



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA  
SEDE QUITO  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PUSH ROD PARA UN  
VEHICULO FIAT MODELO UNO 2007**

Trabajo de titulación previo a la obtención del  
Título de Ingeniero Automotriz

**AUTOR: LEANDRO MIHAEL RUIZ ESTRADA**

**TUTOR: JUAN PABLO TAMAYO BENAVIDES**

Quito - Ecuador

2024

## CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Leandro Mihael Ruiz Estrada con documento de identificación N° 1723481618 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 22 de julio de 2024

Atentamente,

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Leo', with a large, sweeping flourish underneath.

---

Leandro Mihael Ruiz Estrada

1723481618

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE  
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Yo Leandro Mihael Ruiz Estrada con documento de identificación No.1723481618, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del Proyecto Técnico: “Implementación de un sistema de suspensión push rod para un vehículo Fiat modelo uno 2007”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de Ingeniero Automotriz, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 22 de julio de 2024

Atentamente,



---

Leandro Mihael Ruiz Estrada

1723481618

## CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Juan Pablo Tamayo Benavides con documento de identificación N° 1714824156, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PUSH ROD PARA UN VEHÍCULO FIAT MODELO UNO 2007, realizado por Leandro Mihael Ruiz Estrada con documento de identificación N° 1723481618, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción: Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 22 de julio de 2024

Atentamente,



---

Ing. Juan Pablo Tamayo Benavides, M.Sc.

1714824156

## **DEDICATORIA**

Dedico el presente proyecto a aquellos que han sido los cimientos de mi camino académico y personal.

A mis padres, Felicia Estrada y Guillermo Ruiz vuestra inquebrantable dedicación y amor han sido la luz que ha guiado cada paso de mi travesía. Gracias por ser mi inspiración y por ser los arquitectos de mis sueños.

A mi familia más cercana que en cada desafío y logro, ustedes han sido mi apoyo constante. Este proyecto lleva la impronta de su aliento y afecto, que han sido mi fortaleza.

A los maestros encargados de toda mi formación académica gracias a vuestra enseñanza ha sido el combustible de mi aprendizaje. Cada lección, cada palabra de aliento, ha contribuido a mi crecimiento. Gracias por abrirme las puertas del conocimiento.

Este proyecto es un tributo a la dedicación y sacrificio de quienes han sido mi red de apoyo. Todo este esfuerzo va para ustedes.

Leandro Ruiz

## AGRADECIMIENTO

Mis sinceros agradecimientos a todos aquellos que han sido parte fundamental de este viaje:

Principalmente, a mis padres,

Mi papá, fuente inagotable de ideas innovadoras, y mi mamá, cuya compañía incondicional ha sido mi ancla en cada desafío. Gracias por ser mi pilar y por creer en cada paso que he dado.

Agradezco a mis familiares por seguir de cerca este proyecto, por su apoyo continuo y por estar siempre atentos ante cualquier cambio. Su interés ha sido un impulso invaluable.

A aquellos amigos que han sido más que compañeros, sino aliados en este camino. Vuestra ayuda y aliento han sido un motor que me impulsa a avanzar.

A quienes comparten cada gota de sabiduría con generosidad. Este proyecto ha florecido gracias a la luz de vuestro conocimiento. Vuestra guía ha sido esencial para convertir este sueño en realidad.

Este proyecto no solo es el resultado de mi esfuerzo, sino también de la contribución y apoyo de cada uno de ustedes. Mis agradecimientos van más allá de las palabras, pero aquí encuentran un modesto reflejo.

Leandro Ruiz

## ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	1
ABSTRACT .....	2
INTRODUCCIÓN.....	3
PROBLEMA .....	4
Objetivo General.....	5
Objetivos Específicos.....	5
Marco Teórico .....	6
Sistema masa-resorte y fuerzas.....	6
<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>13</b>
<b>ESTUDIO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PUSH ROD.....</b>	<b>13</b>
1.1 Implementación de un sistema push rod.....	13
1.2 Descifrando la Implementación.....	14
<b>CAPÍTULO 2 .....</b>	<b>17</b>
<b>PROCESOS DE MANUFACTURA, CONSTRUCCIÓN Y ENSABMBLE .....</b>	<b>17</b>
2.1 Diseño de formas .....	17
2.2 Datos calculados.....	19
2.2.1 Muelle de laminas.....	19
2.2.2 Muelle helicoidal .....	21
2.2.3 Todas las fuerzas en el sistema de manera estática .....	23
2.2.4 Esfuerzos cortantes .....	26
Para el punto A .....	27
Para el punto B .....	29
Para el punto C y D.....	30

Esfuerzo cortante para los pernos de anclaje de la barra al vehículo. ....	32
2.3 Selección de materiales.....	33
2.3.1 Planchas de acero.....	33
2.3.2 Sistemas de sujeción.....	34
2.3.3 Barra de empuje y terminales .....	35
2.3.4 Bocines de bronce.....	38
2.3.5 Nylon y tuercas de seguridad.....	38
2.4 Proceso de Fabricación de piezas .....	39
2.5 Proceso de ensamble.....	42
<b>CAPITULO 3</b> .....	<b>45</b>
<b>PRUEBAS Y AJUSTES FINALES</b> .....	<b>45</b>
3.1 Pruebas y ajustes iniciales .....	45
3.1.1 Pruebas con la ballesta.....	45
3.2 Ajustes finales.....	46
3.3 Análisis y comparación de los datos con la sensación del automóvil .....	48
CONCLUSIONES.....	50
RECOMENDACIONES .....	51
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS. ....	52
ANEXOS. ....	1

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.1 Suspensión Shark Bite</i> .....	13
<i>Figura 1.2 Suspensión Push Rod</i> .....	14
<i>Figura 1.3 Suspensión de ballesta transversal</i> .....	15
<i>Figura 1.4 Primera Maqueta</i> .....	16

<i>Figura 2.1 Bases para el balancín.....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 2.2 Estructura posterior .....</i>	<i>18</i>
<i>Figura 2.3 D.C.L de la barra de empuje .....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 2.4 D.C.L para el balancín.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 2.5 D.C.L fuerzas en los pasadores .....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 2.6 Esfuerzo cortante simple y doble .....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 2.7 D.C.L Pasador del balancín en A .....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 2.8 Esfuerzo cortante doble en punto B.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 2.9 Esfuerzo cortante doble en el punto C y D .....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 2.10 Unión de la Barra al vehicular .....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 2.11 Estructura en C.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 2.12 Soldadura de piezas .....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 2.13 Barra de empuje y amortiguador .....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 2.14 Suspensión push rod para Fiat Uno .....</i>	<i>44</i>

## **ÍNDICE DE TABLAS**

<i>Tabla 1 Antes y despues del templado para corrección de camber.....</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 2Alineación y comparación con los rangos recomendados por el software .....</i>	<i>47</i>

## RESUMEN

Este trabajo detalla la implementación de una suspensión push rod mediante uno de los métodos más comunes en la construcción de piezas desde cero. La metodología adoptada implica un proceso en varias etapas, comenzando con el modelado físico en 3D, específicamente en cartón. Este enfoque físico inicial permite una conceptualización tangible antes de avanzar al siguiente paso crucial. Después del modelado físico, se lleva a cabo la digitalización de las piezas. Este paso implica la conversión de los modelos en cartón a representaciones digitales más precisas. La digitalización no solo permite una mayor simetría y pulido de las formas, sino que también facilita la posibilidad de enviar los modelos a la fabricación si es necesario. Este componente digital del proceso destaca la versatilidad y escalabilidad de la metodología. El siguiente paso es el ensamblaje de las piezas. Este puede realizarse mediante técnicas de sujeción o soldadura, dependiendo de las características y requisitos específicos del diseño. El ensamblaje marca el momento en que las piezas individuales cobran vida como un sistema coherente de suspensión push rod. Para evaluar el nuevo sistema, se llevan a cabo pruebas de conducción sobre diferentes superficies. Estas pruebas no solo están fundamentadas en datos teóricos, sino que también se basan en la experiencia práctica del antes y después. Comparando el rendimiento del sistema con la experiencia previa, se establece la efectividad de la implementación. Finalmente, para respaldar la elección y diseño de ciertas piezas, se adjuntan cálculos. Estos cálculos proporcionan una base sólida desde el punto de vista técnico y refuerzan la validez y eficiencia de las decisiones de diseño tomadas durante el proceso. En conjunto, este enfoque integral abarca desde la concepción inicial hasta la validación práctica y técnica del sistema de suspensión push rod implementado.

**Palabras Claves:** Altura de rodadura, ángulo de convergencia (TOE), barra de empuje, barra estructural, balancín, camber, esfuerzos cortantes, geometría de la suspensión, suspensión, suspensión regulable (coilover), terminal esférico.

## ABSTRACT

This work details the implementation of a push rod suspension using one of the most common methods in building parts from scratch. The adopted methodology involves a multi-stage process, starting with physical 3D modeling, specifically in cardboard. This initial physical approach allows for tangible conceptualization before moving on to the next crucial step. After physical modeling, the parts are digitized. This step involves converting the cardboard models into more precise digital representations. Digitalization not only allows for greater symmetry and refinement of shapes but also facilitates the possibility of sending the models for manufacturing if needed. This digital component of the process highlights the versatility and scalability of the methodology. The next step is the assembly of the parts. This can be done using fastening techniques or welding, depending on the specific characteristics and requirements of the design. Assembly marks the moment when individual parts come together as a coherent push rod suspension system. To assess the effectiveness and strength of the system, strenuous tests are conducted. These tests are not only grounded in theoretical data but also based on practical experience of the before and after. By comparing the system's performance with previous experience, the implementation's effectiveness is established. Finally, to support the choice and design of certain parts, calculations are attached. These calculations provide a solid technical foundation and reinforce the validity and efficiency of design decisions made during the process. Overall, this comprehensive approach spans from the initial conception to the practical and technical validation of the implemented push rod suspension system.

**Keywords:** Coilover, camber, push rod, shear forces, structural bar, suspension, suspension geometry, ride height, rocker arm, spherical joint, TOE angle.

## INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia, la industria automotriz ha experimentado una notable evolución en diversos aspectos, y uno de los componentes clave que ha recibido especial atención es la suspensión. Cada fabricante ha desarrollado múltiples geometrías de suspensión, adaptadas a las diferentes unidades y los usos específicos destinados a cada vehículo.

Si nos remontamos a la creación del Fiat Uno, se puede observar que muchas veces se optaba por mantener diseños de suspensión que ya habían sido establecidos décadas atrás por motivos principalmente relacionados con los costos de desarrollo y producción. Por ejemplo, el diseño de suspensión de ballesta transversal utilizado en el Fiat Uno, que data desde 1983, evidencia esta tendencia. Sin embargo, este diseño presenta ciertas limitaciones, especialmente en lo que respecta a la ballesta misma, la cual tiende a alcanzar su límite de capacidad únicamente con el peso posterior del vehículo.

Con el objetivo de mejorar este error de diseño y adaptarlo a las demandas contemporáneas, surge la necesidad de reemplazar la ballesta por resortes individuales. Esta decisión se sustenta en la ventaja que ofrece la geometría base del vehículo, la cual cuenta con brazos independientes para cada rueda. Al buscar soluciones para eliminar la ballesta, se consideró la implementación de un sistema tipo push rod. Este sistema presenta diversas ventajas, entre las cuales destaca el aumento de la eficiencia. Al incorporar un balancín triangular, se logra aliviar la carga que se transmite al amortiguador. Esto se debe a que la fuerza que recibe la rueda y el sistema inferior se distribuye de manera más equitativa a través del balancín, dividiéndose entre la base y el amortiguador.

El objetivo principal al abordar estas mejoras en el diseño de suspensión es optimizar los aspectos más importantes de la experiencia de conducción, tales como el confort, la estabilidad y la seguridad. Estos elementos son fundamentales tanto para satisfacer las demandas de los conductores modernos como para cumplir con los estándares de seguridad cada vez más rigurosos en la industria automotriz. En este sentido, la evolución y mejora continua de la suspensión se erige como un pilar fundamental para el progreso y la competitividad en el mercado automotriz actual.

