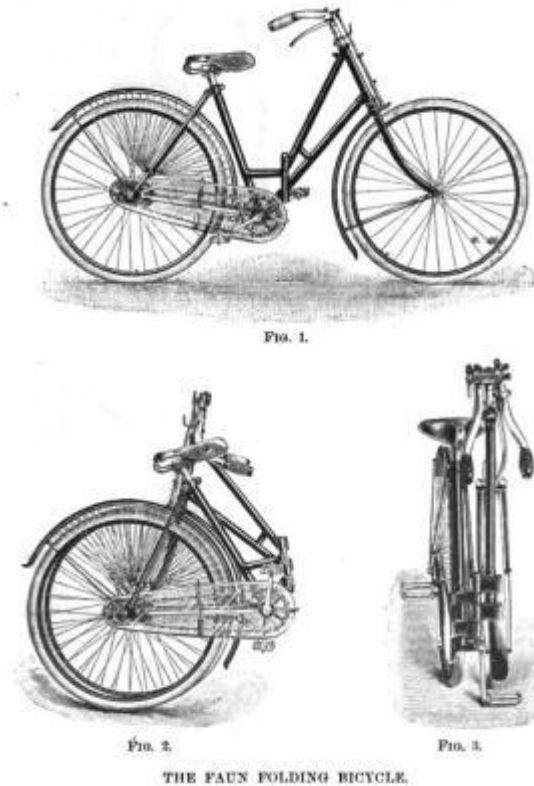


Figura 1.8 Bicieta Plegable de Faun

Francia no fue el único país en reconocer el potencial del uso militar de las bicicletas plegables. Un artículo del New York Times del 7 de febrero 1897 informó sobre bicicletas plegables militares expuestas por la compañía de bicicletas plegables Dwyer de Danbury, Connecticut en la Exposición Nacional de Tercer Ciclo en el Palacio de la Industria de la Grand Central en Nueva York [3]. Un fragmento del artículo se muestra en la Figura 1.9. Fotos del catálogo de ventas de la bicicleta plegable de la Dwyer Folding Bicycle Company se muestran en la Figura 1.10, la primera fotografía es la bicicleta plegable de militares (aunque también se vendía al público), la segunda es la versión para mujeres y la

tercera foto es de un artículo acerca de la bicicleta plegable Dwyer en la revista Scientific American del 13 de marzo 1897 mostrando a un soldado en operación de plegado de la bicicleta [3].

Military Folding Bicycles.

A decided novelty in the show is the display of military folding bicycles, made by the Dwyer Folding Bicycle Company of Danbury, Conn., one design is similar to that adopted by the French Army, and the other is like that in use in the Mexican Army. A ladies' folding bicycle is also shown, and this will be sure to attract much attention from the women.

Figura 1.9 Artículo del New York Times



Figura 1.10 Bicieta Plegable de Dwyer

Muchos otros países han hecho uso militar de las bicicletas plegables, como lo hicieron diversos fabricantes a partir de la década de 1890; por ejemplo: Styria (Austria), Dursley-Pedersen (Inglaterra), Faun (Inglaterra), Seidel y Naumann (Alemania),

Fongers, Burgers (Holanda), Peugeot (Francia), Bianchi (Italia), Leitner (Rusia), Katakura (Japón), entre otros. El más conocido fabricante de bicicletas plegables para aplicaciones militares fue la empresa inglesa BSA (Birmingham Small Arms). Ellos produjeron bicicletas plegables por miles para su uso en la Primera y Segunda Guerra Mundial.

En los EE.UU., Columbia produjo una bicicleta alrededor de 1942 llamada Compax para uso militar por los paracaidistas (Figura 1.11). A veces se refiere a ella como plegable, pero no es del todo cierto, ya que su marco era desarmable. En la Figura 1.12 se muestra la versión civil [4].



Figura 1.11 Bicicleta Compax de uso militar



Figura 1.12 Bicicleta Compax de uso civil

Pocas bicicletas plegables se produjeron durante la Segunda Guerra Mundial para uso del consumidor. Sin embargo, hay una bicicleta que vale la pena mencionar, la francesa "le Petit Bi" que se muestra en la Figura 1.13 en un anuncio de revista. La fecha exacta y la duración de su fabricación es desconocida, pero esta bicicleta se basó en un diseño patentado en 1939. Lo importante de esta bicicleta fue que se trataba de un diseño de ruedas pequeñas y pudo haber inspirado a otros diseños en Inglaterra.



Figura 1.13 Bicicleta Le Petit-Bi

La década de 1950 fue un período relativamente tranquilo en la historia de la bicicleta plegable, ya que durante esta década, el ciclismo en general, en todo el mundo estaba en declive debido a la popularidad del automóvil y, en cierta medida, de las motocicletas.

La década de 1960 vio el renacer por el interés de las bicicletas plegables. Gran parte de su impulso se ha acreditado a la introducción de la bicicleta Moulton en 1962. Aunque no es una bicicleta plegable, la Moulton (Figura 1.14), con sus pequeñas ruedas, sirvió de inspiración para muchos diseños de bicicletas plegables que le siguieron.



Figura 1.14 Bicicleta Moulton

En la década de 1970, el interés por las bicicletas plegables había incrementado considerablemente en docenas de países productores de bicicletas. Probablemente, la bicicleta plegable más conocida y popular de esta década fue la de Raleigh Twenty hecha en Inglaterra y Nueva Zelanda. Esta bicicleta se hizo en un número relativamente grande y también ayudó a popularizar el centro de engranaje interno, específicamente el Sturmey-Archer 3-speed hub. Una foto de un catálogo de 1974 muestra la Raleigh Twenty en la Figura 1.15 [3].



Figura 1.15 Bicicleta Raleigh Twenty

Otra bicicleta plegable de Inglaterra es la Bickerton portátil diseñada por el inventor Harry Bickerton. La bicicleta tenía un marco de aluminio doblado, ligero y muy compacto para

que pudiese ser transportado con relativa facilidad, dichos atributos no se encontraban en las anteriores bicicletas plegables. Esta bicicleta fue significativa, no sólo porque era un diseño innovador (aunque su manejo era cuestionable), sino porque también sirvió como una de las inspiraciones para Andrew Ritchie en la creación de su bicicleta plegable Brompton [6] algunos años más tarde. La Bickerton portátil fue producida desde 1971 hasta 1991, con 150 000 unidades vendidas aproximadamente. Una foto del folleto de Bickerton, con su bolsa de transporte incluida se muestra en la Figura 1.16 [4].



Figura 1.16 Bicicleta Bickerton

La década de 1970 vio bicicletas plegables procedentes de Francia (Peugeot, Motobécane, Astra), Italia (Bianchi, Graziella, Formicone), Austria (Puch, Dusika), Alemania (Falter, Hércules, Maxim, Staiger), Holanda (Gazelle), Bridgestone (Japón), Brasil (Caloi), URSS (Салют - "Homenaje" en ruso), etc. de hecho, la mayoría de las empresas de bicicletas tenían una bicicleta plegable que ofrecer durante esta década, llevando a algunos a llamar la "Edad de Oro de bicicletas plegables".

También hubo una avalancha de bicicletas "U-frame" plegables (llamadas así porque el marco tenía forma de letra U) durante

los años 70. La mayoría de ellas llevaban los nombres de marcas artificiales que dieron pocos indicios de su verdadero origen de fabricación. Muchas de estas bicicletas de marco U se basaron en el diseño de la bicicleta plegable Puch Pic-Nic que se muestra en la Figura 1.17. La Puch Pic-Nic fue importante no sólo porque su diseño fue copiado ampliamente, sino porque también sus defectos inspiraron a Harry Bickerton para diseñar una bicicleta plegable nueva.



Figura 1.17 Bicicleta Puch Pic-Nic

La década de 1980 se inició con dos eventos muy importantes; en primer lugar, Andrew Ritchie comenzó a producir su bicicleta plegable llamada "Brompton" en 1981; luego, en 1982, el Dr. David Hon, comenzó la producción de la bicicleta plegable Dahon. Tanto Brompton y Dahon siguen estando entre las marcas de bicicletas plegables más populares hoy en día. Dahon se ha convertido en el mayor fabricante mundial de bicicletas plegables con una cuota de mercado estimada del 60%. La Figura 1.18 es una fotografía del Dr. Hon con su primera bicicleta plegable llamada "Bike Da" [3]. La Figura 1.19 es una foto de la Dahon Mu XXV edición limitada producida para celebrar el 25 aniversario de la compañía.



Figura 1.18 Dr. Hon con bicicleta Bike Da



Figura 1.19 Bicicleta Dahon Mu XXV

La popularidad de las bicicletas plegables ha ido acelerando en los últimos tiempos debido a su utilidad como un componente de transporte multimodal, principalmente en Europa, Asia y las grandes ciudades de los Estados Unidos. Hoy en día hay más de 100 fabricantes de bicicletas plegables y su número sigue creciendo.

1.2.2 Sistemas y Componentes

En la Figura 1.20 se muestran los principales componentes de una bicicleta plegable líder en el mercado (Brompton) [6]. A primera vista, es un poco diferente de una bicicleta normal, sin embargo posee la mayoría los componentes elementales.

Los componentes principales constan, a su vez, de diversas piezas individuales. Lo más



adecuado es agrupar las docenas de componentes que forman la bicicleta de acuerdo a su función: cuadro, sistema de dirección, sillín, ruedas, transmisión, frenos y sistema de plegado.

Cuadro

El cuadro es considerado como el esqueleto de la bicicleta; en este tipo de bicicletas el cuadro lo integran varias piezas. Su función principal es: dar soporte a los demás sistemas, resistir cargas y lucir estético.

Sistema de Dirección

El sistema de dirección consta de horquilla delantera, manubrio y los rodamientos del juego de la dirección sobre los que gira la horquilla en el tubo delantero del cuadro. Su función es cambiar de dirección la trayectoria de la bicicleta.

Sillín

Está conformado por la tija y el sillín. En el caso de la bicicleta mostrada en la Figura 1.20, debido al tamaño de las llantas es necesario utilizar un sillín de gran longitud, el cual permite adecuar la altura del sillín a cualquier ciclista. Su función es brindar comodidad y soporte al ciclista.

Ruedas

Las distintas partes que componen una rueda de la bicicleta plegable (bujes o cuadro, radios, llanta y cubierta con cámara de aire) están ideadas para garantizar a la misma la máxima resistencia, así como un grado adecuado de elasticidad.

Transmisión

Está conformada por los componentes que transfieren la fuerza del ciclista a la rueda trasera: pedaliar, pedales, bielas, platos, rueda

libre, cadena y marcha. Su función es transformar el pedaleo del ciclista en el movimiento lineal de la bicicleta.

Frenos

Generalmente se utilizan frenos en cantilever o en U, éstos son accionados, mediante un cable de acero, al apretar la palanca de freno. Los frenos, están equipados con zapatas de goma, las cuales entran en contacto con la rueda al apretar la palanca de freno. Su función es detener el movimiento de la bicicleta.

Sistema de plegado

Se compone por bisagras y broches, los cuales permiten plegar o desplegar la bicicleta, es decir, pasar del uso de la bicicleta a su modo transportable y viceversa.

El diseño, tanto conceptual como de detalle, de la *OptimusBike*, estará apegado a esta división de sistemas.

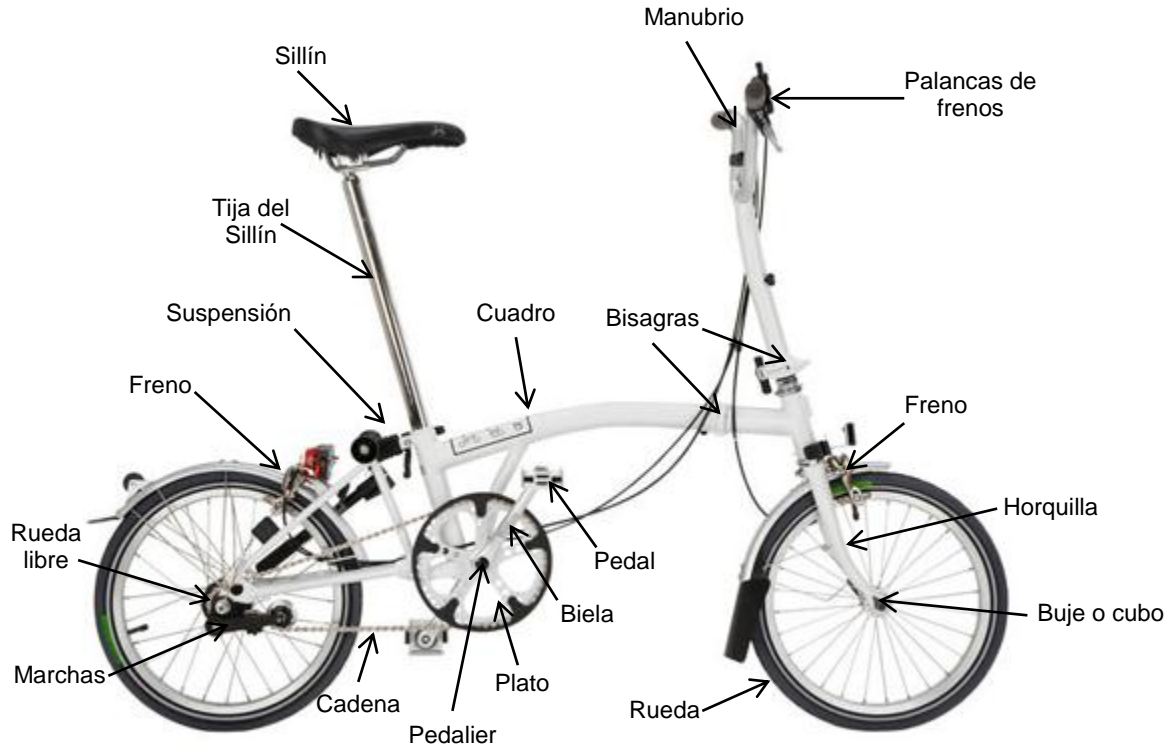


Figura 1.20 Sistemas y Componentes de la bicicleta plegable



CAPÍTULO 2 EL CONCEPTO OPTIMUSBIKE

2.1.1 DEFINICIÓN DE REQUERIMIENTOS

Para poder llegar a un diseño conceptual de la *OptimusBike* fue necesario establecer requerimientos, los cuales se describen a continuación:

- Para el Plegado/Desplegado de la *OptimusBike* los puntos a considerar fueron:
 - Que el usuario pueda manipular la bicicleta sin necesidad de herramienta o instrucción especializada.
 - Que la cantidad de pasos o movimientos para pasar de un modo a otro sea menor o igual a los usados por otras bicicletas plegables en el mercado, que en promedio son 4 pasos.
 - Que la posición corporal que necesite adoptar el usuario para el plegado/desplegado de la *OptimusBike* sea cómoda y segura, es decir, que el usuario no sea propenso a machucarse o lastimarse al plegar/desplegar la bicicleta.
 - Que la interacción del usuario con la *OptimusBike* sea limpia en toda situación, es decir, que el usuario no esté expuesto a mancharse de grasa o lubricantes de los elementos mecánicos.

- Para el diseño ergonómico de la *OptimusBike* los puntos a considerar fueron los siguientes:
 - Ergonomía de la silla:
 - La altura de la silla (talla del chasis)

debe respetar las dimensiones mostradas en la Tabla 2.1. En ella se presenta la talla del chasis tomando como referencia la altura del ciclista [7].

Tabla 2.1 Talla del chasis respecto a la altura del ciclista

Altura del ciclista [m]	Talla chasis [cm]	Talla chasis [in]
1.60	49 – 51	14
1.65	51 – 53	16 – 17
1.70	52 – 55	17 – 18
1.75	55 – 57	18 – 19
1.80	57 – 59	19 – 20
1.85	59 – 61	20 – 21
1.90	61 – 63	22

- Ergonomía de los pedales:

La posición correcta del pie sobre el pedal es aquella en la cual el principio de las articulaciones de los dedos está sobre el eje del pedal y en la que la dirección del pie apunta al frente, es decir, alineado con el muslo.

- Acerca de la resistencia y seguridad:

La *OptimusBike* deberá ser capaz de soportar a una persona de 100 kg de masa, sin que sufra daño alguno en sus componentes.

- Acerca de la portabilidad:

Se requiere que la *OptimusBike* tenga ciertas dimensiones en su modo transportable, que la hagan hábil para combinarse con sistemas de transporte colectivo o almacenarse en espacios en los que una bicicleta normal no puede.

- Acerca del desempeño:

Un estudio comparativo de las bicicletas plegables en el mercado indica que su peso

oscila entre 9 y 17 kg (Tabla 4.1) y son capaces de soportar cargas de hasta 110 kg, por lo que se considerará aceptable que el diseño final de la *OptimusBike* tenga un peso dentro de este rango y soporte dicha carga. Las dimensiones de las bicicletas plegables varían mucho entre modelos de 16" a modelos de 20" y se buscará que las dimensiones de la *OptimusBike* se acerquen al rango de dimensiones que ocupan las bicicletas plegables con los tamaños de ruedas mencionados.

Para el diseño de la *OptimusBike*, se consideró importante ofrecer una solución de bicicleta plegable que no sacrificara la velocidad ni eficiencia (pedaleo por distancia) a favor de la portabilidad, sin dejar de ser ésta uno de los aspectos más importantes del diseño.

2.2 DEFINICIÓN DE SISTEMAS

2.2.1 Ruedas

Los requerimientos de diseño sobre la portabilidad y desempeño se abordaron con la incorporación de una rueda hubless, la cual consiste en una llanta sin un eje al centro de ésta (Figura 2.1). Dicho elemento permitió un re-agrupamiento de los elementos estructurales (cuadro) y de su transmisión, reduciendo las distancias entre los mismos. Si bien esto ofrecía la posibilidad de hacer una bicicleta plegable aun más pequeña y ligera que las comerciales (usando ruedas de 16"), esta reducción también podía aprovecharse para incorporar una rueda más grande, que hiciera de la *OptimusBike* una bicicleta con desempeño superior al de las plegables comunes y más cercano al de una bicicleta urbana, sin perder la posibilidad de contar con

un peso y dimensiones adecuadas para ser competitiva con las bicicletas plegables en el mercado.



Figura 2.1 Llanta tipo hubless

Los criterios de selección para el tamaño adecuado de la rueda trasera se validaron a partir de una experimentación sencilla, que consistió en elaborar un prototipo de empaque cuyas dimensiones representaran la envoltente de las posibles dimensiones finales de la *OptimusBike* considerando distintos tamaños de ruedas. El experimento consistió en llevar al prototipo en trayectos cotidianos, incluyendo viajar con él en el transporte público.

Con base en este ejercicio se encontró que es posible ocupar una rueda de 26" (comúnmente usada por bicicletas urbanas) sin que las dimensiones de la envoltente fueran demasiado grandes y el producto fuese demasiado estorboso.



Figura 2.2 Sistema de Transporte Colectivo



Figura 2.4 Automóvil



Figura 2.3 Metrobus



Figura 2.5 Microbus

Para la elección de la rueda delantera, se consideró un tamaño de 20"; debido a que favorece la portabilidad (disminuye peso y dimensiones) sin intervenir directamente en la eficiencia del pedaleo.

2.2.2 Cuadro

Utilizar ruedas hubless implica modificar elementos estructurales: como el cuadro y horquilla delantera. En este apartado sólo se trata el diseño conceptual del cuadro; en el apartado 2.2.4 se plantea el desarrollo de la horquilla delantera.

Para sostener y permitir el funcionamiento de la rueda hubless se requiere de apoyos en la periferia de la parte interna de ésta, por lo tanto, se pensó en un cuadro que considera dichos apoyos y, además, cuenta con espacio suficiente para sujetar los demás sistemas de la *OptimusBike*.

En la Figura 2.6 se muestra un primer boceto de la geometría del cuadro, en él se aprecian los puntos de soporte de los distintos sistemas de la *OptimusBike*.

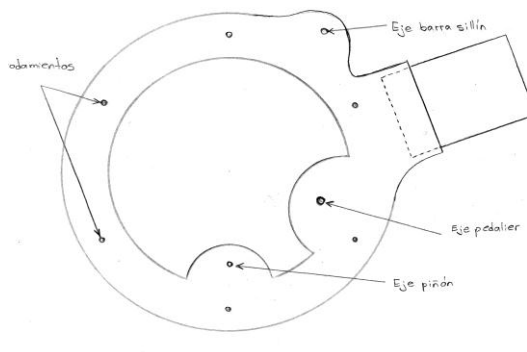


Figura 2.6 Primer Boceto del Cuadro

Con el fin de mejorar el atractivo visual se realizaron modificaciones, las cuales se muestran en la Figura 2.7

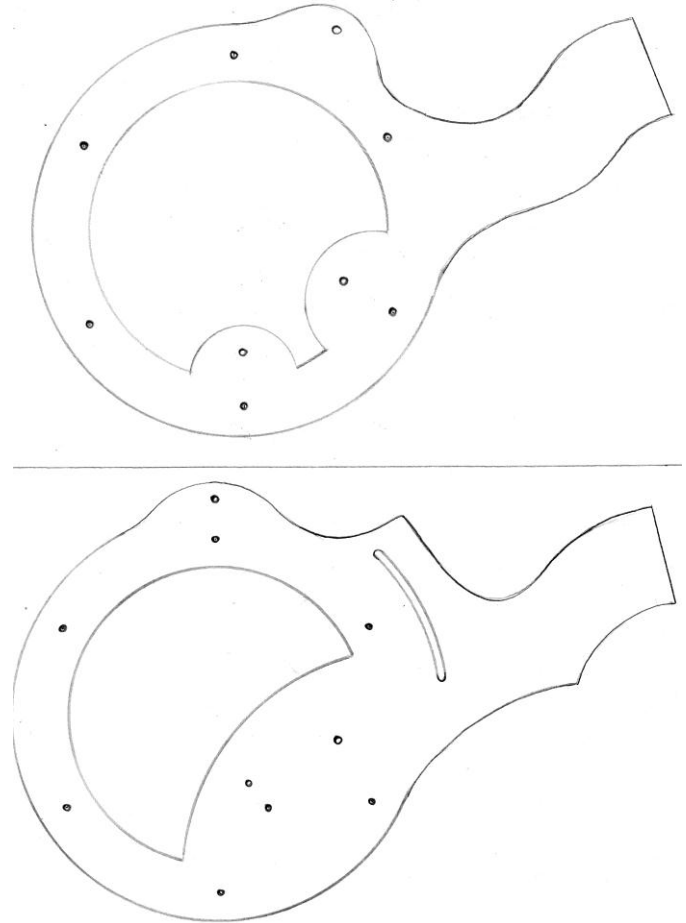


Figura 2.7 Cuadros

En el proceso de diseño de los demás componentes se realizaron modificaciones sutiles que involucran generar en la parte trasera del cuadro una cubierta que aloje la transmisión, una ranura que sirva de guía para acomodar el sillín a distintas posiciones según la altura del ciclista y también guiarle en el movimiento del plegado. El diseño final del cuadro se presenta en la Figura 2.8.

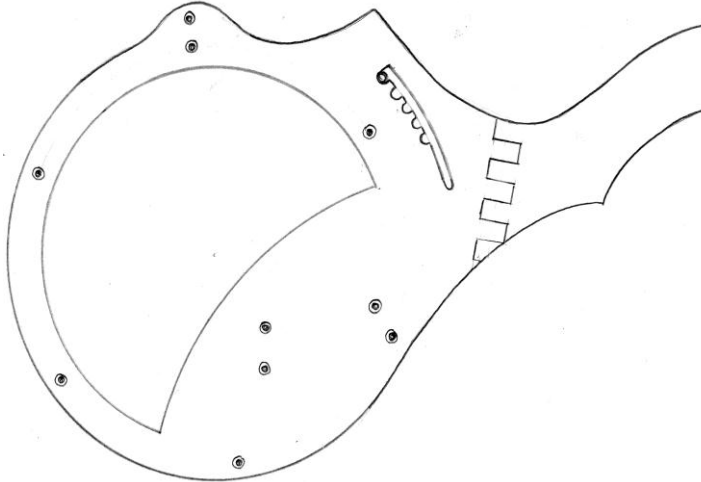


Figura 2.8 Concepto Final del Cuadro

2.2.3 Transmisión

El objetivo principal de este sistema es transmitir la potencia en las piernas del ciclista hacia la rueda trasera de la bicicleta.

Aprovechando el espacio disponible, dada la configuración que ofrece la llanta hubless, la manera más razonable que se tiene para transmitir la potencia es mediante un par de engranes anulares (también conocidos como engranes internos), como se muestra en la Figura 2.9.

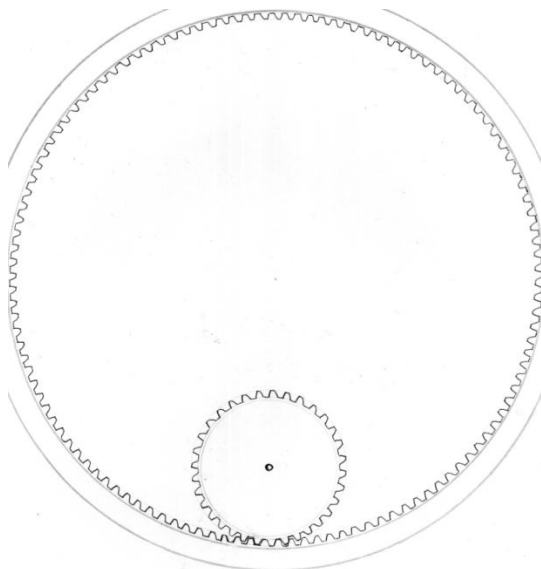


Figura 2.9 Engranes Anulares

Al mismo tiempo, si se quiere asegurar que la *OptimusBike* sea un medio de transporte eficiente, se debe contar con el diseño de una transmisión que satisfaga los requerimientos de potencia y velocidad de una bicicleta ordinaria, con una relación óptima de pedaleo para un ciclista urbano. El objetivo de esta sección es determinar el tipo de transmisión que mejor se adapte a la geometría de la *OptimusBike* y que cumpla con los requerimientos recién mencionados.

