

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la**  
**Producción**

"Modelado dinámico para el diseño de manguetas y brazos de suspensión  
anteriores y posteriores de un vehículo de competición tipo Car-Cross"

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Jefferson Jairo Sánchez González

Juan Carlos Méndez Salazar

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2015

## **AGRADECIMIENTOS**

A los seres que me dieron la vida, mi madre Janeth Elena y mi padre Douglas Irco, por todo su apoyo brindado durante mi etapa de formación profesional, por su comprensión y su gran sacrificio.

A mi hermano Larry Javier, por sus valores compartidos y su ejemplo a seguir como profesional.

A la Escuela Superior Politécnica del Litoral, y a nuestro tutor el Ph.D. Francis Loayza por su paciencia y enseñanzas transmitidas.

Jefferson Sánchez G.

# AGRADECIMIENTOS

A mis padres Juan y Prudencia por toda su confianza, tolerancia y guía durante mi carrera profesional, sin ellos hubiera sido difícil culminar mis estudios.

A mis hermanos Luís, Alexandra, Claudia, Omar, por su palabras de fortaleza en todo momento.

Mi novia Sandy, mi compañera inseparable por el apoyo incondicional durante cada jornada.

Juan Méndez S.

## DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

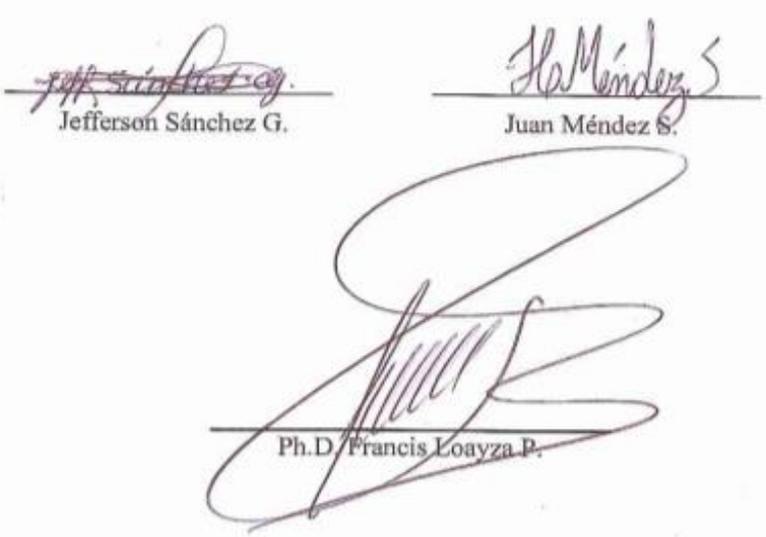
Jefferson Sánchez G.

Juan Méndez S.

Ph.D. Francis Loayza P.

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

Estamos también de acuerdo que el vídeo de la presentación oral es de plena propiedad de la FIMCP.



Jefferson Sánchez G.

Juan Méndez S.

Ph.D. Francis Loayza P.

# Resumen

Los vehículos tipo Car-Cross son muy populares entre los vehículos de competición alrededor del mundo. Debido a que en ESPOL se cuenta con un prototipo monoplace de este tipo, en el cual el diseño del sistema de suspensión es un tanto improvisado, en este trabajo se muestra una propuesta de diseño de sus manguetas delanteras y posteriores, así como de sus brazos de suspensión. Se tomó como punto de partida el diseño del chasis, el peso en vacío de 450 kg y las dimensiones de batalla de 1700 mm, con ancho de vía delantero de 1400 mm y posterior de 1300 mm.

Se inició con el diseño de las manguetas delanteras y posteriores, para lo cual hubo que generar comparativas entre algunas alternativas de diseño, utilizándose el concepto de matriz de selección. Se tomaron en cuenta el tipo de sistema de suspensión a emplearse, el material para los brazos, la forma en cómo ajustar el ángulo de caída, el proceso predominante en la construcción de las manguetas, y el material de las mismas. Para el diseño de los brazos de suspensión, se optó por realizar una búsqueda de los diámetros adecuados de simples uniones a soldadura, tomando en consideración el uso de planchas roladas y soldadas, para formar la tubería.

Como resultado destacado, se obtuvieron factores a fatiga de 1.7 y 2.4, para la mangueta delantera y posterior respectivamente, con un espesor chapa de 5 mm. Para los brazos de suspensión se seleccionó un diámetro de 19.05 mm y un espesor de 2 mm; para un análisis a tensión se obtuvo un factor de seguridad de 2.8. Como conclusión principal, se mostró que el diseño planteado es viable ya que es relativamente barato y resistente, aunque una optimización más exigente queda limitada por un incremento significativo del costo.

**Palabras claves:** Manguetas, Brazos de suspensión, Rótulas Uniball, Fórmula SAE, vehículo Car-Cross, Transferencia de carga longitudinal, Transferencia de carga lateral.

# **Abstract**

*Cross Car-type vehicles are popular between worldwide competition cars. Because on ESPOL there is a prototype car of this type, in which the design of the suspension system is somewhat improvised, in this work it is showed a design proposal of its front and rear steering knuckles, and their arms suspension. We took as a starting point the chassis design, the curb weight of 450 kg and dimensions wheelbase 1700 mm, 1400 mm front and 1300 mm rear track.*

*We began with the design of the front and rear stub axles, for which it was necessary to generate a comparative between some alternative designs, using the concept selection matrix. It was considered the type of suspension system, the material for the arms, the way how to adjust the camber angle, the predominant process in the construction of the steering knuckles, and their building material. For the design of the suspension arms, it was decided to conduct a search of appropriate diameters simple weld joints, considering the use of wind shifts and plates welded to form the pipes.*

*As principal results, the fatigue factors were 1.7 and 2.4, for the front and rear respectively, with a thickness of 5 mm. To the suspension arms diameter of 19.05 mm and a thickness of 2 mm; for a stress analysis was obtained a safety factor of 2.8. The main conclusion was that the proposed design is feasible because it is relatively cheap and durable, but a more demanding optimization is limited by a significant increase in cost.*

**Keywords:** *Steering knuckles, uprights, suspension arms, rod end ball joints, Formula SAE, Car-Cross vehicle, longitudinal load transfer, side load transfer.*

# ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XII

	Pág.
CAPÍTULO 1.....	1
1.1INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. Objetivos.....	1
1.2.1 Objetivo General.....	1
1.2.2 Objetivos Específicos.....	1
1.3 Sistema de Suspensión.....	2
1.3.1 Ancho de vía (Track).....	2
1.3.2 Batalla (Wheelbase).....	2
1.3.3 Centro de gravedad.....	3
1.3.4 Centro instantáneo de rotación.....	3
1.3.5 Centro de balanceo.....	3
1.3.6 Principio de Ackerman.....	4
1.3.7 Ángulo de cota (kingpin).....	4
1.3.8 Ángulo de caída (Camber).....	5
1.3.9 Tasa de cambio de Camber.....	5
1.3.10 Ángulo de convergencia (Toe).....	6
1.3.11 Ángulo de avance (Caster).....	6
1.3.12 Radio de rodadura (Scrub Radius).....	7
1.3.13 Transferencia de pesos dinámicos.....	7
1.3.14 Transferencia de pesos longitudinal. 7	
1.3.15 Transferencia de pesos laterales.....	7

1.3.16 Manguetas (Steering Knuckles) .....	7
1.3.17 Brazos de suspensión.....	8
1.3.18 Uniones.....	8
2. CAPÍTULO 2.....	9
2.1 Reglamento F-SAE 2015 .....	9
2.2 Metodología de desarrollo .....	10
2.3 Especificaciones .....	11
2.4 Conceptos de solución y matriz de selección .....	13
2.4.1 Concepto de solución para el sistema de suspensión a utilizar .....	13
2.4.2 Concepto de solución para el material de los brazos de suspensión.....	14
2.4.3 Ajuste del ángulo de caída.....	15
2.4.4 Concepto de solución para el proceso predominante en la construcción de las manguetas.....	15
2.4.5 Concepto de solución para el material para la elaboración de la mangueta.....	16
2.5 Diseño de forma de manguetas delantera y posterior .....	17
2.6 Diseño de forma brazos de suspensión.....	17
2.7 Análisis cinemático y dinámico en Manguetas.....	18
2.7.1 Desaceleración brusca .....	20
2.7.2 Paso por una curva .....	21
2.7.3 Paso por un obstáculo .....	23
2.8 Análisis cinemático en brazos de suspensión.....	25
2.9 Simulación estática y de fatiga de los componentes usando software CAE .....	27
2.9.1 Mangueta Delantera .....	28
2.9.2 Mangueta Posterior.....	31
2.10 Determinación de la fuerzas en los brazos de suspensión por medio de SolidWorks® 2009 .....	34
3. CAPÍTULO 3.....	39
3.1 Análisis de resultados .....	39
3.2 Proceso de manufactura de los miembros estructurales. ....	40
3.2.1 Proceso de corte en Manguetas y en brazos de suspensión.....	40
3.2.2 Proceso de soldadura .....	47
3.3 Costos de Manufactura de los elementos diseñados.....	47
3.3.1 Costos de materiales .....	48
3.3.2 Costos de elementos bajo normas.....	48

3.3.3 Costo de Mecanizado .....	49
3.3.4 Costo de Mano de obra .....	49
4. CAPÍTULO 4.....	51
4.1. Conclusiones .....	51
4.2. Recomendaciones .....	51
BIBLIOGRAFÍA.....	53
APENDICES .....	56
PLANOS ESQUEMÁTICOS .....	69

## ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral.
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción.
ASTM	American Society for Testing and Materials.
SAE	Society of Automotive Engineers.
AWS	American Welding Society.
SMAW	Shielded Metal Arc Welding.
TIG	Tungsten Inert Gas.
DCL	Diagrama de cuerpo libre.
AISI	American Iron and Steel Institute.
FIA	Federación Internacional de Automovilismo.
GTAW	Gas Tungsten Arc Welding.

## SIMBOLOGÍA

$m_a$	Masa del eje delantero.
$m_b$	Masa del eje posterior.
$m_{tot}$	Masa total.
$l$	Batalla.
$l_a$	Distancia longitudinal del eje delantero al centro de gravedad.
$l_b$	Distancia longitudinal del eje posterior al centro de gravedad.
$c$	Ancho de vía.
$c_a$	Ancho de vía delantero.
$c_b$	Ancho de vía posterior.
$W_t$	Peso total del vehículo.
$W_a$	Peso del eje delantero.
$W_b$	Peso del eje posterior.
$N_a$	Reacción del neumático delantero con el pavimento.
$N_b$	Reacción del neumático posterior con el pavimento.
$a$	Aceleración lineal.
$v$	Velocidad.
$\mu$	Coefficiente de fricción máximo.
$f_a$	Fuerza de frenado delantero.
$f_b$	Fuerza de frenado posterior.
$T_a$	Carga torsional de frenado en el eje delantero.
$T_b$	Carga torsional de frenado en el eje posterior.
$\rho_{mín}$	Radio mínimo de curvatura.
$\Delta W$	Incremento de peso debido a la transferencia de carga
$\Delta W_{oa}$	Incremento de peso en la rueda exterior delantera.
$\Delta W_{ob}$	Incremento de peso en la rueda exterior posterior.
$N_{oa}$	Reacción del neumático exterior delantero.
$N_{ob}$	Reacción del neumático exterior posterior.
$N_{ia}$	Reacción del neumático interior delantero.
$N_{ib}$	Reacción del neumático interior posterior.
$a_c$	Aceleración centrípeta.
$F_c$	Fuerza centrípeta.
$h_{CG}$	Altura del centro de gravedad respecto al pavimento.
$Tasa_c$	Tasa de cambio de ángulo de caída.
$Tasa_{ca}$	Tasa de cambio de ángulo de caída en suspensión delantera.
$Tasa_{cb}$	Tasa de cambio de ángulo de caída en suspensión posterior.
$d$	Distancia del centro instantáneo de rotación respecto a un plano de neumático.
$CI$	Centro instantáneo de rotación.
$CR$	Centro de balanceo.
$y$	Factor de relación de cargas para selección de rótulas

$F_r$	Componente radial de carga.
$F_a$	Componente axial de carga.
$p$	Carga de rótula.
$k$	Factor de carga dinámica.
$P$	Carga dinámica equivalente de la rótula.
$C$	Capacidad de carga dinámica.
$F_{ya}$	Fuerza en dirección del eje delantero.
$F_{yb}$	Fuerza en dirección del eje posterior.
$R_n$	Radio del neumático.
$F_{BS}$	Fuerza en el brazo superior.
$F_{BI}$	Fuerza en el brazo inferior.
$F_R$	Fuerza que viene del elemento que posee la amortiguación.
$F_{Vmáx}$	Fuerza vertical máxima.
$F_{Lmáx}$	Fuerza lateral máxima.
$T_{fmáx}$	Carga torsional máxima de frenada.
$F_d$	Fuerza de dirección máxima.
$\alpha$	Ángulo que forma $F_{BI}$ respecto al eje horizontal.
$\beta$	Ángulo que forma $F_R$ respecto al eje horizontal.
$\lambda$	Ángulo que forma $F_{BS}$ respecto al eje horizontal.
$a'$	Brazo o distancia perpendicular de $F_{BI}$ respecto al punto o.
$b'$	Brazo o distancia perpendicular de $F_r$ respecto al punto o.
$d'$	Brazo o distancia perpendicular de $F_{BS}$ respecto al punto o.
$\beta'$	Ángulo de inclinación en prueba estática.
$m$	Metros.
$kg$	Kilogramos.
$h$	Horas
$s$	Segundos.
$N$	Newtons.
$in$	Pulgadas.
$mm$	Milímetros.
$KN$	Kilo Newtons.
$MPa$	Mega Pascales.
$^\circ$	Grados
$\$$	Dólares Estadounidenses.

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.- Representación de ancho de vía .....	2
Figura 2.- Representación de distancia entre ejes (batalla) .....	3
Figura 3.- Centro instantáneo de la suspensión .....	3
Figura 4.- Centro de balanceo de la suspensión .....	4
Figura 5.- Esquema del principio de Ackerman .....	4
Figura 6.- Esquema de ángulo de cota .....	5
Figura 7.- Representación de ángulo de caída positivo y negativo .....	5
Figura 8.- Esquema de ángulo de convergencia .....	6
Figura 9.- Ángulo de avance en una rueda .....	6
Figura 10.- Manguetas delanteras .....	8
Figura 11.- Brazos de suspensión superior e inferior .....	8
Figura 12.- Rótulas de suspensión con vástago .....	8
Figura 13.- Geometría parte del chasis delantero vista lateral .....	11
Figura 14.- Geometría parte del chasis delantero vista frontal .....	11
Figura 15.- Geometría parte del chasis posterior vista frontal .....	12
Figura 16.- Geometría parte del chasis posterior vista frontal .....	12
Figura 17.- Modelado inicial para la geometría de la mangueta .....	17
Figura 18.- Variaciones por medio de cortes del prisma inicial .....	17
Figura 19.- Brazo de suspensión delanterosuperior .....	18
Figura 20.- Brazo de suspensión posterior inferior .....	18
Figura 21.- Anchos de vía y Batalla asumidos .....	18
Figura 22.- Condición Ackerman .....	19
Figura 23.- Diagrama de cuerpo libre vehículo estático .....	19
Figura 24.- Diagrama de cuerpo libre vehículo frenando .....	20
Figura 25.- Diagrama de cuerpo libre del vehículo al pasar por una curva .....	22
Figura 26.- Representación pasó por un obstáculo .....	23
Figura 27.- Diagrama de las fuerzas de dirección .....	24
Figura 28.- Centro Instantáneo (CI) y Centro de Balanceo (RC) delantero .....	26
Figura 29.- Centro Instantáneo (CI) y Centro de Balanceo (RC) posterior .....	26
Figura 30.- DCL sobre mangueta delantera y posterior .....	27
Figura 31.- Mallado de la mangueta delantera. ....	28
Figura 32.- Cargas aplicadas sobre la mangueta delantera .....	29
Figura 33.- Esfuerzos equivalentes sobre mangueta delantera .....	29
Figura 34.- Deformaciones obtenidas en mangueta delantera .....	30
Figura 35.- Factor de seguridad de la mangueta delantera en fatiga .....	30
Figura 36.- Factor de seguridad de la mangueta delantera en estático .....	31
Figura 37.- mallado de la mangueta posterior .....	31
Figura 38.- cargas que actúan en la mangueta posterior .....	32
Figura 39.- Esfuerzos de Von Mises en la mangueta posterior. ....	32
Figura 40.- Deformación en la mangueta posterior .....	33
Figura 41.- Factor de seguridad estático de la mangueta posterior .....	33
Figura 42.- Factor de seguridad en fatiga de la mangueta posterior. ....	34
Figura 43.- DCL de la configuración de los brazos de suspensión .....	34
Figura 44.- Representación de los brazos de suspensión delanteros .....	35
Figura 45.- Ingreso en SolidWorks® 2009 de cargas en la armadura delantera .....	36
Figura 46.- Ingreso en SolidWorks® 2009 de cargas en armadura posterior .....	36
Figura 47.- Factor de seguridad armadura delantera .....	37

Figura 48.- Deformación armadura delantera .....	38
Figura 49.- Simulación de esfuerzos para tubería estructural con costura .....	38
Figura 50.- Corte frontal de la mangueta .....	40
Figura 51.- Corte posterior mangueta .....	41
Figura 52.- Unión de mangueta delantera .....	41
Figura 53.- Unión de mangueta delantera .....	42
Figura 54.- Corte de unión superior e inferior de mangueta delantera .....	42
Figura 55.- Corte de unión superior e inferior de mangueta delantera .....	43
Figura 56.- Cortes frontal de la mangueta .....	43
Figura 57.- Corte de secciones de la mangueta posterior .....	44
Figura 58.- Corte de unión superior e inferior de mangueta posterior .....	45
Figura 59.- Corte de unión lateral de mangueta posterior.....	45
Figura 60.- Corte de unión superior e inferior de mangueta posterior .....	46
Figura 61.- Corte de la montadura.....	46
Figura 62.- Rótulas Uniball con vástago y sin vástago .....	47
Figura 63.- Hoja técnica del acero AISI 1020 .....	57
Figura 64.- Factor para rótulas con cargas combinadas.....	58
Figura 65.- Selección de rótulas SKF .....	59
Figura 66.- Confirmación de la selección de Rótulas.....	60
Figura 67.- Bosquejo ensamble mangueta delantera .....	61
Figura 68.- Bosquejo ensamble mangueta posterior .....	62
Figura 69.- Asignación de cargas a mangueta posterior .....	65
Figura 70.- Deformación de la mangueta posterior.....	65
Figura 71.- Esfuerzo equivalente mangueta posterior .....	66
Figura 72.- Factor de seguridad estático en mangueta posterior.....	66
Figura 73.- Factor de seguridad en fatiga mangueta posterior .....	67
Figura 74.- Deformación de la mangueta delantera.....	67
Figura 75.- Factor seguridad estático en mangueta delantera.....	68
Figura 76.- Factor de seguridad en fatiga mangueta delantera .....	68

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.- Conceptos de solución para el sistema de suspensión .....	13
Tabla 2.- Matriz de selección del sistema de suspensión .....	14
Tabla 3 .-Concepto de solución para el material de los brazos de suspensión .....	14
Tabla 4.- Matriz de selección el sistema de suspensión .....	14
Tabla 5.- Concepto de solución para del ajuste de ángulo de caída .....	15
Tabla 6.- Matriz de selección para del ajuste de ángulo de caída .....	15
Tabla 7.- Matriz de selección para del ajuste de ángulo de caída .....	16
Tabla 8.- Matriz de selección para del ajuste de ángulo de caída .....	16
Tabla 9.- Factor de seguridad en función al diámetro de tubería.....	37
Tabla 10.- Costos de materia prima.....	48
Tabla 11.- Costos de materiales normados .....	49
Tabla 12.- Costos de cortes por chorro de agua y torno.....	49
Tabla 13.- Costos de mano de obra .....	50
Tabla 14.- Costos de mano de obra .....	50
Tabla 15.- Costos de materia prima.....	63
Tabla 16.- Costos de materiales normados .....	64
Tabla 17.- Costos de cortes por chorro de agua y torno.....	64
Tabla 18.- Costos de mano de obra .....	64

## ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Manguetas delanteras.
- PLANO 2 Manguetas posteriores.
- PLANO 3 Montadura.
- PLANO 4 Brazos de suspensión superior e inferior delanteros.
- PLANO 5 Brazos de suspensión superior e inferior posteriores.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN

Se conoce como Car-Cross a los vehículos monoplasas pequeños formados por chasis tubular, equipado con el motor de una moto de 600cc, muy resistentes por su sistema de suspensión. En sus inicios fueron desarrollados para realizar carreras en la tierra, pero debido a su versatilidad en la actualidad se los usa en diversas actividades automovilísticas. Principalmente deben cumplir aceleraciones centelleantes que van de 0 a 100 km/h en cuestión de segundos.

Generalmente este tipo de vehículos constan de restricciones, en las cuales se destaca la prohibición de las cajas automáticas o semiautomáticas de cambio, se prohíbe motores sobrealimentados, además que el chasis tubular permita el anclaje de los cinturones y con asientos que comúnmente usan fibra de vidrio evitando la presencia de aristas vivas o filos cortantes.

### 1.1 Descripción del problema

En la Escuela Superior Politécnica del Litoral, se cuenta con un vehículo tipo Car-Cross a cuenta del tutor del presente proyecto. En él es posible visualizar un diseño un tanto ineficiente, ya que en general se puede observar que cuenta con ciertos elementos en los distintos sistemas que no permiten un buen desarrollo del vehículo en pista.

Este trabajo se centra en la propuesta de diseño parcial de la suspensión de un vehículo tipo Car-Cross, ya que el diseño original no cuenta con una geometría técnica en la disponibilidad de los brazos del sistema, ni en el diseño de sus manguetas. Las uniones entre estos elementos mecánicos también sufren de un bajo aprovechamiento, lo que resta maniobrabilidad del vehículo y control de los distintos parámetros que debe manipular el conductor.

### 1.2. Objetivos

#### 1.2.1 Objetivo General

Diseñar bajo criterios ingenieriles, el reglamento F-SAE y la normativa FIA, parte del sistema de suspensión de un vehículo tipo Car-Cross.

#### 1.2.2 Objetivos Específicos

- Modelar y diseñar manguetas delanteras y posteriores que se adapten a un automóvil de competición tipo Car-Cross.
- Modelar y diseñar los brazos del sistema de suspensión con ayuda de herramientas CAD - CAE.
- Presentar junto a la propuesta del diseño, una cotización de la construcción de los elementos.

### 1.3 Sistema de Suspensión

Se encarga de absorber las desigualdades del terreno a la cual es puesto a prueba el vehículo, con el fin de proteger a la carcasa o amortiguar de los golpes. Está formado por varios elementos mecánicos, y existen muchas configuraciones, aunque generalmente se pueden identificar amortiguadores, manguetas, brazos de suspensión, uniones, entre otros. A continuación se ha recopilado información acerca de la geometría de la suspensión.

#### 1.3.1 Ancho de vía (Track)

Es la distancia que comprende entre los centros de los neumáticos del mismo eje desde una perspectiva frontal o posterior. No necesariamente el ancho de vía delantero es igual al posterior.

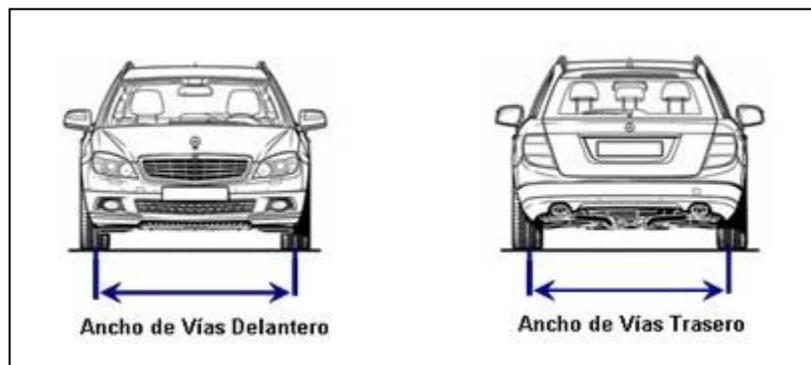


Figura 1.- Representación de ancho de vía

#### 1.3.2 Batalla (Wheelbase)

Comprende la distancia entre el centro del neumático del eje delantero y el centro del neumático del eje posterior, desde una perspectiva lateral del vehículo.

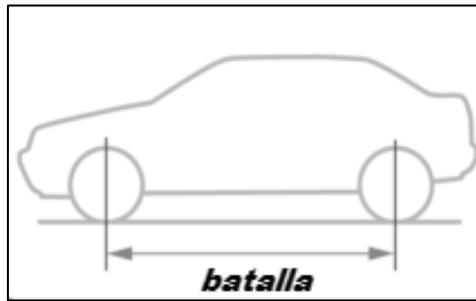


Figura 2.- Representación de distancia entre ejes (batalla)

### 1.3.3 Centro de gravedad

Es el punto donde actúan todas las fuerzas que intervienen sobre la masa total del cuerpo, del mismo dependerá la estabilidad y comportamiento que presente el vehículo durante la frenada, aceleración y al entrar a una curva.

### 1.3.4 Centro instantáneo de rotación

Es un punto imaginario variable que se forma al proyectar los brazos de la suspensión desde una perspectiva frontal o trasera del vehículo. Sirve para obtener información acerca del movimiento de la llanta respecto al chasis, ya que teóricamente reemplaza ambos brazos por uno solo con un pivote común.

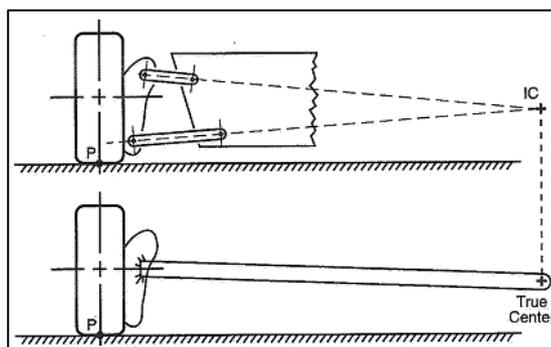


Figura 3.- Centro instantáneo de la suspensión

### 1.3.5 Centro de balanceo

Cuando en un vehículo se presentan fuerzas centrífugas la masa suspendida tiende a rotar alrededor del centro el cual está localizado en un plano transversal al de los ejes, sobre estos puntos las fuerzas producidas por la interacción entre el neumático y la pista van actuar al chasis.

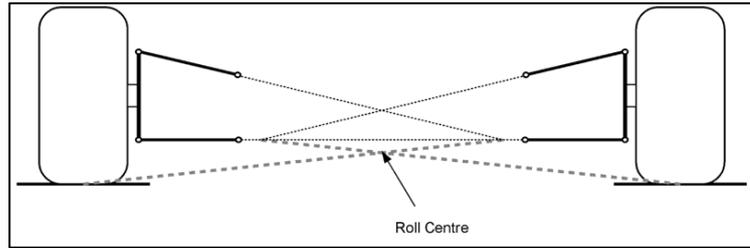


Figura 4.- Centro de balanceo de la suspensión

### 1.3.6 Principio de Ackerman

Un vehículo que ingresa a una curva debe cumplir que cuando gira los ejes de las ruedas deben concurrir en un mismo punto al cuál se denomina centro instantáneo de giro, de no cumplir este principio los neumáticos pierden su adherencia. Esto permite observar que cada una de las ruedas se cierra en una curva de manera diferente (la rueda interior en la curva gira más que su homóloga exterior).

