

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Diseño y fabricación de un elemento mecánico
para el sistema de suspensión trasera
de una bicicleta de montaña



Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo Fin de Grado

Autor: Rafael Barrio Huarte

Director: Daniel Salcedo Pérez

Pamplona, 07 de septiembre de 2023

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa

AGRADECIMIENTOS

Lo primero de todo, quiero agradecer a mi madre todo lo que ha hecho por mí, no en este proyecto en concreto, sino en todo lo demás, lo cual ha hecho posible que llegue hasta aquí.

Quiero agradecer a todas aquellas personas que me han apoyado durante la realización de este Trabajo de Fin de Grado, en especial a Andrea y a mis amigos Álvaro, José, Juan... que me han oído hablar día sí y día también sobre el proyecto en los últimos meses y se han tomado la molestia de leérselo entero para revisar que esté todo bien.

Además, quiero hacer una mención especial a mi amigo Juan Chuliá por dar con la clave para solventar un problema que tuve con las simulaciones.

También quiero dar las gracias a mi tutor, Daniel Salcedo, por la paciencia y el apoyo mostrados no sólo en la realización de este Trabajo de Fin de Grado, sino también en anteriores ocasiones en las que coincidimos en la Universidad Pública de Navarra.

Por otro lado, quiero dar las gracias a Pedalier Pamplona por la explicación recibida sobre los distintos tipos de suspensión trasera y por permitirme adquirir material fotográfico para el desarrollo de este Trabajo de Fin de Grado.

Por último, y no por ello menos importante, quiero agradecer enormemente a toda la gente de Talleres Atondoa, en especial a Aitor y a Dani, su colaboración en este proyecto. Tanto por la financiación del mecanizado de las piezas como por el asesoramiento recibido para pulir los conocimientos de CAM que adquiriré con ellos durante mis prácticas extracurriculares.

RESUMEN

El presente Trabajo de Fin de Grado tiene como objetivo desarrollar una mejora para un elemento mecánico de la suspensión trasera de una bicicleta de montaña. Se tratará de adaptarla a un usuario cuyo peso es superior a la media y desea obtener una mejora en el comportamiento del sistema, evitando cambiar el amortiguador original. Para alcanzar la fabricación final del producto, se realizan las siguientes las fases en el proyecto:

- Análisis del sistema actual mediante ingeniería inversa.
- Optimización del mecanismo mediante síntesis analítica.
- Diseño del producto mediante programas CAD.
- Análisis de la integridad estructural mediante FEM.
- Programación CAM del mecanizado de la pieza.
- Mecanizado de la pieza.
- Montaje del producto final.

Una vez finalizado este proceso, se realiza una comprobación del resultado final obtenido y se valorará de forma autocrítica el resultado obtenido considerando que el proyecto se ha finalizado con éxito.

PALABRAS CLAVE

Diseño mecánico, CAD, FEM, CAM, fabricación.

ABSTRACT

This Bachelor's Thesis aims to develop an improvement for a mechanical element of the rear suspension of a mountain bike. The goal is to adapt it to a user whose weight is above average and wants to improve the system's behavior without changing the original shock absorber. To achieve the final product manufacturing, the following phases are carried out in the project:

- Analysis of the current system through reverse engineering.
- Mechanism optimization through analytical synthesis.
- Product design using CAD programs.
- Structural integrity analysis through FEM.
- CAM programming of the part machining.
- Machining of the part.
- Assembly of the final product.

Once this process is completed, a check of the final result obtained is carried out, and the result obtained is self-critically evaluated, considering that the project has been successfully completed.

KEYWORDS

Mechanical design, CAD, FEM, CAM, manufacturing.

Índice de contenidos

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. CONTEXTO.....	1
1.2. ALCANCE.....	4
1.3. OBJETIVOS.....	4
1.3.1. Objetivo Principal.....	4
1.3.2. Objetivos Secundarios.....	4
1.3.3. Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).....	5
1.4. GESTIÓN DEL PROYECTO.....	6
1.5. NORMATIVA.....	7
1.6. ESTADO DEL ARTE.....	8
1.7. RECURSOS DISPONIBLES.....	16
2. DISEÑO.....	17
2.1. PLIEGO DE CONDICIONES.....	17
2.1.1. Pliego de condiciones funcional.....	17
2.1.2. Pliego de condiciones de seguridad.....	17
2.1.3. Pliego de condiciones económico.....	17
2.2. ANÁLISIS DEL SISTEMA ORIGINAL.....	18
2.2.1. Modelado 3D.....	19
2.2.2. Análisis del mecanismo.....	21
2.2.3. Análisis del amortiguador.....	22
2.3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	29
2.3.1. Opción 1.....	29
2.3.2. Opción 2.....	29
2.3.3. Opción 3.....	29
2.3.4. Criterios de selección de alternativas.....	30
2.3.5. Opción final desarrollada.....	31
2.4. SÍNTESIS ANALÍTICA.....	33
2.4.1. Aproximación a la solución deseada mediante GeoGebra.....	33
2.4.2. Desarrollo del programa de optimización mediante MATLAB.....	34
2.4.3. Comprobación de la solución obtenida mediante GeoGebra.....	36
2.5. DISEÑO ASISTIDO POR ORDENADOR (CAD).....	37
2.5.1. Diseño de las bieletas.....	37
2.5.2. Diseño de utillaje para banco de ensayos.....	40

3.	ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)	41
3.1.	ENSAYO DE FATIGA CON FUERZA VERTICAL	41
3.1.1.	Método de ensayo	41
3.1.2.	Preparación de la simulación	42
3.1.3.	Resultados	49
3.1.4.	Cálculo de vida a fatiga	50
3.1.5.	Conclusiones	54
3.2.	ENSAYO DE FATIGA CON FUERZAS HORIZONTALES	55
3.2.1.	Método de ensayo	55
3.2.2.	Preparación de la simulación	55
3.2.3.	Resultados	56
3.2.4.	Cálculo de vida a fatiga	56
3.2.5.	Conclusiones	56
3.3.	ENSAYO DE JUEGO DEL NEUMÁTICO	57
3.3.1.	Método de ensayo	57
3.3.2.	Preparación de la simulación	57
3.3.3.	Resultados	60
3.3.4.	Conclusiones	60
4.	FABRICACIÓN	61
4.1.	PLANOS	61
4.2.	PROTOTIPADO	64
4.3.	FABRICACIÓN ASISTIDA POR ORDENADOR (CAM)	68
4.3.1.	Primera etapa – Atada 1	68
4.3.2.	Segunda etapa – Atada 2	72
4.3.3.	Tercera etapa – Corte por hilo	76
4.4.	MECANIZADO DE PIEZAS	77
4.5.	VERIFICACIÓN	83
5.	MONTAJE	85
6.	PRESUPUESTO	86
7.	CONCLUSIONES	87
8.	BIBLIOGRAFÍA	88
9.	ANEXOS	I
9.1.	CÓDIGO MATLAB	I
9.2.	CÓDIGO ISO CORTE POR HILO	VI
9.3.	PLANOS	VII

Índice de imágenes

Imagen 1. Conor WRC DS Team XT 2014 [2]	1
Imagen 2. Detalle sistema de suspensión trasera [2]	2
Imagen 3. Fotografía del amortiguador trasero.....	2
Imagen 4. Fotografía del sistema original de bieletas	3
Imagen 5. Objetivos de Desarrollo Sostenible	5
Imagen 6. Diagrama de gestión del proyecto	7
Imagen 7. Bicicleta GT RTS-1	8
Imagen 8. Detalle del sistema de suspensión trasera de la GT RTS-1.....	8
Imagen 9. Bicicleta BH Lynx Trail.....	9
Imagen 10. Detalle del sistema de suspensión trasera de la BH Lynx Trail	9
Imagen 11. Bicicleta Lapierre XR.....	10
Imagen 12. Detalle del sistema de suspensión trasera de la Lapierre.....	10
Imagen 13. Bicicleta eléctrica Sunn Gordon S2.....	11
Imagen 14. Detalle del sistema de suspensión trasera de la Sunn Gordon S2	11
Imagen 15. Bicicleta Lapierre Zesty TR.....	12
Imagen 16. Detalle del sistema de suspensión trasera de la Lapierre Zesty TR	12
Imagen 17. Bicicleta Pinarello Razha.....	13
Imagen 18. Bicicleta Lapierre Pulsium SAT	13
Imagen 19. Bicicleta Bold Linkin [11]	14
Imagen 20. Cuadro de la bicicleta Bold Linkin [11]	14
Imagen 21. Pivote virtual IST de la Bold Linkin	15
Imagen 22. Tecnología de suspensión interna de la Bold Linkin	15
Imagen 23. Equipo de ensayos.....	16
Imagen 24. Imágenes de la maquinaria cedidas por Talleres Atondoa	16
Imagen 25. Despiece del sistema de bieletas	18
Imagen 26. Identificación del rodamiento de la bieleta	18
Imagen 27. Medición del diámetro interno del pasador del amortiguador	19
Imagen 28. Detalle de la bieleta izquierda original.....	19
Imagen 29. Renderizado 3D del sistema original modelizado mediante medición manual.....	20
Imagen 30. Empleo de imágenes para el modelado 3D.....	20
Imagen 31. Imagen tridimensional del modelo 3D de la bicicleta.....	21
Imagen 32. Modelo 2D simplificado	21
Imagen 33. Datos del amortiguador [12].....	22
Imagen 34. Despiece del amortiguador [13].....	22
Imagen 35. Representación gráfica de fuerzas. Imagen modificada de la fuente original [14]..	23
Imagen 36. Fotografía realizada durante el ensayo del amortiguador.....	26
Imagen 37. Opción 1	29
Imagen 38. Opción 2	29
Imagen 39. Opción 3	29
Imagen 40. Casquillos de refuerzo de la opción 3	29
Imagen 41. Problema de interferencia de la opción 3	32
Imagen 42. Problema de interferencia de la opción 2.....	32
Imagen 43. Aproximación a la solución deseada mediante GeoGebra	33
Imagen 44. Resultado obtenido tras ejecutar el fichero “PRINCIPAL”	35

Imagen 45. Comprobación de la solución optimizada con GeoGebra	36
Imagen 46. Diferencia entre la solución aproximada (roja) y la optimizada (negra).....	36
Imagen 47. Primera versión del diseño.....	38
Imagen 48. Detección anticipada de un posible problema.....	38
Imagen 49. Segunda versión del diseño.....	38
Imagen 50. Versión final del diseño	39
Imagen 51. Útil de fijación original	40
Imagen 52. Diseño del útil de fijación del amortiguador	40
Imagen 53. Ensayo de fatiga con una fuerza vertical.....	41
Imagen 54. Ventana principal del proyecto Ensayos de Fatiga en Ansys	42
Imagen 55. Datos del material introducidos en el programa	42
Imagen 56. SpaceClaim - Editor de geometría del Ensayo de Fatiga	43
Imagen 57. Ventana Model del programa Ansys	43
Imagen 58. Definición de sólidos importados como elementos rígidos	44
Imagen 59. Asignación del material a los sólidos de las bieletas.....	44
Imagen 60. Sistema de coordenadas del modelo en Ansys	45
Imagen 61. Mallado de las bieletas.....	45
Imagen 62. Muelle para simulación del amortiguador trasero.	46
Imagen 63. Muelle para simulación de la suspensión delantera.....	46
Imagen 64. Contactos entre los sólidos del mecanismo.....	47
Imagen 65. Condiciones de contorno de los ensayos de fatiga	47
Imagen 66. Definición de la fuerza vertical para el ensayo de fatiga	48
Imagen 67. Activación del Large Deflection en el Analysis Settings	48
Imagen 68. Resultado del ensayo con fuerza vertical sobre mecanismo móvil	49
Imagen 69. Resultado del ensayo con fuerza vertical sobre mecanismo rígido	49
Imagen 70. Extracto del artículo de Leonardo Garrafa y Orlando Miramontes	50
Imagen 71. Sección crítica de la pieza.....	51
Imagen 72. Ensayo de fatiga por fuerzas horizontales	55
Imagen 73. Definición de la fuerza horizontal para el ensayo de fatiga	55
Imagen 74. Resultado del ensayo con fuerzas horizontales sobre mecanismo rígido	56
Imagen 75. Ensayo de juego del neumático	57
Imagen 76. Ventana principal del proyecto Ensayos de Juego del Neumático	57
Imagen 77. SpaceClaim - Editor de geometría del Ensayo de Juego del Neumático.....	58
Imagen 78. Contactos de fijación de la rueda.....	58
Imagen 79. Fijación del cuadro al suelo	59
Imagen 80. Aplicación de la fuerza del Ensayo de Juego del Neumático	59
Imagen 81. Resultado del Ensayo de Juego del Neumático.....	60
Imagen 82. Sólido importado en el programa PrusaSlicer.....	64
Imagen 83. Modificadores de relleno	65
Imagen 84. Patrón de relleno y número de capas	65
Imagen 85. Soportes de impresión	66
Imagen 86. Pieza en proceso de impresión	66
Imagen 87. Resultado de impresión.....	67
Imagen 88. Prototipo montado en la bicicleta.....	67
Imagen 89. Material inicial primera atada	68
Imagen 90. Sistema de coordenadas de la primera atada.....	68
Imagen 91: Caminos de herramienta.....	69
Imagen 92: Estado tras la operación.....	69

Imagen 93. Comprobación de resultado tras simulación de la primera atada	71
Imagen 94. Tocho segunda atada	72
Imagen 95. Sistema de coordenadas de la segunda atada	72
Imagen 96: Caminos de herramienta.....	73
Imagen 97: Estado tras la operación.....	73
Imagen 98. Comprobación de resultado tras simulación de la primera atada	75
Imagen 99. Camino de herramienta corte por hilo.....	76
Imagen 100. Código ISO del programa de corte por hilo leído en la máquina	76
Imagen 101. Selección del material	77
Imagen 102. Corte del retal para obtener el bruto de las dos piezas.....	77
Imagen 103. Definición del origen de la pieza	78
Imagen 104. Definición del cero herramienta	78
Imagen 105. Mecanizado por arranque de viruta.....	79
Imagen 106. Estado de la pieza tras el mecanizado de la primera atada	79
Imagen 107. Calibración del alexómetro	80
Imagen 108. Medición con alexómetro	80
Imagen 109. Resultado tras el mecanizado de la segunda atada	80
Imagen 110. Alineación de la pieza sobre la base.....	81
Imagen 111. Comprobación de las coordenadas del agujero más alejado del origen	81
Imagen 112. Operación de mecanizado por electroerosión con hilo	82
Imagen 113. Bieleta izquierda finalizada	82
Imagen 114. Medición del alojamiento del rodamiento de la bieleta izquierda	83
Imagen 115. Medición del agujero del pasador del tirante de la bieleta izquierda	83
Imagen 116. Bieleta izquierda finalizada con rodamiento montado.....	85
Imagen 117. Nuevo sistema de bieletas montado en la bicicleta.....	85

Índice de gráficas

Gráfica 1. Aproximación de la respuesta teórica del amortiguador	27
Gráfica 2. Resultado obtenidos del ensayo del amortiguador.....	28
Gráfica 3. Resultados filtrados del ensayo del amortiguador	28
Gráfica 4. Comparación entre el sistema original y el sistema optimizado	36
Gráfica 5. Curva S-N del Aluminio 6082-T6 [18].....	50

Índice de tablas

Tabla 1. Diagrama de Gantt	6
Tabla 2. Recursos disponibles en la Universidad Pública de Navarra	16
Tabla 3. Recursos disponibles en la empresa colaboradora Talleres Atondoa.....	16
Tabla 4. Criterios de selección de alternativas.....	30
Tabla 5. Matriz de comparación de criterios	31
Tabla 6. Matriz de resultados.....	31
Tabla 7. Propiedades del Aluminio 6082-T6	37
Tabla 8. Tolerancias para dimensiones lineales, excepto aristas matadas.....	61
Tabla 9. Tolerancias geométricas de rectitud y planitud	62
Tabla 10. Tolerancias geométricas de perpendicularidad	62
Tabla 11. Valores para los grados de tolerancia normalizados	63
Tabla 12. Valores de las desviaciones fundamentales en agujeros desde A hasta M	63
Tabla 13. Valores para la desviación fundamental en agujeros desde N a ZC.....	63
Tabla 14. Operaciones primera atada.....	70
Tabla 15. Parámetros de las operaciones de la primera atada.....	71
Tabla 16. Operaciones segunda atada	74
Tabla 17. Parámetros de las operaciones de la segunda atada	75
Tabla 18. Tabla de verificación de la bieleta izquierda	84
Tabla 19. Tabla de verificación de la bieleta derecha	84
Tabla 20. Presupuesto de los rodamientos.....	86
Tabla 21. Presupuesto del mecanizado de las bieletas.....	86

1. INTRODUCCIÓN

1.1. CONTEXTO

Se parte de un supuesto en el que un cliente solicita la personalización de su bicicleta de montaña adaptándola a sus características. El **cliente**, que a su vez es el usuario que emplea la bicicleta, expresa su disconformidad con el modo de funcionamiento del sistema actual, argumentando que la suspensión trasera llega a su tope de compresión cuando realiza algún salto de gran magnitud y que esto le resulta incómodo. El cliente desea realizar una modificación que le permita endurecer el sistema sin llevar al límite la capacidad del amortiguador y evitando tener que llegar a cambiarlo.

El **usuario** es un hombre de 28 años, con una altura de 184 cm y un peso de aproximadamente 97 kg. La media nacional (en hombres) se sitúa en 175 cm y 84 kg [1], por lo que se puede afirmar que el usuario se encuentra por encima de los valores medios. Se considera que la bicicleta ha sido diseñada para una persona promedio, por lo que las características del usuario quedan alejadas de las de diseño. Por ello, se realizará un nuevo diseño del mecanismo a medida del cliente.

La **bicicleta** sobre la que se desarrolla el proyecto es una Conor WRC DS Team XT del año 2014 con doble suspensión, modelo que actualmente se encuentra descatalogado [2].



Imagen 1. Conor WRC DS Team XT 2014 [2]

El **sistema de suspensión trasera** consta de un cuadrilátero articulado formado por el basculante (tirantes y vainas), la bieleta y el cuadro. A su vez, cuenta con un amortiguador que une el cuadro con la bieleta. En la siguiente imagen se muestran estos elementos, así como los puntos de articulación de los mismos resaltados en color naranja:



Imagen 2. Detalle sistema de suspensión trasera [2]

El **amortiguador** trasero es de la marca RockShox, modelo Monarch RL de color blanco. La distancia entre ejes es de 165 mm y tiene una carrera de 38 mm. Cuenta con una cámara de aire presurizado con una presión máxima de 1,9 MPa (275 psi) y ajustes de presión de gas y de velocidad hidráulica en extensión. También cuenta con una palanca de bloqueo manual de la suspensión.



Imagen 3. Fotografía del amortiguador trasero

El **sistema de bieletas** está formado por dos piezas simétricas que tienen tres puntos de anclaje y uno de refuerzo. El punto de anclaje superior sirve de punto de pivote de las bieletas sobre el cuadro de la bicicleta. El punto de anclaje inferior une las bieletas con los tirantes. Estos puntos sobre los que pivotan permiten el movimiento relativo de la bieleta respecto al cuerpo del amortiguador, con el cual está conectado a través del punto de anclaje intermedio.



Imagen 4. Fotografía del sistema original de bieletas

La geometría de estas piezas es fundamental en el comportamiento dinámico de la bicicleta, por lo que una pequeña variación puede lograr grandes cambios. Además, es un elemento pequeño, de coste reducido, y de alto nivel de ingeniería, por lo que es el objeto ideal sobre el que desarrollar este Trabajo de Fin de Grado.

Otra alternativa viable económicamente sería cambiar el amortiguador por otro comercial, pero, aunque resultaría de mayor interés en cuanto a análisis dinámico, carecería de diseño y fabricación, que es el objetivo principal de este trabajo.

1.2. ALCANCE

En este Trabajo de Fin de Grado se pretende desarrollar un proyecto lo más completo posible, que abarque la mayor cantidad de conceptos desarrollados a lo largo del plan de estudios 245 del grado en Ingeniería Mecánica en la Universidad Pública de Navarra.

Se realizarán análisis de mecanismos mediante síntesis analítica, diseño de piezas en tres dimensiones, cálculos estructurales para la validación de los diseños realizados, planos de fabricación y montaje, así como programación de las operaciones de mecanizado.

Además, se tratará de que el prototipo alcance la fase final de fabricación y montaje para que no resulte un proyecto meramente teórico.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo Principal

El objetivo de este proyecto es diseñar y fabricar un nuevo sistema de bieletas que dote al mecanismo de versatilidad para distintos modos de uso para cumplir con los requisitos definidos por el cliente.

De forma cuantitativa, se desea lograr una variación de un 10% en el recorrido de la suspensión para añadir un nuevo modo de funcionamiento adicional al modo estándar actual:

Modo estándar: definido por el sistema actual de bieletas, con un recorrido de 100 mm.

Modo sport: se busca lograr un endurecimiento en el comportamiento de la suspensión, para lo cual se reducirá un 10% el recorrido original.

1.3.2. Objetivos Secundarios

Para lograr alcanzar el objetivo principal se marcan los siguientes objetivos secundarios que ayudarán a la división del trabajo y al desarrollo de hitos a lo largo del proyecto:

- Analizar y modelar en 3D el sistema original.
- Realizar una síntesis analítica del sistema tratando de optimizar el diseño para alcanzar el objetivo principal.
- Realizar un diseño estético que cumpla con el pliego de condiciones.
- Realizar un diseño que permita una buena relación calidad-coste de cara a la fabricación.
- Realizar una monitorización del funcionamiento del sistema original y del sistema optimizado con el fin de analizar si el resultado obtenido se corresponde lo esperado.

1.3.3. Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS)



Imagen 5. Objetivos de Desarrollo Sostenible

La Organización de las Naciones Unidas (ONU) aprobó en 2015 la **Agenda 2030 sobre el Desarrollo Sostenible**, donde se marcaban **17 Objetivos de Desarrollo Sostenible** [3] con el objetivo de transformar nuestro mundo mejorando la vida de todos, sin dejar a nadie atrás. Éstos incluyen desde la eliminación de la pobreza, hasta la educación, la igualdad de la mujer o la defensa del medio ambiente.

En este proyecto se va a tratar de contribuir en dos de estos objetivos:

ODS 11 Ciudades y comunidades sostenibles

Meta 11.6: “De aquí a 2030, reducir el impacto ambiental negativo per cápita de las ciudades, incluso prestando especial atención a la calidad del aire y la gestión de los desechos municipales y de otro tipo”.

Este proyecto contribuye al objetivo fomentando el empleo de la bicicleta como medio de transporte urbano e interurbano reduciendo el uso de medios de transporte de combustión de hidrocarburos.

ODS 12 Producción y consumo responsables

Meta 12.5: “De aquí a 2030, reducir considerablemente la generación de desechos mediante actividades de prevención, reducción, reciclado y reutilización”.

Este proyecto contribuye al objetivo empleando retales de otras piezas como materia prima para la fabricación de la nueva pieza y tratando de minimizar el coste energético y de materiales en el diseño del prototipo.

1.4. GESTIÓN DEL PROYECTO

De acuerdo con lo establecido en la guía docente, se deberían invertir un total de 450 horas en la realización de este proyecto. Teniendo en cuenta esto, y que el número de semanas desde que se inicia el proyecto, al final del semestre de primavera, hasta la presentación del proyecto es de 15 semanas, la dedicación deberá ser de 30 horas semanales.

Se desarrolla un Diagrama de Gantt para gestionar la correcta ejecución en plazo del contenido del trabajo. En la primera línea de cada tarea se muestra, en horas, el tiempo programado en color azul y en la segunda línea el tiempo realmente dedicado. Este último será de color verde si cumple con el plazo o se adelanta, de color naranja si sufre un retraso inferior a una semana y de color rojo si el retraso es superior a una semana.

*Tiempo expresado en horas

Nº	Tarea	2023																	Tiempo programado	Tiempo empleado	
		MES	JUNIO					JULIO					AGOSTO					SEPTIEMBRE			
		SEMANA	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37			38
1 Inicio del proyecto																					
1.1	Definición de la propuesta del TFE																		10	4	
1.2	Gestión del proyecto																		30	11	
1.3	Investigación y búsqueda de normativa																		25	25	
1.4	Estado del arte																		10	8	
1.5	Know-how y recursos disponibles																		5	4	
2 Desarrollo del proyecto																					
2.1	Análisis del sistema original																		30	25	
2.2	Síntesis analítica																		30	35	
2.3	Diseño CAD																		30	65	
2.4	Análisis FEM																		60	35	
2.5	Programación CAM																		30	30	
2.6	Fabricación y montaje																		30	30	
2.7	Monitorización (opcional)																		15	0	
2.8	Presupuesto																		5	4	
3 Final del proyecto																					
3.1	Redacción de la memoria																		100	85	
3.2	Preparación del contenido de la presentación																		20	15	
3.3	Preparación de la exposición																		18	5	
4 Presentación del proyecto																					
4.1	Defensa ante el director																		1	2	
4.2	Defensa ante el tribunal																		1	1	
TIEMPO PROGRAMADO		30	30	35	35	40	0	0	40	40	40	40	40	40	35	35	10		450		
TIEMPO EMPLEADO		16	35	37	35	25	10	0	8	15	38	44	44	44	44	32	1			384	

Tabla 1. Diagrama de Gantt

Para lograr desarrollar un prototipo funcional, será necesario realizar un diseño completo y viable del producto. Para ello, se va a seguir un método iterativo que permita corregir los fallos o errores que vayan surgiendo a lo largo del proyecto:

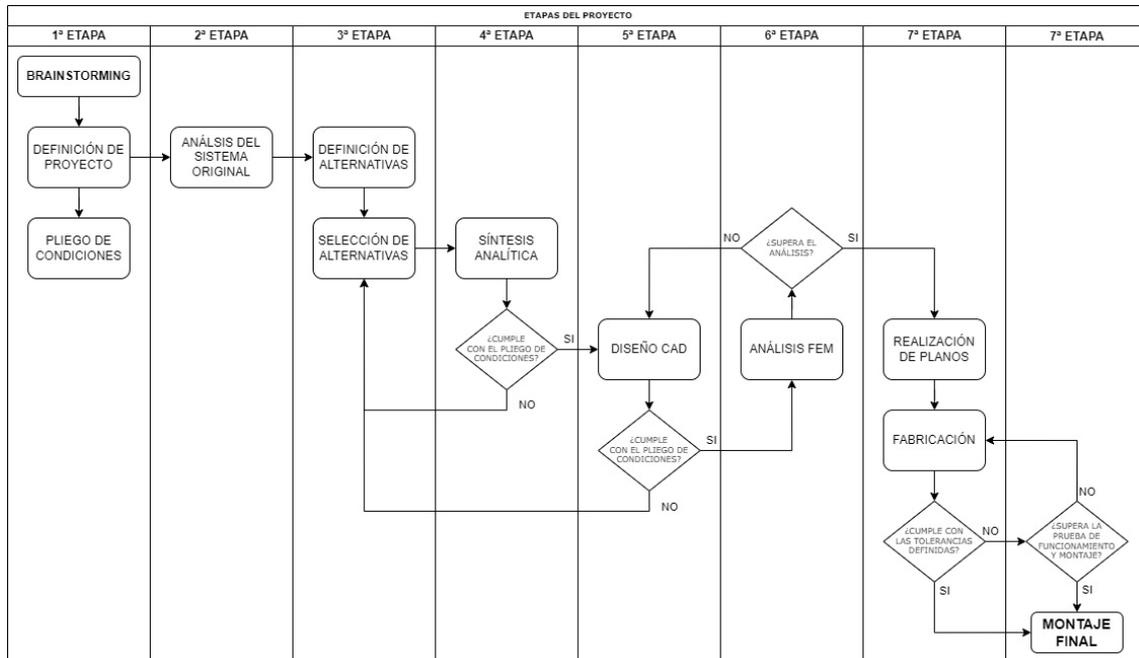


Imagen 6. Diagrama de gestión del proyecto

1.5. NORMATIVA

Normativa de requisitos de seguridad para bicicletas:

- **UNE-EN ISO 4210-1:2014** [4]
Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 1: Términos y definiciones.
- **UNE-EN ISO 4210-2:2015** [5]
Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 2: Requisitos para bicicletas de paseo, para adultos jóvenes, de montaña y de carreras.
- **UNE-EN ISO 4210-3:2014** [6]
Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 3: Métodos de ensayo comunes.
- **UNE-EN ISO 4210-6:2023** [7]
Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 6: Métodos de ensayo del cuadro y la horquilla.

Normativa de acotación:

- **UNE-EN 22768-1:1994** [8]
Tolerancias generales. Parte 1: tolerancias para cotas dimensionales lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia.
- **UNE-EN 22768-2:1994** [9]
Tolerancias generales. Parte 2: tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia.
- **UNE-EN ISO 286-1:2011** [10]
Especificación geométrica de productos (GPS). Sistema de codificación ISO para las tolerancias en dimensiones lineales. Parte 1: Base de tolerancias, desviaciones y ajustes

1.6. ESTADO DEL ARTE

En ingeniería, el estado del arte hace referencia al nivel más alto de desarrollo conseguido hasta la actualidad en materia de diseño, proceso, materiales o técnica.

Actualmente, el mercado presenta un amplio abanico de bicicletas con distintos tipos de suspensión trasera.

Los primeros modelos con suspensión trasera fueron adaptaciones de cuadros convencionales:



Imagen 7. Bicicleta GT RTS-1

En este sistema, la bicicleta está fabricada en una sola pieza de aluminio mecanizado:

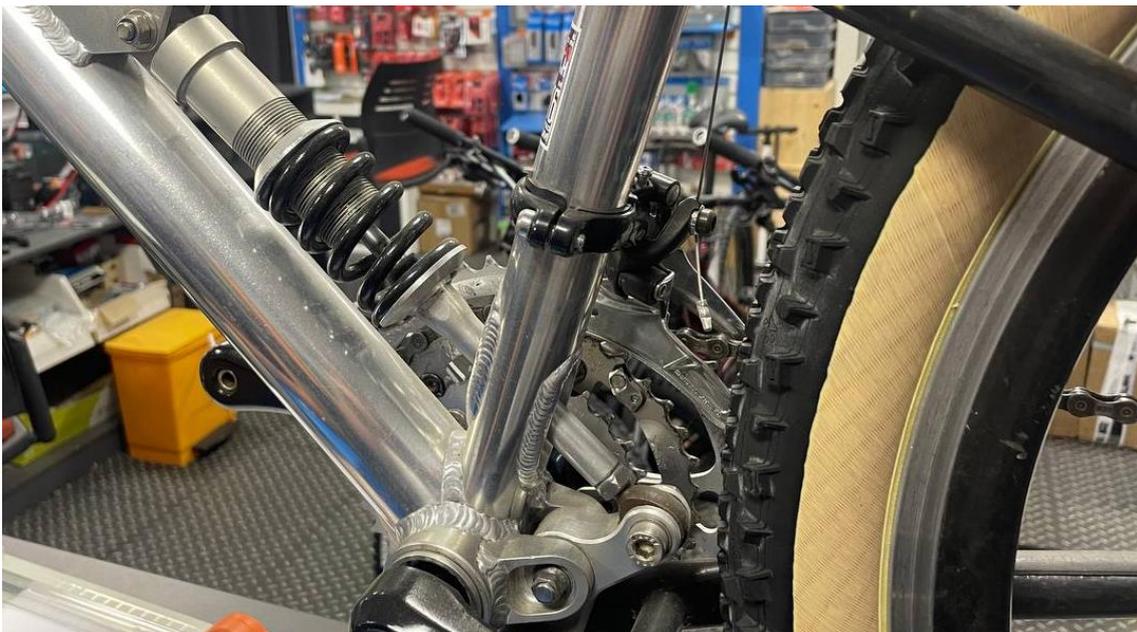


Imagen 8. Detalle del sistema de suspensión trasera de la GT RTS-1

Los últimos modelos de bicicletas de montaña presentan distintos tipos de suspensión trasera, cada uno de ellos con distintas tecnologías:

En este caso se presenta una bicicleta con amortiguador horizontal y basculante articulado, sistema patentado por la marca como *Split Pivot*, derivado del *DW-Link* de Dave Weagle:



Imagen 9. Bicicleta BH Lynx Trail

La bicicleta está formada por dos piezas de fibra de carbono unidas al cuadro, a los tirantes y al amortiguador mediante unión atornillada:



Imagen 10. Detalle del sistema de suspensión trasera de la BH Lynx Trail

En este otro caso, el amortiguador también es horizontal pero el basculante es rígido y funciona por flexión controlada:



Imagen 11. Bicicleta Lapierre XR

Esta bicicleta presenta una bieleta corta fabricada en una única pieza de fundición de aluminio con recubrimiento de pintura. Como dato curioso, el punto de anclaje del amortiguador y del tirante es el mismo:



Imagen 12. Detalle del sistema de suspensión trasera de la Lapierre

Otra tecnología empleada es la de suspensión con amortiguador vertical. En este caso se trata de una bicicleta eléctrica, por lo que la geometría es algo más compleja debido al espacio que ocupa el motor:



Imagen 13. Bicicleta eléctrica Sunn Gordon S2

Esta bicicleta presenta una bieleta fabricada en dos piezas de fundición de aluminio unidas entre sí mediante cordón de soldadura, con recubrimiento de pintura:



Imagen 14. Detalle del sistema de suspensión trasera de la Sunn Gordon S2

Por último, cabe destacar otro sistema más de suspensión trasera. Este caso es especial ya que el sistema de suspensión trasera cuenta con doble actuación sobre el amortiguador trasero. El amortiguador en vez de tener un punto fijo en el cuadro está anclado a la vaina inferior:



Imagen 15. Bicicleta Lapierre Zesty TR

En este caso, la bieleta está fabricada en una sola pieza de fundición de aluminio con recubrimiento de pintura en polvo:



Imagen 16. Detalle del sistema de suspensión trasera de la Lapierre Zesty TR

Otros sistemas de suspensión:

Actualmente, las bicicletas de velocidad usan sistemas de suspensión basados en la **flexión controlada** de los basculantes y de las horquillas, cuyo objetivo es **absorber vibraciones**.

En este caso, el sistema trabaja con la curvatura de las barras, esta tecnología es denominada “horquillas onda” y aporta estabilidad y reducción de los choques longitudinales y transversales:



Imagen 17. Bicicleta Pinarello Razha

Este otro sistema empleado en bicicletas de velocidad trabaja mediante la interposición de un **elastómero** en la unión del tirante con el cuadro:

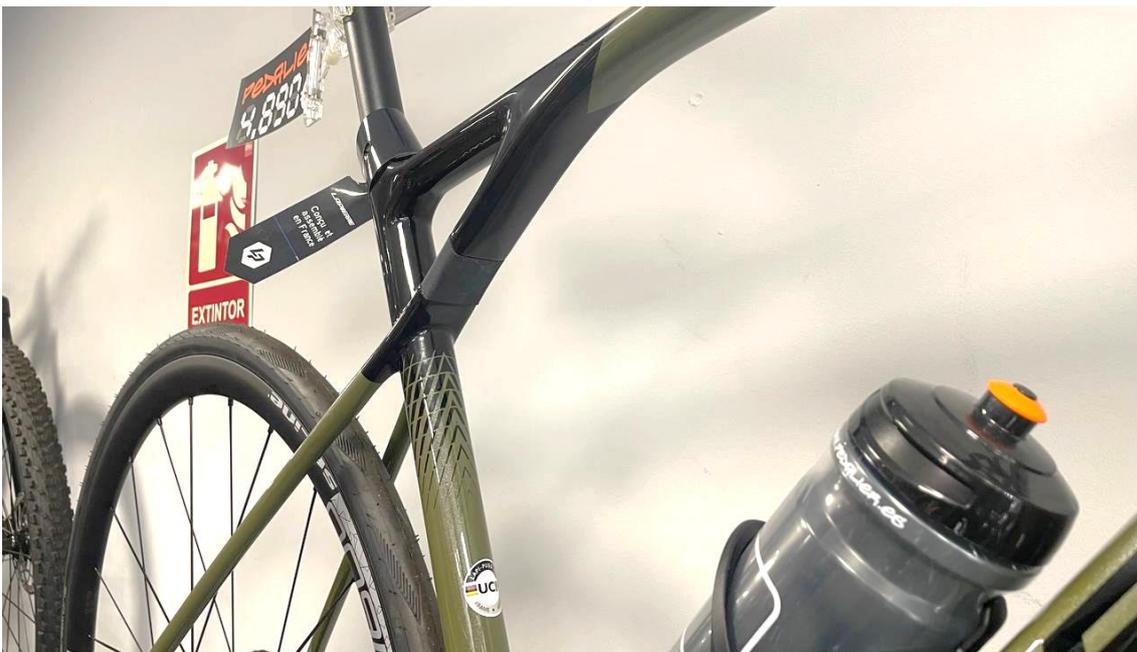


Imagen 18. Bicicleta Lapierre Pulsium SAT

Líneas futuras:

Los últimos modelos desarrollados muestran una tendencia hacia un diseño más limpio e integrado, redefiniendo los sistemas de bieletas tradicionales mediante la integración de la suspensión trasera en el diseño del cuadro.

Claro ejemplo de ello es la bicicleta Bold Linkin [11]:



Imagen 19. Bicicleta Bold Linkin [11]

Presenta un diseño compacto y limpio en el que el amortiguador del sistema de suspensión trasero está integrado dentro del cuadro de la bicicleta:



Imagen 20. Cuadro de la bicicleta Bold Linkin [11]

Esta tecnología emplea un cuadrilátero articulado, de tal forma que el basculante no oscila sobre un punto de pivote real, sino que lo hace sobre un centro instantáneo de rotación:



Imagen 21. Pivote virtual IST de la Bold Linkin

Algunas de las ventajas de este sistema son que el centro de gravedad es más bajo, y que el amortiguador está más protegido frente a suciedad, agua e impactos, por lo que garantiza su funcionamiento a máximo rendimiento y requiere menos mantenimiento:



Imagen 22. Tecnología de suspensión interna de la Bold Linkin

Como se puede ver, cada vez el diseño de las bicicletas es más complejo y evoluciona hacia un diseño sofisticado con un alto nivel de tecnología.