Diseñar la transmisión dentro de la rueda hubless trasera brinda una gran ventaja en comparación con otras bicicletas plegables en el mercado; en la mayoría de las bicicletas plegables la transmisión representa un gran problema, debido a que no es posible plegar dicho elemento y delimita en gran medida las dimensiones finales de la bicicleta en su modo compacto.

En las siguientes figuras se pueden observar diferentes conceptos para dar solución al sistema de transmisión, tratando de aprovechar al máximo el espacio ofrecido por la llanta hubless.

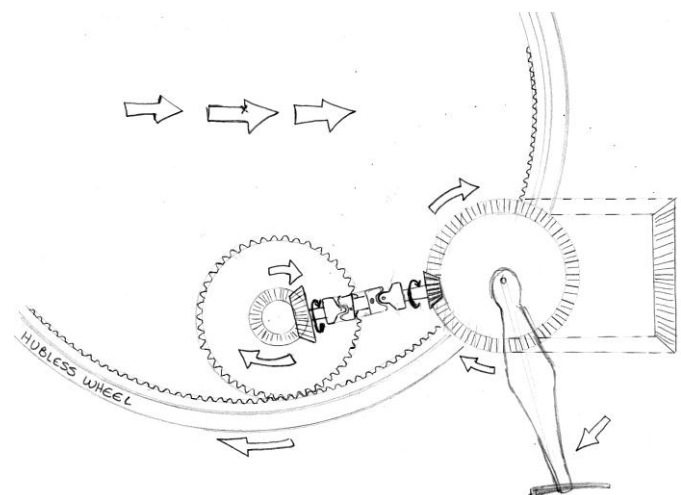


Figura 2.10 Transmisión de Cardán

En la actualidad existen bicicletas con transmisiones de cardán, pero es difícil encontrarlas en el mercado, principalmente porque su precio es muy elevado en comparación con las transmisiones de una bicicleta comercial (cadena).

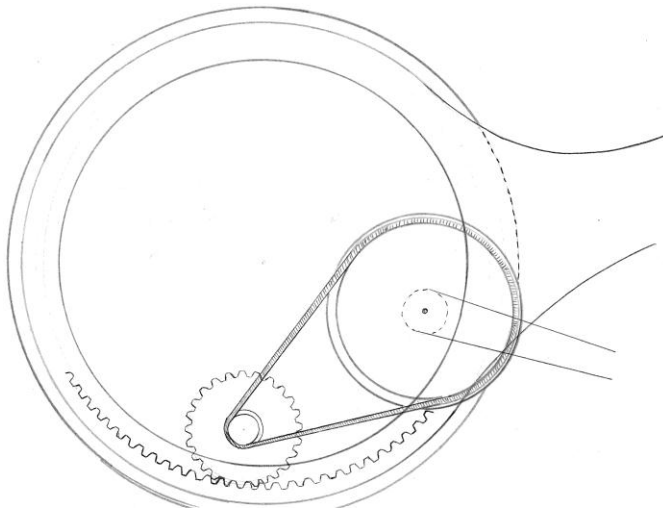


Figura 2.11 Transmisión de Banda

Este tipo de transmisión contempla una banda dentada.

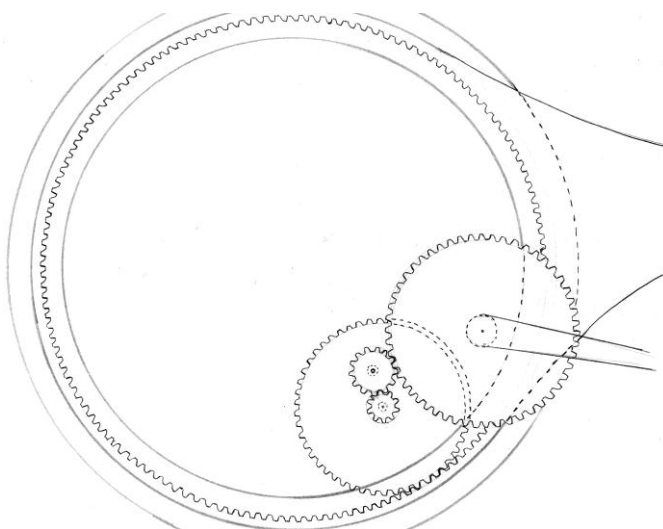


Figura 2.12 Transmisión de Tren de Engranes Simples

Se puede notar que el patrón común en todas las figuras es el par de engranes

anulares (conformado por el rin y el piñón), el cambio sustancial se presenta entre el eje del pedaliar y el eje del piñón.

Las ventajas y desventajas de las diferentes configuraciones se analizan en la matriz de decisión de la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Selección de transmisión

Tipo	\$	Mantto.	Est.	W	L	V	T
Banda	3	2	2	3	2	1	2.1
Cardán	1	1	2	1	2	2	1.55
Engranes	2	3	3	2	2	3	2.5

Donde:

\$: Costo de la transmisión

Mantto: Condiciones de mantenimiento

Est: Estética

W: Peso

L: Limpieza

V: Relación de velocidad

T: Total

Y las evaluaciones se realizaron con números de 1 a 3, donde 3 significa excelente, 2 medio y 1 malo. La ponderación de cada categoría se presenta en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3 Ponderaciones para la transmisión

Costo	0.05
Mantenimiento	0.10
Estética	0.15
Peso	0.30
Limpieza	0.15
Relacion	0.25

2.2.4 Dirección

Para su análisis la dirección se dividió en dos partes; la inferior (horquilla delantera) y la superior (manubrio).

Si bien la llanta alojada en la horquilla delantera podría ser una llanta común con rayos, se decidió usar en su lugar otra rueda

hubless durante el diseño conceptual (Figura 2.13); debido a que de esta forma se mantiene una coherencia con el diseño de la rueda trasera y en cuestiones estéticas se acentúa el aspecto diferente y único de la *OptimusBike*.

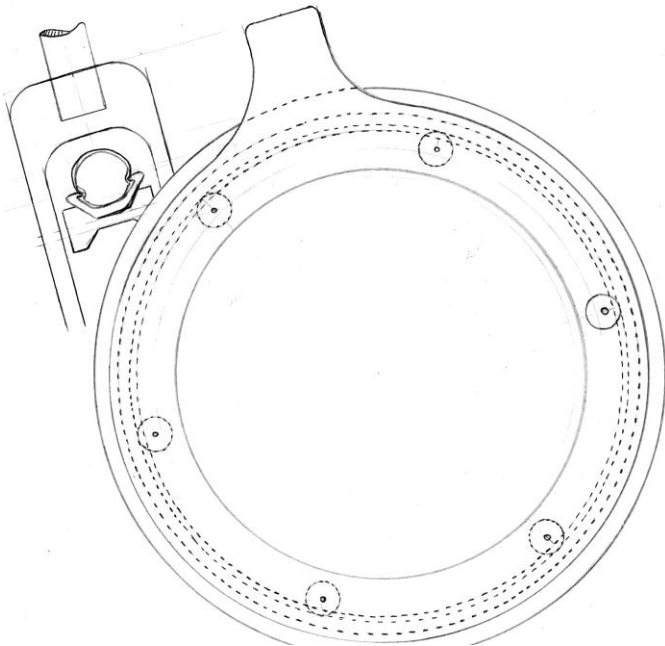


Figura 2.13 Hubless Delantera

Analizando esta opción se encontró que en comparación con una llanta comercial, es posible disminuir su peso si se diseña y seleccionan los materiales adecuados; sin embargo, el principal problema que presenta este tipo de llanta es su sistema de rodamientos. Dicho sistema merece atención especial y estudio individual, en la sección 0 se aborda su solución (para ambas llantas, delantera y trasera).

Para la parte superior (manubrio) se pensó en un sistema que pudiera plegarse y acoplarse a la geometría de la *Optimus* en su modo transportable, pero que también resistiera las cargas en su modo transporte, respetando la ergonomía de cualquier bicicleta urbana.

En la Figura 2.14 se muestra el diseño conceptual del manubrio plegable.

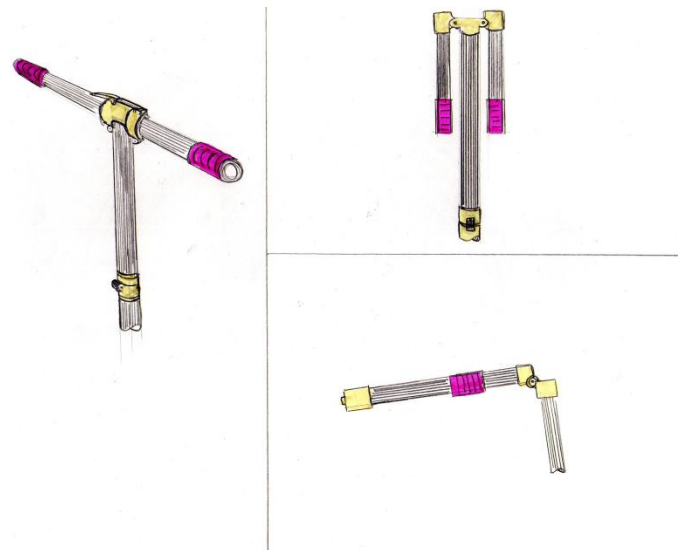


Figura 2.14 Manubrio Plegable

El plegado de sus piezas se analiza en la sección 2.2.6

2.2.5 Sillín

Los componentes que se diseñaron en este sistema fueron: la tija del sillín y un elemento de la sujeción del asiento. Las demás piezas son de uso comercial.

Con la finalidad de dar mayor personalidad a la *OptimusBike*, sin dejar a un lado el plegado de ésta y la función de la tija, se optó por un diseño de tija no convencional, es decir, no se utilizaron tubos.

Un primer boceto de la tija se muestra en la Figura 2.15, el cual consiste en un par de barras arqueadas unidas por medio de pasadores. Al abrir o cerrarlas se puede modificar la altura del asiento.

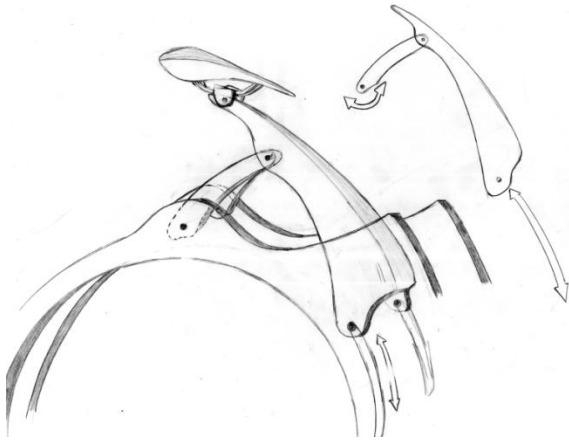


Figura 2.15 Primer Boceto de las Barras

Tabla 2.4 Dimensiones Chasis

Altura [m]	A [m]	C [m]
1.50	0.480	0.431
1.55	0.496	0.444
1.60	0.512	0.456
1.65	0.528	0.469
1.70	0.544	0.482
1.75	0.560	0.495
1.80	0.576	0.507
1.85	0.592	0.520
1.90	0.608	0.533
1.95	0.624	0.545
2.00	0.640	0.558

El ángulo de la posición del asiento ($\alpha=73^\circ$) mostrado en la Figura 2.16 debe mantenerse por razones ergonómicas, por ello el asiento debe seguir una trayectoria preferentemente lineal al ajustar su altura. La Figura 2.16 muestra las distancias y el ángulo de la posición del asiento; en la Tabla 2.4 se presentan las dimensiones del cuadro para diferentes alturas de personas, calculadas a partir de las siguientes expresiones:

Ecuación 2.1

$$A = 0.485 \times 0.66 \times H$$

Ecuación 2.2

$$C = (0.254 \times H) + 0.05$$

donde H medida en [m] es la altura del ciclista.

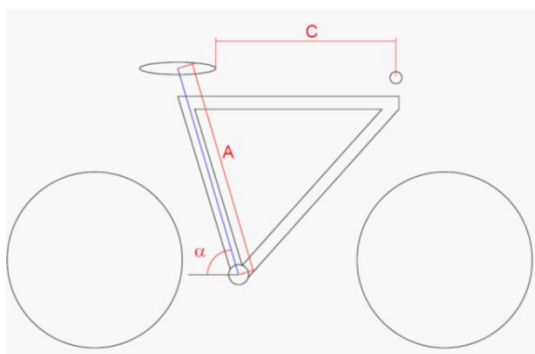


Figura 2.16 Dimensiones del Cuadro

La distancia A es la talla del chasis, medida del eje del pedaliar al eje del asiento. La distancia C es la longitud de la punta del asiento al manubrio.

Con el ángulo de la posición del asiento y las dimensiones del chasis, se pudo determinar una trayectoria que permite modificar la altura del asiento respetando el ángulo de la posición de éste (Figura 2.17). Dicha trayectoria se integró al cuadro en el apartado 2.3.

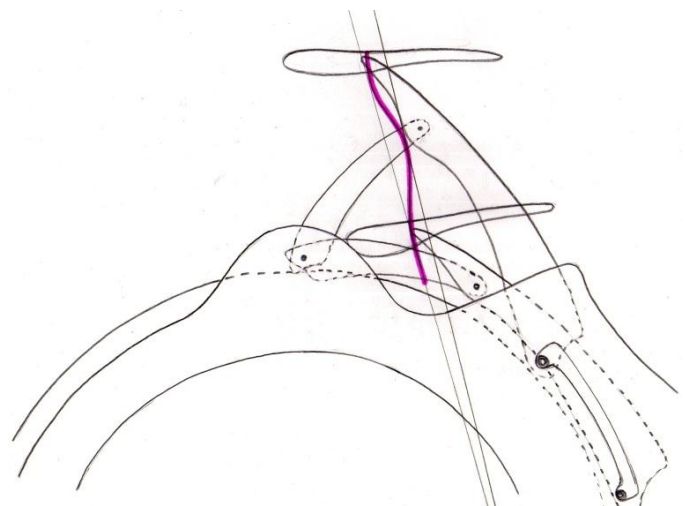


Figura 2.17 Trayectoria del Asiento

Para dar mayor rigidez a la tija diseñada, se optó por cambiar la geometría resultando en una tija de dos piezas. La Figura 2.18 muestra dicha modificación.

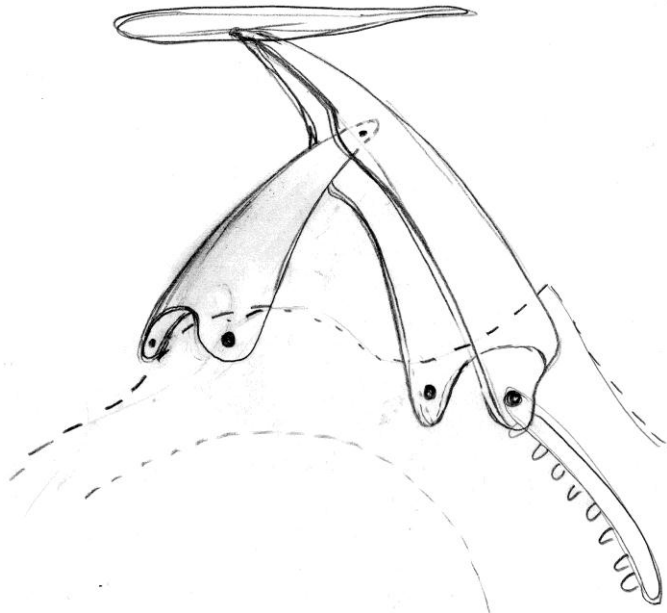


Figura 2.18 Tija Final

Al utilizar un asiento comercial en la *OptimusBike* fue necesario diseñar una pieza que remplazara una parte de la sujeción de éste (Figura 2.19). Éste tipo de sujeción está conformada por un total de 8 piezas (Figura 2.20).



Figura 2.19 Sujeción Convencional



Figura 2.20 Piezas Sujeción Convencional

La pieza que se diseñó sustituye la mostrada en la Figura 2.21 y se presenta en la Figura 2.22.



Figura 2.21 Pieza Sustituida de la Sujeción Convencional

Al incorporar la sujeción del asiento al sillín, se realizó una modificación a la barra que entra en contacto con éste Figura 2.22

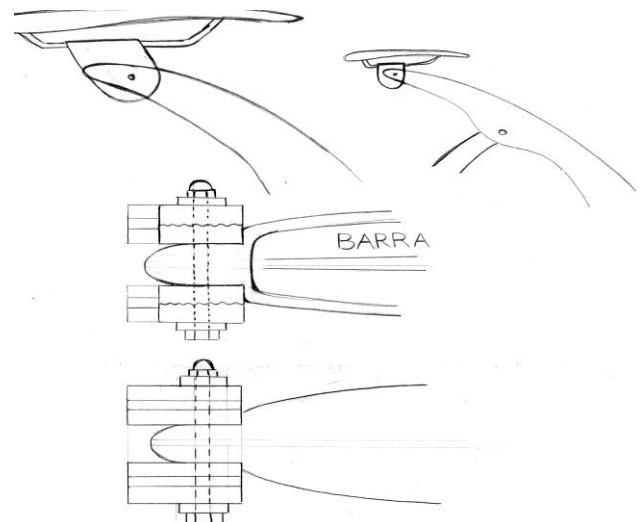


Figura 2.22 Pieza de sujeción y modificación de barra

2.2.6 Mecanismos y Sistema de Plegado

Este tipo de bicicletas debe incorporar diversos elementos que le permita cumplir la función de plegarse. Las bisagras, pernos, broches, remaches, seguros y pasadores, son algunos de los elementos que pueden servir para transformar una bicicleta que se encuentre en su modo transportable a su modo transporte y viceversa. Además, deben brindar la seguridad de que cuando la bicicleta esté en uso, no se desarme o sufra algún percance.

Estos elementos deben seleccionarse cuidadosamente, ya que tienen que resistir las cargas producidas al usar la bicicleta y seguir respetando los requerimientos mencionados en la sección 2.1.1.

Antes de empezar por seleccionar alguno de estos elementos tenemos que analizar el plegado para la *OptimusBike*. En la Figura 2.23 se logra identificar tres zonas de gran importancia dentro de este proceso, las cuales se enuncian a continuación:

- Barras y asiento
- División de cuadro delantero y trasero
- Manubrio

Una vez establecidas e identificadas estas tres zonas de importancia, podemos hablar acerca de aquellos elementos que satisfagan la función de plegado en cada zona.

➤ *Barras y asiento*

El interés de este apartado se enfoca en la fijación del asiento en las distintas posiciones del mecanismo de barras que conforman el sillín.

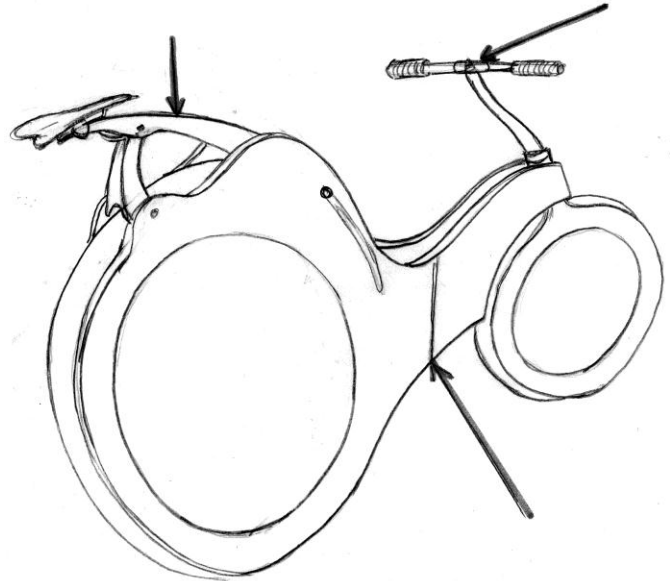


Figura 2.23 Zonas de plegado

Como se vio en la sección 2.2.5 la posición del asiento varía en función de la altura del ciclista. Si un ciclista es alto, deberá fijar el asiento en una posición alta, y análogamente para un ciclista pequeño. Por eso es de suma importancia mantener el asiento en el lugar que uno lo desea, sin temor a que éste vaya a romperse o moverse.

En la Figura 2.17 se puede observar la trayectoria del asiento y el mecanismo de tres barras. Dicha configuración requiere que en ambos extremos de la barra chica se permita un grado de libertad (girar sobre un eje); para estas secciones se propuso utilizar remaches tubulares o tornillos con guía como los que se muestran en la Figura 2.24.

Cualquiera de estos elementos permitirá que la barra chica se una al marco y a la barra grande simultáneamente.

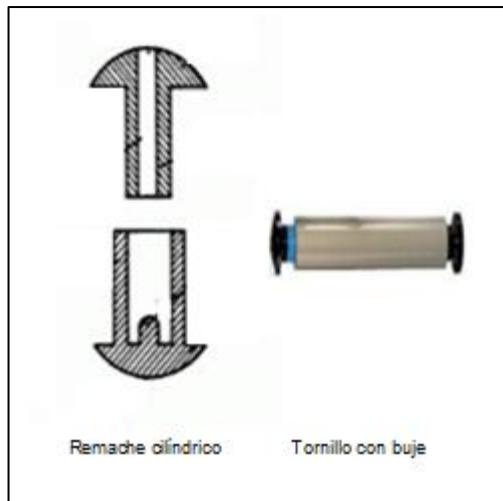


Figura 2.24 Remaches y Tornillos

En la Figura 2.25 se muestra el diseño conceptual del cuadro, resaltando la forma de la guía-riel, y los tres elementos de sujeción principales en este sistema. Sin embargo, hasta este punto se ha dado una solución para la barra chica, pero falta un elemento que fije por completo la barra grande a la guía-riel trazada en la parte media del marco. Lo que se requiere es fijar la posición de la barra grande en los espacios dentro del riel del marco para que el mecanismo de tres barras quede restringido totalmente. Cabe señalar que estos espacios se diseñarán para que el asiento se adapte a diferentes alturas del ciclista.

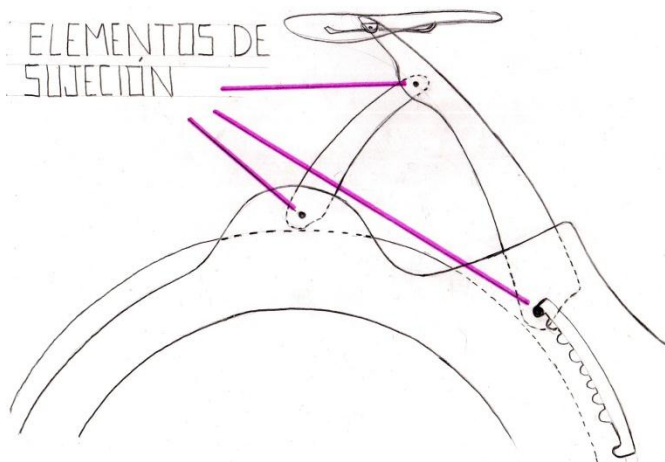


Figura 2.25 Mecanismo de Tres Barras

Finalmente, se eligió como solución un perno de sujeción a presión, que aunado a la forma del riel, ayudará a fijar el mecanismo de tres barras. Este tipo de pernos se ejemplifica en la Figura 2.26



Figura 2.26 Pernos de Sujeción a Presión

➤ *División de cuadro delantero y trasero*

Para el proceso de plegado se requiere que el marco sea dividido en dos partes; en esta sección se propuso el uso bisagras comerciales de plástico, como las de la Figura 2.27



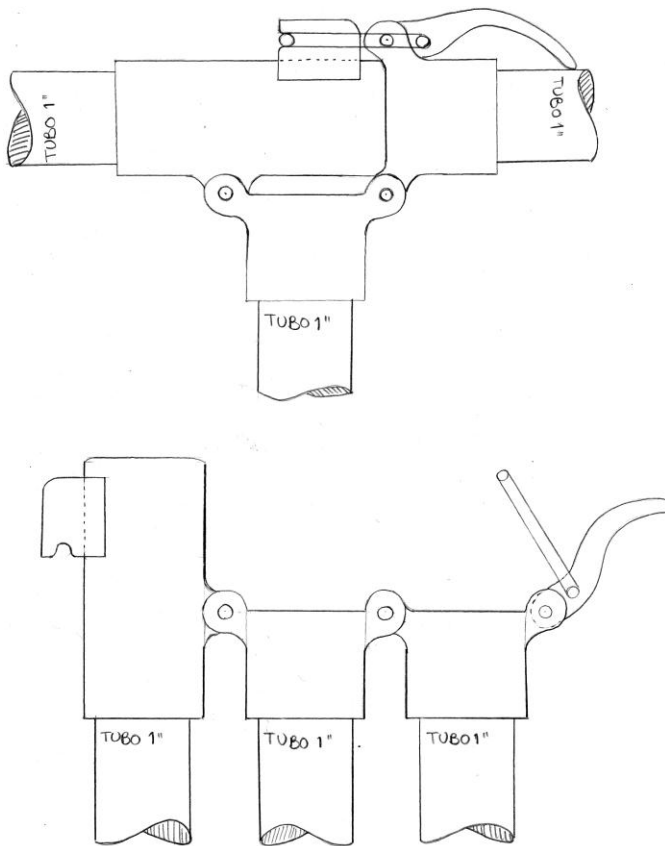
Figura 2.27 Bisagras Comerciales de Plástico

La idea de sustituir elementos de metal por elementos de plástico se basa en el requerimiento de hacer a la *OptimusBike* ligera. En análisis posteriores se justificará la selección del número y modelo de bisagras.