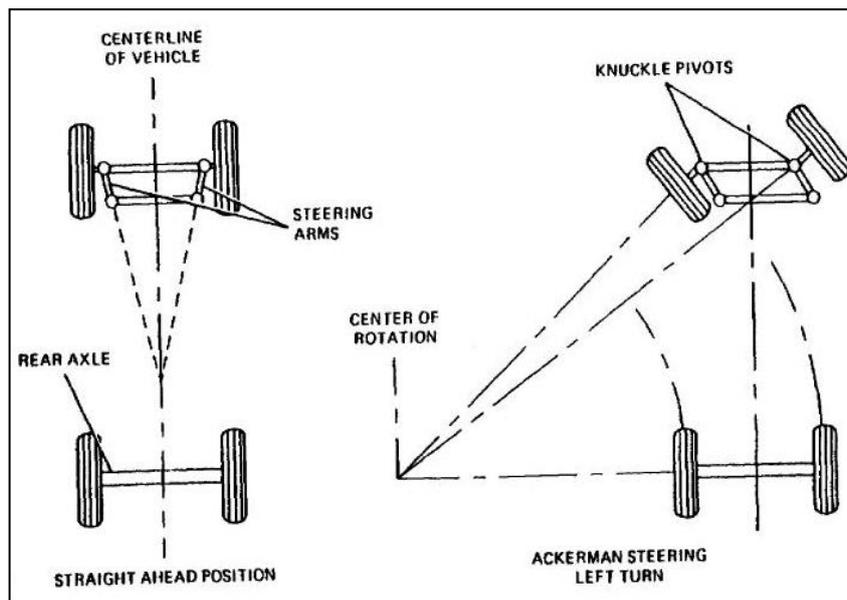


Figura 5.- Esquema del principio de Ackerman

### 1.3.7 Ángulo de cota (kingpin)

Es el ángulo que se forma entre la prolongación del eje del pivote en el que la rueda gira y la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda. Tiene como función minimizar el impacto de las imperfecciones en el terreno transitado.

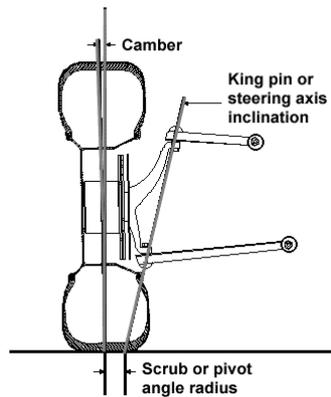


Figura 6.- Esquema de ángulo Kingpin

### 1.3.8 Ángulo de caída (Camber)

Es el ángulo que se forma en la prolongación del eje de giro de la rueda con la inclinación de la misma respecto al plano de la calzada. Tiene como principal finalidad concentrar el peso del vehículo que se encuentra sobre el eje hacia el interior de la mangueta facilitando el agarre en giro.

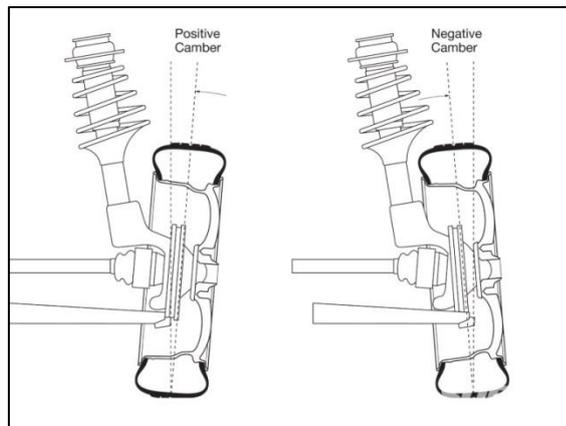


Figura 7.-Representación de ángulo de caída positivo y negativo

### 1.3.9 Tasa de cambio de ángulo de caída.

Es el número de grados de inclinación que pierden o ganan las ruedas delanteras cuando el vehículo entra en una curva o va en una recta. Se debe tener en consideración durante el diseño debido a que se producen dos efectos: la rueda delantera derecha sufre protuberancia (se mueve hacia arriba en dirección al chasis) y la rueda delantera izquierda sufre rebote.

### 1.3.10 Ángulo de convergencia (Toe)

La convergencia es aquella que se forma entre cada rueda y el eje longitudinal del vehículo siempre que sea observado desde una vista superior. Este parámetro se emplea para la alineación de las ruedas con respecto a la trayectoria, ya que se espera que las llantas apunten ligeramente hacia adentro debido a que producen fuerzas que brindan estabilidad al vehículo.

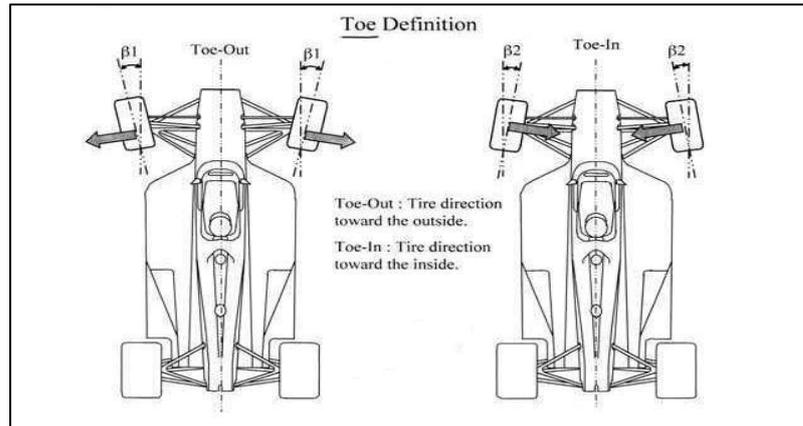


Figura 8.- Esquema de ángulo de convergencia

### 1.3.11 Ángulo de avance (Caster)

Es el ángulo formado por la prolongación del eje del pivote y el eje vertical que pasa por el centro de la rueda en el sentido en que avanza la misma. Tiene como principal función dar estabilidad al vehículo. Si se aumenta el ángulo de avance se reducen las caídas estáticas.

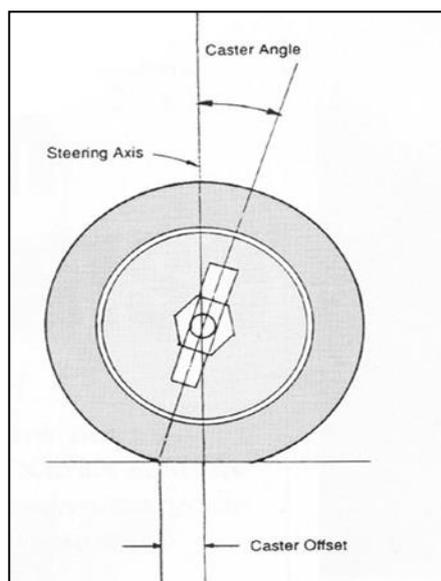


Figura 9.- Ángulo de avance en una rueda

### **1.3.12 Radio de rodadura (Scrub Radius)**

El ángulo 'Kingpin offset', es un ángulo empleado con la intención de disminuir la distancia existente entre la línea de acción de la fuerza que se transfiere por los brazos de suspensión y el punto de contacto con la llanta, además de modificar el eje sobre el que gira una llanta al momento de la conducción.

### **1.3.13 Transferencia de pesos dinámicos**

Es la carga transferida que se realiza de una rueda a otra, la cual se produce por los momentos generados en el centro de gravedad o en el centro de balanceo cuando un vehículo se encuentra acelerado.

### **1.3.14 Transferencia de pesos longitudinal.**

Ocurre debido a la aceleración de la masa concentrada en la parte frontal del vehículo hacia la parte posterior del vehículo (viceversa) cuando está frenando o acelerando.

### **1.3.15 Transferencia de pesos laterales**

Se debe cuando la masa de un lado del vehículo se transfiere al otro lado manteniendo el principio de transferencias de pesos longitudinal.

### **1.3.16 Manguetas (Steering Knuckles)**

Son los elementos encargados de realizar la función de apoyo de las ruedas, además de permitirles girar. Aquí algunas de sus funciones:

- Soportar momentos de flexión presentes en el momento que el vehículo entra en una curva.
- Proponer un punto de equilibrio al cojinete que se encuentra en la rueda, debido a que en este punto se concentrarán todas las fuerzas que afecten al vehículo.
- Resistir la torsión que afecta las inmediaciones del eje de rotación de la rueda debido al efecto del frenado.
- Soportar las fuerzas proporcionadas por la barra de acoplamiento.
- Resistir las fuerzas de rotación que afectan al eje que surgen desde la superficie de contacto (rueda/pista), así como las fuerzas alienantes debido a la geometría de la suspensión.
- Encajar en el aro seleccionado para el vehículo.



Figura 10.- Manguetas delanteras

### 1.3.17 Brazos de suspensión

Son elementos cinemáticos que participan en la unión de cada una de las ruedas al chasis, además de permitir la transmisión de esfuerzos.



Figura 11.- Brazos de suspensión superior e inferior

### 1.3.18 Uniones

Las rótulas son las piezas encargadas de las oscilaciones, permiten la movilidad de los miembros de la suspensión en diferentes planos.



Figura 12.- Rótulas de suspensión con vástago

# CAPÍTULO 2

## METODOLOGÍA

Para iniciar esta fase se plantea revisar cuidadosamente los reglamentos y especificaciones de la competición SAE 2015. Luego de adquirir información técnica, se procede a proponer distintas alternativas que lleven hacia una solución viable. El método de las matrices de selección es de bastante utilidad, ya que permite ir acortando el rango de soluciones probables para el diseño.

Se deben calcular las fuerzas que debe soportar el vehículo en condiciones críticas, y luego estimar su transmisión hacia los elementos de la suspensión que se esperan diseñar. Por otro lado, las matrices de selección dejan los pilares de la solución para empezar a modelar los cuerpos en el software CAD. Una vez llegado a esta fase, el software CAE ayuda a corroborar si el diseño propuesto es viable o no. En caso afirmativo se plantea una posible mejora, caso contrario se evaluará otra solución.

### 2.1 Reglamento F-SAE 2015

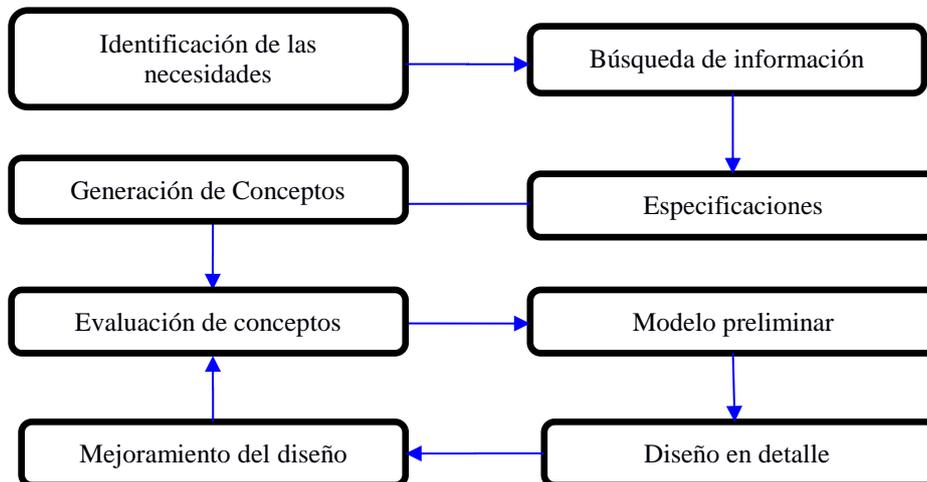
El reglamento de la F-SAE para la competencia del presente año, trae varios puntos de especial relevancia en el desarrollo de este proyecto. Se enumeran a continuación.

- El vehículo debe tener una batalla de al menos 1525 mm (60 pulgadas).
- El ancho de vía mínimo no debe superar el 75% de la batalla.
- El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativo con amortiguadores delanteros y traseros, con recorrido utilizable al menos dos pulgadas, una pulgada de subida y otra de bajada, con conductor sentado.
- Todos los puntos de montaje de la suspensión deben ser visibles en Inspección técnica, ya sea por visión directa o mediante la eliminación de las cubiertas.
- La distancia al suelo no está especificada, pero debe ser suficiente para evitar que cualquier parte del vehículo toque el suelo durante las pruebas de pista, a excepción de los neumáticos.
- Las ruedas del vehículo deben tener un diámetro no menor a 8 pulgadas.

- El vehículo no debería volcarse a un ángulo de inclinación de 60° respecto a la horizontal.
- El sistema de dirección debe tener topes que impidan que los miembros de dirección se bloqueen. Los topes pueden ser colocados en las manguetas o en la caja de dirección y deben evitar que los neumáticos entren en contacto con la suspensión, la carrocería o elementos del bastidor durante los eventos de pista.
- Todos los tornillos roscados utilizados en la estructura de la cabina, así como en el sistema de dirección, frenos, arnés y suspensión del conductor debe cumplir o exceder SAE Grado 5, grado métrico 8,8 y / o especificaciones AN / MS.
- Todo perno, tuerca, y otros elementos de sujeción del sistema de dirección, frenos, arnés del conductor, y suspensión se deben asegurar de aflojamiento no intencionado mediante el uso de mecanismos de bloqueo positivo.
- Los miembros ajustables del sistema de suspensión deben ser limitados con una tuerca de seguridad para evitar que se aflojen.

## 2.2 Metodología de desarrollo

A continuación se desglosan las principales fases del proceso de diseño que se realiza para la búsqueda correcta de la solución en el diseño de las partes de la suspensión del vehículo.



La finalidad de la metodología de diseño es elaborar un método iterativo que permita volver a un paso anterior para proponer varias soluciones.

## 2.3 Especificaciones

Para iniciar la evaluación de propuestas del diseño, se propone la asunción de determinada geometría del chasis unido a la suspensión, debido a que los brazos están íntimamente ligados a ella. Se muestran medidas generales de la porción de chasis delantero asumiendo una geometría como la mostrada a continuación.

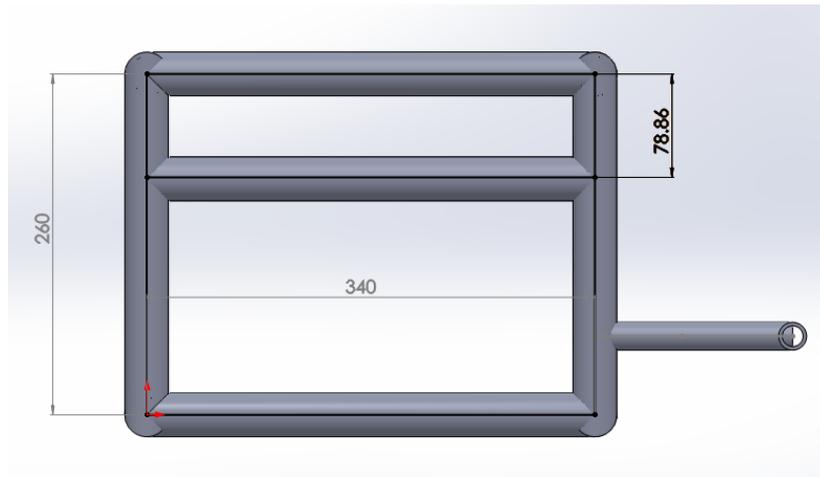


Figura 13.- Geometría parte del chasis delantero vista lateral

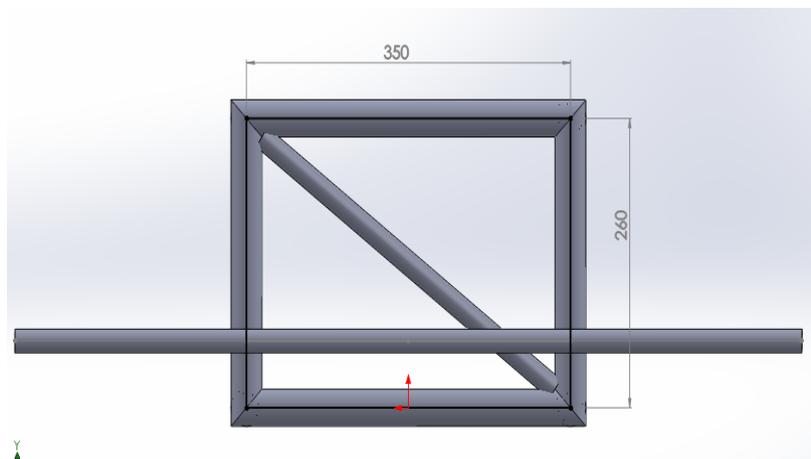


Figura 14.- Geometría parte del chasis delantero vista frontal

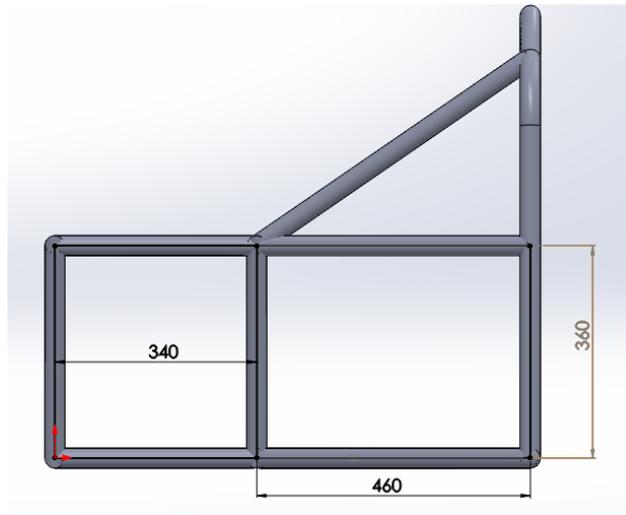


Figura 15.- Geometría parte del chasis posterior vista frontal

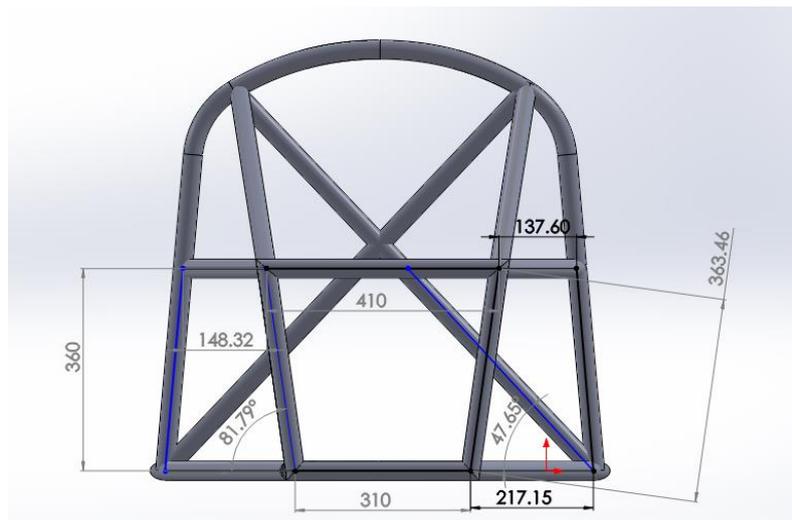


Figura 16.- Geometría parte del chasis posterior vista frontal

La información preliminar debe ser reunida y sintetizada para poder ser evaluada, tomando como referencia los puntos planteados anteriormente. Esto permite desarrollar varias propuestas en la generación de conceptos, a la vez que se recortan varias alternativas hacia el diseño final. Aquí se presentan las especificaciones para las manguetas:

- Puntos fijos de sujeción (superior e inferior).
- Puntos fijos de sujeción de la mordaza del freno.
- Puntos de sujeción que conecten al sistema de dirección (sólo adelante).
- Facilidad de ajuste del ángulo de caída.

- Facilidad en el montaje y desmontaje.
- Bajo peso y costo.
- Fácil mantenimiento.

Y para los brazos de suspensión:

- Puntos deslizantes hacia las manguetas
- Puntos que permitan unión al chasis tubular
- Facilidad en el montaje y desmontaje.
- Bajo peso y costo.
- Fácil mantenimiento.

## 2.4 Conceptos de solución y matriz de selección

### 2.4.1 Concepto de solución para el sistema de suspensión a utilizar

El sistema de suspensión debe cumplir con los requerimientos del vehículo según el terreno en que transite, debe cumplir con estabilidad y buena maniobrabilidad. Para ello se proponen los siguientes conceptos:

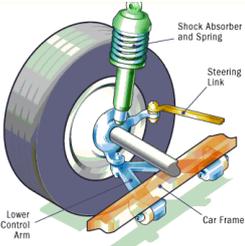
Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3
		

Tabla 1.- Conceptos de solución para el sistema de suspensión

Concepto 1.- Suspensión tipo paralelo deformable.

Concepto 2.- Sistema de suspensión tipo MacPherson.

Concepto 3.- Sistema de suspensión multienlace.

Los criterios recomendados de la referencia [29] son:

	<i>Eficiencia estructural</i>	<i>Rigidez de unión</i>	<i>Masa no suspendida</i>	<i>Total</i>
<b>Ponderación</b>	0,5	0,3	0,2	1
<b>Concepto 1</b>	9 / 4,5	7 / 2,1	8 / 1,6	8,2
<b>concepto 2</b>	7 / 3,5	4 / 1,2	6 / 1,2	5,9
<b>Concepto 3</b>	4 / 2,0	3 / 0,9	4 / 0,8	3,5

Tabla 2.-Matriz de selección del sistema de suspensión

En esta matriz el primer concepto paralelo deformable es la solución más adecuada, además de que es la configuración más usada en vehículos de competición.

### 2.4.2 Concepto de solución para el material de los brazos de suspensión

Para la manufactura de los brazos de suspensión se proponen los siguientes conceptos:

Concepto 1.- Tubos de acero con costura estirado al frío.

Concepto 2.- Tubos de acero sin costura estirado al frío.

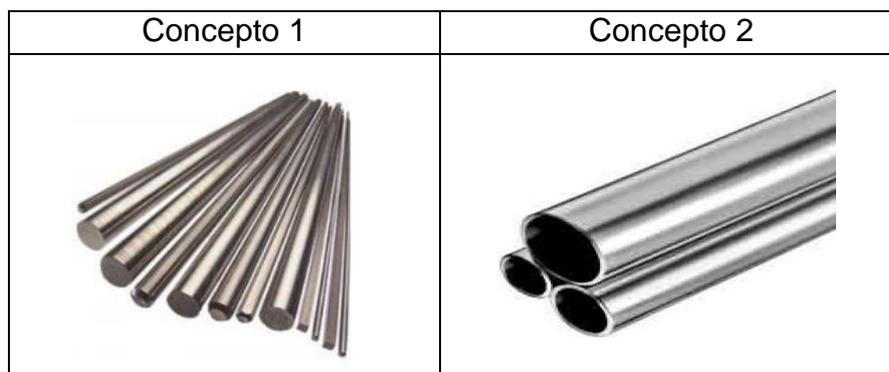


Tabla 3 .-Concepto de solución para el material de los brazos de suspensión

	<i>Disponibilidad</i>	<i>Costo</i>	<i>Peso</i>	<i>Total</i>
<b>Ponderación</b>	0,4	0,3	0,3	1
<b>Concepto 1</b>	9 / 3,6	8 / 4	7 / 2,1	9,8
<b>Concepto 2</b>	7 / 2,8	4 / 2	7 / 2,1	6,9

Tabla 4.- Matriz de selección el sistema de suspensión

Debido a que en el medio local el acero estructural en tubería sin costura es menos accesible, se ha elegido como la solución la opción rolada.

### 2.4.3 Ajuste del ángulo de caída.

El ángulo de caída es el que define la superficie de contacto entre los neumáticos y el pavimento en función de los requerimientos. Su importancia radica en que con un ángulo de caída neutro, las ruedas cuentan con mayor superficie de contacto en tramos de pista rectos, y por tanto con mayor tracción.

Concepto 1	Concepto 2
	

Tabla 5.- Concepto de solución para del ajuste de ángulo de caída

Concepto 1.- Ajuste por medio de rótulas uni-ball.

Concepto 2.- Ajuste por medio de láminas metálicas.

	Costo	Ajuste	Desempeño	Total
<b>Ponderación</b>	0,35	0,35	0,30	1
<b>Concepto 1</b>	<del>8</del> 2,8	<del>5</del> 1,75	<del>9</del> 2,7	7,25
<b>Concepto 2</b>	<del>5</del> 1,7	<del>7</del> 2,45	<del>9</del> 2,7	6,9

Tabla 6.- Matriz de selección para del ajuste de ángulo de caída

Del análisis anterior se decide que la mejor solución para el ajuste del ángulo de caída debe ser por medio de rótulas uni-ball, debido a que abarca una configuración con menor costo principalmente.

### 2.4.4 Concepto de solución para el proceso predominante en la construcción de las manguetas.

Para decidir el proceso de manufactura para construir las manguetas se consideran los procesos tradicionales que se usan en la industria profesional automotriz, descartando la complejidad y eligiendo propuestas viables. Aquí se plantean 3 procesos.

Concepto 1: Maquinado completo CNC.

Concepto 2: Uniones mediante soldadura.

Concepto 3: Fundición.

	<i>Acabado</i>	<i>Costo</i>	<i>Disponibilidad</i>	<i>Total</i>
<b>Ponderación</b>	0,3	0,4	0,3	1
<b>Concepto 1</b>	7 / 2,1	4 / 1,6	6 / 1,8	5,5
<b>Concepto 2</b>	6 / 1,8	7 / 2,8	6 / 1,8	6,4
<b>Concepto 3</b>	5 / 1,5	5 / 2,0	5 / 1,5	5,0

Tabla 7.- Matriz de selección para del ajuste de ángulo de caída

De las opciones planteadas, se selecciona la soldadura, principalmente por su bajo costo, además de no presentar mucho desperdicio de material, como en el caso del mecanizado. La soldadura en cuestión está en función del tipo de material seleccionado a continuación.

#### 2.4.5 Concepto de solución para el material para la elaboración de la mangueta

Para la fabricación de la pieza considera las fuerzas sometidas que provocan deformaciones y esfuerzos, para ello se debe seleccionar un material que sea resistente. En la siguiente tabla se muestran algunos de los materiales más empleados:

Concepto 1: Acero estructural ASTM A-36.

Concepto 2: Acero AISI 1018.

Concepto 3: Acero ASSAB 705M.

Concepto4: Aluminio 6061.

	<i>Soldabilidad</i>	<i>Maquinabilidad</i>	<i>Costo</i>	<i>Disponibilidad</i>	<i>Total</i>
<b>Ponderación</b>	0,3	0,15	0,3	0,25	1
<b>Concepto 1</b>	7 / 2,1	8 / 1,2	8 / 2,4	8 / 2	7,7
<b>Concepto 2</b>	7 / 2,1	8 / 1,2	7 / 2,1	8 / 2	7,4
<b>Concepto 3</b>	5 / 1,5	6 / 0,9	6 / 1,8	7 / 1,75	6,0
<b>Concepto 4</b>	3 / 0,9	6 / 0,9	2 / 0,6	1 / 0,25	2,7

Tabla 8.- Matriz de selección para del ajuste de ángulo de caída

La opción mejor valorada en la matriz de selección anterior, es la utilización del acero estructural ASTM-A36, debido a su soldabilidad, bajo costo y acceso en el mercado local. Además en el momento de soldar se puede usar el proceso SMAW o TIG sin complicaciones.

