

# **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

## **ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT**

Titulación  
Grado en Ingeniería Mecánica

Autor  
Jesús Gómez Díaz

Tutora  
Isabel T. Martín Mateos

Julio 2018





**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

---

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA  
STUDENT**

### **ÍNDICE GENERAL**

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Jesús Gómez Díaz

Tutora

Isabel T. Martín Mateos





# ÍNDICE GENERAL

<b>MEMORIA</b> .....	9
<b>1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN</b> .....	14
<b>2. OBJETO</b> .....	15
<b>3. RESUMEN   ABSTRACT</b> .....	15
<b>4. ALCANCE</b> .....	16
<b>5. NORMATIVA Y REFERENCIAS</b> .....	17
<b>5.1 Normativa</b> .....	17
<b>5.2 Bibliografía</b> .....	17
<b>5.3 Programas de cálculo y diseño</b> .....	18
<b>6. ANTECEDENTES</b> .....	19
<b>6.1 Suspensión en los vehículos</b> .....	19
<b>6.1.1 Historia y evolución</b> .....	19
<b>6.1.2 El sistema de suspensión</b> .....	20
6.1.2.1 Masa suspendida y masa no suspendida.....	20
<b>6.1.3 Elementos y características del sistema de suspensión</b> .....	21
6.1.3.1 Resortes o muelles.....	21
6.1.3.2 Amortiguadores.....	22
6.1.3.3 Trapecios .....	27
6.1.3.4 Rótulas.....	28
6.1.3.5 Barras estabilizadoras.....	28
<b>6.2 Tipos de suspensión en competición</b> .....	30
<b>6.2.1 Push-rod</b> .....	30
<b>6.2.2 Pull-rod</b> .....	30
<b>7. REQUISITOS DE DISEÑO</b> .....	31
<b>7.1 Parte A-Administrativa</b> .....	31
<b>7.1.1 Objetivos del diseño del vehículo</b> .....	31
<b>7.1.2 Categorías</b> .....	31
<b>7.2 Parte T-Requerimientos Técnicos</b> .....	31
<b>7.2.1 Configuración del vehículo</b> .....	31
<b>7.2.2 Distancia entre ejes</b> .....	32
<b>7.2.3 Ancho de vías del vehículo</b> .....	32

7.2.4 Suspensión.....	32
7.2.5 Despeje del suelo.....	33
7.2.6 Llantas.....	33
7.3 Valores establecidos por equipo FSULL.....	33
<b>8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES</b> .....	<b>35</b>
8.1 Prototipo 1.....	36
8.2 Prototipo 2.....	37
<b>9. SOLUCIÓN ADOPTADA</b> .....	<b>38</b>
9.1 Material elegido.....	45
9.2 Conjunto resorte-amortiguador elegido.....	46
9.3 Estudios estático y dinámico de frecuencias naturales.....	47
<b>10. RESULTADOS FINALES</b> .....	<b>48</b>
<b>11. CONCLUSIONS</b> .....	<b>50</b>
<b>ANEXOS</b> .....	<b>52</b>
<b>ANEXO I: ESTUDIO DE FRECUENCIAS DEL MODELO</b> .....	<b>56</b>
1. Estudio modelo vibracional.....	60
1.1 Modelo a $\frac{1}{4}$ del vehículo.....	60
1.2 Frecuencia natural de la masa suspendida (modelo $\frac{1}{8}$ ).....	62
1.3 Frecuencia natural de la masa no suspendida.....	63
2. Análisis frecuencias naturales.....	64
2.1 Parámetros generales.....	64
2.1.1 Obtención de las masas suspendida y no suspendida.....	64
2.1.2 Centros de gravedad.....	66
2.1.3 Reparto de pesos.....	70
2.2 Cálculo de rigideces.....	72
2.3.1 Cálculo de rigidez de los resortes.....	72
2.2.2 Cálculo rigidez de los neumáticos.....	74
2.3 Obtención de las frecuencias naturales del vehículo estático.....	78
2.4 Obtención de las frecuencias naturales del vehículo en situaciones límites (aceleración y frenado).....	80
2.4.1 Transferencia de masas.....	80
2.5.1.1 Transferencia de masas hacia el eje delantero (frenada).....	81
2.4.1.2 Transferencia de masas hacia el eje trasero (aceleración).....	82
2.4.2 Obtención de las nuevas frecuencias naturales.....	84
2.4.2.1 Cálculo de la nueva constante de rigidez estática de los neumáticos.....	84
2.4.2.1.1 Durante frenada.....	85

2.4.2.1.2 Durante aceleración.....	85
2.4.2.2 Cálculo de las nuevas frecuencias naturales.....	86
2.4.2.2.1 Durante frenada .....	86
2.4.2.2.2 Durante aceleración.....	87
<b>3. Conclusiones .....</b>	<b>88</b>
<b>ANEXO II: ESTUDIO DE TENSIONES .....</b>	<b>90</b>
<b>1. ESTUDIO DE TENSIONES .....</b>	<b>94</b>
<b>1.1 RÓTULA.....</b>	<b>95</b>
<b>1.2 BARRA DE EMPUJE.....</b>	<b>98</b>
<b>1.2.1 Verificación de cálculos. ....</b>	<b>104</b>
<b>1.3 BALANCÍN.....</b>	<b>105</b>
<b>1.4 BRAZO INFERIOR.....</b>	<b>109</b>
<b>2. CONCLUSIONES.....</b>	<b>116</b>
<b>ANEXO III: MARCO DE LA COMPETICIÓN FORMULA STUDENT .....</b>	<b>118</b>
<b>1. Formula Student.....</b>	<b>122</b>
<b>1.1 Historia de la competición .....</b>	<b>122</b>
<b>1.2 Descripción de la Formula Student SAE.....</b>	<b>122</b>
<b>1.3 Estructura de la competición .....</b>	<b>124</b>
<b>1.4 Sistema de puntuación .....</b>	<b>125</b>
<b>1.5 Eventos estáticos.....</b>	<b>125</b>
1.5.1 La inspección técnica .....	125
1.5.2 Diseño del monoplaza. ....	128
1.5.3 Análisis de costes. ....	128
1.5.4 Presentación. ....	128
<b>1.6 Eventos dinámicos.....</b>	<b>128</b>
1.6.1 Aceleración.....	128
1.6.2 Skid-pad. ....	129
1.6.3 Autocross.....	130
1.6.4 Eficiencia y resistencia.....	131
<b>ANEXO IV: CATÁLOGOS Y OTROS DOCUMENTOS .....</b>	<b>133</b>
<b>1. CATÁLOGO CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR .....</b>	<b>137</b>
<b>2. CATÁLOGO NEUMÁTICOS .....</b>	<b>138</b>
<b>PLANOS .....</b>	<b>144</b>



---

# **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA  
STUDENT**

## **MEMORIA**

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Jesús Gómez Díaz

Tutora

Isabel T. Martín Mateos



# ÍNDICE

<b>1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN</b> .....	14
<b>2. OBJETO</b> .....	15
<b>3. RESUMEN   ABSTRACT</b> .....	15
<b>4. ALCANCE</b> .....	16
<b>5. NORMATIVA Y REFERENCIAS</b> .....	17
<b>5.1 Normativa</b> .....	17
<b>5.2 Bibliografía</b> .....	17
<b>5.3 Programas de cálculo y diseño</b> .....	18
<b>6. ANTECEDENTES</b> .....	19
<b>6.1 Suspensión en los vehículos</b> .....	19
<b>6.1.1 Historia y evolución</b> .....	19
<b>6.1.2 El sistema de suspensión</b> .....	20
6.1.2.1 Masa suspendida y masa no suspendida.....	20
<b>6.1.3 Elementos y características del sistema de suspensión</b> .....	21
6.1.3.1 Resortes o muelles.....	21
6.1.3.2 Amortiguadores.....	22
6.1.3.3 Trapecios .....	27
6.1.3.4 Rótulas.....	28
6.1.3.5 Barras estabilizadoras.....	28
<b>6.2 Tipos de suspensión en competición</b> .....	30
<b>6.2.1 Push-rod</b> .....	30
<b>6.2.2 Pull-rod</b> .....	30
<b>7. REQUISITOS DE DISEÑO</b> .....	31
<b>7.1 Parte A-Administrativa</b> .....	31
<b>7.1.1 Objetivos del diseño del vehículo</b> .....	31
<b>7.1.2 Categorías</b> .....	31
<b>7.2 Parte T-Requerimientos Técnicos</b> .....	31
<b>7.2.1 Configuración del vehículo</b> .....	31
<b>7.2.2 Distancia entre ejes</b> .....	32
<b>7.2.3 Ancho de vías del vehículo</b> .....	32
<b>7.2.4 Suspensión</b> .....	32
<b>7.2.5 Despeje del suelo</b> .....	33

7.2.6 Llantas .....	33
7.3 Valores establecidos por equipo FSULL .....	33
<b>8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES .....</b>	<b>35</b>
8.1 Prototipo 1.....	36
8.2 Prototipo 2.....	37
<b>9. SOLUCIÓN ADOPTADA.....</b>	<b>38</b>
9.1 Material elegido .....	45
9.2 Conjunto resorte-amortiguador elegido.....	46
9.3 Estudios estático y dinámico de frecuencias naturales. ....	47
<b>10. RESULTADOS FINALES .....</b>	<b>48</b>
<b>11. CONCLUSIONS .....</b>	<b>50</b>





## 1. HOJA DE IDENTIFICACIÓN

<b>TÍTULO</b>	Estudio y propuestas de mejora de la suspensión de un vehículo Formula Student
<b>GRADO</b>	Ingeniería Mecánica
<b>TUTORA</b>	Isabel T. Martín Mateos
<b>ENCARGADO POR</b>	Trabajo de Fin de Grado, Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología
<b>Dirección</b>	Avda. Astrofísico Francisco Sánchez s/n 38200 La Laguna. S/C de Tenerife
<b>AUTOR</b>	Jesús Gómez Díaz
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica
<b>DNI</b>	79086419E
<b>Dirección</b>	Calle Fragua 2A derecha, 38108 La Laguna, S/C de Tenerife
<b>Teléfono</b>	638433061
<b>ENCARGADO A</b>	Jesús Gómez Díaz
<b>Fecha</b>	Julio 2018

## 2. OBJETO

Este proyecto tiene por objeto el estudio y diseño de la suspensión de un vehículo Formula Student. La elaboración de este estudio pretende servir de ayuda como aporte al equipo de reciente creación de Formula Student de la Universidad de La Laguna (FSULL) dentro del grupo de Mecánica que trabaja en el diseño y fabricación del primer monoplaza de este tipo en la Universidad de La Laguna.

Los elementos diseñados se facilitarán al equipo en formato SolidWorks® para facilitar las posibles modificaciones que el equipo considere posteriormente, suponiendo así una reducción de tiempos.

## 3. RESUMEN | ABSTRACT

En este proyecto se propone el diseño del sistema de suspensión de un vehículo Formula Student, para el equipo de Formula Student ULL de reciente creación. El sistema diseñado cumplirá con los requisitos que establezcan el equipo y la normativa de la Formula SAE.

Se desarrolla, inicialmente, el fundamento teórico de la suspensión, explicando las partes que la conforman y aquellas que se diseñarán o serán elegidas, para este sistema de suspensión. Se compararán los diferentes tipos suspensión que son comúnmente utilizados en el ámbito competitivo.

Las piezas serán diseñadas en base a la normativa vigente y al estudio del arte realizado previamente. Para el desarrollo de este se utilizará esencialmente el programa SolidWorks® tanto para el diseño como para la simulación de los diferentes elementos.

En este documento se incluyen diferentes estudios como son el marco teórico de la competición, un estudio de vibraciones del modelo y un estudio de las tensiones resultantes en cada uno de los elementos del modelo diseñado para comprobar que son aceptables los diseños y materiales elegidos y propuestos para el monoplaza.

La finalidad de este proyecto será la selección de un modelo de suspensión tras la comparación de los prototipos propuestos, y su posterior análisis más detallado de sus componentes

In this project, the design of the suspension system of a Formula Student vehicle is proposed, for the recently created Formula Student ULL team (FSULL). The designed system meets the requirements established by the team and the regulations of the SAE rules.

Initially, the theoretical basis of the suspension is developed, explaining the parts that form it and those that will be designed or will be chosen for this system. The different suspension types that are commonly used in the competitive field will be compared.

The pieces will be designed based on the current regulations and a study made previously. For the development of this system the SolidWorks® software will be used essentially for the design as well as for the simulation of the different elements designed.

This document includes different studies such as the theoretical framework of the competition, a study of the vibrations of the model and a study of the resulting stresses in each of the elements of the model designed to verify that the designs and materials chosen and proposed are acceptable for the vehicle.

The purpose of this project will be the selection of a suspension model after comparison of the proposed prototypes, and its subsequent more detailed analysis of its components

## 4. ALCANCE

Este proyecto, se centrará en el diseño de un sistema de suspensión para un vehículo de Formula Student, en concreto para el equipo de la Universidad de La Laguna (FSULL) que será igual tanto para el eje delantero como para el trasero del monoplaza. Se diseñarán diferentes piezas, como son los trapecios, superior e inferior; la barra de empuje y balancín. También se buscará las rótulas adecuadas para este sistema. Se calcularán: las constantes de rigidez de los resortes y de los neumáticos. No se diseñará el resorte ni el amortiguador. En base a las constantes de rigidez obtenidas, se seleccionarán de catálogos: el conjunto resorte-amortiguador y los neumáticos. No es objeto de este proyecto el presupuesto de fabricación de dicho sistema de suspensión, sería un proyecto aparte pues existe un apartado exclusivo para los presupuestos, en la competición Formula Student, que es el análisis de costos y fabricación del monoplaza; puntuable como prueba para la competencia.

## 5. NORMATIVA Y REFERENCIAS

### 5.1 Normativa

- Formula SAE Rules 2017-2018, de 13 de septiembre de 2017.
- Norma española UNE 1-039-94. Dibujos técnicos. Acotación.
- Norma española UNE: 157001. Criterios generales para la elaboración de proyectos.

### 5.2 Bibliografía

- [1] SAE International, «Formula SAE Rules,» Warrendale P.A., 2017.
- [2] R. N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, Springer, 2008.
- [3] V. ZATSIORSKY y V. SELUYANOV, *Estimation of the mass and inertia characteristics of the human body by means of the best predictive regressions equations*, Champaign, Illinois: Human Kinetics Publishers, 1985.
- [4] P. DE LEVA, «Adjustments to Zatsiorsky-Seluyanov's segment inertia parameters.,» *Journal of Biomechanics*, 1996.
- [5] Ö. R. 2014. [En línea]. Available: <https://www.ohlinsusa.com>.
- [6] Hoosier Racing Tire Corporation, 2018. [En línea]. Available: <http://www.hoosiertire.com/>.
- [7] D. García-Pozuelo Ramos, *Reparto de cargas*, Madrid.
- [8] Formula Student Germany, 2017. [En línea]. Available: <https://www.formulastudent.de>.
- [9] Salvat, *Enciclopedia Salvat del automóvil*, Salvat, 1974.
- [10] W. F. Miliken y D. L. Miliken, *Race Car Vehicle Dynamics*, Warrendale, PA, 1995.
- [11] M. Cascajosa, *Ingeniería de vehículos. Sistemas y cálculos.*, México: Alfaomega Grupo Editor, 2005.
- [12] Macmillan Profesional, «Sistemas de suspensión de vehículos.,» [En línea]. Available: <http://www.macmillan.es>.
- [13] Professional Racing Supplier, 2018. [En línea]. Available: <https://www.pros-autosport.es>.

- [14] Houdaille Shock Restoration, 2018. [En línea]. Available: <http://houdailleshocks.com/>.
- [15] Merlin Motorsport, 2018. [En línea]. Available: <https://www.merlinmotorsport.co.uk>.
- [16] Hoosier Racing Tire Corp. , 2018. [En línea]. Available: <http://hoosiertire.com>.
- [17] UPM Racing, 2017. [En línea]. Available: <http://www.upmracing.es>.
- [18] e-Tech Racing, 2017. [En línea]. Available: <https://www.etechracing.es/>.
- [19] University of Sunderland, 2017. [En línea]. Available: <https://www.sunderland.ac.uk>.
- [20] Formula Student Spain, 2017. [En línea]. Available: <http://formulastudent.es>.
- [21] Ultra Racing, 2015. [En línea]. Available: <http://ultraracing.my/>.
- [22] Salnés Racing, 2015. [En línea]. Available: <http://salnesracing.blogspot.com>.
- [23] Aficionados a la mecánica, 2014. [En línea]. Available: <http://www.aficionadosalamecanica.net>.
- [24] Vavel Europe, 2014. [En línea]. Available: <https://www.vavel.com>.
- [25] Center for Automotive Research, 2014. [En línea]. Available: <https://car.osu.edu>.
- [26] Dart Racing, 2014. [En línea]. Available: <https://dart-racing.de>.
- [27] TS Motor, 2011. [En línea]. Available: <http://www.tsmotor.co.th>.
- [28] F1 al día, 2011. [En línea]. Available: <https://www.f1aldia.com>.

### **5.3 Programas de cálculo y diseño**

- Programas CAD/CAE
- SolidWorks® 2018
- Microsoft Excel 2017
- Photoview 360°

## 6. ANTECEDENTES

### 6.1 Suspensión en los vehículos

#### 6.1.1 Historia y evolución

La comodidad siempre fue uno de los objetivos de los fabricantes desde antaño, cuando los vehículos eran de tracción animal. Los caminos por los que estos circulaban no estaban asfaltados ni pavimentados, eran empedrados, por lo que cualquier bache, hoyo o piedra que cogieran, se transmitía directamente a donde los ocupantes estaban sentados; reduciendo altamente la comodidad y la fiabilidad del vehículo por esas constantes propagaciones de vibraciones.

Al percatarse de esto, inmediatamente empezaron a surgir ideas sin mucho efecto: acolchando los asientos, colocando unos muelles en el asiento exterior donde se situaba el cochero. Estas propuestas seguían sin solucionar el problema, hasta la idea de colgar la cabina de dicho carruaje, en este caso con correas de cuero, desde unos soportes que provenían desde los ejes del vehículo. La idea era buena, ya que las vibraciones eran absorbidas en cierta medida gracias a este sistema, pero esto hacía que la cabina tambaleara generando aún más inseguridad. Pero este sistema sería el primer sistema de suspensión.

A medida que evolucionaba el automóvil con la implementación del motor, y la mejora del sistema de suspensión; las ruedas de los antiguos carruajes que eran de grandes dimensiones se fueron reduciendo, además de mejorar sus características físicas (adición de llantas y neumáticos). A pesar de todos los avances mencionados, los sistemas de suspensión seguían basándose en sistemas de eje rígidos junto de ballestas, que proporcionaban parcialmente un amortiguamiento, pero no el suficiente. No era el mejor sistema pues no conseguían mantener las ruedas en su totalidad en contacto con el suelo.

En la actualidad, hay diversas configuraciones de suspensiones, pero coincidentes en el uso de la combinación resultante del amortiguador junto al muelle helicoidal. Hoy en día, se ha conseguido, a través de los diferentes tipos de suspensión, el contacto total y permanente de las cuatro ruedas del vehículo con el suelo, mientras dure su trayectoria; aportando comodidad, estabilidad y seguridad, pilares básicos en la industria automotriz.

### 6.1.2 El sistema de suspensión

Dentro de todos los conjuntos que conforman un vehículo, el sistema de suspensión es uno de los más importantes. Siendo sus principales funciones la comodidad y la seguridad. Garantizando el confort de los pasajeros y manteniendo la estabilidad del vehículo en su trayectoria al absorber las deformaciones de la superficie sobre la que circula. Esto se logra principalmente al introducir elementos elásticos y de amortiguación entre los componentes que conforman las masas suspendida y no suspendida.

La suspensión de un vehículo proporciona una estabilidad adecuada ante el balanceo que se produce en el vehículo, tanto en el momento de aceleración como en la frenada, transmitiendo esas fuerzas entre los ejes y el chasis; además debe resistir los esfuerzos que se generan durante la conducción.

En el ámbito competitivo, los diseños de los sistemas de suspensión están basados en el aumento del rendimiento de las prestaciones por encima de la comodidad del piloto del monoplaza. Buscando principalmente la mayor tracción posible y que sea capaz de transmitirla a los neumáticos montados, mejorando así tanto la aceleración como el paso por curva.

#### 6.1.2.1 Masa suspendida y masa no suspendida

La masa suspendida está compuesta por aquellos elementos que soporta el chasis: el motor, sistema de transmisión, ocupantes, etc.

La masa no suspendida está compuesta por aquellos elementos que son utilizados para asimilar las deformaciones de la superficie sobre la que se circula: ruedas, amortiguadores, barra estabilizadora, muelles, etc.

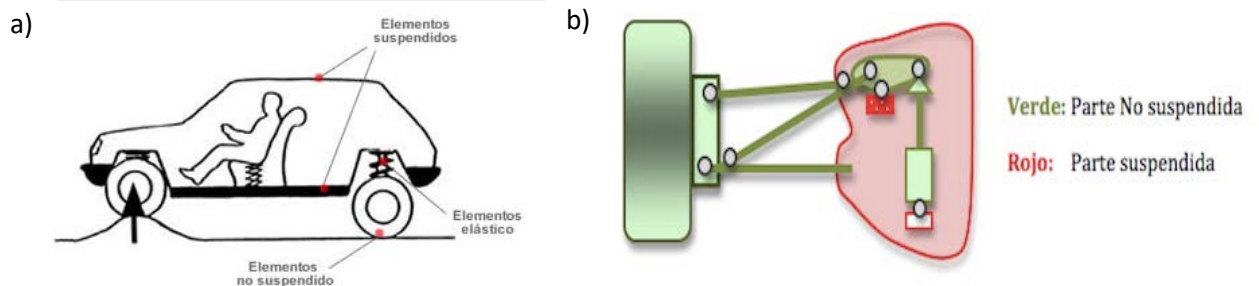


Figura 1: a) Masas suspendida y no suspendida en un vehículo común. [23] b) Esquema masa suspendida y masa no suspendida. En sistema push-rod [24]



### 6.1.3 Elementos y características del sistema de suspensión

#### 6.1.3.1 Resortes o muelles

Con el fin de evitar el despegue del monoplaza del suelo debido a las oscilaciones producidas por las irregularidades del terreno, se introduce en la suspensión un elemento denominado muelle, situado entre el chasis y las ruedas. Se utilizan para absorber dichas oscilaciones, evitando que sean transmitidas hacia la carrocería.

Almacenan la energía que se produce al contacto del neumático con las deformaciones del terreno, pueden deformarse en forma de compresión, extensión o flexión, debido a dichas deformaciones del terreno o por transferencias de las cargas entre ejes por cambio de trayectoria o aumento o disminución de la velocidad del vehículo.

#### Constante de rigidez

A la hora de la elección del tipo de muelles para su diseño, se debe tener en cuenta la constante de rigidez del muelle, que viene definida por la *Ley de Hooke*:

$$F = -kx$$

Donde:

F: Fuerza aplicada sobre el muelle.

X: Longitud deformada.

K: Constante de rigidez del muelle.

El signo negativo indica que la fuerza ejercida por el muelle va en sentido contrario a la deformación que el muelle sufre. Debido al diseño, puede darse una disposición de varios muelles en serie o en paralelo, donde dicho conjunto será sustituido teóricamente por un solo muelle.

#### Frecuencia de oscilación.

Otro parámetro a tener en cuenta a la hora del diseño es la frecuencia de oscilación. Denominándose frecuencia (f) a las veces que un elemento elástico se expande y comprime por segundo. Se mide en Hertzios (Hz), es decir, en ciclos por segundo.

Debe existir una relación entre las frecuencias de oscilación del tren delantero y del tren trasero, ya que un coche sin amortiguadores, y cuyas frecuencias fueran las

mismas, el movimiento tanto de subida y como de bajada (con el desfase que se produce debido a la distancia entre ejes del vehículo), haría que los pasajeros estuvieran constantemente despegando del asiento. Es por ello por lo que debe existir esa relación entre frecuencias, para asegurar el confort en el interior del vehículo. En la industria del automóvil, actualmente, la mayoría de los coches donde el tren delantero está más cargado debido a la mecánica y demás accesorios, los expertos indican que la frecuencia del tren delantero debe ser un 20% mayor que la trasera.

El cuerpo humano posee un rango de aceptación de frecuencias. En cuanto a la frecuencia de la masa suspendida, esta se ha estudiado, y debe estar entorno a los 1,2 Hz. Admitiendo para vehículos con características deportivas 1.3 Hz y 2.5 Hz. Siendo exclusivo su mayor aumento en casos de competición, llegando la frecuencia de la masa suspendida hasta los 6 Hz. La frecuencia, está relacionada con la constante elástica de la suspensión ( $K_s$ ) y con la masa ( $m$ ) de un cuarto del vehículo (masa total sobre cada tren), de la siguiente forma:

$$f = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{K_s}{m}}$$

#### 6.1.3.2 Amortiguadores

Los amortiguadores son los encargados de absorber las vibraciones de los elementos elásticos de la suspensión, convirtiendo la energía generada por las oscilaciones en calor. También debe devolver el muelle o resorte a su estado inicial en el menor tiempo posible.

Al encontrarse en la trayectoria del vehículo un obstáculo, el muelle se comprime o estira, según el obstáculo, absorbiendo la energía que se produce por efecto del choque y rebotando, debido a su elasticidad, sobre la carrocería. Es función del amortiguador frenar dichos rebotes del resorte.

Al flexionarse el resorte y bajarse la altura del chasis, a su vez lo hace el vástago del amortiguador haciendo deslizar el pistó del cilindro de su interior. La energía cinética debido a la interacción con el obstáculo es transformada en energía calorífica que se aporta al líquido que lleva el amortiguador. Dicho fluido es generalmente aceite.

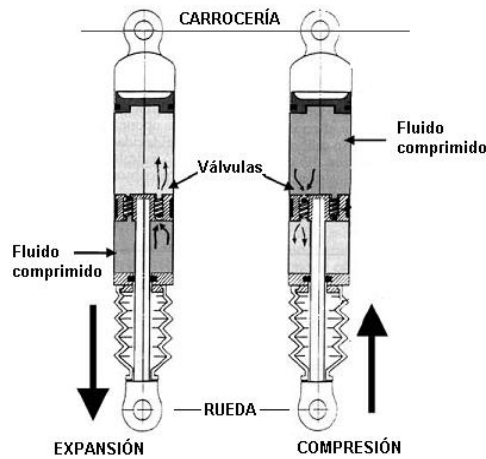


Figura 2: Funcionamiento amortiguador. [22]

La compresión del fluido lo obliga a pasar a la cámara superior del cilindro a través de válvulas de paso. Es este cambio de cámara que realiza en este caso el aceite, lo que genera el frenado de los rebotes del resorte.

Se distinguen dos principales tipos de amortiguadores: de fricción y los hidráulicos.

➤ De fricción.

Los primeros amortiguadores usados eran los denominados: de fricción. Están formados por la unión de dos brazos, mediante un disco y un perno de fricción entre ambos. Uno de los brazos es acoplado a la rueda, mientras que el otro se une a la carrocería del vehículo. Depende del apriete del perno se logrará mayor o menor resistencia por fricción.

Este tipo de amortiguadores hoy en día está en desuso. Debido al endurecimiento de la suspensión que proporcionaban, además del gran desgaste que se generaba lo que conllevaba una duración relativamente baja. En su lugar, actualmente se utilizan los amortiguadores hidráulicos.

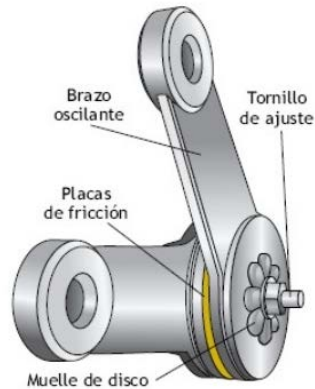


Figura 3: Amortiguador de fricción [12].

➤ Hidráulicos

Actualmente los amortiguadores más usados son los hidráulicos, existiendo diversos tipos: giratorios, de pistón y telescópicos. Estos últimos son de los hidráulicos los que se han impuesto en la industria automotriz.

▪ Giratorios

Los amortiguadores giratorios o de tipo Houdaille estaban formados por un cuerpo cilíndrico, en cuyo interior estaba situado un pistón que se unía rígidamente al resorte del vehículo. Al moverse dicho resorte se provocaba la rotación del pistón, que se encontraba sumergido en fluido, aceite.



Figura 4: Amortiguador giratorio. [14]

- De pistón

Presentan un cuerpo cilíndrico relleno de aceite donde circula a presión un pistón. El movimiento del pistón era generado por un balancín cuyo eje de rotación se encontraba unido al resorte.

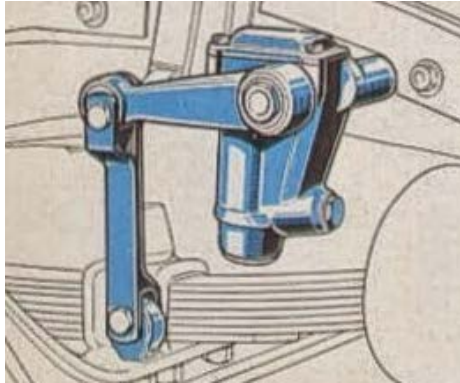


Figura 5: Amortiguador de pistón [9].

- Telescópicos

Los amortiguadores hidráulicos telescópicos consisten en un pistón situado en el interior de un cilindro en el que circula aceite. En dicho pistón existen una serie de orificios y válvulas que permiten el paso del fluido de una parte del pistón a la otra cuando la presión supera un valor establecido.

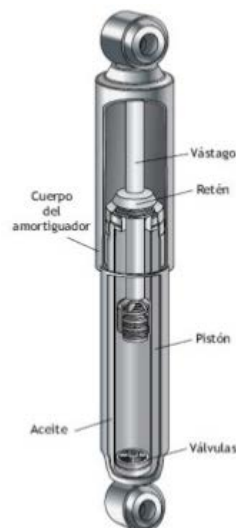


Figura 6: Amortiguador telescópico. [12]

Dentro de los amortiguadores hidráulicos telescópicos podemos distinguir dos tipos: bitubos y monotubo.

○ Amortiguadores bitubo.

Son los más utilizados en la actualidad y por ello será este tipo el seleccionado para el sistema de suspensión a diseñar. Existen presurizados, con aceite y gas; y los no presurizados que solo contienen aceite. Están formados por dos cámaras (una interior, y otra de reserva) y un pistón. El pistón es de doble efecto, y su movimiento lo produce la acción de un vástago unido al amortiguador por su parte superior. El pistón posee unas válvulas calibradas para permitir el paso del fluido. También existen válvulas en la base del amortiguador.

Al comprimirse, se produce un exceso de fluido, por lo que una parte de este se redirige hacia la cámara de reserva, a través de las válvulas situadas en la base del amortiguador.

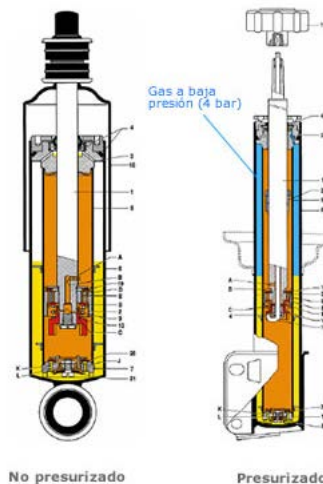


Figura 7: Diferencias entre presurizado y no presurizado. [23]

○ Amortiguadores monotubo

Su uso es mayormente en vehículos de altas prestaciones y a nivel de competición. Constan de dos cámaras: una con aceite y otra de gas a presión. Además de un pistón flotante con válvulas, este se desplaza gracias al vástago que se encuentra en la cámara de aceite

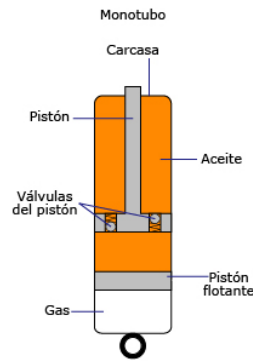


Figura 8: Dibujo amortiguador monotubo. [12]

### 6.1.3.3 Trapecios

Es un elemento de unión entre la mangueta y el chasis. Se une a la mangueta a través de una rotula que permite las rotaciones, y al chasis mediante puntos de unión, en ellos se colocan elementos que absorban los impactos.

En los vehículos ordinarios, solo se utiliza un trapecio donde va alojado el amortiguador. Mientras, en los vehículos de competición, cada rueda cuenta con dos trapecios, de diferente forma, según se haya dispuesto en el diseño del vehículo.



Figura 9: a) Doble trapecio. b) trapecio único [27]

#### 6.1.3.4 Rótulas

Permite la armonía entre el movimiento de la suspensión con el movimiento de la dirección del vehículo. Además, facilitan las rotaciones de los brazos que une, alrededor de 3 ejes. Las rótulas son utilizadas tanto en el sistema de dirección como en el sistema de suspensión. Las de dirección unen la barra de dirección con la mangueta. Las de suspensión fijan los trapecios en los extremos de las manguetas.



Figura 10: Rótula suspensión. [15]

#### 6.1.3.5 Barras estabilizadoras

La barra estabilizadora, también denominada barra anti-balanceo, es una barra maciza o hueca de acero elástico que permite solidarizar el movimiento vertical de las ruedas opuestas, uniendo los trapecios inferiores de la suspensión de un eje. Por la parte central de la barra estabilizadora se une a la masa suspendida (chasis) mediante unos puntos de apoyo que le permiten girar.



Figura 11: Barra estabilizadora. [13]



La barra estabilizadora ejerce su función cuando existe una desigualdad en el recorrido de una rueda respecto a la otra del mismo eje, o cuando existe una inclinación en el vehículo, esta inclinación suele aparecer a la hora de entrar en la curva. Mientras no se den ninguna de esas acciones, y el vehículo circule libremente, sin encontrarse obstáculos, la barra estabilizadora no ejercerá trabajo.

Es un elemento que trabaja a torsión, y al ser un elemento elástico, es capaz de transferir la fuerza de la compresión que se produce en la rueda externa, hacia la interna. De esta manera se produce una mayor compresión en la rueda interna, manteniendo el chasis lo más horizontalmente que se pueda, respecto al plano del terreno. Mejorando así el balanceo del vehículo en su paso por curva.

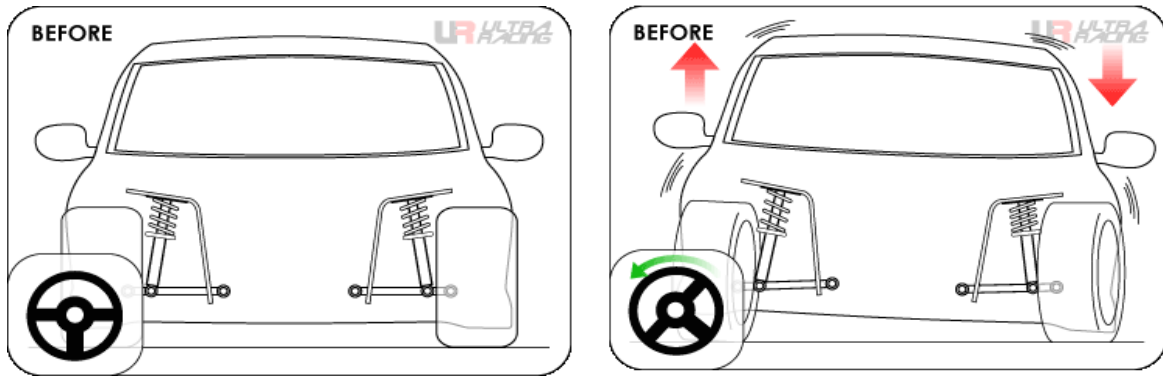


Figura 12: Comportamiento del vehículo sin barra estabilizadora. [21]

- Antes de instalar la barra estabilizadora se observa que, al tomar una curva, debido a la transferencia de peso que se produce, el vehículo se balanceará hacia el lado exterior de la curva, haciendo más difícil la estabilidad en curva y debilitando la respuesta de la dirección.

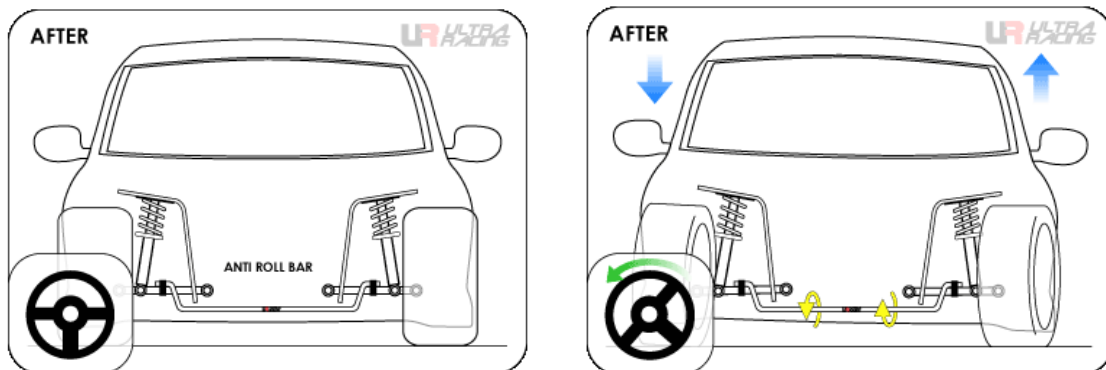


Figura 13: Comportamiento del vehículo con barra estabilizadora. [21]

- Después de instalar la barra estabilizadora el vehículo se balancea menos, gracias al par de torsión que ejerce la barra, haciendo estable el paso por curva y la correcta respuesta de la dirección.

## 6.2 Tipos de suspensión en competición

Los sistemas de suspensión en competición son muy diversos, pero hay dos que destacan entre todos los demás por la flexibilidad del diseño a la hora de adaptarse en los vehículos. Gracias a estos sistemas, se ha conseguido tener un centro de gravedad bastante bajo. Son sistemas muy parecidos pero que varían en la colocación de la barra de empuje, variando así la forma en la que esta trabaja.

