



MÁSTER EN INGENIERÍA PARA LA MOVILIDAD Y SEGURIDAD

TRABAJO FIN DE MÁSTER DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM

Autor: Íñigo Manrique Bautista

Director: Mariano Jiménez Calzado

Co-Director: Eduardo Fuster López

Madrid

Agosto de 2023

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
**DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM**

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el

curso académico 2022/23 es de mi autoría, original e inédito y

no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido

tomada de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Íñigo Manrique Bautista Fecha: 31/ 08/ 2023

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Mariano Jiménez Calzado Fecha: 31/ 08/ 2023

Fdo.: Eduardo Fuster López Fecha: 31/ 08/ 2023



MÁSTER EN INGENIERÍA PARA LA MOVILIDAD Y SEGURIDAD

TRABAJO FIN DE MÁSTER

DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM

Autor: Íñigo Manrique Bautista

Director: Mariano Jiménez Calzado

Co-Director: Eduardo Fuster López

Madrid

Agosto de 2023

Agradecimientos

Me gustaría expresar mi agradecimiento a mi director del proyecto, Mariano Jiménez Calzado, mi codirector, Eduardo Fuster López, y Mario Pardo por su ayuda y su apoyo a lo largo del desarrollo del proyecto.

En especial, al equipo ISC Formula Student Racing Team por darme la oportunidad aportar mi último granito de arena al proyecto en el que tanto he crecido profesional y personalmente.

DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM

Autor: Manrique Bautista, Íñigo.

Director: Jiménez Calzado, Mariano.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

La masa no suspendida tiene un impacto significativo en la optimización del rendimiento de un vehículo de competición en la pista. En este proyecto, se ha realizado el diseño de una mangueta de dirección delantera para un monoplace de Formula Student perteneciente al equipo ISC Racing Team. La mangueta diseñada muestra una reducción del 5% en su masa en comparación con su diseño anterior. Además, presenta una vida útil calculada de 4.3 temporadas, con un coeficiente de seguridad de 1.2.

Palabras clave: Mangueta de dirección; validación FEM; Modelo Cuarto de coche; Dinámica de vehículos

1. Introducción

La suspensión constituye una parte integral de la masa no suspendida, la cual ejerce una influencia significativa sobre el comportamiento dinámico del vehículo. La mangueta de dirección forma parte del sistema de suspensión y de su masa no suspendida. La optimización de la masa en estos elementos es crucial para mejorar tanto el rendimiento como el comportamiento del vehículo [1] [2]. En vehículos de competición, esta optimización conlleva una reducción en los tiempos por vuelta al disminuir el peso total, reducir el consumo de combustible y minimizar las dimensiones de componentes como el amortiguador o el componente elástico. Adicionalmente, esta disminución de masa contribuye a la reducción de las emisiones generadas por el vehículo.

2. Definición del Proyecto

El ISC define los siguientes requisitos para el diseño del conjunto de la mangueta:

1. Reducción de masa de un 5% con respecto al diseño previo.
2. Coeficiente de seguridad de 1.2 ante un caso de cargas especificado.
3. Vida útil de 3 temporadas.
4. Elección de rodamientos con sello.
5. Diseño modular que permita su reutilización.
6. Incorporación de un anclaje para un sensor de velocidad.

Adicionalmente, se debe tener en consideración la capacidad de ajuste de los reglajes.

3. Mangueta de dirección

En primer lugar, se establecieron dos metodologías de cálculo de los casos de carga ejercidas sobre la mangueta y sus condiciones de contorno. Seguidamente, se calcularon las fuerzas en la huella del neumático y en las barras de la suspensión a partir de las aceleraciones dadas por el ISC. Posteriormente, se seleccionaron los rodamientos de la mangueta utilizando el software SKF SimPro y se diseñó el conjunto de la mangueta en SOLIDWORKS.

Por último, se validó su comportamiento mediante análisis FEM con ANSYS con respecto a su resistencia, su respuesta modal y su resistencia a fatiga.

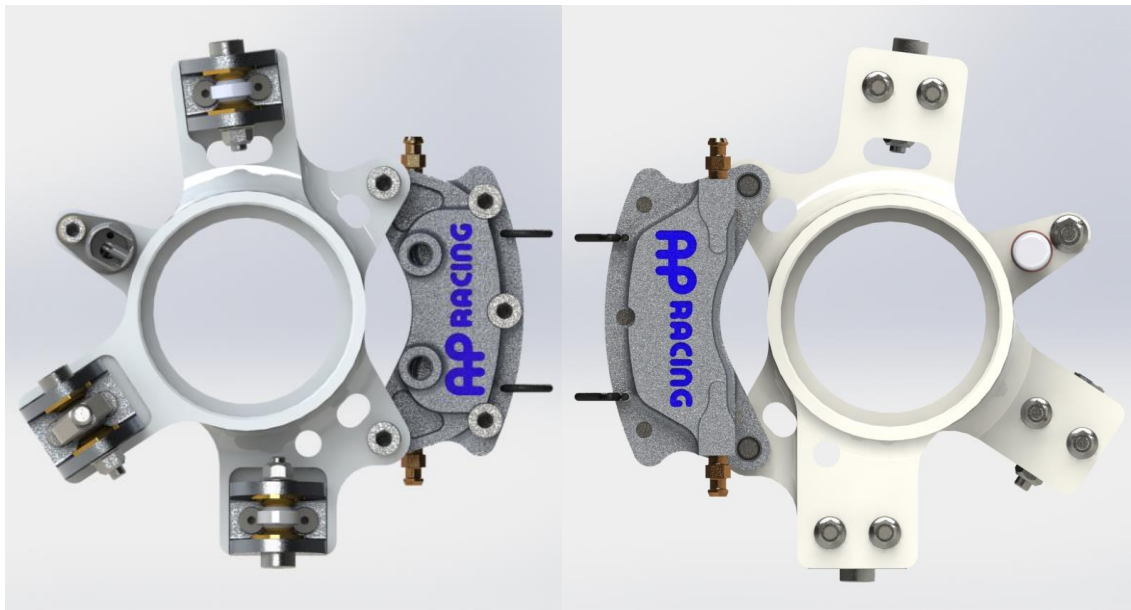


Figura 1. Mangueta Diseñada

4. Resultados

La mangueta incorpora un diseño modular que permite su reutilización y flexibiliza su capacidad de reglaje. Además, ofrece una reducción de más del 5% en masa con respecto a la mangueta del IFS-04. Su coeficiente de seguridad es de 1.2.

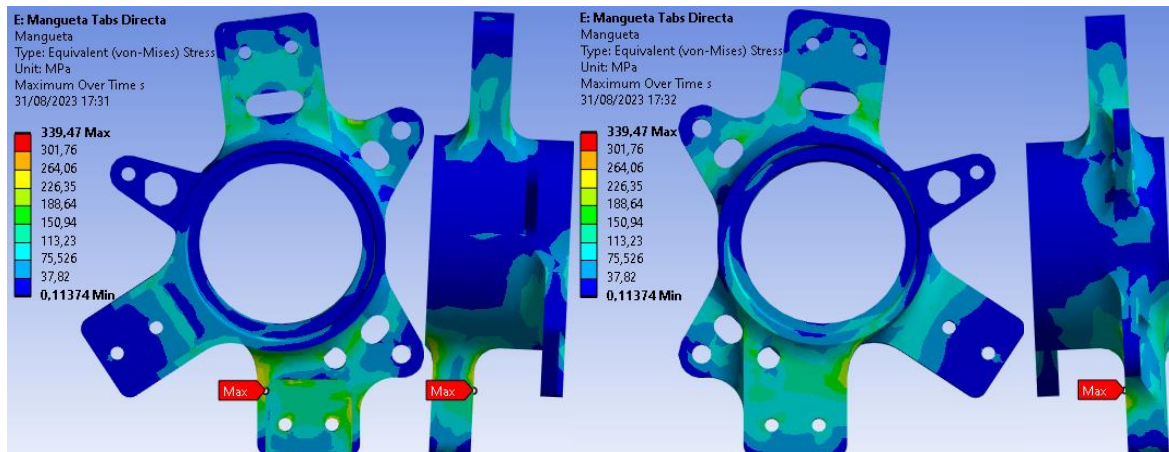


Figura 2. Análisis FEM Directo Mangueta

La frecuencia natural mínima de la mangueta es de 1375.9 Hz, notablemente mayor que la frecuencia de excitación generada por el contacto de la rueda con el asfalto [1].

Por último, la vida útil mínima del conjunto es 4.3 temporadas. La mangueta cumple con todos los objetivos exigidos por el ISC.

5. Conclusiones

En este trabajo se ha diseñado una mangueta de dirección para un monoplaza de Formula Student cumpliendo los objetivos especificados por el ISC Formula Student Racing Team. Posteriormente, se ha analizado su comportamiento mediante análisis FEM validando su resistencia, respuesta modal y resistencia a fatiga.

La mangueta diseñada ofrece una reducción de más del 5% en masa con respecto a la mangueta del IFS-04. Su coeficiente de seguridad mínimo es 1.23, superior al 1.2 exigido. La frecuencia natural mínima es 1375.9 Hz, notablemente mayor que la frecuencia de excitación generada por el contacto de la rueda con el asfalto. Y su vida útil mínima a fatiga 4.3 temporadas.

La mangueta tiene un diseño modular que permite su reutilización en futuros monoplazas con geometrías de suspensión similares y facilita la modificación de los reglajes.



Figura 3. Mangueta Fabricada

6. Referencias

[1] F. Scheibe and M. C. Smith, “Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive vehicle suspensions,” *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 47, no. 10, pp. 1229–1252, 2009, doi: 10.1080/00423110802588323.

[2] M. Gobbi and G. Mastinu, “Analytical description and optimization of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles,” *J. Sound Vib.*, vol. 245, no. 3, pp. 457–481, 2001, doi: 10.1006/jsvi.2001.3591.

DESIGN OF A STEERING UPRIGHT FOR AN FSAE PROTOTYPE. SIMULATION OF BEHAVIOR THROUGH FEM ANALYSIS

Author: Manrique Bautista, Íñigo.

Supervisor: Jiménez Calzado, Mariano.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

Unsprung mass has a significant impact on optimizing the performance of a competition vehicle on the track. In this project, the design of a front steering upright has been carried out for a Formula Student single-seater belonging to the ISC Racing Team. The designed upright exhibits a 5% reduction in its mass compared to its previous design. Furthermore, it has a calculated lifespan of 4.3 seasons, with a safety factor of 1.2.

Keywords: Steering upright; FEM Analysis; Quarter Car Model; Vehicle Dynamics

1. Introduction

The suspension constitutes an integral part of the unsprung mass, which exerts a significant influence on the dynamic behavior of the vehicle. The steering upright is part of the suspension system and its unsprung mass. Optimizing the mass of these components is crucial to enhance both vehicle performance and behavior [1] [2]. In competition vehicles, this optimization leads to reduced lap times by lowering overall weight, decreasing fuel consumption, and minimizing the dimensions of components like dampers or springs. Additionally, this mass reduction contributes to lowering emissions generated by the vehicle.

2. Project Definition

The ISC defines the following requirements for the upright assembly design:

1. 5% reduction in mass compared to the previous design.
2. Safety coefficient of 1.2 under specified load conditions.
3. Service life of 3 seasons.
4. Selection of bearings with seals.
5. Modular design to enable reusability.
6. Incorporation of an anchor point for a speed sensor.

Additionally, the adjustability of settings must be taken into consideration.

3. Steering Upright

Firstly, two calculation methodologies were established to determine the load cases exerted on the upright and its boundary conditions. Next, the forces on the tire contact patch and suspension bars were calculated based on the accelerations provided by the

ISC. Subsequently, the bearings for the upright were selected using SKF SimPro software, and the upright assembly was designed using SOLIDWORKS.

Finally, its behavior was validated through FEM analysis using ANSYS, assessing its strength, modal response, and fatigue resistance.

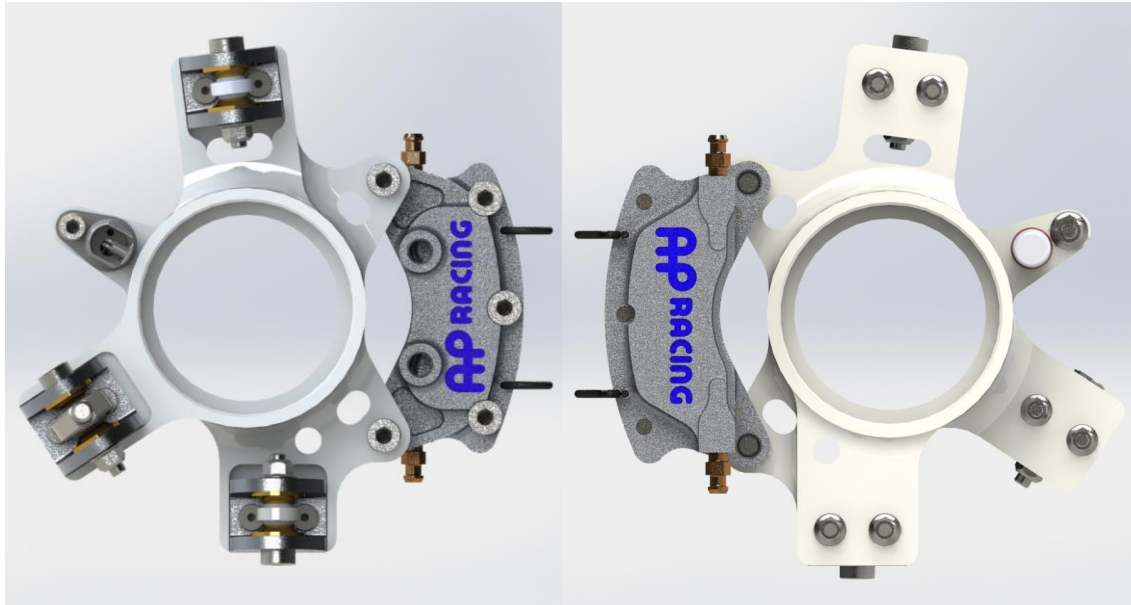


Figure 1. Designed Upright

4. Results

The upright incorporates a modular design that enables reusability and enhances its adjustability. Furthermore, it provides a mass reduction of over 5% compared to the IFS-04 upright. Its safety coefficient is 1.2.

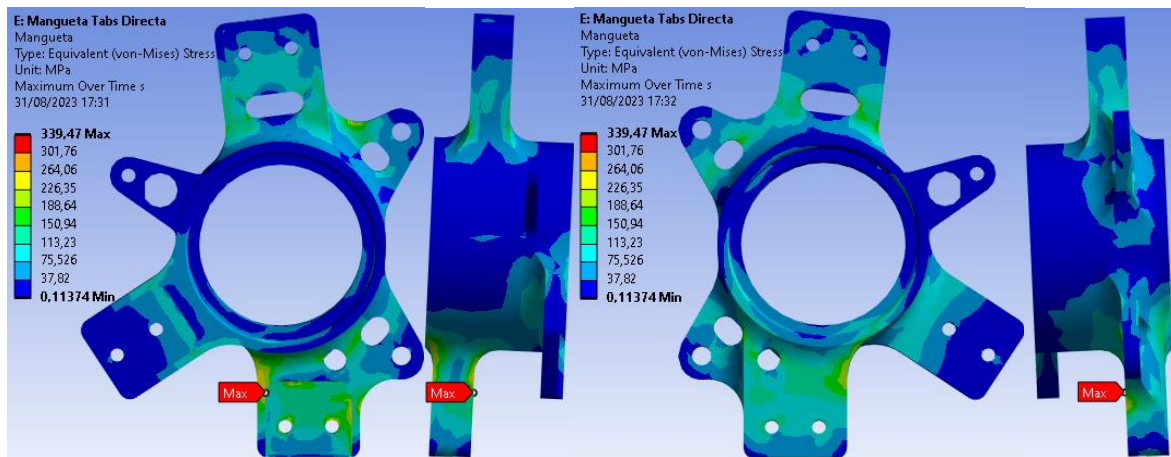


Figure 2. Upright Direct FEM Analysis

The minimum natural frequency of the upright is 1375.9 Hz, significantly higher than the excitation frequency generated by wheel contact with the asphalt [1].

Finally, the minimum service life of the assembly is 4.3 seasons. The upright meets all the objectives set by the ISC.

5. Conclusions

In this work, a steering upright has been designed for a Formula Student single-seater, meeting the objectives specified by the ISC Formula Student Racing Team. Subsequently, its behavior has been analyzed using FEM analysis to validate its strength, modal response, and fatigue resistance.

The designed upright offers a reduction of over 5% in mass compared to the IFS-04 upright. Its minimum safety factor is 1.23, surpassing the required 1.2. The minimum natural frequency is 1375.9 Hz, notably higher than the excitation frequency generated by wheel contact with the asphalt. Its minimum fatigue life is 4.3 seasons.

The upright features a modular design that allows for its reuse in future single-seaters with similar suspension geometries and facilitates adjustment modifications.



Figure 3. Manufactured Steering Upright

6. References

- [1] F. Scheibe and M. C. Smith, “Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive vehicle suspensions,” *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 47, no. 10, pp. 1229–1252, 2009, doi: 10.1080/00423110802588323.
- [2] M. Gobbi and G. Mastinu, “Analytical description and optimization of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles,” *J. Sound Vib.*, vol. 245, no. 3, pp. 457–481, 2001, doi: 10.1006/jsvi.2001.3591.

