

Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Diseño y análisis del basculante de una motocicleta
de competición

Autor: Pedro Antonio Fernández de la Cuesta Cascante

Tutor: Jesús Vázquez Valeo

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021



Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Diseño y análisis del basculante de una motocicleta de competición

Autor:

Pedro Antonio Fernández de la Cuesta Cascante

Tutor:

Jesús Vázquez Valeo

Profesor Titular

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021

Trabajo Fin de Máster: Diseño y análisis del basculante de una motocicleta de competición

Autor: Pedro Antonio Fernández de la Cuesta Cascante

Tutor: Jesús Vázquez Valeo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2021

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

En primer lugar, quisiera agradecer la ayuda de mi tutor, Jesús Vázquez Valeo, por el apoyo que me ha brindado durante el desarrollo de este trabajo. Así como a los compañeros del equipo *USRacing*, por el trato y el compañerismo que he recibido.

A mis padres, Pedro y Lola, por ser los pilares fundamentales de mi vida académica y, sobretodo, personal. Jamás habría llegado a ser Ingeniero Industrial sin su apoyo incondicional. Gracias por enseñarme lo que no se enseña en la Universidad. Ahora, me toca devolverlo. También tengo palabras de agradecimiento para mi hermano Dani, quien me ha acompañado durante todo este viaje, haciéndomelo más fácil en los momentos más difíciles.

A toda mi familia, que siempre ha fomentado el estudio y, sobretodo, el esfuerzo. En especial, a mi abuela Conce, un referente para mí, de ella he aprendido lo que significa ser resiliente, algo fundamental que me ha permitido ir alcanzando mis metas académicas.

Un cariñoso recuerdo para mi tío Antonio, a quien siempre estaré agradecido.

A mis amigos. No tengo palabras para agradecer el apoyo y el cariño recibido. Sin duda, otro de los pilares con los que estoy construyendo mi vida. Me gustaría nombrar a alguno, pero, por suerte, son muchos de los me acuerdo.

A mis compañeros de piso, que se han convertido en una familia para mí, al estar lejos de la mía. Gracias por disfrutar, sufrir y vivir conmigo mi etapa universitaria tan intensamente. Una mención especial a los compañeros con quienes he convivido este último y difícil año.

Por último, me gustaría recordar a mis compañeros de clase, este camino no lo habría andado sin ellos.

Pedro Antonio Fernández de la Cuesta Cascante

Sevilla, 2021

Resumen

El objetivo principal del proyecto es el diseño de un basculante para el prototipo con el que el equipo *USRacing* participará en la VI edición de la competición *MotoStudent*. Para ello, en primer lugar, se realiza una revisión histórica de los sistemas de suspensión traseros de las motocicletas, además de una breve descripción de las características fundamentales de los prototipos diseñados por el equipo en ediciones anteriores.

En segundo lugar, se definen los requisitos de diseño que debe cumplir el basculante para que se considere apto para la fabricación y su posterior implementación en el prototipo. Esto incluye la definición de los distintos tipos de ensayos que deben superar los modelos diseñados y el cálculo de las cargas implicadas en los mismos.

A continuación, se describe el proceso de diseño del basculante, el cual es iterativo. Consiste en elaborar el modelo con el software específico *Catia*, para exportarlo posteriormente al programa en el que se ejecutan las simulaciones (*ANSYS Workbench*) y, obtener unos resultados, a partir de los cuales se va optimizando el diseño. Este procedimiento se repite hasta que se obtiene un modelo que cumple con todos los requisitos.

Una vez obtenido el diseño definitivo, este se somete a un estudio para analizar su resistencia a fatiga y, así, poder predecir su vida. De manera previa, se analiza la convergencia de los valores de tensión obtenidos en los ensayos, para garantizar el correcto cálculo de la vida a fatiga.

Finalmente, se exponen las conclusiones del proyecto, entre las que se incluyen las principales novedades del mismo. También se comentan las posibles mejoras y líneas de trabajo futuras, que permitirían optimizar el proceso de diseño e incrementar el nivel de fiabilidad de los resultados.

Abstract

The aim of this project is the design of a swingarm projected for the motorbike prototype with which the *USRacing* team will participate in the 6th edition of the *MotoStudent* racing competition. For this purpose, the study begins with an historical review focusing on the motorbikes rear suspension systems, together with a brief description of the key characteristics of the early prototypes designed by the team for previous editions.

Secondly, this work presents the design requirements that the swingarm must meet in order to be considered suitable for manufacturing and subsequent implementation in the prototype. This section includes the definition of the different types of tests that the designed models have to go through as well as the loads calculation involved in them.

At this stage, the swingarm design procedure is then developed. It consists in the elaboration of the model, using the specific software *Catia*, followed by the subsequent import of this model into the program in which the tests are carried out (*ANSYS Workbench*) to obtain some results. The design procedure uses these outcomes to follow an optimization process until all the previously imposed requirements are fulfilled.

Once the final design is achieved, it is subjected to a fatigue strength study to predict its life cycle. Previously, the convergence of the stress values obtained in the tests is analysed in order to guarantee the correct calculation of the fatigue life.

Finally, the conclusions of this study are presented, in parallel with the main novelties contributed by this project. Possible improvements and some future lines of work are also commented on. These possible advances would potentially allow the design process to be optimised and the level of the results reliability to be increased.

Agradecimientos	vii
Resumen	ix
Abstract	xi
Índice	xiii
Índice de Tablas	xv
Índice de Figuras	xvii
1 Introducción	1
1.1 Descripción	1
1.2 Antecedentes	3
1.3 Motivación	6
1.3.1 USRacing	6
1.3.2 MotoStudent	7
2 Diseño	9
2.1 Requisitos de diseño	9
2.2 Diseño de las simulaciones	10
2.2.1 Rigidez lateral	10
2.2.2 Rigidez torsional	11
2.2.3 Paso por curva	12
3 Ensayos	19
3.1 Introducción	19
3.2 Versión 1	22
3.2.1 Diseño	22
3.2.2 Rigidez lateral	23
3.2.3 Rigidez torsional	24
3.3 Versión 2	25
3.3.1 Diseño	25
3.3.2 Rigidez lateral	26
3.3.3 Rigidez torsional	27
3.4 Versión 3	28
3.4.1 Diseño	28
3.4.2 Rigidez lateral	29
3.4.3 Rigidez torsional	29
3.5 Versión 4	30
3.5.1 Diseño	30
3.5.2 Rigidez lateral	31
3.5.3 Rigidez torsional	32
3.6 Versión 5	33
3.6.1 Diseño	33
3.6.2 Rigidez lateral	34
3.6.3 Rigidez torsional	35

3.7	<i>Versión 6</i>	36
3.7.1	Diseño	36
3.7.2	Rigidez lateral	37
3.7.3	Rigidez torsional	38
3.7.4	Paso por curva	38
3.8	<i>Versión 7</i>	47
3.8.1	Diseño	47
3.8.2	Rigidez lateral	49
3.8.3	Rigidez torsional	50
3.8.4	Paso por curva	50
3.9	<i>Conclusiones</i>	54
4	Estudio de la Resistencia a Fatiga	55
4.1	<i>Convergencia de los picos de tensión</i>	55
4.1.1	Submodelo 1: Punteras	55
4.1.2	Submodelo 2: Cogida del amortiguador	56
4.1.3	Submodelo 3: Vértice Superior	57
4.2	<i>Resistencia a fatiga del basculante</i>	58
5	Conclusiones	63
5.1	<i>Conclusiones del proyecto</i>	63
5.2	<i>Posibles mejoras y trabajos futuros</i>	66
	Referencias	69
	Glosario	71
	Anexo A. Planos Generales	73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2–1. Coeficientes de rozamiento entre neumático y distintas superficies. Extraída de [16].	15
Tabla 2–2. Plantilla de <i>Excel</i> para obtener la fuerza de la suspensión.	17
Tabla 2–3. Condiciones de contorno para ensayos de paso por curva	18
Tabla 3–1. Propiedades mecánicas de la aleación 6082-T6. Extraídas de [17].	19
Tabla 3–2. Puntos de la curva de comportamiento Ramberg-Osgood.	20
Tabla 3–3. Rigidez lateral de la versión 1.	24
Tabla 3–4. Rigidez torsional de la versión 1.	25
Tabla 3–5. Rigidez lateral de la versión 2.	27
Tabla 3–6. Rigidez torsional de la versión 2.	27
Tabla 3–7. Rigidez lateral de la versión 3.	29
Tabla 3–8. Rigidez torsional de la versión 3.	30
Tabla 3–9. Rigidez lateral de la versión 4.	32
Tabla 3–10. Rigidez torsional de la versión 4.	33
Tabla 3–11. Rigidez lateral de la versión 5.	35
Tabla 3–12. Rigidez torsional de la versión 5.	35
Tabla 3–13. Rigidez lateral de la versión 6.	37
Tabla 3–14. Rigidez torsional de la versión 6.	38
Tabla 3–15. Cálculo de la carga de la suspensión.	39
Tabla 3–16. Rigidez lateral de la versión 7.	49
Tabla 3–17. Rigidez torsional de la versión 7.	50
Tabla 3–18. Cálculo de la carga de la suspensión.	51
Tabla 3–19. Requisitos de diseño cumplidos por cada versión.	54
Tabla 4–1. Tensión máxima en el submodelo 1.	55
Tabla 4–2. Tensión máxima en el submodelo 2.	56
Tabla 4–3. Tensión máxima en el submodelo 3.	57
Tabla 4–4. Valores máximos de tensión.	58
Tabla 4–5. Parámetros de fatiga de la aleación de aluminio 6082-T6.	59
Tabla 5–1. Propiedades de la versión 7.	63

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Basculante de Kawasaki KR500. Extraída de [1].	1
Figura 1.2. Basculantes monobrazo y doble brazo. Extraída de [5] y [6].	2
Figura 1.3. Basculantes tipo tubular y tipo viga. Extraída de [7] y [8].	2
Figura 1.4. Motocicleta de los hermanos Werner de 1904. Extraída de [10].	3
Figura 1.5. Suspensión trasera tipo Plunger de BSA Bantam. Extraída de [11].	3
Figura 1.6. Suspensión trasera diseñada por Vincent-HRD. Extraída de [12].	4
Figura 1.7. Basculante de Velocette. Extraída de [1].	4
Figura 1.8. Suspensión trasera de Kawasaki. Extraída de [13].	5
Figura 1.9. Concepto de basculante solidario al chasis patentado por BMW. Extraída de [14].	5
Figura 1.10. Prototipo de la II Edición.	6
Figura 1.11. Prototipo de la III Edición.	6
Figura 1.12. Prototipo de la IV Edición.	7
Figura 1.13. Prototipo de la V Edición.	7
Figura 2.1. Propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6082-T6.	9
Figura 2.2. Condiciones de carga del ensayo de rigidez lateral. Extraída de [15].	11
Figura 2.3. Condiciones de carga del ensayo de rigidez torsional. Extraída de [15].	11
Figura 2.4. Basculante deformado en ensayo de rigidez torsional.	12
Figura 2.5. Cargas del paso por curva. Extraída de [15].	13
Figura 2.6. Descomposición de reacciones de paso por curva. Extraída de [15].	14
Figura 2.7. Efecto de la cadena. Extraída de [1].	15
Figura 2.8. Cargas durante paso por curva.	16
Figura 2.9. Simulación del movimiento del conjunto basculante-suspensión .	17
Figura 3.1. Aproximación de Ramberg-Osgood de la aleación de aluminio 6082-T6.	21
Figura 3.2. Curva de comportamiento de la aleación de aluminio 6082-T6 en <i>ANSYS Workbench</i> .	21
Figura 3.3. Diseño de la versión 1.	22
Figura 3.4. Mallado de la versión 1.	22
Figura 3.5. Condiciones de contorno para ensayo de rigidez lateral de la versión 1.	23
Figura 3.6. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 1.	23
Figura 3.7. Condiciones de contorno para ensayo de rigidez torsional de la versión 1.	24
Figura 3.8. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 1.	24
Figura 3.9. Diseño de la versión 2.	25
Figura 3.10. Mallado de la versión 2.	26
Figura 3.11. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 2.	26

Figura 3.12. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 2.	27
Figura 3.13. Diseño de la versión 3.	28
Figura 3.14. Mallado de la versión 3.	28
Figura 3.15. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 3.	29
Figura 3.16. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 3.	30
Figura 3.17. Diseño de la versión 4.	31
Figura 3.18. Mallado de la versión 4.	31
Figura 3.19. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 4.	32
Figura 3.20. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 4.	32
Figura 3.21. Diseño de la versión 5.	33
Figura 3.22. Mallado de la versión 5.	34
Figura 3.23. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 5.	34
Figura 3.24. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 5.	35
Figura 3.25. Diseño de la versión 6.	36
Figura 3.26. Mallado de la versión 6.	37
Figura 3.27. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 6.	37
Figura 3.28. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 6.	38
Figura 3.29. Condiciones de contorno para ensayo de paso por curva de la versión 6.	39
Figura 3.30. Resultados del ensayo de paso por curva de la versión 6.	40
Figura 3.31. Esquema de la definición de los submodelos.	41
Figura 3.32. Submodelo 1: Punteras.	41
Figura 3.33. Mallado del submodelo 1.	42
Figura 3.34. Condiciones de contorno para ensayo de paso por curva del submodelo 1.	42
Figura 3.35. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 1.	43
Figura 3.36. Submodelo 2: Cogida del amortiguador.	43
Figura 3.37. Mallado del submodelo 2.	44
Figura 3.38. Condiciones de contorno para ensayo de paso por curva del submodelo 2.	44
Figura 3.39. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 2.	45
Figura 3.40. Submodelo 3: Vértice superior de la triangulación izquierda.	45
Figura 3.41. Soldaduras en el vértice superior de la triangulación izquierda.	46
Figura 3.42. Tiltracción en una unión soldada.	46
Figura 3.43. Diseño de la versión 7.	47
Figura 3.44. Soldaduras en el vértice superior de las triangulación izquierda.	48
Figura 3.45. Mallado de la versión 7.	49
Figura 3.46. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 7.	49
Figura 3.47. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 7.	50
Figura 3.48. Resultados del ensayo de paso por curva de la versión 7.	51
Figura 3.49. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 1.	52
Figura 3.50. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 2.	52

Figura 3.51. Mallado del submodelo 3.	53
Figura 3.52. Condiciones de contorno para ensayo de paso por curva del submodelo 3.	53
Figura 3.53. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 3.	54
Figura 4.1. Tensión máxima en el submodelo 1.	56
Figura 4.2. Tensión máxima en el submodelo 2.	57
Figura 4.3. Tensión máxima en el submodelo 3.	58
Figura 4.4. Variación cíclica de la tensión supuesta.	59
Figura 4.5. Modelo de SWT para la aleación de aluminio 6082-T6.	60
Figura 4.6. Modelo de SWT aplicado al basculante.	60
Figura 4.7. Trazado de la pista de <i>Motorland</i> . Extraída de [20].	61
Figura 5.1. Versión 7 del basculante.	64
Figura 5.2. Curva de comportamiento de la aleación de aluminio 6082-T6 en <i>ANSYS Workbench</i> .	64
Figura 5.3. Modelo y submodelos del basculante.	65
Figura 5.4. Basculante sometido a ensayo de rigidez torsional. Extraída de [21].	66
Figura 5.5. Paso por curva del prototipo de la edición anterior.	67

1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta una revisión histórica de los distintos tipos de basculante y de su evolución hasta los actuales. Además, se exponen los distintos aspectos que han motivado la realización del diseño de un basculante para el Equipo Oficial de Motociclismo de la ETSI de Sevilla (*USRacing*), cuyo objetivo fundamental es la participación en la competición internacional *MotoStudent*.

1.1 Descripción

El basculante, también conocido como brazo oscilante trasero, es un elemento estructural fundamental en cualquier motocicleta. Su función estructural es conectar la rueda trasera con el chasis, permitiendo el movimiento relativo entre ambas piezas, de manera que favorece la absorción de las irregularidades del terreno y asegura el contacto de la rueda trasera con el suelo.

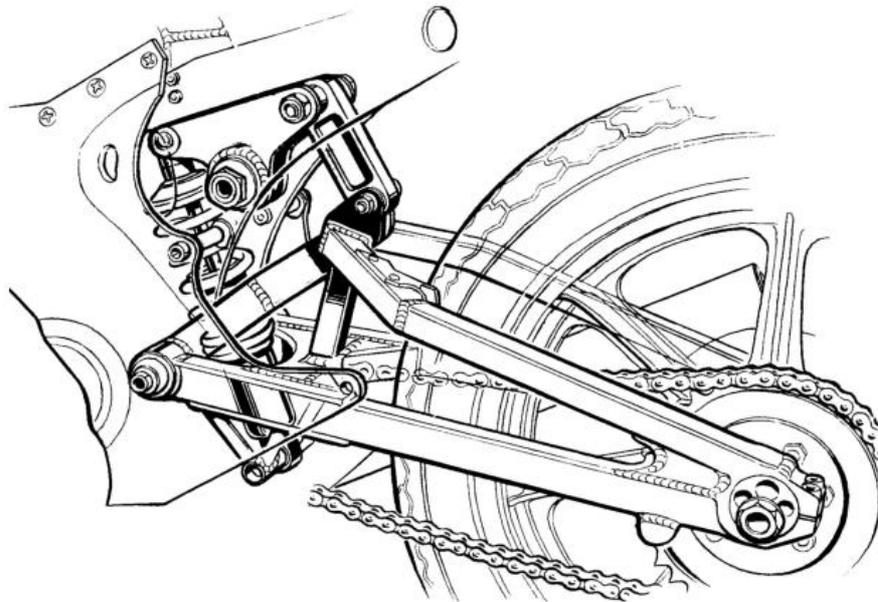


Figura 1.1. Basculante de Kawasaki KR500. Extraída de [1].

En la figura anterior se observa que, efectivamente, el basculante es la pieza principal del sistema de suspensión trasero, complementada por amortiguadores, muelles y bieletas.

Su importancia se ve reflejada notablemente en aceleraciones o deceleraciones bruscas. Por ejemplo, en una frenada la rueda trasera tiende a levantarse, sin embargo, al estar permitido el movimiento relativo entre dicha rueda y el chasis, el muelle empuja al basculante que pivota respecto a su anclaje al chasis, favoreciendo que la rueda siga en contacto con el suelo. En una aceleración el efecto es el opuesto, siendo la rueda delantera la que tiende a separarse del pavimento.

La suspensión también influye en el confort del conductor, de manera que debe minimizar el estrés del mismo durante la conducción. Una excesiva flexibilidad de los componentes provocaría que el conductor sintiera la motocicleta pesada y difícil de controlar. Por otro lado, una escasa flexibilidad transmitiría las irregularidades del terreno al usuario haciendo la conducción incómoda e incluso peligrosa. Es por ello que dicha flexibilidad debe ser tal que garantice una correcta capacidad de respuesta y una conducción cómoda [2].

El basculante complementa al chasis, siendo ambos los elementos estructurales más importantes de cualquier motocicleta. Este conjunto chasis-basculante tiene dos tipos de funciones básicas: estáticas y dinámicas. En relación a la parte estática, dicho conjunto debe soportar el peso de todos los componentes de la moto además del peso del piloto. Por otro lado, en relación a la dinámica del conjunto, debe ser lo suficientemente rígido tanto lateral como torsionalmente ante las frenadas, aceleraciones, curvas y demás sollicitaciones, de manera que se asegure el correcto funcionamiento de la motocicleta y su manejo [3]. Cabe remarcar que una excesiva rigidez también es desfavorable, por lo que el valor de dicho parámetro debe estar acotado tanto superior como inferiormente.

El otro factor fundamental en el diseño del basculante es su masa. Como en cualquier vehículo de competición, se desea minimizar el peso de todos los elementos, incluidos los estructurales, sin poner en riesgo la integridad del conjunto, es decir, garantizando una correcta rigidez.

Por otra parte, los basculantes se pueden clasificar en relación a su morfología en dos grandes grupos: monobrazo y doble brazo. La principal diferencia entre ambos es que mientras que el monobrazo se une a la rueda trasera por un solo lado, el doble brazo abraza la rueda trasera por ambos lados. Normalmente, éste último presenta simetría respecto al plano que contiene a la rueda, aunque dicha simetría puede romperse por elementos de detalle como una ranura para el paso de la cadena [4].

En sus comienzos, el uso del basculante monobrazo estaba limitado a ciclomotores, sin embargo, actualmente se pueden observar basculantes de los dos tipos en prácticamente cualquier clase de motocicleta, sin llegar a predominar ninguno sobre el otro.



Figura 1.2. Basculantes monobrazo y doble brazo. Extraída de [5] y [6].

Esto se debe a que ninguno de los dos tipos presenta ninguna ventaja estructural frente al otro, de manera que, para elegir un tipo u otro, los fabricantes se basan en distintos criterios como la fabricación, el tipo de transmisión utilizada o la agilidad deseada en el cambio de rueda, siendo el basculante monobrazo muy superior al doble brazo en este último criterio.

Otra posible clasificación es la basada en el tipo de elemento utilizado para la fabricación del basculante, se pueden distinguir los basculantes de tipo tubular y de tipo viga.



Figura 1.3. Basculantes tipo tubular y tipo viga. Extraída de [7] y [8].

El primero de ellos está constituido únicamente por tubos soldados entre sí. Se suelen fabricar en aleaciones de acero para garantizar una correcta rigidez, además de que éstas presentan facilidad para ser soldadas. Por otro lado, los basculantes tipo viga consisten en perfiles huecos de sección variable, normalmente rectangulares. En este caso, son más comunes las aleaciones de aluminio, que son más ligeras que las de acero.

1.2 Antecedentes

En las primeras motocicletas el basculante era inexistente, es decir, la rueda trasera iba unida directamente al chasis, que era prácticamente idéntico al chasis de una bicicleta, lo cual es lógico ya que estas motocicletas primigenias no eran más que bicicletas a las que se colocaba un pequeño motor [9]. En la siguiente figura se observa la motocicleta diseñada por los hermanos Werner en 1904.



Figura 1.4. Motocicleta de los hermanos Werner de 1904. Extraída de [10].

Décadas más tarde comenzó a emplearse la suspensión trasera. Concretamente el sistema Plunger fue el primero que se utilizó, debido a que era fácilmente acoplable a los chasis rígidos del momento. Sin embargo, presentaba una gran cantidad de limitaciones. El recorrido que permitía el sistema a la rueda trasera en el plano vertical era excesivo ya que la cadena se tensaba demasiado en los extremos de dicho recorrido. En la siguiente figura se observa dicha suspensión implementada en una BSA Bantam.



Figura 1.5. Suspensión trasera tipo Plunger de BSA Bantam. Extraída de [11].

Rápidamente, se descubrió que la suspensión trasera con basculante presentaba enormes beneficios frente al tipo Plunger. Uno de los primeros basculantes integrados en la producción en serie de motocicletas fue el de Vincent-HRD, el cual era notablemente rígido al estar formado por dos brazos triangulados.



Figura 1.6. Suspensión trasera diseñada por Vincent-HRD. Extraída de [12].

Una alternativa para lograr una rigidez aceptable sin tener que triangular los brazos del basculante fue la propuesta por Velocette, que consistía en utilizar tubos de sección variable. Sin embargo, este tipo de basculante plano podía presentar carencias de rigidez torsional, por lo que se empleaban parejas de amortiguadores, uno para cada brazo.