### 6.2.1 Push-rod

Está formado por dos triángulos o trapecios de suspensión, una barra de empuje situada diagonalmente que trabajará a compresión que a su vez empujará al balancín para accionar el resorte-amortiguador.

### 6.2.2 Pull-rod

Constituido por dos triángulos de suspensión, varía la colocación de algunos elementos respecto al sistema push-rod, la barra de empuje diagonal trabaja en este caso a tracción.

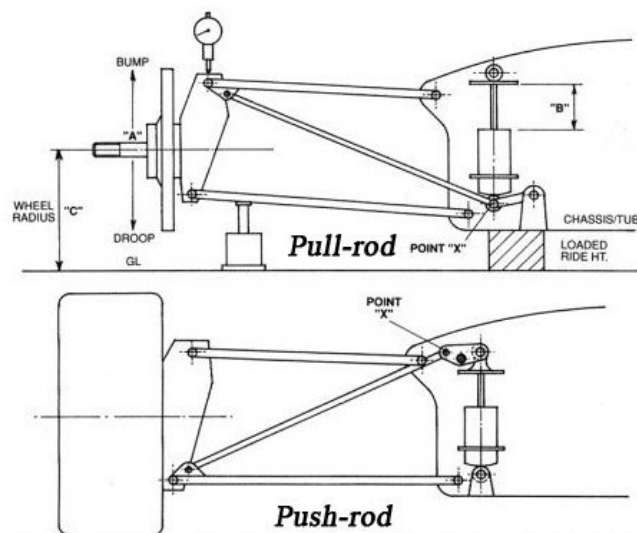


Figura 14: Diferencias entre Pull-rod y Push-rod. [28]

En el sistema Push-rod hay mayor facilidad de acceso y ajuste de los elementos, así como su menor costo de fabricación y permite tener un centro de gravedad de menor altura

respecto al sistema Pull-rod. Es por eso por lo que la mayoría de los equipos de la competición de Formula Student SAE utilizan en sus monoplazas el sistema Push-rod.

## 7. REQUISITOS DE DISEÑO

La organización tiene una normativa propia extensa, suministrada por ellos mismos a través de su web. En ella se detallan ciertos aspectos del diseño del monoplaza que deben ser cumplidos.

A continuación, se incluyen los artículos que hacen referencia al diseño de las suspensiones. [1]

### 7.1 Parte A-Administrativa

#### 7.1.1 Objetivos del diseño del vehículo

*A1.1* La competición Formula SAE reta a equipos universitarios a diseñar, fabricar, desarrollar y competir con monoplazas de estilo Formula.

#### 7.1.2 Categorías

*A1.4* Los monoplazas serán evaluados en una serie de eventos dinámicos y estáticos, incluyendo: inspección técnica, costes, presentación y diseño. Eventos individuales en pista, y comprobación de eficiencia de alto rendimiento en pista.

### 7.2 Parte T-Requerimientos Técnicos

#### 7.2.1 Configuración del vehículo

*T2.1* El monoplaza deberá ser de ruedas libres y *cockpit* abierto (cuerpo estilo formula) con cuatro ruedas que no estén en línea.

Los vehículos de ruedas libres tendrán las siguientes características:

- a) Los 180° superiores de las ruedas/neumáticos deben estar libres, sin obstrucciones, cuando sean vistas verticalmente desde arriba.
- b) Las ruedas/neumáticos deben estar libres cuando sean vistas desde el perfil.

- c) Ninguna parte del vehículo puede encontrarse en una zona de exclusión definida por dos líneas que se extienden verticalmente 75 mm por delante y 75 mm por detrás, el diámetro exterior de los neumáticos de la parte delantera y trasera en la vista lateral del vehículo, con los neumáticos dirigidos hacia adelante. Este mantenimiento de la zona de exclusión se extenderá lateralmente desde el plano exterior de la rueda/neumático al plano interior de la rueda/neumático
- d) También debe cumplir con las dimensiones/requisitos del artículo 9: Dispositivos aerodinámicos. Los neumáticos secos se usarán para todas las inspecciones.

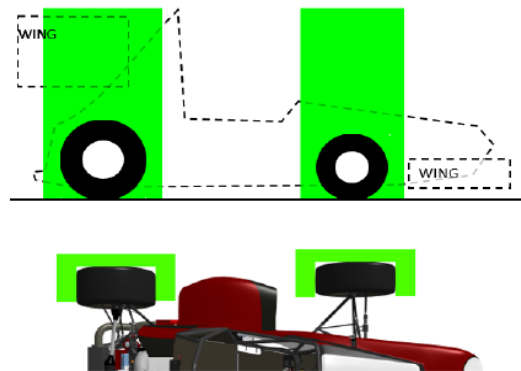


Figura 15: Delimitación de la zona de exclusión [1]

### 7.2.2 Distancia entre ejes

**T2.3** El vehículo tendrá una distancia entre ejes (batalla) de al menos 1525 mm (60 pulgadas). La batalla está medida desde los centros de los puntos de contacto de las ruedas traseras y delanteras con el suelo.

### 7.2.3 Ancho de vías del vehículo

**T2.4** La vía (delantera o trasera) no debe ser menor que el 75% de la mayor.

### 7.2.4 Suspensión

**T6.1.1** El monoplaza deberá estar equipado con un sistema de suspensión con amortiguadores totalmente funcional, tanto en el eje delantero como en el trasero. Tendrá un recorrido total de al menos 50.8mm (2 pulgadas): en compresión 25.4mm (1 pulgada) y en extensión 25.4mm (1 pulgada). Estas medidas están estimadas cuando el piloto se encuentra en el *cockpit* correctamente posicionado.

### 7.2.5 Despeje del suelo

**T6.2** El despeje del suelo debe ser lo suficiente como para prevenir que cualquier parte del coche que no sean los neumáticos pueda hacer contacto con el suelo durante los eventos de pista. El contacto intencionado o excesivo con el suelo por alguna parte del coche diferente a los neumáticos podrá ser motivo de la anulación de un resultado del equipo participante o incluso de una prueba entera.

### 7.2.6 Llantas

**T6.3.1** Las llantas del vehículo deben tener un diámetro mínimo de 203.2mm (8 pulgadas).

## 7.3 Valores establecidos por equipo FSULL

Una vez son conocidos que mínimos debemos cumplir y los máximos, así como qué se puede y qué no. El equipo de Formula Student ULL, realizó una serie de reuniones con el fin de establecer unos datos de inicio para comenzar el diseño del coche, dichos valores son:

- Batalla del monoplaza: 1550 mm.
- Ancho de vías: 1200 mm.
- Conductor: 1.75 m de estatura y 70 Kg de peso.

A medida que se avanza en el proyecto y se deciden los elementos en concreto que irán en el coche, se hace una estimación del peso del coche:

- Peso monoplaza: 227 Kg.
  - Motor EMrax 228: 15 Kg.
  - Controlador Unitek Bamocar d3: 12 Kg.
  - Baterías LiPO/LiCO<sub>2</sub>: 60 Kg.
  - Diferencial Drexler Limited Slip: 10 Kg.
  - Resto de elementos: 60 Kg.

Se realiza un esquema sencillo en el cual se distribuye los elementos, agrupándolos en 3 conjuntos. Siendo uno el piloto, otro el motor, diferencial, controlador y baterías (representados por un rectángulo de 400x500mm, y el tercer conjunto serán el resto de los elementos que se distribuyen linealmente a lo largo de la batalla del monoplaza.

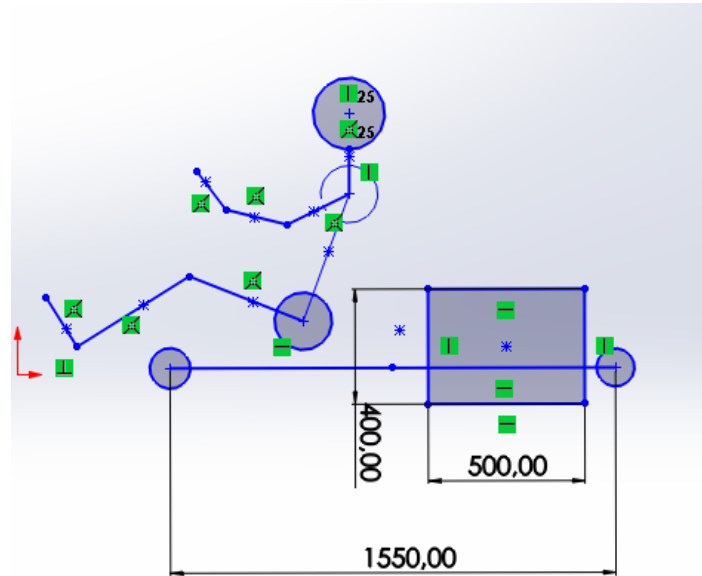


Figura 16: Esquema distribución elementos en el monoplaza. (milímetros) Fuente propia.

Otro requisito de diseño por parte del equipo a la hora de diseñar las piezas es que todas las que se puedan se fabriquen del mismo material que el chasis. El material en cuestión es el AISI 1020, pero en caso de no ser viable dicho material, se debe buscar un material alternativo para dicha pieza.

Los brazos de la suspensión irán fijados al chasis a través de unos anclajes soldados al mismo, la distancia longitudinal entre ambos anclajes donde irán los brazos es de 280 mm para el brazo inferior y 240 mm para el brazo superior; y 130 mm. de altura. En la siguiente figura, se puede ver un croquis con los datos anteriores proporcionados de las distancias de los anclajes, lo que condiciona las medidas de los brazos de suspensión.

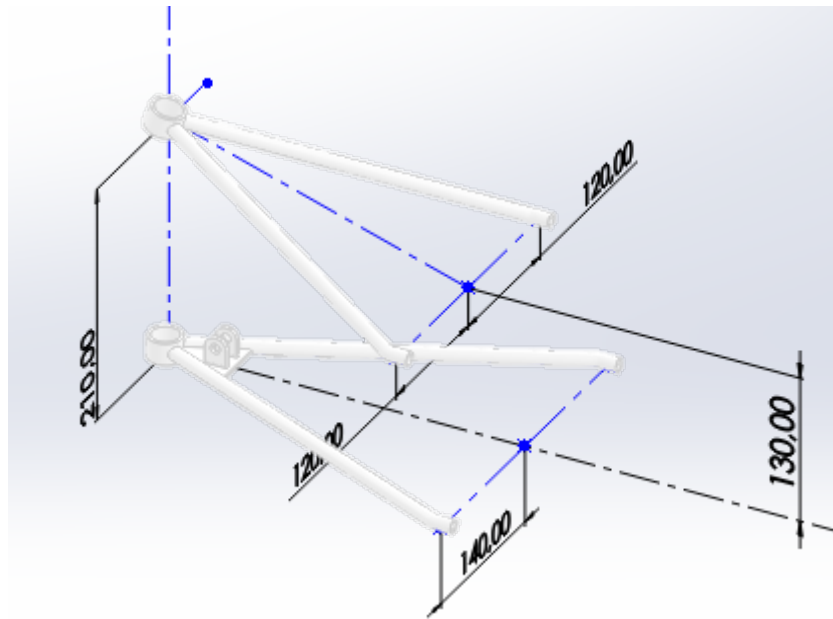


Figura 17: Esquema medidas en milímetros de los brazos de suspensión. Fuente propia.

## 8. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

Para realizar el diseño de un sistema de suspensión de un vehículo de competición, como en este caso de tipo Formula Student. Se comienza, como se mencionó en el apartado de *Antecedentes*, identificando los tipos de sistemas de suspensión utilizados en el ámbito competitivo. Teniendo finalmente dos tipos para seleccionar, el sistema Push-rod y el Pull-rod.

Identificando sus ventajas y desventajas se elabora una lista de estas de cada sistema de suspensión:

### Sistema Push-rod:

Ventajas:

- Robustez.
- Mayor capacidad de soportar irregularidades del terreno.
- Mayor rango de ajustes.
- Mejor accesibilidad a los diferentes elementos.
- Facilita el tránsito del aire.

Desventajas:

- Mayor sección de la barra de empuje.
- Mayor peso del conjunto.

Sistema Pull-rod:

Ventajas:

- Más ligero que el sistema Push-rod.
- Permite bajar el centro de gravedad del conjunto.
- Más aerodinámica.

Desventajas:

- Complejidad de diseño.
- Fragilidad y propensa a roturas debido a las cargas aerodinámicas.

Teniendo en cuenta las ventajas e inconvenientes anteriores, el equipo de la ULL se decanta por el **sistema Push-rod**, ya que es ampliamente utilizado en la competición de la Formula Student y gracias a las ventajas que presenta y sus escasos inconvenientes.

Dentro de este sistema elegido, se pueden optar por diferentes tipos de geometrías: donde ambos brazos son de igual longitud o donde el inferior es mayor que el superior.

## 8.1 Prototipo 1

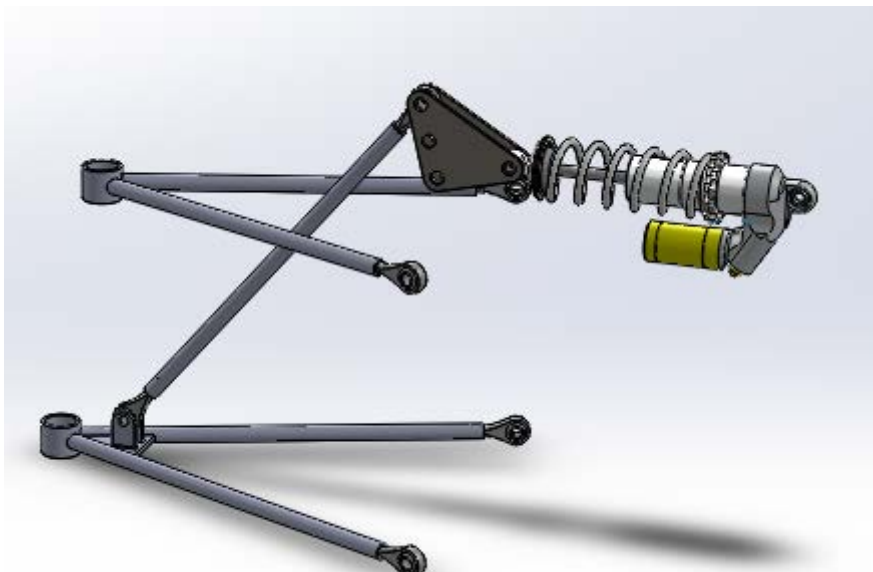


Figura 18: Prototipo 1. Fuente propia.



El primer modelo propuesto cumplía con las características propias del sistema de suspensión tipo Push-rod. En este, ambos brazos, tanto el superior como el inferior, tendrían la misma longitud, además de ser paralelos entre sí. Como las longitudes son iguales, el centro de balanceo del monoplaza es más bajo, además de proporcionar al piloto un mayor control de la dirección

Aunque debido al diseño de chasis se modificarían sus longitudes. Ya que se busca un mayor agarre del vehículo, antes que bajar el centro de balanceo pasando a ser el brazo inferior mayor que el superior.

Tras reuniones posteriores, se decide descartar esta propuesta, pues dificultaba la unión con la mangueta por como esta había sido diseñado.

## 8.2 Prototipo 2

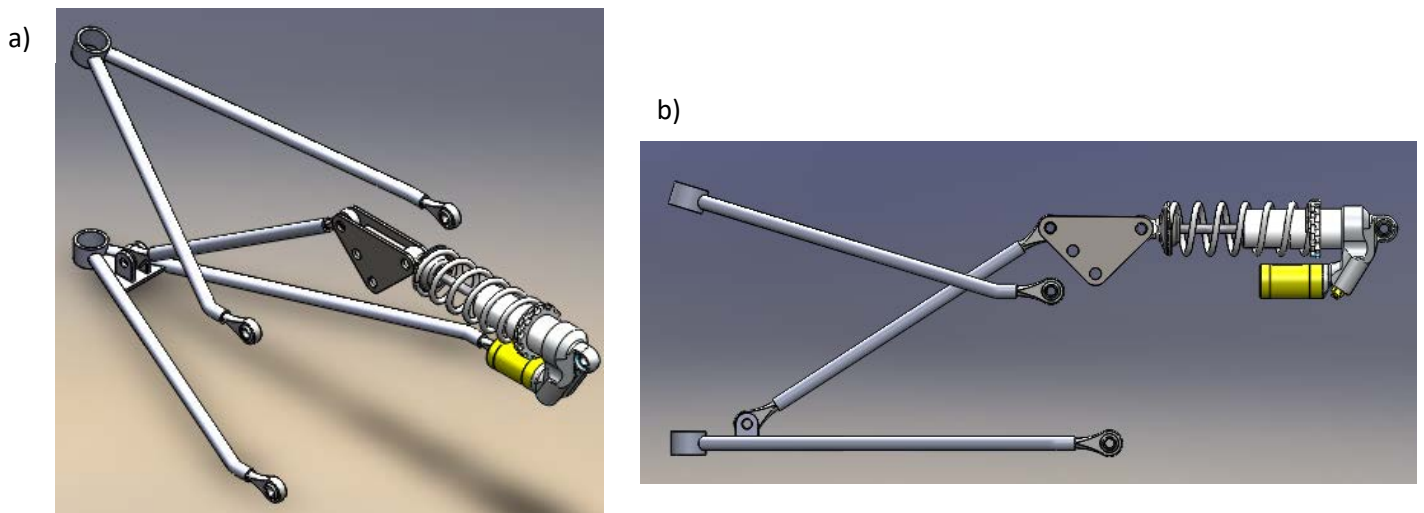


Figura 19: Prototipo 2 a) Vista general. b) Vista de perfil. Fuente propia

Este segundo prototipo se propone como solución al inconveniente generado por el diseño de la mangueta, que hacía necesario un ángulo de inclinación del brazo superior de la suspensión.

## 9. SOLUCIÓN ADOPTADA

La solución que se selecciona es la del **prototipo 2**.

Debido al diseño de la mangueta, se decide dar un ángulo al brazo superior respecto al brazo inferior, de  $16,91^\circ$ . Aparte de permitir la unión mangueta-suspensión esta modificación permite la mejor accesibilidad a los demás componentes a la hora de hacer ajustes.

También se añadió una sección de barra en los extremos de los brazos que irán anclados al chasis, la idea es que estas pequeñas secciones sean perpendiculares a donde se anclará la suspensión lo que permite con mayor facilidad su unión.

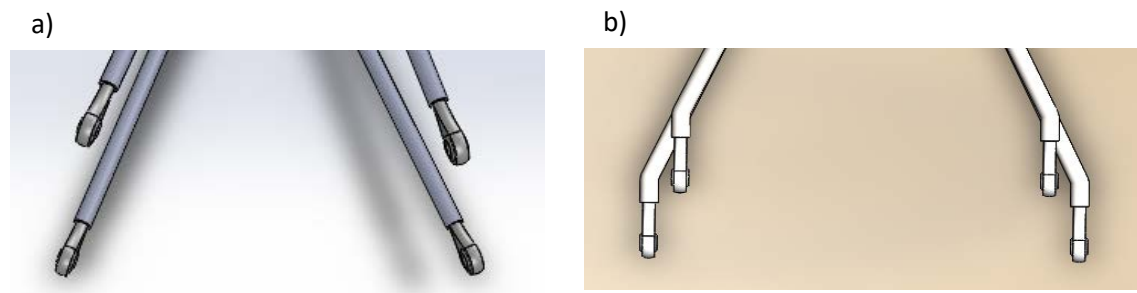


Figura 20: Uniones suspensión-chasis de la solución adoptada a) Prototipo 1. b) Prototipo 2. Fuente propia

En la figura 23 se observa cómo serían los extremos de los brazos del que se tenían inicialmente, en la 22 se ve la adición mencionada de una sección de barra para facilitar la unión suspensión-chasis.

Este nuevo modelo propuesto, sigue cumpliendo con los requisitos del equipo y se varía ligeramente la diferencia de longitudes entre el brazo inferior y el superior. Midiendo el superior 298 mm y el inferior entorno a los 346 mm.

Gracias al ángulo del brazo superior, se cuenta con un rango mayor de ajuste de la mangueta en cuanto al ángulo de caída. Esto junto a que el brazo superior es más corto que el inferior se traduce en ganancia de caída negativa del monoplaza. El ángulo de caída es el ángulo que tiene el neumático respecto a la superficie cuando se observa el vehículo de frente.

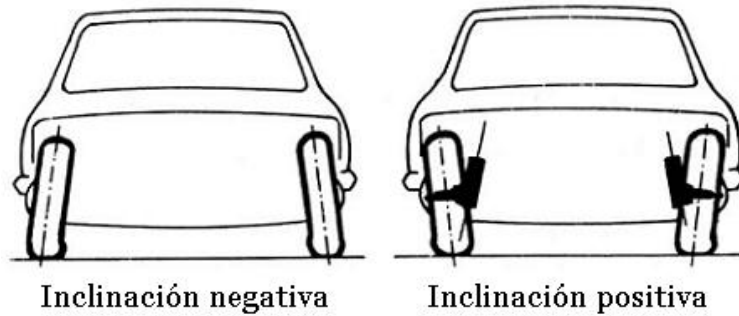


Figura 21: Ángulos de caída. [23]

Los neumáticos de competición necesitan, debido a como están fabricadas sus carcasas, un ángulo de caída negativa entorno a los  $3^\circ$ , lo que les permite proporcionar al monoplaza una gran adherencia y conseguir un mayor apoyo del neumático con la superficie.

Las piezas diseñadas que compondrán este prototipo serán descritas a continuación, donde se mencionarán sus características y dimensiones, estas piezas han sido sometidas a los diferentes esfuerzos calculados en el Anexo I y simulados en SolidWorks® en el Anexo II:

- Rótulas:** Las rótulas serán las encargadas de realizar las uniones entre los diferentes elementos de la suspensión que se pretende diseñar. Disponen de cojinetes (rod ends) en su interior para evitar esfuerzos que puedan causar defectos en las piezas. Tanto el diseño como la fabricación de estas la lleva a cabo Monroe Engineering, empresa que cedió los planos de la pieza para poder ajustarla a las necesidades del equipo. El diámetro interior será igual a métrica de 8 mm. y una longitud total de la pieza de 63 mm. El material elegido para su fabricación será el acero AISI 1020.

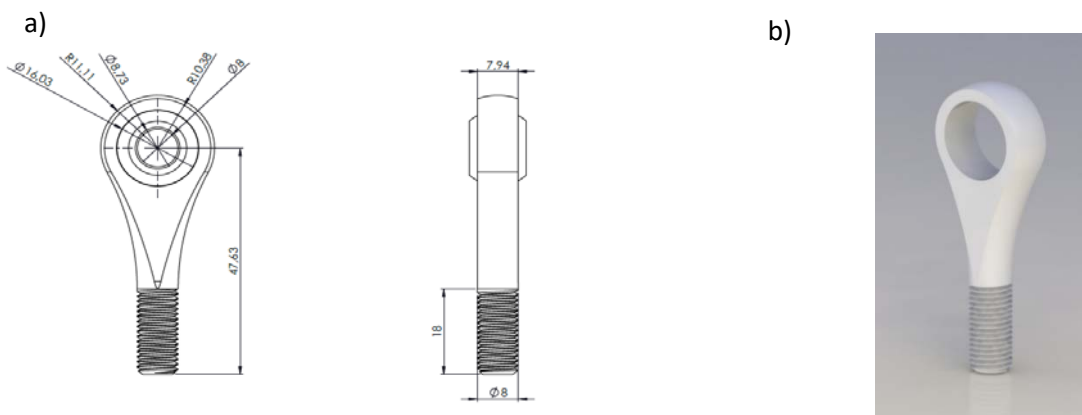


Figura 22: a) Dimensiones rótula. b) Rótula. Fuente propia.

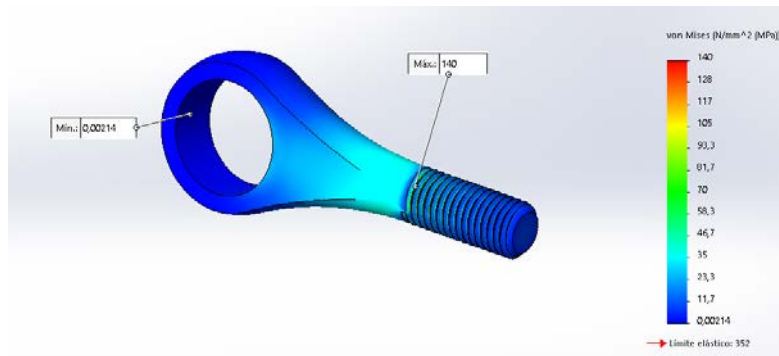


Figura 23: Verificación de tensiones en la rótula. Fuente propia.

- Barra de empuje:** Esta barra será la encargada de transmitir la fuerza al balancín. En sus extremos irán colocadas las rótulas que permitirán la unión con el balancín y con el soporte del brazo inferior. La barra de empuje será de acero AISI 1020. Su diámetro exterior inicialmente era de 14 mm y el interior e 10 mm. Siendo su longitud de 250 mm.

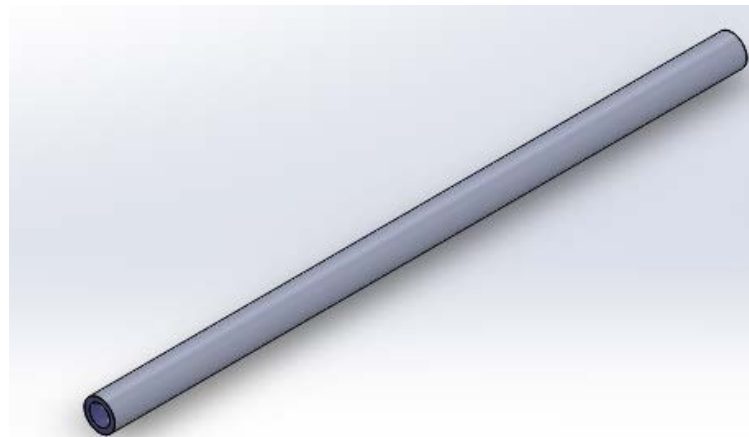


Figura 24: Barra de empuje. Fuente propia.

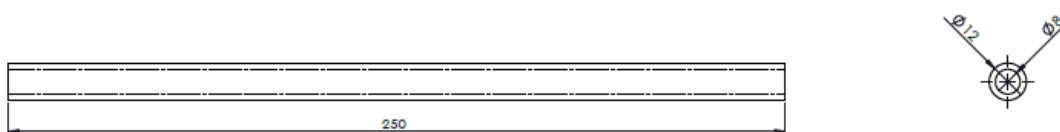


Figura 25: Dimensiones finales barra de empuje. Fuente propia.

Se estudiaron diversas modificaciones y también las tensiones resultantes de dichas modificaciones, como la variación del material de fabricación, en vez del acero AISI 1020, se estudió con otro material ampliamente utilizado en esta competición: el acero AISI 304. Se comprobó que era mejor el AISI 1020, y se

redujeron las dimensiones de la barra, manteniendo su longitud, y siendo su diámetro exterior de 12 mm y el interior de 8 mm.

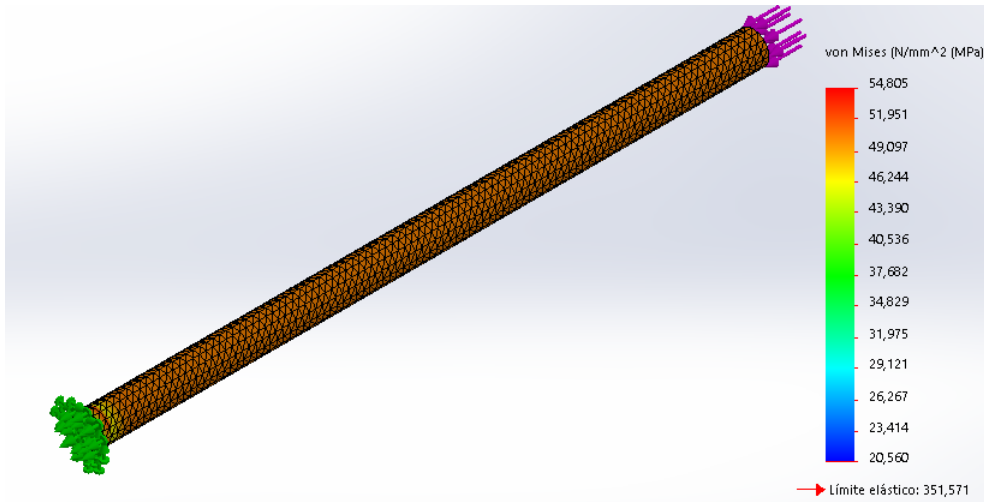


Figura 26: Verificación de tensiones en la barra de empuje. Fuente propia.

- Balancín:** Esta pieza se verá sometido a diversos esfuerzos como el que transmite la barra de empuje, y la barra estabilizadora, así como la fuerza del conjunto resorte-amortiguador.

El balancín se encontrará unido a la barra de empuje (1), al pistón del amortiguador (2), a la barra estabilizadora (3) y anclado al chasis (4). En la siguiente figura se puede observar los puntos de unión. Cuyos diámetros son de 10 mm. Las caras laterales del balancín tienen un espesor inicial de 3 mm cada una.

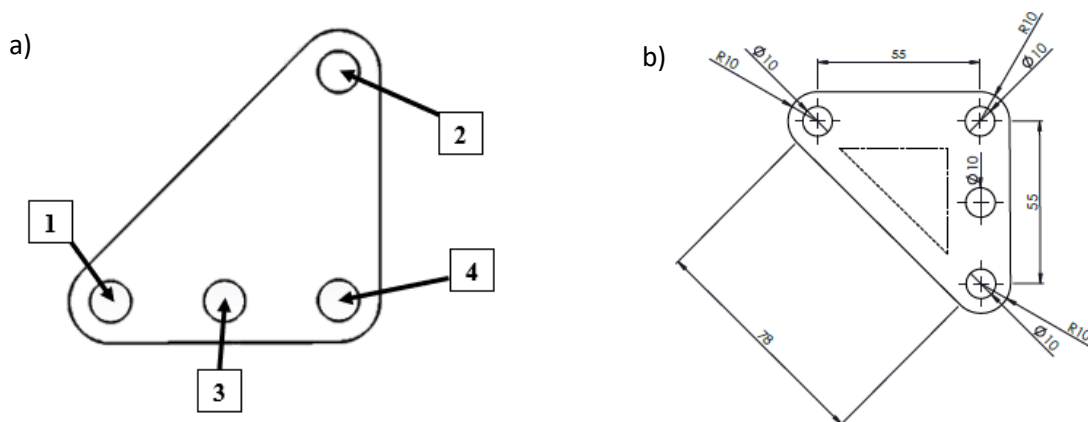


Figura 27: a) Uniones del balancín.  
 b) Dimensiones balancín. Fuente propia.

El material elegido será el mismo: acero AISI 1020. Al observar los resultados de tensiones obtenidos, se decide realizar mejoras en la pieza para obtener mayor rendimiento como en este caso, que se reduce el grosor de la pieza para aligerar peso, variando hasta llegar a los 2 mm de espesor en las caras laterales.

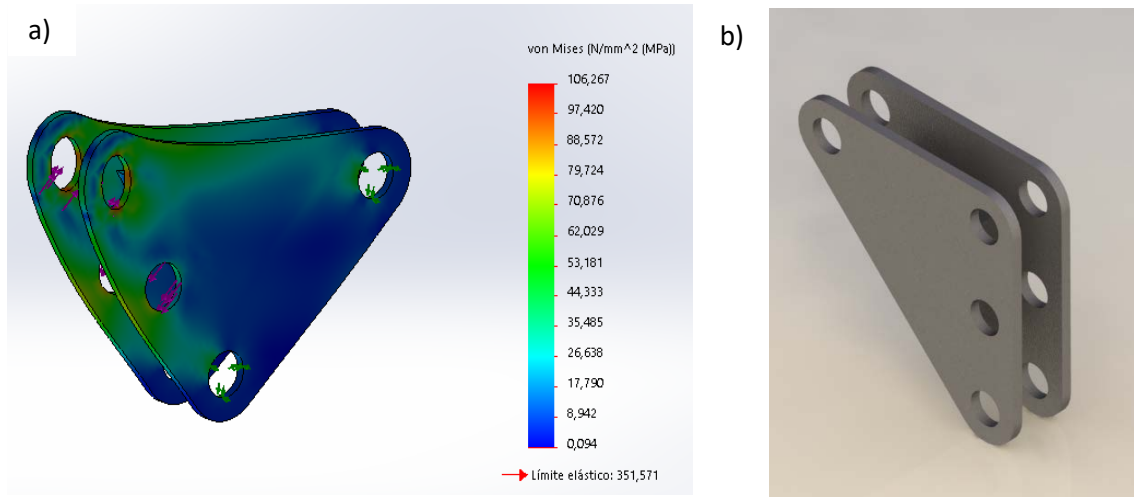


Figura 28: a) Verificación de tensiones en el balancín. b) Balancín  
Fuente propia.

- Brazo superior:** El brazo superior de la suspensión, será de menor longitud que el inferior. Este mide 346 mm, posee un ángulo de inclinación de 16,91° para facilitar la unión con la mangueta diseñada por el equipo de la ULL. Y permitir una mayor variedad de ajustes.

El material elegido es de nuevo el acero AISI 1020. La cabeza del brazo superior, donde se realizará la unión con la mangueta tiene un diámetro exterior de 30mm y el interior es de 24 mm. Los brazos laterales serán dos barras de 12 mm de diámetro de exterior y 4mm de espesor, teniendo así un diámetro interior de 8 mm.

Al ser el brazo que menos esfuerzos soporta, no se le realiza un análisis de tensiones, pues el que se someterá al estudio es el brazo inferior.

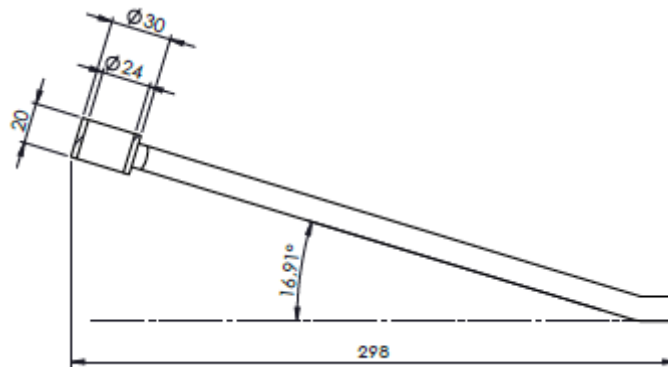


Figura 29: Dimensiones finales brazo superior. Fuente propia.

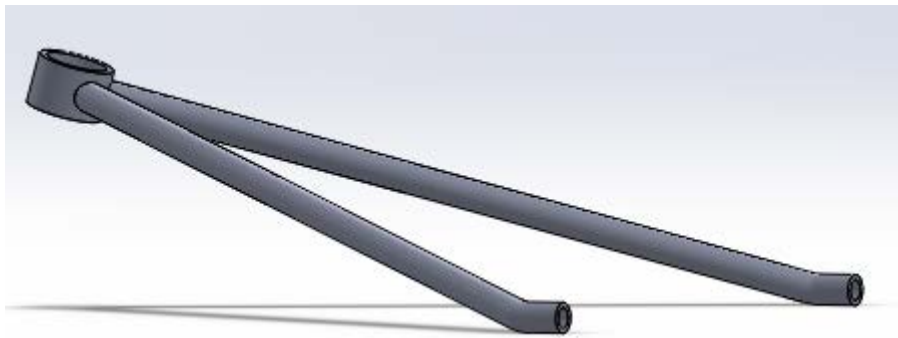


Figura 30: Brazo superior. Fuente propia.

- Brazo inferior:** Este brazo será el que se someta al estudio de tensiones (Anexo II) dado que de los dos brazos es el que más esfuerzos soportará: el peso del monoplaza y las irregularidades del terreno.

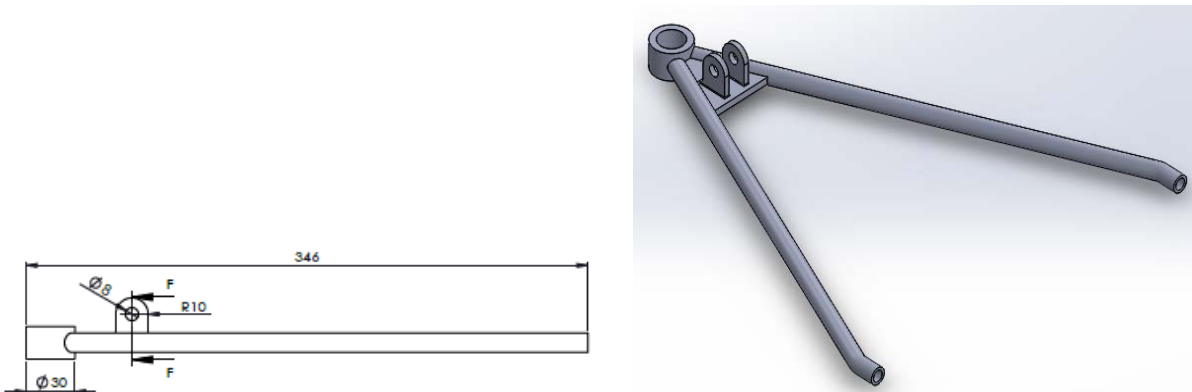
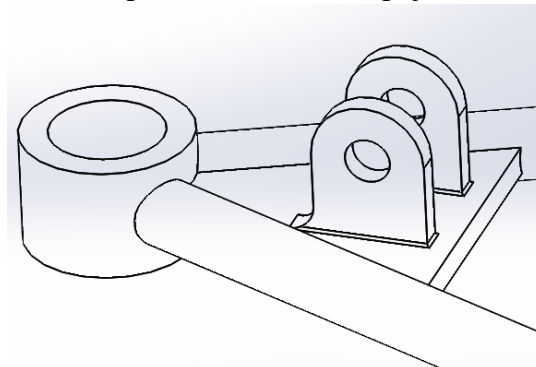


Figura 31: a) Dimensiones finales brazo inferior. b) Brazo inferior. Fuente propia.

