



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

---

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**REDISEÑO MECÁNICO DEL SISTEMA DE  
DIRECCIÓN TRASERO**

**T E S I S**  
**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:**  
**I N G E N I E R O M E C Á N I C O**  
**P R E S E N T A:**  
**IGNACIO ADRIÁN MARTÍNEZ VADO**



**DIRECTOR DE TESIS:**  
**M.I. ANTONIO ZEPEDA SÁNCHEZ**  
**2014**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



# *Rediseño Mecánico del Sistema de Dirección Trasero del Vehículo Miztli-Shell 2012*



Ignacio Adrián Martínez Vado

Universidad Nacional Autónoma de México

2014



## Contenido

Introducción .....	7
1 Antecedentes.....	8
1.1 El proyecto Miztli-Shell Eco-marathon y la Competencia .....	8
1.2 Vehículo y organización .....	9
2 Dirección Miztli-Shell 2012.....	10
2.1 Descripción del sistema de dirección Miztli-Shell – 2012 .....	10
3 Redefinición de las especificaciones .....	12
3.1 Reglamento Shell Eco-marathon.....	13
3.2 Dimensiones del vehículo .....	13
3.3 Modelado de Fuerzas involucradas sobre el sistema de dirección en la dinámica del vehículo .....	14
3.3.1 Fuerzas sobre las ruedas en aceleración máxima .....	15
3.3.2 Fuerzas sobre la rueda trasera en frenado máximo.....	17
3.3.3 Fuerzas sobre la rueda trasera en un plano inclinado .....	17
3.3.4 Fuerzas en curva con el radio máximo de giro.....	18
3.3.5 Fuerzas de impacto ocasionadas por una colisión frontal sobre la rueda trasera debido a un escalón de 10 cm sobre el pavimento .....	21
3.4 Peso esperado.....	22
4 Generación de conceptos, selección y parámetros para el diseño mecánico.....	22
4.1 Propuestas de diseño .....	23
4.1.1 Dirección Miztli-Shell 2012 rígida (DMSR) .....	23
4.1.2 Dirección Miztli-Shell 2012 con tensores dinámicos (DMSTD) .....	23
4.1.3 Tijera con ángulo de avance (TAA) .....	23
4.1.4 Tijera con centro de giro vertical y desplazado (TCGVD).....	24
4.1.5 Hub-Center Steering (HCS).....	24
4.1.6 Sistema de giro por rodamientos en semicírculo (SGRS).....	25
4.2 Proceso de selección del concepto .....	25
4.3 Selección de materiales.....	28
4.4 Fuerzas y situaciones críticas de funcionamiento del sistema de dirección.....	29
5 Diseño de detalle .....	30
5.1 Propuesta de uniones y ensamble .....	30
5.1.1 La horquilla.....	31
5.1.2 El Soporte de horquilla .....	34
5.2 El ensamble.....	34

5.3Análisis por FEM de las piezas críticas del sistema .....	34
5.3.1 Análisis FEM de la horquilla .....	35
5.3.2 Análisis FEM del soporte de horquilla .....	37
6 Resultados .....	39
6.1 Propuesta de dirección .....	39
6.1.1Ensamble y explosivo del sistema de dirección propuesto .....	40
6.2 Análisis de resultados .....	45
6.4 Otros resultados .....	45
7 Conclusiones .....	47
8 Perspectivas de trabajo .....	47
Referencias y bibliografía .....	48
Anexos .....	49
Anexo 1 .....	50
Anexo 2 .....	59
Anexo 3 .....	67
Anexo 4 .....	74
Anexo 5 .....	83
Anexo 6 .....	88

## Introducción

El trabajo de tesis que aquí se presenta se refiere al rediseño del sistema de dirección del vehículo Miztli-Shell 2012, desarrollado en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México. El rediseño del sistema de dirección fue sugerido con el fin de buscar una mejora en todas sus características y facultades, el rediseño se trabajó bajo las especificaciones de la competencia a la que el vehículo pertenece, Shell Eco-marathon Americas, y conforme a las características propias del vehículo, a través de los ocho capítulos que conforman esta obra, se tratará de explicar brevemente el proceso de diseño y la propuesta del diseño, la fabricación del sistema de dirección propuesto se dejará como perspectiva de trabajo.

En el capítulo 1 se presenta el panorama y antecedentes al que se remite este trabajo de tesis, además de una descripción de la competencia a la que pertenece el vehículo Miztli-Shell, después se describe en el capítulo 2 el sistema de dirección que participó en el vehículo durante la competencia del 2012, se redefinen las especificaciones para el nuevo sistema de dirección y se presenta un modelado matemático de las fuerzas que interactúan en dicho sistema en el capítulo 3, para continuar en el capítulo 4 se hace una discusión sobre distintas propuestas para el nuevo sistema y se elige una, a continuación, en el capítulo 5 se describe la geometría básica del sistema elegido y con la solución del modelado de fuerzas, se presenta el análisis de las uniones de ensamble y el diseño mecánico del sistema en general, posteriormente se presentan los resultados y los planos de fabricación del sistema en el capítulo 6, sobre el capítulo 7 se escribe una breve discusión sobre trabajos que se podrán desarrollar en un futuro a partir de la presente tesis y por último en el capítulo 8 se plasman las conclusiones obtenidas después del desarrollo del rediseño del sistema de dirección para el vehículo Miztli-Shell.

### Objetivo del proyecto

Se buscará desarrollar un sistema de dirección mecánico adecuado al vehículo Miztli-Shell, bajo las normas de la competencia Shell Eco-marathon 2012 y las características propias del vehículo.

#### *Objetivos particulares:*

1. Diseñar un sistema de dirección con un peso menor al sistema anterior.
2. Desarrollar un sistema de dirección de manufactura sencilla, de acuerdo a las capacidades de los talleres que dispone la Universidad.



# 1 Antecedentes

El diseño y desarrollo de vehículos en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México siempre ha sido de interés para sus alumnos y profesores, se han desarrollado vehículos de propulsión humana hasta vehículos eléctricos y a gasolina, de pista y todo terreno, todos presentan distintos retos y requerimientos específicos.

## 1.1 El proyecto Miztli-Shell Eco-marathon y la Competencia

El equipo de trabajo Miztli-Shell Eco-marathon nace a partir de dos equipos, el primero con la experiencia en desarrollar vehículos eléctricos de competencia y el segundo con experiencia en vehículos de propulsión humana, dos disciplinas aunque no muy distintas resultan excelentes para mezclarse y buscar el desarrollo de vehículos altamente eficientes para la competencia internacional de Shell Eco-marathon.

La contienda Shell Eco-marathon tiene como fin el diseño y construcción de vehículos altamente eficientes por estudiantes, existiendo tres eventos a nivel mundial; en Asia, Europa y América, el último mencionado fue para el cual se preparó el equipo, se participa en el evento de América ya que es el correspondiente a nuestra ubicación geográfica, estas competencias se han celebrado desde hace cerca de setenta años, siempre buscando sobrepasar las fronteras de la eficiencia energética.

Dentro de la competencia pueden participar dos clases de vehículos “prototipos” y “urbanos”, cada clase contempla distintas normas de diseño para poder acceder a la competencia, así mismo estos dos grupos se subdividen en otras dos diferentes categorías según el tipo de energía que usen, básicamente las subdivisiones quedan como:

Eléctricos:

- Celdas de hidrógeno
- Batería eléctrica
- Solar

Combustión interna:

- Gasolina
- Diesel
- Etanol
- Metil-éster de ácidos grasos

La competencia consiste en recorrer 6 millas (9.6 km) en menos de 24 minutos, el gasto energético se contabiliza al final del recorrido, para los vehículos eléctricos se usa un medidor de potencia y al final los resultados son expresados en  $\left[\frac{km}{kWh}\right]$ , para los vehículos de combustión interna en  $\left[\frac{km}{L}\right]$ , cada vehículo de la clase “prototipo” tiene la oportunidad de entrar 10 veces a

pista durante los 2 días que dura la contienda, para mayor información respecto a la reglamentación y normas de competencia revisar la referencia [1] y [2].

Los records registrados en la historia de la competencia son los siguientes:

<b>Categoría</b>	<b>Clase</b>	<b>Consumo</b>	<b>Institución</b>	<b>Año</b>
<b>Prototipo</b>	Celda de hidrógeno	563 km/kWh (=4896 km/L)	Polytech Nantes, Francia	2010
	Combustión interna	3771 km/L	Lycée la Joliverie, Francia	2009
<b>Urbano</b>	Celda de hidrógeno	1246 km/L	NTNU (Norges Tekniske og Naturvitenskapelige Universitet), Norway	2009
	Combustión interna	589 km/kWh	Technical University of Denmark, Denmark	2009

**Tabla 1.1** Registro de records en la historia de la competencia

## 1.2 Vehículo y organización

Para entrar en la competencia de Shell Eco-marathon se decidió participar en la categoría de prototipo, con un vehículo impulsado con energía suministrada por una batería eléctrica.

El grupo de trabajo se integró por alumnos de Ingeniería, Diseño industrial y por último de Física, sumando un total de once alumnos, la organización del equipo se basó según las principales necesidades de diseño del vehículo y aptitudes de cada integrante, a cada división se le asignó un responsable, posteriormente se asignaron los colaboradores y la organización fue la siguiente:

- Monocasco.
- Sistema de dirección.
- Sistema eléctrico.
- Sistema de frenado.
- Seguridad y ergonomía.

## 2 Dirección Miztli-Shell 2012

La dirección del vehículo Miztli-Shell fue desarrollada en su totalidad para monocasco del vehículo construido en fibra de carbono y kevlar, las características principales del vehículo son las siguientes:

- Consta de tres ruedas: dos delanteras y una trasera.
- La dirección y la tracción son traseras.
- Constituido, principalmente, por un monocasco de fibra de carbono.
- La propulsión se produce mediante un motor eléctrico tipo *hubmotor*.
- Es de una sola plaza.

Antes de iniciar el diseño del sistema de dirección, ya se contaba con el monocasco del vehículo Miztli-Shell, cuyas características son las siguientes:

- Espacio de 6 cm entre la parte superior de la rueda y el techo del vehículo.
- Volumen de trabajo suficiente para que la rueda de dirección gire  $15.5^\circ$  y el vehículo logre un radio de giro de 6.5m, limitado por las paredes del vehículo, para una rueda comercial de bicicleta de tipo 700.
- Posibilidad de meter injertos de aluminio sobre el monocasco de fibra de carbono para la sujeción del sistema de dirección.

El monocasco del vehículo Miztli-Shell posee un volumen reducido para el montaje del sistema de dirección por lo cual se desarrolló un sistema que cupiera en el volumen de trabajo y logrará un radio máximo de giro de seis metros solicitado por el reglamento de la competencia Shell Eco-marathon Americas 2012.

Dado el panorama de trabajo que se presentó, se propuso desarrollar un sistema que fuese capaz de distribuir los esfuerzos en distintos puntos del monocasco como prioridad y que además pudiese brindar todas las prestaciones de una dirección convencional en un vehículo, tales como que: fuese de fácil conducción, estable y que tuviera un retorno automático a cero giro al soltar los controles de dirección, todo esto contenido en el volumen específico del monocasco del vehículo Miztli-Shell.

## 2.1 Descripción del sistema de dirección Miztli-Shell – 2012

En este subtema se tratará de explicar brevemente el funcionamiento del sistema de dirección del vehículo Miztli-Shell que fue usado durante la competencia del 2012. La propuesta del sistema nació a partir de uno de los integrantes del equipo, David Mochan, consiste en usar un paralelogramo deformable en sus ángulos, se trabajó y se realizó la forma básica del mecanismo de dirección que se explica a continuación:

Si se tomara el paralelogramo deformable de cuatro eslabones c, d, f y g (figura 2.1a) y se sujetara de los puntos medios de los eslabones f y g que son paralelos y se hiciera trabajar el mecanismo se observaría un avance y retroceso en los eslabones c y d (figura 2.1b).

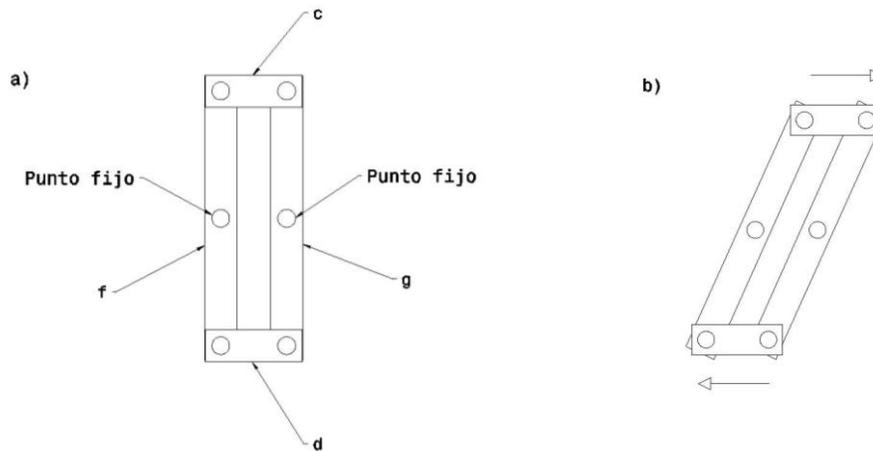


Figura 2.1 Paralelogramo deformable en sus ángulos.

Si se extienden los brazos de los eslabones d y c que no están sujetos a los puntos fijos y al final de estos se sujetara el eje de la rueda, entonces de esta manera se puede lograr el giro requerido en la rueda para dirigir el vehículo (figura 2.2).

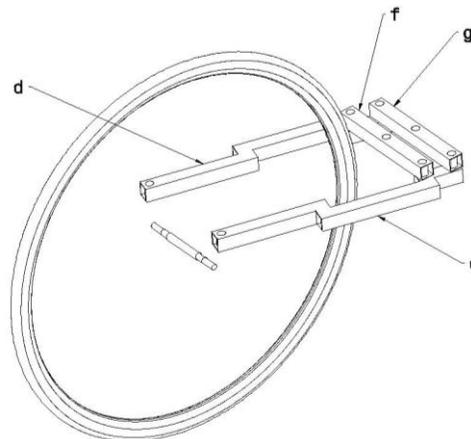
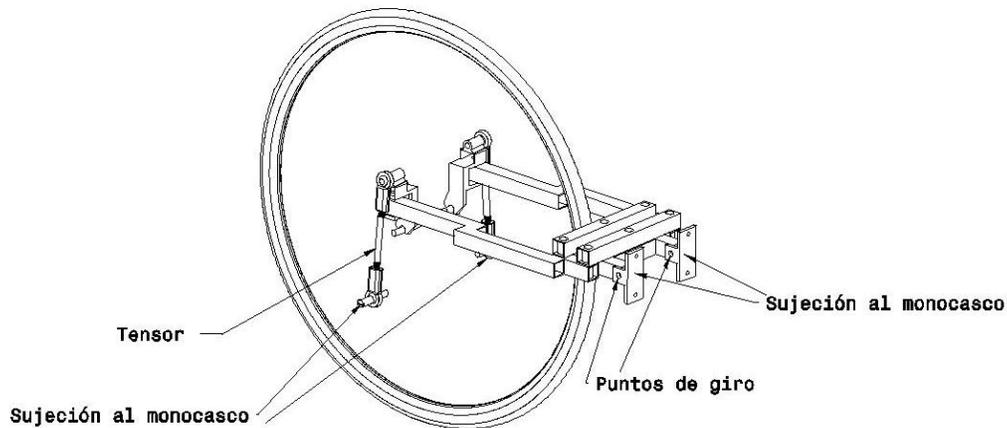


Figura 2.2 El paralelogramo deformable en sus ángulos con la rueda de dirección en su extremo

El mecanismo requería que pudiera distribuir sus fuerzas en distintos puntos al monocasco y que fuera fácil de conducir, por lo cual se le agregaron un par de tensores en la misma vertical donde se sujetaba la rueda, esto obligaría al paralelogramo a subir y a bajar, por lo tanto era necesario que el paralelo tuviera un punto de giro y fue colocado justo en el punto de sujeción al monocasco (Figura 2.3).



**Figura 2.3** Ensamble del sistema de dirección Miztli-Shell 2012

Debido al movimiento angular de los tensores y el del paralelogramo deformable en su punto de giro, se produce como resultado en un movimiento ascendente y descendente del cuerpo del vehículo, por lo tanto se esperaba que al soltar los mandos de dirección mientras se conducía, el propio peso del vehículo logrará regresar la dirección en su posición de cero giro.

La dirección se manufacturó y se probó. Durante estas pruebas la dirección no lograba regresar a su punto de cero giro como se había supuesto, además de que se notó que durante su funcionamiento se producía deformaciones sobre las paredes laterales del monocasco donde se sujetan los tensores de la dirección, por lo cual se procedió a hacer un análisis más exhaustivo del mecanismo.

Para atacar el problema se trabajó con el módulo DMU Kinematics en el programa de Catia, durante el proceso, el programa no permitió la simulación del movimiento del mecanismo, contenía posiciones singulares, debido a esta situación se empezó a modificar el mecanismo en el programa para resolver el problema, al final se encontró que los tensores son incapaces de seguir la trayectoria de giro de la rueda, para lograr seguir la trayectoria los tensores requerirían un desplazamiento adicional o elongación de ellos mismos, lo que en el modelo físico se tradujo en flexiones del monocasco y del sistema propio para que permitiera el movimiento de la dirección, en consecuencia de estos resultados fue necesario proponer un rediseño para el sistema de dirección.

### 3 Redefinición de las especificaciones

Debido a que el sistema de dirección descrito en el capítulo anterior presentó algunos problemas en su funcionamiento, y no cumplió con la especificación de que fuese capaz de regresar el vehículo en posición de cero giro, se procedió a proponer un rediseño del sistema de dirección, por lo que se hizo una nueva revisión sobre el reglamento Shell Eco-marathon.

#### 3.1 Reglamento Shell Eco-marathon

El reglamento de la competencia (referencia 1) contempla en el artículo 42 que el vehículo debe de ser capaz de sortear las curvas de la competencia, y que de ser necesario el vehículo se someterá a una prueba de “*slalom*” con radios de giro de 6m donde también se verifica su destreza y su precisión en conducción, es decir, que no tenga demasiado juego o retraso indebido al conducirse el vehículo.

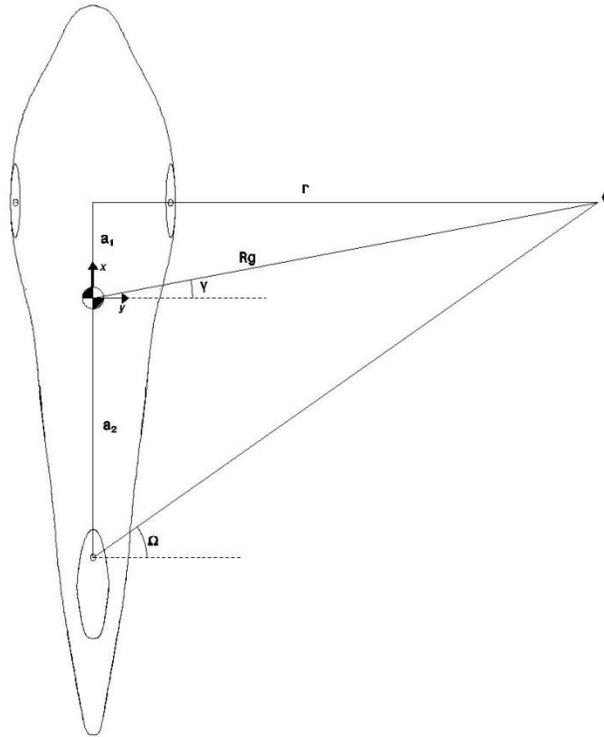
#### 3.2 Dimensiones del vehículo

Como factor fundamental para el diseño del sistema de dirección es importante tener en cuenta las medidas del vehículo, porque en base a su longitud, ancho, alto y su masa distribuida, el vehículo adquiere sus habilidades de conducción.

La distancia entre ejes fue medida directamente sobre el vehículo, su ancho de vía fue de 65 cm, para el radio de giro de la rueda de dirección se hizo un análisis geométrico, tomando en cuenta la distancia entre ejes y el radio de giro de 6m que requiere el vehículo según el reglamento de la competencia (referencia 1).

Por ser un vehículo de solo tres ruedas y que la dirección solo se encuentra en una rueda, esto simplifica radicalmente el sistema de dirección, si el sistema de dirección tuviese dos ruedas se requeriría hacer un análisis más complejo para encontrar la geometría ackerman, pero en este caso no fue necesario, el análisis geométrico para el vehículo Miztli-Shell se muestra en la figura 3.1.

El radio de giro según SAE (Society of Automotive Engineer) debe tomarse a partir del centro de masa del vehículo, este radio de giro es denominado en el diagrama como  $R_g$  (figura 3.1) y debe intersecar las perpendiculares de las ruedas en un solo punto C, de esa manera se logrará conocer el ángulo de giro final de las rueda para que el vehículo sea capaz de alcanzar el radio de giro  $R_g$ , el ángulo de giro de la rueda trasera corresponderá al ángulo  $\Omega$  y finalmente como dato adicional  $\gamma$ , que fue requerido para el modelado de fuerzas que se presentará en el siguiente subtema (para la obtención de dichos ángulos véase el Anexo 1).



**Figura 3.1** Análisis geométrico para el giro de la rueda de dirección del vehículo Miztli-Shell

### 3.3 Modelado de Fuerzas involucradas sobre el sistema de dirección en la dinámica del vehículo

Durante la conducción del vehículo en curvas, como también en aceleración y frenado se ejercen fuerzas sobre la superficie de contacto de las ruedas contra el pavimento, la identificación de estas cargas se irá explicando en este subtema, el análisis es de primera importancia para el diseño del sistema de dirección, ya que algunas de estas fuerzas son transmitidas directamente al sistema de dirección y de él al monocasco del vehículo, por lo tanto el sistema debe de ser capaz de soportar estas cargas con el fin de evitar fallas en el sistema, adicionalmente como parte de los resultados se puede conocer los límites del vehículo según sus características en distintos eventos críticos.

Se estudió al Vehículo Miztli-Shell en los siguientes escenarios:

- Fuerzas sobre las ruedas en aceleración máxima.
- Fuerzas sobre la rueda trasera en frenado máximo.
- Fuerzas estática sobre la rueda trasera en plano inclinado.
- Fuerzas en curva en el radio máximo de giro.
- Fuerzas de impacto ocasionadas por una colisión frontal sobre la rueda trasera debido a un escalón de 10 cm sobre el pavimento.

Para comenzar es necesario comentar que todas las ecuaciones aquí mostradas en este modelado de fuerzas no se encuentran en las referencias de dinámica vehicular consultadas, ya

que no contienen estudios para caso de vehículos de tres ruedas, además no se encontró alguna otra bibliografía que se haya dedicado al estudio en particular de estos vehículos, por lo tanto las ecuaciones fueron desarrolladas según los principios físicos y métodos que proponen en las referencias 5,6,7 para vehículos de cuatro ruedas, al final las ecuaciones obtenidas para este caso del vehículo Miztli-Shell fueron resueltas con ayuda del software Wolfram Mathematica 8. La programación y solución de dichas ecuaciones se puede consultar en el Anexo 1.

Para el análisis dinámico es necesario conocer el centro de gravedad del vehículo (CG), para esto existen dos maneras de obtenerlo, experimentalmente y con ayuda del modelado CAE del vehículo como lo recomienda la referencia 4, para el cálculo de la posición se analizaron ambas formas, sin embargo debido a las características del vehículo se decidió usar los valores obtenidos según el CAE, esta decisión fue tomada por lo siguiente:

Las ecuaciones de equilibrio desarrolladas para calcular la posición longitudinal de CG son fácilmente reproducibles experimentalmente y confiables, el problema radica en el método de localización del CG en su posición vertical con respecto al suelo. Las ecuaciones de equilibrio para este cálculo son muy sensibles a errores para ángulos pequeños de inclinación del vehículo, la referencia 4 recomienda realizar numerosos ensayos con diferentes ángulos de inclinación para así tener un resultado fiable de manera experimental, por otro lado se debe de suponer que no existe deformación en las ruedas en el momento de la inclinación, experimentalmente esto último se puede aproximar aumentando la presión en las llantas, otro factor importante es que las ecuaciones encontradas en la referencia 4 así como también en la 5 y 6 son solo para vehículos de 4 ruedas y con diámetro de rines iguales, el caso del vehículo Miztli-Shell es un tanto distinto, posee 3 ruedas y con camber en las ruedas delanteras, lo que se podría traducirse como un diámetro de rin distinto sobre las ruedas delanteras, en la referencia 6 explica un caso para un vehículo con diámetros de ruedas distintos sin embargo las ecuaciones expuestas en esta bibliografía son erróneas, tanto con radios de rueda iguales como desiguales.

Durante la experimentación para la obtención del CG del vehículo Miztli-Shell no se logró una inclinación superior a los 12.5° con respecto al suelo, lo que se supone un ángulo pequeño, esto fue así ya que con una inclinación mayor el monocasco tendría contacto con el piso, y solo debe haber contacto con las ruedas, de lo contrario el método falla, por lo tanto se decidió utilizar el CAE como herramienta de mayor fiabilidad para el cálculo del CG.