## 2.5 Diseño de forma de manguetas delantera y posterior

Se empieza a bosquejar una geometría en 3D, con la ayuda del software SolidWorks® versión 2009, empezando por una especie de prisma rectangular hueco.

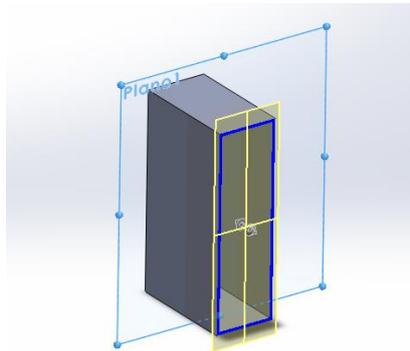


Figura 17.- Modelado inicial para la geometría de la mangueta

Debido a la existencia del ángulo de avance, así como el de cota, la geometría obliga a colocar inclinaciones entre los puntos de unión con los brazos, observando siempre desde una perspectiva lateral y frontal al vehículo.

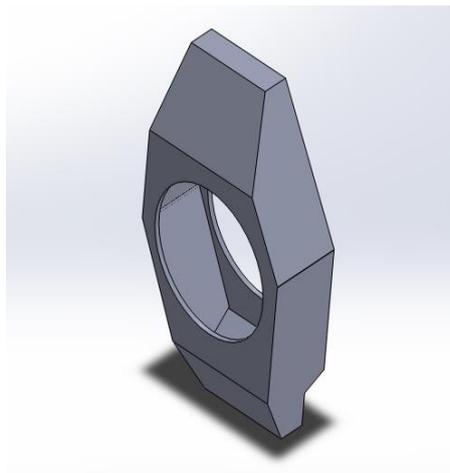


Figura 18.- Variaciones por medio de cortes del prisma inicial

## 2.6 Diseño de forma brazos de suspensión

Para los brazos de suspensión, en un inicio se puede pensar en algo como el modelo original.



Figura 19.- Brazo de suspensión delantero superior

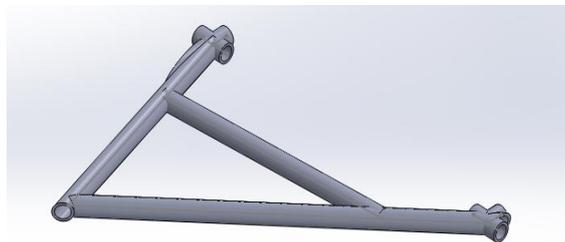


Figura 20.- Brazo de suspensión posterior inferior tipo deformable,

En síntesis, esta sección permitió elegir el sistema de suspensión tipo paralelo deformable, que cuenta con brazos de tubos de acero rolado, manguetas realizadas a base de cortes y soldadura en acero estructural. Además se seleccionó rótulas uni-ball.

## 2.7 Análisis cinemático y dinámico en Manguetas.

Se procede a tomar en cuenta valores muy frecuentemente utilizados en los vehículos de este tipo de competencia, y se cita en la referencia [3]. Se selecciona un ancho de vía delantero de unos 1400 mm, y ligeramente uno posterior menor. Esto permite una superior adherencia de los neumáticos posteriores al terminar una curva y mejor maniobrabilidad.

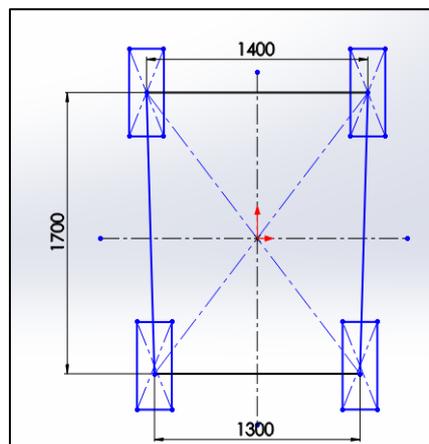


Figura 21.- Anchos de vía y Batalla asumidos

Se procede a analizar Ackerman, como sigue, obteniendo un ángulo de 22°.

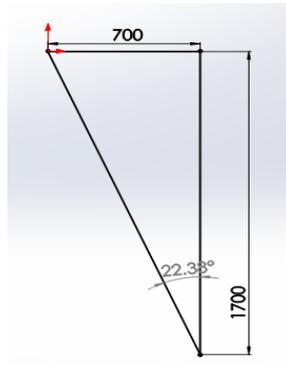


Figura 22.- Condición Ackerman

Para que el vehículo sufra una menor transferencia de cargas dinámicas, es recomendable que su centro de gravedad sea el más bajo posible. Debido a que este valor está en función de la configuración total del vehículo, se asume una altura de 330 mm sobre el piso. Otra asunción es la concentración de peso en el eje posterior del 60% de la masa total de 450 kg, debido a que allí se encuentra el motor. El peso promedio del vehículo es obtenido de la sugerencia FIA.

$$m_t = 450 \text{ kg}$$

$$m_a = 180 \text{ kg}$$

$$m_b = 270 \text{ kg}$$

Dónde:

$m_t$ : Masa total del vehículo y un pasajero

$m_a$ : Masa concentrada en el eje delantero

$m_b$ : Masa concentrada en el eje posterior

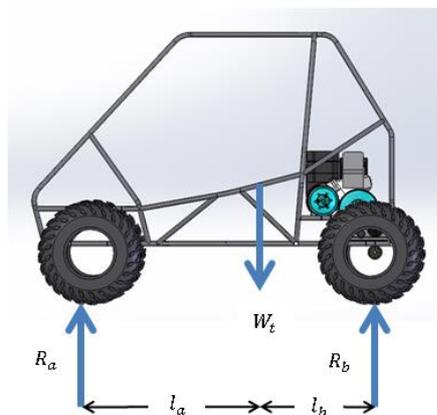


Figura 23.- Diagrama de cuerpo libre vehículo estático

$$\begin{aligned}\Sigma M_a &= 0 \\ 450(l_a) &= (270)(1.6) \\ l_a &= 0.96 \text{ m}\end{aligned}$$

$$\Rightarrow l_b = 0.64 \text{ m}$$

Para averiguar hasta qué magnitud llegan las fuerzas máximas, el análisis se centra en tres eventos:

- Desaceleración/Aceleración brusca
- El paso por una curva cerrada
- El paso por un obstáculo

### 2.7.1 Desaceleración brusca

Por condiciones de seguridad es siempre más probable una frenada brusca para evitar choques, que una aceleración brusca, por lo que se analiza la desaceleración. El reglamento cita una velocidad promedio en ruta recta que va desde 48 a 57 km/h, con velocidad máxima de 105 km/h. Se considera un tiempo  $t$  de detenimiento.

$$\begin{aligned}V_o &= 105 \text{ km/h} \\ t &= 3 \text{ s}\end{aligned}$$

Y se obtiene:

$$a = -\frac{V_o}{t} = -11.11 \text{ m/s}^2$$

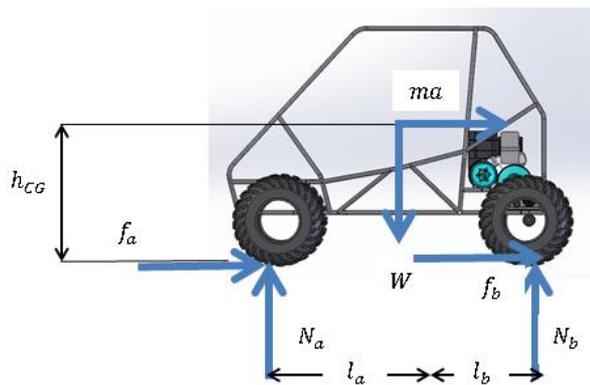


Figura 24.- Diagrama de cuerpo libre vehículo frenando

$$\begin{aligned}\curvearrowleft \Sigma M_a &= 0 \\ \Delta W_L * l &= W_T * a * h_{CG} \\ \Delta W_L &= \frac{W * a * h_{CG}}{l} \quad (1)\end{aligned}$$

Dónde:

$\Delta W_L$  : Incremento de peso en el eje delantero

$l$  : Batalla

$W_T$  : Peso total del vehículo

$a$  : Aceleración lineal

$h_{CG}$  : Altura del centro de gravedad del vehículo.

Reemplazando:

$$\begin{aligned}l &= 1.6 \text{ m} \\W_T &= 3920 \text{ N} \\a &= 11.11 \text{ m/s}^2 \\h_{CG} &= 0.33 \text{ m} \\&\Rightarrow 802.08 \text{ N}\end{aligned}$$

Lo que significa que en un el neumático delantero se concentran 1185.1 N, y en otro posterior 774.9 N.

$$\begin{aligned}N_a &= 1185.1 \text{ N} \\N_b &= 774.9 \text{ N}\end{aligned}$$

También se genera una carga de torsión debido a la fuerza de frenado. Normalmente para cálculos en este tipo de vehículos se usa  $\mu = 1.2$ [4].

$$\begin{aligned}f &= \mu N \quad (2) \\f_a &= 1777.56 \text{ N} \\f_b &= 1162.44 \text{ N}\end{aligned}$$

Si el radio del neumático se toma de 533 mm, se estima la carga torsional delantera y posterior:

$$\begin{aligned}T_a &= f_a * R_n = 533.34 \text{ Nm} \\T_b &= f_b * R_n = 348.77 \text{ Nm}\end{aligned}$$

## 2.7.2 Paso por una curva

Al pasar por una curva de radio finito  $\rho$ , existe una transmisión de cargas lateral desde la llanta interior (respecto a la curva) hacia la exterior. Del reglamento 2015 de la fórmula SAE, se sabe que en el evento auto-cross [1] se recomiendan velocidades de entre 40 y 48 km/h, y que la curva mínima por recorrer a dichas velocidades ronda los 13 m.

$$\begin{aligned}V &= 48 \text{ Km/h} \\ \rho_{\min} &= 13 \text{ m}\end{aligned}$$

Se procede entonces a calcular la aceleración normal y la fuerza centrípeta:

$$a_c = \frac{V^2}{\rho} = 13.68 \text{ m/s}^2$$

$$F_c = 5540.1 \text{ N}$$

Se realiza un análisis estático del diagrama mostrado:

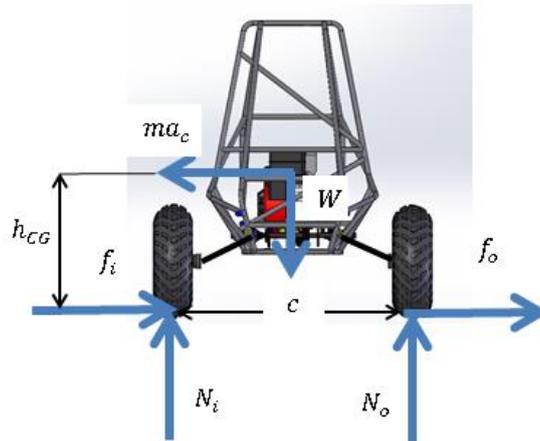


Figura 25.- Diagrama de cuerpo libre del vehículo al pasar por una curva

$$\curvearrowright \Sigma M_o = 0$$

$$\Delta W_o * c = W_a \left( \frac{c}{2} \right) + W_a * a_c * h_{CG} = 0$$

$$\Delta W_{oa} = \frac{W_a}{2} + \frac{W_a * a_c * h_{CG}}{c_a} \quad (3)$$

Dónde:

$\Delta W_{oa}$ : Incremento de peso en la rueda exterior delantera

$W_a$ : Peso del eje delantero

$a_c$ : Aceleración centrípeta

$h_{CG}$ : Altura del centro de gravedad.

$c_a$ : Ancho de vía delantero

Se reemplazan los siguientes valores:

$$W_a = 1764 \text{ N}$$

$$a_c = 13.68 \text{ m/s}^2$$

$$h_{CG} = 0.33 \text{ m}$$

$$c_a = 1.4 \text{ m}$$

$$\Rightarrow \Delta W_{oa} = 1462.22 \text{ N}$$

Lo cual significa que la llanta delantera exterior pesa 1613.11 N, mientras la interior 150.89N.

$$N_{oa} = 1613.11 \text{ N}$$

$$N_{ia} = 150.89 \text{ N}$$

Considerando que el ancho de vía es distinto atrás, se reescribe:

$$\Delta W_{ob} = \frac{W_b}{2} + \frac{W_b * a_c * h_{CG}}{c_b} \quad (4)$$

Dónde:

$\Delta W_{ob}$ : Incremento de peso en la rueda exterior posterior

$W_b$ : Peso del eje posterior

$a_c$ : Aceleración centrípeta

$h_{CG}$ : Altura del centro de gravedad.

$c_b$ : Ancho de vía posterior

Reemplazando:

$$W_b = 2352 \text{ N}$$

$$a_c = 13.68 \text{ m/s}^2$$

$$h_{CG} = 0.33 \text{ m}$$

$$c_b = 1.3 \text{ m}$$

$$\Rightarrow \Delta W_{ob} = 2260.28 \text{ N}$$

Lo que significa que la llanta exterior posterior pesa 2453.14 N, y la interior 192.86 N.

$$N_{ob} = 2453.14 \text{ N}$$

$$N_{ib} = 192.86 \text{ N}$$

### 2.7.3 Paso por un obstáculo

Para el análisis adicional del paso del vehículo por un obstáculo, se asume un modelo simplificado. Como primer punto, se considera al obstáculo de forma triangular con un ángulo  $\theta$  respecto a la horizontal y con una altura de 20 cm.

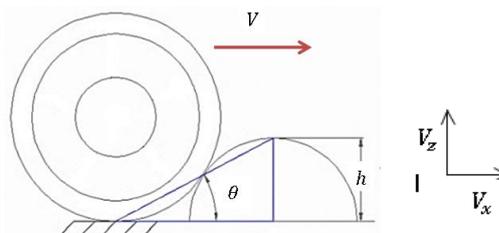


Figura 26.- Representación pasó por un obstáculo

Por otro lado, se toma una velocidad media de 50 km/h y un ángulo de 30°, para poder obtener la velocidad vertical al llegar al punto máximo del obstáculo.

$$\begin{aligned}\theta &= 30^\circ \\ h &= 0.2 \text{ m} \\ V &= 50 \text{ km/h} \\ V_z &= V_x \tan(\theta) = 8.01 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Si al inicio no existe componente vertical de la velocidad, se puede simplificar la ecuación de cinemática siguiente:

$$\begin{aligned}V_{fz}^2 &= V_{oz}^2 + 2z\Delta z \\ a_z &= \frac{V_{fz}^2}{2\Delta z} = 160.56 \text{ m/s}^2\end{aligned}$$

Para estimar la fuerza vertical neta, se debe considerar que el eje delantero que es quien recibe el impacto a 50 km/h, concentra el 40% del peso total, dividimos por dos para obtener la fuerza vertical en una rueda.

$$F_v = 0.2 * m_{total} * a_z = 5780.02 \text{ N}$$

En el caso de cambiar la dirección de las ruedas, se generan fuerzas en las direcciones mostradas en el diagrama de abajo. Una vista superior permite plantear una suma de fuerzas en la dirección y, junto a una suma de momentos en el centro de gravedad se puede escribir:

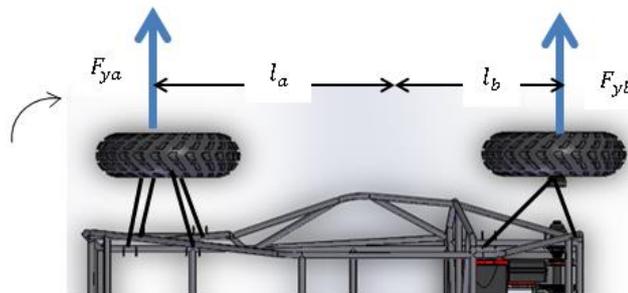


Figura 27.- Diagrama de las fuerzas de dirección

$$\begin{aligned}\Sigma F_y &= F_{ya} + F_{yb} = ma_c \\ \Sigma M_{CG} &= 0 \\ -F_{ya}l_a + F_{yb}l_b &= 0 \Rightarrow F_{ya} = F_{yb} \left( \frac{l_b}{l_a} \right) \quad (5)\end{aligned}$$

Se combinan las ecuaciones anteriores y se toma una velocidad de 10 km/h, con un radio de curvatura de 7.5 m que es el mínimo que aparece en el evento 'Skid-Pad' [1]. Se obtiene:

$$F_{yb} = m_T \frac{V^2}{\rho_{\min}} \left( \frac{l_b}{l} \right) \quad (6)$$

Dónde:

$F_{ya}$ : Fuerza en dirección 'y' del eje delantero

$F_{yb}$ : Fuerza en dirección 'y' del eje posterior

$m_T$ : Masa total del vehículo

$V$ : Velocidad lineal del vehículo

$\rho_{\min}$ : Radio máximo de curva

$l_a$ : Distancia del eje delantero al centro de gravedad.

$l_b$ : Distancia del eje posterior al centro de gravedad.

$l$ : Batalla

Reemplazando los siguientes valores:

$$\begin{aligned} m_T &= 450 \text{ Kg} \\ V &= 10 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 2.78 \text{ m/s} \\ \rho_{\max} &= 7.5 \text{ m} \\ l_a &= 0.96 \text{ m} \\ l_b &= 0.64 \text{ m} \\ l &= 1.6 \text{ m} \end{aligned}$$

Se obtiene:

$$\begin{aligned} F_{ya} &= 277.78 \text{ N} \\ F_{yb} &= 416.67 \text{ N} \end{aligned}$$

## 2.8 Análisis cinemático en brazos de suspensión

Para determinar la posición de los brazos de suspensión se debe descomponer la geometría tridimensional en tres planos, aunque para simplificar el análisis se suele tomar en cuenta uno o dos planos.

Se debe asumir que los brazos superiores son más largos a los inferiores con el objetivo de que la tasa de cambio de caída sea positiva. Aquí entran en juego las uniones dadas por parte de la geometría del chasis tanto delantero como posterior.

Uno de los criterios en la disposición de los brazos es mantener el centro de balanceo lo más bajo posible en el eje delantero. En este caso, se analiza la siguiente disposición, que deja un centro de balanceo de 38.95 mm.

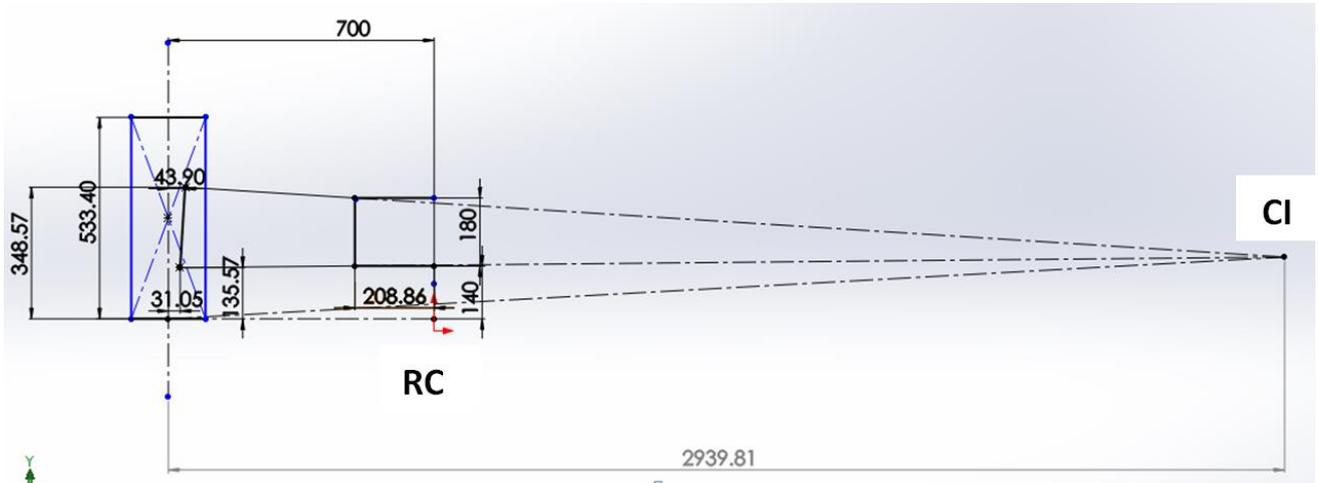


Figura 28.- Centro Instantáneo (CI) y Centro de Balanceo (RC) delantero

Se observa que el centro instantáneo de rotación está alejado del eje que corta al neumático en 2.9 metros. En el caso del sistema posterior, se busca que el centro de balanceo esté lo más elevado posible. Esta diferencia entre los puntos RC delantero y posterior, además de la unión de varios puntos transversales al vehículo, constituyen lo que se conoce como eje de balanceo, que generalmente no pasa por el centro de gravedad. Para la configuración posterior, se tiene:

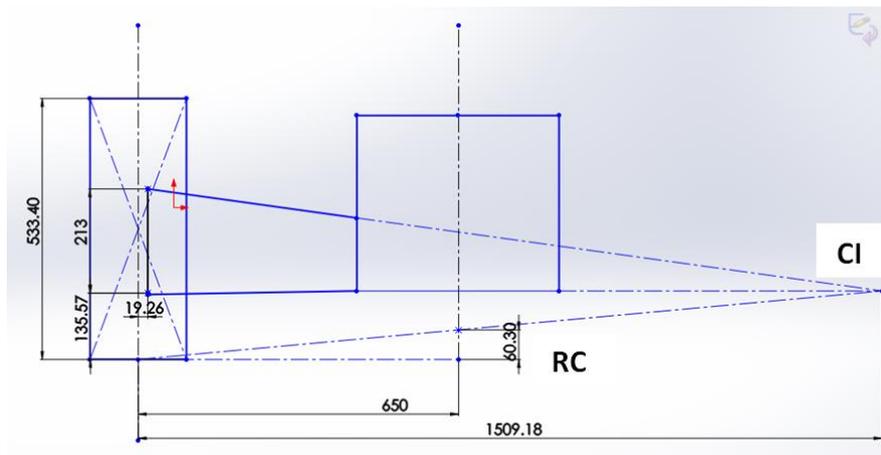


Figura 29.- Centro Instantáneo (CI) y Centro de Balanceo (RC) posterior

En esta ocasión, se observa que el centro instantáneo de rotación está alejado del plano de la llanta por 1.5 metros, mientras el centro de balanceo posterior mide 60.3 mm. Se determina la tasa de cambio de ángulo de caída.

$$Tasa_c = \text{arc tan} \left( \frac{1}{d} \right) \quad (7)$$

Dónde:

$Tasa_c$ : es la tasa de cambio del ángulo de caída.

$d$ : es la distancia horizontal del centro instantáneo.

Obteniéndose para el caso delantero:

$$Tasa_{ca} = \text{arc tan} \left( \frac{1}{2939.81} \right) = 0.019^\circ/mm = 0.5^\circ/in$$

Y el posterior:

$$Tasa_{cb} = \text{arc tan} \left( \frac{1}{1509.18} \right) = 0.038^\circ/mm = 0.96^\circ/in$$

Esto indica que si el recorrido del neumático es de 50.8 mm, el mínimo indicado por el reglamento, el cambio total de la caída delantera en la rueda sería de  $0.97^\circ$ . Para el caso posterior se tendrían  $1.93^\circ$ . Es decir que a una caída estática de  $2^\circ$  queda garantizado que la caída siempre sea negativa tanto delantera como posteriormente.

## 2.9 Simulación estática y de fatiga de los componentes usando software CAE

Se obtienen una fuerza vertical máxima, y una fuerza lateral máxima. Para la primer resultante, se suma la mayor fuerza de reacción en el caso de desaceleración violenta, la reacción en la llanta posterior exterior al pasar por una curva, y la reacción vertical obtenida al pasar por un obstáculo. Para la segunda resultante, se considera la fuerza centrípeta directamente. La carga torsional de frenado y la fuerza de dirección también se toman en cuenta para la simulación.

$$F_{vm\acute{a}x} = N_a + N_{bo} + F_v = 7114 \text{ N}$$

$$F_{Lm\acute{a}x} = F_c = 5141 \text{ N}$$

$$T_{fm\acute{a}x} = T_{fa} = 534 \text{ Nm}$$

$$F_d = 417 \text{ N}$$

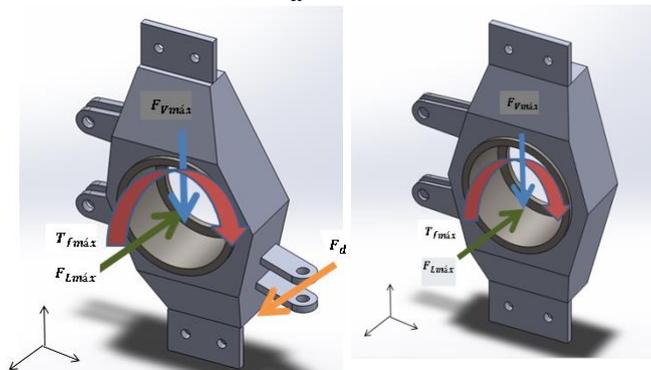


Figura 30.- DCL sobre mangueta delantera y posterior

### 2.9.1 Mangueta Delantera

Para obtener los esfuerzos y deformaciones del modelo propuesto se emplea el software ANSYS® versión 14.0. En general se deben seguir cuatro etapas:

- Exportación del modelo CAD
- Generación del mallado
- Aplicación de restricciones y cargas
- Obtención de resultados.

Se aplica material acero ASTM A-36 para el cuerpo hecho a través de chapas metálicas, y en el buje del interior se aplicó acero de transmisión. El mallado por defecto fue de 40%, y debido a que arriba de 60% generalmente se considera un mallado fino, en este caso se llegó hasta 80%.

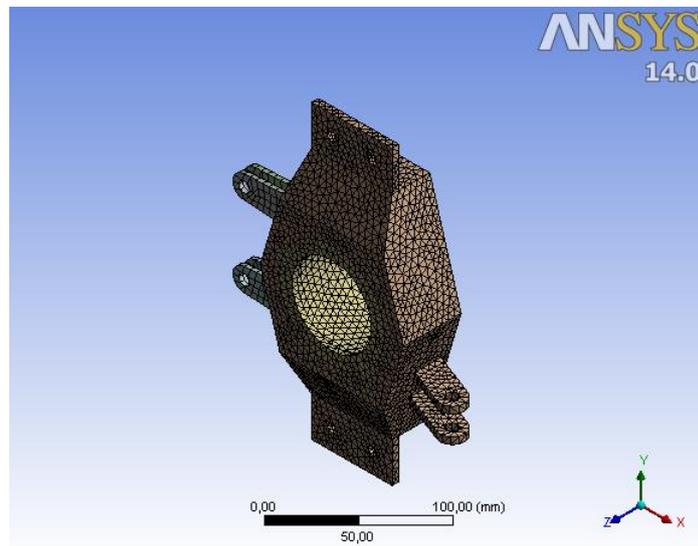


Figura 31.- Mallado de la mangueta delantera.

El siguiente paso es el de aplicar las condiciones de frontera junto con las fuerzas obtenidas. Se ha asumido un 'fixed support' en la parte superior y otra en la inferior para restringir un grado de libertad. Para los agujeros superiores e inferiores se ha tomado un 'cylindrical support' restringiendo todos los grados de libertad.