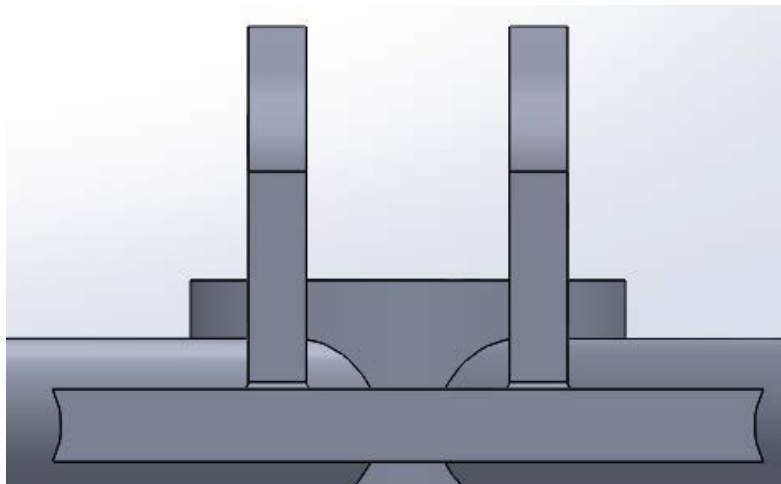
Como los demás elementos anteriores, estará fabricado en acero AISI 1020, las barras laterales del brazo inferior inicialmente tenían un diámetro exterior de 14 mm y el interior de 8mm. Cuando se realiza el estudio de tensiones, se observa que este diámetro exterior puede ser reducido hasta los 12 mm sin comprometer a la pieza.

La barra de empuje deberá fijarse a este brazo, es por ello que se diseña un soporte para la misma. Cuyos diámetros serán de 8mm de acuerdo con la métrica de la rótula que fijará a este soporte la barra de empuje.



*Figura 32: Soporte de la barra de empuje. Fuente propia.*

Este soporte cuenta con 5 mm de espesor inicialmente que tras estudiar las tensiones que tienen lugar en él se decide reducir hasta los 3mm



*Figura 33: Apreciación del espesor del soporte de la barra de empuje. Fuente propia.*



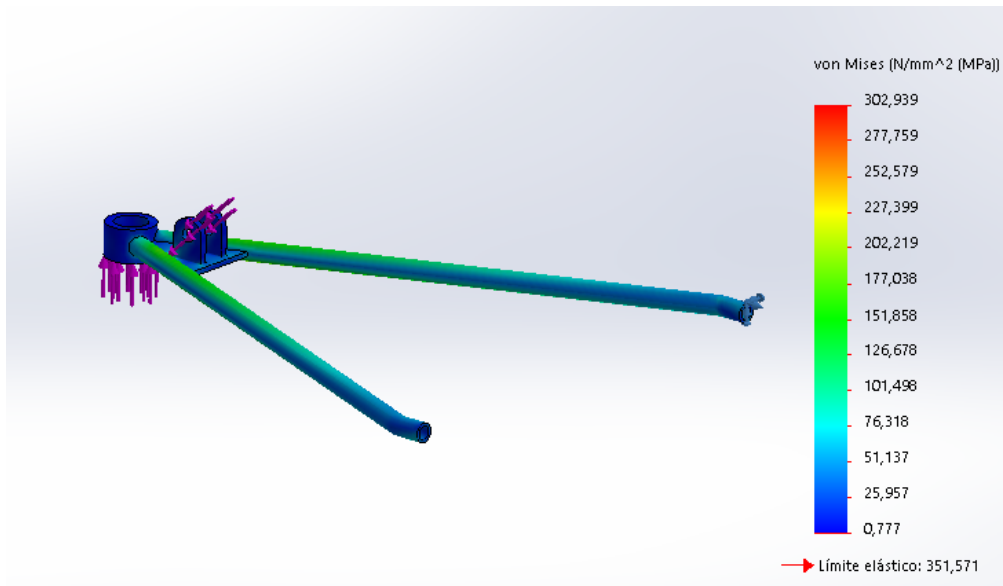


Figura 34: Verificación de tensiones en el brazo inferior. Fuente propia.

## 9.1 Material elegido

El material elegido para la fabricación de todas las piezas anteriores es el mismo, el acero AISI 1020 cuyas propiedades son las siguientes:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2,00E+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	7.7e+10	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	7900	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	420507000	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	351571000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.5e-05	/K
Conductividad térmica	47	W/(m·K)
Calor específico	420	J/(kg·K)

Tabla 1: Propiedades del acero AISI 1020

## 9.2 Conjunto resorte-amortiguador elegido

El amortiguador es el elemento que se encarga de absorber las diferentes oscilaciones producidas por el resorte para que no se produzca el efecto vaivén en el monoplaça. Debido a este efecto, es común, que las empresas vendan como un conjunto el resorte y el amortiguador, tratándolo como si de un mismo elemento fuera.

Con los cálculos realizados en el Anexo I, la rigidez de los resortes delanteros y traseros del monoplaça del equipo de la ULL serán:

- Rigidez eje delantero:  $k_{del} = 16.98 \text{ KN/m}$
- Rigidez eje trasero:  $k_{tras} = 15.84 \text{ KN/m}$

En lo referido al amortiguador, se establece el siguiente recorrido:

	EJE DELANTERO	EJE TRASERO
	Total = 80 mm	Total = 90 mm
Compresión (+)	48 mm	54 mm
Extensión (-)	32 mm	36 mm

Tabla 2: Recorrido establecido para el amortiguador.

Según los valores expuestos, se decide buscar un conjunto de amortiguador y resorte especializado en la FSAE, tras leer diferentes informes y opiniones de otros equipos, se decide pedirlos a la empresa Öhlins Racing, ya que es especializada en este tipo de conjuntos para la FSAE, además del descuento que ofrece. En concreto se selecciona el conjunto TTX 25 MKII.



Figura 35: Conjunto resorte-amortiguador Öhlins TTX 25 MKII.

[5]

El conjunto resorte-amortiguador Öhlins TTX25 MKII tiene las siguientes características:

Distancia de ojo a ojo	200 mm
Carrera	57 mm
Peso	394 g (sin resorte)
Constante de rigidez del resorte	200 lbs/in

Tabla 3: Características Öhlins TTX25 MKII

### 9.3 Estudios estático y dinámico de frecuencias naturales.

Para realizar el diseño del sistema de suspensión del monoplaza, es conveniente primero estudiar las frecuencias naturales del vehículo, para una vez analizadas tener una idea del comportamiento que presentará el monoplaza durante su conducción. Este análisis de frecuencias será dividido en dos partes: en estático y dinámico. En el dinámico se estudian concretamente los casos críticos de aceleración y frenada.

Una vez se obtienen los diferentes datos de las frecuencias propias de las masas suspendidas y no suspendidas del monoplaza se comprueba que se mantengan en un rango que se establece dentro de los vehículos deportivos, para las masas suspendidas ( $w_2$ ) de [1.3-2.5] Hz, y para la masa no suspendida ( $w_1$ ) un valor de [10-15] Hz. Estar dentro de estos rangos significaría una mayor comodidad en la conducción. En el caso planteado en este proyecto las frecuencias son ligeramente superiores a esos rangos, pues en el ámbito competitivo se busca la mejora de rendimiento por encima de la comodidad en la conducción. Obteniendo los siguientes resultados:

	Estático	Dinámico	
		Aceleración	Frenada
Eje delantero	$w_1=17.32$ Hz $w_2=2.64$ Hz	$w_1=17.21$ Hz $w_2=2.83$ Hz	$w_1=17.95$ Hz $w_2=1,983$ Hz
Eje trasero	$w_1=15.12$ Hz $w_2=2.49$ Hz	$w_1=15.21$ Hz $w_2=2.49$ Hz	$w_1=14,59$ Hz $w_2=4,9$ Hz

Tabla 4: Resultados estudio de frecuencias

## 10. RESULTADOS FINALES

Una vez realizado el diseño de todas las piezas, se procede a analizar cada una con el fin de ver si soportarán los esfuerzos a los que se verán sometidos. Este análisis se puede ver en el *Anexo II* de este proyecto. Por decisión del equipo se decide utilizar el mismo sistema de suspensión y mismas dimensiones tanto para el eje delantero como el trasero. Un sistema de doble brazo o triángulo y sistema push-rod, por las ventajas que presenta a la hora de realizar adaptaciones y ajustes en el monoplaça.

Este modelo de suspensión ha sido diseñado en base a un primer modelo de chasis, en caso de realizar cambios en este deberá tenerse en cuenta las nuevas modificaciones para ajustar en base a ellas el diseño de la suspensión.

A modo de resumen, en la siguiente tabla se reflejan las dimensiones finales de los elementos que sufrieron modificaciones:

PIEZA	MATERIAL	DIMENSIONES
Rótula	AISI 1020	Personalizada
Barra de empuje	AISI 1020	$\varnothing_{\text{ext}} = 12 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{int}} = 8 \text{ mm}$
Balancín	AISI 1020	Caras laterales con un espesor de 2 mm
Brazo inferior	AISI 1020	$\varnothing_{\text{extbraz}} = 12 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{intbraz}} = 8 \text{ mm}$ Espesor soporte barra de empuje de 3mm

*Tabla 5: Dimensiones finales de la solución elegida.*

Tras comprobar que los diferentes elementos cumplen con los requisitos de diseño establecidos tanto por la normativa de la competición como los del equipo de la ULL y soportan las fuerzas que les serán aplicadas, se realiza el ensamblaje de todas las piezas, para ver el resultado final.

A continuación de manera ilustrativa, se observa en las siguientes figuras, como sería el resultado final del sistema de suspensión tipo Push-rod del equipo FSULL, mediante diferentes perspectivas.

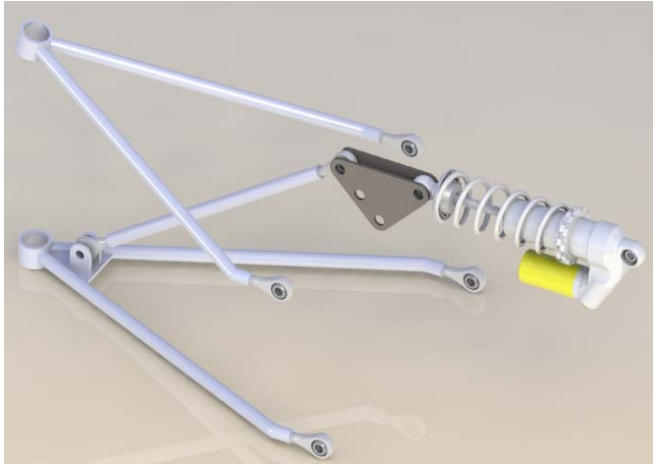


Figura 36: Resultado final (vista general). Fuente propia.

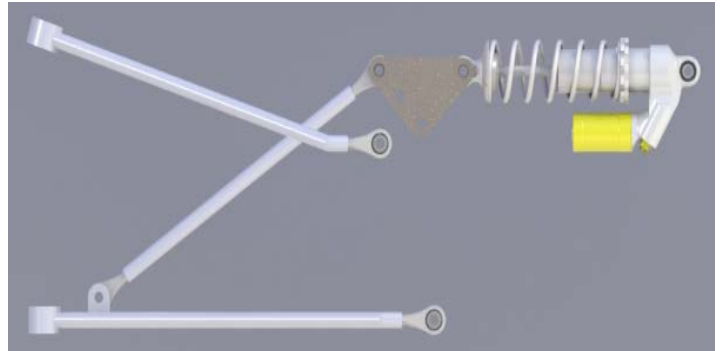


Figura 37: Resultado final (perfil). Fuente propia.

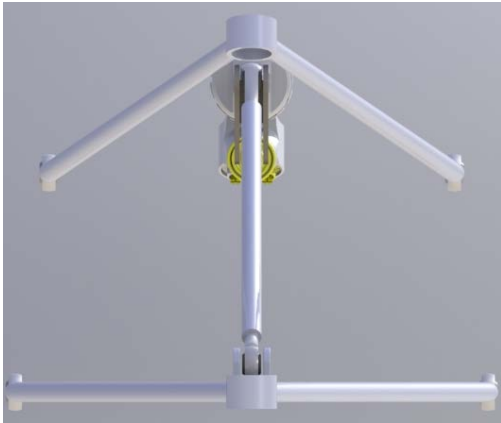


Figura 38: Resultado final (alzado posterior). Fuente propia.



Figura 39: Resultado final (alzado principal). Fuente propia.

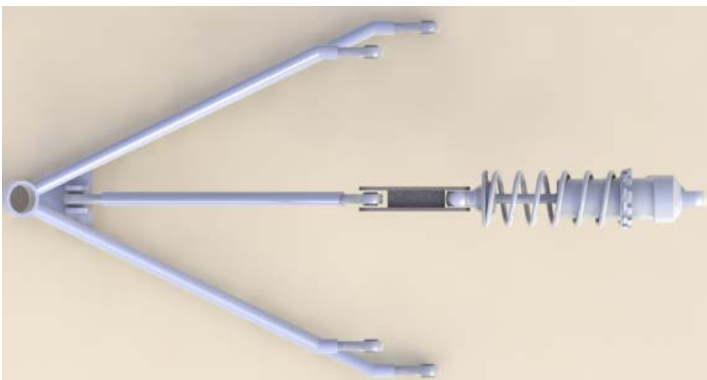


Figura 40: Resultado final (planta superior). Fuente propia.

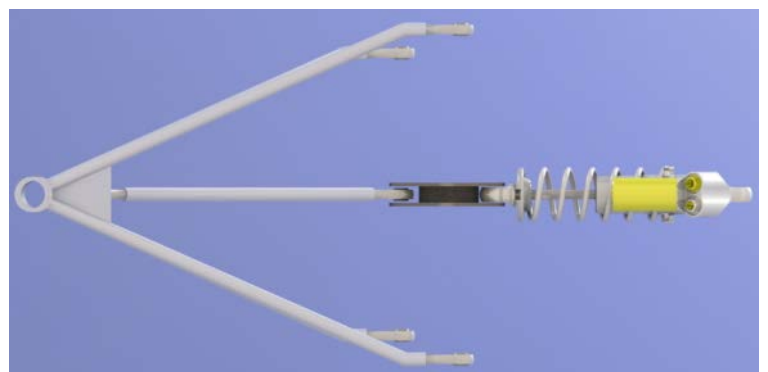


Figura 41: Resultado final (planta inferior). Fuente propia.

## 11. CONCLUSIONS

Once the whole project and the data obtained have been analyzed, the following conclusions are reached:

- ❖ When designing a Formula Student suspension system, it is necessary to study the various systems used in the competition. As well as each element that compose it and what adjustments to make to improve the car.
- ❖ A double wishbone push rod suspension system is defined. Because of the advantages it presents.
- ❖ The stiffness constants of springs and tires are calculated and based on this they are selected from a catalog.
- ❖ An study of frequencies is made, in order to check that the vehicle is within the established frequency range.
- ❖ The different elements have been designed with SolidWorks® as well as its structural study through the SolidWorks® Simulation complement.

It must be clarified that some parameters have been selected based on experiences of other teams and bibliographies consulted. Therefore, when this vehicle will be manufactured and as the other components settle and the first tests are made, it is possible to make modifications in the measurements.

This project is expected to be helpful for the FSULL, not only in the present but also as a contribution to the future of new lines of work and serving as a basis for the progress of the team.

Julio 2018,

Jesús Gómez Díaz



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

---

# **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA  
STUDENT**

## **ANEXOS**

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica


Autor

Jesús Gómez Díaz

Tutora

Isabel T. Martín Mateos

Julio 2018







# ÍNDICE DE ANEXOS

<b>ANEXO I: ESTUDIO DE FRECUENCIAS DEL MODELO .....</b>	<b>56</b>
<b>ANEXO II: ESTUDIO DE TENSIONES .....</b>	<b>90</b>
<b>ANEXO III: MARCO DE LA COMPETICIÓN FORMULA STUDENT .....</b>	<b>118</b>
<b>ANEXO IV: CATÁLOGOS Y OTROS DOCUMENTOS.....</b>	<b>11833</b>



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

---

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA  
STUDENT**

### **ANEXO I**

## **ESTUDIO DE FRECUENCIAS DEL MODELO**

Titulación  
Grado en Ingeniería Mecánica

Autor  
Jesús Gómez Díaz

Tutora  
Isabel T. Martín Mateos

Julio 2018





# ÍNDICE

<b>1. Estudio modelo vibracional</b> .....	60
<b>1.1 Modelo a <math>\frac{1}{4}</math> del vehículo</b> .....	60
<b>1.2 Frecuencia natural de la masa suspendida (modelo <math>\frac{1}{8}</math>)</b> .....	62
<b>1.3 Frecuencia natural de la masa no suspendida</b> .....	63
<b>2. Análisis frecuencias naturales</b> .....	64
<b>2.1 Parámetros generales</b> .....	64
<b>2.1.1 Obtención de las masas suspendida y no suspendida</b> .....	64
<b>2.1.2 Centros de gravedad</b> .....	66
<b>2.1.3 Reparto de pesos</b> .....	70
<b>2.3 Cálculo de rigideces</b> .....	72
<b>2.3.1 Cálculo de rigidez de los resortes</b> .....	72
<b>2.3.2 Cálculo rigidez de los neumáticos</b> .....	74
<b>2.4 Obtención de las frecuencias naturales del vehículo estático</b> .....	78
<b>2.5 Obtención de las frecuencias naturales del vehículo en situaciones límites (aceleración y frenado)</b> .....	80
<b>2.5.1 Transferencia de masas</b> .....	80
2.5.1.1 Transferencia de masas hacia el eje delantero (frenada) .....	81
2.5.1.2 Transferencia de masas hacia el eje trasero (aceleración) .....	82
<b>2.5.2 Obtención de las nuevas frecuencias naturales</b> .....	84
2.5.2.1 Cálculo de la nueva constante de rigidez estática de los neumáticos .....	84
2.5.2.1.1 Durante frenada .....	85
2.5.2.1.2 Durante aceleración .....	85
2.5.2.2 Cálculo de las nuevas frecuencias naturales .....	86
2.5.2.2.1 Durante frenada .....	86
2.5.2.2.2 Durante aceleración .....	87
<b>3. Conclusiones</b> .....	88



## 1. Estudio modelo vibracional

Para comprobar que el monoplaza se encuentra en un rango adecuado de frecuencias naturales. Para la masa suspendida ese rango se establece (1-2 Hz) y para la masa no suspendida se establece el rango de (10-15 Hz). Al ser un vehículo de competición este rango se podrá ver sobrepasado ligeramente, ya que no será un automóvil de uso diario donde se busca la mayor comodidad a la hora de la conducción. En este monoplaza se busca un mejor rendimiento, es por ello por lo que se sobrepasarán los rangos establecidos para un vehículo cotidiano.

La masa suspendida está compuesta por aquellos elementos que soporta el chasis y la masa no suspendida está compuesta por aquellos elementos que son utilizados para asimilar las deformaciones de la superficie sobre la que se circula

Para realizar este estudio del modelo vibracional del vehículo realizaremos el modelo a  $\frac{1}{4}$  del vehículo y el modelo a  $\frac{1}{8}$  del vehículo.

### 1.1 Modelo a $\frac{1}{4}$ del vehículo

El modelo de  $\frac{1}{4}$  de vehículo o Modelo de Carbón es un análisis centrado únicamente en una cuarta parte del vehículo. Este modelo ha sido utilizado mayoritariamente para el estudio y análisis de la dinámica vertical propia del automóvil. Nos permite analizar y estudiar factores que afectan al comportamiento del vehículo durante su conducción y el análisis del confort.

Este modelo considera dos grados de libertad: los movimientos de las masas ( $m_1$  y  $m_2$ ).



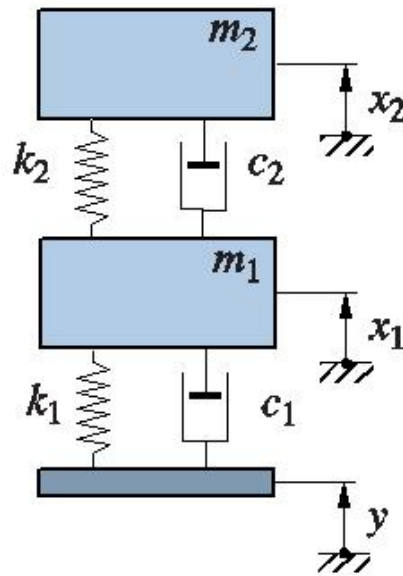


Figura 42: Esquema modelo 1/4 del vehículo. [2]

Las ecuaciones de este modelo, representado en la figura anterior, son las siguientes:

$$(m_2 \times \ddot{x}_2) + c_2 \times (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 \times (x_2 - x_1) = m_2 \times g$$

$$(m_1 \times \ddot{x}_1) + c_2 \times (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2 \times (x_1 - x_2) + (c_1 \times \dot{x}_1) + (k_1 \times x_1) = m_1 \times g$$

Donde:

- $m_1 \equiv$  Masa no suspendida.
- $m_2 \equiv$  Masa suspendida.
- $k_1 \equiv$  Rigidez neumático.
- $k_2 \equiv$  Rigidez suspensión.
- $c_1 \equiv$  Amortiguación neumático.
- $c_2 \equiv$  Amortiguación suspensión.

Inicialmente, supondremos unas masas suspendidas para cada eje:

- Eje delantero: 28 kg (14 kg por rueda).
- Eje trasero: 35 kg (17.5 kg por rueda).

Como queremos estudiar los máximos desplazamientos, despreciaremos los coeficientes de amortiguación ( $c_1$  y  $c_2$ ). En este caso, las ecuaciones aplicadas a este modelo una vez despreciados los coeficientes mencionados, quedarían así:

$$(m_2 \times x_2) + k_2 \times (x_2 - x_1) = m_2 \times g \quad (ec. 1)$$

$$(m_1 \times x_1) + k_2 \times (x_1 - x_2) + (k_1 \times x_1) = m_1 \times g \quad (ec. 2)$$

## 1.2 Frecuencia natural de la masa suspendida (modelo $1/8$ )

Como la masa suspendida es mucho mayor que la masa no suspendida, esta última puede despreciarse a la hora de realizar el cálculo de la frecuencia natural de la masa suspendida. De tal manera, los coeficientes de rigidez del neumático y de la suspensión quedarían en serie. Ahora, tendríamos un modelo de un grado de libertad:

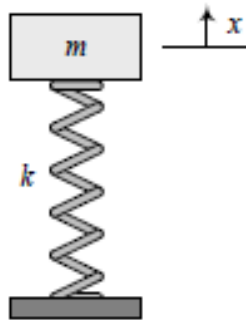


Figura 43: Modelo 1 grado de libertad donde se desprecia masa no suspendida. [2]

De tal manera la frecuencia natural de la masa suspendida se calcularía de la siguiente forma:

$$w_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m_2} \times k_{eq}} \quad (ec\ 3)$$

Como los resortes estarían en serie, la  $k_{eq}$  la hallaríamos tal que:

$$k_{eq} = \frac{k_1 \times k_2}{k_1 + k_2} \quad (ec\ 4)$$

### 1.3 Frecuencia natural de la masa no suspendida

En este caso, se supondrá fija la masa suspendida cuando la masa no suspendida esté oscilando. Tenemos de nuevo un modelo con un grado de libertad, donde las constantes de rigidez del neumático y de la suspensión se encuentran en paralelo.

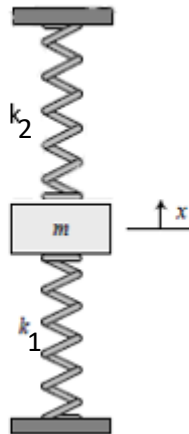


Figura 44: Modelo 1 grado de libertad con masa suspendida fija. [2]

Al estar los resortes en paralelo, sus ecuaciones para el cálculo de frecuencia de la masa no suspendida y de la  $k_{eq}$  serán:

$$w_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m_1} \times k_{eq}} \quad (ec\ 5)$$

$$k_{eq} = k_1 + k_2 \quad (ec\ 6)$$

## 2. Análisis frecuencias naturales

### 2.1 Parámetros generales

#### 2.1.1 Obtención de las masas suspendida y no suspendida.

Antes de comenzar con el modelado de la suspensión es necesario calcular los parámetros característicos de la misma. Empezando por conocer las frecuencias propias del monoplaza, es decir de las masas no suspendida y suspendida. Es necesario para este análisis conocer el centro de gravedad del vehículo en su conjunto, su batalla, su ancho, así como que neumáticos se han elegido y determinar una constante de rigidez de los muelles.

La normativa exige un mínimo de batalla para el monoplaza, cumpliendo con ese mismo el equipo FSULL propone una batalla de 1550 mm como distancia entre ejes, además de un ancho de vías de 1200 mm. La masa suspendida del vehículo se presupone de 227 kg, este dato se toma en base a otros equipos y a cálculos estimados por los componentes de los diversos departamentos del equipo de Formula Student ULL.

De esos 227 kg, en torno a 90 kg comprenderán el conjunto del motor con su controlador, diferencial, baterías y demás elementos. Hay que sumarle un peso medio del piloto que sería de 70 kg y de una estatura de 1.75m. Los demás elementos constituyentes de la masa suspendida estarán repartidos equilibradamente entre el eje delantero y el trasero. A la hora de calcular la constante de rigidez de los muelles debemos conocer previamente el centro de gravedad del vehículo, así como el reparto de pesos del monoplaza.

Como se dijo, lo primero es realizar el cálculo del centro de gravedad del monoplaza. Para simplificar la distribución de los diferentes elementos que componen el monoplaza, y dado que no hay una distribución final propuesta por el equipo, se propone diferenciar tres tipos de conjuntos en el vehículo.

Determinando como origen de coordenadas el eje trasero del vehículo, siendo X el eje horizontal e Y el vertical. Los conjuntos en los que se distribuirán los elementos del monoplaza serán:

- Conjunto A: Conductor colocado en posición de conducción.
  
- Conjunto B: Formado por el motor, controlador, baterías y diferencial. Para facilitar su cálculo se toma como un rectángulo de 400mm de alto y 500 mm de ancho. Dichas medidas se obtienen de buscar en bibliografías sobre medidas de diferenciales y motores.
  - Motor: 15 Kg.
  - Controlador: 12 Kg.
  - Baterías: 60 Kg.
  - Diferencial: 3 Kg + 7 Kg (palieres y otros elementos) = 10Kg.
  
- Conjunto C: Demás componentes (volante, sillón, pedalera, dirección, chasis...) se supondrán distribuidos uniformemente a lo largo de la batalla.

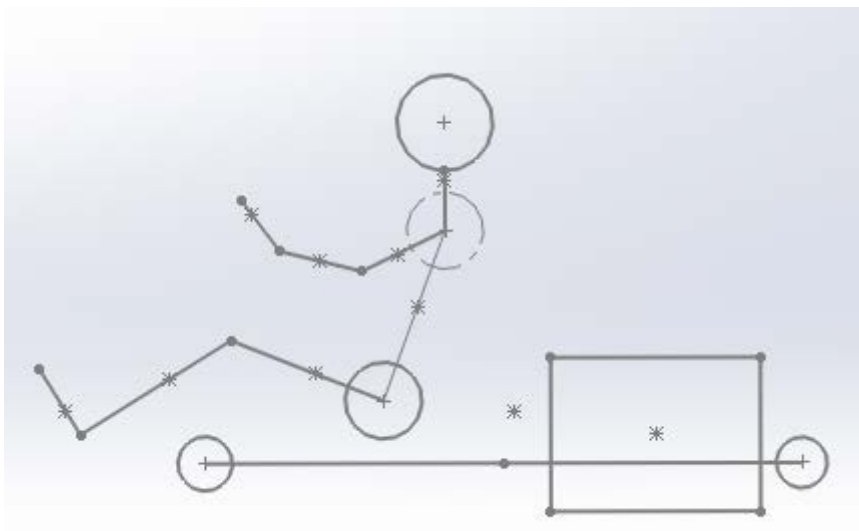


Figura 45: Esquema distribución de los conjuntos. Fuente propia.

Una vez dividido en conjuntos, empezaremos calculando el centro de gravedad del piloto. Para ello haciendo uso de un estudio de modelo antropométrico con una serie de coeficientes inerciales de los puntos y articulaciones que son habituales en la Biomecánica Deportiva especificados por Zatsiorsky y Seluyanov [3] y ajustados por de Leva [4].

### 2.1.2 Centros de gravedad

Para un piloto con una estatura de 1.75m y de 70 kg, De Leva propone los siguientes coeficientes de masa (%) y de longitud (%), aplicándolos obtenemos los resultados respectivos:

	MASA (%)	MASA (KG)	LONGITUD (%)	LONGITUD (m)
1.CABEZA	6,94	4,858	13	0,2275
2.CUELLO			5,4	0,0945
3.TRONCO	43,46	30,422	33,6	0,588
4.BRAZO (x2)	2,71	1,897 (x2)	18,6	0,3255
5.ANTEBRAZO (x2)	1,62	1,134 (x2)	14,6	0,2555
6.MANO (x2)	0,61	0,427 (x2)	10,6	0,1855
7.MUSLO (x2)	14,17	9,919 (x2)	25,6	0,448
8.PANTORRILLA (x2)	4,33	3,031 (x2)	23,5	0,41125
9.PIE (x2)	1,37	0,959 (x2)	3,9	0,06825 (alt.)
			15,2	0,266 (long.)

Tabla 6: Estudio antropométrico.

Con otra serie de coeficientes proporcionados, podremos calcular el centro de gravedad de cada elemento del cuerpo del piloto, quedan reflejados en la siguiente tabla.

	COEFICIENTE	CG [coef x long] (m)	XCG (m)	YCG (m)
1.CABEZA				
2.CUELLO	0,4027	0,1297	925,4	734,67
3.TRONCO	0,4378	0,2574	998,25	404,81
4.BRAZO (x2)	0,4981	0,1621	1049,53	544,32
5.ANTEBRAZO (x2)	0,4515	0,11536	1252,76	526,89
6.MANO (x2)	0,7872	0,1459	1426,91	647,68
7.MUSLO (x2)	0,4241	0,1899	1261,9	232,84
8.PANTORRILLA (x2)	0,4554	0,1873	1641,23	221,14
9.PIE (x2)	0,4415	0,11744	1911,55	136,81

Tabla 7: Estudio antropométrico (II)

Con ayuda el programa SolidWorks® colocamos los centros de gravedad de cada elemento del cuerpo del piloto, para así poder saber a que distancia se encuentran del eje de referencia, que en nuestro caso es el eje trasero del monoplaça.

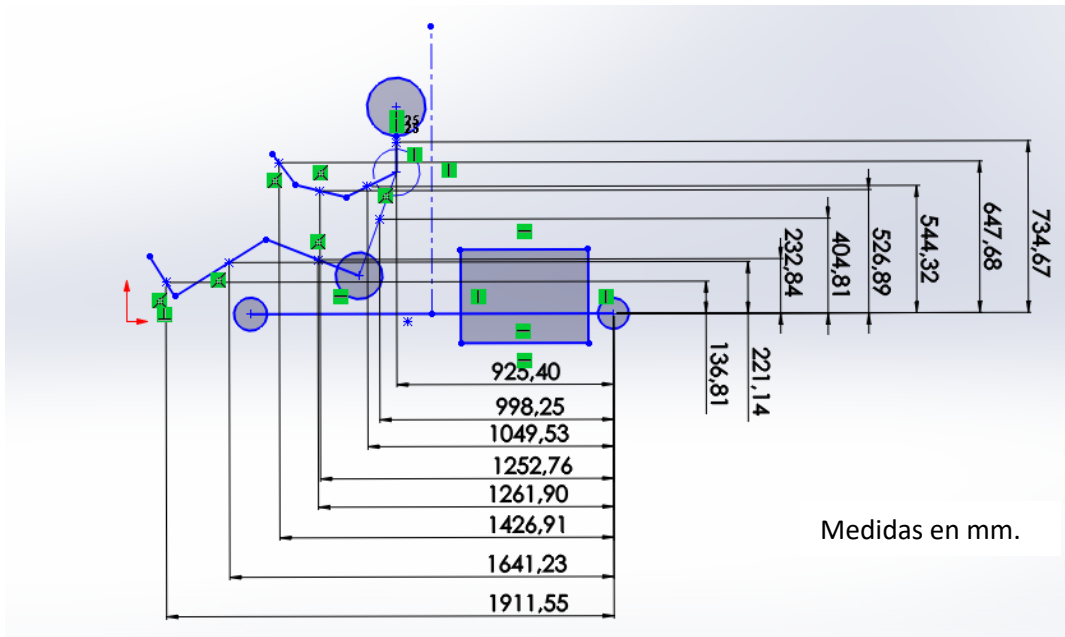


Figura 46: Distancias centros de gravedad de cada elemento con respecto al punto de referencia. Fuente propia

Como ya son conocidas dichas distancias y sus respectivas masas, podremos hallar el centro de gravedad del piloto. Procedemos de la siguiente manera:

$$X_{CGp} = \frac{\sum x_i \times m_i}{m_t} \quad (ec\ 7)$$

$$Y_{CGp} = \frac{\sum y_i \times m_i}{m_t} \quad (ec\ 8)$$

Donde:

- $i \equiv$  cada parte del cuerpo del piloto.
- $m_i \equiv$  masa (Kg) de cada una de las partes del cuerpo ( $i$ ).
- $m_t \equiv$  masa total.

Tenemos entonces:

$$X_{CGp} = 1165.074\ mm$$

$$Y_{CGp} = 370.486\ mm$$

El conjunto del motor lo suponemos como un rectángulo de 400x500 mm dado que entorno a estas cifras están los bloques de motor con demás componentes de otros equipos. En este caso es sencillo calcular el centro de gravedad, y la distancia con respecto al punto de referencia (eje trasero).

$$XCGm = 450\ mm$$

$$YCGm = 74,16\ mm$$



En el tercer conjunto lo suponemos como una línea de longitud igual a la batalla. el centro de gravedad de los demás elementos distribuidos su peso equilibradamente a lo largo de la batalla del monoplaza, aproximamos su  $Y_{CG}$  al mismo valor que el del conjunto del motor, para facilitar cálculos.

$$X_{CGc} = \frac{1550}{2} = 775 \text{ mm}$$

$$Y_{CGc} = Y_{CGm} = 74,16 \text{ mm}$$

Utilizando todos los datos de centros de gravedad de cada conjunto, podremos calcular el centro de gravedad de las masas suspendidas.

$$\begin{array}{l} m_{piloto} = 70 \text{ kg} \\ m_{conjunto \text{ motor}} = 97 \text{ kg} \\ m_{resto \text{ elementos}} = 60 \text{ kg} \end{array} \quad \left. \vphantom{\begin{array}{l} m_{piloto} \\ m_{conjunto \text{ motor}} \\ m_{resto \text{ elementos}} \end{array}} \right\}$$

$$X_{CGms} = \frac{(1165.074 \times 70) + (450 \times 97) + (750 \times 60)}{70 + 97 + 60}$$

$$X_{CGms} = 756.41 \text{ mm}$$

$$Y_{CGms} = \frac{(370.486 \times 70) + (74.16 \times 97) + (74.16 \times 60)}{70 + 97 + 60}$$

$$Y_{CGms} = 165.53 \text{ mm}$$

### 2.1.3 Reparto de pesos

Ahora calcularemos el reparto de pesos del monoplaza entre ambos ejes. Utilizando como referencia a M. Cascajosa [11] y adaptando sus ecuaciones y figuras al monoplaza del equipo FSULL Conocida con anterioridad la distancia entre ejes (batalla) que es de 1550 mm; y sabiendo dónde se encuentra el centro de gravedad de las masas suspendidas sabremos también su distancia respecto a cada eje: al delantero es de 793.59 mm y al trasero 756.41 mm. También es un dato el valor de las masas suspendidas (227 kg).

El reparto de pesos del monoplaza lo hallaremos realizando un sumatorio de momentos, de tal manera que:

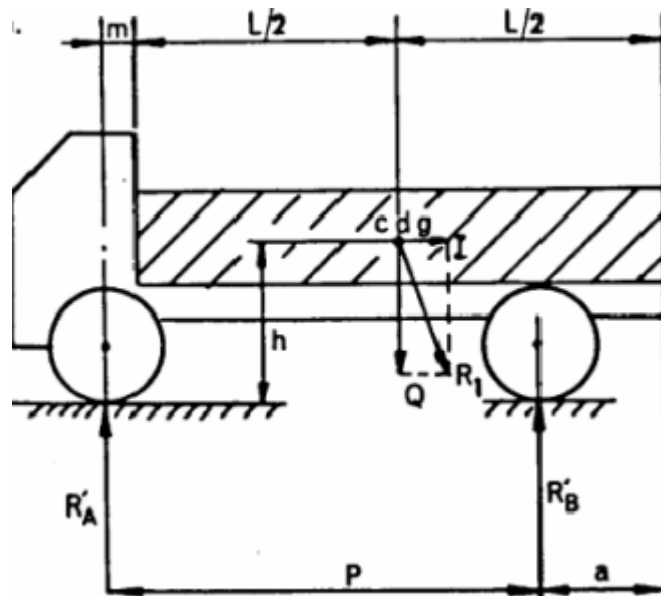


Figura 47: Esquema para el cálculo del reparto de pesos. [11]

Donde:

- $Ra \equiv m_s \text{ del}$
- $Rb \equiv m_s \text{ tras}$
- $P \equiv L_{\text{tras}} + L_{\text{del}}$
- $Q \equiv m_s$
- $m = a = 0 \text{ mm}$

En nuestro caso el centro de masas, no se encuentra en  $L/2$ , sino que se encuentra a 793.59 mm respecto del eje delantero ( $L_{del}$ ) y a 756.41 mm del eje trasero ( $L_{tras}$ ).