➤ Manubrio

El plegado del manubrio se realizará en dos pasos; en el primero se pliega el tubo horizontal y en el segundo el tubo vertical. El diseño conceptual de los mecanismos de plegado y sujeción de los tubos se muestra en la Figura 2.28 y Figura 2.29.

La sujeción del tubo horizontal se llevará a cabo por un mecanismo de barra y pasador, similar al de una caja de herramientas, mientras que el proceso de plegado dividirá en dos partes el tubo horizontal del manubrio, quedando de forma paralela al tubo vertical.



:1

Figura 2.28 Mecanismo de Plegado para barra horizontal del Manubrio

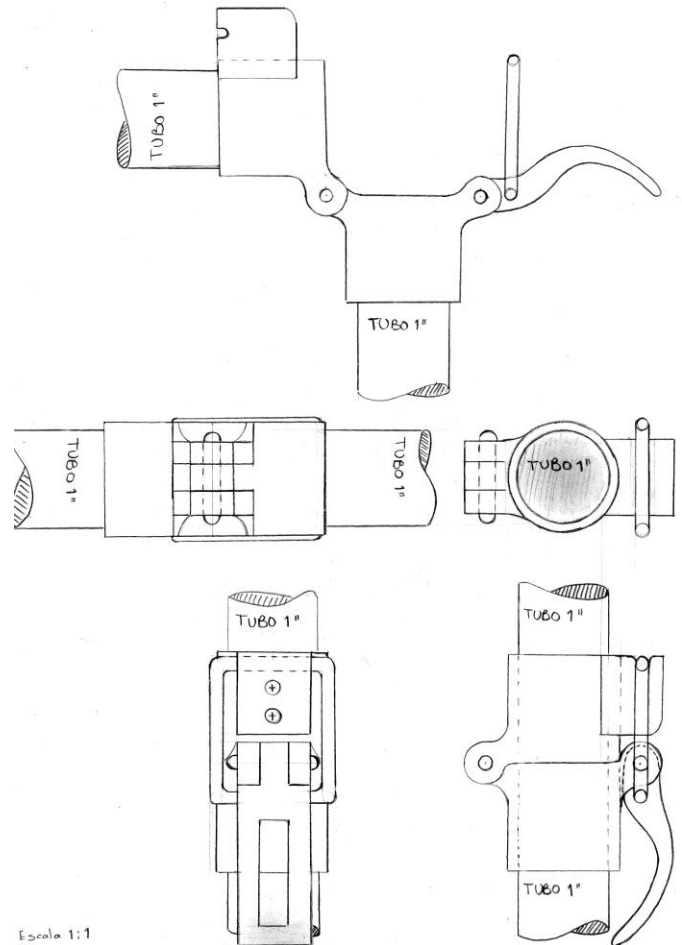


Figura 2.29 Mecanismo de Plegado para barra vertical del Manubrio

Para la sujeción del tubo vertical se contempla el mismo mecanismo de barra y pasador, pero el proceso de plegado consistirá en girar el tubo vertical del manubrio 90° respecto a su posición original hacia la dirección del sillín.

Se puede notar que en cada mecanismo se diseñaron piezas comunes, con la finalidad de disminuir el número de partes a manufacturar, que finalmente se traducen en reducción de costos de producción.

2.2.7 Frenado

Para la parte delantera se propone adaptar a la horquilla un juego de frenos comerciales en forma de herradura con tiro lateral. Un ejemplo de este tipo de frenos se muestra en la Figura 2.30.



Figura 2.30 Frenos de Tiro Lateral

Cabe señalar que este tipo de frenos son de los más populares dentro del mercado debido a su simplicidad y buen funcionamiento. Implementar artículos comerciales en la *OptimusBike* puede disminuir el nivel de complejidad y costos dentro de su proceso de manufactura.

La configuración de la hubless delantera y su semejanza en la zona de frenado con las bicicletas comerciales hacen factible la idea de pensar en frenos comerciales de herradura; se plantea dicha solución y acoplamiento a la horquilla delantera de la *OptimusBike* en la Figura 2.31.

Resolver el problema de frenado en la llanta delantera no representa grandes complicaciones, sin embargo, no es seguro contar tan sólo con frenos delanteros, se podría producir una peligrosa caída frontal. Por tal motivo se debe buscar alguna manera de frenar la llanta trasera, teniendo en cuenta que

no será tan fácil adaptar alguna clase de frenos comerciales. La parte trasera de la *OptimusBike* y el agrupamiento de sus elementos no permiten adaptar alguna clase de frenos comerciales, por lo cual, se necesita diseñar un mecanismo de frenado que se adapte a la geometría del marco y la llanta hubless con engrane (ver Figura 2.31).

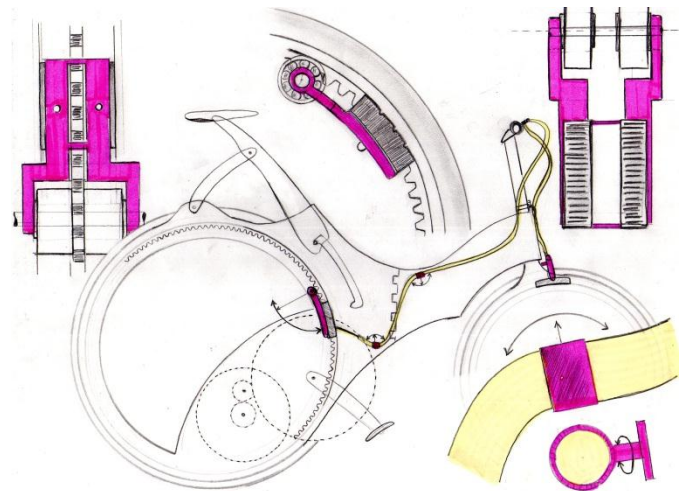


Figura 2.31 Frenos Traseros, Delanteros y Guías de Cables

Otro punto importante en el sistema de frenado son los cables, ya que tienen que estar diseñados de tal manera que no interfieran con el plegado de la bicicleta. Este problema se identifica a primera vista en la región de unión entre el marco delantero y el trasero. En la Figura 2.31 se propone el diseño de unas pequeñas guías que permiten la sujeción del cable y que al mismo tiempo le permiten girar para acomodar el cable dentro del marco sin interferir en el proceso de plegado.

2.2.8 Rodamientos

Los rodamientos a diseñar en este apartado corresponden a aquellos que entran en acción con las llantas hubless y el sistema de transmisión.

Este tipo de rodamientos merece una mención especial debido a que la aplicación de llantas sin centro depende de su diseño.

En la hubless trasera se propone utilizar un conjunto de soportes guía que permitan el libre giro del rin, que lo sujeten al marco y que también consideren el hecho de que existe un engrane anular en su parte interna; como se muestra en la Figura 2.32.

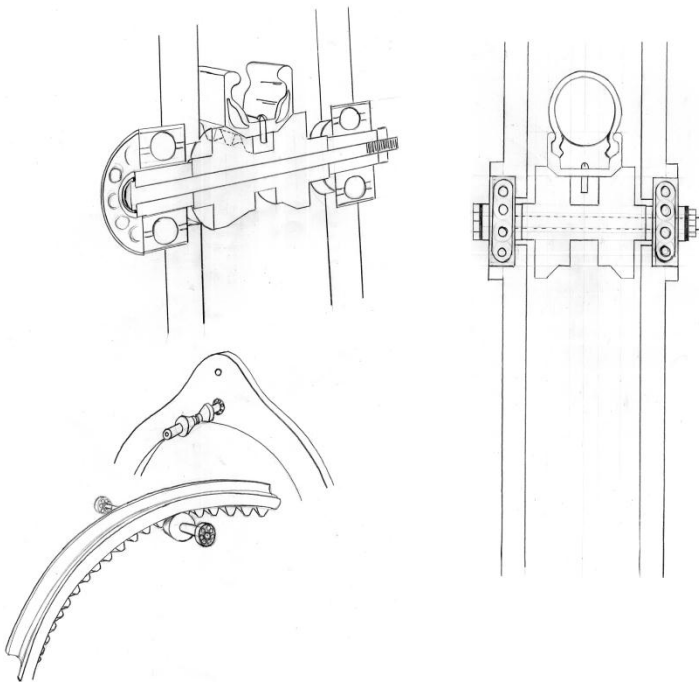


Figura 2.32 Sistema de rodamientos hubless trasera

Se puede observar que los rodillos disminuyen su sección media con el fin de permitir el paso del engrane anular correspondiente al rin trasero. También, se puede observar que el movimiento angular se debe a la acción de los rodamientos, sujetos en cada marco (dos por cada rodillo).

La hubless delantera requerirá un sistema de rodamientos similar, aunque no cuente con una transmisión. Su diseño conceptual se muestra en la Figura 2.33.

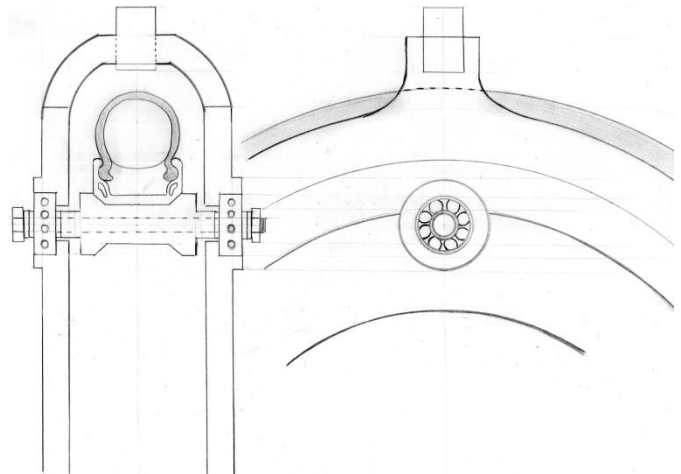


Figura 2.33 Sistema de rodamientos hubless delantera

Es importante tomar en cuenta que en la selección de rodamientos tienen que verse involucrados parámetros de diseño como la velocidad angular, pares, fuerzas axiales, radiales, etc. y que serán de gran utilidad para determinar si son factibles los rodamientos plásticos, que harían a la *OptimusBike* aún más ligera.

2.3 CONCEPTO OPTIMUSBIKE

Para cada sistema se buscó obtener el mejor concepto solución mediante un proceso iterativo, que consistió en proponer mejoras a partir de una lluvia de ideas, hasta llegar a satisfacer los requerimientos planteados inicialmente.

El diseño conceptual de la *OptimusBike* es el resultado de la superposición de todos los sistemas en un solo concepto, el cual integra y combina funciones principales, en busca de una bicicleta plegable eficiente y competitiva.

El diseño conceptual final de la *OptimusBike* se muestra la Figura 2.34 y Figura 2.35, en su modo transporte y en su modo transportable, respectivamente.



Figura 2.34 *OptimusBike* modo transporte

La *OptimusBike* cuenta con un diseño novedoso e innovador, diferente y original, capaz de ofrecer un medio de transporte eficiente cuando se requiera viajar dentro de la ciudad.

Mientras que el modo transportable es una solución práctica a los problemas de almacenamiento y movilidad dentro del transporte público. Su plegado se diseñó como un proceso sencillo y rápido con el fin de hacerlo amigable al usuario.

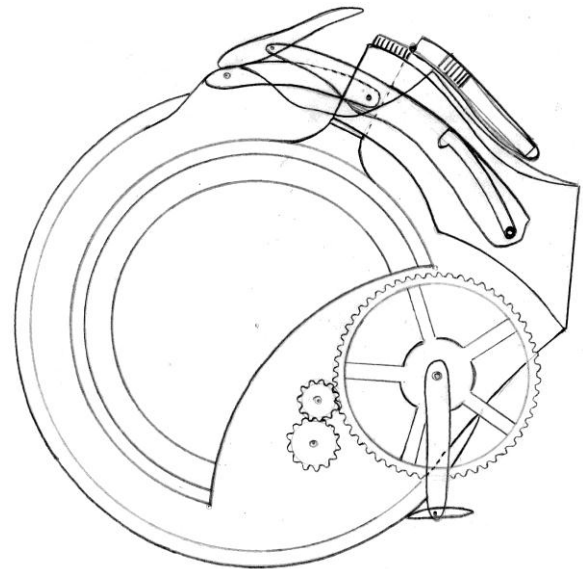


Figura 2.35 *OptimusBike* modo transportable

El siguiente paso después de haber establecido el diseño conceptual es el diseño a detalle, en el que se estudia y analiza cada sistema de la *OptimusBike* con base en el método del elemento finito (FEM), por sus siglas en inglés.

La selección de materiales, la configuración geométrica y las dimensiones finales de cada pieza dependerán de los resultados obtenidos por este método en el siguiente capítulo. Cabe mencionar que antes de empezar a simular, es importante atacar el problema de manera conceptual, ya que la esencia de la bicicleta se determina en esta etapa de diseño.

CAPÍTULO 3 OPTIMUSBIKE A DETALLE

El diseño a detalle parte de la selección de materiales y se apoya en el análisis por elementos finitos (FEM) para la determinación de las dimensiones adecuadas de elementos como tubos, placas, bisagras y seguros.

3.1 SELECCIÓN DE MATERIAL

Las bicicletas comerciales, ya sean plegables o no, en general utilizan Aluminio 6061 tratado térmicamente para el cuadro. Para la *OptimusBike* se contempló usar el mismo material, sin dejar de lado la oportunidad de buscar materiales distintos que ofrezcan la resistencia necesaria y satisfagan la exigencia de tener bajo peso. La Figura 3.1 muestra el gráfico de Ashby para selección de materiales comparando resistencia contra densidad.

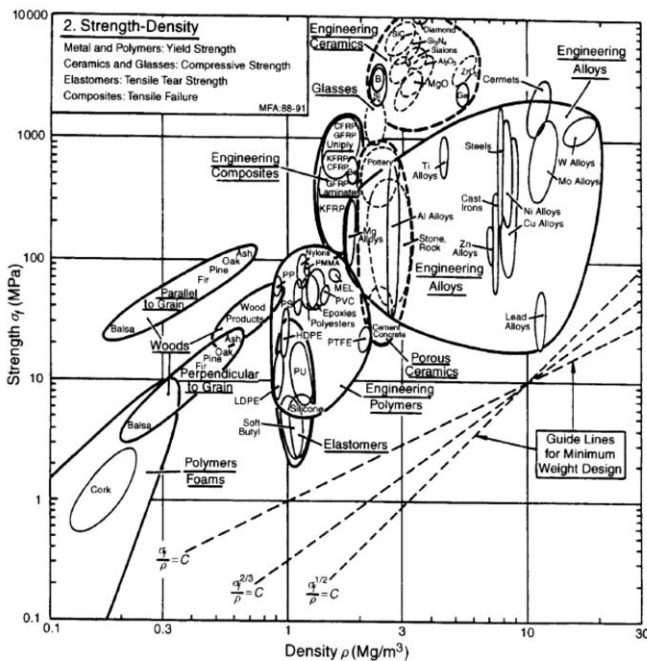


Figura 3.1 Gráfico de resistencia vs densidad

En ella se puede observar que hay una gama de polímeros y materiales compuestos que podrían ofrecer la misma resistencia que una aleación de aluminio con menos densidad. Con el fin de disminuir el peso de la *OptimusBike*, se contempló en el diseño de detalle el uso de polímeros para la fabricación de las piezas, usando policarbonato ($\sigma_y = 62$ [MPa], $\nu = 0.37$ [8]) como base para el análisis por elementos finitos.

3.2 CUADRO

La selección final del material descansa en gran parte en los resultados del FEM, los cuales contemplan que la bicicleta soporte una carga de 1000 [N] (persona de 100 [kg]) y un factor de seguridad (2.5) que contempla la diferencia entre los resultados de un análisis estático y uno dinámico.

Caso de carga 1

La Figura 3.2 muestra la geometría de una de las placas del cuadro, con las cargas y restricciones consideradas para el análisis, las cuales fueron:

- A. 834 [N] (2/3 del peso).
- B. 417 [N] (1/3 del peso).
- C. 200 [N] (fuerza del pedaleo).
- D. Joints con restricción de traslación.
- E. Empotramiento.

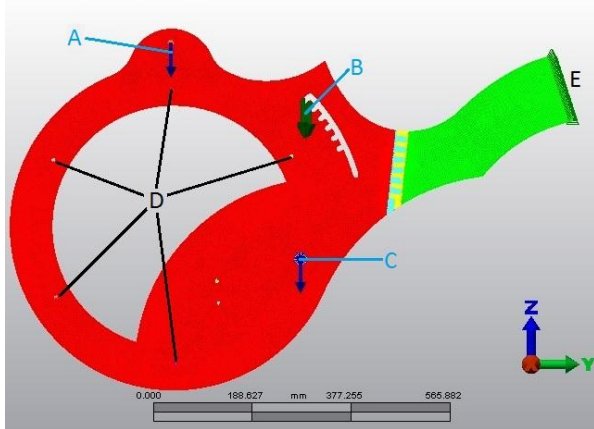


Figura 3.2 Cargas y Restricciones para el análisis del Cuadro (Caso de carga 1)

El análisis se realizó considerando que todos los elementos (placas y partes de la bisagra) son de policarbonato. Los resultados de este análisis fueron (Figura 3.3):

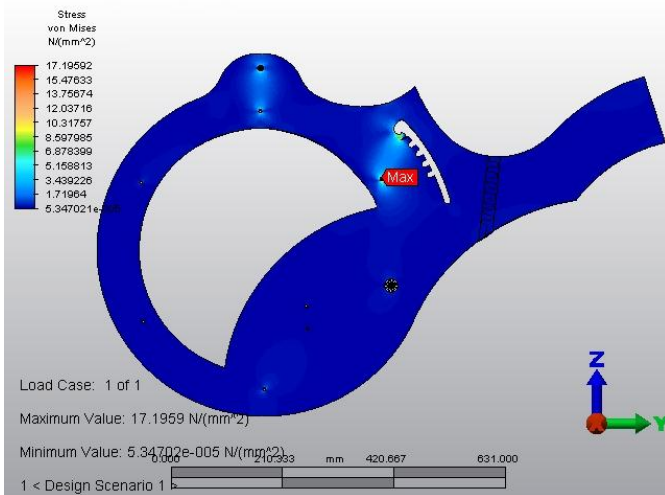


Figura 3.3 Esfuerzos de von Mises en el Cuadro (Caso de carga 1)

El esfuerzo máximo reportado fue de 17.2 [MPa] localizado en un barreno que une las placas. Los resultados establecen que con las dimensiones propuestas el marco no sólo soporta las cargas, sino que está todavía muy lejos de llegar a la cedencia.

En la Figura 3.4 se muestra el rango de valores del factor de seguridad (razón entre el

esfuerzo de cada elemento y el σ_y del material) acotado entre 3.6 (valor mínimo registrado) y 50. Cabe mencionar que este factor de seguridad es ajeno al establecido inicialmente (2.5), el cual está considerado como factor en las cargas dinámicas. Esto será útil para futuros refinamientos de las dimensiones, ya que el resultado actual permite concluir que no solo es factible el uso de un polímero para la fabricación de la *OptimusBike*, sino que también es posible una reducción de espesores que hará a la bicicleta más ligera sin comprometer su resistencia.

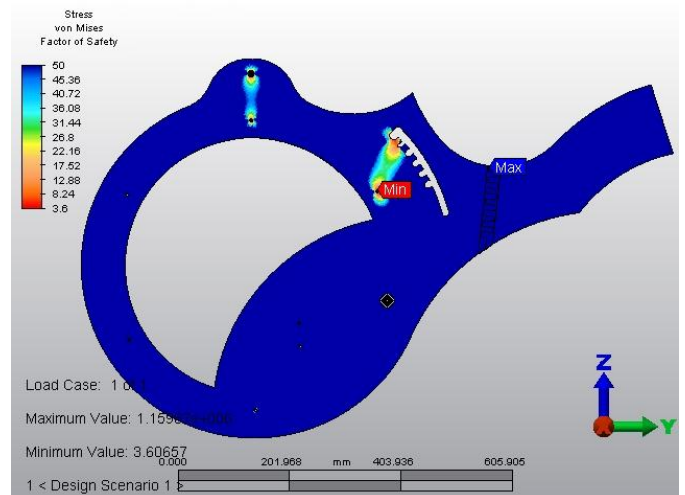


Figura 3.4 Factor de Seguridad en el Cuadro acotado (Caso de carga 1)

Caso de carga 2

El siguiente caso simulado considera las mismas condiciones que el primero, sustituyendo el empotramiento en E por una fuerza tangencial a esa superficie con magnitud de 1250 [N], suponiendo el evento de una caída brusca sobre la llanta delantera. Los resultados fueron (Figura 3.5):

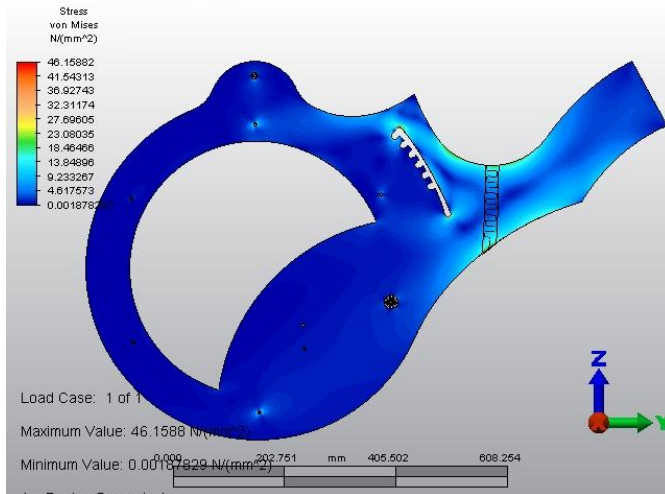


Figura 3.5 Esfuerzos de von Mises en el Cuadro vista anterior (Caso de carga 2)

Donde el esfuerzo máximo es de 46.15 [MPa] ubicado en la concavidad que aloja a la barra delantera del asiento. Una inspección más cercana de este punto permite observar que este valor de esfuerzo se presenta en un solo elemento, con un cambio muy brusco entre este valor y los alrededores. Esto da pie a deducir que se encuentra un concentrador de esfuerzos en la zona y que el resultado del método para ese elemento en particular no refleja acertadamente el verdadero comportamiento del material.

Con base en la distribución de colores es posible asumir que los esfuerzos de la zona son de alrededor de 25 [MPa]. Acotando la visualización de esfuerzos a 25 [MPa] máximo, se observa una nueva distribución (Figura 3.6) que soporta el argumento del cambio brusco de valores de esfuerzos y permite descartar el resultado de esfuerzo en el elemento de mayor esfuerzo.

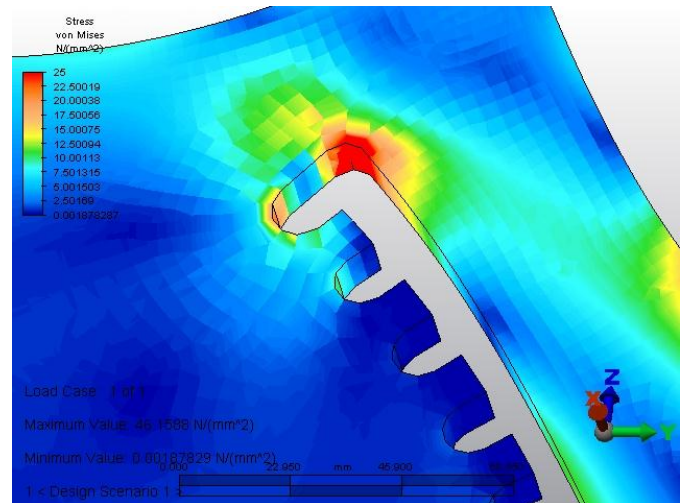


Figura 3.6 Distribución de esfuerzos de von Mises en el Cuadro acotada (Caso de carga 2)

Se concluye que el marco soporta las cargas y sigue estando lejos de la cedencia. En iteraciones posteriores, se incrementó la magnitud de la fuerza de reacción tangente a la superficie E hasta llevar a alguna de las piezas en el ensamble a la cedencia. Simulando una reacción de 2000 [N] se presenta un comportamiento idéntico al anterior, donde se puede estimar que los esfuerzos en la zona son de alrededor de 40 [MPa]. En este entendido, se asumiría que la pieza aún no cede y soportaría reacciones de magnitud aún mayor. Sin embargo, se considera improbable que la bicicleta se someta a cargas mayores puesto que no es una bicicleta de competencia ni montaña. Por esta razón se decidió no continuar las iteraciones y considerar que el diseño en su condición actual satisface e incluso supera la robustez y seguridad planteada para la *OptimusBike*.

Caso de carga 3

Este caso considera un usuario de pie sobre los pedales. Las restricciones y cargas consideradas (Figura 3.7) fueron:

A. Carga de 1250 [N].

- B. Joints con restricción de traslación.
- C. Empotramiento.