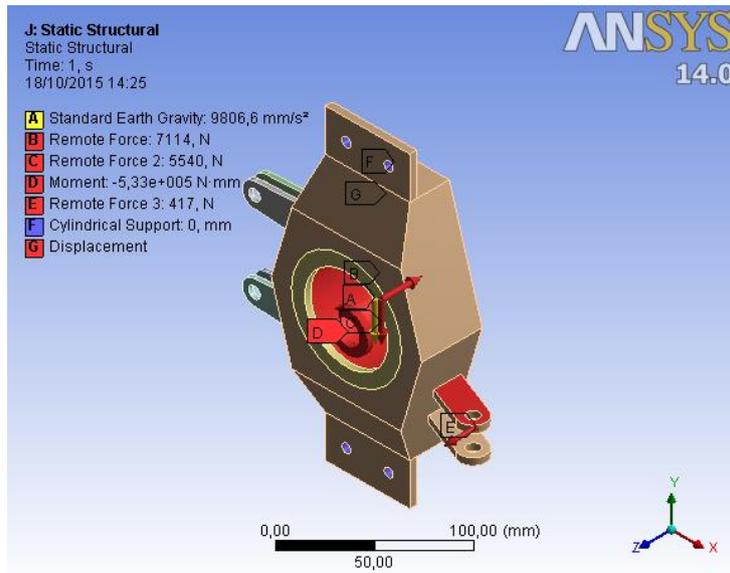


Figura 32.- Cargas aplicadas sobre la mangueta delantera

Se obtiene los valores de esfuerzo equivalente Von-Mises, utilizando la teoría estática para cuerpos formados por material elástico.

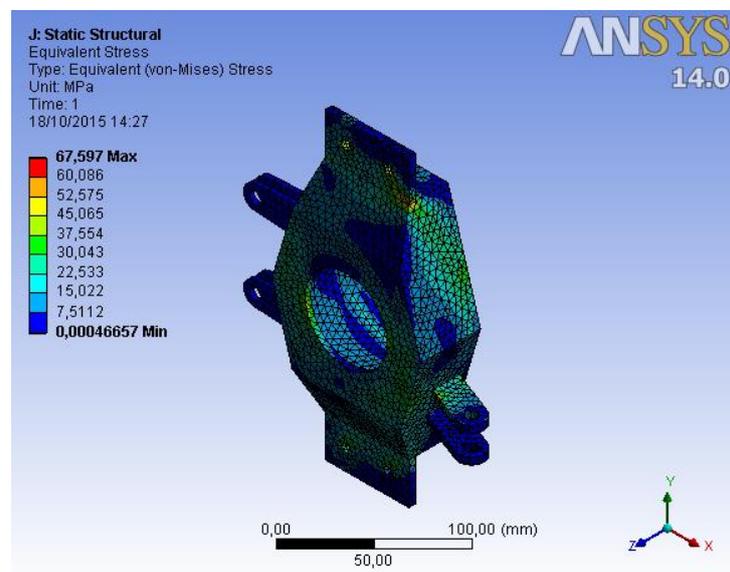


Figura 33.- Esfuerzos equivalentes sobre mangueta delantera

Se observan los valores de deformación obtenidos correspondientes a los valores de carga aplicadas.

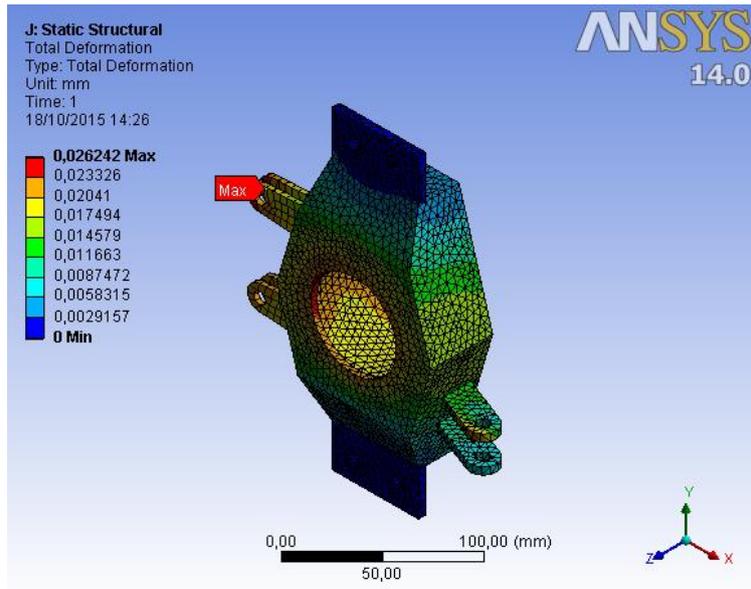


Figura 34.- Deformaciones obtenidas en mangueta delantera

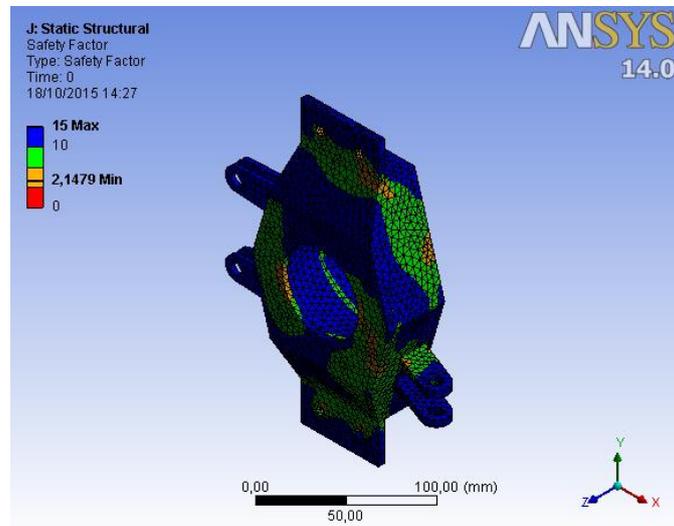


Figura 35.- Factor de seguridad de la mangueta delantera en fatiga

La anterior ilustración presenta el valor del factor de seguridad en fatiga, donde se usa el criterio de Goodman Modificado. Ésta es una de las teorías más conservadoras. La siguiente gráfica indica la variación del factor de seguridad estático.

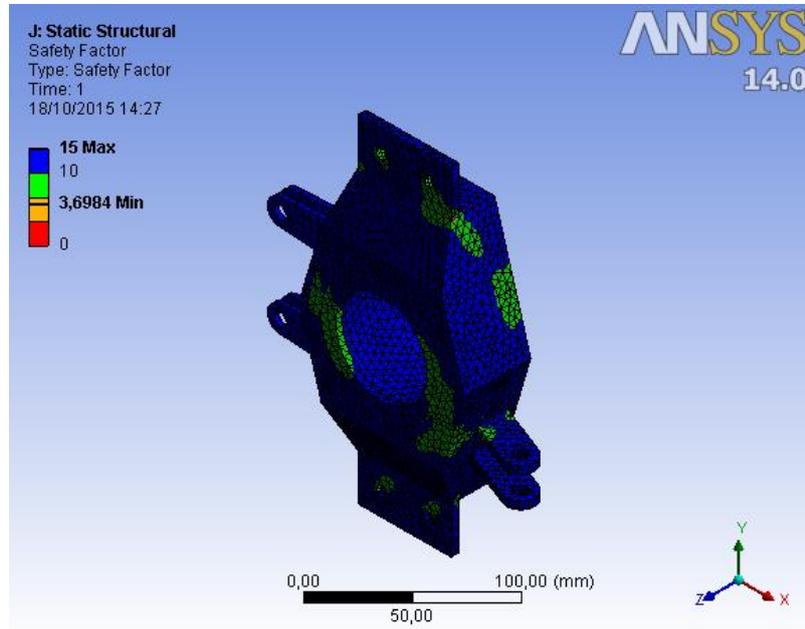


Figura 36.- Factor de seguridad estático de la mangueta delantera

### 2.9.2 Mangueta Posterior

De igual manera se realizó un proceso similar para la mangueta posterior, comenzando por dar el mallado correspondiente para identificar la zona de mayor esfuerzo, con un 80% de definición.

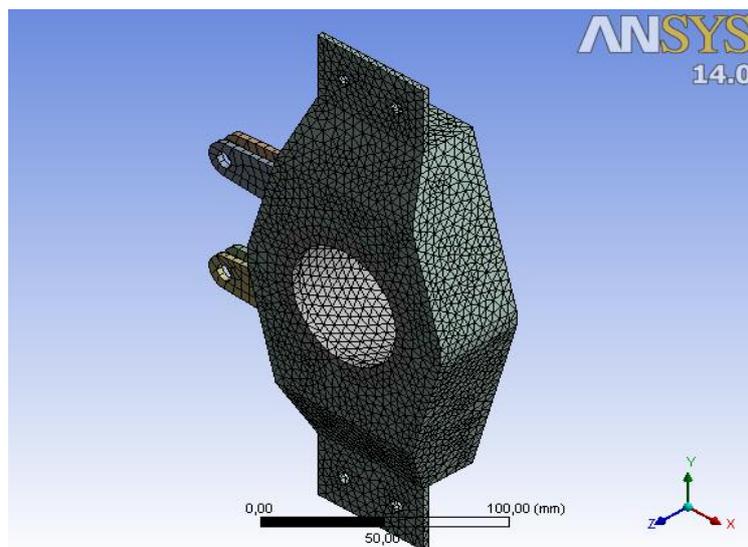


Figura 37.- Mallado de la mangueta posterior

Las condiciones utilizadas son las mismas que en el caso anterior, dado que son una combinación de las peores condiciones. Debido a la ausencia del sistema de dirección en la suspensión posterior, se excluye dicha fuerza.

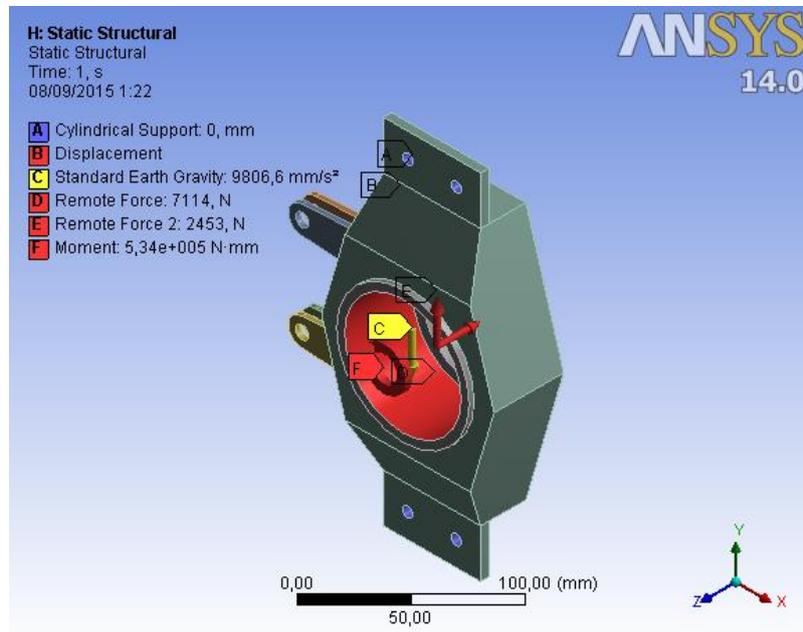


Figura 38.- Cargas que actúan en la mangueta posterior

El esfuerzo equivalente varía como explica el criterio de esfuerzos combinados Von Mises.

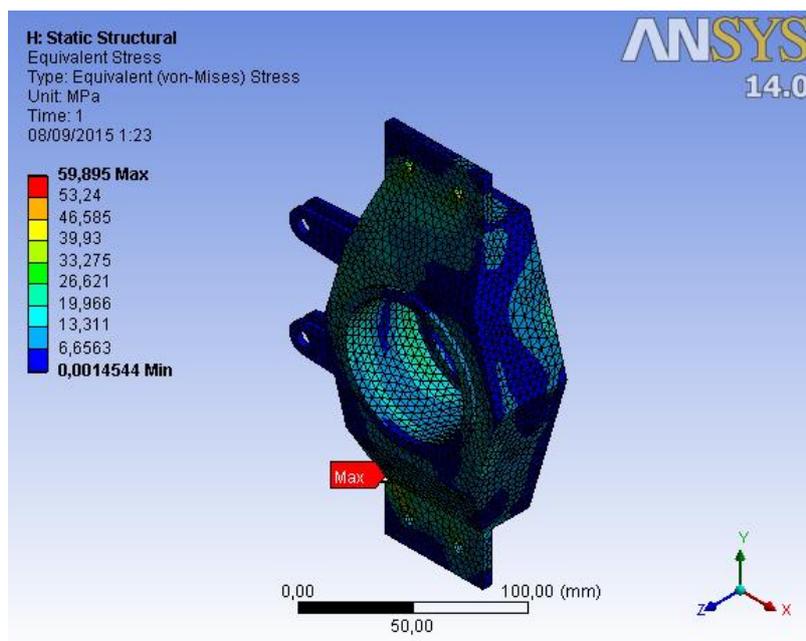


Figura 39.- Esfuerzos de Von Mises en la mangueta posterior.

Se observan los valores de deformación obtenidos a los correspondientes valores de carga aplicadas.

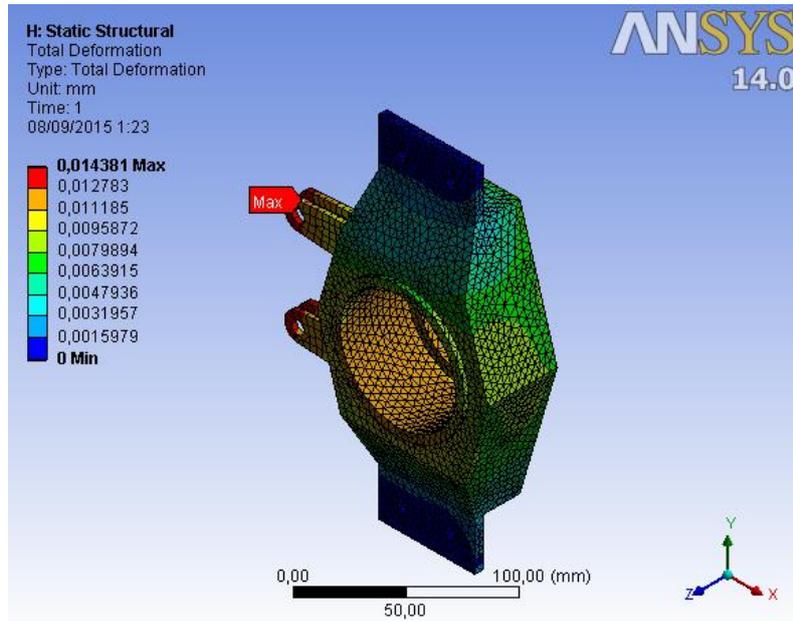


Figura 40 .- Deformación en la mangueta posterior

En la presente imagen, se aprecia la variación del factor de seguridad estático sobre el cuerpo propuesto.

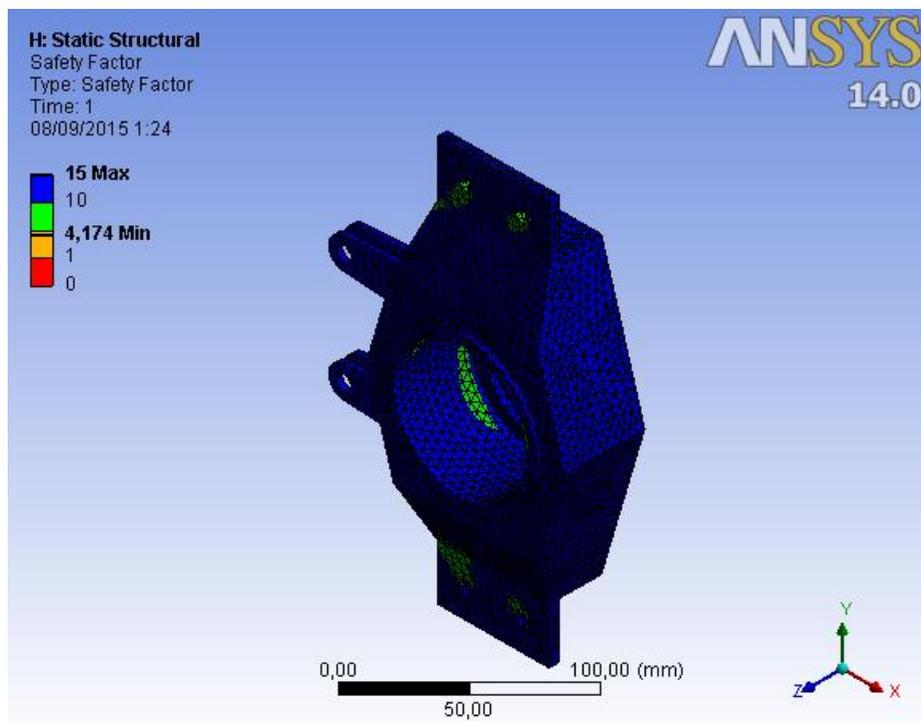


Figura 41- Factor de seguridad estático de la mangueta posterior

Para el análisis en fatiga se utiliza el criterio de Goodman Modificado, así mismo se observa dicha variación.

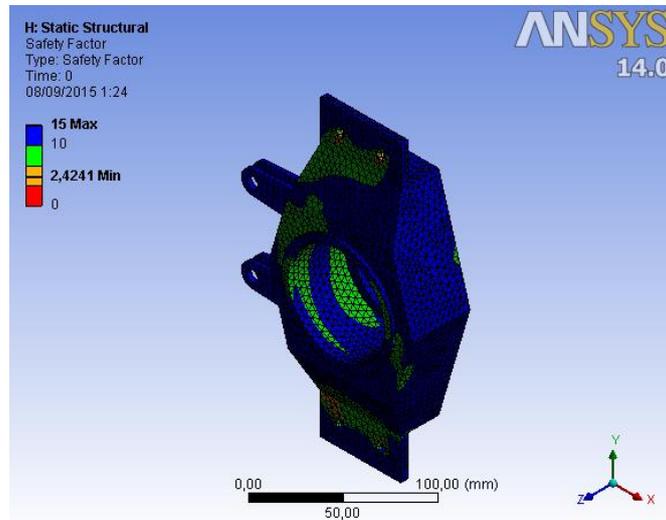


Figura 42.-Factor de seguridad en fatiga de la mangueta posterior.

## 2.10 Determinación de la fuerzas en los brazos de suspensión por medio de SolidWorks® 2009.

Para el análisis de los brazos de suspensión se presenta el siguiente diagrama de fuerzas.

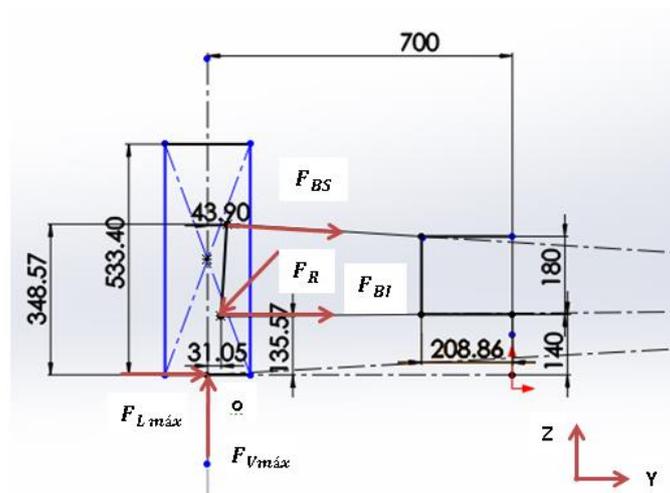


Figura 43.- DCL de la configuración de los brazos de suspensión

Dónde:

$F_{BS}$  : es la fuerza en el brazo superior

$F_{BI}$ : es la fuerza en el brazo inferior

$F_R$  : es la fuerza que viene del elemento que posee la amortiguación.

$F_{Vmáx}$  : es la fuerza vertical máxima.

$F_{Lmáx}$  : es la fuerza lateral máxima.

El análisis estático arroja las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} F_{Lmáx} + F_{BI} \cos(\alpha) - F_R \cos(\beta) + F_{BS} \cos(\lambda) &= \Sigma F_Y = 0 \\ F_{Vmáx} - F_R \sin(\beta) - F_{BS} \sin(\lambda) + F_{BI} \sin(\alpha) &= \Sigma F_Z = 0 \\ \Sigma M_o = 0 &= -F_{BI}(a') + F_r(b') - F_{BS}(d') = 0 \end{aligned}$$

En donde:

$\alpha$ : Ángulo que forma  $F_{BI}$  con el eje horizontal

$\beta$ : Ángulo que forma  $F_R$  respecto al eje horizontal

$\lambda$ : Ángulo que forma  $F_{BS}$  respecto al eje horizontal

$a'$ : Brazo o distancia perpendicular de  $F_{BI}$  respecto al punto o

$b'$ : Brazo o distancia perpendicular de  $F_r$  respecto al punto o

$d'$ : Brazo o distancia perpendicular de  $F_{BS}$  respecto al punto o

Lo cual implicaría un análisis estático con poca precisión, debido a que sólo se asumiría fuerzas en un plano. Para mejorar esta propuesta de solución se utiliza el programa Solidworks® 2009, y se modela el sistema como si fuera una armadura con varios nodos en el espacio, como muestra la siguiente figura.

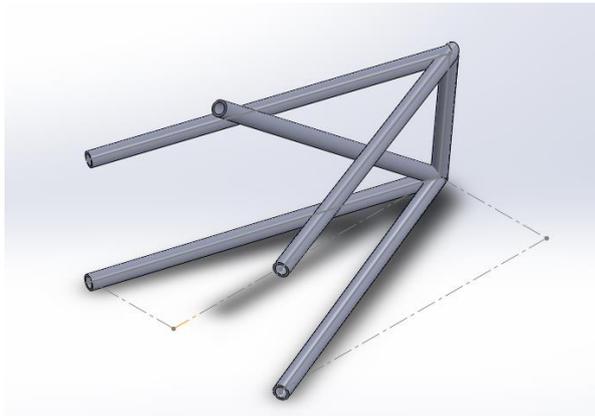


Figura 44.- Representación de los brazos de suspensión delanteros

El proceso es de modo iterativo. Se empieza por valores cercanos a una pulgada de diámetro con distintos espesores, un valor habitualmente usado para la construcción del chasis tubular. Para ello, seleccionamos el material que debe ser de acero estructural rolando, como se definió en la sección de matrices de selección. Tomando la primera opción se aplican condiciones en los puntos de unión al chasis como soportes fijos, y en el punto indicado el valor de las fuerzas vertical máxima y lateral máxima.

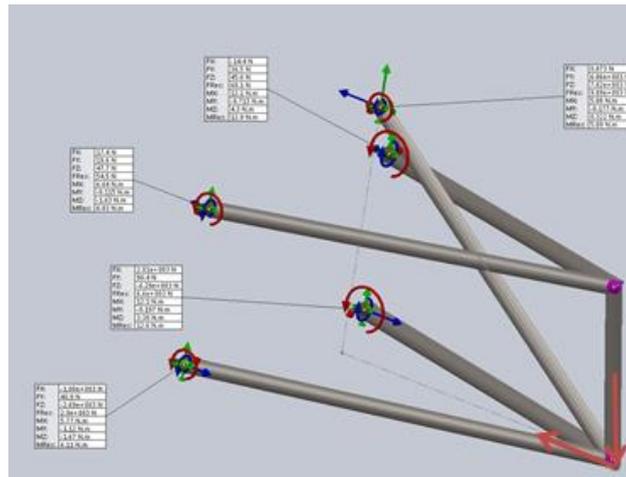


Figura 45.- Ingreso en SolidWorks® 2009 de cargas en la armadura delantera

Obteniéndose en los puntos inferiores los valores de carga axial más relevantes

$$F_{BI1} = 6601 \text{ N}$$

$$F_{BI2} = 2900 \text{ N}$$

Se ejecuta el mismo análisis tomando como fijos los mismos nodos es la parte posterior, y se consideran los más relevantes:

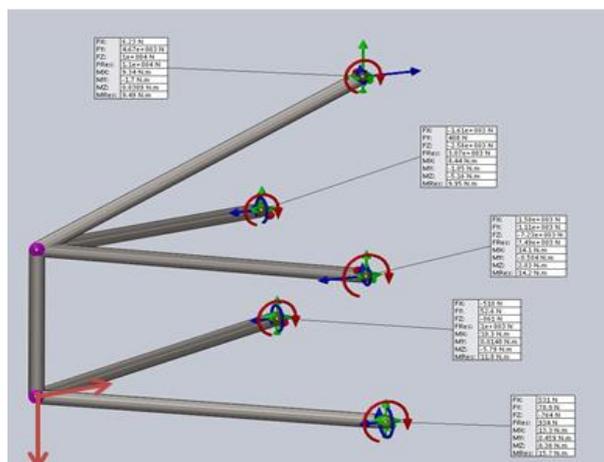


Figura 46.- Ingreso en SolidWorks® 2009 de cargas en armadura posterior

$$F_{BI3} = 3074 \text{ N}$$

$$F_{BI4} = 7050 \text{ N}$$

Como es de esperarse las reacciones máximas se producen en los nodos más cercanos al punto de impacto de fuerza máxima. Para trabajar aún con mayor seguridad se aumenta la fuerza a la carga máxima al recibir un impacto lateral, que según FIA debe ser 2 veces el peso del vehículo y el piloto.

Diámetro tubo (mm)	Espesor (mm)	Área transversal (mm <sup>2</sup> )	Carga Axial (KN)	Esfuerzo Normal (MPa)	FS
15.875	2	87.2	10.8	123.7	2.0
15.875	3	121.3	10.8	88.8	2.8
19.05	2	107.1	10.8	100.6	2.5
19.05	3	151.2	10.8	71.3	3.5
25.4	2	147	10.8	73.3	3.4
25.4	3	211.1	10.8	51	4.9

Tabla 9.- Factor de seguridad en función al diámetro de tubería

Se considera que el análisis puede ser mejorado si se lleva a cabo la simulación de la armadura en el software SolidWorks® 2009, con cada una de las variaciones. El resultado final es la elección de un diámetro de 15.875 mm con un espesor de 2 mm, ya que en la armadura delantera se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 2.5 y en la armadura posterior de 2.1, lo cual es bastante aceptable.

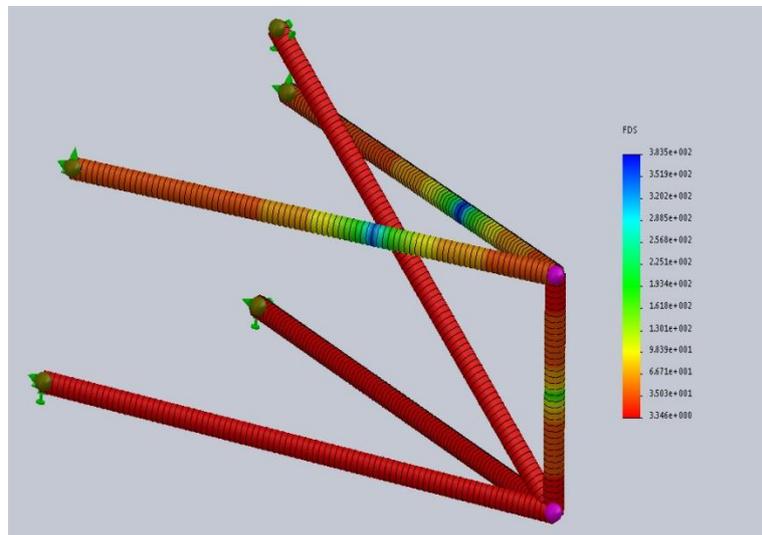


Figura 47.- Factor de seguridad armadura delantera

Además, se obtuvo la deformación máxima de los puntos más críticos, 0.55 mm en la parte delantera, y en la armadura posterior 0.81 mm.