- Masa en el eje delantero:

$$m_{s\ del} = m_s \times \frac{L_{tras}}{L_{tras} + L_{del}} = 227 \times \frac{756.41}{1550}$$

$$\mathbf{m_{s\ del} = 110.78\ kg\ (48.8\%)}$$

- Masa eje trasero:

$$m_{s\ tras} = m_s \times \frac{L_{del}}{L_{tras} + L_{del}} = 227 \times \frac{793.59}{1550}$$

$$\mathbf{m_{s\ tras} = 116.22\ kg\ (51.2\%)}$$

Como ya sabemos el reparto de pesos, calculamos el peso que soportará cada rueda en cada eje:

- Rueda en el eje delantero:

$$m_{s\ del\ rueda} = \frac{m_{s\ del}}{2} = \frac{110.78}{2}$$

$$\mathbf{m_{s\ del\ rueda} = 55.39\ kg}$$

- Rueda en el eje trasero:

$$m_{s\ tras\ rueda} = \frac{m_{s\ trasa}}{2} = \frac{116.22}{2}$$

$$\mathbf{m_{s\ tras\ rueda} = 58.11\ k}$$

## 2.2 Cálculo de rigideces

### 2.3.1 Cálculo de rigidez de los resortes

Para poder realizar este apartado deberemos tener en cuenta el reglamento de la FSAE pues nos exigen ciertas especificaciones, aunque ya son mencionadas en el apartado de requisitos de diseños, recordamos que:

- ✓ El recorrido total de la suspensión deberá ser como mínimo de 50.8 mm.
- ✓ La altura mínima del monoplaza sobre la superficie del circuito será de 25.4 mm.

La experiencia de equipos expertos (Ferrari, McLaren, Lotus) en el ámbito competitivo dictamina que el reparto del recorrido total de la suspensión debe estar en torno al 60% en compresión y al 40% en extensión. Teniendo esto en cuenta, ajustaremos nuestra suspensión hasta los siguientes valores:

	EJE DELANTERO	EJE TRASERO
	Total = 80 mm	Total = 90 mm
Compresión (+)	48 mm	54 mm
Extensión (-)	32 mm	36 mm

Tabla 8: Valores suspensión.

Establecidos esos parámetros, podemos continuar en el cálculo de la rigidez de los resortes.

- Resortes del eje delantero:

$$k_{del} = \frac{F}{x} = \frac{55.39 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{32 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

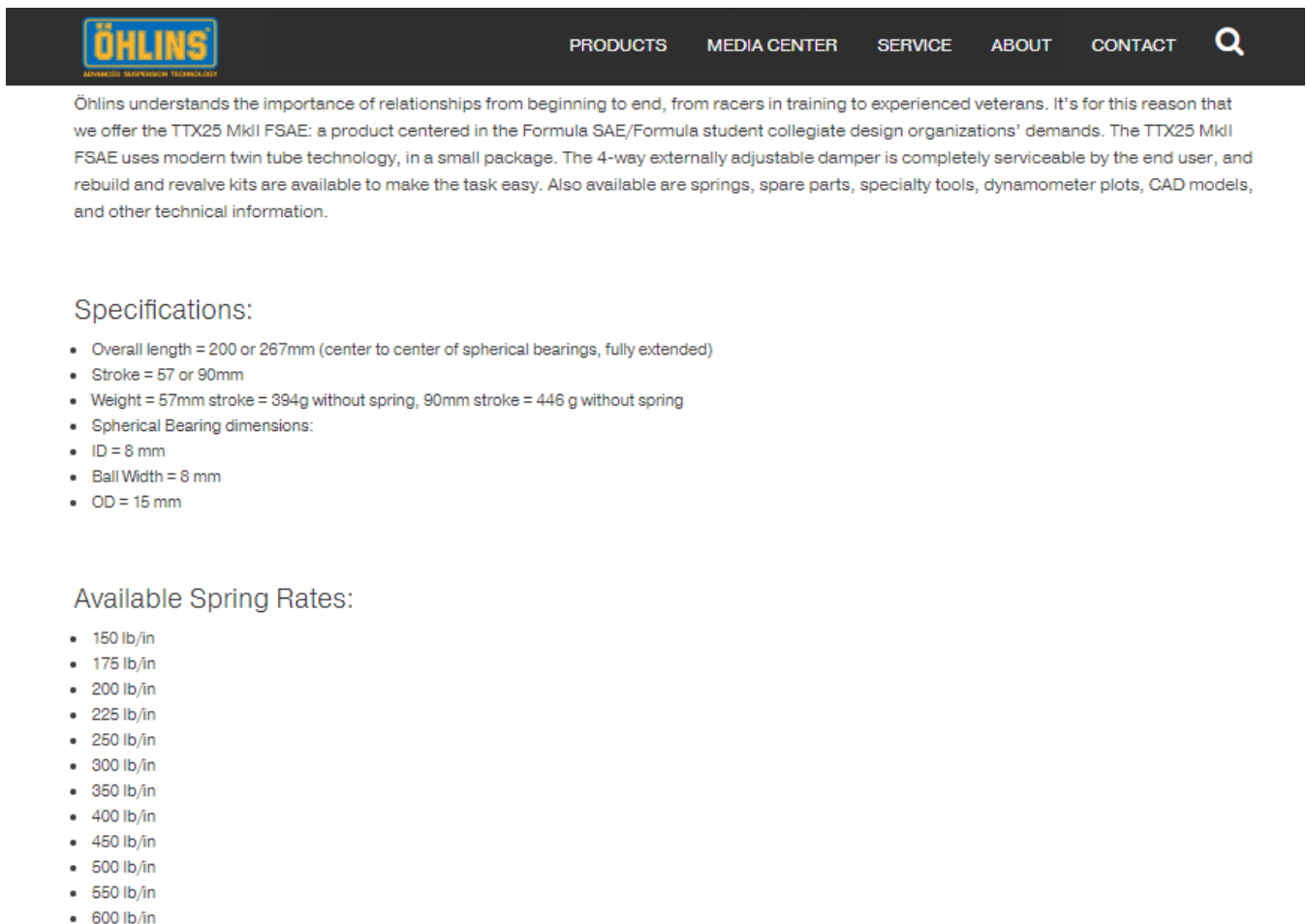
$$k_{del} = 16.98 \text{ KN/m}$$

➤ Resortes del eje trasero:

$$k_{tras} = \frac{F}{x} = \frac{58.11 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2}{36 \times 10^{-3} \text{ m}}$$


$$k_{tras} = 15.84 \text{ KN/m}$$

Con estos valores que obtenemos, procedemos a realizar la selección del resorte en cuestión. Para el monoplaza del equipo de la FSULL, se ha seleccionado un resorte de la marca Öhlins Racing. En concreto el modelo TTX 25 MKII (conjunto amortiguador-resorte). Debido a que es específico para la FSAE. Ofreciéndonos distintos rangos para la constante de rigidez del resorte. Por motivos de seguridad, se elige el resorte con una constante de rigidez de 200 Lbs/in (35KN/m). Las especificaciones facilitadas por el fabricante son las siguientes:



The image is a screenshot of the Öhlins website. At the top, there is a navigation bar with the Öhlins logo on the left and menu items: PRODUCTS, MEDIA CENTER, SERVICE, ABOUT, CONTACT, and a search icon. Below the navigation bar, there is a paragraph of text describing the TTX25 MkII FSAE product. Underneath, there is a section titled 'Specifications:' followed by a bulleted list of technical details. At the bottom of the screenshot, there is a section titled 'Available Spring Rates:' followed by another bulleted list of spring rate options.

**ÖHLINS**  
ADVANCED SUSPENSION TECHNOLOGY

PRODUCTS MEDIA CENTER SERVICE ABOUT CONTACT 

Öhlins understands the importance of relationships from beginning to end, from racers in training to experienced veterans. It's for this reason that we offer the TTX25 MkII FSAE: a product centered in the Formula SAE/Formula student collegiate design organizations' demands. The TTX25 MkII FSAE uses modern twin tube technology, in a small package. The 4-way externally adjustable damper is completely serviceable by the end user, and rebuild and revalve kits are available to make the task easy. Also available are springs, spare parts, specialty tools, dynamometer plots, CAD models, and other technical information.

**Specifications:**

- Overall length = 200 or 267mm (center to center of spherical bearings, fully extended)
- Stroke = 57 or 90mm
- Weight = 57mm stroke = 394g without spring, 90mm stroke = 446 g without spring
- Spherical Bearing dimensions:
  - ID = 8 mm
  - Ball Width = 8 mm
  - OD = 15 mm

**Available Spring Rates:**

- 150 lb/in
- 175 lb/in
- 200 lb/in
- 225 lb/in
- 250 lb/in
- 300 lb/in
- 350 lb/in
- 400 lb/in
- 450 lb/in
- 500 lb/in
- 550 lb/in
- 600 lb/in

Figura 48: Características proporcionadas por el fabricante. [5]



Figura 49: Conjunto amortiguador-resorte TTX25 MKII. [5]

### 2.2.2 Cálculo rigidez de los neumáticos

Para poder proseguir con el análisis de las frecuencias naturales, debemos calcular también la rigidez de los neumáticos elegidos. Para la selección de neumáticos, se hizo un muestreo sobre que neumáticos son los más elegidos por los competidores y se obtuvieron 3 marcas diferentes: Avon, Continental y Hoosier.

El equipo FSULL se decanta por los neumáticos de la marca Hoosier, por relación calidad/precio dado que hay posibilidades de descuento por patrocinio. Hoosier ofrece una amplia gama de neumáticos, pero el elegido es el neumático de modelo 43127, ya que el tamaño de llanta elegido es de 13", además del descuento que se ofrece por ser equipo de FSAE.

CIRCUIT RACING SLICKS - BIAS										
ITEM NUMBER	TIRE SIZE	APPLICATION	TREAD WIDTH	APPROX. DIA.	APPROX. CIRC.	RECOM. RIM WIDTH	MEASURED RIM WIDTH	SECTION WIDTH	COMPOUND COMPARISON SOFT TO FIRM	
43101	18.0 x 6.0-10 C2000	F500	6.2"	18.1"	57.0"	6"	6"	8.1"	R25B, R35B	
43105	18.0 x 7.5-10	F500	7.5"	18.3"	57.5"	7-8"	8"	9.5"	R25B, R35B	
43110	19.5 x 6.5-10	F500	6.5"	19.4"	61.0"	6"	6"	8.2"	R25B	
43120	19.5 x 7.5-10	F500	7.5"	19.5"	61.2"	7-8"	8"	9.5"	R25B	
43127	20.5 x 6.0-13 A2500	FF	6.0"	20.9"	65.7"	5.5"	5.5"	7.0"	R25B	
43130	20.0 x 6.0-13	CF	6.0"	20.7"	65.0"	5.5-6.5"	5.5"	7.0"	R60A	
43163	20.5 x 7.0-13 A2000	FB, FC, FM, SR	6.75"	20.8"	66.2"	6-8"	6"	8.0"	R25B, R35B, R45B	
43168	20.0 x 7.5-13 A2500	SR	8.0"	20.6"	65.0"	6-9"	8"	9.4"	R25B, R35B	
43172	20.0 x 8.0-13 C3500	FP, HP, GT3, GTL	8.0"	20.0"	63.0"	5-6"	6"	9.2"	R35B, R45B	
43186	20.0 x 9.0-13 A2500	FA, SR	9.75"	20.6"	64.7"	8-10"	10"	11.0"	R25B, R35B	
43192	20.0 x 9.5-13 C3500	EP, FP, GT3, GTL	9.4"	20.0"	63.0"	7"	7"	10.5"	R35B, R45B	
43271	21.5 x 8.0-13	SCCA-FE, SR	8.2"	21.4"	66.8"	8"	8"	9.5"	FE SCCA	
43287	22.0 x 8.0-13 A2000	FA, FB, FC, FM, SR	8.1"	22.1"	69.2"	8-10"	8"	9.5"	R25B, R35B	
43294	22.0 x 9.0-13 A2000	FA, FB, FC, FM, SR	8.8"	22.0"	69.5"	8-10"	8"	10.0"	R25B, R35B	
43303	22.0 x 10.0-13	SCCA-FE, SR	9.8"	22.3"	70.0"	10"	10"	11.0"	FE SCCA	
43307	22.5 x 7.2-13	CF	7.25"	22.6"	71.0"	5.5"	5.5"	9.8"	R60A	
43309	22.5 x 7.2-13 A2500	FF	7.25"	22.6"	71.0"	5.5"	5.5"	9.8"	R25B, R35A, R45B	
43314	22.5 x 10.0-13 A2500	SR	9.8"	22.6"	71.0"	8-10"	10"	11.0"	R25B, R35A	
43319	23.0 x 12.0-13 A3000	FA, SR	12.0"	23.6"	74.1"	12-15"	15"	15.9"	R25B, R35A	
43336	21.0 x 5.0-13 C3000	FV	5.0"	21.2"	66.5"	4"	4"	5.5"	R55A	
43352	22.5 x 5.5-15 C3000	FV	5.5"	21.9"	69.0"	4"	4"	6.5"	R55A	
43383	23.0 x 9.5-15 C3000	EP, FP, GT3, GTL	9.2"	22.8"	71.5"	6-7"	7"	9.4"	R35B	
43499	25.0 x 13.0-16 C5000	GT1, GT2	13.0"	25.3"	79.5"	12"	12"	13.5"	R35A, R45B	
43537	27.0 x 14.0-16 C5000	GT1	13.8"	26.7"	84.0"	12-13"	12"	14.5"	R35A, R45B	

Figura 50: Diferentes modelos de neumáticos Hoosier. [6]

Datos modelo:

- Medidas: 20.5x6.0
- Radio de llanta: R13
- Compuesto: R25B
- Peso por unidad: 11 lbs (5 kg)

El fabricante nos proporciona la siguiente tabla de valores de rigidez de los neumáticos en función del peso aplicado y la presión de inflado:

**TIRE SIZE: 20.5 x 6.0 - 13 A2500 | (43127)**

**COMPOUND = R25B**

**RIM WIDTH = 6"**

**PRELOAD = 0**

	ACTUAL LOAD	STATIC SPRING RATE (lbs/in)
<b>AIR = 14 PSI</b>	200 lbs.	856 lbs.
	300 lbs.	932 lbs.
	400 lbs.	987 lbs.
<b>AIR = 16 PSI</b>	200 lbs.	903 lbs.
	300 lbs.	987 lbs.
	400 lbs.	1048 lbs.
<b>AIR = 18 PSI</b>	200 lbs.	939 lbs.
	300 lbs.	1031 lbs.
	400 lbs.	1096 lbs.

Figura 51: Valores proporcionados por el fabricante. [6]

Pasamos la carga que soporta cada rueda nuestro monoplaza a libras:

$$m_{sdel} = 55.39kg = 122.114 lbs$$

$$m_{stras} = 58.11 kg = 128.111 lbs$$

Con ayuda de los datos proporcionados por el fabricante, podemos realizar una aproximación de la rigidez de los neumáticos en función de nuestra carga en cada eje, y la presión de inflado. Extrapolando los datos a una gráfica y obteniendo su curva de tendencia, así como la ecuación de estas:



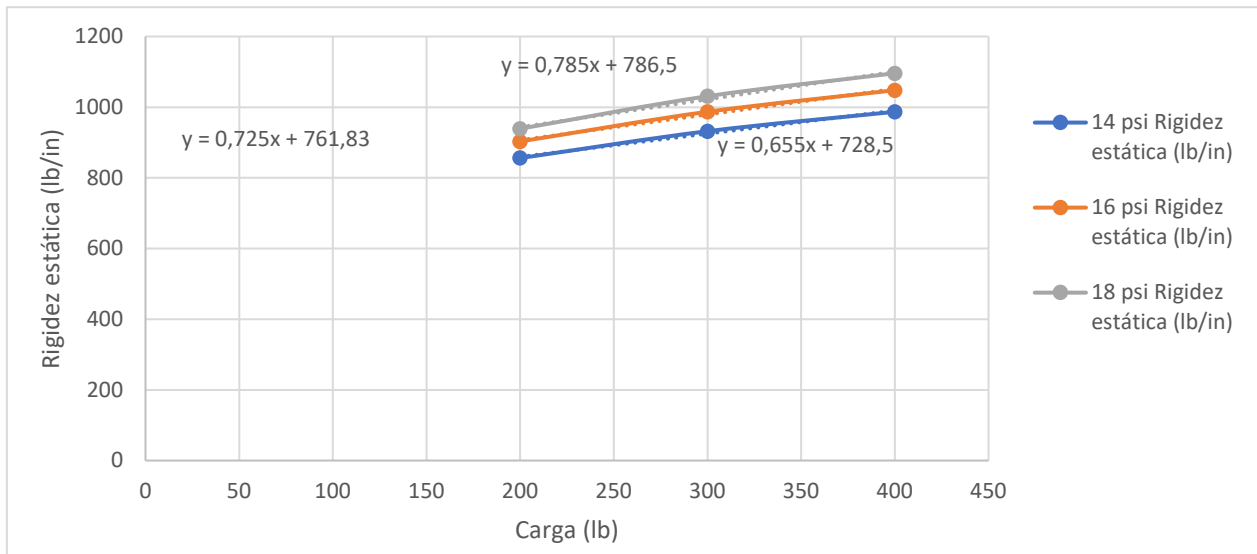


Figura 52: Gráfica con los valores proporcionados por Hoosier Racing Tire. [16]

Podremos hallar los valores de las constantes de rigidez estática (lb/in) para nuestra carga:

PRESIÓN	RUEDAS DELANTERAS	RUEDAS TRASERAS
	(122,114 lbs)	(128,11 lbs)
14 psi	808,48 (lbs/in)	812,41 (lbs/in)
16 psi	850,36 (lbs/in)	854,71 (lbs/in)
18 psi	882,36 (lbs/in)	887,1 (lbs/in)

Tabla 9: Valores constante de rigidez estática de los neumáticos.

Teniendo en cuenta todos los datos recopilados, se hará la siguiente elección:

➤ Para las ruedas delanteras:

- Presión: 16 psi
- Rigidez:  $k_{ndel} = 850.36 \frac{lbs}{in} = 148.92 \frac{KN}{m}$

➤ Para las ruedas traseras:

- Presión: 14 psi
- Rigidez:  $k_{ntras} = 812.41 \frac{lbs}{in} = 142.27 \frac{KN}{m}$

### 2.3 Obtención de las frecuencias naturales del vehículo estático.

Con las ecuaciones descritas al principio de este anexo, calcularemos las frecuencias naturales de las masas suspendida y no suspendida, en cada eje del monoplaza.

➤ Eje delantero:

$$w_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{14} \times (16.98 \times 10^3 + 148.92 \times 10^3)}$$

$$w_1 = 17.32 \text{ Hz}$$

$$w_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{55.39} \times \frac{16.98 \times 10^3 \times 148.92 \times 10^3}{16.98 \times 10^3 + 148.92 \times 10^3}}$$

$$w_2 = 2.64 \text{ Hz}$$

➤ Eje trasero:

$$w_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{17.5} \times (15.84 \times 10^3 + 142.27 \times 10^3)}$$

$$w_1 = 15.12 \text{ Hz}$$

$$w_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{58.11} \times \left( \frac{15.84 \times 10^3 \times 142.27 \times 10^3}{15.84 \times 10^3 + 142.27 \times 10^3} \right)}$$

$$w_2 = 2.49 \text{ Hz}$$

En un coche común, se busca primordialmente la comodidad en viajes largos, es por eso por lo que se establece un rango para las frecuencias naturales para la masa suspendida (1-1.2 Hz) y para la masa no suspendida (10-15Hz) con la finalidad de cumplir con dicho objetivo. En nuestro caso, nuestras frecuencias naturales están ligeramente por encima de los máximos de ese rango. Pero como se trata de un monoplaza de competición y no de un automóvil de uso diario, además de que no se van a realizar viajes largos y solo se busca las mejores prestaciones, podemos prescindir un poco de la comodidad con el fin de mejorar tiempos. Tomamos como válidos estos datos para un coche de competición.

## 2.4 Obtención de las frecuencias naturales del vehículo en situaciones límites (aceleración y frenado)

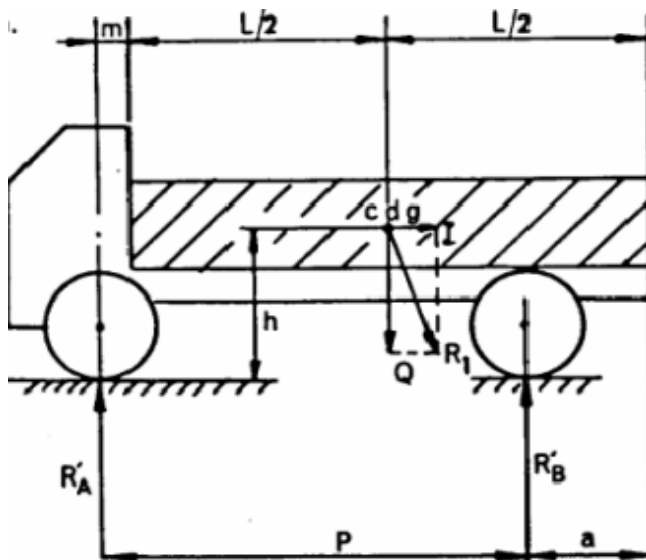
### 2.4.1 Transferencia de masas

A la hora de continuar con estudio de la suspensión, se hace indispensable realizar un estudio de la transferencia de masas del monoplaza.

Durante su la conducción, las transferencias de masas pueden ocurrir: longitudinalmente y lateralmente. Estas dos maneras pueden clasificarse en tres momentos durante la conducción: la aceleración, la frenada y el giro. Esta serie de transferencias tienen lugar debido a la torsión que se produce en el chasis alrededor del centro de balanceo del monoplaza.

Se determinan dos de los momentos críticos. En el eje delantero, el caso crítico sería en la frenada, debido a que las masas en este momento se traspan hacia la zona delantera. En el caso del eje trasero, sería en la aceleración cuando es crítico, debido a la transferencia de pesos hacia este eje [11].

Para este estudio, como el vehículo en cuestión no está fabricado, solo se podrían calcular una serie de valores, los demás harían falta calcularlos en circuito, una vez el monoplaza haya sido fabricado.



Donde:

- $Ra \equiv m_s \text{ del}$
- $Rb \equiv m_s \text{ tras}$
- $P \equiv L = 1.55\text{m}$
- $Q \equiv M = 227 \text{ Kg}$
- $m = a = 0 \text{ mm}$
- $h = y_{CG}$

Figura 53: Distancias al centro de gravedad. [11]

### 2.5.1.1 Transferencia de masas hacia el eje delantero (frenada).

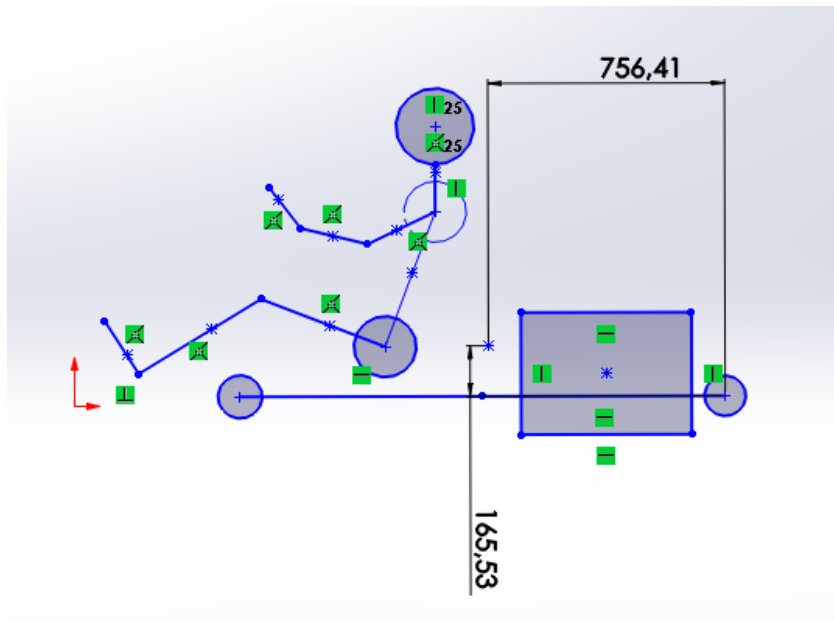
Como se explicó, es en la frenada cuando el eje delantero sufrirá mayor carga debido a la transferencia de masas. Como no se han realizado estudios del sistema de frenos del vehículo, e investigando en diversos grupos de trabajo donde se publican datos de la competición FSAE, se toma como referencia un valor de  $18,5 \text{ m/s}^2$  para la desaceleración máxima.

La fórmula aplicada para el cálculo del aumento de masa durante la frenada es la siguiente:

$$R'_A = R_A + \frac{I \times h}{P} = R_A + \frac{Q \times J \times h}{g \times P} \quad (\text{ec } 9)$$

*Transferencia de peso durante la frenada. [7]*

Donde  $F$  es la fuerza de inercia,  $y_{CG}$  es la altura del centro de gravedad desde el suelo (recordemos que la altura del centro de gravedad de las masas suspendidas es  $165.53\text{mm}$ , por lo que suponemos un incremento de unos  $150 \text{ mm}$  para realizar este cálculo, ya que los  $165.53 \text{ mm}$  son respecto a la línea imaginaria que une los ejes delantero y trasero);  $L$  es la batalla del monoplaza.



*Figura 54: Posición centro de gravedad. Fuente propia*

La Fuerza de inercia la sacaremos mediante:

$$F = \frac{M}{g} \times J \quad (\text{ec } 10)$$

Donde M es la masa del monoplaza (227 kg); g es la aceleración de la gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>) y J es la desaceleración:

$$F = \frac{227(Kg)}{9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right)} \times 18,5 \left(\frac{m}{s^2}\right) \equiv 4200N$$

Procedemos a calcular el aumento de carga debido a la frenada:

$$N_{frenada} = \frac{4200N \times (0.3155)(m)}{1,55 (m)} = 854.9N = \mathbf{87.14Kg}$$

La masa que se incrementa sobre el eje delantero durante la frenada es **87.14 Kg**.

#### 2.4.1.2 Transferencia de masas hacia el eje trasero (aceleración).

Una de las pruebas de la competición de Formula Student, es la prueba de aceleración, donde cada monoplaza tratará de recorrer 75m en línea recta en el menor tiempo posible, con la finalidad de comprobar su aceleración. Durante a aceleración cuando las masas tienden hacia el eje trasero, por tanto este es el que sufrirá mayores esfuerzos.

Como el equipo no ha disputado ninguna prueba, no se tienen referencias sobre el tiempo en recorrer los 75m de la prueba. Es por ello que, gracias a que la organización alemana cuelga los resultados de las competiciones anteriores podemos estimar un tiempo medio, que será de unos 3.5 segundos. [8]

$$R'_B = \frac{Q(\frac{L}{2} + m)}{P} + \frac{I \times h}{P} = R_b + \frac{I \times h}{P} \quad (ec 11)$$

*Transferencia de peso durante la aceleración. [7]*

Para calcular la velocidad media durante la prueba aplicamos:

$$V_m = \frac{l}{t} = \frac{75(m)}{3.5(s)} = 21.43(m/s)$$

Continuamos con el cálculo de la aceleración:

$$V_m^2 = V_o^2 + 2 \times a \times l \quad (ec 12)$$

$$V_o = 0$$

$$a = \frac{V_m^2}{2 \times l} = \frac{\left(21.43 \left(\frac{m}{s}\right)\right)^2}{2 \times 75(m)} = 3.06 (m/s^2)$$

Hallamos el incremento de carga en el eje trasero como consecuencia de la aceleración:

$$N_{ace} = \frac{a \times M \times y_{CG}}{L} = \frac{3.06 \left(\frac{m}{s^2}\right) \times 227(Kg) \times 0.3155(m)}{1,55 (m)} = 141.4 N \cong \mathbf{14.41Kg}$$

La masa que se incrementa sobre el eje trasero durante la aceleración es **14.41 Kg**.

## 2.4.2 Obtención de las nuevas frecuencias naturales

Una vez calculados estos dos momentos críticos, procederemos a recalculamos las frecuencias naturales, para verificar que si se mantienen en los rangos preestablecidos. Para ello, primero realizaremos los incrementos de masas debidos a la aceleración y frenada en los ejes:

- Rueda en el eje delantero durante frenada:

$$m_{sdel\ rueda} = \frac{m_s\ del}{2} = \frac{110.78 + 87.14}{2}$$

$$m_{sdel\ rueda} = \mathbf{98.96\ kg}$$

- Rueda en el eje trasero durante aceleración:

$$m_{stras\ rueda} = \frac{m_s\ trasa}{2} = \frac{116.22 + 14.41}{2}$$

$$m_{stras\ rueda} = \mathbf{65.315\ kg}$$

### 2.4.2.1 Cálculo de la nueva constante de rigidez estática de los neumáticos

Una vez halladas las masas que soportaran las ruedas de cada eje, calcularemos las frecuencias naturales. Pero antes calculamos de nuevo la constante de rigidez estática de los neumáticos con los nuevos valores, utilizando la gráfica cedida por el fabricante:



PRESIÓN	RUEDAS	RUEDAS	RUEDAS	RUEDAS
	DELANTERAS	DELANTERAS	TRASERAS	TRASERAS
	FRENADA	ACELERACIÓN	FRENADA	ACELERACIÓN
	(218,17lbs)	(106,23 lbs)	(32,05 lbs)	(144lbs)
14 psi	871.4 (lbs/in)	798.1(lbs/in)	749.49(lbs/in)	822.82 (lbs/in)
16 psi	920 (lbs/in)	838.85(lbs/in)	785.066(lbs/in)	866.23 (lbs/in)

Tabla 10: Nuevos valores de constante de rigidez estática de los neumáticos.

Manteniendo las mismas presiones anteriores, tendremos:

#### 2.4.2.1.1 Durante frenada

➤ Para las ruedas delanteras:

- Presión: 16 psi
- Rigidez:  $k_{ndel} = 920 \frac{lbs}{in} = 161.11 \frac{KN}{m}$

➤ Para las ruedas traseras:

- Presión: 14 psi
- Rigidez:  $k_{ntras} = 749.49 \frac{lbs}{in} = 131.25 \frac{KN}{m}$

#### 2.4.2.1.2 Durante aceleración.

➤ Para las ruedas delanteras:

- Presión: 16 psi
- Rigidez:  $k_{ndel} = 838.85 \frac{lbs}{in} = 146.91 \frac{KN}{m}$

➤ Para las ruedas traseras:

- Presión: 14 psi
- Rigidez:  $k_{ntras} = 822.82 \frac{lbs}{in} = 144.1 \frac{KN}{m}$

### 2.4.2.2 Cálculo de las nuevas frecuencias naturales

Manteniendo ahora la misma constante de rigidez de los resortes, pues siguen siendo los mismos. Calculamos las frecuencias naturales en cada eje:

#### 2.4.2.2.1 Durante frenada

➤ Eje delantero:

$$w_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{14} \times (16.98 \times 10^3 + 161.11 \times 10^3)}$$

$$w_1 = 17.95 \text{ Hz}$$

$$w_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{98.96} \times \frac{16.98 \times 10^3 \times 161.11 \times 10^3}{16.98 \times 10^3 + 161.11 \times 10^3}}$$

$$w_2 = 1.983 \text{ Hz}$$

➤ Eje trasero:

$$w_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{17.5} \times (15.84 \times 10^3 + 131.25 \times 10^3)}$$

$$w_1 = 14.59 \text{ Hz}$$

$$w_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{14.54} \times \left( \frac{15.84 \times 10^3 \times 131.25 \times 10^3}{15.84 \times 10^3 + 131.25 \times 10^3} \right)}$$

$$w_2 = 4.9 \text{ Hz}$$

## 2.4.2.2.2 Durante aceleración.

➤ Eje delantero:

$$w_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{14} \times (16.98 \times 10^3 + 146.91 \times 10^3)}$$

$$w_1 = 17.21 \text{ Hz}$$

$$w_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{48.185} \times \frac{16.98 \times 10^3 \times 146.91 \times 10^3}{16.98 \times 10^3 + 146.91 \times 10^3}}$$

$$w_2 = 2.83 \text{ Hz}$$

➤ Eje trasero:

$$w_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{17.5} \times (15.84 \times 10^3 + 144.1 \times 10^3)}$$

$$w_1 = 15.21 \text{ Hz}$$

$$w_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{65.315} \times \left( \frac{15.84 \times 10^3 \times 144.1 \times 10^3}{15.84 \times 10^3 + 144.1 \times 10^3} \right)}$$

$$w_2 = 2.49 \text{ Hz}$$

Observamos que los valores no se distancian mucho a los calculados anteriormente que no fuesen durante la frenada o la aceleración. Cabe mencionar que la frecuencia de la masa suspendida ( $w_2$ ) en el eje trasero, durante el momento crítico de la frenada, alcanza un valor de 4.96 Hz, sobrepasando el rango establecido para un vehículo

de uso diario. Aceptaremos estos valores, al tratarse de un monoplaza de competición, ya que no buscamos un gran confort. De todas formas, se traslada al equipo estos datos, para mejorar la distribución de los conjuntos, mejorando así el reparto de peso, con el fin de disminuir este valor.

### 3. Conclusiones

Como se ha comprobado anteriormente, el rango de las frecuencias naturales del monoplaza se encuentra dentro de lo pertinente a un coche de competición. Tanto en la situación estática:

- |                  |                  |
|------------------|------------------|
| ➤ Eje delantero  | ➤ Eje trasero    |
| ○ $w_1=17.32$ Hz | ○ $w_1=15.12$ Hz |
| ○ $w_2=2.64$ Hz  | ○ $w_2=2.49$ Hz  |

Y en las situaciones límites de aceleración y frenado:

#### Aceleración

- |                  |                  |
|------------------|------------------|
| ➤ Eje delantero  | ➤ Eje trasero    |
| ○ $w_1=17.21$ Hz | ○ $w_1=15.21$ Hz |
| ○ $w_2=2.83$ Hz  | ○ $w_2=2.49$ Hz  |

#### Frenada

- |                  |                  |
|------------------|------------------|
| ➤ Eje delantero  | ➤ Eje trasero    |
| ○ $w_1=17.95$ Hz | ○ $w_1=14.59$ Hz |
| ○ $w_2=1.983$ Hz | ○ $w_2=4.9$ Hz   |

Se observa que estos valores son superiores que en un vehículo de características deportivas, donde el valor de la masa suspendida ( $w_2$ ) se encontraría en un rango [1.3-2.5] Hz, siendo este rango menor en un vehículo de uso cotidiano [1-1.2]Hz, y para la masa no suspendida ( $w_1$ ) un valor de [10-15] Hz; esto es debido a que en los monoplazas de competición se busca la mejora del rendimiento, y un aumento de las prestaciones, por esto se sacrifica la comodidad del piloto para conseguir dichos objetivos, ya que no se va a recorrer grandes distancias y no impide una buena conducción por parte del piloto.

Julio 2018,

Jesús Gómez Díaz



---

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA  
STUDENT**

### **ANEXO II**

### **ESTUDIO DE TENSIONES**

Titulación  
Grado en Ingeniería Mecánica

Autor  
Jesús Gómez Díaz

Tutora  
Isabel T. Martín Mateos

Julio 2018





# ÍNDICE

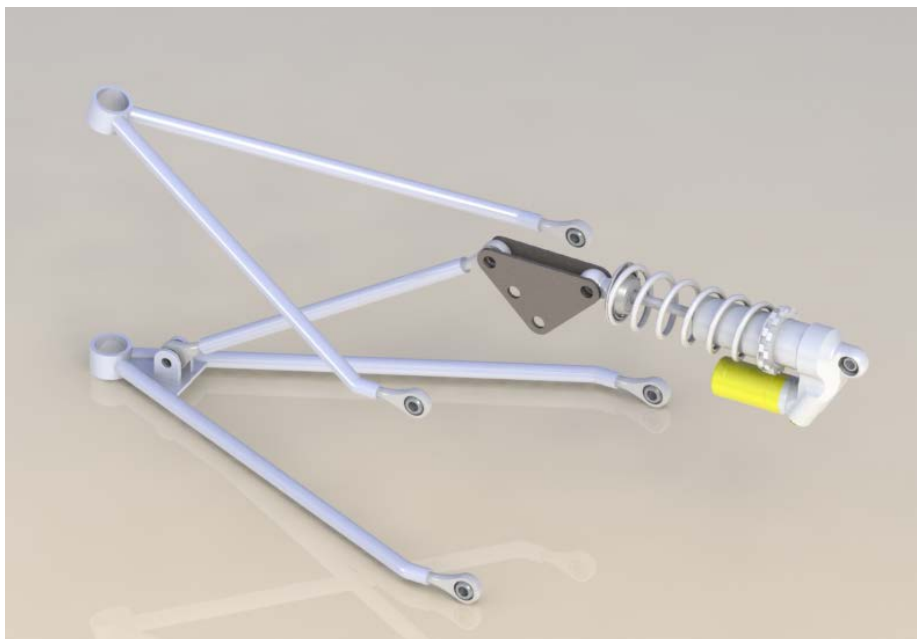
<b>1. ESTUDIO DE TENSIONES</b> .....	94
<b>1.1 RÓTULA</b> .....	95
<b>1.2 BARRA DE EMPUJE</b> .....	98
<b>1.2.1 Verificación a mano</b> .....	104
<b>1.3 BALANCÍN</b> .....	105
<b>1.4 BRAZO INFERIOR</b> .....	109
<b>2.CONCLUSIONES.</b> .....	116





## 1. ESTUDIO DE TENSIONES

A continuación se realizará un análisis de las tensiones que se producen en los diversos componentes que forman el sistema de suspensión. Para llevar a cabo dicho estudio, es utilizado el programa SolidWorks®, concretamente su componente SolidWorks® Simulation. Con dicho complemento, se simulan los esfuerzos y nos representa gráficamente los valores de tensiones y de deformaciones de los elementos.



*Figura 55: Sistema de suspensión para el equipo FSULL. Fuente propia.*

Los elementos a estudiar serán los que se vean sometidos a los mayores esfuerzos, estos serán las rótulas, los brazos de la suspensión (estudiaremos el inferior, porque es el que mayores esfuerzos soporta), así como el balancín y la barra de empuje. A continuación se analizarán dichos elementos

## 1.1 RÓTULA

Son los elementos que permiten el movimiento de la suspensión junto con el de la dirección del monoplaza. Facilitando las rotaciones de los brazos que une.