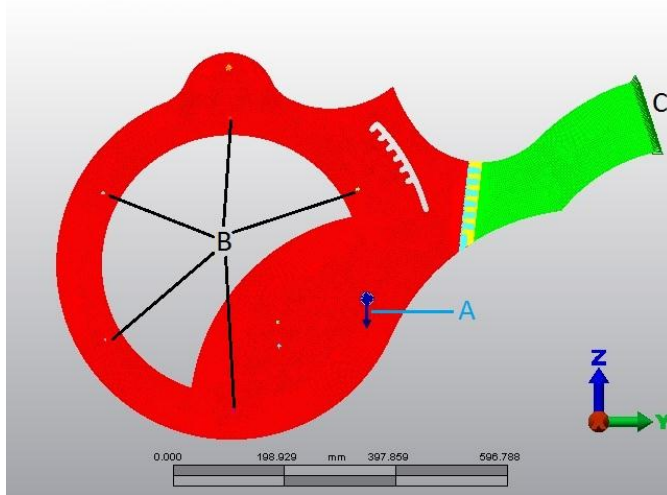


Figura 3.7 Cargas y Restricciones para el análisis del Cuadro (Caso de carga 3)

Los resultados del análisis (Figura 3.8) muestran un esfuerzo máximo de 12 [MPa] sin que se aprecie ninguna situación de cuidado o importancia en la articulación. Consistente con los demás análisis, éste implica que las piezas en estudio son muy robustas y están muy por encima del valor de esfuerzo de cedencia del material.

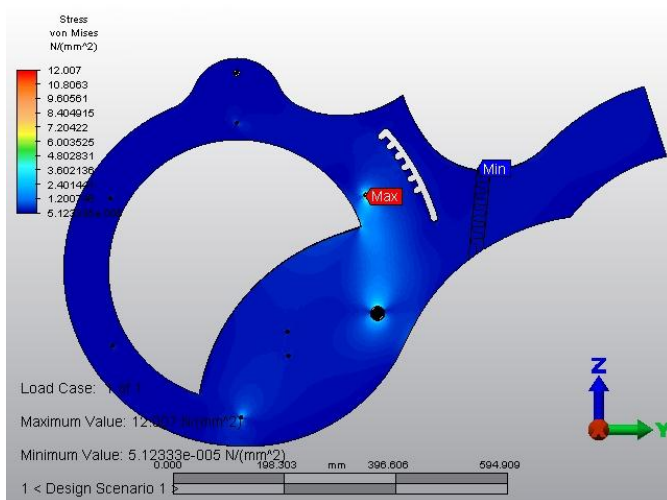


Figura 3.8 Esfuerzos de von Mises en el Cuadro (Caso de carga 3)

Caso de carga 4

Este caso considera el evento de una caída sobre la llanta trasera como ocurriría al bajar banquetas montado en la bicicleta. Las consideraciones (Figura 3.9) fueron:

- A. Fuerza de reacción de 250 [N] cada una (1250 [N] en total).
- B y C. Empotramiento.

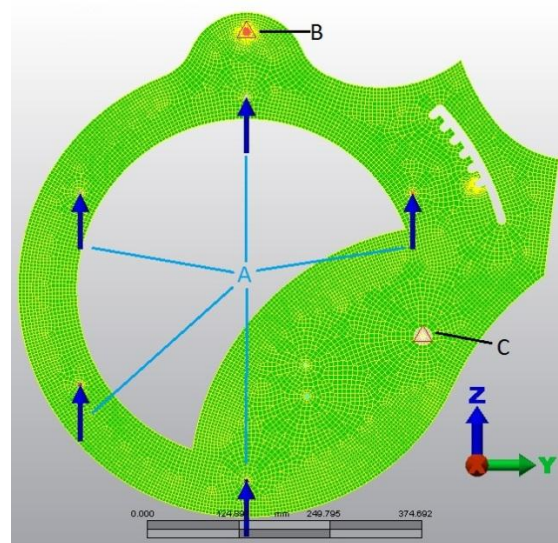


Figura 3.9 Cargas y Restricciones para el análisis del Cuadro (Caso de carga 4)

La distribución de esfuerzos del resultado del análisis es la de la Figura 3.10, donde se observa un esfuerzo máximo de 6.7 [MPa], muy por debajo de la cedencia del material.

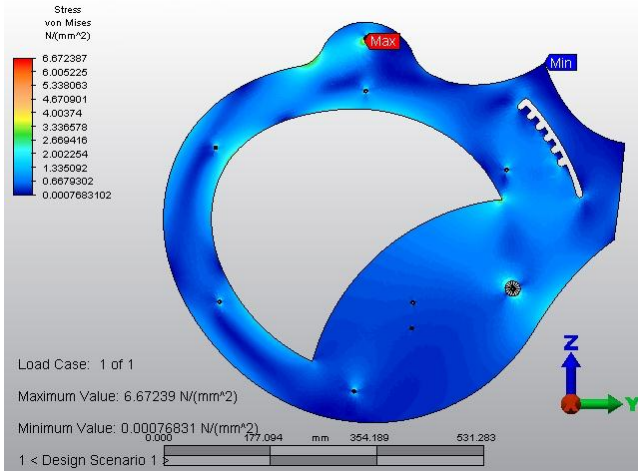


Figura 3.10 Esfuerzos de von Mises en el Cuadro (Caso de carga 4)

3.3 SILLÍN

Los análisis de este sistema se enfocan en asegurar que las barras que soportan el sillín (la tija) sean las adecuadas para soportar el peso de un usuario. Se simularon las posiciones extremas de las posibles para el sistema, es decir, las de mayor y menor altura.

Caso de carga 1

Este análisis corresponde al asiento colocado en su posición de menor altura y soportando una carga de 1250 [N]. Para simplificar los cálculos, se consideró simetría en el eje X. Las restricciones y cargas (Figura 3.11 y Figura 3.12) fueron:

- A. Carga de 1250 [N].
- B. Carga de 200 [N].
- C. Joints con restricción de traslación.
- D. Empotramiento.
- E. Simetría en X (Figura 3.12).

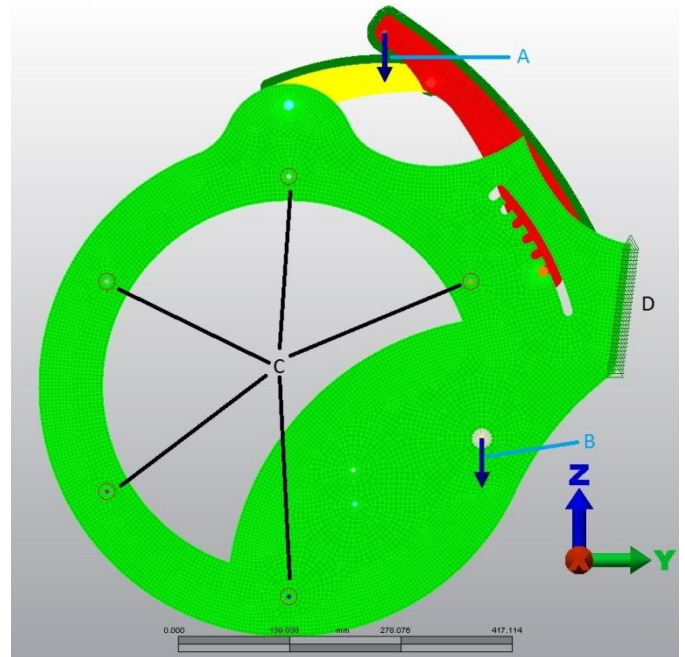


Figura 3.11 Restricciones y Cargas para el análisis de la tija (Caso de carga 1)

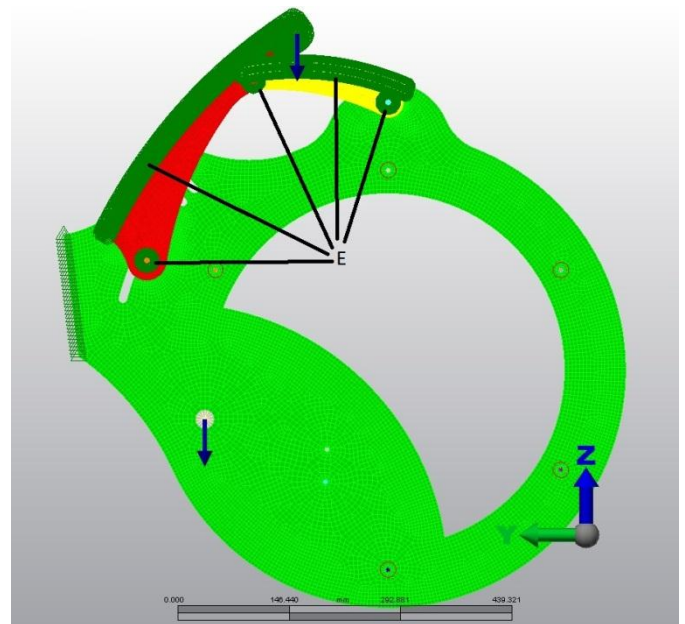


Figura 3.12 Restricción de Simetría en X para el análisis de la tija (Caso de carga 1)

Los resultados fueron los siguientes:

Barra Grande

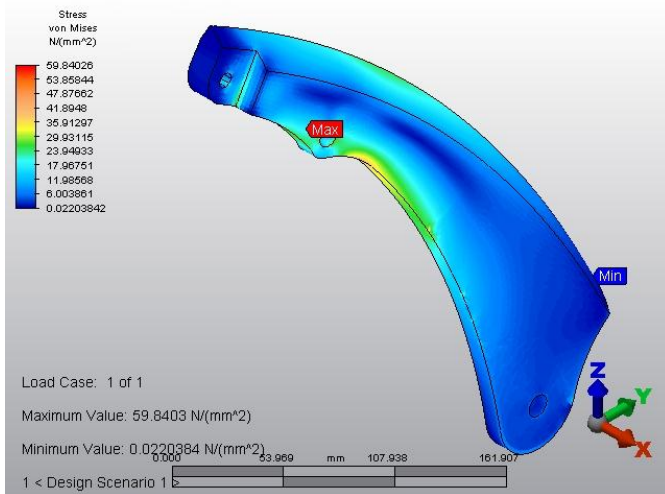


Figura 3.13 Esfuerzos de von Mises en la Barra Grande vista anterior (Caso de carga 1)

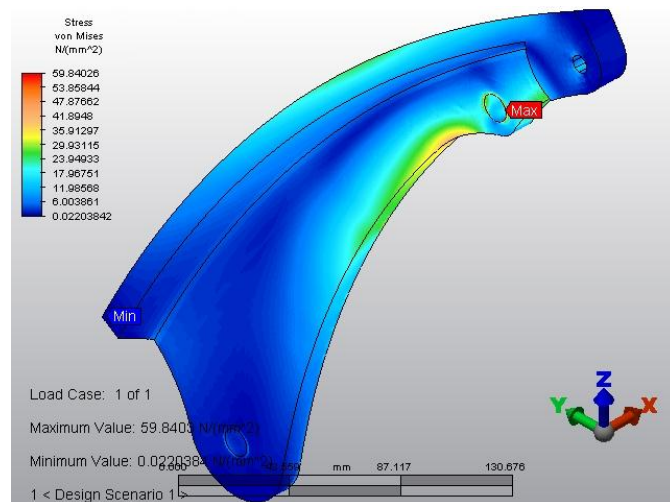


Figura 3.14 Esfuerzos de von Mises en la Barra Grande vista posterior (Caso de carga 1)

Se registra un esfuerzo máximo de 60 [MPa] en el borde del barreno central, que puede ser suavizado haciendo un chaflán a los bordes (Figura 3.13 y Figura 3.14).

Barra Chica

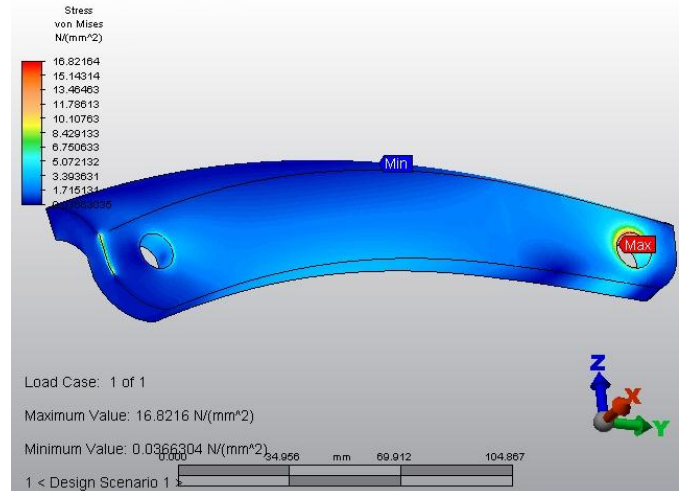


Figura 3.15 Esfuerzos de von Mises en la Barra Chica vista anterior (Caso de carga 1)

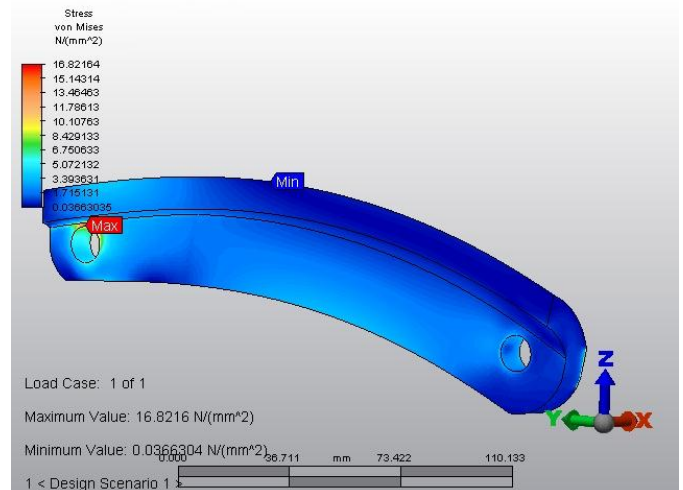


Figura 3.16 Esfuerzos de von Mises en la Barra Chica vista posterior (Caso de carga 1)

Se registra un esfuerzo máximo de 17 [MPa] (Figura 3.15 y Figura 3.16).

Eje de unión Barra Chica-Cuadro

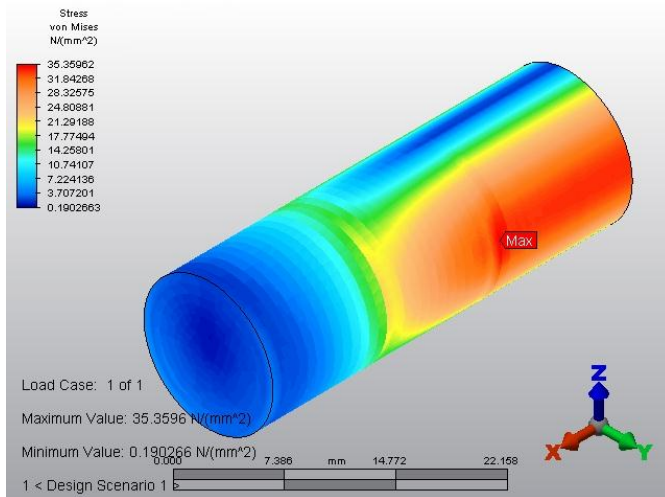


Figura 3.17 Esfuerzos de von Mises en el Eje de unión Barra Chica-Cuadro (Caso de carga 1)

La distribución de esfuerzos alcanza un máximo de 35 [MPa], lo cual señala que la unión es muy robusta en su estado actual (diámetro de 8 [mm]) y puede ser disminuida (Figura 3.17).

Eje de unión Barra Chica-Barra Grande

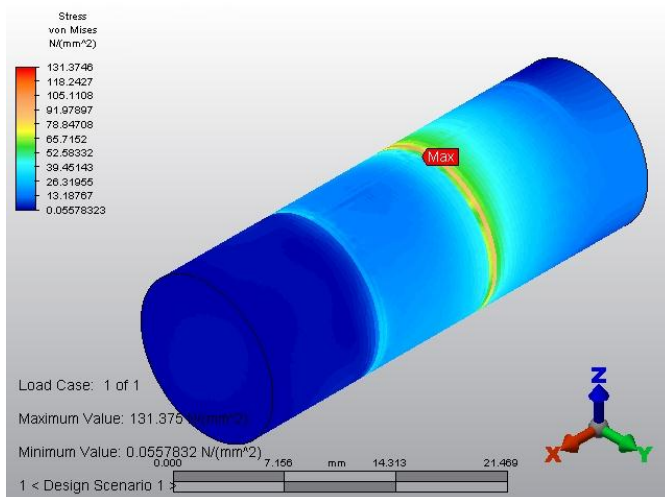


Figura 3.18 Esfuerzos de von Mises en el Eje de unión Barra Chica-Barra Grande (Caso de carga 1)

En esta pieza se encuentra un esfuerzo máximo de 131 [MPa] (Figura 3.18). El valor es mucho más elevado que aquellos encontrados en las demás piezas, sin embargo está dentro del rango de valores que podría soportar una pieza de acero que no necesariamente deja de ser ligera.

Eje de unión Barra Grande-Cuadro

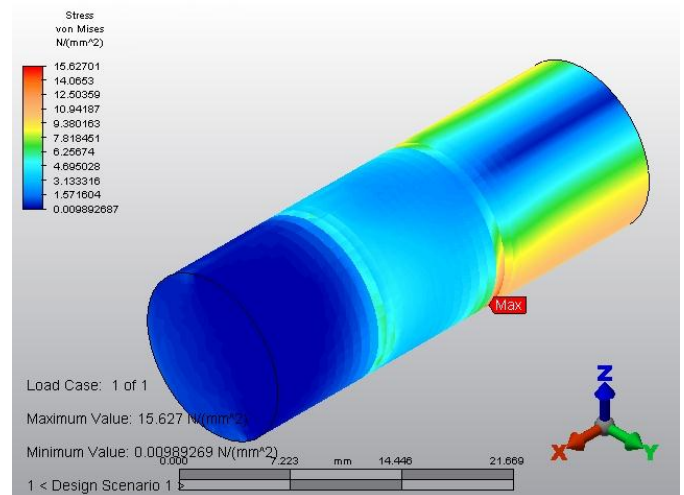


Figura 3.19 Esfuerzos de von Mises en el Eje de unión Barra Grande-Cuadro (Caso de carga 1)

Este eje alcanza un valor máximo de 16 [MPa], también muy robusto en su dimensión actual y susceptible de ser disminuido sin perder la resistencia necesaria (Figura 3.19).

Caso de carga 2.

Este análisis corresponde al asiento colocado en su posición de mayor altura y soportando una carga de 1250 [N]. De igual forma que en el caso anterior, se consideró simetría en el eje X y las mismas cargas y restricciones. Los resultados fueron:

Barra Grande

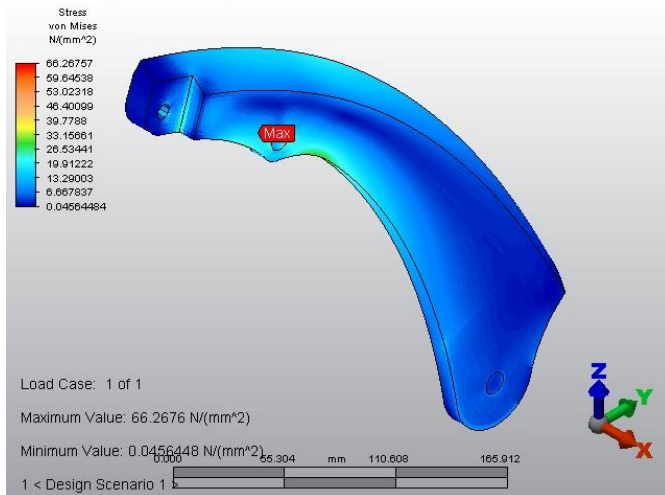


Figura 3.20 Esfuerzos de von Mises en la Barra Grande vista anterior (Caso de carga 2)

Barra Chica

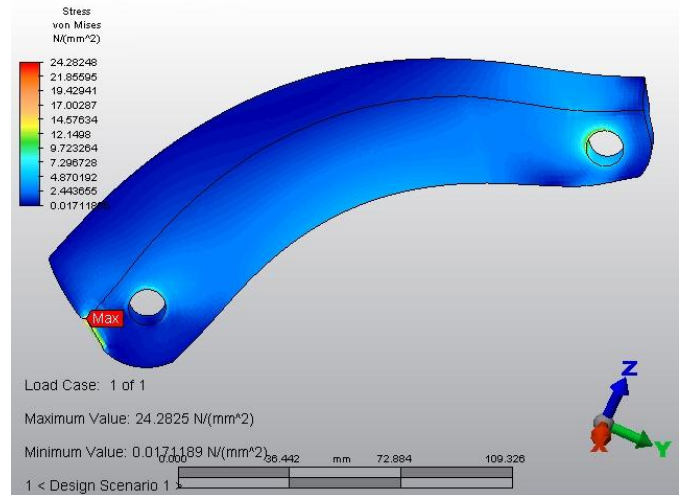


Figura 3.22 Esfuerzos de von Mises en la Barra Chica vista anterior (Caso de carga 2)

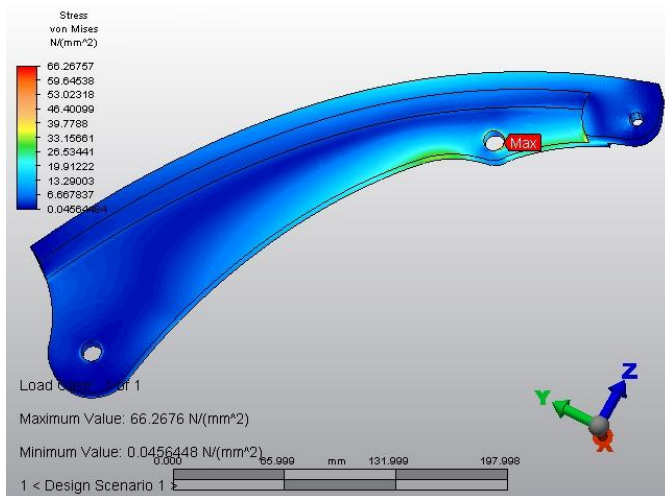


Figura 3.21 Esfuerzos de von Mises en la Barra Grande vista posterior (Caso de carga 2)

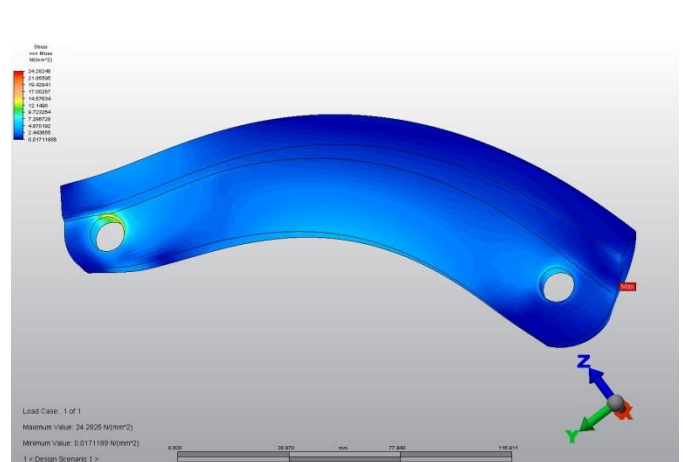


Figura 3.23 Esfuerzos de von Mises en la Barra Chica vista posterior (Caso de carga 2)

La distribución de esfuerzos en este estudio es similar al del caso de altura mínima, pero alcanzando un valor máximo de 66 [MPa] (Figura 3.20 y Figura 3.21). Considerando que en el primer caso el esfuerzo máximo estaba muy próximo a la cedencia del polímero propuesto en primer lugar y en el segundo caso lo sobrepasa, se concluye que esta pieza necesita de un material distinto y/o un cambio en su geometría para reforzarla.

En esta pieza el esfuerzo máximo es de 24 [MPa] (Figura 3.22 y Figura 3.23). Considerando este resultado y el del caso anterior, se concluye que esta barra sí podría fabricarse de polímero y además disminuir sus dimensiones.

Eje de unión Barra Chica-Cuadro

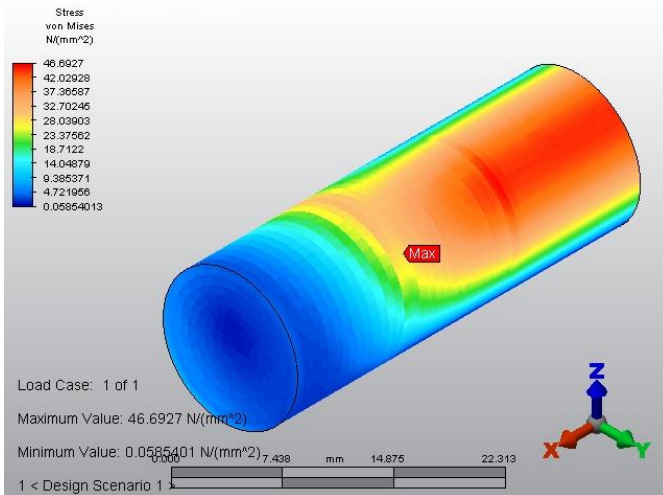


Figura 3.24 Esfuerzos de von Mises en el Eje de unión Barra Chica-Cuadro (Caso de carga 2)

El esfuerzo máximo alcanza 46 [MPa] (Figura 3.24). Este valor es mayor que el del caso anterior, pero no cambia la posibilidad de disminuir el diámetro del eje.