1.7. RECURSOS DISPONIBLES

Los recursos de los que se dispone para el estudio y la realización de este proyecto son los siguientes:

Universidad Pública de Navarra		
Tipo de máquina	Equipo de ensayos de tracción y compresión con utillaje para trabajar de modo isotérmico.	 <p>Imagen 23. Equipo de ensayos</p>
Velocidad máxima	100 mm/min	
Carga máxima	200 kN Célula de carga de clase 1 según la Norma ISO/7500 con un rango de 0 a 200 kN.	
Otros datos	Se pueden modificar e intercambiar las mordazas.	

Tabla 2. Recursos disponibles en la Universidad Pública de Navarra

Talleres Atondo			
Tipo de máquina	Marca	Máximo recorrido del área de trabajo (mm)	Imagen 24. Imágenes de la maquinaria cedida por Talleres Atondo
Fresadora CNC 3+2 ejes	MORI SEIKI NV-5000	800x500x400	
Electroerosión por hilo (WEDM)	CUT 200 GF	250x220x200	
Equipos de metrología	ETALON DERBY tridimensional	300x300x250	
Maquinaria convencional	Tornos, fresadoras, taladros, etc.	-	

Tabla 3. Recursos disponibles en la empresa colaboradora Talleres Atondo

2. DISEÑO

2.1. PLIEGO DE CONDICIONES

2.1.1. Pliego de condiciones funcional

El diseño deberá mantener todos los elementos originales salvo el sistema de bieletas.

El diseño del nuevo sistema de bieletas deberá mantener el mayor número posible de elementos originales con el fin de minimizar costes.

El diseño deberá permitir un montaje fácil y rápido, minimizando la complejidad y el número de operaciones, así como la cantidad de herramientas que se deban utilizar para tal fin.

El diseño deberá asegurar que ningún elemento móvil, en ninguna de sus posiciones, interfiera con ninguna de las partes fijas o móviles de la bicicleta.

El diseño deberá asegurar que ningún elemento, en ninguna de sus posiciones, interfiera con el usuario durante el manejo de la bicicleta.

El diseño deberá modificar de forma notoria el comportamiento de la suspensión, siempre buscando cumplir con los objetivos de diseño especificados en el apartado 1.3.1.

2.1.2. Pliego de condiciones de seguridad

El diseño deberá asegurar que, en caso de caída, no haya ningún elemento saliente que pueda dañar al usuario de la bicicleta. Por ejemplo, en caso de que un tornillo sobresalga, la cabeza deberá ser redondeada, y su longitud deberá ser ajustada, o en su defecto, ser protegido mediante algún elemento de seguridad.

El diseño deberá asegurar que no haya ninguna arista viva ni elemento cortante que pueda causar daño alguno al manipularse.

El diseño deberá asegurar un factor de seguridad mínimo de 1,5 en cualquier punto de la pieza.

El diseño deberá cumplir con la normativa vigente en la fecha de finalización del proyecto.

2.1.3. Pliego de condiciones económico

El coste del mecanizado no deberá superar los 500€.

El coste de material no deberá superar los 50€.

Con el fin de cumplir con los ODS definidos anteriormente, se tratará de que el material de partida provenga de retales de otras piezas, pero en ningún caso esto podrá suponer una disminución en la calidad necesaria para asegurar lo descrito en el pliego de condiciones de seguridad.

Estos costes hacen referencia a todas las piezas necesarias para la ejecución de este proyecto, tanto las propias piezas, como cualquier utillaje necesario tanto para la propia fabricación, como para la realización de ensayos.

2.2. ANÁLISIS DEL SISTEMA ORIGINAL

Para poder realizar una mejora sobre el sistema actual, lo primero que se debe hacer es obtener toda la información posible sobre el producto que se desea optimizar.

Para ello, se realiza el desmontaje del sistema de bieletas y se analiza a fondo:

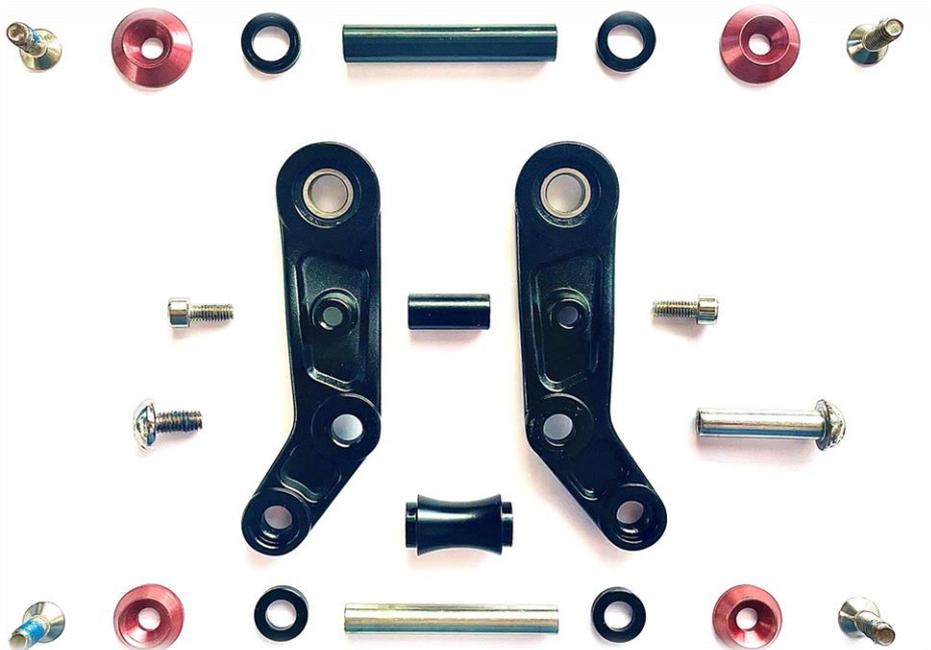


Imagen 25. Despiece del sistema de bieletas

Se identifica el modelo del rodamiento de la bieleta como un NBK 6900-2RS, cuyas dimensiones son 22x10x6 mm:



Imagen 26. Identificación del rodamiento de la bieleta

2.2.1. Modelado 3D

El primer paso antes de realizar el diseño de nuevas piezas es modelar en 3D los componentes originales de la bicicleta. Para ello, se realizan mediciones a mano mediante un pie de rey analógico de 0,1 mm de precisión para las medidas de menor magnitud, como las del amortiguador o las bieletas, y una cinta métrica para las de mayor magnitud, como la distancia entre los ejes de las ruedas o la distancia entre articulaciones del basculante o las vainas.

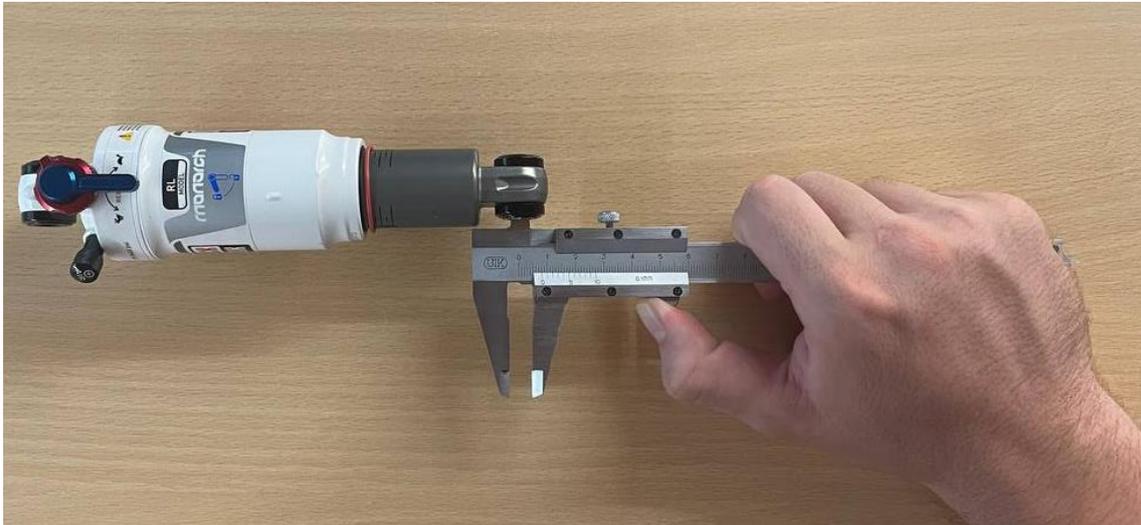


Imagen 27. Medición del diámetro interno del pasador del amortiguador

Un análisis en detalle del sistema de bieletas original ayudará al diseño del nuevo sistema. Será muy importante verificar que la distancia entre los dos apoyos que se ven en la imagen se mantiene igual en el nuevo diseño para respetar la geometría original, ya que el sistema de unión será el mismo:

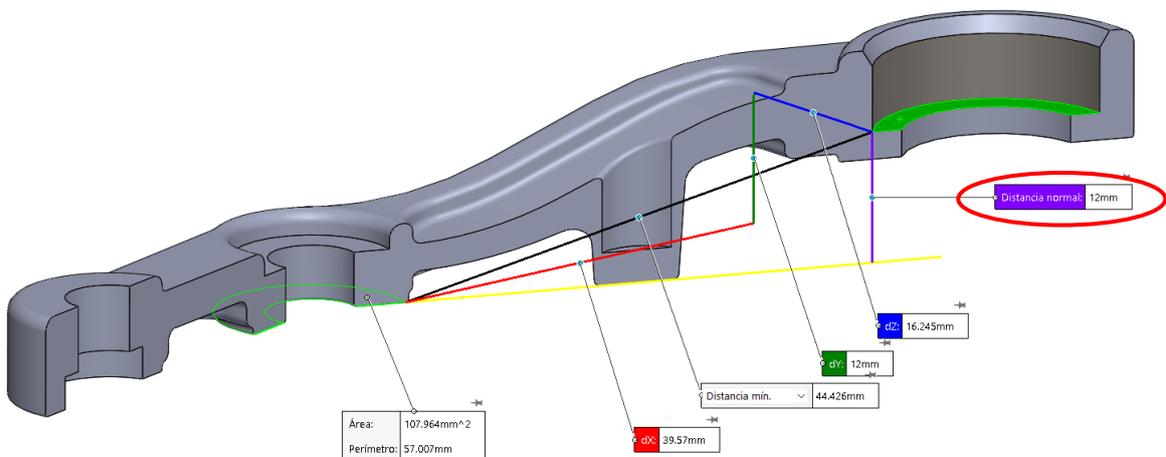


Imagen 28. Detalle de la bieleta izquierda original

Otro motivo por el que es necesario definir con precisión la geometría original de las bieletas es porque es crítico que el nuevo diseño que se realice no presente ninguna interferencia ni problemas de montaje por errores de medición del sistema original.



Imagen 29. Renderizado 3D del sistema original modelizado mediante medición manual

Otro método empleado para el modelado 3D es el uso de imágenes para la superposición de líneas de croquis sobre los contornos de la pieza, por ejemplo, en el cuadro de la bicicleta:

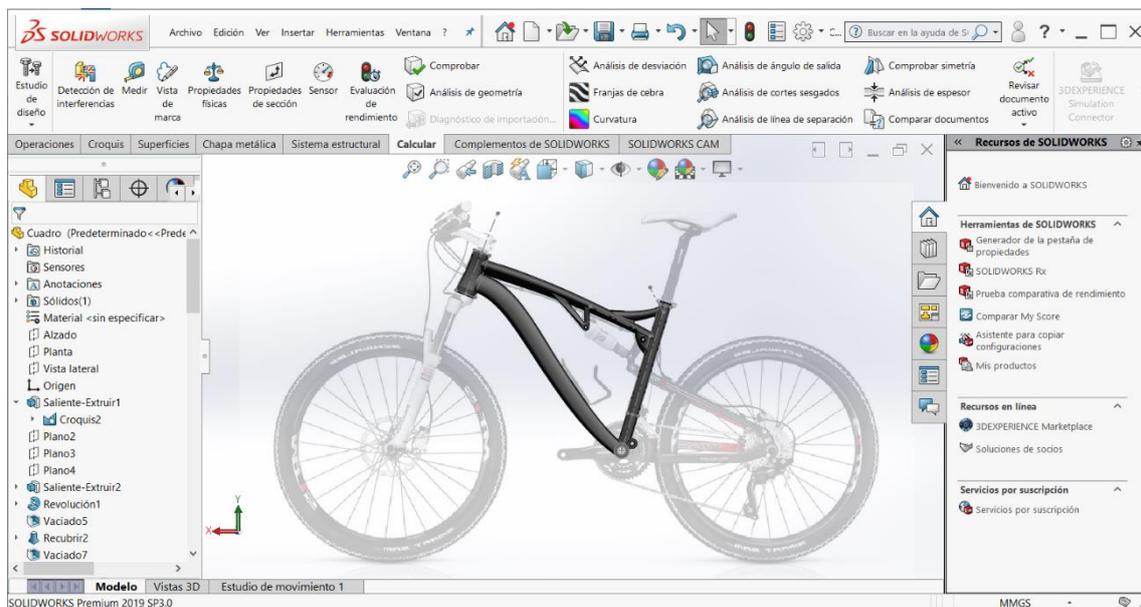


Imagen 30. Empleo de imágenes para el modelado 3D

De esta manera se va modelando pieza por pieza hasta obtener el conjunto completo. Estos modelos 3D luego serán de gran utilidad para las simulaciones, ya que se podrán importar los sólidos y simplificar los contactos en vez de tener que crear un modelo tridimensional de barras.

No es necesario modelizar todas las piezas de la bicicleta, como los sistemas de freno o la transmisión, ya que no afectan al objeto de estudio. El resultado obtenido es el siguiente:



Imagen 31. Imagen tridimensional del modelo 3D de la bicicleta

2.2.2. Análisis del mecanismo

A partir de este modelo 3D se realiza una simplificación del mecanismo de barras articuladas a un modelo 2D para poder realizar posteriormente la optimización mediante síntesis analítica:

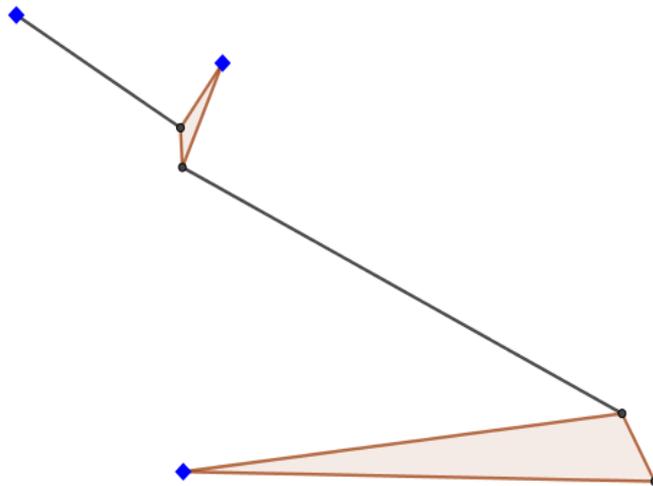


Imagen 32. Modelo 2D simplificado

2.2.3. Análisis del amortiguador

Identificación del modelo:

En la página web oficial de RockShox [12], a partir del número de serie del amortiguador (25T20052470), se puede identificar el modelo exacto: RS-MNR-RL-A1, así como otros datos:

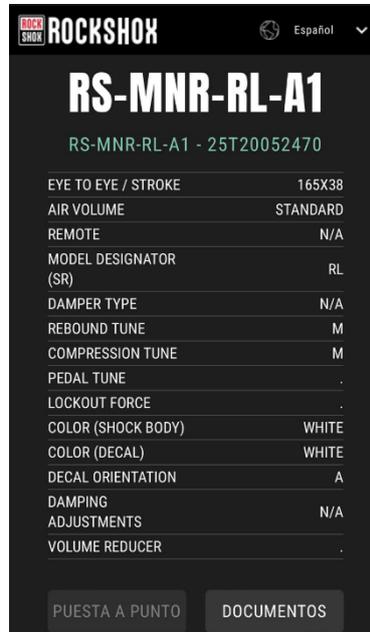


Imagen 33. Datos del amortiguador [12]

Despiece:

Gracias a la identificación del modelo exacto, se logra obtener de la web de Sram [13] el manual de servicio, donde se puede encontrar información tan útil como el despiece que se muestra en la imagen de la derecha, que permite comprender en profundidad el principio de funcionamiento del amortiguador.

- | | |
|----|--|
| A. | Alojamiento del eje superior |
| B. | Válvula de aire |
| C. | Eje/vástago |
| D. | Pistón de aire |
| E. | Pistón principal |
| F. | Pistón flotante interno |
| G. | Cuerpo amortiguador |
| H. | Alojamiento del eje inferior |
| I. | Tope de extensión |
| J. | Depósito de aire |
| K. | Junta tórica indicadora del sag |
| L. | Ajuste hidráulico de rebote |
| M. | Tapón de la válvula de aire |
| N. | Palanca de bloqueo de compresión |
| O. | Plato de bloqueo |
| P. | Tornillo de llenado de N ₂ del hidráulico |

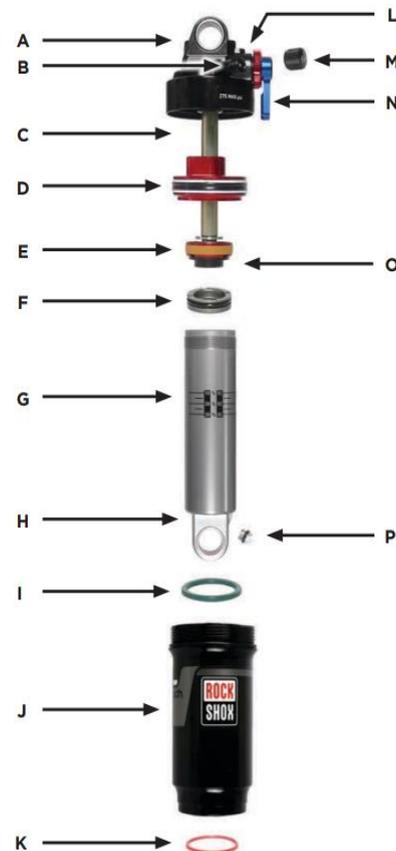
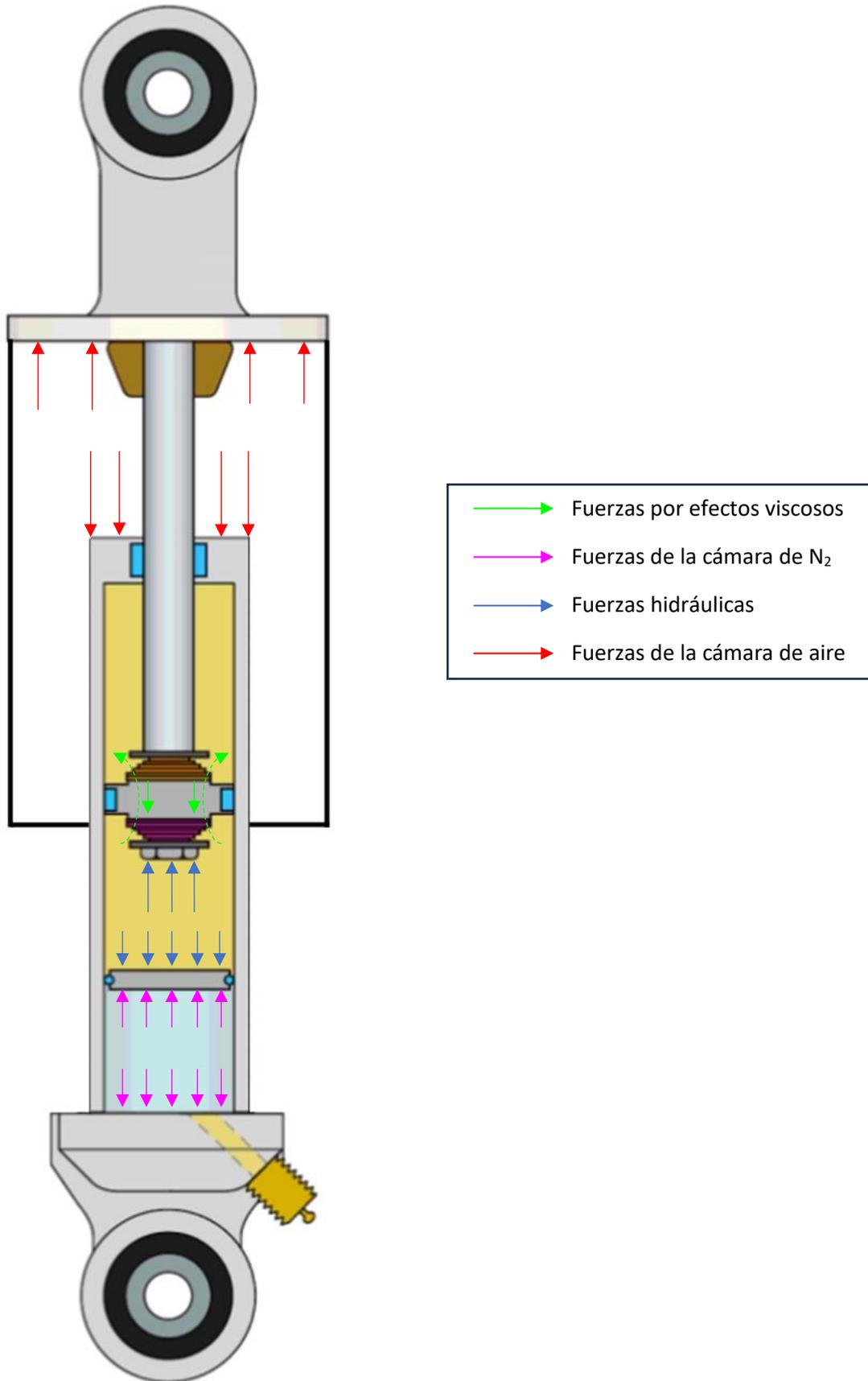


Imagen 34. Despiece del amortiguador [13]

Análisis teórico del comportamiento del amortiguador:



*Imagen 35. Representación gráfica de fuerzas.
Imagen modificada de la fuente original [14]*

El amortiguador consta de dos partes principales: un cuerpo hidráulico y una cámara de aire presurizado.

El **cuerpo hidráulico** (G) contiene en su interior una cámara de aceite presurizado y una cámara de N_2 presurizado, que están separadas entre sí por un pistón flotante (F). Es una cámara estanca cerrada en su parte superior por el pistón de aire (D) que actúa a su vez como tapa del cuerpo hidráulico.

Al comprimirse el amortiguador, el pistón principal (E) es empujado por el vástago (C) y desciende por el interior del cuerpo hidráulico haciendo pasar el aceite por su interior. Este aceite, al pasar por el pistón, debe atravesar el valvulado, que es un conjunto de láminas que regulan la resistencia que ofrece al paso del aceite y por acción de los esfuerzos viscosos logra disipar parte de la energía en forma de calor.

La **fuerza de resistencia** ejercida por los **efectos viscosos** es proporcional a la velocidad de compresión del amortiguador, por lo que a mayor velocidad, independientemente del punto del recorrido, mayor será la fuerza. Por ende, a velocidad constante, la fuerza también será constante e igualmente, independiente del punto del recorrido en el que se encuentre.

Por otro lado, al introducir parte del vástago en el interior del cuerpo hidráulico, el volumen de la cámara de aceite debe expandirse, ya que el aceite es incompresible. De esta manera, desplaza el pistón flotante, que a su vez comprime la cámara de N_2 .

La **fuerza** ejercida por la presión de la **cámara de N_2** en el vástago, suponiendo el comportamiento del N_2 como un gas ideal, se puede obtener de la siguiente manera:

$$F_{N_2}(s) = A_v \cdot P_h(s)$$

$$P_h(s) = P_{N_2}(s)$$

$$P_{N_2}(s) = P_{oN_2} \cdot \frac{V_{oN_2}}{V_{oN_2} - A_{pN_2} \cdot d}$$

$$d = s \cdot \frac{A_v}{A_{pN_2}}$$

$$P_{N_2}(s) = P_{oN_2} \cdot \frac{V_{oN_2}}{V_{oN_2} - A_v \cdot s}$$

$$\boxed{F_{N_2}(s) = A_v \cdot P_{oN_2} \cdot \frac{V_{oN_2}}{V_{oN_2} - A_v \cdot s}}$$

Dónde:

$F_{N_2}(s)$ es la fuerza ejercida por el N_2 en función de la carrera del amortiguador

A_v es el área de la sección del vástago

P_{oN_2} es la presión inicial del depósito de N_2

V_{oN_2} es el volumen inicial del depósito de N_2

s es la carrera del amortiguador

$P_h(s)$ es la presión hidráulica del aceite en función de la carrera del amortiguador

$P_{N_2}(s)$ es la presión del N_2 en función de la carrera del amortiguador

A_{pN_2} es el área de presión del pistón flotante

d es el desplazamiento vertical del pistón flotante

La **cámara de aire presurizado** es una cámara estanca comprendida lateralmente entre el depósito de aire (J) y el vástago (C) y longitudinalmente por la cabeza del amortiguador (A) y el pistón de aire (D).

Al comprimirse el amortiguador, la cabeza del amortiguador desciende, reduciendo la distancia al pistón de aire, por lo que disminuye el volumen del interior de la cámara de aire.

La **fuerza** ejercida por la **cámara de aire**, suponiendo el comportamiento del aire como un gas ideal, se puede obtener de la siguiente manera:

$$F_{air}(s) = A_{p_{air}} \cdot P_{air}(s)$$

$$A_{p_{air}} = A_{dep_{air}} - A_v$$

$$P_{air}(s) = P_{o_{air}} \cdot \frac{V_{o_{air}}}{V_{o_{air}} - A_{p_{air}} \cdot s}$$

$$F_{air}(s) = A_{p_{air}} \cdot P_{o_{air}} \cdot \frac{V_{o_{air}}}{V_{o_{air}} - A_{p_{air}} \cdot s}$$

Dónde:

$F_{air}(s)$ es la fuerza ejercida por el aire en función de la carrera del amortiguador

$A_{p_{air}}$ es el área de presión del pistón de aire

$P_{o_{air}}$ es la presión inicial del depósito de aire

$V_{o_{air}}$ es el volumen inicial del depósito de aire

s es la carrera del amortiguador

$P_{air}(s)$ es la presión del aire en función de la carrera del amortiguador

$A_{dep_{air}}$ es el área transversal de la cara interior del depósito de aire

A_v es el área de la sección del vástago

Por otro lado, se deben tener en cuenta las **fuerzas de rozamiento**. Dado que el amortiguador es un elemento que se encuentra en constante movimiento, se pueden despreciar las fuerzas de rozamiento estático. Por lo que sólo se considerarán las fuerzas de rozamiento dinámico:

$$F_{roz} = \mu_k \cdot N$$

Dónde:

F_{roz} es la fuerza de rozamiento

μ_k es el coeficiente de rozamiento cinético

N es la fuerza normal

Como **conclusión**, el amortiguador presentará una fuerza de resistencia que será composición lineal de las fuerzas anteriormente mencionadas. Se debe tener en cuenta que las fuerzas de rozamiento y las fuerzas por efectos viscosos son siempre opuestas al movimiento, mientras que las fuerzas ejercidas por la cámara de N_2 y por la cámara aire, son siempre de extensión. Por tanto, las fuerzas que el amortiguador ejerce ante una compresión y ante una extensión son:

$$F_{compresión} = f_{vis}(\dot{s}) + f_{N_2}(s) + f_{air}(s) + f_{roz}$$

$$F_{extensión} = f_{vis}(\dot{s}) - f_{N_2}(s) - f_{air}(s) + f_{roz}$$

Ensayo del amortiguador:

Se realiza un ensayo de compresión del amortiguador en un banco de ensayos. Para ello es necesario diseñar unos útiles de fijación que permitan unir las mordazas hidráulicas del banco a los anclajes del amortiguador (Véase el apartado 2.5.2.2).



Imagen 36. Fotografía realizada durante el ensayo del amortiguador

Características del ensayo:

El ensayo se realiza únicamente a compresión, siempre a velocidad constante:

$\dot{s} = cte = 60 \frac{mm}{min} = 0,001 \frac{m}{s}$ en el fin de evitar llegar al tope en compresión, pudiendo así dañar el amortiguador, se define el recorrido del ensayo en 35 mm:

$$\begin{aligned} s_{min} &= 0 \text{ mm} \\ s_{max} &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Se realizan 3 mediciones para cada uno de los 3 niveles de presión dentro de la cámara de aire:

$$\begin{aligned} P_1 &= 0 \text{ bar} \\ P_2 &= 7.5 \text{ bar} \\ P_3 &= 15 \text{ bar} \end{aligned}$$

Respuesta teórica del amortiguador bajo las condiciones del ensayo:

El resultado de este ensayo responde a la teoría de vibraciones. Al estar ejerciendo una fuerza sobre el amortiguador se considera una vibración forzada [15], cuya respuesta tiene la forma:

$$f(t) = m \cdot \ddot{s}(t) + c \cdot \dot{s}(t) + k(s) \cdot s(t)$$

Dado que el ensayo se realiza a velocidad constante:

$$\dot{s}(t) = cte \rightarrow \ddot{s}(t) = \frac{d\dot{s}(t)}{dt} = \frac{dc}{dt} = 0$$

$$c = cte \rightarrow c \cdot \dot{s}(t) = cte = C$$

Sustituyendo, se obtiene que la fuerza es únicamente función de la posición $s(t)$:

$$f(t) = 0 + C + k(s) \cdot s(t)$$

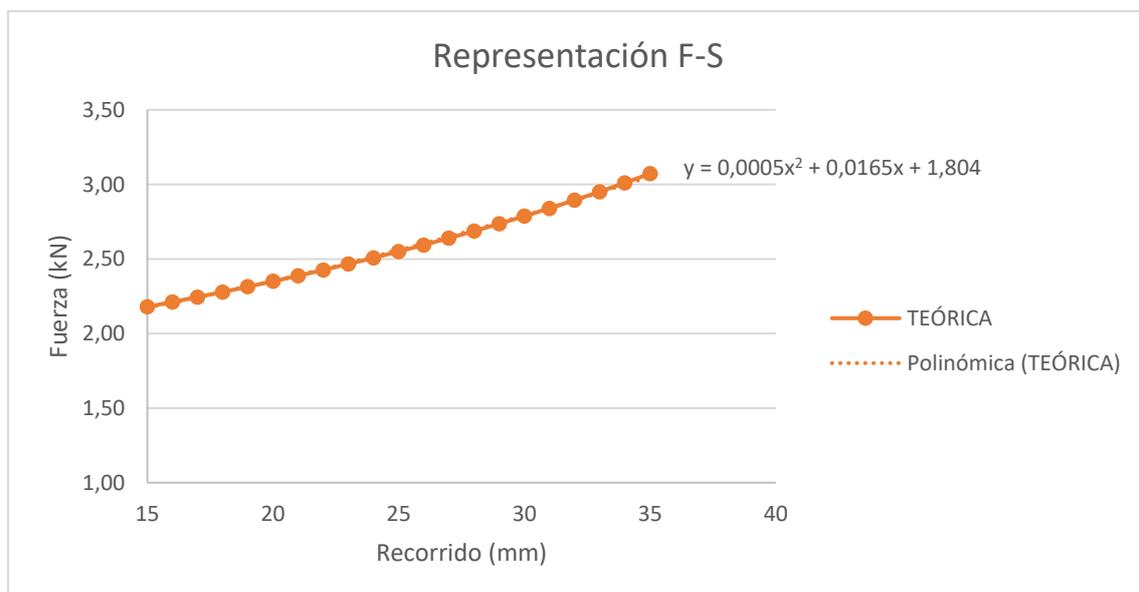
$$\boxed{f(t) = k(s) \cdot s(t) + C}$$

Esto se corresponde con la fuerza calculada en el análisis teórico del comportamiento del amortiguador. Dado que es un ensayo a compresión:

$$F_{compresión} = f_{vis}(\dot{s}) + f_{N_2}(s) + f_{air}(s) + f_{roz}$$

$$\boxed{F_{compresión} = f_{N_2}(s) + f_{air}(s) + C}$$

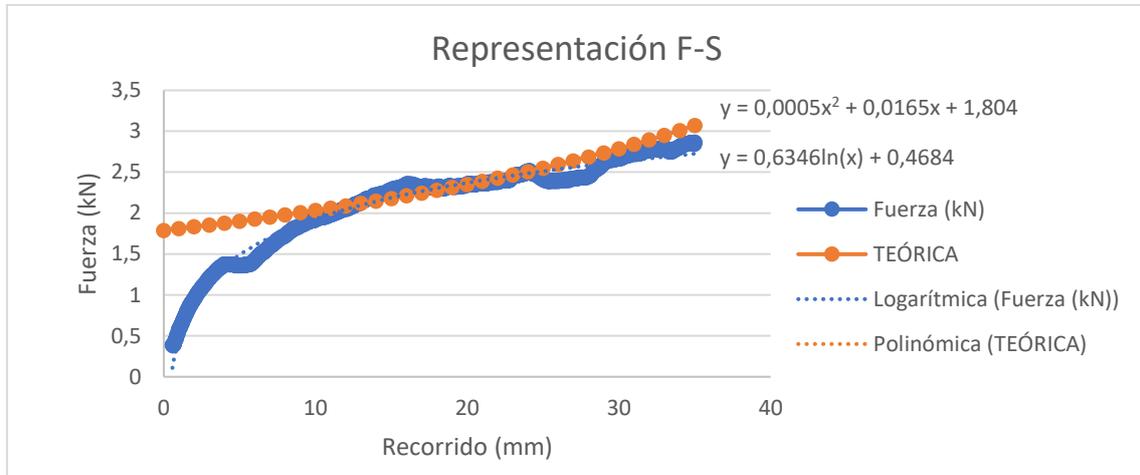
No se tienen datos suficientes como para hacer un cálculo exacto, pero se puede hacer una aproximación de la respuesta teórica que presenta la siguiente forma:



Gráfica 1. Aproximación de la respuesta teórica del amortiguador

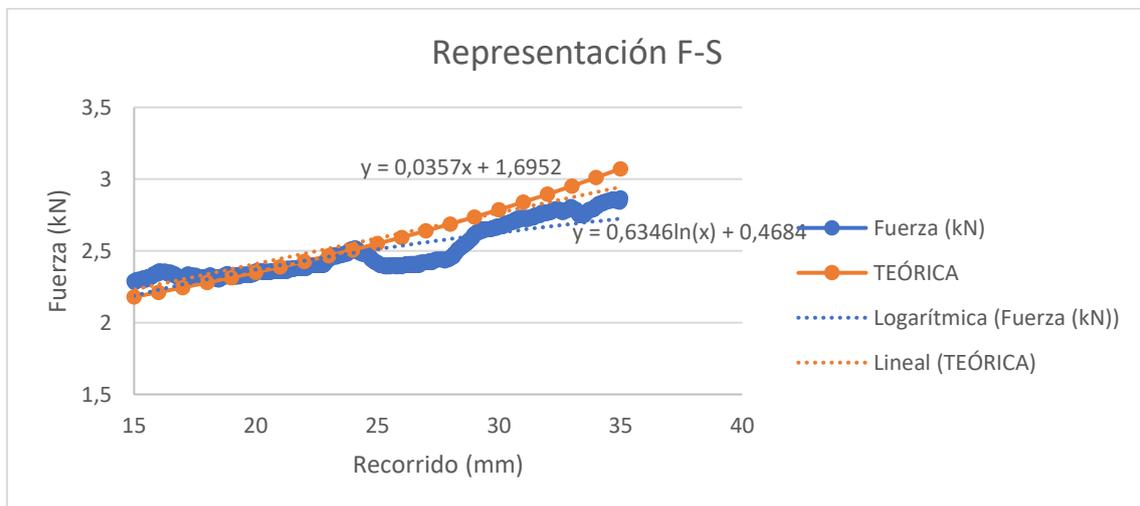
Resultados obtenidos en el ensayo:

Representando gráficamente los datos obtenidos en el ensayo, se puede ver que hay una variación significativa entre la respuesta teórica y la real sobre todo al inicio del recorrido:



Gráfica 2. Resultado obtenidos del ensayo del amortiguador

Esto es debido a que durante la realización del ensayo se produjo un deslizamiento en las mordazas de sujeción. Este problema se detectó a posteriori mediante la visualización de las grabaciones realizadas durante el ensayo. Por falta de disponibilidad, no se pudo repetir el ensayo, pero los datos obtenidos fueron suficientes como para obtener una aproximación de la solución si se desprecia el primer tramo del recorrido donde hubo deslizamiento:



Gráfica 3. Resultados filtrados del ensayo del amortiguador

No obstante, tras evaluar la situación, se concluye que, para la optimización del sistema, se puede analizar con el recorrido del amortiguador, ya que el comportamiento interno del mismo no va a variar.

Por este motivo, para evitar arrastrar un posible error, se decide que el análisis se hará por desplazamientos en lugar de por fuerzas.

2.3. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Se plantean 3 alternativas de diseño, cada una de ellas tendrá que cumplir con el pliego de condiciones y deberá ser claramente diferente del resto de alternativas.

2.3.1. Opción 1

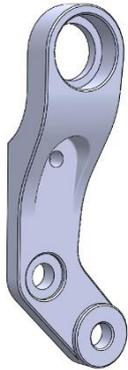


Imagen 37. Opción 1

Se plantea la opción de diseñar una bieleta nueva, con una única posición optimizada.

En este caso habría total libertad en el dimensionamiento de los tres lados del triángulo, por lo que sería más sencillo adaptar el diseño a las necesidades.

Como ventaja, es la opción más económica al tener un menor número de operaciones de mecanizado y se puede optimizar mejor el material.

Como desventaja, tendría una única posición, por lo que sería mucho menos versátil que el resto de las opciones.

2.3.2. Opción 2

Esta opción es similar a la anterior pero añadiendo una segunda posición, lo que aporta versatilidad al diseño.

Se plantea como complemento a la bieleta original, presentando ésta las otras dos posiciones extremas (la posición original sería un punto medio de las dos).