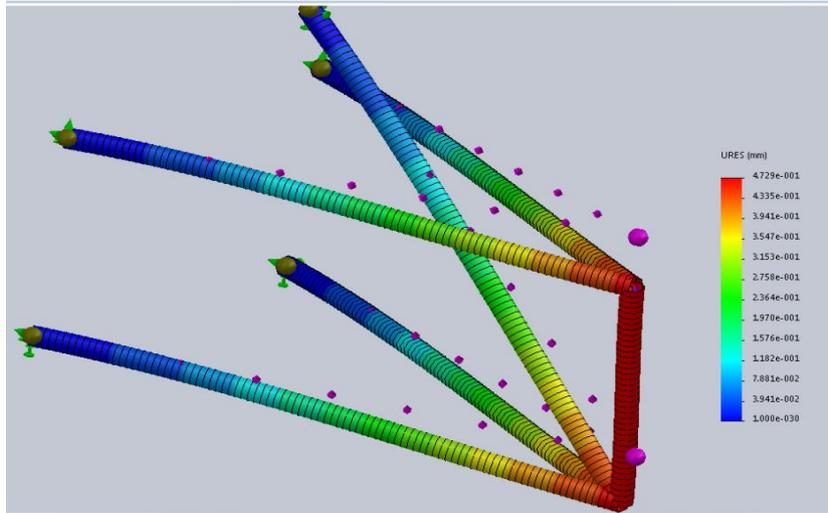


Figura 48.- Deformación armadura delantera

Se ha elegido el diámetro del tubo de acero estirado al frío con costura de diámetro de 15.875 mm y espesor de 2 mm.

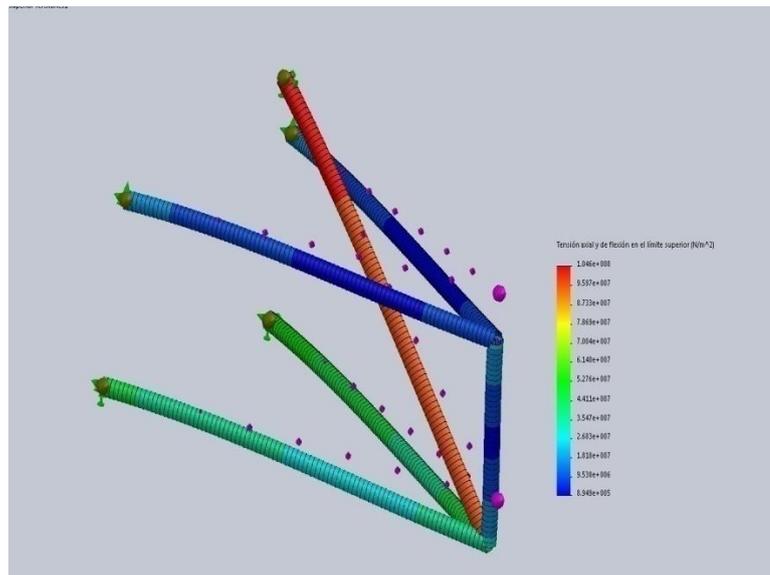


Figura 49.- Simulación de esfuerzos para tubería estructural con costura

# CAPÍTULO 3

## 3.1 Análisis de resultados

Para la Mangueta delantera se presentaron los siguientes resultados:

Se consideró Acero Estructural ASTM A-36 de espesor 5 mm. El máximo esfuerzo de Von Mises desarrollado en la mangueta delantera fue de 68 MPa, el cual no supera el valor máximo de fluencia del acero estructural A-36 con 248 MPa, por lo tanto el cuerpo de la mangueta supera el criterio estático.

La máxima deformación que presenta es de 0.03 mm, la cual ocurre en la oreja superior donde se conecta el pivote de dirección. Debido a que se encuentra en un rango menor que 1 mm se puede tomar este valor como bastante aceptable.

El factor de seguridad estático obtenido fue de 3.7, indicando que las cargas aplicadas a la mangueta podrían incluso hasta duplicarse sin que el elemento llegue a deformarse permanentemente.

El factor de seguridad en fatiga obtenido es de 2.1, y el ciclo de vida supera  $10^6$  ciclos por segundo que es el valor para la familia de los aceros, lo cual indica que el prototipo presenta vida infinita.

Para la mangueta posterior se presentaron los siguientes resultados:

Se considera Acero Estructural ASTM A-36 con espesor 5 mm. El mayor esfuerzo de Von Mises desarrollado en la mangueta es de 60 MPa, el cual se concentra en las uniones con la montadura, pero como no excede el valor de la fluencia del material Acero estructural A-36 se puede corroborar que el prototipo no se deforma permanentemente.

La máxima deformación presente en el cuerpo se observó alrededor de las uniones con el caliper, con un valor de 0.01 mm. Esto se encuentra dentro del 5% del rango permitido, por lo que es un valor poco alarmante.

El factor de seguridad estático obtenido fue de 4, indicando que las cargas aplicadas incluso podrían multiplicarse por un factor de 4 para que finalmente el material se deforme plásticamente.

El factor de seguridad en fatiga obtenido es de 2.4, lo cual indica que el prototipo presenta vida infinita.

Para los brazos de suspensión se presentaron los siguientes resultados:

Todos los brazos de suspensión, presentaron las siguientes características.

Material: Acero Estructural A-36 rolado

Diámetro: 15.875 mm

Espesor: 2 mm

Factor de Seguridad Estático: 2.1

Una vez que se usa un diámetro de 15.875 mm, junto con un espesor de 2 mm, se puede corroborar que los elementos no se deformarían permanentemente.

### 3.2 Proceso de manufactura de los miembros estructurales.

#### 3.2.1 Proceso de corte en Manguetas y en brazos de suspensión.

##### Manqueta delantera

En las siguientes imágenes se procede a mostrar los cortes para realizar la mangueta:

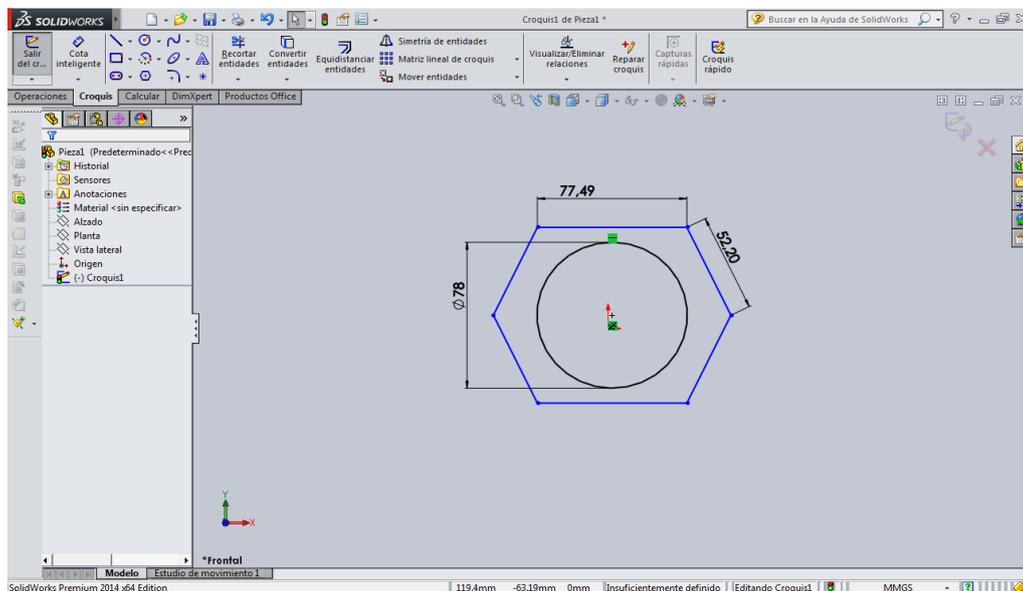


Figura 50.- Corte frontal de la mangueta

Se realiza corte de la mangueta posterior de la mangueta, la línea constante representan corte y la línea segmentada corresponde al doblado. Aquí se muestra el corte posterior:

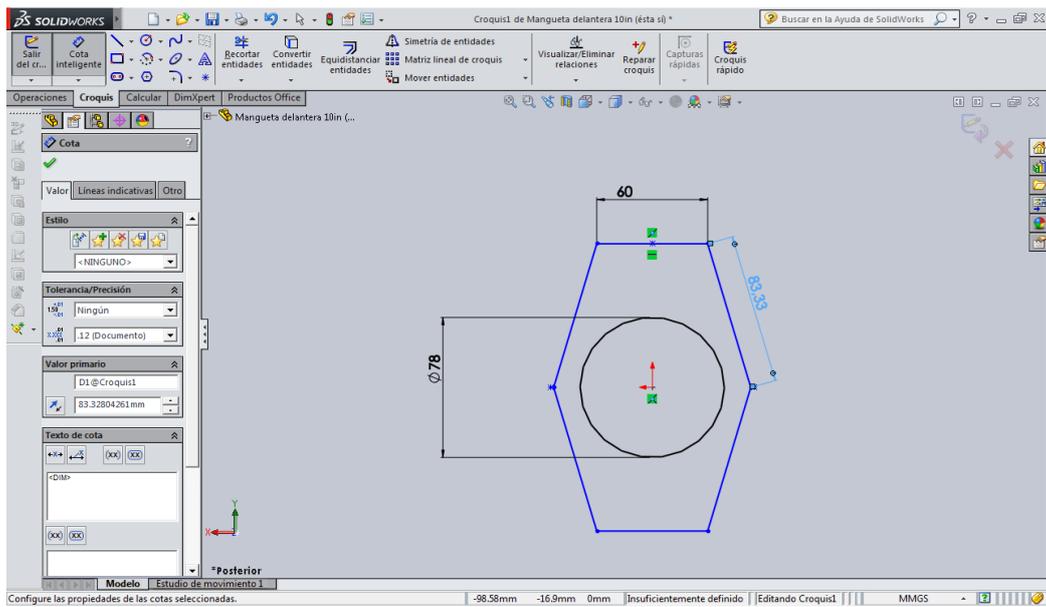


Figura 51.- Corte posterior mangueta

Al igual que el anterior se realizan cuatro cortes de las uniones de la parte delantera y posterior de la mangueta. En la siguiente figura se aprecian los cortes:

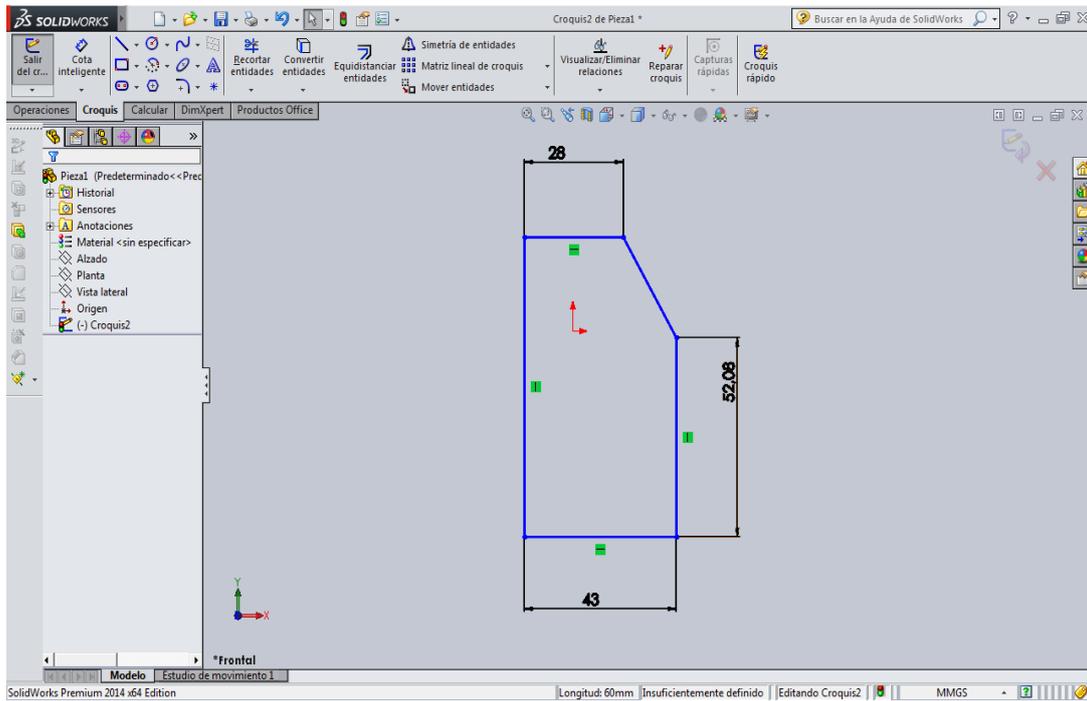


Figura 52.- Unión de mangueta delantera

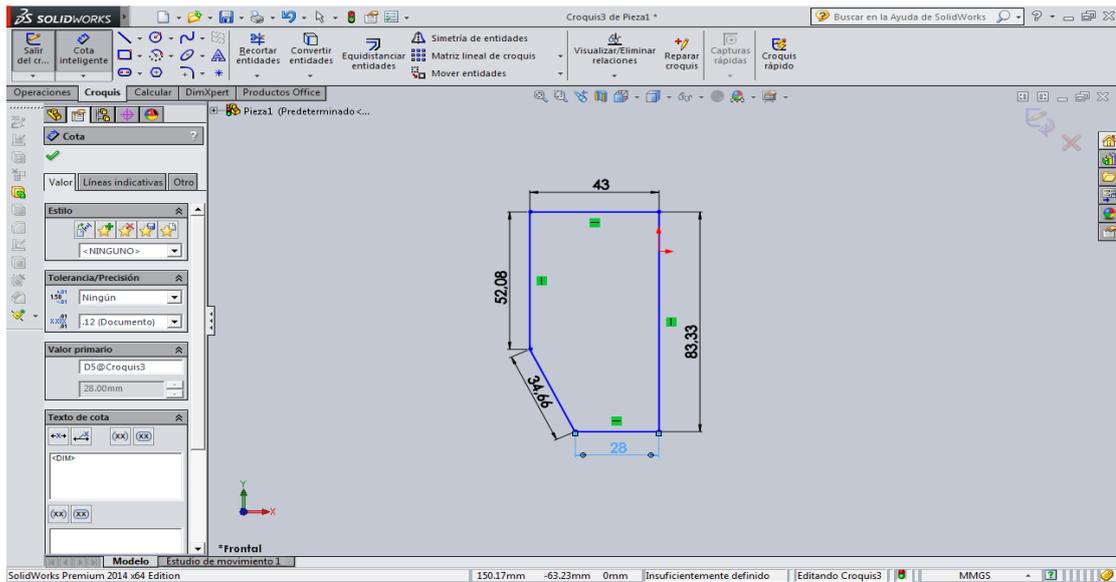


Figura 53.- Unión de mangueta delantera

Se realizan dos cortes, uno para la parte posterior superior y otro para la inferior (presencia de líneas constantes). Los detalles de los cortes superiores se muestran a continuación.

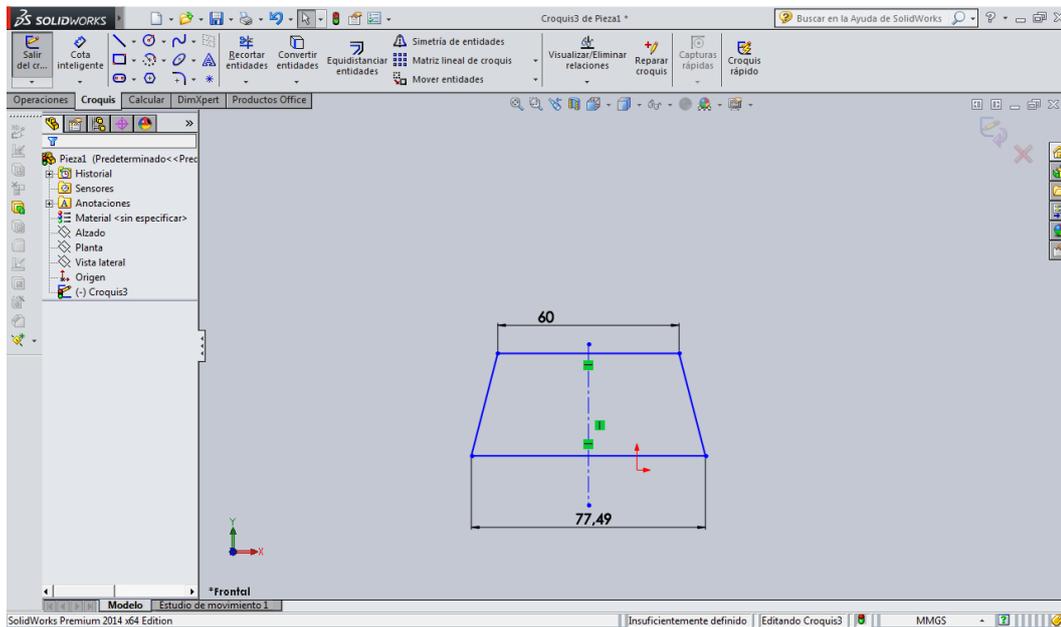


Figura 54.- Corte de unión superior e inferior de mangueta delantera

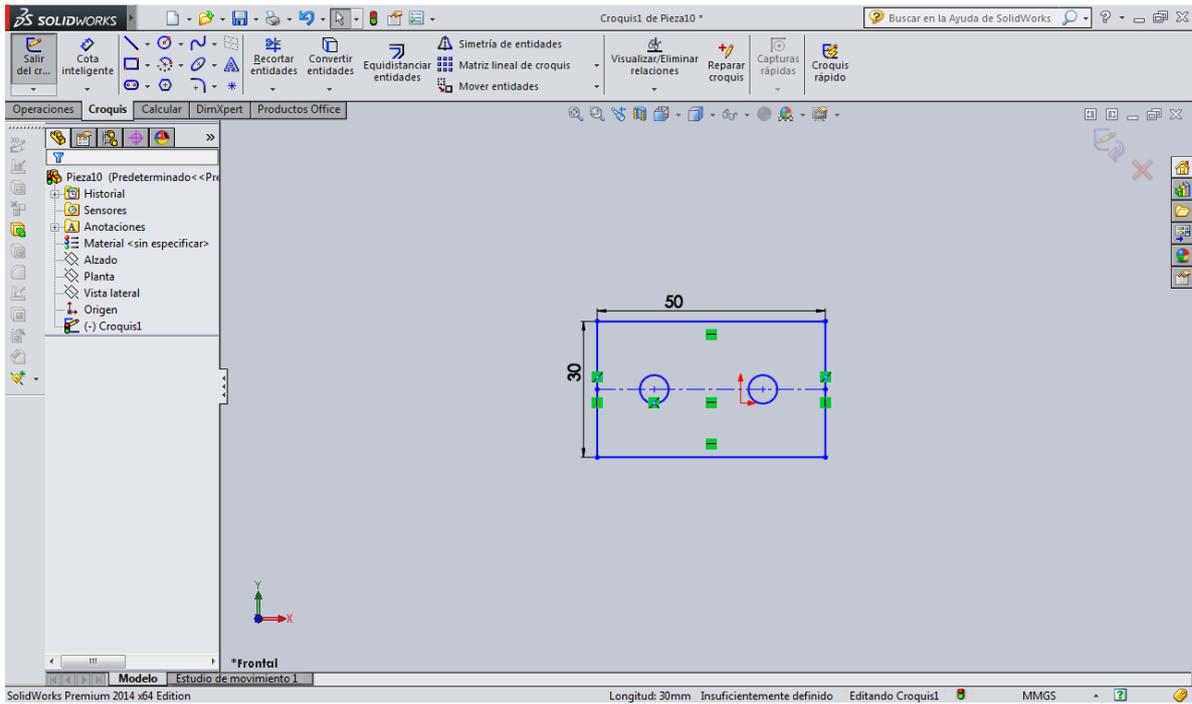


Figura 55.- Corte de unión superior e inferior de mangueta delantera

Se deben realizar dos cortes uno para unir todas las piezas de la parte superior y otro para las piezas de la parte inferior.

### Mangueta posterior

Cortes frontal, posterior y uniones.

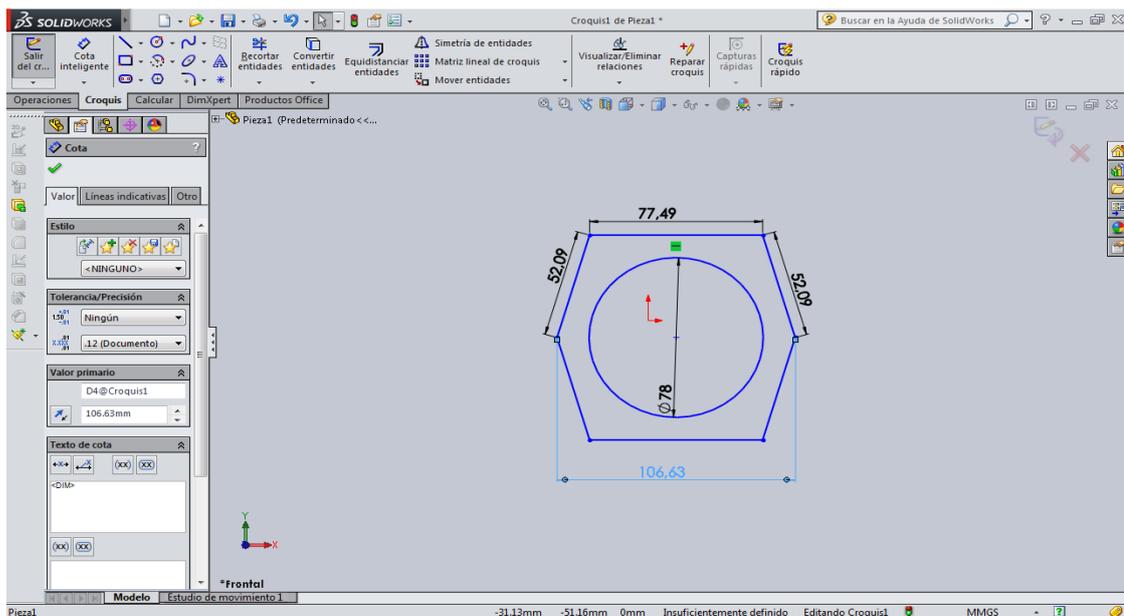


Figura 56.- Cortes frontal de la mangueta

La imagen ilustra el correspondiente a la parte frontal de la mangueta, la que se realiza en la lámina de A36.

### Cortes posterior de la mangueta

En la siguiente imagen se muestra el corte (presencia de líneas constantes) de la parte posterior de la mangueta para el cual se realiza un solo corte, existe la presencia de líneas segmentadas las mismas que corresponden a doblados de dichas secciones.

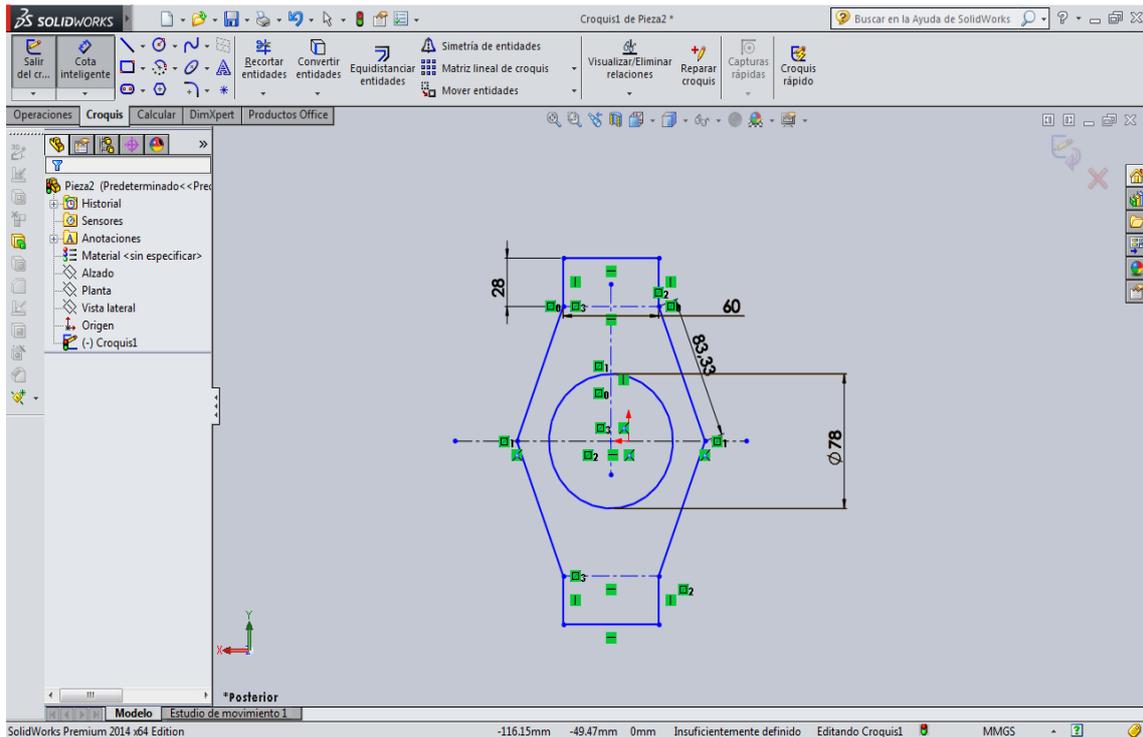


Figura 57.- Corte de secciones de la mangueta posterior

### Cortes de placas de unión superior e inferior

La siguiente imagen representa dos cortes uno para unir todas las piezas de la parte superior y otro para las piezas de la parte inferior.

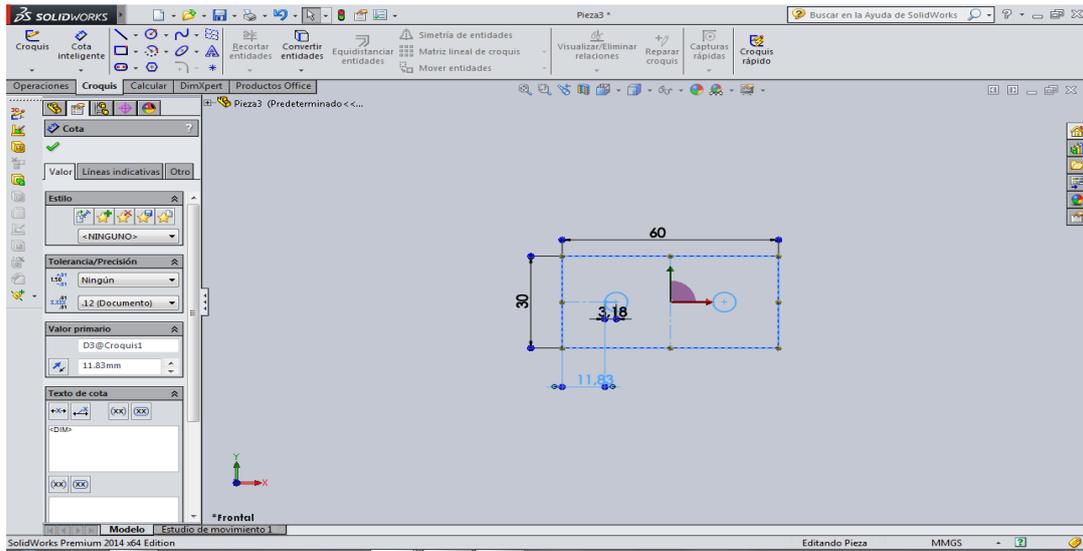


Figura 58.- Corte de unión superior e inferior de mangueta posterior

Las siguientes imágenes representan las uniones laterales y frontales de la mangueta, mediante las cuales se unen el corte frontal y corte posterior.