Eje de unión Barra Chica-Barra Grande

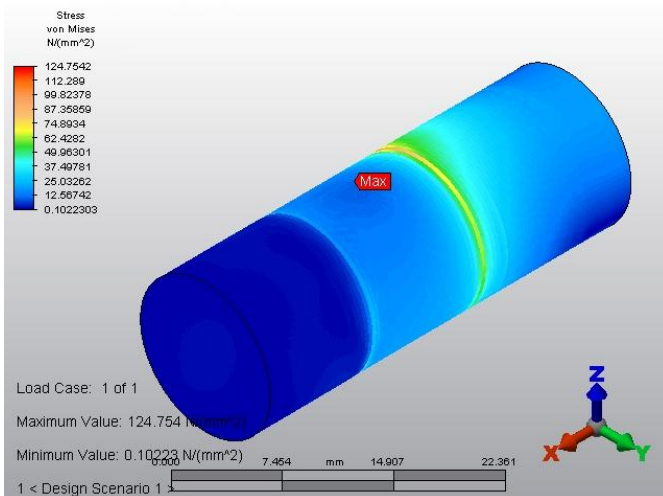


Figura 3.25 Esfuerzos de von Mises en el Eje de unión Barra Chica-Barra Grande (Caso de carga 2)

Los esfuerzos en esta pieza alcanzan un máximo de 125 [MPa] (Figura 3.25) y se sostiene la conclusión que se había obtenido para esta pieza en el caso anterior.

Eje de unión Barra Grande-Cuadro

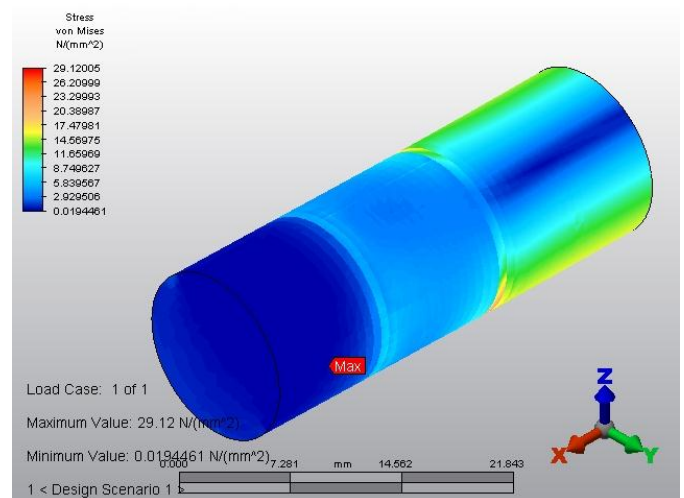


Figura 3.26 Esfuerzos de von Mises en el Eje de unión Barra Grande-Cuadro (Caso de carga 2)

Del caso anterior a éste, el valor máximo en este perno subió de 16 a 29 [MPa] (Figura 3.26). Este aumento no descarta la posibilidad de disminuir las dimensiones de la pieza sin perder la resistencia necesaria.

3.4 DIRECCIÓN

Los análisis de este sistema se realizaron para determinar si las articulaciones que pliegan al sistema de dirección tengan la resistencia adecuada para la exigencia que se plantea.

Articulación Vertical

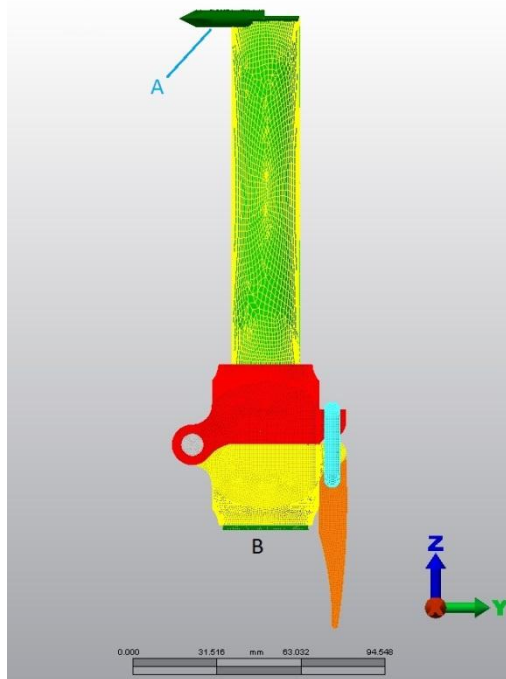


Figura 3.27 Restricciones y Cargas para el análisis de la Articulación Vertical

Este análisis comprende a la articulación que pliega el manubrio en dirección al cuadro. Se simula la articulación en la configuración de la bicicleta como transporte. Las cargas y restricciones fueron (Figura 3.27):

- A. Carga tangencial de 1000 [N].
- B. Empotramiento (detalle en Figura 3.28).

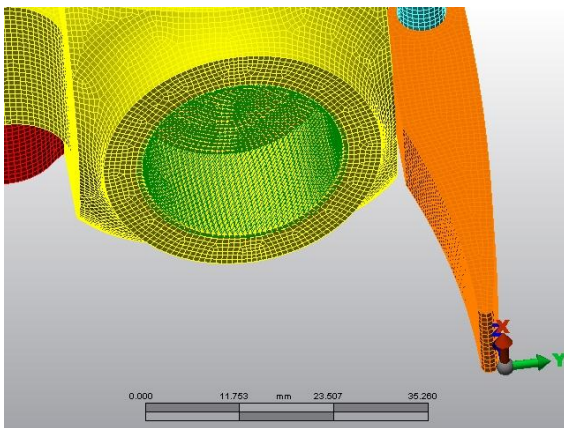


Figura 3.28 Detalle del Empotramiento

El análisis plantea un caso en el que el manubrio se ve jalado fuertemente por el ciclista o bien empujado hacia él. El propósito de simular el ensamble considerando la barra y no solamente la articulación fue para generar un momento sobre ésta.

Los resultados de este análisis se muestran por piezas a continuación:

Parte Superior

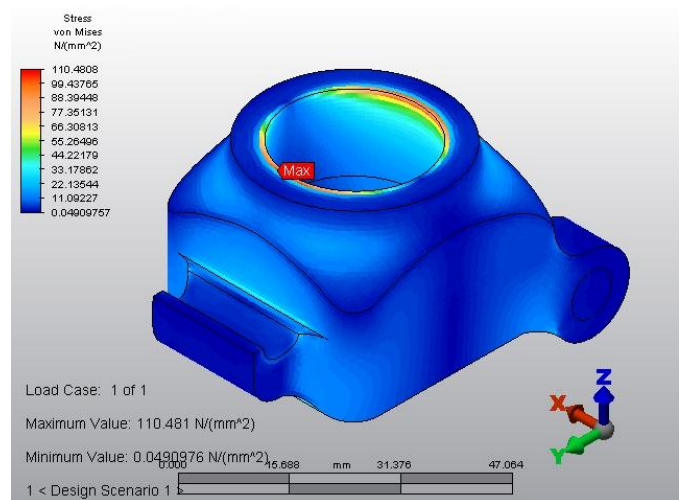


Figura 3.29 Esfuerzos de von Mises en la Parte Superior

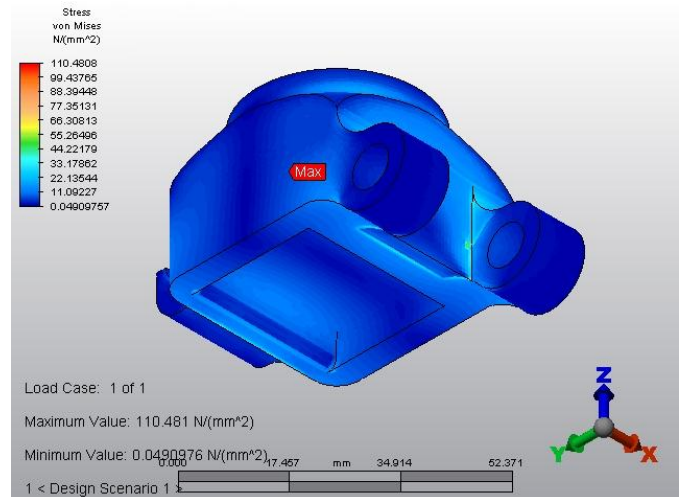


Figura 3.30 Esfuerzos de von Mises en la Parte Superior

Esta pieza presenta un esfuerzo máximo de 110 [MPa] en el borde donde acopla con la barra (Figura 3.29). Las orejas y la cavidad que conectan con la parte inferior no presentaron esfuerzos considerables en comparación al máximo, como tampoco lo hizo el soporte del seguro (Figura 3.30).

En una inspección más cercana del borde (Figura 3.31) se observa que los esfuerzos máximos se presentan en una zona muy diminuta, siendo posible reducir los esfuerzos con un redondeo sobre el borde en el que se presentan. Esto implicaría que se pudiera utilizar para esta articulación el mismo polímero que para el cuadro.

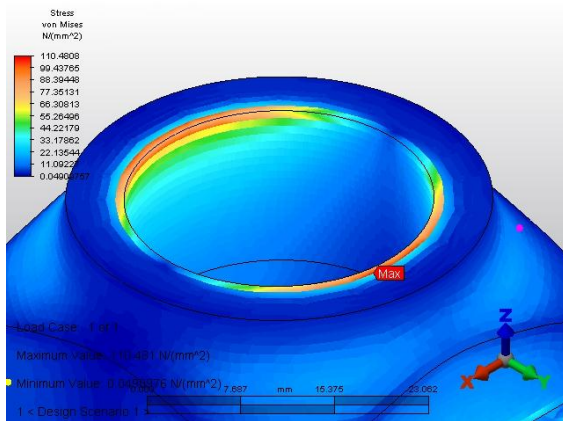


Figura 3.31 Acercamiento al borde de la Parte Superior

Parte Inferior

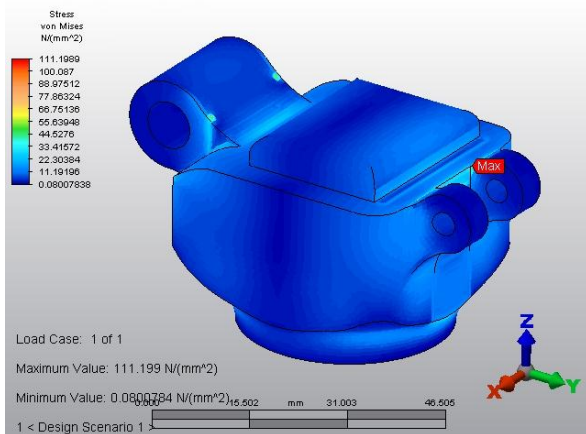


Figura 3.32 Esfuerzos de von Mises en la Parte Inferior

Se registra un esfuerzo máximo de 111 [MPa] en las orejas que sostienen el seguro de las articulaciones (Figura 3.32). La zona que presenta el esfuerzo máximo es muy diminuta y en una inspección más cercana se aprecia un cambio muy brusco en los valores del esfuerzo máximo y las zonas vecinas (Figura 3.33).

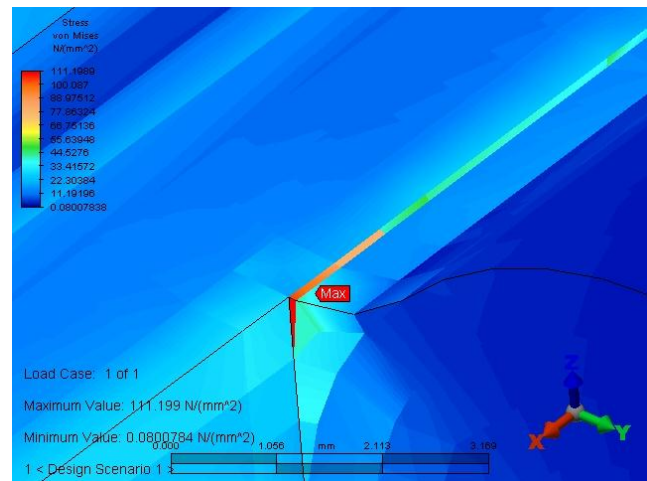


Figura 3.33 Acercamiento a la zona que presenta el máximo esfuerzo de la Parte Inferior

Las zonas aledañas al esfuerzo máximo presentan un valor de alrededor de 30 [MPa], por lo que se descarta el valor del esfuerzo máximo.

En cuanto al resto de la pieza, no se presentaron esfuerzos considerables en la oreja que conecta con la parte superior, el barreno que conecta con la horquilla de la rueda ni con la oreja que conecta esta pieza con la palanca que opera al seguro.

Perno de Articulación

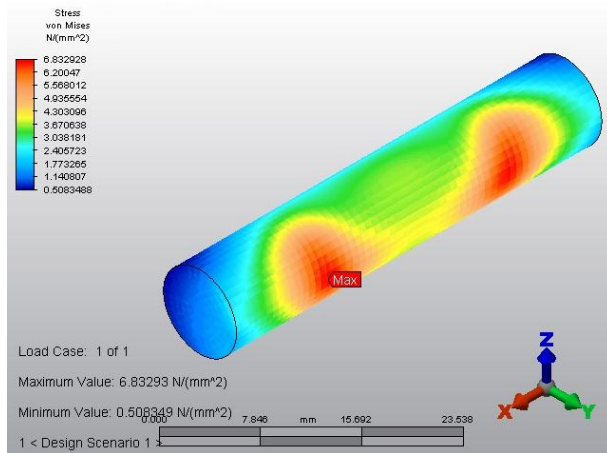


Figura 3.34 Esfuerzos de von Mises en el Perno de Articulación

Esta pieza presenta un esfuerzo máximo de 7 [MPa], por lo que se concluye que es más robusta de lo necesario y es posible disminuir su diámetro e incluso fabricarla de plástico (Figura 3.34).

Ensamble que conforma el Seguro

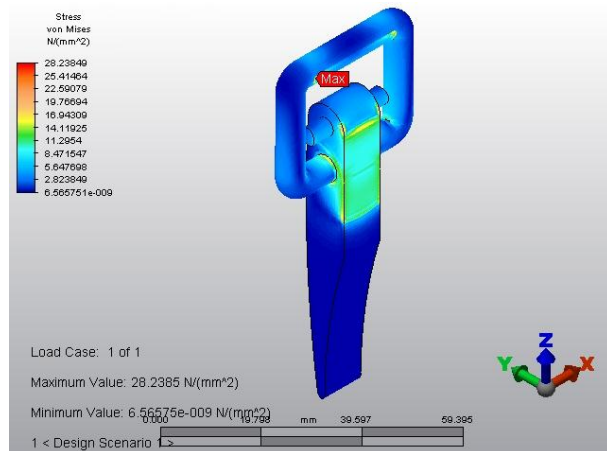


Figura 3.35 Esfuerzos de von Mises en el Ensamble que conforma el Seguro

Se presentan juntos la palanca que opera el seguro, el seguro y el perno que les une a la parte inferior de la articulación (Figura 3.35). En todo el conjunto se presenta un

esfuerzo máximo de 28 [MPa], por lo que se concluye que las piezas pueden ser de polímero e incluso puedan ser modificadas en sus dimensiones para hacerlas más ligeras sin perder la resistencia requerida.

Articulación Horizontal

Este estudio se realizó para determinar si la articulación que pliega el manubrio tiene la resistencia adecuada. Las condiciones para el análisis fueron (Figura 3.36):

- Cargas tangenciales de 500 [N] cada una.
- Empotramiento (detalle en la Figura 3.37)

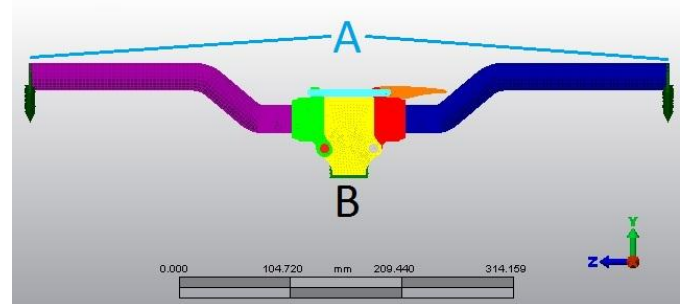


Figura 3.36 Restricciones y Cargas para el análisis de la Articulación Horizontal

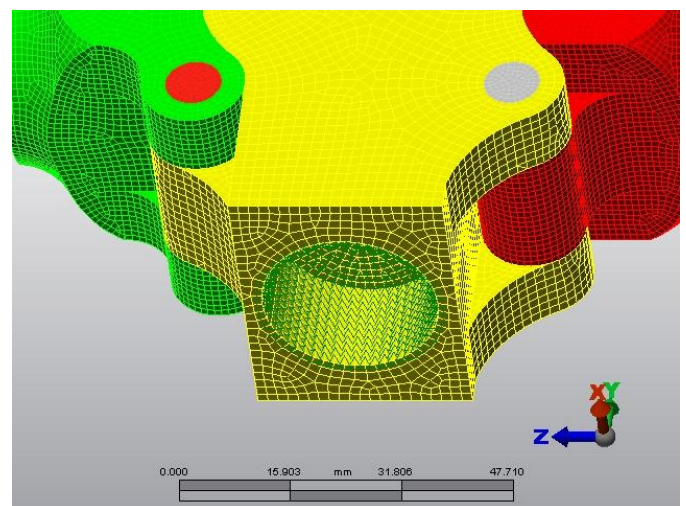


Figura 3.37 Detalle del Empotramiento

El análisis plantea un caso en el que el manubrio sea empujado hacia abajo en sus extremos con el objetivo de observar si la articulación soporta la carga sin fallar. Los resultados fueron:

Pieza Central

Se observa un esfuerzo máximo de 53 [MPa] en la cavidad que conecta con el lado derecho del manubrio (Figura 3.38 y Figura 3.39). La transición de valores entre el esfuerzo máximo y las zonas vecinas no es tan abrupta como para descartar el valor máximo en principio. Sin embargo, en toda la pieza se observa un valor aproximado de 20 [MPa] y las zonas con valores superiores a ese son muy pequeñas en comparación a la pieza. Se concluye que esta pieza también podría fabricarse de policarbonato y seguiría cumpliendo la exigencia de resistencia.

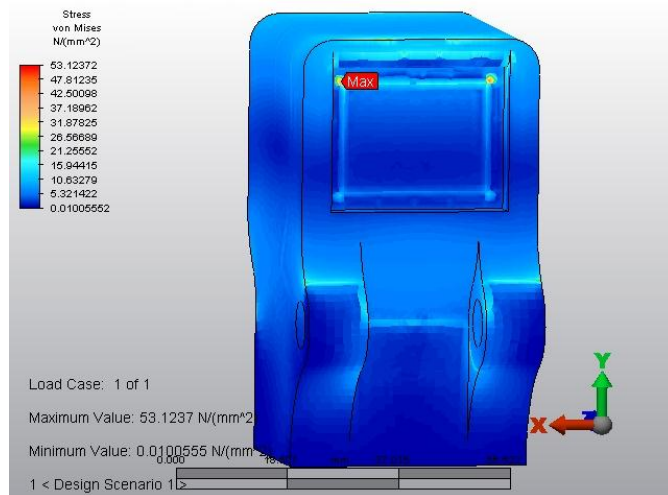


Figura 3.38 Esfuerzos de von Mises en la Pieza Central

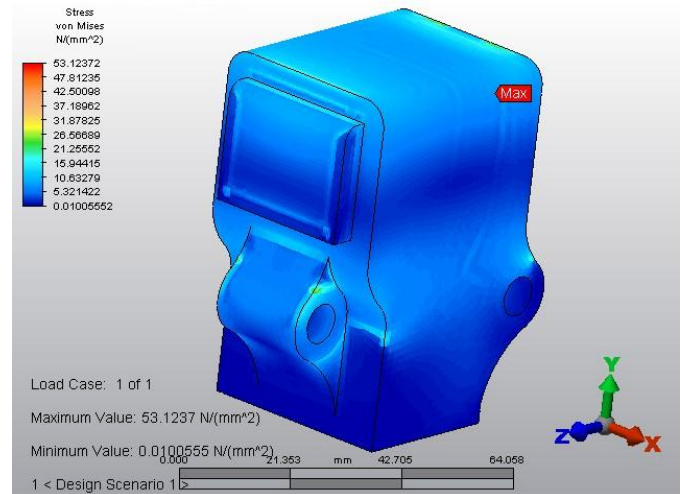


Figura 3.39 Esfuerzos de von Mises en la Pieza Central

Parte Derecha

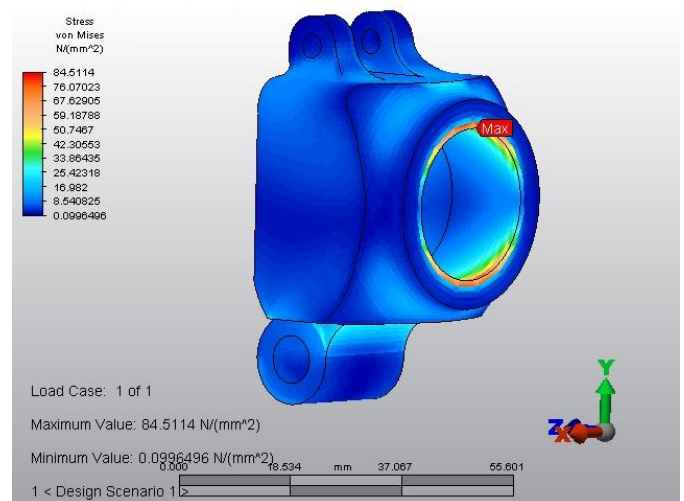


Figura 3.40 Esfuerzos de von Mises en la Parte Derecha

Se registra un valor máximo de 85 [MPa] en el borde donde acopla con el tubo o barra del manubrio (Figura 3.40 y Figura 3.41). En general, los valores de los esfuerzos en la pieza son de 30 [MPa] y éstos sólo aumentan en el borde mencionado. El comportamiento es similar al visto anteriormente en el caso de carga 1, por lo tanto se pueden aplicar las mismas consideraciones y ajustes para este borde que el anterior.

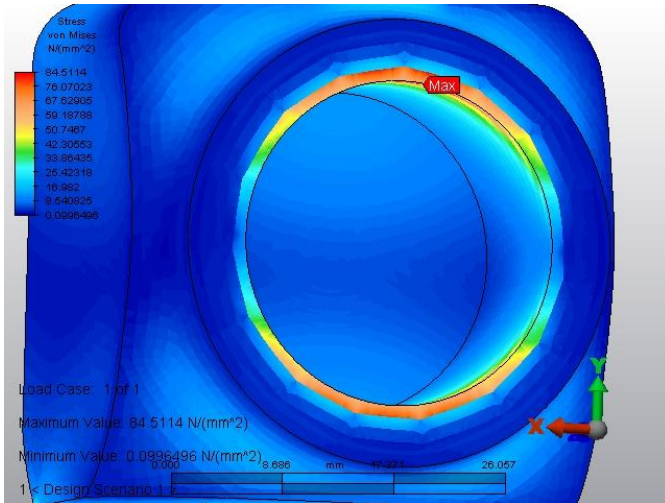


Figura 3.41 Esfuerzos de von Mises en la Parte Derecha

Parte Izquierda

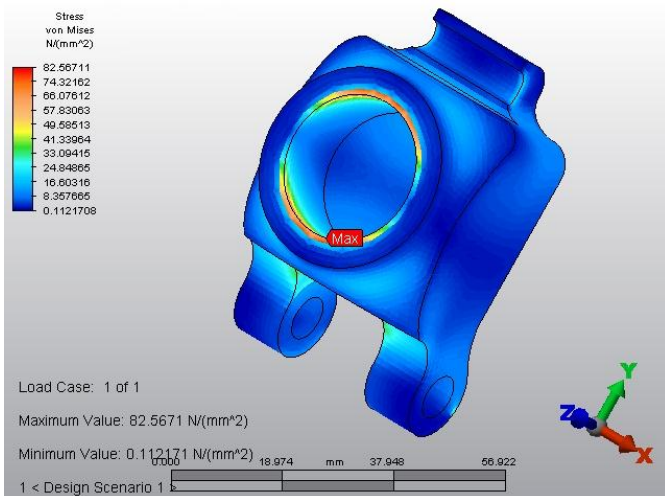


Figura 3.42 Esfuerzos de von Mises en la Parte Izquierda

Esta pieza (Figura 3.42) presenta aproximadamente los mismos valores que la anterior, tanto para el valor máximo (83 [MPa]) en el borde como para los valores del resto del cuerpo (aproximadamente 30 [MPa]). La premisa de que las piezas pueden ser fabricadas de plástico y sigan presentando la resistencia adecuada después de algunas modificaciones a sus dimensiones y geometría se sostiene.

Pernos de las Articulaciones

El perno que une la parte central con la derecha (Figura 3.43) y el que la une con la izquierda (Figura 3.44) presentan esfuerzos máximos de 8 y 10 [MPa] respectivamente, y en ambos casos se concluye que puede disminuirse su diámetro sin comprometer su resistencia.