Como ventaja, permite más de una posición con una única pieza, y la distancia entre agujeros es suficiente como para que no haya solape entre ellos.

Como desventaja, a la hora de optimizar las dimensiones de la bieleta, hay que tener en cuenta que en este caso uno de los lados del triángulo debe ser común para ambas posiciones.



Imagen 38. Opción 2

2.3.3. Opción 3



Imagen 39. Opción 3

Esta opción añade a la opción anterior una tercera posición, de tal manera que se dispondría en una única pieza de todos los modos de funcionamiento.

Como ventaja, esta opción es claramente la más versátil de todas.

Como desventaja, los agujeros en este caso no están a suficiente distancia, por lo que se solapan, debilitando la zona de aplicación de carga.

Como solución innovadora se plantea insertar casquillos de refuerzo que únicamente con moverlos de posición permiten reforzar los dos agujeros no utilizados.

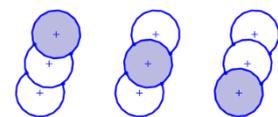


Imagen 40. Casquillos de refuerzo de la opción 3

2.3.4. Criterios de selección de alternativas

Para decidir qué alternativa es la mejor, se emplea el **método AHP**, donde se valoran distintos criterios con distintas ponderaciones, y finalmente se obtiene un resultado final cuantitativo que refleja todos los aspectos positivos y negativos que se han valorado.

Tanto en las tablas de criterios, como en la de comparación de criterios, los valores asignados de forma arbitraria son introducidos en las celdas resaltadas en color amarillo.

Para este caso, se ha decidido que los criterios a evaluar sean los siguientes:

- **Coste:** como en todo proyecto, se valora minimizar el coste de fabricación.
- **Versatilidad:** se valora obtener el mayor nº de combinaciones con un único diseño.
- **Innovación:** al ser un proyecto técnico, se valora que la alternativa sea innovadora.
- **Estética:** es un elemento visible, por lo que se valora una estética atractiva.

A continuación, se muestra la tabla de comparación entre todas las opciones para cada criterio:

CRITERIO: COSTE							
	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Matriz Normalizada			Vector Promedio
Opción 1	1	2	3	0,55	0,57	0,50	0,54
Opción 2	0,50	1	2	0,27	0,29	0,33	0,30
Opción 3	0,33	0,5	1	0,18	0,14	0,17	0,16
SUMA	1,83	3,5	6				

CRITERIO: VERSATILIDAD							
	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Matriz Normalizada			Vector Promedio
Opción 1	1	0,33	0,25	0,55	0,10	0,04	0,23
Opción 2	3	1	0,5	1,64	0,29	0,08	0,67
Opción 3	4	2	1	2,18	0,57	0,17	0,97
SUMA	8	3,3	1,75				

CRITERIO: INNOVACIÓN							
	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Matriz Normalizada			Vector Promedio
Opción 1	1	0,5	0,5	0,55	0,14	0,08	0,26
Opción 2	2	1	2	1,09	0,29	0,33	0,57
Opción 3	2	0,5	1	1,09	0,14	0,17	0,47
SUMA	5	2	3,5				

CRITERIO: ESTÉTICA							
	Opción 1	Opción 2	Opción 3	Matriz Normalizada			Vector Promedio
Opción 1	1	2	3	0,55	0,57	0,50	0,54
Opción 2	0,5	1	2	0,27	0,29	0,33	0,30
Opción 3	0,33	0,5	1	0,18	0,14	0,17	0,16
SUMA	1,8	3,5	6,0				

Tabla 4. Criterios de selección de alternativas

Por poner un ejemplo, en el primer criterio, el coste, la opción 1 se considera que es dos veces mejor que la opción 3 y tres veces mejor que la opción 3. Al ser la mejor opción, obtiene el mayor valor en el vector promedio, valor que será utilizado en la tabla de comparación final.

En la siguiente tabla se obtiene el valor de ponderación de cada criterio:

MATRIZ DE COMPARACIÓN DE CRITERIOS									
	Coste	Versatilidad	Innovación	Estética	Matriz Normalizada				Vector Promedio
Coste	1	2	2	3	0,42	0,44	0,29	0,46	0,40
Versatilidad	0,5	1	2	2	0,21	0,22	0,29	0,31	0,26
Innovación	0,5	0,67	1	0,5	0,21	0,15	0,14	0,08	0,14
Estética	0,4	0,91	2	1	0,17	0,20	0,29	0,15	0,20
SUMA	2,4	4,58	7	6,5					

Tabla 5. Matriz de comparación de criterios

Por poner un ejemplo, el coste es el igual de importante que la versatilidad, el doble que la innovación y el triple que la estética, siendo el coste el criterio más importante al obtener el vector promedio más alto.

Finalmente, todos los datos calculados anteriormente son recogidos en una última tabla, que tiene en cuenta el valor de cada criterio para cada opción en función de su ponderación y devuelve un resultado numérico final que define cuál es la mejor opción:

MATRIZ DE RESULTADOS					
	Coste	Versatilidad	Innovación	Estética	TOTAL
Opción 1	0,54	0,23	0,26	0,54	0,41
Opción 2	0,30	0,67	0,51	0,30	0,43
Opción 3	0,16	0,97	0,51	0,16	0,44
Ponderación	0,36	0,27	0,15	0,22	

Tabla 6. Matriz de resultados

Como conclusión, se obtiene que la mejor alternativa es la opción 3, seguida de la opción 2 y finalmente la opción 1.

Cabe destacar también que la diferencia entre las tres opciones es muy pequeña, por lo que cualquiera de todas ellas sería igual de válida.

Teniendo en cuenta estos resultados, se opta por intentar desarrollar la opción 3.

2.3.5. Opción final desarrollada

Como se ha mencionado anteriormente, se opta inicialmente por la opción 3, puesto que según el análisis realizado, es la mejor opción.

Una vez realizado el diseño, se observa que en una de las posiciones, en situación de máxima compresión se produce una interferencia con el amortiguador. Esta situación no se puede solventar, ya que la única forma viable sería variar la geometría de la pieza y no es posible obtener una solución que cumpla con todos los requisitos de diseño establecidos. Por tanto, esta opción se debe descartar.

A continuación se muestra el problema de interferencia de la opción 3:

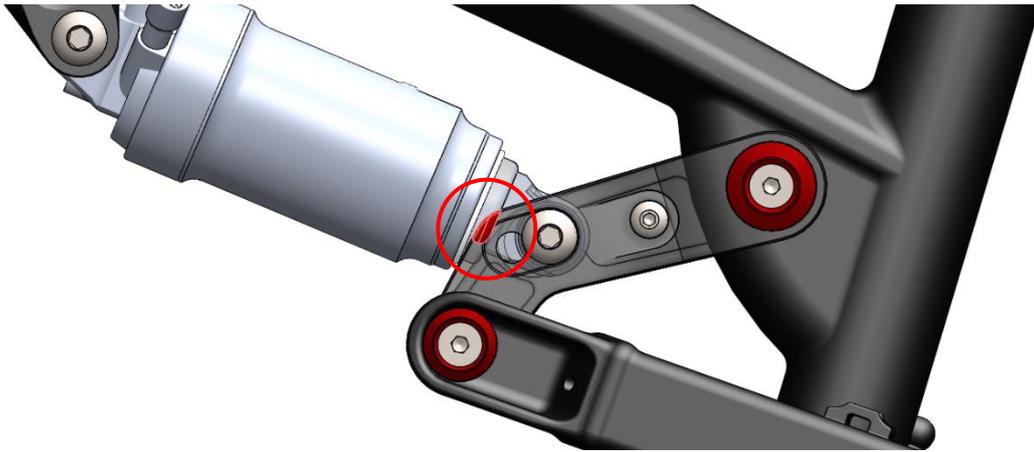


Imagen 41. Problema de interferencia de la opción 3

Se plantea entonces optar por la opción 2, que permite dos posiciones con una misma pieza.

Ya que la bieleta original se va a conservar, lo ideal sería que las dos posiciones fuesen las del modo sport (90% del recorrido) y el modo confort (110% del recorrido), pero seguiría existiendo el mismo problema que con la opción 3.

Por tanto, se plantea que las dos posiciones sean la original y la del modo sport (90% del recorrido) con la idea de que se pueda variar de posición sin necesidad de necesitar piezas de recambio (la bieleta original).

Por desgracia, se comprueba que el problema persiste, en este caso la interferencia es mínima, pero sigue existiendo:

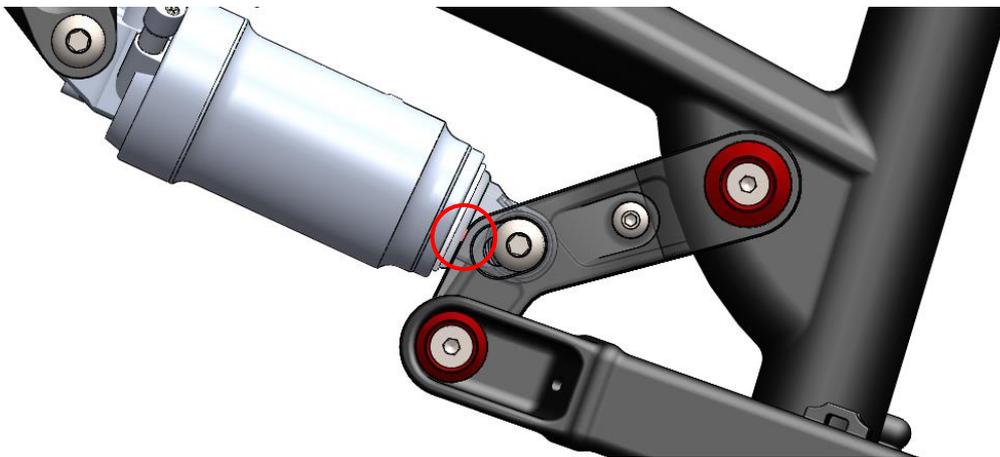


Imagen 42. Problema de interferencia de la opción 2

Se podría modificar la geometría, alejándola del valor óptimo calculado (véase el siguiente apartado), pero la tolerancia sería mínima, y el beneficio obtenido muy pequeño, ya que la única diferencia sería tener las dos opciones en una misma pieza en vez de en dos, además de que el coste de fabricación sería algo más elevado.

Como **conclusión**, finalmente **se opta por la opción 1**. Por falta de presupuesto sólo se puede fabricar un juego de bieletas, por lo que se decide de forma arbitraria que se desarrolle el modo sport, con un 90% del recorrido del sistema original, lo cual

2.4. SÍNTESIS ANALÍTICA

Mediante un proceso de síntesis analítica, se desarrolla una solución en 2D que cumple con los requisitos establecidos en el apartado 1.2 Objetivos. Para ello, se han realizado tres etapas:

- 1º Aproximación a la solución deseada mediante **GeoGebra**
- 2º Desarrollo del programa de optimización mediante **MATLAB**
- 3º Comprobación de la solución obtenida mediante **GeoGebra**

Una vez verificada esta solución se puede comenzar con el diseño en 3D.

2.4.1. Aproximación a la solución deseada mediante GeoGebra

El programa GeoGebra permite, de forma sencilla, representar gráficamente el mecanismo e incluir deslizadores que permiten probar distintas combinaciones para alcanzar la solución deseada.

Para realizar una primera aproximación, lo primero se define una línea horizontal de color negro a la altura del suelo y luego, una línea paralela roja a una altura igual al recorrido deseado.

Mediante el deslizador vertical de la izquierda se puede variar la longitud del amortiguador, simulando así el comportamiento del sistema de suspensión. De esta manera, colocando el amortiguador en sus valores extremos, se puede simular las situaciones de máxima extensión y compresión.

Iterando con distintos valores de las longitudes de los lados del triángulo de la bieleta, se trata de buscar una solución donde, en máxima compresión, la circunferencia de la rueda sea tangente a la línea roja, y en máxima extensión sea tangente a la línea negra.

Esto asegurará que no varíe la geometría inicial de la bicicleta y que el recorrido de la solución planteada se aproxime al deseado.

De esta manera, los resultados obtenidos son: $b_1 = 28$ mm; $b_2 = 67.5$ mm; $b_3 = 88.5$ mm.

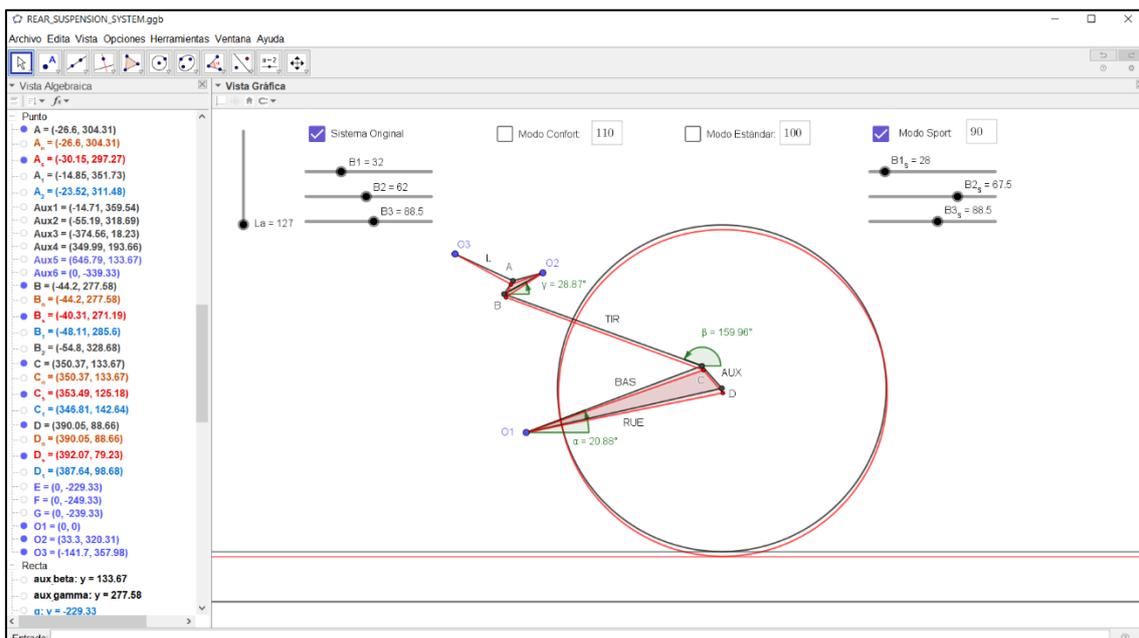


Imagen 43. Aproximación a la solución deseada mediante GeoGebra

2.4.2. Desarrollo del programa de optimización mediante MATLAB

Se desarrollan 5 ficheros, llamados *scripts*, o secuencia de comandos, con el objetivo de obtener los valores óptimos de la bieleta necesarios para lograr el objetivo descrito anteriormente.

Los ficheros generados, con la secuencia completa de comandos se encuentran en los anexos. A continuación, se muestra un resumen del código desarrollado.

El fichero **“PRINCIPAL”** es el que se ejecuta, llamando a los otros ficheros que contienen las funciones de optimización y de cálculo de soluciones necesarios para lograr la optimizar el sistema. En este fichero también se definen las condiciones iniciales de partida y muestra los resultados gráficos en pantalla:

```
% DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES
rec=38;
desiredZ=90;

% DEFINICIÓN DE LOS VALORES ORIGINALES
originalB1=32;
originalB2=62;
originalB3=88.5;
% CÁLCULO DE RESULTADOS DEL SISTEMA ORIGINAL
[originalResults]=CalculateValues(originalB1,originalB2,originalB3,rec);
originalSval=originalResults(:,1);
originalZval=originalResults(:,13);

% DEFINICIÓN DE LOS VALORES INICIALES APROXIMADOS PARA LA OPTIMIZACIÓN
aproxB1=28;
aproxB2=67.5;
aproxB3=88.5;
% CÁLCULO DE LOS VALORES OPTIMIZADOS DEL SISTEMA
[optimizedB1,optimizedB2,optimizedB3]=CalculateOptimizedLink(aproxB1,aproxB2,aproxB3,desiredZ);
```

El fichero **“CalculateValues”** contiene una serie de ecuaciones trigonométricas que se resuelven para las dimensiones de la bieleta introducidas, con el fin de obtener los valores de cada parámetro (ángulos, coordenadas, etc.) en cada punto del recorrido del amortiguador, pudiendo posteriormente graficar los datos que se deseen.

```
for s=0:1:rec
    RESULTADOS(contfil,1)=s;      % 1ª columna: RECORRIDO
    l=lmax-s;
    RESULTADOS(contfil,2)=1;     % 2ª columna: LONG. AMORTIGUADOR
    sigma=acosd(((b2^2+0203^2-l^2))/(2*b2*0203));
    RESULTADOS(contfil,3)=sigma; % 3ª columna: ÁNGULO SIGMA
    delta=sigma-epsilon;
    RESULTADOS(contfil,4)=delta; % 4ª columna: ÁNGULO DELTA
```

El fichero **“CalculateOptimizedLink”** contiene el vector de aproximación inicial y define los límites del vector solución y ejecuta la función `fmincon` que busca la solución más aproximada a las condiciones definidas en los ficheros **“EEG”** y **“ED”**:

```
% VECTOR INCOGNITA - VALORES INICIALES
valoresIniciales=[b1;b2;b3;alpha1;beta1;gamma1;alpha2;beta2;gamma2;desiredZ];

% LOWER BOUND
lb=[ 25, 50, 88.5, 0, 90, 0, 0, 0, 90, 0, desiredZ];

% UPPER BOUND
ub=[ 40, 75, 88.5, 18.46, 180, 90, 45, 180, 90, desiredZ];

options=optimset('Display','on','Algorithm','sqp','MaxIter',Inf,'MaxFunEvals',Inf);
[sol]=fmincon(@ED,valoresIniciales,[],[],[],[],lb,ub,@EEG,options);
```

El fichero “EEG” contiene las Ecuaciones de Enlace Geométrico, que aseguran la conexión de las cuatro barras del cuadrilátero articulado:

```
eq(1) =BAS*cosd(alpha1)+TIR*cosd(beta1)+b3*cosd(gamma1)-O2x;
eq(2) =BAS*sind(alpha1)+TIR*sind(beta1)+b3*sind(gamma1)-O2y;

eq(3) =BAS*cosd(alpha2)+TIR*cosd(beta2)+b3*cosd(gamma2)-O2x;
eq(4) =BAS*sind(alpha2)+TIR*sind(beta2)+b3*sind(gamma2)-O2y;
```

El fichero “ED” contiene las Ecuaciones de Diseño, que definen las condiciones que debe cumplir el mecanismo en sus posiciones extremas, así como una inecuación que asegura la condición geométrica de triángulo:

```
eq(1) =(sqrt(O2O3^2+b2^2-(2*O2O3*b2*cosd(epsilon+gamma1-(acosd(((b2^2+b3^2-b1^2))/(2*b2*b3)))))))-l1;
eq(2) =RUE*(sind(alpha1-psi)-sind(mu0))-h1;

eq(3) =(sqrt(O2O3^2+b2^2-(2*O2O3*b2*cosd(epsilon+gamma2-(acosd(((b2^2+b3^2-b1^2))/(2*b2*b3)))))))-l2;
eq(4) =(RUE*(sind(alpha2-psi)-sind(mu0)))-h2;

ineq=b3-b1-b2;
```

Al ejecutar el programa desde el fichero principal, tras introducir los valores de entrada deseados, devuelve el siguiente resultado:

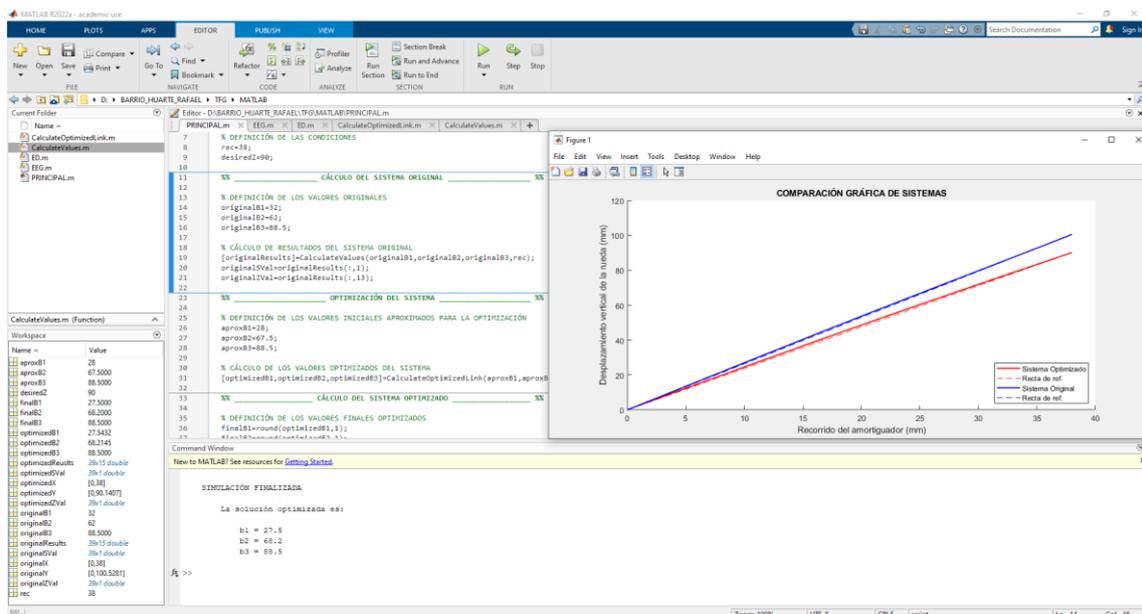


Imagen 44. Resultado obtenido tras ejecutar el fichero “PRINCIPAL”

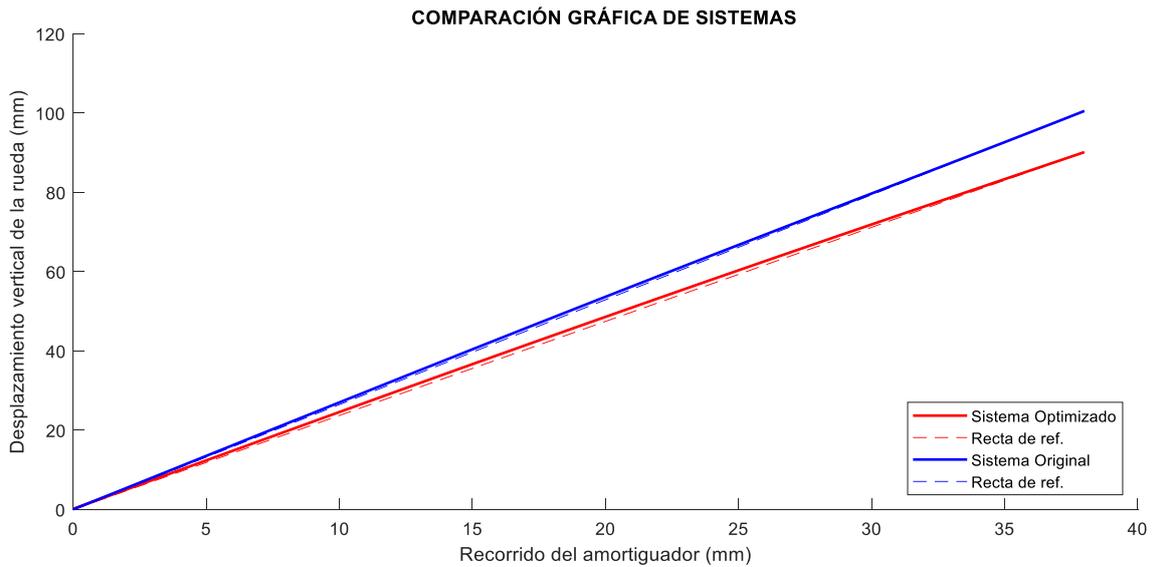
La solución final optimizada de las dimensiones de las bieletas es la siguiente:

$$b_1 = 27,5 \text{ mm}$$

$$b_2 = 68,2 \text{ mm}$$

$$b_3 = 88,5 \text{ mm}$$

A continuación, se muestra la gráfica en detalle, donde se puede observar como el recorrido obtenido finalmente es de 90 mm, así como que el punto inicial es el mismo, por lo que se logra mantener la geometría inicial intacta.



Gráfica 4. Comparación entre el sistema original y el sistema optimizado

Además, cabe destacar que la **solución optimizada** logra una **mayor progresividad**, ya que la pendiente al inicio del recorrido es similar en ambos sistemas y mucho menor en el sistema optimizado, por lo que conforme aumenta el recorrido, aumenta la dureza del sistema.

2.4.3. Comprobación de la solución obtenida mediante GeoGebra

Por último se introducen y se comprueban en GeoGebra los resultados obtenidos:

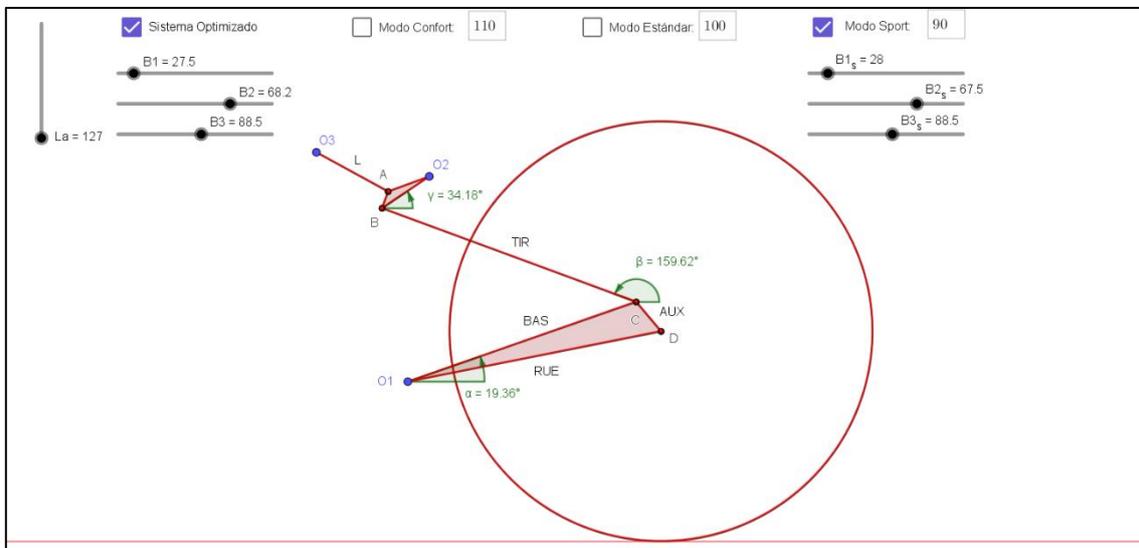


Imagen 45. Comprobación de la solución optimizada con GeoGebra

Con el fin de evitar tener que disminuir la tolerancia de mecanizado, se redondea la solución optimizada a la décima. Por ello logra una aproximación casi perfecta:



Imagen 46. Diferencia entre la solución aproximada (roja) y la optimizada (negra)

2.5. DISEÑO ASISTIDO POR ORDENADOR (CAD)

Para el diseño tridimensional de piezas y ensamblajes se emplea como herramienta de software el programa de diseño **SolidWorks**.

2.5.1. Diseño de las bieletas

A la hora de diseñar las bieletas se debe tener en cuenta el material que se va a emplear, así como los procesos de fabricación mediante los cuales se producirá la pieza. Existen numerosos métodos de fabricación, pero en este caso no se puede tener acceso a todos ellos, es por ello que se ha definido anteriormente los recursos disponibles para este proyecto.

En cuanto al material, en base a lo observado en el estado del arte, la mayor parte de las bieletas comerciales son de aluminio. Otra opción sería la fibra de carbono, pero los costes de fabricación son mucho más elevados y es mucho más fácil que la pieza salga defectuosa. Además, el cálculo estructural que requiere una pieza con un material de propiedades anisótropas queda fuera del alcance de este Trabajo de Fin de Grado.

Por tanto, de forma preliminar, a falta de validación mediante los cálculos estructurales que se realizarán posteriormente, se elige emplear aluminio. Tal como se menciona en el apartado ODS, se tratará de que el material sea reciclado de un retal, por lo que, según la información remitida por la empresa que va a realizar el mecanizado, se podrá emplear un aluminio 6082-T6, cuyas propiedades según la web de referencia MatWeb [16] son las siguientes:

ALUMINIO 6082-T6			
Densidad	Límite elástico	Límite de rotura	Tratamiento térmico
2.700 kg/m ³	260 MPa	310 MPa	T6

Tabla 7. Propiedades del Aluminio 6082-T6

En cuanto al diseño 3D, se realiza para que cumpla con los requisitos establecidos en el pliego de condiciones y en la síntesis analítica. Como ya se ha mencionado anteriormente, las dimensiones generales de la bieleta, salvo la distancia entre agujeros que ha sido optimizada, se deberán respetar para poder mantener el resto de los componentes originales, como casquillos y tornillos.

Para empezar a diseñar la bieleta, lo primero que se tiene en cuenta es que el apoyo de los dos casquillos de separación y del bulón del amortiguador se realizan sobre el mismo plano, lo que simplifica el diseño y la fabricación, ya que permite tener una base plana de apoyo.

Lo siguiente que se debe tener en cuenta es el apoyo que no está en el mismo plano. Para ello se realiza una unión con el resto de la pieza mediante dos curvas tangentes, tratando de que la sección se mantenga constante y aumentando el radio de curvatura lo máximo posible para reducir tensiones.

Por último, se realizan los rebajes para los alojamientos de los casquillos, de los rodamientos y de las cabezas de los tornillos, manteniendo las distancias originales para poder aprovechar estos elementos.

Con todo esto ya se puede generar una primera versión del diseño:

Esta primera versión es la más básica y sencilla de mecanizar, pero presenta un problema, y es que cuando el mecanismo se encuentra en máxima extensión, la distancia entre la esquina de la pieza y el cuadro de la bicicleta, es muy pequeña, poco más de 2 mm. Esto puede generar un grave problema en caso de que el modelizado no se haya realizado correctamente, por lo que para anticipar un posible fallo, se decide modificar el diseño.

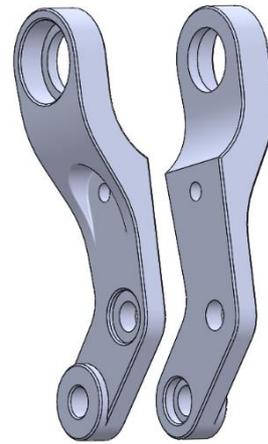


Imagen 47. Primera versión del diseño

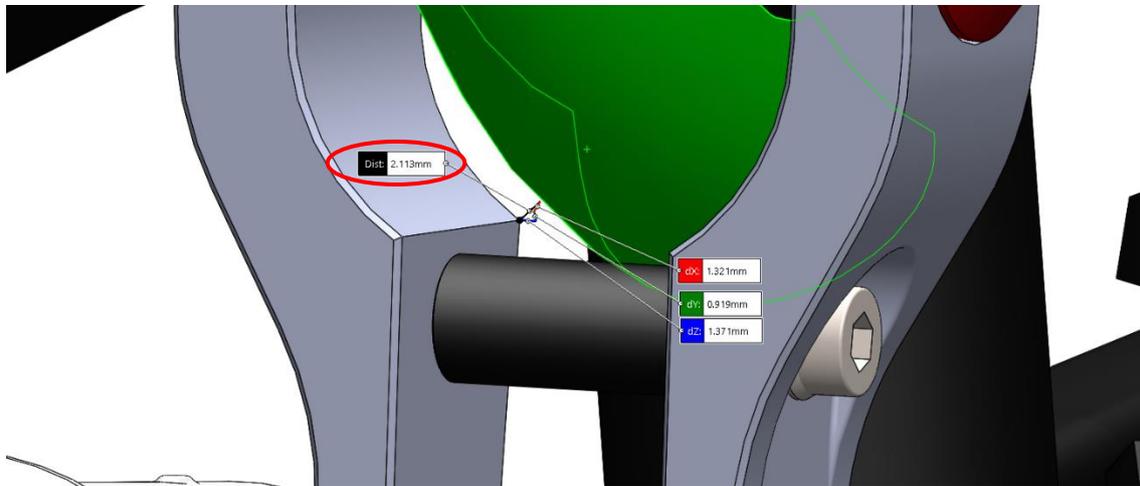


Imagen 48. Detección anticipada de un posible problema

Para solventar esta situación se redondean las esquinas de la pieza, creando una superficie cilíndrica concéntrica con el agujero de menor diámetro:

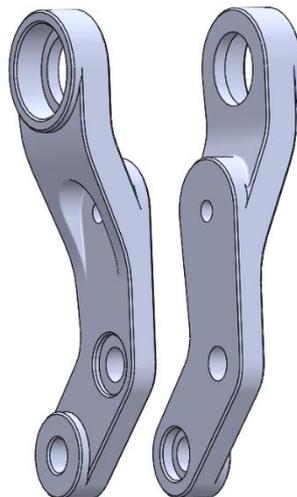


Imagen 49. Segunda versión del

Con el objetivo de aligerar la pieza sin que esto suponga un aumento en el coste de fabricación, se reduce el radio del cilindro generado añadiendo dos caras paralelas a los flancos de la pieza. De esta manera se crea un perímetro equidistante al de la ranura de la otra cara, consiguiendo generar una pared de espesor constante.

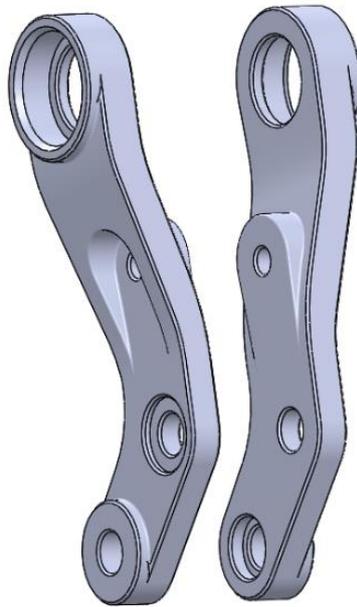


Imagen 50. Versión final del diseño

Estéticamente quedaría mejor reducir este radio hasta uno más parecido al del casquillo que va en este alojamiento, pero el diámetro de la cara interior de la pieza no se puede reducir más porque dejaría sin material la pared lateral de la curva. Se podría mantener el espesor de la pared reduciendo el radio de la ranura de la cara exterior, pero esto engrosaría innecesariamente los nervios de refuerzo de la pieza. Además, la herramienta para realizar ese mecanizado debería ser de menor diámetro y por tanto su velocidad de mecanizado sería menor, lo que implicaría un mayor tiempo de mecanizado y mayores costes de fabricación.

Por tanto, se considera que el diseño final logra alcanzar un equilibrio entre el coste de mecanizado, la estética y la funcionalidad de la pieza.

2.5.2. Diseño de utillaje para banco de ensayos

Para poder realizar el ensayo del amortiguador en el banco de ensayos es necesario diseñar un útil de fijación que permita anclar el amortiguador a las mordazas.

No se dispone de un útil cuyas dimensiones sirvan para el amortiguador, por lo que se diseña un útil a medida para este componente similar a los ya existentes:



Imagen 51. Útil de fijación original

Como se puede apreciar, en la parte inferior cuenta con un ranurado especial cuyo objetivo es evitar el deslizamiento entre las mordazas y el útil. Se considera que esto sirve únicamente para los ensayos de tracción, por lo que se evita recrearlo en el nuevo diseño ya que encarecería enormemente el coste de fabricación:

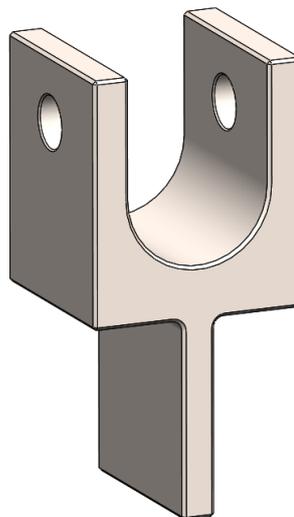


Imagen 52. Diseño del útil de fijación del amortiguador

3. ANÁLISIS POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)

Se emplea el programa **Ansys-Workbench** para la realización de los cálculos estructurales mediante el **Método por Elementos Finitos (FEM)**.

La Norma UNE-EN ISO 4210-6:2023 [7] establece distintos tipos de ensayos que se deben realizar sobre el cuadro: ensayos de choque, ensayos de fatiga y ensayos de interferencia. El alcance de este Trabajo de Fin de Grado no abarca los ensayos de choque, por lo que se realizan los siguientes ensayos:

3.1. ENSAYO DE FATIGA CON FUERZA VERTICAL

3.1.1. Método de ensayo

Según se especifica en el apartado 4.5.2 de la Norma ISO 4210-6:2023 [7], se deberá seguir el siguiente método de ensayo:

Se deberá instalar el cuadro en su posición normal y deberá ser anclado mediante una unión articulada fija sobre las punteras traseras, y mediante una unión articulada móvil (horizontal) sobre las punteras delanteras.