*Figura 56: Rótula. Fuente propia.*

La rótula seleccionada pertenece al fabricante Monroe Engineering, quien dispone de una gran variedad de piezas especializadas en automoción, así como brindó la posibilidad de hacerla a medida. La pieza diseñada fue cedida, y modificada acorde a las necesidades. El material a utilizar será acero AISI 1020, con las siguientes características:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2,00E+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	7.7e+10	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	7900	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	420507000	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	351571000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.5e-05	/K
Conductividad térmica	47	W/(m·K)
Calor específico	420	J/(kg·K)

Las rótulas se encuentran tanto en la suspensión trasera como la delantera, pero para utilizar el mismo tipo de rótula, habrá que someterla al momento más crítico que se produzca durante la conducción. En este caso es durante el momento de frenado, cuando

las masas tienden hacia el eje delantero aumentando en 87.14 Kg a la carga en estática durante la frenada, teniendo un valor total de 142.53 Kg por rueda.

Pero para tener mayor seguridad sobre si soporta los esfuerzos, se decide aplicarle una fuerza equivalente al peso del monoplaza con piloto (2270N). Esto quiere decir un esfuerzo 1.62 veces superior a la que soportaría durante el momento crítico.

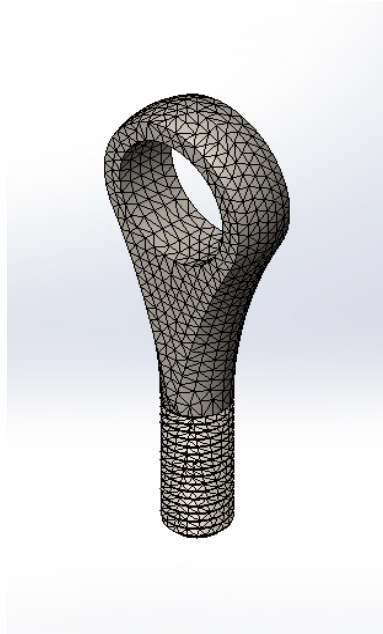


Figura 57: Mallado de la rótula.  
Fuente propia.

Se realizará un análisis estático, para ello se selecciona primero el material a aplicar (acero AISI 1020), luego se aplican las restricciones y cargas y finalmente, se procede al mallado de la pieza para realizar el análisis. Los resultados que obtendremos serán la distribución de tensiones de Von Mises y las deformaciones que se ocasionan.

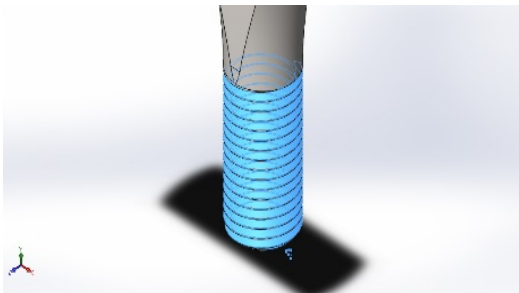


Figura 59: Lugar de aplicación de la Fuerza. Fuente propia.

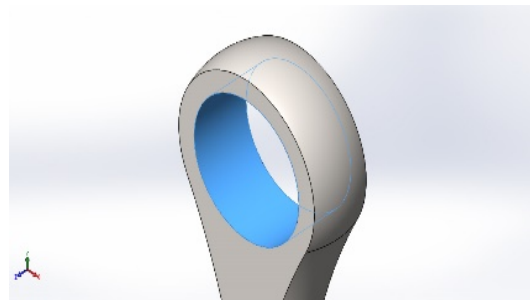


Figura 58: Lugar de aplicación de la Geometría fija. Fuente propia.

En el siguiente gráfico se puede observar la distribución de tensiones de Von Mises, tras someter a la pieza a la carga de 2270 N, el esfuerzo máximo será de 140 MPa, lo que quiere decir que no supera el límite elástico del material: 352 MPa

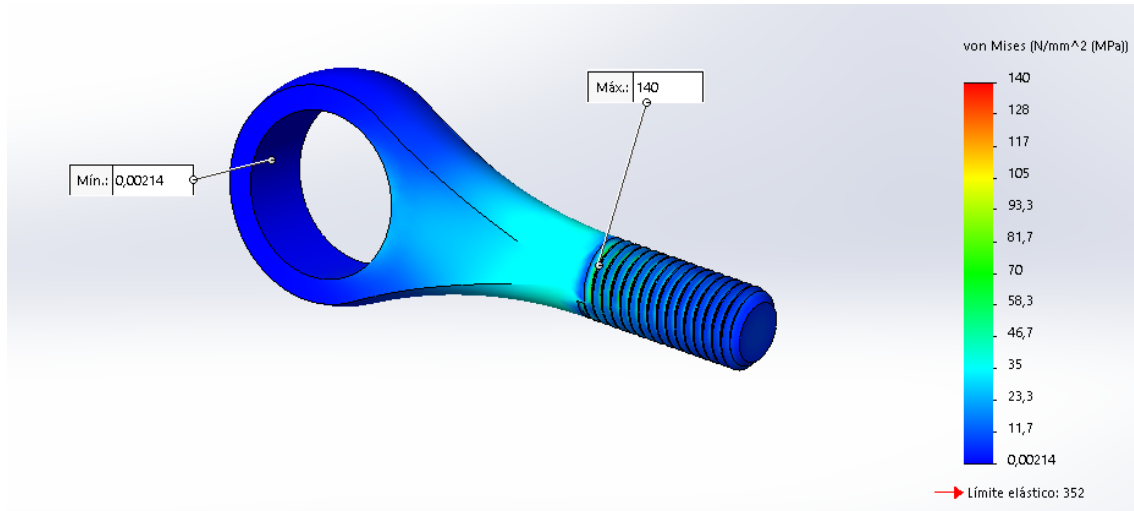


Figura 60: Distribución de tensiones de Von Mises. Rótula. Fuente propia.

Las deformaciones se observan que se producen donde se aplican los esfuerzos, siendo nulas en donde se encuentra las restricciones y aumentando a medida que nos alejamos. Podemos decir que la pieza apenas sufre deformación.

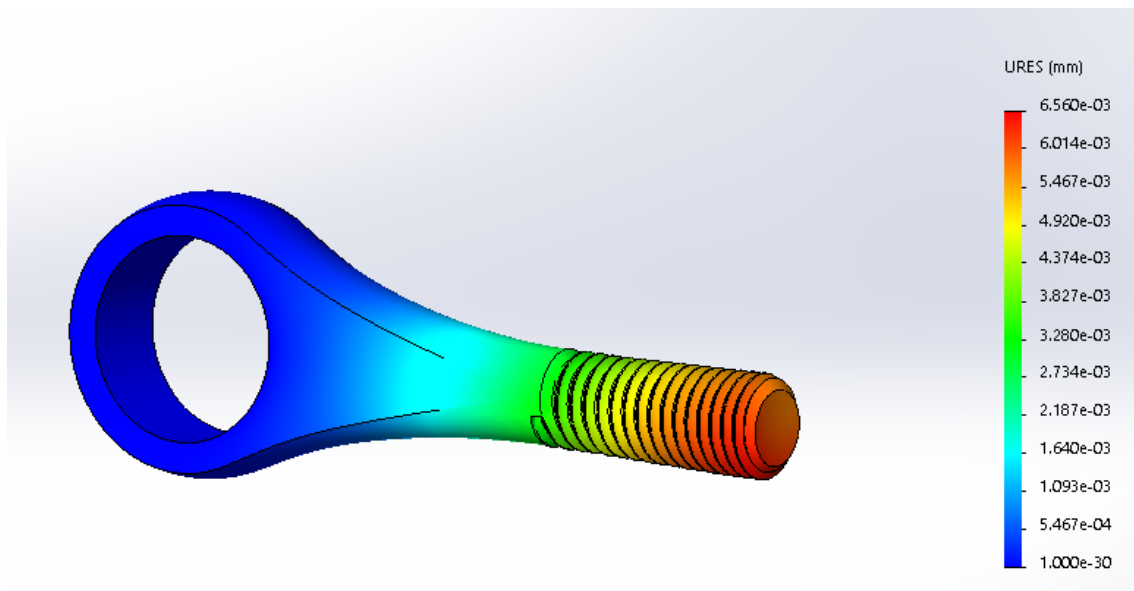


Figura 61: Deformaciones en la Rótula. Fuente propia.

Para las rótulas no se compararán materiales, debido a que el equipo decidió que las rótulas y tornillería necesaria fueran del mismo material que el chasis, es decir de AISI 1020. Así también se nos encomienda verificar si todas las piezas son posibles de diseñar con el mismo material con la finalidad de hacer el proceso de fabricación más sencillo y encargarlo a un mismo proveedor.

## 1.2 BARRA DE EMPUJE

Para la barra de empuje aplicaremos distintas opciones, para comprobar su versatilidad y posibilidades, esto quiere decir, que variaremos sus diámetros, y también el material de fabricación, con el fin de realizar una comparativa.



*Figura 62: Barra de empuje. Fuente propia.*

En el ensayo estático aplicaremos una fuerza de 2270 N a la barra de empuje, ya que será la fuerza a la que esté aplicada en caso de una irregularidad en el terreno. En su ensamblaje la barra de empuje irá unida mediante rótulas al balancín. También se ejercerá una fuerza de 200 lbs/in debido al conjunto amortiguador-resorte de la rueda contraria a la barra de empuje oponiéndose al movimiento, que es transmitido por la barra antibalanceo.

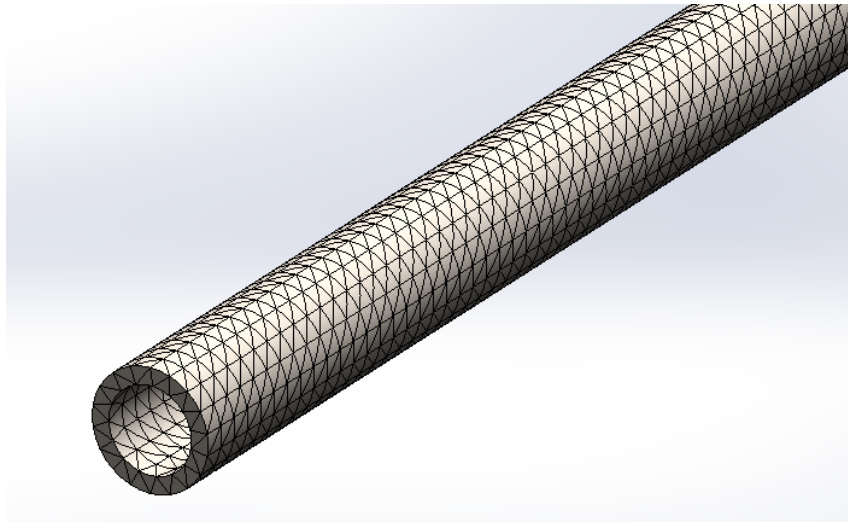


Figura 63: Mallado de la Barra de empuje. Fuente propia.

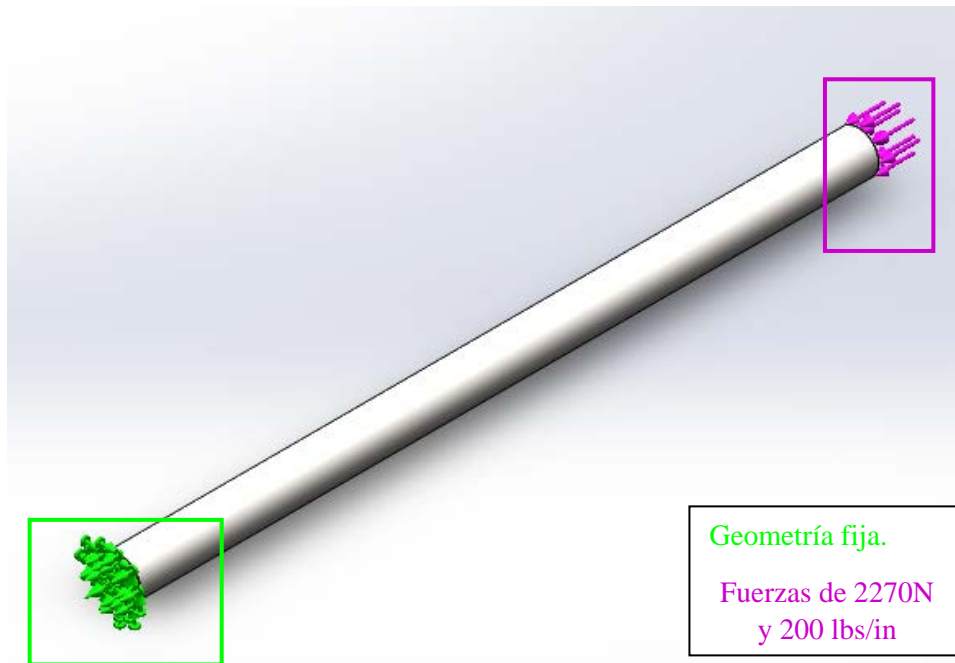


Figura 64: Aplicación de Fuerzas y Restricciones. Fuente propia.

ACERO AISI 1020 ( $\varnothing_{\text{ext}}=12\text{mm}$  y  $\varnothing_{\text{int}}=8\text{mm}$ )

La figura representada, muestra que el valor máximo de tensión en la barra de empuje será de 54.805 MPa, siendo máxima en el punto de aplicación de la carga. El límite elástico es muy superior al esfuerzo máximo.

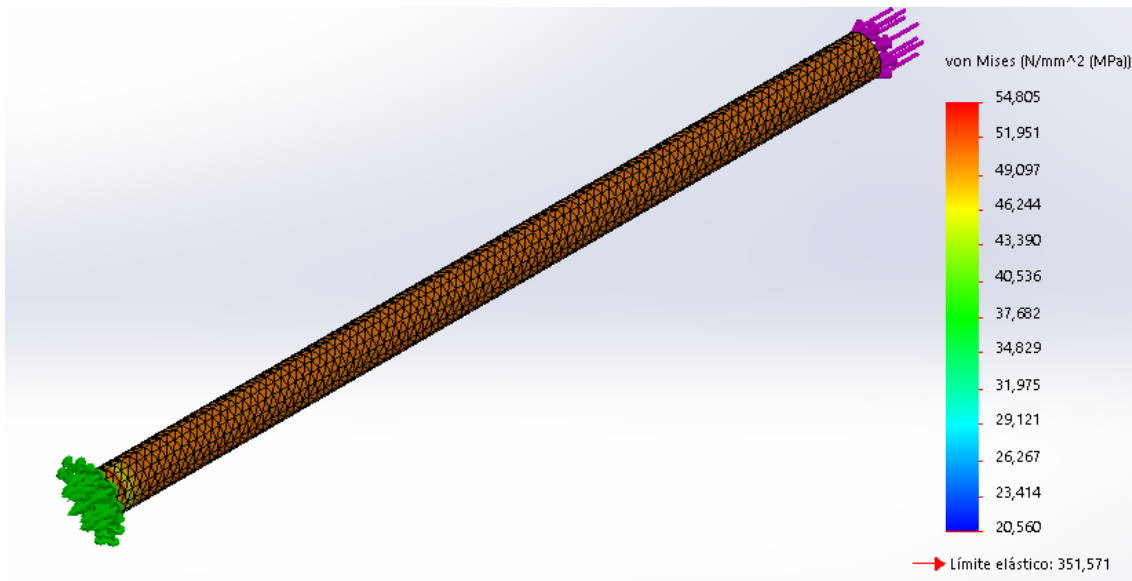


Figura 65: Distribución de tensiones de Von Mises. Barra de empuje AISI 1020. Fuente propia.

En cuanto a las deformaciones, se llega a la misma conclusión que con la rótula, apenas existe deformación de la pieza. Siendo nula en la restricción.

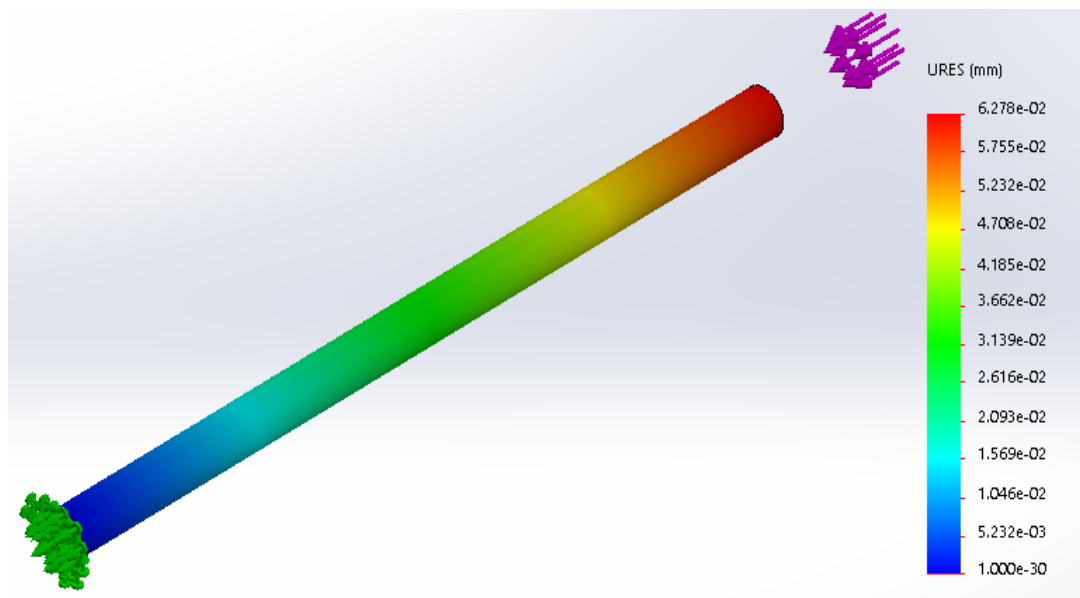


Figura 66: Deformaciones en la Barra de empuje AISI 1020. Fuente propia.



ACERO AISI 304 ( $\varnothing_{ext}=12\text{mm}$  y  $\varnothing_{int}=8\text{mm}$ )

Otro de los materiales empleados por los distintos equipos de la Formula Student es el acero AISI 304, cuyas propiedades son:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	1.9e+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	7.5e+10	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	8000	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	517017000	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	206807000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.8e-05	/K
Conductividad térmica	16	W/(m·K)
Calor específico	500	J/(kg·K)

Las tensiones no varían, ya que está sometido a los mismos esfuerzos y restricciones, la única variación será el límite elástico cuyo valor disminuye a 206.8 MPa y por tanto las deformaciones sufridas.

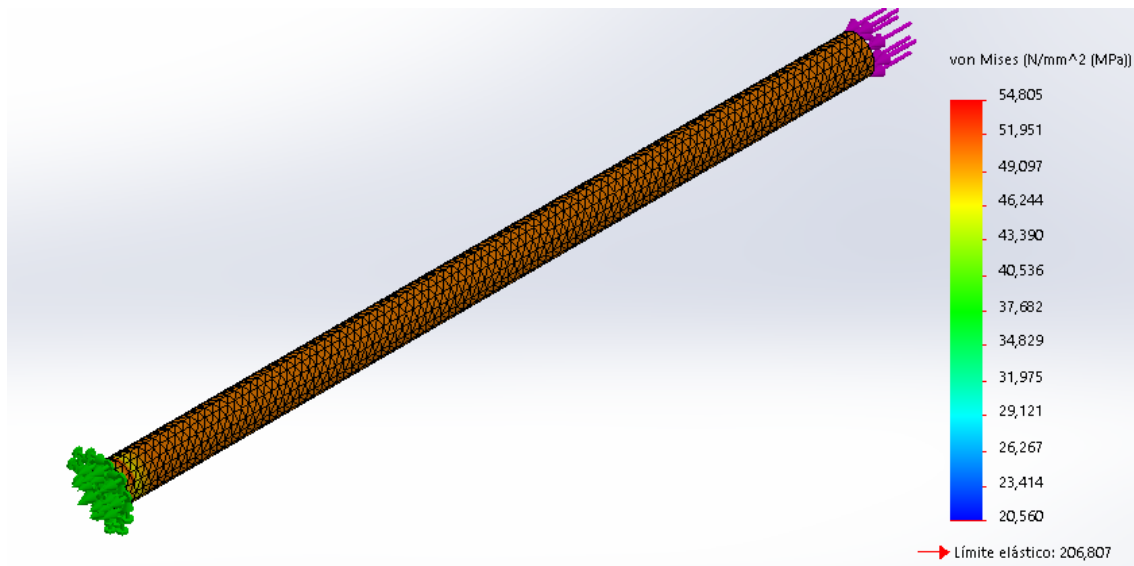


Figura 67: Distribución de tensiones de Von Mises. Barra de empuje AISI 304. Fuente propia.

Las deformaciones varían mínimamente:

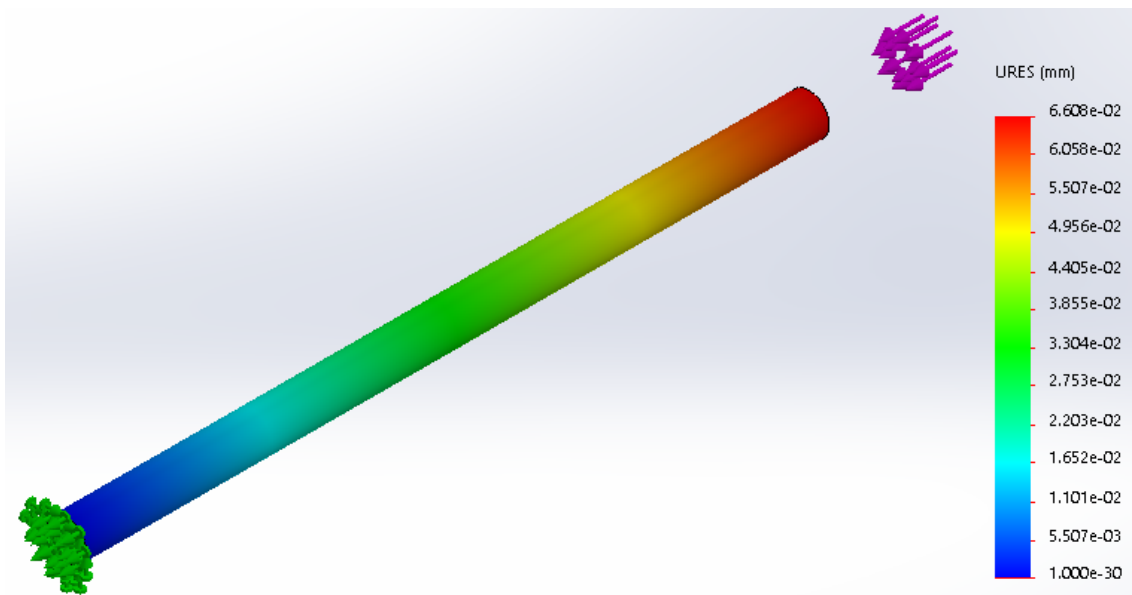


Figura 68: Deformaciones en la Barra de empuje AISI 304. Fuente propia.

ACERO AISI 1020 ( $\varnothing_{\text{ext}}=14\text{mm}$  y  $\varnothing_{\text{int}}=10\text{mm}$ )

Si se varían las medidas de los diámetros, en este caso aumentándolos 2mm tanto el diámetro interior como el exterior, se observará como las deformaciones y tensiones disminuyen al haber mayor superficie:

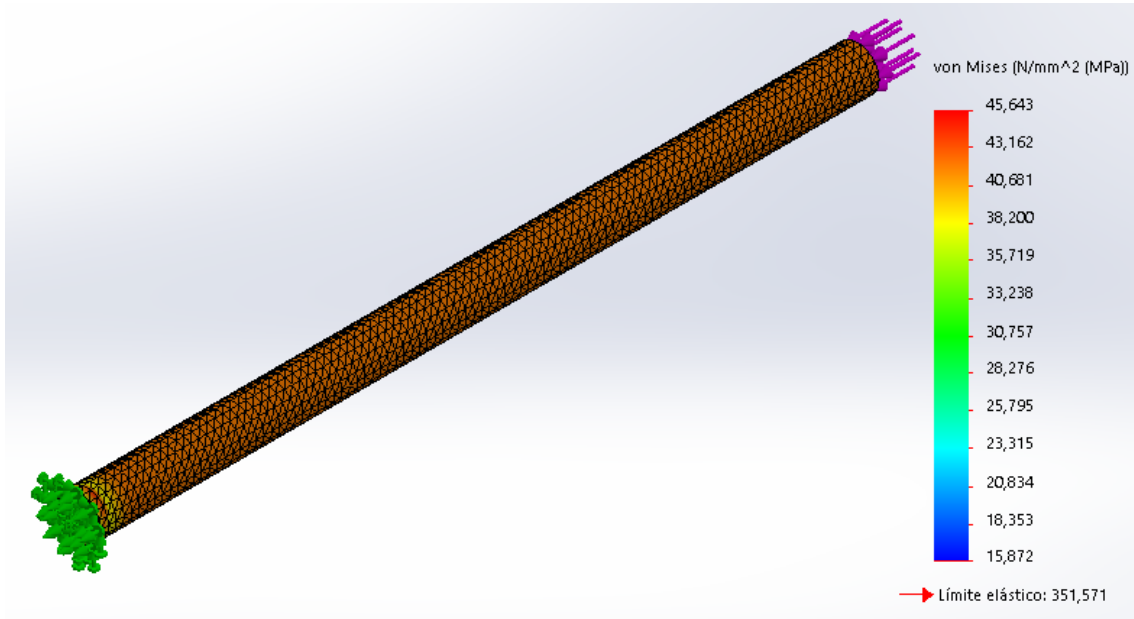


Figura 69: Distribución de tensiones de Von Mises. Barra de empuje AISI 1020. Fuente propia.

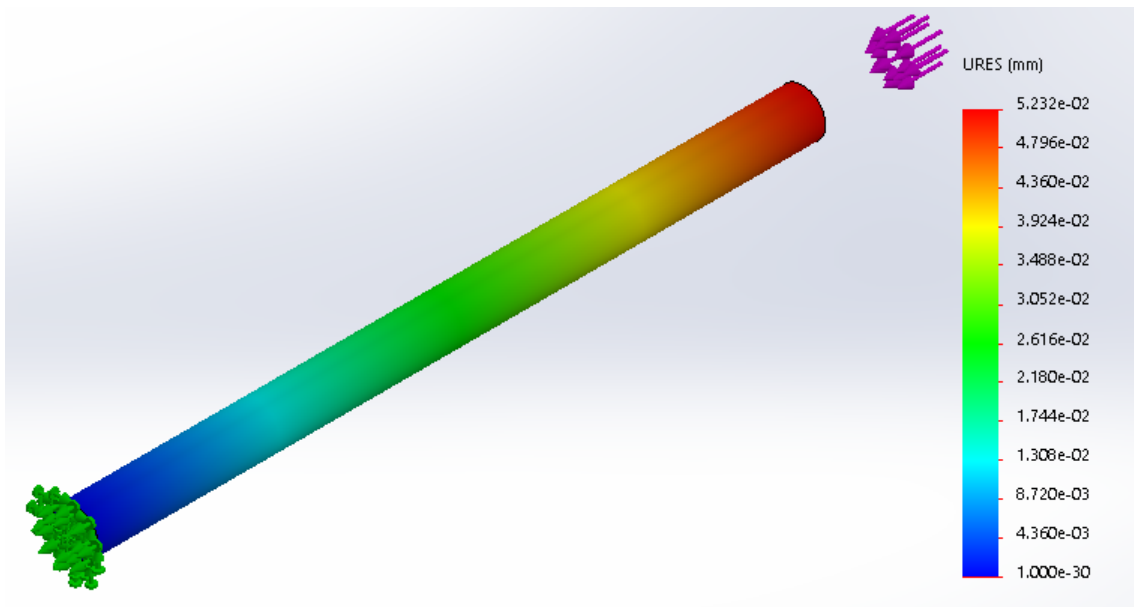


Figura 70: Deformaciones en la Barra de empuje AISI 1020. Fuente propia.

### 1.2.1 Verificación de cálculos.

Para asegurar que el complemento de SolidWorks® realiza el cálculo de tensiones correctamente, se procede a verificar el valor de la tensión de la cara donde las fuerzas son aplicadas, la fórmula de la tensión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

La superficie (S) de la cara donde se aplicarán las fuerzas es la siguiente:

$$S = \pi \times (R^2 - r^2)$$

$$S = 75.40mm$$

Lo que despejando en la fórmula de la tensión:

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{2270 N + 890 N}{75.40} = 41.909MPa$$

Se verifica ahora el valor de la tensión en esa cara, mediante SolidWorks®:

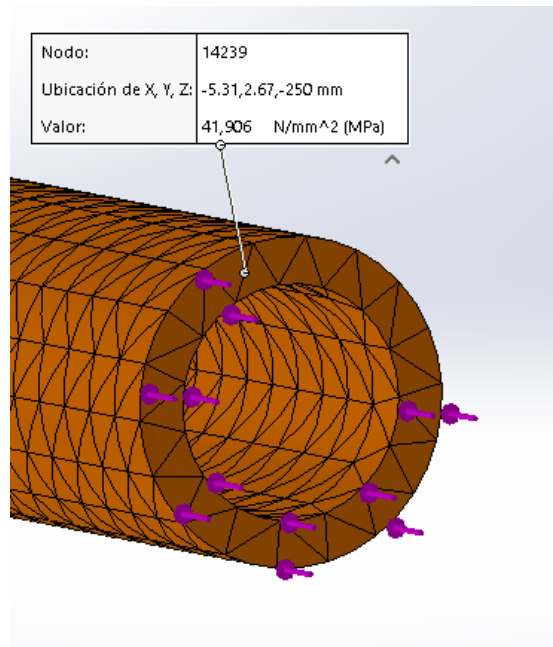


Figura 71: Valor tensión en la cara donde se aplican las fuerzas. Fuente propia.

Se observa que el programa cumple con precisión en el cálculo de las tensiones de la pieza (barra de empuje).

A modo de resumen de los estudios anteriores, se agrupan los resultados anteriores en una tabla, para poder concluir con qué medidas y material deberá ser fabricada.

MATERIAL	MEDIDAS (mm)		VALOR MÁX. TENSIÓN (MPa)	VALOR MÁX. DEFORMACIÓN (mm)
	$\varnothing_{ext}$	$\varnothing_{int}$		
AISI 1020 Límite elástico = 351,571 MPa	12	8	54,805	0,06278
	14	10	45,643	0,05232
AISI 304 Límite elástico = 206.807 MPa	12	8	54,805	0,0608

Tabla 11: Dimensiones, material y tensiones.

Observando la tabla anterior, el equipo se decanta por el acero AISI 1020 con  $\varnothing_{ext} = 12$  mm y  $\varnothing_{int} = 8$  mm, ya que con menos material, la pieza soportará los esfuerzos, quedándose muy alejado el mayor valor de la tensión (54.805MPa) del límite elástico del material (351.571 MPa).

### 1.3 BALANCÍN

Es el componente del sistema de suspensión sometido a los diversos esfuerzos transmitidos por la barra de empuje y la barra estabilizadora. Esta unida al chasis mediante un anclaje fijado a este último, esta unión es de tipo bisagra y otra unión flexible que lo conecta con el amortiguador.



Figura 72: Balancín. Fuente propia.

El material de fabricación del balancín se decide que sea el mismo que las rótulas y el chasis AISI 1020, con el fin de reducir el costo, pues lo realizaría todo el mismo fabricante.

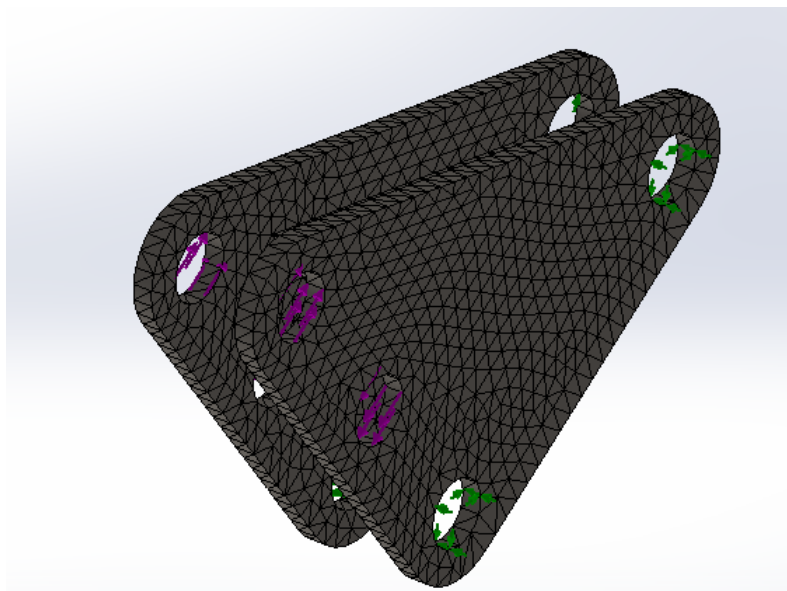


Figura 73: Mallado Balancín. Fuente propia.

Los esfuerzos a los que está sometido son los mismos que la barra de empuje, 2270N esta vez transmitidos por la barra de empuje, que representan una desigualdad en

el terreno y 200lbs/in en sentido contrario producidos por el amortiguador de la rueda contraria del mismo eje.

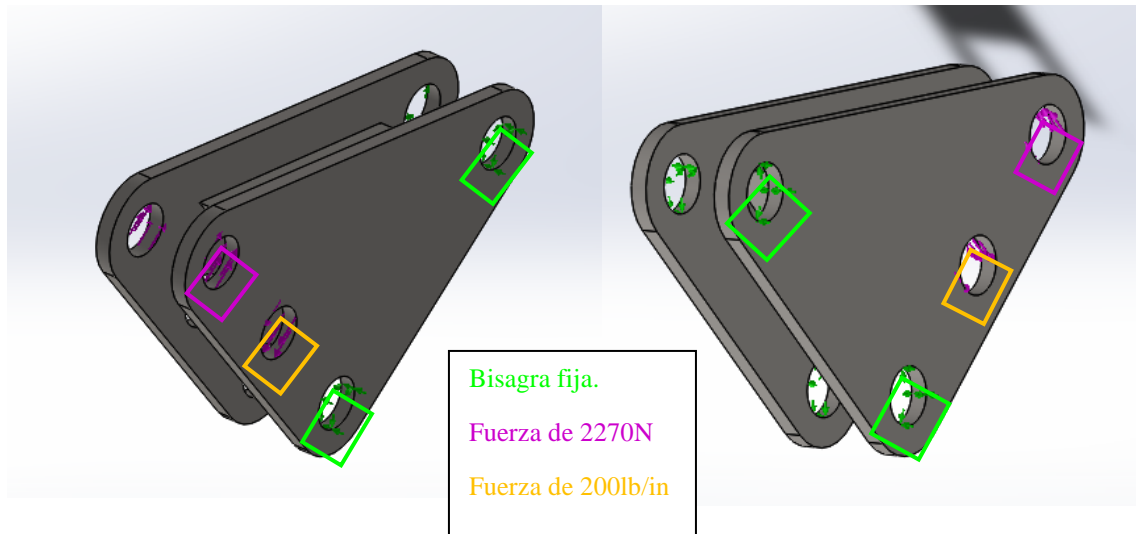


Figura 74: Aplicación de Fuerzas y restricciones. Fuente propia.

Los resultados del estudio de tensiones confirman que el balancín soportará los esfuerzos aplicados, siendo el máximo de 71.688 MPa, coincidente con el punto de aplicación de los esfuerzos, aún así este valor sigue siendo menor que el límite elástico del material.

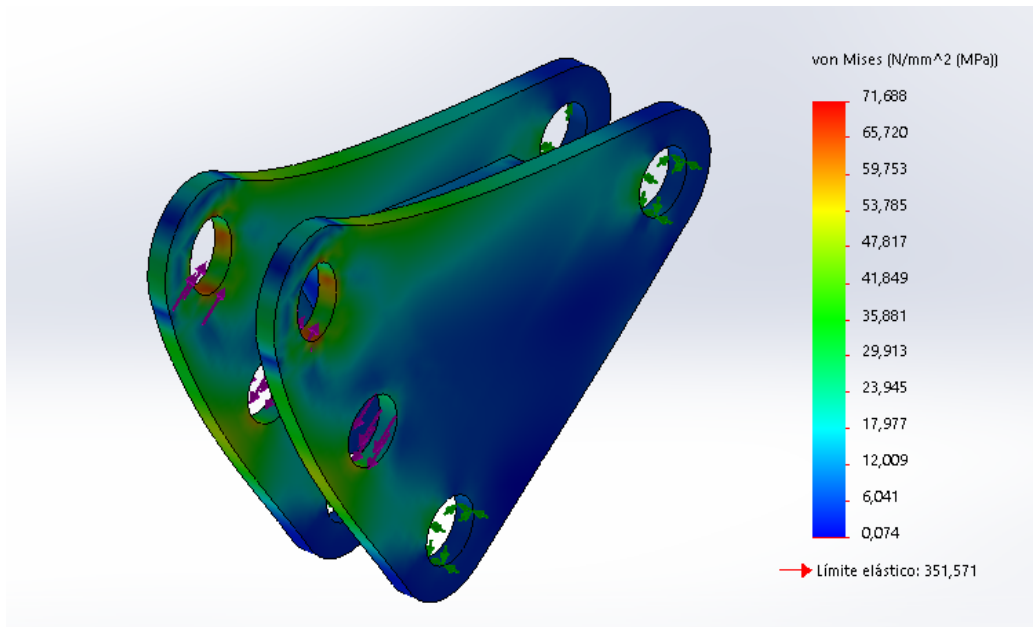


Figura 75: Distribución de tensiones de Von Mises. Balancín. Fuente propia.

En la siguiente figura se observa que las deformaciones máximas se producen en los puntos donde se realizará la unión con la barra de empuje. Como ya se ha dicho anteriormente, en los puntos donde existen restricciones el desplazamiento es nulo.