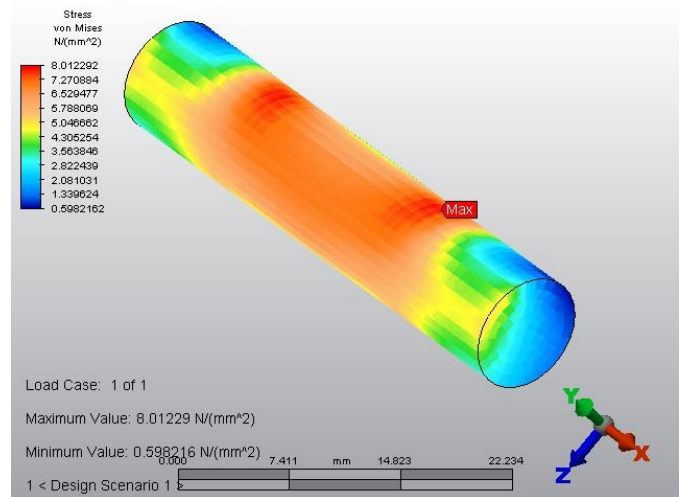


Figura 3.43 Esfuerzos de von Mises en el Perno que une la Parte Central con la Derecha

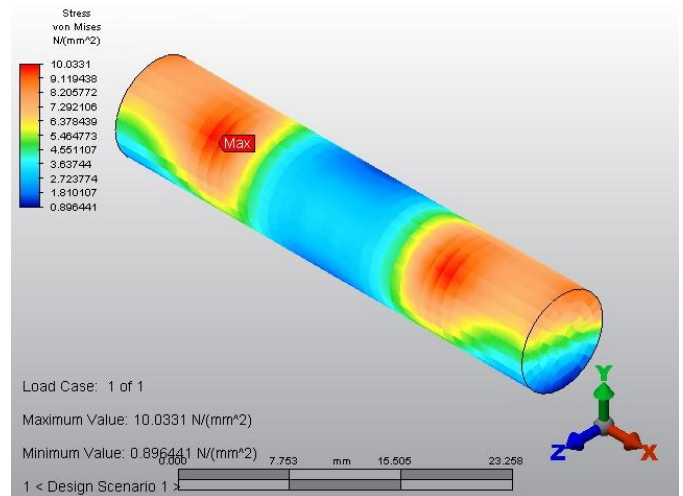


Figura 3.44 Esfuerzos de von Mises en el Perno que une la Parte Central con la Izquierda

Ensamble que conforma el Seguro

Se presentan juntos la palanca que opera el seguro, el seguro y el perno que les une a la

parte inferior de la articulación (Figura 3.45). En todo el conjunto se presenta un esfuerzo máximo de 34 [MPa] y similarmente al seguro del caso 1, éste es susceptible de fabricarse en algún polímero y disminuirse en sus dimensiones.

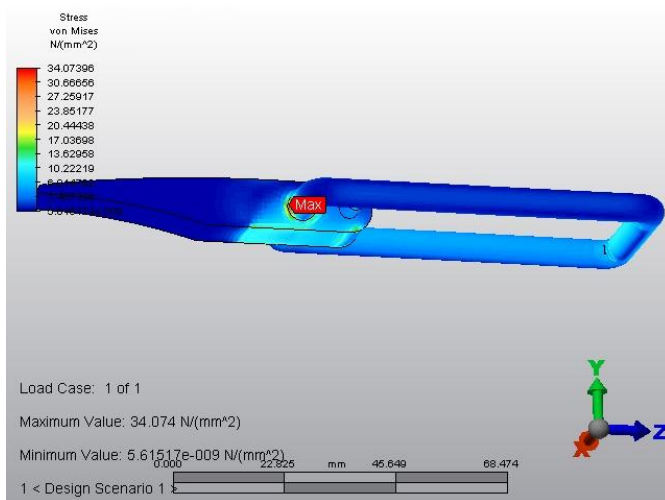


Figura 3.45 Esfuerzos de von Mises en Ensamblaje que conforma el Seguro

Barras del Manubrio

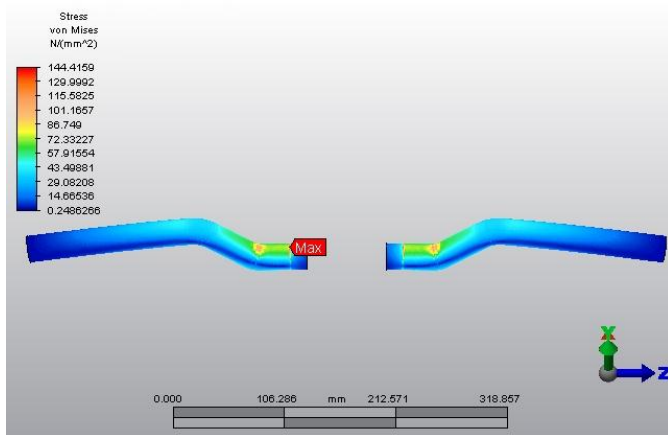


Figura 3.46 Esfuerzos de von Mises en las Barras del Manubrio

Se observa un esfuerzo máximo de 144 [MPa], situado en donde la barra entra en contacto con los bordes de la articulación. Una observación con más detalle de la zona donde

se presenta el valor máximo (Figura 3.46) señala la presencia de un concentrador de esfuerzos. Los valores de la zona vecina son de alrededor de 70 [MPa] en dirección del apoyo de las manos y 40 [MPa] en dirección de la articulación. Si bien el valor máximo podría disminuirse con los ajustes de geometría de las articulaciones, esto no asegura todavía que quede por debajo de 70 [MPa], por lo que deben considerarse las posibilidades de que estas piezas se manufacturen como barras de algún otro polímero reforzado o bien tubos de aluminio.

Horquilla Delantera

Este análisis pretende determinar si las dimensiones propuestas para la horquilla delantera son las adecuadas para el uso de policarbonato en la pieza.

Caso de carga 1

Este caso simula el efecto de una carga correspondiente al 40% del peso del usuario recargado directamente sobre el manubrio. Las condiciones del análisis fueron:

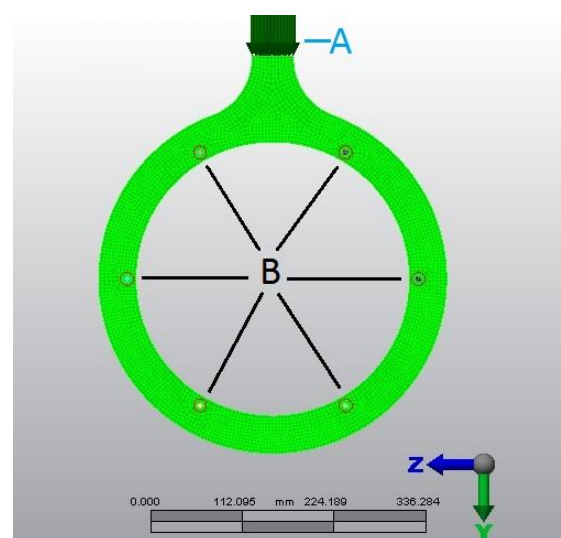


Figura 3.47 Restricciones y cargas para el análisis de la horquilla delantera (Caso de carga 1)

- A. Carga de 1000 [N].
- B. Joints con restricción de traslación.

La Figura 3.47 muestra una vista lateral de la horquilla, en la que sólo se aprecia uno de sus lados. El lado contrario tiene exactamente las mismas restricciones. (Figura 3.48)

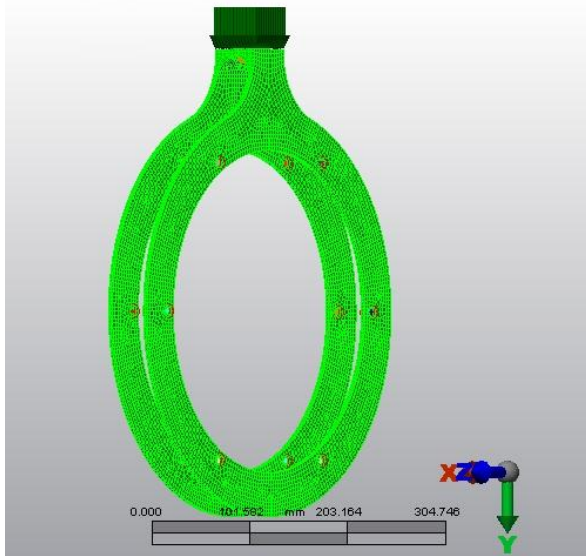


Figura 3.48 Detalle de ambos lados de la horquilla

Los resultados se muestran en la Figura 3.49 y Figura 3.50.

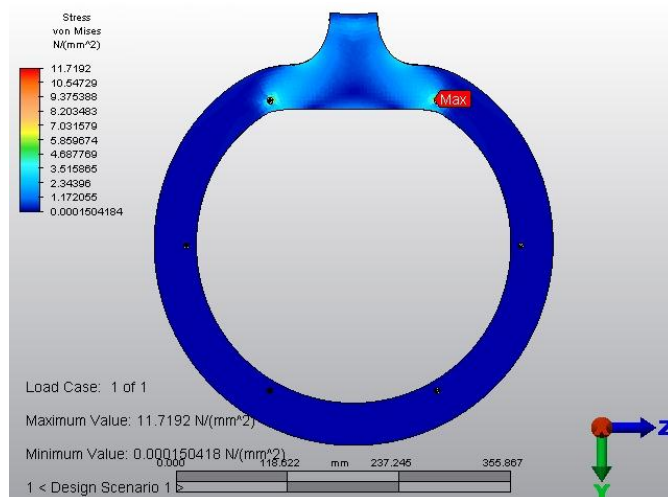


Figura 3.49 Esfuerzos de von Mises en la Horquilla (Caso de carga 1)

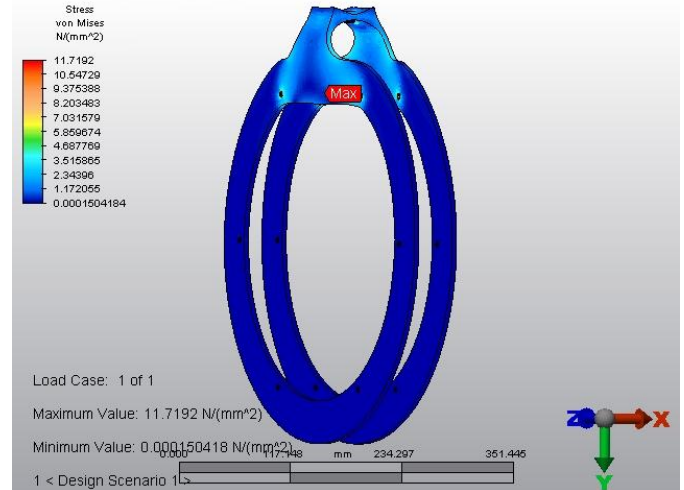


Figura 3.50 Esfuerzos de von Mises en la Horquilla (Caso de carga 1)

Se reporta un esfuerzo máximo de 12 [MPa] situado en uno de los barrenos que conecta la horquilla con la rueda. La Figura 3.51 muestra un acercamiento de la distribución de esfuerzos en la zona.

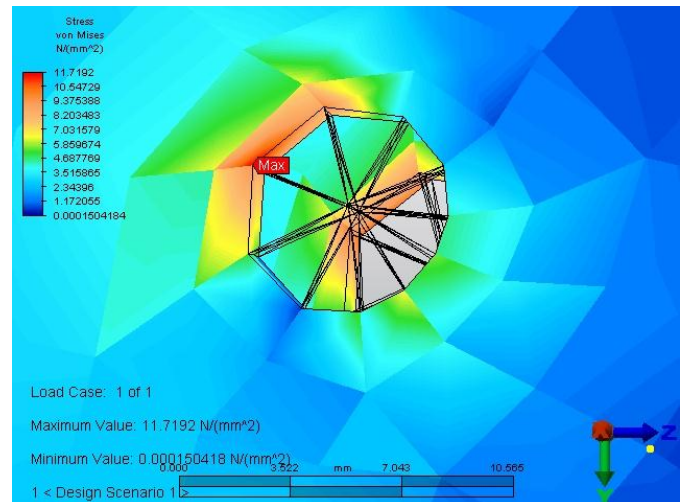


Figura 3.51 Detalle de un barreno (Caso de carga 1)

El valor del esfuerzo es muy pequeño en comparación al de la cedencia del policarbonato y la distribución de esfuerzos presenta un salto en la escala de un elemento a otro que no es muy abrupto.

Caso de carga 2

Este caso simula el efecto de un golpe directamente bajo la rueda, como el que se ocasionaría bajando una escalera o banqueta alta. La carga en este caso utiliza un factor de 5 en lugar del de 2.5 usado en el resto de la bicicleta, elegido así porque el frente de la bicicleta es el más susceptible de ser golpeado en su uso común. Las cargas y restricciones fueron (Figura 3.52):

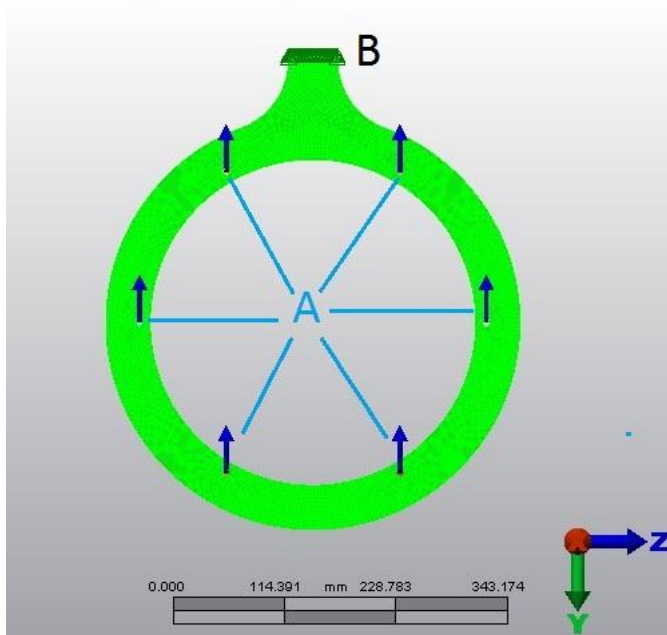


Figura 3.52 Restricciones y cargas para el análisis de la horquilla delantera (Caso de carga 2)

- A. Carga de 170 [N] distribuida en 12 Joints (total de 2040 [N]).
- B. Empotramiento.

Los resultados fueron:

Se registra un esfuerzo máximo de 23 [MPa] con una distribución de esfuerzos sin saltos abruptos en la pieza (Figura 3.53 y Figura 3.54).

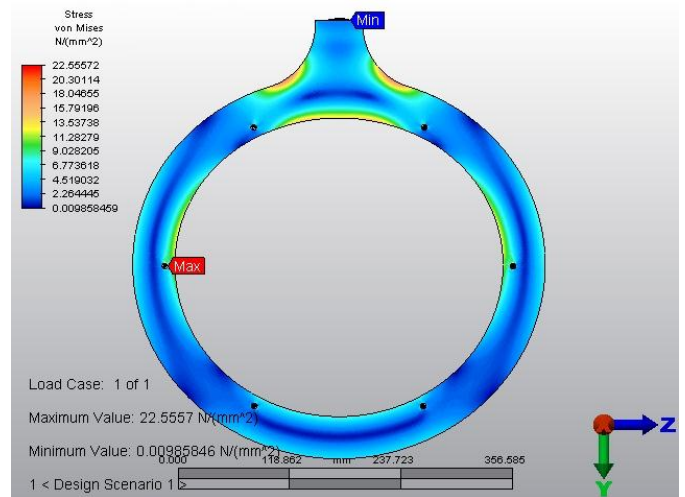


Figura 3.53 Esfuerzos de von Mises en la Horquilla (Caso de carga 2)

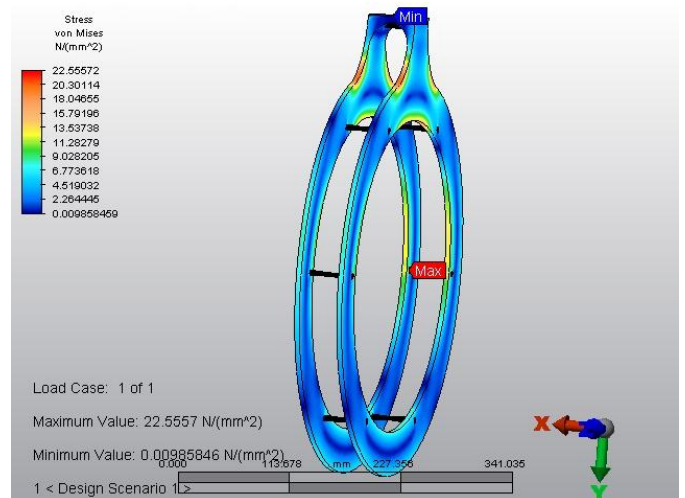


Figura 3.54 Esfuerzos de von Mises en la Horquilla (Caso de carga 2)

Similar al caso 1, estos resultados permiten suponer que la pieza fabricada de policarbonato soportaría la carga e incluso sería susceptible de disminuir sus espesores.

Caso de carga 3

Este caso simula un par aplicado a la horquilla, como aquel que se presentaría en el evento de un impacto lateral sobre la misma. Las cargas y restricciones se presentan en la Figura 3.55 y fueron:

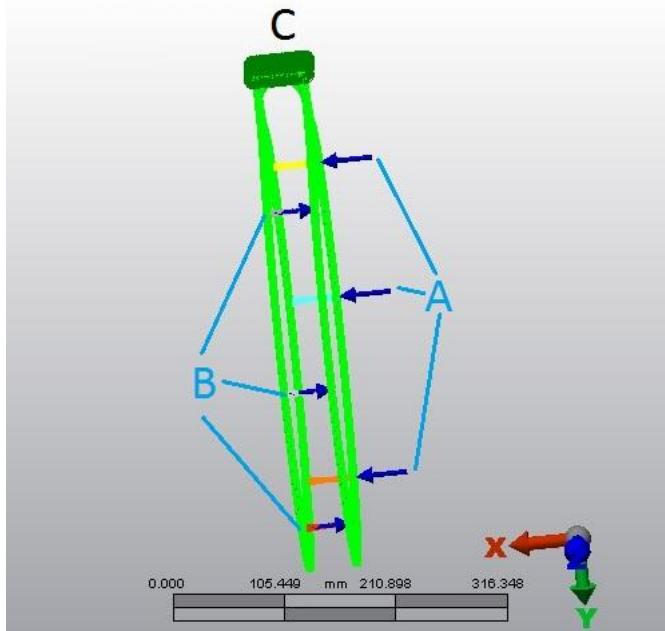


Figura 3.55 Restricciones y cargas para el análisis de la horquilla delantera (Caso de carga 3)

- Cargas de 60 [N] cada una en dirección x sobre los joints del lado derecho en la mitad trasera del aro (total 180 [N]).
- Cargas de 60 [N] cada una en dirección $-x$ sobre los joints del lado izquierdo en la mitad delantera del aro (total 180 [N]).
- Empotramiento.

Las cargas en A y B generan un par de 64 [N·m]. Los resultados de este análisis fueron:

Se registra un valor máximo de esfuerzo de 93 [MPa] (Figura 3.56). Una observación a detalle a la zona del máximo esfuerzo revela que la distribución de esfuerzos no tiene saltos abruptos por lo que no se descarta este resultado (Figura 3.57).

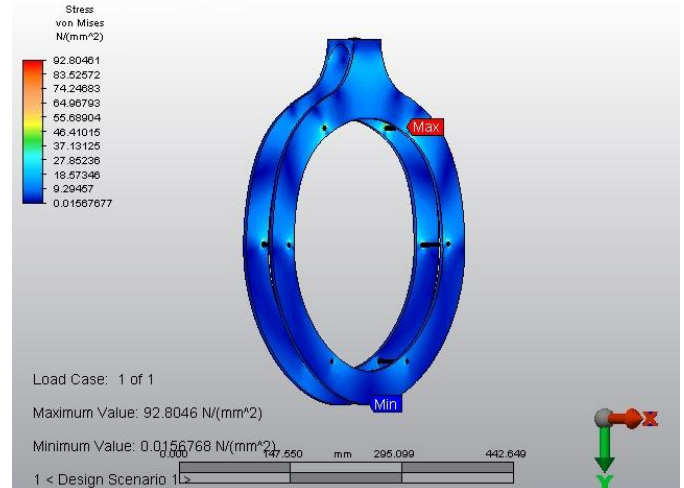


Figura 3.56 Esfuerzos de von Mises en la Horquilla (Caso de carga 3)

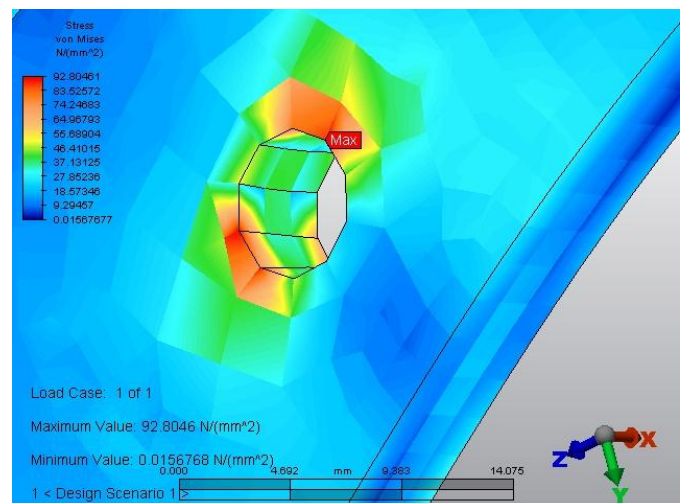


Figura 3.57 Detalle de la zona de máximo esfuerzo (Caso de carga 3)

Este resultado descarta el uso de policarbonato como material para esta pieza, la cual necesitaría ser de algún polímero reforzado o aluminio. Sin embargo, antes de considerar los materiales se realizó un sencillo refinamiento al diseño de esta pieza.

Alrededor de los barrenos de la horquilla se agregó un borde con la intención de aumentar el área de contacto y alcanzar una mejor distribución de esfuerzos (Figura 3.58).

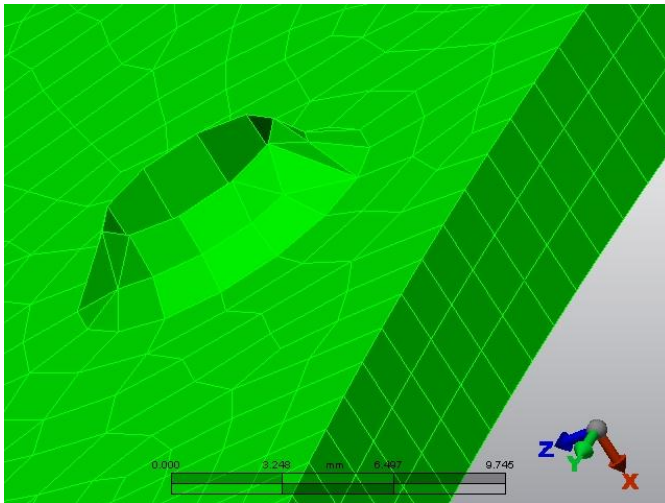


Figura 3.58 Detalle del borde del barreno con malla

El análisis con esta modificación se realizó con las mismas condiciones y restricciones del caso anterior, representadas en la Figura 3.55. Los resultados fueron:

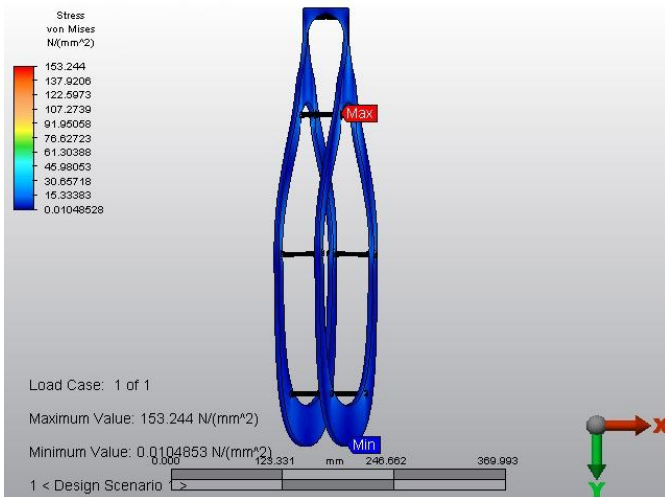


Figura 3.59 Esfuerzos de von Mises en la Horquilla modificada (Caso de carga 3)

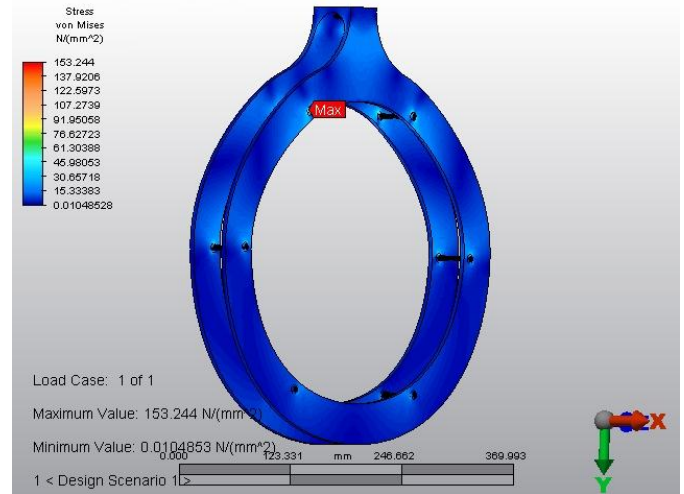


Figura 3.60 Esfuerzos de von Mises en la Horquilla modificada (Caso de carga 3)

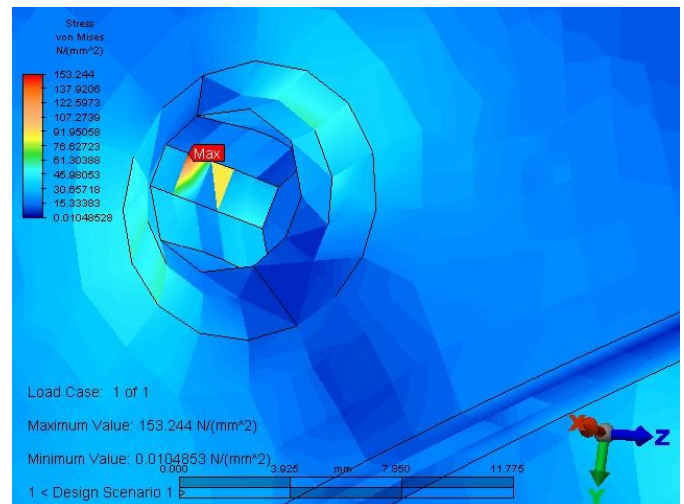


Figura 3.61 Detalle del esfuerzo máximo en las Horquilla modificada (Caso de carga 3)

Se registró en este caso un esfuerzo máximo de 153 [MPa] (Figura 3.59 y Figura 3.60), pero la distribución de esfuerzos revela que este valor sólo se presenta en un elemento y no hay coherencia con los resultados de su vecindad (Figura 3.61). Eso hace que sea susceptible de descartarse, y en su lugar se toma el valor aproximado de la vecindad, que es de 45 [MPa]. Esto prueba que el nuevo borde conserva el comportamiento de las piezas simuladas previamente y se concluye que la pieza soporta las cargas, además de

poder refinarse sus dimensiones para volverla más ligera.