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	6
1.1 ISC.....	6
1.2 Formula Student	7
1.3 Masa no suspendida.....	7
1.4 M2S	8
Capítulo 2. Estado de la Cuestión	9
2.1 Sistema de Suspensión	9
2.2 Masa no suspendida.....	10
2.3 Doble Trapecio.....	11
2.4 Mangueta de dirección	13
Capítulo 3. Justificación.....	15
3.1 Modelo cuarto de coche	15
3.2 ISC Racing Team	18
Capítulo 4. Requerimientos ISC	19
4.1 Requerimientos y Objetivos	19
4.2 Condiciones de contorno	19
4.2.1 Directo.....	19
4.2.2 Inverso.....	28
4.3 Masa	33
4.4 Ciclos de carga	33
Capítulo 5. Diseño de la mangueta.....	35
5.1 Elección de rodamientos	36
5.2 Interfaces de anclaje	39
5.2.1 Sistema de suspensión y dirección.....	40
5.2.2 Pinza de freno.....	43
5.2.3 Sensor de velocidad.....	43
5.3 Diseño Final	44
Capítulo 6. Análisis FEM.....	45

6.1.1 Mallado	45
6.1.2 Nivel Tensional.....	46
6.1.3 Modal.....	48
6.1.4 Fatiga	49
Capítulo 7. Objetivos de desarrollo sostenible	52
Capítulo 8. Conclusiones y Trabajos Futuros	53
8.1 Trabajos futuros.....	54
Capítulo 9. Bibliografía.....	55
ANEXO I. Modelo Cuarto Coche	56
ANEXO II. Planos de fabricación	58
ANEXO III. Listado de componentes	65

Índice de figuras

Figura 1. IFS-04 AutoX FS Italy 2022	6
Figura 2. Suspensión delantera IFS-05	12
Figura 3. Mangueta de dirección delantera izquierda IFS-04	14
Figura 4. Modelo cuarto de coche[4].....	15
Figura 5. Desplazamiento de la masa no suspendida ante un escalón.....	16
Figura 6. Desplazamiento de la masa no suspendida ante un escalón.....	17
Figura 7. Desplazamiento de la masa suspendida ante un escalón.....	17
Figura 8. Puntos de anclaje restringidos	20
Figura 9. Condiciones de contorno Directo	21
Figura 10. Diagrama de cuerpo libre longitudinal IFS-05	24
Figura 11. Diagrama de cuerpo libre transversal IFS-05.....	25
Figura 12. Pinza de Freno APRacing CP4227-2S0.....	26
Figura 13. Condiciones de contorno Inverso	29
Figura 14. Barras Suspensión Delantera.....	30
Figura 15. Ejes de coordenadas	31
Figura 16. Trazado típico de una competición de Formula Student [5]	34
Figura 17. Mangueta de dirección original IFS-04.....	35
Figura 18. Modelo del conjunto Mangueta-Buje en SKF SimPRO	37
Figura 19. Mangueta de dirección delantera izquierda.....	39
Figura 20. Vista frontal y trasera Mangueta IFS-05	40
Figura 21. Anclaje de los trapecios y barra de dirección.....	41
Figura 22. Mangueta Configuración “2 Tabs”	42
Figura 23. Tornillo ISO 7379 (Izquierda) Tuerca DIN6927 (Derecha)	42
Figura 24. Anclaje de la pinza de freno	43
Figura 25. Anclaje del sensor de posición	43
Figura 26. Mangueta IFS-05.....	44
Figura 27. Geometría ANSYS (Izquierda) y Mallado (Derecha).....	45
Figura 28. Análisis FEM Directo Mangueta	46

Figura 29. Análisis FEM Directo Anclaje Trapecio Inferior.....	46
Figura 30. Análisis FEM Indirecto Mangueta	47
Figura 31. Análisis FEM Indirecto Anclaje Trapecio Inferior	47
Figura 32. Nivel tensional a fatiga método directo	50
Figura 33. Nivel tensional a fatiga método indirecto	51
Figura 34. Mangueta Fabricada	53

Índice de tablas

Tabla 1. Aceleraciones en tres ejes para los distintos escenarios	22
Tabla 2. Parámetros IFS-05	23
Tabla 3. Fuerzas en la huella de contacto del neumático	28
Tabla 4. Abreviaturas Barras Suspensión.....	30
Tabla 5. Fuerzas por cada barra de la suspensión.....	32
Tabla 6. Características del AL7075 T6.....	33
Tabla 7. Características de los rodamientos 7208 BE-2RZP.....	37
Tabla 8. Coeficiente de seguridad de los rodamientos	38
Tabla 9. Vida útil de los rodamientos.....	38
Tabla 10. Coeficientes de seguridad.....	48
Tabla 11. Aceleraciones en tres ejes para los distintos escenarios a fatiga	49
Tabla 12. Fuerzas en la huella de contacto del neumático a fatiga	49
Tabla 13. Fuerza por cada barra de la suspensión a fatiga	50
Tabla 14. Vida a fatiga	51

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 ISC

El equipo ISC Formula Student Racing Team pertenece a la asociación de estudiantes ICAI Speed Club de la Universidad Pontificia Comillas desde 2017. El equipo está formado por alumnos de todos los cursos de las facultades de ICAI, ICADE y CIHS con el objetivo de diseñar, fabricar y competir con un monoplace tipo Formula completamente eléctrico.

Este proyecto tiene como misión dar la oportunidad, a los alumnos de la universidad, de formar parte de un proyecto de ingeniería real donde poder formarse técnica y personalmente, pudiendo aplicar los conocimientos adquiridos durante la carrera y ofreciendo una primera experiencia profesional en un entorno de trabajo en equipo.

Durante la historia del equipo, más de 200 alumnos han participado en el proyecto en sus 5 temporadas. El esfuerzo, compromiso y pasión de todos han hecho posible competir, por primera vez, en las pruebas dinámicas de la competición celebrada en Italia en 2022.



Figura 1. IFS-04 AutoX FS Italy 2022

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

En este trabajo se desarrolla el diseño y validación de las manguetas de dirección del monoplaça IFS-05 para la temporada 2022-2023.

1.2 FORMULA STUDENT

La Formula Student es una competición internacional en la que equipos universitarios compiten, con monoplaças diseñados y fabricados en base una normativa común. Los distintos eventos se celebran en prestigiosos circuitos como Montmeló (España), RedBull Ring (Austria) y Hockenheim (Alemania).

Los equipos son evaluados, desde diferentes puntos de vista, en dos tipos de pruebas dentro de cada competición, las pruebas estáticas y las pruebas dinámicas.

- **Pruebas estáticas:** En esta fase se analiza el proceso de diseño de los diversos componentes y subsistemas del monoplaça. Además, se realiza una evaluación exhaustiva de la gestión de costes asociada a cada componente, junto con su proceso de fabricación y ensamblaje. Por último, se somete a evaluación un plan de negocios centrado en la estrategia de comercialización del monoplaça.
- **Pruebas dinámicas:** En esta etapa se evalúa el rendimiento del monoplaça en distintos escenarios dinámicos. Desde pruebas de aceleración, comportamiento en curvas y velocidad en una vuelta hasta su resistencia y eficiencia energética. Cada uno de estos aspectos contribuye a una comprensión completa del rendimiento del monoplaça en condiciones dinámicas variadas.

1.3 MASA NO SUSPENDIDA

La mangueta de dirección es un componente principal del sistema de dirección de un vehículo. Este componente tiene como función principal, transmitir los esfuerzos originados en el neumático a los brazos de la suspensión. Además de servir como punto de unión del sistema de dirección del vehículo, conectando el brazo de la dirección con la rueda delantera

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

permitiendo girar la rueda para dirigir el vehículo. Y del sistema de frenos, alojando un componente principal como la pinza de freno del vehículo.

La masa no suspendida de un vehículo tiene una relación directa y sensible con su comportamiento dinámico. La mangueta forma parte de esta masa junto los neumáticos, llantas, discos y pinzas de freno, brazos de la suspensión... Por lo que una reducción de peso en cualquiera de estos componentes puede marcar la diferencia en la pista.

En este contexto, el objetivo de este trabajo es diseñar una mangueta de dirección para posteriormente realizar su validación completa mediante análisis FEM (Método de Elementos Finitos). El análisis FEM es una técnica numérica utilizada para resolver problemas complejos de ingeniería. En este TFM, se utilizará esta técnica para validar la resistencia y rigidez de la mangueta ante diferentes cargas y condiciones de operación especificadas por el ISC para su próximo prototipo eléctrico, IFS-05.

1.4 M2S

Durante la realización de este Trabajo se han puesto en práctica conocimientos y habilidades adquiridas en el Máster en Motorsport, Movilidad y Seguridad de la Universidad Pontificia de Comillas ICAI.

En concreto, se han empleado los conocimientos de dinámica vehicular en el cálculo de los diferentes casos de carga para los que ha sido diseñada la mangueta. Además, de la valoración de las distintas geometrías de mangueta existentes en el mercado actualmente.

En el proceso de validación de la mangueta, se ha utilizado ANSYS como herramienta de análisis de elementos finitos para realizar los cálculos estático-estructurales ante los distintos casos de carga, la respuesta modal del conjunto y el cálculo de la vida útil a fatiga de la mangueta. En este proceso se han aplicado conocimientos y destrezas adquiridas en la asignatura de simulación multifísica.

Capítulo 2. ESTADO DE LA CUESTIÓN

2.1 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Los neumáticos son los únicos puntos de contacto de un vehículo con el asfalto. Como resultado, las fuerzas debidas a las aceleraciones que experimenta este vehículo son transmitidas por medio de los neumáticos. Por esta razón, asegurar un constante y correcto contacto del neumático con el asfalto es crucial en el diseño de un vehículo. Las variaciones de la huella de contacto del neumático tiene una relación directa con el confort, agarre y maniobrabilidad del vehículo [1].

El sistema de suspensión de cualquier vehículo tiene como principal objetivo controlar la huella de contacto del neumático y transmitir las fuerzas del vehículo a los neumáticos. Por ello, su diseño tiene una gran influencia en su comportamiento cinemático y dinámico. Los componentes de la suspensión deben tener un desplazamiento mínimo ante los distintos casos de carga para minimizar las variaciones geométricas que pueden modificar la huella del neumático y sus fuerzas de contacto.

Por otro lado, la masa total del vehículo tiene una relación directa con las fuerzas transmitidas por los neumáticos y con la cantidad de energía necesaria para acelerarlo. Una reducción de la masa permite reducir su consumo, reducir el tamaño de componentes como la mangueta y mejorar el comportamiento dinámico del vehículo.

La suspensión constituye una parte integral de la masa no suspendida, la cual ejerce una influencia significativa sobre el comportamiento dinámico del vehículo y las fuerzas que afectan a varios elementos de la suspensión, tales como el amortiguador y el elemento elástico. Entre los componentes que conforman esta masa no suspendida se encuentran la mangueta de dirección, la llanta, el buje, los rodamientos, el neumático y las pinzas de freno. Por lo tanto, la optimización de la masa en estos elementos es crucial para mejorar tanto el

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

rendimiento como el comportamiento del vehículo[2] [3]. En vehículos de competición, esta optimización conlleva una reducción en los tiempos por vuelta al disminuir el peso total, reducir el consumo de combustible y minimizar las dimensiones de componentes como el amortiguador o el componente elástico. Adicionalmente, esta disminución de masa contribuye a la reducción de las emisiones generadas por el vehículo.

2.2 MASA NO SUSPENDIDA

La masa no suspendida está formada por el conjunto de componentes de un vehículo que no están suspendidos directamente por el sistema de suspensión de un vehículo. Esto incluye las ruedas, neumáticos, frenos y otros elementos que se encuentran por debajo del elemento elástico de la suspensión.

El control de la masa no suspendida de un vehículo influye en la capacidad de respuesta de la suspensión. La masa no suspendida influye directamente en el tiempo de respuesta a las irregularidades de la superficie de la pista. Una reducción de esta masa permite controlar de manera más precisa la huella de contacto del neumático. A su vez, este control permite mejorar la agilidad del vehículo y la capacidad de frenada y aceleración de este. Resultando en una mejora significativa en competición.

Una masa no suspendida excesiva puede generar vibraciones y transmitir irregularidades de la superficie de la carretera al chasis del vehículo, lo que afecta tanto al confort del conductor como al rendimiento general. Minimizar la masa no suspendida puede contribuir a reducir las vibraciones no deseadas y mejorar la calidad de conducción.

En resumen, en el diseño de vehículos de competición, reducir la masa no suspendida es esencial para lograr un mejor rendimiento dinámico del vehículo. Sin embargo, durante el diseño de componentes optimizados en masa se debe analizar la penalización en la durabilidad y resistencia con el fin de asegurar su integridad ante las extremas condiciones de funcionamiento en competición.

2.3 DOBLE TRAPECIO

El IFS-05, como sus predecesores, utiliza una geometría de suspensión de doble trapecio con “pushrod”. Esta configuración es un diseño avanzado de suspensión utilizado en vehículos de alto rendimiento, como automóviles deportivos y vehículos de competición.

Este diseño de suspensión independiente utiliza dos brazos triangulares para conectar la mangueta al chasis del vehículo. Cada brazo se conecta a la mangueta en su parte superior e inferior permitiendo el giro de la misma alrededor del eje formado por ambos puntos de anclaje. Esto permite un mayor control sobre la geometría de la suspensión en todo su recorrido.

La “pushrod” es una varilla que transmite parte de las fuerzas de los neumáticos al muelle y el amortiguador, que generalmente se encuentran en un lugar más elevado en el chasis. En una suspensión de doble trapecio con pushrod, la “Pushrod” conecta la parte superior del brazo inferior a un balancín que a su vez está conectado al muelle y el amortiguador montados en el chasis. Estos componentes generalmente se encuentran en el interior de la carrocería.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

de competición donde se necesita maximizar el rendimiento, la suspensión de doble trapecio con pushrod ayuda a marcar la diferencia en pista.

2.4 MANGUETA DE DIRECCIÓN

La mangueta de dirección es un componente principal del sistema de dirección de un vehículo. Este componente tiene como función principal, transmitir los esfuerzos originados en el neumático a los brazos de la suspensión. Además de servir como punto de unión del sistema de suspensión, dirección y frenos del vehículo.

La mangueta debe tener un desplazamiento mínimo ante los distintos casos de carga para minimizar las variaciones geométricas que pueden modificar la huella del neumático y sus fuerzas de contacto.

La mangueta es el punto de unión común de distintos componentes del sistema de suspensión, dirección y frenos de un vehículo. En primer lugar, aloja en su interior los rodamientos del buje. El buje es el componente que tiene como función principal unir la llanta con la mangueta y el disco de freno permitiendo su giro y definiendo el eje de rotación de los neumáticos.

Con respecto al sistema de suspensión, une los trapecios de la suspensión formando un eje de rotación para permitir el giro de las ruedas con el fin de dirigir el vehículo. Para controlar el giro de las ruedas, se utiliza una barra de dirección que está unida a la cremallera del sistema de dirección y la mangueta. Por último, ancla la pinza de freno asegurando el correcto centraje del disco de freno con las pastillas.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*



Figura 3. Mangueta de dirección delantera izquierda IFS-04

Capítulo 3. JUSTIFICACIÓN

3.1 MODELO CUARTO DE COCHE

Uno de los modelos más empleados en la simulación del sistema de suspensión de un vehículo es el modelo de cuarto de coche. En este modelo se simplifica el sistema de suspensión al movimiento vertical de la masa suspendida y no suspendida.

El modelo está formado por dos masas, m_s y m_u , representando $\frac{1}{4}$ de la masa suspendida y la masa del conjunto de suspensión de 1 rueda respectivamente. Las masas están conectadas entre sí por un muelle con una constante de rigidez k_s y un amortiguador con una constante de amortiguamiento viscoso c_s . Adicionalmente, la masa no suspendida está unida al asfalto por un muelle con una constante de rigidez k_u simulando la elasticidad del neumático.

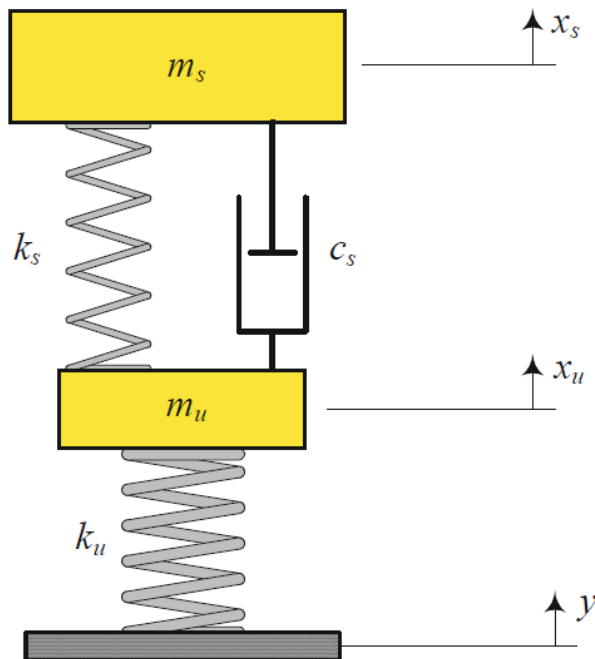


Figura 4. Modelo cuarto de coche[4]

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

Las ecuaciones diferenciales que gobiernan el movimiento de ambas masas se pueden observar a continuación:

$$m_s \cdot \ddot{x}_s + c_s \cdot (\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_s \cdot (x_s - x_u) = 0$$

$$m_u \cdot \ddot{x}_u + c_s \cdot (\dot{x}_u - \dot{x}_s) + (k_u + k_s) \cdot x_u - k_s \cdot x_s = k_u \cdot y$$

Utilizando MATLAB se ha modelado y resuelto el sistema de ecuaciones anterior con el método ODE45. El código desarrollado se puede encontrar en los anexos de este trabajo.