## PROBLEMA

La suspensión en un vehículo desempeña un papel crucial al absorber y mitigar las irregularidades del terreno, lo que se traduce en una experiencia de conducción más suave y cómoda para los ocupantes, es así como, este sistema absorbe impactos debido a las irregularidades del terreno y permite mantener el contacto del neumático sobre la calzada ([Martin, 1997](#)).

En el caso del Fiat uno año 2007 la suspensión posterior es de ballesta transversal, diseño en el cual cada rueda del vehículo se conecta a su propio conjunto de componentes de suspensión, en contraste con la suspensión rígida donde las ruedas están conectadas en un solo eje. Esta configuración permite que cada rueda se mueva de forma independiente.

Por lo tanto, el único problema que posee el sistema de suspensión posterior es la carencia de rigidez debido a que la ballesta tiene una doble función: como barra estabilizadora y como componente elástico en la suspensión. Esta al ser un solo componente que trabaja en sus extremos para dos movimientos diferentes complica su funcionamiento, lo que provoca dos grandes problemas:

- Al transitar en una carretera irregular o con ciertas secciones de desfases el vehículo carece de confort lo que implica que el viaje termine siendo desagradable desde el punto de vista de los ocupantes.
- Cuando el vehículo va en capacidad máxima de ocupantes, los neumáticos sufren de una inclinación excesiva generando un desgaste excesivo en el interior de los neumáticos, por lo que la vida útil del neumático se ve afectada.

## **Delimitación del problema. –**

El problema se centra en la plataforma del Fiat Uno, que ha mantenido la misma ingeniería de suspensión desde 1983 hasta 2014. Identificando una problemática relacionada con la ballesta transversal y su incapacidad para adaptarse a cargas adicionales, como llevar tres personas en los asientos posteriores. La consecuencia de esta limitación es una rigidez inadecuada que genera un camber involuntario y desgaste irregular de las ruedas. La intervención propuesta consiste en reemplazar la ballesta transversal con amortiguadores y resortes independientes para mejorar la capacidad de la suspensión trasera, abordando específicamente la rigidez y permitiendo un comportamiento más equilibrado y adaptativo del vehículo, especialmente en situaciones de carga variada. En resumen, se busca optimizar el rendimiento de la suspensión y reducir el desgaste irregular de las ruedas.

## **Objetivo General.**

Implementar un sistema de suspensión Push rod para un vehículo Fiat modelo Uno 2007.

## **Objetivos Específicos.**

- Determinar las dimensiones y desplazamientos de los elementos a modificar mediante la construcción de una maqueta de la suspensión de un vehículo.
- Obtener la deformación de elementos elásticos y las reacciones en el sistema general de suspensión.
- Diseñar y crear las piezas del nuevo sistema de suspensión.
- Modificar el sistema de suspensión posterior.
- Probar y regular el sistema de suspensión.

## Marco Teórico

### Sistema masa-resorte y fuerzas

La suspensión de un vehículo se refiere al sistema que conecta las ruedas con el chasis y está diseñado para absorber y mitigar las irregularidades del camino, proporcionando un viaje suave y controlado. Además de mejorar la comodidad del conductor y los pasajeros, la suspensión también afecta la tracción, el manejo y la estabilidad del vehículo ([Galbarro, 2023](#)).

“Según ([Cisneros, y Morillo, 2022](#)) el sistema de suspensión de un vehículo consta de diversos componentes, como brazos de control, resortes, amortiguadores y enlaces, que trabajan juntos para absorber impactos y proporcionar comodidad y control. Estos componentes se conectan al chasis y a las ruedas del vehículo mediante pernos y otros elementos de fijación. Esfuerzos cortantes, tensiones, compresiones, fuerzas y momentos: Cuando el vehículo se encuentra en movimiento, las fuerzas y momentos se transmiten a través de la suspensión y su sistema de apoyo” por lo que se debe considerar las siguientes definiciones para un mejor entendimiento del funcionamiento de este sistema se consideran los siguientes parámetros:

Desplazamiento vertical ( $\Delta z$ ): El movimiento vertical de la rueda con respecto al chasis. Se mide en metros (m).

Fuerzas: Son magnitudes que causan cambios en el movimiento o en el estado de reposo de un objeto. En el caso de la suspensión, las fuerzas pueden incluir las que resultan de la carga del vehículo, las fuerzas aerodinámicas, las fuerzas de frenado y aceleración, entre otras.

Fuerza de resorte (fuerza elástica) (F): La fuerza ejercida por los resortes de la suspensión. Se mide en newtons (N).

Masa (m): La masa de la parte suspendida del vehículo. Se mide en kilogramos (kg).

Ley de Hooke para resortes: La fuerza de un resorte es proporcional al desplazamiento que se aplica sobre él.

$$F = -k \cdot \Delta z$$

Dónde: F es la fuerza de resorte, K es la constante del resorte (rigidez del resorte),  $\Delta z$  es el desplazamiento vertical.

[\(Galbarro, 2023\)](#)

Momentos: Los momentos son fuerzas que generan un giro o torsión en un objeto. En la suspensión, los momentos pueden surgir debido a la distribución asimétrica de la carga, la inclinación del vehículo en las curvas, etc.

Esfuerzos cortantes: Son fuerzas que actúan perpendicularmente a la sección transversal de un material y tienden a cortarlo. En la suspensión, los esfuerzos cortantes se producen en los puntos de apoyo de los componentes de la suspensión, como los pernos.

Esfuerzo cortante ( $\tau$ ) se puede determinar con

$$\tau = \frac{F}{A}$$

dónde:  $\tau$  es el esfuerzo cortante, F es la fuerza aplicada al perno, A es el área transversal del perno.

Tensiones y compresiones: Las tensiones son fuerzas internas que actúan a lo largo de una dirección en un material, mientras que las compresiones son fuerzas internas que

actúan en dirección opuesta. Los elementos de la suspensión están sujetos a tensiones y compresiones dependiendo de la carga y las fuerzas aplicadas. Las cuales pueden ser calculadas con sumatoria de momentos.

### **Geometría de la suspensión**

La geometría de la suspensión es un campo complejo y vital en la ingeniería de vehículos. Diseñar una suspensión con la geometría adecuada implica un equilibrio entre diversos factores para lograr un rendimiento seguro y óptimo en términos de manejo, confort y durabilidad. Cada componente de la geometría interactúa para influir en la dinámica del vehículo, por lo que un enfoque integral es esencial para lograr un diseño exitoso ([Adams, 1992](#)).

**Longitud del brazo de control:** La distancia entre los puntos de montaje de los brazos de control en el chasis y las ruedas. Esta longitud influye en la cinemática de la suspensión y afecta la geometría de la rueda durante el movimiento vertical.

**Ángulos de convergencia y divergencia:** Estos ángulos definen cómo se orientan las ruedas en relación con el eje longitudinal del vehículo. La convergencia se refiere a la inclinación de las ruedas hacia el centro del vehículo, mientras que la divergencia implica una inclinación hacia afuera.

**Ángulo de caída:** Es el ángulo entre la vertical y la línea que conecta el centro de la rueda con el punto de contacto del neumático con la superficie de la carretera. El ángulo de caída afecta la tracción y el desgaste de los neumáticos.

**Desplazamiento del eje de dirección:** Representa la distancia horizontal entre el punto de contacto de la rueda y la línea trazada a lo largo del eje de dirección del vehículo. Afecta la estabilidad direccional y el comportamiento en las curvas.

Ángulo de avance: Es el ángulo entre la línea de movimiento del centro de la rueda y la dirección hacia adelante del vehículo. El ángulo de avance influye en la respuesta de dirección y la estabilidad en línea recta.

Centro de rodadura: Es el punto imaginario alrededor del cual el neumático rueda cuando el vehículo está en movimiento. La ubicación del centro de rodadura afecta cómo el vehículo responde a las fuerzas laterales y de inclinación.

Altura de rodadura: Es la distancia vertical desde el centro de la rueda hasta el suelo. Afecta la estabilidad y la distribución del peso.

## **Tipos de suspensión**

### **Suspensión independiente**

La suspensión independiente es un tipo de suspensión en la que las ruedas del vehículo se mueven de forma independiente una de la otra, lo que permite que cada rueda se adapte de manera independiente a las irregularidades del terreno. Esto se logra mediante el uso de brazos de control, barras de torsión, resortes o amortiguadores que conectan cada rueda al chasis del vehículo, así ofreciendo varias ventajas en términos de rendimiento, confort y manejo. Entre estas ventajas se encuentran una mejor absorción de las irregularidades del terreno, lo que resulta en una conducción más suave y cómoda para los ocupantes del vehículo. Además, permite un mejor contacto de las ruedas con el suelo, lo que mejora la tracción, la estabilidad y el control del vehículo, especialmente en curvas y maniobras evasivas ([Sánchez, 2013](#)).

Existen varios tipos de suspensión independiente utilizados en vehículos, tales como la suspensión McPherson, suspensión de doble horquilla (o también conocida como suspensión de doble trapecio), la suspensión multibrazo, la suspensión de eje tirado (o pushrod), entre otros. Un adecuado diseño y ajuste de la geometría de la suspensión independiente es fundamental para optimizar el rendimiento del vehículo.

La suspensión independiente ha evolucionado a lo largo de los años, con constantes innovaciones y tendencias en la industria automotriz. Esto incluye el desarrollo de tecnologías como la suspensión adaptativa, la suspensión neumática, la suspensión electromagnética y otras ([Parky Sohn, 2012](#)).

### **Suspensión push rod**

La suspensión push rod es un tipo de suspensión independiente utilizada en vehículo de alto rendimiento, en la que los amortiguadores y resortes están ubicados en el interior del chasis del vehículo, y se utilizan varillas de empuje (push rods) para conectar la rueda a la suspensión. Estas varillas de empuje están montadas en el chasis y se conectan a la rueda mediante puntos de anclaje en la parte inferior o superior del conjunto de la rueda. Al comprimir o extender las varillas de empuje, se controla el movimiento vertical de la rueda, lo que permite adaptarse a las irregularidades del terreno.

Esta suspensión ofrece varias ventajas en términos de rendimiento y manejo. Una de las principales ventajas es que permite un mayor control sobre la geometría de la suspensión, lo que puede mejorar la estabilidad y el manejo del vehículo en situaciones de alta velocidad y en curvas. Además, al ubicar los amortiguadores y resortes en el interior del chasis, se reduce el centro de gravedad del vehículo, lo que puede mejorar la respuesta y el comportamiento del vehículo.

Sus componentes principales son varillas de empuje (push rods), que conectan las ruedas al chasis del vehículo, y por los amortiguadores y resortes ubicados en el interior del chasis. Las varillas de empuje se encargan de controlar el movimiento vertical de las ruedas, mientras que los amortiguadores y resortes absorben las irregularidades del terreno y proporciona la resistencia necesaria para mantener el control del vehículo.

Lo que esta suspensión ofrece es la diferente configuración y ajuste de diversas formas para adaptarse a las necesidades del vehículo y del conductor.

Esto incluye la longitud y ubicación de las varillas de empuje, la rigidez de los resortes y la amortiguación, y la alineación de las ruedas. Estos ajustes pueden tener un impacto significativo en el comportamiento del vehículo y en su rendimiento en pista o en condiciones de conducción específicas.

Aunque la suspensión push rod ofrece ventajas en términos de rendimiento, también presenta algunos desafíos y consideraciones. Por ejemplo, su diseño y configuración pueden ser más complejos y costosos que otros tipos de suspensión. Además, la ubicación de los amortiguadores y resortes en el interior del chasis puede dificultar su acceso para mantenimiento y ajustes. También es importante tener en cuenta que la suspensión push rod está diseñada para vehículos de alto rendimiento y puede no ser adecuada para todos los tipos de vehículos o aplicaciones ([Alcalá, Sarmiento, y Granja, 2016](#)).