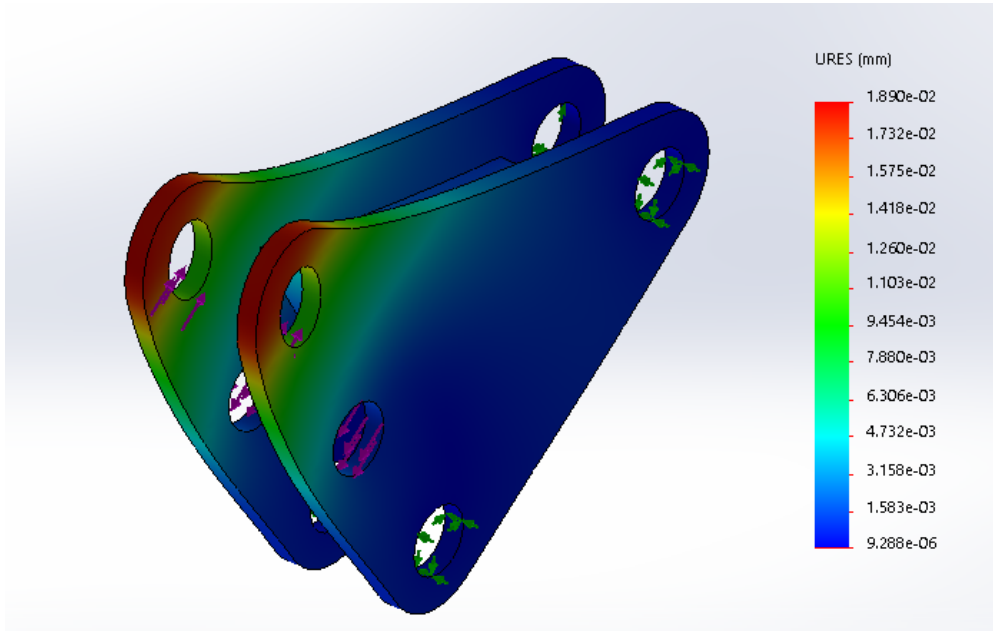


Figura 77: Deformaciones Balancín. Fuente propia.

Analizando los resultados anteriores, se observa la posibilidad de realizar un cambio en el espesor del balancín. En concreto, de 1 mm por cara lateral. Reduciéndose, de 3mm a 2mm.



Figura 76: Balancín con caras laterales de 3 mm de espesor. Fuente propia.



Figura 78: Balancín con caras laterales de 2 mm de espesor. Fuente propia.



Realizando dicha reducción, serán obtenidos los siguientes valores para la distribución de tensiones de Von Mises. El valor máximo asciende entonces a 106.267MPa, situándose aún muy lejos del límite elástico del material.

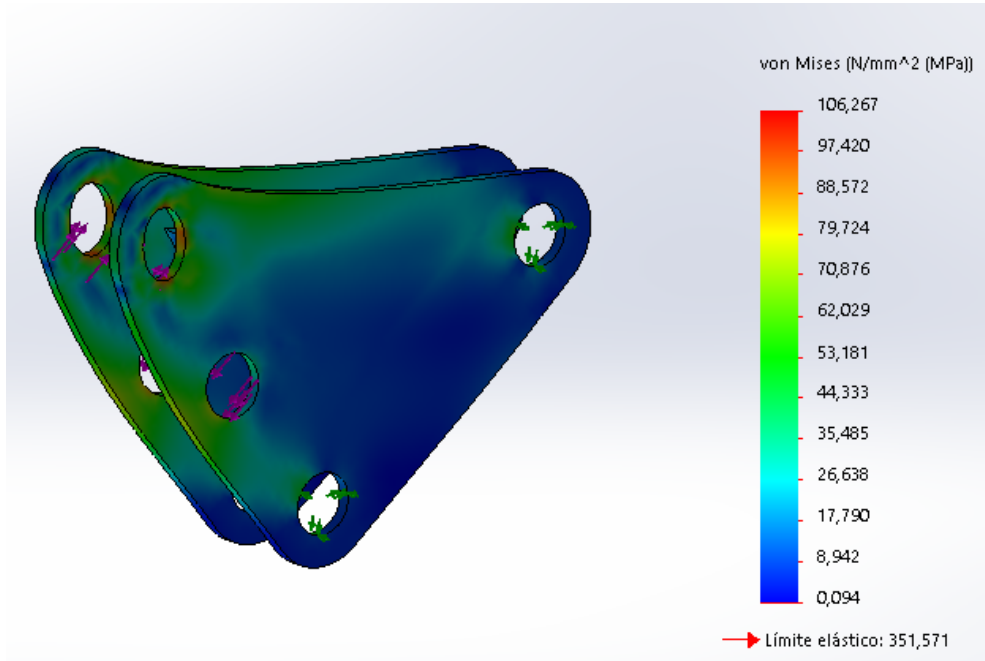


Figura 79: Distribución de tensiones de Von Mises. Balancín, caras laterales con espesor de 2 mm.  
Fuente propia.

Es por ello, que nos quedamos con la última variación realizada, es decir, el balancín cuyas caras laterales tienen un espesor de 2 mm. Ya que aún reduciendo el espesor, y disminuyendo la cantidad de material, la pieza es capaz de soportar las tensiones que se producen en ella.

## 1.4 BRAZO INFERIOR

Para el análisis de tensiones de los brazos de la suspensión, solo estudiaremos el brazo inferior, ya que es este quien recibe los mayores esfuerzos, debido a la barra de empuje. El brazo superior no estaría afectado por el esfuerzo transmitido por la barra de empuje.



Figura 80: Brazo inferior. Fuente propia.

Se restringirán las uniones con rótulas, de tal manera que sea una geometría fija, y los puntos de aplicación de la fuerza será donde se une el brazo con la mangueta y el soporte donde se fijará la barra de empuje. Las fuerzas a aplicar serán de 2270 N representando el peso máximo del monoplaza y una fuerza de 1500N que representa a las irregularidades que pudiera tener el terreno. Siendo esto un momento crítico, pues la barra de empuje en ningún momento durante una conducción competitiva transmitirá todo el peso del monoplaza.

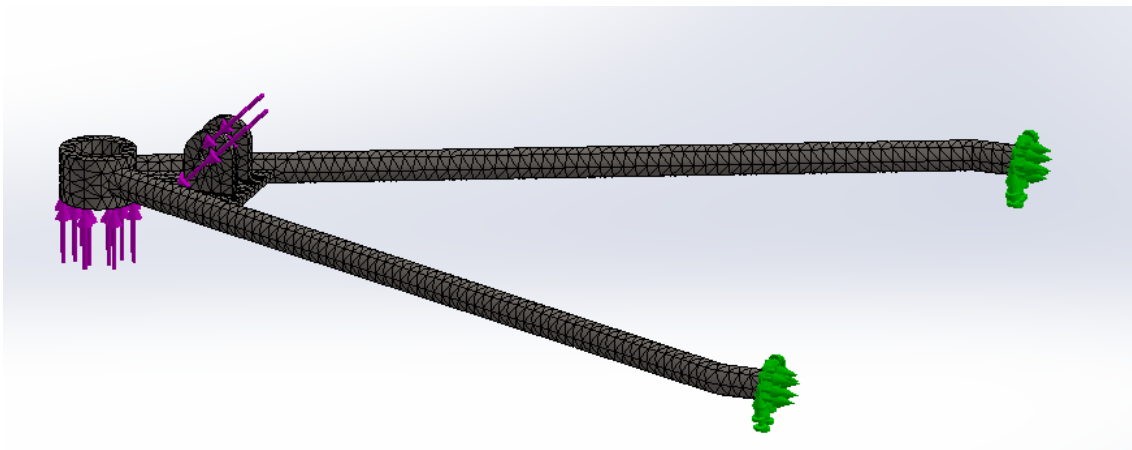


Figura 81: Mallado del brazo inferior. Fuente propia.

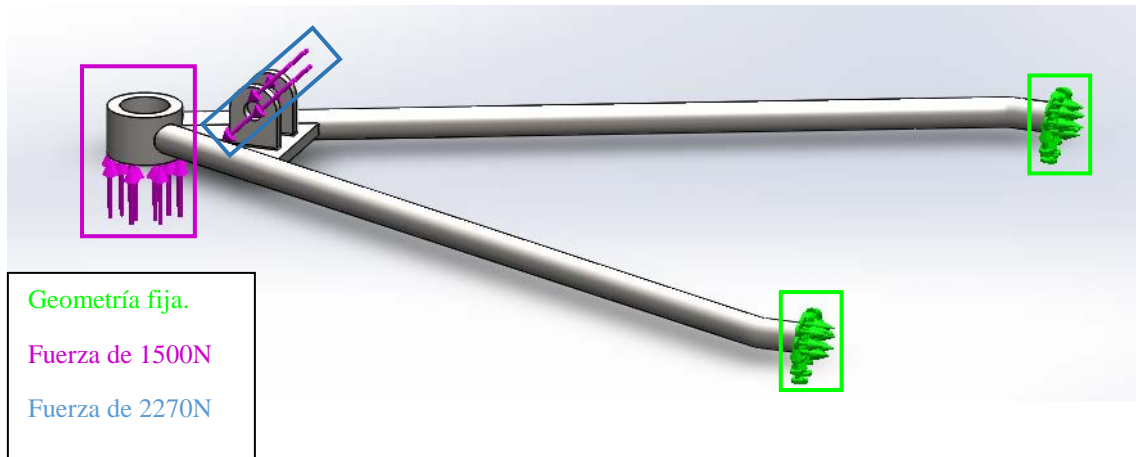


Figura 82: Aplicación de Fuerzas y restricciones en el Brazo inferior. Fuente propia.

En la siguiente figura se muestra la distribución de las tensiones de Von Mises, donde se observa que el esfuerzo máximo al que estará sometido el brazo inferior será de 182.887 MPa, siendo el límite elástico del acero AISI 1020 de 351.57 MPa.

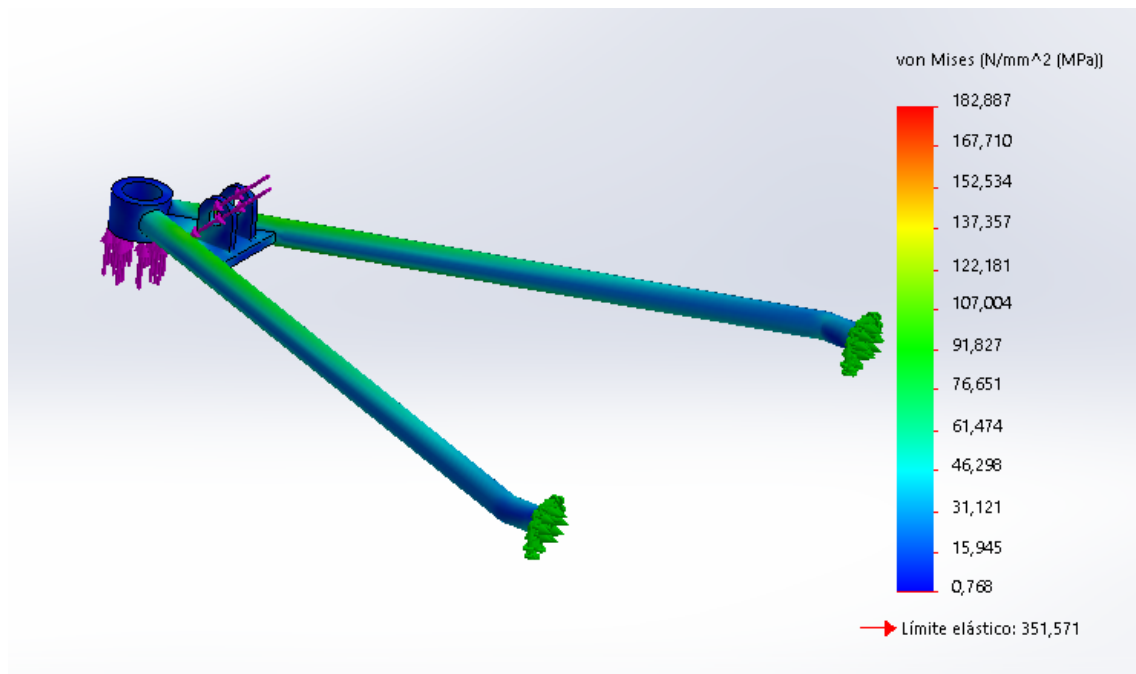


Figura 83: Distribución de tensiones de Von Mises. Brazo inferior. Fuente propia.

Se realiza una comparación con el mismo material, pero variando los diámetros de las barras del brazo inferior de la suspensión. En la figura anterior tienen un diámetro exterior de 14 mm. Y un diámetro interior de 8 mm. Comprobaremos ahora, que sucedería si este diámetro exterior fuera reducido a 12 mm. Y mantenemos el diámetro interior de 8 mm.

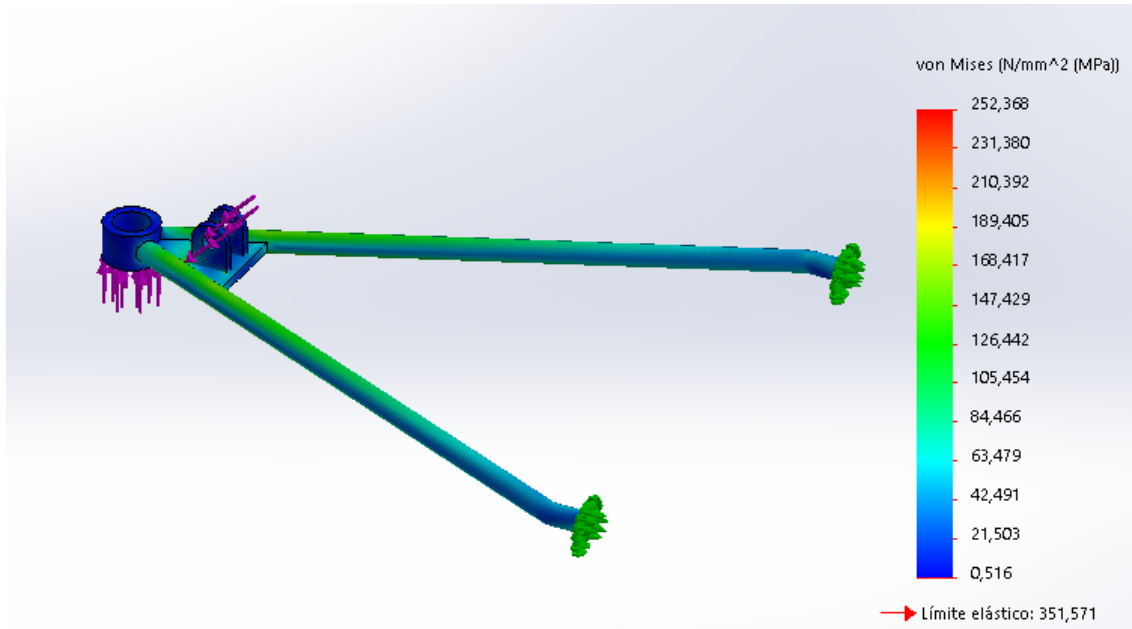


Figura 84: Distribución de tensiones de Von Mises. Brazo inferior. Fuente propia.

Como era de esperar, las tensiones han aumentado, siendo en este caso la máxima de 252.368 MPa, aún inferior al límite elástico del material.

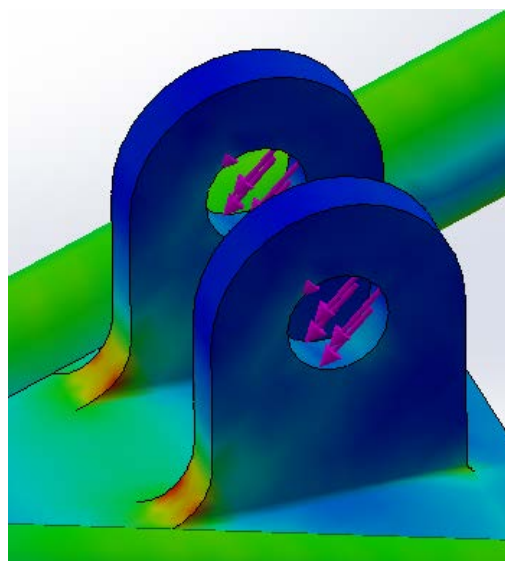
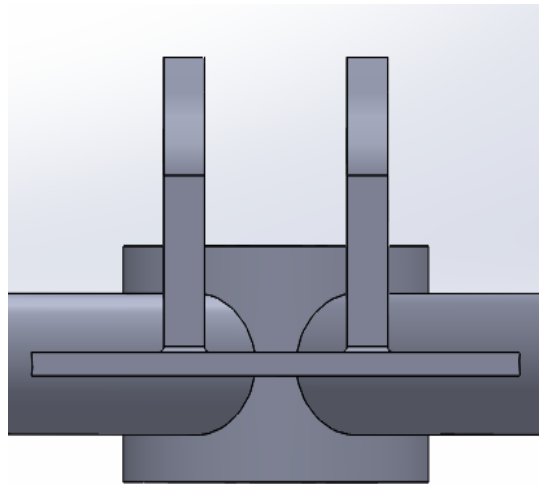


Figura 85: Puntos de máxima tensión. Brazo inferior. Fuente propia.

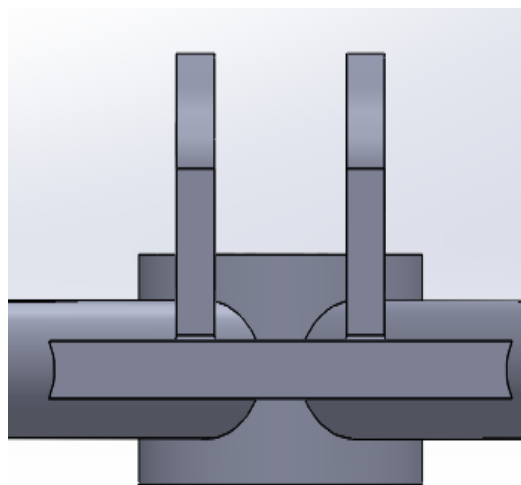
Como se observa en la figura anterior, es en los redondeos de unión de los soportes, donde irá la barra de empuje, donde se producen las máximas tensiones con valores de 252.368 MPa.

En este caso, dado que ahorramos material y así aligeramos el peso del monoplaza, nos decantaremos por esta última propuesta: acero AISI 1020 con diámetro exterior de los brazos de 12 mm.

Continuando con el análisis de tensiones del Brazo inferior, y viendo que aún hay posibilidades de mejora, se decide reducir a 2 mm (tenía 5mm de espesor originalmente) el espesor del soporte de la barra de empuje:



*Figura 87: Soporte barra de empuje con espesor de 2 mm. Fuente propia.*



*Figura 86: Soporte barra de empuje con espesor original de 5 mm. Fuente propia.*

Procedemos a simular con el SolidWorks® con el nuevo espesor de 2 mm, y los resultados de la distribución de tensiones son los siguientes:

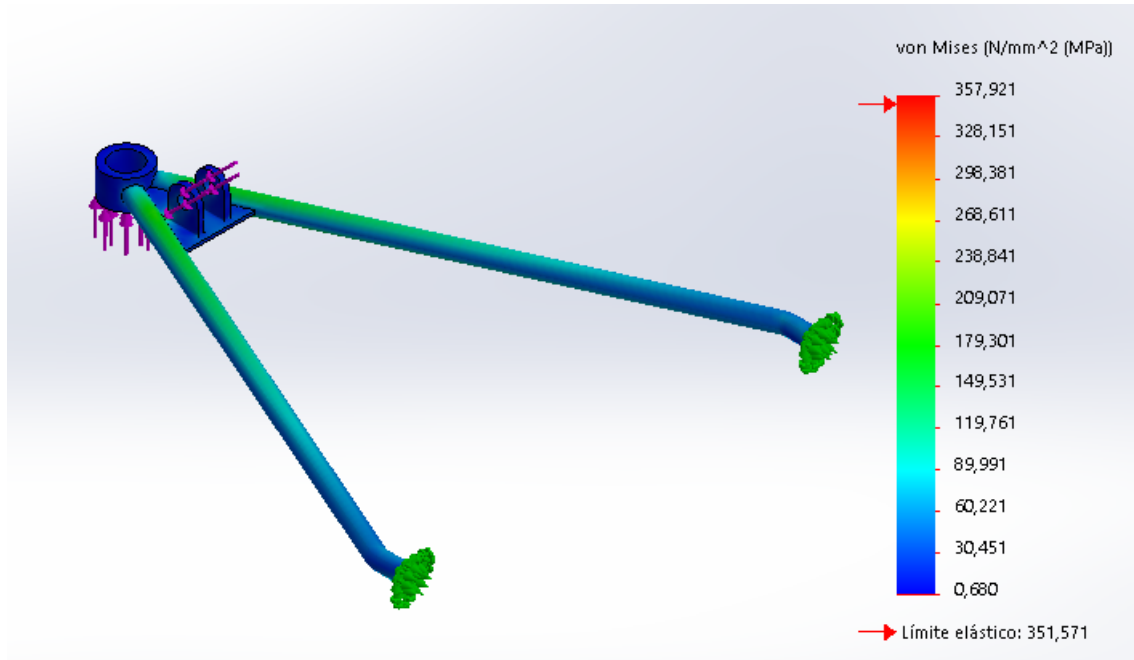


Figura 88: Distribución de tensiones de Von Mises. Brazo inferior, soporte de barra de empuje con espesor de 2 mm. Fuente propia.

En este caso observamos que la tensión máxima es de 357.921 MPa, sobrepasando el límite elástico del material. Esto sería en el caso de que sucediera el momento crítico mencionado anteriormente.

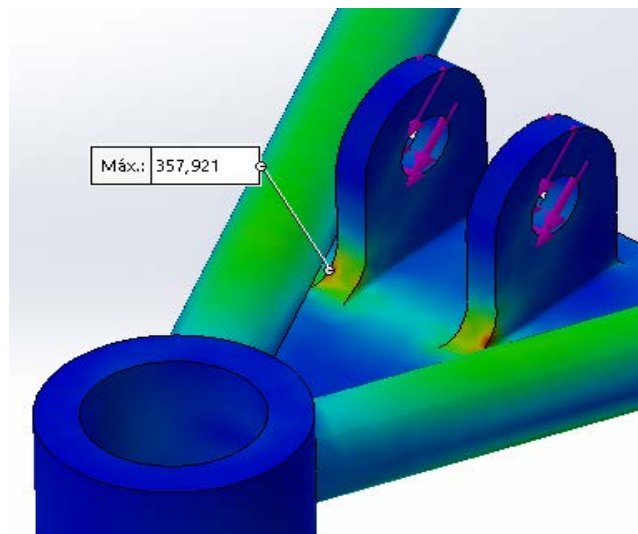


Figura 89: Punto de máxima tensión para soporte barra de empuje con espesor 2 mm. Fuente propia.

Por motivos de seguridad y para evitar posibles fallos, se decide aumentar 1 mm este espesor, llegando hasta los 3 mm.

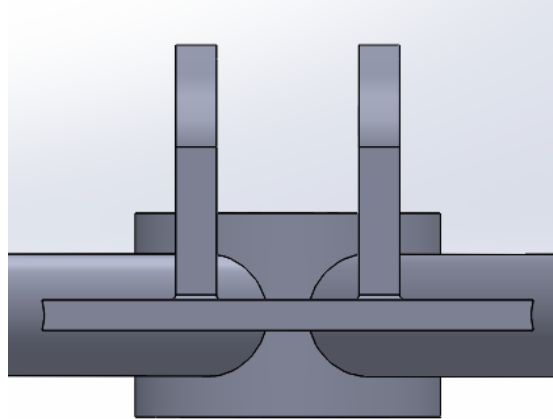


Figura 90: Soporte barra de empuje con espesor de 3 mm. Fuente propia.

Analizando ahora la pieza obtenemos los siguientes valores de tensiones de Von Mises:

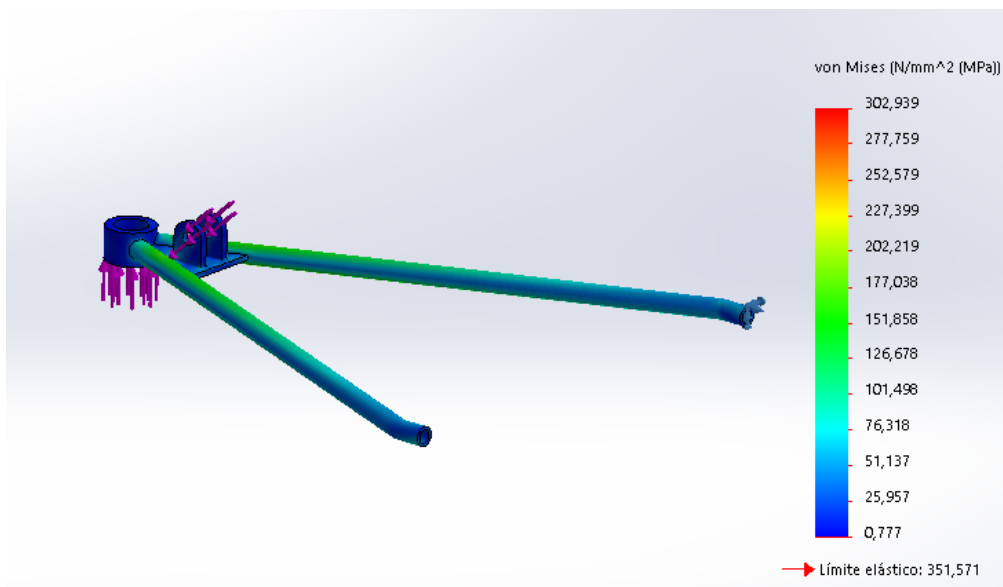


Figura 91: Distribución de tensiones de Von Mises. Brazo inferior, soporte de barra de empuje con espesor de 3 mm. Fuente propia.

Como se observa, tras el aumento de 1 mm del espesor del soporte de la barra de empuje. El valor máximo de tensión disminuye hasta 302.939 MPa, quedando así por debajo del límite elástico del material. Tomando como definitiva esta modificación, para la fabricación de esta pieza.

## 2. CONCLUSIONES.

Los resultados obtenidos mediante SolidWorks® Simulation, a través del método de los elementos finitos, muestran unos valores inferiores, en los casos estudiados, al límite elástico de los materiales seleccionados.

Tras búsquedas de información y puesta en contacto con diversos equipos, se decidió tener en cuenta dos materiales en concreto: el acero AISI 1020 y el acero AISI 304. Se toman ambos debido a sus buenas propiedades mecánicas así como su amplia utilización en la FSAE.

Como en reuniones del equipo de la Formula Student ULL se decidió que el material de chasis fuera AISI 1020, consideramos tener en cuenta este material para fabricar las diversas partes del sistema de suspensión, con la única finalidad de reducir costos, al ser encargados al mismo fabricante.

Es por ello, que en la comparativa con el acero AISI 304, el equipo se decanta por el acero AISI 1020, ya que tiene mejores propiedades mecánicas (menor densidad y mayor límite elástico). Así como se toman como solución aquellas modificaciones hechas a las piezas, que se comentan el apartado análisis de soluciones. A continuación se muestra una tabla resumen, con los materiales y soluciones elegidas para cada pieza.

PIEZA	MATERIAL	SOLUCIÓN ELEGIDA
Rótula	AISI 1020	Personalizada
Barra de empuje	AISI 1020	$\varnothing_{\text{ext}} = 12 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{int}} = 8 \text{ mm}$
Balancín	AISI 1020	Caras laterales con un espesor de 2 mm
Brazo inferior	AISI 1020	$\varnothing_{\text{extbraz}} = 12 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{intbraz}} = 8 \text{ mm}$ Espesor soporte barra de empuje de 3mm

Tabla 12: Resumen de materiales y soluciones elegidas.

Julio 2018,

Jesús Gómez Díaz





**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

---

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA  
STUDENT**

### **ANEXO III**

## **MARCO DE LA COMPETICIÓN FORMULA STUDENT**

Titulación  
Grado en Ingeniería Mecánica

Autor  
Jesús Gómez Díaz

Tutora  
Isabel T. Martín Mateos

Julio 2018





# ÍNDICE

<b>1. Formula Student</b> .....	122
<b>1.1 Historia de la competición</b> .....	122
<b>1.2 Descripción de la Formula Student SAE</b> .....	122
<b>1.3 Estructura de la competición</b> .....	124
<b>1.4 Sistema de puntuación</b> .....	125
<b>1.5 Eventos estáticos</b> .....	125
1.5.1 La inspección técnica .....	125
1.5.2 Diseño del monoplaza. ....	128
1.5.3 Análisis de costes. ....	128
1.5.4 Presentación. ....	128
<b>1.6 Eventos dinámicos</b> .....	128
1.6.1 Aceleración.....	128
1.6.2 Skid-pad. ....	129
1.6.3 Autocross.....	130
1.6.4 Eficiencia y resistencia.....	131



# 1. Formula Student

## 1.1 Historia de la competición

La Formula Student SAE es una competición de ámbito universitario, con el fin de diseñar y fabricar monoplazas de tipo formula, para al final de cada año académico realizar una competición entre todos los participantes.

En 1979, se celebró la primera *SAE Mini-Indy* en EEUU, concretamente en la Universidad de Houston. La competencia vino de la mano del Dr. Kurt M. Marshek. Inspirada en un artículo de una revista (*Popular Mechanics*) de instrucciones para la preparación de un pequeño vehículo tipo Indy propulsado por un motor Briggs & Stratton de 5 CV. Aplicando como guía una competición ya existente (Mini Baja), los estudiantes de ingeniería tendrían que construir dicho monoplaza estilo Indy condicionado por el uso del mismo motor por parte de todos los participantes.

Es en 1980, cuando los miembros de la comunidad estudiantil SAE (Society of Automotive Engineers) crearon la ahora conocida Formula SAE, competición que su nuevo lugar de realización sería en Texas que se alternaría con Michigan hasta 1990.

Tres vehículos estadounidenses compitieron junto a cuatro monoplazas de Reino Unido, en un evento celebrado en el MIRA Proving Grounds (Midlands). Debido a la repercusión generada por dicho evento, el IMechE (Institution of Mechanical Engineers) aceptó la gestión de una competición similar en territorio europeo. Llegando a un acuerdo de colaboración con SAE y el IET (Institution of Engineering & Technology) creado a raíz de ello, la Formula Student. Dicha competición difiere de la Formula SAE en su organización. A pesar de ello utiliza normas con pequeñas variaciones respecto a la SAE siendo muy similares. Permitiendo de esta manera participar a los equipos en ambas competiciones sin hacer muchos cambios en su manera de trabajar.

## 1.2 Descripción de la Formula Student SAE

La competición automovilística Formula Student SAE reúne cada año a cientos de participantes, provenientes de universidades de diferentes rincones del mundo. Los equipos universitarios participantes son retados principalmente en el diseño y fabricación

del monoplaza en cuestión. Siendo una gran oportunidad para los diferentes perfiles de estudiantes integrantes de los equipos de poner en práctica sus conocimientos adquiridos en el transcurso del grado que cursen, fomentando además el aprendizaje y formación de manera autónoma. También favorece el trabajo en equipo para lograr realizar un proyecto común.

El principal objetivo de la competición aparte de determinar que monoplaza es el mejor en las diferentes pruebas que existen. Es la simulación de una situación de un equipo de competición real: un equipo de ingenieros es contratado para desarrollar un monoplaza de altas prestaciones, que sea estable y fiable, además de ser competitivo, y condicionados por el presupuesto, pues su coste debe ser razonable.

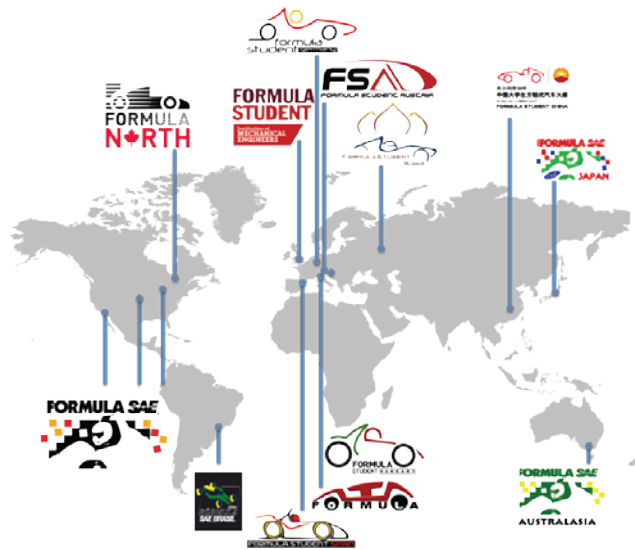


Figura 92 Diferentes países con competiciones Formula Student SAE.  
[25]

Son examinados los diseños de los monoplazas de dos formas: práctica y teórica. Evaluándose también la construcción del vehículo, el aspecto económico, así como el ahorro de costes, hasta la parte de marketing de cada equipo participante, pues uno de los fines es vender tu monoplaza como el mejor de la competición para obtener patrocinadores que financien tu proyecto.

De esta manera, el ganador de la Formula Student SAE no es únicamente el coche más rápido o que mejor coja las curvas, sino el equipo cuyo proyecto sea lo más consistente en cada uno de los aspectos a evaluar en la competición.



Figura 93: Equipos participantes Formula Student Spain 2017. [20]

### 1.3 Estructura de la competición

La estructura de la competición se divide en dos: eventos estáticos y eventos dinámicos. Los eventos estáticos no requieren que el monoplaza esté en movimiento, sin embargo, los dinámicos puntúan en función del tiempo obtenido. La evaluación de cada una de las pruebas es realizada por un equipo de jueces técnicos experimentados en cada uno de los ámbitos a evaluar.

En los eventos estáticos se evalúan: el diseño del monoplaza (Design event), el análisis de costes (Cost & Manufacturing Analysis) y la presentación del equipo (Presentation event).

Con anterioridad a la realización de estas pruebas, se debe realizar a cada monoplaza las verificaciones técnicas necesarias para comprobar que se cumplen los requisitos expuestos en la normativa propia de la competición. El resultado de dicha inspección técnica debe ser favorable para que el equipo pueda continuar en la competición.

En circuito son realizadas los eventos dinámicos: Aceleración (Acceleration Event), Skid-pad, autocross y resistencia (Endurance Event). También durante este último se evalúa la eficiencia a la hora de la utilización del combustible.

El total de puntos que se pueden obtener es de 1000, siendo el ganador de la competición el que mayor número de puntos consiga en total.



## 1.4 Sistema de puntuación

	PRUEBAS	PUNTUACIÓN
EVENTOS ESTÁTICOS	Presentación	75
	Diseño	150
	Análisis de costes	100
EVENTOS DINÁMICOS	Aceleración	75
	Skid-pad	50
	Autocross	150
	Eficiencia	100
	Resistencia	300
TOTAL		1000

Tabla 13: Sistema de puntuación FSAE.

## 1.5 Eventos estáticos.

### 1.5.1 La inspección técnica

La Formula Student hace hincapié en el tema de seguridad, es por ello por lo que previamente a las pruebas puntuables, cada monoplaza participante debe superar una serie de verificaciones técnicas obligatorias sin ninguna puntuación añadida, únicamente con motivo de seguridad. Se comprueba que el monoplaza cuenta con las medidas de seguridad necesarias para su participación en las diversas pruebas. Es obligatorio la aprobación de la inspección técnica, en caso de negativa, el equipo participante no podrá competir.

Está dividida en cuatro pruebas y la revisión del cumplimiento del reglamento:

➤ Revisión técnica del reglamento.

Se revisan los puntos especificados en la normativa de la Formula Student SAE en cuanto a medidas mínimas y máximas, arcos de seguridad, el peso del vehículo con y sin piloto, materiales utilizados en su fabricación, etc. Una de las pruebas más importantes que se realizan es la salida del monoplaza por parte del piloto en un tiempo inferior a los cinco segundos.



Figura 94: Comisarios revisando si se cumple el reglamento [18].

➤ Prueba de inclinación.

El monoplaza con el piloto es situado sobre una plataforma horizontal. Inicialmente dicha plataforma adquiere una inclinación de  $45^\circ$ . Esta primera inclinación es para la comprobación de que no existen ninguna pérdida de líquidos. A continuación, se inclinará hasta los  $60^\circ$ , esta vez para verificar que el vehículo no vuelca.



Figura 95: Prueba de inclinación. [8]

➤ Prueba de ruido.

Aquellos vehículos que dispongan de motor de combustión, deberán revolucionarlos hasta una velocidad establecida según así lo indique la normativa.

➤ Prueba de frenado.

Durante un recorrido establecido, el piloto debe acelerar y tener la capacidad de frenar bloqueando las cuatro ruedas, sin que se produzca desvío alguno en su trayectoria. En esta prueba se comprueba la capacidad de frenado del vehículo, así como su estabilidad.

➤ Prueba de lluvia.

Los vehículos de categoría: eléctricos deben pasar una prueba en la cual se empaapa el monoplaza con agua para comprobar el correcto aislamiento de todos sus componentes eléctricos.

Tras cada prueba el oficial correspondiente colocará una pegatina al monoplaza si la prueba ha sido superada correctamente. Únicamente, los vehículos con todas las pegatinas podrán realizar los eventos dinámicos.



Figura 96: Pegatina de inspección técnica superada. [26]

### 1.5.2 Diseño del monoplaza.

En esta prueba, el diseño general del monoplaza será evaluado por un comité de expertos en los diversos campos de la automoción, también se comprobarán los criterios que cada equipo participante ha seguido y utilizado para la toma de decisiones. Al final de esta prueba, el representante de los jueces comentará sus impresiones a los participantes, además de decirles que puntos fuertes poseen y aquellos puntos donde flaquean y deben mejorar.

### 1.5.3 Análisis de costes.

Antes de la realización de los eventos, los equipos participantes deben presentar un documento con detalles sobre los costes de fabricación de cada una de las piezas del monoplaza. La organización con vistas a facilitar esta tarea dispone de unas tablas de costes estándar sobre los materiales, los procesos de fabricación, moldes, herramientas, así como muelles y neumáticos que son productos más comerciales y más variados.

### 1.5.4 Presentación.

En este evento los participantes deben presentar un plan de negocio. Deben exponerlo y defenderlo ante una supuesta empresa, que serán los jueces, argumentando el porqué es viable su fabricación y comercialización, además del porque decantarse por su proyecto y no por el de los demás.