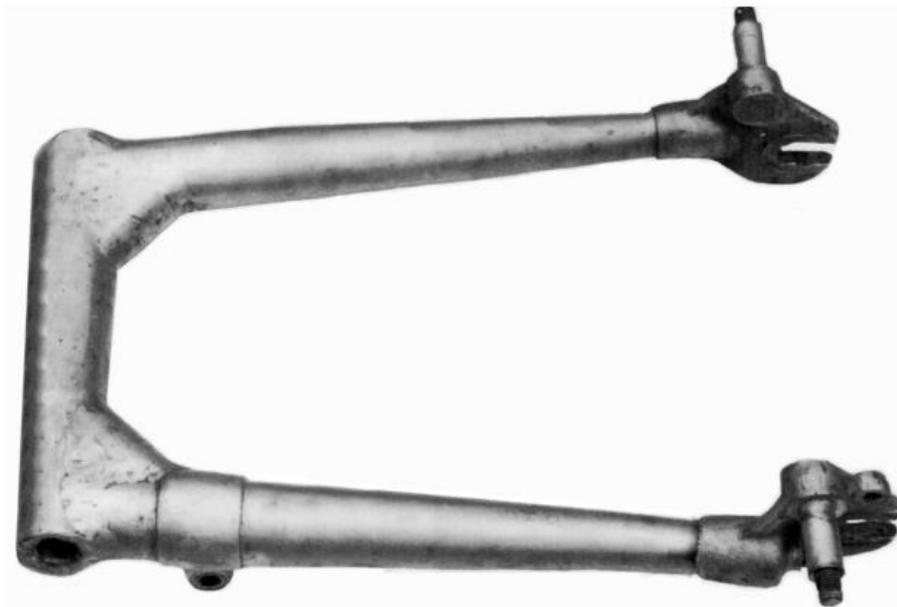


Figura 1.7. Basculante de Velocette. Extraída de [1].

Posteriormente hubo gran cantidad de combinaciones entre los distintos tipos de basculantes y amortiguadores. Por ejemplo, en la Suzuki RG 500 se seguía manteniendo la pareja de amortiguadores conectados a cada uno de los brazos del basculante, pese a que estaba triangulado por debajo de su eje de giro. Otros fabricantes optaron por triangular por encima del eje de giro y utilizar un único amortiguador.

Actualmente, existe una gran cantidad de basculantes de diferente tipología que presentan una característica común en relación a la suspensión, y es que todos los fabricantes buscan que la dureza de la suspensión sea variable, es decir, cuanto más se desplace la rueda verticalmente mayor debe ser esta dureza. Esto permite un mejor control de la motocicleta frente a irregularidades de distinto tamaño. Para lograr este objetivo, los fabricantes empleaban muelles de dureza variable, aunque a día de hoy se emplean complejos sistemas de

bieletas, tanto para motocicletas de competición como para las motocicletas de usuario. En la siguiente figura se observa un sistema de suspensión trasera que emplea bieletas.

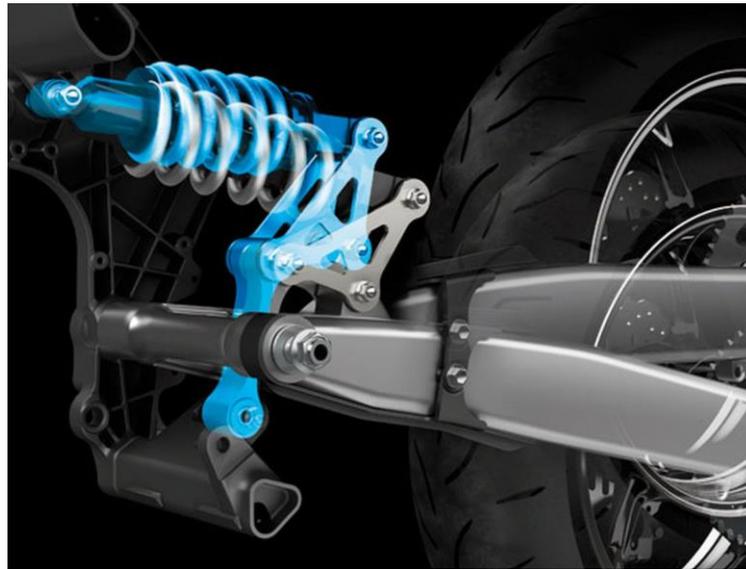


Figura 1.8. Suspensión trasera de Kawasaki. Extraída de [13].

En este sentido, los principales fabricantes de motocicletas siguen invirtiendo grandes recursos en innovación relacionada con el basculante, es decir, las líneas de investigación en este campo siguen abiertas. Por ejemplo, en el año 2020 el fabricante BMW patentó un nuevo concepto de basculante basado en fibra de carbono y, que formaría parte íntegra del chasis. Es decir, se elimina el punto de unión entre el basculante y el chasis que permitía el movimiento relativo entre ambos.

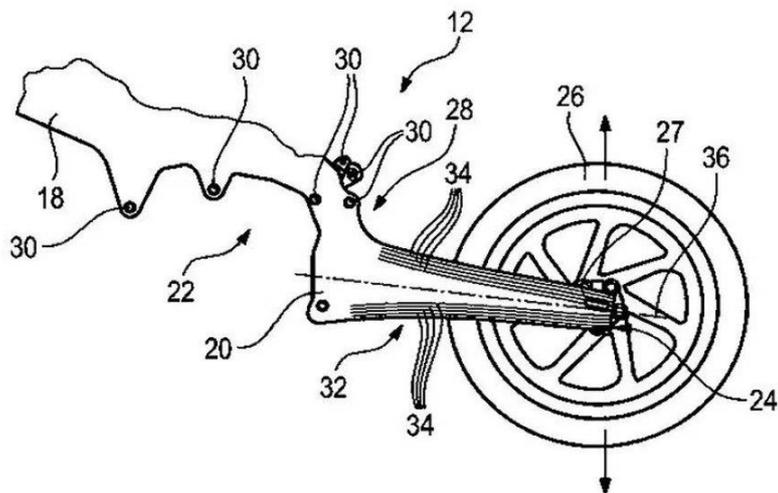


Figura 1.9. Concepto de basculante solidario al chasis patentado por BMW. Extraída de [14].

Este concepto se basa en el uso de la fibra de carbono, que aportaría la flexibilidad necesaria, en sentido vertical, para que su funcionamiento fuese análogo al de un basculante tradicional. Si bien esta idea se encuentra aún lejos de convertirse en algo tangible, sí que pone de manifiesto la constante evolución de las motocicletas y, concretamente, de los basculantes.

1.3 Motivación

1.3.1 USRacing

Este proyecto se desarrolla en colaboración con *USRacing*, el equipo oficial de motociclismo de la E.T.S.I. de Sevilla. Su objetivo es el diseño y la fabricación de un prototipo eléctrico, con la intención de participar en la competición *MotoStudent*. Este equipo se encuentra formado exclusivamente por alumnos de distintas facultades de la Universidad de Sevilla, buscando así una mayor polivalencia. Además, se divide en distintos departamentos, estando cada uno de ellos especializado en un sector. Concretamente, del presente proyecto se nutre el departamento estructural, debido a que el basculante es un elemento fundamental en la estructura de la motocicleta, como ya se ha comentado anteriormente.

Es importante remarcar que, en el desarrollo del prototipo actual, tiene una gran importancia la experiencia obtenida en las ediciones anteriores:

- I Edición (2009-2010): el equipo *USRacing* nace en el año 2009, a la par que la competición *MotoStudent*, en la que participan 28 equipos de España e Italia. El prototipo presentado iba equipado con un motor de 125cc y dos tiempos.
- II Edición (2011-2012): participaron 21 equipos y, en esta ocasión el motor era de 250cc y cuatro tiempos. Se logró un séptimo puesto.



Figura 1.10. Prototipo de la II Edición.

El basculante diseñado era tipo tubular, compuesto por perfiles rectangulares de aluminio 6082-T6, al que se añadió un refuerzo que también abrazaba la rueda para incrementar su rigidez.

- III Edición (2013-2014): el motor utilizado tenía las mismas características que en la edición anterior, mientras que la participación se elevó a 32 equipos. El prototipo presentaba la novedad de contar con elementos estructurales fabricados en fibra de carbono. Se logró un tercer puesto en el proyecto técnico de ingeniería.



Figura 1.11. Prototipo de la III Edición.

En relación al basculante, éste seguía siendo tipo tubular, pero se cambiaron los perfiles rectangulares por perfiles redondos, también de aluminio 6082-T6.

- IV Edición (2015-2016): la participación siguió al alza, contabilizándose un total de 52 equipos. El motor era de 250cc y cuatro tiempos nuevamente y, se obtuvo un cuarto puesto en el proyecto de industrialización.



Figura 1.12. Prototipo de la IV Edición.

En esta edición se diseñó un basculante tipo viga, con el que se obtuvieron buenos resultados en relación al peso y a la rigidez. También se fabricó en aluminio 6082-T6.

- V Edición (2017-2018): En comparación con ediciones anteriores, se lograron los mejores resultados en carrera, con un motor de las mismas prestaciones que las tres ediciones anteriores, a la par que la participación fue la mayor hasta el momento, superándose los 70 equipos.



Figura 1.13. Prototipo de la V Edición.

El basculante de esta edición fue una evolución del anterior. Con la misma geometría externa, se logró reducir el peso, siendo este basculante el más ligero hasta el momento, sin comprometer la rigidez. El material utilizado también fue el aluminio 6082-T6.

1.3.2 MotoStudent

La competición *MotoStudent* es promovida por *Moto Engineering Foundation* y *TechnoPark Motorland*. En ella, participan universidades de todo el mundo con prototipos de motocicleta diseñados íntegramente por alumnos de dichas universidades. En la edición actual, la competición consta de dos categorías:

- MotoStudent Electric (Motor eléctrico)
- MotoStudent Petrol (Motor de combustión interna)

El presente proyecto entra dentro de la categoría eléctrica, ya que el equipo *USRacing* decide diseñar un prototipo eléctrico para participar en esta edición.

Por otro lado, esta competición se divide en dos fases claramente diferenciadas:

- MS1: el equipo debe entregar un documento que recoja la evolución del proyecto completo, es decir, el proceso de diseño y desarrollo del prototipo. Y, además, un modelo de negocio para la fabricación en serie del prototipo diseñado.
- MS2: en esta fase se evalúa el comportamiento y la funcionalidad del prototipo ante diversas pruebas tanto estáticas como dinámicas, de manera que el equipo obtiene distintas puntuaciones en función de la respuesta del prototipo. Como cumbre de la competición se realiza una carrera en el circuito *MotorLand Aragón*, en la que se enfrentan todas las universidades participantes que hayan superado con éxito las pruebas previas.

Cada edición tiene una duración de dos años, en los que tiene lugar la fase MS1 en primer lugar y, a continuación, la fase MS2. El presente proyecto se engloba en la edición 2019-2020, que finalizará en 2021 debido a la extraordinaria situación acontecida en el último año.

En relación al diseño, la competición permite una gran flexibilidad a los equipos, aunque también impone una serie de restricciones para garantizar la seguridad del prototipo. Estas restricciones serán comentadas en capítulos posteriores.

2 DISEÑO

Este capítulo se divide en dos apartados, dentro de los cuales se definen todos requisitos de diseño, siendo algunos de ellos impuestos por la competición y por el equipo. Además, se describen en detalle los distintos tipos de ensayo que se realizarán al basculante diseñado, lo cual incluye el cálculo de las cargas a las que estará sometido el basculante durante su vida útil.

2.1 Requisitos de diseño

En primer lugar, las limitaciones de la competición en relación al basculante son bastante escasas, es decir, la normativa es flexible en ese aspecto. No se especifica el material, ni el tipo de basculante que se debe fabricar. El único requisito impuesto es puramente geométrico y, consiste en que ningún elemento de la motocicleta puede encontrarse a menos de 15 mm de cualquier punto de la superficie del neumático. Esto cobra gran importancia en el presente proyecto debido a que el basculante abraza a la rueda trasera.

Por otro lado, dentro del propio equipo *USRacing* también se imponen una serie de condiciones en relación al diseño de todos los elementos estructurales. La primera de ellas es el uso de la aleación de aluminio 6082-T6, en base a la experiencia de ediciones anteriores y, sobretodo, a sus buenas propiedades mecánicas, además de ser fácilmente soldable. En la siguiente figura se muestran dichas propiedades. Estas han sido extraídas del software específico *CES Edupack*, que contiene una gran base de datos con información de prácticamente todos los materiales utilizados en ingeniería.

Aluminum, 6082, wrought, T6			
Layout:	All attributes		Show/Hide
Mechanical properties			
Young's modulus	70	- 74	GPa
Flexural modulus	* 70	- 74	GPa
Shear modulus	25	- 27	GPa
Bulk modulus	65	- 72	GPa
Poisson's ratio	0.325	- 0.335	
Shape factor	25		
Yield strength (elastic limit)	240	- 290	MPa
Tensile strength	280	- 340	MPa
Compressive strength	295	- 326	MPa
Flexural strength (modulus of rupture)	295	- 326	MPa
Elongation	5	- 11	% strain
Hardness - Vickers	95	- 105	HV
Hardness - Brinell	95	- 105	MPa
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	90	- 100	MPa
Fatigue strength model (stress range)	61.1	- 84.7	MPa
<small>Parameters: Stress Ratio = 0, Number of Cycles = 1e7</small>			
Fracture toughness	* 33	- 35	MPa.m ^{1/2}
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 1e-4	- 0.002	

Figura 2.1. Propiedades mecánicas de la aleación de aluminio 6082-T6.

Se observan los rangos en los que se encuentran las principales propiedades mecánicas de la aleación elegida, ya que dichas propiedades varían en función del fabricante. La más importante en vista a las futuras simulaciones que se realizarán al diseño del basculante es el límite elástico, siendo este de 240 MPa como mínimo.

Debido a criterios económicos, el equipo también limita los procesos de fabricación. Concretamente, sólo se permiten el corte y la soldadura para fabricar el basculante, razón de más para emplear la aleación anteriormente comentada. Por ello, se decide que el diseño sea de tipo tubular, ya que para un basculante de tipo viga se necesitaría al menos algún proceso de mecanizado extra que encarecería notablemente el prototipo final, siendo el presupuesto del equipo muy limitado.

Por último, el resto de requisitos fundamentales de diseño establecidos durante las fases iniciales del desarrollo de este trabajo se pueden dividir en tres partes:

- **Masa:** lógicamente, el peso de cualquier elemento de la motocicleta debe ser el mínimo posible, sin llegar a comprometer la funcionalidad del mismo. En base a las ediciones anteriores y a la masa estimada del resto de componentes del prototipo, se establece como objetivo que la masa del basculante sea inferior a los 4 kg.
- **Rigidez:** para definir el rango dentro del cual debe encontrarse la rigidez del basculante se ha utilizado el libro “*Motorcycle Dynamics*” de Vittore Cossalter [15] que distingue dos tipos:
 - Rigidez lateral: 0,8 - 1,6 kN/mm
 - Rigidez torsional: 1 - 2 kN·m^o

En vista a esto, y para garantizar la seguridad y una óptima maniobrabilidad de la motocicleta, las rigideces del basculante diseñado deben encontrarse dentro de estos rangos.

- **Límite elástico:** este parámetro es básico en el diseño de todos los componentes estructurales del prototipo. Durante la vida útil del mismo, las tensiones que se producen no deben superar dicho límite elástico en ningún momento, ya que esto supondría la plastificación del material en la zona en la que tienen lugar estas tensiones y, tanto la seguridad como la funcionalidad del prototipo se verían comprometidas. Para el caso del basculante, se impone el objetivo de no superar los 190 MPa, pese a que el límite elástico de la aleación de aluminio 6082-T6 es superior, se decide trabajar con un gran coeficiente de seguridad debido al papel fundamental que juega el basculante en la seguridad de la motocicleta y, por tanto, del conductor.

En definitiva, para que un diseño se considere válido, debe cumplir todos los requisitos descritos en este apartado, bien sean impuestos por la competición y por el equipo, o bien sean criterios definidos en el desarrollo del presente proyecto.

2.2 Diseño de las simulaciones

Las distintas versiones de basculante que se diseñen se someterán a tres tipos de simulaciones distintas. Las dos primeras tienen como objetivo comprobar su rigidez tanto lateral como torsional. La última de ellas pretende simular la situación más desfavorable a la que estará sometido el basculante durante su vida útil y, de este modo, comprobar si superaría dicha situación con éxito.

2.2.1 Rigidez lateral

Esta simulación mide la capacidad del basculante de deformarse lateralmente. Para ello, se aplica una carga lateral de 1000 N en el eje de la rueda, siguiendo su dirección longitudinal y, se empostra el anclaje del basculante al chasis, tal y como se observa en la siguiente figura. Finalmente, se obtiene el máximo desplazamiento que se produce.

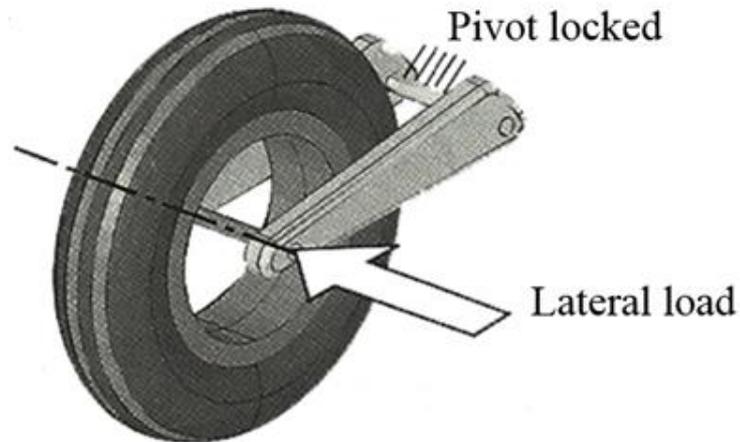


Figura 2.2. Condiciones de carga del ensayo de rigidez lateral. Extraída de [15].

Para calcular la rigidez lateral, se interpreta ésta como la carga necesaria para desplazar el basculante lateralmente 1 mm, por ello se sigue la siguiente ecuación:

$$\text{Rigidez lateral} = \frac{\text{Carga}}{\text{Desplazamiento lateral máximo}} \text{ [kN/mm]} \quad (2-1)$$

Este valor debe estar comprendido en el rango 0,8-1,6 kN/mm, para considerar la rigidez lateral del diseño válida.

2.2.2 Rigidez torsional

De manera análoga al apartado anterior, con esta simulación se mide la capacidad del basculante de deformarse torsionalmente. Para ello, se aplica un momento de 1000 N·m en el eje de la rueda y se empotra el anclaje del basculante al chasis.

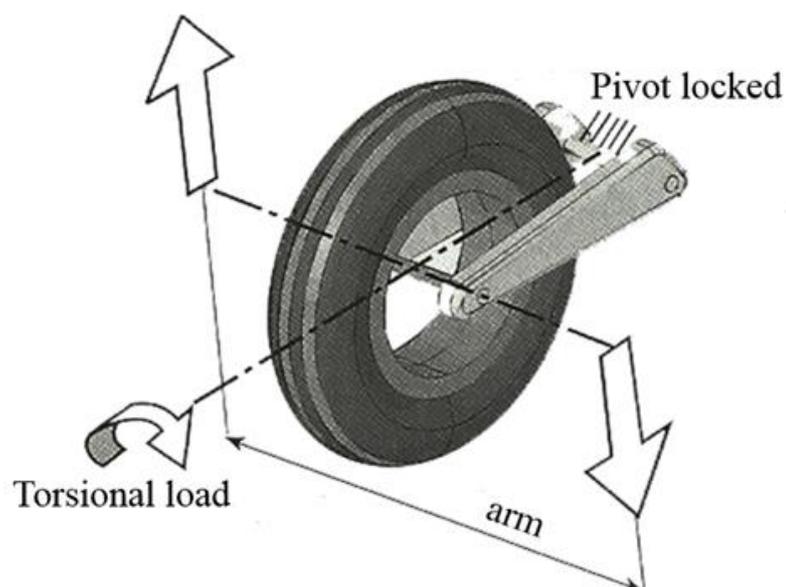


Figura 2.3. Condiciones de carga del ensayo de rigidez torsional. Extraída de [15].

Se calcula la rigidez torsional como el momento necesario para que el basculante gire 1° , siguiendo la siguiente fórmula:

$$\text{Rigidez torsional} = \frac{\text{Momento}}{\text{Giro}} \text{ [kN} \cdot \text{m/}^\circ\text{]} \quad (2-2)$$

En este caso, el giro se obtendrá a partir del máximo desplazamiento vertical de las punteras y del ancho del basculante:

$$\text{Giro} = \sin^{-1} \left(\frac{\text{Desplazamiento vertical máximo}}{\text{Ancho del basculante}/2} \right) \quad (2-3)$$

Este giro, al que se refieren las ecuaciones anteriores, se encuentra especificado gráficamente en la siguiente figura, que representa la vista trasera de un basculante deformado en un ensayo de rigidez torsional.

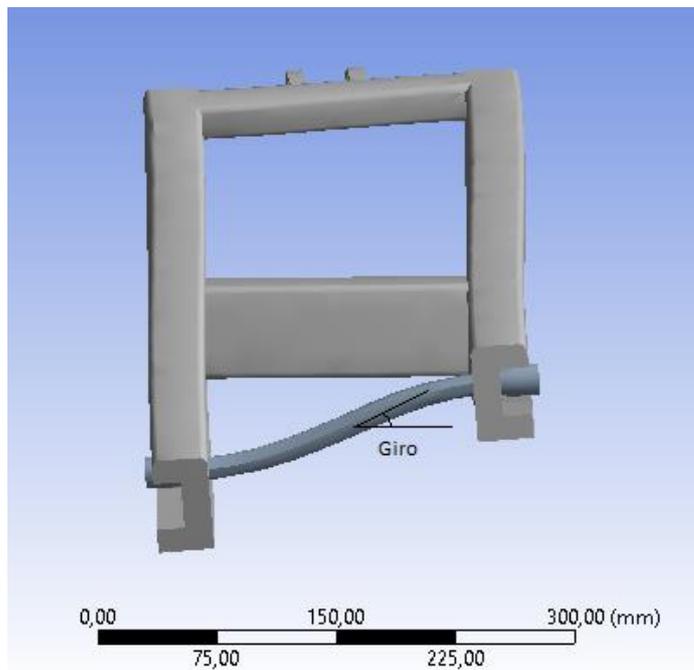


Figura 2.4. Basculante deformado en ensayo de rigidez torsional.

En la figura anterior se observa que la deformación se encuentra incrementada por un factor de amplificación, con objetivo de que la simulación sea más visual.

Para considerar aceptable el basculante diseñado, su rigidez torsional debe estar comprendida en el rango: $1-2 \text{ kN} \cdot \text{m/}^\circ$.

2.2.3 Paso por curva

En este ensayo se simula la situación más desfavorable a la que estará sometido el basculante durante su vida útil, de manera que, si es capaz de superar dicha situación, se considerará el diseño como válido para la fabricación, siempre y cuando también cumpla los criterios de rigidez.

Esta situación crítica es el paso por curva, es decir, el momento en el que el prototipo toma la curva más cerrada posible. Añadiendo, además, la condición de que el prototipo se encuentra en aceleración en dicho momento, por lo que la cadena produce una compresión en el basculante.

A diferencia de las dos simulaciones anteriores, en las que el módulo de las cargas se define arbitrariamente para analizar las rigideces, en este caso se calculan con exactitud las cargas que sufrirá el basculante durante el paso por curva, suponiendo en todo momento las condiciones más críticas posibles.

2.2.3.1 Paso por curva

La primera carga será la del propio paso por curva, que supone una reacción al peso y a la fuerza centrífuga.