### **Suspensión Regulable**

La suspensión regulable es un tipo de suspensión independiente en la que el resorte y el amortiguador se encuentran combinados en una sola unidad, conocida como coilover. Esta unidad se instala en cada rueda del vehículo y se conecta al chasis y al brazo de suspensión, permitiendo controlar el movimiento vertical de la rueda. La característica clave de esta suspensión es que es regulable, lo que significa que se puede ajustar la altura del vehículo, la rigidez del resorte y la amortiguación para adaptarse a las necesidades de conducción y a las condiciones del terreno ([Adams, 1992](#)).

La suspensión coilover regulable está compuesta principalmente por tres componentes principales: el resorte, el amortiguador y el cuerpo de la unidad coilover. El resorte es responsable de absorber las irregularidades del terreno y mantener la altura del vehículo,

mientras que el amortiguador proporciona la resistencia necesaria para controlar el movimiento del resorte y mantener el control del vehículo. El cuerpo de la unidad coilover es la carcasa que contiene el resorte y el amortiguador, y permite realizar los ajustes de altura, rigidez del resorte y amortiguación.

Una de las principales ventajas de la suspensión coilover regulable es la capacidad de ajustar diferentes parámetros para adaptarse a las necesidades del vehículo y del conductor. Esto incluye la altura del vehículo, que se puede ajustar mediante la rosca del cuerpo de la unidad coilover, lo que permite elevar o bajar el vehículo según las preferencias o requisitos de conducción. También se puede ajustar la rigidez del resorte, que se puede modificar cambiando el resorte por uno con una tasa de rigidez diferente. Además, algunos modelos de suspensión coilover regulable también permiten ajustar la amortiguación, lo que permite controlar la resistencia del amortiguador en función de las condiciones del terreno y del estilo de conducción. La suspensión coilover regulable ofrece varias ventajas en términos de rendimiento y personalización. Permite ajustar la altura del vehículo, lo que puede mejorar la apariencia y el rendimiento en diferentes condiciones de conducción. Además, la posibilidad de ajustar la rigidez del resorte y la amortiguación permite adaptar la suspensión a las preferencias de conducción del conductor, mejorando la comodidad, el manejo y el rendimiento en pista.

Aunque la suspensión coilover regulable ofrece ventajas, también es importante tener en cuenta algunas consideraciones. Por ejemplo, los ajustes de la suspensión deben realizarse correctamente para garantizar un funcionamiento seguro y óptimo del vehículo.

# CAPÍTULO 1

## ESTUDIO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PUSH ROD

### 1.1 Implementación de un sistema push rod

Para comenzar se analizarán varios proyectos relacionados de manera empírica con la idea de realizar una adaptación sin ocupar espacio, es decir; se planea reubicar los amortiguadores en una configuración push rod en la parte inferior del compacto como se puede apreciar en la Figura 1.1. Esta idea surge ya que el Corvette 79 en la parte posterior posee una suspensión de ballesta transversal, a partir de mejorar el sistema ya que es un vehículo de altas prestaciones la empresa de Speed Direct empezó a manufacturar diferentes kits de conversión para diferentes vehículos americanos uno de ellos el corvette que posee esta suspensión.

*Figura 1.1 Suspensión Shark Bite*



Conversión de ballesta transversal a Push Rod en Corvette 1979, Fuente: Eduardo Rodríguez

Por cuestiones de espacio en la parte baja del vehículo Fiat Uno 2007, una buena opción para implementar la suspensión push rod es la que se muestra en la figura 1.2.

*Figura 1.2 Suspensión Push Rod*



Suspensión push rod ubicada en la cajuela del vehículo, Fuente: David Custance

Al estar ubicado en la cajuela, no existe inconveniente con el espacio que los elementos que forman parte del nuevo sistema y permite el uso de los brazos de suspensión originales del vehículo y remplazando el amortiguador con una varilla de empuje para trasladar el movimiento.

## **1.2 Descifrando la Implementación**

Lo primero que se debe tener en cuenta son los rangos de trabajo que va a tener el sistema de suspensión actual del vehículo para establecer límites de movimiento de la rueda. En la Figura 1.3 se logra apreciar que un tope se encarga de restringir la compresión del resorte a un valor de 4 cm como máximo.

*Figura 1.3 Suspensión de ballesta transversal*



Imagen referencial de distancias con el vehículo en el suelo, Fuente: Leandro Ruiz

Maqueta del sistema a implementar: La elaboración de una maqueta permite la creación de un modelo físico de cada pieza utilizando cartón u otro material fácil de trabajar. Esto puede hacerse a mano o con herramientas manuales para dar forma al diseño deseado. Teniendo como base la ubicación del sistema en el interior de la cajuela, se toman medidas de la suspensión de fábrica para realizar la construcción de la maqueta a escala real, gracias a esta maqueta se determina el tamaño de la barra de empuje (zona verde), el balancín (zona roja) y los amortiguadores (zona negra) como se ve en la Figura 1.4.

*Figura 1.4 Primera Maqueta*



Simulación de movimientos y determinación del tamaño de piezas, Fuente: Leandro Ruiz

Al tener las dimensiones claras del funcionamiento se realiza la compra de los amortiguadores y barra de empuje que necesitarán para la implementación del sistema utilizando de referencia la maqueta de la Figura 1.4.

**Digitalización:** Después de crear el modelo en cartón, se digitaliza mediante técnicas de escaneo tridimensional (escaneo 3D). Esto implica capturar la geometría del modelo físico en un formato digital que puede ser manipulado y editado en un entorno virtual.

**Manufactura:** La última fase implica la fabricación real de la pieza utilizando la información generada por el software CAM. Dependiendo de la tecnología y los materiales utilizados, este proceso puede incluir cortar, mecanizar, imprimir en 3D u otras técnicas de fabricación.

## CAPÍTULO 2

### PROCESOS DE MANUFACTURA, CONSTRUCCIÓN Y ENSABMBLE

#### 2.1 Diseño de formas

Para empezar, como se puede visualizar en la Figura 2.1 se elabora moldes de la geometría interior de la cajuela con ayuda de un medidor de contornos ya que la superficie donde se trabajará es irregular y no corresponde a ninguna forma conocida, así que una vez se tengan todas las formas requeridas se tendrá un punto de partida para instalar los lugares de anclaje.

*Figura 2.1 Bases para el balancín*



Primer diseño para la base del balancín, Fuente: Leandro Ruiz

Al analizar los diseños anteriores se sabe que este tipo de apoyos son para vehículos que tienen jaula de seguridad, así que para el vehículo de prueba se utilizará una estructura que una las dos secciones donde se apoyarán nuestros amortiguadores y la base de los balancines, en el cual nace el diseño de una estructura rectangular como se aprecia en la Figura 2.1.

*Figura 2.2 Estructura posterior*



Estructura posterior, Fuente: Leandro Ruiz

El diseño para esta estructura se basa únicamente en compensar la utilidad de todo lo que se va a retirar. Es decir, al terminar la construcción se retirará la ballesta que cumple una doble función que es ser el elemento elástico de la suspensión y al estar conectado de un punto a otro de la suspensión también distribuye fuerzas y funciona como elemento estabilizador, otro elemento utilitario que será retirado es el espacio. Por estos motivos se seleccionó esta forma ya que al darle rigidez a la parte posterior este funcionará como elemento estabilizador también en su diseño final será modificado para distribuir los objetos auxiliares que se llevaba en la cajuela que son: extintor, gato hidráulico, botiquín y la llave de ruedas de esta manera se busca el espacio restante quedará libre y finalmente se remplazaran estos elementos.

Con la definición clara de las formas iniciales de los nuevos elementos, se procede a la integración con las dimensiones del resto de los componentes realizados en la maqueta inicial, tales como el amortiguador, la barra de empuje, el balancín y la base del amortiguador. Este proceso sigue un orden meticuloso: primero, se ensambla la barra transversal con la base para el balancín, calculando con precisión los centros y las distancias adecuadas para el balancín y el amortiguador.

Durante este procedimiento, la base del balancín experimenta varias modificaciones, ajustándose a la altura y funcionamiento del balancín, así como a la correcta distribución

de fuerzas y sujeción al chasis compacto del vehículo. Una vez resueltos los desafíos relacionados con el espacio, los tamaños y la ubicación de las bases y componentes, se someten a pruebas los movimientos y recorridos que el futuro sistema ejecutará. Al confirmar que todo está en perfecto estado, se procede con el modelado en SolidWorks.

En este caso, el diseño se simplifica considerablemente, ya que las formas ideadas en nuestras maquetas se proyectan para ser cortadas en planchas metálicas mediante oxicorte. Cada pieza se concibe de manera que el proceso en el oxicorte sea lo más sencillo posible.

Al digitalizar las piezas, se realizan ajustes mínimos, siempre considerando los estándares de seguridad que cada componente debe cumplir. En el caso de los soportes y balancines expuestos, se redondean todas las puntas para prevenir posibles lesiones. Además, en el balancín, se realiza un vaciado estratégico en su interior para reducir el peso sin sacrificar la resistencia mecánica de la pieza. Este enfoque detallado asegura no solo la eficiencia funcional del sistema sino también la seguridad y la optimización en la fabricación de cada elemento.

## **2.2 Datos calculados**

A continuación, se realiza un rápido análisis con la ayuda de Matlab para tener una comparación entre el muelle de láminas y los nuevos muelles helicoidales.

### **2.2.1 Muelle de láminas**

La Ecuación 1 está relacionada con la teoría de flexión de vigas y láminas delgadas. Y se la describe como

$$F = \frac{N * b * e^2 * \sigma}{6 * L}$$

*Ecuación 1 teoría de flexión de vigas y láminas delgadas*

F: Fuerza en el resorte (N).

N: Número de láminas en el resorte.

b: Ancho de las láminas (m).

e: Espesor de las láminas (m).

$\sigma$ : Esfuerzo de flexión en las láminas (Pa o N/mm<sup>2</sup>).

L: Longitud del resorte (m).

Remplazando los datos con lo proporcionado por el sistema de muelle laminas transversal en el Fiat uno, se obtiene lo siguiente

$$N = 3$$

$$b = 74.85mm$$

$$e = 6mm$$

$$L = 505mm$$

$$\sigma = 60 \frac{kg}{mm^2}$$

Se remplazan los valores en la ecuación 1 y se obtiene como resultado que cada extremo de la ballesta soporta el siguiente peso:

$$F = 160.0752Kg$$

Este valor se multiplica por sus dos extremos para conocer el total que soporta el Sistema de 3 hojas

$$P \text{ total} = 320.1505 Kg$$

### 2.2.2 Muelle helicoidal

La capacidad de carga de un resorte o muelle de láminas depende de varios factores, como el material del resorte, las dimensiones y la configuración del mismo. Sin embargo, en términos generales, la fuerza que un resorte puede soportar se puede calcular mediante la ley de Hooke Ecuación 1.2, que describe la relación entre la fuerza aplicada y la deformación elástica en un resorte.

$$F = -k * \Delta x$$

*Ecuación 2 Ley de Hooke*

K = Coeficiente de Elasticidad

$x = X_i - X_f$  Diferencia con la fuerza aplicada en el resorte

$X_{\max} = X_i - X_u$  Diferencia con la fuerza máxima aplicada en el resorte

$F_m$  = fuerza aplicada sobre el resorte

$F_{\max}$  = Fuerza máxima que se puede aplicar al resorte hasta dejarlo completamente comprimido

Al tomar los datos de la suspensión ya instalada se puede determinar el coeficiente de elasticidad del resorte con los datos que se pueden obtener fácilmente.

$$m = 70Kg$$

$$X_i = 0.1685m$$

$$X_f = 0.164m$$

$$F_m = 183.12 (N)$$

Se sabe que al aplicarle un peso de 70 kilogramos el resorte tiene una variación de 45mm, se toma en consideración que este peso es distribuido en toda la parte posterior por lo tanto se distribuye la mitad para cada amortiguador, por otro lado, la fuerza no es directa existe una distribución de fuerzas en la zona del balancín con la Ecuación 4 se determina únicamente la fuerza resultante en el amortiguador y a continuación con la Ecuación 3 que nuestra constante elástica es de:

$$K = 40693 \frac{N}{m^2}$$

Ahora se simula como si el resorte estuviera totalmente comprimido. Esta diferencia es de:

$$\Delta X_{\max} = 0.07525m$$

Conociendo la constante elástica y la diferencia en el resorte se puede calcular cuanta fuerza se necesita para llegar a este punto el cual da:

$$F_{max} = 3794.7 \text{ N}$$

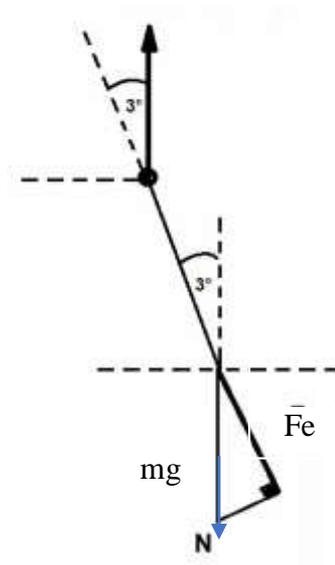
Este resultado es para cada amortiguador la fuerza máxima que puede soportar el muelle de resorte y en kilogramos serían 386.81 Kg por cada lado.