3.5 TRANSMISIÓN

En este apartado se considera el diseño de los engranes para la transmisión de la *OptimusBike*.

Son 5 los engranes rectos que conforman el sistema de transmisión de la bicicleta, dos de ellos, 3 y 4, comparten el mismo eje y el engrane 5 es un engrane interno. La Figura 3.62 muestra un diagrama de la configuración de los engranes.

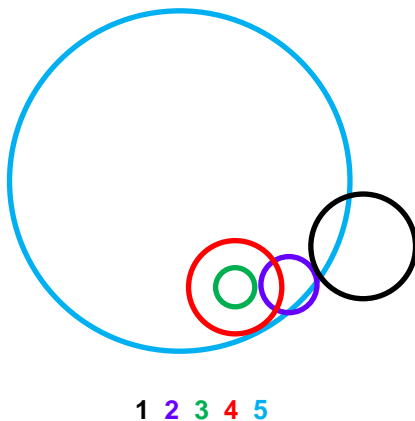


Figura 3.62 Configuración de los engranes

Relación de Velocidades

La relación de velocidades en la *OptimusBike* es aproximadamente de 2.9, para obtenerla se utilizaron los diámetros de paso de los engranes (mostrados en la Tabla 3.1) y la Ecuación 3.1.

Tabla 3.1 Diámetros de Paso de los engranes

Engrane	Ubicación	D[mm]
1	Pedaliar	280
2	Chico 1	50
3	Chico 2	45
4	Interior	240
5	Rin Trasero	520

$$VR = \frac{D_4 D_1}{D_5 D_3}$$

Ecuación 3.1

La velocidad de cálculo utilizada en el diseño de la transmisión es de $20 \left[\frac{km}{h} \right]$, en la Figura 3.63 se muestra un esquema.

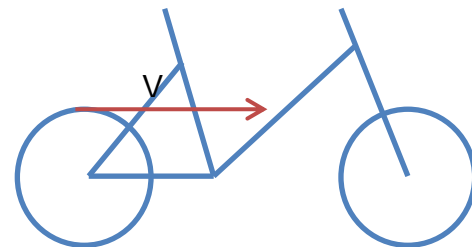


Figura 3.63 Esquema de la bicicleta

$$V = 20 \left[\frac{km}{h} \right] = 5.56 \left[\frac{m}{s} \right]$$

En la Figura 3.64 se muestra un esquema de la rueda trasera, a partir de la velocidad lineal es posible conocer la velocidad angular de la rueda trasera, mediante la Ecuación 3.2.

$$\omega_5 = \frac{V}{R_5}$$

Ecuación 3.2

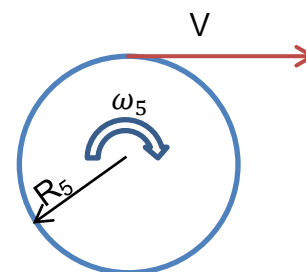


Figura 3.64 Esquema de la rueda trasera

Para determinar la velocidad angular de los demás engranes se utilizó la relación de diámetros de paso con velocidades angulares.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

Ecuación 3.3

Las velocidades angulares de cada uno de los engranes se exponen en la Tabla 3.2, nótese que $\omega_3 = \omega_4$ debido a que los engranes están montados en el mismo eje.

Tabla 3.2 Velocidades angulares de los engranes

Engrane	D[mm]	ω [rad/s]	n[rpm]
1	280	5.86	56
2	50	32.81	313
3	45	36.45	348
4	240	36.45	348
5	520	16.82	161

Número de Dientes

Para determinar el número de dientes N de los engranes se partió del módulo.

$$m = \frac{D}{N}$$

Ecuación 3.4

Ya que los engranes 1,2 y 3 no entran en contacto con los engranes 4 y 5, se utilizó un módulo de 2.5 (módulo 1) para los tres primeros, y un módulo de 4 (módulo 2) para los dos últimos. En la se presenta el número de dientes de cada engrane.

Tabla 3.3 Número de dientes de los engranes

Módulo 1 2.5

Engrane	D[mm]	N [dientes]
1	280	112
2	50	20
3	45	18

Módulo 2 4

4	240	60
5	520	130

Par Transmitido

Para determinar el par transmitido de los pedales al primer engrane se consideró el diagrama de la Figura 3.65. La fuerza F se consideró de 1000[N] y la longitud de la biela l de 0.17[m].

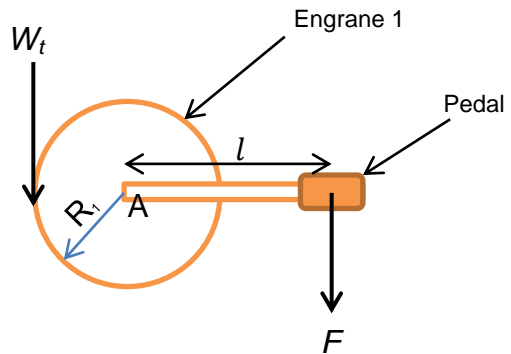


Figura 3.65 Diagrama del par transmitido al engrane 1

Al realizar suma de momentos en A se tiene

$$\begin{aligned} \sum M_A &= -Fl + W_t R_1 = 0 \\ W_t R_1 &= Fl \\ W_t &= \frac{2Fl}{D_1} \end{aligned}$$

Ecuación 3.5

donde

W_t = fuerza transmitida por el engrane

D_1 = diámetro del engrane 1

F = fuerza del pedaleo

l = longitud de la biela

Por lo tanto, el par en el engrane 1 es

$$T_1 = Fl$$

y mediante la relación de par y diámetros de los engranes

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

Ecuación 3.6



se puede conocer el par en cada uno de los engranes, en la Tabla 3.4 se muestran estos.

Tabla 3.4 Diámetro, velocidad angular y par de los engranes

Engrane	D[mm]	ω [rad/s]	n[rpm]	T[N-m]
1	280	5.86	56	170
2	50	32.81	313	30.36
3	45	36.45	348	27.32
4	240	36.45	348	27.32
5	520	16.82	161	59.20

La potencia transmitida del engrane 1 al engrane 5, es decir, por el tren de engranes, se calcula mediante

$$P = T\omega$$

Ecuación 3.7

siendo ésta $P=1053.43$ [W].

Diseño de engranes rectos

El procedimiento que se utilizó para diseñar los engranes de la transmisión de la *OptimusBike* es el siguiente [9]:

1. Calcular la carga transmitida W_t mediante la Ecuación 3.8:

$$W_t = \frac{60000P}{\pi Dn}$$

Ecuación 3.8

2. Especificar la forma del diente y determinar el factor de forma de Lewis Y de la Tabla 9-12 (pág. 439) [9].
3. Especificar un factor de seguridad SF Tabla 9-5 (pág. 389) [9].
4. Especificar el material que se usará y el determinar el esfuerzo admisible S_{at} .
5. Calcular el ancho de cara F mediante la Ecuación 3.9.

$$F = \frac{W_t(SF)}{S_{at}mY}$$

Ecuación 3.9

6. Apreciar lo adecuado del ancho de cara para la aplicación.
7. Diseñar el engrane: especificar F y Y , calcular el esfuerzo en los dientes con la Ecuación 3.10.

$$S_t = \frac{W_t(SF)}{FmY}$$

Ecuación 3.10

8. Compare el esfuerzo en los dientes con el admisible del material.

El engrane 3 se consideró como el piñón, ya que es el engrane más pequeño de la transmisión.

El material utilizado para el diseño de los engranes fue el Nylamid®. Para determinar el esfuerzo admisible se consideró un factor de 1.2 en la resistencia a la flexión más baja del material, 88 [MPa] [10], por lo que $S_{at} = 73$ [MPa].

Con estas consideraciones se obtuvo:

Tabla 3.5 Diseño del engrane 3

Engrane 3	
ϕ [°]	20
N [dientes]	18
m	2.5
W_t [N]	1214.29
SF	1.5
Y	0.521
S_{at} [MPa]	73.00
F [mm]	19.16

El ancho de cara es adecuado para la transmisión, sin embargo se tomó un ancho de cara de 20 [mm], tanto para éste engrane como para el 1 y el 2.



Tabla 3.6 Diseño del engrane 2

Engrane 2	
φ [°]	20
N [dientes]	20
m	2.5
W_t [N]	1214.29
F [mm]	20
Y	0.544
SF	1.5
S_t [MPa]	66.96

Tabla 3.7 Diseño del engrane 1

Engrane 1	
φ [°]	20
N [dientes]	112
m	2.5
W_t [N]	1214.29
F [mm]	20
Y	0.762
SF	1.5
S_t [MPa]	47.81

En los engranes 4 y 5 se $F=8$ [mm], ya que éstos van dentro de la rueda y tienen que ser delgados debido al espacio.

Tabla 3.8 Diseño del engrane 4

Engrane 4	
φ [°]	20
N [dientes]	60
m	4
W_t [N]	227.68
F [mm]	8
Y	0.713
SF	1.5
S_t [MPa]	14.97

Tabla 3.9 Diseño del engrane 5

Engrane 5	
φ [°]	20
N [dientes]	130
m	4
W_t [N]	227.68
F [mm]	8
Y	0.770
SF	1.5
S_t [MPa]	13.86

Los esfuerzos en los dientes de los engranes (Tabla 3.6, Tabla 3.7, Tabla 3.8 y Tabla 3.9) están por debajo del esfuerzo admisible, por lo que no fue necesario realizar más iteraciones para el diseño. En un trabajo a futuro se buscará reducir los anchos de cara en los tres primeros engranes, con la finalidad de hacer más ligera a la *OptimusBike*.

Propiedades del diente

Para calcular las propiedades de los dientes de cada uno de los engranes de la transmisión se utilizó de la Ecuación 3.11 a la Ecuación 3.19, los resultados por engrane se presentan en la Tabla 3.10.

- Addendum

$$a = 1.00m$$

Ecuación 3.11

- Dedendum

$$b = 1.25m$$

Ecuación 3.12

- Holgura

$$c = 0.25m$$

Ecuación 3.13

- Diámetro exterior

$$D_o = D + 2a$$

Ecuación 3.14

- Diámetro de raíz

$$D_R = D - 2b$$

Ecuación 3.15



- Altura total

$$h_t = a + b$$

Ecuación 3.16

- Profundidad de trabajo

$$h_k = 2a$$

Ecuación 3.17

- Espesor del diente

$$t = \frac{\pi m}{2}$$

Ecuación 3.18

- Diámetro del círculo base

$$D_b = D \cos \phi$$

Ecuación 3.19

Debido a que el engrane 5 es interno, se calcula un diámetro interior en vez de un exterior (Ecuación 3.20) y el diámetro de raíz se calcula por medio de la Ecuación 3.21.

- Diámetro interior

$$D_i = D - 2a$$

Ecuación 3.20

- Diámetro de raíz interior

$$D_R = D + 2b$$

Ecuación 3.21

Tabla 3.10 Propiedades del diente de los engranes

Prop.	Engrane				
	1	2	3	4	5
m	2.5			4	
D[mm]	280.000	50.000	45.000	24.000	520.000
a[mm]	2.500	2.500	2.500	4.000	4.000
b[mm]	3.125	3.125	3.125	5.000	5.000
c[mm]	0.625	0.625	0.625	1.000	1.000
D _o [mm]	285.000	55.000	50.000	248.000	512.000
D _R [mm]	273.750	43.750	38.750	230.000	530.000
h _i [mm]	5.625	5.625	5.625	9.000	9.000
h _k [mm]	5.000	5.000	5.000	8.000	8.000
t[mm]	3.927	3.927	3.927	6.283	6.283
D _b [mm]	263.114	46.985	42.286	225.526	488.640

Obsérvese que la Tabla 3.10 cita el valor del diámetro interior del engrane 5 en la fila

correspondiente a los diámetros exteriores de los demás engranes.

La distancia entre los centros de los engranes se calculó mediante la Ecuación 3.22, para la distancia entre el engrane 4 y 5 se utilizó la Ecuación 3.23.

- Distancia entre centros

$$C = \frac{D_G + D_P}{2}$$

Ecuación 3.22

- Distancia entre centros interior

$$C = \frac{D_G - D_P}{2}$$

Ecuación 3.23

La distancia entre centros de los engranes se expone en la Tabla 3.11.

Tabla 3.11 Distancia entre centros de los engranes

Engranes	C [mm]
1-2	165.00
2-3	47.50
4-5	140.00

Considerando los diámetros exteriores (D_o) se compiló la Tabla 3.12 que estima la masa de cada engrane, habiendo realizado el cálculo considerándolos cilindros sólidos de Nylamid® (ρ = 1400 kg/m³). En el caso del engrane 5, éste se consideró como un tubo.

Tabla 3.12 Masa de los engranes

Engrane	Masa [kg]
1	1.7862
2	0.0665
3	0.0550
4	0.5410
5	0.3550

CAPÍTULO 4 CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

Se compiló la Tabla 4.1 que contiene datos de las fichas técnicas de 41 modelos de bicicletas plegables (ordenados por rodada), incluyendo las marcas más reconocidas a nivel mundial, con el objetivo de establecer una clasificación y observar qué lugar ocupa el diseño de la *OptimusBike* en relación a las bicicletas del mercado actual. Los parámetros de clasificación escogidos son el peso de la bicicleta y el volumen en [m³] que ocuparía un prisma rectangular cuyas dimensiones fueran las mismas que las de cada modelo en su forma plegada (largo x alto x ancho), denominado volumen de la envolvente. La tabla comprende desde modelos que ocupan ruedas de 16" hasta uno que ocupa 30". Cabe mencionar que la marca Dahon es la marca con el mayor catálogo de modelos y mayor mercado en América (60% del mercado estadounidense), se presentan en la tabla una amplia selección de bicicletas Dahon de varios tamaños; mientras que fabricantes como Brompton y Montague son también líderes del mercado pero ofrecen pocos modelos en su catálogo, razón por la que no aparecen tan numerosas veces en la tabla. Los modelos citados fueron tomados de los catálogos de Brompton [6], Dahon [11], Montague [12], Strida [13], Mobiki [14], Tern [15], Bernds [16], Halford [17], Alubike [18] y Benotto [19].

El precio citado en la última columna es el que aparece en los respectivos catálogos de Internet de cada fabricante con la debida conversión a moneda nacional, de acuerdo al tipo de cambio reportado al 10 de Septiembre de 2012. Esto implica que habría que sumarse al precio citado aproximadamente el 30% del mismo para considerar los gastos de importación si se comprara el modelo en México.

Aquellos modelos que aparecen marcados con un asterisco (*), son modelos actualmente a la venta en México y por tanto no es necesario sumar a sus respectivos precios los gastos de importación.

Tabla 4.1 Principales competidores de la *OptimusBike* en el mundo

Modelo	Marca	Peso [kg]	Rodada [in]	Dimensiones [mm]			Volumen [m ³]	Vel	Carga [kg]	Altura ciclista [m]	Precio (MX)
Brompton S*	Brompton	9	16	585	565	270	0.0892	1	110	1.58 - 1.93	17,909.94
Strida 5	Strida	9.5	16	114	54	51	0.0003	1	100	1.45 - 1.93	10,123.10
Curve SL	Dahon	10.1	16	330	690	620	0.1412	9	100	1.37 - 1.88	16,107.20
Curve XL	Dahon	11.2	16	320	680	650	0.1414	7	100	1.37 - 1.88	14,877.14
Kukuxumusu Curve D3	Dahon	11.5	16	340	670	640	0.1458	3	100	1.37 - 1.88	9,557.94
Curve D3	Dahon	11.6	16	340	600	650	0.1326	3	100	1.37 - 1.88	9,125.75
Brompton M*	Brompton	12.5	16	585	565	270	0.0892	6	110	1.58 - 1.93	21,362.80
Louis 16	Mobiki	13.7	16	850	850	300	0.2168	3	110	1.45 - 2.10	16,539.39
STEVE 16	Mobiki	14.5	16	850	850	300	0.2168	8	110	1.45 - 2.10	19,115.88
Youri 16	Mobiki	17.5	16	850	850	300	0.2168	8	110	1.45 - 2.10	29,837.39
MU EX	Dahon	9	18	350	800	660	0.1848	20	105	1.42 - 1.93	34,059.50
Hon Solo	Dahon	9.9	18	290	670	750	0.1457	1	105	1.42 - 1.93	11,619.13



Jetsteam	Dahon	11	18	300	660	830	0.1643	8	105	1.42 - 1.93	15,375.81
Link Uno	Tern	11.5	18	360	790	720	0.2048	1	110	1.42 - 1.90	10,788.00
Vitesse D3	Dahon	11.6	18	300	690	810	0.1677	3	105	1.42 - 1.93	8,294.63
Eco C6	Dahon	12.1	18	300	800	600	0.1440	6	105	1.42 - 1.93	5,900.99
Eco C7	Dahon	12.1	18	300	800	660	0.1584	7	105	1.42 - 1.93	6,632.38
MU XL	Dahon	12.3	18	330	790	660	0.1721	8	105	1.42 - 1.93	16,605.88
Boardwalk D7	Dahon	12.4	18	310	780	650	0.1572	7	105	1.42 - 1.93	9,142.38
Link C7	Tern	12.4	18	340	850	650	0.1879	7	110	1.42 - 1.90	7,480.13
Ciao P8	Dahon	14.7	18	310	645	820	0.1640	8	105	1.42 - 1.93	12,450.25
Folding Bernds	Bernds	10	20	950	745	200	0.1416	8	140	1.40 - 2.10	25,764.88
Gretel	Bernds	10.5	20	950	745	200	0.1416	8	140	1.40 - 2.10	25,764.88
Utopia R20 7V*	Benotto	12.7	20	950	745	200	0.1416	7	100	1.58 - 1.93	3,711.00
Carrera Transport	Halfords	12.7	20	500	840	670	0.2814	8	100	1.50 - 1.90	8,938.75
Matrix	Dahon	14.8	22	350	970	850	0.2886	24	105	1.67 - 1.83	13,281.38
Chameleon	Airmimal	10.5	24	340	940	790	0.2525	27	100	1.52 - 1.93	24,917.13
Alubike	Alubike	12.5	24	340	940	790	0.2525	8	100	1.58 - 1.93	6,720.00
IOS P8	Dahon	12.8	24	380	780	820	0.2430	8	105	1.58 - 1.93	15,375.81
Jack D24	Dahon	13.6	24	340	940	790	0.2525	24	105	1.67 - 1.83	9,458.20
Briza D3	Dahon	15.1	24	350	840	850	0.2499	3	105	1.50 - 1.93	9,956.88
IOS P7	Dahon	16.1	24	380	780	820	0.2430	7	105	1.58 - 1.93	16,605.88
Boston	Montague	10.8	26	920	710	300	0.1960	1	100	1.58 - 1.93	13,281.38
X90	Montague	12.3	26	920	710	300	0.1960	27	100	1.58 - 1.93	39,478.44
Navigator	Montague	12.5	26	920	710	300	0.1960	27	100	1.58 - 1.93	16,206.94
Cadenza	Dahon	12.6	26	390	810	940	0.2969	8	105	1.67 - 1.83	13,713.56
Optimus	Kuayolo	13	26	756	849	215	0.1380	1	100	1.50 - 2.00	Por definir
X70	Montague	13.1	26	920	710	300	0.1960	30	100	1.58 - 1.93	20,761.50
Paratrooper	Montague	13.1	26	920	710	300	0.1960	24	100	1.58 - 1.93	16,539.39
Paratrooper Pro	Montague	13.15	26	920	710	300	0.1960	27	100	1.58 - 1.93	19,099.25
Espresso	Dahon	14.5	26	340	940	790	0.2525	21	105	1.67 - 1.83	8,726.81
Raleigh Swift	Halfords	16	30	450	785	705	0.2490	6	110	1.50 - 1.90	3,741.60

La tabla reordenada de acuerdo a los dos parámetros de clasificación propuestos permite observar las principales cualidades que sugieren que el diseño de la *OptimusBike* tiene el potencial para penetrar este mercado como uno de los mejores productos. Al filtrar la tabla ordenando los modelos por su peso de menor a mayor, se obtiene la Tabla 4.2:

Tabla 4.2 Modelos de menor peso

Modelo	Marca	Peso [kg]	Rodada [in]	Dimensiones [mm]			Volumen [m ³]	Vel	Carga [kg]	Altura ciclista [m]	Precio (MX)
Brompton S	Brompton	9	16	585	565	270	0.0892	1	110	1.58 - 1.93	17,909.94
MU EX	Dahon	9	18	350	800	660	0.1848	20	105	1.42 - 1.93	34,059.50
Strida 5	Strida	9.5	16	114	54	51	0.0003	1	100	1.45 - 1.93	10,123.10



Hon Solo	Dahon	9.9	18	290	670	750	0.1457	1	105	1.42 - 1.93	11,619.13
Folding Bernds	Bernds	10	20	950	745	200	0.1416	8	140	1.40 - 2.10	25,764.88
Curve SL	Dahon	10.1	16	330	690	620	0.1412	9	100	1.37 - 1.88	16,107.20
Gretel	Bernds	10.5	20	950	745	200	0.1416	8	140	1.40 - 2.10	25,764.88
Chameleon	Airnimal	10.5	24	340	940	790	0.2525	27	100	1.52 - 1.93	24,917.13
Boston	Montague	10.8	26	920	710	300	0.1960	1	100	1.58 - 1.93	13,281.38
Jetsteam	Dahon	11	18	300	660	830	0.1643	8	105	1.42 - 1.93	15,375.81
Curve XL	Dahon	11.2	16	320	680	650	0.1414	7	100	1.37 - 1.88	14,877.14
Kukuxumusu Curve D3	Dahon	11.5	16	340	670	640	0.1458	3	100	1.37 - 1.88	9,557.94
Link Uno	Tern	11.5	18	360	790	720	0.2048	1	110	1.42 - 1.90	10,788.00
Curve D3	Dahon	11.6	16	340	600	650	0.1326	3	100	1.37 - 1.88	9,125.75
Vitesse D3	Dahon	11.6	18	300	690	810	0.1677	3	105	1.42 - 1.93	8,294.63
Eco C6	Dahon	12.1	18	300	800	600	0.1440	6	105	1.42 - 1.93	5,900.99
Eco C7	Dahon	12.1	18	300	800	660	0.1584	7	105	1.42 - 1.93	6,632.38
MU XL	Dahon	12.3	18	330	790	660	0.1721	8	105	1.42 - 1.93	16,605.88
X90	Montague	12.3	26	920	710	300	0.1960	27	100	1.58 - 1.93	39,478.44
Boardwalk D7	Dahon	12.4	18	310	780	650	0.1572	7	105	1.42 - 1.93	9,142.38
Link C7	Tern	12.4	18	340	850	650	0.1879	7	110	1.42 - 1.90	7,480.13
Brompton M	Brompton	12.5	16	585	565	270	0.0892	6	110	1.58 - 1.93	21,362.80
Alubike	Alubike	12.5	24	340	940	790	0.2525	8	100	1.58 - 1.93	6,720.00
Navigator	Montague	12.5	26	920	710	300	0.1960	27	100	1.58 - 1.93	16,206.94
Cadenza	Dahon	12.6	26	390	810	940	0.2969	8	105	1.67 - 1.83	13,713.56
Utopia R20 7V	Benotto	12.7	20	950	745	200	0.1416	7	100	1.58 - 1.93	3,711.00
Carrera Transport	Halfords	12.7	20	500	840	670	0.2814	8	100	1.50 - 1.90	8,938.75
IOS P8	Dahon	12.8	24	380	780	820	0.2430	8	105	1.58 - 1.93	15,375.81
Optimus	Kuayolo	13	26	756	849	215	0.1380	1	100	1.50 - 2.00	Por definir

La *Optimus* aparece en el 29º lugar de esta clasificación, siendo importante mencionar que la diferencia de pesos entre la *Optimus* y los demás competidores en la tabla con rodada 26" es de aproximadamente 2 [kg] en el mayor caso. Recordando que se ha establecido que el diseño actual de la *Optimus* es muy robusto, un futuro refinamiento del mismo llevará a la *Optimus* a disminuir su peso hasta 8 [kg]. Esto se logra tomando en cuenta los siguientes lineamientos:

- Reducción de espesores en el cuadro y elementos del plegado (barras del asiento y articulaciones)
- Uso de tubos en lugar de barras para el manubrio
- Uso de engranes huecos en lugar de sólidos
- Reducción de los diámetros de los pernos y ejes

Esto le daría a la *Optimus* ventaja no sólo sobre las bicicletas plegables de rodada 26", sino sobre todo el espectro contemplado en la tabla.