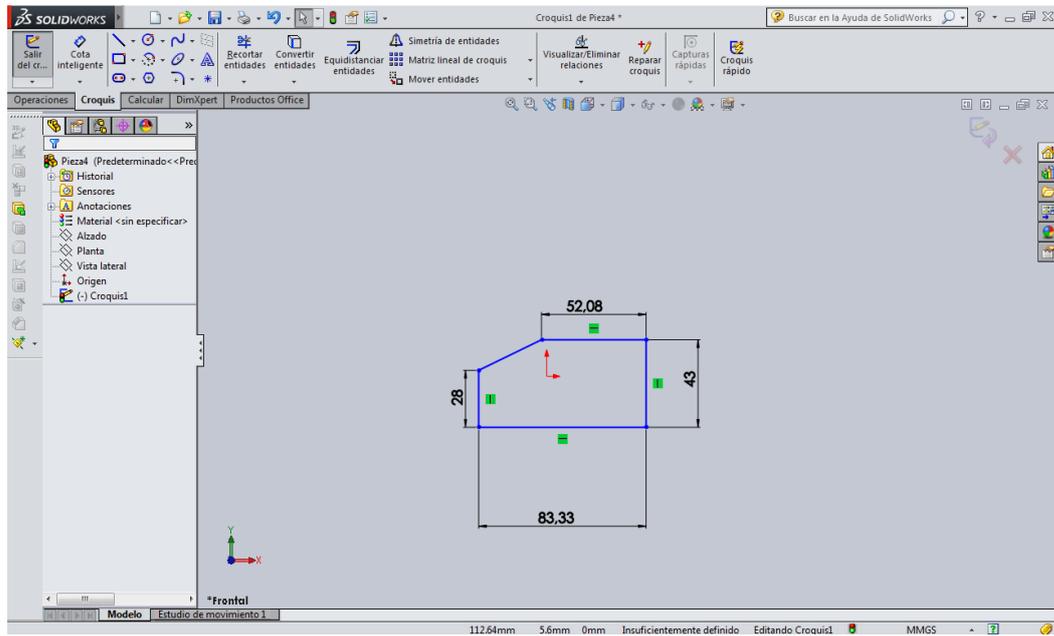


Figura 59.- Corte de unión lateral de mangueta posterior

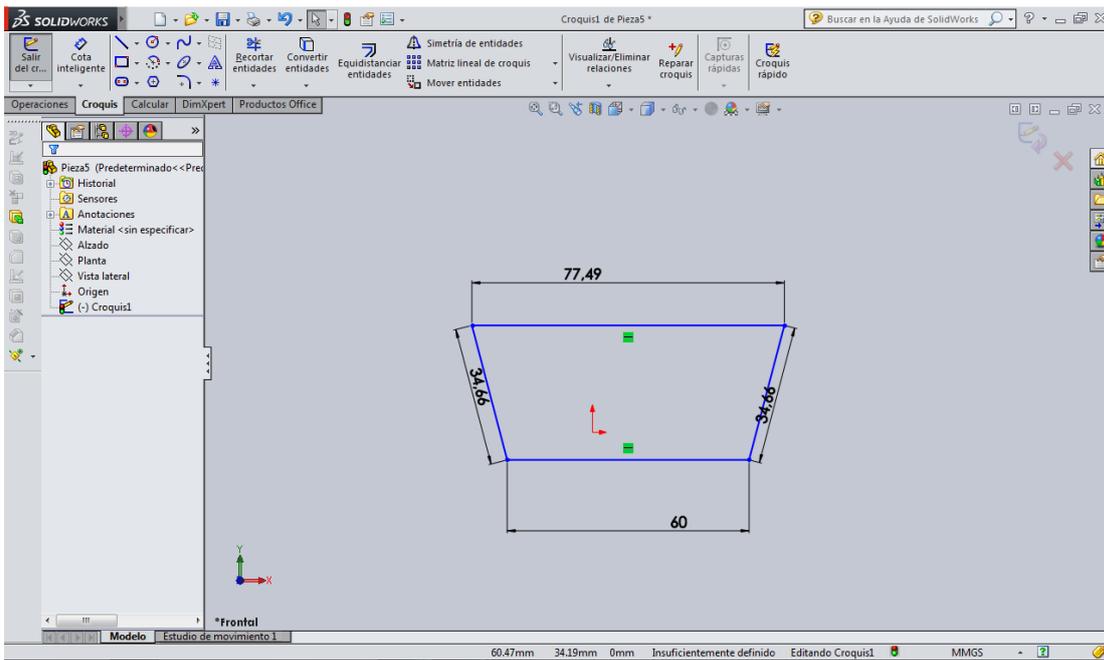


Figura 60.- Corte de unión superior e inferior de mangueta posterior

Corte de la montadura

La siguiente imagen muestra el corte que se realiza para obtener la montadura:

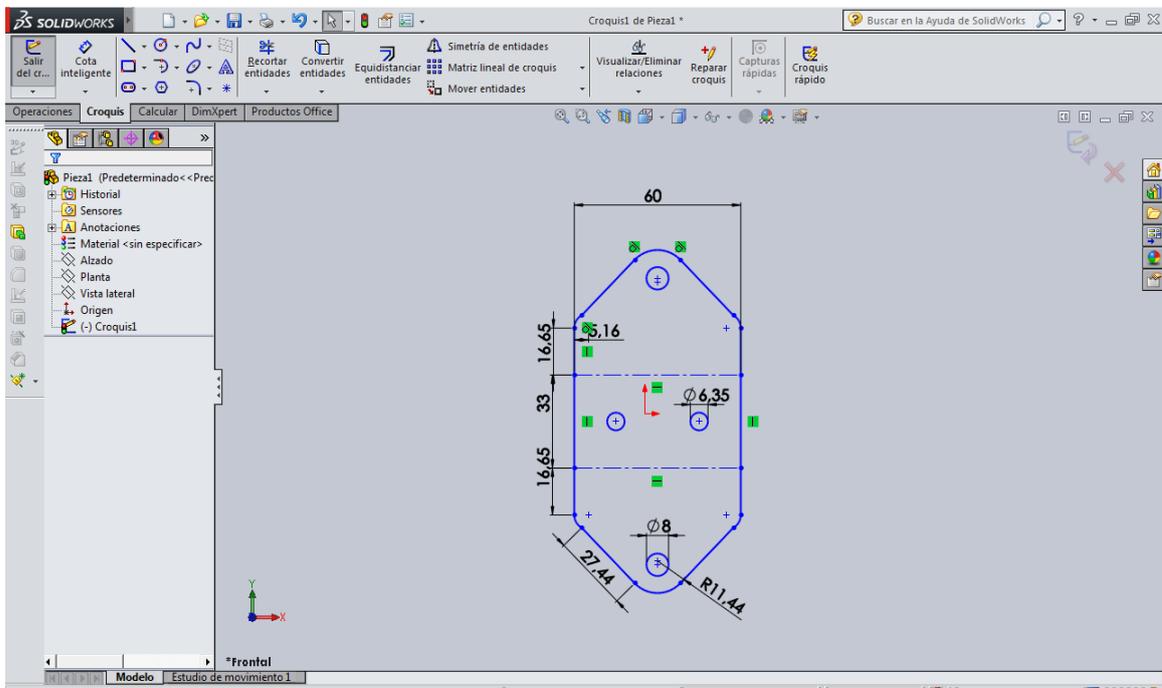


Figura 61.- Corte de la montadura

## Manufactura y construcción de brazos de suspensión.

Para la construcción de los brazos de suspensión se empleara el rolado de una plancha de acero estructural A-36 de 2 mm de espesor para obtener tuberías con un diámetro de 15.875 mm, luego se procederá a realizar el respectivo cordón de soldadura dando como resultado una tubería con costura.

Mediante el uso de la herramienta de SolidWorks® 2009, se obtienen plantillas de cada brazo de suspensión, las cuales permiten realizar los dobleces con ayuda de una roladora. Una vez formada la tubería deben de soldarse los extremos con el proceso. Esto finalmente permite la unión de las rótulas uniball con vástago, a los brazos de la suspensión.

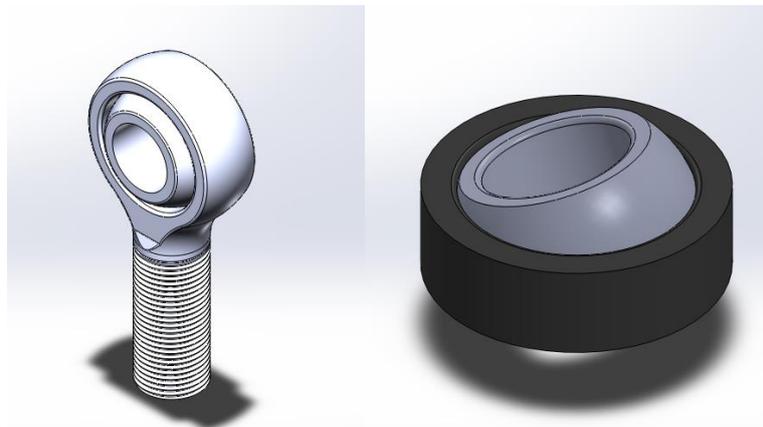


Figura 62.- Rótulas Uniball con vástago y sin vástago

### **3.2.2 Proceso de soldadura**

En este ítem, se elige el proceso de soldadura a convenir tanto para las manguetas como para los brazos. Debido a que son piezas que deben ser precisas y brindar seguridad, se selecciona el proceso GTAW, ya que éste es un proceso eficiente y con ausencia de escoria; además de que permite soldar aceros de baja aleación y al ser un proceso semi automático se puede aprovechar más el material.

### **3.3 Costos de Manufactura de los elementos diseñados**

Se debe considerar para obtener el costo de construcción de las manguetas y los brazos de suspensión se debe tener en cuenta los factores que intervienen como:

- Materiales.
- Elementos bajo normas.
- Mecanizado.
- Ensamblaje y soldadura.

- Mano de obra.

A continuación se describirá cada uno de los ítems antes mencionado.

### 3.3.1 Costos de materiales

Indica todos los materiales que intervienen en la fabricación de las piezas del sistema, los cuales se encuentran disponibles en el medio ecuatoriano. En la siguiente tabla se detalla los materiales a usar:

Cantidad	ítem	precio unitario	precio total	Proveedor
4	Acero de transmisión 1020 de 82 mm (82mm x 46 mm)	\$ 4,50	\$ 18,00	Taller Carvajal
2	Plancha de acero estructural de 5 mm (1.20 x 0,70)	\$ 35,00	\$ 70,00	Taller Carvajal
1	Plancha de acero estructural de 3 mm (1.20 x 0,70)	\$ 20,00	\$ 20,00	Taller Carvajal
			\$ 108,00	

Tabla 10.- Costos de materia prima

### 3.3.2 Costos de elementos bajo normas

Se habla de las piezas que se añaden durante la construcción y ensamble de los elementos de la suspensión (manguetas y brazos de suspensión).

32	Pernos SAE 8.8 M12	\$ 0,4	\$ 11,8	La casa del perno
8	Pernos SAE 8.8 M16	\$ 0,75	\$ 6,0	La casa del perno
6	Pernos M8	\$ 0,20	\$ 1,20	La casa del perno
16	Pernos 6.35 mm	\$ 0,12	\$ 1,92	La casa del perno
18	Pernos M12	\$ 0,25	\$ 4,50	La casa del perno
84	Arandela 12 mm	\$ 0,04	\$ 3,36	La casa del perno
10	Arandela 16 mm	\$ 0,06	\$ 0,60	La casa del perno
8	Arandela 8 mm	\$ 0,03	\$ 0,24	La casa del perno
16	Arandela 12 mm	\$	\$	La casa del perno

		0,03	0,48	
16	Arandela 6.35 mm	\$ 0,02	\$ 0,32	La casa del perno
10	Tuerca de seguridad 16mm	\$ 0,14	\$ 1,4	La casa del perno
16	tuerca de seguridad 12 mm	\$ 0,06	\$ 1,12	La casa del perno
10	tuerca de seguridad 8 mm	\$ 0,05	\$ 1,1	La casa del perno
16	tuerca de seguridad 12 mm	\$0,05	\$ 0,8	La casa del perno
16	tuerca de seguridad 6.35 mm	\$ 0,04	\$ 0,64	La casa del perno
4	Vinchas de seguridad	\$ 0,75	\$ 3,00	La casa del perno
4	Rodamiento INA F-110622.2	\$ 12,00	\$ 48,00	HIVIMAR
8	Rótulas Uniball m16	\$ 40,00	\$ 320,00	HIVIMAR
			\$ 406,48	

Tabla 11.- Costos de materiales normados

### 3.3.3 Costo de Mecanizado

En la siguiente tabla se detalla el costo de realizar trabajos de mecanizado en IMACAC a una velocidad de 90 mm/min debido a que la pieza es realizada en planchas de 5 mm y el trabajo de torno en Taller Electromecánico Carvajal.

Cortes	Ítem	Precio
40	Cortes de plancha de 5mm	\$ 130,00
4	Trabajos en torno	\$ 60,00
	Total de cortes	\$ 190,00

Tabla 12.- Costos de cortes por chorro de agua y torno

### 3.3.4 Costo de Mano de obra

Se considera el costo de tener personal calificado para realizar un trabajo de esta magnitud debido a que se tratan de piezas que no deben fallar y precisas en su ensamblaje.

Día	ítem	Precio por trabajo
1	Soldador certificado	\$ 120
1	Ayudante de soldador	\$ 25
1	Mecánico	\$ 50
	Total	\$ 195

Tabla 13.- Costos de mano de obra

### 3.3.5 Costo de brazos de suspensión

Para obtener el costo total que se invertirá en desarrollar este trabajo se tiene que considerar todos los valores obtenidos en las diferentes secciones de costos:

Cortes	Ítem	Precio
1	Plancha de acero estructural de 2 mm (1.20 x 0,70)	\$ 15,00
8	Rolado de planchas de 2 mm	\$ 12,00
	Total	\$ 27,00

Tabla 14.- Costos de mano de obra

*Costo total de construcción*

*= costo de materiales + costos elementos normalizados*

*+ costos de mecanizado + costos de soldadura + costos de mano de obra*

Costo total de construcción= \$ 926.48

# CAPÍTULO 4

## 4.1. Conclusiones

- Se modelaron y diseñaron las manguetas y los brazos de suspensión para un vehículo tipo Car-Cross tomando en consideración la normativa proporcionada por el reglamento de la Fórmula Student y aspectos relevantes en la normativa de la FIA. Estos elementos fueron adaptados a una determinada porción de chasis que conecta a la suspensión delantera y posterior. Se puede concluir que la propuesta de diseño presentada es viable debido a la obtención de un coste relativamente accesible.
- Se ha cumplido con varias recomendaciones de la SAE, como por ejemplo el hecho de que las uniones entre los brazos de suspensión y las manguetas, o entre los brazos de suspensión y el chasis, se construyan con un elemento sometido a cortante doble.
- De manera general en el proceso de diseño siempre se encuentra la necesidad de generar geometrías óptimas donde el aprovechamiento del material sea máximo. En este caso se ha identificado que los elementos diseñados no tienen un peso decisivo en la contabilidad total del vehículo, por lo que el dilema costo de fabricación y menor peso se hace presente. Esto limita la capacidad de reducir la masa en los componentes presentados.

## 4.2. Recomendaciones

- En el diseño geométrico de los brazos de suspensión se recomienda lograr configuraciones de manera tal que, la diferencia de altura entre el centro de balanceo en la suspensión delantera con el posterior sea lo más pequeña posible, así como un ancho de vía posterior ligeramente menor que el delantero. Esto permite mayor maniobrabilidad en las curvas cerradas y mayor adherencia en las ruedas posteriores a la salida de la curva.

- Para disminuir el componente de flexión que se presenta en el eje de las llantas, se recomienda minimizar la distancia entre la línea de acción de la fuerza transmitida por los brazos de suspensión y el punto de contacto de la llanta.
- En el diseño general del vehículo se debe buscar siempre mantener el centro de gravedad lo más bajo posible, lo cual evita mayores transferencias de carga al momento en que el vehículo acelera.

# BIBLIOGRAFÍA

- [1] Formula Student. (2015). Fsaе Rules. Junio 2015, de SAE INTERNATIONAL. Recuperado de: <http://www.fsaеonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%20in%20progress%20kz%2083114.pdf>
- [2] Luque P. & Álvarez D. (2008). Ingeniería del automóvil: Sistemas y comportamientos dinámicos. Thomson Ediciones Spain Paraninfo, S.A. 1ª edición.
- [3] Vergard A. Brevik, "Design, Analysis and Simulation of the Suspension System in the FS team UiS Race Car", University of Stavanger, Masters Thesis 2013.
- [4] Jerry D. Wilson, Anthony J. Buffa. (2003). Física. Pearson Educación. México, 5ta Edición.
- [5] International Journal of Research in Engineering and Technology (2014). Stress Analysis on steering knuckle of the automobile steering system. Recuperado de: <http://esatjournals.org/Volumes/IJRET/2014V03/I03/IJRET20140303067.pdf>
- [6] Geun-Yeon Kim, Seung-Ho Han, Kwon-Hee Lee (2014), Structural Optimization of a Knuckle with Consideration of Stiffness and Durability Requirements. Recuperado de: <http://www.hindawi.com/journals/tswj/2014/763692/>.
- [7] R. Borns, D. Whitacre (2005). Optimizing Designs of Aluminum Suspension Components Using an Integrated Approach. SAE Paper 05M-2. Recuperado de: [https://www.alcoa.com/car\\_truck/en/pdf/SAE\\_paper.pdf](https://www.alcoa.com/car_truck/en/pdf/SAE_paper.pdf)
- [8] Mohamad Fazrie (2009). Strength and safety evaluation of automotive's component which steering knuckle and material that have been used. Recuperado de: [http://eprints2.utm.edu.my/4558/2/Strength\\_And\\_Safety\\_Evaluation\\_Of\\_Automotive's\\_Component\\_Which\\_Steering\\_Knuckle\\_And\\_Material\\_That\\_Have\\_Been\\_Used\\_-\\_24\\_pages.pdf](http://eprints2.utm.edu.my/4558/2/Strength_And_Safety_Evaluation_Of_Automotive's_Component_Which_Steering_Knuckle_And_Material_That_Have_Been_Used_-_24_pages.pdf)
- [9] Purushottam, Mishra, Aher . (2014). Structural Analysis of Steering Knuckle for Weight Reduction. Recuperado de: [http://www.ijetae.com/files/Volume4Issue6/IJETAЕ\\_0614\\_86.pdf](http://www.ijetae.com/files/Volume4Issue6/IJETAЕ_0614_86.pdf)
- [10] Garzón (2012). Mecánica del automóvil parte II. Recuperado de: <http://jeroitim.blogspot.com/2012/05/suspensiones-vehiculos-parte-i.html>.

- [11] Tire rack (2014). Front-End, Thrust Angle and Four-Wheel Alignment. Recuperado de: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4>
- [12] IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (2014). Static Analysis of Steering Knuckle and Its Shape Optimization. Recuperado de: <http://www.iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/ICAET-2014/me/volume-4/8.pdf>
- [13] Toro, Restrepo, Mauricio (2006). Diseño de un vehículo de competición bajo los reglamentos de la formula SAE. Universidad EAFIT. Medellín.
- [14] Ilustración ángulo kingpin [figura] (2015). Recuperado de <http://www.sheepo.es/p/mps.html>
- [15] Ilustración principio de ackerman [figura] (2014). Recuperado de: <http://armyordnance.tpub.com/OD1007/OD10070009.htm>
- [16] Ilustración ángulo camber positivo y negativo [figura] (2013). Recuperado de: <http://www.tallervirtual.com/es-hora-de-realizar-una-alineacion-de-nuestro-coche-parte-ii/>
- [17] Ilustración de la convergencia y divergencia de un monoplaza [figura]. Recuperado de: <http://www.formulaf1.es/34271/la-puesta-a-punto-de-un-f1/image4-2/>
- [18] Ilustración de ángulo de avance [figura] (2012). Recuperado de: [http://www.solokombis.com.ar/articulos%20tecnicos/Articulos\\_Tecnicos/Alineacion/Alineacion.html](http://www.solokombis.com.ar/articulos%20tecnicos/Articulos_Tecnicos/Alineacion/Alineacion.html)
- [19] Midas (2013). Ilustración de suspensión de un vehículo [figura]. Recuperado de: <http://www.midas.com/espanol/Educaci%C3%B3nautomotriz/Direcci%C3%B3nuspensi%C3%B3nyalineaci%C3%B3n/C%C3%B3mofuncionan/tabid/513/Default.aspx>
- [20] Skf group. (2011). Skf spherical plain bearings and rod ends. Recuperado de: [http://www.skf.com/binary/76-122020/6116\\_1-EN.pdf](http://www.skf.com/binary/76-122020/6116_1-EN.pdf)
- [21] Radiocontrolymodelismo.com. Recuperado de 2015 de: Jacobs (2012). TheTruthAbout&CamberCasterPlates. Recuperado de: <http://www.steeda.com/blog/2012/08/the-truth-about-camber-caster-plates-and-strut-mounts/>.
- [22] PegasusAutoracingSupplies (2015). [online]. Recuperado de:

<https://www.pegasusautoracing.com/>

- [23] Mayz Acosta (2012). Conocimientos básicos del automóvil. Recuperado de: <http://www.automotriz.net/tecnica/conocimientos-basicos-44.html>.
- [24] Flández, C (2011). Dinámica: solicitudes durante el frenado. Recuperado: <https://ingenieriadeautomocion.wordpress.com/calculo-diseno-automocion/mecanica-automocion/dinamica-automocion/>.
- [25] Gárces, M (2012). Diseño y construcción del sistema de suspensión para un vehículo tipo formula student. Escuela Politécnica del Ejército. Latacunga.
- [26] Estudio de neumáticos utilizados para la sae (2011). Recuperado de: <http://urfsae.blogspot.com/2011/11/estudio-de-neumaticos-utilizados-para.html>.
- [27] Vegar, A. (2013). Mechanical and Structural Engineering and Material Science/ Mechanical Engineering. University of Stavanger. Noruega.
- [28] Milliken, Kasprzak. (2012). Suspension and Steering- the basics, p. 46. Londres: Spiral bound. (2012).

# APÉNDICES

# APÉNDICE A

## Hoja Técnica de acero AISI-SAE 1020

### ACERO ASI-SAE 1020 (UNS G10200)

**1. Descripción:** acero de mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria.

**2. Normas involucradas:** ASTM A108

**3. Propiedades mecánicas:** Dureza 111 HB  
Esfuerzo de fluencia 205 MPa (29700 PSI)  
Esfuerzo máximo 380 MPa (55100 PSI)  
Elongación 25%  
Reducción de área 50%  
Módulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)  
Maquinabilidad 72% (AISI 1212 = 100%)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.87 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.18 – 0.23 % C  
0.30 – 0.60 % Mn  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** se utiliza mucho en la condición de cementado donde la resistencia al desgaste y el tener un núcleo tenaz es importante. Se puede utilizar completamente endurecido mientras se trate de secciones muy delgadas. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas.

**7. Tratamientos térmicos:** se puede cementar para aumentarle la resistencia al desgaste y su dureza mientras que el núcleo se mantiene tenaz. Se puede recocer a 870 °C y su dureza puede alcanzar los 111 HB, mientras que con normalizado alcanza los 131 HB.

Figura 63.- Hoja técnica del acero AISI 1020

## APÉNDICE B

### Selección de rótulas uniball

Las cargas tanto radiales como axiales máximas, se calcularon anteriormente.

$$F_r = 7114 \text{ N}$$
$$F_a = 5541 \text{ N}$$

Del catálogo de rótulas 'SKF' [21], se sabe que las rótulas podrían ser de tres tipos: radiales, axiales y de contacto angular. Se escribe la ecuación:

$$P = yF_r$$

Dónde:

$P$ : Carga dinámica equivalente de la rótula (N)

$y$ : Factor de relación de cargas

$F_r$ : Componente radial de carga (N)

Con la siguiente relación, se busca el valor de ' $y$ ' en el diagrama 3 de la página 42 [21].

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.78$$

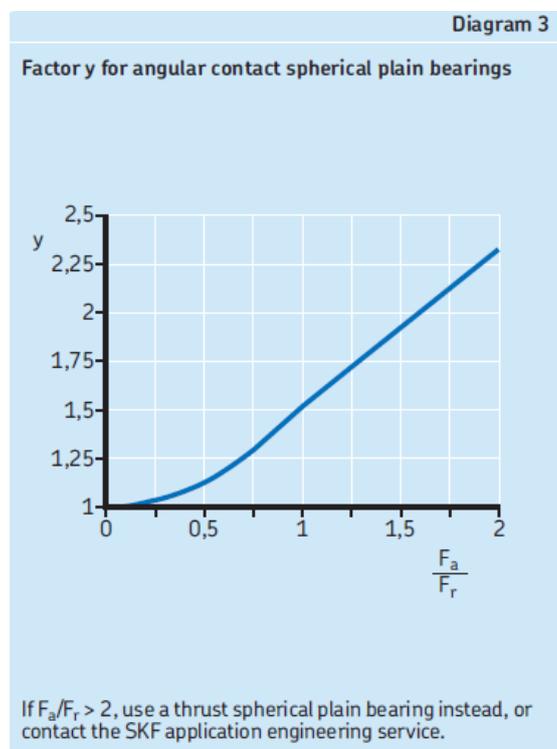


Figura 64.- Factor para rótulas con cargas combinadas.