### 2.2.3 Todas las fuerzas en el sistema de manera estática

El peso en el tren trasero es de 315 Kg, si se saca 154.5 kg para cada lado,

La barra de empuje posee 3° de inclinación por lo cual se tiene que descomponer sus fuerzas.

*Figura 2.3 D.C.L de la barra de empuje*



$$\sum Fy = 0$$

$$F_e \text{ sen } 93 - mg = 0$$

$$F_e \operatorname{sen} 93 - 154,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0$$

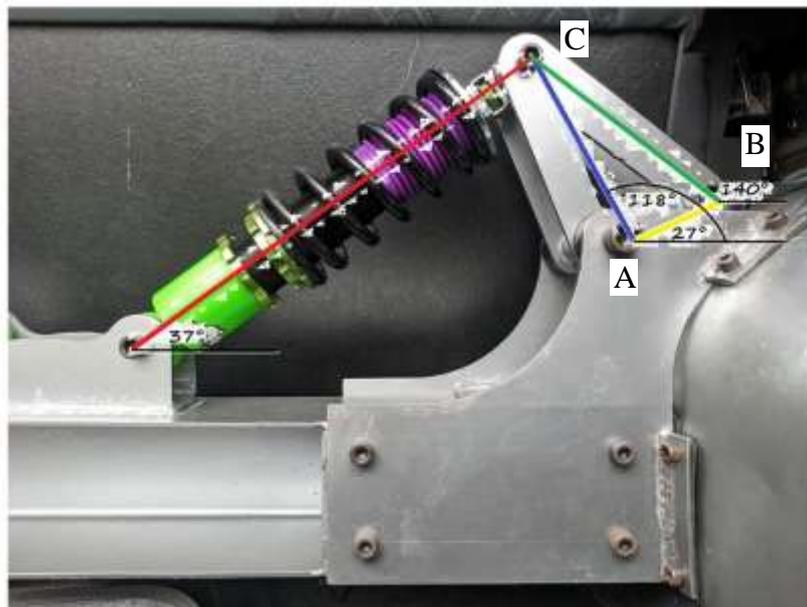
$$F_e \operatorname{sen} 93 = 1515,645 \text{ N}$$

$$F_e = 1513.568 \text{ N}$$

El balancín tiene tres puntos de anclaje que son A, B y C donde A es el punto fijo de rotación, B es donde se conecta la barra de empuje y C que es donde se ancla el amortiguador

Las distancias de centros del balancín son de A a B 8cm y de A a C 15 cm

*Figura 2.4 D.C.L para el balancín*



$$\sum \tau = 1516,18 \text{ N} \cdot \operatorname{sen} 93^\circ \cdot 0,08 \text{ m} \cdot \cos 27^\circ + 1516,18 \text{ N} \cdot \cos 87^\circ \cdot 0,08 \text{ m} \cdot \operatorname{sen} 27^\circ$$

$$\sum \tau = 107,93 \text{ Nm} + 2,88 \text{ Nm}$$

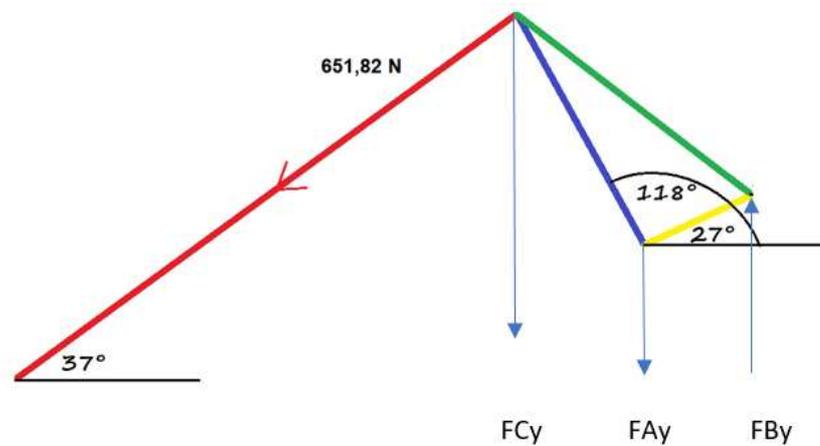
$$\sum \tau = 110,81 \text{ Nm}$$

$$F_c = \frac{110,81 \text{ Nm}}{0,17 \text{ m}}$$

$$F_c = 651,82 \text{ N}$$

Fc: Esta fuerza es la resultante en el punto donde se conecta el balancín con la base superior del amortiguador

Figura 2.5 D.C.L fuerzas en los pasadores



$$F_{Cy} = \text{sen}(37^\circ) * 651,82$$

$$F_{Cy} = 391,088$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Ay} - F_{By} + F_{Cy} = 0$$

$$F_{Ay} = F_{By} - F_{Cy}$$

$$F_{Ay} = 1515,64 - 391,088$$

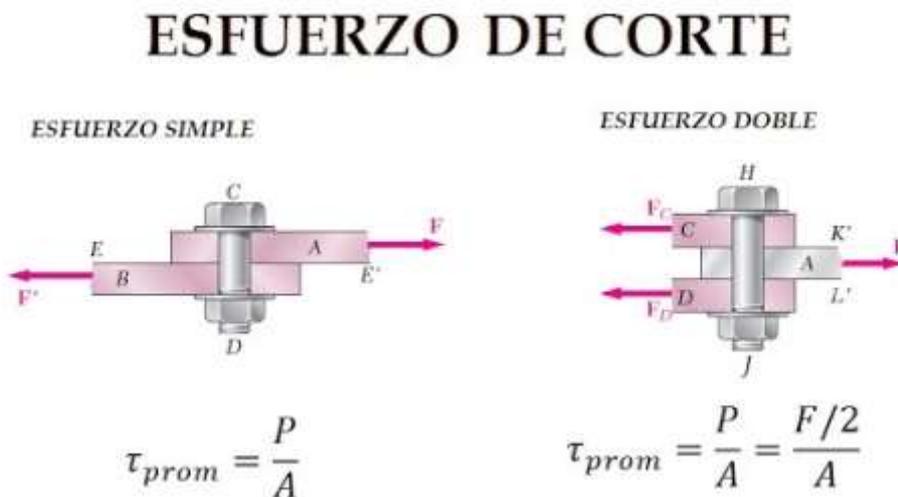
$$FA_y = 1123.8 \text{ N}$$

Las fuerzas en los diferentes puntos  $FC_y$ ,  $FA_y$  y  $FB_y$  hacen referencia a la descomposición de las fuerzas en vertical que tenemos en cada punto.

### 2.2.4 Esfuerzos cortantes

En la pieza del balancín, se encuentran presentes tres puntos donde se experimentan esfuerzos cortantes dobles: el punto fijo, el punto de la barra de empuje y el punto del amortiguador. Estos puntos representan áreas críticas donde es crucial evaluar y comprender cómo se distribuyen las fuerzas para garantizar un funcionamiento óptimo del sistema de suspensión.

Figura 2.6 Esfuerzo cortante simple y doble



Fuente: Hibbeler, R. C. (2006)

Para determinar los esfuerzos cortantes en estos tres puntos específicos, es necesario descomponer las fuerzas en los ejes pertinentes y aplicar la Ecuación 4, la cual proporciona una herramienta fundamental para este análisis. La Ecuación 4, derivada de los principios fundamentales de la estática y la mecánica de materiales, nos permite calcular con de manera promedio la magnitud de los esfuerzos cortantes en función de las cargas aplicadas y las características geométricas de la pieza del balancín.

$$\tau = \frac{F}{2A}$$

*Ecuación 4 Esfuerzo cortante promedio*

Para determinar cuál es la resistencia máxima al corte (S) del perno se toma en consideración que solamente para los aceros la máxima resistencia es el 60% de la resistencia máxima a la tracción se toma de la ficha técnica del perno Allen que su resistencia máxima a la tracción es de 1220 N/mm<sup>2</sup>. Por lo tanto:

$$S = 0.6 * 1220$$

$$S = 732 \frac{N}{mm^2}$$

### **Para el punto A**

Para el punto A que sería el punto fijo del balancín que se une a la estructura del compacto se tiene un esfuerzo cortante doble como se observa en la Figura 3.4 para completar los datos solicitados en la Ecuación 4 se calcula el área de la sección transversal con la Ecuación 5.

$$A = \pi * (r)^2$$

$$A = \pi * (8)^2$$

$$A = 201.06 \text{ mm}^2$$

$$FA_y = 1123.8 \text{ N}$$

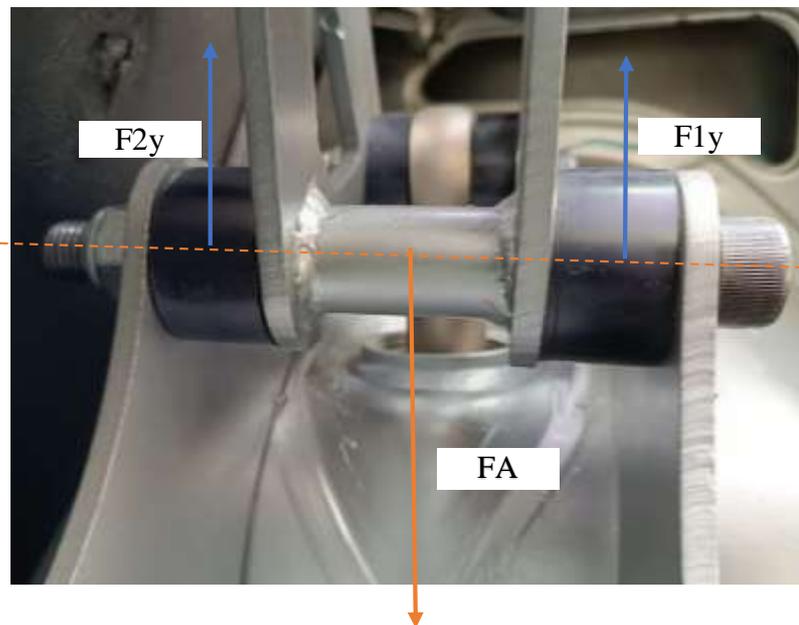
$$FA_x = \tan(28) * FA_y$$

$$FA_x = 597.538 \text{ N}$$

$$FA = \sqrt{FA_y^2 + FA_x^2}$$

$$FA = 1272.8 \text{ N}$$

*Figura 2.7 D.C.L Pasador del balancín en A*



$$\tau = \frac{FA}{2 * A}$$

$$\tau = \frac{1272.8}{2 * 201.06}$$

$$\tau = 3.16 \frac{N}{mm^2}$$

Si la resistencia al corte del perno seleccionado es de 732 N/mm<sup>2</sup>, se puede comparar este valor con el esfuerzo cortante promedio calculado anteriormente (3.16 N/mm<sup>2</sup>). Dado que la resistencia al corte del perno es mucho mayor que el calculado. Por lo tanto, el perno seleccionado tiene una resistencia al corte significativamente mayor que el esfuerzo cortante promedio esperado. Esto proporciona un margen de seguridad considerable contra la falla por corte.