De la misma forma, reordenando la lista de acuerdo al volumen de la envoltura se obtiene la Tabla 4.3:

Tabla 4.3 Modelos de menor volumen

Modelo	Marca	Peso [kg]	Rodada [in]	Dimensiones [mm]			Volumen [m3]	Vel	Carga [kg]	Altura ciclista [m]	Precio (MX)
Strida 5	Strida	9.5	16	114	54	51	0.0003	1	100	1.45 - 1.93	10,123.10
Brompton S	Brompton	9	16	585	565	270	0.0892	1	110	1.58 - 1.93	17,909.94
Brompton M	Brompton	12.5	16	585	565	270	0.0892	6	110	1.58 - 1.93	21,362.80
Curve D3	Dahon	11.6	16	340	600	650	0.1326	3	100	1.37 - 1.88	9,125.75
Optimus	Kuayolo	13	26	756	849	215	0.1380	1	100	1.50 - 2.00	Por definir
Curve SL	Dahon	10.1	16	330	690	620	0.1412	9	100	1.37 - 1.88	16,107.20
Curve XL	Dahon	11.2	16	320	680	650	0.1414	7	100	1.37 - 1.88	14,877.14
Folding Bernds	Bernds	10	20	950	745	200	0.1416	8	140	1.40 - 2.10	25,764.88
Gretel	Bernds	10.5	20	950	745	200	0.1416	8	140	1.40 - 2.10	25,764.88
Utopia R20 7V	Benotto	12.7	20	950	745	200	0.1416	7	100	1.58 - 1.93	3,711.00
Eco C6	Dahon	12.1	18	300	800	600	0.1440	6	105	1.42 - 1.93	5,900.99
Hon Solo	Dahon	9.9	18	290	670	750	0.1457	1	105	1.42 - 1.93	11,619.13
Kukuxumusu Curve D3	Dahon	11.5	16	340	670	640	0.1458	3	100	1.37 - 1.88	9,557.94
Boardwalk D7	Dahon	12.4	18	310	780	650	0.1572	7	105	1.42 - 1.93	9,142.38
Eco C7	Dahon	12.1	18	300	800	660	0.1584	7	105	1.42 - 1.93	6,632.38
Ciao P8	Dahon	14.7	18	310	645	820	0.1640	8	105	1.42 - 1.93	12,450.25
Jetsteam	Dahon	11	18	300	660	830	0.1643	8	105	1.42 - 1.93	15,375.81
Vitesse D3	Dahon	11.6	18	300	690	810	0.1677	3	105	1.42 - 1.93	8,294.63
MU XL	Dahon	12.3	18	330	790	660	0.1721	8	105	1.42 - 1.93	16,605.88
MU EX	Dahon	9	18	350	800	660	0.1848	20	105	1.42 - 1.93	34,059.50
Link C7	Tern	12.4	18	340	850	650	0.1879	7	110	1.42 - 1.90	7,480.13
Boston	Montague	10.8	26	920	710	300	0.1960	1	100	1.58 - 1.93	13,281.38

En esta selección se coloca la *Optimus* en el 5º lugar, compitiendo de cerca con los modelos más compactos de rodada 16" y 17 posiciones arriba del competidor de 26" más cercano (modelo Boston de Montague). Se concluye que el diseño de la *Optimus* aprovechando la rueda hubless reduce el espacio ocupado por la estructura de la bicicleta y le da a la *Optimus* una interesante posibilidad de penetrar el mercado de bicicletas plegables.

La Tabla 4.1 además permite observar en forma intuitiva que los principales atributos que influyen en el precio del producto son el peso y las velocidades. En este entendido, la *Optimus* figuraría tentativamente como un producto con precio de entre \$15,000 y \$20,000 (MX), a reserva de hacer un estudio más profundo de costos de producción y análisis de mercado, el cual queda fuera de los alcances del presente proyecto.

Por otra parte, el hecho de que la *Optimus* tenga una envoltura tan pequeña, y un diseño y estética particulares podrían ser argumentos suficientes como para considerar cambios en el precio que no sólo sean determinados por manufactura y materiales. Asimismo, la Figura 4.1

establece que en términos generales, el costo de los polímeros ingenieriles suele ser menor que el del Aluminio y sus aleaciones, lo que podría significar otra ventaja competitiva para la *Optimus* en el mercado.

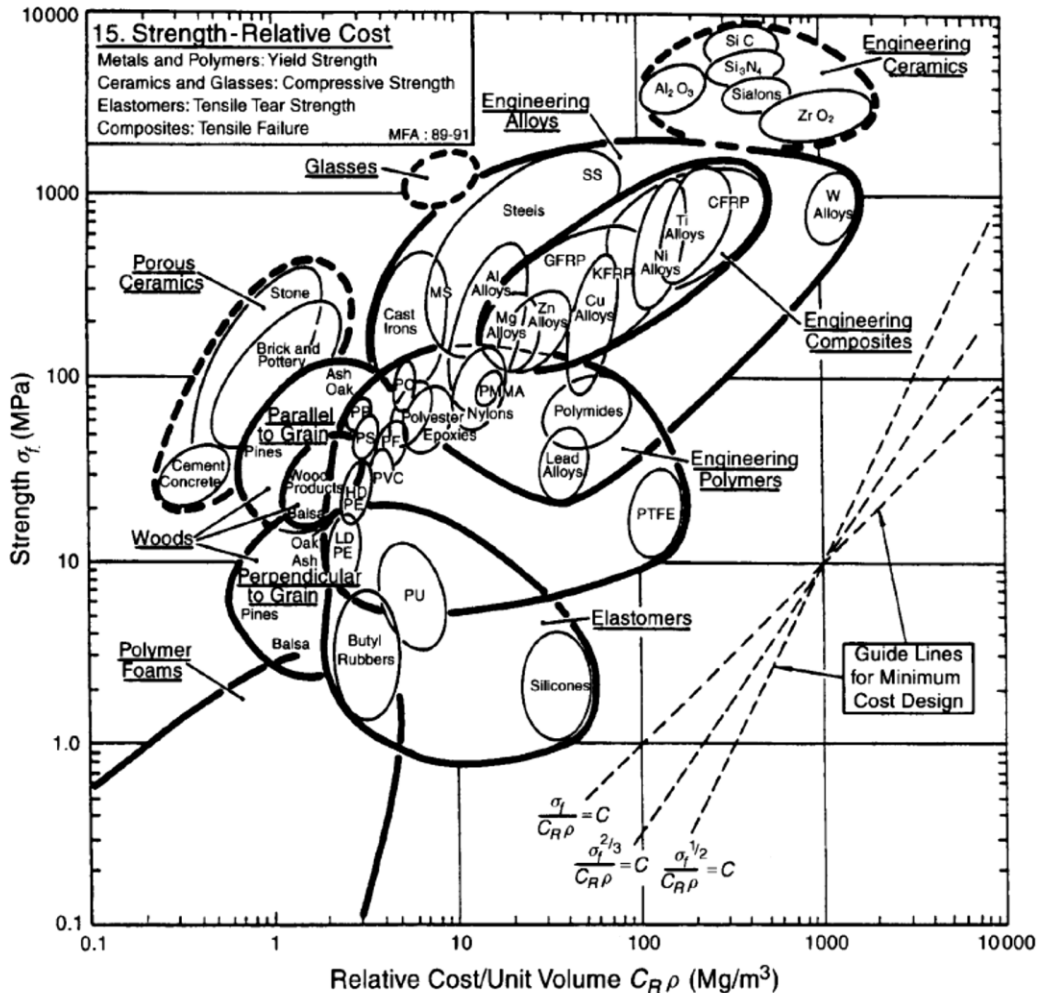


Figura 4.1. Gráfico de Ashby de Resistencia vs Costo relativo

De continuarse a futuro la elaboración de la *Optimus*, ésta puede no concluir solamente en este único producto. La tecnología empleada en el desarrollo de la *Optimus* puede fácilmente usarse como base para una línea de productos similares que incluyan bicicletas con diseños para hombre, mujer y niños con diferentes tallas de cuadro y rodadas. En cuanto a las velocidades de la bicicleta, esta iteración del diseño considera una velocidad única, que podría sustituirse por un sistema de cambios; aunque éste no podría ser uno de los que comúnmente se usan en las bicicletas en el mercado actual. Sería necesario buscar alternativas ya existentes (como cajas de cambios) o bien, diseñar un sistema de cambios propio.



FUENTES

- [1] C. Craft, «The Folding Bike Solution,» Transportation Alternatives, 2012. [En línea]. Available: <http://www.transalt.org/resources/foldingbikes>. [Último acceso: 25 Septiembre 2012].
- [2] Oxford University Press, «Oxford Dictionarie Online,» 2012. [En línea]. Available: <http://oxforddictionaries.com>. [Último acceso: 1 Agosto 2012].
- [3] Folding Cyclist Inc., «The Folding Cyclist,» 2005-2011. [En línea]. Available: <http://www.foldingcyclist.com>. [Último acceso: 15 Julio 2012].
- [4] P. H. B. Museum, «History timeline of the bicycle,» [En línea]. Available: <http://www.pedalinghistory.com>. [Último acceso: 12 septiembre 2012].
- [5] C. Callahan, «Livestrong.com,» Lance Armstrong Foundation, 14 06 2011. [En línea]. Available: <http://www.livestrong.com/article/274836-the-history-of-folding-bicycles/>. [Último acceso: 25 Septiembre 2012].
- [6] Brompton Bicycle Ltd, «Folding Bicycles from Brompton,» Square Eye Ltd, 2012. [En línea]. Available: <http://www.brompton.co.uk/>. [Último acceso: 15 Agosto 2012].
- [7] C. Sidwells, Manual de la Bicicleta, Primera edición ed., Ediciones Omega, 2003, pp. 70-71.
- [8] D. Rosato, Plastics Engineering, Manufacturing, and Data Handbook, vol. 2, Plastics Institute of America, 2001.
- [9] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, Cuarta edición ed., Prentice Hall, 2006, pp. 434-442.
- [10] Plásticos de Mantenimiento S.A. de C.V., *Nylamid Plásticos de ingeniería*.
- [11] Dahon Inc, «Dahon,» 2010. [En línea]. Available: <http://www.dahon.com/>. [Último acceso: 15 Agosto 2012].
- [12] Montague Corporation , «Montague folding Bikes,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.montaguebikes.com/>. [Último acceso: 15 Agosto 2012].
- [13] Ming cycle, «Strida: A whole new way to move,» Inreal, 2008. [En línea]. Available: <http://www.mistrida.com/index.php>. [Último acceso: 15 Agosto 2012].
- [14] Sas Mobiki Tech, «Mobiki,» Nexadim, 2012. [En línea]. Available: <http://www.mobiky.com/>. [Último acceso: 15 Agosto 2012].
- [15] Mobility Holdings, «Tern Folding Bicycles,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.ternbicycles.com/>. [Último acceso: 15 Agosto 2012].
- [16] BERNDS GmbH [&] Co. KG, «Bernds,» NetGroup, 2012. [En línea]. Available: <http://www.bernds.de/home-en.html>. [Último acceso: 15 Agosto 2012].
- [17] Halfords, «Halfords Bikes,» Salmon, 2012. [En línea]. Available: <http://www.halfords.com/>.



[Último acceso: 15 Agosto 2012].

- [18] Alubike, «Alubike Home,» [En línea]. Available: www.alubike.com.mx. [Último acceso: 14 Septiembre 2012].
- [19] B. I. Technology, «Benotto México,» [En línea]. Available: <http://www.benotto.com.mx>. [Último acceso: 14 Septiembre 2012].
- [20] F. Galbiati, Bicycles, Primera edición ed., Chronicle Books, 1994, pp. 4-23, 40-41.
- [21] H. Seidi, Técnica de la bicicleta de montaña, Primera edición ed., Ediciones Desnivel, 1991, pp. 65-119.
- [22] A. Sassi, Mountain bike de la A a la Z, Tercera edición ed., Ediciones Tutor, 1989, pp. 27-57.
- [23] R. Van der Plas, Correr y competir en ciclismo, Primera edición ed., Hispano Europea, 1988, pp. 35-57.



LISTAS

TABLAS

TABLA 2.1 TALLA DEL CHASIS RESPECTO A LA ALTURA DEL CICLISTA	13
TABLA 2.2 SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN	18
TABLA 2.3 PONDERACIONES PARA LA TRANSMISIÓN	18
TABLA 2.4 DIMENSIONES CHASIS	20
TABLA 3.1 DIÁMETROS DE PASO DE LOS ENGRANES	47
TABLA 3.2 VELOCIDADES ANGULARES DE LOS ENGRANES	48
TABLA 3.3 NÚMERO DE DIENTES DE LOS ENGRANES	48
TABLA 3.4 DIÁMETRO, VELOCIDAD ANGULAR Y PAR DE LOS ENGRANES	49
TABLA 3.5 DISEÑO DEL ENGRANE 3	49
TABLA 3.6 DISEÑO DEL ENGRANE 2	50
TABLA 3.7 DISEÑO DEL ENGRANE 1	50
TABLA 3.8 DISEÑO DEL ENGRANE 4	50
TABLA 3.9 DISEÑO DEL ENGRANE 5	50
TABLA 3.10 PROPIEDADES DEL DIENTE DE LOS ENGRANES	51
TABLA 3.11 DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LOS ENGRANES	51
TABLA 3.12 MASA DE LOS ENGRANES	51
TABLA 4.1 PRINCIPALES COMPETIDORES DE LA <i>OPTIMUSBIKE</i> EN EL MUNDO	52
TABLA 4.2 MODELOS DE MENOR PESO	53
TABLA 4.3 MODELOS DE MENOR VOLUMEN	55

FIGURAS

FIGURA 1.1 DRAISIENNE	4
FIGURA 1.2 BICICLETA DE SEGURIDAD	4
FIGURA 1.3 BICICLETA ORDINARIA	4
FIGURA 1.4 BICICLETA DE WILIAM GROUT	5
FIGURA 1.5 BICICLETA DE LATTA	5
FIGURA 1.6 BICICLETA DE RYAN	6
FIGURA 1.7 BICICLETA PLEGABLE DE HENRY GÉRARD Y CHARLES MOREL	6
FIGURA 1.8 BICICLETA PLEGABLE DE FAUN	7
FIGURA 1.9 ARTÍCULO DEL NEW YORK TIMES	7
FIGURA 1.10 BICICLETA PLEGABLE DE DWYER	7
FIGURA 1.11 BICICLETA COMPAX DE USO MILITAR	8
FIGURA 1.12 BICICLETA COMPAX DE USO CIVIL	8
FIGURA 1.13 BICICLETA LE PETIT-BI	8
FIGURA 1.14 BICICLETA MOULTON	9
FIGURA 1.15 BICICLETA RALEIGH TWENTY	9
FIGURA 1.16 BICICLETA BICKERTON	9
FIGURA 1.17 BICICLETA PUCH PIC-NIC	10
FIGURA 1.18 DR. HON CON BICICLETA BIKE DA	10



FIGURA 1.19 BICICLETA DAHON MU XXV 10

FIGURA 1.20 SISTEMAS Y COMPONENTES DE LA BICICLETA PLEGABLE 12

FIGURA 2.1 LLANTA TIPO HUBLESS 14

FIGURA 2.2 SISTEMA DE TRANSPORTE COLECTIVO 15

FIGURA 2.3 METROBUS 15

FIGURA 2.4 AUTOMÓVIL 15

FIGURA 2.5 MICROBUS 15

FIGURA 2.6 PRIMER BOCETO DEL CUADRO 16

FIGURA 2.7 CUADROS 16

FIGURA 2.8 CONCEPTO FINAL DEL CUADRO 17

FIGURA 2.9 ENGRANES ANULARES 17

FIGURA 2.10 TRANSMISIÓN DE CARDÁN 17

FIGURA 2.11 TRANSMISIÓN DE BANDA 18

FIGURA 2.12 TRANSMISIÓN DE TREN DE ENGRANES SIMPLES 18

FIGURA 2.13 HUBLESS DELANTERA 19

FIGURA 2.14 MANUBRIO PLEGABLE 19

FIGURA 2.15 PRIMER BOCETO DE LAS BARRAS 20

FIGURA 2.16 DIMENSIONES DEL CUADRO 20

FIGURA 2.17 TRAYECTORIA DEL ASIENTO 20

FIGURA 2.18 TIJA FINAL 21

FIGURA 2.19 SUJECIÓN CONVENCIONAL 21

FIGURA 2.20 PIEZAS SUJECIÓN CONVENCIONAL 21

FIGURA 2.21 PIEZA SUSTITUIDA DE LA SUJECIÓN CONVENCIONAL 21

FIGURA 2.22 PIEZA DE SUJECIÓN Y MODIFICACIÓN DE BARRA 21

FIGURA 2.23 ZONAS DE PLEGADO 22

FIGURA 2.24 REMACHES Y TORNILLOS 23

FIGURA 2.25 MECANISMO DE TRES BARRAS 23

FIGURA 2.26 PERNOS DE SUJECIÓN A PRESIÓN 23

FIGURA 2.27 BISAGRAS COMERCIALES DE PLÁSTICO 23

FIGURA 2.28 MECANISMO DE PLEGADO PARA BARRA HORIZONTAL DEL MANUBRIO 24

FIGURA 2.29 MECANISMO DE PLEGADO PARA BARRA VERTICAL DEL MANUBRIO 24

FIGURA 2.30 FRENOS DE TIRO LATERAL 25

FIGURA 2.31 FRENOS TRASEROS, DELANTEROS Y GUÍAS DE CABLES 25

FIGURA 2.32 SISTEMA DE RODAMIENTOS HUBLESS TRASERA 26

FIGURA 2.33 SISTEMA DE RODAMIENTOS HUBLESS DELANTERA 26

FIGURA 2.34 OPTIMUSBIKE MODO TRANSPORTE 27

FIGURA 2.35 OPTIMUSBIKE MODO TRANSPORTABLE 27

FIGURA 3.1 GRÁFICO DE RESISTENCIA VS DENSIDAD 28

FIGURA 3.2 CARGAS Y RESTRICCIONES PARA EL ANÁLISIS DEL CUADRO (CASO DE CARGA 1) 29

FIGURA 3.3 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL CUADRO (CASO DE CARGA 1) 29

FIGURA 3.4 FACTOR DE SEGURIDAD EN EL CUADRO ACOTADO (CASO DE CARGA 1) 29

FIGURA 3.5 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL CUADRO VISTA ANTERIOR (CASO DE CARGA 2) 30

FIGURA 3.6 DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS DE VON MISES EN EL CUADRO ACOTADA (CASO DE CARGA 2) 30

FIGURA 3.7 CARGAS Y RESTRICCIONES PARA EL ANÁLISIS DEL CUADRO (CASO DE CARGA 3) 31

FIGURA 3.8 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL CUADRO (CASO DE CARGA 3) 31

FIGURA 3.9 CARGAS Y RESTRICCIONES PARA EL ANÁLISIS DEL CUADRO (CASO DE CARGA 4) 31

FIGURA 3.10 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL CUADRO (CASO DE CARGA 4) 32

FIGURA 3.11 RESTRICCIONES Y CARGAS PARA EL ANÁLISIS DE LA TIJA (CASO DE CARGA 1) 32

FIGURA 3.12 RESTRICCIÓN DE SIMETRÍA EN X PARA EL ANÁLISIS DE LA TIJA (CASO DE CARGA 1) 32



FIGURA 3.13 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA BARRA GRANDE VISTA ANTERIOR (CASO DE CARGA 1)..... 33

FIGURA 3.14 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA BARRA GRANDE VISTA POSTERIOR (CASO DE CARGA 1) 33

FIGURA 3.15 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA BARRA CHICA VISTA ANTERIOR (CASO DE CARGA 1)..... 33

FIGURA 3.16 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA BARRA CHICA VISTA POSTERIOR (CASO DE CARGA 1)..... 33

FIGURA 3.17 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL EJE DE UNIÓN BARRA CHICA-CUADRO (CASO DE CARGA 1) 34

FIGURA 3.18 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL EJE DE UNIÓN BARRA CHICA-BARRA GRANDE (CASO DE CARGA 1)..... 34

FIGURA 3.19 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL EJE DE UNIÓN BARRA GRANDE-CUADRO (CASO DE CARGA 1)..... 34

FIGURA 3.20 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA BARRA GRANDE VISTA ANTERIOR (CASO DE CARGA 2)..... 35

FIGURA 3.21 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA BARRA GRANDE VISTA POSTERIOR (CASO DE CARGA 2) 35

FIGURA 3.22 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA BARRA CHICA VISTA ANTERIOR (CASO DE CARGA 2)..... 35

FIGURA 3.23 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA BARRA CHICA VISTA POSTERIOR (CASO DE CARGA 2)..... 35

FIGURA 3.24 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL EJE DE UNIÓN BARRA CHICA-CUADRO (CASO DE CARGA 2) 36

FIGURA 3.25 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL EJE DE UNIÓN BARRA CHICA-BARRA GRANDE (CASO DE CARGA 2)..... 36

FIGURA 3.26 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL EJE DE UNIÓN BARRA GRANDE-CUADRO (CASO DE CARGA 2)..... 36

FIGURA 3.27 RESTRICCIONES Y CARGAS PARA EL ANÁLISIS DE LA ARTICULACIÓN VERTICAL..... 37

FIGURA 3.28 DETALLE DEL EMPOTRAMIENTO 37

FIGURA 3.29 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA PARTE SUPERIOR..... 37

FIGURA 3.30 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA PARTE SUPERIOR..... 37

FIGURA 3.31 ACERCAMIENTO AL BORDE DE LA PARTE SUPERIOR 38

FIGURA 3.32 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA PARTE INFERIOR 38

FIGURA 3.33 ACERCAMIENTO A LA ZONA QUE PRESENTA EL MÁXIMO ESFUERZO DE LA PARTE INFERIOR 38

FIGURA 3.34 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL PERNO DE ARTICULACIÓN 39

FIGURA 3.35 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL ENSAMBLE QUE CONFORMA EL SEGURO 39

FIGURA 3.36 RESTRICCIONES Y CARGAS PARA EL ANÁLISIS DE LA ARTICULACIÓN HORIZONTAL 39

FIGURA 3.37 DETALLE DEL EMPOTRAMIENTO 39

FIGURA 3.38 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA PIEZA CENTRAL..... 40

FIGURA 3.39 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA PIEZA CENTRAL..... 40

FIGURA 3.40 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA PARTE DERECHA..... 40

FIGURA 3.41 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA PARTE DERECHA..... 41

FIGURA 3.42 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA PARTE IZQUIERDA..... 41

FIGURA 3.43 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL PERNO QUE UNE LA PARTE CENTRAL CON LA DERECHA 41

FIGURA 3.44 ESFUERZOS DE VON MISES EN EL PERNO QUE UNE LA PARTE CENTRAL CON LA IZQUIERDA 41

FIGURA 3.45 ESFUERZOS DE VON MISES EN ENSAMBLE QUE CONFORMA EL SEGURO..... 42

FIGURA 3.46 ESFUERZOS DE VON MISES EN LAS BARRAS DEL MANUBRIO..... 42

FIGURA 3.47 RESTRICCIONES Y CARGAS PARA EL ANÁLISIS DE LA HORQUILLA DELANTERA (CASO DE CARGA 1) 42

FIGURA 3.48 DETALLE DE AMBOS LADOS DE LA HORQUILLA 43

FIGURA 3.49 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA HORQUILLA (CASO DE CARGA 1) 43

FIGURA 3.50 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA HORQUILLA (CASO DE CARGA 1) 43

FIGURA 3.51 DETALLE DE UN BARRENO (CASO DE CARGA 1)..... 43

FIGURA 3.52 RESTRICCIONES Y CARGAS PARA EL ANÁLISIS DE LA HORQUILLA DELANTERA (CASO DE CARGA 2) 44

FIGURA 3.53 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA HORQUILLA (CASO DE CARGA 2) 44

FIGURA 3.54 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA HORQUILLA (CASO DE CARGA 2) 44

FIGURA 3.55 RESTRICCIONES Y CARGAS PARA EL ANÁLISIS DE LA HORQUILLA DELANTERA (CASO DE CARGA 3) 45

FIGURA 3.56 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA HORQUILLA (CASO DE CARGA 3) 45

FIGURA 3.57 DETALLE DE LA ZONA DE MÁXIMO ESFUERZO (CASO DE CARGA 3)..... 45

FIGURA 3.58 DETALLE DEL BORDE DEL BARRENO CON MALLA 46

FIGURA 3.59 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA HORQUILLA MODIFICADA (CASO DE CARGA 3) 46

FIGURA 3.60 ESFUERZOS DE VON MISES EN LA HORQUILLA MODIFICADA (CASO DE CARGA 3) 46

FIGURA 3.61 DETALLE DEL ESFUERZO MÁXIMO EN LAS HORQUILLA MODIFICADA (CASO DE CARGA 3)..... 46



FIGURA 3.62 CONFIGURACIÓN DE LOS ENGRANES	47
FIGURA 3.63 ESQUEMA DE LA BICICLETA	47
FIGURA 3.64 ESQUEMA DE LA RUEDA TRASERA	47
FIGURA 3.65 DIAGRAMA DEL PAR TRANSMITIDO AL ENGRANE 1.....	48
FIGURA 4.1. GRÁFICO DE ASHBY DE RESISTENCIA VS COSTO RELATIVO	56