Se observa que aproximadamente  $y = 1.26$ . Por tanto:

$$P \approx (1.26)(7114) = 8963.6 \text{ N}$$

De la tabla 3 de la misma referencia se recomienda una capacidad de carga dinámica  $C$  de por lo menos dos veces el valor de la carga dinámica equivalente  $P$ . Esto permite en la página 178 elegir:

$$\frac{C}{P} = 2$$

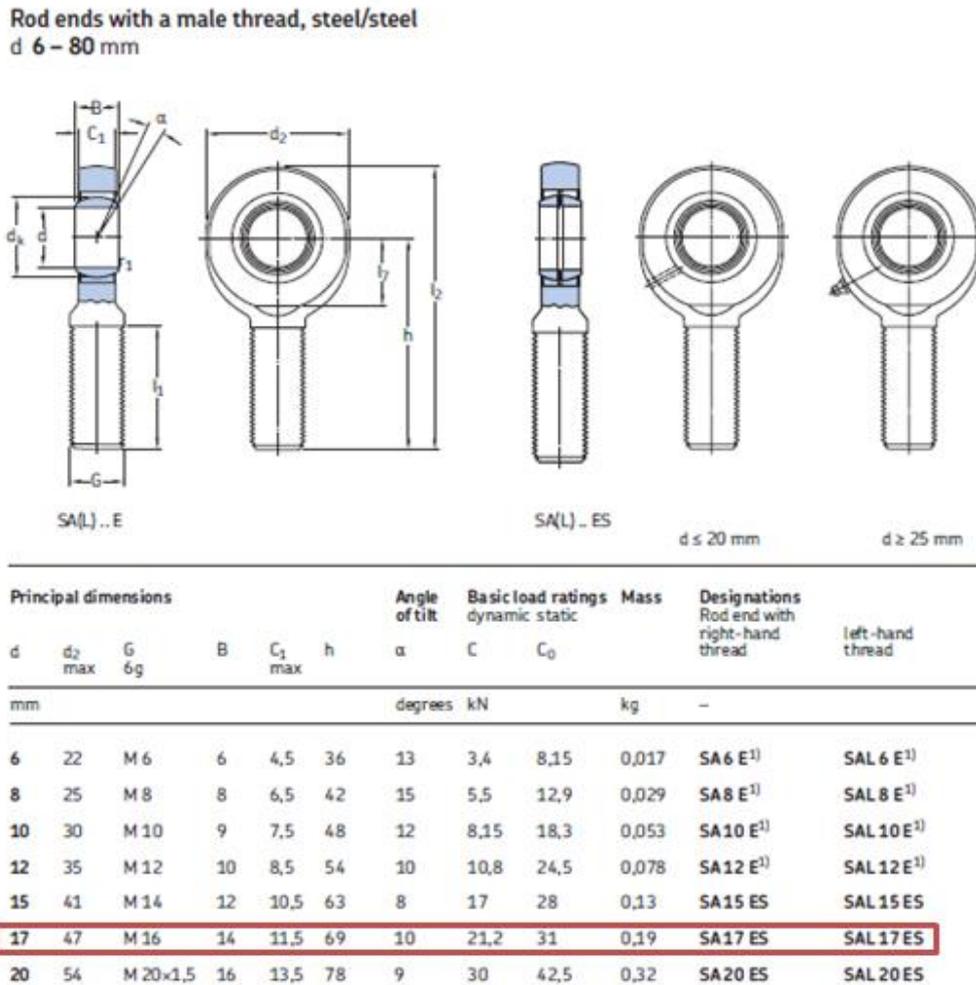


Figura 65.- Selección de rótulas SKF

El diámetro mínimo es de 17 mm. Para reafirmar la selección se escribe:

$$p = k \frac{P}{C}$$

Dónde:

$p$ : Carga de rótula ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

$k$ : Factor de carga dinámica ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

$P$ : Carga dinámica equivalente de la rótula (N)

$C$ : Capacidad de carga dinámica (N)

El valor de k se obtuvo de la tabla 3 para superficie de contacto acero- acero, cuyo valor es de 100 N/ mm<sup>2</sup>

$$p = 100 \left( \frac{7825.4}{21200} \right) = 36.9 \frac{N}{mm^2}$$

Para la velocidad de deslizamiento:

$$v = 5.82 \times 10^{-7} (d_m)(\beta)(f)$$

Dónde:

$v$ : Velocidad de deslizamiento (m/s)

$d_m$ : Diámetro medio del aro interior (mm)

$\beta$ : Mitad del ángulo de rotación (°)

$f$ : Frecuencia de oscilación (1/min)

Los valores de  $d_m$  y  $\beta$  se obtienen de las páginas 178 – 179. Siempre y cuando no se supere una  $f = 30 \text{ min}^{-1}$  se calcula:

$$v = (5.82 \times 10^{-7})(25)(5)(30)$$

$$v = 0.0021 \frac{m}{s}$$

La siguiente tabla permitió indicar si es correcta la selección:

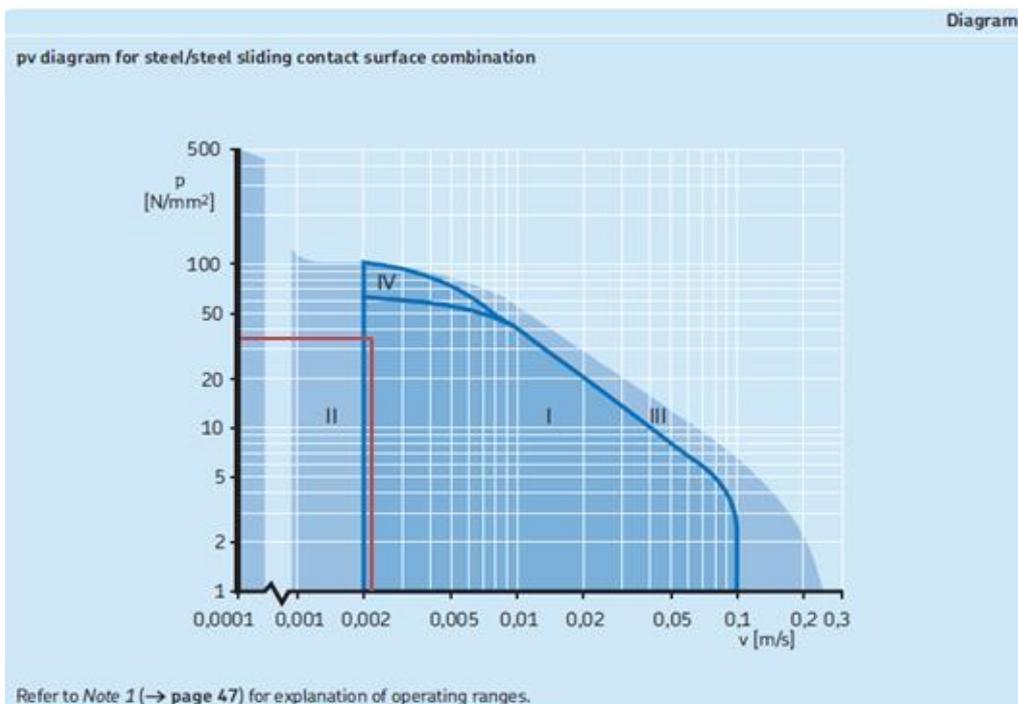


Figura 66.- Confirmación de la selección de Rótulas

Se obtuvo un resultado que cayó en la zona I, margen en el cual es válida la ecuación de duración. Por tanto la rótula es de tipo contacto angular y con  $d=17 \text{ mm}$ .

## APÉNDICE C

### Bosquejo del montaje del sistema de suspensión delantero y posterior.

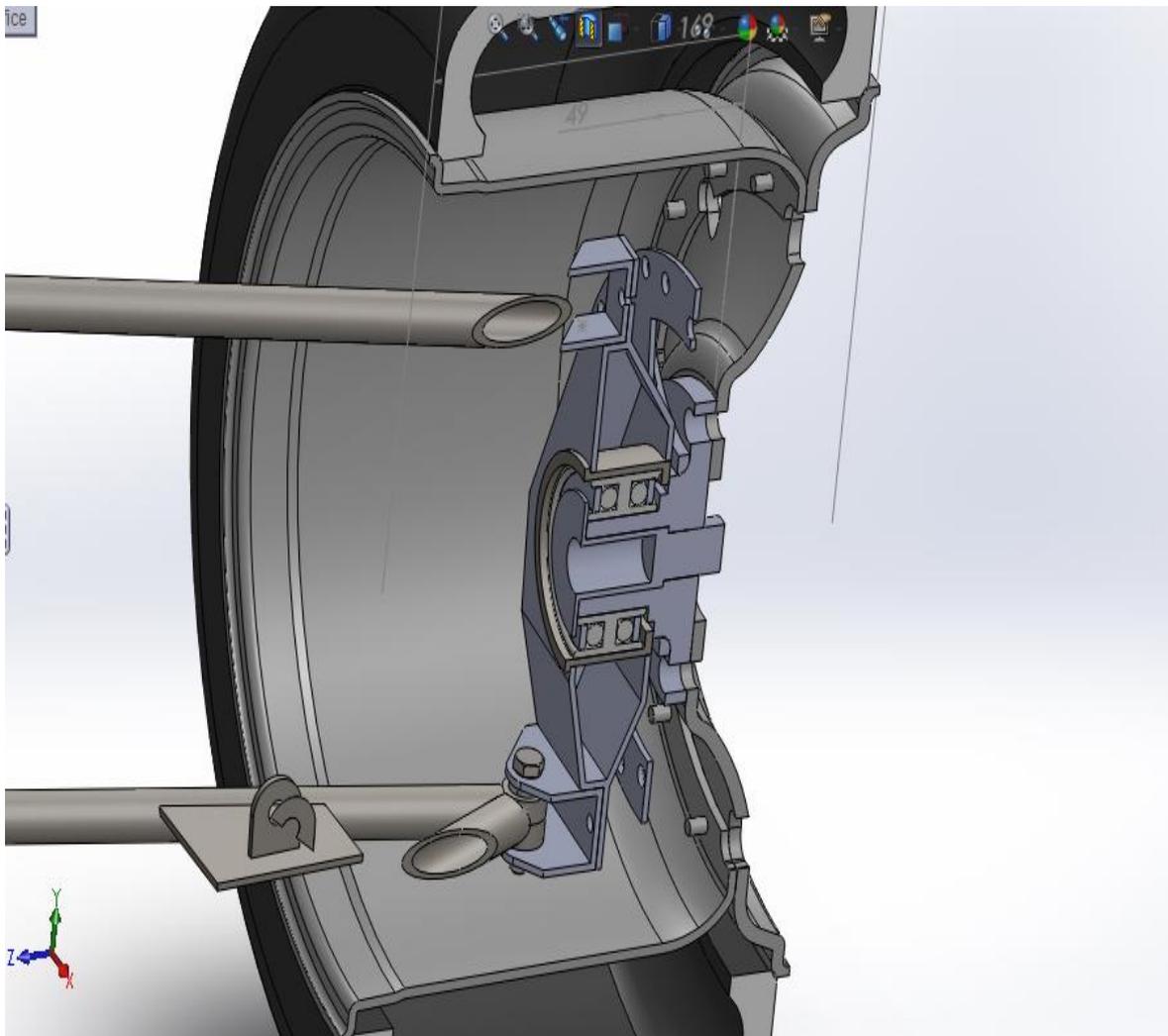


Figura 67.- Bosquejo ensamble mangueta delantera

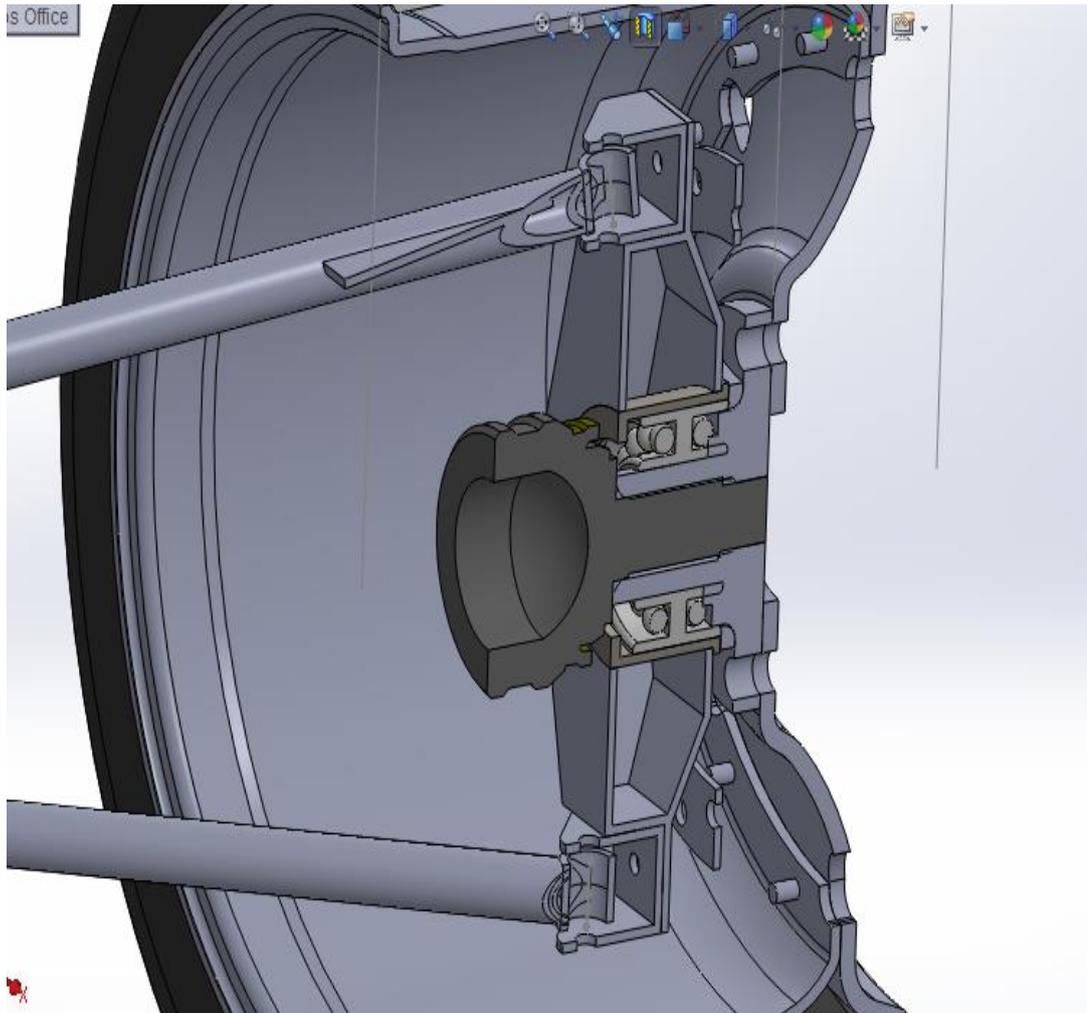


Figura 68.- Bosquejo ensamble mangueta posterior

## APÉNDICE D: Costos de diseño alternativo y simulación.

En esta sección se muestra otra alternativa de diseño un tanto más cara. En la siguiente tabla se detalla los materiales a usar:

Cantidad	ítem	precio unitario	precio total	Proveedor
8	Acero de transmisión 1020 de 82 mm (82mm x 46 mm)	\$ 4,50	\$ 36,00	Taller Carvajal
2.5	Plancha de acero estructural de 5 mm (1.20 x 0,70)	\$ 40,00	\$ 100,00	Taller Carvajal
2	tubo estructural de 3/4 ASTM 500	\$ 6,00	\$ 12,00	Megahierro
1	Plancha de acero estructural de 3 mm (1.20 x 0,70)	\$ 20,00	\$ 20,00	Taller Carvajal
			\$ 168,00	

Tabla 15.- Costos de materia prima

### Costos de elementos bajo normas

Se habla de las piezas que se añaden durante la construcción y ensamble de los elementos de la suspensión (manguetas y brazos de suspensión).

32	Pernos SAE 8.8 M12	\$ 0,4	\$ 11,8	La casa del perno
8	Pernos SAE 8.8 M16	\$ 0,75	\$ 6,0	La casa del perno
6	Pernos 5/16"	\$ 0,20	\$ 1,20	La casa del perno
16	Pernos 1/4"	\$ 0,12	\$ 1,92	La casa del perno
18	Pernos 1/2"	\$ 0,25	\$ 4,50	La casa del perno
84	Arandela M12	\$ 0,04	\$ 3,36	La casa del perno
10	Arandela M16	\$ 0,06	\$ 0,60	La casa del perno
8	Arandela 5/16"	\$ 0,03	\$ 0,24	La casa del perno
16	Arandela 1/2"	\$ 0,03	\$ 0,48	La casa del perno
16	Arandela 1/4"	\$ 0,02	\$ 0,32	La casa del perno
10	Tuerca de seguridad M16	\$ 0,14	\$ 1,4	La casa del perno
16	tuerca de seguridad M12	\$ 0,06	\$ 1,12	La casa del perno

10	tuerca de seguridad 5/16"	\$ 0,05	\$ 1,1	La casa del perno
16	tuerca de seguridad 1/2"	\$0,05	\$ 0,8	La casa del perno
16	tuerca de seguridad ¼"	\$ 0,04	\$ 0,64	La casa del perno
4	Vinchas de seguridad	\$ 0,75	\$ 3,00	La casa del perno
4	Rodamiento INA F-110622.2	\$ 12,00	\$ 48,00	HIVIMAR
8	Rotulas Uniball M8	\$ 40,00	\$ 320,00	HIVIMAR
			\$ 406,48	

Tabla 16.- Costos de materiales normados

#### Costo de Mecanizado

En la siguiente tabla se detalla el costo de realizar trabajos de mecanizado en IMACAC a una velocidad de 90 mm/min debido a que la pieza es realizada en planchas de 5 mm y el trabajo de torno en Taller Electromecánico Carvajal.

Cortes	Ítem	Precio
36	Cortes de plancha de 5mm	\$ 150,00
4	Trabajos en torno	\$ 60,00
4	Cotes de planchas de 5 mm y rolado	\$ 26
	Total de cortes	\$ 236,00

Tabla 17.- Costos de cortes por chorro de agua y torno

#### Costo de mano de obra

Se considera el costo de tener personal calificado para realizar un trabajo de esta magnitud debido a que se tratan de piezas que no deben fallar y precisas en su ensamblaje.

Día	ítem	Precio por trabajo
2	Soldador certificado	\$ 120
1	Ayudante de soldador	\$ 25
1	Mecánico	\$ 50
		\$ 195

Tabla 18.- Costos de mano de obra

Para obtener el costo total que se invertirá en desarrollar este trabajo se tiene que considerar todos los valores obtenidos en las diferentes secciones de costos:

*Costo total de construcción*

*= costo de materiales + costos elementos normalizados  
+ costos de mecanizado + costos de soldadura + costos de mano de obra*

*Costo total de construcción = \$1011.48*

En las siguientes imágenes se muestran la simulación correspondiente a un diseño alternativo de las manguetas y su respectivo diseño de forma.