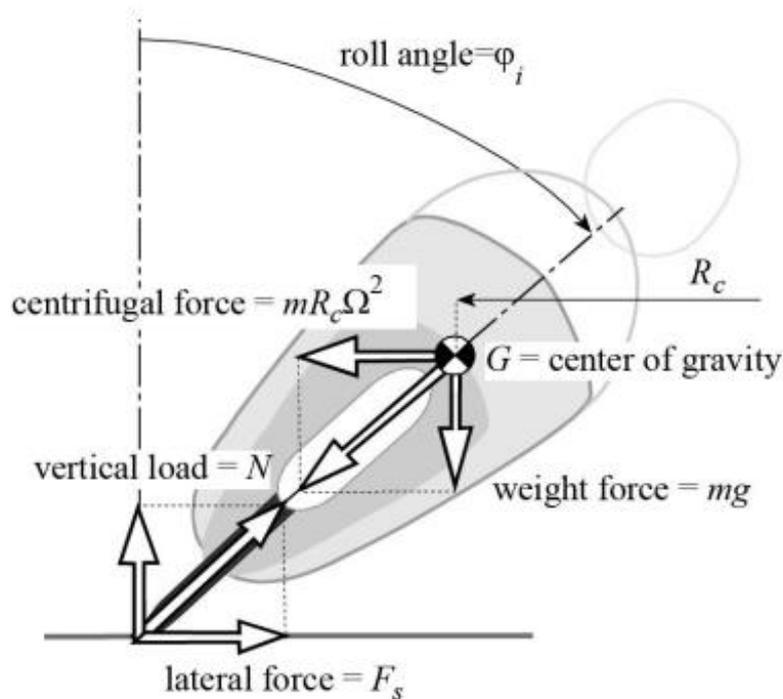


Figura 2.5. Cargas del paso por curva. Extraída de [15].

Para definir el peso se suponen unas masas de 130 kg para el prototipo y de 70 kg para el piloto, valores sobredimensionados para garantizar la seguridad.

$$P = m \cdot g = (130 + 70) \cdot 9,8 = 1960 \text{ N}$$

Por otro lado, para la obtención de la fuerza centrífuga, en base a ediciones anteriores, se utilizan datos típicos del paso por curva de Moto3, los cuales son una velocidad de 150 km/h y una inclinación de 45°. Lógicamente en el caso del prototipo estos valores serán inferiores a los de Moto3, pero se opta por utilizar dichos datos para garantizar nuevamente la seguridad del prototipo.

Siguiendo el libro “*Motorcycle Dynamics*” de Vittore Cossalter [15], a partir de los datos anteriores, se calcula el radio de curvatura que posteriormente será utilizado para obtener la fuerza centrífuga.

$$R_c = \frac{v^2}{g \cdot \tan \varphi} \quad (2-4)$$

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R_c} \quad (2-5)$$

Entonces, al ser conocidos todos los datos necesarios se pueden calcular dichas magnitudes:

$$R_c = \frac{\left(150 \cdot \frac{1000}{3600}\right)^2}{9,8 \cdot \tan 45} \approx 175 \text{ m}$$

$$F_c = (130 + 70) \cdot \frac{\left(150 \cdot \frac{1000}{3600}\right)^2}{175} = 1984,13 \text{ N}$$

El siguiente paso es obtener el valor de la normal y de la fuerza lateral que aparecen en la rueda trasera como reacción al peso y a la fuerza centrífuga respectivamente.

$$N = P = 1960 \text{ N}$$

$$F_s = F_c = 1984,13 \text{ N}$$

Cabe destacar que ambas reacciones tienen lugar íntegramente en el neumático trasero debido a que se supone que la motocicleta se encuentra en aceleración, de manera que el neumático delantero apenas está en contacto con el suelo. Esta suposición concuerda con buscar siempre la situación más crítica.

A continuación, se descomponen estas reacciones en una componente paralela a la vertical de la motocicleta (subíndice 1) y otra perpendicular a esta última (subíndice 2), tal y como se observa en la siguiente figura.

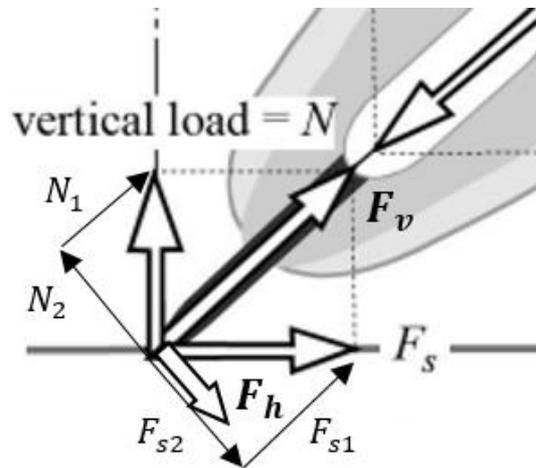


Figura 2.6. Descomposición de reacciones de paso por curva. Extraída de [15].

Sabiendo que la vertical de la motocicleta se encuentra inclinada 45° respecto a la normal del suelo, se calculan dichas componentes:

$$N_1 = N \cdot \cos \varphi = 1960 \cdot \cos 45 = 1385,93 \text{ N}$$

$$N_2 = N \cdot \sin \varphi = 1960 \cdot \sin 45 = 1385,93 \text{ N}$$

$$F_{s1} = F_s \cdot \cos(90 - \varphi) = 1984,13 \cdot \cos 45 = 1402,99 \text{ N}$$

$$F_{s2} = F_s \cdot \sin(90 - \varphi) = 1984,13 \cdot \sin 45 = 1402,99 \text{ N}$$

Finalmente, utilizando la descomposición anterior, se obtienen las siguientes resultantes:

$$F_v = N_1 + F_{s1} = 2788,92 \text{ N}$$

$$F_h = F_{s2} - N_2 = 17,06 \text{ N}$$

En los ensayos a realizar al basculante, la carga F_v se traslada directamente al eje de la rueda. Sin embargo, la carga F_h provoca un momento torsor en el basculante proporcional al radio de la rueda:

Una vez conocidos todos los datos necesarios se obtiene:

$$F_{sa} = 5380,87 \text{ N}$$

Para el cálculo de esta carga no se ha tenido en cuenta el ángulo de inclinación de la cadena. Esto se debe a que dicho ángulo varía a lo largo del recorrido de la suspensión y, la recomendación del libro utilizado en este cálculo es ignorar dicha inclinación [1].

2.2.3.3 Respuesta de la suspensión

En primer lugar, a partir de este subcapítulo el término suspensión se referirá al conjunto formado por el muelle más el amortiguador que complementa a todos los basculantes y que suele estar unido al chasis por el otro extremo, como es el caso del presente prototipo de *USRacing*.

La carga que ejerce la suspensión sobre el basculante en el paso por curva se calcula como una respuesta a las dos cargas anteriores. Esto se debe a que en el anclaje del basculante al chasis hay unos rodamientos, lo cual quiere decir que se trata de un apoyo cilíndrico. Por tanto, la respuesta de la suspensión debe equilibrar las cargas que sufre el eje de la rueda para que el basculante permanezca estático en los ensayos.

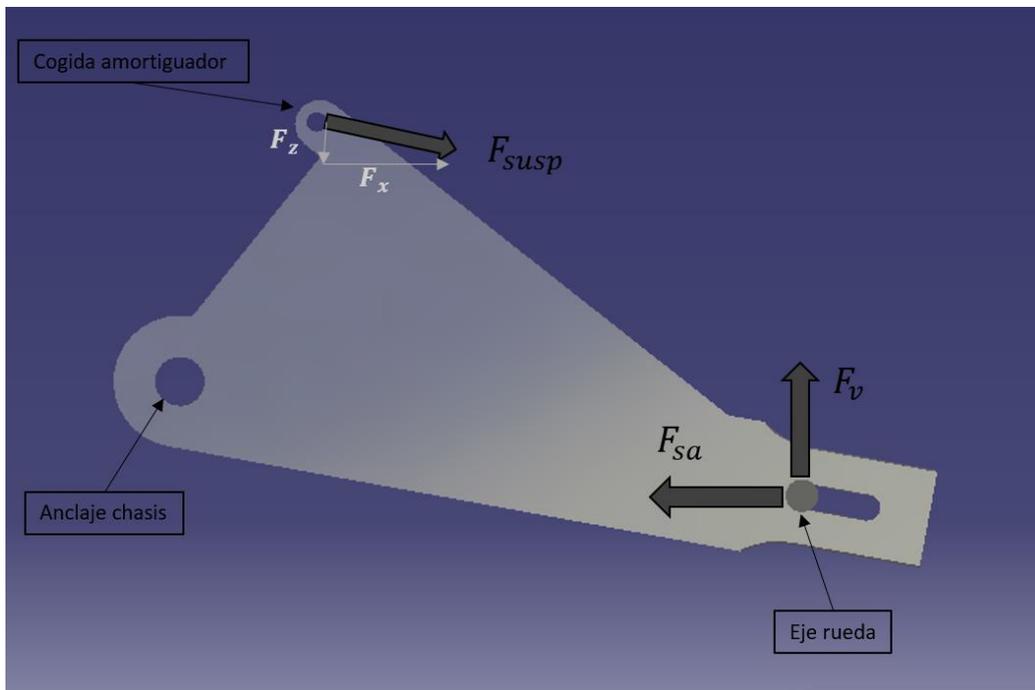


Figura 2.8. Cargas durante paso por curva.

En la figura anterior se observa la vista lateral de un diseño preliminar. En ella se representan la carga vertical producida por el propio paso por curva F_v y la carga producida por el efecto de la cadena F_{sa} , ambas aplicadas en el eje de la rueda. En la parte superior se encuentra la cogida del amortiguador, zona en la que se ubica la respuesta de la suspensión F_{susp} .

Para la realización de los ensayos, en el anclaje al chasis se aplica una condición de apoyo cilíndrico, simulando así los rodamientos que se colocarán en el prototipo. Por ello, se debe definir la respuesta de la suspensión haciendo un equilibrio de momentos en el anclaje al chasis. De este modo, el basculante permanecerá estático en las simulaciones.

Entonces, para la obtención de la respuesta del amortiguador se necesitan las distancias entre los puntos de aplicación de las fuerzas y el anclaje al chasis, las cuales son conocidas. Sin embargo, también es necesario el ángulo de inclinación de la fuerza que ejerce la suspensión, es decir, el ángulo de inclinación del conjunto muelle-amortiguador. Aquí, se presenta la problemática de que dicho ángulo varía conforme se comprime la suspensión, por ello se elabora un proceso iterativo de resolución:

- i. Se toma como ángulo inicial el ángulo de inclinación de la suspensión descargada.
- ii. Utilizando dicho ángulo de inclinación y haciendo equilibrio de momentos en el anclaje, se obtiene el módulo de la fuerza de la suspensión. Además, sabiendo que la constante elástica del muelle es de 90 N/mm se puede obtener la compresión de la suspensión.

Todo esto se encuentra programado en *Excel*, de manera que simplemente hay que colocar los datos en la plantilla que se observa en la siguiente figura y se obtienen automáticamente la fuerza de la suspensión, sus componentes, y la compresión de la misma.

Tabla 2–2. Plantilla de *Excel* para obtener la fuerza de la suspensión.

Datos		
Carga paso por curva		N
Carga cadena		N
dx cogida - anclaje		mm
dz cogida - anclaje		mm
dx eje - anclaje		mm
dz eje - anclaje		mm
Ángulo F_{susp}		°

Fuerza Suspensión		
F_x		N
F_z		N
F_{susp}		N
Compresión		mm

- iii. A continuación, se utiliza un modelo del basculante unido a la suspensión realizado con el software *Catia*. En él, sólo se tienen en cuenta los parámetros geométricos que influyen en las inclinaciones del basculante y de la suspensión, a lo largo del recorrido de esta última.

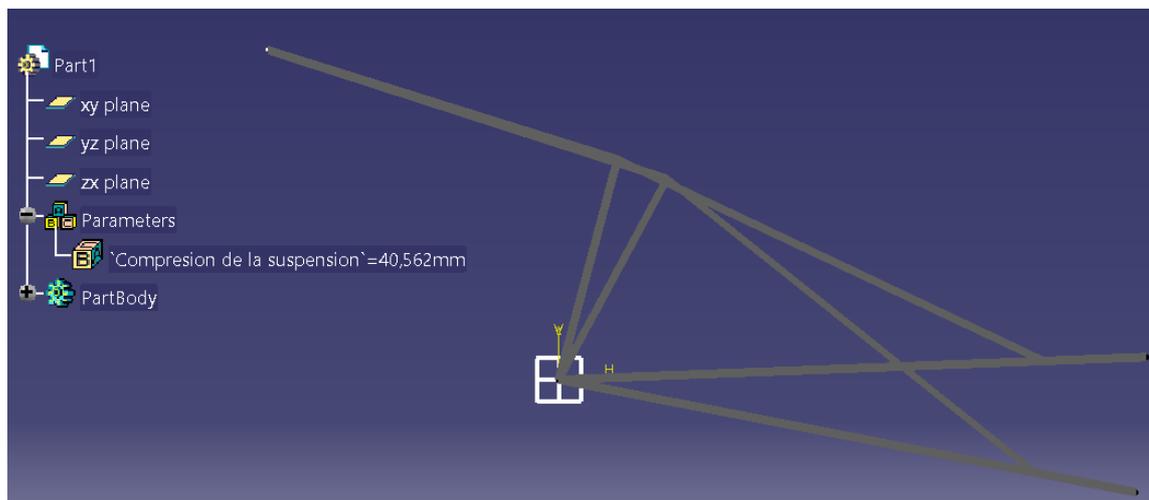


Figura 2.9. Simulación del movimiento del conjunto basculante-suspensión .

Este programa permite simular el movimiento del conjunto en función de la compresión de la suspensión, que se introduce manualmente como un parámetro. En la figura anterior se observa una situación inicial con compresión nula y una situación en la que la suspensión se encuentra comprimida.

El procedimiento consiste en introducir el valor de la compresión, obtenido en el punto anterior, en los parámetros del programa, que se encuentran en la parte izquierda de la figura. Una vez se haya movido el conjunto, se mide el nuevo ángulo de inclinación de la suspensión.

- iv. Si dicho ángulo coincide con el utilizado en el punto ii. se da por finalizado el proceso iterativo. En caso contrario, se repite el proceso desde el punto ii. actualizando el valor del ángulo de inclinación de la F_{susp} .

Una vez haya finalizado el proceso iterativo, se obtiene la fuerza que la suspensión ejerce en el basculante. Para realizar los futuros ensayos se utilizan las componentes F_x y F_z , que se aplicarán en la cogida del amortiguador.

A continuación, se muestra una tabla que recopila todas las condiciones de contorno que se deben colocar en los ensayos de paso por curva:

Tabla 2–3. Condiciones de contorno para ensayos de paso por curva

Tipo	Valor	Ubicación
Carga (F_v)	2788,92 N	Eje de la rueda
Momento (M_h)	5,12 N·m	Eje de la rueda
Carga (F_{sa})	5380,87 N	Eje de la rueda
Carga (F_{susp})	Depende de geometría	Cogida del amortiguador
Apoyo	Cilíndrico	Anclaje al chasis

Se observa en dicha tabla que todas las condiciones de contorno se encuentran ya definidas a excepción de la fuerza de la suspensión, que depende de la geometría del modelo a ensayar. Por lo que, para cada ensayo se deberá utilizar la plantilla de *Excel* diseñada, además del proceso iterativo anteriormente comentado, con lo que se obtendrá el valor de dicha carga.

El ensayo se considera superado por el modelo si no se alcanza la tensión de 190 MPa en ninguna zona. Esto, unido a valores aceptables de rigidez lateral y torsional, determina que el modelo es apto para la fabricación y la implementación en el prototipo.

3 ENSAYOS

En el desarrollo de este capítulo se muestran las distintas versiones del basculante diseñadas durante el avance del proyecto. Dichos modelos se someten a los ensayos descritos en el anterior capítulo para obtener unos resultados, en función de los cuales se optimiza el diseño.

3.1 Introducción

En este proyecto se han utilizado dos softwares principalmente. Para diseñar los modelos se emplea *Catia* y, a continuación, éstos se exportan al software *ANSYS Workbench* para ser sometidos a los ensayos y obtener los resultados, según los cuales se modifica el diseño y se vuelve a ensayar. Por tanto, debe haber una relación bidireccional entre ambos programas, al tratarse de un proceso iterativo. También se utiliza *Excel* para automatizar el cálculo de las rigideces en función de los resultados obtenidos, concretamente de los desplazamientos.

En todas las versiones de basculante diseñadas, el material utilizado para definir el modelo es la aleación de aluminio 6082-T6. Por ello, de manera previa a realizar cada ensayo, se introduce en el *ANSYS Workbench* la curva de comportamiento de este material, además de algunas propiedades mecánicas, con el objetivo de que el nivel de rigurosidad de los resultados sea el máximo posible.

Tabla 3–1. Propiedades mecánicas de la aleación 6082-T6. Extraídas de [17].

Propiedades	Valor
Límite elástico (σ_y)	260 MPa
Límite de rotura (σ_{UTS})	310 MPa
Módulo de Young (E)	70 GPa

En la tabla anterior se muestran las principales propiedades mecánicas que se introducen en el software específico. Por otro lado, para definir la curva de comportamiento del material se utiliza la aproximación de Ramberg-Osgood definida según la siguiente ecuación, también extraída de [17].

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + 0,002 \cdot \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^{30} \quad (3-1)$$

El primer sumando representa la deformación elástica ε_e , mientras que el segundo sumando representa la deformación plástica ε_p .

Siguiendo la ecuación anterior y utilizando *Excel*, se obtienen numerosos puntos de la aproximación de Ramberg-Osgood, debido a que *ANSYS Workbench* define la curva de comportamiento como una curva tipo multilínea, es decir, cuantos más puntos se introduzcan en el software más precisa será la curva. En la siguiente tabla se observan todos los puntos de la curva definidos.

Tabla 3-2. Puntos de la curva de comportamiento Ramberg-Osgood.

Ramberg-Osgood			
Tensión (MPa)	Deformación Elástica	Deformación Plástica	Deformación Total
0	0,0000	0,0000	0,0000
10	0,0001	0,0000	0,0001
20	0,0003	0,0000	0,0003
30	0,0004	0,0000	0,0004
40	0,0006	0,0000	0,0006
50	0,0007	0,0000	0,0007
60	0,0009	0,0000	0,0009
70	0,0010	0,0000	0,0010
80	0,0011	0,0000	0,0011
90	0,0013	0,0000	0,0013
100	0,0014	0,0000	0,0014
110	0,0016	0,0000	0,0016
120	0,0017	0,0000	0,0017
130	0,0019	0,0000	0,0019
140	0,0020	0,0000	0,0020
150	0,0021	0,0000	0,0021
160	0,0023	0,0000	0,0023
170	0,0024	0,0000	0,0024
180	0,0026	0,0000	0,0026
190	0,0027	0,0000	0,0027
200	0,0029	0,0000	0,0029
210	0,0030	0,0000	0,0030
220	0,0031	0,0000	0,0032
230	0,0033	0,0001	0,0033
240	0,0034	0,0002	0,0036
250	0,0036	0,0006	0,0042
260	0,0037	0,0020	0,0057
265	0,0038	0,0035	0,0073
270	0,0039	0,0062	0,0101
275	0,0039	0,0108	0,0147
280	0,0040	0,0185	0,0225
285	0,0041	0,0314	0,0355
290	0,0041	0,0529	0,0571
295	0,0042	0,0884	0,0926
300	0,0043	0,1464	0,1507
305	0,0044	0,2403	0,2447
310	0,0044	0,3915	0,3959

A partir de los datos de la tabla anterior se puede definir gráficamente la curva de comportamiento de la aleación de aluminio 6082-T6.

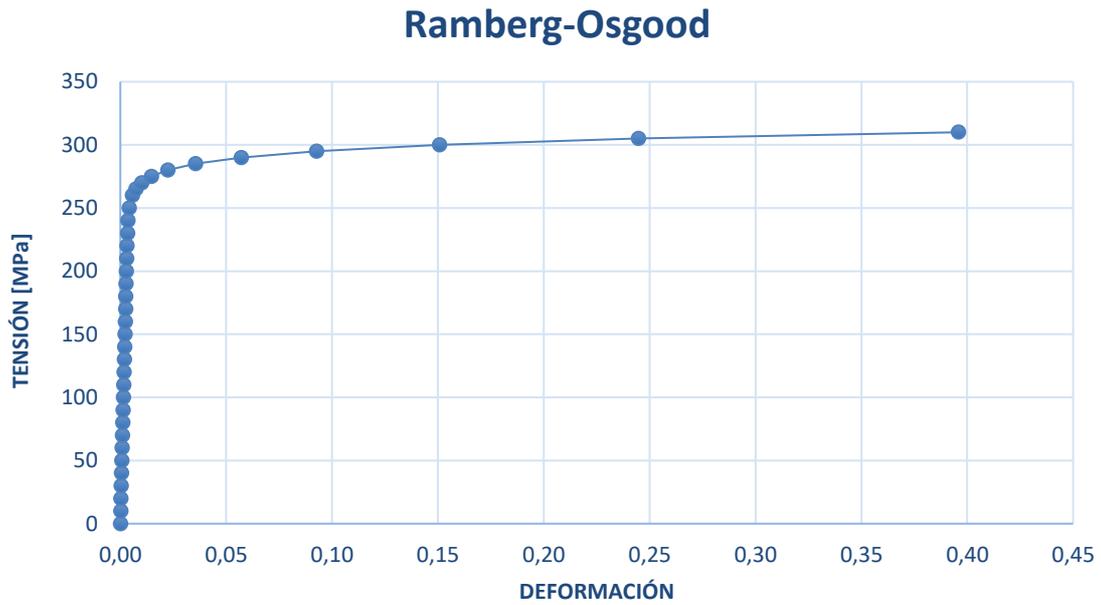


Figura 3.1. Aproximación de Ramberg-Osgood de la aleación de aluminio 6082-T6.

El siguiente paso es importar la curva de comportamiento en el software específico en el que se realizan los ensayos.

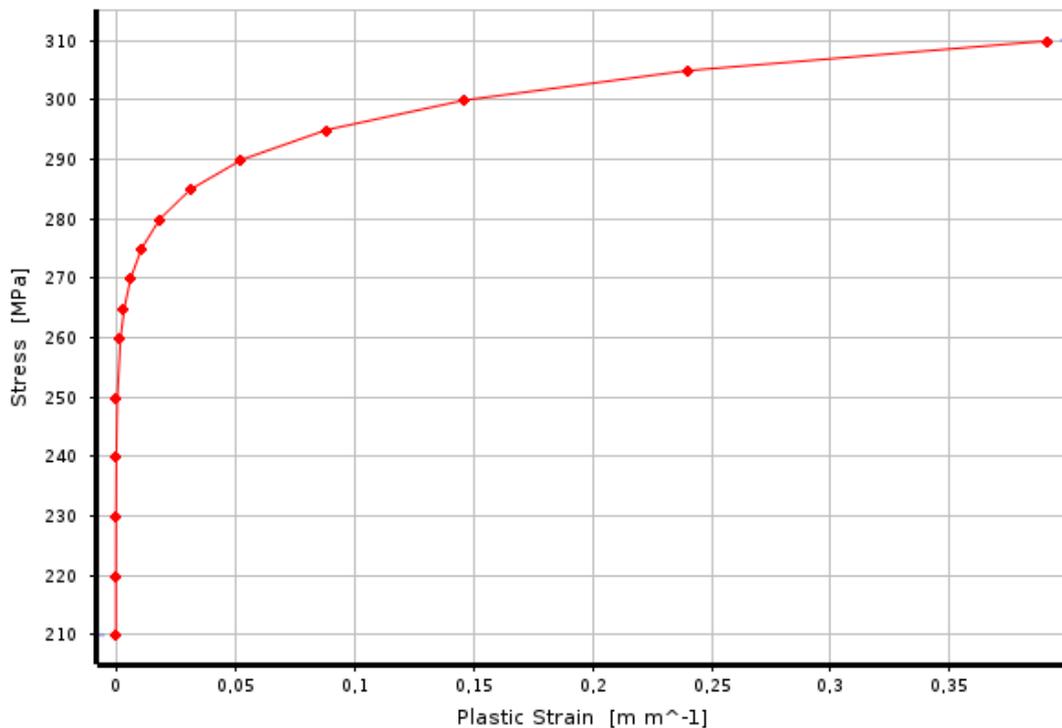


Figura 3.2. Curva de comportamiento de la aleación de aluminio 6082-T6 en *ANSYS Workbench*.

Una vez importadas las propiedades mecánicas y la curva de comportamiento, se da por definido el material del basculante para los ensayos. Por otro lado, además del basculante, en estos ensayos se encuentra presente otra pieza, el eje de la rueda trasera. A diferencia del basculante, esta pieza se fabricará de acero y, al no ser objeto de estudio del presente proyecto su comportamiento, la definición del material en el software no es tan detallada como la del aluminio 6082-T6.