A continuación, se muestra la respuesta de la masa no suspendida y la masa suspendida ante un escalón de fuerza de 2000 N de un 1 segundo de duración, para una masa suspendida dada y una potencial reducción de un 10 y 20% de la masa suspendida original.

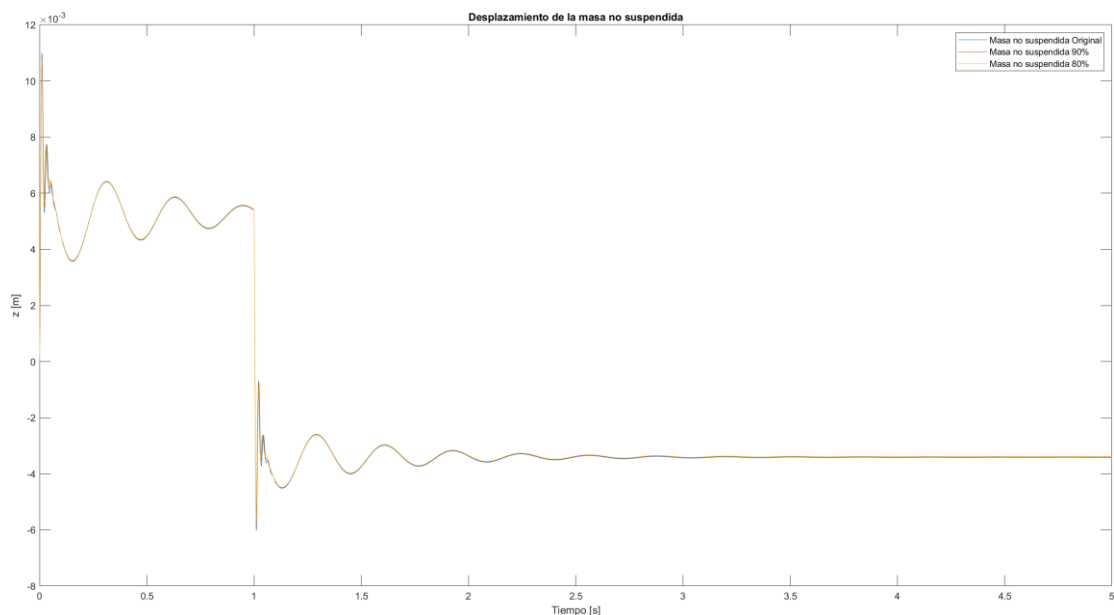


Figura 5. Desplazamiento de la masa no suspendida ante un escalón

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

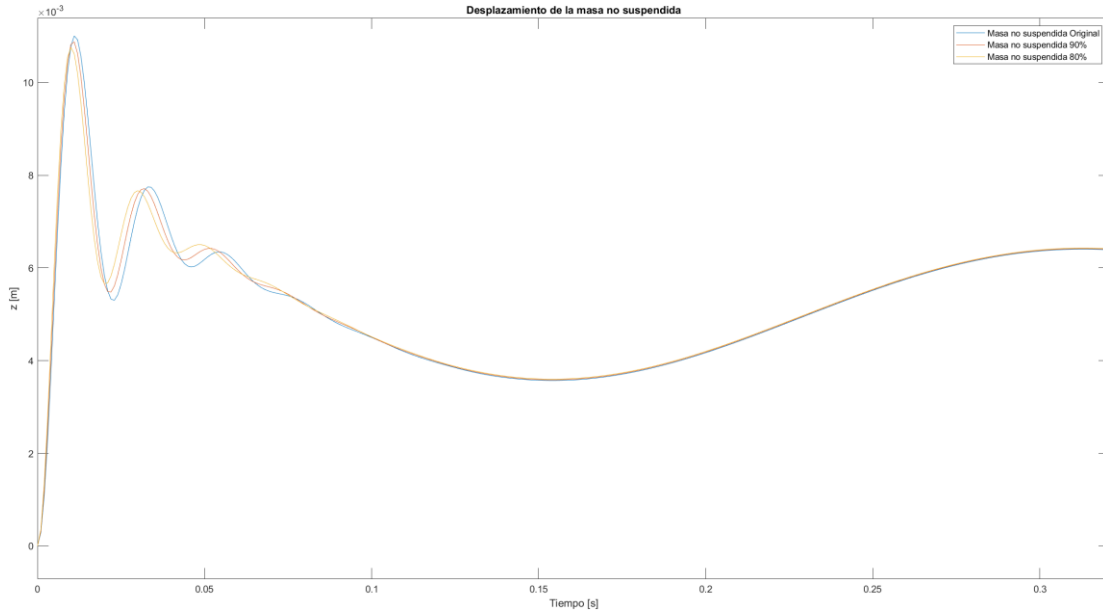


Figura 6. Desplazamiento de la masa no suspendida ante un escalón

Se puede observar una reducción en la amplitud de las oscilaciones y una mayor rapidez en el establecimiento de la oscilación para la masas no suspendidas con una reducción del 10 y 20%.

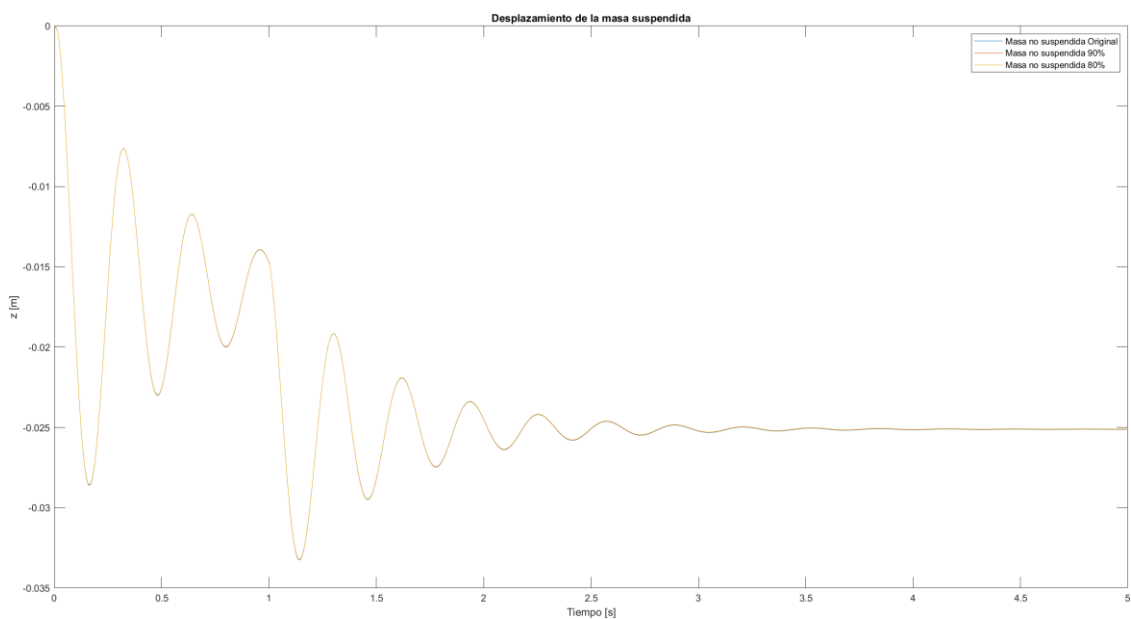


Figura 7. Desplazamiento de la masa suspendida ante un escalón

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

Por último, no se observan diferencias significativas en la respuesta de la masa suspendida.

La simulación realizada demuestra las ventajas explicadas anteriormente en la reducción de la masa no suspendida de un vehículo. Reduciendo la amplitud de las oscilaciones de la masa no suspendida y reduciendo su tiempo de establecimiento. Esto se traduce en un mejor control de la huella de contacto del neumático con el asfalto.

Por esta razón, en el diseño de la mangueta de dirección se optimizará la masa de esta asegurando su resistencia y resistencia a fatiga.

3.2 ISC RACING TEAM

El equipo ISC Racing Team de la Universidad Pontificia Comillas requiere un rediseño completo de la suspensión delantera para su próximo monoplaza, el IFS-05. El rediseño tiene como objetivo mejorar la dinámica del vehículo y reducir el peso de la masa no suspendida en un 5%. Además, la mangueta debe ser ajustable para poder utilizarse en futuros monoplazas.

La motivación principal de este trabajo es aportar mi último granito de arena al equipo del cual he tenido la suerte de pertenecer durante 4 años.

Capítulo 4. REQUERIMIENTOS ISC

En este capítulo se detallan los requerimientos de diseño especificado por el ISC para el diseño de la mangueta de dirección.

4.1 REQUERIMIENTOS Y OBJETIVOS

El ISC define los siguientes requisitos para el diseño del conjunto de la mangueta:

1. Reducción de masa de un 5% con respecto al diseño previo.
2. Coeficiente de seguridad de 1.2 ante un caso de cargas especificado.
3. Vida útil de 3 temporadas.
4. Elección de rodamientos con sello.
5. Diseño modular que permita su reutilización.
6. Incorporación de un anclaje para un sensor de velocidad.

Del mismo modo, el ISC define los siguientes objetivos a considerar durante el proceso de diseño:

1. Maximizar la capacidad de ajuste de los reglajes.
2. Flexibilidad ante modificaciones en la geometría de la suspensión.

4.2 CONDICIONES DE CONTORNO

El análisis FEM de la mangueta se ha realizado por dos métodos. El método directo y el método inverso. A continuación, se detallan las condiciones de contorno de ambos métodos.

4.2.1 DIRECTO

En el método directo, se establecen las fuerzas en el neumático y la pinza de freno como fuerzas remotas que actúan sobre los puntos de apoyo de los rodamientos y los puntos de sujeción de la pinza de freno, respectivamente. Estas fuerzas tienen su origen en la huella de

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

contacto del neumático con la superficie del asfalto, así como en el plano central del disco de freno en su diámetro efectivo.

4.2.1.1 Definición de grados de libertad

Las uniones a las barras de la suspensión están definidas por restricciones de desplazamiento remoto. Estos desplazamientos tienen su origen en el centro de la región esférica de las articulaciones que conectan los trapecios y las barras con la mangueta. Estos puntos representan los puntos de suspensión teóricos. Dado que estas uniones se realizan utilizando articulaciones esféricas (rótulas), los tres grados de libertad de rotación se mantienen libres. En cuanto a los tres grados de libertad de desplazamiento, se aplican condiciones específicas para cada punto de anclaje.

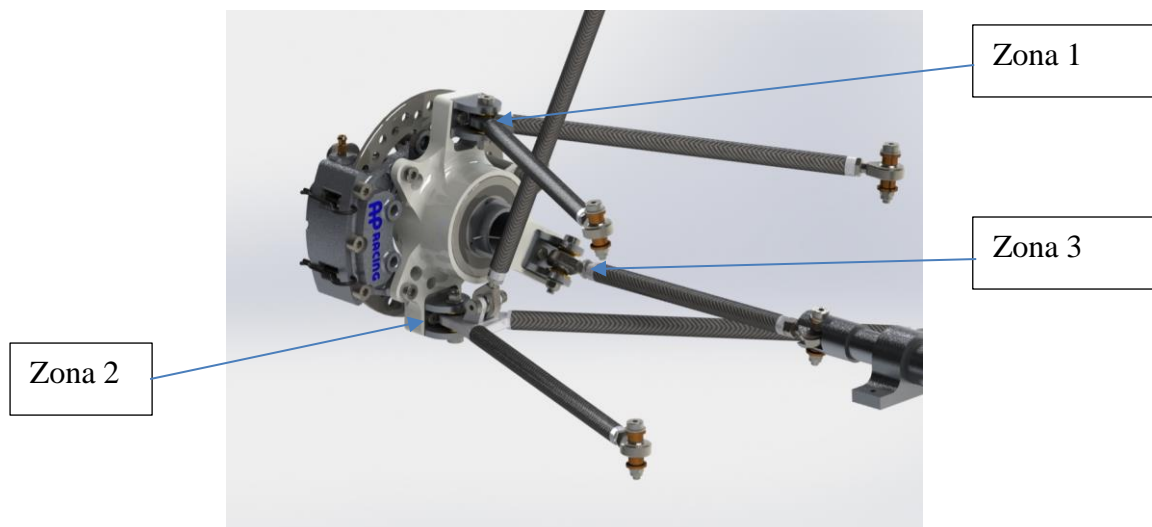


Figura 8. Puntos de anclaje restringidos

El punto de anclaje superior de la mangueta, zona 1, se logra mediante una pieza intermedia que se fija a la mangueta mediante tornillos. Esta pieza actúa como punto de unión para el trapecio superior mediante una articulación esférica con un pasador. Dada la geometría del trapecio, se restringen los dos grados de libertad presentes en el plano formado por las dos barras del trapecio. Sin embargo, queda un grado de libertad no restringido que es perpendicular al plano mencionado.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

El punto de anclaje inferior de la mangueta, zona 2, se logra mediante el mismo principio de unión que el punto de anclaje superior. En este caso, el trapecio inferior limita los dos grados de libertad presentes en el plano definido por las dos barras del trapecio. A diferencia del anclaje superior, la barra pushrod restringe el movimiento que es perpendicular al plano formado por el trapecio inferior. En esta unión, los tres grados de libertad de desplazamiento están restringidos.

Por último, el anclaje de la barra de dirección, zona 3, sigue un enfoque similar al superior e inferior. No obstante, la conexión al chasis es realizada a través de una única barra, lo que implica que solo se restringe el grado de libertad asociado a la dirección de dicha barra.

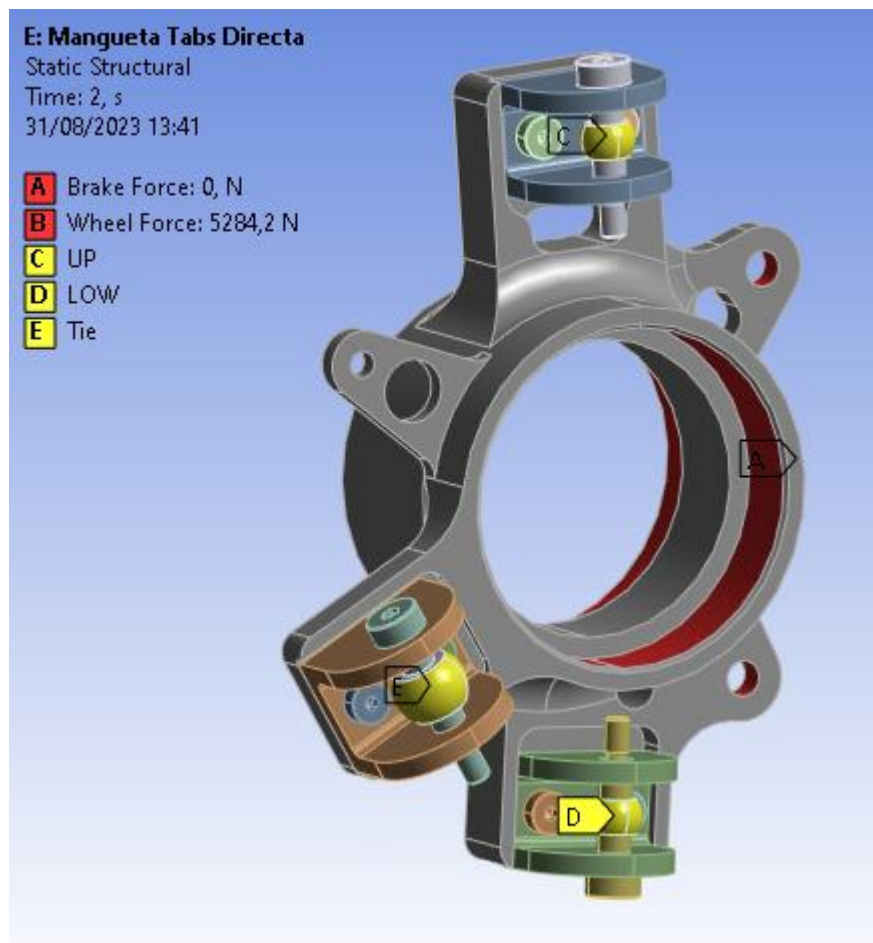


Figura 9. Condiciones de contorno Directo

4.2.1.2 Fuerzas en la huella de contacto del neumático

En esta sección, se detalla el cálculo de los diversos casos de carga a los cuales estará expuesta la mangueta de dirección en los escenarios dinámicos más exigentes. Los escenarios típicos en cualquier vehículo de competición son: aceleración, frenada, curva, entrada en curva, salida de curva, baches y velocidad máxima. Este último escenario tiene en cuenta los efectos aerodinámicos, pero debido a la simplificación del paquete aerodinámico implementado por el equipo ISC, estos efectos no se consideran en los cálculos. En estos escenarios mencionados, las fuerzas ejercidas en los neumáticos fluctúan en función de la aceleración longitudinal, lateral y vertical experimentada por el vehículo. A continuación, se presenta una tabla que detalla las aceleraciones en "gs" correspondientes a los tres ejes para los diferentes escenarios mencionados.

Escenario	Long G	Lat G	Total G	Ver G
Frenada	-1,90	0,00	1,90	-1
Curva	0,00	2,75	2,75	-1
Aceleración	1,50	0,00	1,50	-1
Entrada en Curva	-0,50	2,50	2,55	-1
Salida de Curva	0,20	2,20	2,21	-1
Bache	0,00	0,00	0,00	-4
Curva Interior (Sin transferencia de peso)	0,00	-2,00	2,00	-1

Tabla 1. Aceleraciones en tres ejes para los distintos escenarios

Se introduce un escenario adicional, Curva interior, en el cual se consideran las fuerzas ejercidas en el neumático interior de la curva. En este caso, no se toma en consideración la transferencia de peso hacia el neumático exterior.