CG según el CAE	
a1	54.4 cm
a2	96.6 cm
h	43 cm

**Tabla 3.1** Medidas para la localización del Centro de gravedad del vehículo Miztli-Shell

Las medidas que se encuentran en la Tabla 3.1 corresponden a la localización longitudinalmente y verticalmente del CG, según como se encuentran en la figura 3.2



### 3.3.1 Fuerzas sobre las ruedas en aceleración máxima

Se considera en este caso la condición de no deslizamiento sobre las ruedas y el pavimento ( $\mu \rightarrow \infty$ ), durante la aceleración ocurre un fenómeno llamado transferencia de masa, este se refiere a la variación en la distribución del peso en las ruedas debido a la aceleración del vehículo, esta variación estará en función de la posición del centro de gravedad y la aceleración del vehículo.

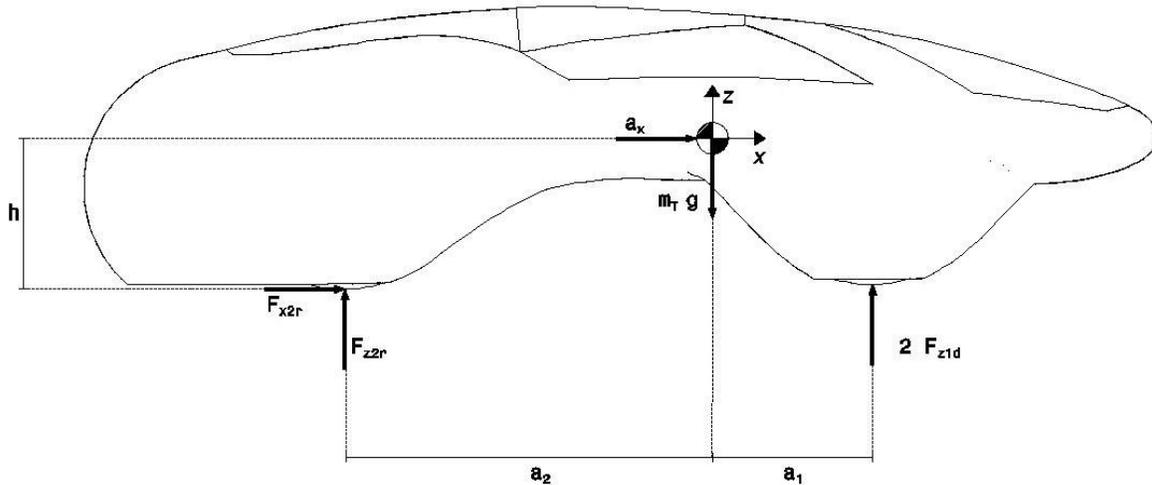


Figura 3.2 Diagrama de fuerzas durante la aceleración máxima del vehículo Miztli-Shell

Para conocer la aceleración máxima del vehículo se usará el par máximo entregado por el motor y el radio de la rueda trasera, esto debido a que se trata de un hubmotor sin algún sistema de transmisión adicional para la transmisión del par.

$$F_{x2r} = \frac{T}{R}$$

Donde:

T = Par máximo del motor

R = Radio de la rueda de tracción

de la suma de fuerzas respecto al eje x, resulta la aceleración:

$$a = \frac{F_{x2r}}{m_T}$$

Donde:

$m_T$  = masa total del vehículo con piloto

Por último, a partir de la suma de fuerzas en y, la suma de momentos en CG:

$$F_{z2r} = \frac{g \cdot m_T \cdot a_1}{l} + \frac{h \cdot m_T \cdot a}{l}$$

$$F_{z1r} = \frac{g \cdot m_T \cdot a_2}{2 \cdot l} - \frac{h \cdot m_T \cdot a}{2 \cdot l}$$

### 3.3.2 Fuerzas sobre la rueda trasera en frenado máximo

La fuerza máxima de frenado ejercida sobre la rueda trasera cuando el vehículo vaya a una velocidad constante será solo aquella instantánea en la que se apliquen los frenos antes del deslizamiento, ya que al empezar la desaceleración ocurrirá una transferencia de masa hacia las ruedas delanteras, ocasionando que la fuerza normal de la rueda trasera disminuya y por ende se disminuirá su capacidad de frenado, entonces el evento se puede idealizar como un problema estático.

Para comenzar con el cálculo será necesario conocer la distribución de la masa en las ruedas según a la ubicación de su centro de gravedad a velocidad constante, o lo que es lo mismo en forma estática, el diagrama de cuerpo libre es:

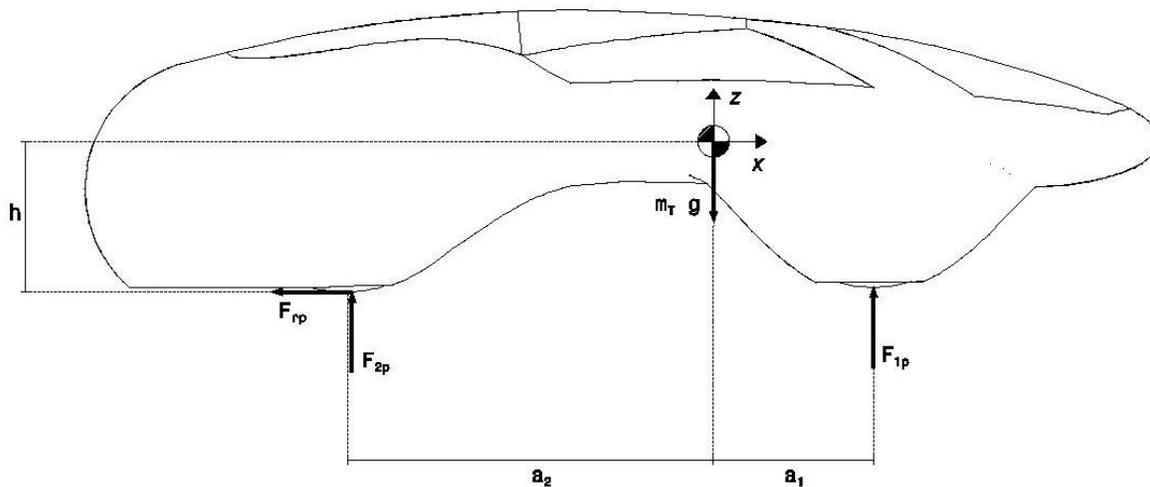


Figura 3.3 Diagrama de fuerzas durante el frenado máximo sobre la rueda trasera del vehículo Miztli-Shell

Sus ecuaciones son:

$$\begin{aligned} \sum F_z &= -m_T \cdot g + F_{2p} + F_{1p} = 0 \\ +\circlearrowleft \sum M_{CG} &= a_1 \cdot F_{1p} - a_2 \cdot F_{2p} = 0 \\ F_{rp} &= \mu \cdot F_{2p} \end{aligned}$$

Donde:

$\mu$  = Coeficiente de fricción

### 3.3.3 Fuerzas sobre la rueda trasera en un plano inclinado

Este rubro se remite a la prueba de frenado que se aplica en la competencia Shell Eco-marathon a los vehículos antes de acceder a la pista, esta prueba se define en el artículo 43 de la referencia 1, básicamente consiste en colocar al vehículo sobre una rampa de prueba, el piloto debe aplicar el freno trasero y el vehículo deberá de ser capaz de mantenerse estático y lo mismo se repetirá solo con el freno delantero, la rampa de prueba posee una pendiente con una inclinación al 20% y con una superficie muy rugosa, el modelado aquí presentados solo se aplica para la prueba con el freno trasero:

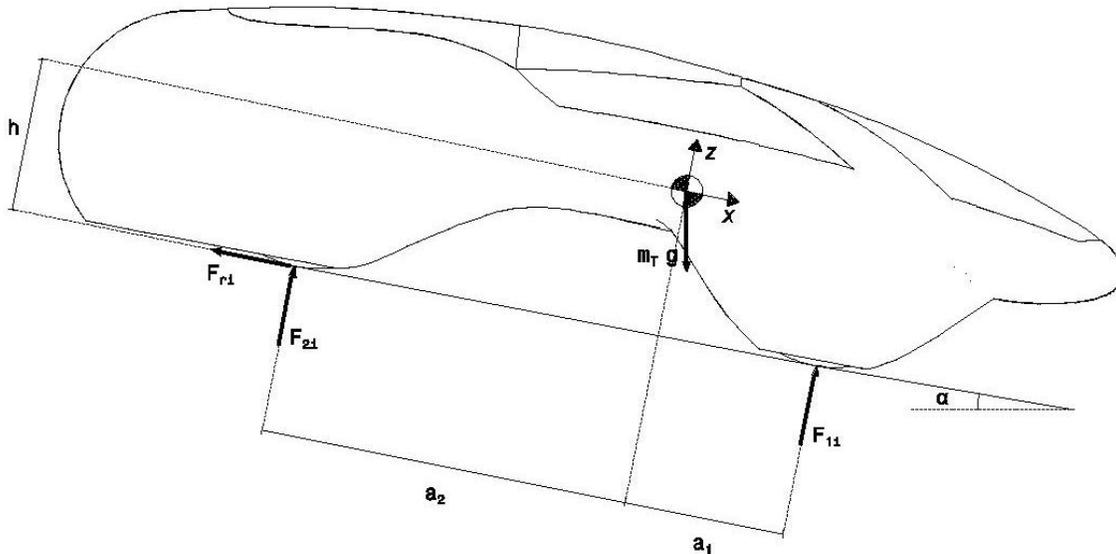


Figura 3.4 Diagrama de fuerzas según la prueba de frenado de la competencia de Shell Eco-marathon

Las ecuaciones son:

$$\alpha = \text{AngTan} \left[ \frac{\text{pi}}{100} \right]$$

Donde

$\alpha$  = ángulo de inclinación de la rampa

pi = porcentaje de inclinación de la rampa

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m_T \cdot g \cdot \sin[\alpha] - F_{r1} = 0 \\ \sum F_z &= -m_T \cdot g \cdot \cos[\alpha] + F_{2i} + F_{1i} = 0 \\ +\cup \sum M_{CG} &= a_1 \cdot F_{1i} - a_2 \cdot F_{2i} - h \cdot F_{r1} = 0 \end{aligned}$$

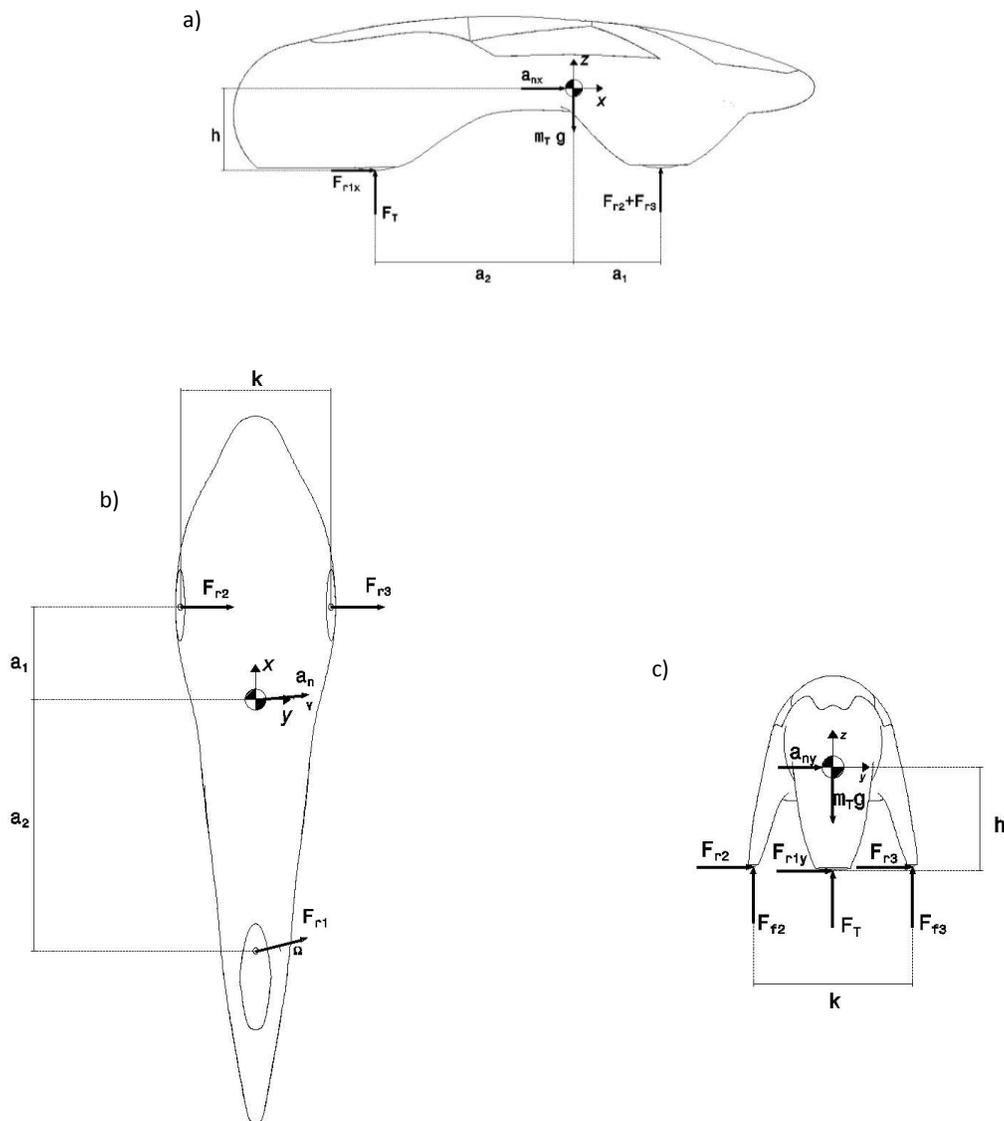
No se hace el análisis de deslizamiento ya que se considera que el coeficiente de fricción entre la rueda y la rampa es muy grande.

### 3.3.4 Fuerzas en curva con el radio máximo de giro

Este modelado se hace considerando una velocidad constante durante la maniobra, los datos que arrojará este análisis son:

- Velocidad de volcadura.
- Velocidad de deslizamiento.
- Reacciones sobre las ruedas debidas a la fricción con el pavimento.

Los únicos datos que son de interés para el diseño del sistema de dirección son tan solo los del tercer rubro, sin embargo para obtener estas fuerzas es necesario modelar al vehículo en estas condiciones críticas, al final con estos resultados también se podrán conocer los límites dinámicos del vehículo en curva. El diagrama de cuerpo libre es presentado en tres vistas para su mejor comprensión:



**Figura 3.5** Diagrama de cuerpo libre del vehículo Mitzli-Shell con radio máximo de giro en curva, mostrado en tres vistas

Las ecuaciones que se deslindan del diagrama en tres vistas (figura3.5) son:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= F_{r1} \cdot \sin[\Omega] - a_n \cdot m_T \cdot \sin[\gamma] = 0 \\ \sum F_y &= F_{r1} \cdot \cos[\Omega] + F_{r2} + F_{r3} - a_n \cdot m_T \cdot \cos[\gamma] = 0 \\ \sum F_z &= F_T + F_{f2} + F_{f3} - m_T \cdot g = 0 \\ +\cup \sum M_x &= h \cdot (F_{r1} \cdot \cos[\Omega] + F_{r2} + F_{r3}) + \frac{k}{2} \cdot (F_{f3} - F_{f2}) = 0 \\ +\cup \sum M_y &= h \cdot F_{r1} \cdot \sin[\Omega] + a_1 \cdot (F_{f2} + F_{f3}) - a_2 \cdot F_T = 0 \\ +\cup \sum M_z &= a_2 \cdot F_{r1} \cdot \cos[\Omega] - a_1 \cdot (F_{r2} + F_{r3}) = 0 \end{aligned}$$

Donde:

$$a_n = \frac{V^2}{Rg}$$

### Velocidad de volcadura

Para el análisis de volcadura se considerará un coeficiente de fricción  $\mu \rightarrow \infty$  y que  $F_{f3} = 0$ , en las ecuaciones del modelado anterior, lo que propone esto es que la rueda en la que actúa  $F_{f3}$  es la rueda que primero se despegará del suelo en la volcadura debido a la aceleración normal, entonces por consecuencia la fuerza de fricción ligada a esta rueda igualmente desaparece, esto es que  $F_{r3} = 0$ .

### Velocidad de deslizamiento

Para esta sección se requieren forzosamente las seis ecuaciones para generar las seis incógnitas (tres fuerzas normales y las tres fuerzas de fricción correspondientes), se idealiza al vehículo completamente rígido en una curva a velocidad y coeficiente de fricción constante, y se busca que la fuerza de fricción de las ruedas no supere a su máximo valor de fricción estática debida a la fuerza normal de dicha rueda, ya que si lo supera, quiere decir que esta rueda se encuentra bajo condiciones de deslizamiento.

Se observó que una de estas seis ecuaciones del sistema anteriormente descrito para la figura 3.5, es linealmente dependiente de las demás, por lo tanto se decidió darle un pequeño ángulo a la rueda superior izquierda de  $0.01^\circ$ , con esto se logró la independencia lineal del sistema de ecuaciones, así fue posible resolver el sistema.

Para esta condición de deslizamiento se ha supuesto que la rueda que se desliza primero es la que esta sometida a la fuerza normal  $F_{r3}$ , Para encontrar la velocidad de deslizamiento es necesario ir resolviendo las seis ecuaciones para distintas velocidades a partir de cero, mientras

tanto se debe de comparar  $F_{r3}$  con  $F_{f3}$  en cada caso, hasta encontrar la velocidad a la cual se cumpla que  $F_{r3} = \mu \cdot F_{f3}$ , ya que cualquier fuerza de  $F_{r3}$  que supere esta condición, el vehículo empezará a deslizarse o por lo menos una rueda de este, por lo siguiente para encontrar dicha velocidad, se programó una rutina sobre la plataforma de Mathematica que resuelve el sistema de ecuaciones a distintas velocidades (con un incremento variable), compara  $F_{r3}$  con  $F_{f3}$  en cada caso, y se detiene cuando se cumple la condición  $F_{r3} = \mu \cdot F_{f3}$ , por último imprime la velocidad a la cual se cumplió dicha condición (según la precisión deseada), y arroja las fuerzas encontradas en cada rueda para esa velocidad en específico (véase anexo 1).

### 3.3.5 Fuerzas de impacto ocasionadas por una colisión frontal sobre la rueda trasera debido a un escalón de 10 cm sobre el pavimento

En este análisis se buscaron las fuerzas de impacto recibidas en la rueda trasera debido a una colisión con un escalón de 10 cm de alto en la rueda, en el momento en el cual el vehículo vaya a su máxima velocidad teórica con la que el motor pueda lograr sobre este, se idealiza al vehículo como un objeto totalmente rígido y se utiliza el método de impulso y cantidad de movimiento en impacto excéntrico, véase referencia 7 subtema 17.8.

Este análisis es un caso extremo dado que en la realidad no podría haber un impacto directamente en la rueda con un escalón de 10 cm de alto, porque de haber un escalón en la trayectoria de la rueda primero colisionaría el monocasco, ya que su forma logra cubrir a la rueda en esa altura, además de que la competencia se desarrolla en una pista totalmente plana, sin embargo se decidió trabajar en este evento ya que el sistema de dirección se podría llegar a probar en un chasis de prueba que no posea esta clase de protección a la rueda, donde este evento fortuito se pudiera dar.

Para simplificar el problema, únicamente se analizó la rueda trasera como cuerpo de estudio, a esta se le dio la masa distribuida sobre ella cuando el vehículo esta a velocidad constante, posteriormente es tomada la geometría de la rueda con el escalón y se establecieron los ángulos correspondientes de la fuerza aplicada de impacto, el diagrama de cuerpo libre que se generó en las tres etapas según las condiciones antes mencionadas es el siguiente:

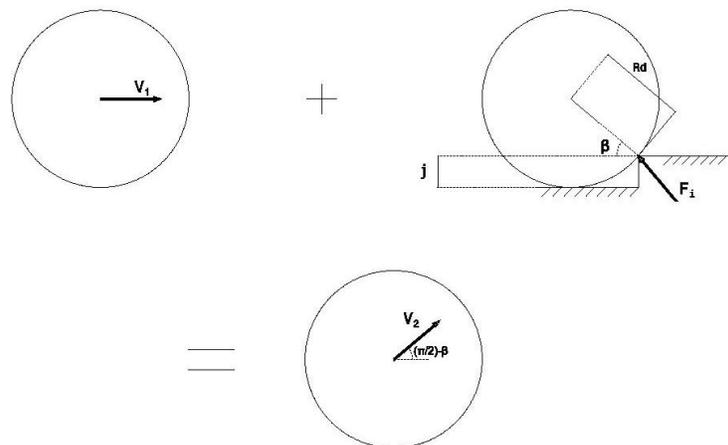


Figura 3.6 Diagrama de cantidad de movimiento e impulso según las condiciones de impacto

Las ecuaciones según el diagrama son:

Componentes en  $+\rightarrow x$

$$V_1 \cdot \frac{F_{rt}}{g} - F_i \cdot \cos[\beta] \cdot \Delta t = V_2 \cdot \cos\left[\frac{\pi}{2} - \beta\right] \cdot \frac{F_{rt}}{g}$$

Componentes en  $+\uparrow z$

$$F_i \cdot \sin[\beta] \cdot \Delta t = V_2 \cdot \sin\left[\frac{\pi}{2} - \beta\right] \cdot \frac{F_{rt}}{g}$$

Donde se ha supuesto un  $\Delta t$  que corresponde al tiempo en que la rueda completa un trazo alrededor del escalón hasta superarlo a la velocidad máxima teórica del vehículo.

### 3.4 Peso esperado

Dado de que se habla de un prototipo de un vehículo altamente eficiente en el cual se han implementado técnicas especiales para la elaboración de un monocasco muy ligero, como peso esperado para esta nueva propuesta del sistema de dirección, se tiene como meta lograr que el sistema sea más ligero que el diseño anterior, el cual tiene un peso aproximado de 4.2 kg.

El modelado de fuerzas que aquí se ha presentado funciona para cualquier vehículo de esta misma configuración (de disposición de ruedas y de dirección trasera), todo el modelado anterior se montó sobre la plataforma de Mathematica, en la manera en la que se ha programado es fácil modificar los parámetros de las ecuaciones tales como; posición del CG, diámetro de ruedas, potencia del motor, etc. Esto con el fin de que el programa facilite el trabajo de diseño, el programa calcula las fuerzas sobre las ruedas del vehículo, las cuales se convertirán en los parámetros de diseño para aquellos sistemas que estén conectados a estas fuerzas, como lo es el sistema de dirección.

## 4 Generación de conceptos, selección y parámetros para el diseño mecánico

En esta sección se presenta una breve discusión sobre distintas propuestas de diseño para el sistema de dirección, tomando en cuenta las necesidades y características del vehículo, y del reglamento de la competencia, por último se explica el criterio de selección de la propuesta.

### 4.1 Propuestas de diseño

En este subtema se muestran varias descripciones sobre algunos conceptos para el sistema de dirección con sus diagramas para una mayor comprensión sobre cada caso específico.

#### 4.1.1 Dirección Miztli-Shell 2012 rígida (DMSR)

Esta propuesta consistió en utilizar el mismo paralelogramo deformable descrito anteriormente quitándole la habilidad de bascular, para esto sería necesario eliminar los tensores, esto obligaría a estructurar de manera adecuada el paralelogramo, adicionalmente el soporte del paralelogramo necesitaría estar totalmente empotrado al monocasco del vehículo sin ningún punto de giro y todo el sistema debería de ser capaz de soportar el par ocasionado por el peso del vehículo distribuido en esa rueda.

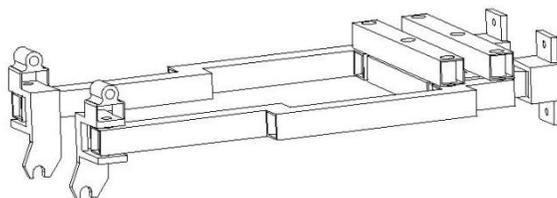


Figura 4.1 Propuesta de dirección SMSR

#### 4.1.2 Dirección Miztli-Shell 2012 con tensores dinámicos (DMSTD)

Esta propuesta consistió en usar el mismo paralelogramo deformable descrito en el capítulo 1, pero esta vez se propuso usar un par de tensores de longitud variable durante su funcionamiento, aprovechando esta necesidad en los tensores se podría utilizar un resorte a tensión, que además de permitirle el funcionamiento del mecanismo podrán tener la posibilidad de regresar el giro de la rueda, además le daría la cualidad a la rueda de absorber posibles impactos debidos a las irregularidades del terreno.