3.2 Versión 1

3.2.1 Diseño

La premisa fundamental de esta versión es que el basculante sea de tipo tubular. El primer diseño realizado es notablemente básico, ya que es la primera toma de contacto con los ensayos. Presenta una masa de 3,078 kg.

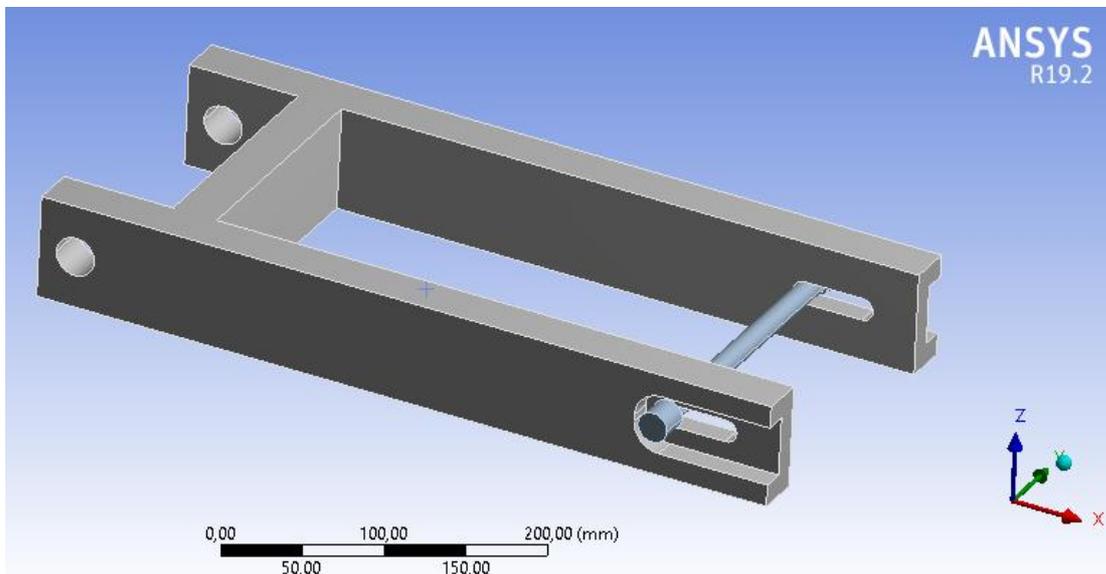


Figura 3.3. Diseño de la versión 1.

Este diseño consta de tres partes fundamentales. En primer lugar, en la parte izquierda de la figura anterior, los anclajes al chasis que son macizos y presentan un agujero. Por otro lado, en la parte derecha, las punteras, también macizas, que están en contacto con el eje de la rueda a través de unas ranuras. Por último, se utilizan barras rectangulares huecas de sección 70 mm x 30 mm x 2 mm, para ambos brazos del basculante y el puente que los une.

El mallado de este modelo también es notablemente básico. Se emplean elementos tetraédricos con un tamaño del elemento de 4 mm, el resto de opciones se dejan en automático.

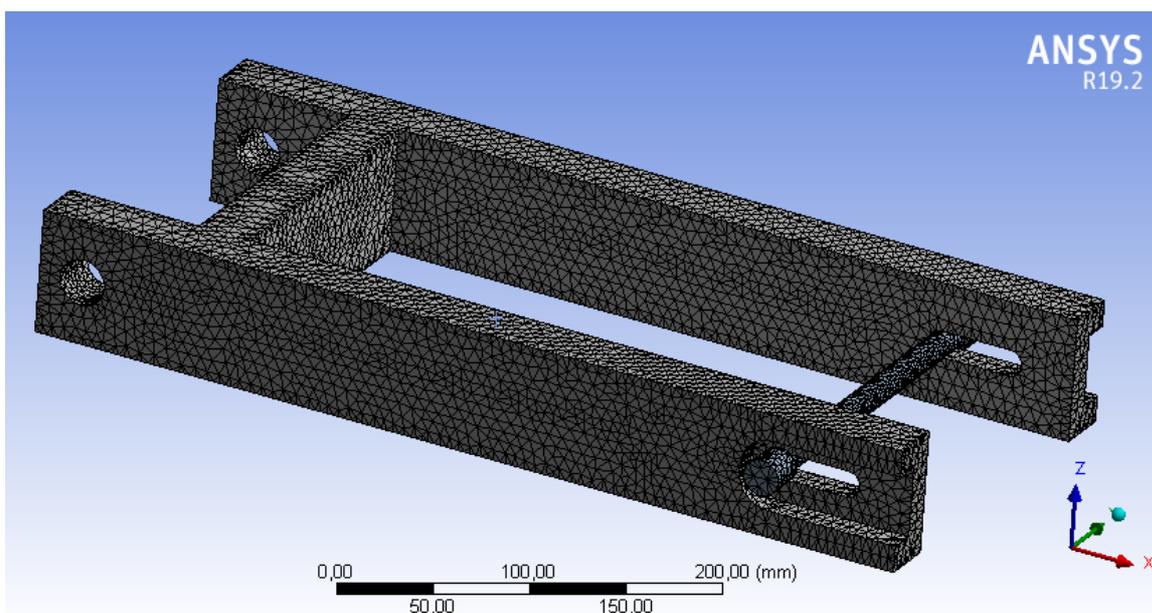


Figura 3.4. Mallado de la versión 1.

3.2.2 Rigidez lateral

Las condiciones de contorno de este ensayo son las explicadas en capítulos anteriores y serán idénticas para todas las versiones. Consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y una carga lateral de 1000 N en el eje de la rueda.

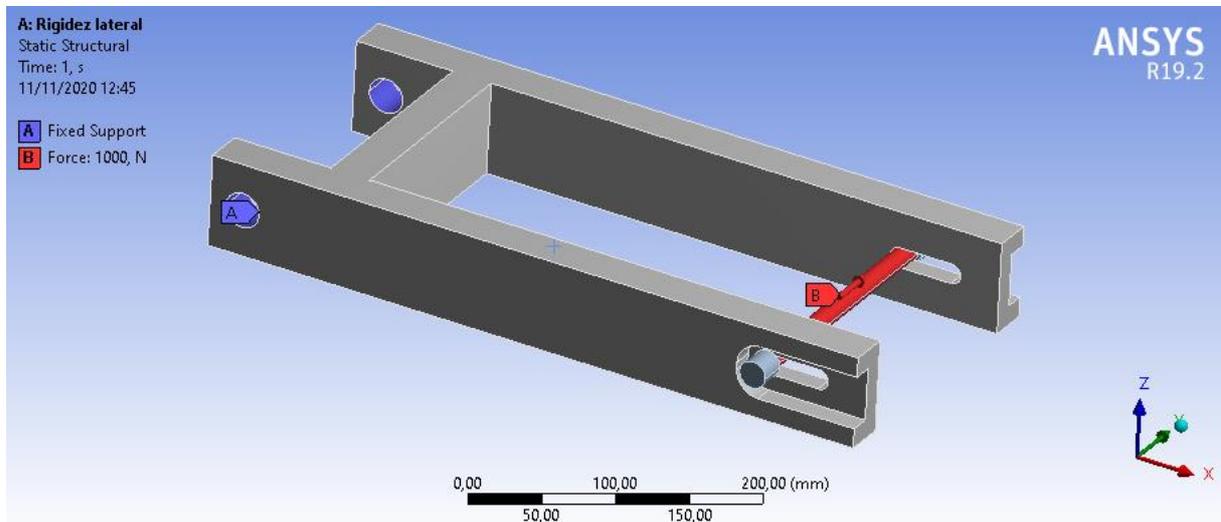


Figura 3.5. Condiciones de contorno para ensayo de rigidez lateral de la versión 1.

En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos, concretamente los desplazamientos según el eje Y. Es importante remarcar que solo interesan los resultados del propio basculante, por lo que el eje de la rueda no será objeto de análisis.

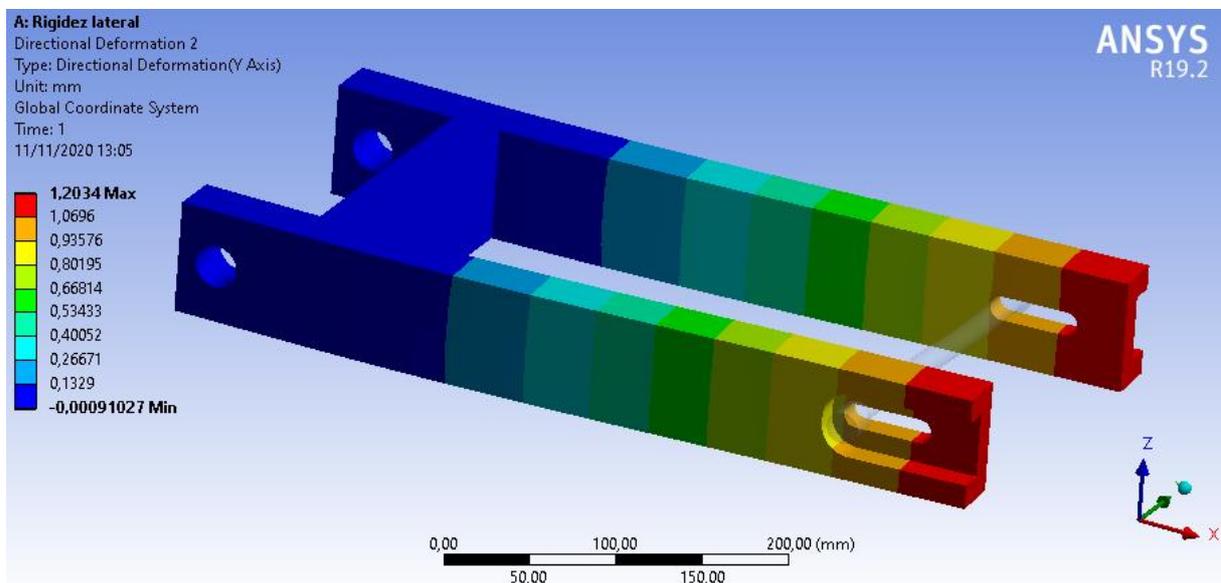


Figura 3.6. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 1.

El desplazamiento máximo se produce lógicamente en las punteras del basculante y presenta un valor de 1,2034 mm, a partir del cual se calcula la rigidez lateral del modelo.

Tabla 3-3. Rigidez lateral de la versión 1.

Rigidez lateral (0,8-1,6 kN/mm)		Valor	Unidades
	Carga	1,0000	kN
	Máx. desplazamiento	1,2034	mm
	Rigidez lateral	0,8310	kN/mm

Se obtiene una rigidez lateral de **0,8310 kN/mm**, lo cual es un valor aceptable, al estar comprendido dentro del rango objetivo. Sin embargo, se encuentra demasiado cerca del límite inferior de dicho rango, por lo que para el próximo diseño se buscará incrementar dicha rigidez para tener un mayor margen seguridad.

3.2.3 Rigidez torsional

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y un momento de 1000 N·m en el eje de la rueda según el eje X global. También serán idénticas estas condiciones de contorno para todas las versiones.

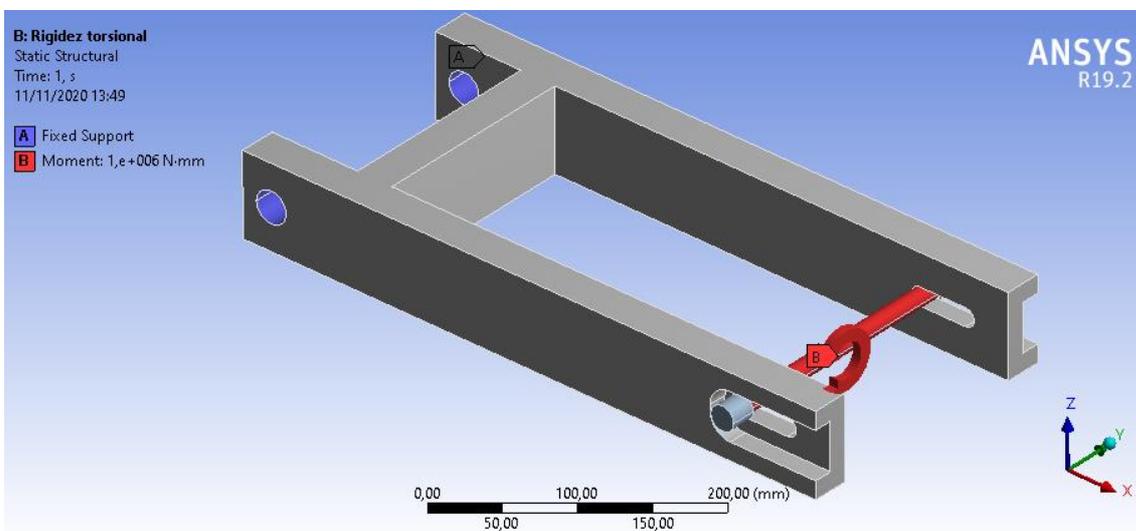


Figura 3.7. Condiciones de contorno para ensayo de rigidez torsional de la versión 1.

En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos, concretamente los desplazamientos según el eje Z, obviando los resultados del eje de la rueda.

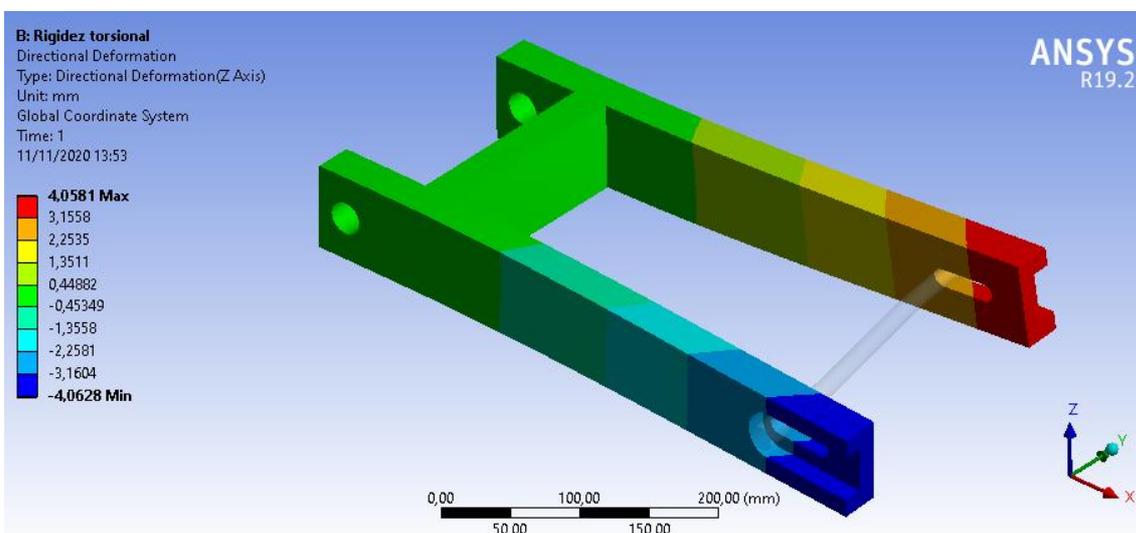


Figura 3.8. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 1.

El desplazamiento máximo se produce nuevamente en las punteras del basculante y presenta un valor de 4,0581 mm, a partir del cual se obtiene la rigidez torsional del modelo.

Tabla 3-4. Rigidez torsional de la versión 1.

Rigidez torsional (1-2 kN·m/º)		Valor	Unidades
	Momento	1,0000	kN·m
	Máx. desplazamiento	4,0581	mm
	Giro	2,0581	º
	Rigidez torsional	0,4859	kN·m/º

La rigidez torsional de este modelo es de **0,4859 kN·m/º**, valor muy lejano al rango objetivo. Se comprueba de este modo que la versión 1 es poco rígida torsionalmente, por lo que el objetivo fundamental del próximo diseño es mejorar este aspecto.

3.3 Versión 2

3.3.1 Diseño

Observando los resultados de la versión 1, se comprueba que hay que incrementar la rigidez torsional. Para ello, se añaden dos barras en ángulo a ambos brazos del basculante, de manera que éstos quedan triangulados. Además, se incorpora otra barra al diseño para unir ambas triangulaciones por sus vértices superiores. En ella, se coloca la cogida del amortiguador, que es un elemento indispensable en el basculante.

La masa de esta versión es de 4,4085 kg, valor superior al del modelo anterior, debido fundamentalmente a la incorporación de las nuevas barras.

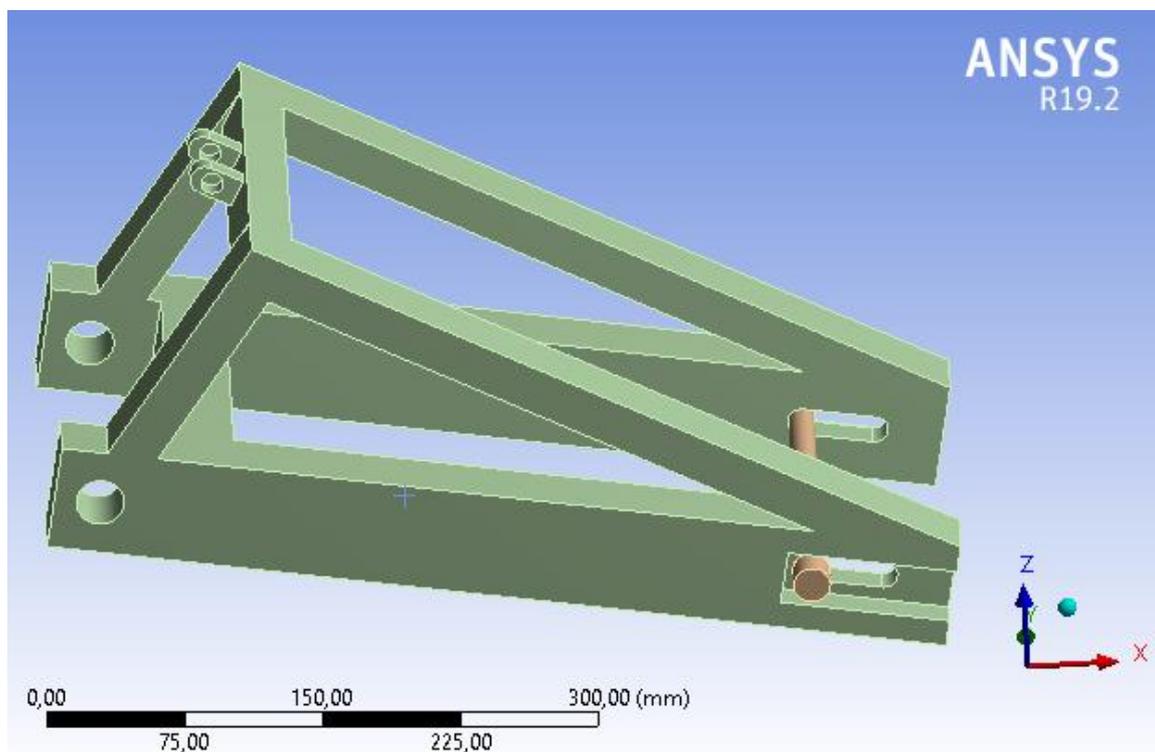


Figura 3.9. Diseño de la versión 2.

En esta versión se utilizan tres tipos de barra rectangular hueca. Los brazos principales, y el puente que los une, son de sección 60 mm x 35 mm x 3 mm, mientras que las barras que forman las triangulaciones son de sección 35 mm x 25 mm x 3 mm. Por último, la barra en la que se encuentra la cogida del amortiguador es de sección 25 mm x 25 mm x 3 mm. De la versión 1 se mantienen los anclajes al chasis y las punteras.

El mallado de este modelo es análogo al de la versión anterior. El único parámetro que se introduce es un tamaño del elemento de 4 mm, el resto de opciones se dejan en automático.

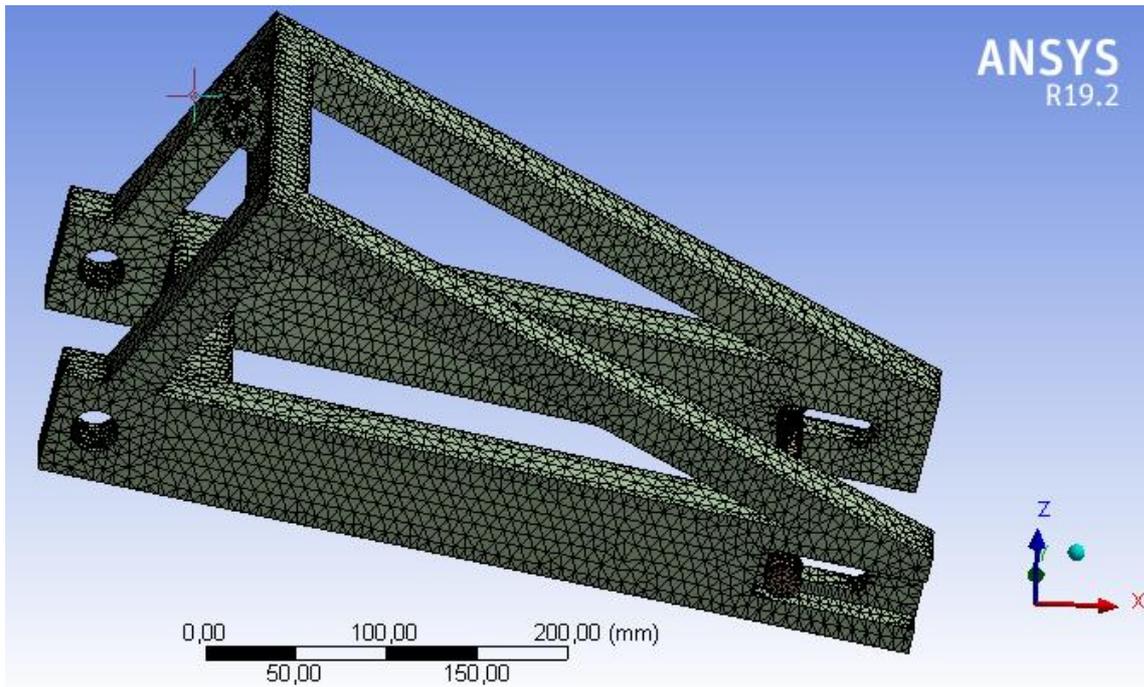


Figura 3.10. Mallado de la versión 2.

3.3.2 Rigidez lateral

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y una carga lateral de 1000 N en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los desplazamientos según el eje Y obtenidos.

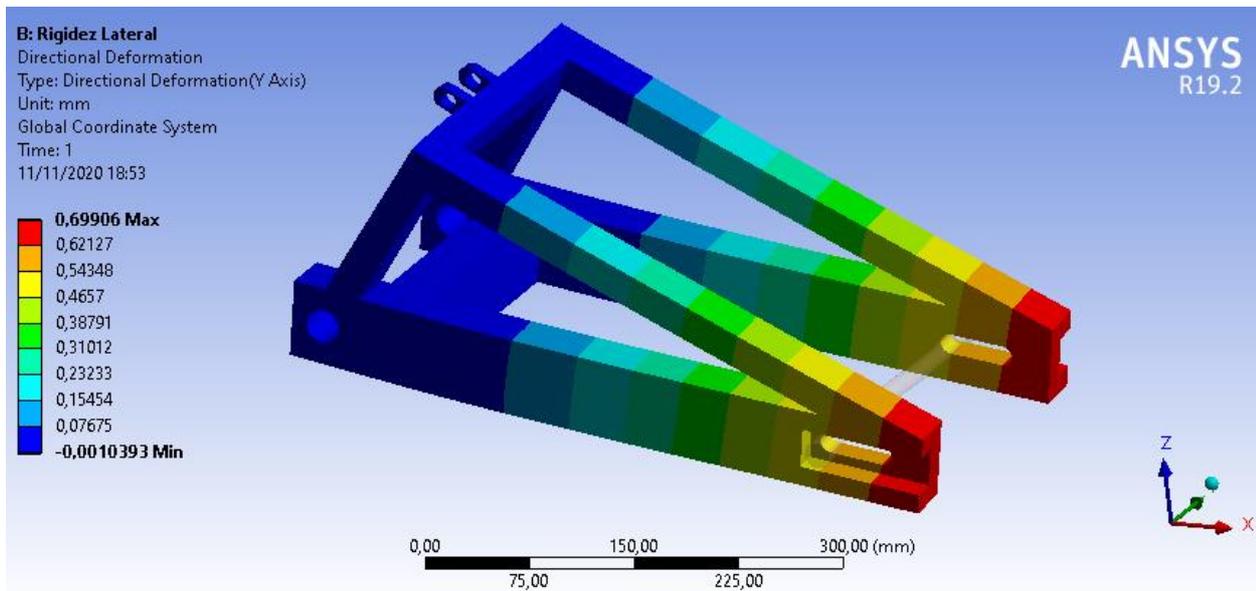


Figura 3.11. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 2.