Las aceleraciones presentadas en la tabla 1 son estimaciones máximas proporcionadas por el equipo ISC. En una situación ideal, se emplearían las aceleraciones máximas registradas a través de la telemetría durante cada una de las cuatro pruebas dinámicas en la competición.

El IFS-05 ha sido diseñado con los siguientes parámetros principales, los cuales se utilizan para calcular las fuerzas aplicadas en la huella de contacto del neumático con el asfalto, así

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

como las fuerzas en cada uno de los componentes primarios de la suspensión. Sin embargo, debido a la simplificación del paquete aerodinámico implementado, los efectos aerodinámicos no se han considerado en los cálculos.

IFS-05			
Nombre	Símbolo	Valor	uds
Masa IFS-05 + Piloto	m	310	kg
Altura CG	h	300	mm
Ancho de vía	t	1200	mm
Batalla	L	1570	mm
Radio del neumático	r	200	mm
Distribución de peso		50/50	(-)

Tabla 2. Parámetros IFS-05

4.2.1.2.1 Transferencia de peso

El cálculo de las fuerzas en la huella de contacto del neumático se realiza mediante un equilibrio de fuerzas y momentos con las fuerzas inerciales.

Las fuerzas inerciales son las resultantes de las aceleraciones del vehículo que actúan sobre su centro de gravedad. Las fuerzas longitudinales corresponden al eje “x”, las fuerzas laterales al eje “y” y las fuerzas verticales al eje “z”.

A continuación, se muestran los diagramas de cuerpo libre longitudinal y transversal del vehículos y las fuerzas inerciales.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

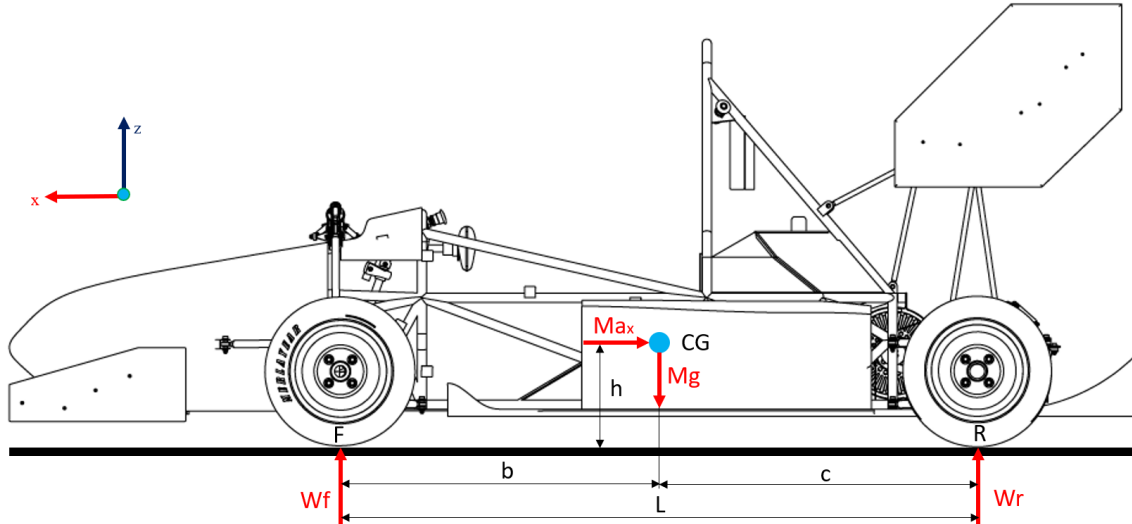


Figura 10. Diagrama de cuerpo libre longitudinal IFS-05

La reacción normal del eje delantero se calcula aplicando un equilibrio de momentos con respecto al punto “R”.

$$\sum_R M_i = 0$$

$$W_f = \frac{m \cdot g \cdot c - m \cdot a_x \cdot h}{L}$$

En el caso del IFS-05, con una distribución peso 50/50, c es igual a b . Es decir, c/L es igual a $1/2$, reduciendo la expresión anterior.

$$W_f = m \cdot \left(\frac{g}{2} - \frac{a_x \cdot h}{L} \right)$$

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

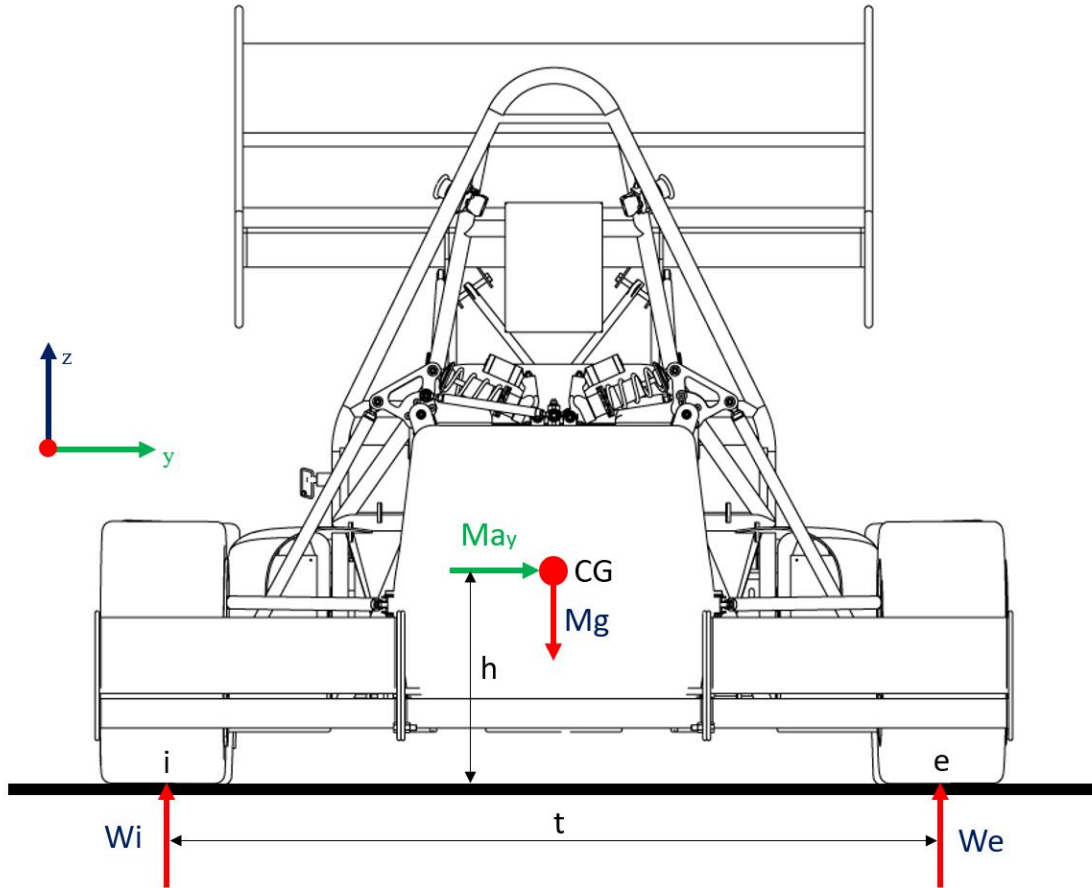


Figura 11. Diagrama de cuerpo libre transversal IFS-05

La reacción normal las ruedas exteriores se calcula aplicando un equilibrio de momentos con respecto al punto “E”.

$$\sum_E M_i = 0$$

$$W_e = m \cdot \left(\frac{g}{2} + \frac{a_y \cdot h}{t} \right)$$

Con la transferencia de pesos longitudinal del eje delantero y la transversal de las ruedas exteriores se obtienen las transferencias de peso para la rueda exterior.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

$$W_{fe} = m \cdot \frac{\left(\frac{g}{2} - \frac{a_x \cdot h}{L} + \frac{a_y \cdot h}{t}\right)}{2}$$

4.2.1.2.2 Fuerza en la pinza de freno

Por último, se calcula la fuerza de frenado en los anclajes de la pinza de freno. Según el ISC la presión del circuito de freno para bloquear los neumáticos delanteros es 39 bar. El ISC monta unas pinzas de freno APRacing CP4227-2S0.



Figura 12. Pinza de Freno APRacing CP4227-2S0

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

Las pinzas tienen 4 pistones de 25.4 mm de diámetro, las pastillas un coeficiente de rozamiento de 0.55. A partir de las siguientes expresiones se puede obtener la fuerza originada en el contacto del disco de freno con las pastillas.

$$F_f = P_f \cdot A_{pistón} \cdot n_{pistones}$$

Además, según el ISC, el par de bloqueo ejercido por el neumático delantero es 700 Nm. Por lo que con un disco de freno de radio efectivo 81 mm la fuerza de rozamiento del contacto disco-pastilla se calcula mediante la siguiente expresión.

$$F_{freno} = \frac{M_{bloqueo}}{r_{disco}}$$

4.2.1.2.3 Fuerzas en la huella de contacto del neumático

El agarre de un neumático depende de múltiples factores:

- Deslizamiento relativo entre neumático y asfalto
- Tipo de asfalto
- Condiciones medioambientales (humedad y temperatura)
- Presión de llenado

Los factores anteriores varían la fuerza máxima capaz de transmitir el neumático al modificar su coeficiente de fricción. Esta fuerza máxima también es dependiente de la carga vertical del neumático.

$$|F_{roz} \leq \mu \cdot F_z$$

En la obtención del caso de cargas, el coeficiente de fricción se ha considerado constante e igual en los cuatro neumáticos. Por ello podemos asumir que la fuerza resultante de cada neumático es exclusivamente dependiente de su carga vertical.

En cada huella de contacto se van a generar dos fuerzas una en sentido perpendicular al vehículo y otras en sentido longitudinal. Las primeras deben equilibrar la fuerza centrípeta

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

y las segundas la fuerza longitudinal. Cada neumático ejercerá una fuerza proporcional al porcentaje de carga vertical que soporta respecto al total.

Conociendo la carga vertical sobre la rueda delantera exterior, se obtiene el porcentaje de peso con respecto al sumatorio en los cuatro neumáticos.

$$\%FL = \frac{W_{fe}}{m \cdot g}$$

Descomponiendo la fuerza resultante en el neumático en fuerzas longitudinales y laterales se obtienen las siguientes expresiones

$$F_x = \%FL \cdot m \cdot a_x$$

$$F_y = \%FL \cdot m \cdot a_y$$

El IFS-05 monta motores en las cuatro ruedas por ello existen fuerzas longitudinales de aceleración en el eje delantero.

Escenario	WT_lateral	WT_long	Fz_%	Fx	Fy	Fz	Ffreno
Frenada	0	1104	43%	-2493	0	1312	-4000
Curva	2091	0	59%	0	4966	1806	0
Aceleración	0	-872	11%	487	0	324	4000
Entrada en Curva	1901	291	61%	-928	4640	1856	-4000
Salida de Curva	1673	-116	51%	0	3385	1538	0
Bache	0	0	100%	0	0	3041	0
Curva Interior	0	0	25%	0	-1521	760	0

Tabla 3. Fuerzas en la huella de contacto del neumático

4.2.2 INVERSO

En el método Inverso se definen las fuerzas en cada barra y la pinza de freno como fuerzas remotas aplicadas sobre la superficie de apoyo de las piezas intermedias y los anclajes de la pinza de freno respectivamente. Los orígenes de estas fuerzas se encuentran en los puntos teóricos de la suspensión y en el plano medio del disco de freno en su diámetro efectivo.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

4.2.2.1 Definición de grados de libertad

En este método se restringe los grados de libertad de los asientos de los rodamientos mediante desplazamiento remoto. El origen de este desplazamiento es la huella de contacto del neumático. En este caso, los 6 grados de libertad están restringidos.

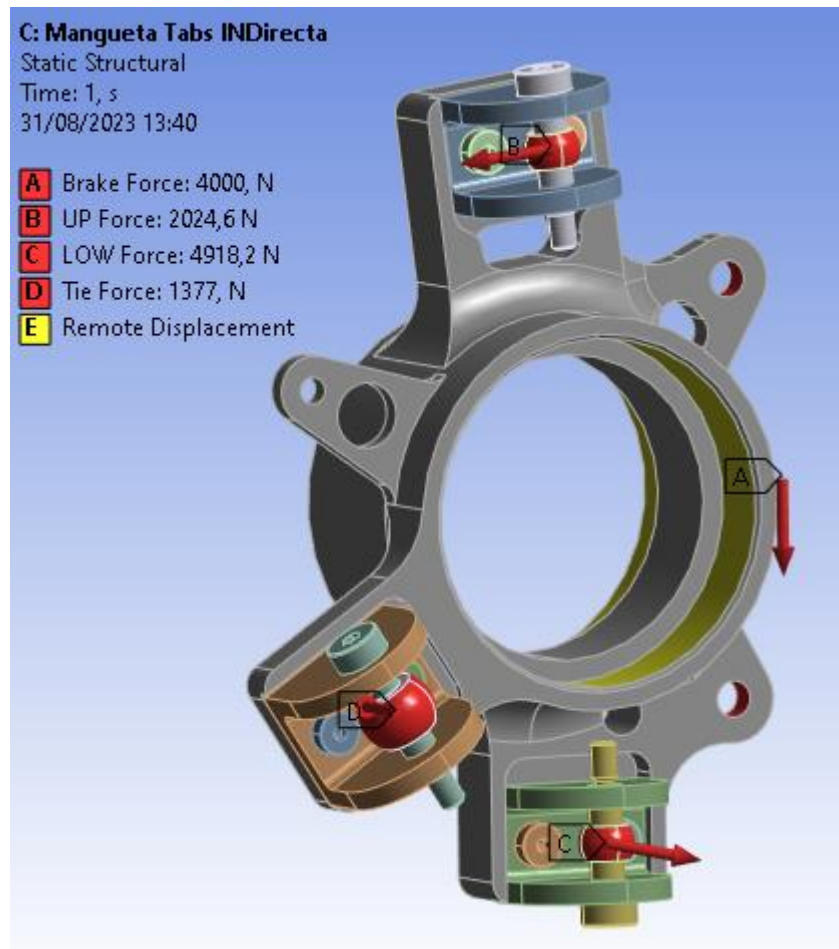


Figura 13. Condiciones de contorno Inverso

4.2.2.2 Fuerzas en las barras

Las fuerzas en las barras principales de la suspensión resultantes de las fuerzas generadas en la huella de contacto del neumático son calculadas mediante el método matricial de rigidez.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

Estas barras principales se corresponden por las cuatro que conforman el triángulo superior e inferior, la barra de dirección “Tierod” y la “Pushrod”.

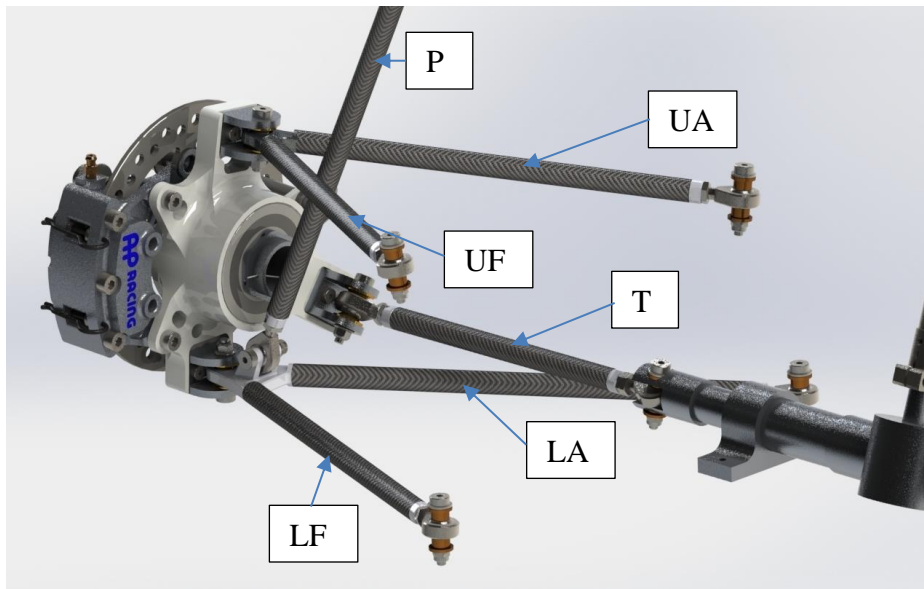


Figura 14. Barras Suspensión Delantera

Barra	Abreviatura
Trapezio Superior -. Barra delantera	UF
Trapezio Superior -. Barra trasera	UA
Trapezio Inferior -. Barra delantera	LF
Trapezio Inferior -. Barra trasera	LA
Tierod	T
Pushrod	P

Tabla 4. Abreviaturas Barras Suspensión

Con las coordenadas de los puntos de suspensión definidos por el ISC. Se aplican las siguientes expresiones.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