### Para el punto B

En el punto B existe la misma situación de un esfuerzo cortante doble en el cual se tiene la unión del balancín con la barra de empuje como se observa en la Figura 3.5.

*Figura 2.8 Esfuerzo cortante doble en punto B*



Unión entre la barra de empuje y el balancín. Fuente: Leandro Ruiz

$$A = \pi * (r)^2$$

$$A = \pi * (6)^2$$

$$A = 113.097 \text{ mm}^2$$

$$FB_y = 1515.64 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{FB_y}{2 * A}$$

$$\tau = \frac{1515.64}{2 * 113.097}$$

$$\tau = 6.70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

En este escenario, se ha tomado la decisión de utilizar un perno M12 que tiene la capacidad de soportar hasta  $732 \text{ N/mm}^2$ , mientras que el esfuerzo estático que se ejerce sobre este perno en el punto B es de  $6.70 \text{ N/mm}^2$ . Es importante destacar que existe una clara diferencia entre la capacidad de carga del perno seleccionado y el esfuerzo real al que estará sometido en condiciones estáticas.

### **Para el punto C y D**

Para la zona de la unión del amortiguador al balancín y a su base se ocupó el mismo perno ambos tienen un esfuerzo cortante doble como se puede observar en la Figura 3.6. al determinar que la fuerza a calcular será la misma en los dos.

Figura 2.9 Esfuerzo cortante doble en el punto C y D



$$A = \pi * (r)^2$$

$$A = \pi * (6)^2$$

$$A = 113.097 \text{ mm}^2$$

$$FC_y = 391.088$$

$$\tau = \frac{FC_y}{2 * A}$$

$$\tau = \frac{391.08}{2 * 113.097}$$

$$\tau = 1.72 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

En este análisis del diseño de la nueva suspensión, se puede apreciar cómo se logra aliviar significativamente el estrés que experimentará el amortiguador durante su funcionamiento. Al seleccionar un perno con un rango de soporte significativamente mayor al esfuerzo estático esperado, se reduce drásticamente el riesgo de fallo prematuro y se aumenta la fiabilidad del conjunto del sistema. Esta cuidadosa elección del perno no solo mejora el rendimiento del amortiguador, sino que también contribuye

a la seguridad y estabilidad general del vehículo durante su operación. En conclusión, el diseño de la nueva suspensión demuestra un enfoque ingenioso y bien fundamentado para optimizar el funcionamiento y la vida útil del sistema en su totalidad.

### **Esfuerzo cortante para los pernos de anclaje de la barra al vehículo.**

Para este caso se aplican esfuerzos cortantes simples ya que se unen por medio de pernos la lámina de la estructura de la suspensión a la lámina del compacto del vehículo como en la Figura 3.7 para ello se utiliza la ecuación 5.

*Figura 2.10 Unión de la Barra al vehicular*



$$\tau = \frac{F}{A}$$

*Ecuación 5 esfuerzo cortante simple*

$$A = \pi * (r)^2$$

$$A = \pi * (4)^2$$

$$A = 50.265 \text{ mm}^2$$

Se calcula la fuerza total que se va a ejercer en la barra de la suspensión push rod se suma las fuerzas que afectan el movimiento hacia abajo en toda la barra al

$$Fderecho = FA + FC_y$$

$$Fderecho = 1664.6 N$$

$$Ftotal = 2 * Fderecho$$

$$Ftotal = 3329.2 N$$

$$\tau = \frac{Ftotal}{A}$$

$$\tau = \frac{3329.2}{50.265}$$

$$\tau = 4.73 \frac{N}{mm^2}$$

## 2.3 Selección de materiales

### 2.3.1 Planchas de acero

Durante la minuciosa fase de selección de materiales, se persigue alcanzar un equilibrio óptimo entre la calidad y el costo, conscientes de que los componentes de la suspensión estarán perpetuamente en funcionamiento y enfrentarán considerables cargas. En este contexto, la elección se inclinó hacia el uso de una plancha de acero A36 de 4 y 5 mm para los elementos planos. El acero A36, reconocido por ser un acero al carbono, revela una composición química precisa, caracterizada por un 0.29% de carbono, 0.60-0.90%

de manganeso, 0.04% de fósforo, 0.05% de azufre y trazas de [silicio \(Calderón Concha, 2014\)](#).

Sus notables propiedades mecánicas amplifican su idoneidad para esta aplicación específica. Con una resistencia a la tracción que orbita entre los 400-550 MPa, un límite elástico aproximado de 250 MPa y una elongación de al menos el 20% en una longitud de 200 mm, el acero A36 se erige como una elección robusta. Además de sus cualidades mecánicas, este material exhibe una destacada soldabilidad, facilitando su unión mediante procesos comunes de soldadura. Aunque no se clasifica como un acero inoxidable, el A36 exhibe una resistencia a la corrosión aceptable en entornos normales, aunque se debe tener precaución en ambientes más agresivos ([Calderón Concha, 2014](#)).

La economía de este material también desempeña un papel significativo en su elección, ya que suele ser más asequible que algunos aceros de mayor resistencia, convirtiéndolo en una opción atractiva para aplicaciones donde la resistencia extrema no es un requisito crítico. Esta cuidadosa selección no solo busca optimizar la eficiencia mecánica del sistema de suspensión, sino también garantizar la durabilidad y la rentabilidad en todas las fases del proceso de diseño y fabricación.

### **2.3.2 Sistemas de sujeción**

En la elección meticulosa de elementos para la sujeción y función de pasadores en el balancín, la decisión se orientó hacia la implementación de Pernos Allen 12.9, reconocidos por su elevado grado de resistencia, perteneciendo a una categoría de alta resistencia. El número 12.9, que identifica su clasificación, hace referencia a la impresionante resistencia a la tracción en megapascales (MPa), cimentando así su reputación como elementos robustos en aplicaciones exigentes.

Estos pernos Allen 12.9, cuya fabricación se basa comúnmente en acero aleado endurecido, exhiben una composición precisa que incluye elementos clave como carbono, manganeso, fósforo, azufre y otras aleaciones. Las propiedades mecánicas de

estos pernos se traducen en una resistencia a la tracción asombrosa de alrededor de 1200 MPa, alcanzando niveles de dureza Rockwell C (HRC) que oscilan entre 39-44. Este indicador sugiere no solo una resistencia excepcional al desgaste, sino también un buen desempeño frente a deformaciones plásticas.

Estos pernos, destinados a aplicaciones que demandan alta resistencia y durabilidad, son comunes en sectores de vital importancia como la industria automotriz, aeroespacial y maquinaria pesada, donde la integridad estructural y la seguridad son imperativas. Con el propósito de potenciar su resistencia a la corrosión, algunos de estos pernos pueden contar con recubrimientos de superficie, como zinc-níquel o revestimientos de fosfato y aceite ([Cárdenas Díaz, 2013](#)).

La elección específica de pernos para diferentes componentes del proyecto refleja una planificación minuciosa. Para los pasadores de la rótula y el amortiguador se emplearán 6 pernos M12 x 75. Para el eje o punto fijo del balancín se han destinado 2 pernos M16 x 5 1/5". La sujeción de las bases del balancín a la barra requerirá 8 pernos M10 5/16", mientras que para la conexión de la barra al chasis compacto se utilizarán 14 pernos M8 x 25. Estas elecciones estratégicas buscan garantizar no solo la robustez estructural del sistema sino también una adecuada resistencia frente a las cargas pesadas y tensiones extremas, haciendo de los Pernos Allen de grado 12.9 una elección óptima para este proyecto.

### **2.3.3 Barra de empuje y terminales**

La elección de una barra de acero negro bonificado de 1" para la fabricación de la barra de empuje en el sistema de suspensión se justifica por sus propiedades mecánicas superiores. Este tipo de acero, sometido a un proceso de bonificación que aumenta su dureza y resistencia, ofrece una combinación óptima de tenacidad y durabilidad. La dimensión de 1" proporciona la robustez necesaria para resistir las cargas dinámicas asociadas con el sistema de suspensión, garantizando una respuesta efectiva a las tensiones y esfuerzos inherentes. En términos de resistencia a la tracción, una barra de

acero negro bonificado de 1" suele tener una resistencia mecánica en el rango de 700 a 900 MPa (megapascuales), lo que significa que puede resistir fuerzas de tracción considerables antes de experimentar deformaciones permanentes o fracturas. La bonificación, al mejorar la estructura cristalina del acero, fortalece significativamente sus propiedades mecánicas, haciendo que sea capaz de soportar eficientemente las demandas impuestas por las condiciones de operación del vehículo. En resumen, la barra de acero negro bonificado de 1" emerge como la elección preferida gracias a su combinación única de resistencia, durabilidad y capacidad para resistir las sollicitaciones mecánicas críticas asociadas con el componente de la barra de empuje en un sistema de suspensión ([Bolívar Osorio, Bejarano Gaitán, y Gómez Botero, 2013](#)).

Por otro lado, los terminales son los rodamientos roscados hembra de buje esférico, también conocidos como rótulas roscadas, son elementos de conexión que permiten la articulación y movimiento en varias direcciones. Estos componentes consisten típicamente en una esfera interior insertada en un buje externo con una rosca en su exterior. Los rodamientos roscados hembra de buje esférico están diseñados para proporcionar una articulación en varias direcciones, permitiendo movimientos angulares y oscilantes. Además, su buje esférico generalmente está hecho de materiales como acero y puede contar con recubrimientos protectores para resistir la corrosión. Sus características principales son:

**Rosca Exterior:** La parte externa del buje suele tener una rosca que permite la fijación y ajuste en aplicaciones específicas.

**Esfera Interior:** La esfera interior proporciona la capacidad de movimiento angular, permitiendo la articulación en diferentes planos.

Los rodamientos roscados hembra de buje esférico se utilizan en una variedad de aplicaciones, como sistemas de suspensión, conexiones articuladas en maquinaria industrial, sistemas de dirección, y otros mecanismos que requieren flexibilidad y

movimiento angular. La elección del rodamiento dependerá de factores como la carga, las condiciones ambientales y los requisitos específicos de movimiento. Se montan típicamente mediante la rosca externa en una estructura fija, mientras que la esfera interior permite la conexión con otro componente que necesita movimiento angular.

#### **2.3.4 Bocines de bronce**

La elección de utilizar bocines de bronce para el punto fijo del balancín se justifica por sus características sobresalientes en aplicaciones de carga pesada y movimiento constante. Los bocines de bronce son conocidos por su alta resistencia al desgaste, lo que los hace ideales para situaciones donde hay fricción y deslizamiento frecuentes. Además, presentan propiedades auto lubricantes, lo que significa que operan eficientemente con bajos niveles de lubricación, beneficiando aplicaciones donde la lubricación constante puede ser difícil. Su buena conductividad térmica facilita la disipación eficiente del calor, crucial en entornos con altas temperaturas, y su resistencia a la corrosión, aunque no tan alta como la del acero inoxidable, los hace aptos para entornos moderadamente corrosivos. Con una alta capacidad de carga, facilidad de mecanizado, estabilidad dimensional y versatilidad en aplicaciones, los bocines de bronce son la elección óptima para garantizar durabilidad, resistencia y rendimiento óptimo en el punto fijo del balancín de un sistema de suspensión. Su bajo coeficiente de fricción contribuye adicionalmente a un funcionamiento suave y eficiente en situaciones que involucran movimiento relativo ([Legón, Camero, Bisbal, y Rivera, s.f.](#)).