El desplazamiento máximo se produce en las punteras del basculante y presenta un valor de 0,69906 mm, a partir del cual se obtiene la rigidez lateral del modelo.

Tabla 3–5. Rigidez lateral de la versión 2.

Rigidez lateral (0,8-1,6 kN/mm)		Valor	Unidades
	Carga	1,0000	kN
	Máx. desplazamiento	0,6991	mm
	Rigidez lateral	1,4305	kN/mm

La rigidez lateral de este modelo es de **1,4305 kN/mm**, valor que se considera aceptable al encontrarse dentro del rango objetivo. Se comprueba que los nuevos perfiles utilizados, además de las barras auxiliares añadidas, incrementan la rigidez lateral considerablemente.

3.3.3 Rigidez torsional

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y, un momento de 1000 N·m en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los desplazamientos según el eje Z obtenidos

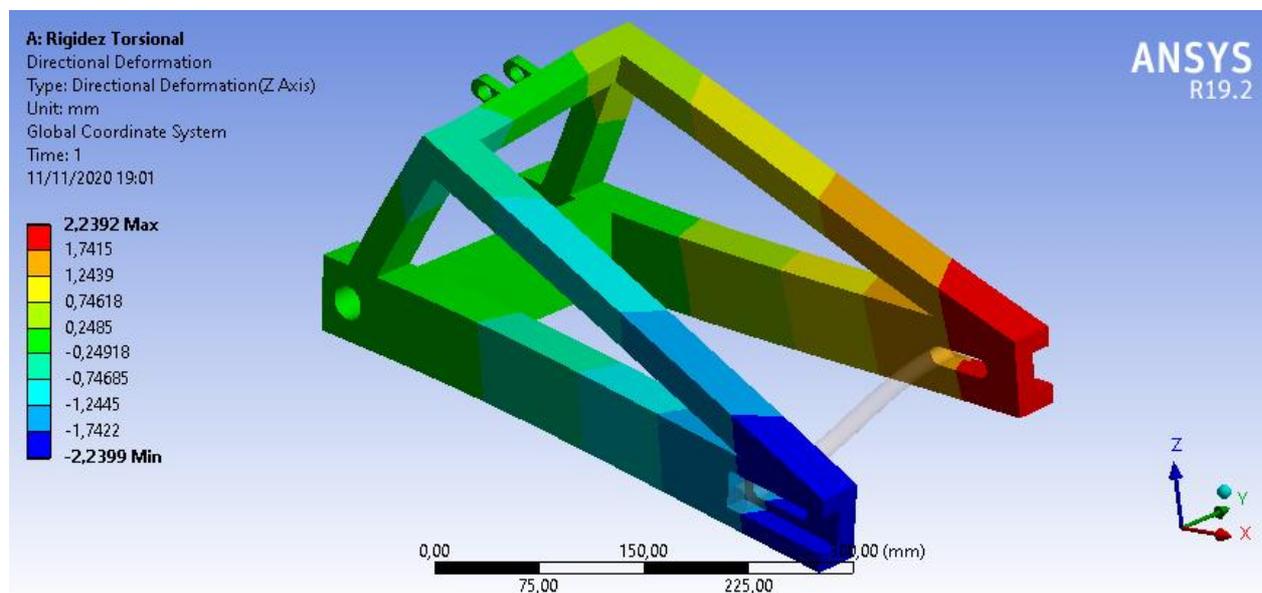


Figura 3.12. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 2.

El desplazamiento máximo se produce en las punteras del basculante y presenta un valor de 2,2392 mm.

Tabla 3–6. Rigidez torsional de la versión 2.

Rigidez torsional (1-2 kN·m/º)		Valor	Unidades
	Momento	1,0000	kN·m
	Máx. desplazamiento	2,2392	mm
	Giro	1,0873	º
	Rigidez torsional	0,9197	kN·m/º

Se obtiene una rigidez torsional de **0,9197 kN·m/º**, valor que sigue sin ser aceptable. Sin embargo, se observa que las triangulaciones presentan una gran influencia en la rigidez torsional, llegando incluso a doblar el valor obtenido con la versión 1. Para el próximo diseño, se debe seguir incrementando el valor de esta rigidez hasta que se encuentre dentro del rango objetivo. Aunque hay que tener en cuenta que el valor de la rigidez lateral es cercano a su límite superior, por lo que no debe incrementarse en exceso.

3.4 Versión 3

3.4.1 Diseño

Partiendo del diseño anterior se decide incorporar unas cartelas en ambas triangulaciones con objetivo de mejorar la rigidez torsional sin incrementar la rigidez lateral. Se observa que esta nueva versión tiene una masa de 4,5883 kg, por lo que se comprueba que las cartelas no influyen en exceso.

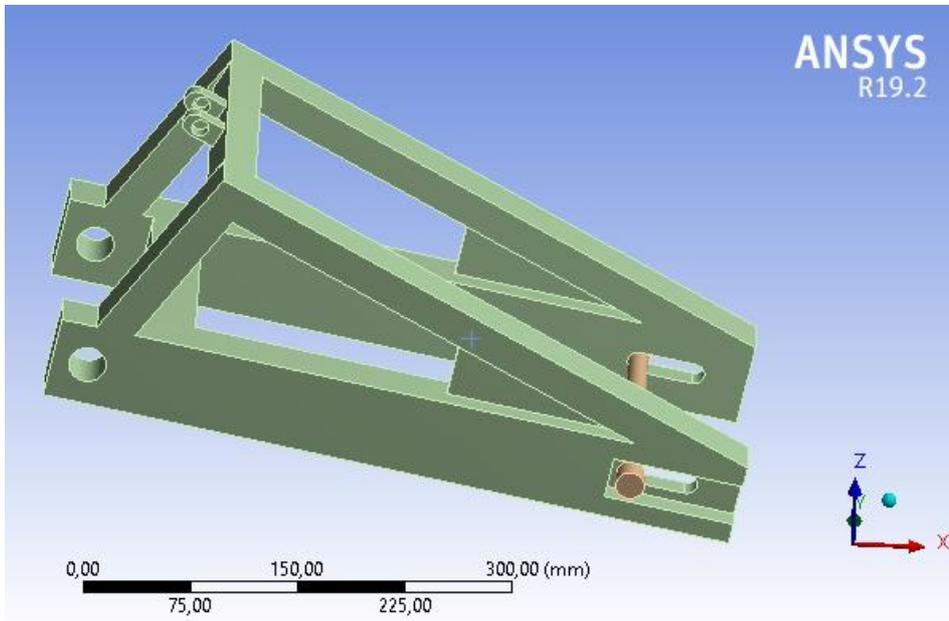


Figura 3.13. Diseño de la versión 3.

En esta versión todas las barras son idénticas a las de la versión 2, la única novedad son las cartelas que tienen un espesor de 5 mm.

El mallado de este modelo también es análogo al de la versión anterior. El único parámetro que se introduce es un tamaño del elemento de 4 mm, el resto de opciones se dejan en automático.

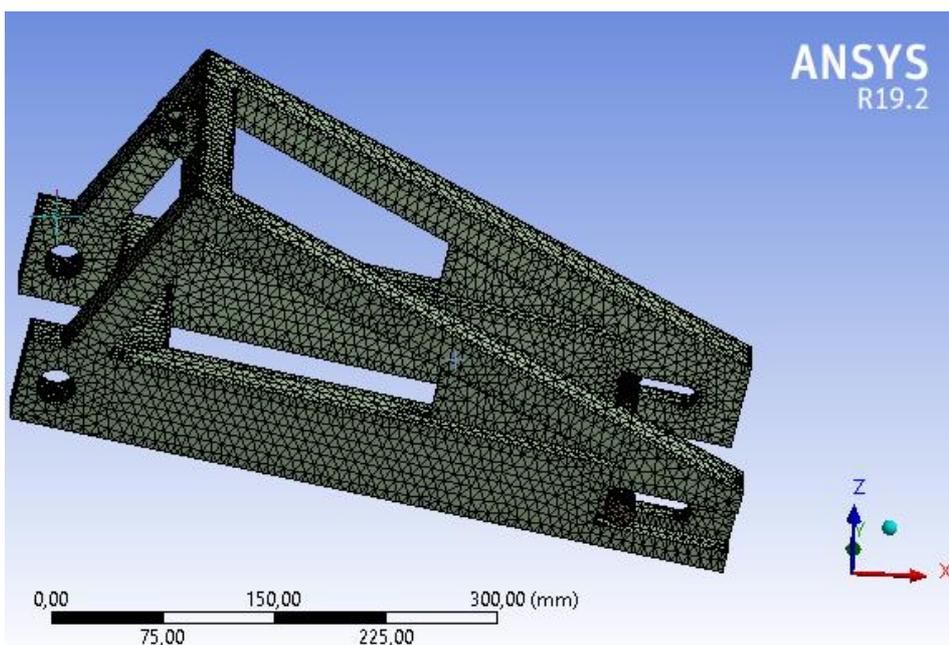


Figura 3.14. Mallado de la versión 3.

3.4.2 Rigidez lateral

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y una carga lateral de 1000 N en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los desplazamientos según el eje Y obtenidos.

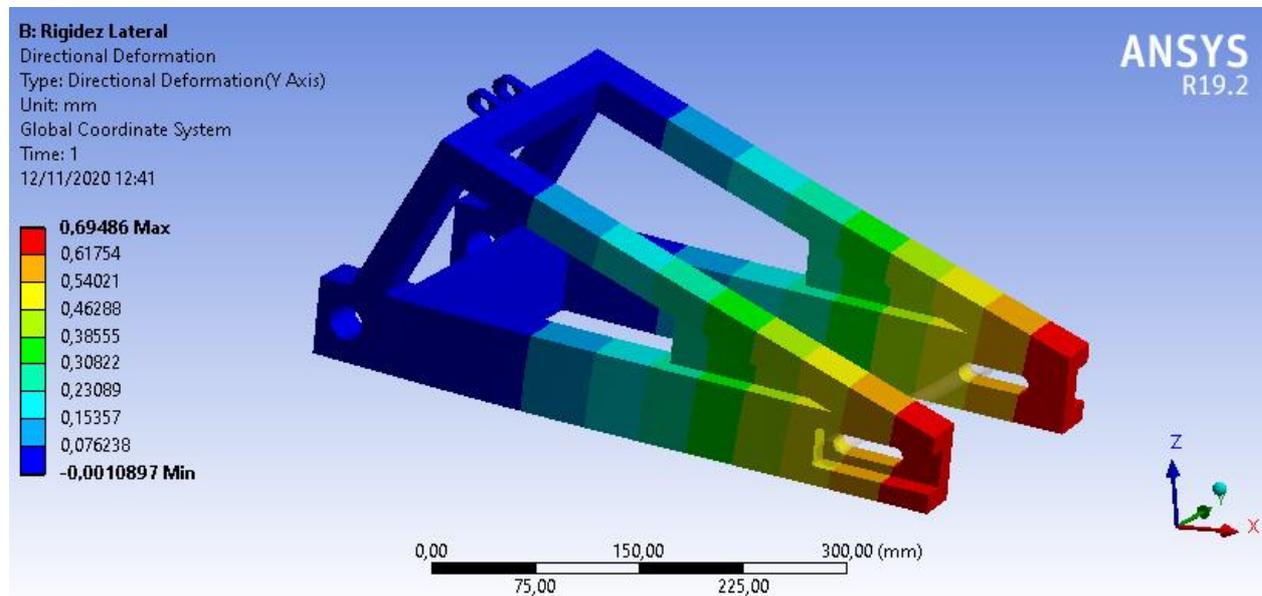


Figura 3.15. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 3.

El desplazamiento máximo se produce en las punteras del basculante y presenta un valor de 0,69486 mm, a partir del cual se calcula la rigidez lateral del modelo.

Tabla 3–7. Rigidez lateral de la versión 3.

Rigidez lateral (0,8-1,6 kN/mm)		Valor	Unidades
	Carga	1,0000	kN
	Máx. desplazamiento	0,6949	mm
	Rigidez lateral	1,4391	kN/mm

Se obtiene una rigidez lateral de **1,4391 kN/mm**, prácticamente idéntica al de la versión 2. Por lo que se concluye que la incorporación de cartelas no influye en esta rigidez.

3.4.3 Rigidez torsional

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y, un momento de 1000 N·m en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos, concretamente los desplazamientos según el eje Z.

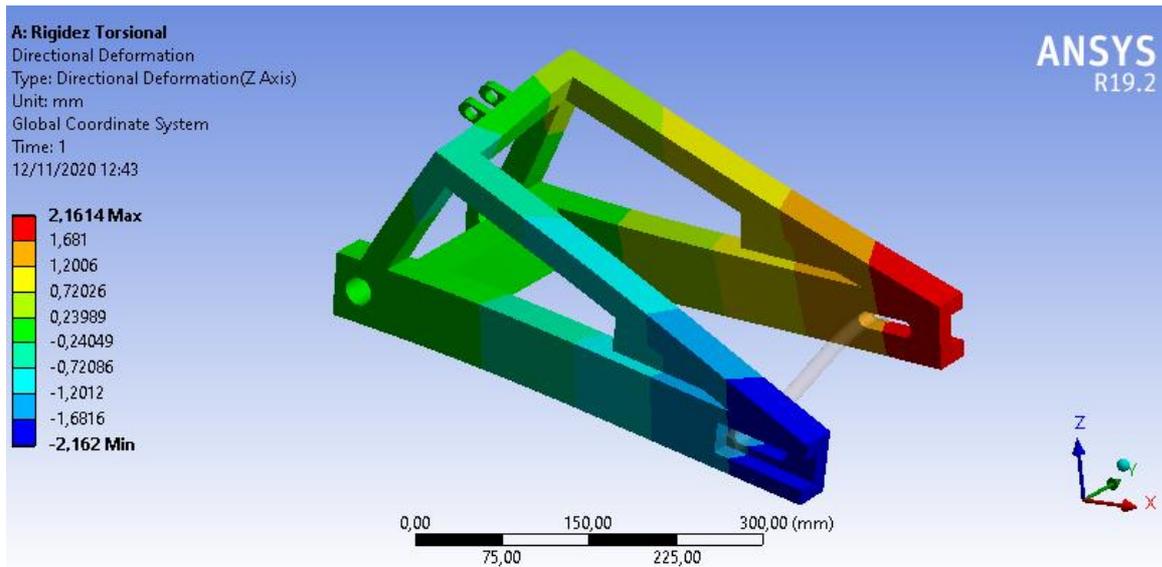


Figura 3.16. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 3.

El desplazamiento máximo se produce en las punteras del basculante y presenta un valor de 2,1614 mm, a partir del cual se calcula la rigidez torsional del modelo siguiendo la siguiente tabla.

Tabla 3–8. Rigidez torsional de la versión 3.

Rigidez torsional (1-2 kN·m/°)		Valor	Unidades
	Momento	1,0000	kN·m
	Máx. desplazamiento	2,1614	mm
	Giro	1,0495	°
	Rigidez torsional	0,9528	kN·m/°

Se obtiene una rigidez torsional de **0,9528 kN·m/°**, valor que sigue sin ser aceptable. Sin embargo, se comprueba efectivamente que las cartelas incrementan levemente la rigidez torsional, sin poner en riesgo la rigidez lateral ni el peso del basculante, por ello se decide aumentar su longitud en el próximo modelo.

3.5 Versión 4

3.5.1 Diseño

En este diseño se incorporan unas cartelas con la máxima longitud posible, de manera que cubran por completo las triangulaciones. La masa de esta versión es de 4,8035 kg.

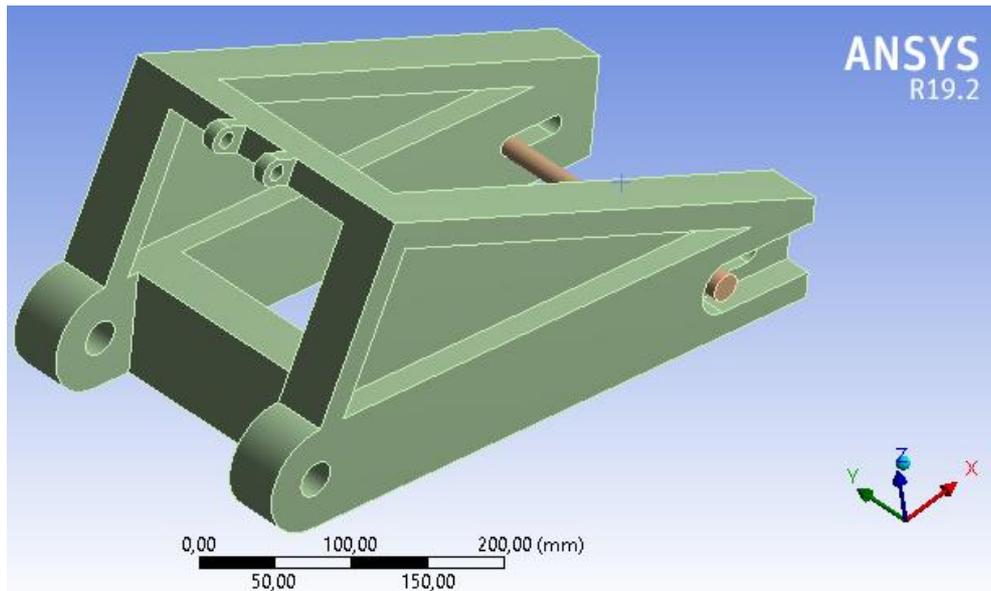


Figura 3.17. Diseño de la versión 4.

En esta versión se utilizan dos tipos de barra rectangular hueca. Los brazos principales, y el puente que los une, son de sección 80 mm x 40 mm x 1,5 mm, mientras que las barras que forman las triangulaciones y la de la cogida del amortiguador son de sección 40 mm x 20 mm x 2 mm. El espesor de la cartela se reduce a 2 mm. Por otro lado, se redondean los anclajes al chasis para reducir peso eliminando material que no influye en el comportamiento del basculante.

El mallado de este modelo también es análogo al de la versión anterior. El único parámetro que se introduce es un tamaño del elemento de 4 mm, el resto de opciones se dejan en automático.

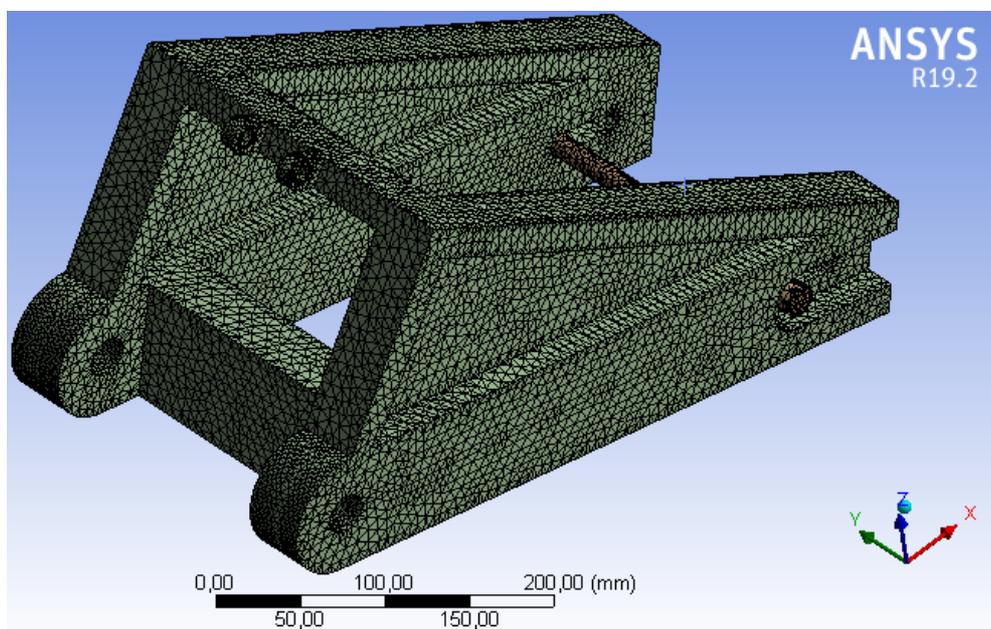


Figura 3.18. Mallado de la versión 4.

3.5.2 Rigidez lateral

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y una carga lateral de 1000 N en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los desplazamientos según el eje Y obtenidos.

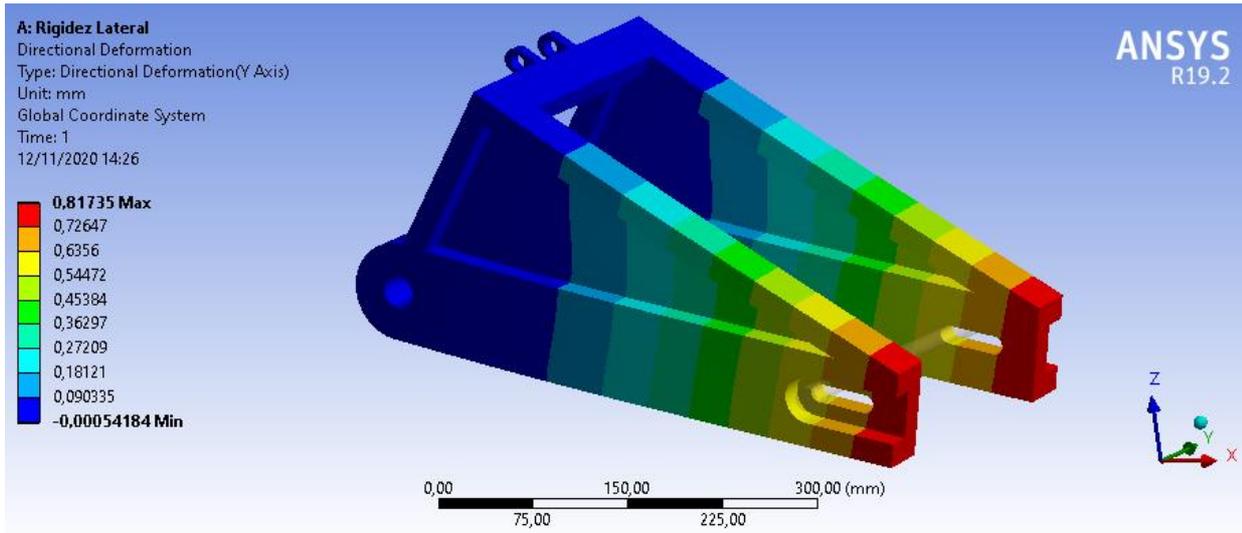


Figura 3.19. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 4.

El desplazamiento máximo se produce en las punteras del basculante y presenta un valor de 0,81735 mm, a partir del cual se obtiene la rigidez lateral del modelo.

Tabla 3–9. Rigidez lateral de la versión 4.

Rigidez lateral (0,8-1,6 kN/mm)		Valor	Unidades
	Carga	1,0000	kN
	Máx. desplazamiento	0,8174	mm
	Rigidez lateral	1,2235	kN/mm

La rigidez lateral de esta versión es de **1,2235 kN/mm**, valor que se considera aceptable al encontrarse dentro del rango objetivo. Aunque esta rigidez se ha visto reducida respecto a la versión anterior debido al cambio de los perfiles de las barras.