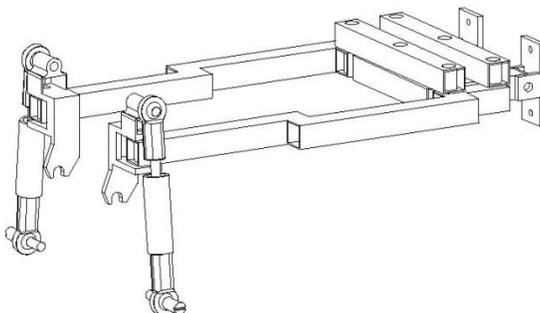


Figura 4.2 Propuesta de dirección DMSTD



#### 4.1.3 Tijera con ángulo de avance (TAA)

Esta propuesta consistió en tomar los ángulos y otros parámetros para los sistemas de dirección en motocicletas o bicicletas, adaptarlo a las necesidades del vehículo y proponer un sistema de sujeción que logre disipar los esfuerzos al monocasco. Este sistema de igual manera podría tener la capacidad de regresar la dirección a su posición de cero giro durante su conducción.

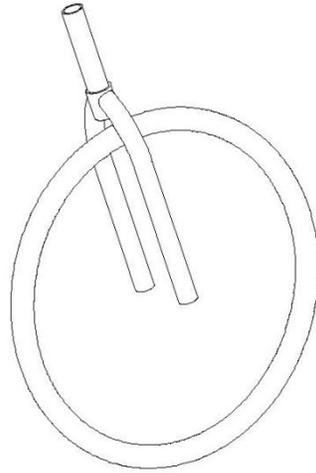


Figura 4.3 Propuesta de dirección TAA

#### 4.1.4 Tijera con centro de giro vertical y desplazado (TCGVD)

Este sistema podría ser una variante del sistema de dirección antes descrito, el concepto radicó en desplazar el eje de giro de la rueda con respecto al punto de contacto con el piso, el hacerlo vertical evita la inclinación natural de la rueda por un eje de giro con ángulo, además tendría la facultad de regresar a su posición de cero giro fácilmente.

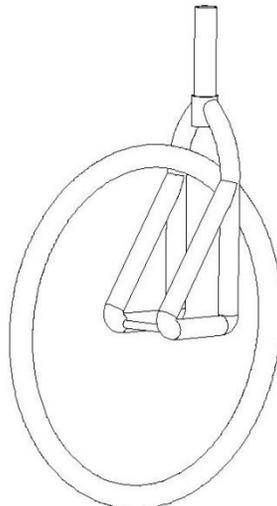


Figura 4.4 Propuesta de dirección TCGVD

#### 4.1.5 Hub-Center Steering (HCS)

Este sistema ya es usado comercialmente, implementado principalmente en motocicletas, aunque su uso es poco común consiste básicamente en el diseño de una maza con rodamientos en su interior ubicados justo al centro de esta misma, lo que permite que solo un brazo lateral soporte la rueda de dirección y permita el giro de la rueda.

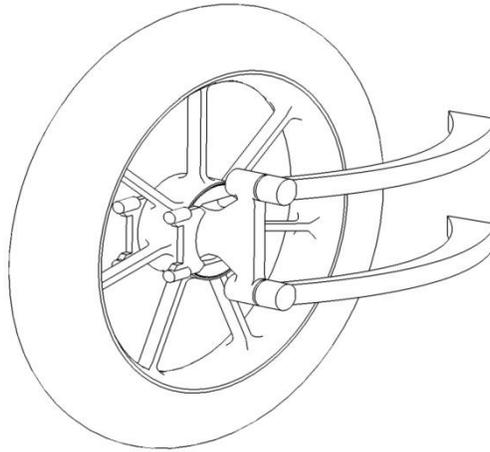


Figura 4.5 Propuesta de dirección HCS

#### 4.1.6 Sistema de giro por rodamientos en semicírculo (SGRS)

Esta propuesta fue un sistema que elimina la necesidad de una tijera que soporte la rueda, en vez de esto se propuso un par de soportes sujetos al eje de la rueda hasta las paredes laterales del monocasco, estos soportes tendrían que rodar sobre un par de rieles en semicírculo para lograr el giro de la rueda, este sistema por si solo no sería capaz de regresar la rueda a cero grados, sin embargo si se implementaran resortes o dándole un ángulo al eje de giro de la rueda, se podría hacer regresar la dirección a su punto neutro de cero giro.

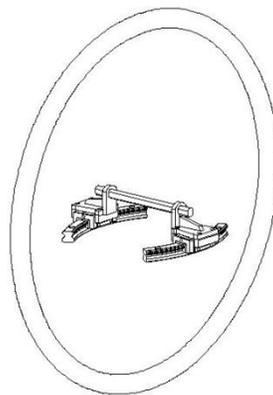


Figura 4.6 Propuesta de dirección SGRS

## 4.2 Proceso de selección del concepto

El criterio de evaluación que se utilizó para la selección de los distintos sistemas antes mencionados fue el método que se describe en la fuente 3, el proceso es llamado por el autor Dieter (2009) como “comparación basada en criterios absolutos”, el método consiste en identificar criterios o especificaciones necesarias que restringen las características y alcances del producto (en este caso el sistema de dirección), tomando en cuenta de igual manera las necesidades del cliente (el monocasco del vehículo Miztli-Shell y el reglamento Shell Eco-marathon 2012).

Los criterios absolutos de selección para el sistema de dirección que se consideraron para la solución son los siguientes:

1. El sistema por si solo deberá lograr darle un ángulo de giro de 15.5° a la rueda para que el vehículo logre dar el radio de giro mínimo de 6m requeridos por el reglamento de la competencia.
2. El giro de la rueda dependiendo de su eje de rotación deberá de contenerse dentro del monocasco.
3. El sistema deberá poderse contener dentro del monocasco del vehículo.
4. El sistema debe de ser compatible con el motor de tracción del vehículo.
5. El sistema deberá poderse manufacturar dentro de las instalaciones de la UNAM.
6. Su peso estimado y cantidad de piezas debe de ser mínimas para el sistema.

En la tabla 4.1 se muestra el proceso por el cual se fueron descartando las propuestas para el sistema de dirección, según los criterios absolutos de selección y las características del vehículo, básicamente se buscó y se cuestionaron las cualidades de cada propuesta según los criterios de selección, las flechas indican los criterios que lograron cumplir y el “No” determina el criterio al cual la propuesta falla. El objetivo fue encontrar la propuesta que lograra cumplir completamente los 6 criterios absolutos de selección.

Criterio	Propuestas					
	DMSR	DMSTD	TAA	TCGVD	HCS	SGRS
1	↓	↓	↓	↓	↓	↓
2	↓	No	No	↓	↓	↓
3	↓			No	↓	↓
4	↓				No	↓
5	↓					↓
6	No					No

**Tabla 4.1** Proceso de selección para el sistema de dirección con una rueda de tipo 700

## Descripción del análisis

Después de analizar más a detalle el volumen interno del monocasco donde debe de trabajar el sistema de dirección y donde la rueda debe de girar, se encontró que modificando el eje de giro ya sea desplazándolo o dándole cierta inclinación no es posible dar el ángulo giro necesario para que el vehículo logre un radio de giro requerido por el reglamento, el ángulo de giro de la rueda se ve restringido por las paredes del monocasco, esta es la razón principal por la que fallaron las propuestas DMSTD y TAA. La propuesta TCGVD logra superar el segundo criterio si y solo si el avance de la rueda fuese nulo ya que solo de esta manera la rueda de dirección logra el giro necesario para el vehículo, sin embargo falló en el criterio 3 ya que solo existe un espacio de apenas 6.5 cm en la parte superior para la montura de la tijera de dicho sistema.

La propuesta HCS requiere que el sistema de giro de la rueda este contenido justo en el centro de la maza, en este caso el problema radica que la maza es un motor Hub-Motor comercial, el cual no esta diseñado para esta clase de sistemas, y pensar en una adaptación sugiere grandes modificaciones y esfuerzos a los que no fue diseñado el motor.

Al final básicamente nos contamos con dos opciones; la DMSR y la SGRS, las dos opciones logran contener la rueda con el ángulo de giro necesario para una rueda de bicicleta tipo 700, ambas necesitarán de un sistema auxiliar para regresar la rueda de dirección, sin embargo se decide descartar la DMSR por la cantidad de elementos que se requieren para su función, que esto podría traducirse de manera indirecta a que el sistema pudiera ser más pesado, además que se deberá estructurar adecuadamente para soportar un brazo de palanca de aproximadamente medio metro, en vez de un brazo de palanca con menos de 25 cm que se supondría para el sistema SGRS, sin embargo después de haber trabajado un poco más en el desarrollo del sistema SGRS y habiendo trasladado la fuerzas sobre la geometría básica de este sistema, se buscaron rodamientos comerciales que soportaran dichas cargas y se encontraron que cada uno posee un peso de alrededor de 250 g, y se requerirían por lo menos 4 de estos, por lo tanto el sistema falla para el último punto y también se descartó.

Debido a que ningún sistema propuesto logró cumplir satisfactoriamente todos los criterios de selección, se optó por una propuesta más rigurosa para el vehículo Miztli-Shell, un cambio de rodada por una más pequeña en sus ruedas, esto además de brindar mayor espacio y libertad al sistema de dirección, le dará mejores características de conducción al vehículo, ya que al cambiar la rodada por una más pequeña el vehículo podrá bajar su centro de gravedad, como resultado le dará mayor estabilidad en curva, lo que se traducirá al final en un vehículo más veloz y seguro.

A continuación se presenta en la tabla 4.2 el proceso de selección según los criterios absolutos, contemplando una rodada de 20 pulgadas de diámetro:

Criterio	Propuestas					
	DMSR	DMSTD	TAA	TCGVD	HCS	SGRS
1						
2						
3					↓	
4					No	
5	↓	↓	↓	↓		↓
6	No	No	Si	Si		No

**Tabla 4.2** Proceso de selección para el sistema de dirección con una rodada 20

Con el cambio de rodada se liberaría un espacio adicional en la parte superior de la rueda, esta rodada es apenas la necesaria para que se pueda montar el motor en ella, gracias al espacio adicional liberado fue factible trabajar en la propuesta TAA y TCGVD, que a pesar de que solo se puede contar con aproximadamente 14.5 cm libres en la parte superior para la horquilla y sujeción de esta misma, se consideró justo y factible de trabajar un sistema con este espacio.

Por último se optó por la propuesta TAA ya que con esta se podría liberar un poco de más espacio para el sistema debido al ángulo de avance de la horquilla y que a demás las fuerzas podrían ser orientadas de mejor manera sobre la horquilla en comparación de la TCGVD.

### 4.3 Selección de materiales

Las restricciones para la selección del material se refiere básicamente a que el material sea ligero, con la resistencia mecánica suficiente para soportar las cargas aplicadas a las piezas, debe de poderse procesar en los talleres de la universidad y por último ser accesibles comercialmente en el país.

Se contemplaron materiales como fibra de carbono, aceros aleados y aleaciones de Aluminio, la fibra de carbono se descarta por necesitar un proceso costoso para este tipo de piezas, proceso distinto al que fue manufacturado el monocasco del vehículo, los aceros aleados fueron descartados por su alta densidad, por lo cual se trabajó directamente en aleaciones de aluminio, existe una gran variedad de aleaciones, sin embargo solo se estudiaron algunas que se comercializan en el país como se muestran en la tabla 4.3.

Aleación de Al	Módulo de Young (Gpa)	Esfuerzo de cedencia (MPa)	Esfuerzo último (MPa)	densidad (g/cc)
7001 T6	71	625	675	2.84
6061 T6	68.9	276	310	2.7
6063 T6	68.9	221	241	2.7

**Tabla 4.3** Materiales propuestos para el sistema de dirección

Se han presentado 3 aleaciones más comunes para la fabricación de estructuras, la 7001 pertenece al selecto grupo llamado aleaciones aeroespaciales, que es el mismo que se usa frecuentemente en cuadros de bicicleta y otros componentes, esta aleación es posible encontrarla en el país sólo como placa, esta aleación presenta propiedades mecánicas similares a un acero aleado, excepto por su módulo de elasticidad, además de poseer una densidad aproximadamente tres veces menor, la aleación 6061 es posible comprarla en el país bajo ordenes especiales de fabricación de extruidos en distintas formas, la aleación 6063 es la más común y es la que más se comercializa, posee propiedades mecánicas bajas en comparación de la serie 7000, sin embargo es considerada útil para estructuras y es buena en comparación con otras aleaciones de propiedades muy inferiores que no se han mostraron en la tabla 4.3. Para los fines de este diseño la aleación 6063 cumple con las características suficientes según el alcance de las piezas que más adelante se presentarán, y cumplió con todos los requerimientos mencionados de selección de material que fueron mencionados al principio de este subtema.

#### 4.4 Fuerzas y situaciones críticas de funcionamiento del sistema de dirección

Durante el capítulo 3 se hizo un estudio dinámico del vehículo con el fin de conocer las cargas que recibe la rueda trasera según la conducción del vehículo en ciertos escenarios críticos, estas fuerzas serán utilizadas para el diseño del sistema, ahora se presentarán los resultados de las ecuaciones y se han sombreado únicamente las fuerzas que recibe la rueda trasera, esto para su rápida identificación, según una rodada 20, que es el nuevo tamaño de rodada que se ha propuesto:

##### Fuerzas en aceleración máxima

Soluciones:

$$a = 1.66 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$F_{z1r} = 244.5 \text{ [N]}$$

$$F_{z2r} = \mathbf{323.3 \text{ [N]}}$$

$$F_{x2r} = \mathbf{137.8 \text{ [N]}}$$

$$F_{z1d} = 244.5 \text{ [N]}$$

##### Fuerzas sobre la rueda trasera en frenado máximo

Soluciones:

$$F_{rp} = \mathbf{203.9 \text{ [N]}}$$

$$F_{2p} = \mathbf{291.4 \text{ [N]}}$$

$$F_{1p} = 520.9 \text{ [N]}$$

### Fuerzas sobre la rueda trasera en un plano inclinado

Soluciones:

$$F_{r1} = 159.3 \text{ [N]}$$

$$F_{2i} = 248.9 \text{ [N]}$$

$$F_{1i} = 547.6 \text{ [N]}$$

### Fuerzas en curva con el radio máximo de giro

#### Velocidad de volcadura

Soluciones:

$$F_T = 301.4 \text{ [N]}$$

$$F_{f2} = 510.9 \text{ [N]}$$

$$F_{r1} = 174.9 \text{ [N]}$$

$$F_{r2} = 303.5 \text{ [N]}$$

$$V = 21.1 \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right]$$

#### Velocidad de deslizamiento

Soluciones:

$$F_{r1} = 61.7 \text{ [N]}$$

$$F_{r2} = -8.3 \times 10^{-11} \text{ [N]}$$

$$F_{r3} = 113.9 \text{ [N]}$$

$$F_{f2} = 354.4 \text{ [N]}$$

$$F_{f3} = 162.6 \text{ [N]}$$

$$F_T = 295.2 \text{ [N]}$$

$$V = 12.9 \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right]$$

### Fuerzas de impacto ocasionadas por una colisión frontal sobre la rueda trasera debido a un escalón de 10 cm sobre el pavimento

Soluciones:

$$V_{max} = 17.23 \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right]$$

$$F_{ix} = -642.2 \text{ [N]}$$

$$F_{iz} = 489.6 \text{ [N]}$$

$$V_2 = 7.92 \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right]$$

## 5 Diseño de detalle

En este capítulo se presenta la última parte del proceso de diseño, donde se lleva el concepto seleccionado del capítulo anterior a su diseño mecánico para la elaboración de planos de construcción, tomando en cuenta todos los parámetros de diseño que de igual manera se explicaron en el capítulo 4.

### 5.1 Propuesta de uniones y ensamble

Dentro del resumen de fuerzas del subtema 4.3, la de mayor magnitud fue la de impacto, se decidió que este par de fuerzas fueran el parámetro de diseño del sistema de dirección, se ha decidido diseñar las piezas con un factor de seguridad cercano a 2, ya que el evento de impacto no se espera que suceda realmente en condiciones normales de pista y de que además es un vehículo de competencia donde su tiempo de uso no superará más de las 24 horas en pista.

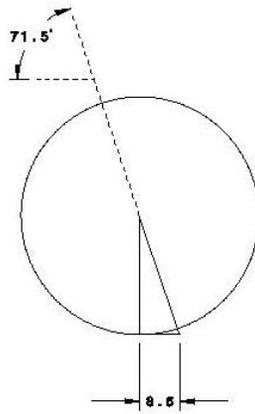
Otro factor muy importante que fue tomado en cuenta para el diseño y como se ha mencionado antes, fue el utilizar la materia prima y productos comerciales existentes en el mercado nacional, con fabricantes y distribuidores como: Aluminio extruido Gamo, Metales la paloma, Metales Díaz, por mencionar algunos, así que se buscó en los catálogos existentes de las distintas empresas los distintos tipos de perfil en aluminio 6063, que cumpliera con los parámetros de diseño necesarios para que el sistema lograra funcionar correctamente y soporte las cargas de diseño, además de que los procesos de manufactura pudieran ser llevados dentro de las instalaciones de la universidad, procesos tales como: torneado, fresado, doblado de tubo y soldadura.

#### 5.1.1 La horquilla

La propuesta de dirección TAA contempla un ángulo de avance en la tijera, para otorgar este avance se observó los distintos avances usados en bicicletas, se decidió utilizar como referencia la geometría de una bicicleta y no la de una motocicleta porque este vehículo no es de alta velocidad.

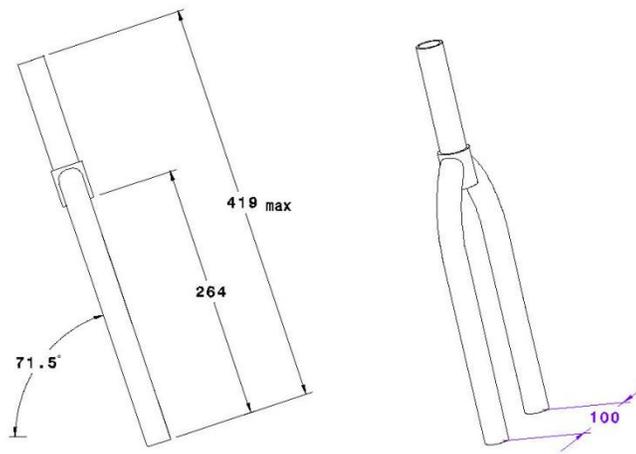
El avance es un parámetro importante de diseño para esta clase de sistemas de dirección, ya que si se manejara un avance muy corto o nulo, la dirección se vuelve muy sensible a cualquier cambio de dirección, además de que el retorno automático de la dirección a su posición de cero giro durante la conducción del vehículo sería difícil o nulo, entonces se requeriría la asistencia del piloto para que esto ocurriera, si se usase un avance muy grande alrededor de los 15 cm la dirección sería incapaz de regresar a su posición de cero giro debido a la inclinación que sufre la rueda por el ángulo de su eje de rotación, por lo tanto se tomó un avance común de bicicletas de conducción relajada, esta medida de avance ( $A_v$ ) corresponde a 8.5 cm, el ángulo de avance ( $\psi$ ) en la figura 5.1 es fácilmente calculable con trigonometría y es de  $71.5^\circ$  aproximadamente.





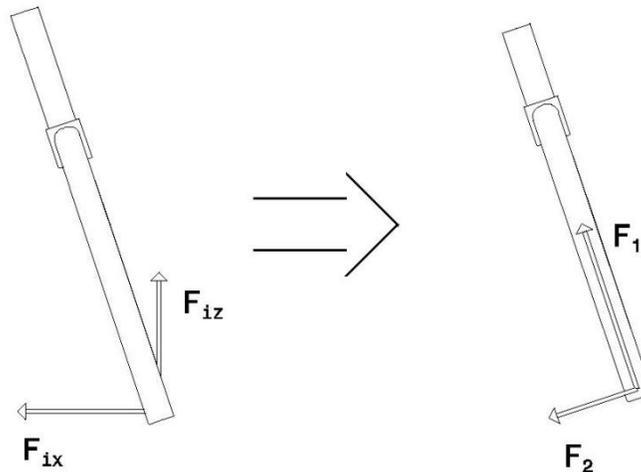
**Figura 5.1** Geometría del avance para el sistema de dirección

La geometría básica propuesta para la horquilla es la siguiente:



**Figura 5.2** Geometría básica para la horquilla del sistema

Para facilitar el cálculo de los brazos de la tijera se optó por un cambio de marco de referencia de las fuerzas de impacto, quedando como:



**Figura 5.3** Cambio del marco de referencia sobre las fuerzas de impacto en la horquilla de dirección

Las fuerzas equivalentes son:

$$F_1 = 668.1 [N]$$

$$F_2 = 453.6 [N]$$

Esto se traduce como una fuerza que actúa a compresión y otra a flexión en cada brazo de la horquilla.

Las ecuaciones generales para el cálculo de esfuerzos no contemplan este tipo de formas entonces se idealizó con una geometría aproximada y se calculó:

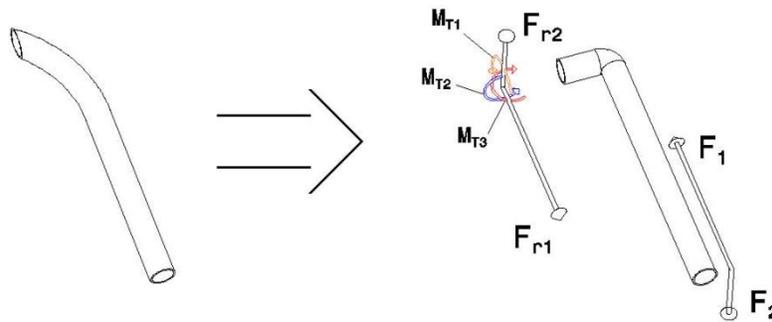


Figura 5.4 Traslado de fuerzas sobre los brazos de la horquilla de dirección

El traslado de fuerzas se muestra en la figura 5.4, y el cálculo se muestra en el Anexo 2.

Avanzando al tubo central de la horquilla, este fue rígido básicamente por el rodamiento cónico comercial que se encontró a disposición y que cumplió con los requerimientos del diseño, el rodamiento que se a propuso es el LM 67048, este supera por mucho con lo requerido, sin embargo se escogió por tener el diámetro interno estándar de los tubos centrales de las horquillas comerciales, esto es por si se llegara a requerir montar una horquilla comercial en el vehículo en algún momento, el rodamiento se encontró disponible comercialmente en la marca SKF, su carga máxima estática es de 41.5 KN, cuando la carga estática que recibirá es de 0.5 KN aproximadamente, después de conocer las dimensiones específicas del rodamiento, solo se dispuso a calcular los espesores correctos para el tubo central (ver anexo2).

Los elementos donde descansa el eje de la rueda (*dropouts*) fueron diseñados pensando en su manufactura, buscando reducir al mínimo problemas de alineamiento entre ellos, se buscó que fuese una pieza sólida y fácil de soldar a los brazos de la tijera, para estas piezas también se hicieron análisis de esfuerzo, arrojaron resultados de espesores que fueron tomados en cuenta para el diseño (ver anexo 2).

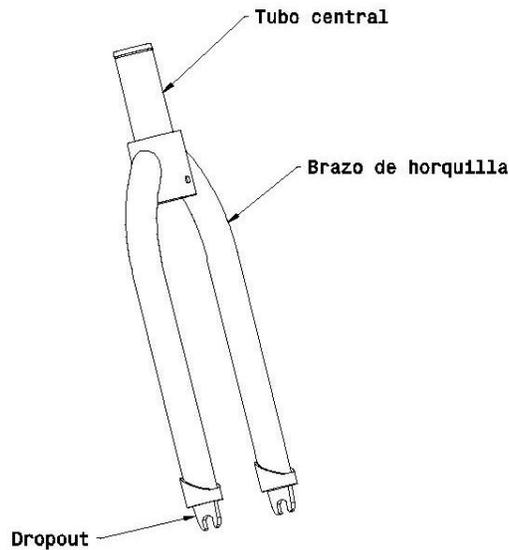


Figura 5.5 Partes de la horquilla propuesta para el sistema de dirección

### 5.1.2 El Soporte de horquilla

El soporte de la horquilla dependió totalmente de la altura final de la horquilla, los rodamientos propuestos y de los puntos de sujeción más cercanos al monocasco, aun así la forma general de la pieza y el traslado de fuerzas son:

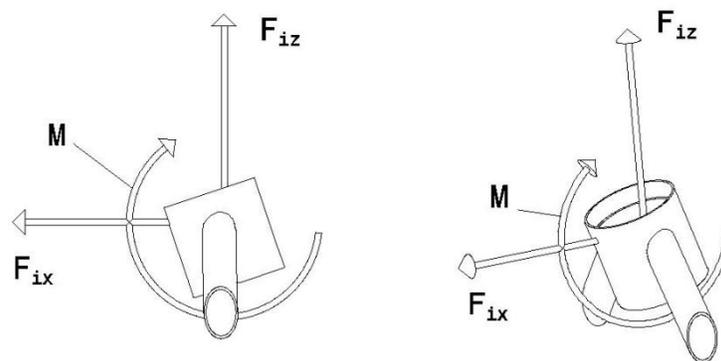


Figura 5.6 Traslado de fuerzas sobre el soporte de horquilla

De la figura 5.6 se puede observar una forma cilíndrica central, sobre este cilindro y por debajo de él son las secciones que alojarían los rodamientos, los diámetros necesarios para alojarlos fueron regidos totalmente según el diámetro externo del rodamiento, el espesor fue calculado según las cargas de diseño, sin embargo al final de los cálculos se requerían espesores muy delgados, los cuales no fueron respetados y se contemplaron espesores mayores para soportar el trabajo de soldadura de los demás elementos que van unidos a esta sección.