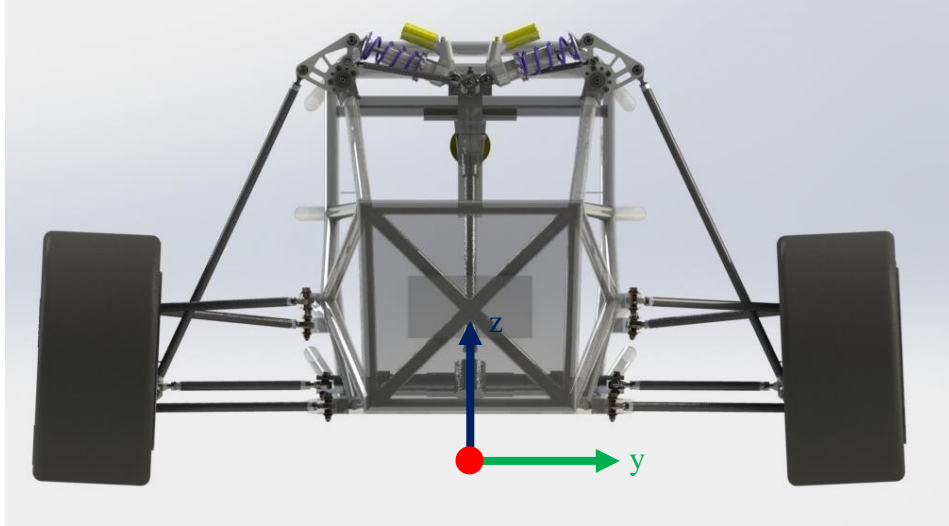


Figura 15. Ejes de coordenadas

$$\Delta x = x_{mangueta} - x_{chasis}$$

$$L_{Barra} = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2 + \Delta z^2}$$

$$\sum F_x = \frac{\Delta x_{UF}}{L_{UF}} \cdot |F_{UF}| + \frac{\Delta x_{UA}}{L_{UA}} \cdot |F_{UA}| + \frac{\Delta x_{LF}}{L_{LF}} \cdot |F_{LF}| + \frac{\Delta x_{LA}}{L_{LA}} \cdot |F_{LA}| + \frac{\Delta x_T}{L_T} \cdot |F_T| + \frac{\Delta x_P}{L_P} \cdot |F_P| + F_{x_w} = 0$$

Tomando como centro de momentos la proyección del CG a la altura de la huella de contacto del neumático el brazo para cada barra es

$$r_{barra} = [x_{chasis} \quad y_{chasis} \quad z_{chasis}]$$

$$r_{barra} \times F_{barra} = [M_x \quad M_y \quad M_z] \cdot |F_{barra}|$$

$$\sum M_x = M_{xUF} \cdot |F_{UF}| + M_{xUA} \cdot |F_{UA}| + M_{xLF} \cdot |F_{LF}| + M_{xLA} \cdot |F_{LA}| + M_{xT} \cdot |F_T| + M_{xP} \cdot |F_P| + M_{x_w} = 0$$

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

$$\begin{bmatrix} \frac{\Delta x_{UF}}{L_{UF}} & \frac{\Delta x_{UA}}{L_{UA}} & \frac{\Delta x_{LF}}{L_{LF}} & \frac{\Delta x_{LA}}{L_{LA}} & \frac{\Delta x_T}{L_T} & \frac{\Delta x_P}{L_P} \\ \frac{\Delta y_{UF}}{L_{UF}} & \frac{\Delta y_{UA}}{L_{UA}} & \frac{\Delta y_{LF}}{L_{LF}} & \frac{\Delta y_{LA}}{L_{LA}} & \frac{\Delta y_T}{L_T} & \frac{\Delta y_P}{L_P} \\ \frac{\Delta z_{UF}}{L_{UF}} & \frac{\Delta z_{UA}}{L_{UA}} & \frac{\Delta z_{LF}}{L_{LF}} & \frac{\Delta z_{LA}}{L_{LA}} & \frac{\Delta z_T}{L_T} & \frac{\Delta z_P}{L_P} \\ M_{xUF} & M_{xUA} & M_{xLF} & M_{xLA} & M_{xT} & M_{xP} \\ M_{yUF} & M_{yUA} & M_{yLF} & M_{yLA} & M_{yT} & M_{yP} \\ M_{zUF} & M_{zUA} & M_{zLF} & M_{zLA} & M_{zT} & M_{zP} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{UF} \\ F_{UA} \\ F_{LF} \\ F_{LA} \\ F_T \\ F_P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{x_w} \\ -F_{y_w} \\ -F_{z_w} \\ -M_{x_w} \\ -M_{y_w} \\ -M_{z_w} \end{bmatrix}$$

Las fuerzas aplicadas a la mangueta transmitidas por cada barra de la suspensión se pueden observar en la siguiente tabla. Las fuerzas negativas son de tracción.

Escenario	UF	UA	LF	LA	P	T	Ffreno
Frenada	2.128	-1.750	-6.127	4.004	1.194	1.377	-4000
Curva	3268,29	2769,83	-5963,68	-4.085	2.147	-2.066	0
Aceleración	-179	479	824	-970	411	-357	4000
Entrada en Curva	3.716	1.861	-7.648	-2.223	2.096	-1.370	-4000
Salida de Curva	2.353	1.961	-4.262	-2.884	1.805	-1.455	0
Bache	1.237	722	-1.946	-990	3.376	-460	0
Curva Interior	-467	-536	986	823	800	434	0

Tabla 5. Fuerzas por cada barra de la suspensión

4.3 MASA

La masa total de la mangueta del IFS-04 es 672.5 gramos. El ISC define un objetivo de reducción de masa de un 5%. Por lo que el diseño de la mangueta no debe superar 639 gramos.

La mangueta original estaba fabricada de Al 7075 T6. Siendo un aluminio con excelentes propiedades mecánicas con una densidad muy inferior al acero. En la siguiente tabla se pueden observar las características de este aluminio.

Densidad	2799.8	Kg/m ³
Módulo de Young	72.416	GPa
Coefficiente de Poisson	0.32996	-
Límite Elástico	493.76	MPa
Resistencia Última	554.44	MPa

Tabla 6. Características del AL7075 T6

4.4 CICLOS DE CARGA

Durante la prueba de resistencia de cada competición de Formula Student, el vehículo recorre un trayecto total de 22 km. Además, en la prueba cronometrada, el vehículo realiza 4 vueltas completas al circuito. Cada vuelta tiene una longitud de 1 kilómetro, lo que suma un total de 26 vueltas por competición. Se puede encontrar un ejemplo de un circuito típico de Formula Student en la página oficial de FSG. Este circuito en particular consta de 15 curvas hacia la izquierda y 13 curvas hacia la derecha.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*



Figura 16. Trazado típico de una competición de Formula Student [5]

Se concluye que en una competición se realizan 390 curvas en un sentido que se corresponden con 390 ciclos de carga por competición.

Durante la fase de pruebas de la temporada pasada el equipo recorrió un total de 150 km en un trazado equivalente al de la competición. En total, durante esta fase, la mangueta se expone a 2.250 ciclos de carga.

En una temporada, el equipo participa en un máximo de 3 competiciones por lo que el número máximo de ciclos de carga por temporada son 3.420 ciclos. En 3 temporadas, 10260 ciclos en total.

Los kilómetros recorridos totales por temporada son 228 km, asumiendo una duración de 1 minuto por km. El número de horas de funcionamiento del coche en pista es 3.8 horas.

Capítulo 5. DISEÑO DE LA MANGUETA

La mangueta original del IFS-04, predecesor del IFS-05, no cumple con los objetivos marcados por el ISC. Los rodamientos elegidos no tienen sello y los puntos de anclaje de la barra de dirección y el trapecio inferior son fijos, limitando su capacidad de ajuste y reutilización. Además, no dispone de una interfaz de anclaje para un sensor de velocidad.



Figura 17. Mangueta de dirección original IFS-04

El diseño de la mangueta de dirección realizado en este trabajo cumple con los objetivos especificados por el ISC, mejorando su capacidad de ajuste fácilmente y permitiendo reutilizar la mangueta en futuros monoplazas con cambios en su geometría de suspensión.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

El proceso de diseño de la mangueta comienza con la selección de los rodamientos. Una vez elegidos, se generan todas las interfaces de anclaje necesarias para unir los distintos componentes como la pinza de freno, barra de dirección y trapecios.

Por último, se analiza su comportamiento mediante análisis FEM para evaluar su resistencia, vida útil y respuesta modal.

5.1 ELECCIÓN DE RODAMIENTOS

La elección de rodamientos está condicionada por las cargas axiales y radiales que debe soportar. En el caso de los rodamientos de una mangueta de dirección, las fuerzas axiales son altas para un rodamiento rígido de bolas. Por esta razón, se decide utilizar dos rodamientos de bolas de contacto angular en O. Esta configuración de rodamientos permite absorber las fuerzas axiales y radiales.

Los rodamientos de contacto angular requieren fuerza axial de precarga para trabajar correctamente y reducir las desalineaciones del eje de la mangueta y el eje del buje. Esta precarga se realiza con una tuerca que empuja sobre la pista interior uno de los rodamientos mientras que el otro reacciona sobre el buje.

El buje fabricado tiene un eje de 40 mm de diámetro con tolerancia n7. Por lo que el rodamiento será montado con interferencia dando una precarga radial al mismo. La tolerancia del alojamiento se calcula a continuación.

El dimensionamiento de los rodamientos se realiza mediante un software de cálculo de rodamientos SKF SimPRO. En este software se ha modelado la geometría del buje y el alojamiento de la mangueta. Adicionalmente, se ha incluido las fuerzas en la huella de contacto del neumático en cada uno de los distintos casos de carga calculados.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

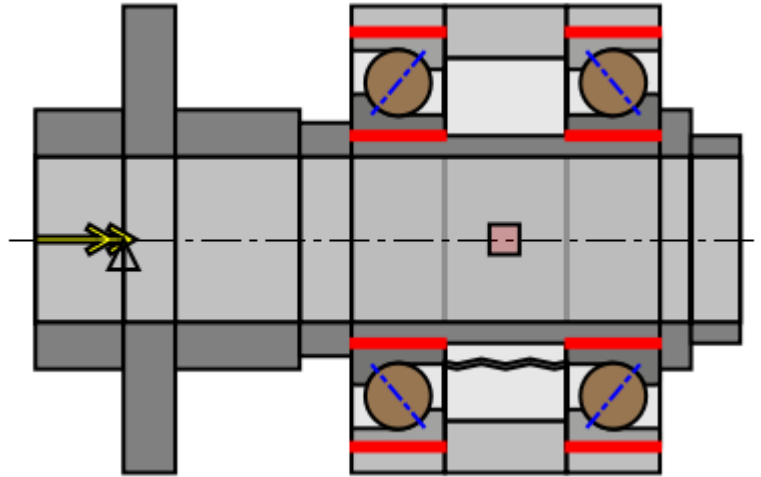


Figura 18. Modelo del conjunto Mangueta-Buje en SKF SimPRO

Para llegar a una configuración de rodamientos admisible, se ha iterado con distintos tamaños de rodamientos en distintas posiciones y con distintos aprietes radiales y axiales.

Finalmente, se eligen los rodamientos SKF 7208 BE-2RZP. Estos rodamientos tienen un sello que aíslan los cuerpos rodantes del exterior. El diámetro interior del rodamiento es 40 mm, definido por el buje. El diámetro exterior 80 mm y el ancho 18 mm.

La tolerancia del diámetro de 80 mm se ha ajustado a N7 que junto con la tolerancia del buje ofrecen coeficientes de seguridad superiores a los exigidos por el ISC en todos sus casos de carga.

A continuación, se muestran las características de los rodamientos y los coeficientes de seguridad, C/P, para todos los casos de carga.

Bearing	Basic dynamic load rating (C) [kN]	Basic static load rating (C0) [kN]	Fatigue load limit (Pu) [kN]	Reference speed [rpm]	Limiting speed [rpm]
Inner 7208 BE-2RZP	34.5	24.0	1.02	10000	8000
Outter 7208 BE-2RZP	34.5	24.0	1.02	10000	8000

Tabla 7. Características de los rodamientos 7208 BE-2RZP

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

Case	Bearing	Equivalent static bearing load (P ₀) [N]	Static safety factor s ₀	Equivalent dynamic bearing load (P) [N]	C/P
Ic_1	Inner 7208 BE-2RZP	4400	5.5	9151	3.8
	Outter 7208 BE-2RZP	5810	4.1	10138	3.4
Ic_2	Inner 7208 BE-2RZP	3793	6.3	8004	4.3
	Outter 7208 BE-2RZP	5988	4.0	11468	3.0
Ic_3	Inner 7208 BE-2RZP	4113	5.8	8914	3.9
	Outter 7208 BE-2RZP	4406	5.4	9119	3.8
Ic_4	Inner 7208 BE-2RZP	3857	6.2	8097	4.3
	Outter 7208 BE-2RZP	6102	3.9	11469	3.0
Ic_5	Inner 7208 BE-2RZP	3907	6.1	8298	4.2
	Outter 7208 BE-2RZP	5557	4.3	10767	3.2
Ic_6	Inner 7208 BE-2RZP	4431	5.4	9179	3.8
	Outter 7208 BE-2RZP	5953	4.0	10244	3.4
Ic_7	Inner 7208 BE-2RZP	4284	5.6	9257	3.7
	Outter 7208 BE-2RZP	4269	5.6	8657	4.0

Tabla 8. Coeficiente de seguridad de los rodamientos

Se puede observar un factor de seguridad mínimo de 3 en todos los casos de carga, cumpliendo con las restricciones exigidas por el ISC.

Con respecto al cálculo de vida de los rodamientos, la vida útil del rodamiento interior es 1500 horas y 700 horas para el exterior. Como se podrá observar en la siguiente tabla.

Combined rating life (ISO)

System	Bearing	Basic rating life (ISO 281) (L _{10h}) [h]	Modified rating life (ISO 281) (L _{10mh}) [h]	Modified reference rating life (ISO/TS 16281) (L _{10mrh}) [h]
System life_1	Conjunto Buje-Mangueta->Inner 7208 BE-2RZP	1100	1200	3300
	Conjunto Buje-Mangueta->Outter 7208 BE-2RZP	600	600	1800

Combined rating life (SKF load based)

System	Bearing	SKF load based method (SKF rating life, GBLM) [h]	SKF load based life method
System life_1	Conjunto Buje-Mangueta->Inner 7208 BE-2RZP	1500	SKF Rating Life
	Conjunto Buje-Mangueta->Outter 7208 BE-2RZP	700	SKF Rating Life

SKF load based method (SKF rating life, GBLM): Depending on the bearing design features, the SKF rating life (L_{10m}) or the GBLM load based method (L_{10GM}) is used.

Tabla 9. Vida útil de los rodamientos

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

La vida mínima de los rodamientos muy superior a la exigida por el ISC.

5.2 INTERFACES DE ANCLAJE

La mangueta diseñada tiene como función alojar los rodamientos del buje, fijar la posición de la pinza de freno, fijar el sensor de velocidad y unir los trapecios de la suspensión y la barra de la dirección. A continuación, se detalla la integración de todos los componentes mencionados.