3.5.3 Rigidez torsional

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y, un momento de 1000 N·m en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los desplazamientos según el eje Z obtenidos.

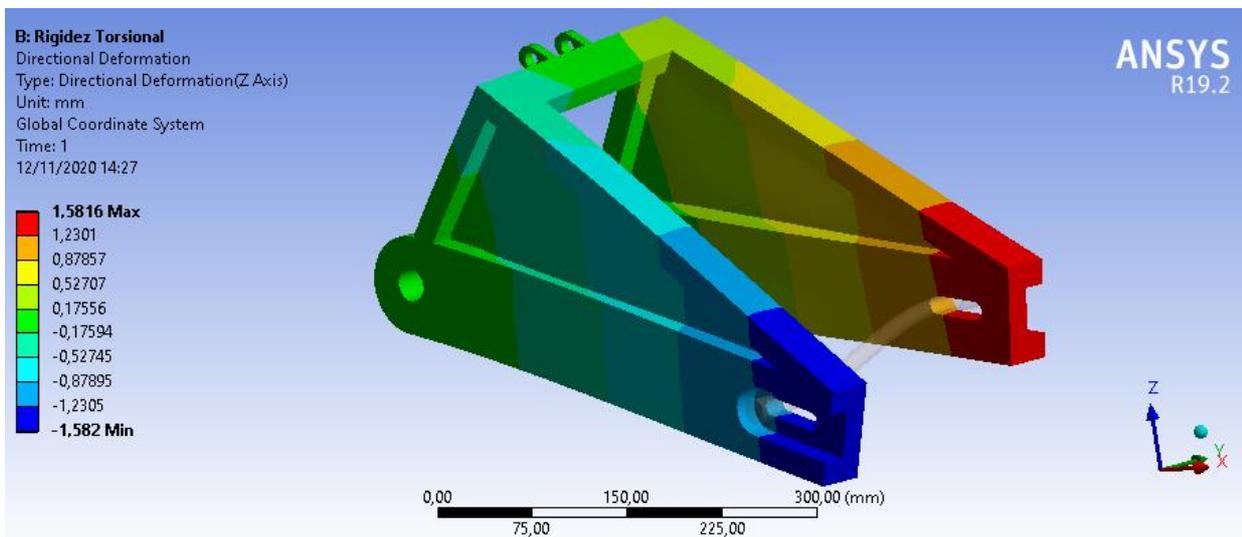


Figura 3.20. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 4.

El desplazamiento máximo se produce nuevamente en las punteras del basculante y presenta un valor de 1,5816 mm.

Tabla 3–10. Rigidez torsional de la versión 4.

Rigidez torsional (1-2 kN·m/º)		Valor	Unidades
	Momento	1,0000	kN·m
	Máx. desplazamiento	1,5816	mm
	Giro	0,7368	º
	Rigidez torsional	1,3573	kN·m/º

Se obtiene una rigidez torsional de **1,3573 kN·m/º**. Este valor se ha visto incrementado respecto a la versión anterior gracias a la incorporación de las cartelas, por lo que se justifica su incorporación en el modelo. Además, esta es la primera versión que cumple con el criterio de rigidez torsional a la par que con el de rigidez lateral. Sin embargo, su masa es excesiva, por lo que se debe seguir optimizando el diseño para reducirla sin que esto suponga pérdida de rigidez.

3.6 Versión 5

3.6.1 Diseño

La variación fundamental de este diseño respecto al anterior está relacionada con el puente que une los dos brazos principales del basculante. En el ensayo de rigidez torsional, esta barra está sometida exclusivamente a torsión, por lo que se decide que sea de sección circular en lugar de rectangular. Este tipo de barra trabaja notablemente mejor a torsión, ya que las secciones perpendiculares a su eje permanecen planas y sólo existen tensiones tangenciales.

Además, dicha barra se traslada para que sea concéntrica a los anclajes al chasis. Al realizar este cambio, el puente está más alejado del neumático trasero, por lo que se podría reducir la longitud del basculante como máximo hasta que el puente y el neumático se encontrasen a la distancia mínima de seguridad (15 mm). Sin embargo, esta disminución de la longitud se imposibilita por la posición de la barra de la cogida del amortiguador, que ya se encuentra a una distancia muy reducida de la superficie del neumático. Esta versión presenta una masa de 4,8120 kg.

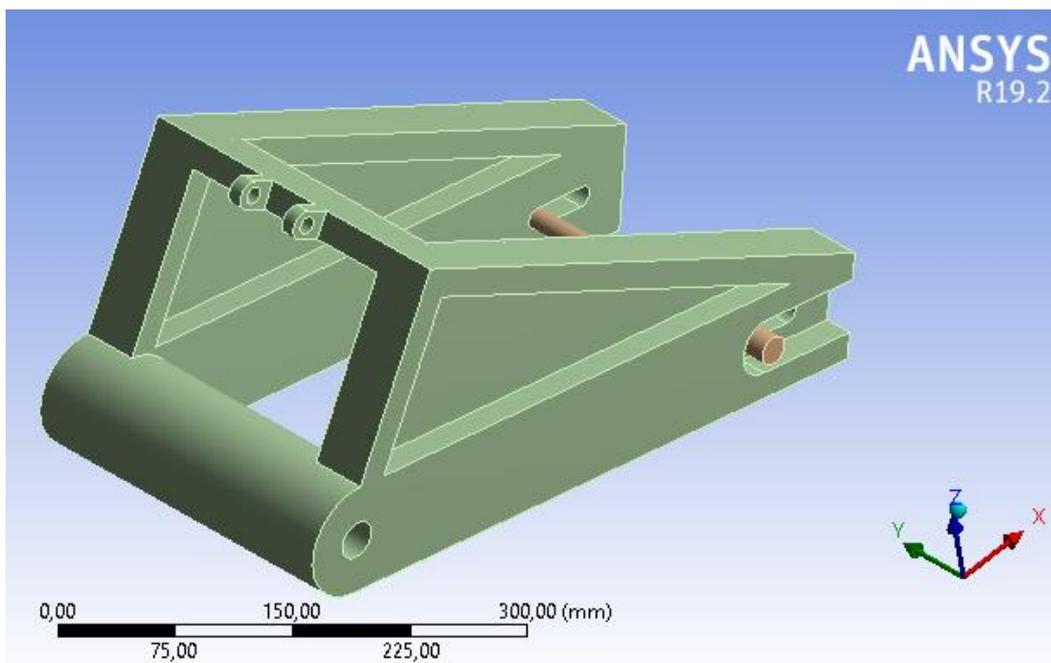


Figura 3.21. Diseño de la versión 5.

Todas las barras tienen la misma sección que en la versión anterior, a excepción del puente, que en este caso es una barra de sección circular con 80 mm de diámetro exterior y 1,5 mm de espesor. Las cartelas mantienen el espesor de 2 mm.

El mallado de este modelo también es análogo al de la versión anterior. Se emplean elementos tetraédricos de orden cuadrático con un tamaño del elemento de 4 mm.

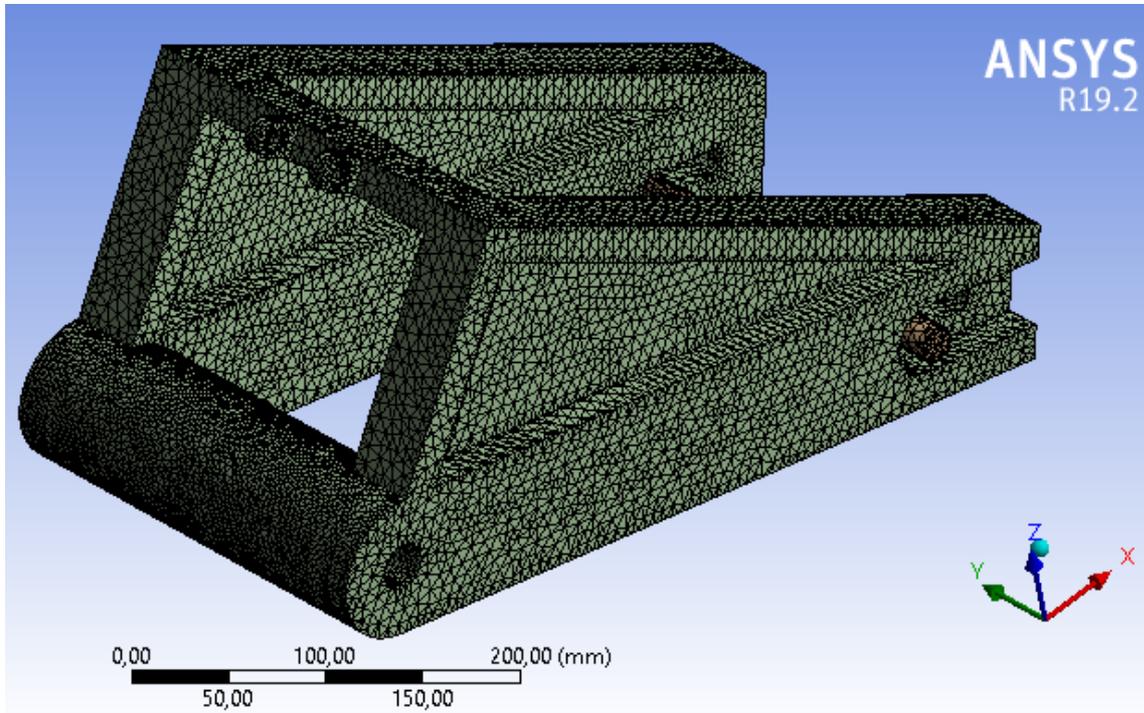


Figura 3.22. Mallado de la versión 5.

3.6.2 Rigidez lateral

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y una carga lateral de 1000 N en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los desplazamientos según el eje Y obtenidos.

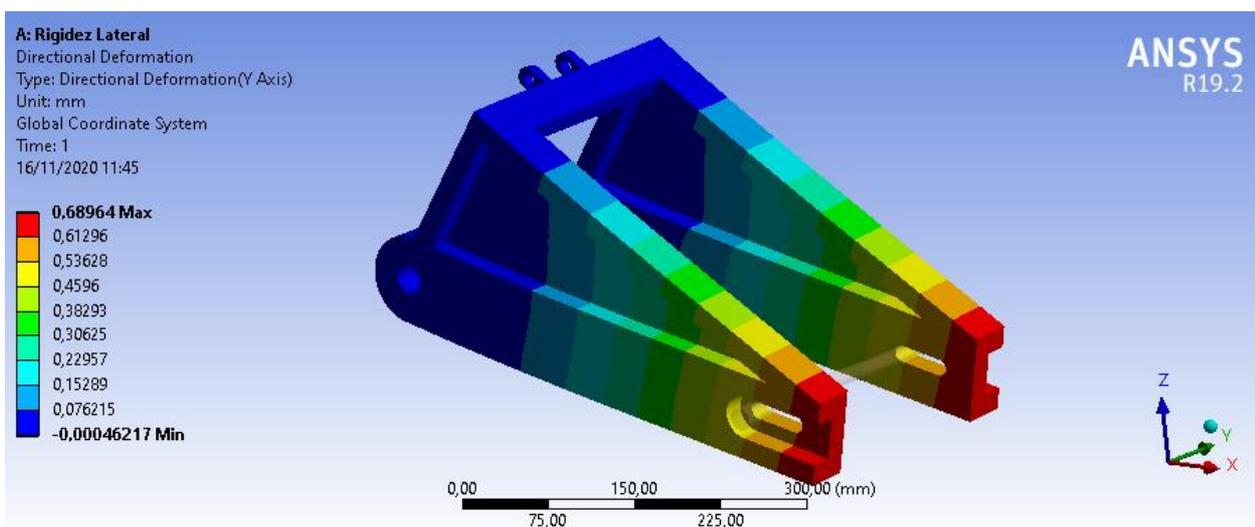


Figura 3.23. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 5.

El desplazamiento máximo se produce en las punteras del basculante y presenta un valor de 0,68964 mm.

Tabla 3–11. Rigidez lateral de la versión 5.

Rigidez lateral (0,8-1,6 kN/mm)		Valor	Unidades
	Carga	1,0000	kN
	Máx. desplazamiento	0,6869	mm
	Rigidez lateral	1,4557	kN/mm

Se obtiene una rigidez lateral de **1,4557 kN/mm**, por lo que se comprueba que el nuevo puente incrementa la rigidez lateral. Este valor se considera aceptable al encontrarse dentro del rango objetivo.

3.6.3 Rigidez torsional

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y, un momento de 1000 N·m en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los desplazamientos según el eje Z obtenidos.

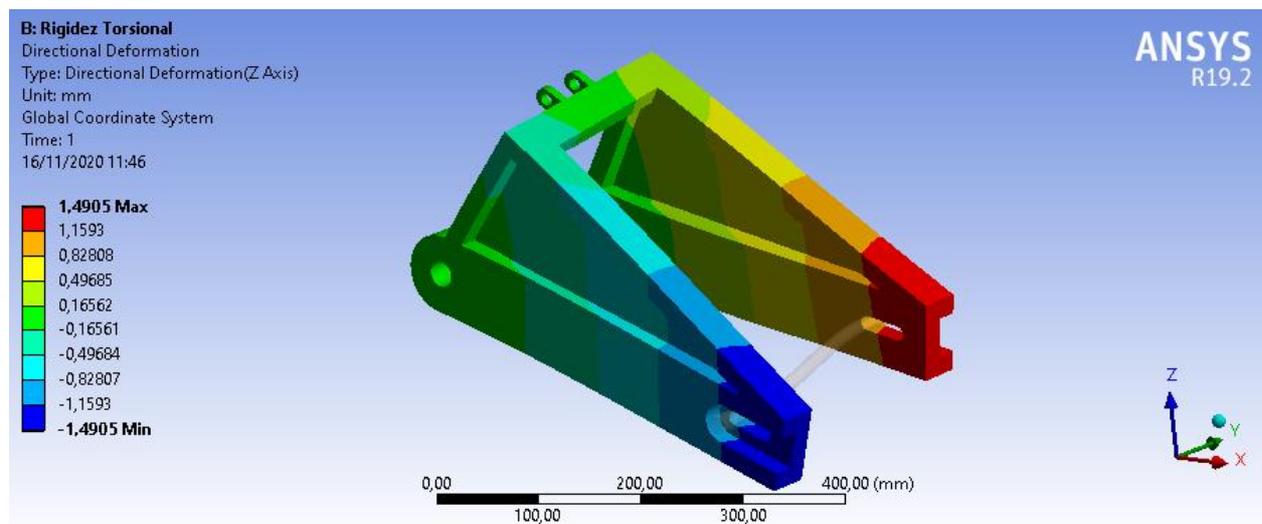


Figura 3.24. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 5.

El desplazamiento máximo se produce nuevamente en las punteras del basculante y presenta un valor de 1,4905 mm, a partir del cual se calcula la rigidez torsional del modelo.

Tabla 3–12. Rigidez torsional de la versión 5.

Rigidez torsional (1-2 kN·m/º)		Valor	Unidades
	Momento	1,0000	kN·m
	Máx. desplazamiento	1,4905	mm
	Giro	0,6943	º
	Rigidez torsional	1,4403	kN·m/º

Se obtiene una rigidez torsional de **1,4403 kN·m/º**, valor que cumple con el criterio. Entonces, queda demostrado que el puente de sección circular influye positivamente en la rigidez torsional, además de incrementar rigidez lateral.

Aunque con esta versión no se consigue reducir el peso, sí que se obtienen mayores rigideces sin ningún aumento de masa. Esto proporciona un cierto margen para reducir las secciones de las barras en los próximos modelos y buscar de este modo un decremento de la masa, sin que se dejen de superar los ensayos de rigideces.

3.7 Versión 6

3.7.1 Diseño

La primera novedad de esta versión es la variación de la disposición de las barras auxiliares que conforman las triangulaciones. El objetivo es reducir la longitud de las barras auxiliares, de manera que, en lugar de ir soldadas a las punteras, en esta versión van soldadas más cerca de la parte delantera. Esto permite dar un redondeo a las punteras para eliminar material innecesario y, de este modo, reducir la masa.

Por otro lado, las cartelas se desplazan al borde exterior de las triangulaciones para facilitar la soldadura, además de mejorar la estética.

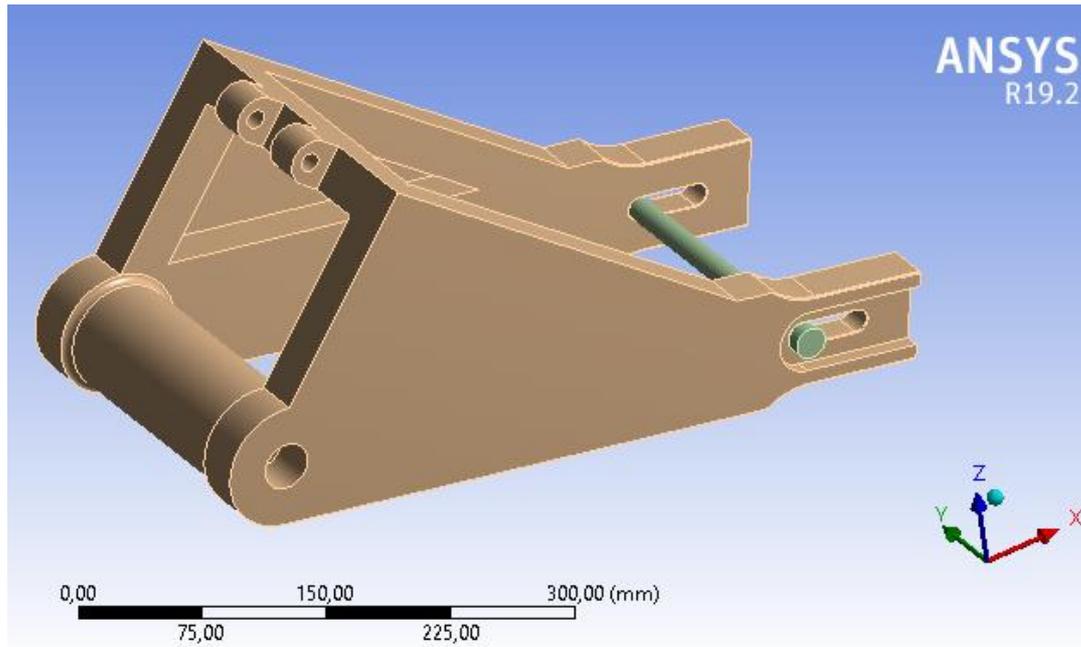


Figura 3.25. Diseño de la versión 6.

En esta versión se utilizan dos tipos de barra rectangular hueca. Los brazos principales son de sección 80 mm x 30 mm x 2 mm, mientras que las barras que forman las triangulaciones y la de la cogida del amortiguador son de sección 30 mm x 30 mm x 2 mm. El espesor de la cartela se mantiene en 2 mm. Por último, se reduce el diámetro exterior del puente a 70 mm, pero su espesor se incrementa a 2,5 mm.

La masa de esta nueva versión es de 3,8365 kg, valor que por primera vez cumple con el objetivo de ser inferior a los 4 kg. Esto se debe al empleo de barras con perfiles más ligeros y a la reducción de la longitud de las barras auxiliares.

El mallado de este modelo es más detallado y proporcionará resultados más precisos que los mallados de las versiones anteriores. En lugar de discretizar el modelo con elementos tetraédricos, se utilizan elementos hexaédricos de orden cuadrático. Además, se reduce el tamaño del elemento a 2 mm.

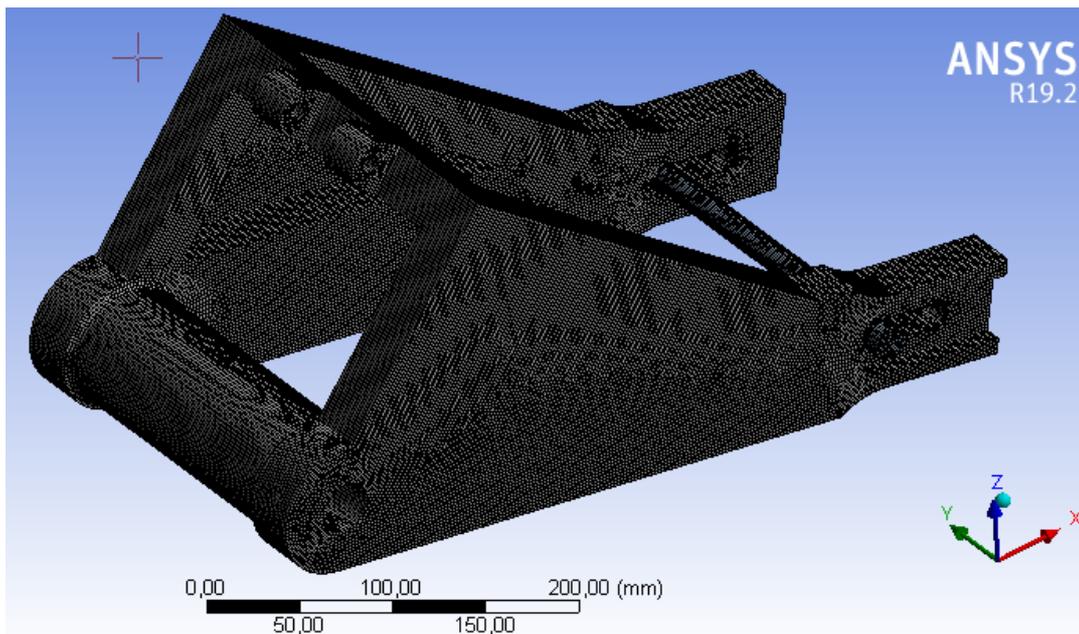


Figura 3.26. Mallado de la versión 6.

3.7.2 Rigidez lateral

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y una carga lateral de 1000 N en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los desplazamientos según el eje Y obtenidos.

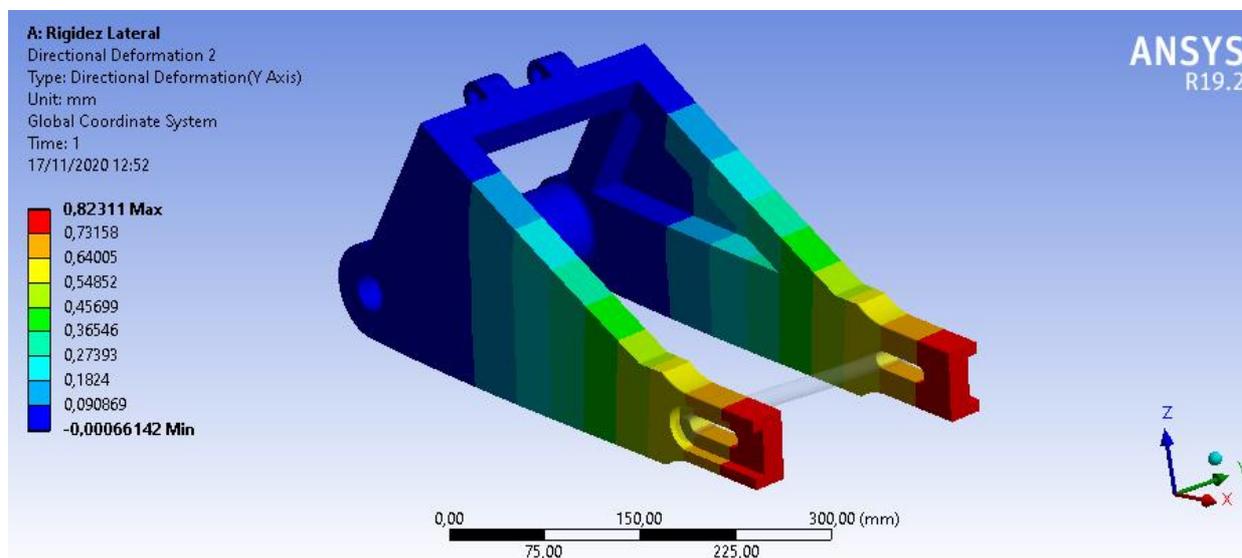


Figura 3.27. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 6.