También se define el punto de aplicación de la carga, tal como se muestra en la siguiente imagen:

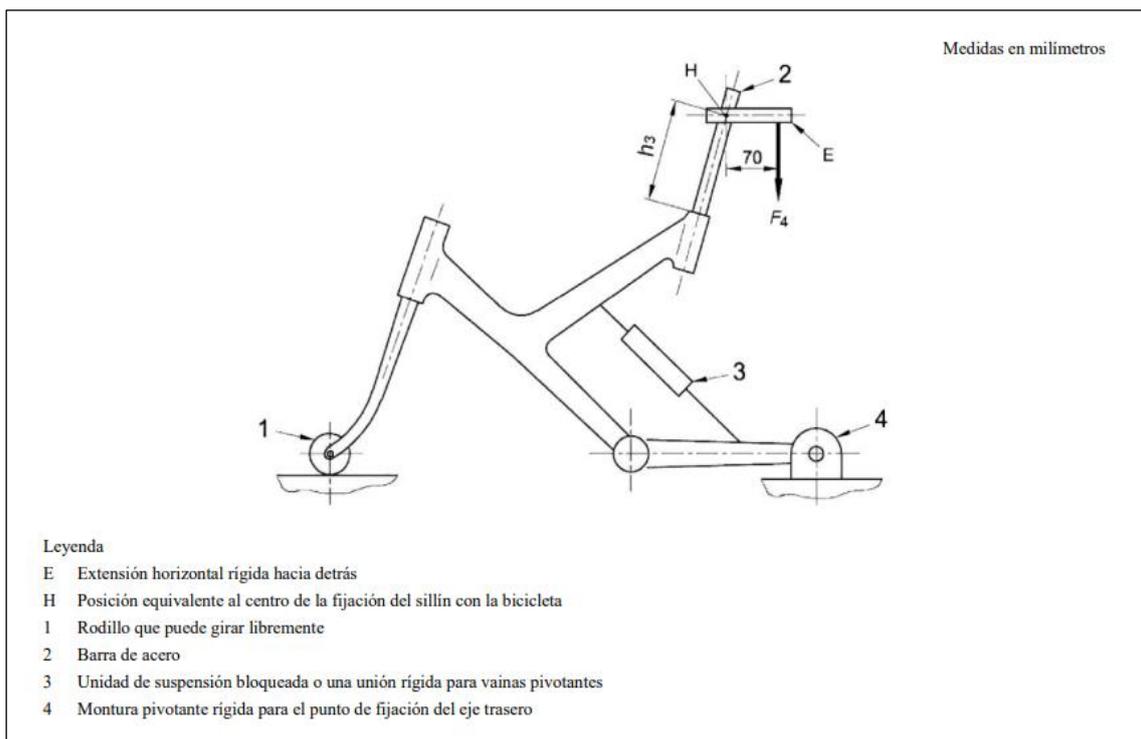


Imagen 53. Ensayo de fatiga con una fuerza vertical

Se define h_3 como la altura máxima del sillín recomendada por el fabricante. En caso de no disponer de dicha información, h_3 deberá ser 250 mm.

Por último, se establece que la fuerza F_4 deberá ser aplicada y liberada de forma progresiva, con un valor de 1200 N para bicicletas de montaña y se define que el ensayo será de 50000 ciclos con una frecuencia máxima de 10 Hz.

3.1.2. Preparación de la simulación

Se crea un **nuevo proyecto**, y dentro de este, se crean tres estudios del tipo **Static Structural**. En los dos primeros se realiza un ensayo de fatiga con carga vertical, en el primero se permite el movimiento del mecanismo y en el segundo se restringe para comprobar en cuál de los dos casos se produce la tensión máxima. En el último caso, por la disposición geométrica del mecanismo, la transmisión de fuerzas a la bieleta es prácticamente nula, por lo que se puede considerar el mecanismo como un cuerpo rígido.

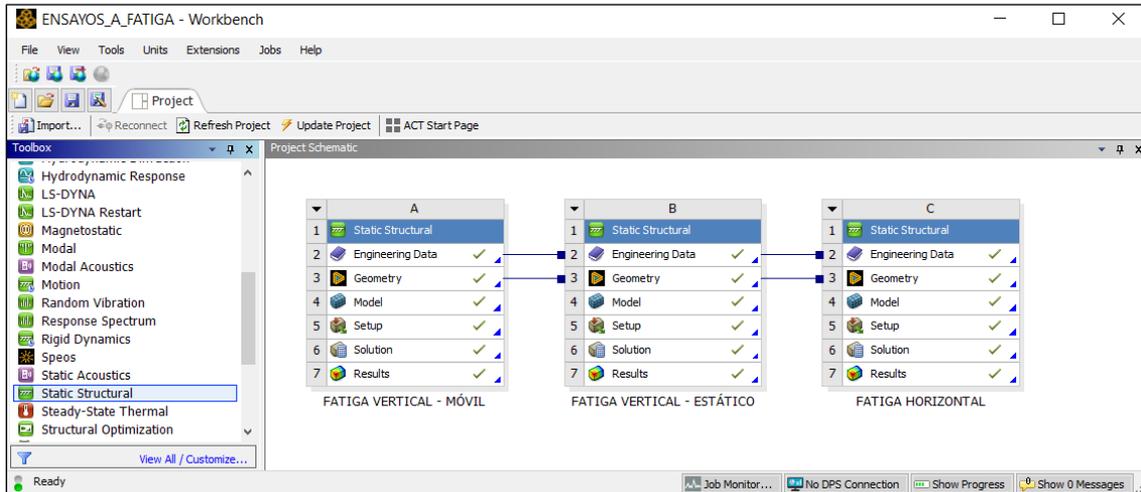


Imagen 54. Ventana principal del proyecto Ensayos de Fatiga en Ansys

Se introducen los **datos del material**, Aluminio 6082-T6, obtenidos de MatWeb [16] en el apartado Engineering Data:

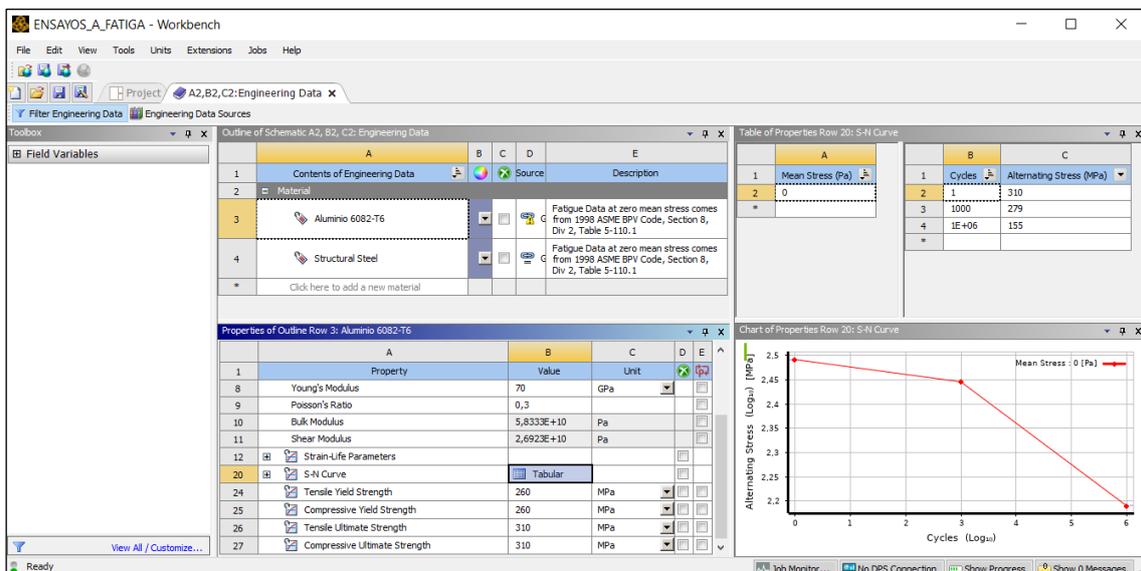


Imagen 55. Datos del material introducidos en el programa

Se abre el **editor de geometría** de Ansys y se importan y se colocan con sus respectivas relaciones de posición todos los sólidos del mecanismo:

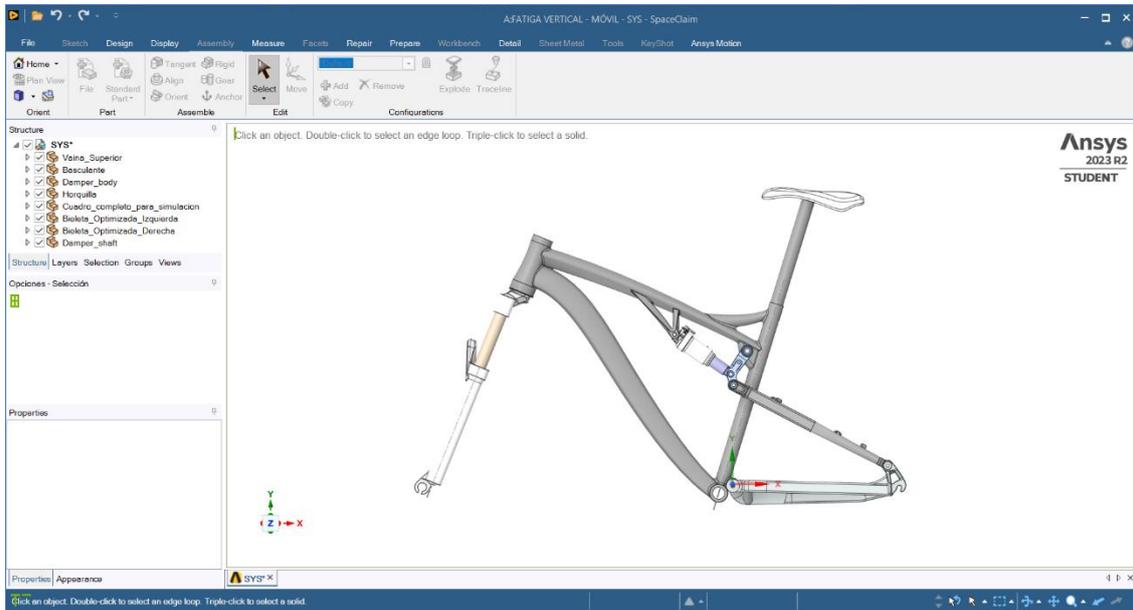


Imagen 56. SpaceClaim - Editor de geometría del Ensayo de Fatiga

A partir de aquí, el resto de la simulación se realiza en el apartado **Model**. Lo primero que se debe hacer es verificar que las unidades del programa sean las correctas. Se puede comprobar en la parte inferior derecha de la ventana:

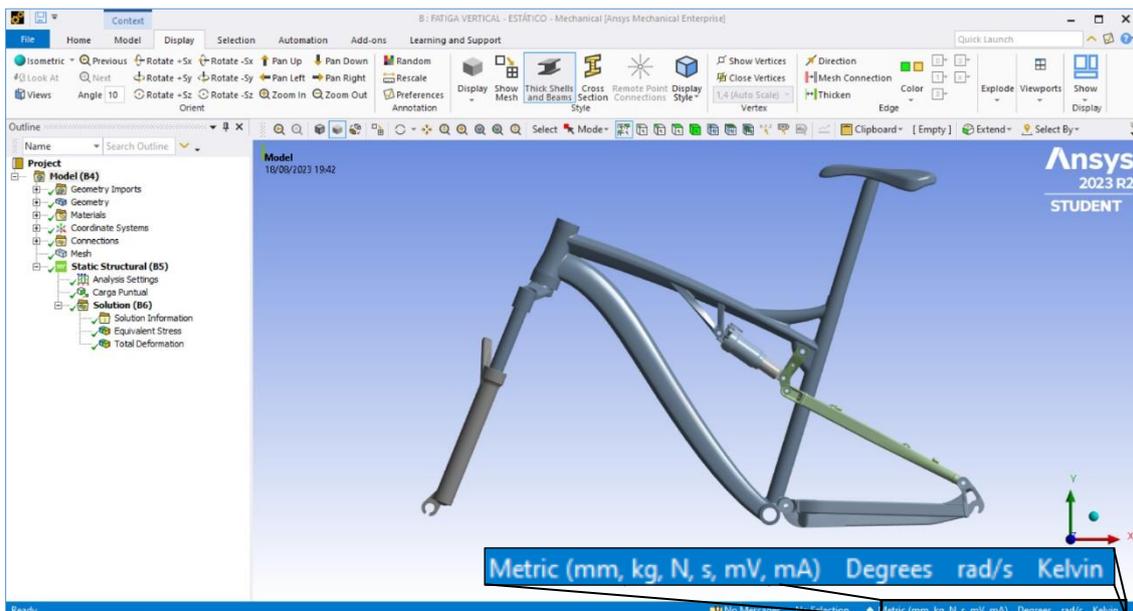


Imagen 57. Ventana Model del programa Ansys

Teniendo ya la geometría de las piezas, es sencillo definir posteriormente los contactos entre los sólidos de tal manera que se puede simular fácilmente el mecanismo. Se definen todos los sólidos, menos las bieletas, como **sólidos rígidos**, de tal manera que actúan como barras indeformables de un mecanismo.

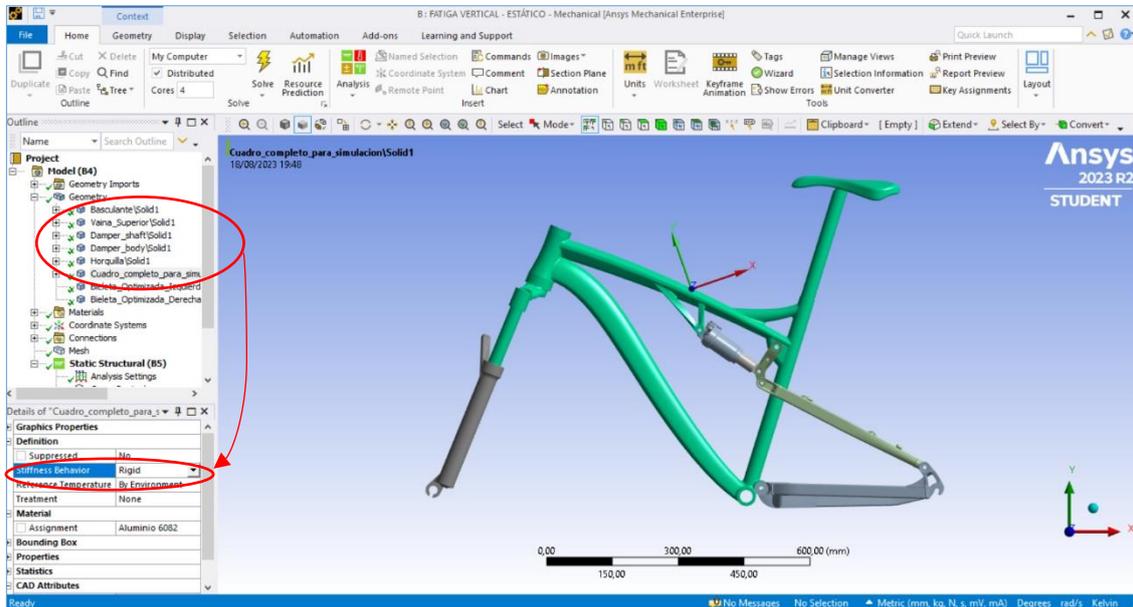


Imagen 58. Definición de sólidos importados como elementos rígidos

Se asigna el **material**, Aluminio 6082-T6, previamente definido en el Engineering Data a las dos **bieletas** y se mantiene el comportamiento como flexible:

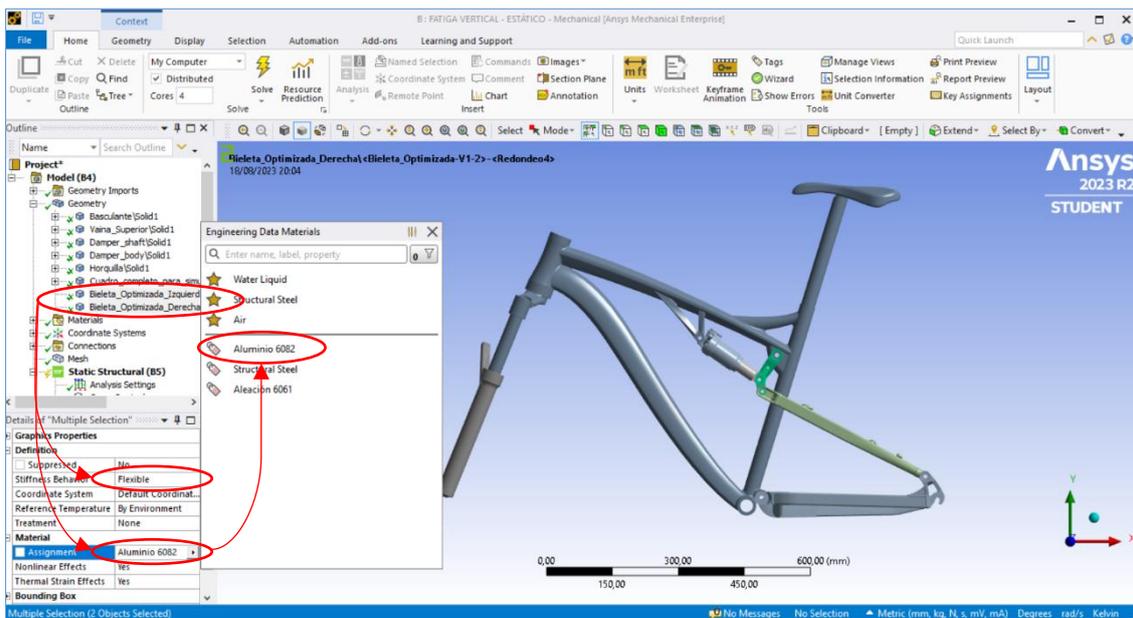


Imagen 59. Asignación del material a los sólidos de las bieletas

Se define un **sistema de coordenadas cartesiano** cuyo origen coincide con el denominado en apartados anteriores como O1 y cuyos ejes X e Y están contenidos en el plano de simetría de la bicicleta, siendo el eje X el eje horizontal en sentido inverso de la marcha y el eje Y el eje vertical. Al tratarse de un sistema de coordenadas dextrógiro, el eje Z queda definido por los ejes X e Y.

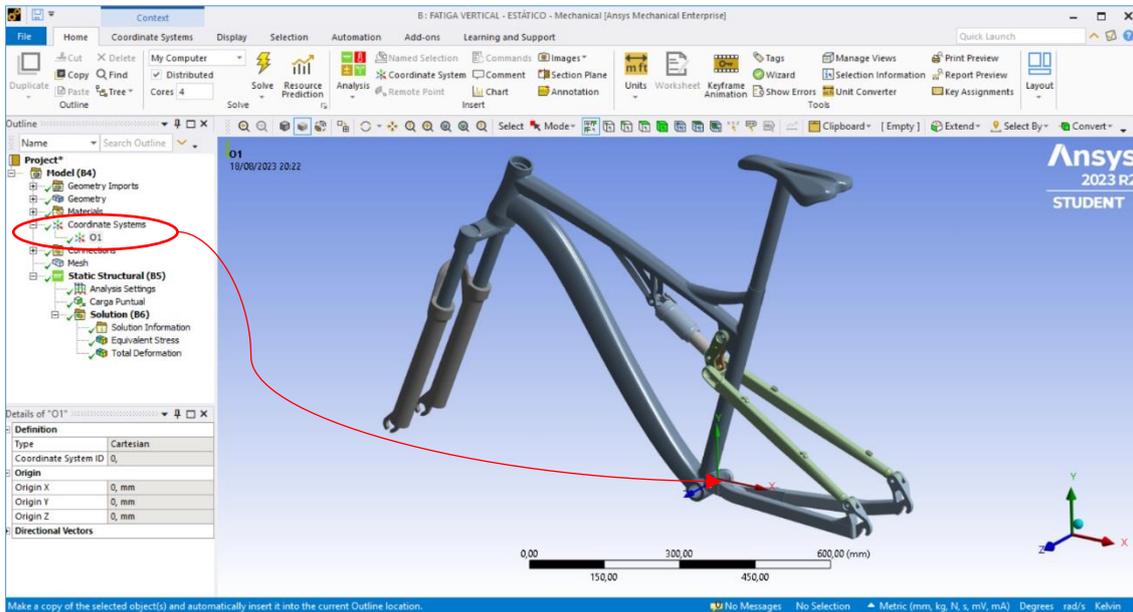


Imagen 60. Sistema de coordenadas del modelo en Ansys

Se realiza un **mallado** automático, definiendo el tamaño máximo de elemento en 2 mm, del tipo tetraédrico. Se comprueba que el mallado obtenido es bastante uniforme y que es más refinado en las zonas de contacto y de cambios de sección, por lo que se considera que el resultado es lo suficientemente bueno y, por tanto, no es necesario definir más en detalle la malla obtenida:

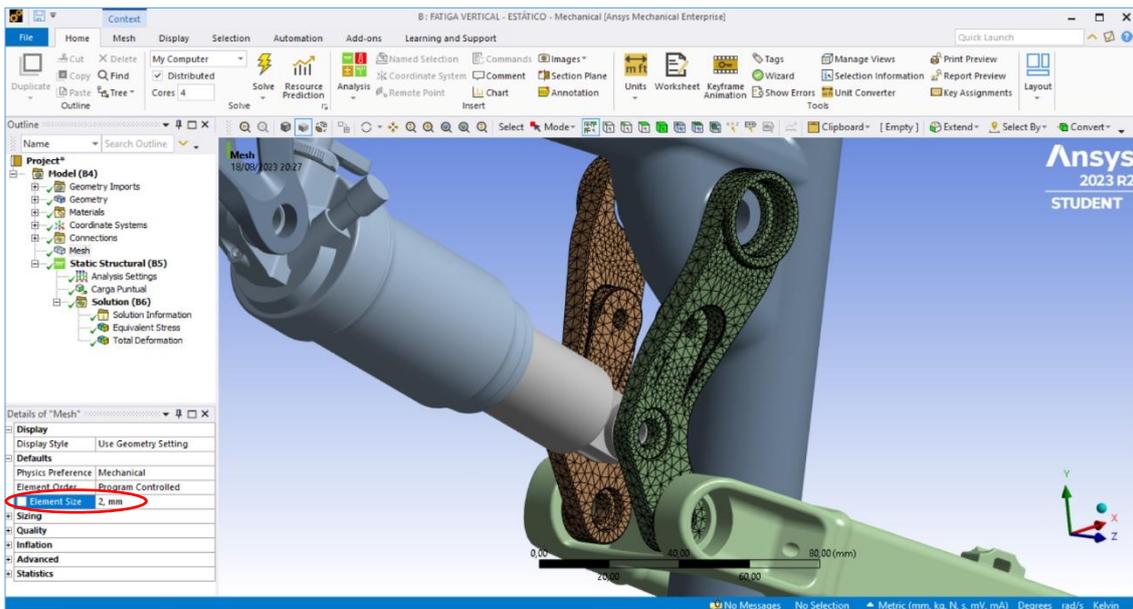


Imagen 61. Mallado de las bieletas

Se define el **amortiguador trasero** como un muelle de constante $k = 35 \text{ N/mm}$ y amortiguamiento $c = 0 \text{ N}\cdot\text{s/mm}$ ya que el ensayo es estático. Las conexiones se establecen en los alojamientos de los pasadores tanto en el cuadro como en la bieleta. Finalmente se oculta el muelle por motivos estéticos de cara a los resultados de la simulación:

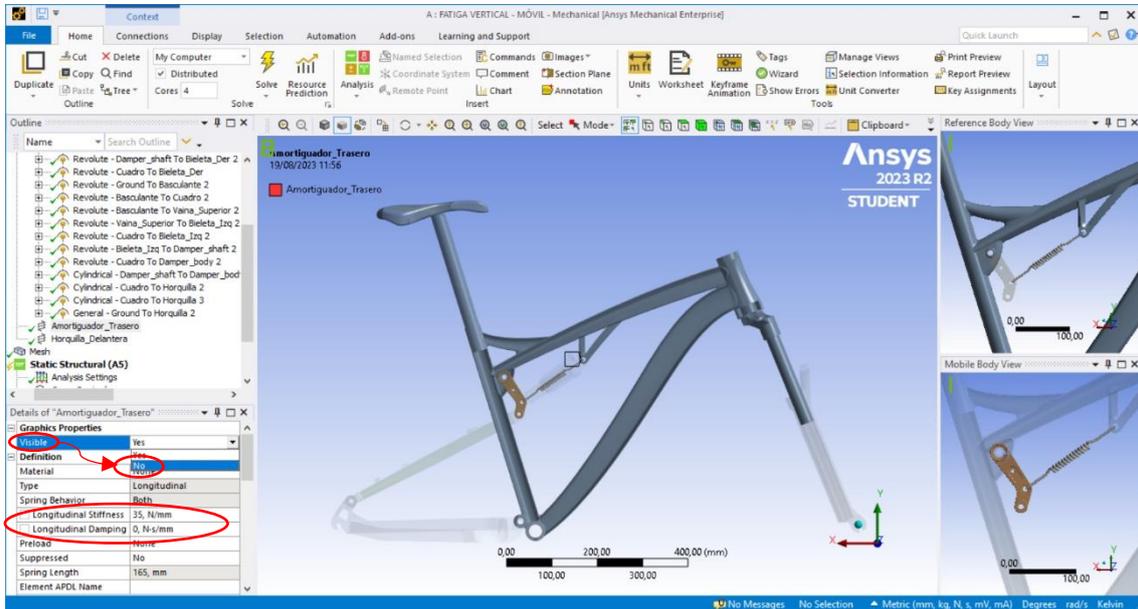


Imagen 62. Muelle para simulación del amortiguador trasero.

De forma similar al caso anterior, se define la **suspensión delantera** como un muelle de constante $k = 15 \text{ N/mm}$ y amortiguamiento $c = 0 \text{ N}\cdot\text{s/mm}$ ya que el ensayo es estático. Las conexiones se establecen en los extremos de las barras de suspensión. Finalmente se oculta el muelle por motivos estéticos de cara a los resultados de la simulación:

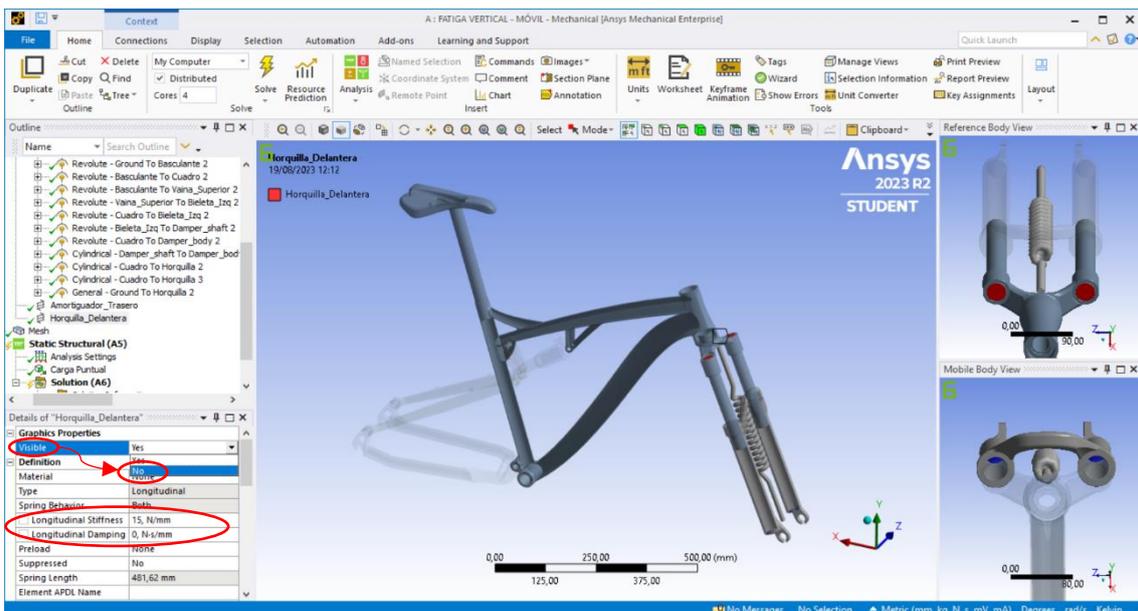


Imagen 63. Muelle para simulación de la suspensión delantera

Se definen los **contactos internos del mecanismo**: dos del tipo cilíndrico, que permiten la rotación y el deslizamiento en el eje longitudinal en los dos sistemas de suspensión, y el resto del tipo revolución, que permiten únicamente la rotación sobre uno de sus ejes, en este caso, el eje Z:

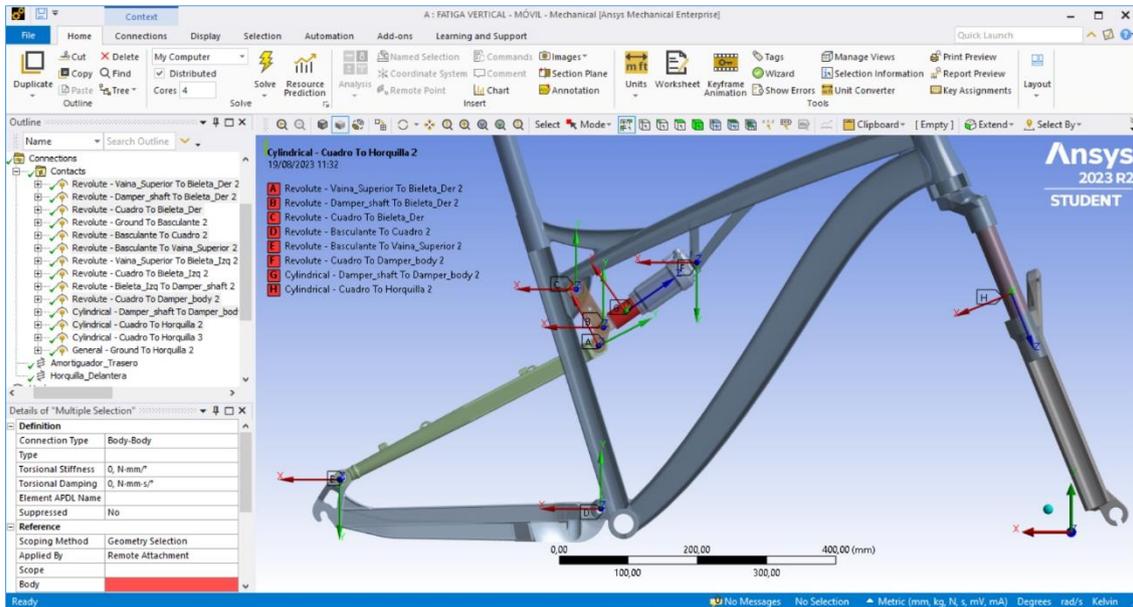


Imagen 64. Contactos entre los sólidos del mecanismo

Por último, se definen las **condiciones de contorno** del mecanismo, en este caso, una unión articulada fija en las punteras traseras y una unión articulada móvil en el eje horizontal en las punteras delanteras:

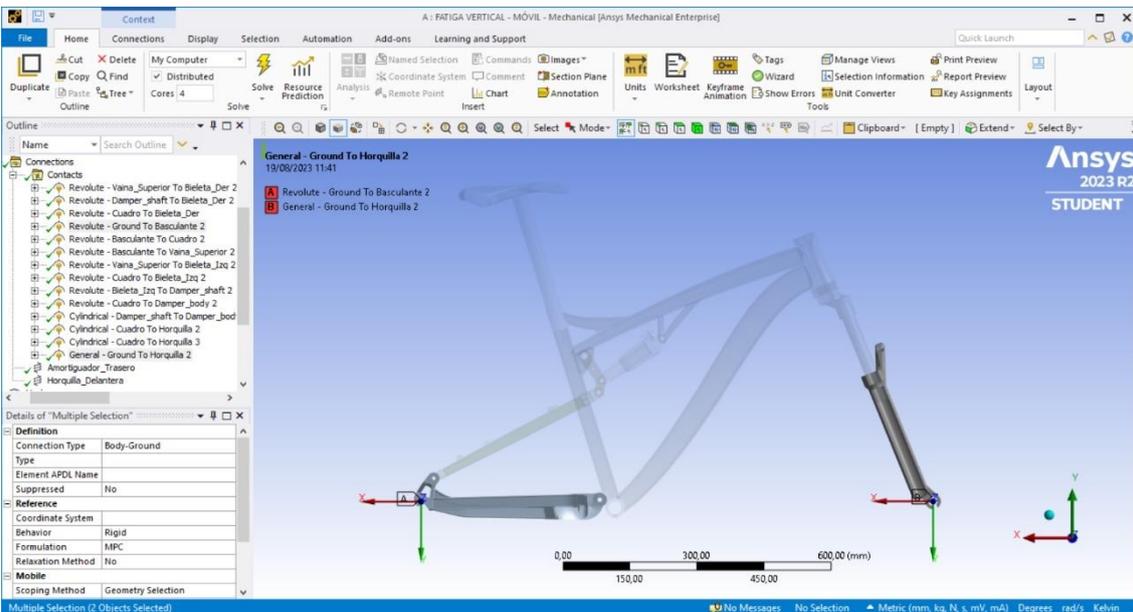


Imagen 65. Condiciones de contorno de los ensayos de fatiga

Para el ensayo de fatiga con fuerza vertical, se define la fuerza de forma tabulada por componentes sobre un punto definido en el sillín según lo descrito en el apartado 3.1.1 de esta memoria. De esta forma se simula un ciclo como la aplicación y la liberación de carga:

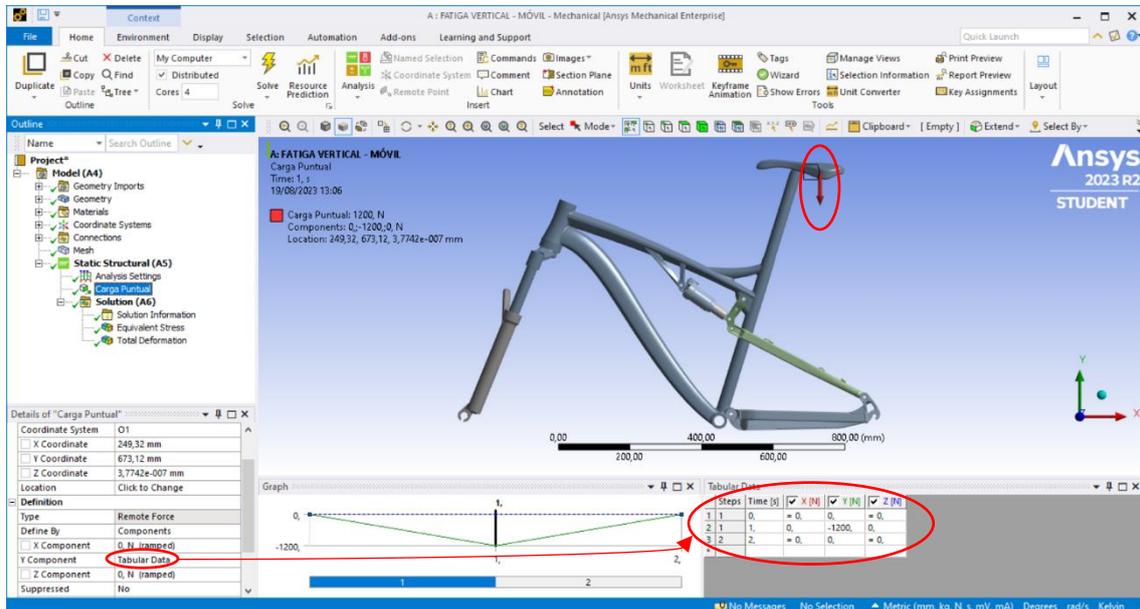


Imagen 66. Definición de la fuerza vertical para el ensayo de fatiga

Por último, se realizarán dos análisis, uno con la rigidez de los muelles reales, tal como se ha definido anteriormente, y otro con una rigidez equivalente a un sistema rígido, sustituyendo la rigidez de los muelles por $k = 10^6$ N/mm. Para ello, se configura el **Analysis Settings** activando o desactivando la opción **Large Deflection**, que permitirá al programa calcular la solución con grandes variaciones de desplazamientos para el caso del mecanismo móvil:

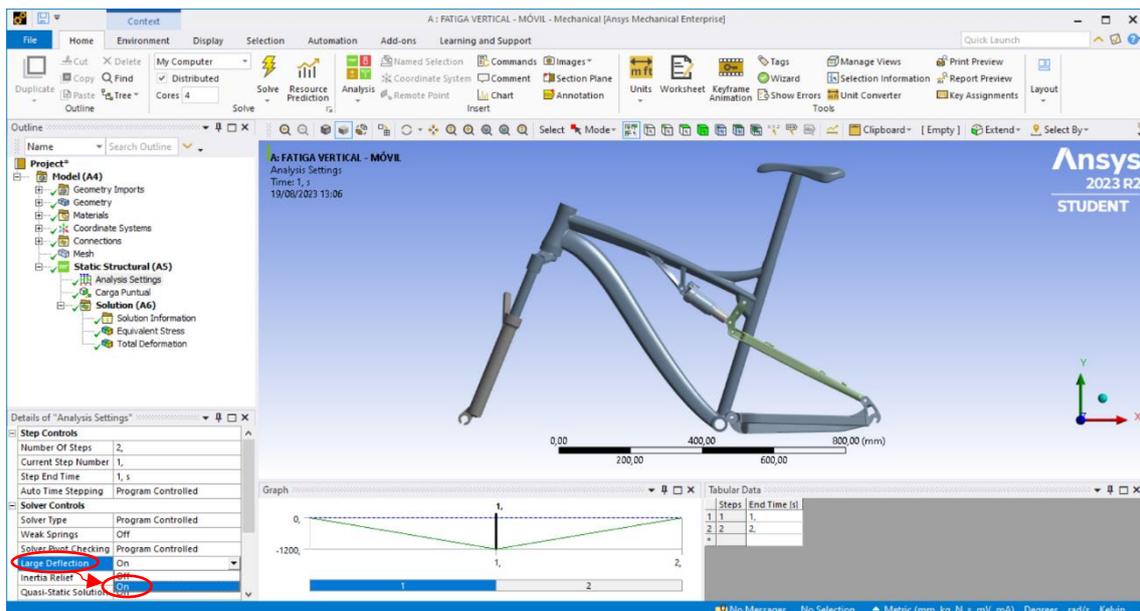


Imagen 67. Activación del Large Deflection en el Analysis Settings

3.1.3. Resultados

A continuación, se muestra el **resultado** obtenido con el **mecanismo móvil**, presentando una tensión máxima de **24,1 MPa**. Se puede apreciar que tanto la suspensión delantera como la suspensión trasera se comprimen hasta aproximadamente la mitad de su recorrido y el basculante trasero ha oscilado correctamente:

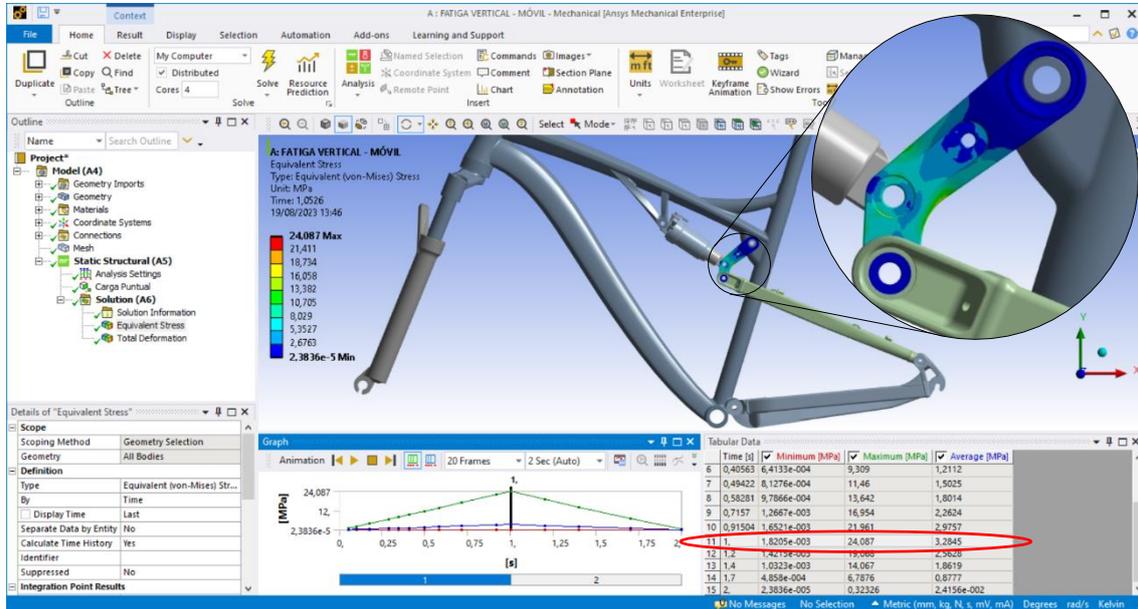


Imagen 68. Resultado del ensayo con fuerza vertical sobre mecanismo móvil

Seguidamente, se muestra el **resultado** obtenido con el **mecanismo rígido**, presentando, en este caso, una tensión máxima de **74,0 MPa**. Este aumento de tensión se debe a que la posición de la bieleta en situación de máxima extensión provoca que la carga se aplique de forma más perpendicular, de tal modo que la fuerza se transmite con mayor cortante y momento, y menor axil que en el caso anterior:

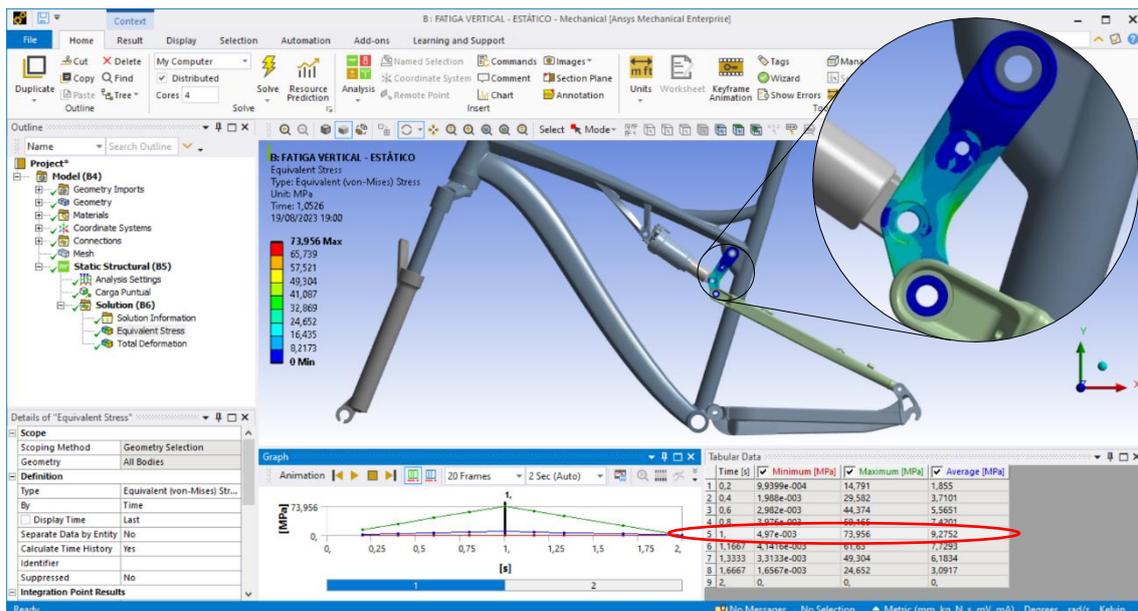
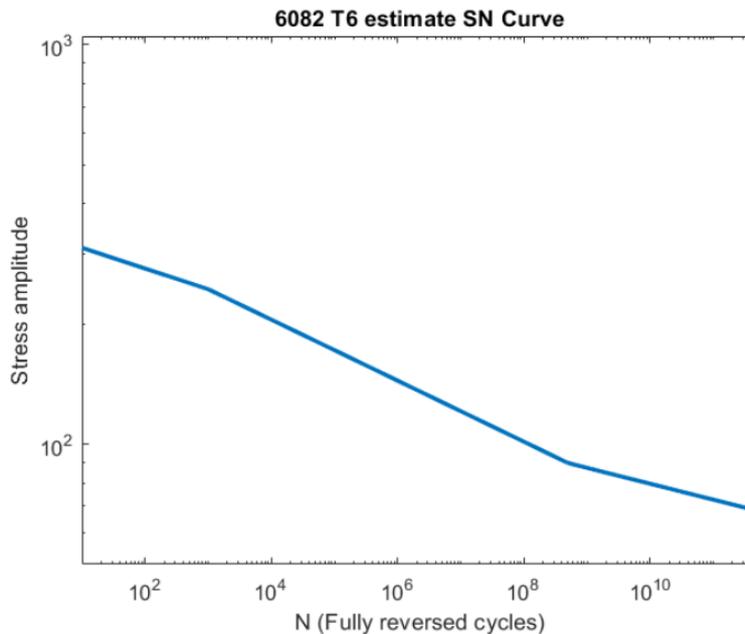


Imagen 69. Resultado del ensayo con fuerza vertical sobre mecanismo rígido

3.1.4. Cálculo de vida a fatiga

Para finalizar este ensayo, se calcula si la pieza será capaz de soportar los ciclos de vida que se establecen en la normativa. Para ello se aplicará la teoría clásica o de alto número de ciclos [17], el **método SN**, que relaciona mediante las curvas de Wöler, o curvas S-N, el número de ciclos con la tensión.

A continuación, se muestra la curva S-N del Aluminio 6082-T6 que ha sido obtenida del artículo de Leonardo Garrafa Pacheco y Orlando Miramontes [18]:



Gráfica 5. Curva S-N del Aluminio 6082-T6 [18]

En este mismo artículo se establece una ecuación por la cual se puede calcular de forma matemática el valor de la amplitud de la tensión en función del número de ciclos:

TABLE I
6082 T6 Aluminum SN fatigue properties (for equation 1).

Property	Value
a ($N < 10^3$)	350
b ($N < 10^3$)	-0.0516
a ($10^3 < N < 5 \cdot 10^8$)	414.3371
b ($10^3 < N < 5 \cdot 10^8$)	-0.0761
a ($N > 5 \cdot 10^8$)	199.3426
b ($N > 5 \cdot 10^8$)	-0.0395

Any point in the main segment of the S-N curve can be represented by equation 1:

$$\sigma = aN^b \quad (1)$$

Imagen 70. Extracto del artículo de Leonardo Garrafa y Orlando Miramontes

En este caso el ensayo es de 10^5 ciclos, por lo que la tensión será de:

$$\sigma = 414,3371 \cdot (10^5)^{-0,0761} = \mathbf{172,5 \text{ MPa}}$$

Esto significa que aplicando una tensión alternada de este valor y con una tensión media igual a cero, el número de ciclos que es capaz de soportar será de 10^5 ciclos.

A continuación se definirán los **factores modificadores K_i** que permiten relacionar el Límite de Resistencia a la Fatiga de un elemento mecánico, S_e , con los resultados para probetas de ensayo que se acaban de obtener, S'_e :

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S'_e$$

Para determinar alguno de estos factores, será necesario conocer la sección crítica de la pieza, así como los esfuerzos a los que está sometida. De acuerdo con la orientación de la fuerza aplicada, así como la situación de los dos apoyos, se considera que la pieza está sometida a cortante y a momento flector. Por otro lado, con la distribución de tensiones obtenida en la simulación, se considera que la sección crítica es la siguiente:

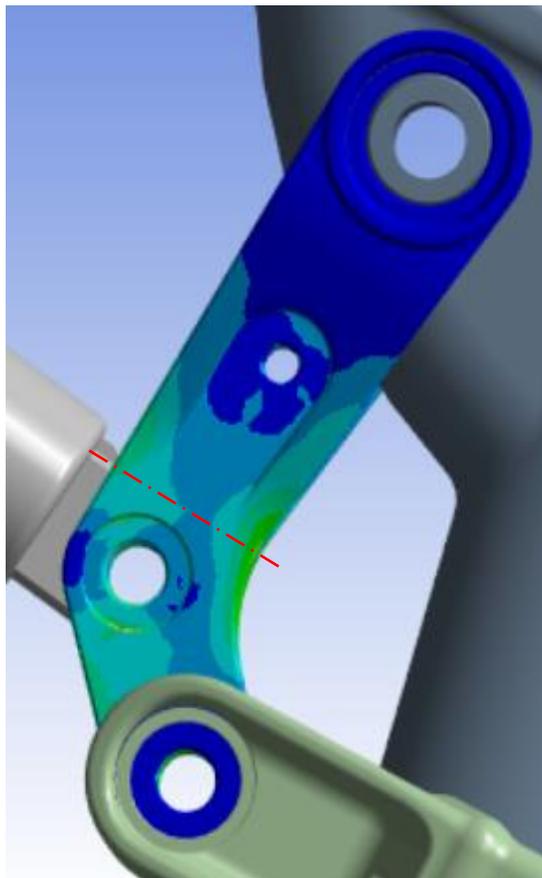


Imagen 71. Sección crítica de la pieza

- Factor de superficie K_a :

Para un acabado por mecanizado, donde a y b son valores tabulados y S_{ut} es la tensión última de rotura a tracción.

$$K_a = a \cdot (S_{ut})^b = 4,51 \cdot 310^{-0,265} = \mathbf{0,9862}$$

- Factor de tamaño K_b :

El valor depende del tipo de carga. Para una flexión alternada, se calcula a partir de la dimensión efectiva, que se obtiene al igualar el área sometida a un esfuerzo igual o superior al 95% del esfuerzo máximo con la correspondiente en flexión rotativa:

$$d_e = 0,808 \cdot (h \cdot b)^{0,5} = 0,808 \cdot (22,46 \cdot 6,5)^{0,5} = 9,76 \text{ mm}$$

$$2,79 < d_e < 51 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{d_e}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{9,76}{7,62}\right)^{-0,1133} = \mathbf{0,9723}$$

- Factor de carga K_q :

Las cargas a las que está sometida la pieza son flexión alternada y esfuerzo cortante, por lo que se le adjudica el valor más restrictivo, en este caso, el de esfuerzo cortante:

$$K_q = \mathbf{0,577}$$

- Factor de temperatura K_d :

Se presupone el uso de la bicicleta en condiciones normales, por lo que el factor de temperatura será:

$$K_d = \mathbf{1}$$

- Factor de concentración de tensiones (factor de forma) K_e :

En la sección crítica no se produce ningún cambio de sección ni hay ningún agujero, por lo que se considera que no hay concentrador de tensiones, por tanto:

$$K_e = \mathbf{1}$$

- Factor de efectos diversos K_g :

No se tendrá en cuenta ningún factor de efectos diversos, por lo que:

$$K_g = \mathbf{1}$$

- Factor de confiabilidad K_c :

Este valor está tabulado. Para una confiabilidad de 0,99, el Factor de confiabilidad será:

$$K_c = \mathbf{0,814}$$

Por tanto, el **Límite de Resistencia a la Fatiga** será:

$$S_e = 0,9862 \cdot 0,9723 \cdot 0,577 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 172,5 = \mathbf{77,7 \text{ MPa}}$$

En este ensayo la carga es aplicada y liberada, por lo que la tensión siempre es igual o superior a cero, por lo que su tensión media es distinta de cero:

- Tensión alterna (amplitud):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{74,0 - 0}{2} = \mathbf{37 \text{ MPa}}$$

- Tensión media:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{74,0 + 0}{2} = \mathbf{37 \text{ MPa}}$$

Aplicando el **criterio de Soderberg – Von Mises**, se pueden relacionar las tensiones principales variables con una tensión estática equivalente media:

$$\sigma_1^{eqm} = \sigma_1^m + \frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_1^a$$

Donde S_y es el límite elástico del material y S_e es la tensión alterna máxima para una tensión media igual a cero, dato que se ha obtenido de la curva S-N. De esta manera se puede despejar la tensión equivalente media:

$$\sigma_1^{eqm} = 37 + \frac{260}{77,7} \cdot 37$$

$$\sigma_1^{eqm} = \mathbf{160,8 \text{ Mpa}}$$

Finalmente se compara esta tensión estática equivalente media con el límite elástico y se obtiene el **coeficiente de seguridad**:

$$CS = \frac{S_y}{\sigma_1^{eqm}}$$

$$CS = \frac{260}{160,8}$$

$$\boxed{CS = 1,6}$$

3.1.5. Conclusiones

En el ensayo de fatiga con fuerza vertical se tienen en cuenta las dos hipótesis posibles: el mecanismo móvil y el mecanismo rígido. El valor de tensión más desfavorable se obtiene en el último caso, se considera que esto es debido a que, en esa posición, las fuerzas se aplican de forma prácticamente perpendicular a la sección de la pieza, situación en la cual el momento flector y el cortante son máximos.

Dado que el coeficiente de seguridad obtenido es mayor que 1, se determina que la vida útil de la pieza es superior a 10^5 ciclos, por lo que **supera el ensayo** de fatiga con fuerza vertical establecido en la normativa.

3.2. ENSAYO DE FATIGA CON FUERZAS HORIZONTALES

3.2.1. Método de ensayo

Según el apartado 4.4.2 de la Norma ISO 4210-6:2023 [7], se deberá instalar el cuadro en su posición normal y deberá anclarse mediante una unión articulada fija sobre las punteras traseras y mediante una unión articulada móvil sobre las punteras delanteras. Las fuerzas F_2 y F_3 deberán ser aplicadas y liberadas de forma alternativa y progresiva, con un valor de 1.200 N y 600 N respectivamente. Se define el ensayo en 50.000 ciclos con una frecuencia máxima de 10 Hz.

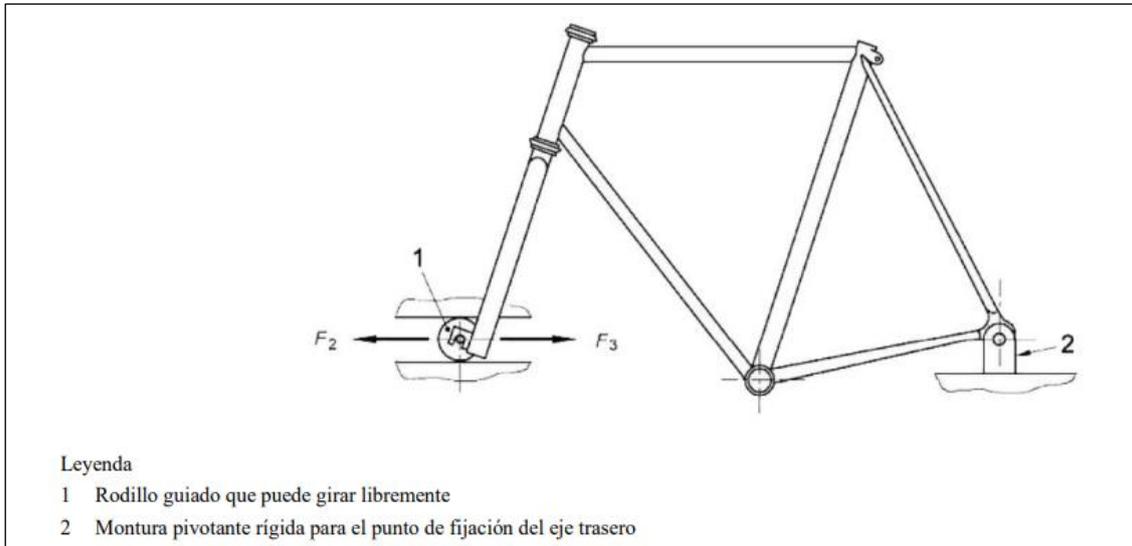


Imagen 72. Ensayo de fatiga por fuerzas horizontales

3.2.2. Preparación de la simulación

El ensayo de fatiga con fuerzas horizontales es similar al realizado con una fuerza vertical, con la única diferencia de que, en este caso, la **fuerza horizontal** es aplicada sobre el eje de la rueda delantera, con un valor **que oscila de 600 N a -1.200 N**. Se define un ciclo de carga como la aplicación y liberación de la fuerza positiva y de forma consecutiva la aplicación y liberación de la fuerza negativa:

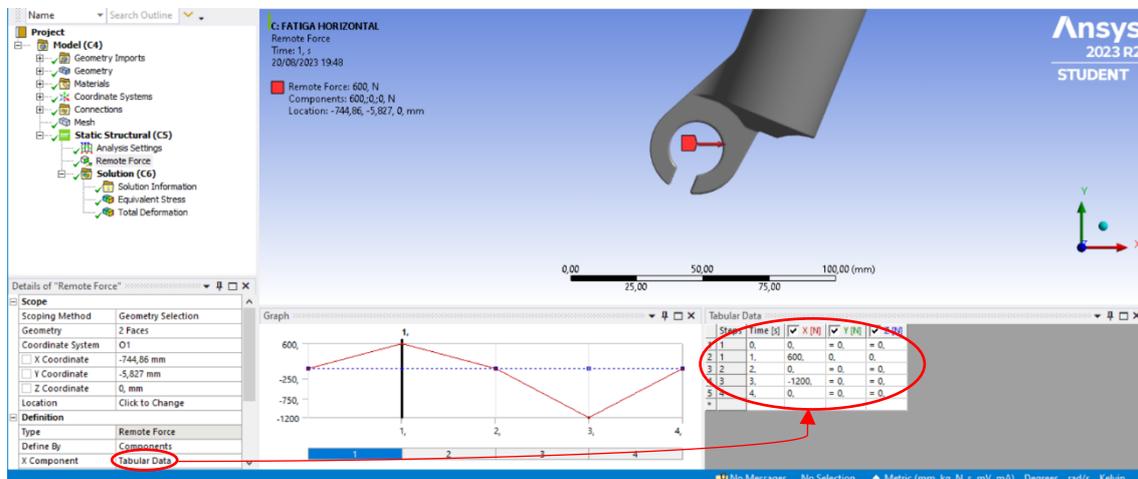


Imagen 73. Definición de la fuerza horizontal para el ensayo de fatiga

3.2.3. Resultados

A continuación, se muestra el **resultado** obtenido con el **mecanismo rígido**, presentando una tensión máxima de **0,17 MPa**. Se puede apreciar la tensión es mínima. Esto se debe a que la fuerza aplicada, por descomposición de fuerzas, apenas se transmite a la bieleta:

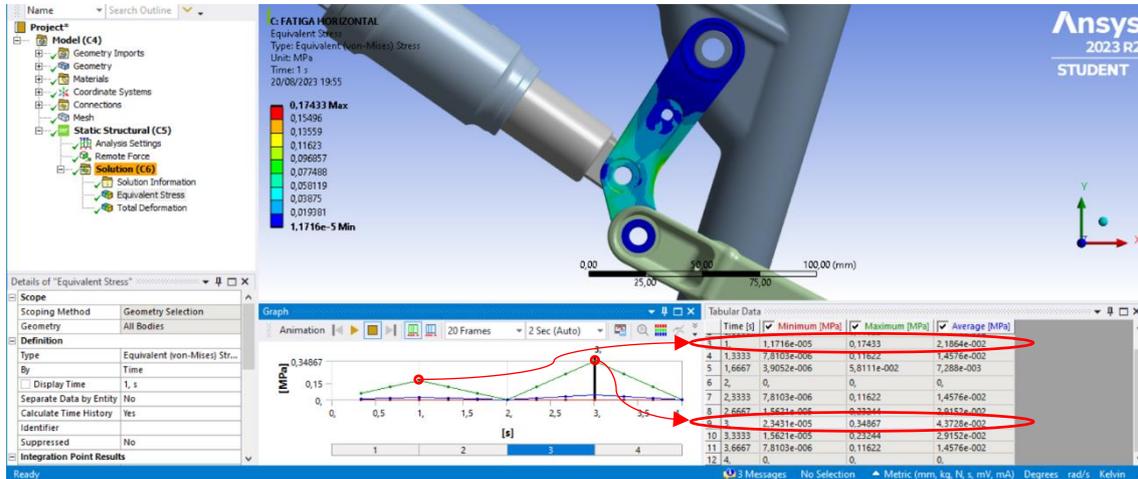


Imagen 74. Resultado del ensayo con fuerzas horizontales sobre mecanismo rígido

3.2.4. Cálculo de vida a fatiga

Como la sección crítica es la misma que en el ensayo anterior, se puede afirmar que el Límite de Resistencia a Fatiga es el mismo. Por tanto, como la tensión es de apenas 0,35 MPa, muy inferior a la tensión obtenida en el ensayo anterior, se puede afirmar que el número de ciclos de vida será superior que el anterior y por tanto, mayor que 10^5 ciclos.

3.2.5. Conclusiones

En el ensayo de fatiga con fuerzas horizontales, los valores de tensión obtenidos son mínimos, y la suposición que se hace de que el mecanismo sea rígido está justificada, ya que en cualquiera de los dos siguientes casos, el mecanismo permanecería inmóvil:

- En el primero, la fuerza transmitida al amortiguador es de compresión, al estar los ejes de las ruedas y del basculante prácticamente alineados, la transmisión de fuerzas al amortiguador es prácticamente nula, lo que se ha comprobado con el resultado de la simulación, por lo que no llegará a vencer la precarga inicial del amortiguador, manteniendo el mecanismo en su posición.
- En el segundo, la fuerza transmitida al amortiguador es de tracción, como la posición inicial es de máxima extensión, el mecanismo no puede extenderse más, por lo que permanecerá en su posición.

Por tanto, pese a que los resultados de tensión obtenidos son tan bajos, se considera que la **simulación** realizada es **válida** y que **supera el ensayo** de fatiga con fuerzas horizontales.

3.3. ENSAYO DE JUEGO DEL NEUMÁTICO

3.3.1. Método de ensayo

Por último, se debe comprobar que aplicando una fuerza de 2.800 N sobre la rueda trasera en el sentido perpendicular a una base plana simulada, el neumático, o cualquier otro componente, no deben entrar en contacto con el cuadro ni debe separarse ningún componente.

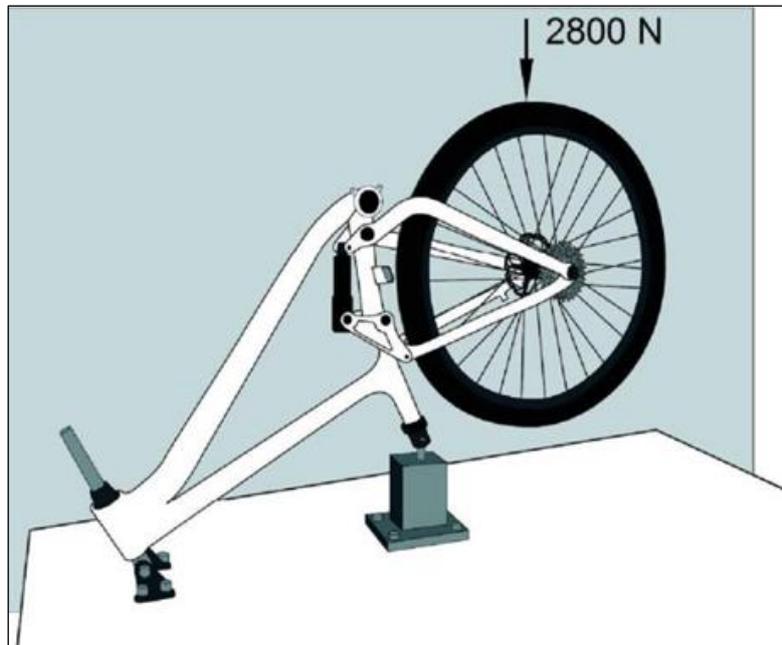


Imagen 75. Ensayo de juego del neumático

3.3.2. Preparación de la simulación

Para la realización de la simulación de juego del neumático se aprovecha el trabajo realizado anteriormente, duplicando el proyecto y adaptándolo al nuevo ensayo:

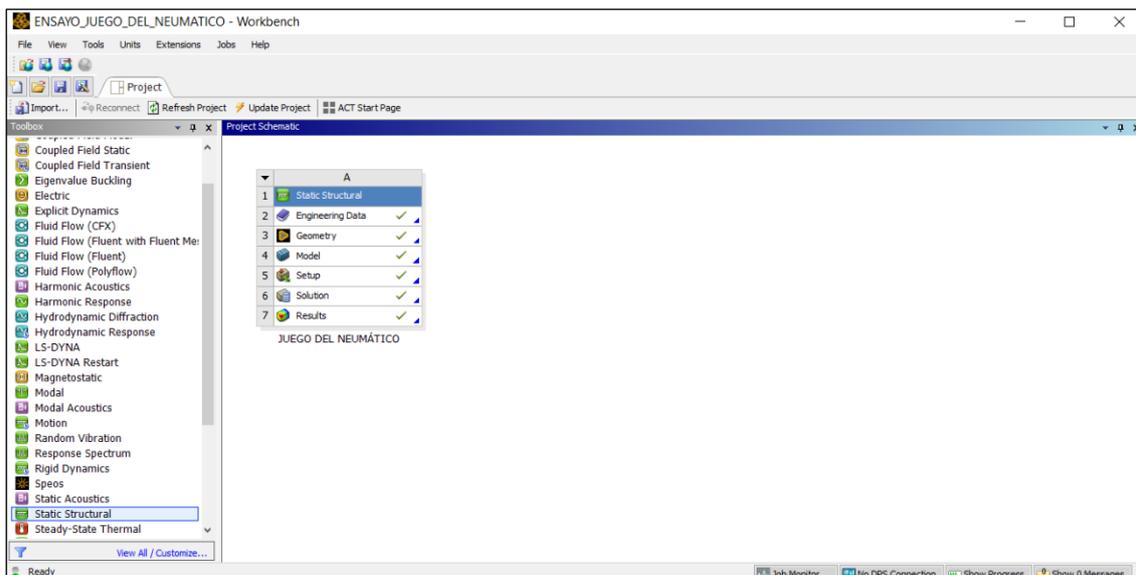


Imagen 76. Ventana principal del proyecto Ensayos de Jugo del Neumático en Ansys

A diferencia de los ensayos anteriores, en este caso es necesario añadir el conjunto de la rueda (llanta y neumático) para realizar la comprobación de interferencia.

Esto se hace desde el apartado *Geometry*:

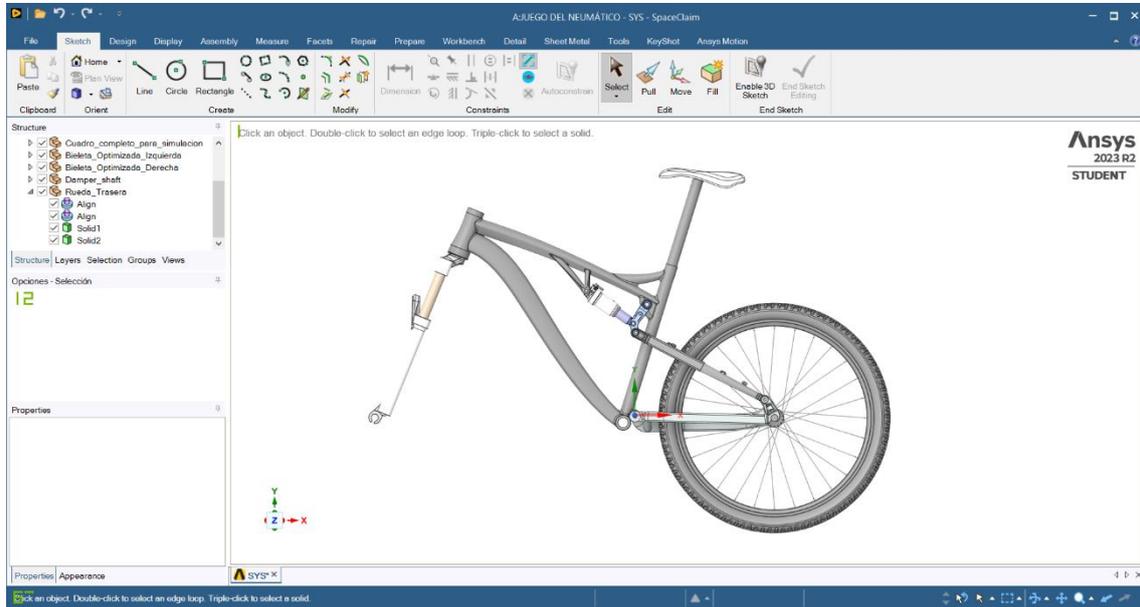


Imagen 77. SpaceClaim - Editor de geometría del Ensayo de Juego del Neumático

Se añaden los nuevos contactos de fijación entre el neumático y la llanta, y entre la llanta y el basculante:

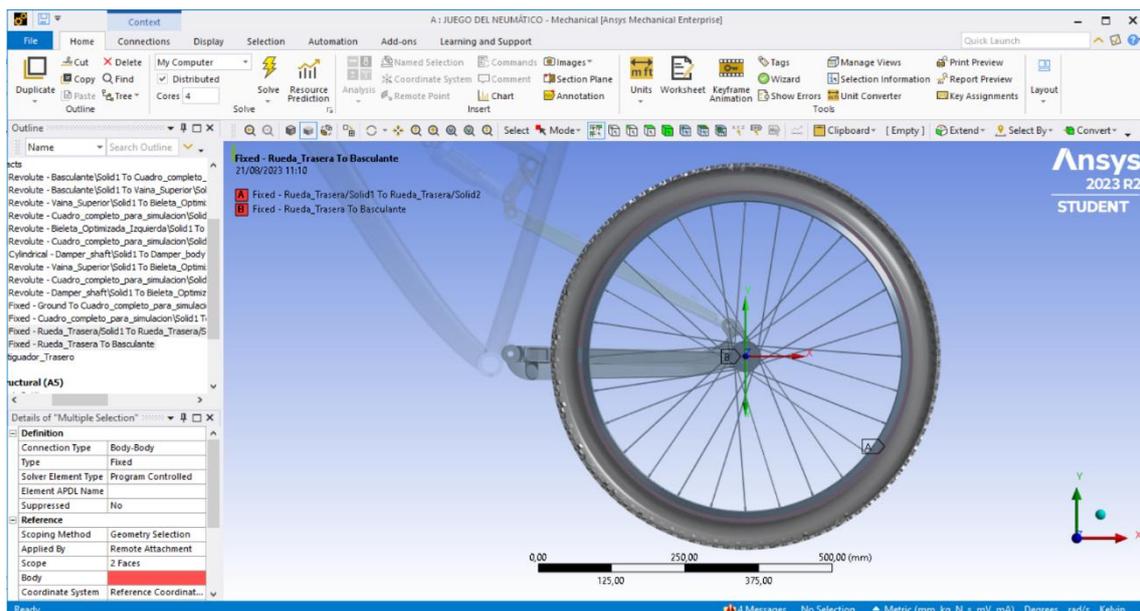


Imagen 78. Contactos de fijación de la rueda

Se definen las nuevas **condiciones de contorno**. En este caso, se fija el cuadro al suelo, con un contacto del tipo *Body to Ground* y se elimina la fijación de las punteras traseras, permitiendo así la movilidad del mecanismo:

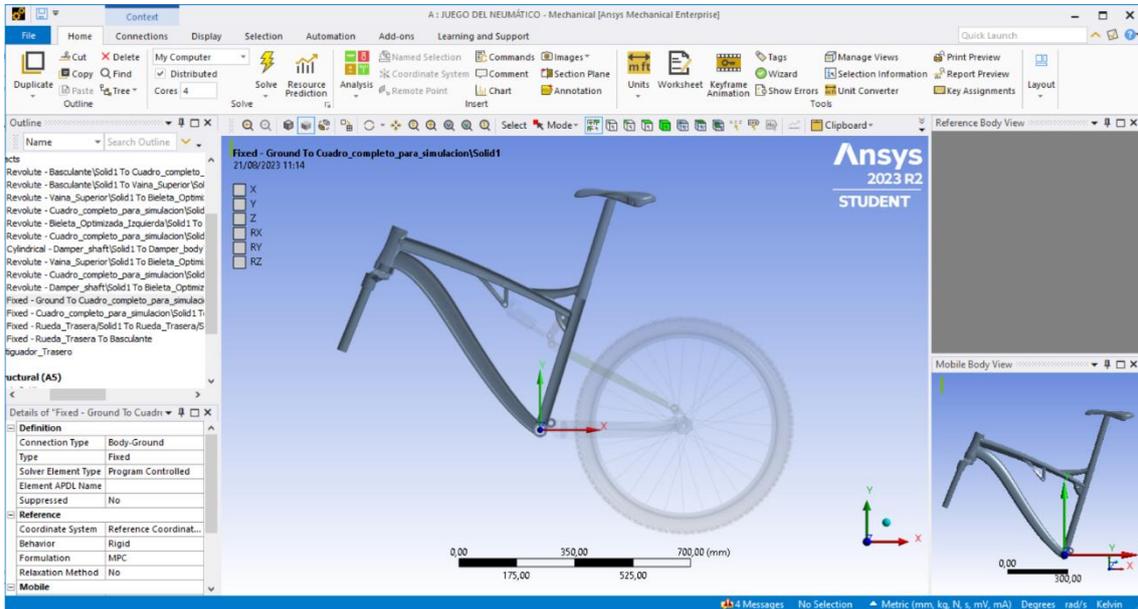


Imagen 79. Fijación del cuadro al suelo

Se añade la **fuerza de 2800 N** aplicada en sentido vertical y hacia arriba. Esta simulación cumple con la metodología de ensayo descrita anteriormente, solo cambia la orientación de los sólidos:

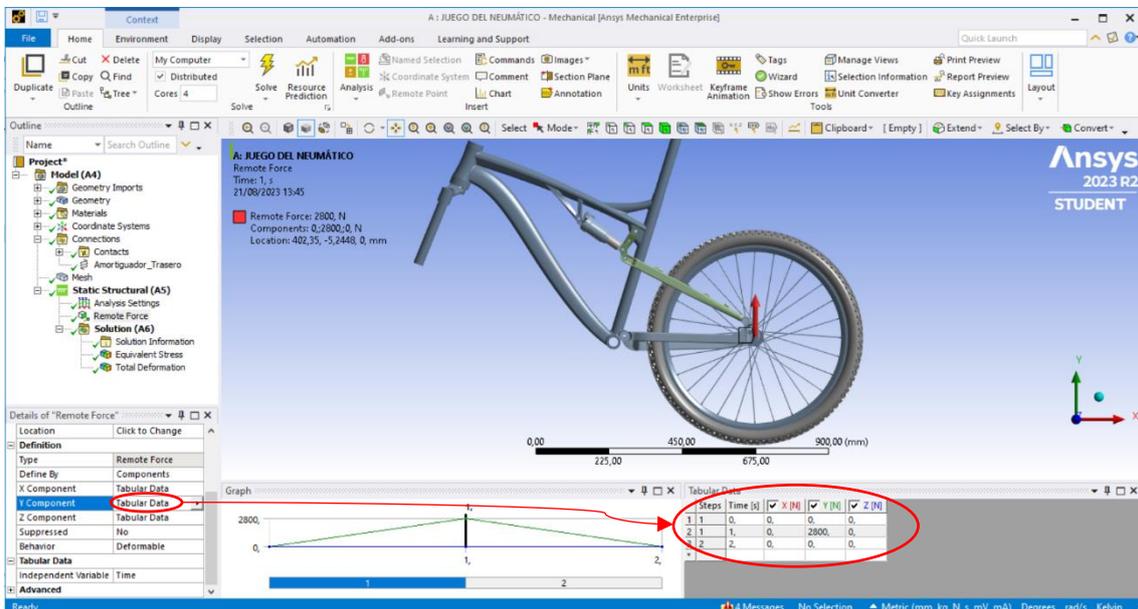


Imagen 80. Aplicación de la fuerza del Ensayo de Juego del Neumático

Como es un ensayo con grandes desplazamientos, se activa la opción *Large Deflection* en el *Analysis Settings*.

3.3.3. Resultados

Finalmente, se ejecuta la simulación, obteniendo una **tensión máxima de 192,0 MPa**, inferior al límite elástico del material (260 MPa), por lo que la bieleta soporta los esfuerzos aplicados. Además, la distancia entre el neumático y el cuadro es más que suficiente para evitar una interferencia:

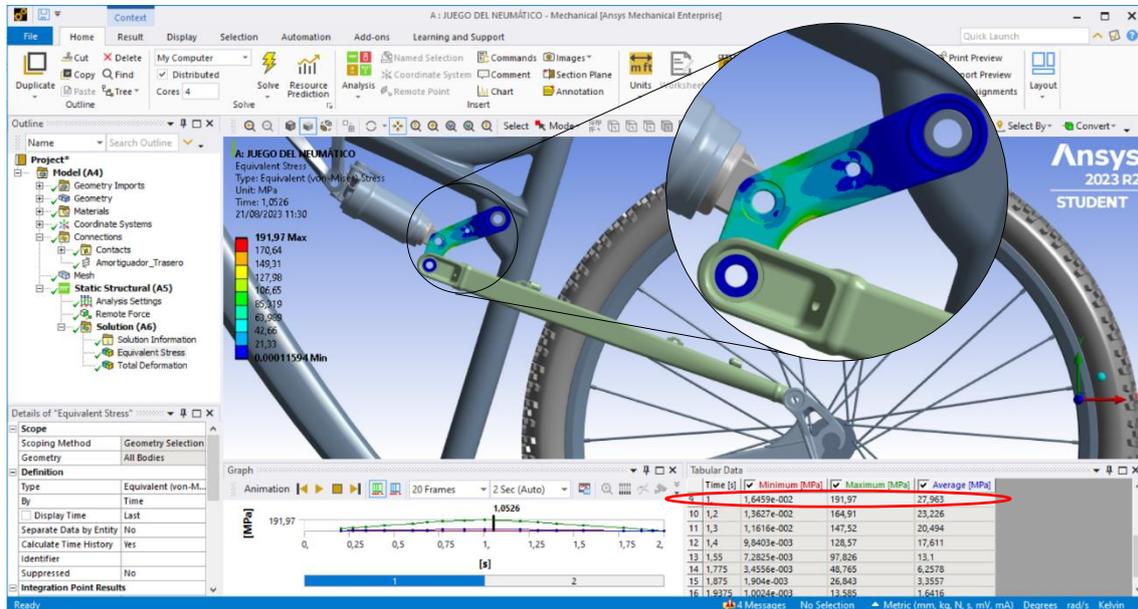


Imagen 81. Resultado del Ensayo de Juego del Neumático

3.3.4. Conclusiones

El ensayo de juego del neumático se realiza para comprobar que, efectivamente, **la tensión máxima** alcanzada durante la realización de este ensayo **no supera el límite elástico** del material.