#### **2.3.5 Nylon y tuercas de seguridad**

El sistema necesita una guía ya que la base del balancín es más grande que la misma así que se centra el sistema y para inmovilizarlo se crean centradores de nylon por que Los bloques de nylon son una elección idónea para la fabricación de centradores en el sistema, ya que poseen propiedades que satisfacen las necesidades específicas del diseño. La baja fricción del nylon facilita el deslizamiento, mientras que su alta resistencia al desgaste y tenacidad aseguran durabilidad y rendimiento prolongado. Además, la capacidad del nylon para absorber impactos es beneficioso en situaciones donde se requiere amortiguación frente a cargas dinámicas. La resistencia química del nylon es crucial cuando el sistema puede estar expuesto a diversos productos químicos. Además, la baja absorción de humedad del nylon y su buena estabilidad dimensional son características esenciales para mantener la integridad y el rendimiento del sistema

en condiciones variables. La facilidad de maquinado del nylon permite la creación de centradores personalizados para inmovilizar eficazmente la base del balancín, centrando el sistema de manera precisa. En resumen, los centradores de nylon complementan las propiedades únicas de este material, proporcionando una guía efectiva y asegurando la estabilidad y funcionalidad del sistema en el que se aplican ([Gutiérrez Chávarry, 2019](#)).

Las tuercas de seguridad desempeñan un papel crucial en la integridad y estabilidad de las conexiones roscadas en diversas aplicaciones. Entre ellas, destacan las tuercas de seguridad con elementos de fricción, roscas autoblocantes, y las tuercas autoblocantes de nylon. En el contexto de los pasadores, donde la prioridad es evitar el movimiento axial y prevenir que el pasador se salga, se decidió específicamente por tuercas de seguridad de nylon. Estas tuercas, con su inserción de nylon, ofrecen un ajuste seguro alrededor del perno, creando fricción y resistencia al giro, lo cual es fundamental para mantener la estabilidad sin requerir un ajuste constante. Esta combinación estratégica de tuercas de seguridad contribuye a garantizar conexiones robustas y seguras, especialmente en entornos donde las vibraciones y cargas dinámicas podrían comprometer la integridad del sistema.

#### **2.4 Proceso de Fabricación de piezas**

Con los diseños detallados en SolidWorks, procedimos a enviar las piezas al oxicorte para su corte preciso en láminas de 4 y 5 mm, utilizando la avanzada tecnología de la máquina Farley Laserlag GF3015-A, capaz de importar las formas directamente desde SolidWorks. Una vez obtenidas las piezas, se llevó a cabo un proceso de acabado para eliminar el exceso de material dejado por la cortadora láser. En el caso de la barra, se optó por cortar un rectángulo que posteriormente fue doblado para evitar soldaduras. Este rectángulo se moldeó en forma de C mediante una dobladora como se puede observar en la Figura 2.3. Posteriormente, se soldaron dos láminas en los extremos donde se anclarían las bases de los balancines. Todo el proceso de soldadura se llevó a cabo utilizando el electrodo 6013, reconocido por su versatilidad y

ampliamente utilizado en aplicaciones generales de soldadura en acero de baja y media aleación.

*Figura 2.11 Estructura en C*



Estructura base, Fuente: Leandro Ruiz

El electrodo 6013, perteneciente al sistema de codificación de la AWS, ofrece un arco de soldadura estable y propiedades mecánicas notables, incluyendo resistencia a la tracción y tenacidad. Su resistencia a la porosidad y la formación de escoria fácilmente removible contribuyen a la integridad de la soldadura ([Salinas Alberteris, 2014](#)).

El proceso de soldadura consistió en unir las piezas mediante puntos con MIG, creando una cavidad con el disco de desbaste que se rellenó con soldadura para formar una sola pieza a la altura del material primario como se puede observar en la Figura 2.4. Se realizaron orificios para los pernos con un taladro de banco después de completar el rectángulo con sus bases para los soportes del balancín.

*Figura 2.12 Soldadura de piezas*



Método para unir dos piezas con electrodo, Fuente: Leandro Ruiz

Se realizaron pruebas con las piezas bases en la cajuela, ajustando medidas desbastando un poco el material para corregir el margen milimétrico calculado por el corte laser. Posteriormente, se realizaron perforaciones para situar el balancín y el amortiguador. Durante todo el proceso, se procuró mantener el sistema original funcional, siendo el anclaje de la barra al compacto la intervención más invasiva lo que vendría a ser 14 orificios de 8mm.

Para el anclaje de la barra de empuje, se utilizaron los amortiguadores originales posteriores, del cual solo necesitaríamos el final del soporte del brazo de suspensión este sería modificado insertando tuercas roscadas finas en cada base. La base superior e inferior de la barra de acero bonificado se mecanizaron para permitir la inserción roscada a la base del amortiguador y asegurar con una contratuerca. Esta solución facilitaría la regulación precisa de la altura, ya que, sin el amortiguador, esta podría variar significativamente. En la Figura 2.5 podemos observar la comparación entre el amortiguador original y la barra de empuje.

*Figura 2.13 Barra de empuje y amortiguador*



Modificación de amortiguador a barra de empuje, Fuente: Leandro Ruiz

En el otro extremo de la barra de empuje, se colocó el terminal del buje rotativo, roscado de manera similar con su contratuerca para asegurarlo. Este enfoque nos permitió tener una barra de empuje que no modifica ningún elemento original de la suspensión. Con las medidas del buje, se procedió a armar el balancín, soldando las dos láminas mediante un bocín de bronce para garantizar resistencia y durabilidad. Este proceso meticuloso asegura la integración efectiva de los componentes modificados en el sistema de suspensión original, manteniendo un equilibrio entre la funcionalidad y la mejora de rendimiento.

## **2.5 Proceso de ensamble**

Una vez completas todas las piezas necesarias, se procede al ensamblaje del sistema. La metodología utilizada consistió en desmontar la suspensión derecha para sustituir el amortiguador con la barra de empuje. Antes de fijar la barra, se colocó sobre una base

de madera, revelando un método altamente efectivo para el montaje y desmontaje del sistema. Una vez ubicada la barra de empuje con su terminal en la cajuela, se inicia el proceso de ensamblaje conectando el amortiguador en su base, vinculando el balancín a su punto fijo y al terminal de la barra de empuje. Con todos los elementos conectados, la barra se dirige hacia el amortiguador y, mediante un gato hidráulico, se acerca el balancín mientras se eleva el brazo de suspensión. Una vez centrado, se acopla con pasadores. En este punto, con el lado derecho acoplado, el vehículo se baja al suelo para realizar pruebas de muelleo. Al tener a una persona en los asientos traseros saltando, se confirma el funcionamiento inicial del sistema. Luego, se procede a ajustar la altura desde la barra de empuje, logrando la altura deseada después de varias correcciones.

Con la configuración completa en el lado derecho, se replica el proceso en el lado izquierdo, manteniendo la misma altura de la barra de empuje y amortiguador. Una vez todo asegurado, se eleva el vehículo y se verifica el funcionamiento de manera similar a la prueba anterior. Se baja el vehículo al suelo y se observa estáticamente en busca de cualquier comportamiento anómalo. El sistema supera las expectativas y funciona de manera óptima. La conexión al compacto del vehículo se realiza con 14 pernos M8, asegurando un ensamblaje correcto.

En este punto, se identifica que la geometría está determinada por la posición de la rótula y el balancín. Para ajustar milimétricamente estos elementos, se realizan ajustes manuales, observando cambios notables en las ruedas. Para mantener estos elementos en una posición específica, se fabrican centradores de nylon, diseñados exclusivamente para cada zona de trabajo, desde el buje hasta el balancín. Para instalar los centradores, se desmonta completamente el sistema, aprovechando el desmontaje para pintar las piezas y aplicar anticorrosivo en las áreas perforadas en el compacto. Una vez seco y con los centradores precisos, se realiza el ensamblaje definitivo observado en la Figura 2.6 y se somete al sistema a una prueba de ruta exhaustiva.

*Figura 2.14 Suspensión push rod para Fiat Uno*



Ensamble Final, Fuente: Leandro Ruiz

## **CAPITULO 3**

### **PRUEBAS Y AJUSTES FINALES**

#### **3.1 Pruebas y ajustes iniciales**

Tras la primera prueba de ruta, se identificó una notable falta de movilidad en el sistema, evidenciando una rigidez extrema. Posterior al análisis minucioso del sistema, se identificó que el problema principal radicaba en un ajuste excesivo de los pasadores durante el último ensamble. Este ajuste excesivo resultó en un bloqueo completo del movimiento del sistema. Para abordar esta situación, se llevó a cabo una exhaustiva revisión y se procedió a realizar una segunda prueba de ruta. Aunque el sistema se volvió a habilitar, su desempeño no cumplía completamente con las expectativas; persistía una sensación de rigidez notable. Para corregir esta limitación, se inició la modificación de la configuración del amortiguador, interviniendo tanto en la altura del mismo como en la dureza del amortiguador. A pesar de estos esfuerzos, no se observaron cambios significativos en el comportamiento del sistema. Este resultado plantea la necesidad de una revisión más profunda para abordar los factores subyacentes y optimizar la configuración del amortiguador, asegurando así un rendimiento óptimo y la correcta adaptación del sistema a las condiciones variables de la ruta. La iteración precisa y la evaluación detallada son esenciales en este proceso para garantizar la mejora continua del sistema de suspensión.

##### **3.1.1 Pruebas con la ballesta**

Después de exhaustivas pruebas, se logró determinar que el vehículo aún conservaba su sistema elástico original, compuesto por los muelles de láminas, es decir, funcionaba con un doble sistema elástico que contrarrestaba la operación de los nuevos muelles helicoidales. Con el objetivo de evaluar y optimizar el confort, se procedió a desarmar el paquete de tres hojas del sistema de láminas y se dejó con una sola hoja. En esta etapa, se llevaron a cabo diversas pruebas, ajustando el recorrido del amortiguador tanto a su tamaño máximo como mínimo. Posteriormente, se exploraron configuraciones mixtas,

variando la dureza del amortiguador. Finalmente, se realizaron estas configuraciones con carga, es decir, con el vehículo alcanzando su máxima capacidad de ocupantes con cinco adultos a bordo. En este punto, se logró una conducción notablemente confortable. Posteriormente, se retiró por completo la ballesta, repitiendo las pruebas en la misma secuencia. Los resultados revelaron una conducción ligeramente rígida con 1 a 2 ocupantes, la cual experimentó un cambio drástico al transportar a 3 ocupantes. Con estos hallazgos, se concluye que el muelle helicoidal seleccionado presenta una rigidez considerable para un vehículo de peso liviano. Este análisis detallado del sistema elástico permite no solo comprender su comportamiento en diversas condiciones, sino también aprender en qué condiciones se comporta mejor.

### **3.2 Ajustes finales**

Una vez determinados los modos óptimos y escenarios de funcionamiento para lograr una suspensión confortable, procedemos a realizar una alineación exhaustiva. En esta etapa del proyecto, nos encontramos con el desafío de corregir el camber posterior, un aspecto crítico que se volvía intratable. Sorprendentemente, se identifica que el diseño de la ballesta, con su carga de peso, estaba generando un camber innecesario, lo cual resultaba perjudicial al quedarse en esa posición como la única forma de funcionar. La solución a este inconveniente fue la aplicación de un tratamiento de templado en la parte posterior, donde se corrigió el ángulo caído de la rueda. En este proceso se contrató un taller profesional que contaba con un centro de colisiones donde poseían una cama de templado llamado comúnmente.

El camber: El camber se refiere a la inclinación vertical de las ruedas en relación con la vertical, cuando se ve desde el frente o detrás del vehículo.

Convergencia: La convergencia se refiere al ángulo hacia adentro o hacia afuera de las ruedas delanteras cuando se ven desde arriba, es decir, si las ruedas están más cerca en la parte frontal o trasera que en la parte superior.

Convergencia total: Es el ángulo que se genera entre las dos ruedas

*Tabla 1 Antes y después del templado para corrección de camber*

	ANTES		DESPUÉS	
	IZQUIERDA	DERECHA	IZQUIERDA	DERECHA
CAMBER	1°30	1°55	0°25	-0°32
CONVERGENCIA	0°20	-0°20	0°50	-0°43
CONVERGENCIA TOTAL	0°20		0°47	

Posteriormente, se puede observar en la Tabla 1 que el camber fue corregido con éxito, lastimosamente posee un ángulo de convergencia no deseado así que se procede con una alineación con precisión todos los ángulos de los cuatros neumáticos que contribuye a la geometría de la suspensión posterior, de esta manera asegurando un ajuste perfecto como se observa en la Tabla 2.