Las longitudes y ángulos finales de los brazos de sujeción serán calculadas directamente con el modelado de CAD del vehículo, posteriormente se realizó un estudio muy similar al que fue

utilizado por los brazos de la horquilla, para dimensionar el resto de los elementos, el método y los resultados se pueden revisar en el Anexo 2.

## **5.2 El ensamble**

Finalmente, el ensamble de estas dos piezas con sus respectivos rodamientos se propuso a través de un anillo de retención con clave SH-125 de la compañía Rotor Clip que se encuentra presente en el mercado nacional, este anillo cumple con las dimensiones necesarias del tubo de dirección de la horquilla y las dimensiones necesarias de contacto con el rodamiento, además de que el fabricante brinda datos de tolerancias y dimensiones del ranurado, para el ajuste sobre el tubo central, los cuales fueron respetados para el diseño final de la pieza.

## **5.3 Análisis por FEM de las piezas críticas del sistema**

El Análisis de elemento finito es usado frecuentemente para el diseño estructural en la industria del producto y construcción, es un excelente método que puede arrojar aproximaciones muy cercanas a los casos reales, el método es relativamente joven que se empezó a desarrollar en la industria por los años cincuenta. Las piezas que fueron aproximadas en el subtema anterior fueron sometidas a pruebas de elemento finito para su validación, el análisis se hizo según a las cargas de diseño establecidas y se trabajó sobre el programa de Catia V5 R19.

En la referencia 9 se puede encontrar un apartado en el que se explica que las esquinas de piezas sujetas a cargas suelen comportarse como concentradores de esfuerzos, por este hecho se decidió dibujar en el archivo CAD un redondeado simulando un cordón de soldadura, esto con el fin de hacer un análisis más realista en las piezas.

### 5.3.1 Análisis FEM de la horquilla

En este análisis se utilizó el traslado de fuerzas mencionado en el subtema 5.1.1, las restricciones de movimiento lateral (sobre el plano xy) para la pieza se ubicaron justo en los puntos de contacto de los rodamientos y para evitar el movimiento vertical se ubicaron en el seguro de ensamble y en la base del tubo central de la horquilla.

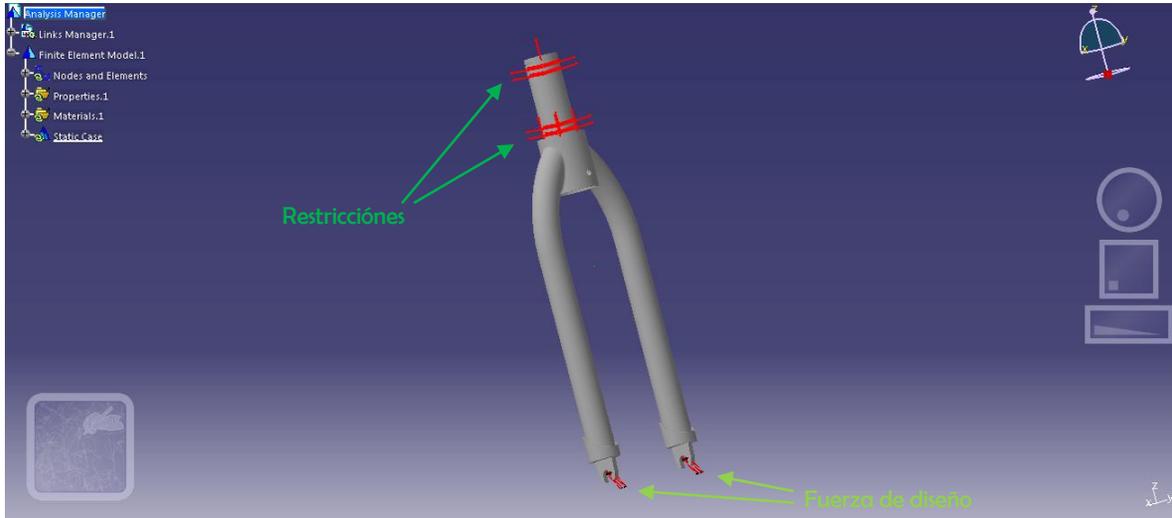


Figura 5.7 Restricciones y fuerzas aplicadas a la horquilla para su análisis FEM

El mallado se hizo de 1mm para cubrir correctamente las curvaturas de la pieza.

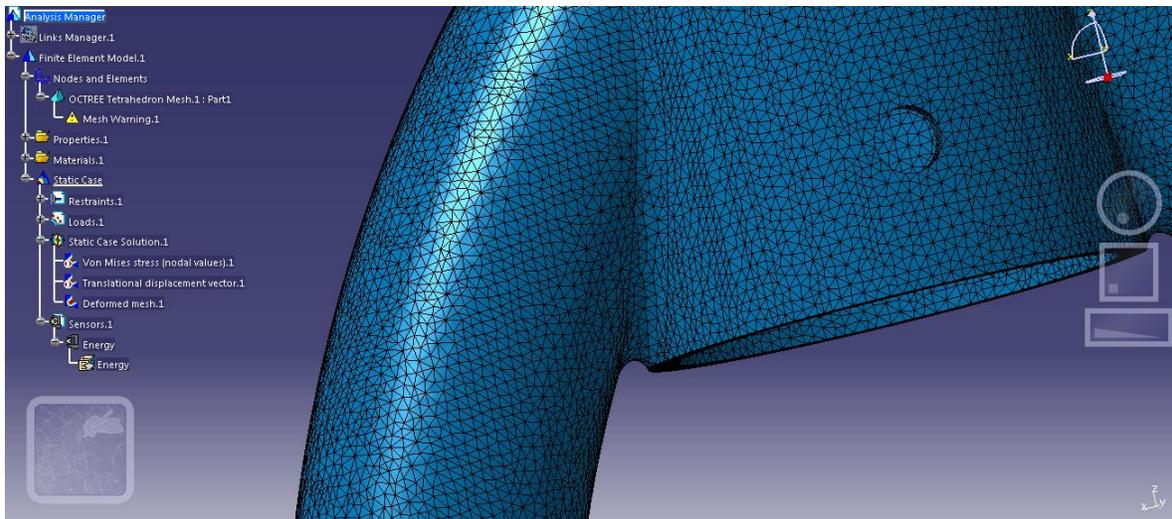
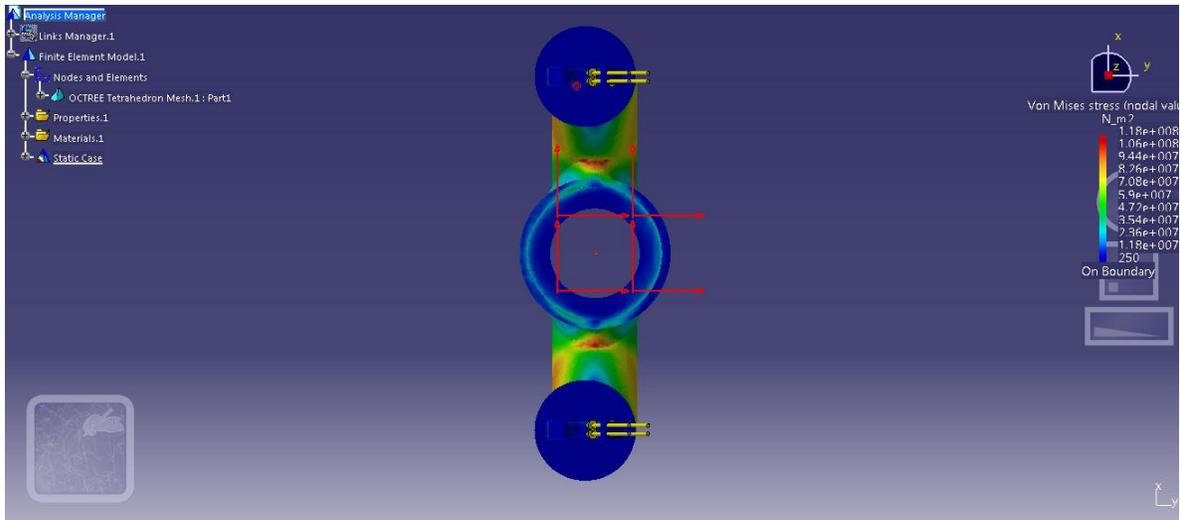
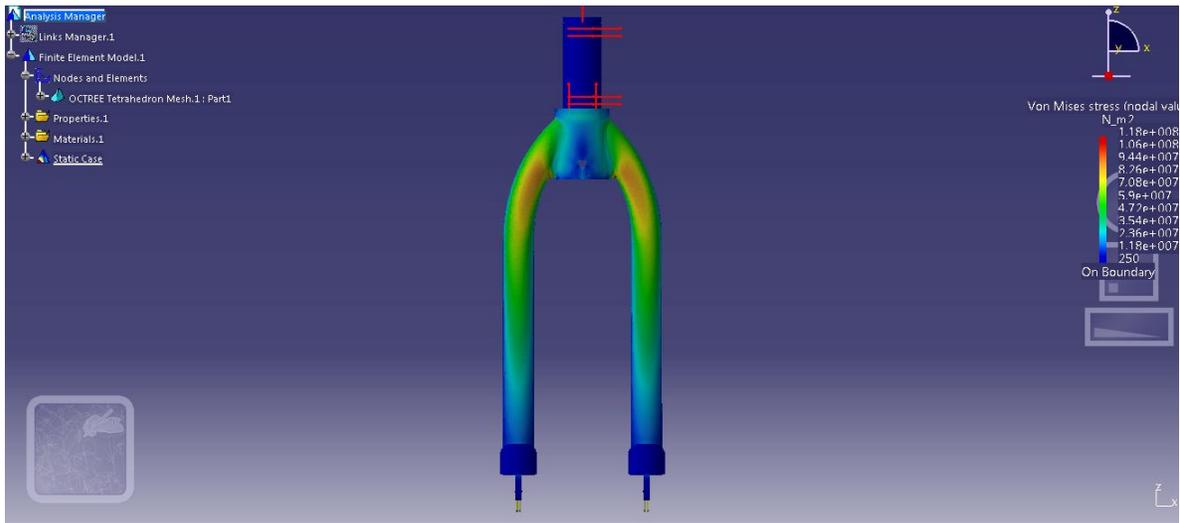


Figura 5.8 Se muestra el mallado que se utilizó sobre la horquilla para su análisis FEM

El esfuerzo máximo obtenido es de 118 MPa, como se muestra en la figura 5.9, justo se localiza en la parte inferior de la horquilla en la unión de los brazos y el tubo central, este esfuerzo se refiere a un factor de seguridad de 1.87, lo cual se consideró aceptable para la propuesta de diseño.



**Figura 5.9** Se muestran los resultados después del cómputo del análisis FEM de la horquilla, en la sección inferior de la pieza con la mayor tonalidad en rojo se refiere a un esfuerzo de 118 MPa

### 5.3.2 Análisis FEM del soporte de horquilla

Para éste análisis, se consideró la transferencia de fuerzas como se muestra en la figura 5.10.

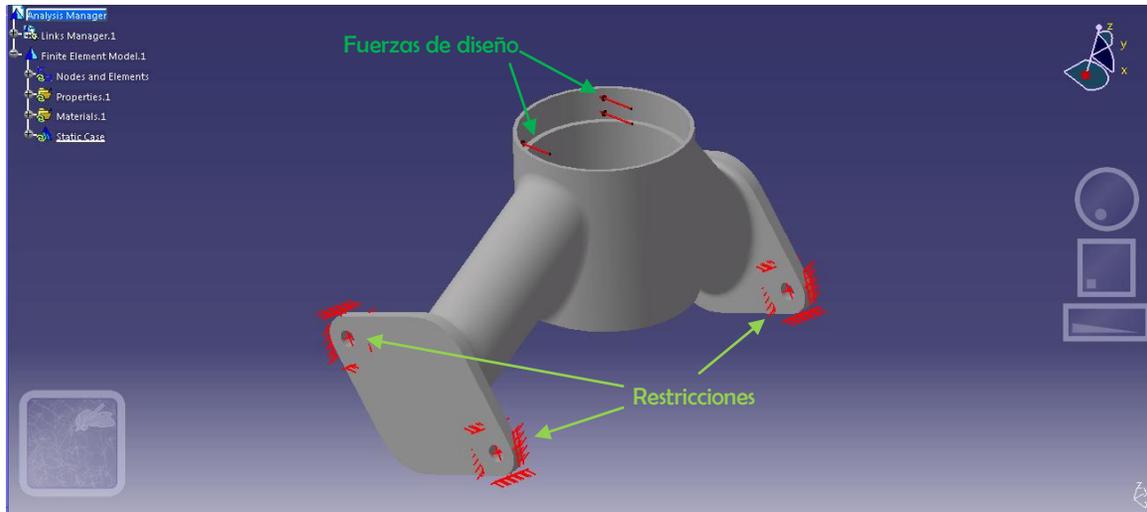


Figura 5.10 Restricciones y fuerzas aplicadas al soporte de la horquilla para su análisis FEM

Cada fuerza es aplicada solo en la sección de apoyo de cada rodamiento sobre la pieza, ya que son los elementos que transmitirán directamente las fuerzas al soporte, las fuerzas de la parte inferior son más fácilmente apreciables en la figura 5.11, también se consideró como la sección de empotramiento de tipo encastre la superficie cilíndrica de los barrenos, esto significa que se ha despreciado el tipo de contacto de la placa con los tornillos de sujeción y el contacto directo con el monocasco.

El mallado se hizo de por lo menos 1mm, para lograr generar las curvaturas de la pieza y además de que el espesor mínimo en la pieza pudiera contener por lo menos dos nodos.

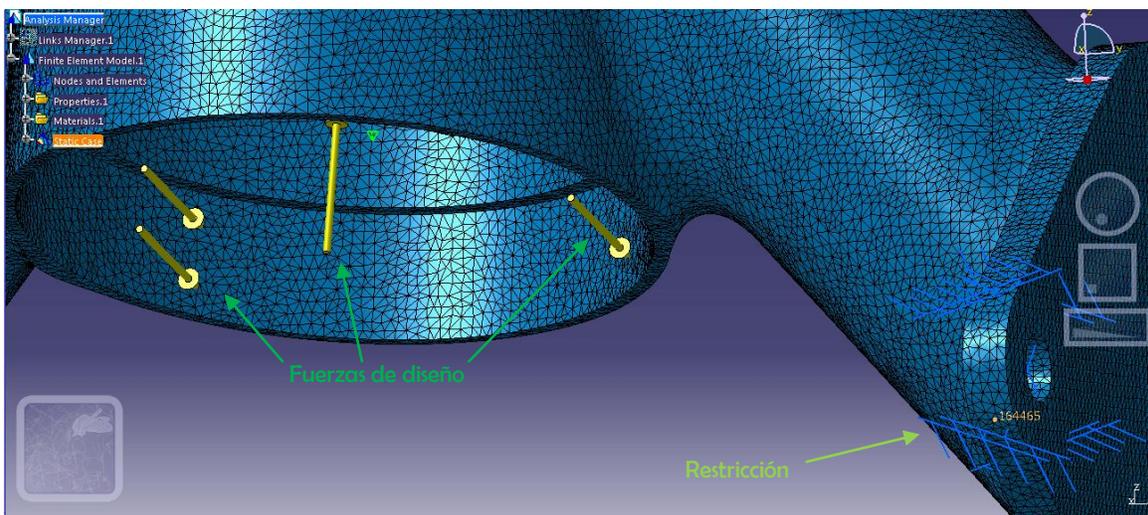
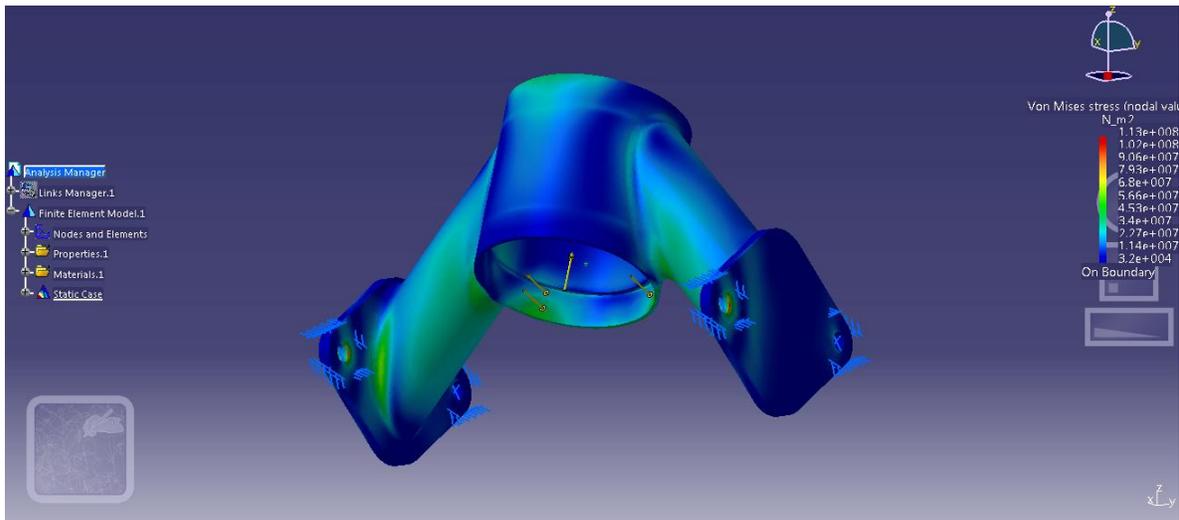


Figura 5.11 Se muestra el mallado que se utilizó sobre el soporte de la horquilla para su análisis FEM

El esfuerzo máximo que se obtuvo después del cómputo es de 113 MPa, sobre los apoyos de los barrenos, lo que equivale a un factor de seguridad igual a 1.96, lo que se considera admisible para el diseño. En el anexo 6 se pueden ver más detalles respecto al análisis.



**Figura 5.9** Se muestran los resultados después del cómputo del análisis FEM del soporte de la horquilla



## 6 Resultados

Existen distintos modelos a seguir para el diseño, parte de la metodología que aquí se utilizó fue descrita por el autor Dieter en la referencia 3, el texto permitió acotar y definir los requerimientos del sistema y en si del diseño a seguir, estos requerimientos fueron cumplidos en su totalidad de acuerdo a lo postulado, en resumen; el sistema logra dar el giro adecuado para que el vehículo logre cumplir los 6 m de radio de curva, además la rueda y el sistema quedan completamente contenidos en el monocasco del vehículo, y por último las piezas son posibles de manufacturar en los talleres de la Universidad.

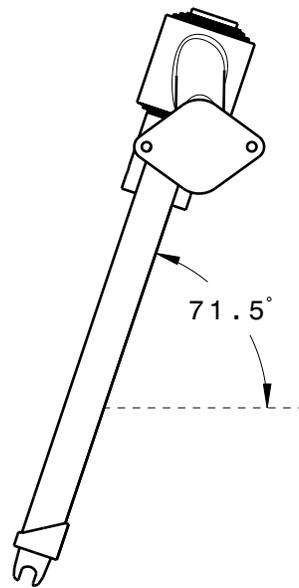
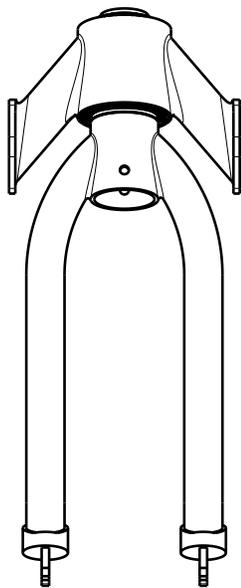
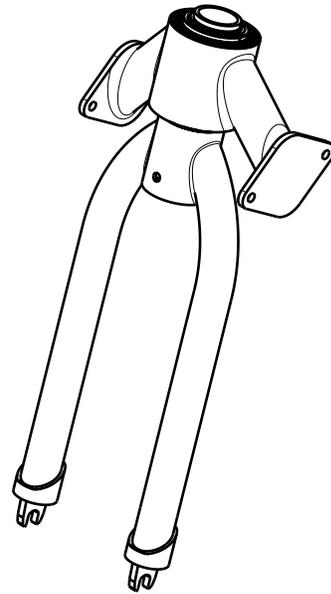
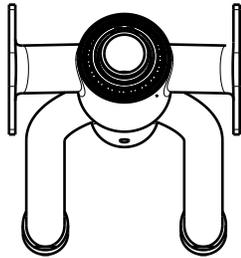
### 6.1 Propuesta de dirección

El sistema se compone básicamente de una horquilla, un soporte para esta y un par de rodamientos. El sistema fue diseñado conforme a las cargas de impacto con un escalón de 10 cm como fueron descritas en el capítulo 3, a la horquilla se le otorgó un ángulo de avance de  $71.5^\circ$  buscando una conducción suave, además esto ayudó a una mejor orientación de las fuerzas de impacto sobre la horquilla, lo que permitió hacerla más esbelta, además la horquilla es perfectamente compatible con el motor y con frenos comerciales para ciclismo de ruta, también la horquilla podría ser intercambiada por alguna otra horquilla comercial para la misma rodada.

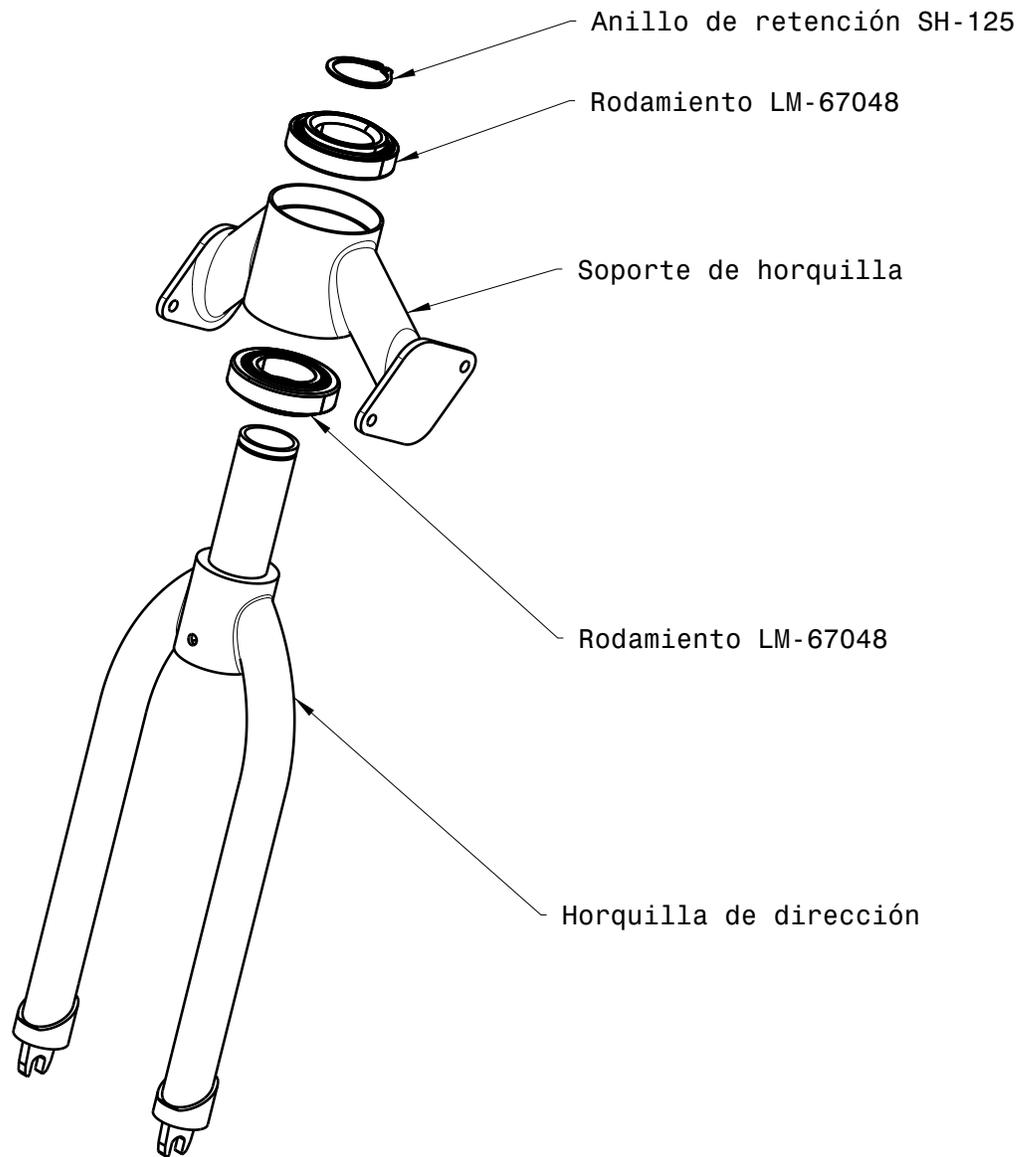
### **6.1.1 Ensamble y explosivo del sistema de dirección propuesto**

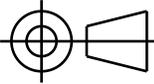
En esta sección se presentan planos de ensamble y explosivos del sistema de dirección propuesto, el primero consta del ensamble final de todas sus piezas, después se muestra el explosivo y por último es una vista del sistema de dirección sobre la parte trasera del vehículo Miztli-Shell.