El desplazamiento máximo se produce en las punteras del basculante y presenta un valor de 0,82311 mm, a partir del cual se obtiene la rigidez lateral del modelo.

Tabla 3–13. Rigidez lateral de la versión 6.

Rigidez lateral (0,8-1,6 kN/mm)		Valor	Unidades
	Carga	1,0000	kN
	Máx. desplazamiento	0,8231	mm
	Rigidez lateral	1,2149	kN/mm

La rigidez lateral de esta versión es de **1,2149 kN/mm**, valor contemplado en el rango objetivo, por lo que esta versión sigue cumpliendo el criterio de rigidez lateral. Esto es notablemente positivo, ya que habiendo reducido la masa aproximadamente 1 kg, la rigidez lateral no se ha visto reducida en gran medida.

3.7.3 Rigidez torsional

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y, un momento de 1000 N·m en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos, concretamente los desplazamientos según el eje Z.

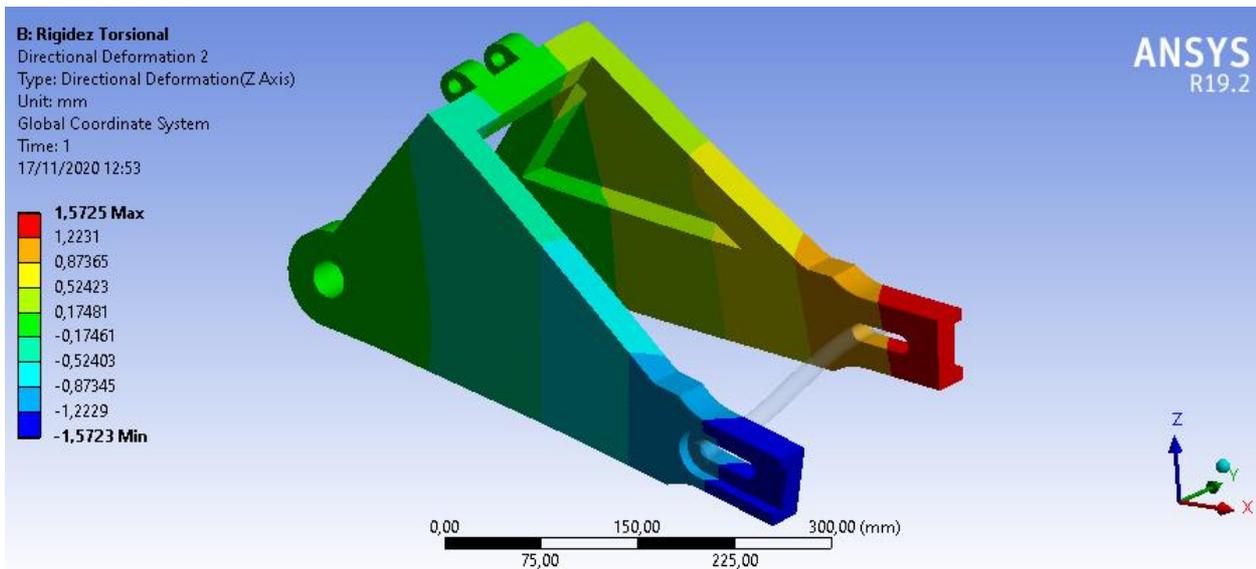


Figura 3.28. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 6.

El desplazamiento máximo se produce nuevamente en las punteras del basculante y presenta un valor de 1,5725 mm.

Tabla 3–14. Rigidez torsional de la versión 6.

	Valor	Unidades
Rigidez torsional (1-2 kN·m/º)	Momento	1,0000 kN·m
	Máx. desplazamiento	1,5725 mm
	Giro	0,7973 º
	Rigidez torsional	1,2542 kN·m/º

Se obtiene una rigidez torsional de **1,2542 kN·m/º**, valor que cumple con el criterio establecido. Se comprueba de este modo que la rigidez torsional tampoco se ve reducida en gran medida tras haber disminuido la masa del basculante notablemente, lo cual demuestra que se ha eliminado material de las zonas correctas.

3.7.4 Paso por curva

3.7.4.1 Modelo

Tras haber superado los ensayos de rigidez lateral y torsional, además de cumplir con el peso objetivo, se realiza el último tipo de ensayo al modelo. En este caso, en lugar de calcular los desplazamientos, se obtienen las tensiones que se producen durante el paso por curva.

Las condiciones de contorno, ya explicadas en el capítulo anterior, son las siguientes:

- Apoyo cilíndrico en el anclaje al chasis.
- Carga del paso por curva aplicada en el eje de la rueda: 2788,92 N.

- Momento del paso por curva aplicado en el eje de la rueda: 5,118 N·m.
- Carga del efecto de la cadena aplicada en el eje de la rueda: 5380,87 N.

Además, se incorpora la carga que ejerce la suspensión sobre el basculante en el paso por curva. Ésta se calcula como una respuesta a las cargas anteriores. Para ello, se sigue el proceso iterativo, también descrito en el capítulo anterior, que proporciona el valor de esta carga a partir de la geometría del basculante y de su posición en función de la compresión de la suspensión.

Tabla 3–15. Cálculo de la carga de la suspensión.

Datos		
Carga paso por curva	2788,92	N
Carga cadena	5380,87	N
dx cogida - anclaje	81,60	mm
dz cogida - anclaje	152,11	mm
dx eje - anclaje	362,79	mm
dz eje - anclaje	72,67	mm
Ángulo F_{susp}	17,91	°

Fuerza Suspensión		
F_x	3478,23	N
F_z	1123,77	N
F_{susp}	3655,26	N
Compresión	40,61	mm

Se observa en la tabla anterior la obtención de la fuerza de la suspensión y de sus componentes según las coordenadas globales. En esta situación, la suspensión se encuentra comprimida 40,61 mm.

Una vez calculadas todas las condiciones de contorno se implementan en el software en el que se realizan los ensayos.

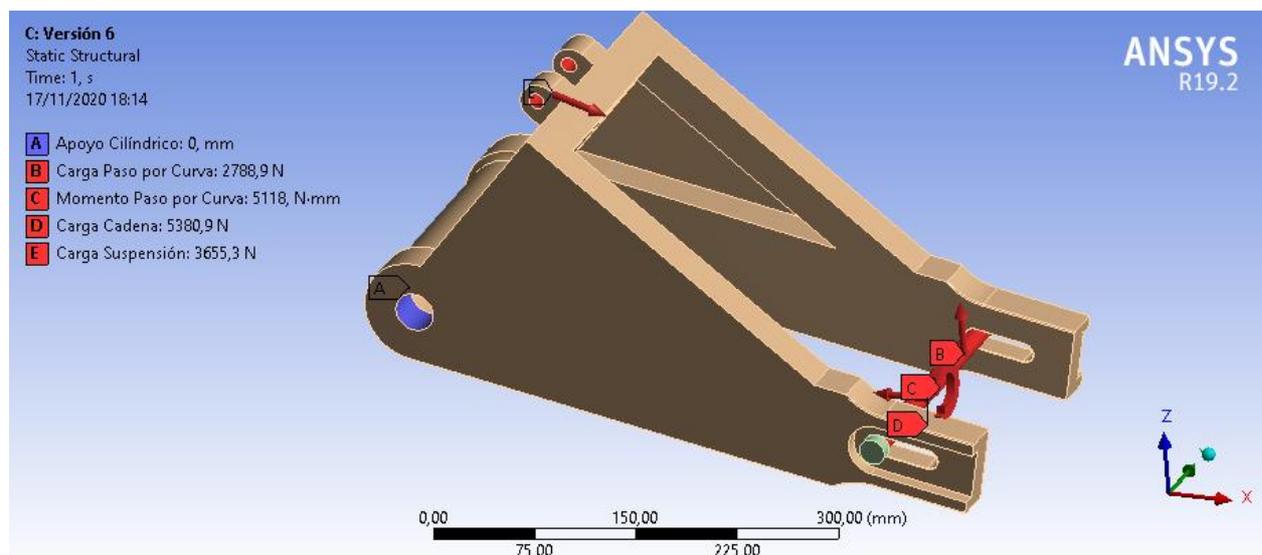


Figura 3.29. Condiciones de contorno para ensayo de paso por curva de la versión 6.

A continuación, utilizando el mismo mallado que en los ensayos de rigidez, se realiza la simulación y se obtienen las tensiones que se muestran en la siguiente figura.

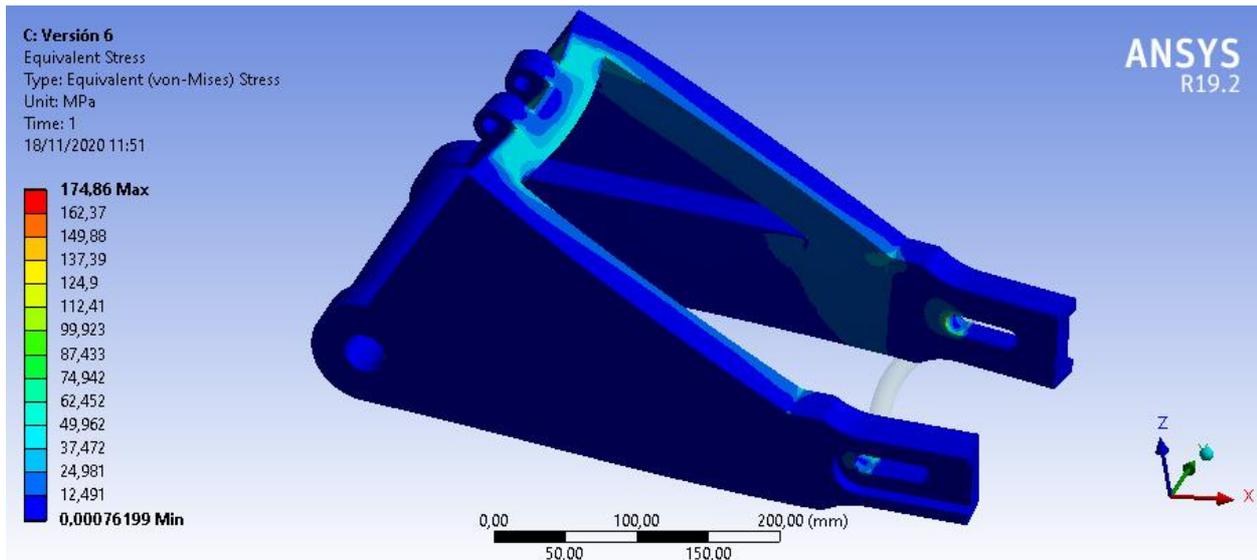


Figura 3.30. Resultados del ensayo de paso por curva de la versión 6.

Se observa que no se supera en ninguna zona el límite de 190 MPa definido en capítulos anteriores. Por lo que este modelo se consideraría apto tras superar el ensayo de paso por curva. Sin embargo, con objetivo de realizar un análisis más exhaustivo de las tensiones, se decide estudiar la pieza mediante la técnica del submodelado. Esto consiste en enfocar el esfuerzo computacional en una zona concreta (submodelo), en lugar de en la pieza completa, de manera que el mallado puede ser más detallado. Así, se agiliza en gran medida el cálculo de las tensiones y se obtienen resultados más precisos. En esta versión, se distinguen tres zonas fundamentales en las que se observan las mayores tensiones:

- **Punteras.** Contienen la zona de contacto con el eje de la rueda.
- **Cogida del amortiguador.** Transmite la carga de la suspensión al basculante.
- **Vértice superior de ambas triangulaciones.** En él convergen tres barras perpendiculares.

Entonces, se definen tres submodelos distintos. Para realizar el ensayo del paso por curva a cada uno de ellos, es necesario partir de la solución obtenida en el modelo completo. Concretamente, el software *ANSYS Workbench* utiliza los desplazamientos del modelo para implementarlos en las zonas recortadas en la definición de cada submodelo, como condiciones de contorno. En la siguiente figura se observa de manera esquemática cómo la definición de cada submodelo efectivamente parte de los resultados del modelo completo.

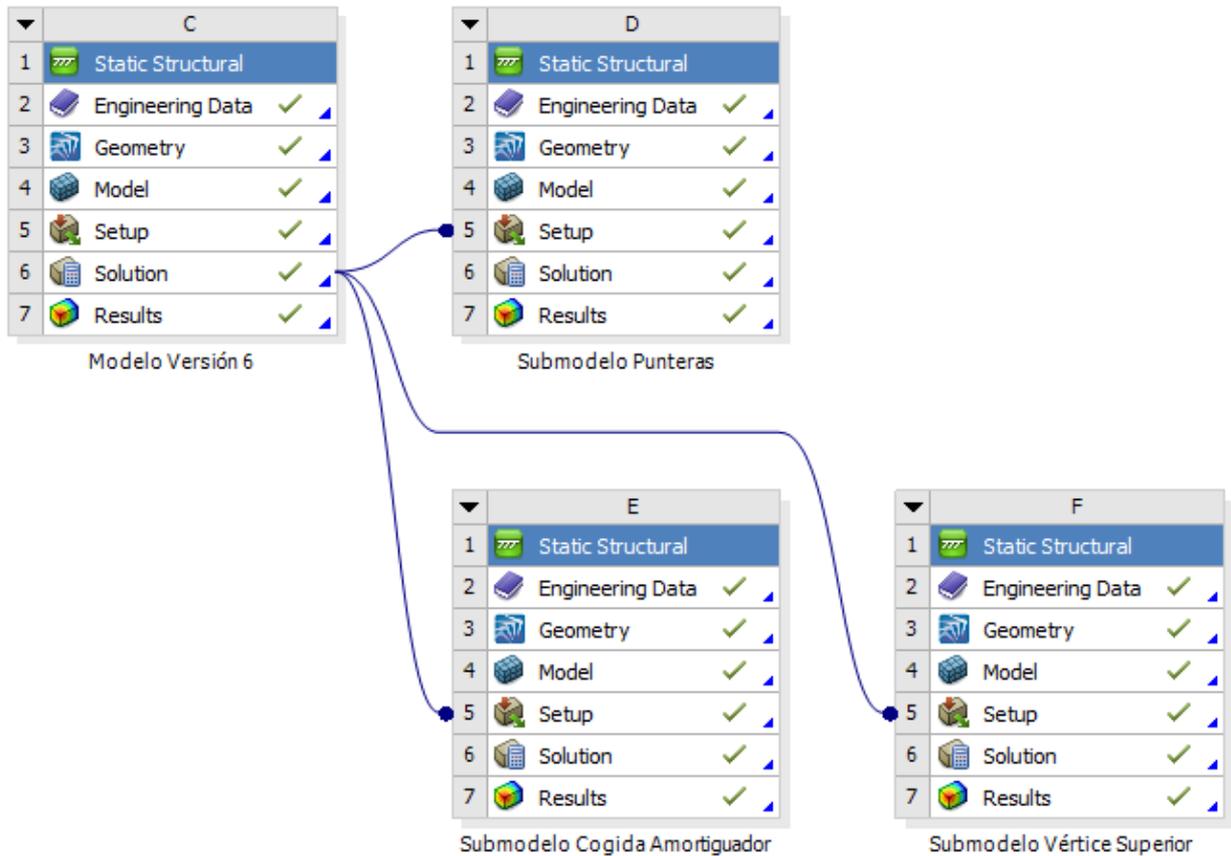


Figura 3.31. Esquema de la definición de los submodelos.

3.7.4.2 Submodelo 1: Punteras

El primer submodelo se centra en las punteras, ya que es la zona en la que se encuentra la superficie de contacto entre el eje de la rueda y el basculante y, a través de ella, le transmite distintas cargas. Este eje también se incluye en el submodelo para la realización del ensayo.

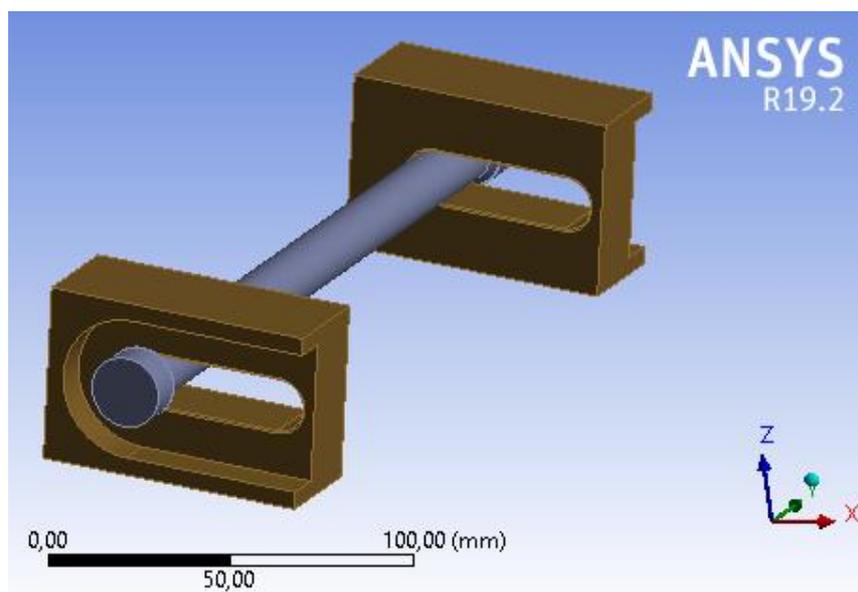


Figura 3.32. Submodelo 1: Punteras.

El mallado de este submodelo es notablemente más detallado que el del modelo completo. En este caso, también se utilizan elementos hexaédricos de orden cuadrático, pero con un tamaño del elemento de 1 mm. En la siguiente figura se observa la malla definida en una de las punteras.

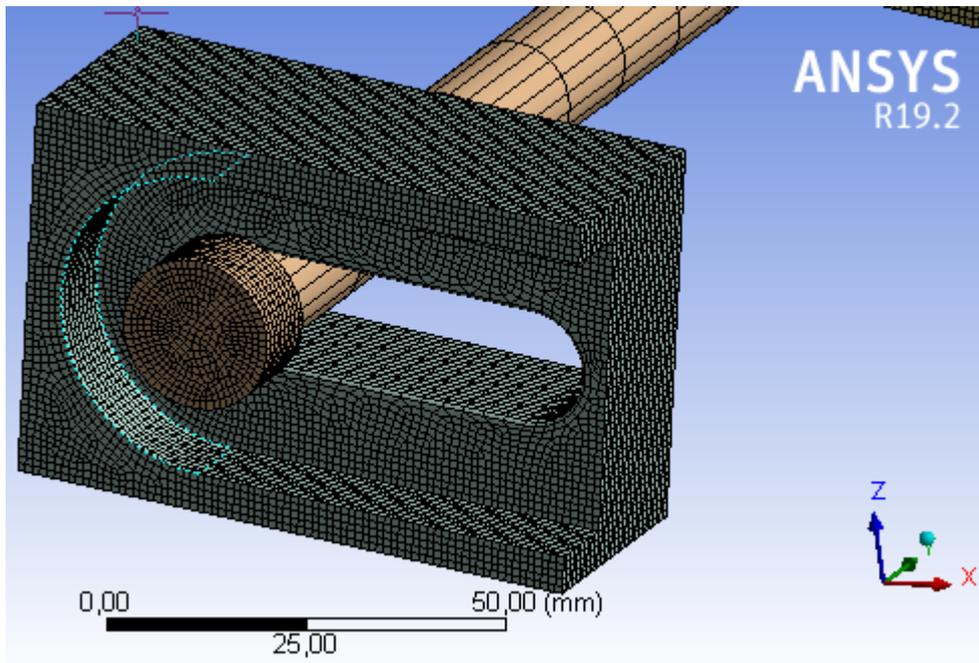


Figura 3.33. Mallado del submodelo 1.

A continuación, se definen las condiciones de contorno del ensayo. En las superficies recortadas se imponen los desplazamientos obtenidos en el ensayo del modelo completo y en el eje se colocan las mismas cargas y momentos.

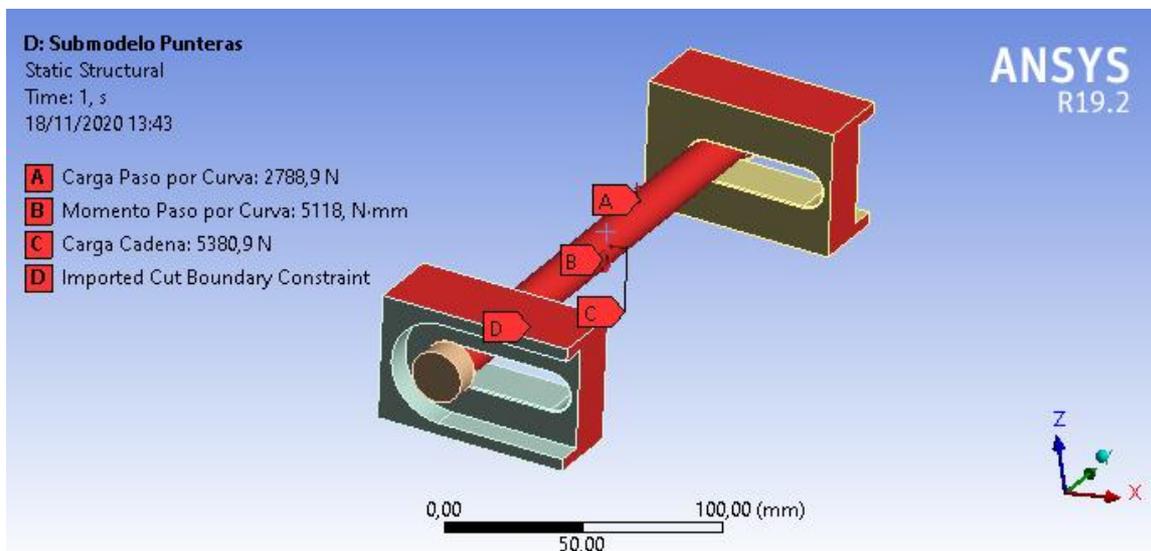


Figura 3.34. Condiciones de contorno para ensayo de paso por curva del submodelo 1.

Por último, se ejecuta el ensayo y se obtienen los resultados que se muestran en la siguiente figura, concretamente las tensiones.

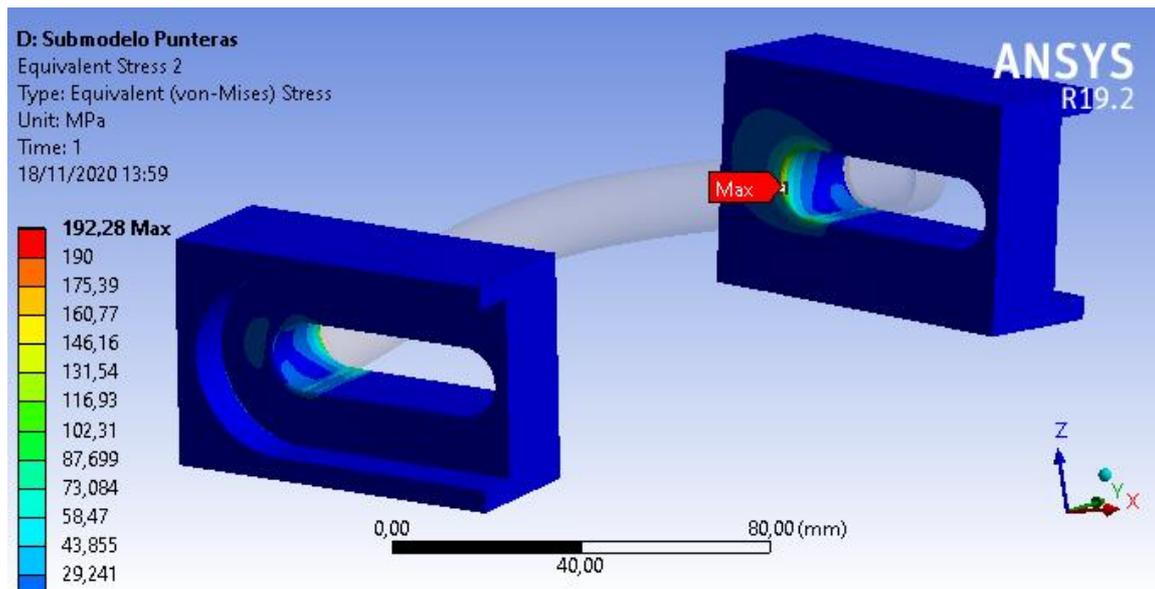


Figura 3.35. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 1.