## **1.6 Eventos dinámicos.**

### 1.6.1 Aceleración

El objetivo de la prueba es evaluar la aceleración del monoplaza en línea recta sobre el suelo pavimentado. La distancia del recorrido será de 75 metros (82 yardas), con un ancho mínimo de 4.9 metros. A la hora de comenzar la prueba, el monoplaza será colocado de tal manera que la parte más adelantada del mismo se encuentre a 0.30 metros detrás de la línea de salida.

El tiempo comenzará a contar una vez el vehículo pase por la línea de salida y se parará al cruzar la línea de meta. Cada equipo utilizará dos pilotos en esta prueba, cada uno de ellos contará con dos intentos. De tal forma que podrá ser realizada cuatro veces por equipo.

### 1.6.2 Skid-pad.

Se medirá la capacidad de giro del monoplaza sobre una superficie plana mientras realiza giros de radio constante. Es decir, aquí se comprobará el paso por curva del vehículo. El circuito para esta prueba está dispuesto de la siguiente manera:

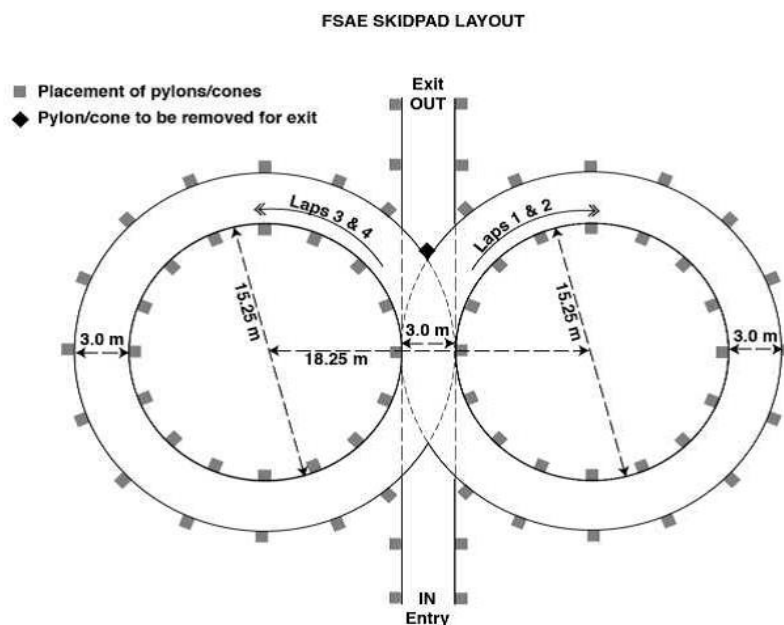


Figura 97: Disposición del circuito de Skid-Pad. [19]

Se trata de un circuito en ocho, con dos pares de círculos concéntricos cuyos centros están a una distancia de 18.25 m. Los radios de los círculos interiores serán de 15.25m mientras que los radios exteriores son de 21.25m. Siendo entonces el ancho de la pista de 3.0 m. Los monoplazas entrarán y saldrán al circuito por un carril de 3.0m de ancho tangente a los círculos donde se encuentran.

Los vehículos entrarán por la parte central mencionada y darán una vuelta completa al círculo de la derecha como vuelta de calentamiento. Una vez acabada dicha vuelta, comenzará a correr el tiempo, teniendo que dar dos vueltas al círculo derecho.

Inmediatamente tras acabar la segunda vuelta, el piloto se dirigirá al círculo izquierdo para completar las vueltas tercera y cuarta. Tras esta última el monoplaza abandonará la pista por la parte central destinada para ello.

Existe la penalización de +0.25 s por cono tirado. Cada equipo dispondrá dos pilotos para esta prueba, teniendo cada uno de ellos dos intentos.

### 1.6.3 Autocross.

El objetivo de la prueba de Autocross es evaluar la agilidad y maniobrabilidad del monoplaza en un circuito estrecho sin la presencia de otros vehículos. En esta prueba se combinan las capacidades de aceleración, frenado y paso por curva todo junto. Se busca diseñar un circuito en el cual la velocidad máxima se vea entre 40 – 48 km/h. Las características de la pista donde se desarrollará la prueba serán:

- Rectas inferiores a 60m con curvas cerradas en sus extremos o rectas inferiores de 45m con curvas más abiertas en sus extremos.
- Curvas con radio constante, los diámetros varían de 23m a 45m.
- Horquillas de un diámetro exterior mínimo de 9m.
- Slaloms definido por conos en línea, situados con un espacio entre ellos de 7.62m a 12.19m.
- Demás añadidos como chicanes, giros vistos, curvas con radio decreciente, etc. El ancho mínimo se establecerá en 3.5m.

Cada equipo participante volverá a disponer de dos pilotos con dos oportunidades cada uno.



Figura 98: Formula Student en circuito de Autocross. [8]

#### 1.6.4 Eficiencia y resistencia.

En la prueba de resistencia se tiene como objetivo evaluar la actuación general del monoplaza, es decir su comportamiento en circuito y su fiabilidad. A su vez, se combinará con la prueba de eficiencia de utilización del combustible. Por tanto, además de medir el tiempo por vuelta del monoplaza, también se tomarán datos del consumo. El procedimiento de la prueba constará de 22 kilómetros, durante los cuales los equipos no pueden realizar ninguna intervención sobre el vehículo. Se contempla un cambio de piloto durante la parada de 3 min que se realiza a la mitad del evento. Las características del circuito son similares a las del de Autocross:

- Rectas inferiores a 77.0m con curvas cerradas en sus extremos o rectas inferiores a 61.0m con curvas abiertas en sus extremos. Localizando zonas de adelantamiento.
- Curvas de radio constante, con diámetros que varía de 30.0m a 54,0 m.
- Horquillas de diámetro exterior mínimo de 9.0m.
- Slaloms definidos por conos en línea, situados con un espacio entre ellos de 9.0m a 15.0m.
- Demás añadidos como chicanes, giros vistos, curvas con radio decreciente, etc. El ancho mínimo se establecerá en 4.5m.



*Figura 99: Circuito de Resistencia Formula Student Germany 2012. [8]*

Julio 2018,

Jesús Gómez Díaz







**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA  
SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

---

## **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA  
STUDENT**

### **ANEXO IV: CATÁLOGOS Y OTROS DOCUMENTOS**

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor

Jesús Gómez Díaz

Tutora

Isabel T. Martín Mateos

---



# ÍNDICE

<b>1. Catálogo conjunto resorte-amortiguador.....</b>	<b>137</b>
<b>2. Catálogo neumáticos. ....</b>	<b>138</b>
<b>3. Plano de conjunto amortiguador .....</b>	<b>139</b>
<b>4. Amortiguador .....</b>	<b>141</b>
<b>5. Resorte .....</b>	<b>142</b>



# 1. CATÁLOGO CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR

[PRODUCTS](#)[MEDIA CENTER](#)[SERVICE](#)[ABOUT](#)[CONTACT](#)

Öhlins understands the importance of relationships from beginning to end, from racers in training to experienced veterans. It's for this reason that we offer the TTX25 MkII FSAE: a product centered in the Formula SAE/Formula student collegiate design organizations' demands. The TTX25 MkII FSAE uses modern twin tube technology, in a small package. The 4-way externally adjustable damper is completely serviceable by the end user, and rebuild and revalve kits are available to make the task easy. Also available are springs, spare parts, specialty tools, dynamometer plots, CAD models, and other technical information.

## Specifications:

- Overall length = 200 or 267mm (center to center of spherical bearings, fully extended)
- Stroke = 57 or 90mm
- Weight = 57mm stroke = 394g without spring, 90mm stroke = 446 g without spring
- Spherical Bearing dimensions:
  - ID = 8 mm
  - Ball Width = 8 mm
  - OD = 15 mm

## Available Spring Rates:

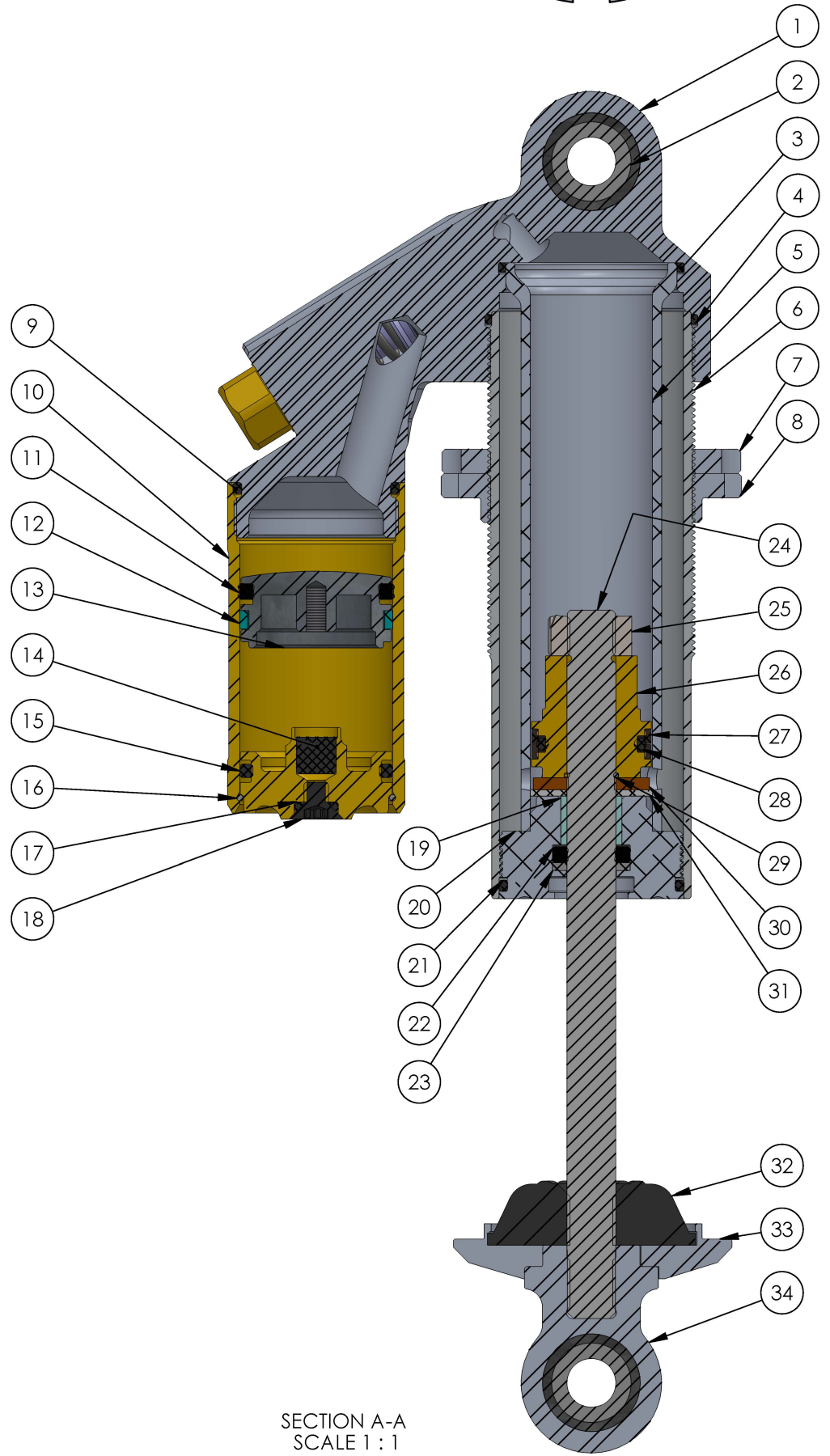
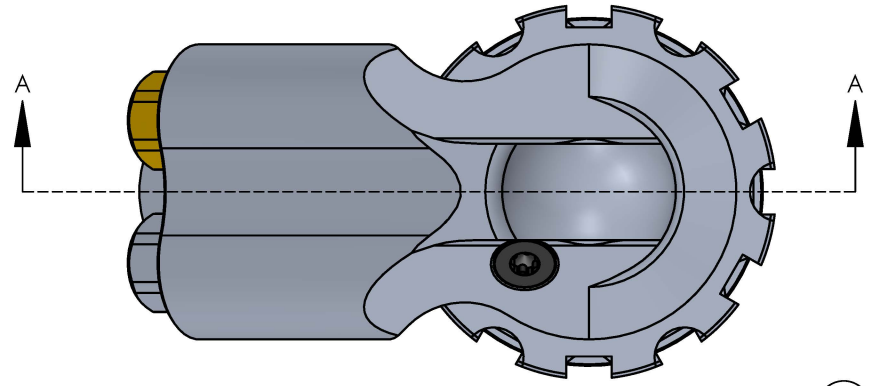
- 150 lb/in
- 175 lb/in
- 200 lb/in
- 225 lb/in
- 250 lb/in
- 300 lb/in
- 350 lb/in
- 400 lb/in
- 450 lb/in
- 500 lb/in
- 550 lb/in
- 600 lb/in
- 650 lb/in

## 2. CATÁLOGO NEUMÁTICOS

### CIRCUIT RACING SLICKS - BIAS

ITEM NUMBER	TIRE SIZE	APPLICATION	TREAD WIDTH	APPROX. DIA.	APPROX. CIRC.	RECOM. RIM WIDTH	MEASURED RIM WIDTH	SECTION WIDTH	COMPOUND COMPARISON SOFT TO FIRM
43101	18.0 x 6.0-10 C2000	F500	6.2"	18.1"	57.0"	6"	6"	8.1"	R25B, R35B
43105	18.0 x 7.5-10	F500	7.5"	18.3"	57.5"	7-8"	8"	9.5"	R25B, R35B
43110	19.5 x 6.5-10	F500	6.5"	19.4"	61.0"	6"	6"	8.2"	R25B
43120	19.5 x 7.5-10	F500	7.5"	19.5"	61.2"	7-8"	8"	9.5"	R25B
43127	20.5 x 6.0-13 A2500	FF	6.0"	20.9"	65.7"	5.5"	5.5"	7.0"	R25B
43130	20.0 x 6.0-13	CF	6.0"	20.7"	65.0"	5.5-6.5"	5.5"	7.0"	R60A
43163	20.5 x 7.0-13 A2000	FB, FC, FM, SR	6.75"	20.8"	66.2"	6-8"	6"	8.0"	R25B, R35B, R45B
43168	20.0 x 7.5-13 A2500	SR	8.0"	20.6"	65.0"	6-9"	8"	9.4"	R25B, R35B
43172	20.0 x 8.0-13 C3500	FP, HP, GT3, GTL	8.0"	20.0"	63.0"	5-6"	6"	9.2"	R35B, R45B
43186	20.0 x 9.0-13 A2500	FA, SR	9.75"	20.6"	64.7"	8-10"	10"	11.0"	R25B, R35B
43192	20.0 x 9.5-13 C3500	EP, FP, GT3, GTL	9.4"	20.0"	63.0"	7"	7"	10.5"	R35B, R45B
43271	21.5 x 8.0-13	SCCA-FE, SR	8.2"	21.4"	66.8"	8"	8"	9.5"	FE SCCA
43287	22.0 x 8.0-13 A2000	FA, FB, FC, FM, SR	8.1"	22.1"	69.2"	8-10"	8"	9.5"	R25B, R35B
43294	22.0 x 9.0-13 A2000	FA, FB, FC, FM, SR	8.8"	22.0"	69.5"	8-10"	8"	10.0"	R25B, R35B
43303	22.0 x 10.0-13	SCCA-FE, SR	9.8"	22.3"	70.0"	10"	10"	11.0"	FE SCCA
43307	22.5 x 7.2-13	CF	7.25"	22.6"	71.0"	5.5"	5.5"	9.8"	R60A
43309	22.5 x 7.2-13 A2500	FF	7.25"	22.6"	71.0"	5.5"	5.5"	9.8"	R25B, R35A, R45B
43314	22.5 x 10.0-13 A2500	SR	9.8"	22.6"	71.0"	8-10"	10"	11.0"	R25B, R35A
43319	23.0 x 12.0-13 A3000	FA, SR	12.0"	23.6"	74.1"	12-15"	15"	15.9"	R25B, R35A
43336	21.0 x 5.0-13 C3000	FV	5.0"	21.2"	66.5"	4"	4"	5.5"	R55A
43352	22.5 x 5.5-15 C3000	FV	5.5"	21.9"	69.0"	4"	4"	6.5"	R55A
43383	23.0 x 9.5-15 C3000	EP, FP, GT3, GTL	9.2"	22.8"	71.5"	6-7"	7"	9.4"	R35B
43499	25.0 x 13.0-16 C5000	GT1, GT2	13.0"	25.3"	79.5"	12"	12"	13.5"	R35A, R45B
43537	27.0 x 14.0-16 C5000	GT1	13.8"	26.7"	84.0"	12-13"	12"	14.5"	R35A, R45B

REV.	DESCRIPTION	ENGR	DATE
1	First Release	JAH	2/3/2014



SECTION A-A  
SCALE 1 : 1

**Spare Parts List**

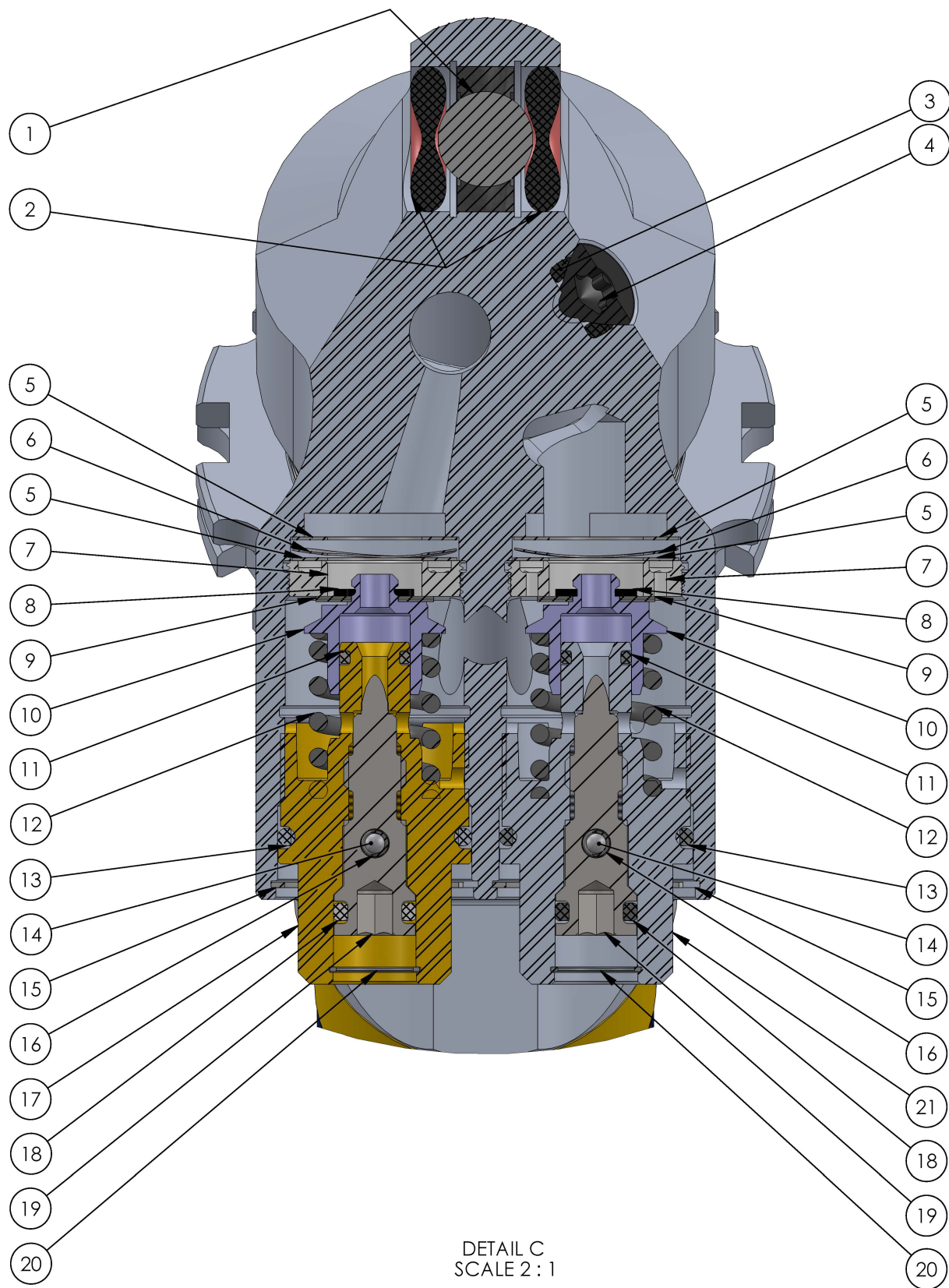
ITEM NO.	DESCRIPTION	QTY.
1	Cylinder Head - TTX25	1
2	Bearing - spherical	2
3	O-Ring - 28.0x1.50-a	1
4	O-Ring - 32.5x1.50-a	1
5	Inner Tube - 93mm - 57mm stroke	1
	Inner Tube - 126mm - 90mm stroke	*
6	Outer Tube - 96mm - 57mm stroke	1
	Outer Tube - 129mm - 90mm stroke	*
7	Spring Preload Locknut	1
8	Adjustment Nut - Silver	1
9	O-Ring - 23.52x1.78-a	1
10	Platform - Reservoir Tube - 54.0mm V1.5	1
11	Quad-Ring ( 20.29x2.62)	1
12	Piston Ring - 22.45 x 3 - 2.6mm Wall - Continuous	1
13	V1.25 Dividing Piston - Dome	1
14	Seal - gas fill	1
15	O-Ring - 20.29x2.62	1
16	Snap-Ring - 25x1.0 - Round Wire	1
17	O-Ring - 4.5x1.50-b	2
18	Screw - M4x0.7 - 6mm - Flat Head - Torx Drive	2
19	GGB Bushing - 0808DP4	1
20	Oil Seal Head	1
21	O-Ring - 26.7x1.78-a	1
22	quadriring 7.59x2.62 -a	1
23	BackUp Ring (-109)	1
24	Shaft - 8mm x 115.8mm - 57mm stroke	1
	Shaft - 8mm x 148.8mm - 90mm stroke	*
25	Lock Nut - M8	1
26	Oil Piston - Solid - TTX25	1
27	Piston Ring - Wrapped - For 17.96mm Spindle	1
28	O-Ring - 14.0x2.00	1
29	Snap-Ring - 8x0.8 - Round Wire	1
30	Shaft Assembly Component - Top-Out Bumper	1
31	Washer - 8.1x20x1 - Nylon	1
32	Bottom-Out Bumper	1
33	Spring Clip - Silver	1
34	End Eye - DB-1, Convertible	1

HSC	3 turns	HSR	3 turns
LSC	2 clicks	LSR	2 clicks

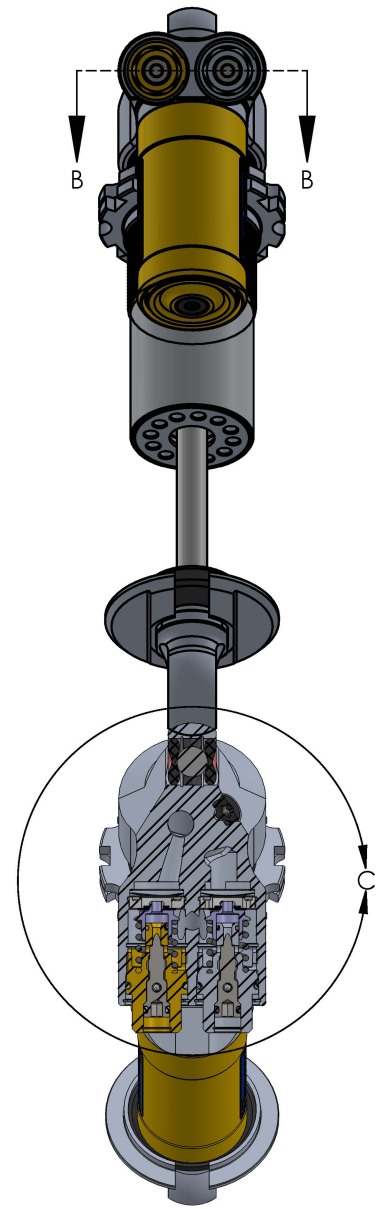
**Damper Length/Stroke: 200/57 or 267/90**

mm Dimensions Tolerances: .X ± 0.3 .XX ± 0.10 .XXX ± 0.05 Angular: ± 0.50 Concentricity: 0.10 Third Angle Projection	This drawing and all information therein is the property of Cane Creek Cycling Components and is confidential and must not be made public or copied. It is loaned subject to return upon demand and is not to be used in any way that is detrimental to our interests.		
		<b>TTX25</b>	
Weight: 374.94	SIZE B	Part No.	REV. 1
Material:	Finish: Bright Ano/Laser Etch	Color: Silver/Gold	SCALE: 1:2 SHEET 1 OF 2





DETAIL C  
SCALE 2 : 1



SECTION B-B

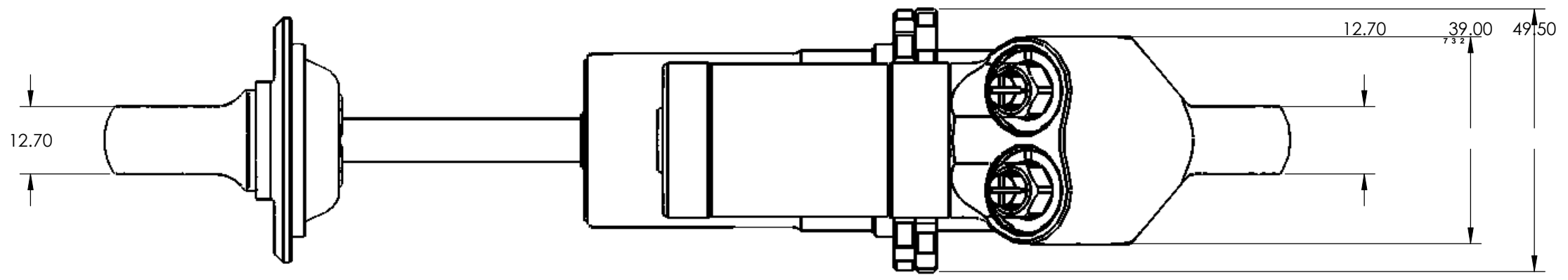
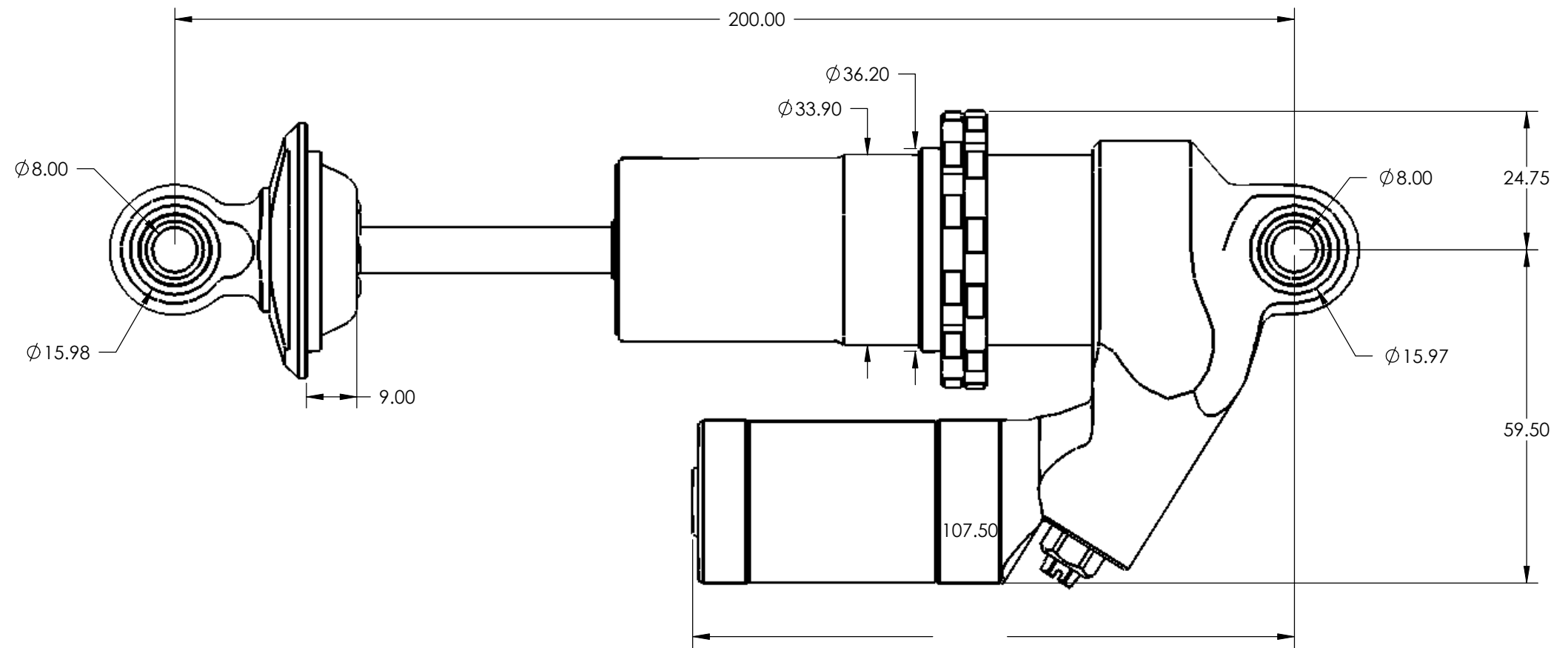
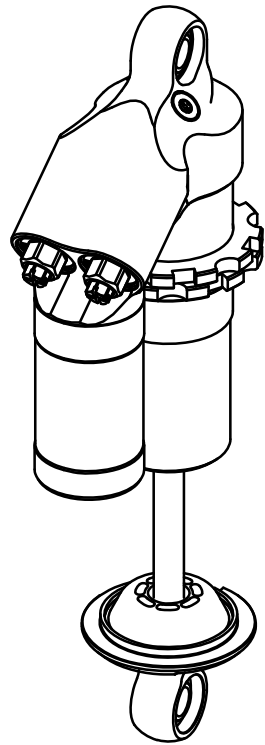
### Spare Parts List

ITEM NO.	DESCRIPTION	QTY.
1	Bearing - spherical	2
2	O-Ring - 10.0x3.00	4
3	O-Ring - 4.5x1.50-b	2
4	Screw - M4x0.7 - 6mm - Flat Head - Torx Drive - Black Zinc	2
5	Shim - 8mm ID, T.25-14	4
6	Washer - Wave, DB-1, 0.75	2
7	Valve Seat - Suspension	2
8	Snap-Ring - E-Type - 4-5mm Shaft Diameter	2
9	Shim - 4mm ID, T.15-10	6
10	Poppet Valve - Suspension	2
11	O-Ring - 4.0x1.00-a	2
12	Valve Component - Poppet Spring - 20N/mm	2
13	O-Ring - 13.5x1.50	2
14	Ball - Detent	4
15	Cir-clip flat 17mm	2
16	Spring - Detent	2
17	Valve Component - End Piece	1
18	O-Ring - 4.5x1.50-a	2
19	Adjuster Needle - Stainless Steel - 2.2mm for TTX25	2
20	Retaining Ring - Square - 7mm Bore	2
21	Valve Component -End Piece	1

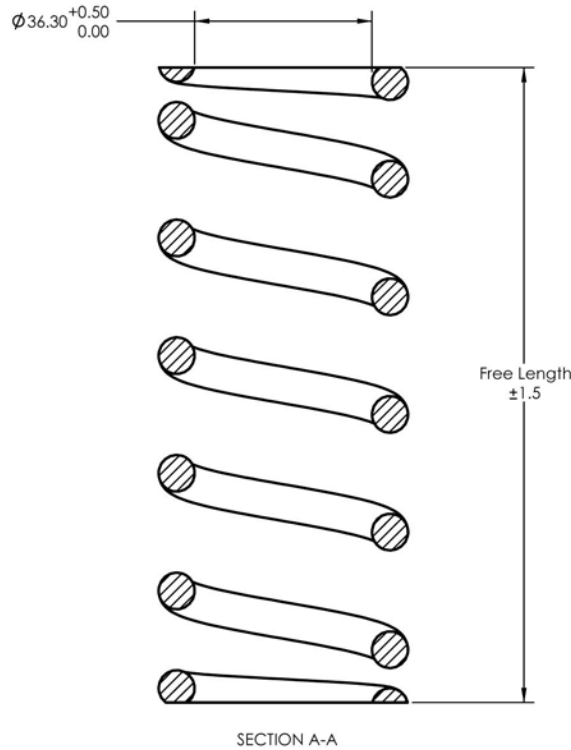
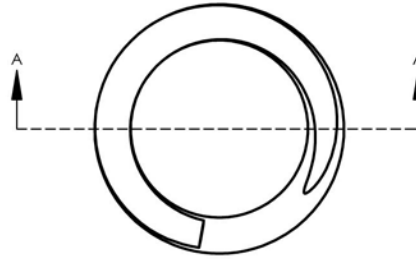
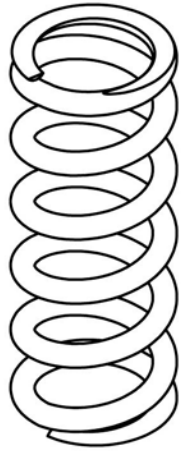


SIZE <b>B</b>	Part No. 11X20 2001/57	REV. 1
SCALE: 1:2		SHEET 2 OF 2



REV.	DESCRIPTION	ENGR	DATE
A	Production release	TR	10/11/2005



- Notes:
1. Material: Per part number table
  2. Finish: Per part number table
  3. Treatment: Heat treated, shot peened, and prestressed.
  4. End turns closed and ground (min. 75% of end plane must be flat).
  5. Spring rate tolerance  $\pm 5\%$
  6. No hook marks allowed.
  7. Right hand winding.
  8. Marking: "Spring rate X Stroke" in 4mm text height placed on third coil. Text is white.
- Example: **300 x 2.25**

Part No.	Spring Rate lb/in	Spring Rate kg/mm	Free Length mm	Material	Finish
DBB2.25/250	250	4.46	122	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/300	300	5.36	122	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/350	350	6.25	123	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/400	400	7.14	124	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/450	450	8.04	125	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/500	500	8.93	125	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/550	550	9.82	126	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/600	600	10.71	130	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/650	650	11.61	134	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/700	700	12.50	136	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/750	750	13.39	140	SRS60 Steel	Black Enamel

mm Dimensions Tolerances: .X $\pm 0.3$ .XX $\pm 0.10$ .XXX $\pm 0.050$ Angular: $\pm 0.5$ Concentricity: N/A Third Angle Projection	This drawing and all information therein is the property of Cane Creek Cycling Components and is confidential and must not be made public or copied. It is loaned subject to return upon demand and is not to be used in any way that is detrimental to our interests.	 <b>CANE CREEK CYCLING COMPONENTS, INC.</b> 355 Cane Creek Road, Fletcher, NC 28732 TITLE: <h3>Spring</h3> <h3>2.25" Travel</h3>
Material: See Table Weight: varies by part number Finish: See Table	Size: <b>B</b> Part No.: <b>See Table</b>	Color: See Table SCALE: 1:1 SHEET 1 OF 1



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA**  
**SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL**

---

# **TRABAJO DE FIN DE GRADO**

**ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA  
SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA  
STUDENT**

## **PLANOS**

Titulación  
Grado en Ingeniería Mecánica

Autor  
Jesús Gómez Díaz

Tutora  
Isabel T. Martín Mateos

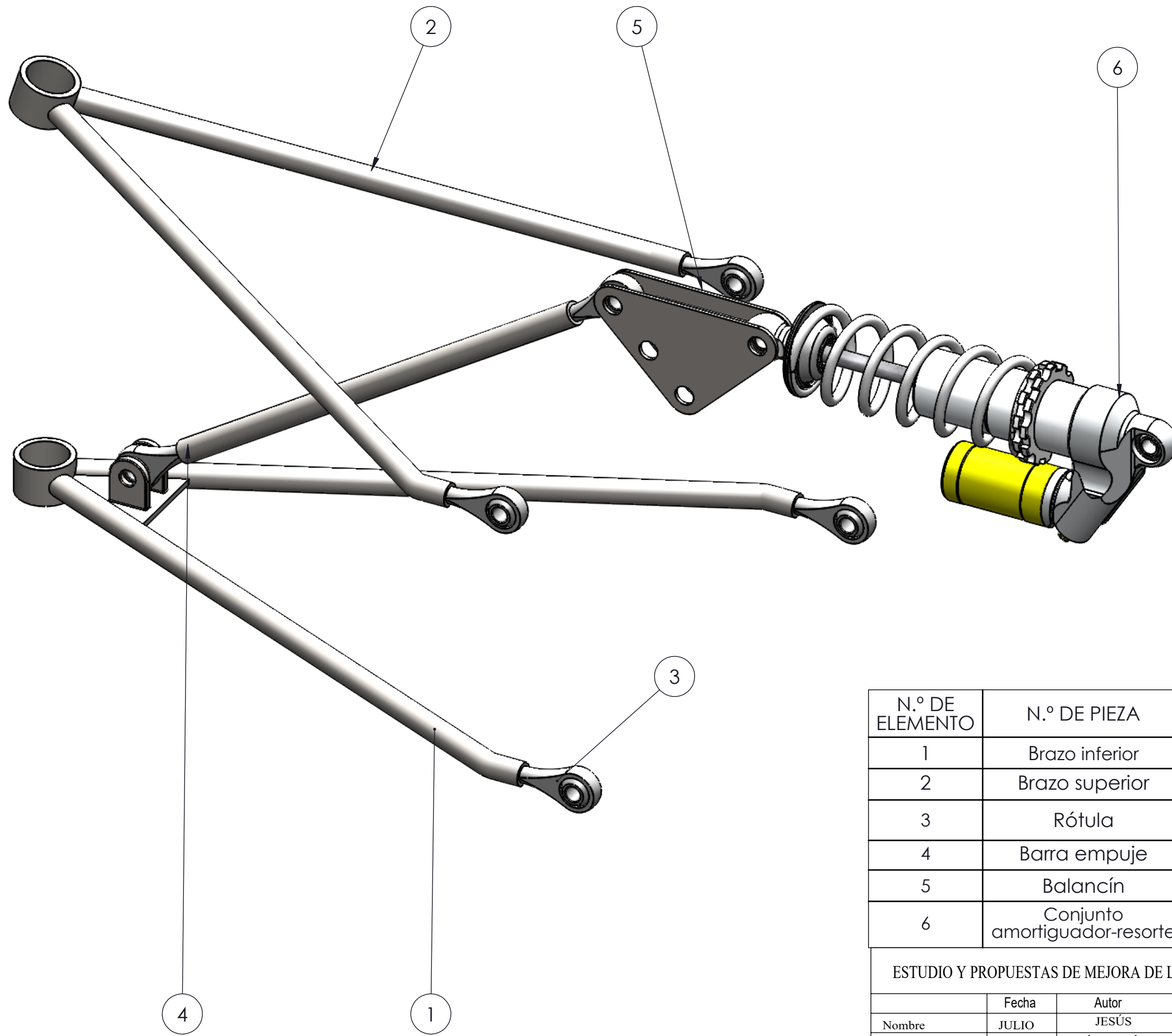




# ÍNDICE

<b>6. Conjunto.....</b>	<b>148</b>
<b>7. Modelo explosionado.....</b>	<b>149</b>
<b>8. Brazo inferior.....</b>	<b>150</b>
<b>9. Brazo superior.....</b>	<b>151</b>
<b>10. Rótula.....</b>	<b>152</b>
<b>11. Barra de empuje.....</b>	<b>153</b>
<b>12. Balancín.....</b>	<b>154</b>