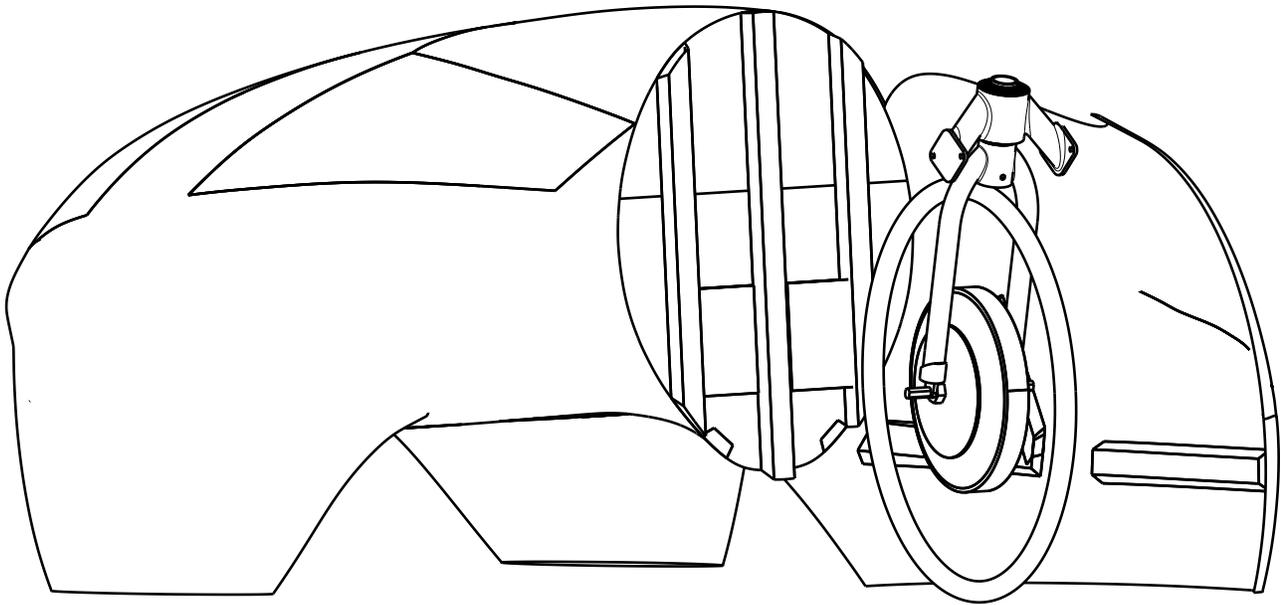
Nota: la escala de impresión puede variar a la escala indicada en el plano, para poder obtener la escala adecuada es necesario utilizar un tamaño de hoja carta.

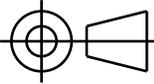


DISEÑADO POR: Ignacio Adrián Martínez Vado		<h1>DIRECCIÓN MIZTLI SHELL</h1>
COTAS EN: <b>mm</b>	TAMAÑO DE HOJA: <b>Carta</b>	
		<h2>Ensamble</h2>
ESCALA <b>1:5</b>	PESO (g) <b>905</b>	
		<small>HOJA</small> <b>1 / 3</b>



DISEÑADO POR: Ignacio Adrián Martínez Vado		<h1>DIRECCIÓN MIZTLI SHELL</h1>	
COTAS EN: <b>mm</b>	TAMAÑO DE HOJA: <b>Carta</b>		
		<h2>Explosivo</h2>	
ESCALA <b>1:4</b>	PESO (g) <b>905</b>		<table border="1" style="float: right;"> <tr> <td>HOJA <b>2/3</b></td> </tr> </table>
HOJA <b>2/3</b>			



DISEÑADO POR: Ignacio Adrián Martínez Vado		<b>DIRECCIÓN MIZTLI SHELL</b>
COTAS EN: <b>mm</b>	TAMAÑO DE HOJA: <b>Carta</b>	
		<b>Vista sobre el vehículo</b>
ESCALA <b>1:9</b>	PESO (g) <b>905</b>	
		HOJA <b>3/3</b>

## 6.2 Análisis de resultados

Durante el diseño mecánico se establecieron parámetros adicionales, el principal fue el localizar las fuerzas que intervienen en el sistema, la de impacto fue la de mayor magnitud, el factor de seguridad con el que se trabajó fue uno igual a 2, el resultado al final del cómputo para la horquilla es de 1.87 y para el soporte de 1.96, lo cual se consideró suficiente y aceptable recordando que el evento se encuentra lejos de que suceda.

Se logró un peso inferior al sistema anterior, el sistema propuesto tiene un peso de apenas 0.905 kg teóricos, contra 4.2 kg del sistema anterior, con un ahorro de 3.295 kg en peso lo que equivale a un 8.9% en la reducción total del peso del vehículo, esta reducción en peso total contribuirá directamente a la eficiencia energética que el vehículo pueda alcanzar, por otro lado también se comparó el peso de varias horquillas comerciales de la misma rodada contra la horquilla que en este trabajo se ha presentado:

Fabricante	Modelo	Peso (g)	Material	Precio (MXN)
NS	RNS	1300	Cromoly	\$ 1620
Black Market	Tech 9	1130	Cromoly	\$ 1957.5
Answer	Dagger Pro	632	Fibra de carbono	\$ 3037.5

Horquilla del sistema propuesto	343	Al 6063	\$ 750*
---------------------------------	-----	---------	---------

**Tabla 6.1** Comparativa de horquillas comerciales, \*el costo de la horquilla de sistema propuesto, es el costo aproximado de los materiales requeridos para su construcción

Para estas horquillas se han utilizado otros materiales con densidades mayores, mejores coeficientes de elasticidad y esfuerzos de cedencia superiores, ampliando un poco más la información respecto a la tabla 6.1 cabe mencionar que el cromoly (acero AISI 4130) no se comercializa comúnmente en el país, para poder acceder al material es necesario hacer pedidos especiales. Por otro lado, por el estudio que se desarrolló en el presente trabajo es fácil inferir que estas horquillas comerciales de la tabla 6.1 han sido diseñadas para cargas de trabajo superiores y seguramente han tomado en cuenta un análisis de fatiga, para el sistema aquí propuesto en particular no se ha hecho un análisis de fatiga ya que el tiempo de vida de estas piezas se reduce a tan solo algunas horas de uso para la competencia y pruebas antes de ésta.

## 6.4 Otros resultados

Parte muy importante como desarrollo de esta propuesta de dirección, fue la creación de los programas en Mathematica para el análisis dinámico del vehículo y para el diseño de las piezas del sistema, en particular existe muy poca información bibliográfica sobre dinámica de vehículos de tres ruedas, existen algunos programas como el ADAMS-CAR que podrían ayudar para análisis de estos vehículos, sin embargo se requiere contar con una licencia y con conocimientos para la manipulación de dicho software, el programa que en este trabajo se presenta puede ser fácilmente montado sobre una plataforma más sencilla y libre o podría ser resuelta a mano. Los principios del diseño del programa fueron mostrados en el capítulo 3, por lo cual puede ser fácilmente adaptado por algún otro diseñador con base en sus necesidades y sus criterios de diseño, el programa no solo brinda información sobre la rueda de dirección, también arroja

información sobre, velocidades máximas, aceleraciones junto con las reacciones sobre las demás ruedas durante los distintos eventos, en función del centro de gravedad y dimensiones del vehículo, en resumen brinda un apoyo importante y accesible para el desarrollo de futuros vehículos dentro y fuera de la Universidad.

## 7 Conclusiones

El ejercicio de ingeniería aquí presentado forma parte de un diseño específico para un vehículo de competencia, donde se han utilizado técnicas y conocimientos afines para desarrollar un sistema de dirección de acuerdo a los lineamientos de la competencia, además se buscó que fuese ligero, también que estuviese de acuerdo a las dimensiones propias del vehículo, sin dejar de contemplar los procesos para la manufactura del sistema dentro de las instalaciones de la Universidad.

Los resultados logrados fueron trabajados en función de los lineamientos de la competencia y su reglamento, durante el trabajo se encontraron las cargas específicas que se encontrarían en condiciones extremas del vehículo y se trabajó con base en estos datos para su diseño mecánico, gracias al estudio preliminar y con ayuda de paquetería de cómputo se logró desarrollar un sistema ligero. Este trabajo además muestra que a pesar de que existen piezas comerciales similares a las que aquí se han desarrollado y presentado, es mejor trabajar en un diseño particular para la competencia. El trabajo de diseño y/o rediseño con el fin de crear piezas específicas, podría mejorar los resultados globales, donde importa el más mínimo detalle para obtener mejores resultados en la competencia.

El diseño asistido por computadora es hoy en día una herramienta muy poderosa, la cual permite a los diseñadores realizar trabajos con mayor rapidez a bajo costo y con mayor precisión en sus resultados, las herramientas existen y sus capacidades son muy grandes y con tanta capacidad y opciones también es posible cometer errores considerables en la manipulación de estas herramientas, por lo cual, es muy importante contar con los conocimientos básicos y mejor si son avanzados de los principios físicos, mecánicos y del procesamiento de datos de estos programas para lograr obtener resultados confiables, además, el tener todos estos conocimientos dará el poder de interpretar los resultados de manera correcta, hacer más eficientes las herramientas, y se tendrá la capacidad de distinguir los posibles errores en la manipulación de estos programas.



## 8 Perspectivas de trabajo

Del trabajo que aquí se presenta se remite solo al sistema que permite el giro de la rueda según los requerimientos de la competencia Shell Eco-marathon, se requerirá un sistema adicional que comunique el sistema aquí propuesto y al piloto, este sistema de enlace deberá de ser trabajado en conjunto con la división de seguridad y ergonomía ya que interactuará directamente con el piloto y es necesario un trabajo en conjunto para una perfecta relación piloto-vehículo, donde será importante revisar casos de posiciones adecuadas, estudio de fuerzas que el piloto pueda ejercer para la manipulación del sistema, sin olvidar la seguridad propia del piloto en caso de algún accidente, solo por remitirnos a algunos ejemplos *a grosso modo*.

Como anteriormente se mencionó existe muy poca información sobre la dinámica de vehículos de tres ruedas, en particular en la Facultad de Ingeniería constantemente se han estado desarrollando vehículos con estas características, en el capítulo 3 se ha dado un preámbulo y una aportación considerable que podría desarrollarse y transformarse en un programa básico y sencillo de dinámica vehicular de vehículos de tres ruedas, el cual podría arrojar datos para el diseñador de nuevos vehículos con estas características, este programa permitiría al diseñador ahorrar tiempo, comprender de mejor manera la dinámica de estos vehículos y así mismo podría tomar decisiones más acertadas para el desarrollo de su vehículo, no obstante para escribir dicho programa se requerirá trabajar en el modelo matemático de todas las demás configuraciones que estos vehículos pueden tener (dirección trasera o delantera, dos ruedas al frente o dos traseras) sin embargo los principios básicos del estudio ya han sido planteados y extenderlos no deberá de presentar mayores dificultades.

## Referencias y bibliografía

1. (2012) Shell Eco-marathon official rules 2012 chapter 1. Agosto del 2012. Shell Eco-marathon: [http://www-static.shell.com/static/ecomarathon/downloads/pdf/sem\\_rules\\_chapter01\\_2012.pdf](http://www-static.shell.com/static/ecomarathon/downloads/pdf/sem_rules_chapter01_2012.pdf)
2. (2012) Shell Eco-marathon official rules 2012 chapter 2. Agosto del 2012. Shell Eco-marathon: [http://www-static.shell.com/static/ecomarathon/downloads/pdf/sem\\_rules\\_chapter02\\_americas\\_2012.pdf](http://www-static.shell.com/static/ecomarathon/downloads/pdf/sem_rules_chapter02_americas_2012.pdf)
3. Slocum, Alexander H. (2007). Fundamentals of design. Massachusetts USA. Cambridge MIT-institute.
4. Dieter, George E. (2009). Engineering Design 4th ed. New York USA. McGraw Hill.
5. Reimpell, Jorsen. (2001). The Automotive Chassis: Engineering Principles 2th ed. Oxford UK. Butterworth-Heinemann.
6. Milliken, William F. (1995). Race Car Vehicle Dynamics. Pensilvania USA. Society of Automotive Engineers. Inc.
7. Jazar, Reza N. (2008). Vehicle Dynamics: Theory and Application. New York USA. Springer.
8. Beer, Ferdinand P. (2007). Mecánica Vectorial para Ingenieros: Dinámica 8° ed. McGraw-Hill.
9. Norton, Robert L. (1999). Diseño de Maquinas. Illinois USA. Prentice Hall.
10. Bundaynas, Richard G. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8° ed. México DF. McGraw Hill.
11. Mott, Robert L. (2006). Diseño de Elementos de Maquinas. Edo. De México. Prentice Hall.
12. Groover, Mikell P. (1997). Fundamentos de Manufactura Moderna. Edo. De México. Prentice Hall.

# Anexos

## Anexo 1

Análisis Dinámico Miztli-Shell

# Análisis Dinámico Miztli Shell

## Datos del vehículo y centro de gravedad

```
l = 1.51831;

(*distancia entre eje frontal y trasero [m]*)
mT = 82.8; (*masa total del vehículo [kg]*)
g = 9.81; (*aceleración de la gravedad [m/s^2]*)

a1 = 0.54472; (*distancia del centro de gravedad al eje delantero [m]*)
a2 = l - a1; (*distancia del centro de gravedad al eje trasero [m]*)
h = 0.351; (*distancia del centro de gravedad al suelo [m]*)
```

## Fuerzas en aceleración en el plano

### Datos

```
T = 35;
(*Par máximo del motor según el fabricante [Nm]*)
R = 0.254; (*radio de la rueda [m]*)
```

### Ecuaciones

$$F_{x2r} = \frac{T}{R};$$

(\*fuerza de tracción ejercida por el motor suponiendo coeficiente de fricción  $\infty$  [N]\*)

$$a = \frac{F_{x2r}}{mT}; (*aceleración del vehículo debida al motor con su torque máximo [m/s^2]*)$$

$$F_{z2r} = mT \times g \times \frac{a1}{l} + mT \times \frac{h}{l} \times a; (*fuerza de reacción sobre la rueda trasera debida al peso y aceleración [N]*)$$

$$F_{z1d} = mT \times g \times \frac{a2}{2 \times l} - mT \times \frac{h}{2 \times l} \times a; (*fuerza de reacción sobre la rueda trasera debida al peso y aceleración [N]*)$$

```
Print["aceleración máxima teórica del vehículo según las especificaciones del motor ", a, "[ $\frac{m}{s^2}$ "]
```

```
Print["Fuerza de reacción sobre la rueda trasera debida al peso y aceleración ", Fz2r, "[N]"];
```

```
Print["Fuerza de reacción sobre cada rueda delantera debida al peso y aceleración ", Fz1d, "[N]"];
```

```
Print["Fuerza de de fricción máxima teórica ejercida por el motor ", Fx2r, "[N]"];
```

aceleración máxima teórica del vehículo según las especificaciones del motor

$$1.66419 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Fuerza de reacción sobre la rueda trasera debida al peso y aceleración 323.27[N]

Fuerza de reacción sobre cada rueda delantera debida al peso y aceleración 244.499[N]

Fuerza de de fricción máxima teórica ejercida por el motor 137.795[N]

# Fuerzas de frenado

## Datos

$$\mu = 0.7;$$

(\*coeficiente de fricción\*)

$$pi = 20; \text{ (*porcentaje de inclinación*)}$$

## En el plano

$$Sfz = -mT \times g + F2p + F1p;$$

(\*suma de fuerzas en z\*)

$$SMcg = a1 \times F1p - a2 \times F2p; \text{ (*suma de momentos en y*)}$$

$$Fp = \text{Solve}[\{Sfz == 0, SMcg == 0\}];$$

$$F2pp = F2p / Fp[[1]]; \text{ (*Fuerza normal sobre la rueda trasera*)}$$

$$F1pp = F1p / Fp[[1]]; \text{ (*Fuerza normal sobre las ruedas delanteras*)}$$

$$Frp = \mu \times F2pp;$$

Print["

Fuerza máxima de frenado en el plano a velocidad constante ", Frp, "[N]";

Print["Fuerza normal sobre la rueda trasera ", F2pp, "[N]";

Fuerza normal sobre las ruedas delanteras ", F1pp, "[N]";

"];

Fuerza máxima de frenado en el plano a velocidad constante 203.991[N]

Fuerza normal sobre la rueda trasera 291.415[N]

Fuerza normal sobre las ruedas delanteras 520.853[N]

En un plano inclinado

$$\varrho = \text{N}\left[\text{ArcTan}\left[\frac{\text{Pi}}{100}\right]\right];$$

(\*ángulo de inclinación de la rampa [rad]\*)

$$\kappa = \varrho \times \frac{180}{\text{Pi}}; (*ángulo de la rampa [°]*)$$

$$\text{Sfxi} = m\text{T} \times g \times \text{Sin}[\varrho] - \text{Fri}; (*suma de fuerzas en x*)$$

$$\text{Sfzi} = -m\text{T} \times g \times \text{Cos}[\varrho] + \text{F2i} + \text{F1i}; (*suma de fuerzas en z*)$$

$$\text{SMcgi} = a1 \times \text{F1i} - a2 \times \text{F2i} - h \times \text{Fri}; (*suma de momentos en y*)$$

$$\text{Ffpi} = \text{Solve}[\{\text{SMcgi} == 0, \text{Sfxi} == 0, \text{Sfzi} == 0\}, \{\text{F1i}, \text{F2i}, \text{Fri}\}];$$

$$\text{Frip} = \text{Fri} /. \text{Ffpi}[[1]];$$

$$\text{F2ip} = \text{F2i} /. \text{Ffpi}[[1]];$$

$$\text{Flip} = \text{F1i} /. \text{Ffpi}[[1]];$$

**Print**["Fuerza de fricción sobre la rueda trasera ", **Frip**, "[N]"];

**Print**["Fuerza de normal sobre la rueda trasera ", **F2ip**, "[N]"];

Fuerza normal sobre las ruedas delanteras ", **Flip**, "[N]"];

Fuerza de fricción sobre la rueda trasera 159.299[N]

Fuerza de normal sobre la rueda trasera 248.93[N]

Fuerza normal sobre las ruedas delanteras 547.565[N]

## Fuerzas en curva

### Datos

$$k = 0.65;$$

(\*ancho de vía [m]\*)

$$\text{Rg} = 6; (*radio de giro del centro de gravedad*)$$

$$\mu = 0.7; (*coeficiente de fricción entre la rueda y el pavimento*)$$

$$\sigma = 0.01 \times \frac{\text{Pi}}{180}; (*ángulo necesario para hacer las ecuaciones independientes*)$$

### Ecuaciones

$$n = \sqrt{\text{Rg}^2 - a1^2};$$

(\*distancia del eje x al centro de giro del vehículo\*)

$$\Omega = \text{ArcTan}\left[\frac{1}{n}\right]; (*ángulo de giro de la rueda y dirección de la fuerza de fricción*)$$

$$p\omega = \Omega \times \frac{180}{\pi};$$

Print["Ángulo de giro de la rueda trasera es de ", p $\omega$ , "°"];

$$\gamma = \text{ArcTan}\left[\frac{a1}{n}\right]; \text{ (+ángulo de dirección de la fuerza normal+)}$$

$$a_n = \frac{v^2}{Rg}; \text{ (+aceleración normal debido a una velocidad y el radio de giro+)}$$

$$e_{cx} = Fr1 \times \text{Sin}[\Omega] - a_n \times \text{Sin}[\gamma] \times mT; \text{ (+suma de fuerzas en x+)}$$

$$e_{cy} = Fr1 \times \text{Cos}[\Omega] + Fr2 + Fr3 - a_n \times mT \times \text{Cos}[\gamma]; \text{ (+suma de fuerzas en y+)}$$

$$e_{cz} = FT + Ff2 + Ff3 - mT \times g; \text{ (+suma de fuerzas en z+)}$$

$$e_{cMx} = h \times (Fr1 \times \text{Cos}[\Omega] + Fr2 + Fr3) + \frac{k}{2} \times (Ff3 - Ff2); \text{ (+suma de momentos en x+)}$$

$$e_{cMy} = h \times Fr1 \times \text{Sin}[\Omega] + a1 \times (Ff2 + Ff3) - a2 \times FT; \text{ (+suma de momentos en y+)}$$

$$e_{cMz} = a2 \times Fr1 \times \text{Cos}[\Omega] - a1 \times (Fr2 + Fr3); \text{ (+suma de momentos en z+)}$$

$$\text{RowReduce}\left[\begin{pmatrix} \text{Sin}[\Omega] & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \text{Cos}[\Omega] & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ h \times \text{Cos}[\Omega] & h & h & 0 & -\frac{k}{2} & \frac{k}{2} \\ h \times \text{Sin}[\Omega] & 0 & 0 & -a2 & a1 & a1 \\ a2 \times \text{Cos}[\Omega] & -a1 & -a1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}\right];$$

A $p$  = MatrixForm[%];

$$e_x = Fr1 \times \text{Sin}[\Omega] + Fr2 \times \text{Sin}[\sigma] - a_n \times \text{Sin}[\gamma] \times mT; \text{ (+suma de fuerzas en x+)}$$

$$e_y = Fr1 \times \text{Cos}[\Omega] + Fr2 \times \text{Cos}[\sigma] + Fr3 - a_n \times mT \times \text{Cos}[\gamma]; \text{ (+suma de fuerzas en y+)}$$

$$e_z = FT + Ff2 + Ff3 - mT \times g; \text{ (+suma de fuerzas en z+)}$$

$$e_{Mx} = h \times (Fr1 \times \text{Cos}[\Omega] + Fr2 \times \text{Cos}[\sigma] + Fr3) + \frac{k}{2} \times (Ff3 - Ff2); \text{ (+suma de momentos en x+)}$$

$$e_{My} = h \times (Fr1 \times \text{Sin}[\Omega] + Fr2 \times \text{Sin}[\sigma]) - a2 \times FT + a1 \times (Ff2 + Ff3); \text{ (+suma de momentos en y+)}$$

$$e_{Mz} = a2 \times Fr1 \times \text{Cos}[\Omega] - a1 \times (Fr2 \times \text{Cos}[\sigma] + Fr3) - \frac{k}{2} \times Fr2 \times \text{Sin}[\sigma];$$

$$\text{RowReduce}\left[\begin{pmatrix} \text{Sin}[\Omega] & \text{Sin}[\sigma] & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \text{Cos}[\Omega] & \text{Cos}[\sigma] & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ h \times \text{Cos}[\Omega] & h \times \text{Cos}[\sigma] & h & 0 & -\frac{k}{2} & \frac{k}{2} \\ h \times \text{Sin}[\Omega] & \text{Sin}[\sigma] & 0 & -a2 & a1 & a1 \\ a2 \times \text{Cos}[\Omega] & -a1 \times \text{Cos}[\sigma] - \frac{k}{2} \times \text{Sin}[\sigma] & -a1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}\right];$$

B = MatrixForm[%];

Print["Comprobación para la independencia lineal de las ecuaciones

Matriz de volcadura ", A $p$ , "

Matriz de deslizamiento ", B];

Ángulo de giro de la rueda trasera es de 14.2572°

Comprobación para la independencia lineal de las ecuaciones

$$\text{Matriz de volcadura} \begin{pmatrix} 1 & 0. & 1.68917 \times 10^{-17} & 0. & 0. & 0. \\ 0 & 1 & 1. & 0. & 0. & 0. \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0. & 0. \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0. \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\text{Matriz de deslizamiento} \begin{pmatrix} 1 & 0. & 0. & 0. & 0. & 0. \\ 0 & 1 & 0. & 0. & 0. & 0. \\ 0 & 0 & 1 & 0. & 0. & 0. \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0. & 0. \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0. \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

## Condiciones en volcadura

```
Clear[Fr1, Fr2, Fr3, FT, Ff2, Ff3, V];
Fr3 = 0;
Ff3 = 0;

Ecv = Solve[{ecx == 0, ecy == 0, ecz == 0, ecMx == 0, ecMy == 0}];

Fr1i = Fr1 /. Ecv[[1]];
FTi = FT /. Ecv[[1]];

Clear[Fr1, Fr2, Fr3, FT, Ff2, Ff3, V];
Fr3 = 0;
Ff3 = 0;

Ecvp = Solve[{ex == 0, ey == 0, ez == 0, eMx == 0, eMy == 0}];

Fr1ip = Fr1 /. Ecvp[[1]];
FTip = FT /. Ecvp[[1]];
Vv = V /. Ecvp[[2]];
Vvi = Vv * 3.6;

c = Fr1i - Fr1ip; (*diferencia entre las fuerzas de fricción en la rueda trasera*)
d = FTi - FTip; (*diferencia entre las fuerzas normales sobre la rueda trasera*)

Print["Diferencia entre las fuerzas de fricción en la rueda trasera ", c, "[N]"];
Print["Diferencia entre las fuerzas normales sobre la rueda trasera ", d, "[N]"];
Print["Fuerzas involucradas en el momento de volcadura [N] ", Ecvp, "

Velocidad de volcadura ", Vvi, "[ $\frac{\text{km}}{\text{hr}}$ ]"];

Print["Fuerza normal sobre la rueda trasera ", FTip, "[N]"];
Print["Fuerza de fricción sobre la rueda trasera ", Fr1ip, "[N]
"];

Diferencia entre las fuerzas de fricción en la rueda trasera 0.215115[N]

Diferencia entre las fuerzas normales sobre la rueda trasera 0.[N]

Fuerzas involucradas en el momento de volcadura [N]
{{FT → 301.384, Ff2 → 510.884, Fr1 → 174.889, Fr2 → 303.537, V → -5.86689},
 {FT → 301.384, Ff2 → 510.884, Fr1 → 174.889, Fr2 → 303.537, V → 5.86689}}

Velocidad de volcadura 21.1208[ $\frac{\text{km}}{\text{hr}}$ ]

Fuerza normal sobre la rueda trasera 301.384[N]

Fuerza de fricción sobre la rueda trasera 174.889[N]\n
```