No es necesario calcular la interferencia del neumático dado que, por definición de lo obtenido en la síntesis analítica, el recorrido vertical de la rueda trasera es menor que en el sistema original, y, dado que el radio de giro está establecido por el basculante, la distancia del neumático al cuadro será mayor que en el sistema original y por tanto, **no se producirá interferencia**.

4. FABRICACIÓN

Para llevar a cabo la fabricación de la pieza será necesario definir los planos que indiquen correctamente las tolerancias de fabricación que permitan posteriormente el correcto montaje y funcionamiento del sistema.

4.1. PLANOS

Los planos de las piezas y los ensamblajes se incluyen en el anexo.

Para la identificación de los planos se empleará la siguiente nomenclatura:

$$P - 80367 - XX - XX - X$$

- La P hace referencia a Plano
- El número 80367 es el NIA del autor, número que identifica al alumno dentro de la UPNA.
- Los dos siguientes dígitos hacen referencia al tipo de plano:

00 – Planos de conjunto

01 – Planos de piezas

02 – Planos de elementos auxiliares

- Los dos últimos dígitos servirán para diferenciar los distintos planos que se hagan dentro de un subapartado, empezando a contar por el 01.
- Por último, puede tener, o no, una última letra que defina el objetivo del plano:

F – Fabricación

M – Montaje

A la hora de definir las tolerancias dimensionales que se aplican en los planos de este proyecto se emplean los valores de la tabla 1 de la Norma UNE-EN 22768-1 [8]:

Medidas en milímetros

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al valor nominal							
		0,5 ¹⁾ hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1 000	más de 1 000 hasta 2 000	más de 2 000 hasta 4 000
Designación	Descripción								
f	fina	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	–
m	media	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
c	grosera	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
v	muy grosera	–	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8

1) Para valores nominales inferiores a 0,5 mm, las tolerancias han de indicarse siempre junto a la cota nominal correspondiente.

Tabla 8. Tolerancias para dimensiones lineales, excepto aristas matadas

Del mismo modo, para definir las tolerancias geométricas que se aplican en los planos de este proyecto se emplean los valores de las tablas 1 y 2 de la Norma UNE-EN 22768-2 [9]:

Tolerancias de rectitud y planitud:

Medidas en milímetros

Clases de tolerancia	Tolerancias de rectitud y planitud, por campos de longitudes nominales					
	hasta 10	más de 10 hasta 30	más de 30 hasta 100	más de 100 hasta 300	más de 300 hasta 1 000	más de 1 000 hasta 3 000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

Tabla 9. Tolerancias geométricas de rectitud y planitud

Tolerancias de perpendicularidad:

Medidas en milímetros

Clases de tolerancia	Tolerancias de perpendicularidad, por campos de longitudes nominales, del lado más corto			
	hasta 100	más de 100 hasta 300	más de 300 hasta 1 000	más de 1 000 hasta 3 000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

Tabla 10. Tolerancias geométricas de perpendicularidad

Se decide emplear la tolerancia dimensional de clase media y la tolerancia geométrica de clase K ya que la precisión necesaria para estas piezas no es elevada, pero tampoco se puede permitir una gran desviación que altere el resultado de los cálculos estructurales realizados.

Por tanto, en el plano se deberá indicar en el cajetín: **ISO 2768-mK**.

En los casos en los que haya alguna cota de mayor precisión, como el alojamiento de los rodamientos que necesitan un ajuste de interferencia $\varnothing 22N6$, o los agujeros para los bulones que necesitan un ajuste deslizante $\varnothing 8H7$, se especificará su tolerancia en el plano de acuerdo con la normativa vigente tal como se explica a continuación:

Para las cotas Ø22N6 (rojo) y Ø8H7 (azul) se establecen los valores de tolerancia de acuerdo con la Norma UNE-EN ISO 286-1:2011 [10].

Dimensión nominal mm		Grados de tolerancia normalizados																			
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
Desde	Hasta e incluido	Valores de tolerancia normalizados																			
		µm										mm									
—	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
18	30	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
30	50	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
50	80	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	0,5	0,75	1,2	1,8	2,7	4,2	6,3
80	120	2	3	5	8	12	18	27	40	60	90	135	200	300	0,6	0,9	1,5	2,2	3,3	5	7,5

Tabla 11. Valores para los grados de tolerancia normalizados

En esta misma norma también se establecen los límites inferior o superior de desviación:

Dimensión nominal mm		Valores de la desviación fundamental																		
		Límite inferior de la desviación, EI												Límite superior de la desviación, ES						
Desde	Hasta e incluido	Todos los grados de tolerancia normalizados												IT6	IT7	IT8	Hasta e incluido IT8	Desde IT8	Hasta e incluido IT8	Desde IT8
		A ^a	B ^a	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS							
—	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	+5	+6	+10	-1 + Δ		-4 + Δ	-4	
6	10	+290	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+12	+8	+5	0	+5	+8	+12	-1 + Δ		-6 + Δ	-6	
10	14												+6	+10	+15	-1 + Δ		-7 + Δ	-7	
14	18																			
18	24																			
24	30	+300	+160	+110	+85	+65	+40	+28	+20	+12	+7	0	+8	+12	+20	-2 + Δ		-8 + Δ	-8	
30	40	+310	+170	+120		+100	+80	+50	+35	+25	+15	0								
40	50	+320	+180	+130									+10	+14	+24	-2 + Δ		-9 + Δ	-9	
50	65	+340	+190	+140																
65	80	+360	+200	+150		+100	+60		+30		+10	0	+13	+18	+28	-2 + Δ		-11 + Δ	-11	
80	100	+380	+220	+170																
100	120	+410	+240	+180		+120	+72		+36		+12	0	+16	+22	+34	-3 + Δ		-13 + Δ	-13	

Tabla 12. Valores de las desviaciones fundamentales en agujeros desde A hasta M

Dimensión nominal mm		Valores de la desviación fundamental																				
		Límite superior de la desviación, ES												Valores para Δ								
Desde	Hasta e incluido	Hasta e incluido IT8	Desde IT8	Hasta e incluido IT7	Grados de tolerancia normalizados por encima de IT7												Grados de tolerancia normalizados					
					P a ZC ^a	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7
—	3	0	-4		-6	-10	-14		-18		-20		-26	-32	-40	-60	0	0	0	0	0	0
3	6	-8 + Δ	0		-12	-15	-19		-23		-28		-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	1	1	1
6	10	-10 + Δ	0		-15	-19	-23		-28		-34		-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	2	2	2
10	14								-33		-40		-50	-64	-90	-130						
14	18	-12 + Δ	0		-18	-23	-28		-33		-39		-50	-67	-108	-150	1	2	3	3	3	3
18	24								-41		-47		-63	-88	-136	-188						
24	30	-15 + Δ	0		-22	-28	-35		-41		-48		-64	-90	-140	-218	1,5	2	3	3	3	3
30	40								-48		-55		-75	-118	-180	-274						
40	50	-17 + Δ	0		-26	-34	-43		-54		-63		-88	-136	-200	-325	1,5	3	4	4	4	4
50	65								-66		-77		-114	-180	-274	-440						
65	80	-20 + Δ	0		-32	-43	-59		-75		-92		-144	-226	-360	-585	2	3	5	5	5	5
80	100								-102		-126		-198	-300	-480	-810						
100	120	-23 + Δ	0		-37	-51	-71		-124		-156		-254	-400	-660	-1125	2	4	7	7	7	7

Tabla 13. Valores para la desviación fundamental en agujeros desde N a ZC

De esta manera se obtiene que los valores admisibles para el Ø22N6 están entre 21,989 mm y 21,976 mm y para el Ø8H7 están entre 8,015 mm y 8,000 mm.

4.2. PROTOTIPADO

El objetivo de realizar un prototipo impreso en PLA es comprobar antes de fabricar la pieza final que no exista ninguna interferencia producto de un error de medición o cualquier otro motivo.

Para poder realizar la impresión, hay que transformar el modelo 3D en un *toolpath*, o camino de herramienta, para ello se emplea un software llamado *slicer* o laminador. Este software convierte el modelo en formato STL en un serie de instrucciones o comandos llamados *g-code*. Finalmente, este *g-code* es enviado a la impresora y ésta interpreta y ejecuta los comandos de forma ordenada para materializar la pieza.

En este caso, el programa utilizado es PrusaSlicer, que es un programa de código abierto.

Las piezas que se van a imprimir no están pensadas para soportar las cargas de un uso normal de la bicicleta, pero sí que se desea que por lo menos permitan el montaje del sistema soportando el peso propio de la bicicleta. Por ello se imprimen con un nivel de calidad elevado y con refuerzos en las zonas de unión.

Configuración del programa:

El primer paso es exportar la pieza desde SolidWorks en formato STL para poder importarlo al programa PrusaSlicer. Una vez importado, aparece el modelo sobre la superficie de impresión:

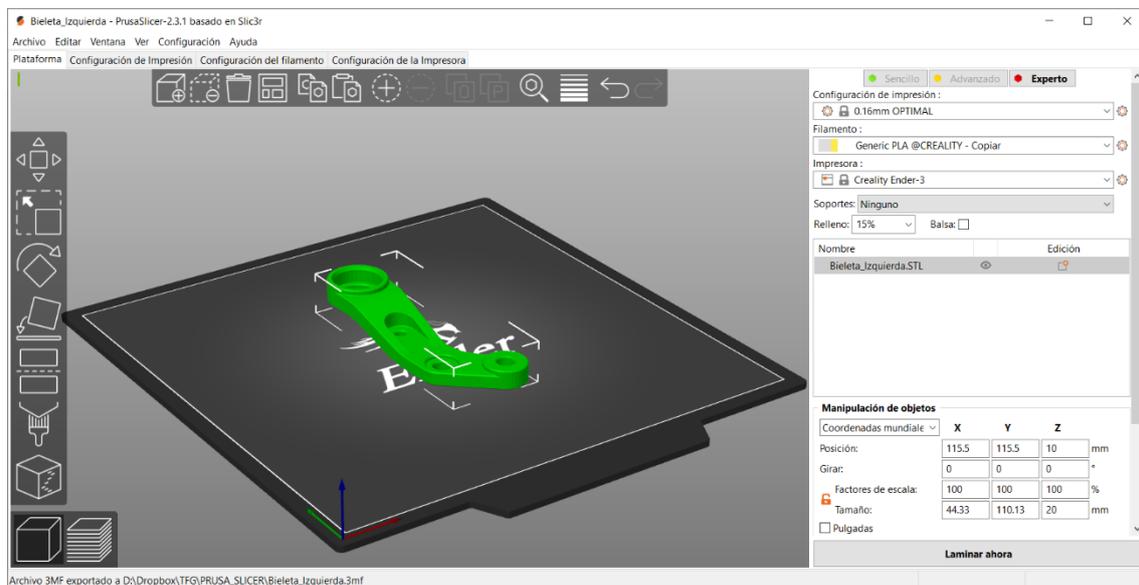


Imagen 82. Sólido importado en el programa PrusaSlicer

Teniendo en cuenta el empleo que se le va a dar al prototipo, se definen los siguientes **parámetros**:

La impresora es una **Ender-3** con un área de impresión de 220x220 mm y una altura máxima de 250 mm.

El material elegido es filamento **PLA** (ácido poliláctico) ya que es un termoplástico fabricado a partir de recursos naturales como el almidón de maíz, raíces de tapioca o caña de azúcar.

La **altura de capa** se establece en **0,16 mm** para un acabado óptimo con una boquilla de 0,4 mm.

Para reforzar los puntos de anclaje se añaden cuatro modificadores de tipo cilíndrico configurando un relleno del 100% en la zona del modificador:

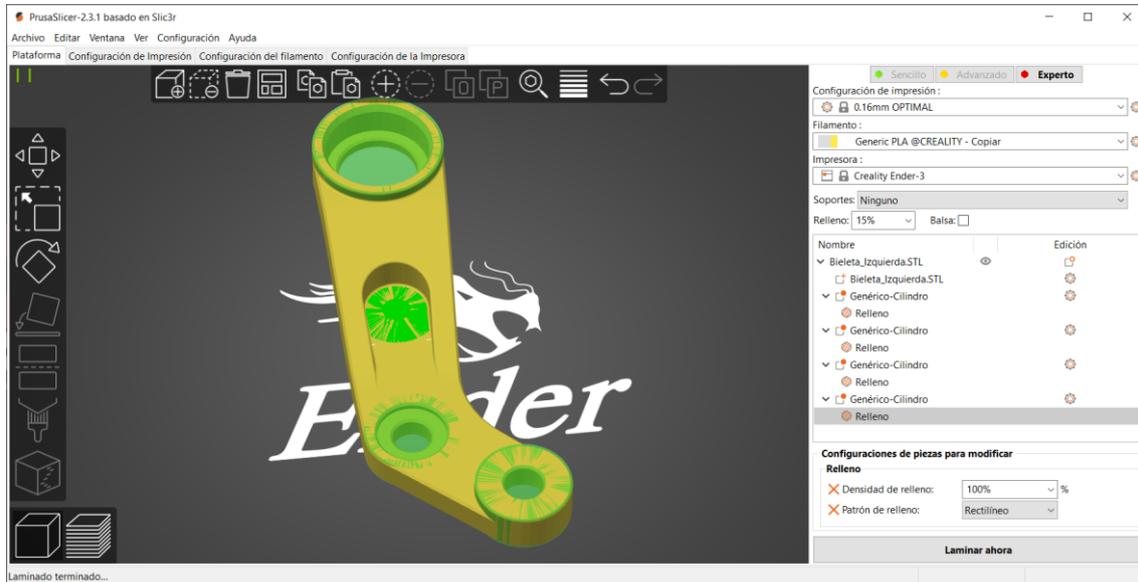


Imagen 83. Modificadores de relleno

Se definen en la configuración de impresión las capas y el perímetro. Al ser una altura de capa fina, se decide que deberá tener como mínimo 5 capas de base y 5 capas en la parte superior, así como un mínimo de 4 capas de perímetro.

Así mismo, se define también un relleno con patrón del tipo rejilla con una densidad del 20%:

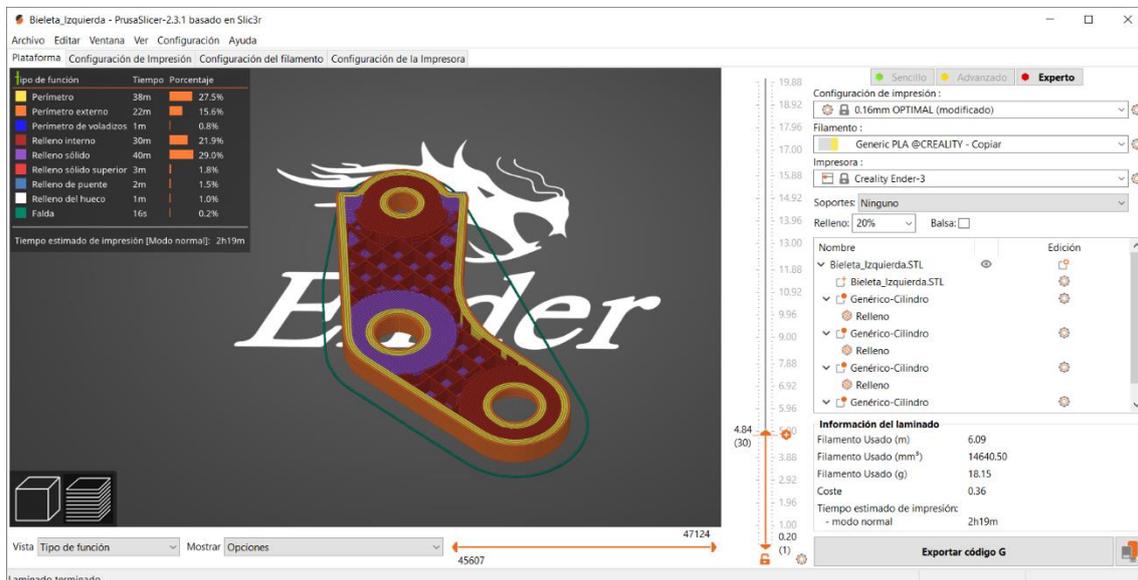


Imagen 84. Patrón de relleno y número de capas

El resto de los parámetros de la configuración de impresión se mantienen en los valores predefinidos del programa, tanto de velocidad de impresión como de falda y balsa.

Por último se añaden soportes para las zonas de la pieza que se encuentran en voladizo, ya que la impresión debe tener una base sobre la que apoyarse.

El tiempo total de impresión previsto para esta pieza es de 2 horas y 47 minutos:

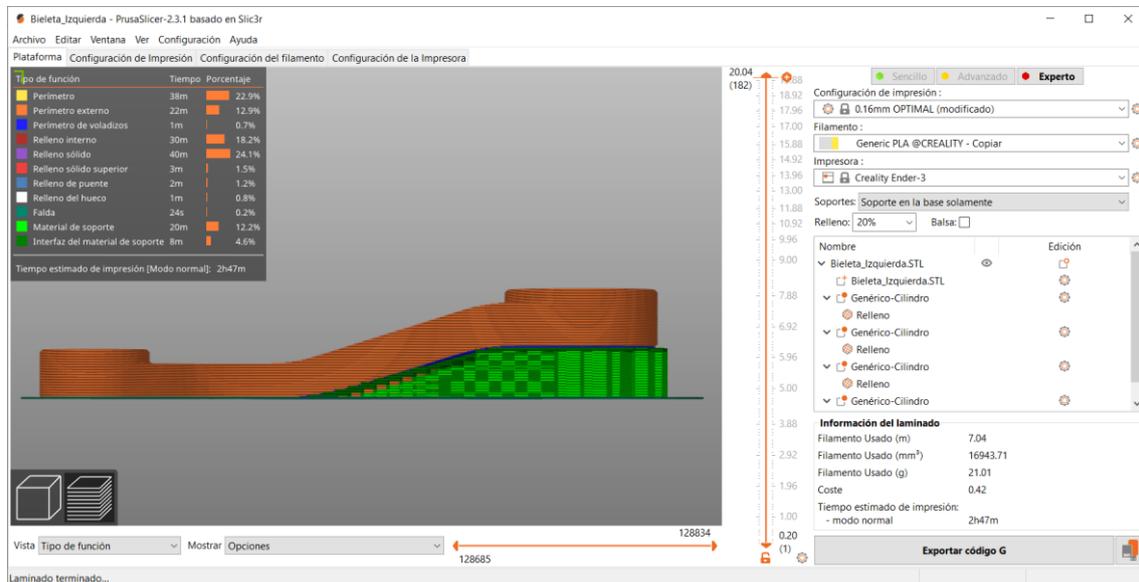


Imagen 85. Soportes de impresión

Una vez que se han configurado todos los parámetros de impresión y se han calculado el laminado de las capas, se exporta el *g-code* a una tarjeta de memoria que posteriormente se introducirá en la impresora 3D.

Impresión de la pieza:

Se configuran las temperaturas de la cama caliente en 60 °C y del extrusor en 220 °C y se comprueba que haya suficiente filamento para realizar la impresión. Así mismo, como buena práctica, se calibra la cama antes de realizar la impresión.

Una vez que comienza la impresión, se comprueba que no se desprenda la primera capa y a partir de entonces de vez en cuando se comprueba que todo vaya bien:



Imagen 86. Pieza en proceso de impresión

Finalmente, una vez finalizada la impresión se obtiene el siguiente resultado:



Imagen 87. Resultado de impresión

Una vez despegada la pieza de la cama se eliminan los soportes y se repasa el acabado de algunas zonas donde pueda haber exceso de material, como por ejemplo las costuras, que son las zonas de inicio y final de capa, que suele dejar una rebaba de material:

Montaje del prototipo:

Finalmente se monta el prototipo en la bicicleta y se verifica que, en efecto, no se produce ninguna interferencia:



Imagen 88. Prototipo montado en la bicicleta

Se concluye por tanto que el prototipo diseñado es **válido** y se procede a su fabricación.

4.3. FABRICACIÓN ASISTIDA POR ORDENADOR (CAM)

La fabricación asistida por ordenador (del inglés: Computer Aided Manufacturing, CAM) permite la programación de **G-code** para controlar las máquinas de control numérico (CNC).

Para la realización de este trabajo se empleará el software de diseño SolidWorks, con el complemento de CAMWorks para la programación del mecanizado.

La fabricación de cada pieza se realiza en tres etapas. Las dos primeras, mediante mecanizado por arranque de viruta en una fresadora de 3 ejes, y la última mediante mecanizado por electroerosión, más concretamente mediante corte por hilo (WEDM).

A continuación se muestra el proceso de fabricación de la bieleta izquierda (la otra es simétrica):

4.3.1. Primera etapa – Atada 1

4.3.1.1. Gestor del tocho

Se define el tocho de material inicial que se necesita para mecanizar la pieza. Deberá tener holgura a ambos lados de la pieza en cada uno de los ejes principales.

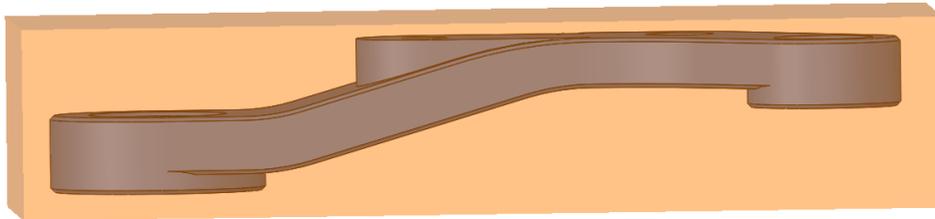


Imagen 89. Material inicial primera atada

4.3.1.2. Sistema de coordenadas

Se define el sistema de coordenadas de la pieza, que servirá como referencia para el mecanizado. En este caso, al ser la primera atada, se coloca el origen en el centro de la pieza, y coincidente con la cara superior que se va a mecanizar en esta atada.

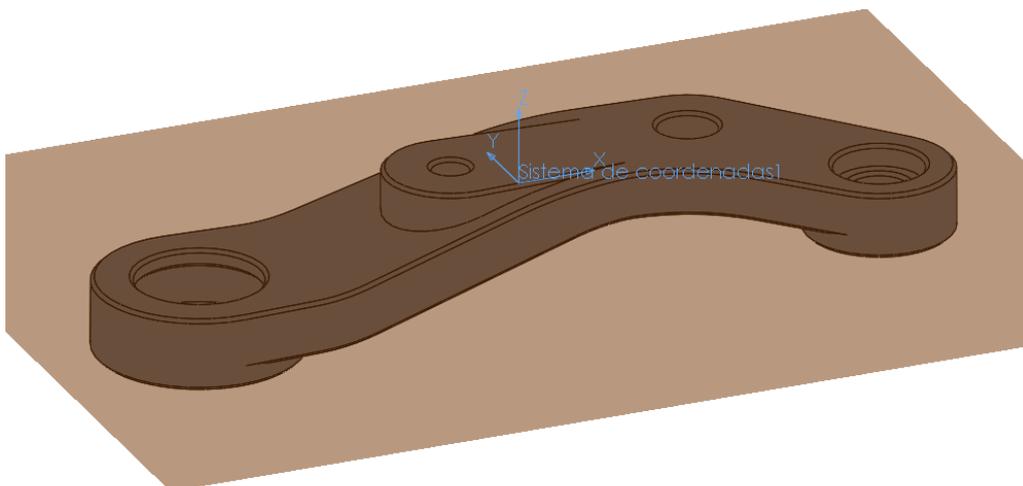


Imagen 90. Sistema de coordenadas de la primera atada

A continuación se muestran las operaciones que se van a realizar en la primera atada con una representación gráfica del camino de herramienta y una imagen del resultado tras la operación:

PRIMERA ATADA		
Operación	<i>Imagen 91: Caminos de herramienta</i>	<i>Imagen 92: Estado tras la operación</i>
Planeado 1		
Contorneado 1		
Contorneados 2 y 3		
Centradores 1 y 2		
Broca 1		

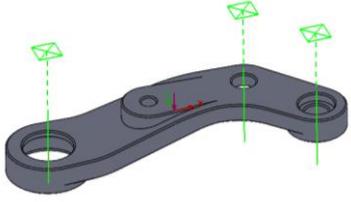
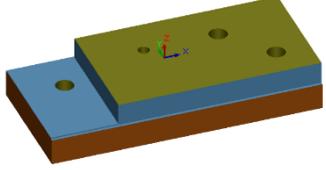
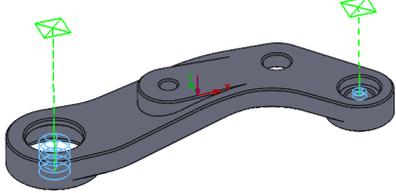
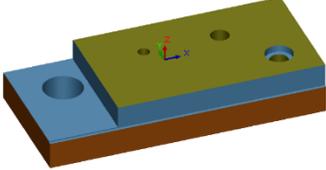
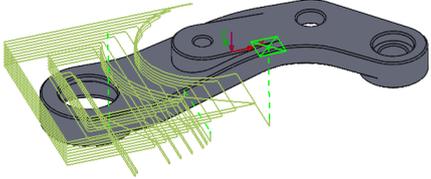
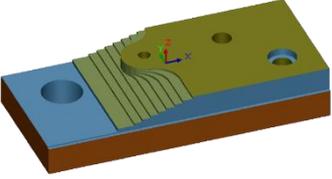
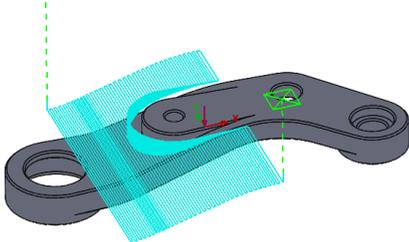
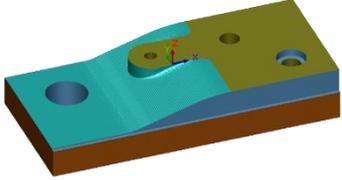
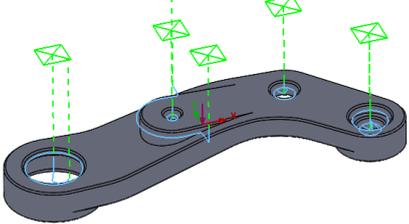
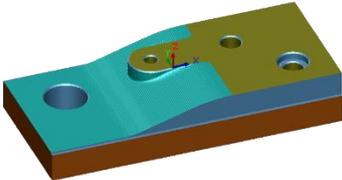
<p>Brocas 2 y 3</p>		
<p>Contorneados 4 y 5</p>		
<p>Desbaste Área 1</p>		
<p>Nivel Z 1 Tórica Ø8 mm</p>		
<p>Contorneados 6, 7, 8, 9 y 10</p>		

Tabla 14. Operaciones primera atada

A continuación se muestra una tabla con los parámetros de todas las operaciones realizadas en la primera atada:

Nº de Operación	Operación	Rasgo	RPM	Avance mm/min	Torreta	Herramienta	Comp.	Tiempo de mecanizado (minutos)
1	Planeado 1	Rasgo Planeado1	4.000	2.500	T08.00	63x0.4 Torica		0,394
2	Contorneado 1	Contorno Abierto1	4.000	2.500	T08.00	63x0.4 Torica		0,341
3	Contorneado 2	Contorno Abierto2	2.100	800	T35.00	10 Plana		0,265
4	Contorneado 3	Contorno Abierto3	2.100	800	T35.00	10 Plana		0,265
5	Centrador 1	Cajera Circular2	2.000	100	T41.00	∅10x90 Centrador		0,065
6	Centrador 2	Agujero1	2.000	100	T41.00	∅10x90 Centrador		0,078
7	Broca 1	Agujero2	1.800	100	T15.00	5x118° Broca		0,245
8	Broca 2	Cajera Circular2	1.600	120	T19.19	8x140° Broca		0,145
9	Broca 3	Agujero3	1.600	120	T19.19	8x140° Broca		0,504
10	Contorneado 4	Cajera Circular1	2.600	700	T33.00	8 Plana	Si	0,081
11	Contorneado 5	Cajera Circular2	2.600	700	T33.00	8 Plana		0,350
12	Desbaste Área 1	Rasgo MultiSuperficie 2	3.500	2.000	T03.00	20x0.4 Torica		1,779
13	Nivel Z 1	Rasgo MultiSuperficie 2	6.000	2.000	T54.00	8x0.5 Torica		4,815
14	Contorneado 6	Agujero4	6.000	1.000	T42.00	∅8x90° Avellanador		0,045
15	Contorneado 7	Cajera Circular1	6.000	1.000	T42.00	∅8x90° Avellanador		0,061
16	Contorneado 8	Agujero5	6.000	1.000	T42.00	∅8x90° Avellanador		0,038
17	Contorneado 9	Contorno Abierto4	6.000	1.000	T42.00	∅8x90° Avellanador		0,070
18	Contorneado 10	Agujero1	6.000	1.000	T42.00	∅8x90° Avellanador		0,087
TIEMPO TOTAL:								9,6

Tabla 15. Parámetros de las operaciones de la primera atada

Se comprueba el resultado tras simular el camino de herramienta de la primera atada:

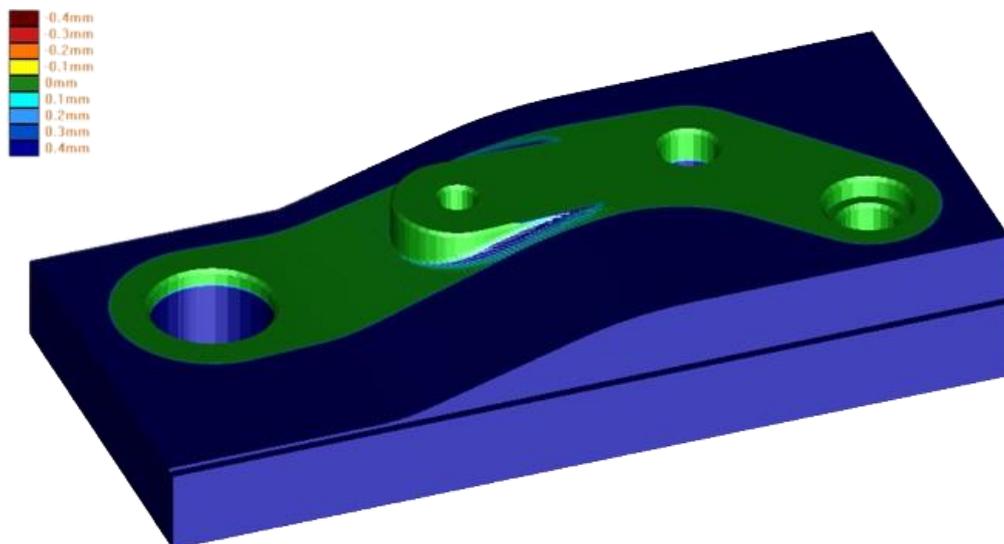


Imagen 93. Comprobación de resultado tras simulación de la primera atada

4.3.2. Segunda etapa – Atada 2

En esta atada se procede a mecanizar el otro lado de la pieza, dejando únicamente el perímetro de la pieza para el corte por hilo.

4.3.2.1. Gestor del tocho

En este caso el tocho de material inicial es el resultado de las operaciones anteriores:

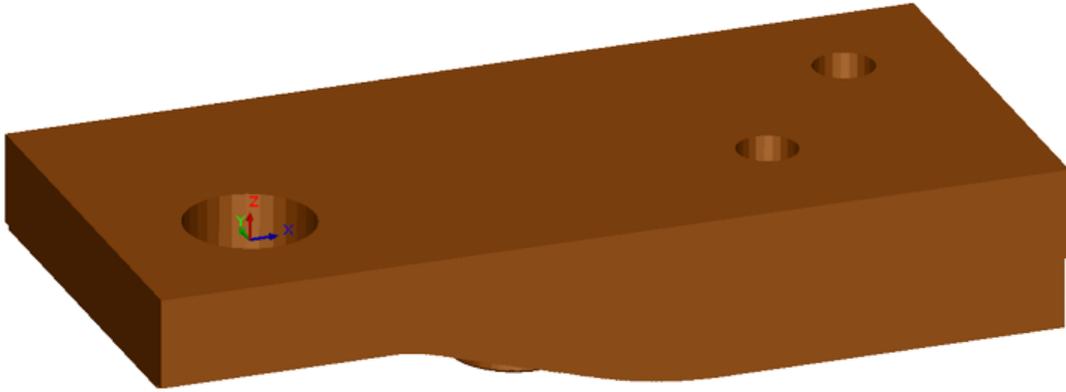


Imagen 94. Tocho segunda atada

4.3.2.2. Sistema de coordenadas

Se define el sistema de coordenadas de la pieza, que servirá como referencia para el mecanizado. Al ser la segunda atada, se elige un punto de referencia relacionado con la primera atada, en este caso, el agujero del rodamiento, el de mayor diámetro:

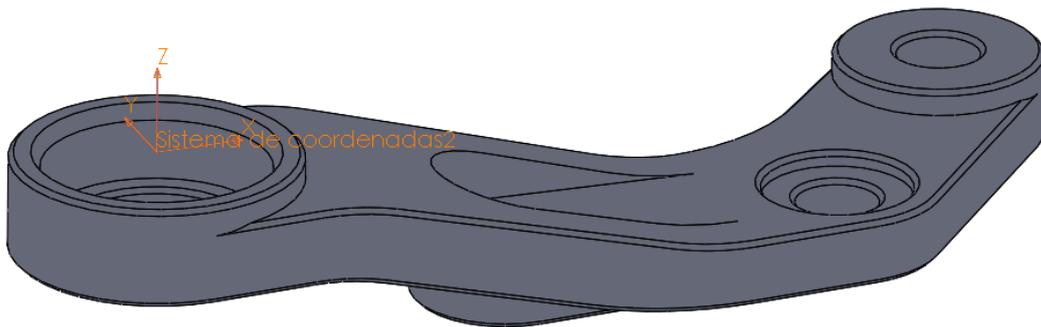
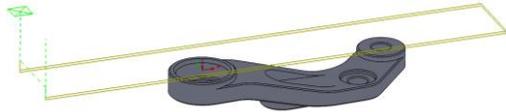
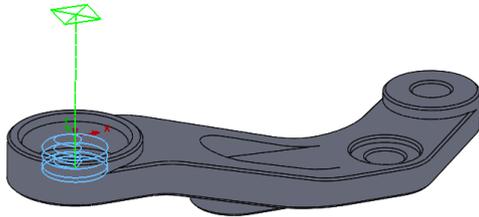
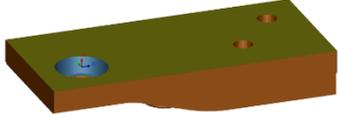
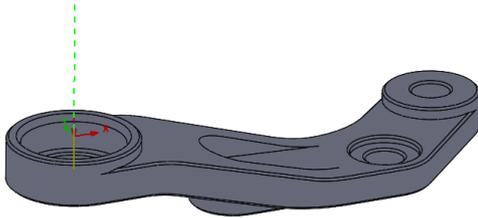
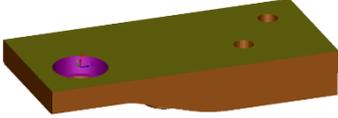
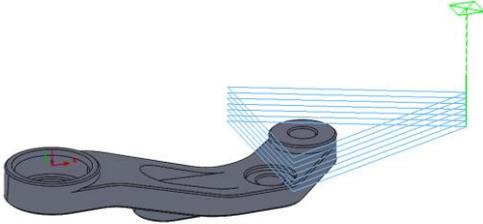
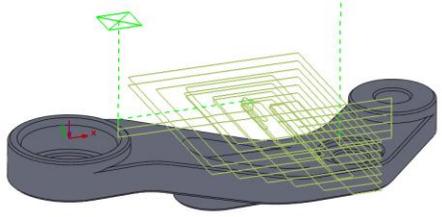


Imagen 95. Sistema de coordenadas de la segunda atada

A continuación se muestran las operaciones que se van a realizar en la segunda atada con una representación gráfica del camino de herramienta y una imagen del resultado tras la operación:

SEGUNDA ATADA		
Operación	<i>Imagen 96: Caminos de herramienta</i>	<i>Imagen 97: Estado tras la operación</i>
Planeado 2		
Contorneado 11		
Mandrinado 1		
Contorneado 12		
Desbaste Área 2		