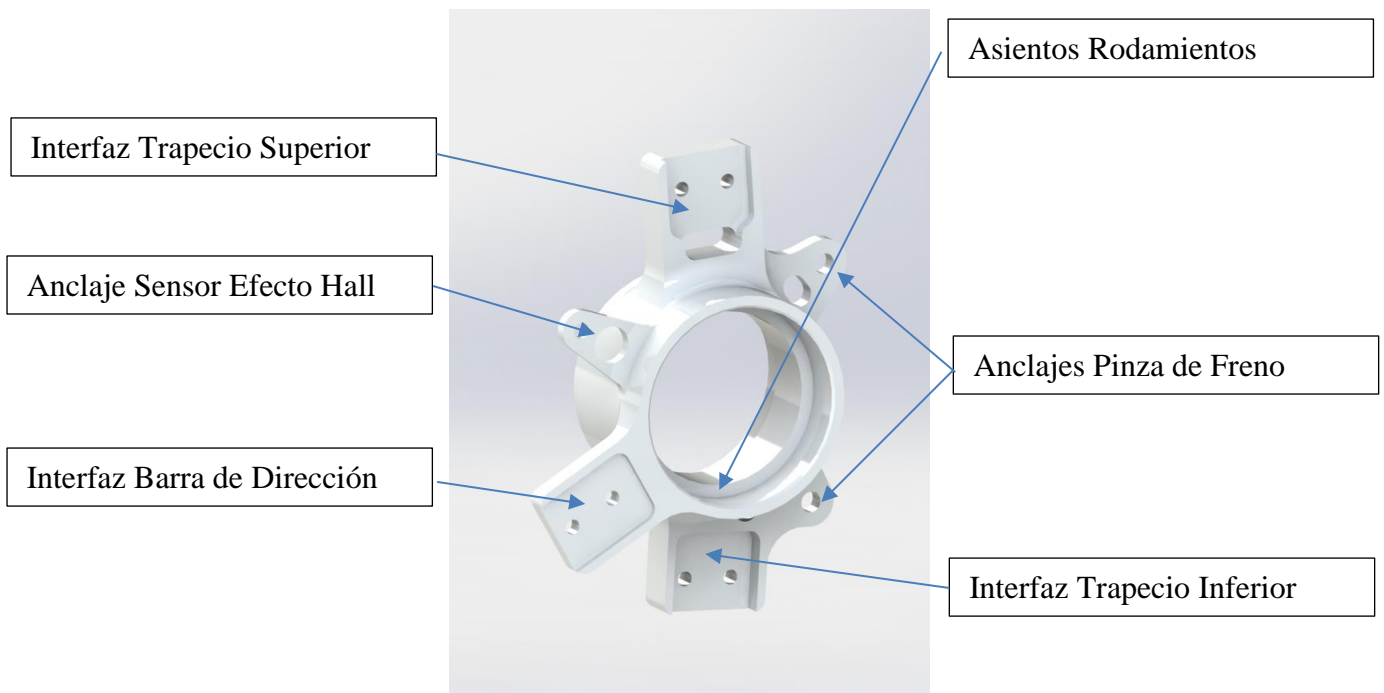


Figura 19. Mangueta de dirección delantera izquierda

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

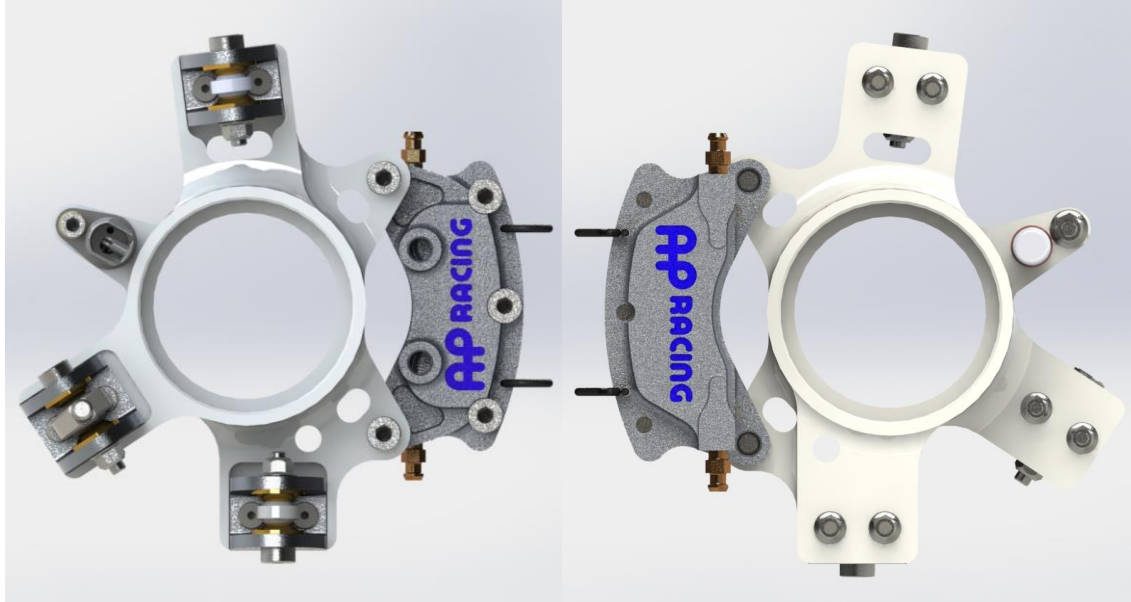


Figura 20. Vista frontal y trasera Mangueta IFS-05

5.2.1 SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN

Uno de los requisitos impuestos por el ISC, es la modularidad de la mangueta con el fin de su reutilización futura y facilidad de modificación de reglajes. Esto se consigue mediante unas piezas intermedias atornilladas directamente a la mangueta donde se anclan los trapecios y barras mediante rótulas. Este diseño permite la modificación del ángulo de “camber” y “toe” con la adición de plaquitas finas entre la mangueta y cada pieza intermedia.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

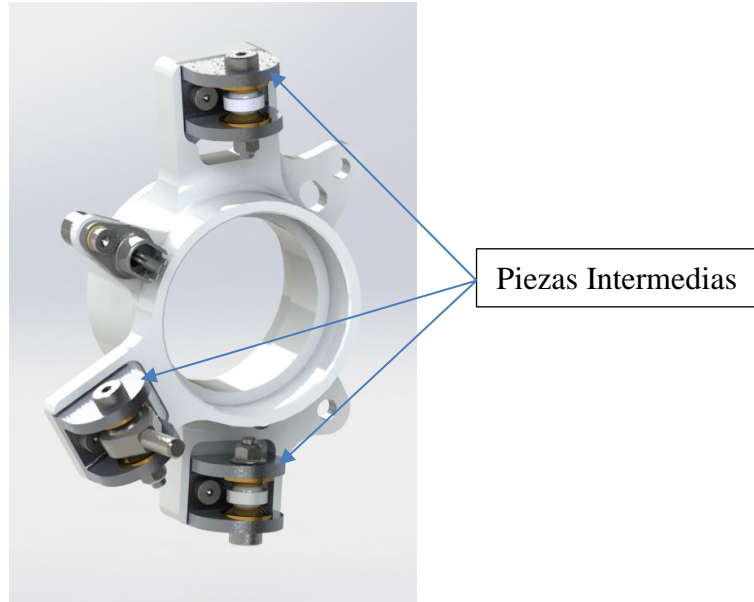


Figura 21. Anclaje de los trapecios y barra de dirección

Las piezas intermedias son de Al 7075 T6 al estar en contacto directo con la mangueta. Las tres piezas intermedias tienen un concepto similar pero su geometría varía para unir cada uno de los trapecios y barra de la dirección en el punto especificado por el ISC.

Durante el proceso de diseño se analizó en detalle la integración del trapecio inferior. La pushrod ejerce una fuerza no contenida en el plano del brazo y genera una flexión en la pieza intermedia. Por ello se analizó la implementación de una pieza intermedia o un anclaje solidario al cuerpo de la mangueta como se muestra en Figura 17.

Sin embargo, en el análisis de resistencia por elementos finitos realizado se observó coeficientes de seguridad entre ambos conceptos. Por ello, se decide utilizar una pieza intermedia en el anclaje del trapecio inferior.

Adicionalmente, se utilizan unas arandelas en forma de cono para no restringir el movimiento relativo de los trapecios y las barras de la suspensión en su recorrido.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

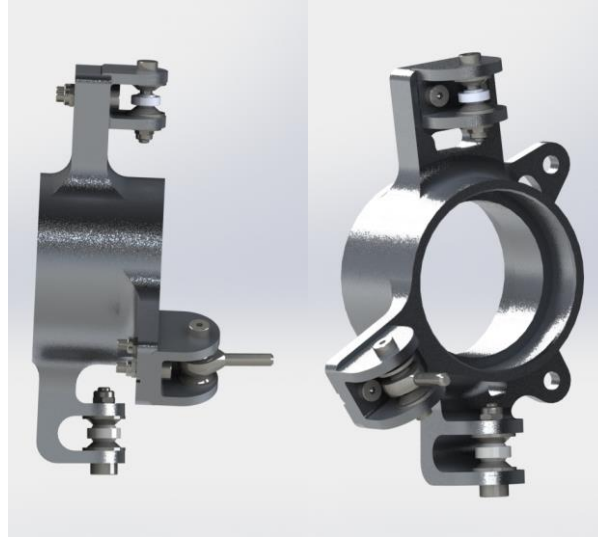


Figura 22. Mangueta Configuración "2 Tabs"

Para unir las piezas intermedias a la mangueta se utilizan tornillos ISO7379 calibrados 12.9 M5. Estos tornillos presentan un alta resistencia a rotura además de ofrecer un vástago calibrado que permite posicionar con una alta precisión cada pieza, asegurando la geometría de suspensión diseñada. La tolerancia del vástago es f9 por lo que los agujeros de la mangueta y las piezas para facilitar su montaje con precisión se elige H8.

Las rótulas utilizadas en los trapecios y barras son GE8E de SKF de diámetro interior 8mm, por ello se han utilizado tornillos ISO7379 M6, con un vástago de diámetro 8mm.

Las tuercas utilizadas en cada uno de los tornillos son DIN6927. Son tuercas autoblocantes positivas sin nylon, su elección es debida al cumplimiento de la normativa de Formula Student al ser considerada una unión crítica. No llevan nylon al encontrarse en cercanía con una fuente de calor como es el contacto del disco de freno con las pastillas.



Figura 23. Tornillo ISO 7379 (Izquierda) Tuerca DIN6927 (Derecha)

5.2.2 PINZA DE FRENO

La pinza de freno es atornillada a la mangueta mediante dos tornillos DIN912 M8. La pinza esta roscada por lo que no requiere tuerca para fijar su posición. Sin embargo, es necesario utilizar un cable de seguridad para prevenir que el tornillo se desaloje debido a las vibraciones.



Figura 24. Anclaje de la pinza de freno

5.2.3 SENSOR DE VELOCIDAD

Por último, el sensor de velocidad elegido para medir la velocidad de la rueda es un sensor de efecto hall SNG-QPMB-000. La unión se realiza mediante un tornillo DIN912 M6 y un centraje mecanizado en la mangueta para fijar su posición.

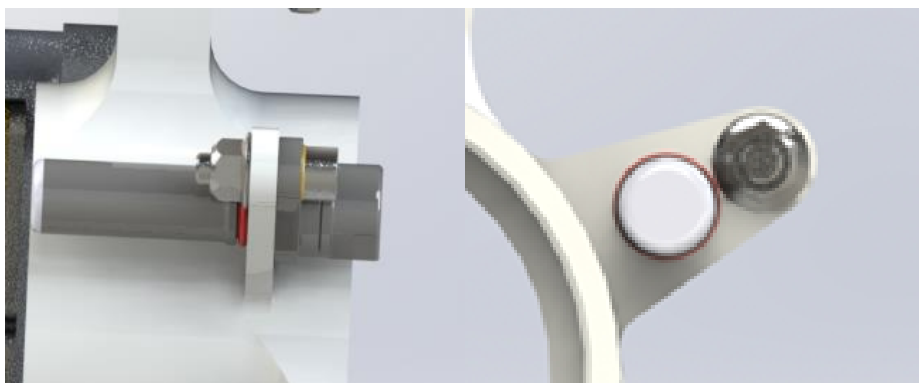


Figura 25. Anclaje del sensor de posición

5.3 DISEÑO FINAL

Finalmente, se muestra el conjunto completo de la mangueta con todos los componentes mencionados. La masa total de la mangueta asciende a 635.46 gramos, cumpliendo con el 5% de reducción de masa exigido.



Figura 26. Mangueta IFS-05

Los planos de fabricación, así como el listado de componentes del conjunto mangueta se pueden ver en los ANEXOS de este trabajo.

Capítulo 6. ANÁLISIS FEM

La validación del conjunto de la mangueta se realiza mediante análisis de elementos finitos en ANSYS. En este capítulo se detalla este proceso con respecto a tres criterios principales: nivel tensional, frecuencia modal y resistencia a fatiga.

6.1.1 MALLADO

El mallado utilizado se centra en las zonas de anclaje de los elementos de la suspensión. Utilizando un tamaño de elemento de 2.5mm. La malla utilizada se muestra a continuación.

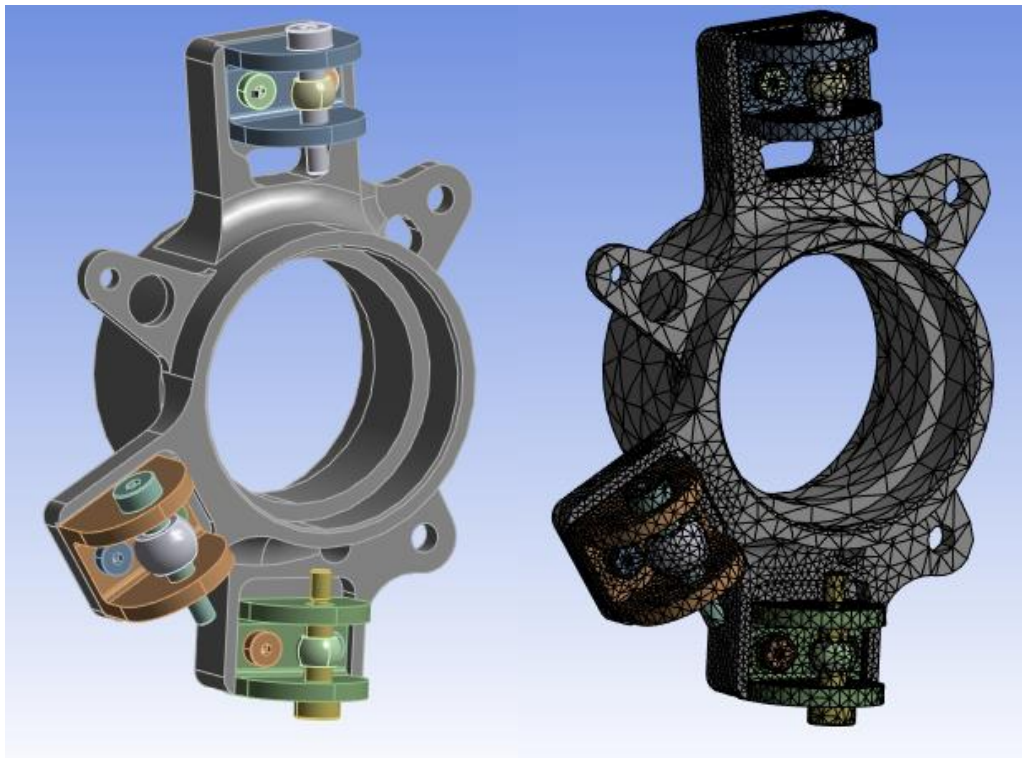


Figura 27. Geometría ANSYS (Izquierda) y Mallado (Derecha)

La malla utilizada tiene 116123 nodos y 67564 elementos.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

6.1.2 NIVEL TENSIONAL

La validación del conjunto de la mangueta se ha realizado con el criterio del límite elástico del aluminio AL7075T6 siendo 494 MPa. Las imágenes mostradas en este apartado muestran la tensión máxima de Von Mises en todos los casos de carga definidos.

6.1.2.1 Método Directo

A continuación, se muestran los resultados del método directo.

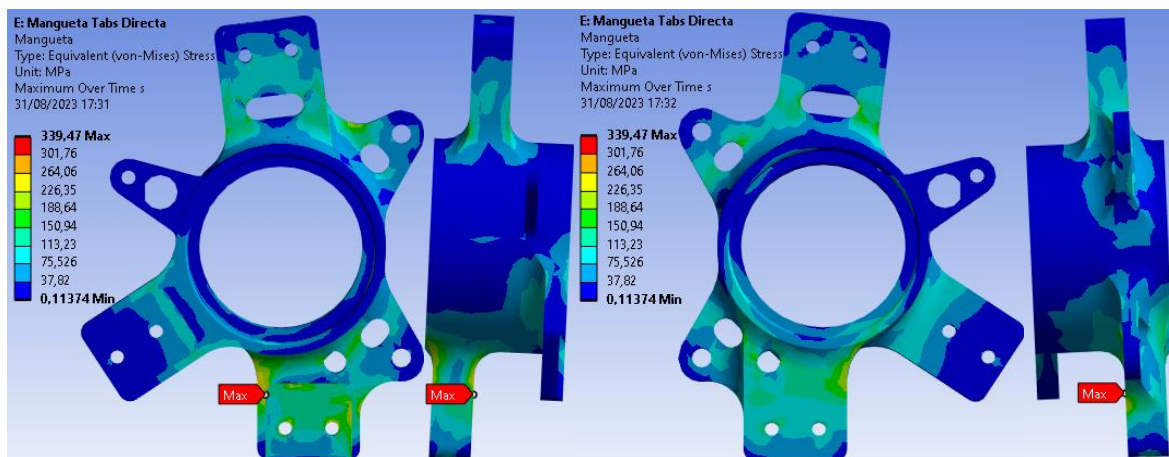


Figura 28. Análisis FEM Directo Mangueta

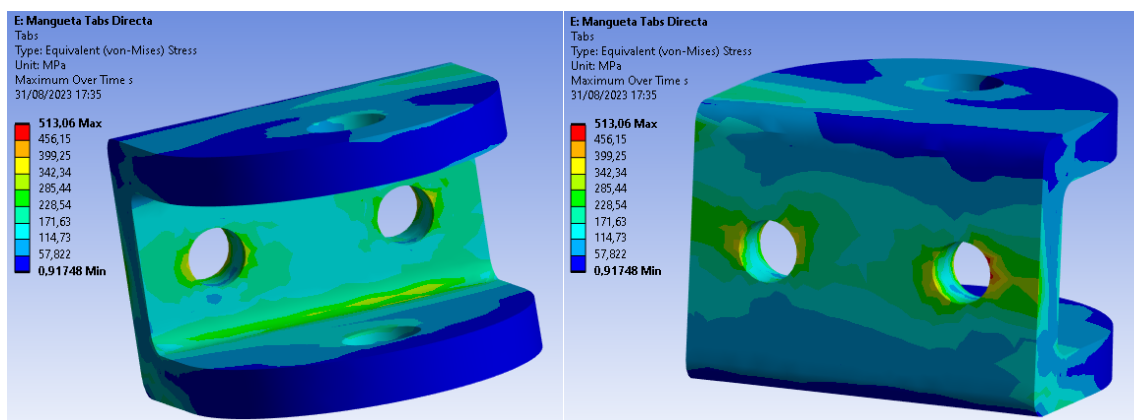


Figura 29. Análisis FEM Directo Anclaje Trapecio Inferior

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

6.1.2.2 Método Indirecto

A continuación, se muestran los resultados del método indirecto.

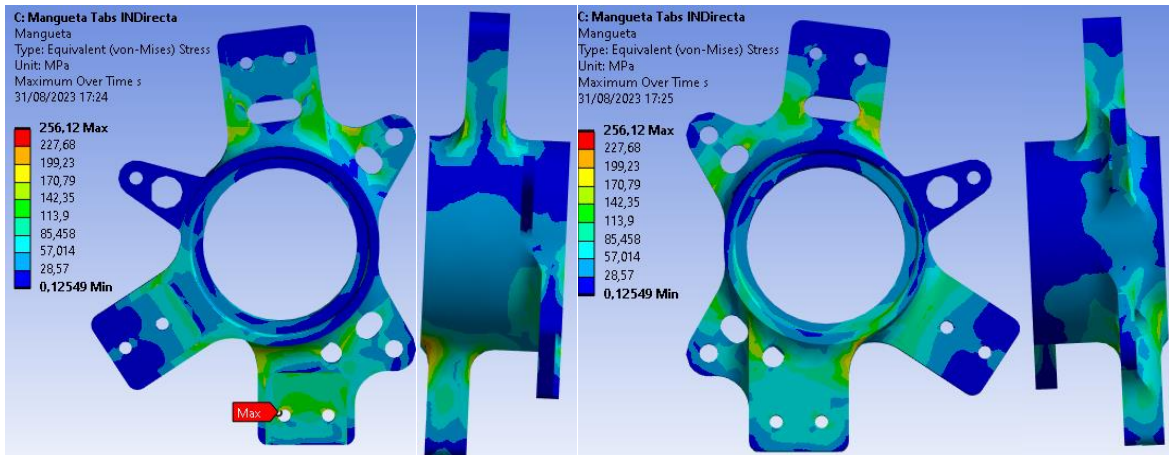


Figura 30. Análisis FEM Indirecto Mangueta

La pieza intermedia más solicitada es la correspondiente al anclaje del trapecio inferior.