### Mangueta Posterior:

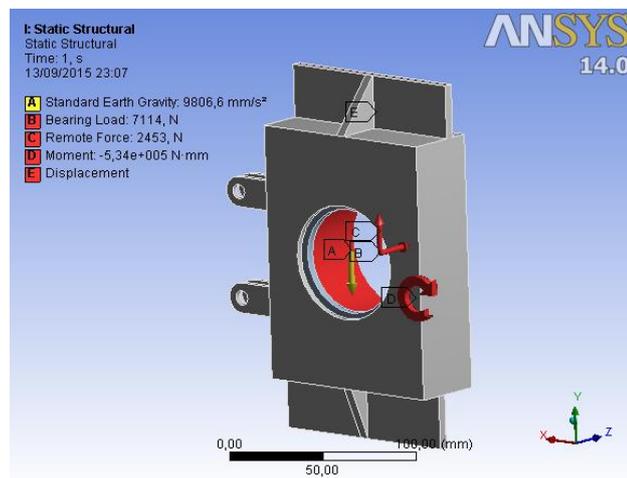


Figura 69.- Asignación de cargas a mangueta posterior

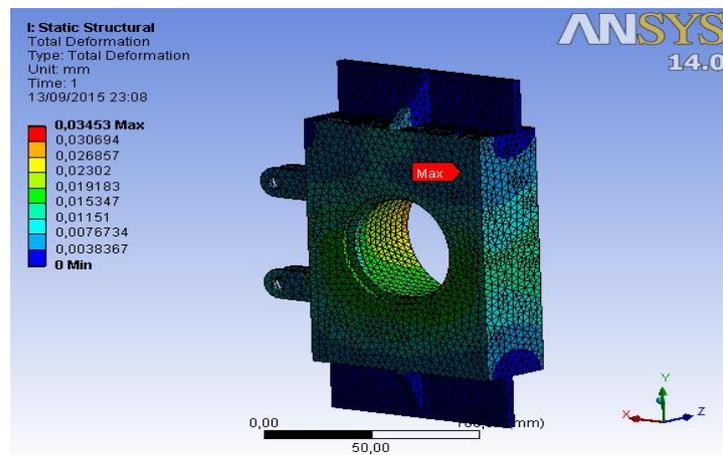


Figura 70.- Deformación de la mangueta posterior

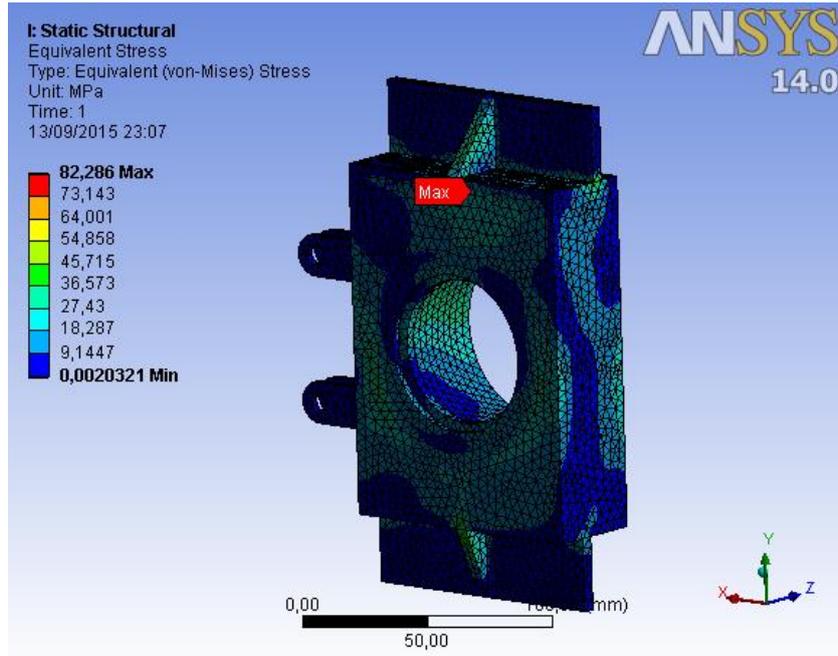


Figura 71.- Esfuerzo equivalente mangueta posterior

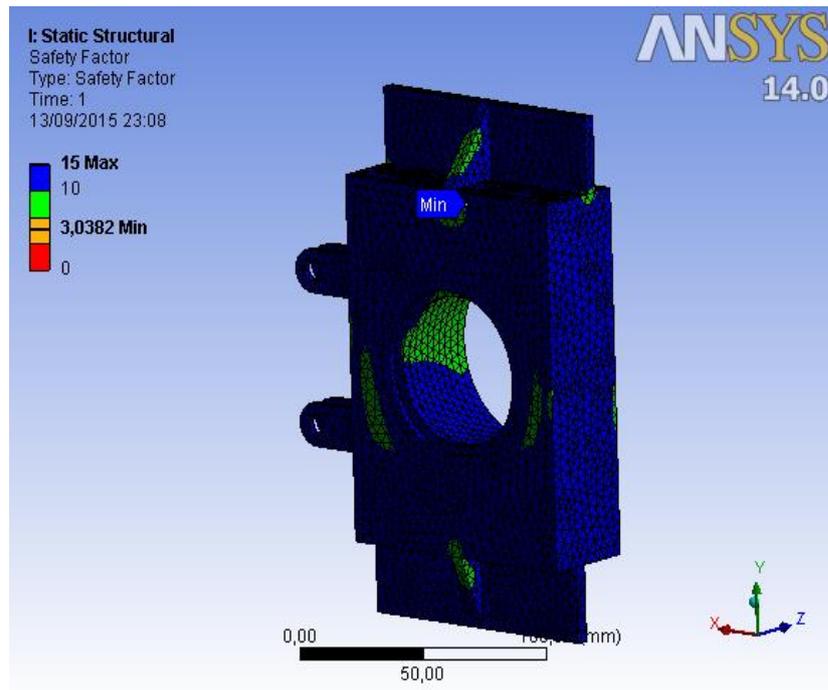


Figura 72.- Factor de seguridad estático en mangueta posterior

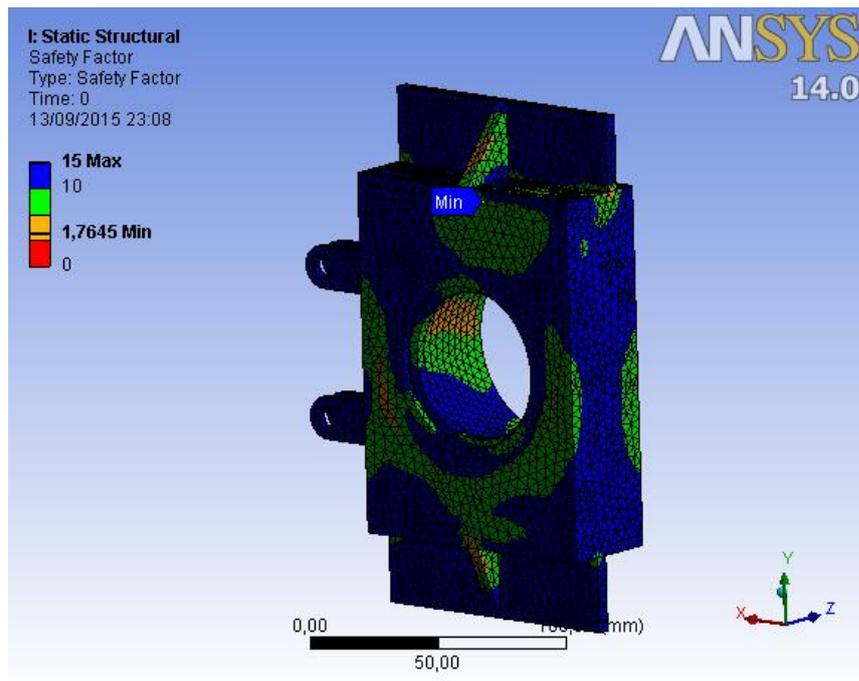


Figura 73.- Factor de seguridad en fatiga mangueta posterior

**Mangueta delantera:**

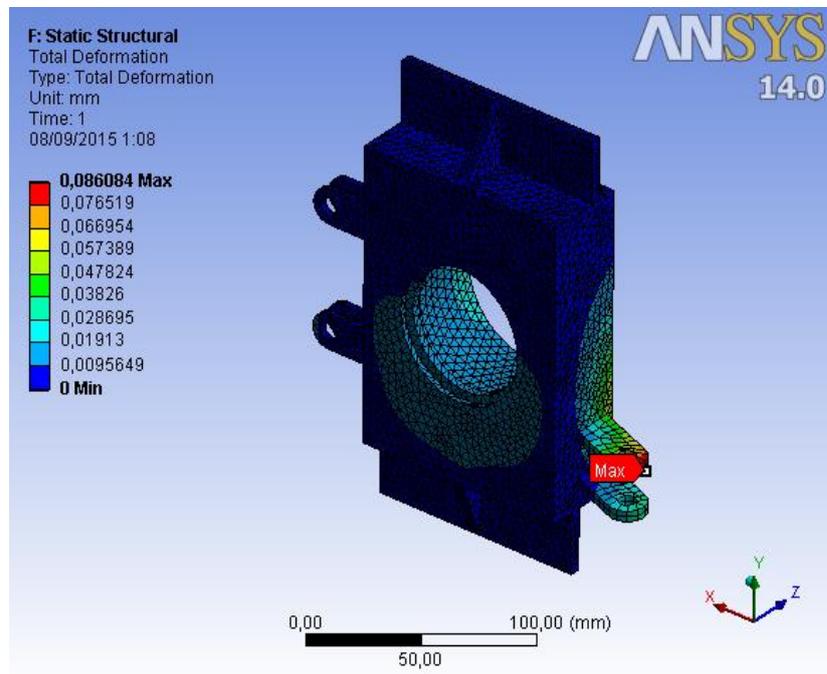


Figura 74.- Deformación de la mangueta delantera

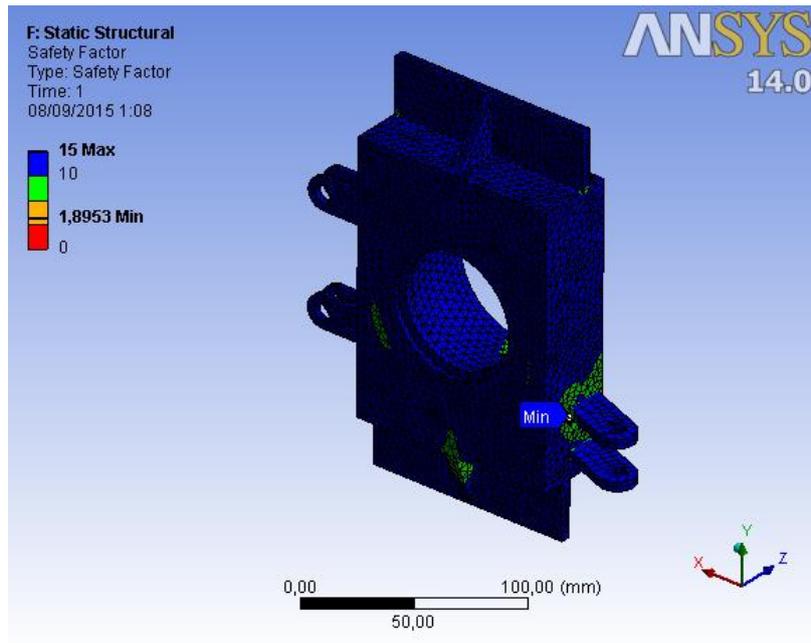


Figura 75.- Factor seguridad estático en mangueta delantera

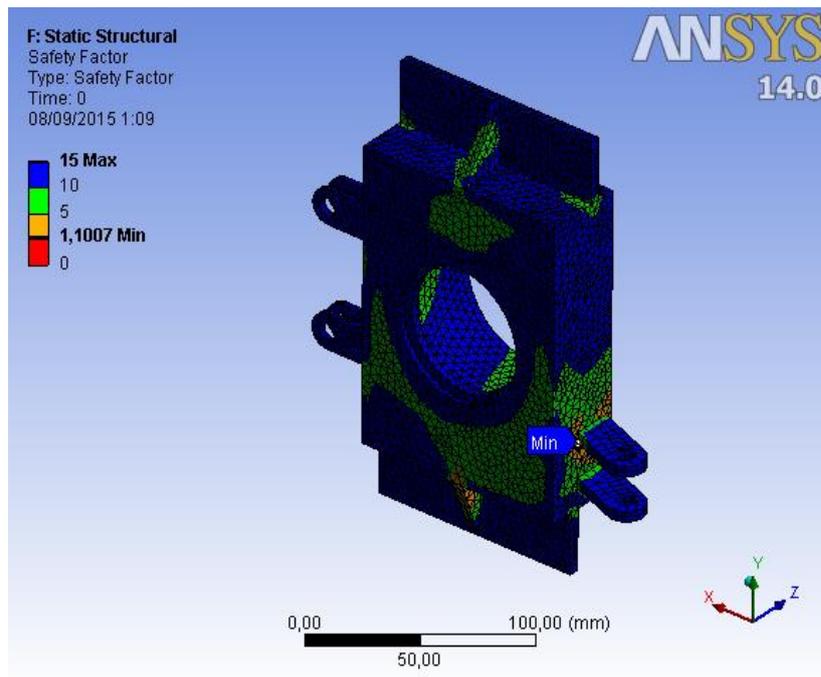
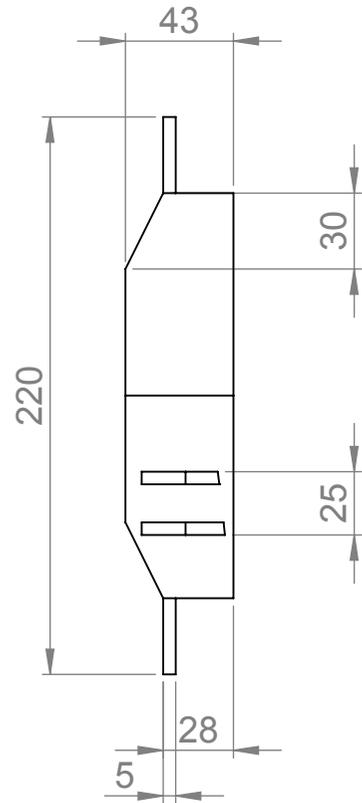
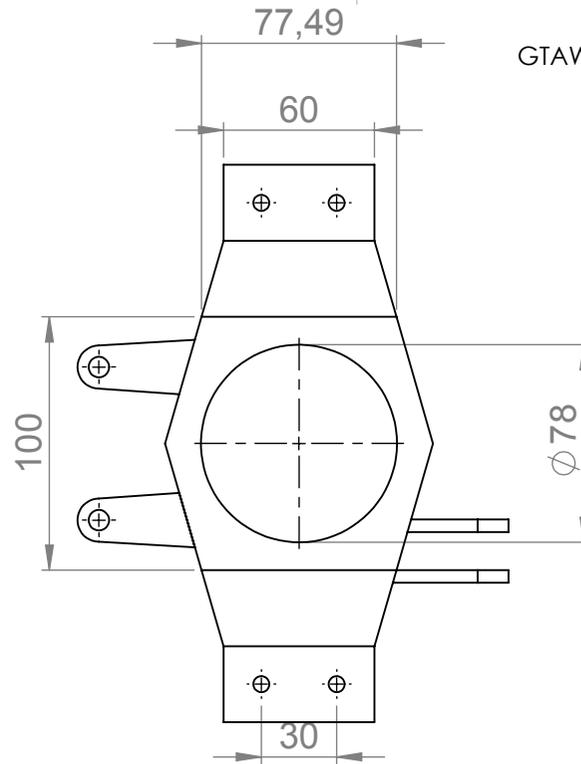


Figura 76.- Factor de seguridad en fatiga mangueta delantera

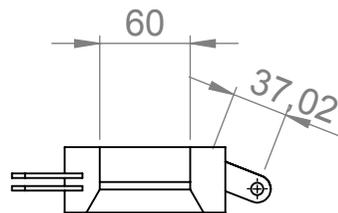
# **PLANOS ESQUEMÁTICOS**



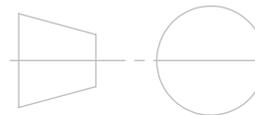
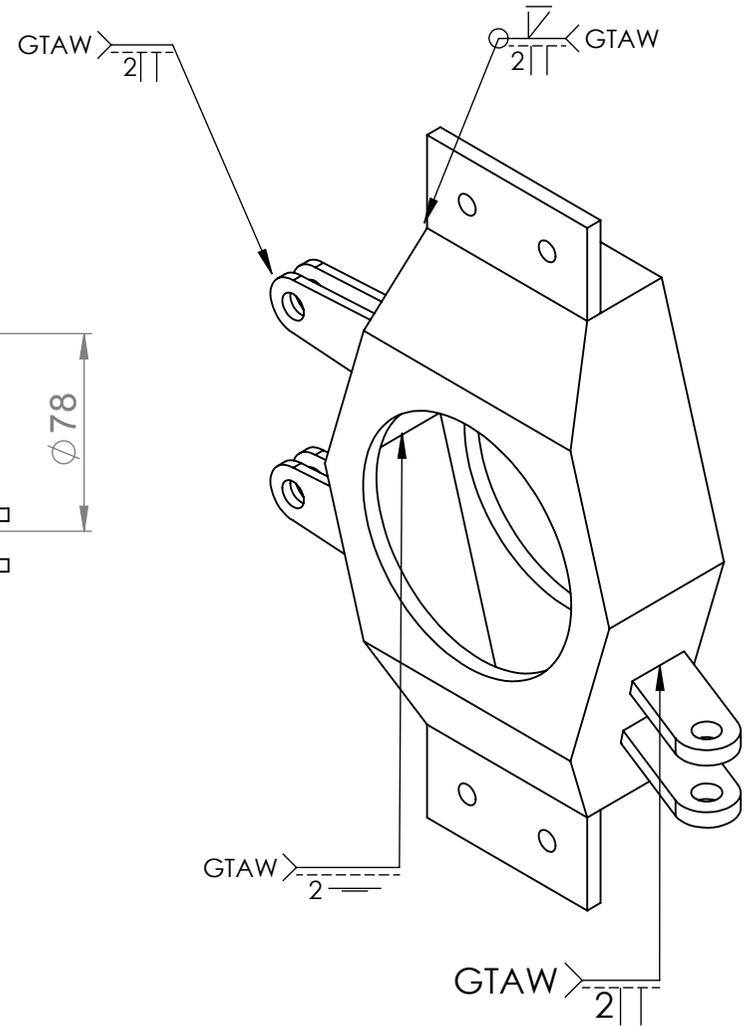
Vista Lateral derecha



Vista Frontal



Vista Superior



	NOMBRE	APELLIDO	FECHA
DIBUJ.	Jefferson	Sánchez	22-08-14
DIBUJ.	Juan	Méndez	3-09-14
VERIF.	Phd. Ángel	Ramírez	9-09-14
	Medidas	mm	

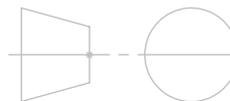
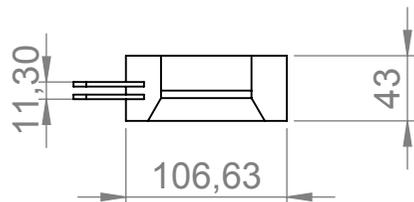
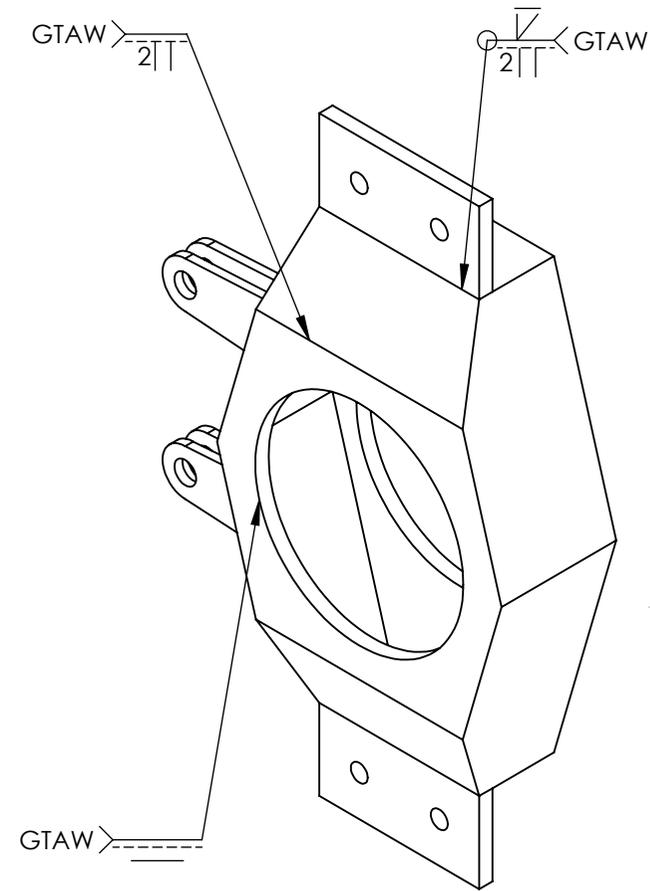
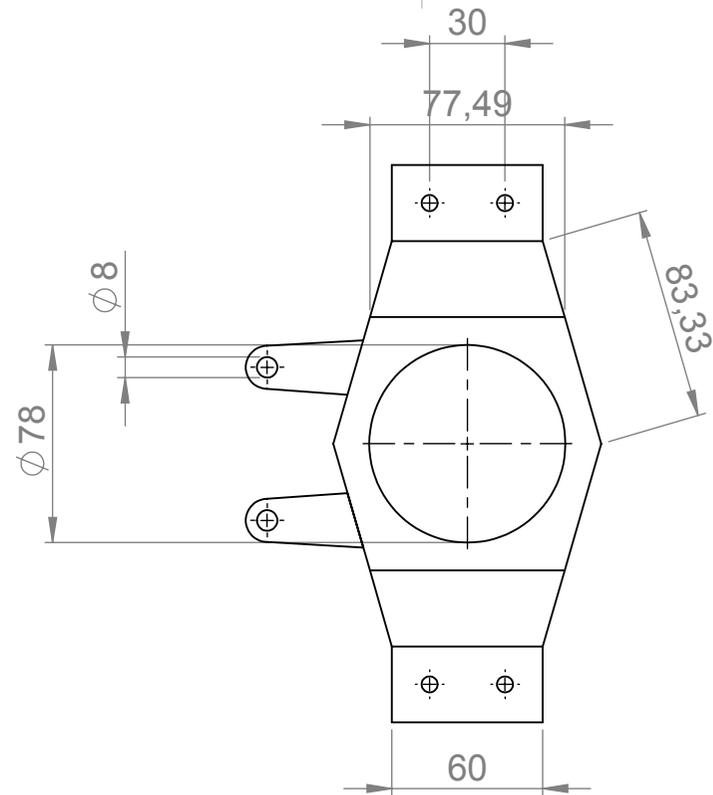
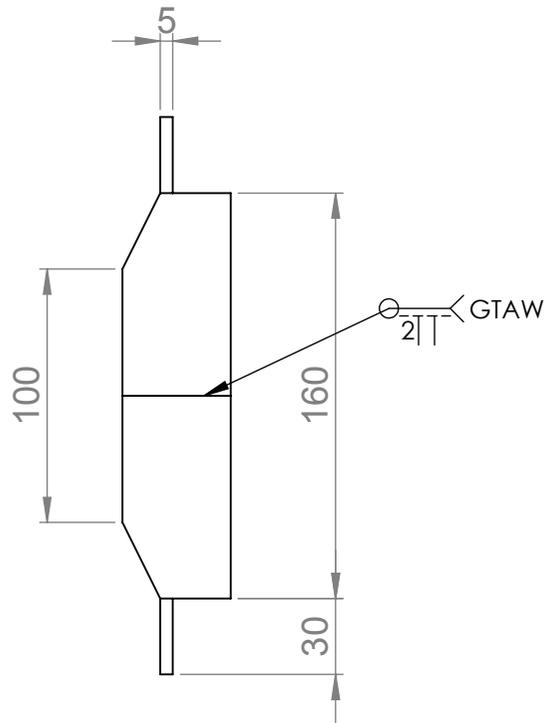
**MATERIAL:**  
Acero Estructural  
ASTM 36  
Espesro: 5 mm



Título del Dibujo:  
**Mangueta delantera**

A4

ESCALA: 1:1 HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	APELLIDO	FECHA
DIBUJ.	Jefferson	Sánchez	22-08-14
DIBUJ.	Juan	Méndez	3-09-14
VERIF.	Phd. Ángel	Ramírez	9-09-14
	Medidas	mm	

**MATERIAL:**  
Acero Estructural  
ASTM 36  
Espesro: 5 mm

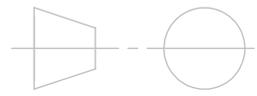
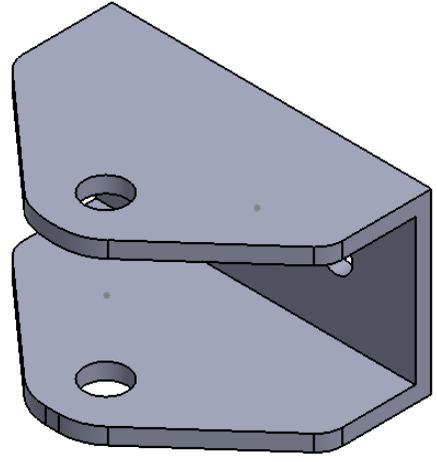
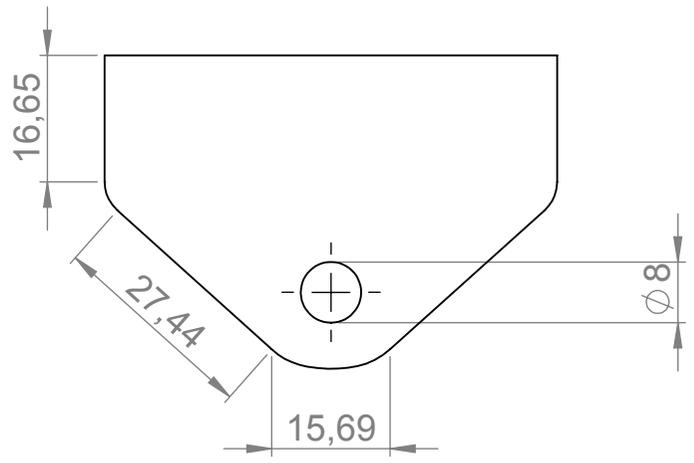
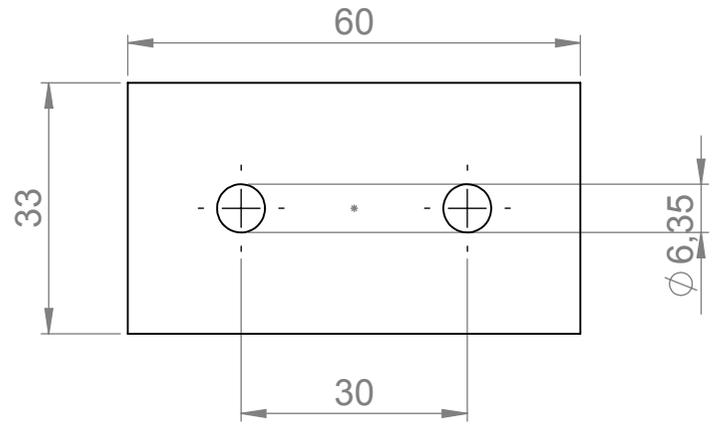
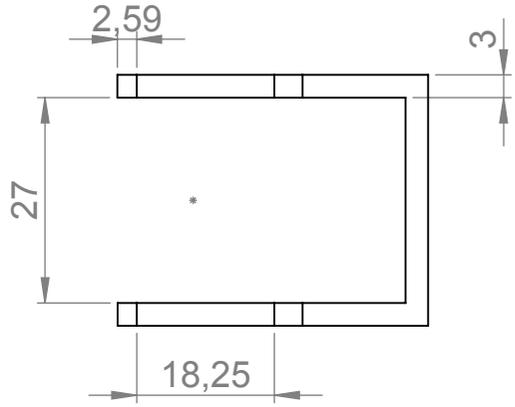


Título del Dibujo:  
**Mangueta Posterior**

A4

ESCALA: 1:1

HOJA 1 DE 1



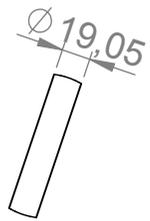
	NOMBRE	APELLIDO	FECHA
DIBUJ.	Jefferson	Sánchez	22-08-14
DIBUJ.	Juan	Méndez	3-09-14
VERIF.	Phd. Ángel	Ramírez	9-09-14
	MEDIDAS	mm	

**MATERIAL:**  
Acero Estructural  
ASTM 36  
Espesro: 3 mm

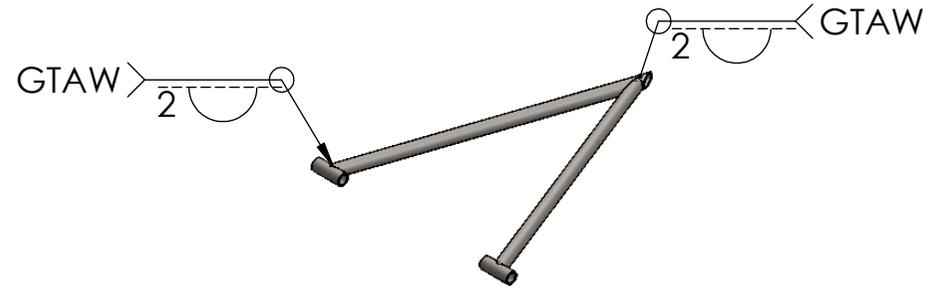
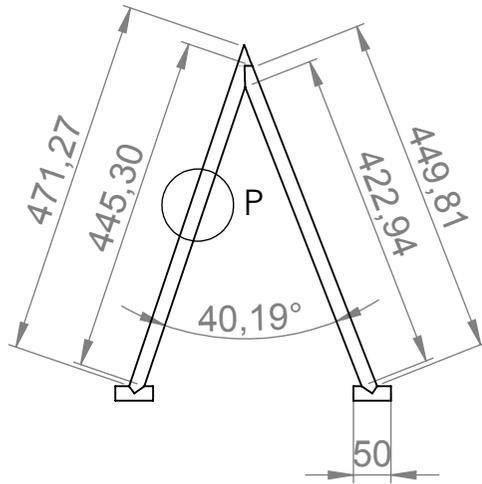


Título del Dibujo:  
**Montadura**  
ESCALA: 1:1  
HOJA 1 DE 1

A4

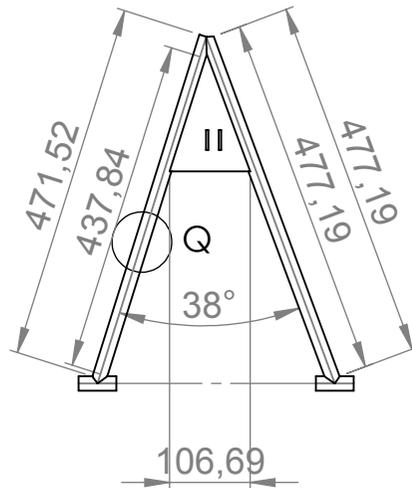
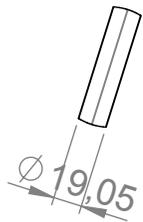


DETALLE P  
ESCALA 1 : 5



Brazo de suspensión superior

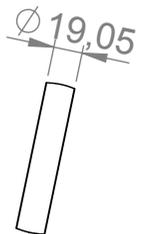
DETALLE Q  
ESCALA 1 : 5



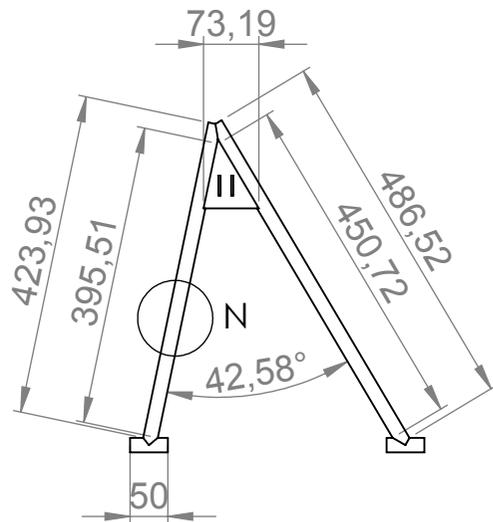
Brazo de suspensión inferior

	NOMBRE	APELLIDO	FECHA
DIBUJ.	Jefferson	Sánchez	22-08-14
DIBUJ.	Juan	Méndez	3-09-14
VERIF.	Phd. Ángel	Ramírez	9-09-14
	Medidas	mm	

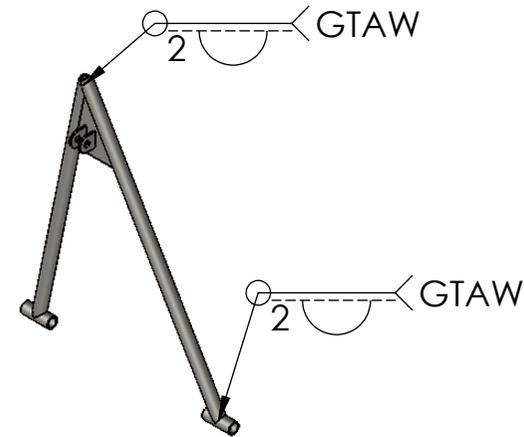
<p><b>FIMCIP</b> "FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN"</p>		<p>Título del Dibujo: <b>Brazos de suspensión delantero</b></p>	
		<p>A4</p>	
<p>MATERIAL: <b>Acero Estructural ASTM 36</b></p>		<p>ESCALA: 1:1</p>	
<p>Espesro: 5 mm</p>		<p>HOJA 1 DE 1</p>	



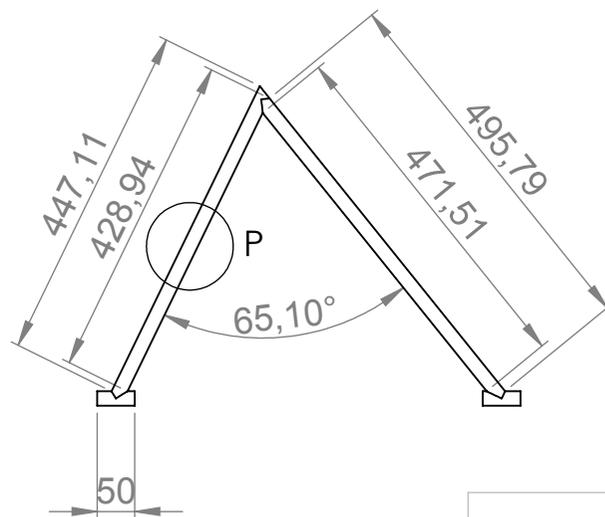
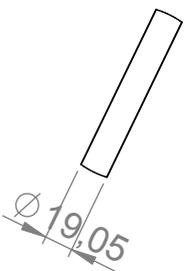
DETALLE N  
ESCALA 1 : 5



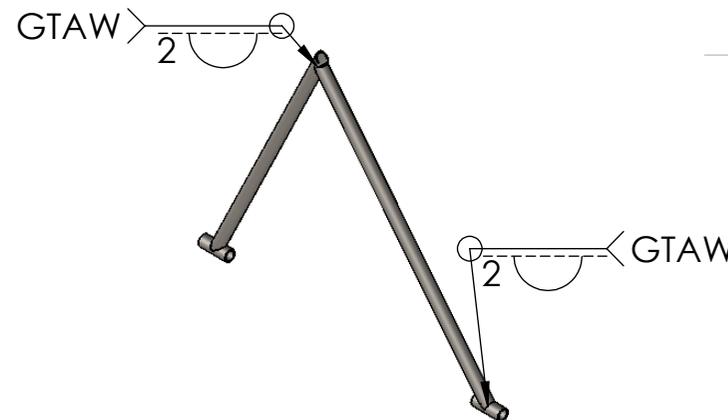
Brazo de suspensión superior



DETALLE P  
ESCALA 1 : 5



Brazo de suspensión inferior



	NOMBRE	APELLIDO	FECHA
DIBUJ.	Jefferson	Sánchez	22-08-14
DIBUJ.	Juan	Méndez	3-09-14
VERIF.	Phd. Ángel	Ramírez	9-09-14
	Medidas	mm	

**MATERIAL:**  
Acero Estructural  
ASTM 36  
Espesro: 5 mm



Título del Dibujo:  
Brazos de suspensión posterior

A4

ESCALA: 1:1

HOJA 1 DE 1