## Condiciones de deslizamiento

```
Clear[Fr1, Fr2, Fr3, FT, Ff2, Ff3, V];

SEARCH = True;
tol = 10-3;
Ex =  $\mu \times Fn2i$ ;
Residuov = 0.0;
deltaV = 0.01;
V = 1;

While[SEARCH,
  Des = Solve[{ex == 0, ey == 0, ez == 0, eMx == 0, eMy == 0, eMz == 0}];

  Ff3i = Ff3 /. Des[[1]];
  Fr3i = Fr3 /. Des[[1]];
  Residuon = ( $\mu \times Ff3i$ ) - Fr3i;

  If[Abs[Residuon] < tol, Print["Velocidad localizada..."]; Vmax = V; SEARCH = False];

  If[(Residuon + Residuov) < 0, deltaV = deltaV / 2, Residuov = Residuon; Vin = V];

  V = Vin + Sign[Residuon] * deltaV;

];
Vd = Vmax * 3.6;

Print["
Velocidad de deslizamiento= ", Vd, "[ $\frac{\text{km}}{\text{hr}}$ ]
Fuerzas involucradas [N] ", Des ];

FTipp = FT /. Des[[1]];
Frlipp = Fr1 /. Des[[1]];

Print["Fuerza normal sobre la rueda trasera ", FTipp, "[N]"];
Print["Fuerza de fricción sobre la rueda trasera ", Frlipp, "[N]"];

Velocidad localizada...

Velocidad de deslizamiento= 12.9405[ $\frac{\text{km}}{\text{hr}}$ ]
Fuerzas involucradas [N] {{Fr1 → 65.7318, Fr2 → -8.34534 × 10-12,
Fr3 → 113.865, Ff2 → 354.444, Ff3 → 162.666, FT → 295.158}}

Fuerza normal sobre la rueda trasera 295.158[N]

Fuerza de fricción sobre la rueda trasera 65.7318[N]
```

# Fuerzas en impacto

## Datos

**Pm = 500;**

(\*Potencia del motor [W]\*)

**j = 0.1;** (\*altura del escalón [m]\*)

## Ecuaciones

**Clear[Cx, Cz, Frt, Fip, V2p, V1p, V2pp]**

**$\beta = \text{ArcSin}\left[\frac{R-j}{R}\right];$**

**$\beta = (\text{Pi} - \beta) \times \frac{180}{\text{Pi}}$** ; (\*ángulo de fuerza del escalón en el impacto\*)

**$\text{rm} = \frac{\text{Pm}}{\text{T}}$** ; (\*revoluciones del motor  $\left[\frac{1}{s}\right]$ \*)

**V1 = R × rm ;**

(\*Velocidad máxima teórica del vehículo  $\left[\frac{m}{s}\right]$ \*)

**$\text{re} = R \times \left(\frac{\text{Pi}}{2} - \beta\right)$** ; (\*longitud de recorrido para superar el escalón\*)

**$\text{At} = \frac{\text{re}}{\text{V2}}$** ; (\*tiempo de impacto\*)

**Frt = F2pp;** (\*fuerza de carga en la rueda trasera\*)

**$\text{Cx} = \text{V1} \times \frac{\text{Frt}}{\text{g}} - \text{Fi} \times \text{Cos}[\beta] \times \text{At} - \text{V2} \times \text{Cos}\left[\frac{\text{Pi}}{2} - \beta\right] \times \frac{\text{Frt}}{\text{g}}$** ;

(\*componentes en x\*)

**$\text{Cz} = \text{Fi} \times \text{Sin}[\beta] \times \text{At} - \text{V2} \times \text{Sin}\left[\frac{\text{Pi}}{2} - \beta\right] \times \frac{\text{Frt}}{\text{g}}$** ; (\*componentes en z\*)

**imp = Solve[{Cx == 0, Cz == 0}];**

**Fip = Fi /. imp[[1]];**

**V2p = V2 /. imp[[1]];**

**V1p = V1 × 3.6;** (\* velocidad en km/hr\*)

**V2pp = V2p × 3.6;** (\* velocidad en km/hr\*)

**Fix = -Fip × Cos[β];**

**Fiz = Fip × Sin[β];**

```
Print["  
Velocidad máxima teórica del vehículo V1= ", V1p, " [ $\frac{\text{km}}{\text{hr}}$ ]  
Fuerza de impacto Fi= ", Fip, "[N]  
Fix= ", Fix, "[N]  
Fiz= ", Fiz, "[N]  
Velocidad después del impacto V2= ", V2pp, " [ $\frac{\text{km}}{\text{hr}}$ ]" ]
```

```
Velocidad máxima teórica del vehículo V1= 13.0629 [ $\frac{\text{km}}{\text{hr}}$ ]  
Fuerza de impacto Fi= 807.534[N]  
Fix= -642.181[N]  
Fiz= 489.607[N]  
Velocidad después del impacto V2= 7.92 [ $\frac{\text{km}}{\text{hr}}$ ]
```

## **Anexo 2**

Diseño Mecánico de la Horquilla

# Diseño Mecánico de la Horquilla

## Fuerzas en el nuevo marco de referencia

$$\alpha 2 = 71.5 \times \frac{\text{Pi}}{180};$$

(\*ángulo de ataque de la tijera\*)

$$\alpha = \text{Pi} / 2 - \alpha 2; \text{ (*ángulos de apoyo para cambio de marco de referencia*)}$$

$$\alpha 1 = \text{Pi} + \alpha 2;$$

$$\alpha p = \text{Pi} - \alpha;$$

$$\text{Fx} = 642.181;$$

(\*fuerzas de impacto, resultados del análisis de impacto\*)

$$\text{Fz} = 489.607;$$

$$\text{Fzxp} = \text{Fz} \times \text{Cos}[\alpha p];$$

(\*componentes en el nuevo marco de referencia de Fz\*)

$$\text{Fzyp} = \text{Fz} \times \text{Sin}[\alpha p];$$

$$\text{Fxoq} = \text{Fx} \times \text{Cos}[\alpha 1];$$

(\*componentes en el nuevo marco de referencia de Fx\*)

$$\text{Fxyq} = \text{Fx} \times \text{Sin}[\alpha 1];$$

$$\text{F1c} = -(\text{Fxoq} + \text{Fzxp});$$

(\*fuerzas en cada eje coordenado del nuevo marco de referencia\*)

$$\text{F2c} = -(\text{Fxyq} + \text{Fzyp});$$

$$\text{F1} = \frac{\text{F1c}}{2};$$

(\*fuerzas que se transmiten a cada brazo de la horquilla\*)

$$\text{F2} = \frac{\text{F2c}}{2};$$

Print["

Fuerzas de impacto en el nuevo marco de referencia

F1= ", F1c, "[N]

F2= ", F2c, "[N]";

Fuerzas de impacto en el nuevo marco de referencia

F1= 668.073[N]

F2= 453.641[N]

## Geometría de la horquilla y de la unión al tubo de dirección

**P = 0.0254;**

(\*diámetro del perfil\*)

**$\beta = 90 \times \frac{Pi}{180}$** ; (\*ángulo de intersección del perfil contra el tubo de dirección\*)

**t = 0.001245;** (\*espesor del perfil\*)

**$\lambda = \frac{Pi}{2} - \beta$** ;

(\*ángulo de proyección para crear la elipse\*)

**$h = \frac{P}{\cos[\lambda]}$** ; (\*longitud total del eje mayor de la elipse\*)

**$ht = \frac{t}{\cos[\lambda]}$** ; (\*proyección del espesor del tubo\*)

**a1 = h / 2;**

(\*mitad de la longitud del eje mayor del elipise [m]\*)

**b1 = P / 2;** (\*mitad de la longitud del eje menor del elipise [m]\*)

**a2 = a1 - ht;** (\*mitad de la longitud del eje mayor de la elipse exterior\*)

**b2 = b1 - t;** (\*mitad de la longitud del eje menor de la elipse interior\*)

**ho = 0.27 + a1;**

(\*brazo de palanca o longitud de los brazos de la horquilla\*)

**l = 0.05;** (\*longitud de de la sección sujeta a torsión pura\*)

## Esfuerzo cortante por par de torsión

**T1 = ho × F2;**

(\*Par sometido [Nm]\*)

**$J = \frac{3.1416 * (P^4 - (P - (2 * t))^4)}{32}$** ;

$$\tau_{T1b} = \frac{T1 \times P / 2}{J}; (*\text{esfuerzo cortante debido al par de torsión } T1*)$$

Print["Esfuerzo cortante debido al par de torsión T1

$\tau_{T1} =$ ,  $\tau_{T1b}$ , "[Pa]");

Esfuerzo cortante debido al par de torsión T1

$\tau_{T1} = 5.89357 \times 10^7$  [Pa]

Esfuerzo por compresión o tracción debido a un momento flector

$$I_e = \frac{1}{4} * \pi * (P / 2)^4;$$

$$I_i = \frac{1}{4} * \pi * ((P / 2) - t)^4;$$

$I_t = I_e - I_i;$  (\*momento de inercia del perfil\*)

$M_2 = F_2 \times l;$  (\*momento flector debido a F2\*)

$M_3 = F_1 \times l;$  (\*momento flector debido a F1\*)

$c_2 = P / 2;$  (\*punto de análisis de esfuerzo para  $\sigma_{M2}$ \*)

$c_3 = P / 2;$  (\*punto de análisis de esfuerzo para  $\sigma_{M3}$ \*)

$$\sigma_{M2} = \frac{M_2 \times c_2}{I_t}$$

(\*esfuerzo de compresión causado por esfuerzo de flexión de M2 [Pa]\*)

$$\sigma_{M3} = \frac{M_3 \times c_3}{I_t} (*\text{esfuerzo de compresión causado por esfuerzo de flexión de } M_3 \text{ [Pa]})$$

$2.08475 \times 10^7$

$3.07019 \times 10^7$

## Esfuerzo cortante

$$A_e = P_i + (P/2)^2;$$

$$A_i = P_i + ((P/2) - t)^2;$$

$$A_t = A_e - A_i; \text{ (*área total sometida a esfuerzo cortante*)}$$

$$V_1 = F_1;$$

$$V_2 = F_2; \text{ (*cortantes*)}$$

$$\tau_1 = \frac{V_1 \times 2}{A_t} \text{ (*esfuerzo cortante causado por F1*)}$$

$$\tau_2 = \frac{V_2 \times 2}{A_t} \text{ (*esfuerzo cortante causado por F2*)}$$

$$7.07127 \times 10^6$$

$$4.8016 \times 10^6$$

## Criterio de Von Mises

$$\sigma_x = \sigma_1;$$

$$\sigma_y = \sigma_3;$$

$$\tau_{xy} = \tau_{1b} + \tau_1;$$

$$\tau_{xyb} = \tau_{1b} + \tau_2; \text{ (*esfuerzos cortantes totales según el cuadrante*)}$$

$$\sigma_y = 0;$$

$$\sigma_yb = 0;$$

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \times \sigma_y + 3 \times \tau_{xy}^2}$$

(\*esfuerzo de Von Mises para el punto A\*)

$$\sigma_{pb} = \sqrt{\sigma_{xb}^2 + \sigma_{yb}^2 - \sigma_{xb} \times \sigma_{yb} + 3 \times \tau_{xyb}^2} \text{ (*esfuerzo de Von Mises para el punto B*)}$$

$$\sigma_m = 2.21 \times 10^8; \text{ (*esfuerzo de cedencia del Al 6063 T6*)}$$

$$FSA = \frac{\sigma_m}{\sigma_p}$$

(\*Factor de seguridad para cada punto de estudio\*)

$$FSB = \frac{\sigma_m}{\sigma_{pb}}$$

$$1.16213 \times 10^0$$

$$1.14586 \times 10^0$$



1.90169

1.92868

# Tubo de dirección

Datos

Clear[Solt, Ect, Rti]

**Dtd = 1.25 \* 0.0254;** (\*diámetro externo del tubo de dirección, regido por el diámetro interno del balero\*)  
**Rte = Dtd / 2;**

**tt = 0.0025;** (\*espesor de la sección de estudio\*)  
**Rti = Rte - tt;**

**Ate = Pi \* Rte<sup>2</sup>;**  
**Ati = Pi \* Rti<sup>2</sup>;**  
**Atd = Ate - Ati;** (\*área transversal total de la sección de estudio\*)

**Itde =  $\frac{1}{4} * Pi * Rte^4$ ;**  
**Itdi =  $\frac{1}{4} * Pi * Rti^4$ ;**  
**Itd = Itde - Itdi;** (\*momento de inercia de la sección\*)

## Esfuerzo cortante

$$\tau_{td} = \frac{F2c}{Atd}$$

$1.97468 \times 10^6$

## Esfuerzo a compresión debido a flexion

**T2 = F2c \* (ho + h + 0.006);**

$$\sigma_{td} = \frac{T2 * Rte}{Itd}$$

$9.14019 \times 10^7$

## Esfuerzo a compresión

$$\sigma_{ctd} = \frac{F1c}{Atd}$$

$$2.90809 \times 10^6$$

## Criterio de Von Mises

$$\sigma_{ptd} = \sqrt{(\sigma_{td} + \sigma_{ctd})^2 + 3 \times \tau_{td}^2}$$

$$FSt = \frac{\sigma_m}{\sigma_{ptd}}$$

$$9.4372 \times 10^7$$

$$2.3418$$

# Dropouts

## Esfuerzo de compresión debido a flexion

$$ho1 = 0.02;$$

(\*brazo de palanca\*)

$$ap = 0.0254; \text{ (*geometría del perfil*)}$$

$$lp = 0.004; \text{ (*espesor de la sección*)}$$

$$I_{yt1} = \frac{1}{12} \times ap^1 \times lp^3;$$

(\*momento de inercia de la sección\*)

$$\sigma_{fp} = \frac{(ho1 \times F2) \times lp / 2}{I_{yt1}}$$

$$6.69745 \times 10^7$$

## Esfuerzo de compresión

$$A_{tp} = a_p \cdot l_p:$$

(\*área total sometida al esfuerzo\*)

$$\sigma_{cp} = \frac{F_1}{A_{tp}}$$

$$3.28776 \times 10^6$$

Esfuerzo total y Factor de seguridad

$$\sigma_t = \sigma_{fp} + \sigma_{cp}$$

$$FSP = \frac{\sigma_m}{\sigma_t}$$

$$7.02623 \times 10^7$$

$$3.14536$$



## **Anexo 3**

Diseño Mecánico del Soporte

# Diseño Mecánico del Soporte

Datos

$$F2c = 453.641;$$

(\*fuerzas de impacto\*)

$$F1c = 668.073;$$

$$dd = 0.3378775; (*distancia de traslado de las fuerzas*)$$

$$tb = 0.011811;$$

(\*longitud de inserción del balero sobre la pieza\*)

$$D2 = 0.029565 * 2; (*diámetro exterior del balero*)$$

$$R2 = D2 / 2;$$

$$dt = 0.0546; (*longitud total de la caja de baleros*)$$

$$Pd = dt / 2 - tb; (*brazo de palanca del diagrama de cuerpo libre para el apoyo de baleros*)$$

$$FS = 2;$$

$$\sigma_m = 2.21 \times 10^8; (*esfuerzo de cedencia del Al 6063 T6*)$$

$$\tau_p = \frac{\sigma_m * 0.577}{FS}; (*esfuerzo permisible aplicando Von Mises*)$$

Ecuaciones para el tubo de dirección

$$\text{Clear}[R1, Sol1];$$

$$M2d = F2c * dd; (*par producido por el traslado de la fuerza F2*)$$

$$Fm2 = \frac{M2d}{2 * Pd}; (*Fuerza por el traslado a la sección de los baleros*)$$

$$Fcd = \frac{F2c}{2} + Fm2;$$

(\*fuerza total sometida a cortante en la sección de los baleros\*)

$$A1 = \pi * R1^2; (*Áreas en la sección de los baleros sometida a cortante*)$$

$$A2 = \pi * R2^2;$$

$$At = A1 - A2;$$

$$Ec1 = \frac{Fcd}{At} - \tau p;$$

(\*ecuación de esfuerzo en cortante puro\*)

$$Sol1 = \text{Solve}[\{Ec1 == 0\}];$$

$$R1 = R1 /. Sol1[[2]];$$

$$D1 = 2 * R1 \text{ (*diámetro exterior de la pieza*)}$$

$$t = R1 - R2 \text{ (*espesor de la pieza en cortante*)}$$

0.0599975

0.000433725

## Después del balero

$$R1e = R2 + t;$$

$$R2i = R1e - 0.0005;$$

$$A1e = \pi * R1e^2;$$

$$A2i = \pi * R2i^2;$$

$$Att = A1e - A2i;$$

$$\tau pd = \frac{Fcd}{Att};$$

(\*ecuación de esfuerzo cortante puro\*)

$$\sigma c = \frac{F1c}{Att};$$

$$\sigma pa = \sqrt{\sigma c^2 + 3 * \tau pd^2}$$

$$FS = \frac{\sigma m}{\sigma pa}$$

$$D2i = 2 * R2i \text{ (*diámetro exterior de la pieza*)}$$

$9.61678 \times 10^7$

2.29807

# Los brazos de soporte

## Datos

$$f_x = 642.181 / 2;$$

$$f_z = 489.607 / 2;$$

## Geometría de la horquilla y de la unión al tubo de dirección

$$P = 1.25 * 0.0254;$$

(\*diámetro del perfil\*)

$$\beta = 33 * \frac{P_i}{180}; \text{ (*ángulo de intersección del perfil contra la pipa y el monocasco*)}$$

$$t = 0.00127; \text{ (*espesor del perfil*)}$$

$$\lambda = \frac{P_i}{2} - \beta;$$

(\*ángulo de proyección para crear la elipse\*)

$$h = \frac{P}{\cos[\lambda]}; \text{ (*longitud total del eje mayor de la elipse*)}$$

$$ht = \frac{t}{\cos[\lambda]}; \text{ (*proyección del espesor del tubo*)}$$

$$a1 = h / 2;$$

(\*mitad de la longitud del eje mayor del elipise [m]\*)

$$b1 = P / 2; \text{ (*mitad de la longitud del eje menor del elipise [m]*)}$$

$$a2 = a1 - ht; \text{ (*mitad de la longitud del eje mayor de la elipse exterior*)}$$

$$b2 = b1 - t;$$

(\*mitad de la longitud del eje menor de la elipse interior\*)

$$dz = 0.3465; \text{ (*brazo de palanca del punto de aplicación de la fuerza al soporte de dirección*)}$$

$$dx = 0.116; \text{ (*brazo de palanca del traslado de fz*)}$$

$$df = 0.0725; \text{ (*longitud de de la sección del centro del soporte de dirección al monocasco*)}$$

## Esfuerzo cortante por par de torsión

$$Ea = 68.9 \times 10^9;$$

(\*modulo de Young del Al [Pa]\*)

$$\nu = 0.33; \text{ (*relación Poisson para Al*)}$$

$$Mz = dx \times fz; \text{ (*Par sometido [Nm]*)}$$

$$Mx = dz \times fx;$$

$$M = Mx - Mz;$$

$$Qb = \frac{\pi \times a1 \times b1^2}{2} \times \left(1 - \left(1 - \frac{t}{a1}\right)^4\right);$$

(\*función geométrica según el perfil elíptico hueco suponiendo espesor constante\*)

$$kb = \frac{\pi \times a1^3 \times b1^3}{a1^2 + b1^2} \times \left(1 - \left(1 - \frac{t}{a1}\right)^4\right);$$

(\*función geométrica según el perfil elíptico hueco suponiendo espesor constante\*)

$$G = \frac{Ea}{2 \times (1 + \nu)}; \text{ (*Módulo de rigidez*)}$$

$$\tau T1b = \frac{M}{Qb} \text{ (*esfuerzo cortante debido al par [Pa]*)}$$

$$\theta b = \frac{M \times df}{kb \times G} \times \frac{180}{\pi} \text{ (*Deflexión de la viga [°]*)}$$

$$4.39967 \times 10^7$$

$$0.288148$$

Esfuerzo por compresión o tracción debido a un momento flector

$$Iy1 = \frac{1}{4} \times \pi \times b1 \times a1^3; \text{ (*momento de inercia de la elipse exterior*)}$$

$$Iy2 = \frac{1}{4} \times \pi \times b2 \times a2^3; \text{ (*momento de inercia de la elipse interior*)}$$

$$Iyt = Iy1 - Iy2;$$



$$I_{x1} = \frac{1}{4} \times \pi \times a1 \times b1^3;$$

(\*momento de inercia de la elipse exterior\*)

$$I_{x2} = \frac{1}{4} \times \pi \times a2 \times b2^3; (*momento de inercia de la elipse interior*)$$

$$I_{xt} = I_{x1} - I_{x2};$$

$$M2 = f_x \times d_f; (*momento flector debido a F2*)$$

$$M3 = f_z \times d_f; (*momento flector debido a F1*)$$

$$c2 = a1; (*punto de análisis de esfuerzo para \sigma M2*)$$

$$c3 = b1; (*punto de análisis de esfuerzo para \sigma M3*)$$

$$\sigma M2 = \frac{M2 \times c2}{I_{xt}}$$

(\*esfuerzo de compresión causado por esfuerzo de flexión de M2 [Pa]\*)

$$\sigma M3 = \frac{M3 \times c3}{I_{yt}} (*esfuerzo de compresión causado por esfuerzo de flexión de M3 [Pa]*)$$

$$2.61227 \times 10^7$$

$$3.21761 \times 10^6$$

## Esfuerzo cortante

$$y1 = 0;$$

(\*punto de análisis de esfuerzo cortante máximo\*)

$$Q_p = \left( -\frac{2}{3} \times b1^2 \times (-a1^2 + y1^2) \times \sqrt{1 - \frac{y1^2}{a1^2}} \right) - \left( -\frac{2}{3} \times b2^2 \times (-a2^2 + y1^2) \times \sqrt{1 - \frac{y1^2}{a2^2}} \right);$$

$$V1 = f_x;$$

$$V2 = f_z;$$

$$b1p = 2 \times a1;$$

$$b2p = 2 \times b1;$$

$$\tau_1 = \frac{V_1 \times Q_p}{I_{yt} \times b_1 p}$$

$$\tau_2 = \frac{V_2 \times Q_p}{I_{xt} \times b_2 p}$$

2546.36

12 016.7

## Criterio de Von Mises

$$\sigma_x = \sigma M_2;$$

$$\sigma_y = \sigma M_3;$$

$$\tau_{xya} = \tau T_1 b + \tau_1;$$

$$\tau_{xyb} = \tau T_1 b + \tau_2;$$

$$\sigma_{ya} = 0;$$

$$\sigma_{yb} = 0;$$

$$\sigma_{pa} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \times \sigma_y + 3 \times \tau_{xya}^2}$$

(\*esfuerzo de Von Mises para el punto A\*)

$$\sigma_{pb} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \times \sigma_y + 3 \times \tau_{xyb}^2} \quad (*esfuerzo de Von Mises para el punto B*)$$

$$\sigma_m = 2.21 \times 10^8; \quad (*esfuerzo de cedencia del Al 6063 T6*)$$

$$FSA = \frac{\sigma_m}{\sigma_{pa}} \quad (*Factor de seguridad para cada punto de estudio*)$$

$$FSB = \frac{\sigma_m}{\sigma_{pb}}$$

$8.05617 \times 10^7$

$7.62931 \times 10^7$

2.74324

2.89672

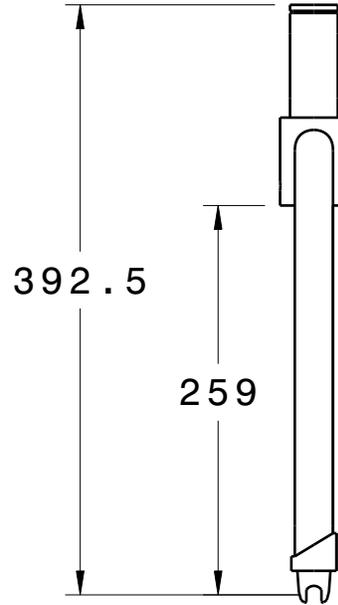
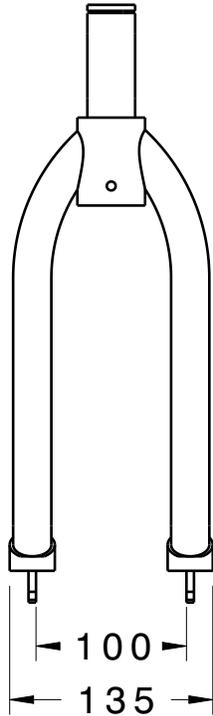
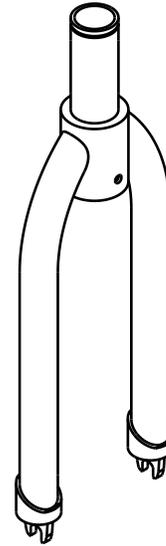
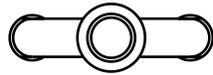