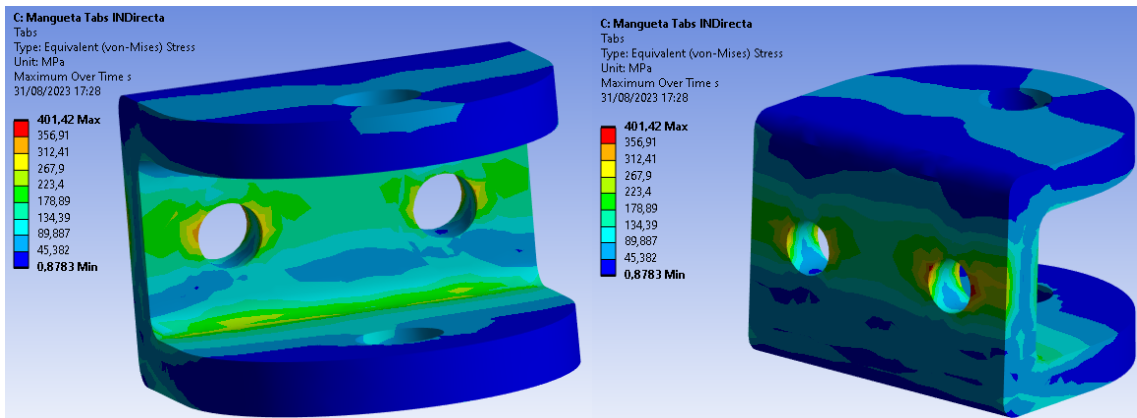


Figura 31. Análisis FEM Indirecto Anclaje Trapecio Inferior

6.1.2.3 Coeficiente de seguridad

Los coeficientes de seguridad de cada una de las piezas del conjunto se pueden observar en la siguiente tabla para ambos métodos.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

Componente	Directo	Indirecto
Mangueta	1.45	1.93
Anclaje Trapecio Superior	1.69	3.69
Anclaje Barra Dirección	6.44	6.21
Anclaje Trapecio Inferior	0.96	1.23

Tabla 10. Coeficientes de seguridad

Se puede observar coeficientes de seguridad similares y mayores que 1.2 en todas las piezas exceptuando el anclaje de la barra de dirección para el método directo. Sin embargo, la zona es muy localizada, Figura 29, y se encuentra en una arista viva por lo que no es tenida en consideración.

6.1.3 MODAL

Las frecuencias naturales de la mangueta son calculadas mediante un análisis modal. En este proceso, se han identificado los modos de vibración correspondientes a las seis primeras frecuencias naturales. Las distintas metodologías de cálculo, directo e indirecto, tienen resultados idénticos.

En el contexto de un vehículo, es esencial maximizar la frecuencia natural mínima de cada componente. Esto se hace con el fin de mitigar el riesgo de resonancia, que podría desencadenar en un deterioro prematuro del componente, una disminución del rendimiento y una peor experiencia en términos de confort.

La frecuencia natural mínima obtenida es de 1375.9 Hz, notablemente mayor que la frecuencia de excitación generada por el contacto de la rueda con el asfalto [2].

Las frecuencias adicionales son las siguientes: 1734.5, 2345.7, 2859.3, 3009 y 3081.7 Hz.

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

6.1.4 FATIGA

Los diversos casos de carga empleados para dimensionar la mangueta corresponden a situaciones de carga extrema. Por lo tanto, al realizar el análisis de vida útil en términos de fatiga, se han considerado escenarios de carga menos limitantes que reflejan el comportamiento dinámico típico del IFS-05.

En las tablas siguientes, se detallan los casos de carga empleados para calcular la vida útil bajo condiciones de fatiga de la mangueta de dirección.

Escenario	Long G	Lat G	Total G	Ver G
Frenada	-1,25	0,00	1,25	-1
Curva	0,00	1,75	1,75	-1
Aceleración	1,00	0,00	1,00	-1
Entrada en Curva	-0,50	1,50	1,58	-1
Salida de Curva	0,20	1,50	1,51	-1
Bache	0,00	0,00	0,00	-2
Curva Interior	0,00	-1,75	1,75	-1

Tabla 11. Aceleraciones en tres ejes para los distintos escenarios a fatiga

Escenario	WT_lateral	WT_long	Fz_%	Fx	Fy	Fz	Ffreno
Frenada	0	726	37%	-1404	0	1123	-3000
Curva	1330	0	47%	0	2495	1426	0
Aceleración	0	-581	15%	470	0	470	3000
Entrada en Curva	1140	291	49%	-738	2214	1476	-3000
Salida de Curva	1140	-116	42%	0	1909	1272	0
Bache	0	0	50%	0	0	1521	0
Curva Interior	0	0	25%	0	-1330	760	0

Tabla 12. Fuerzas en la huella de contacto del neumático a fatiga

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

Escenario	UF	UA	LF	LA	P	T	Ffreno
Frenada	1.355	-894	-3.697	2.130	1.099	717	-3000
Curva	1852,87	1514,59	-3327,75	-2.221	1.654	-1.116	0
Aceleración	-109	500	696	-988	571	-368	3000
Entrada en Curva	2.202	784	-4.652	-728	1.624	-556	-3000
Salida de Curva	1.492	1.202	-2.662	-1.758	1.467	-882	0
Bache	619	361	-973	-495	1.688	-230	0
Curva Interior	-370	-447	802	689	806	365	0

Tabla 13. Fuerza por cada barra de la suspensión a fatiga

En el contexto de un vehículo de competición, un ciclo de carga se puede conceptualizar como una serie de estados dinámicos que ocurren durante el transcurso de una curva. Estos estados incluyen la fase de frenado, la entrada en la curva, en curva, la salida de la curva y finalmente la aceleración.

Al emplear el criterio de Soderberg para evaluar la vida útil en términos de fatiga utilizando ANSYS, se ha determinado que mediante el método directo se obtienen X ciclos, mientras que el método indirecto resulta en X ciclos.

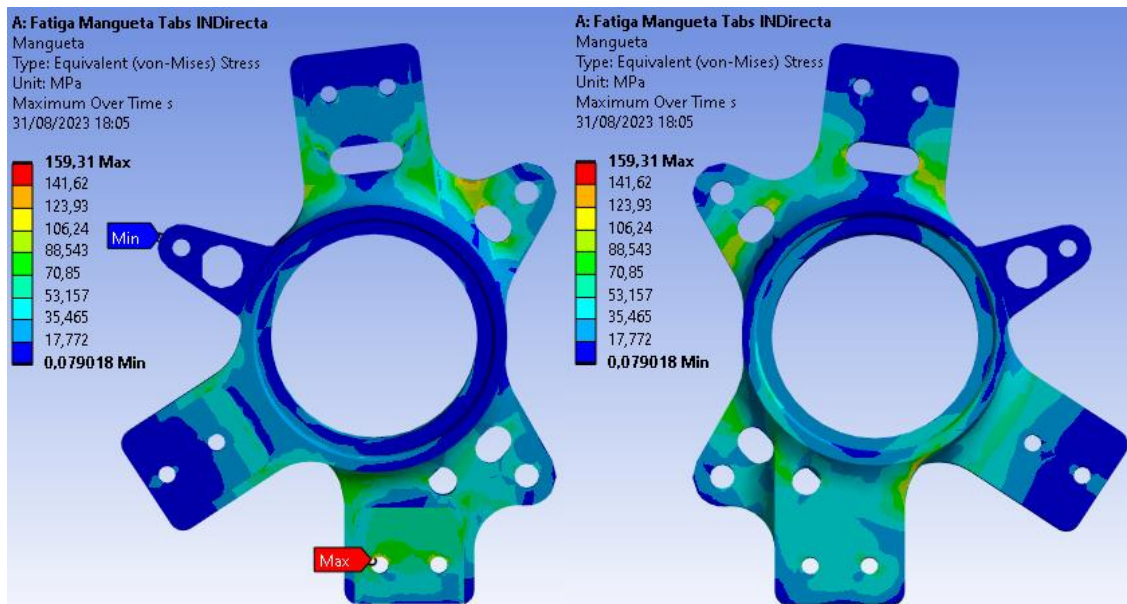


Figura 32. Nivel tensional a fatiga método directo

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

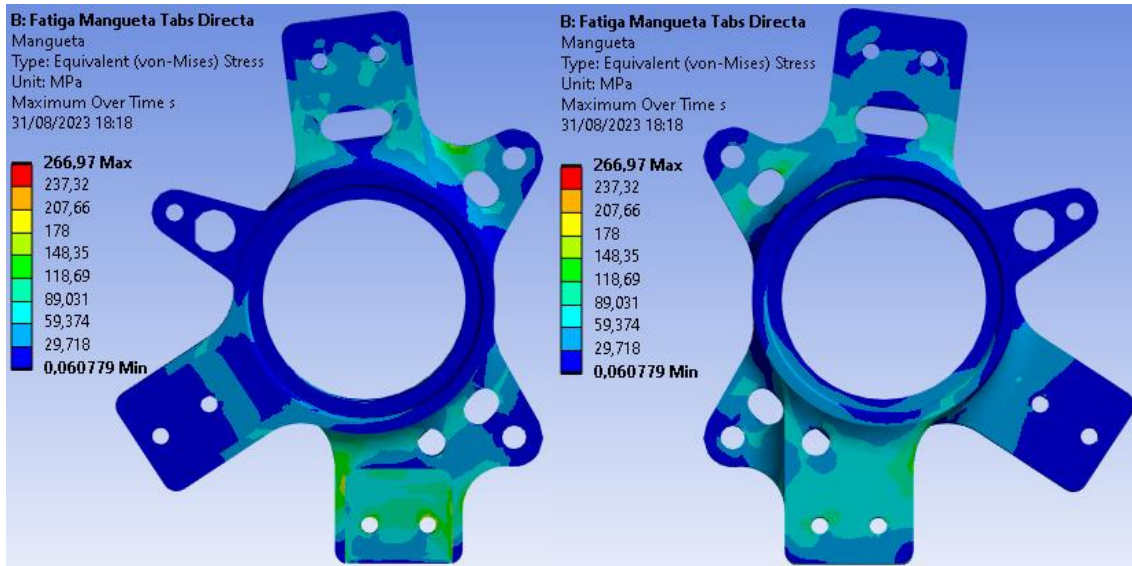


Figura 33. Nivel tensional a fatiga método indirecto

Los vida a fatiga de cada una de las piezas del conjunto se pueden observar en la siguiente tabla para ambos métodos.

Componente	Directo	Indirecto
Mangueta	27027	18121
Anclaje Trapecio Superior	427470	1e8
Anclaje Barra Dirección	1e8	1e8
Anclaje Trapecio Inferior	25341	14571

Tabla 14. Vida a fatiga

Dado que la vida mínima exigida por el ISC es 10260 ciclos, todas las piezas cumplen el objetivo impuesto por el ISC. Siendo la vida útil mínima, 4.3 temporadas.

Capítulo 7. OBJETIVOS DE DESARROLLO

SOSTENIBLE

En el año 2015, se adoptaron 17 objetivos para asegurar la erradicación de la pobreza, la protección del medio ambiente y el bienestar de las sociedades. Estos principios se conocen como los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) y tienen un horizonte de cumplimiento de 15 años. Por lo tanto, para lograr estos objetivos, los proyectos deben alinearse con estas metas.

Este proyecto tiene un impacto significativo en los objetivos 9 y 13 (Industria, Innovación e Infraestructura y Acción por el Clima, respectivamente):

Industria, Innovación e Infraestructura: En este objetivo se subraya que el avance tecnológico debe enfocarse en lograr mayor eficiencia energética, optimizar el uso de recursos y cumplir metas medioambientales. Este proyecto presenta un enfoque alternativo al diseño de una mangueta de dirección permitiendo su reutilización en varias temporadas.

- **Acción por el Clima:** La reducción de masa de un vehículo amplía de manera significativa el potencial de reducción de emisiones en los sistemas de transporte actuales y mejora su eficiencia energética.

En resumen, este proyecto está alineado con los Objetivos de Desarrollo Sostenible y contribuye especialmente a los objetivos relacionados con la producción y consumo responsables, la innovación industrial y la mitigación del cambio climático.

Capítulo 8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este trabajo se ha diseñado una mangueta de dirección para un monoplaza de Formula Student cumpliendo los objetivos especificados por el ISC Formula Student Racing Team. Inicialmente, se han calculado los casos de carga ejercidos sobre la mangueta. Posteriormente, se ha analizado su comportamiento mediante análisis FEM validando su resistencia, respuesta modal y resistencia a fatiga.

La mangueta diseñada ofrece una reducción de más del 5% en masa con respecto a la mangueta del IFS-04. Su coeficiente de seguridad mínimo es 1.23, superior al 1.2 exigido. La frecuencia natural mínima es 1375.9 Hz, notablemente mayor que la frecuencia de excitación generada por el contacto de la rueda con el asfalto. Y su vida útil mínima 4.3 temporadas.

La mangueta tiene un diseño modular que permite su reutilización en futuros monoplazas con geometrías de suspensión similares y facilita la modificación de los reglajes.

Las manguetas han sido fabricadas y montadas en el IFS-05. Monoplaza que ha competido exitosamente en el evento celebrado en Montmeló en agosto de 2023, siendo el séptimo mejor equipo de la competición.



Figura 34. Mangueta Fabricada

8.1 TRABAJOS FUTUROS

La mangueta diseñada no puede ser utilizada en el lado izquierdo y derecho del coche indistintamente. En la competición tener una única mangueta para todas las ruedas del coche, reduce la cantidad de repuestos necesarios y recursos empleados durante su fabricación. Por esta razón el diseño de una mangueta simétrica debe ser analizado en trabajos futuros.

La optimización topológica permite reducir la cantidad de material empleado y aligerando una estructura maximizando su rigidez. La utilización de esta metodología unida a la fabricación aditiva metálica puede reducir significativamente la masa no suspendida de un vehículo de competición maximizando su rendimiento.

Capítulo 9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] William F. Milliken and Douglas L. Milliken, “Race car vehicle dynamics,” *SAE International*. p. 918, 1994, [Online]. Available: <https://www.sae.org/publications/books/content/r-146/>.
- [2] F. Scheibe and M. C. Smith, “Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive vehicle suspensions,” *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 47, no. 10, pp. 1229–1252, 2009, doi: 10.1080/00423110802588323.
- [3] M. Gobbi and G. Mastinu, “Analytical description and optimization of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles,” *J. Sound Vib.*, vol. 245, no. 3, pp. 457–481, 2001, doi: 10.1006/jsvi.2001.3591.
- [4] R. N. Jazar, *Vehicle dynamics: Theory and application, second edition*, vol. 2014. 2014.
- [5] “FSG: Track Layout.” <https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/track-layout/> (accessed Jul. 14, 2023).