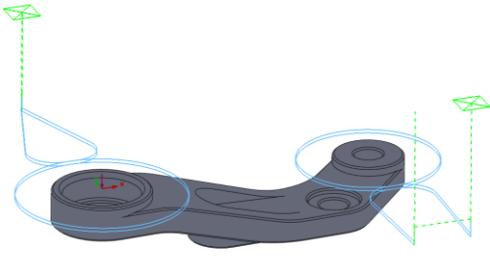
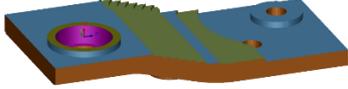
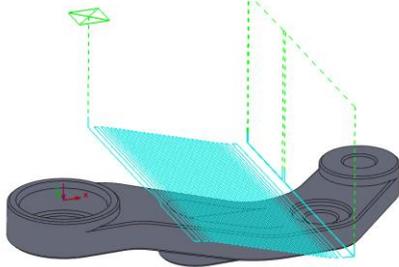
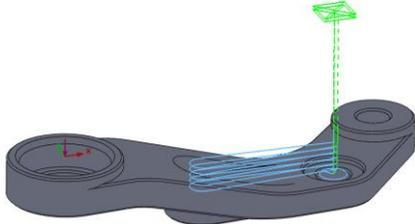
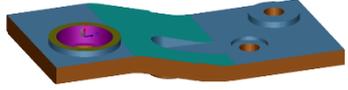
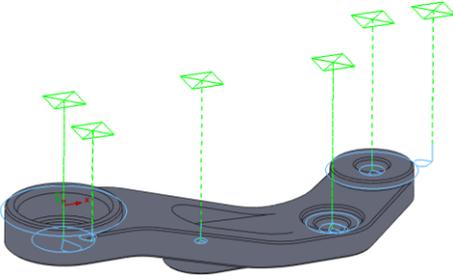
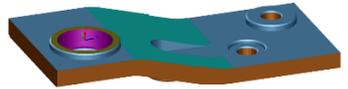
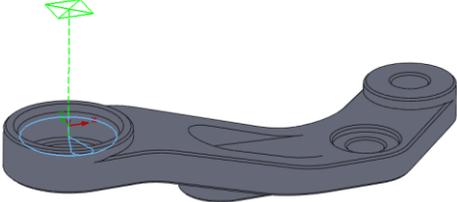
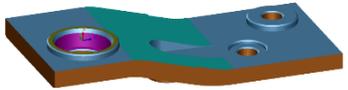
<p>Contorneados 13 y 14</p>		
<p>Proyección Patrón 1</p>		
<p>Contorneados 16 y 17</p>		
<p>Contorneados 18, 19, 20, 21, 22, 23 y 24</p>		
<p>Contorneado 25</p>		

Tabla 16. Operaciones segunda atada

A continuación se muestra una tabla con los parámetros de todas las operaciones realizadas en la segunda atada:

Nº de Operación	Operación	Rasgo	RPM	Avance	Torreta	Herramienta	Comp.	Tiempo de mecanizado (minutos)
1	Planeado 2	Rasgo Planeado2	4.000	2.500	T8.00	63x0.4 Torica		0,745
2	Contorneado 11	Cajera Circular3	2.600	700	T33.00	8 Plana		0,401
3	Mandrinado 1	Cajera Circular3	300	30	T49.00	22 Mandrinado		0,620
4	Contorneado 12	Contorno Abierto5	4.000	2.500	T08.00	63x0.4 Torica		0,580
5	Desbaste Área 2	Rasgo MultiSuperficie3	3.500	2.000	T03.00	20x0.4 Torica		2,035
6	Contorneado 13	Macho Circular1	3.000	800	T03.01	20x0.4 Torica		0,288
7	Contorneado 14	Macho Circular2	3.000	800	T03.01	20x0.4 Torica		0,635
8	Contorneado 15	Contorno Abierto7	3.000	800	T03.01	20x0.4 Torica		0,084
9	Proyección Patrón 1	Rasgo MultiSuperficie3	6.000	100	T55.00	8x0.5 Torica		4,863
10	Contorneado 16	Cajera Circular4	2.600	700	T33.00	8 Plana		0,062
11	Contorneado 17	Contorno Abierto6	2.600	700	T33.00	8 Plana		0,602
12	Contorneado 18	Agujero6	6.000	1.000	T42.00	Ø8x90º Avellanador		0,046
13	Contorneado 19	Macho Circular1	6.000	1.000	T42.00	Ø8x90º Avellanador		0,102
14	Contorneado 20	Cajera Circular4	6.000	1.000	T42.00	Ø8x90º Avellanador		0,076
15	Contorneado 21	Agujero8	6.000	1.000	T42.00	Ø8x90º Avellanador		0,047
16	Contorneado 22	Agujero7	6.000	1.000	T42.00	Ø8x90º Avellanador		0,033
17	Contorneado 23	Macho Circular3	6.000	1.000	T42.00	Ø8x90º Avellanador		0,125
18	Contorneado 24	Cajera Circular5	6.000	1.000	T42.00	Ø8x90º Avellanador		0,075
19	Contorneado 25	Cajera Circular6	5.300	530	T56.00	Ø8x60 Centrador		0,199
TIEMPO TOTAL:								11,6

Tabla 17. Parámetros de las operaciones de la segunda atada

Finalmente se comprueba el resultado tras simular el camino de herramienta de la segunda atada:

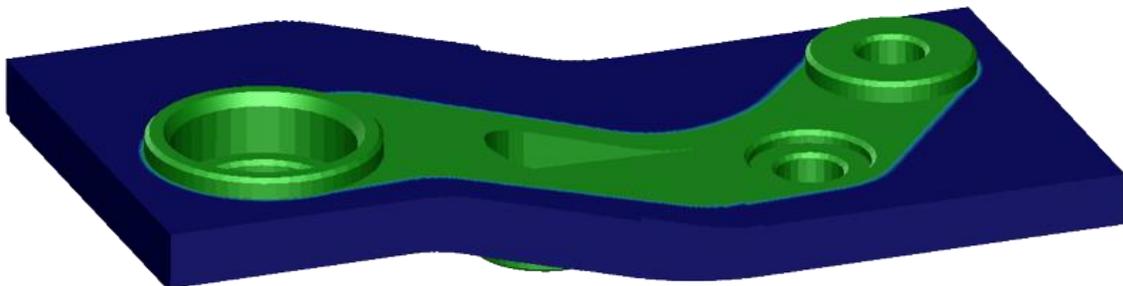


Imagen 99. Comprobación de resultado tras simulación de la primera atada

El código ISO generado con las operaciones de la primera atada y de la segunda atada tiene más de 2.500 líneas de código, por lo que se decide no incluirlo considerando que es un código generado de forma automática tras postprocesar el programa que se acaba de explicar.

4.3.3. Tercera etapa – Corte por hilo

La última operación que se va a realizar es la del corte del perímetro de la pieza. Esta operación se va a realizar mediante mecanizado por electroerosión, más conocido con por sus siglas del inglés como *Wire Electrical Discharge Machining (WEDM)*.

Para ello, se genera la trayectoria de corte a partir de un archivo DXF en el programa *PROCAM2D*, donde se genera además una trayectoria de entrada y salida desde el exterior de la pieza.

Se define el origen en el agujero de mayor diámetro:

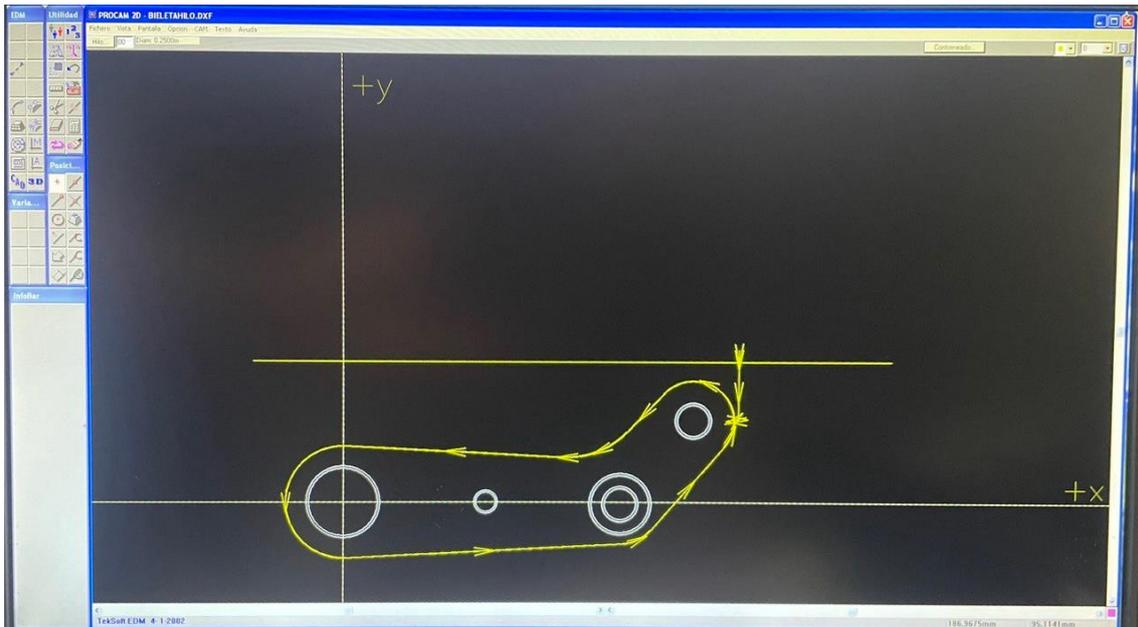


Imagen 100. Camino de herramienta corte por hilo

4.3.3.1. Código ISO

A continuación se muestra una imagen del código ISO que ha sido enviado a la máquina:

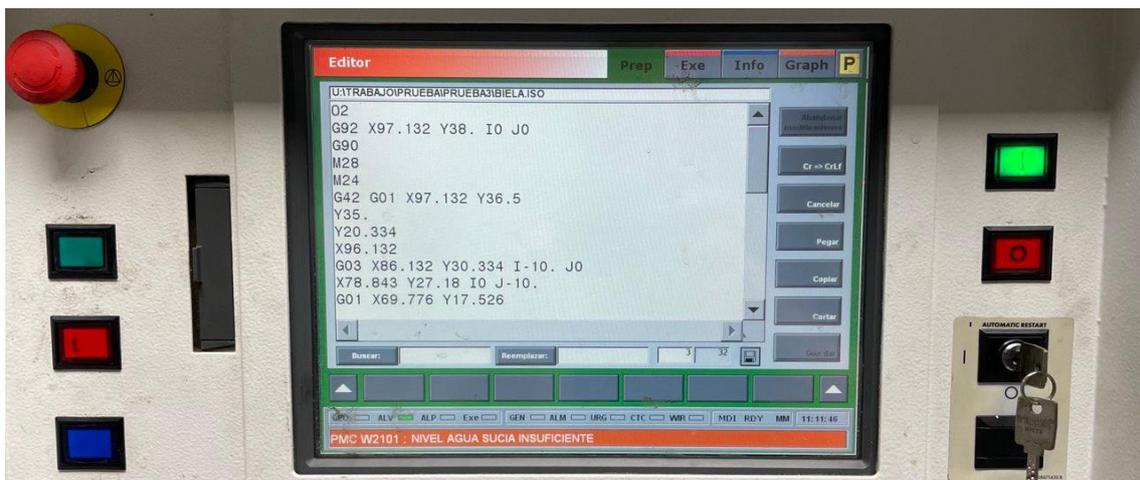


Imagen 101. Código ISO del programa de corte por hilo leído en la máquina

El código completo se incluye en los anexos.

4.4. MECANIZADO DE PIEZAS

Se realiza el mecanizado de acuerdo con lo programado en el apartado anterior.

A continuación se muestran algunas imágenes de lo más destacable del proceso:

Preparación del material:

Se escoge un retal de aluminio 6082-T6 lo más ajustado posible a la pieza, en este caso se coge uno de dimensiones 126x110x25 mm que servirá para las dos piezas:



Imagen 103. Selección del material

Se corta el retal por la mitad longitudinal obteniendo el bruto para las dos piezas:



Imagen 105. Corte del retal para obtener el bruto de las dos piezas

Preparación de la máquina:

Se define el origen de la pieza:



Imagen 106. Definición del origen de la pieza

Se colocan en su torreta y se define la cota cero en z de todas las herramientas:



Imagen 107. Definición del cero herramienta

Mecanizado por arranque de viruta en fresadora de 3 ejes:

Se ejecuta el programa que va leyendo las líneas de código, trazando los caminos de herramienta con todos los parámetros definidos anteriormente. Durante el mecanizado se proyecta un chorro de taladrina para refrigerar la herramienta y evacuar la viruta que se va generando. Por este motivo no se puede apreciar bien en las imágenes el efecto del mecanizado hasta que no se ha finalizado la operación. Se muestra a continuación una imagen durante el proceso:



Imagen 110. Mecanizado por arranque de viruta

El resultado tras las operaciones de la primera atada es el siguiente:



Imagen 111. Estado de la pieza tras el mecanizado de la primera atada

Como se puede ver, en este caso se pueden apreciar las líneas de mecanizado en la rampa, esto es debido a que es la cara interior, que no se ve, y que por tanto no precisa tan buen acabado. Para reducir el tiempo de mecanizado se deja con este acabado inicialmente para luego pulirlo a mano con papel de lija y estropajo.

De la segunda atada cabe mencionar la operación de **mandrinado**:

En la operación de desbaste se ha dejado un exceso de material de 7 centésimas de milímetro en radio.

Se realiza una primera pasada que únicamente roce la cara, lo justo para limpiarla y comprobar el diámetro dejado por la herramienta.

Una vez hecho esto, se mide el agujero con un alexómetro. Para ello es necesario calibrarlo con un patrón cilíndrico, en este caso con un anillo patrón, cuya medida del agujero interior está calibrada y tiene un valor de 22,000 mm.

Finalmente, con la medida obtenida tras la primera pasada, se ajusta el mandrino y se realiza otra dos pasadas, comprobando cada vez el diámetro tras la operación hasta obtener el valor dentro de tolerancia:



Imagen 112. Calibración del alexómetro

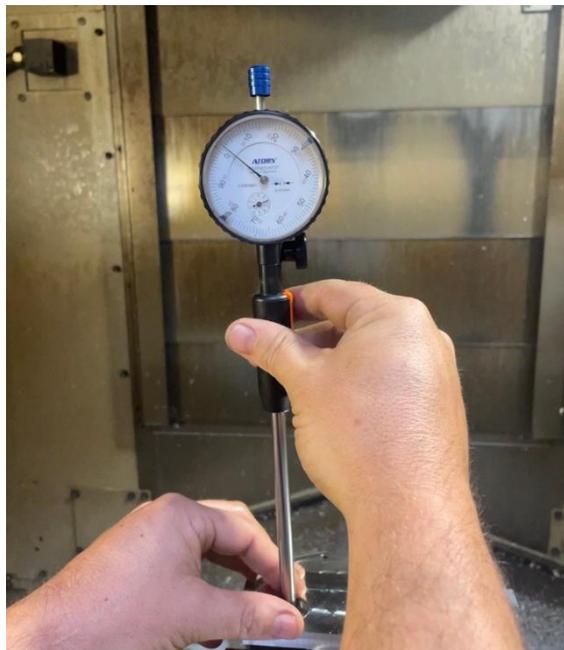


Imagen 113. Medición con alexómetro

Finalmente, el resultado tras las operaciones de la segunda atada es el siguiente:



Imagen 114. Resultado tras el mecanizado de la segunda atada

Preparación para el corte por hilo

Para realizar la operación de corte por hilo del perímetro de la pieza es necesario una correcta alineación de la pieza, para ello se comprueba con un reloj comparador la verticalidad de la cara lateral mecanizada en la operación de Contorneado 2.



Imagen 117. Alineación de la pieza sobre la base

A continuación se coloca la pieza en la máquina y se define el origen de coordenadas X e Y en el centro del agujero del rodamiento. Para asegurarse de que la alineación sea la correcta se comparan las coordenadas del agujero más alejado con las teóricas y se ve que la diferencia no llega a 1 décima de milímetro, por lo que se da por buena la alineación:

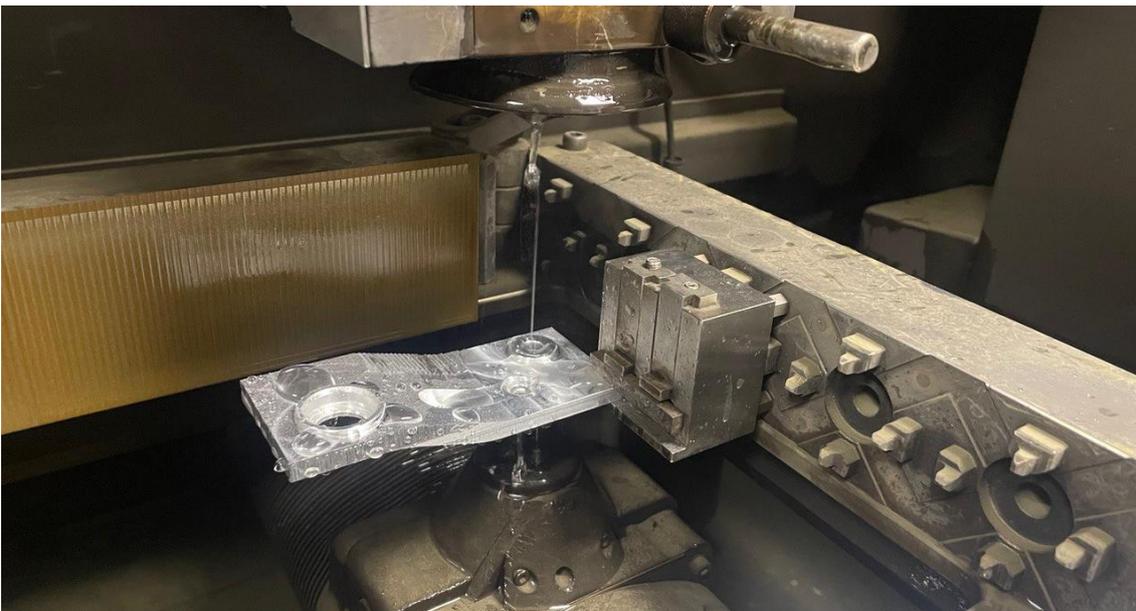


Imagen 120. Comprobación de las coordenadas del agujero más alejado del origen

Mecanizado por electroerosión en máquina de corte por hilo, WEDM:

Finalmente se procede a la operación de corte por hilo.

Se llena la cuba de fluido dieléctrico y se procede a ejecutar la operación de corte:



Imagen 121. Operación de mecanizado por electroerosión con hilo

Una vez finalizado el corte, la pieza se precipita al fondo del tanque y es necesario finalizar el programa y vaciar el tanque para poder abrir la puerta y coger la pieza.

Finalmente se obtiene la pieza y se puede observar perfectamente la zona donde el hilo ha realizado el corte ya que tiene un acabado satinado característico de este proceso de fabricación:



Imagen 122. Bieleta izquierda finalizada

4.5. VERIFICACIÓN

Para la medición de las cotas de las piezas se emplea la máquina de medición por coordenadas ETALON DERBY tridimensional de la que se dispone en Talleres Atondo:

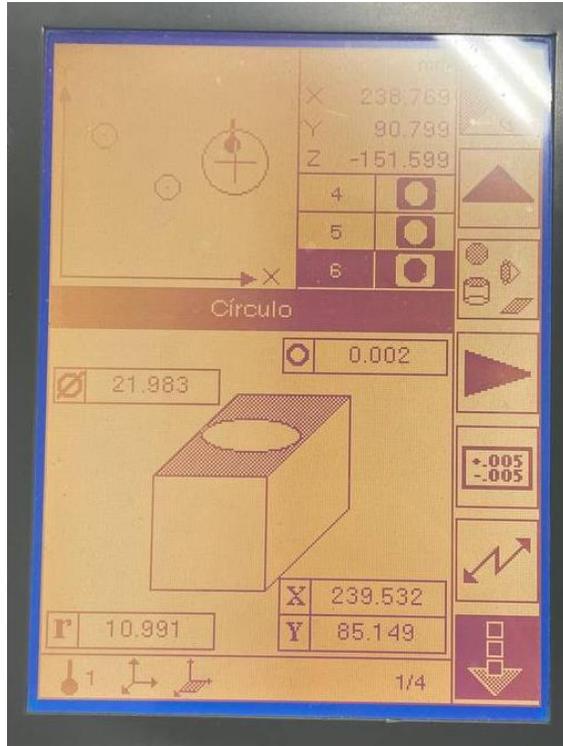


Imagen 123. Medición del alojamiento del rodamiento de la bieleta izquierda

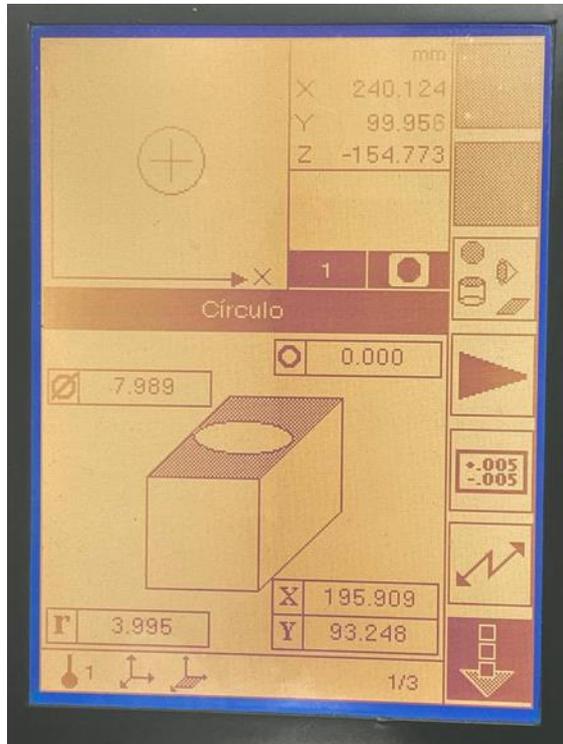
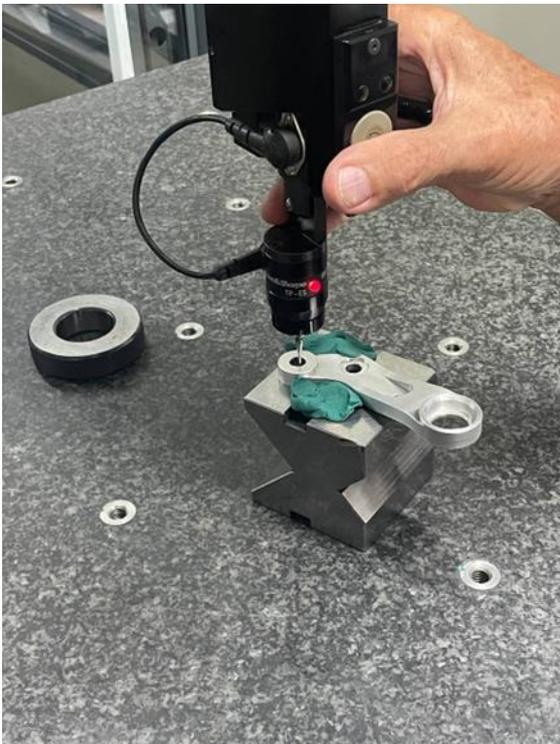


Imagen 124. Medición del agujero del pasador del tirante de la bieleta izquierda

A continuación se muestran las tablas de verificación con las medidas realizadas a las cotas de mayor importancia de las piezas fabricadas:

TRABAJO FIN DE GRADO		FECHA	INSPECTOR
Diseño y fabricación de un elemento mecánico para el sistema de suspensión trasera de una bicicleta de montaña		29/08/2023	RAFAEL BARRIO HUARTE
	DENOMINACIÓN	PLANO Nº	REVISIÓN
	BIELETA IZQUIERDA	P-80367-01-01-F	1

Nº de cota	Nominal	Tolerancia	Intervalo	Medida obtenida (mm)			Observaciones
				1ª medición	2ª medición	3ª medición	
1	12	+ 0,100 - 0,100	12,100 11,900	11,934	11,925	11,931	OK
2	∅22 N6	-0,011 -0,024	21,989 21,976	21,985	21,983	21,979	OK
3	∅8 H7	+0,015 0,000	8,015 8,000	7,989	8,001	7,994	Fuera de tolerancia
4	∅8 H7	+0,015 0,000	8,015 8,000	7,994	7,997	8,000	Fuera de tolerancia
5	PERPENDICULARIDAD	0,050 A	0,050 0,000	0,005	0,012	0,010	Ok
6	PERPENDICULARIDAD	0,050 A	0,050 0,000	0,009	0,010	0,010	Ok
7	PERPENDICULARIDAD	0,050 A	0,050 0,000	0,011	0,008	0,009	Ok
8	PLANITUD	0,020	0,020 0,000	0,008	0,009	0,009	Ok

OBSERVACIONES
Se comprueba que los pasadores que van colocados en las cotas 3 y 4 deslizan sin ningún problema, por lo que, aunque estén fuera de tolerancia, la pieza se admite.

Tabla 19. Tabla de verificación de la bieleta izquierda

TRABAJO FIN DE GRADO		FECHA	INSPECTOR
Diseño y fabricación de un elemento mecánico para el sistema de suspensión trasera de una bicicleta de montaña		30/08/2023	RAFAEL BARRIO HUARTE
	DENOMINACIÓN	PLANO Nº	REVISIÓN
	BIELETA DERECHA	P-80367-01-01-F	1

Nº de cota	Nominal	Tolerancia	Intervalo	Medida obtenida (mm)			Observaciones
				1ª medición	2ª medición	3ª medición	
1	12	+ 0,100 - 0,100	12,100 11,900	11,997	12,005	12,003	OK
2	∅22 N6	-0,011 -0,024	21,989 21,976	21,983	21,980	21,981	OK
3	∅8 H7	+0,015 0,000	8,015 8,000	7,998	7,999	8,001	Fuera de tolerancia
4	∅8 H7	+0,015 0,000	8,015 8,000	7,999	8,001	8,000	Fuera de tolerancia
5	PERPENDICULARIDAD	0,050 A	0,050 0,000	0,007	0,006	0,011	Ok
6	PERPENDICULARIDAD	0,050 A	0,050 0,000	0,008	0,007	0,008	Ok
7	PERPENDICULARIDAD	0,050 A	0,050 0,000	0,008	0,010	0,011	Ok
8	PLANITUD	0,020	0,020 0,000	0,008	0,008	0,009	Ok

OBSERVACIONES
Se comprueba que los pasadores que van colocados en las cotas 3 y 4 deslizan sin ningún problema, por lo que, aunque estén fuera de tolerancia, la pieza se admite. También se puede apreciar que en la cara exterior de la pieza se ha clavado una herramienta. Esto ha sido debido a que durante la ejecución del programa la máquina se ha parado en más de una ocasión provocando daños superficiales en la pieza. Se considera que el daño es mínimo y que por tanto no es necesario descartar la pieza.

Tabla 27. Tabla de verificación de la bieleta derecha

De acuerdo con las mediciones y las observaciones realizadas se concluye que **la pieza es válida** para su montaje y prueba.

5. MONTAJE

Una vez finalizada la pieza se inserta el rodamiento en su alojamiento. Como tiene un ajuste de interferencia será necesario ayudarse de una prensa para la colocación del mismo. Es importante que el rodamiento entre hasta la base de apoyo para respetar las distancias de las uniones. El resultado final de la pieza con el rodamiento montado es el siguiente:



Imagen 126. Bieleta izquierda finalizada con rodamiento montado

Finalmente se realiza el montaje del nuevo sistema de bieletas sin tener que realizar ninguna corrección ni en la pieza ni en los casquillos y arandelas.

La precisión conseguida tanto en el modelado, como en el diseño y en la fabricación ha permitido que el montaje sea sencillo y ajustado, por lo que el resultado se considera muy bueno.

Además, de forma subjetiva, se considera que el diseño ha quedado muy bien estéticamente y que la combinación de colores plateado, negro y rojo es muy acertada:



Imagen 129. Nuevo sistema de bieletas montado en la bicicleta

6. PRESUPUESTO

A continuación se detalla el presupuesto de los rodamientos:

TRABAJO FIN DE GRADO		FECHA
Diseño y fabricación de un elemento mecánico para el sistema de suspensión trasera de una bicicleta de montaña		23/8/2023
 <small>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</small>	DENOMINACIÓN	PRESUPUESTO Nº
	RODAMIENTOS	P-80367-01

Cantidad	Concepto	Descripción	Precio unitario	Importe
4 und.	Rodamiento NBK	61900 2RS	5,60 €/und.	22,40 €
			Subtotal	22,40 €
			IVA	21%
			TOTAL:	27,10 €

Tabla 31. Presupuesto de los rodamientos

A continuación se detalla el presupuesto del mecanizado:

TRABAJO FIN DE GRADO		FECHA
Diseño y fabricación de un elemento mecánico para el sistema de suspensión trasera de una bicicleta de montaña		23/8/2023
 <small>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</small>	DENOMINACIÓN	PRESUPUESTO Nº
	MECANIZADO BIELETAS	P-80367-02

Cantidad	Concepto	Descripción	Precio unitario	Importe
0,50 kg	Material	Aluminio 6082-T6	9,00 €/kg	4,50 €
1 h	Preparación de máquina		60,00 €/h	60,00 €
2 h	Mecanizado - 3 ejes	CM2	60,00 €/h	120,00 €
1 h	Mecanizado - WEDM	Corte por hilo	65,00 €/h	65,00 €
			Subtotal	249,50 €
			IVA	21%
			TOTAL:	301,90 €

Tabla 40. Presupuesto del mecanizado de las bieletas

Gracias al acuerdo alcanzado con la empresa Talleres Atondoa S.L. el coste íntegro de la fabricación de las piezas corre a cargo de la empresa.

El presupuesto obtenido, cumple con el pliego de condiciones económico descrito anteriormente, al no superar las cantidades máximas establecidas para el material y para el mecanizado.

7. CONCLUSIONES

Tras finalizar el proyecto, se analiza cada etapa del mismo y se llega a las siguientes conclusiones:

La **gestión del proyecto** se considera adecuada, ya que se ha logrado finalizar a tiempo con el grado de calidad deseado. Se han solventado los problemas de calendario correctamente, tanto los originados por la búsqueda de empleo del autor en el mes de julio, como por el periodo vacacional de la empresa de mecanizado en el mes de agosto.

El **diseño** que se ha realizado se considera que logra un compromiso entre estética, funcionalidad y coste de fabricación, por lo que cumple con las expectativas previstas.

En el apartado de **análisis FEM**, se observa que los ensayos están definidos para ser ejecutados sobre un prototipo, pero como paso previo a la fase de fabricación se realizan mediante simulación y cálculo. Por otro lado, se considera que estos ensayos están enfocados principalmente al cuadro y no a las bieletas, pero son igualmente válidos.

En lo referente a las bieletas, se han superado todos los ensayos realizados, por lo que se puede afirmar que el diseño es apto para la fabricación.

En cuanto a la **fabricación**, el resultado obtenido es de alta calidad pese al pequeño defecto detectado en la bieleta derecha ocasionado por un fallo en la máquina que no se podía prever. Por falta de tiempo entre la vuelta de vacaciones de la empresa y la fecha de presentación del proyecto, no es posible reparar este fallo a tiempo para la presentación. Además, se considera que la magnitud del fallo no llega a afectar de forma significativa a la pieza, ya que se produce en un punto cuyas tensiones son bajas.

Gracias a la calidad lograda en los apartados anteriores, el **montaje** del nuevo sistema se ha realizado sin ningún tipo de problema, por lo que el resultado es muy satisfactorio.

De acuerdo con lo establecido en la gestión del proyecto, el siguiente apartado sería el de **monitorización**, que desde un principio se había marcado como opcional. Habría sido un añadido al trabajo que habría aportado un extra de calidad, dando punto de vista más objetivo y desarrollando algún concepto de electrónica, pero no ha dado tiempo a realizarlo. Pese a no realizar este apartado se considera que se cumple con el alcance del proyecto.

Como **conclusión del proyecto**, se ha realizado una **prueba real** con la bicicleta y el resultado ha sido plenamente satisfactorio. Se ha conseguido una modificación notable en el comportamiento de la suspensión y la sensación respecto al sistema original es de mejora.

Analizando el resultado obtenido se considera que el **proyecto** se ha **finalizado con éxito**.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] “Altura y peso medio por país”, *Datos Mundial*. [En línea].
Disponible en: <https://www.datosmundial.com/estaura-promedio.php>
[Accedido:31-ago-2023]
- [2] “Catálogo Conor WRC 2014”, *Planet MTB, 2013*. [En línea].
Disponible en: <https://planetmountainbike.com/bicicletas/catalogo-conor-wrc-2014/>
[Accedido: 31-ago-2023]
- [3] “Objetivos de Desarrollo Sostenible”, *Organización de las Naciones Unidas*. [En línea].
Disponible en: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/>
[Accedido: 31-ago-2023]
- [4] *Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 1: Términos y definiciones.*,
Norma UNE-EN ISO 4210-1:2014.
- [5] *Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 2: Requisitos para bicicletas de paseo, para adultos jóvenes, de montaña y de carreras.*,
Norma UNE-EN ISO 4210-2:2015.
- [6] *Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 3: Métodos de ensayo comunes.*,
Norma UNE-EN ISO 4210-3:2014.
- [7] *Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 6: Métodos de ensayo del cuadro y la horquilla.*,
Norma UNE-EN ISO 4210-6.
- [8] *Tolerancias generales. Parte 1: Tolerancias para dimensiones lineales y angulares sin indicación lineal de tolerancia.*,
Norma UNE-EN 22768-1:1994.
- [9] *Tolerancias generales. Parte 2: Tolerancias para cotas geométricas sin indicación lineal de tolerancia.*,
Norma UNE-EN 22768-2:1994.
- [10] *Especificación geométrica de productos (GPS). Sistema de codificación ISO para las tolerancias en dimensiones lineales. Parte 1: Base de tolerancias, desviaciones y ajustes.*,
Norma UNE-EN ISO 286-1:2011.
- [11] “Bold Linkin”, Bold Cycles. [En línea].
Disponible en: <https://www.boldcycles.com/es/es/linkin>
[Accedido: 31-ago-2023]

- [12] “RockShox”, *RockShox*. [En línea].
Disponible en: <https://trailhead.rockshox.com/es/search/>
[Accedido: 31-ago-2023]
- [13] “Monarch RL”, *Sram*. [En línea].
Disponible en: <https://www.sram.com/en/service/models/rs-mnr-rl-a1>
[Accedido: 31-ago-2023]
- [14] P. Thede y L. Parks, “Damping”, en *Race Tech’s Motorcycle Suspension Bible*, Motorbooks, 2010.
- [15] S. Graham Kelly, *Fundamentals of Mechanical Vibration*, McGraw-Hill, 2000.
- [16] “Aluminum 6082-T6”, *MatWeb*. [En línea].
Disponible en:
<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=fad29be6e64d4e95a241690f1f6e1eb7&ckck=1>
[Accedido: 31-ago-2023]
- [17] R. G. Budynasy J. Keith Nisbett, *Shigley’s Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, 2006.
- [18] L. F. Garrafa y O. Miramontes, *Time series rainflow analysis for fatigue life calculation*, School of Engineering and Sciences Tecnológico de Monterrey, 2021.

en Pamplona, a 31 de agosto de 2023.