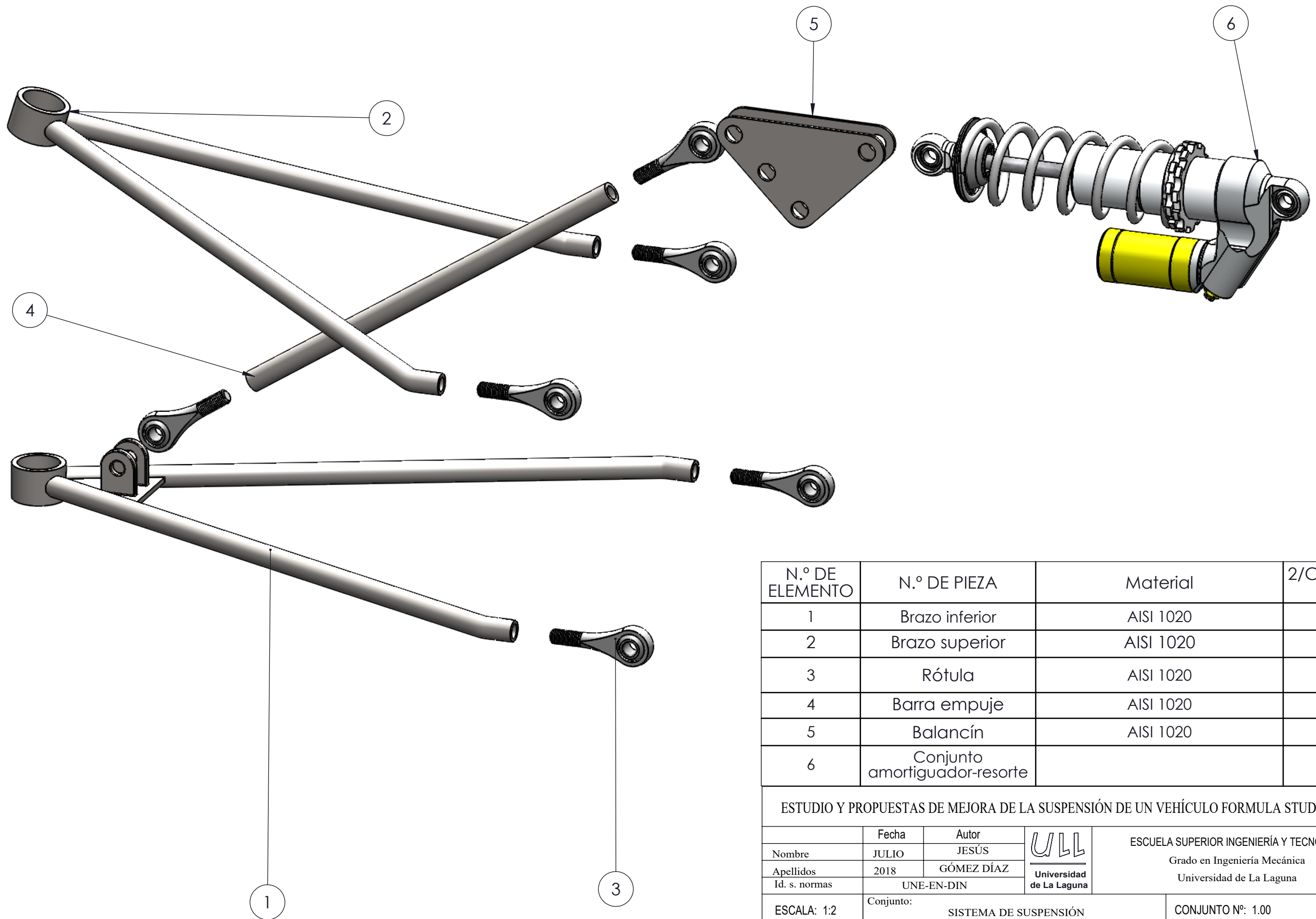


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	2/CANTIDAD
1	Brazo inferior	AISI 1020	1
2	Brazo superior	AISI 1020	1
3	Rótula	AISI 1020	6
4	Barra empuje	AISI 1020	1
5	Balancín	AISI 1020	1
6	Conjunto amortiguador-resorte		1

ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT

Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JULIO	JESÚS	
Id. s. normas	2018	GÓMEZ DÍAZ	
UNE-EN-DIN			Universidad de La Laguna
ESCALA: 1:2	Conjunto: SISTEMA DE SUSPENSIÓN		CONJUNTO N.º: 1.00
	Título: PLANO DE CONJUNTO		PLANO N.º: 1.00

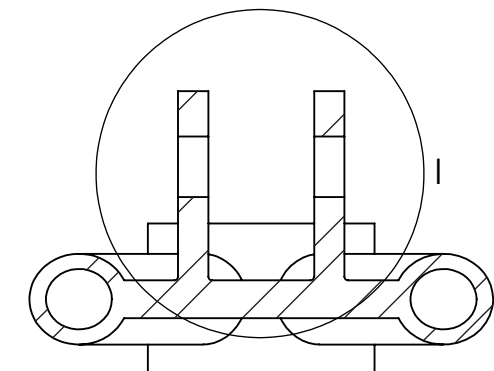
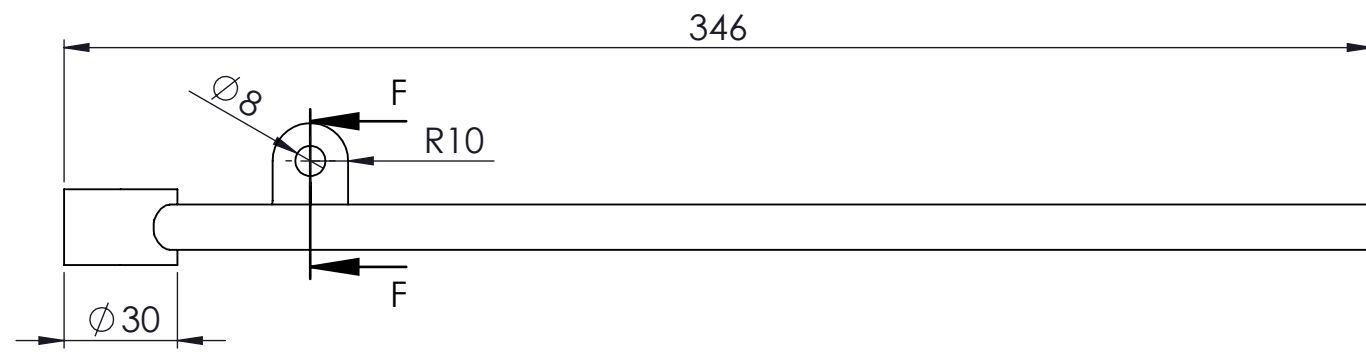




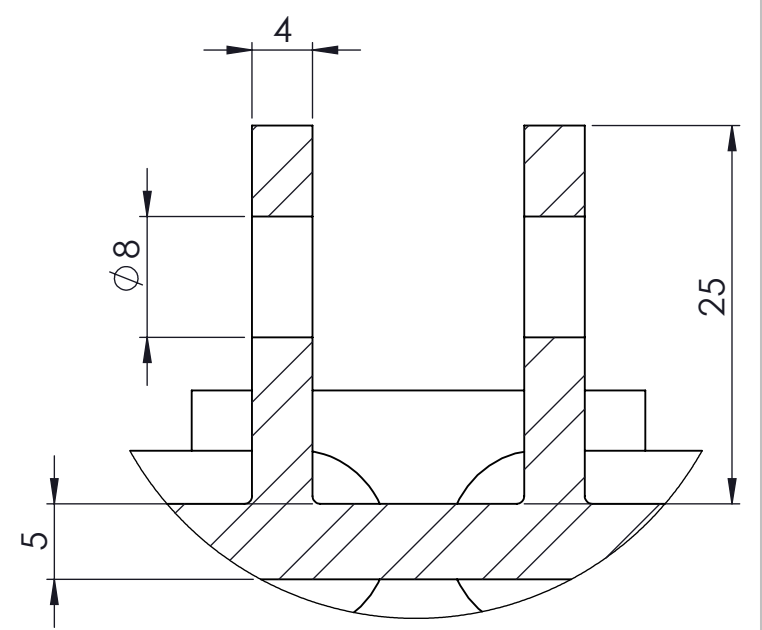
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	2/CANTIDAD
1	Brazo inferior	AISI 1020	1
2	Brazo superior	AISI 1020	1
3	Rótula	AISI 1020	6
4	Barra empuje	AISI 1020	1
5	Balancín	AISI 1020	1
6	Conjunto amortiguador-resorte		1

ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT

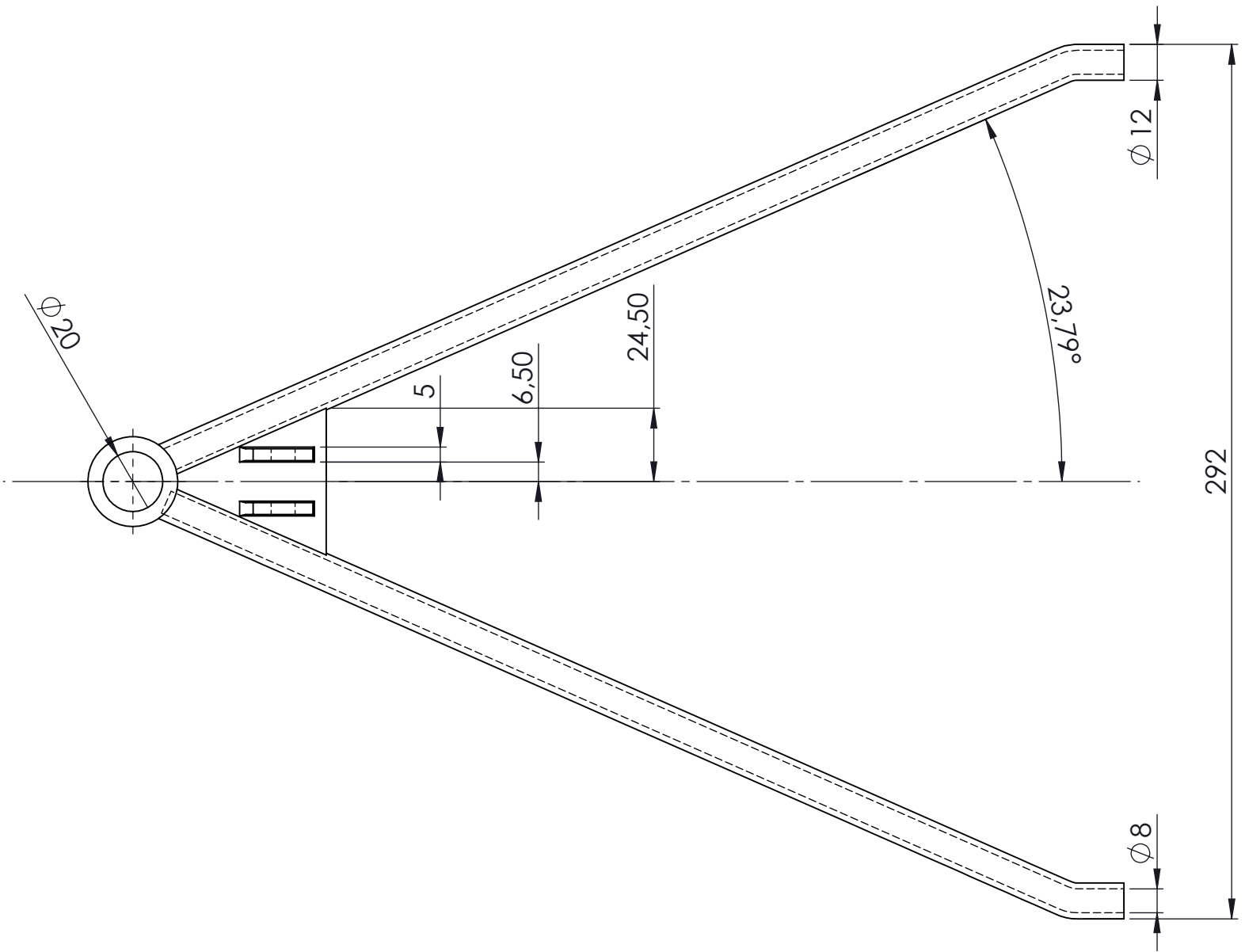
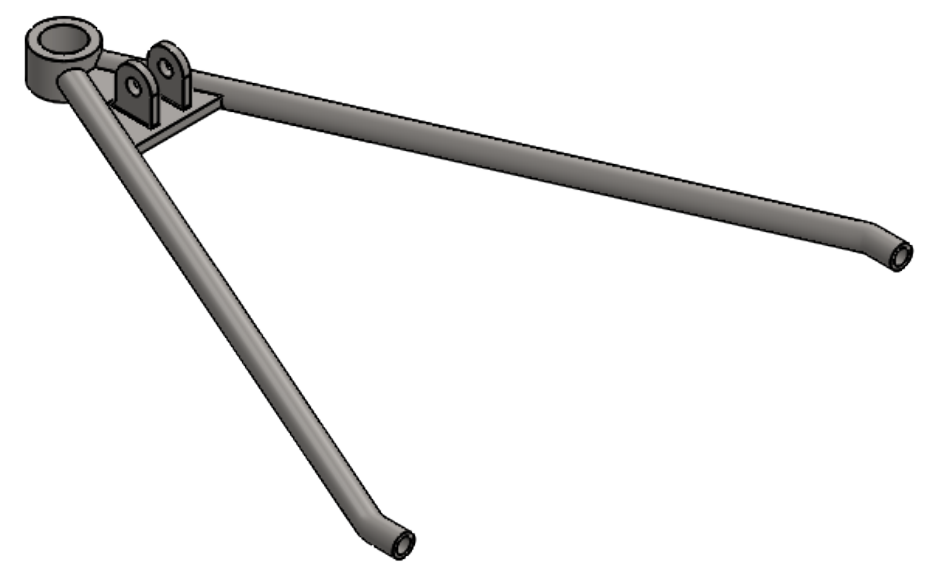
Nombre	Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JULIO	JESÚS		
Id. s. normas	2018	GÓMEZ DÍAZ		
	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:2	Conjunto: SISTEMA DE SUSPENSIÓN		CONJUNTO Nº: 1.00	
	Título: VISTA EXPLOSIONADA		PLANO Nº: 1.S1	



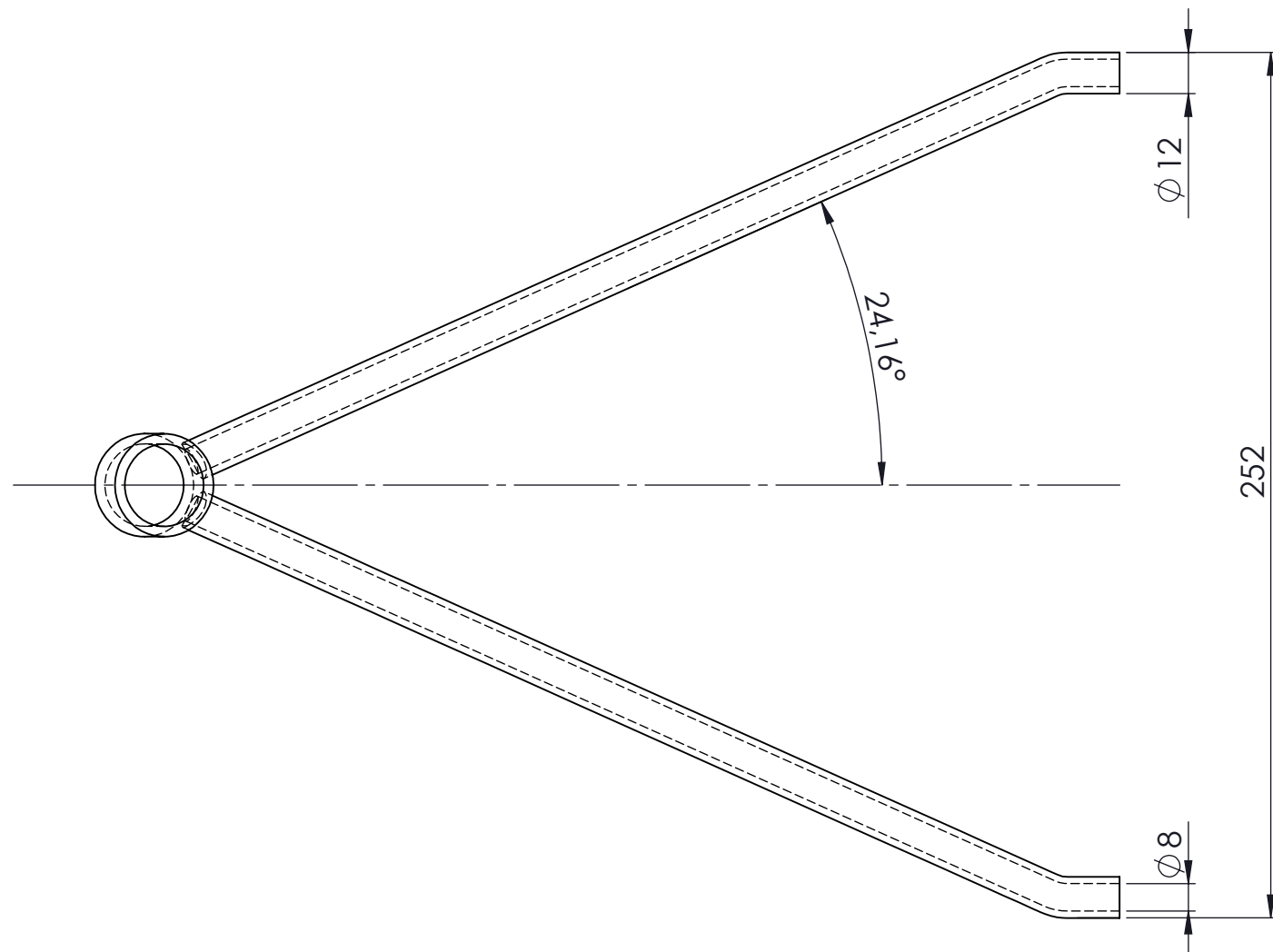
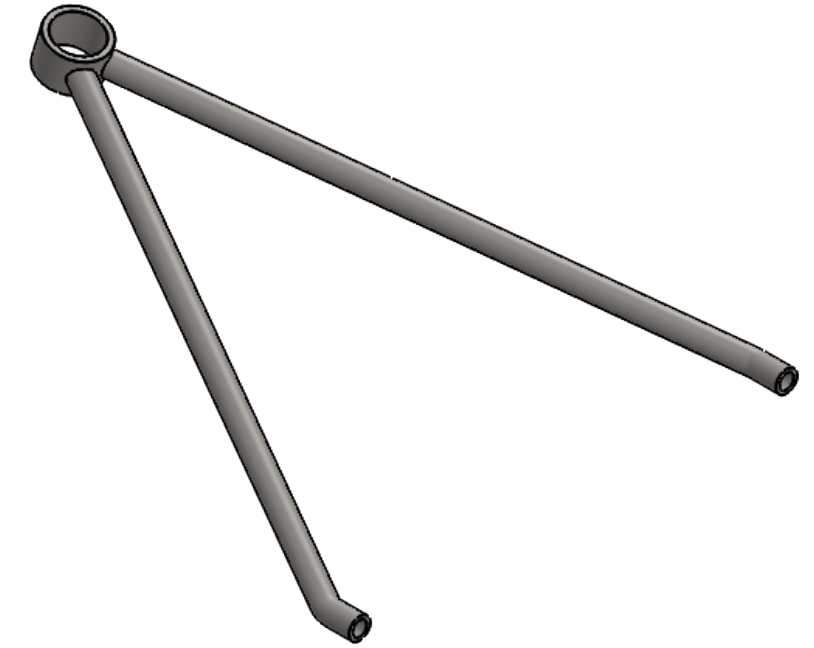
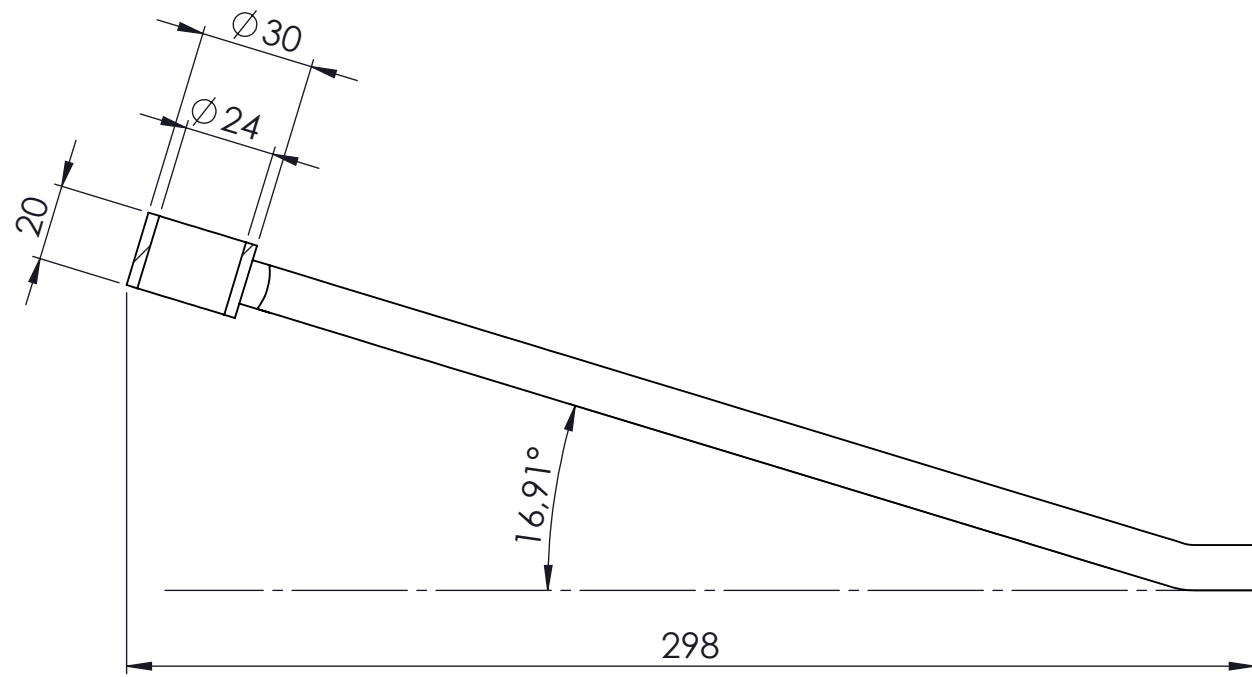
SECCIÓN F-F  
ESCALA 1 : 1



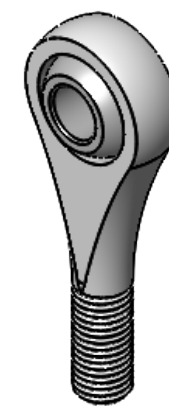
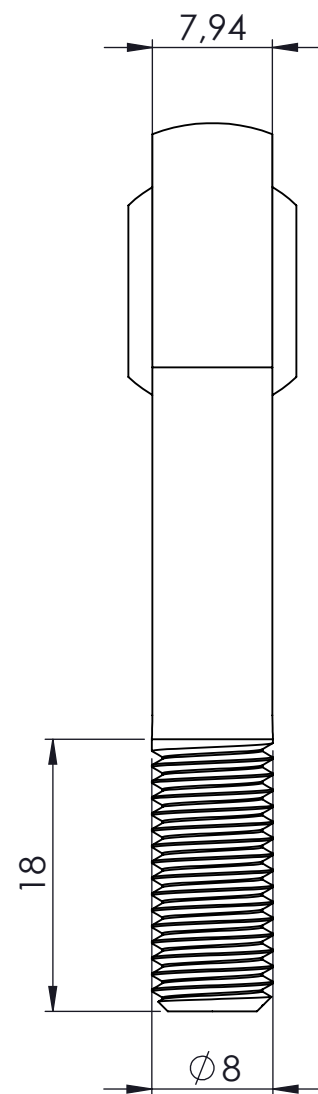
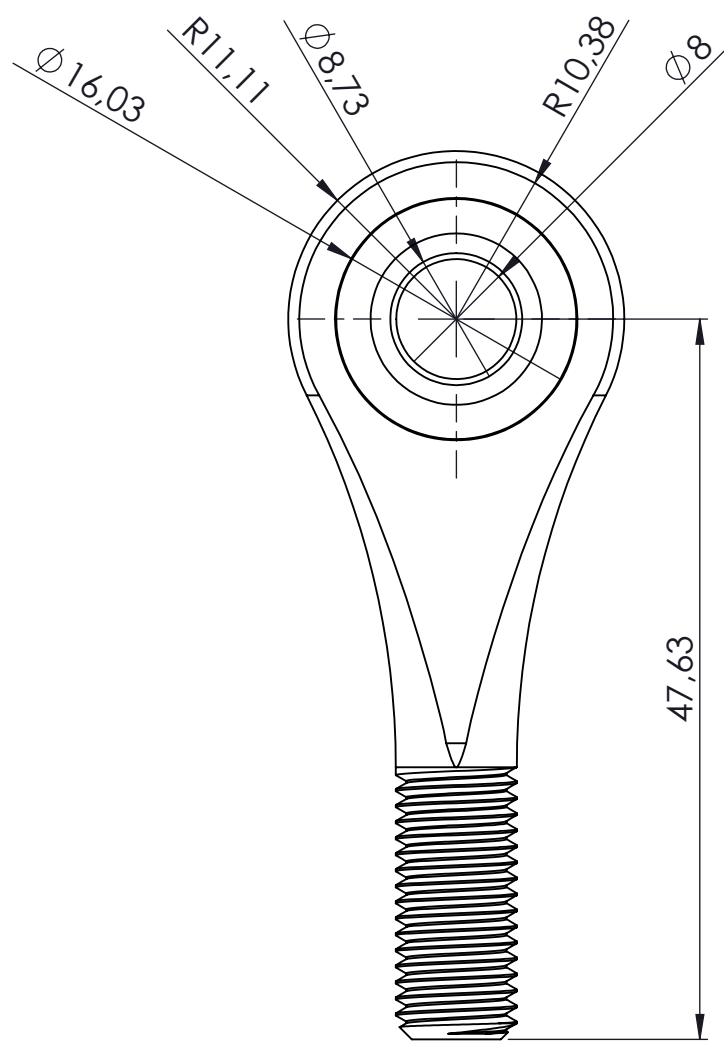
DETALLE I  
ESCALA 2 : 1


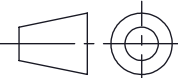


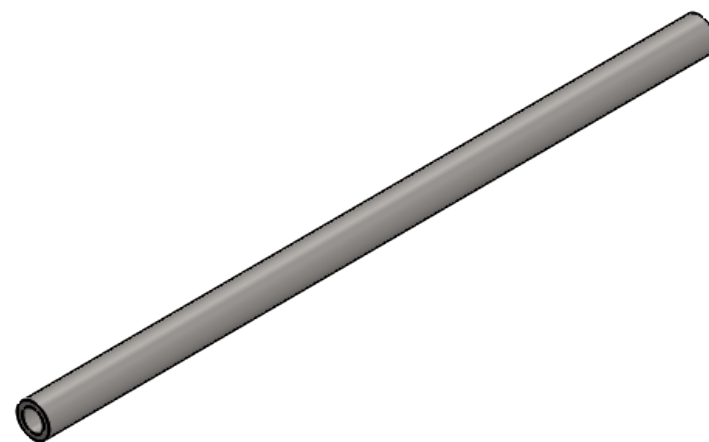
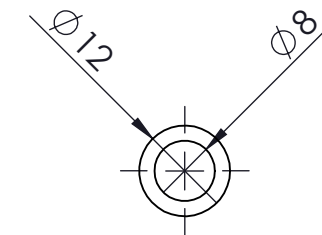
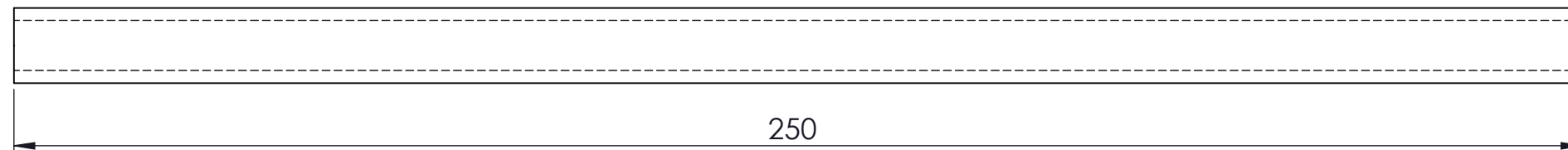
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
1	Brazo inferior	AISI 1020	1
ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JULIO	JESÚS	
Id. s. normas	2018	GÓMEZ DÍAZ	
	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:2	Conjunto:	SISTEMA DE SUSPENSIÓN	CONJUNTO Nº: 1.00
	Título:	BRAZO INFERIOR	PLANO Nº: 1.01


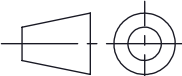


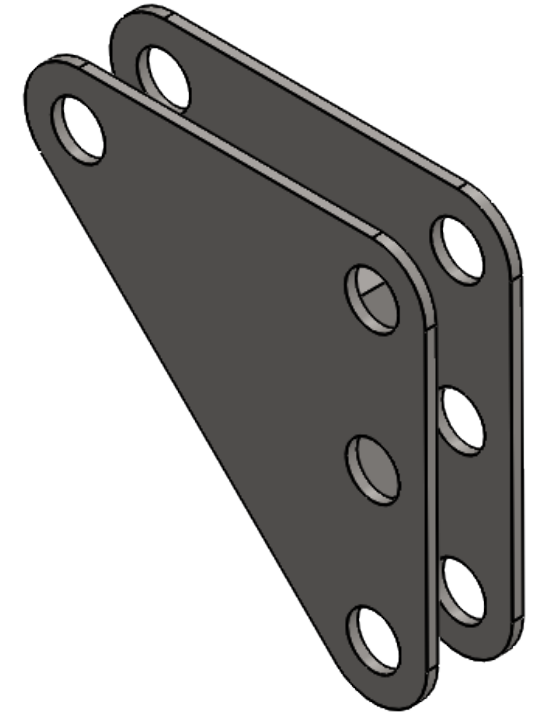
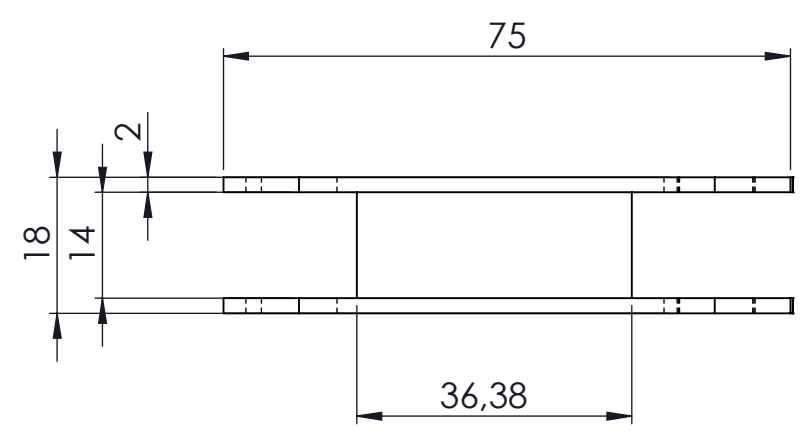
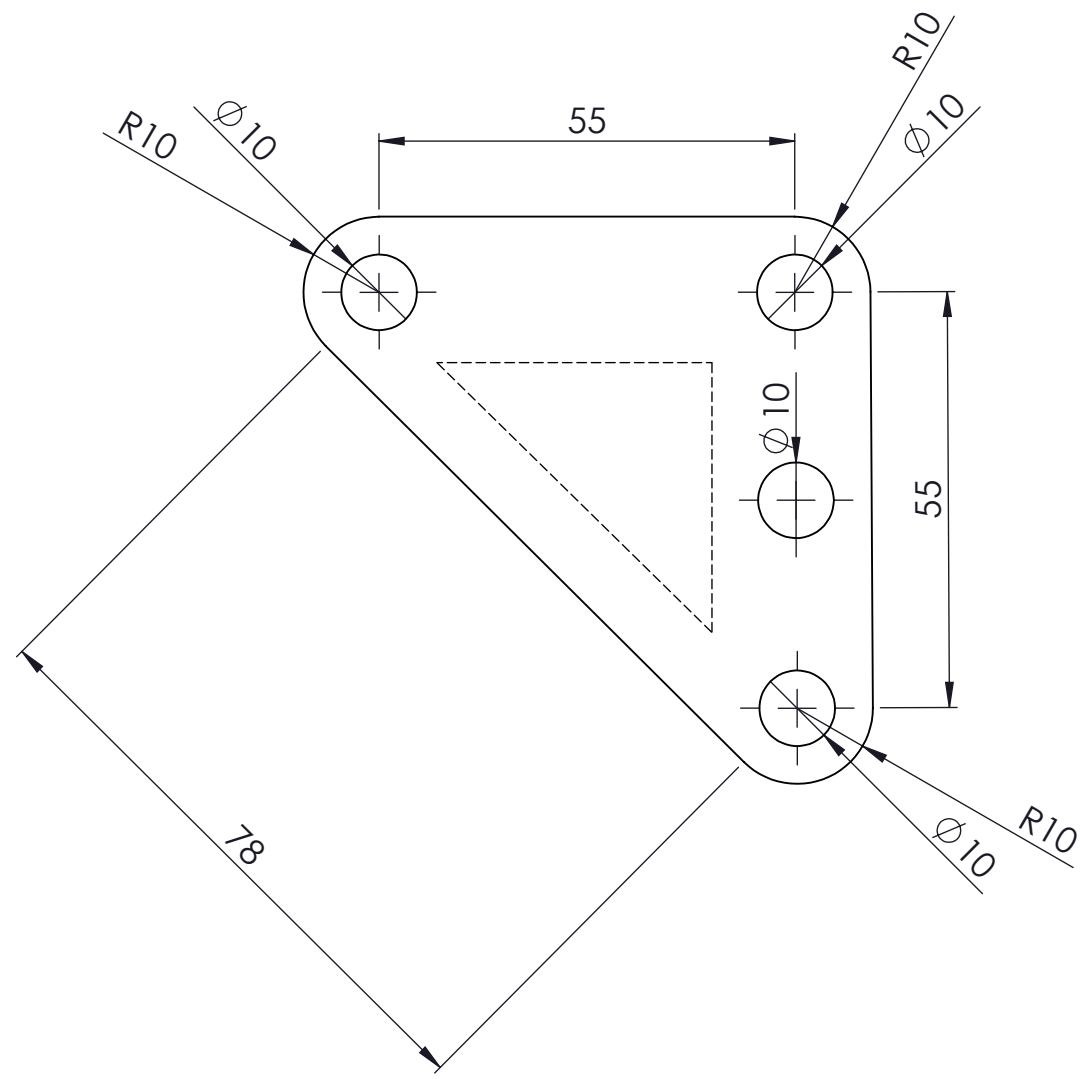
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
2	Brazo superior	AISI 1020	1
ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	2018	JESÚS GÓMEZ DÍAZ	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:2	Conjunto:	SISTEMA DE SUSPENSIÓN	CONJUNTO Nº: 1.00
	Título:	BRAZO SUPERIOR	PLANO Nº: 1.02





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
3	RÓTULA	AISI 1020	1
ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JULIO	JESÚS	
Id. s. normas	2018	GÓMEZ DÍAZ	
	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 2:1	Conjunto:	SISTEMA DE SUSPENSIÓN	CONJUNTO Nº: 1.00
	Título:	RÓTULA	PLANO Nº: 1.03



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
4	Barra empuje	AISI 1020	1
ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	2018	JESÚS GÓMEZ DÍAZ	
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:1	Conjunto:	SISTEMA DE SUSPENSIÓN	CONJUNTO Nº: 1.00
	Título:	BARRA DE EMPUJE	PLANO Nº: 1.04



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Material	CANTIDAD
5	Balancín	AISI 1020	1
ESTUDIO Y PROPUESTAS DE MEJORA DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO FORMULA STUDENT			
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JULIO	JESÚS	
Id. s. normas	2018	GÓMEZ DÍAZ	
	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:1	Conjunto: SISTEMA DE SUSPENSIÓN		CONJUNTO Nº: 1.00
	Título: BALANCÍN		PLANO Nº: 1.05