## **Anexo 4**

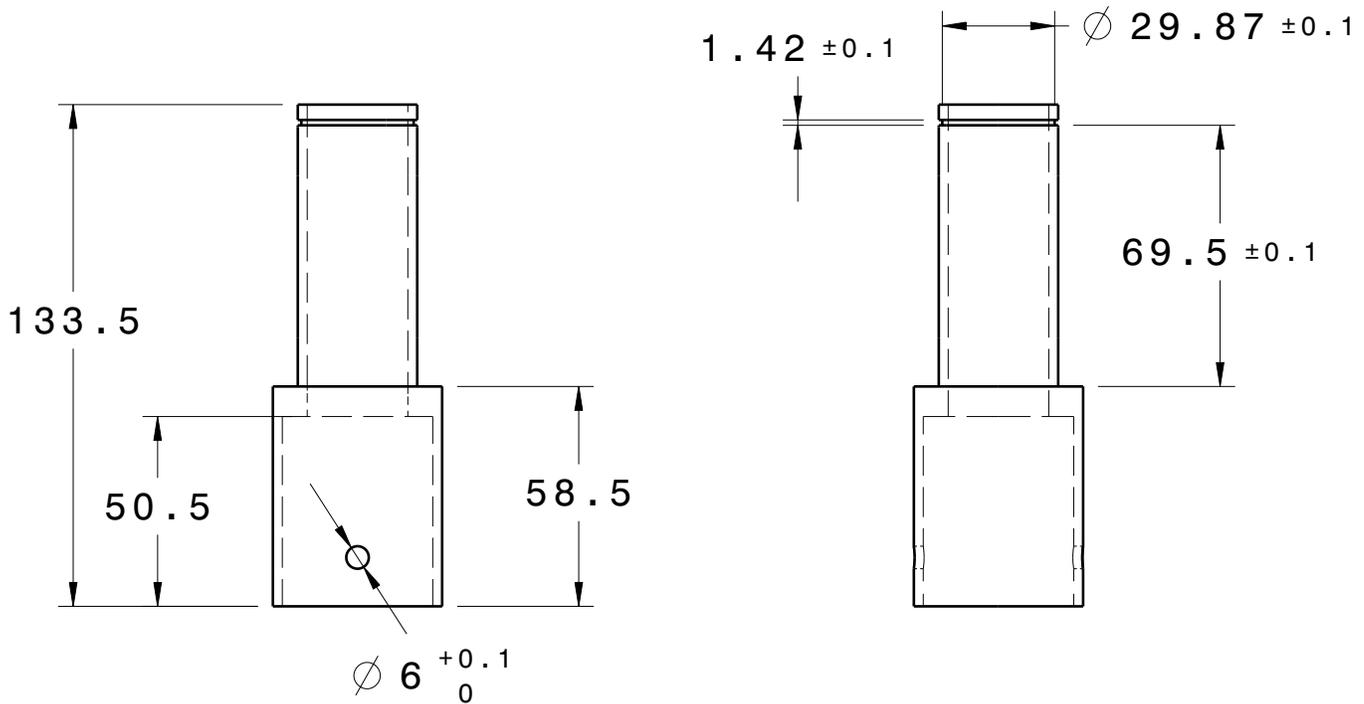
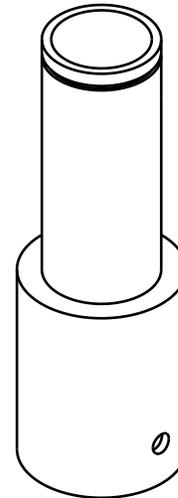
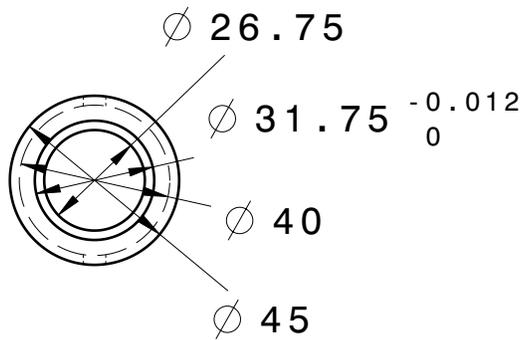
### Planos de fabricación

En este anexo se presentan los planos de fabricación de las piezas que componen al sistema de dirección, en cada conjunto de planos primero se muestra la pieza terminada y posteriormente se presenta cada uno de los componentes que forman la pieza final, cada componente se especifica su material, su forma base y tipo de proceso para su producción.

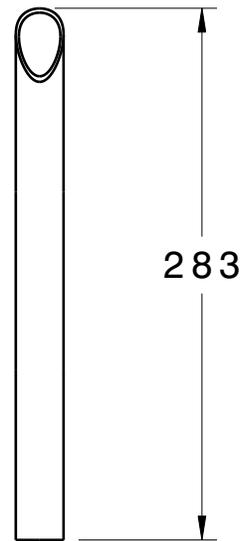
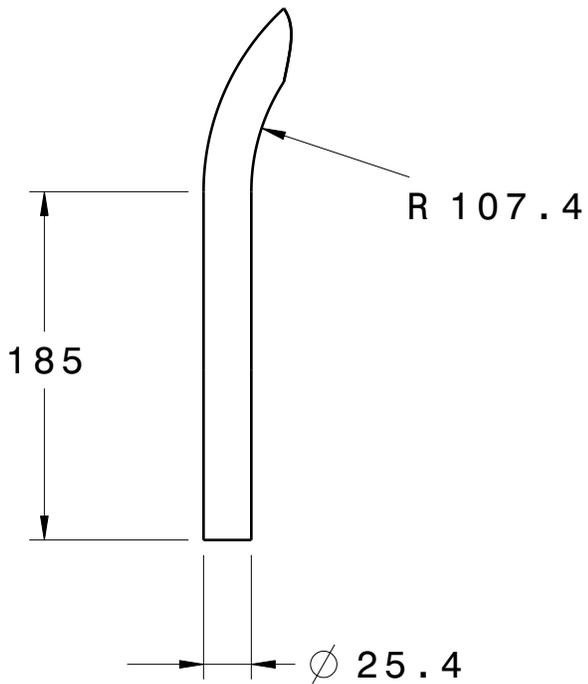
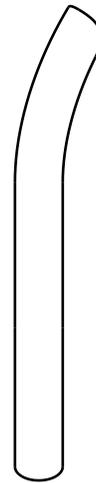
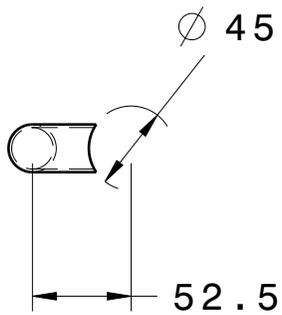
Nota: la escala de impresión puede variar a la escala indicada en el plano, para poder obtener la escala adecuada es necesario utilizar un tamaño de hoja carta.



DISEÑADO POR: <b>Ignacio Adrián Martínez Vado</b>		<b>Horquilla de dirección</b>	
		<b>Pieza</b>	<b>Conjunto de ensamble</b>
		<b>Material</b>	<b>Al 6063 T6</b>
<b>COTAS EN:</b> <b>mm</b>	<b>Tamaño de hoja:</b> <b>Carta</b>	<b>Forma base</b>	<b>—</b>
<b>Tolerancia:</b> <b>±0.5</b>		<b>No.de piezas</b>	<b>1</b>
<b>ESCALA</b> <b>1:5</b>	<b>PESO (g)</b> <b>343</b>	<b>Procesos</b>	<b>Soldadura TIG</b>
		<b>Clave</b>	<b>1</b>

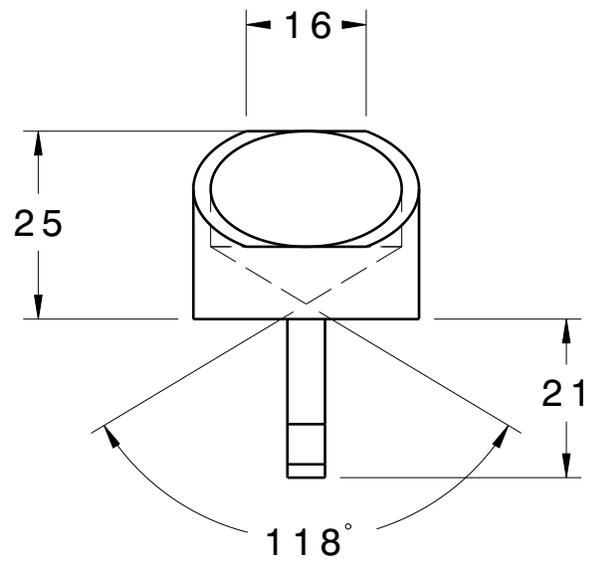
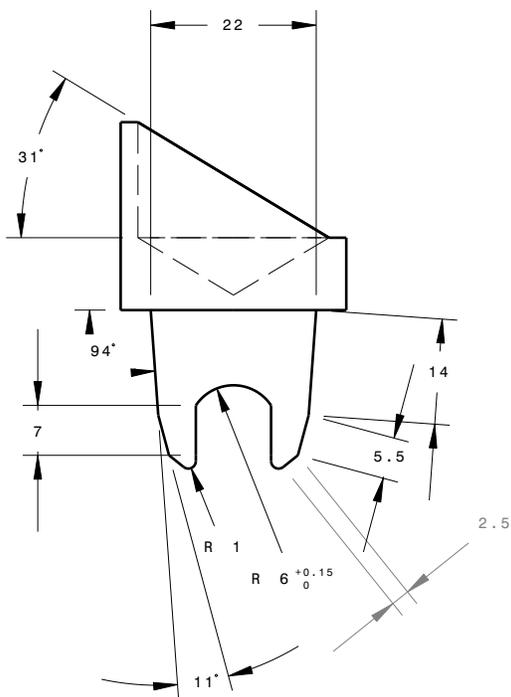
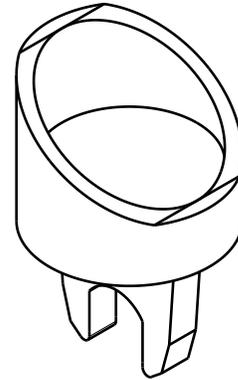
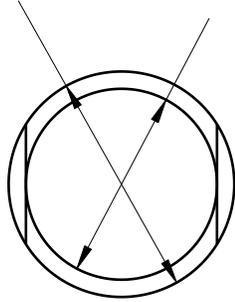


DISEÑADO POR:		Horquilla de dirección	
Ignacio Adrián Martínez Vado		Pieza	Tubo central
		Material	Al 6063 T6
COTAS EN:	Tamaño de hoja:	Forma base	Barra redonda de 2 in
mm	Carta	No.de piezas	1
Tolerancia:		Procesos	Torneado y Barrenado
$\pm 0.5$		Clave	1.1
ESCALA	PESO (g)		
<b>1:2</b>	<b>114</b>		

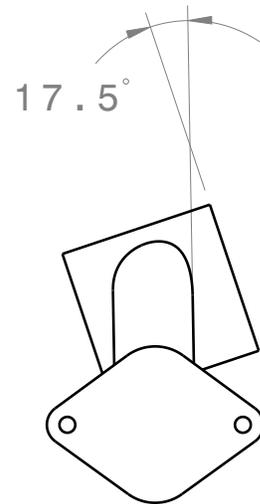
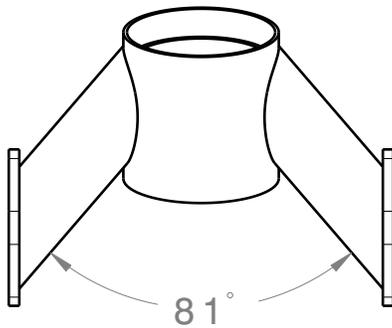
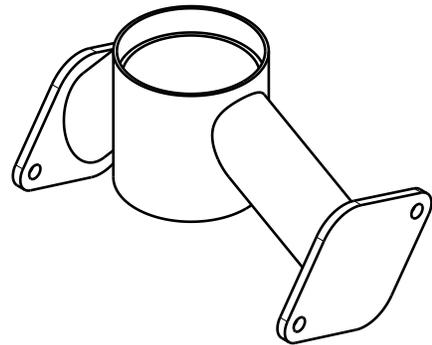
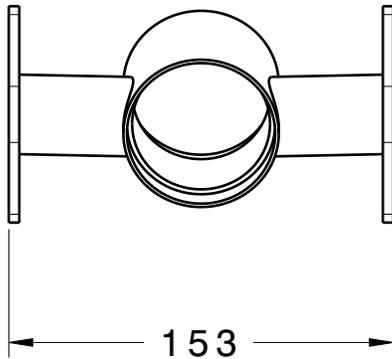


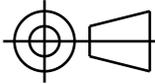
DISEÑADO POR: <b>Ignacio Adrián Martínez Vado</b>		<b>Horquilla de dirección</b>	
		<b>Pieza</b>	<b>Brazo de horquilla</b>
		<b>Material</b>	<b>Al 6063 T6</b>
COTAS EN: <b>mm</b>	Tamaño de hoja: <b>Carta</b>	<b>Forma base</b>	<b>Perfil 1 in esp. 1.65mm</b>
Tolerancia: <b>±0.25</b>		<b>No.de piezas</b>	<b>2</b>
ESCALA <b>1:4</b>	PESO (g) <b>91</b>	<b>Procesos</b>	<b>Rolado y Taladrado con sacabocados</b>
		<b>Clave</b>	<b>1.2</b>

$\varnothing 30$   $\varnothing 25.4^{+0.15}_0$

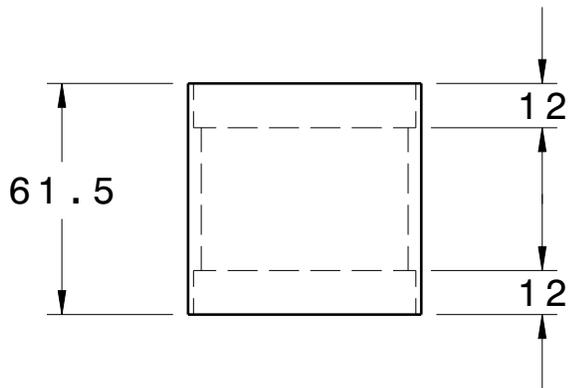
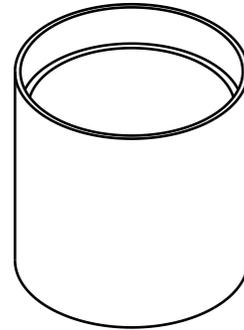
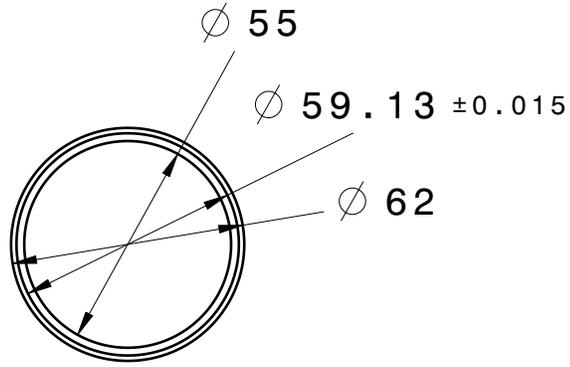


DISEÑADO POR: <b>Ignacio Adrián Martínez Vado</b>		<b>Horquilla de dirección</b>	
		<b>Pieza</b>	<b>Dropout</b>
		<b>Material</b>	<b>Al 6063 T6</b>
		<b>Forma base</b>	<b>Barra de 1.25 in</b>
COTAS EN: <b>mm</b>	Tamaño de hoja: <b>Carta</b>	<b>No.de piezas</b>	<b>2</b>
Tolerancia: <b>±0.5</b>		<b>Procesos</b>	<b>Torneado, Taladrado y Fresado</b>
ESCALA <b>1:1</b>	PESO (g) <b>23</b>	<b>Clave</b>	<b>1.3</b>

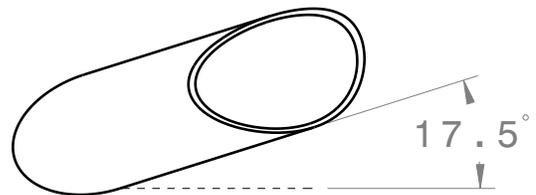
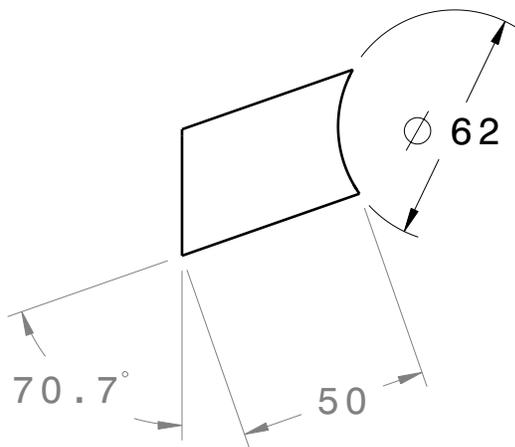
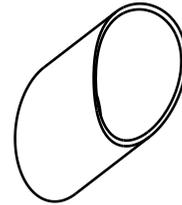
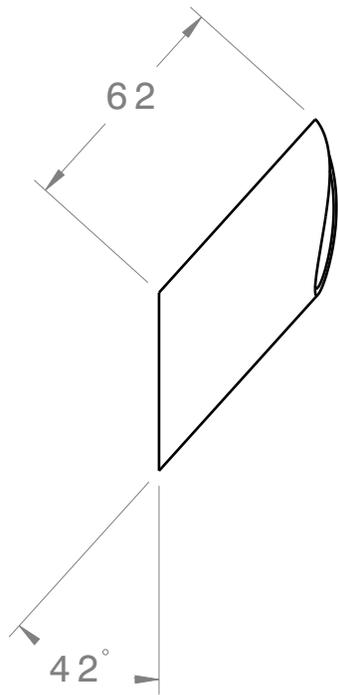


DISEÑADO POR: <b>Ignacio Adrián Martínez Vado</b>		<b>Soporte de horquilla</b>	
		<b>Pieza</b>	<b>Conjunto de ensamble</b>
		<b>Material</b>	<b>Al 6063 T6</b>
<b>COTAS EN:</b> <b>mm</b>	<b>Tamaño de hoja:</b> <b>Carta</b>	<b>Forma base</b>	<b>—</b>
<b>Tolerancia:</b> <b>±0.5</b>		<b>No.de piezas</b>	<b>1</b>
<b>ESCALA</b> <b>1:3</b>	<b>PESO (g)</b> <b>202</b>	<b>Procesos</b>	<b>Soldadura TIG</b>
		<b>Clave</b>	<b>2</b>

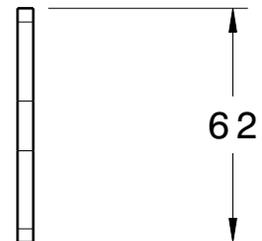
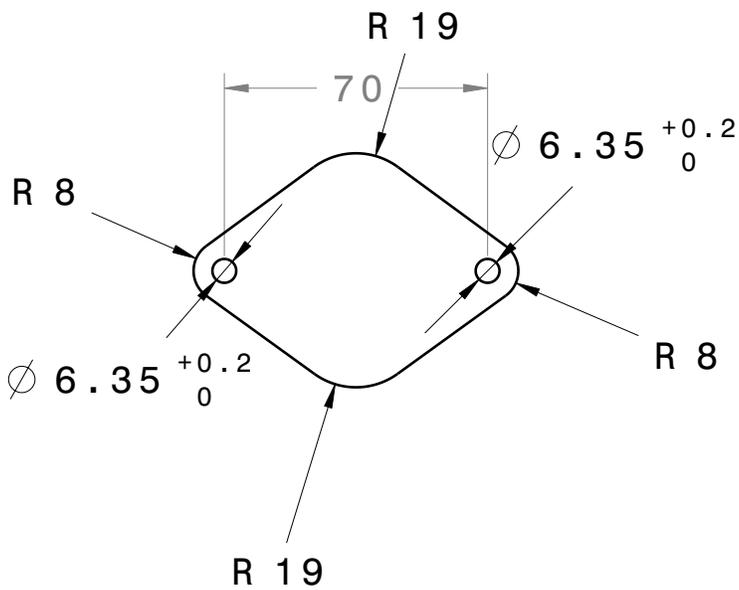
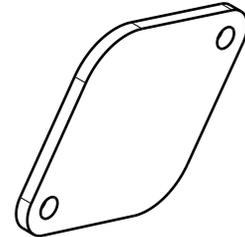
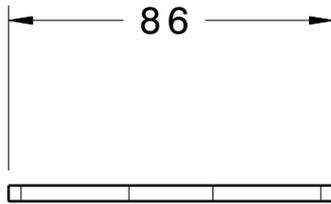




DISEÑADO POR: <b>Ignacio Adrián Martínez Vado</b>		<b>Soporte de horquilla</b>	
		<b>Pieza</b>	<b>Caja de baleros</b>
		<b>Material</b>	<b>Al 6063 T6</b>
COTAS EN: <b>mm</b>	Tamaño de hoja: <b>Carta</b>	<b>Forma base</b>	<b>Perfil 1.5 in ced. 40</b>
Tolerancia: <b>±0.5</b>		<b>No.de piezas</b>	<b>1</b>
ESCALA <b>1:2</b>	PESO (g) <b>83</b>	<b>Procesos</b>	<b>Torneado</b>
		<b>Clave</b>	<b>2.1</b>



DISEÑADO POR: <b>Ignacio Adrián Martínez Vado</b>		<b>Soporte de horquilla</b>	
		<b>Pieza</b>	<b>Brazo de soporte</b>
		<b>Material</b>	<b>Al 6063 T6</b>
COTAS EN: <b>mm</b>	Tamaño de hoja: <b>Carta</b>	<b>Forma base</b>	<b>Perfil 1.25 in esp. 1.27 mm</b>
Tolerancia: <b>±0.25</b>		<b>No.de piezas</b>	<b>2</b>
ESCALA <b>1:2</b>	PESO (g) <b>22</b>	<b>Procesos</b>	<b>Taladrado con sacabocados</b>
		<b>Clave</b>	<b>2.2</b>



DISEÑADO POR: Ignacio Adrián Martínez Vado		Soporte de horquilla	
		Pieza	Placa de sujeción
		Material	Al 6063 T6
COTAS EN: mm	Tamaño de hoja: Carta	Forma base	Placa de 4 mm
Tolerancia: $\pm 0.5$		No.de piezas	2
ESCALA 1:2	PESO (g) 37	Procesos	Taladrado y Fresado
		Clave	2.3

## **Anexo 5**

Archivo de imágenes FEM de la horquilla

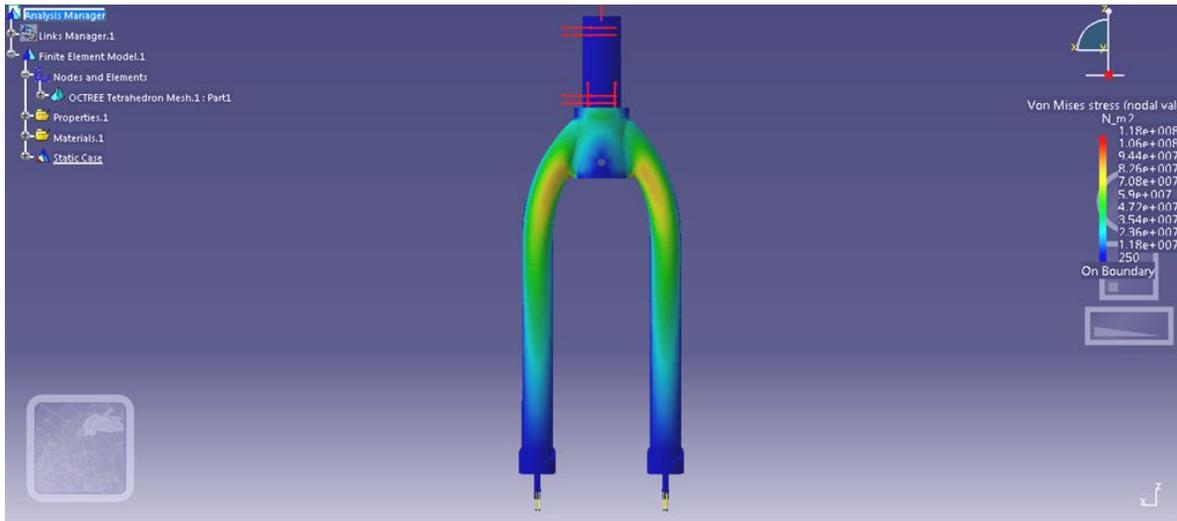


Figura A 4.1 Vista frontal de la horquilla de dirección.