*Tabla 2 Alineación y comparación con los rangos recomendados por el software*

	ALINEACIÓN		RECOMENDACIÓN	
	IZQUIERDA	DERECHA	IZQUIERDA	DERECHA
CAMBER	0°47	-0°14	0°45 a -0°45	0°45 a -0°45
CONVERGENCIA	0°9	0°11	0°15 a -0°15	0°15 a -0°15

CONVERGENCIA TOTAL	-0°1	0°
-----------------------	------	----

Una vez completadas estas correcciones y afinaciones en la suspensión, se somete al sistema a pruebas rigurosas, enfrentando terrenos irregulares y recorridos extensos de hasta 200 km. Los resultados fueron notables, ya que el automóvil demostró una agilidad y estabilidad mejoradas significativamente. A pesar de la carga por el largo recorrido, el camber innecesario ya no se manifiesta, y la interacción entre la bóveda de rueda y el neumático se ha optimizado para evitar rozamientos. Los muelles helicoidales cumplen ahora su función de manera espectacular, destacando la eficiencia y el rendimiento mejorado de la suspensión. Este proceso meticuloso y las innovaciones implementadas han elevado notablemente el desempeño y la comodidad del vehículo en diversas condiciones de manejo.

### **3.3 Análisis y comparación de los datos con la sensación del automóvil**

En este vehículo se encontró con error de diseño en la suspensión posterior al realizar los cálculos para determinar el peso soportado por el muelle de láminas por lo que se puede concluir que el vehículo no fue diseñado para soportar más de 321 kg y solo el tren posterior pesa 315 kg sin tomar en cuenta la función de los amortiguadores.

En cambio, al calcular lo que puede llegar a soportar solo en los muelles helicoidales es de 773.63 Kg el cual es una diferencia clara y así solucionar el problema de alineación al sobrepasar el límite de carga con las ballestas también hay que tomar en cuenta que el peso que se lleve en la parte posterior será distribuido por el balancín aliviando la carga que soportará el amortiguador y el muelle.

El sistema push rod al funcionar con la geometría de un triángulo el sistema al oscilar distribuye la fuerza desde el neumático hacia el amortiguador y al punto fijo de la base

del balancín. De esta manera el anclaje de la barra soportará toda la fuerza generada en el sistema. La resistencia al corte se calcula con el 60% de la resistencia a la tracción esto aplica solo para pernos de acero. En la ficha técnica de los pernos usados se denota que su resistencia máxima a la tracción es de  $1220 \text{ N/mm}^2$  para los pernos Allen utilizado en el anclaje por lo tanto los elementos de sujeción están correctamente elegidos y distribuidos. También entra en un rango de seguridad ya que es el esfuerzo cortante que emite en reposo es decir que al ir a velocidad y ante cualquier irregularidad el sistema va a soportar perfectamente.

## CONCLUSIONES

- El análisis del mecanismo de la suspensión original en conjunto con la construcción de la maqueta permitió determinar las dimensiones y desplazamientos de cada elemento del sistema, lo que permitió determinar los respectivos diagramas para el cálculo de fuerzas.
- Es necesario conocer la deformación elástica de las hojas de suspensión y del resorte helicoidal permiten completar los diagramas de cuerpo libre para seleccionar los materiales a utilizar en la construcción de las bases para la implementación del sistema push-rod.
- Mediante un método experimental se realizan ajustes manuales al diseño inicial de las piezas fabricadas, posteriormente se procede a mejorar la movilidad y ajustes mecánicos para que el funcionamiento del sistema sea de la manera más adecuada.
- El cambio del sistema de suspensión trajo consigo unas cuantas modificaciones realizadas en el sistema de suspensión posterior, incluyendo ajustes en la configuración del amortiguador como la posición en este caso se lo ubica de manera horizontal y es activado con la barra de empuje a través del balancín, la corrección del camber mediante templado y eliminación de la ballesta.
- El proceso de pruebas se llevado a cabo en terrenos irregulares y recorridos extensos de hasta 200 km. Esto fue fundamental para evaluar de manera exhaustiva y empírica el rendimiento del sistema tras las significativas modificaciones implementadas debido al comportamiento del vehículo. Este enfoque permitió no solo identificar mejoras sustanciales en la agilidad y estabilidad del vehículo, sino también destacar áreas específicas que requerían ajustes finales. La realización de una alineación exhaustiva ha sido un paso crítico para asegurar un funcionamiento óptimo del sistema de suspensión.

## RECOMENDACIONES

- Al utilizar un muelle helicoidal de alto desempeño que de esta manera asegura el contacto con la superficie en condiciones extremas, se recomienda utilizar otro muelle con un coeficiente de rigidez más bajo para completar una conducción más suave al momento de ir solo en el vehículo.
- Se recomienda cambiar el amortiguador por uno que tenga un vástago más grande ya que al estar diseñado para una conducción más citadina su límite de compresión y extrusión es muy bajo si se desea aumentar este rango cambiar el vástago de 8cm por uno de 15cm
- Al ser una suspensión que siempre está trabajando al momento de la conducción se recomienda construirle un protector para evitar que cualquier objeto se llegue a situar en los resortes o el sistema en general.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

ADAMS, H. (1992). CHASSIS ENGINEERING: CHASSIS DESIGN, BUILDING & TUNING FOR HIGH PERFORMANCE CARS. PENGUIN.

ALCALÁ, J. R. R., SARMIENTO, C. E. V., Y GRANJA, A. V. (2016). ANÁLISIS DINÁMICO DE LA SUSPENSIÓN PULL-ROD Y PUHSROD PARA EL VEHÍCULO ELÉCTRICO TIPO MONOPLAZA.

ARZOLA DE LA PEÑA, N., Y CASTRO-TORRES, C. A. (2019). ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UNA SUSPENSIÓN DE VEHÍCULO INDEPENDIENTE DE DOBLE HORQUILLA. REVISTA LOGOS CIENCIA & TECNOLOGÍA, 11 (2), 10–33.

BETANCOURT, E. (2011A). DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO MONO PLAZA TIPO FORMULA SENA. MEDELLÍN, COLOMBIA.

BOLÍVAR OSORIO, F. J., BEJARANO GAITÁN, G., Y GÓMEZ BOTERO, M. A. (2013). INFLUENCIA DE LOS RECUBRIMIENTOS DÚPLEX SOBRE LAS PROPIEDADES MECÁNICAS Y RESISTENCIA AL DESGASTE DEL ACERO AISI 4140 BONIFICADO. REVISTA EIA (19), 151–160.

CALDERÓN CONCHA, J. F. (2014). ESTUDIO COMPARATIVO DE LA SOLDABILIDAD EN ACEROS (ASTM A36, A588 Y A572) MEDIANTE EL PROCESO FCAW (B.S. THESIS). QUITO, 2014.

CÁRDENAS DÍAZ, R. H. (2013). SIMULACIÓN CON SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS DE LA CORONA Y FALDA DEL PISTON MAHLE, BIELA Y BULON DE LAS UNIDADES ALLEN 8S37G.

ESTÉVEZ CISNEROS, J. M., Y VALLEJOS MORILLO, G. A. (2022). ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO CINEMÁTICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN AL MODIFICAR LA ALTURA DEL VEHÍCULO (B.S. TESIS).

FORONDA SÁNCHEZ, C. S. (2013). DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE PARA UN VEHÍCULO DE CHASIS TUBULAR TIPO BUGÍ.

GALBARRO, H. R. (31 DE OCTUBRE DE 2023). INGEMECÁNICA. OBTENIDO DE INGEMECÁNICA: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>

GUTIÉRREZ CHÁVARRY, D. E. (2019). EFECTO DE TRES PORCENTAJES DE FIBRA NYLON DE CÁÑAMO EN LA RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN Y FLEXIÓN DEL ADOBE COMPACTADO.

ÍÑIGUEZ, F., Y COLS. (2013). IMPLEMENTACIÓN DE UNA SUSPENSIÓN NEUMÁTICA CON CONTROL EN UN VEHÍCULO (B.S. TESIS). QUITO, 2013.

LEGÓN, M., CAMERO, S., BISBAL, R., Y RIVERA, E. (S.F.). CARACTERIZACIÓN MICRO ESTRUCTURAL DE BRONCES DE ALTO ESTAÑO Y BRONCES DE ALTO PLOMO OBTENIDOS MEDIANTE EL PROCESO.

MARTIN, J. C. (1997). MECÁNICA DEL AUTOMÓVIL ACTUAL. REVERTE.

MARTÍNEZ OBANDO, M. V. (2012). IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN MCPHERSON CON PLAN DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ. (B.S. TESIS). ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO.

ORO VIO ASTUDILLO, M. (2010). TECNOLOGÍA DEL AUTOMÓVIL. EDICIONES PARANINFO, SA.

PARK, S.-J., Y SOHN, J.-H. (2012). EFFECTS OF CAMBER ANGLE CONTROL OF FRONT SUSPENSION ON VEHICLE DYNAMIC BEHAVIORS. JOURNAL OF MECHANICAL SCIENCE AND TECHNOLOGY, 26, 307–313.6

REVISTA SENNOVA: REVISTA DEL SISTEMA DE CIENCIA, TECNOLOGÍA E INNOVACIÓN, 2(2), 110–131.

SALINAS ALBERTERIS, D. (2014). DETERMINACIÓN DE LAS VELOCIDADES DE ALIMENTACIÓN Y SOLDADURA EN FUNCIÓN DE LOS PARÁMETROS ENERGÉTICOS DEL ARCO ELÉCTRICO EN LOS ELECTRODOS E-6013 (TESIS DE MASTER NO PUBLICADA). UNIVERSIDAD DE HOLGUÍN, FACULTAD DE INGENIERÍA, DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA . . .

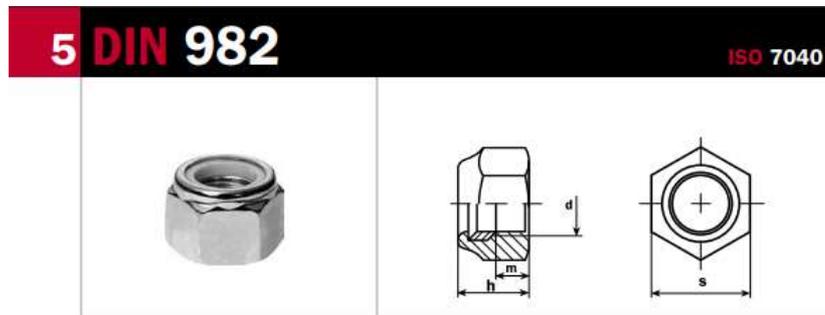
SAN MARTIN SAN MARTIN, I. (2020). DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERO INDEPENDIENTE.

SANTOS GALIANO, A. (2012). DISEÑO DE VEHÍCULO KARTING CON UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

SUGGS, C., ABRAMS, C., Y STIKELEATHER, L. (1969). APPLICATION OF A DAMPED SPRING-MASS HUMAN VIBRATION SIMULATOR IN VIBRATION TESTING OF VEHICLE SEATS. *ERGONOMICS*, 12 (1), 79–90.