Rafael Barrio Huarte

NIF: 73419655K

9. ANEXOS

9.1. CÓDIGO MATLAB

Fichero "PRINCIPAL"

```

%%%%%%%%% PROGRAMA PARA COMPARAR LOS SISTEMAS ORIGINAL Y OPTIMIZADO %%%%%%%%%%

clear all
close all
clc

% DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES
rec=38;
desiredZ=90;

%% _____ CÁLCULO DEL SISTEMA ORIGINAL _____ %%

% DEFINICIÓN DE LOS VALORES ORIGINALES
originalB1=32;
originalB2=62;
originalB3=88.5;

% CÁLCULO DE RESULTADOS DEL SISTEMA ORIGINAL
[originalResults]=CalculateValues(originalB1,originalB2,originalB3,rec);
originalSVal=originalResults(:,1);
originalZVal=originalResults(:,13);

%% _____ OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA _____ %%

% DEFINICIÓN DE LOS VALORES INICIALES APROXIMADOS PARA LA OPTIMIZACIÓN
aproxB1=28;
aproxB2=67.5;
aproxB3=88.5;

% CÁLCULO DE LOS VALORES OPTIMIZADOS DEL SISTEMA
[optimizedB1,optimizedB2,optimizedB3]=CalculateOptimizedLink(aproxB1,aproxB2,aproxB3,desiredZ);

%% _____ CÁLCULO DEL SISTEMA OPTIMIZADO _____ %%

% DEFINICIÓN DE LOS VALORES FINALES OPTIMIZADOS
finalB1=round(optimizedB1,1);
finalB2=round(optimizedB2,1);
finalB3=round(optimizedB3,1);

% CÁLCULO DE RESULTADOS DEL SISTEMA FINAL

[optimizedResults]=CalculateValues(finalB1,finalB2,finalB3,rec);
optimizedSVal=optimizedResults(:,1);
optimizedZVal=optimizedResults(:,13);

%% _____ REPRESENTACIÓN GRÁFICA _____ %%

originalX=[0,rec];
originalY=[0,originalResults(rec+1,13)];
optimizedX=[0,rec];
optimizedY=[0,optimizedResults(rec+1,13)];

hold on
plot(optimizedSVal,optimizedZVal,'r','LineWidth',1.5)
plot(optimizedX,optimizedY,'--r','LineWidth',0.5)
plot(originalSVal,originalZVal,'b','LineWidth',1.5)
plot(originalX,originalY,'--b','LineWidth',0.5)
xlim([0 40])
ylim([0 120])
title('COMPARACIÓN GRÁFICA DE SISTEMAS')
xlabel('Recorrido del amortiguador (mm)')
ylabel('Desplazamiento vertical de la rueda (mm)')
legend({'Sistema Optimizado','Recta de ref.','Sistema Original','Recta de ref.'},'Location','southeast')

clc

```

```

disp(" ")
disp("      SIMULACIÓN FINALIZADA")
disp(" ")
disp("      La solución optimizada es:")
disp(" ")
disp(strcat("      b1 = ", num2str(finalB1)))
disp(strcat("      b2 = ", num2str(finalB2)))
disp(strcat("      b3 = ", num2str(finalB3)))

```

Fichero "CalculateValues"

```

function [RESULTADOS]=CalculateValues(b1,b2,b3,rec)

%%% FUNCIÓN QUE CALCULA LOS PARÁMETROS PARA DISTINTOS VALORES DE L %%%
%%      DATOS DE ENTRADA      %%

% DATOS DEL AMORTIGUADOR
lmax=165;
lmin=lmax-rec;

% COORDENADAS DE LOS PUNTOS FIJOS
O1x=0;
O1y=0;
O2x=33.3;
O2y=320.31;
O3x=-141.7;
O3y=357.98;

% LONGITUDES DE LAS BARRAS
BAS=375;
TIR=420;
RUE=400;
AUX=60;

% OTROS DATOS
epsilon=abs(atan((O2y-O3y)/(O2x-O3x)));
phi=acosd(((b2^2+b3^2-b1^2)/(2*b2*b3)));
psi=acosd(((RUE^2+BAS^2-AUX^2)/(2*RUE*BAS)));
mu0=-1.7;
O2O3=sqrt((O2x-O3x)^2+(O2y-O3y)^2);

%%      CÁLCULO DE ELEMENTOS MÓVILES      %%

% OBTENCIÓN DE LOS PARÁMETROS EN FUNCIÓN DE L

RESULTADOS=zeros(39,15);

contfil=1;

for s=0:1:rec

    RESULTADOS(contfil,1)=s;          % 1ª columna: RECORRIDO

    l=lmax-s;
    RESULTADOS(contfil,2)=l;          % 2ª columna: LONG. AMORTIGUADOR

    sigma=acosd(((b2^2+O2O3^2-l^2)/(2*b2*O2O3)));
    RESULTADOS(contfil,3)=sigma;      % 3ª columna: ÁNGULO SIGMA

    delta=sigma-epsilon;
    RESULTADOS(contfil,4)=delta;      % 4ª columna: ÁNGULO DELTA

    Ax=O2x-b2*cosd(delta);
    Ay=O2y-b2*sind(delta);
    RESULTADOS(contfil,5)=Ax;          % 5ª columna: Ax
    RESULTADOS(contfil,6)=Ay;          % 6ª columna: Ay

    gamma=phi+delta;
    RESULTADOS(contfil,7)=gamma;      % 7ª columna: ÁNGULO GAMMA

```

```

Bx=O2x-b3*cosd(gamma);
By=O2y-b3*sind(gamma);
RESULTADOS(contfil,8)=Bx;           % 8ª columna: Bx
RESULTADOS(contfil,9)=By;           % 9ª columna: By

% Resolución del sistema de Ecuaciones de Enlace Geométrico
syms x y
eq1 = BAS*sind(x)+TIR*sind(y)-By == 0;
eq2 = BAS*cosd(x)+TIR*cosd(y)-Bx == 0;
matx = solve([eq1, eq2], [x, y]);
alphaSol = matx.x;
betaSol = matx.y;

beta=betaSol(2,1);
RESULTADOS(contfil,10)=beta;        % 10ª columna: ÁNGULO BETA

alpha=alphaSol(2,1);
RESULTADOS(contfil,11)=alpha;       % 11ª columna: ÁNGULO ALPHA

mu=alpha-psi;
RESULTADOS(contfil,12)=mu;          % 12ª columna: ÁNGULO MU

h=(sind(mu)-sind(mu0))*RUE;
RESULTADOS(contfil,13)=h;           % 13ª columna: DESPLAZAMIENTO VERTICAL RUEDA

contfil=contfil+1;

end
end

```

Fichero "CalculateOptimizedLink"

```

function [optimizedB1,optimizedB2,optimizedB3]=CalculateOptimizedLink(b1,b2,b3,desiredZ)

%%% FUNCIÓN QUE OPTIMIZA LA DIMENSIÓN DEL TRIÁNGULO DE LA BIELETA %%%
%% _____ PARAMETROS DE DISEÑO _____ %%

% COORDENADAS GENERALIZADAS

alpha1=6.38;
beta1=152.16;
gamma1=68.79;

alpha2=19.5;
beta2=159.66;
gamma2=33.72;

%% _____ VECTOR INCOGNITA _____ %%

% VECTOR INCOGNITA - VALORES INICIALES
valoresIniciales=[b1;b2;b3;alpha1;beta1;gamma1;alpha2;beta2;gamma2;desiredZ];

% LOWER BOUND
lb=[ 25, 50, 88.5, 0, 90, 0, 0, 90, 0, desiredZ];

% UPPER BOUND
ub=[ 40, 75, 88.5, 18.46, 180, 90, 45, 180, 90, desiredZ];

%% _____ EJECUCIÓN DE LA FUNCIÓN OPTIMIZACIÓN _____ %%

options=optimset('Display','on','Algorithm','sqp','MaxIter',Inf,'MaxFunEvals',Inf);
[sol]=fmincon(@ED,valoresIniciales,[],[],[],[],lb,ub,@EEG,options);
optimizedB1=sol(1);
optimizedB2=sol(2);
optimizedB3=sol(3);

end

```

Fichero "EEG"

```
function [ineq,eq]=EEG(var)

    %%%%%%%%%% FUNCIÓN QUE DEFINE LAS ECUACIONES DE ENLACE GEOMÉTRICO %%%%%%%%%%

    %% _____ DATOS DE ENTRADA _____ %%

    % COORDENADAS DE LOS PUNTOS FIJOS
    O1x=0;
    O1y=0;
    O2x=33.3;
    O2y=320.31;
    O3x=-141.7;
    O3y=357.98;

    % LONGITUDES DE LAS BARRAS
    BAS=375;
    TIR=420;
    RUE=400;
    AUX=60;

    % OTROS DATOS
    epsilon=abs(atan((O2y-O3y)/(O2x-O3x)));
    psi=acosd(((RUE^2+BAS^2-AUX^2)/(2*RUE*BAS)));
    mu0=-1.7; % Valor referente al sistema original
    O2O3=sqrt((O2x-O3x)^2+(O2y-O3y)^2);

    %% _____ PARAMETROS DE DISEÑO (P) _____ %%

    b1=var(1);
    b2=var(2);
    b3=var(3);

    %% _____ COORDENADAS GENERALIZADAS (Q) _____ %%

    alpha1=var(4);
    beta1=var(5);
    gamma1=var(6);

    alpha2=var(7);
    beta2=var(8);
    gamma2=var(9);

    %% _____ INECUACIONES _____ %%

    ineq=[b3-b1-b2];

    %% _____ ECUACIONES DE ENLACE GEOMETRICO _____ %%

    eq(1) =BAS*cosd(alpha1)+TIR*cosd(beta1)+b3*cosd(gamma1)-O2x;
    eq(2) =BAS*sind(alpha1)+TIR*sind(beta1)+b3*sind(gamma1)-O2y;

    eq(3) =BAS*cosd(alpha2)+TIR*cosd(beta2)+b3*cosd(gamma2)-O2x;
    eq(4) =BAS*sind(alpha2)+TIR*sind(beta2)+b3*sind(gamma2)-O2y;

end
```

Fichero "ED"

```
function res=ED(var)

    %%%%%%%%%%% FUNCIÓN QUE DEFINE LAS ECUACIONES DE DISEÑO %%%%%%%%%%%

    %% _____ DATOS DE ENTRADA _____ %%

    % COORDENADAS DE LOS PUNTOS FIJOS
    O1x=0;
    O1y=0;
    O2x=33.3;
    O2y=320.31;
    O3x=-141.7;
    O3y=357.98;

    % LONGITUDES DE LAS BARRAS
    BAS=375;
    TIR=420;
    RUE=400;
    AUX=60;

    % OTROS DATOS
    epsilon=abs(atan((O2y-O3y)/(O2x-O3x)));
    psi=acosd(((RUE^2+BAS^2-AUX^2)/(2*RUE*BAS)));
    mu0=-1.7; % Valor referente al sistema original
    O2O3=sqrt((O2x-O3x)^2+(O2y-O3y)^2);

    %% _____ PARAMETROS DE DISEÑO (P) _____ %%

    b1=var(1);
    b2=var(2);
    b3=var(3);

    %% _____ COORDENADAS GENERALIZADAS (Q) _____ %%

    alpha1=var(4);
    beta1=var(5);
    gamma1=var(6);

    alpha2=var(7);
    beta2=var(8);
    gamma2=var(9);

    %% _____ DATOS DE CONDICIÓN _____ %%

    l1=165;
    h1=0;
    l2=127;
    h2=var(10);

    %% _____ ECUACIONES DE DISEÑO _____ %%

    eq(1) = (sqrt(O2O3^2+b2^2-(2*O2O3*b2*cosd(epsilon+gamma1-(acosd(((b2^2+b3^2-b1^2)/(2*b2*b3))))))-l1);
    eq(2) = RUE*(sind(alpha1-psi)-sind(mu0))-h1;

    eq(3) = (sqrt(O2O3^2+b2^2-(2*O2O3*b2*cosd(epsilon+gamma2-(acosd(((b2^2+b3^2-b1^2)/(2*b2*b3))))))-l2);
    eq(4) = (RUE*(sind(alpha2-psi)-sind(mu0)))-h2;

    eq=eq(:);

    res=eq'*eq;

end
```

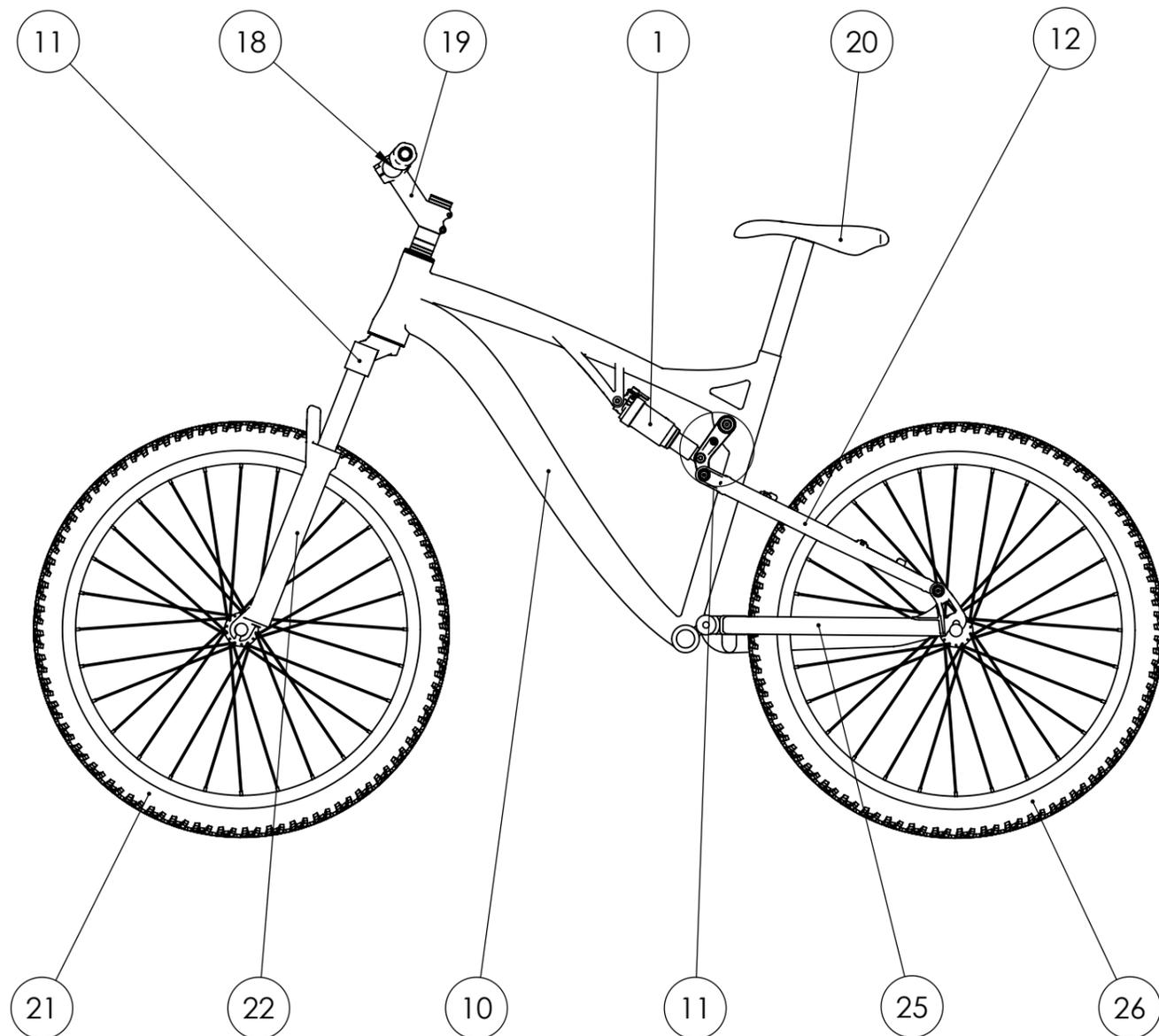
9.2. CÓDIGO ISO CORTE POR HILO

⊘
G92 X97.132 Y38. I0 J25.4
G90
M60
M28
M24
G42 G01 X97.132 Y36.5
Y35.
Y20.334
X96.132
G03 X86.132 Y30.334 I-10. J0
X78.843 Y27.18 I0 J-10.
G01 X69.776 Y17.526
G02 X56.11 Y11.239 I-14.578 J13.692
X55.206 Y11.221 I-.903 J23.023
X54.175 Y11.244 I0 J23.041
G01 X.716 Y13.982
G03 X0 Y14. I-.716 J-13.982
X-14. Y0 I0 J-14.
X0 Y-14. I14. J0
X.716 Y-13.982 I0 J14.
G01 X68.709 Y-10.5
G03 X75.779 Y-7.035 I-.511 J9.987
G01 X93.713 Y13.813
G03 X96.132 Y20.334 I-7.581 J6.522
G02 X96.632 Y20.834 I.5 J0
G40 G01 X97.132
M02
(*****
(PERIMETRO DE CORTE = 284.15)
(*****

9.3. PLANOS

Índice de planos

P-80367-00-01	CONOR WRC DS TEAM XT
P-80367-00-02-M	SISTEMA DE BIELETAS
P-80367-01-01-F	BIELETA IZQUIERDA
P-80367-02-01-F	ÚTIL DE FIJACIÓN AMORTIGUADOR



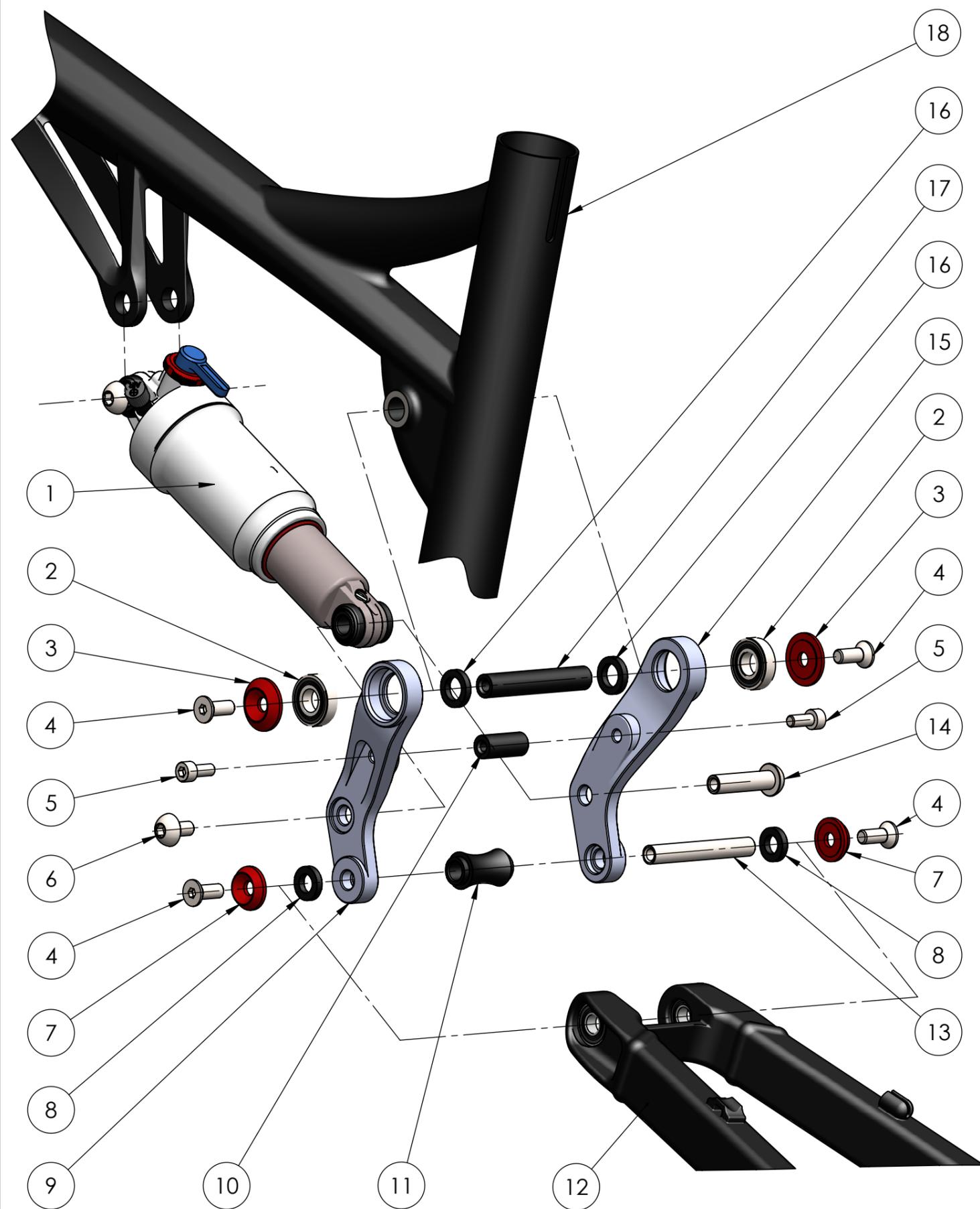
N.º DE ELEMENTO		DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1		Amortiguador	1
11		Tren delantero	1
12		Tirantes	1
18		Manillar	1
19		Potencia	1
20		Sillín	1
21		Rueda Delantera	1
22		Horquilla	1
10		Cuadro	1
11		Sistema de Bieletas	1
25		Vainas	1
26		Rueda Trasera	1
TRABAJO DE FIN DE GRADO		DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN ELEMENTO MECÁNICO PARA EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA BICICLETA DE MONTAÑA	ESPECIFICACIONES GENERALES
		DENOMINACIÓN	CONOR WRC DS TEAM XT
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	
	24/08/2023	R. Barrio	
		MATERIAL	-
		PESO	15 kg
		PLANO N°	P-80367-00-01
		TOLERANCIAS	ISO 2768-mK
		ACABADOS SUPERFICIALES	N9
		MATAR ARISTAS	0.5x45°
		UNIDADES	mm
		ESCALA	1:10

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa



A3

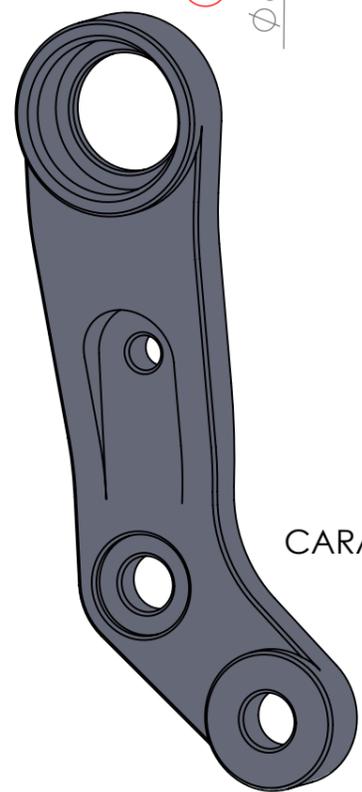
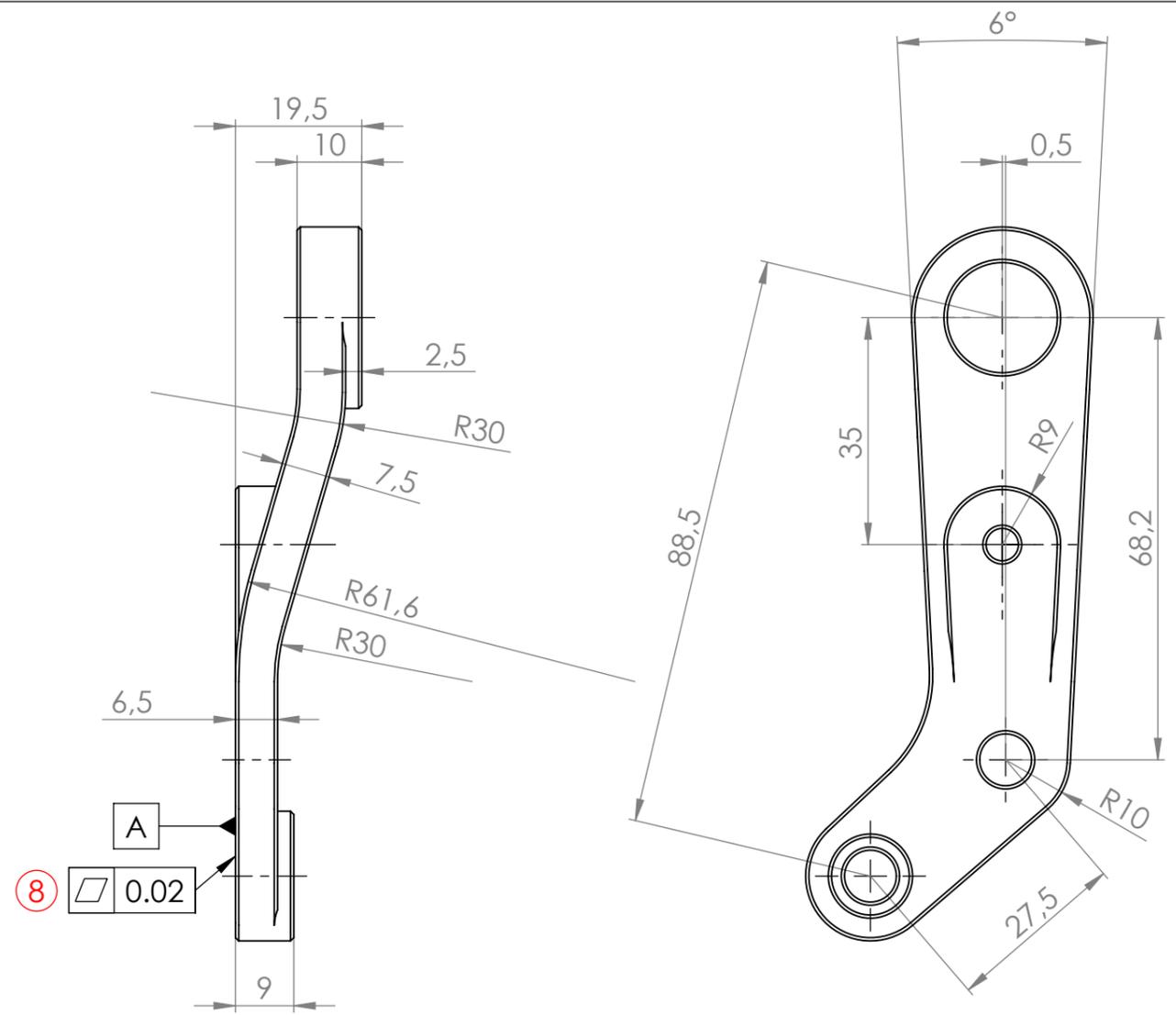
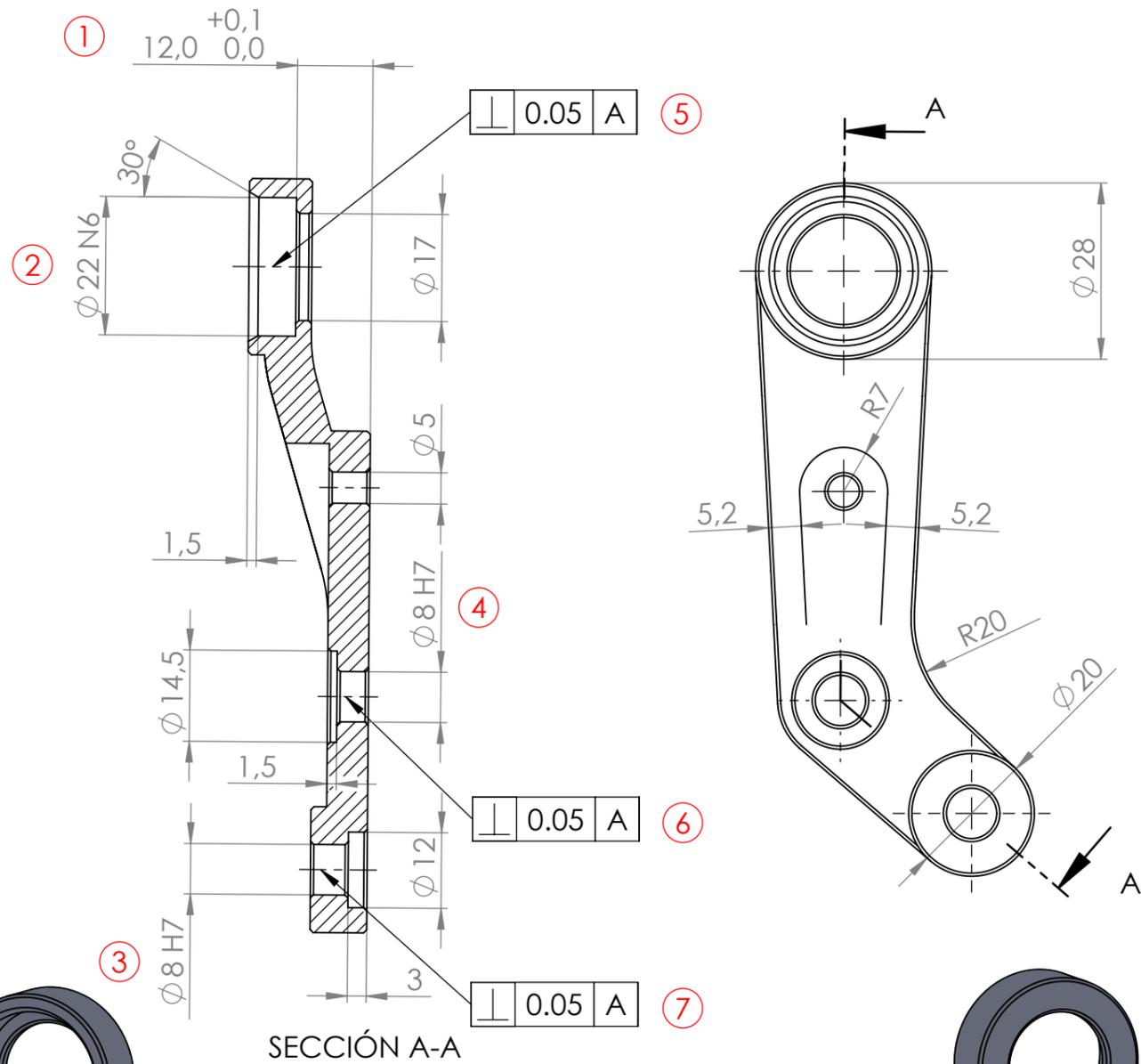


N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Amortiguador	1
2	Rodamiento SKF 61900-2RS1	2
3	Casquillo embellecedor Ø22	2
4	Tornillo ISO 10642 M6x16	4
5	Tornillo ISO 4762 M5x12	2
6	Tornillo ISO 7380 M6x12	1
7	Casquillo embellecedor Ø18	2
8	Casquillo separador inferior	2
9	Bieleta Izquierda Optimizada	1
10	Casquillo separador de bieletas superior	1
11	Casquillo separador de bieletas inferior	1
12	Tirante	1
13	Eje Inferior	1
14	Pasador Ø10 con rosca interna M6	1
15	Bieleta Derecha Optimizada	1
16	Casquillo separador superior	2
17	Eje Superior	1
18	Cuadro	1

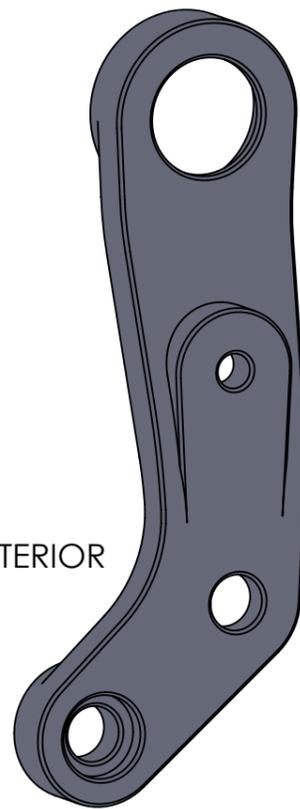
TRABAJO DE FIN DE GRADO		DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN ELEMENTO MECÁNICO PARA EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA BICICLETA DE MONTAÑA		ESPECIFICACIONES GENERALES	
		DENOMINACIÓN SISTEMA DE BIELETAS		TOLERANCIAS	ISO 2768-mK
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ACABADOS SUPERFICIALES	N9
	24/08/2023	R. Barrio	-	MATAR ARISTAS	0.5x45°
		PESO	125 g	UNIDADES	mm
		PLANO N°	P-80367-00-02-M	ESCALA	1:2

upna

Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa



CARA EXTERIOR

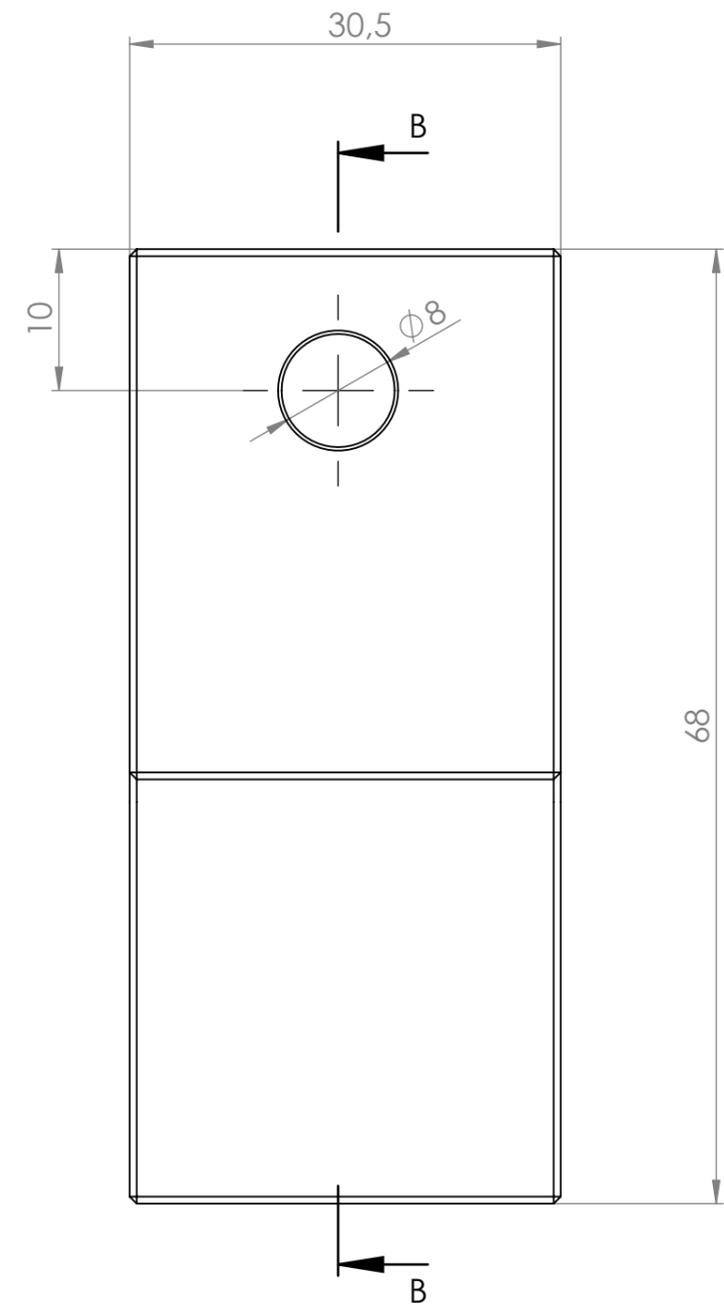
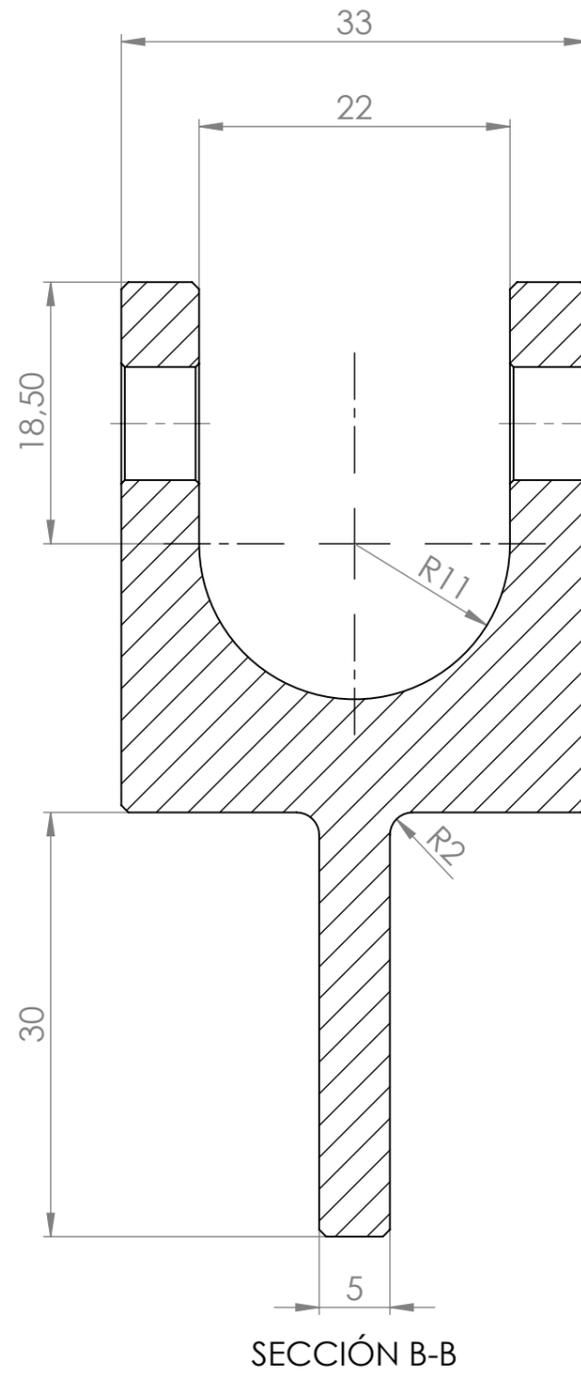
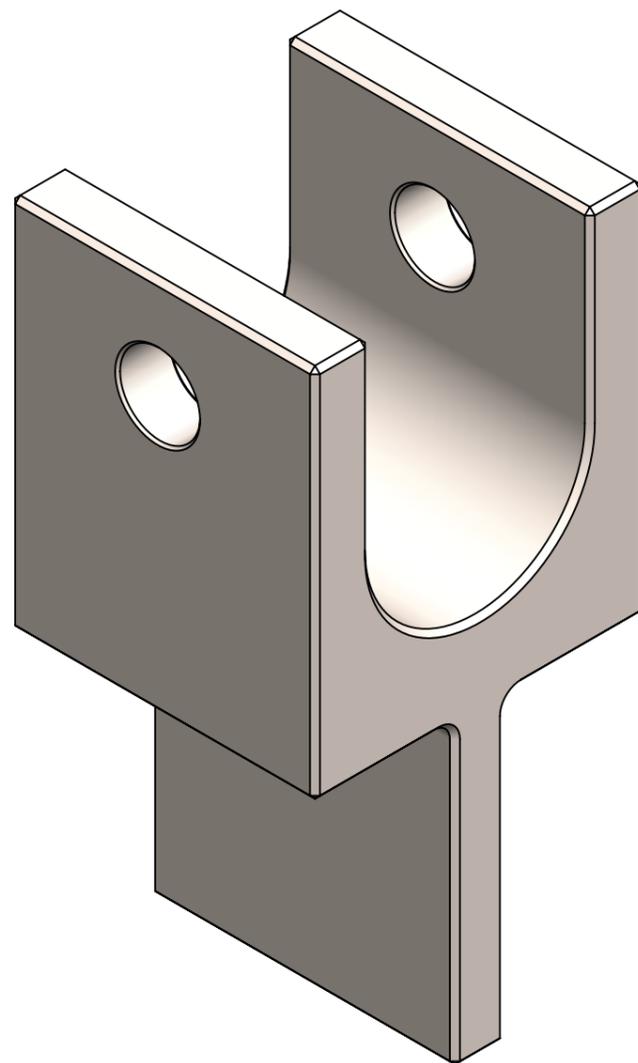


CARA INTERIOR

LA BIELETA DERECHA ES PERFECTAMENTE SIMÉTRICA A LA BIELETA IZQUIERDA

TRABAJO DE FIN DE GRADO			DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN ELEMENTO MECÁNICO PARA EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA BICICLETA DE MONTAÑA		ESPECIFICACIONES GENERALES	
			DENOMINACIÓN BIELETA IZQUIERDA		TOLERANCIAS	ISO 2768-mK
DIBUJADO			FECHA	NOMBRE	ACABADOS SUPERFICIALES	N9
			24/08/2023	R. Barrio	MATAR ARISTAS	0.5x45°
			MATERIAL		UNIDADES	mm
			Aluminio 6082-T6			
			PESO		54 g	
			PLANO N°		P-80367-01-01-F	
					ESCALA	1:1
					A3	

2 UNIDADES



TRABAJO DE FIN DE GRADO			DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN ELEMENTO MECÁNICO PARA EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN TRASERA DE UNA BICICLETA DE MONTAÑA		ESPECIFICACIONES GENERALES		
	FECHA	NOMBRE	DENOMINACIÓN	ÚTIL DE FIJACIÓN AMORTIGUADOR	TOLERANCIAS	ISO 2768-mK	
DIBUJADO	24/08/2023	R. Barrio	MATERIAL	Acero F522	ACABADOS SUPERFICIALES	N9	
			PESO	175 g	MATAR ARISTAS	0.5x45°	
			PLANO N°	P-80367-02-01	UNIDADES	mm	
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa						ESCALA	2:1
						A3	