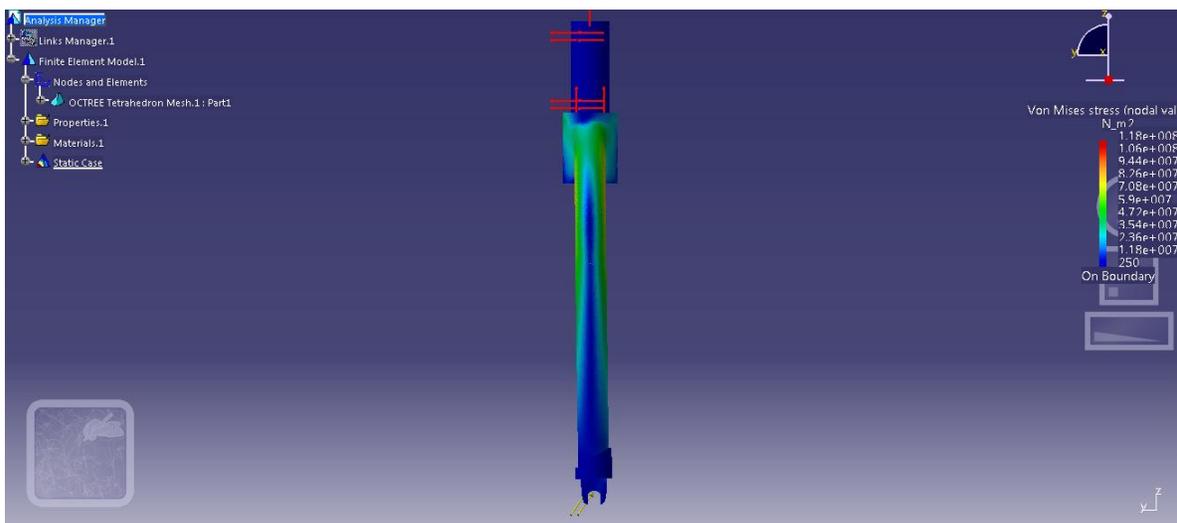
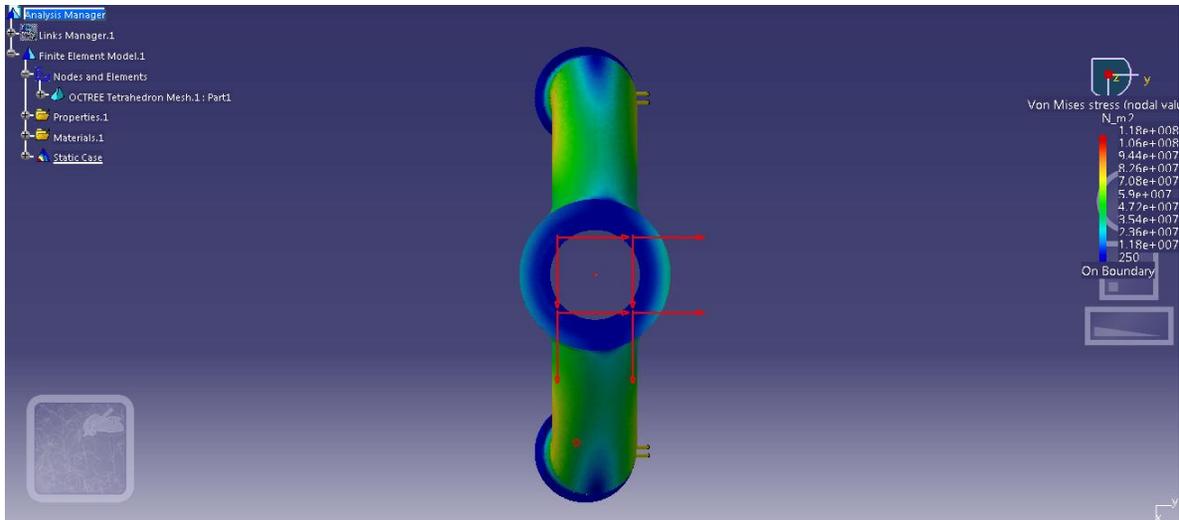
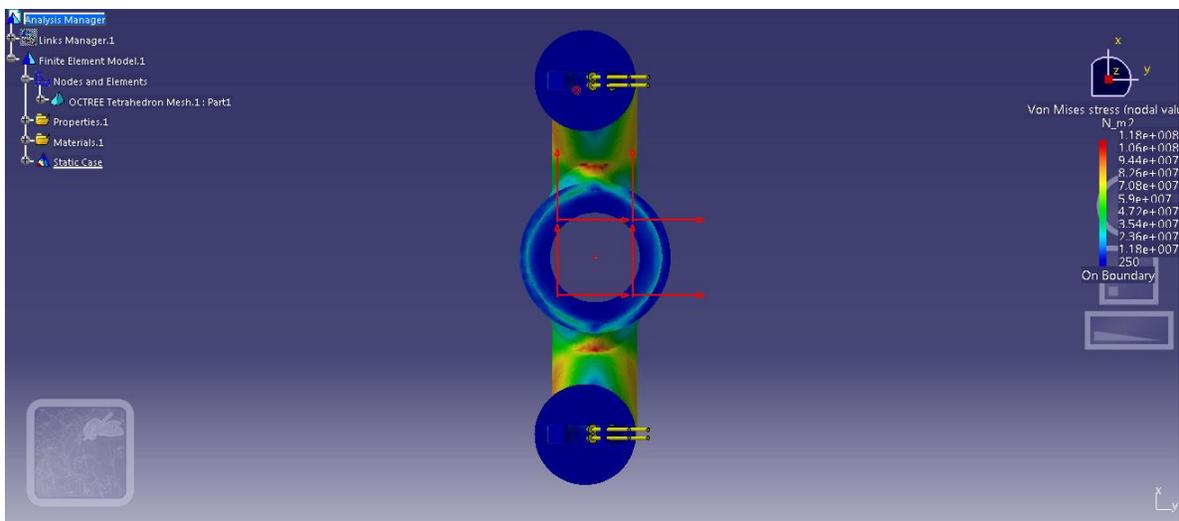


Figura A 4.2 Vista lateral derecha de la horquilla de dirección.



**Figura A 4.3** Vista superior de la horquilla de dirección.



**Figura A 4.4** Vista inferior de la horquilla de dirección.

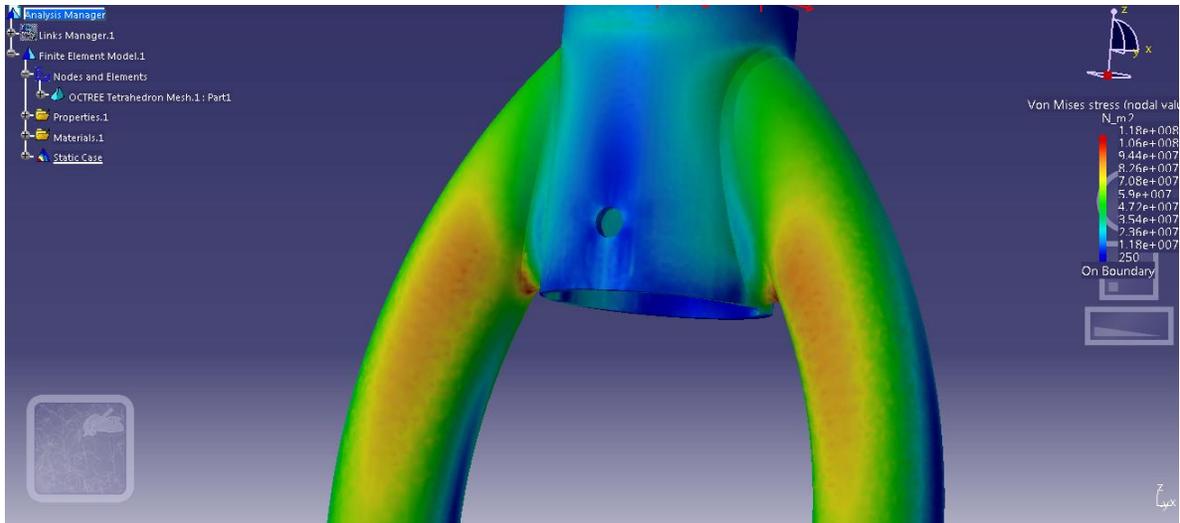


Figura A 4.5 Vista de detalle de la horquilla de dirección.

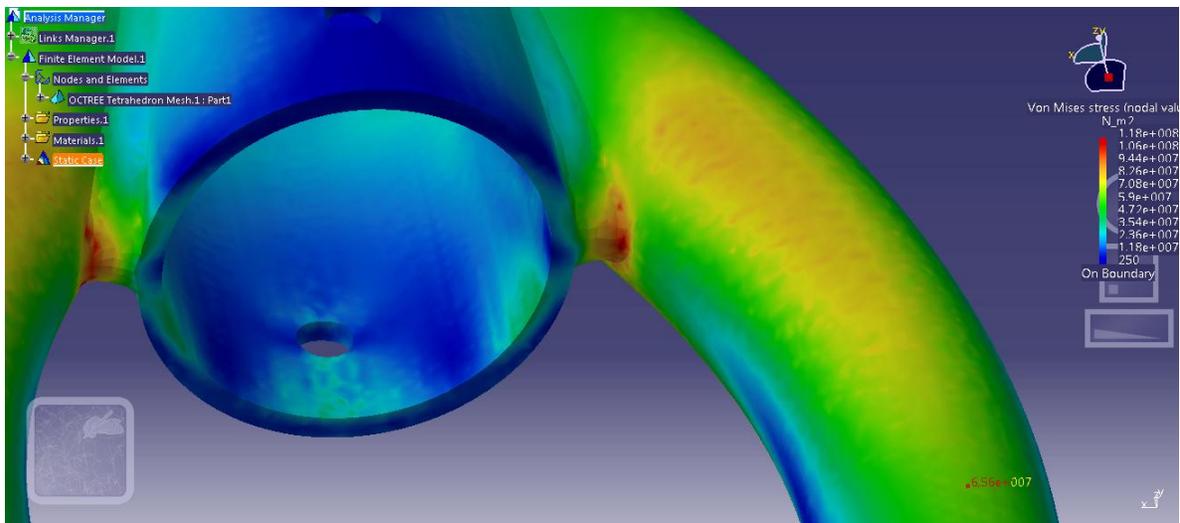


Figura A 4.6 Vista de detalle de la zona con mayores esfuerzos en la horquilla de dirección.

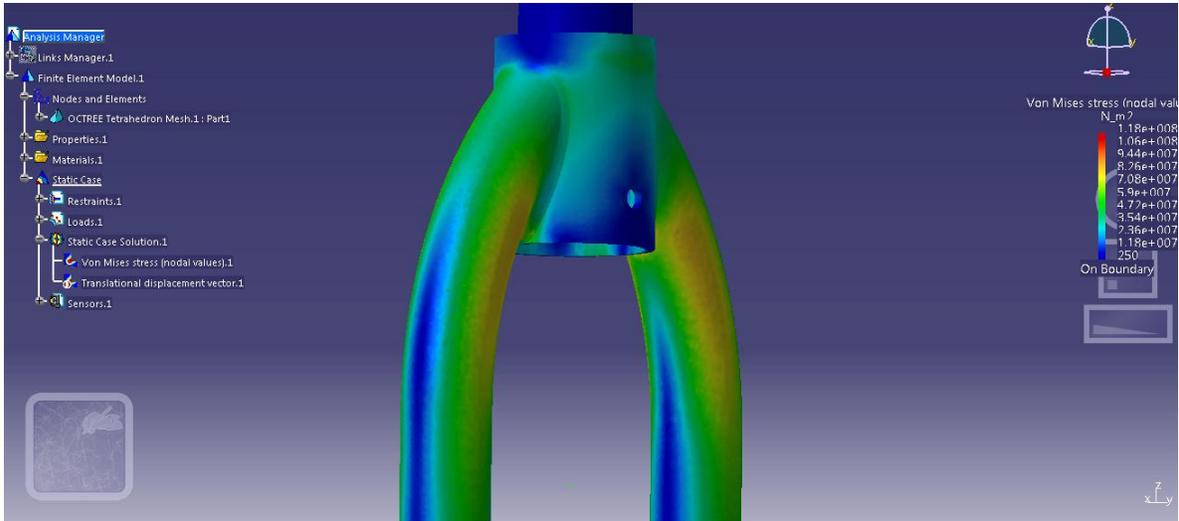


Figura A 4.7 Vista de detalle de la horquilla de dirección.



## **Anexo 6**

Archivo de imágenes FEM del soporte de la horquilla

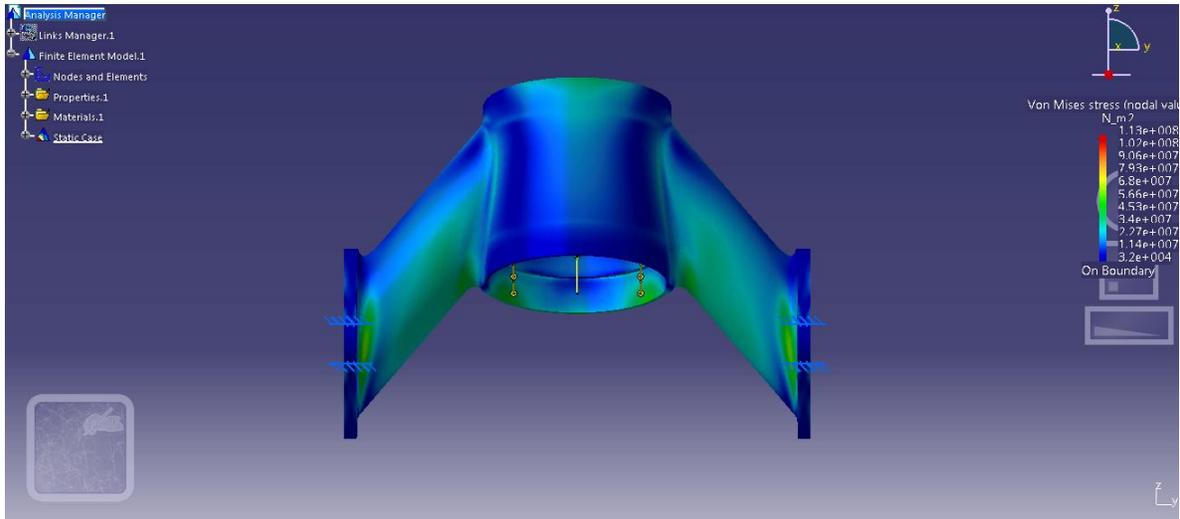


Figura A 5.1 Vista frontal del soporte de horquilla de dirección.

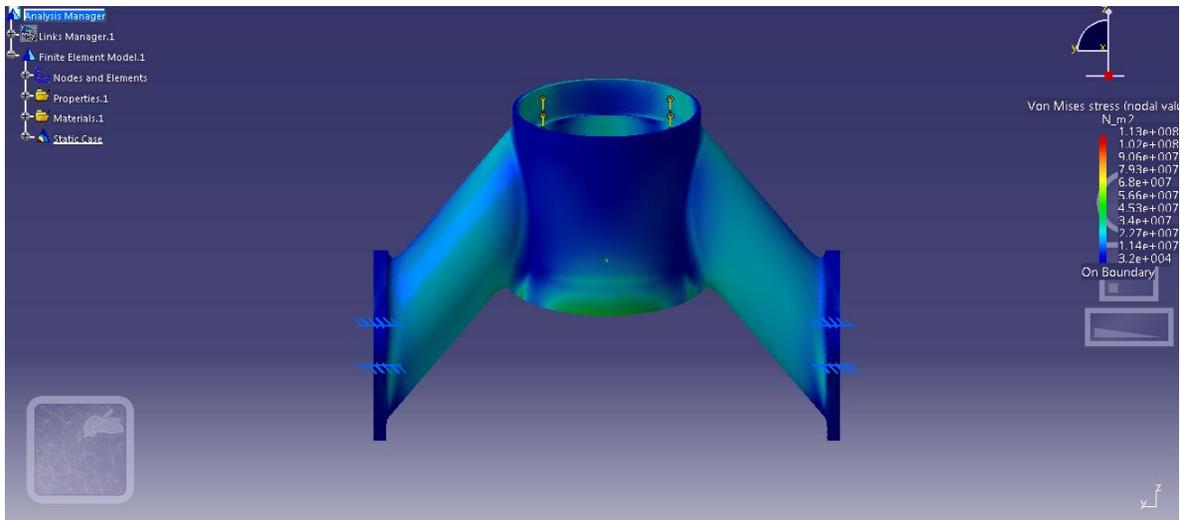
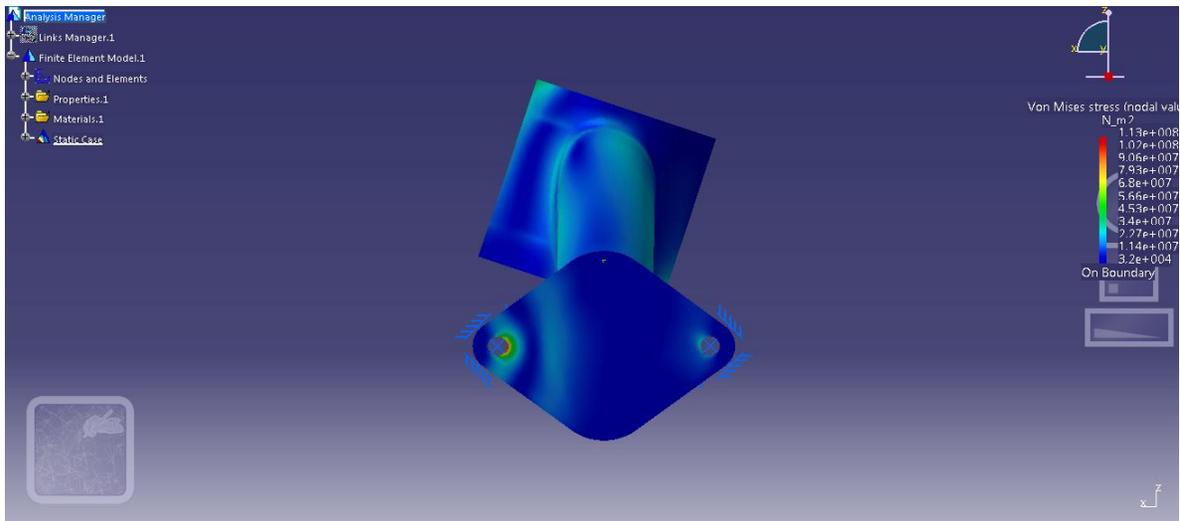
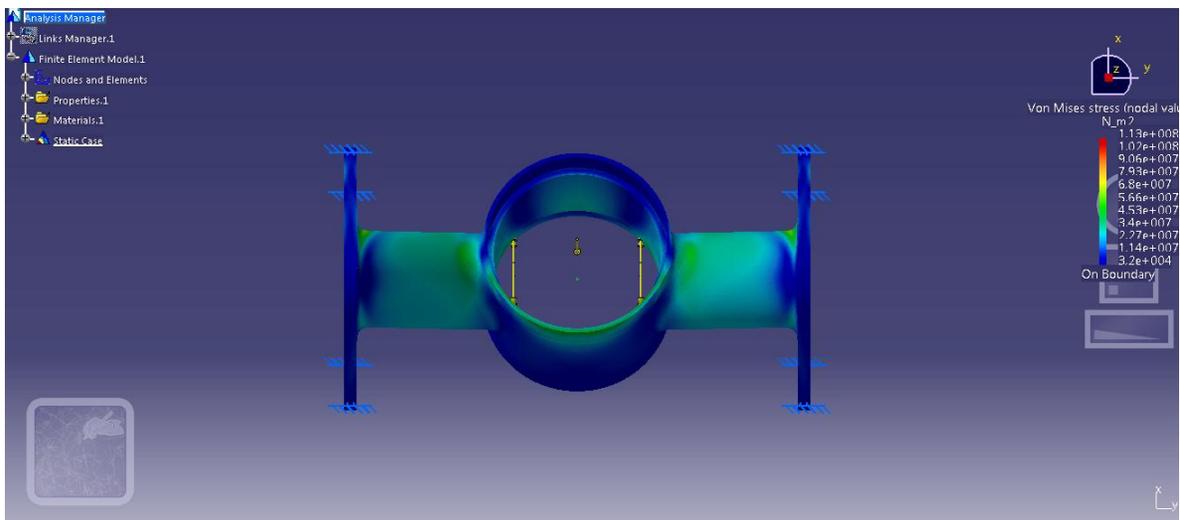


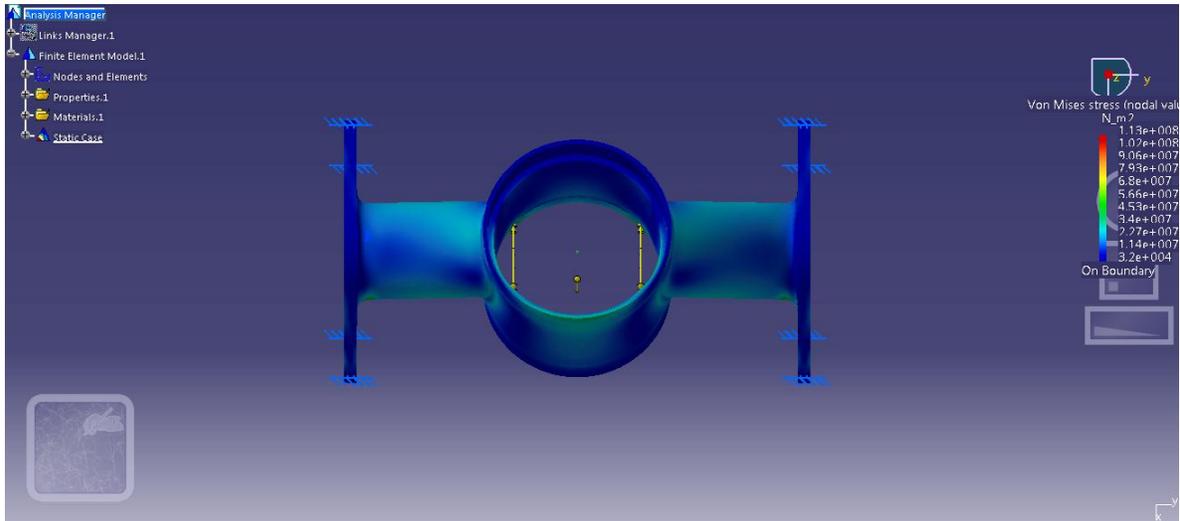
Figura A 5.2 Vista posterior del soporte de horquilla de dirección.



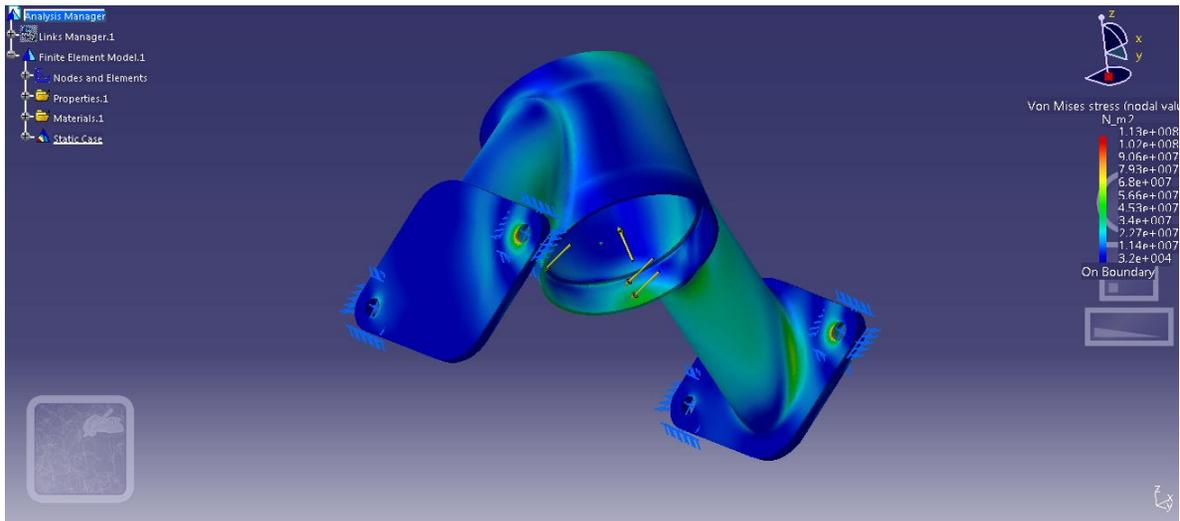
**Figura A 5.3** Vista lateral izquierda del soporte de horquilla de dirección.



**Figura A 5.4** Vista inferior del soporte de horquilla de dirección.



**Figura A 5.5** Vista superior del soporte de horquilla de dirección



**Figura A 5.6** Vista de detalle del soporte de la horquilla de dirección.