## Ficha técnica de pernos Allen y tuercas de seguridad



Prevailing torque type hexagon nuts with non-metallic insert - High type  
 Ecrous hexagonaux de sécurité avec anneau nylon - Type haut

### Tuercas hexagonales de seguridad con anillo plástico - Tipo alta

d	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
p	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3
s	8	10	13	17/16*	19/18*	22/21*	24	27	30	32/34*	36
h	6,3	8	9,5	11,5	14	16	18	20	22	25	28

Peso/Weight 1000 ufd. kg											
	1,400	3,100	6,000	11,70	16,60	21,00	37,80	51,60	68,00	86,00	127,00

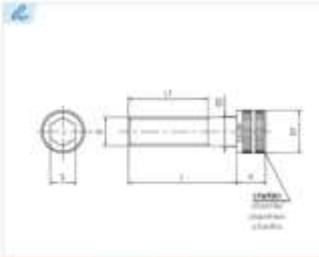
\*Tamaño según norma ISO/Size as per ISO standard

#### CALIDADES / GRADES:

ST	5	6	8	10	12	C15	A2	A4
----	---	---	---	----	----	-----	----	----



**ISO 4762 (DIN 912)**



**Tornillo de cabeza cilíndrica con hexágono interior**  
 Socket head cap screw  
 Vis à six pans creux tête cylindrique  
 Parafuso de cabeça cilíndrica com costurada interior

**Acero aleado de alta resistencia**  
 Heat treated alloy steel  
 Acier alia haute résistance  
 Liga de aço de alta resistência

**Calidad: 12.9**      **Normas ISO 898-1**  
 Property class: 12.9      Standards ISO 898-1  
 Classe: 12.9      Normas ISO 898-1  
 Classe de resistência: 12.9      Normas ISO 898-1

**Holo-Code: M5 - M36**

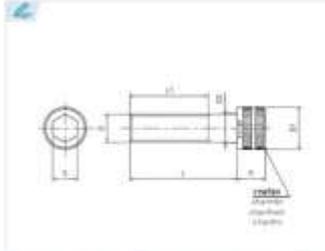
D	M5 (x1,50)	M6.3 (x1,50)	M8 (x1,50)	M10 (x1,50)	M12 (x1,50)	M16 (x1,50)	M20 (x1,50)	M25 (x1,50)	M30 (x1,50)
D1 (max.)	3,8	4,5	5,68	7,22	8,72	10,22	13,27	16,27	18,27
D2 (max.)	2,8	3,1	3,6	4,7	5,7	6,8	9,2	11,2	13,7
K (max.)	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
S nom.	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
L1* (min.)	16	17	18	20	22	24	28	32	36
Sección (área mm²)	2,07	3,39	5,03	8,78	14,2	20,1	36,6	58	84,3
	0,69	1,43	2,48	5,85	12,0	20,3	48,8	97,5	165
L	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M25
	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M25	M30
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M25	M30	M35
	M8	M10	M12	M16	M20	M25	M30	M35	M40
	M10	M12	M16	M20	M25	M30	M35	M40	M45
	M12	M16	M20	M25	M30	M35	M40	M45	M50
		M18	M22	M28	M35	M42	M50	M55	M60
		M20	M25	M32	M40	M48	M56	M63	M70
		M25	M32	M40	M48	M56	M63	M70	M75
		M30	M38	M48	M56	M63	M70	M75	M80
		M35	M45	M56	M63	M70	M75	M80	M85
		M40	M50	M63	M70	M75	M80	M85	M90
		M45	M56	M70	M75	M80	M85	M90	M95
		M50	M63	M75	M80	M85	M90	M95	M100
		M60	M75	M90	M95	M100	M105	M110	M115
		M70	M85	M105	M110	M115	M120	M125	M130
		M80	M100	M120	M125	M130	M135	M140	M145
		M90	M110	M135	M140	M145	M150	M155	M160
		M100	M120	M150	M155	M160	M165	M170	M175
		M110	M135	M170	M175	M180	M185	M190	M195
	M120	M150	M190	M195	M200	M205	M210	M215	
	M130	M165	M210	M215	M220	M225	M230	M235	
	M140	M180	M225	M230	M235	M240	M245	M250	
	M150	M195	M240	M245	M250	M255	M260	M265	
	M160	M210	M255	M260	M265	M270	M275	M280	
	M170	M225	M270	M275	M280	M285	M290	M295	
	M180	M240	M280	M285	M290	M295	M300	M305	
	M190	M255	M290	M295	M300	M305	M310	M315	
	M200	M270	M300	M305	M310	M315	M320	M325	
	M210	M285	M310	M315	M320	M325	M330	M335	
	M220	M300	M320	M325	M330	M335	M340	M345	
	M230	M315	M330	M335	M340	M345	M350	M355	
	M240	M330	M340	M345	M350	M355	M360	M365	
	M250	M345	M350	M355	M360	M365	M370	M375	
	M260	M360	M360	M365	M370	M375	M380	M385	
	M270	M375	M370	M375	M380	M385	M390	M395	
	M280	M390	M380	M385	M390	M395	M400	M405	
	M290	M405	M390	M395	M400	M405	M410	M415	
	M300	M420	M405	M410	M415	M420	M425	M430	

**Ref. ?**  
 ejemplo Ref. = H912-XX-XXX  
 ejemplo      D    L  
 ejemplo      Mx20  
 ejemplo      Ref. = H912-6-20





ISO 4762 (DIN 912)



**Tomillo de cabeza cilíndrica con hexágono interior**  
Socket head cap screw  
Vis à tête cylindrique à hexagone intérieur  
Parafuso de cabeça cilíndrica com hexágono interior

**Acero aleado de alta resistencia**  
Heat treated alloy steel  
Acier alé haute résistance  
Liga de aço de alta resistência

**Calidad: 12.9**  
Property class: 12.9  
Classe: 12.9  
Classe de resistência: 12.9

**Normas ISO 898-1**  
Standards ISO 898-1  
Normas ISO 898-1  
Normas ISO 898-1

**Holo-Code: M5 - M36**

Ø	M2 (x1,40)	M2,5 (x1,58)	M3 (x1,39)	M4 (x1,57)	M5 (x1,67)	M6 (x1,92)	M8 (x1,39)	M10 (x1,58)	M12 (x1,75)
D1 (max.)	3,6	4,5	5,68	7,22	8,72	10,22	13,27	16,27	18,27
D2 (max.)	2,6	3,1	3,6	4,7	5,7	6,8	9,2	11,2	13,7
K (max.)	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
S (nom.)	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
L1* (mm.)	10	17	18	20	22	24	28	32	30
Sección (Øx mm²)	2,97	3,39	5,09	8,78	14,2	20,1	36,6	58	84,3
$\frac{L}{D}$	0,69	1,43	2,46	5,85	12,0	20,3	48,8	97,5	165
	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M25
	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M25	M30
	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M25	M30	M36
	M8	M10	M12	M16	M20	M25	M30	M36	M45
	M10	M12	M16	M20	M25	M30	M36	M45	M55
	M12	M16	M20	M25	M30	M36	M45	M55	M60
		M20	M25	M30	M36	M45	M55	M65	M70
		M25	M30	M36	M45	M55	M65	M75	M80
		M30	M36	M45	M55	M65	M75	M85	M90
		M36	M45	M55	M65	M75	M85	M95	M100
		M45	M55	M65	M75	M85	M95	M105	M110
		M55	M65	M75	M85	M95	M105	M115	M120
		M65	M75	M85	M95	M105	M115	M125	M130
		M75	M85	M95	M105	M115	M125	M135	M140
		M85	M95	M105	M115	M125	M135	M145	M150
		M95	M105	M115	M125	M135	M145	M155	M160
		M105	M115	M125	M135	M145	M155	M165	M170
		M115	M125	M135	M145	M155	M165	M175	M180
		M125	M135	M145	M155	M165	M175	M185	M190
		M135	M145	M155	M165	M175	M185	M195	M200
		M145	M155	M165	M175	M185	M195	M205	M210
		M155	M165	M175	M185	M195	M205	M215	M220
		M165	M175	M185	M195	M205	M215	M225	M230
		M175	M185	M195	M205	M215	M225	M235	M240
		M185	M195	M205	M215	M225	M235	M245	M250
		M195	M205	M215	M225	M235	M245	M255	M260
		M205	M215	M225	M235	M245	M255	M265	M270
		M215	M225	M235	M245	M255	M265	M275	M280
		M225	M235	M245	M255	M265	M275	M285	M290
		M235	M245	M255	M265	M275	M285	M295	M300

**Ref. ?**  
ejemplo Ref. = M12-XXX-XXX  
Ø D L  
M12x20  
Ref. = M12-4-20





## TORNILLERÍA 12.9 DE ALTA RESISTENCIA

12.9 HIGH STRENGTH FASTENERS • VIS SERIE 12.9 A HAUTE RESISTANCE • PARAFUSOS 12.9 DE ALTA RESISTÊNCIA



**Resistencia a la tracción 1220 N/mm<sup>2</sup> min.**  
*Tensile strength*  
*Résistance à la rupture*  
*Resistência à tração*

**Temperaturas de uso -29° a +204°C**  
*Working temperatures*  
*Températures d'emploi*  
*Temperaturas de utilização*

**Dureza 39 HRC min.**  
*Hardness*  
*Dureté*  
*Dureza*

**Alargamiento mínimo a la ruptura 8%**  
*Minimum elongation at fracture*  
*Allongement minimum à la rupture*  
*Elongação mínima a ruptura*

**ES ES TS PT**

**Sección útil mm<sup>2</sup>**  
*Useful Section mm<sup>2</sup>*  
*Section utile mm<sup>2</sup>*  
*Seção útil mm<sup>2</sup>*

**Par de apriete recomendado**  
*Recommended tightening torque*  
*Couple de serrage recommandé*  
*Bruta de aperto recomendada*

**\* Los tornillos por arriba de la línea azul están totalmente roscados, por debajo de la línea disponen de roscas parciales según L1.**  
*\* According to L1, fasteners above the blue line are completely threaded while those below are partially threaded.*  
*\*\* Vis entièrement fileté par les dimensions au-dessus de la ligne, en partie en fileté par les dimensions en dessous de la ligne selon L1.*  
*\*\* Os parafusos acima da linha azul estão totalmente roscaés, abaixo da linha dispõem de rosca parcial conforme L1.*

**Cantidad en caja**  
*Box qty*  
*Boîte*  
*Quantidade de caixa*

x1	x25
x5	x50
x10	x100

M14 (x2,00)	M16 (x2,50)	M20 (x3,50)	M24 (x3,00)	M27 (x3,50)	M30 (x3,50)	M36 (x4,00)	M42 (x4,50)	M48 (x5,00)	Ø
21,33	24,33	30,33	36,39	40	45,39	54,46	63,46	72,46	D1 (max.)
15,7	17,7	22,4	26,4	30,4	33,4	39,4	45,6	52,6	D2 (max.)
14	16	20	24	27	30	36	42	48	K (max.)
12	14	17	19	19	22	27	32	36	S nom.
40	44	52	60	66	72	84	96	108	LT* (max.)
115	157	245	353	459	561	817	1.120	1.470	Sección útil mm <sup>2</sup>
265	413	825	1.425	2.008	2.775	4.875	7.536	11.545	
20	25	30	40	50	50	80	80	70	
25	30	35	45	60	60	90	90	80	
30	35	40	50	70	70	100	100	90	
35	40	45	55	80	80	110	110	100	
40	45	50	60	90	90	120	120	110	
45	50	55	65	100	100	130	130	120	
50	55	60	70	110	110	140	140	130	
55	60	65	75	120	120	150	150	140	
60	65	70	80	130	130	160	160	150	
65	70	75	90	140	140	170	170	160	
70	75	80	100	150	150	180	180	180	
75	80	90	110	160	160	200	200	200	
80	90	100	120	180	180	220	220	220	
85	100	110	130	200	200	240	240	240	
90	110	120	140	220	220	260	260	260	
100	120	130	150	240	240	280	280	280	
110	130	140	160	260	260	300	300	300	
120	140	150	180	280	280	340	340	320	
	150	160	200	300	300	360	360	340	
	160	180	220	320	320	380	380	360	
	180	200	240	340	340	400	400	380	
	200	220	260	360	360	420	420	400	
	210	240	280	380	380	440	440	420	
	220	260	300	420	420	460	460	440	
	230	280	320	440	440	480	480	460	
	240	300	340	460	460	500	500	480	
	250	320	360	480	480	520	520	500	
	260	340	380	500	500	540	540	520	
	280	400	400	520	520	560	560	540	
	300			540	540	580	580	560	
	320			560	560	600	600	580	
	340			580	580	620	620	600	

**M42 y M48 bajo consulta**  
*M42 & M48 upon request*  
*M42 et M48 sur demande*  
*M42 y M48 disponível sob consulta*



Peso del vehículo utilizando Balanza para vehículos PCE-WWSB8-S