ANEXO I. MODELO CUARTO COCHE

```
% Modelo 4 Coche
clear all
clc
close all
%% Datos
ms = 310;           % [kg] Masa suspendida
mu = 13;           % [kg] Masa no suspendida Original
mu2 = mu/4*0.9;   % [kg] Masa no suspendida 10%
mu3 = mu/4*0.8;   % [kg] Masa no suspendida 20%
ks = 200*4.4482/0.0254; % [N/m] Rigidez del muelle
ku = 232000;      % [N/m] Rigidez del neumático
cs = 400;         % [Ns/m] Coeficiente de amortiguamiento viscoso Amortiguador
cu = 0;           % [Ns/m] Coeficiente de amortiguamiento Neumático
x_0 = [0 0];
v_0 = [0 0];
xini = [x_0 v_0]';
t = [0: 0.001 : 5];

%% Solve
%[t,x0] = M4V(ms/4,mu/4, ks, ku, cs, cu);
%[~,x2] = M4V(ms/4,mu2, ks, ku, cs, cu, xini);
[time,x1] = ode45(@(t,x) M4V_2(ms/4,mu/4, ks, ku, cs, cu, x, t),t,xini);
[time,x2] = ode45(@(t,x) M4V_2(ms/4,mu2, ks, ku, cs, cu, x, t),t,xini);
[time,x3] = ode45(@(t,x) M4V_2(ms/4,mu3, ks, ku, cs, cu, x, t),t,xini);

%%
figure(1)
plot(time,x1(:,1),time,x2(:,1),time,x3(:,1))
legend('Masa no suspendida Original','Masa no suspendida 90%','Masa no
suspendida 80%')
title('Desplazamiento de la masa suspendida')
xlabel('Tiempo [s]')
ylabel('z [m]')
figure(2)
plot(time,x1(:,2),time,x2(:,2),time,x3(:,2))
legend('Masa no suspendida Original','Masa no suspendida 90%','Masa no
suspendida 80%')
title('Desplazamiento de la masa no suspendida')
xlabel('Tiempo [s]')
ylabel('z [m]')
```

*DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE.
SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM*

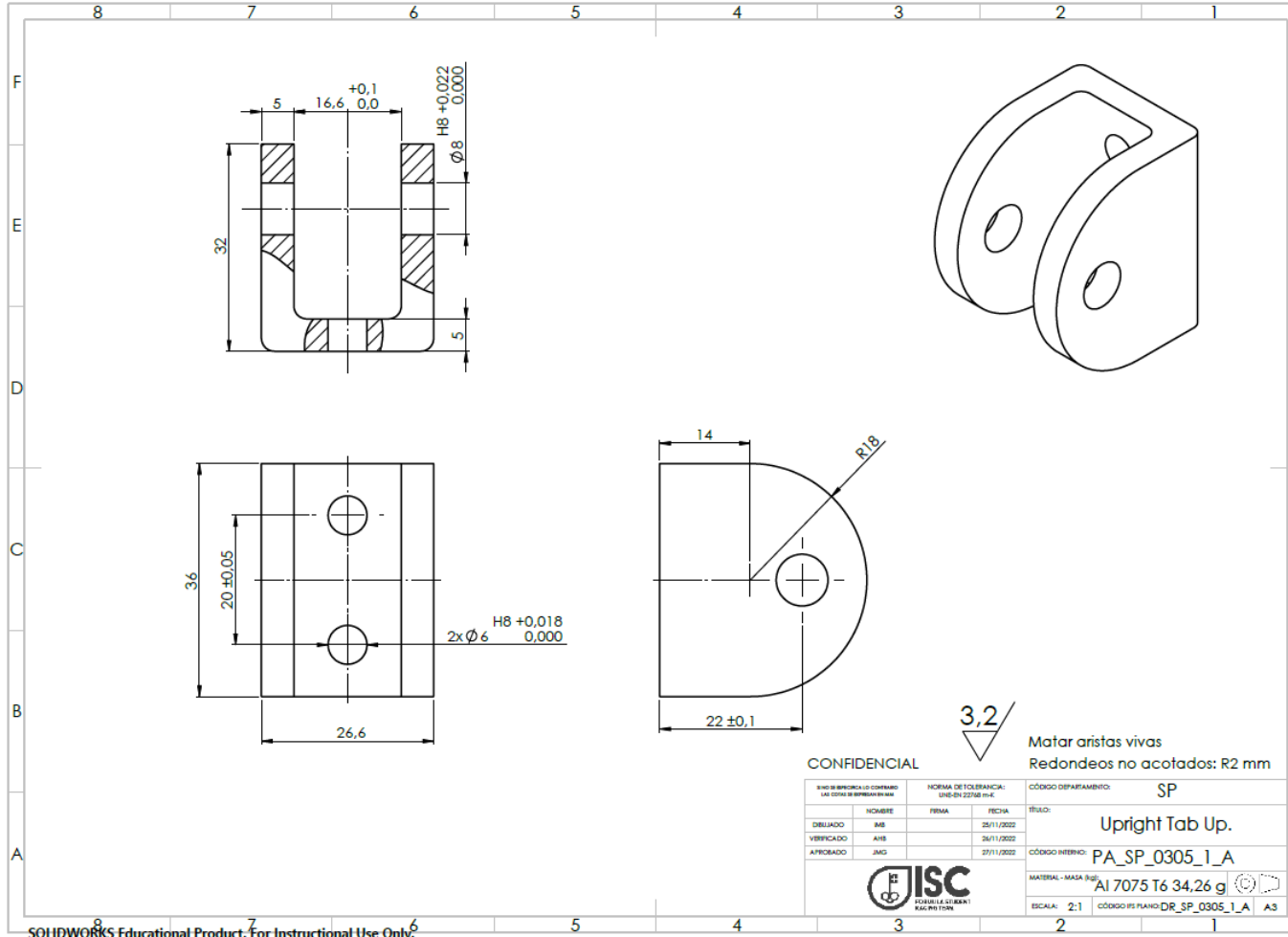
```
function AUX = M4V_2(ms, mu, ks, ku, cs, cu, x, t)
g = 9.81;
%fw = 1000*cos(2*pi*3*t)*g;
fw = 2000;
if t>1
    fw=0;
end

% Matriz de masa
M = [ms 0 ; 0 mu];
% Matriz de amortiguamiento
C = [cs -cs ; -cs cs+cu];
% Matriz de elasticidad
K = [ks -ks ; -ks ks+ku];
% Matriz de fuerzas
f = [-ms*g ; fw-mu*g];

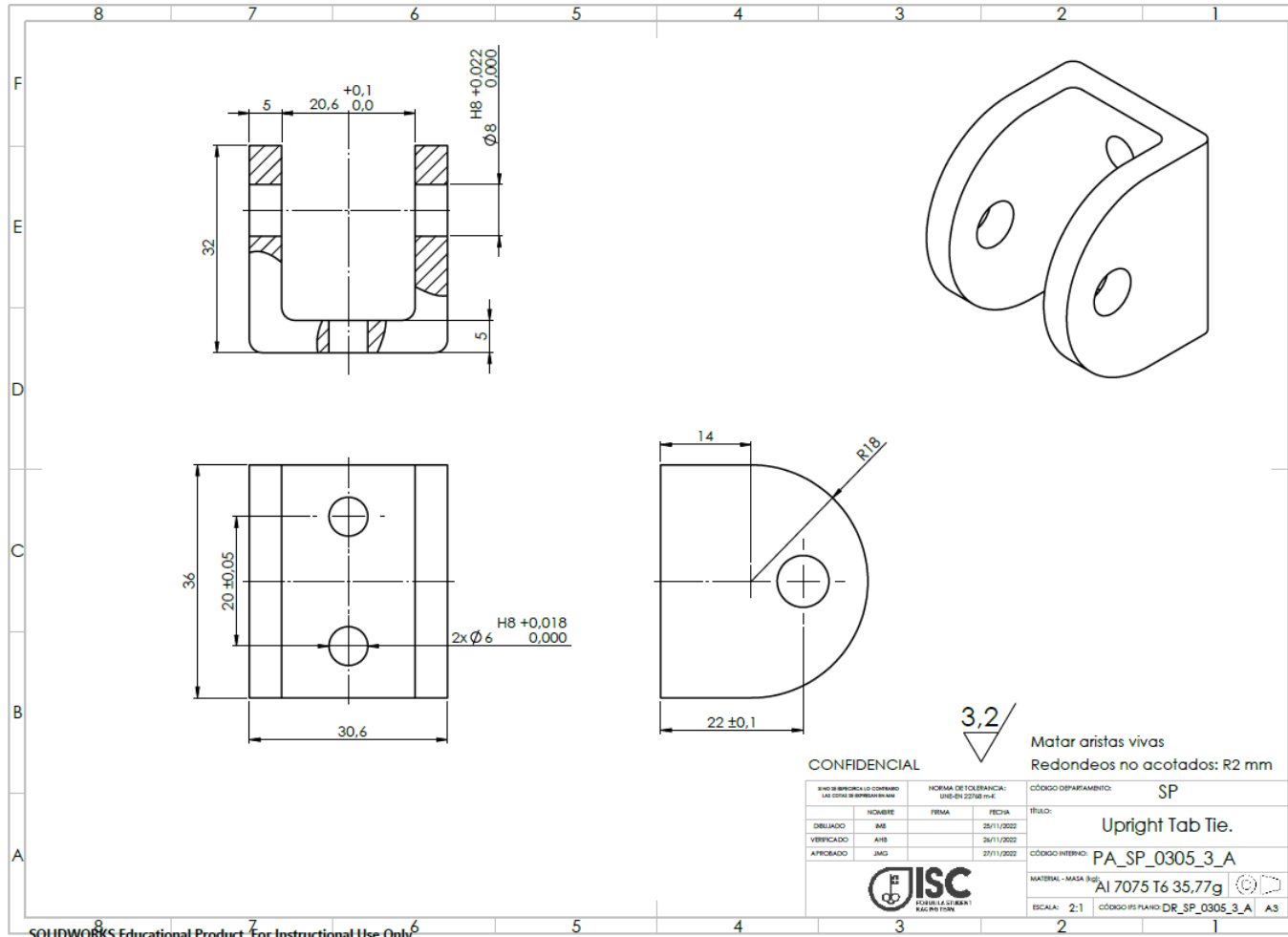
AUX = zeros(4,1);
AUX(1:2) = x(3:4);
AUX(3:4) = -M^-1*(K*x(1:2)+C*x(3:4)-f);
End
```

ANEXO II. PLANOS DE FABRICACIÓN

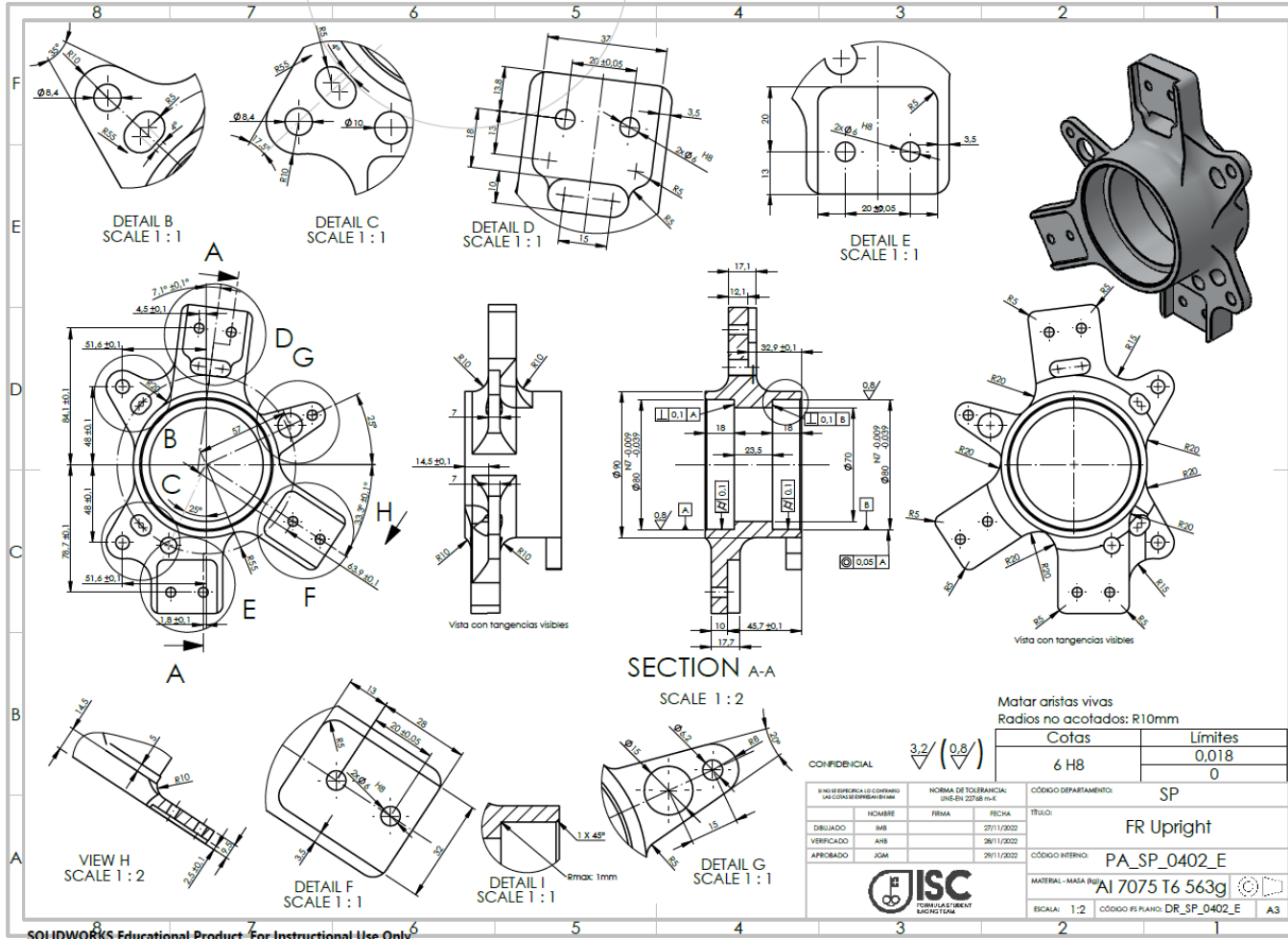
DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM



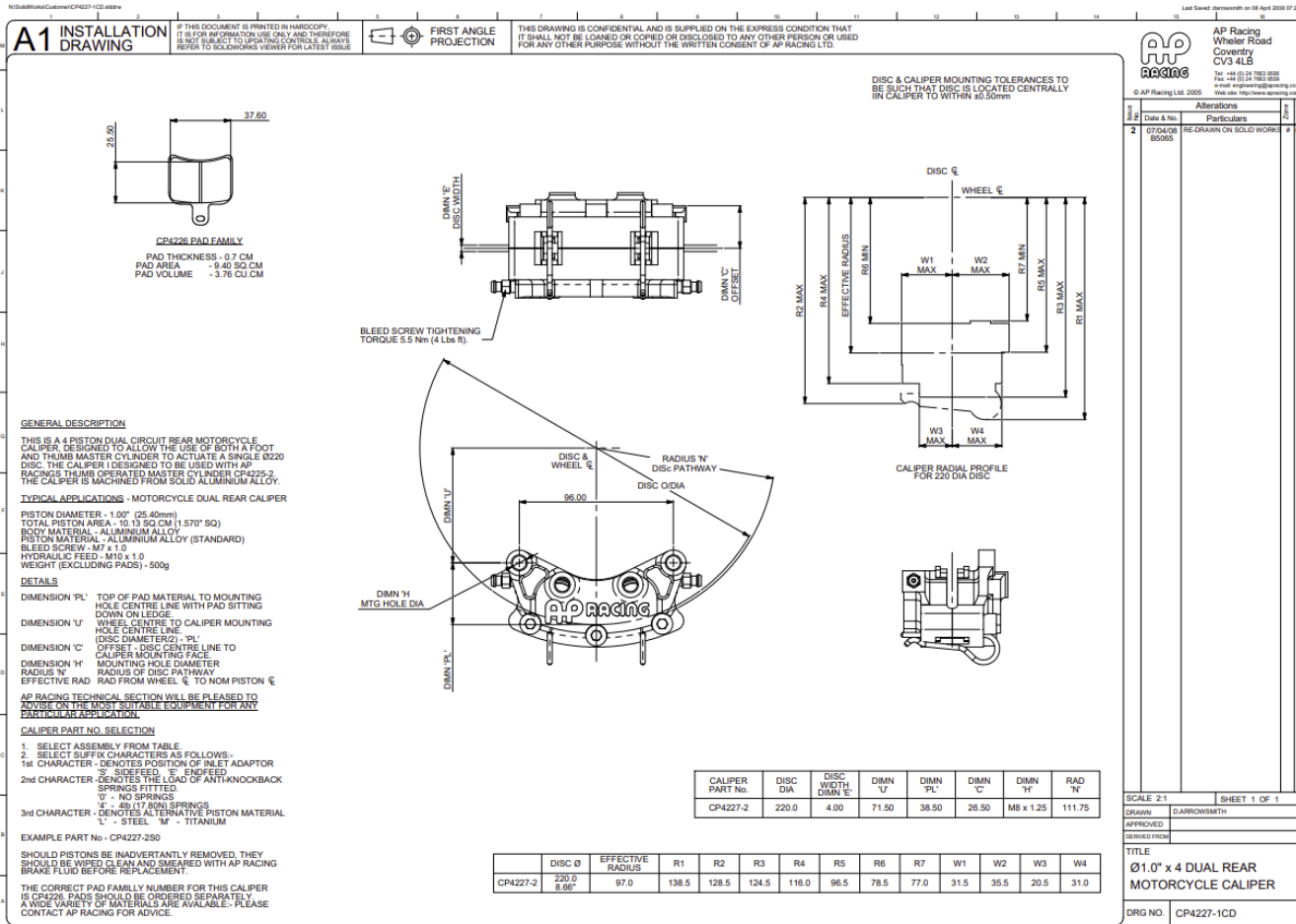
DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM



DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM



DISEÑO DE UNA MANGUETA DE DIRECCIÓN PARA UN PROTOTIPO FSAE. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO MEDIANTE ANÁLISIS FEM



ANEXO III. LISTADO DE COMPONENTES

Item	Artículo	Especificaciones	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
01	Misalignment Spacer	M8 (12uds) (2 packs 6)	2	€ 5,68	€ 11,36
03	ISO 7379 - Calibrado	M5 6x12mm	4	€ 0,87	€ 3,48
04	ISO 7379 - Calibrado	M5 6x16mm	8	€ 0,87	€ 6,96
06	ISO 7379 - Calibrado	M6 8x25mm	4	€ 1,06	€ 4,24
07	ISO 7379 - Calibrado	M6 8x30mm	2	€ 1,16	€ 2,32
08	DIN 912 - Allen	M6 20mm	2	€ 0,08	€ 0,16
09	DIN 6927 - Tuerca con brida	M5	12	€ 0,22	€ 2,64
10	DIN 6927 - Tuerca con brida	M6	8	€ 0,27	€ 2,16
11	DIN 125 - Arandela	M6	4	€ 0,02	€ 0,08
12	Sensor	SNG-QPMB-000	2	€ 78,70	€ 157,40
13	Imanes	108 GAUDER	1	€ 19,99	€ 19,99
14	Rotulas	GE8E	2	€ 13,98	€ 27,96
15	Rodamiento contacto angular	7208 BE-2RZP	4	€ 85,99	€ 343,96
16			0	€ -	€ -
17			0	€ -	€ -
18			0	€ -	€ -

Total	€ 582,71
--------------	-----------------