La respuesta de las punteras es más que aceptable, al no superarse los 190 MPa en ninguna zona reseñable. Si bien, se observa un pico de tensión de 192,28 MPa, éste no supone ningún problema al producirse en una zona de tamaño muy reducido.

3.7.4.3 Submodelo 2: Cogida del amortiguador

La segunda zona crítica es la que comprende la cogida del amortiguador, ya que es donde se transmite la carga de la suspensión al basculante. El espesor de ambas orejetas es de 25 mm. Cabe destacar que en el modelado de esta zona se incluyen varios radios de acuerdo de 1 mm en los ángulos rectos que se forman entre las orejetas y la barra, con objetivo de simular los cordones de soldadura que estarán presentes en la pieza real.

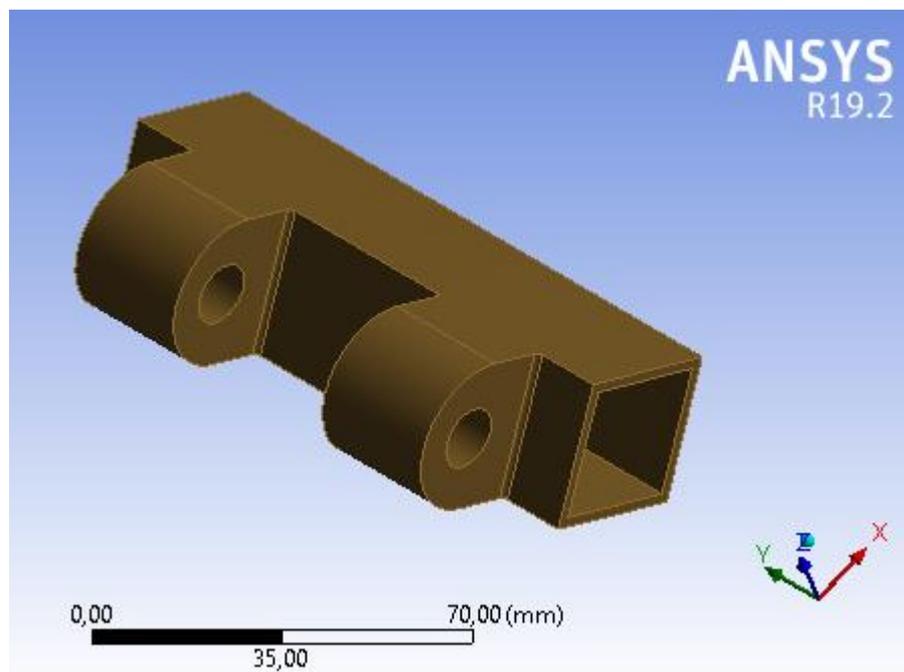


Figura 3.36. Submodelo 2: Cogida del amortiguador.

En el mallado de este submodelo también se utilizan elementos hexaédricos de orden cuadrático con un tamaño del elemento de 1 mm. En la siguiente figura se observa la malla definida.

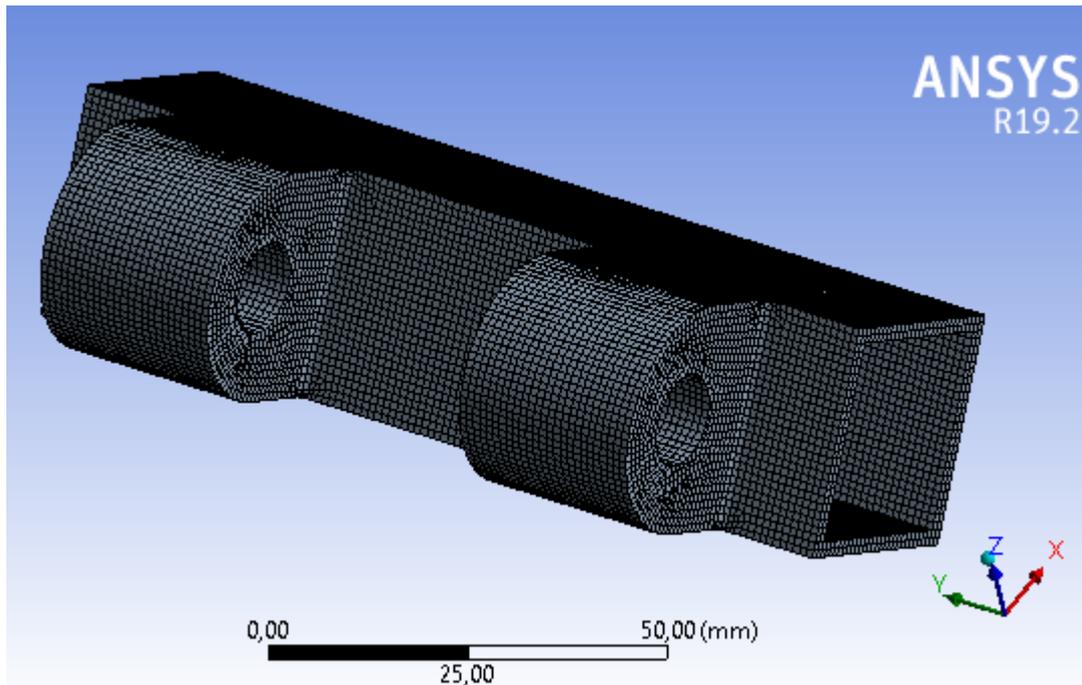


Figura 3.37. Mallado del submodelo 2.

Para definir las condiciones de contorno del ensayo, se aplica la carga de la suspensión en las orejetas y se imponen los desplazamientos, obtenidos en el ensayo del modelo completo, en las superficies recortadas.

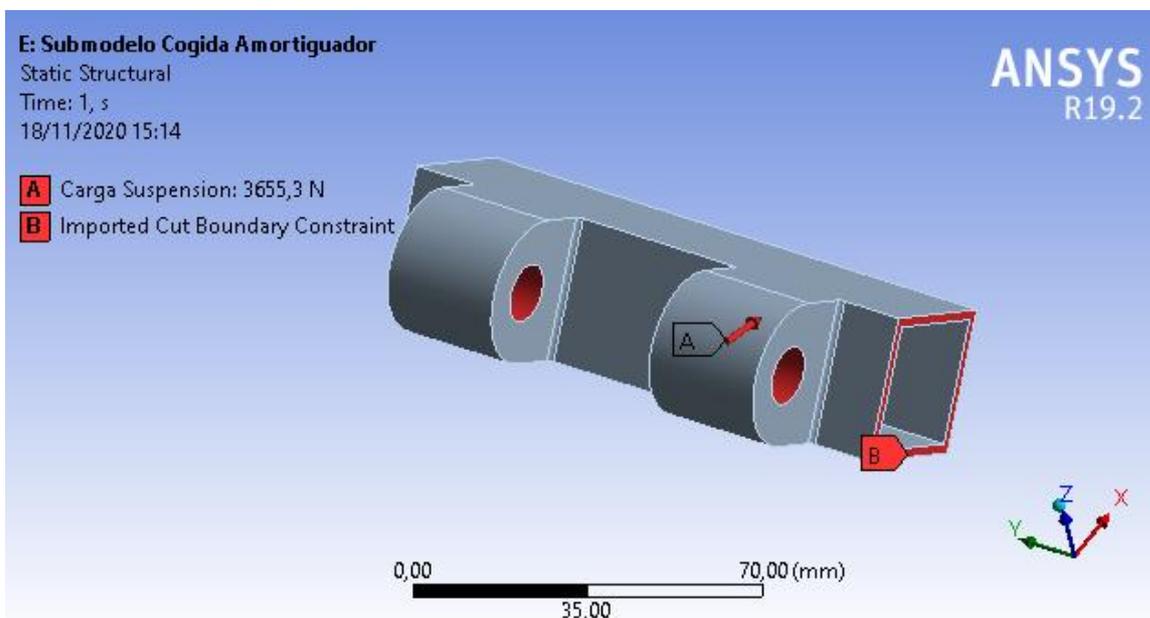


Figura 3.38. Condiciones de contorno para ensayo de paso por curva del submodelo 2.

Por último, se ejecuta el ensayo y se obtienen los resultados que se muestran en la siguiente figura.

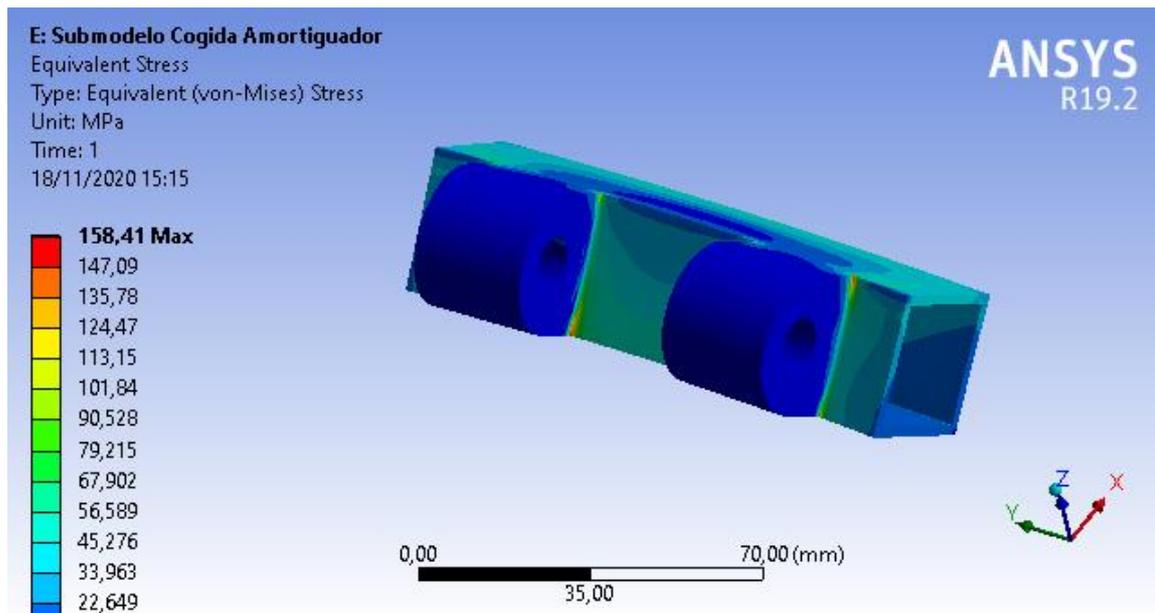


Figura 3.39. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 2.

Las mayores tensiones se observan en los radios de acuerdo que simulan cordones de soldadura. Sin embargo, no se supera el límite de los 190 MPa en ninguna zona, por lo que este ensayo también se considera superado por el submodelo 2.

3.7.4.4 Submodelo 3: Vértice superior

La tercera zona crítica es el vértice superior de cada una de las triangulaciones, ya que en él convergen tres barras perpendiculares, las dos auxiliares que conforman la triangulación y la barra de la cogida del amortiguador.

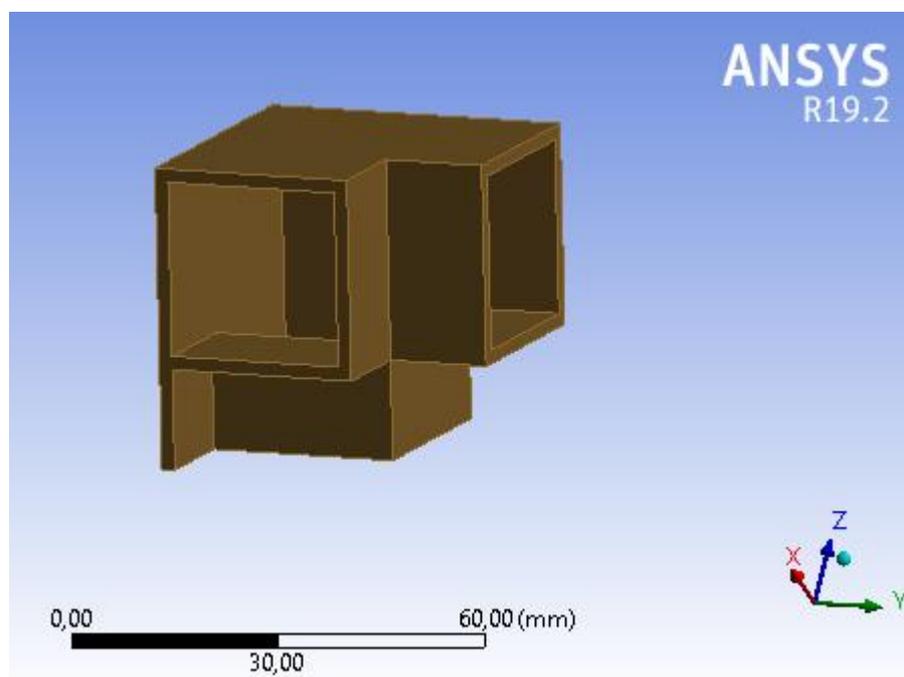


Figura 3.40. Submodelo 3: Vértice superior de la triangulación izquierda.

Al observar detalladamente este submodelo se visualiza un error en el diseño que podría poner en riesgo tanto la funcionalidad como la seguridad del basculante. En este vértice superior, hay un punto en el que coinciden varios cordones de soldadura perpendiculares.

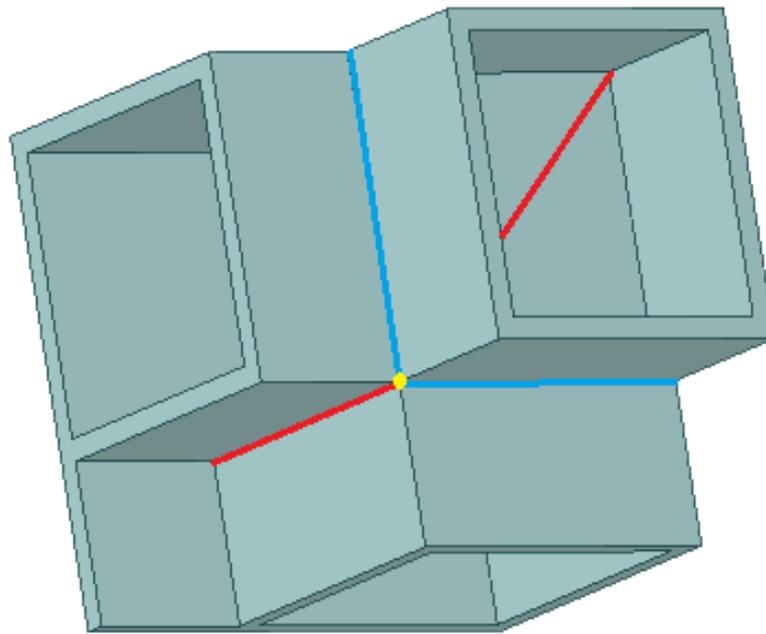


Figura 3.41. Soldaduras en el vértice superior de la triangulación izquierda.

De color rojo se señalan los cordones resultantes de soldar las dos barras auxiliares de las triangulaciones recortadas en ángulo. Por otro lado, la barra de la cogida del amortiguador se une a las dos anteriores, obteniéndose los cordones de soldadura remarcados en azul. Se comprueba de este modo que en el punto amarillo coinciden tres cordones perpendiculares.

En el diseño de cualquier pieza con requerimientos mecánicos, se debe evitar que converjan tres cordones de soldadura perpendiculares en un mismo punto, ya que esto podría provocar un estado tensional de tritración.

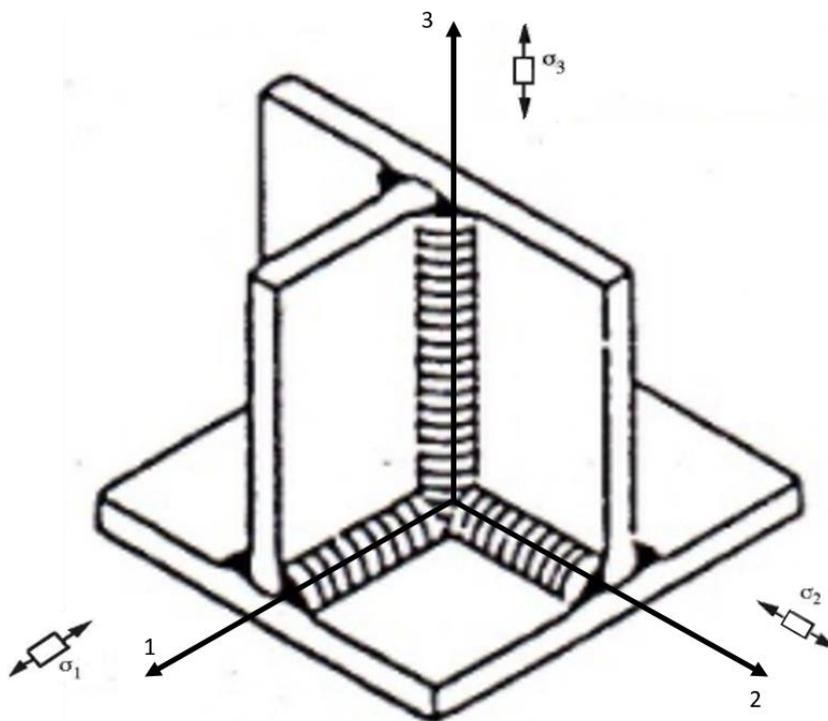


Figura 3.42. Tritracción en una unión soldada.

Este estado tensional conduce a la rotura frágil, algo totalmente indeseable, ya que puede producir el fallo de la pieza de manera súbita. Por tanto, pese a que esta versión cumple con todos los requisitos de diseño y supera todos los ensayos, se decide que no es válida. El objetivo fundamental de la próxima versión será evitar los puntos en los que coincidan tres cordones de soldadura.

3.8 Versión 7

3.8.1 Diseño

En primer lugar, el objetivo de este diseño es cumplir con todos los requisitos de diseño, al igual que cumplía la versión anterior, pero eliminando la posibilidad de que se produzcan estados tensionales de tritración. Para ello, la barra de la cogida del amortiguador se traslada unos milímetros hacia el eje de la rueda, y se le reduce la sección a 25 mm x 25 mm x 3 mm.

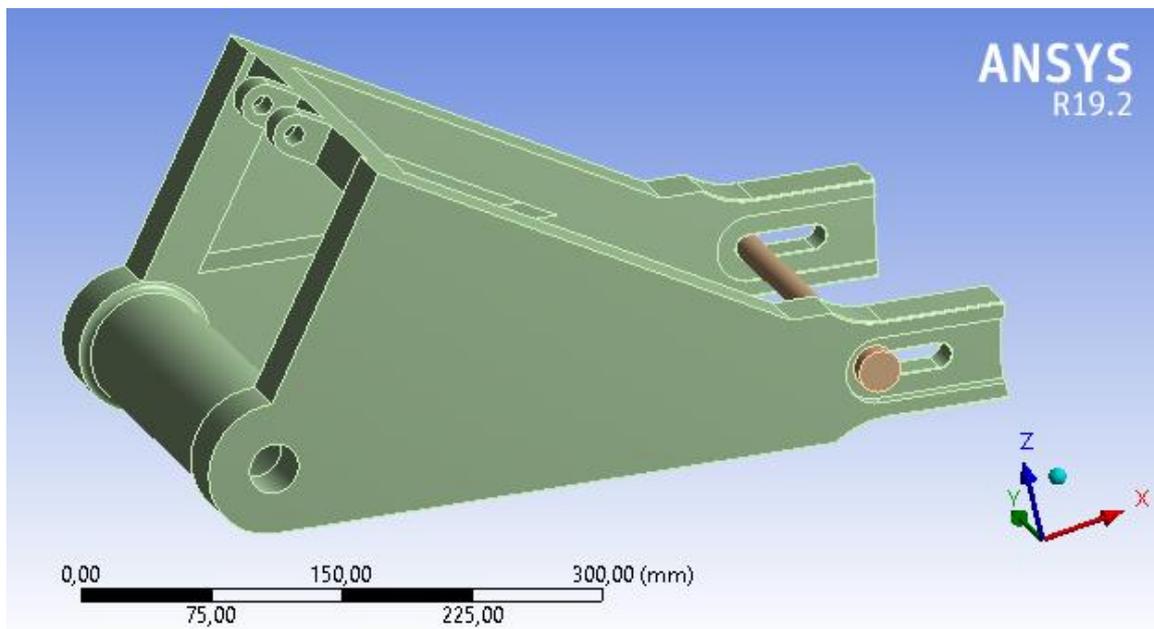


Figura 3.43. Diseño de la versión 7.

Efectivamente, tal y como se observa en la siguiente figura, con esta nueva disposición se evita la coincidencia de tres cordones de soldadura perpendiculares en los vértices superiores de las triangulaciones. Se señalan de rojo los cordones de soldadura resultantes de unir las dos barras auxiliares y de azul los resultantes de unir la barra de la cogida del amortiguador a las dos anteriores.

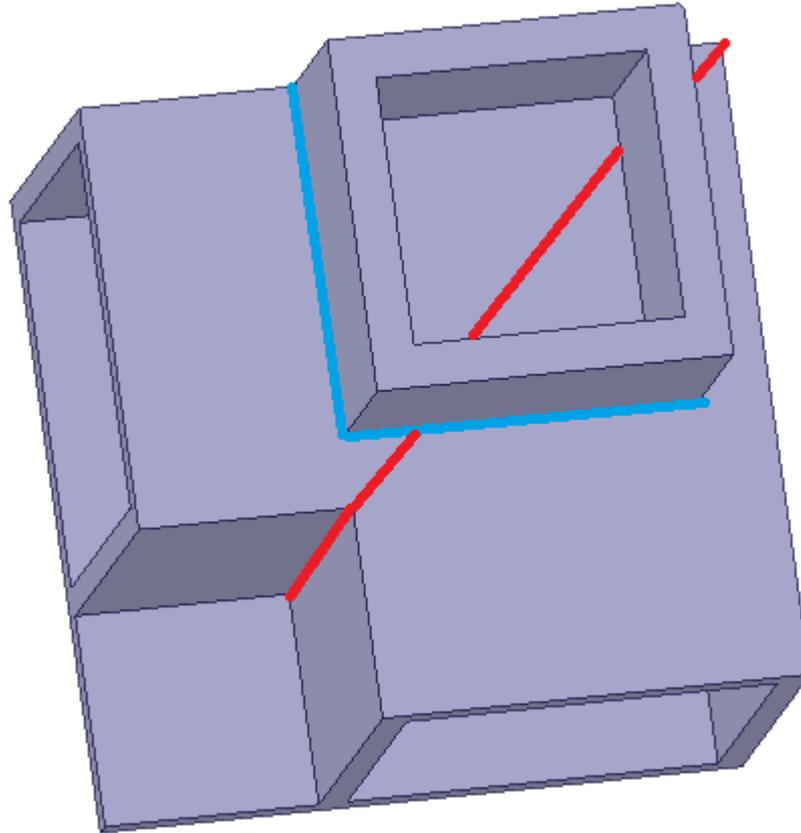


Figura 3.44. Soldaduras en el vértice superior de las triangulación izquierda.

Por otro lado, las secciones de las barras principales, de las auxiliares y del puente son idénticas a las de la versión anterior. Al igual que el espesor de la cartela, que se mantiene en 2 mm. Sin embargo, el espesor de las orejetas de la cogida del amortiguador se reduce a 15 mm, en vista a las reducidas tensiones obtenidas en el ensayo de paso por curva del anterior modelo, las cuales permiten plantear la hipótesis de que con unas orejetas de menor espesor también se superaría ese ensayo con éxito.

Esta versión tiene una masa de 3,8695 kg. Aunque la barra de la cogida del amortiguador y las orejetas son más ligeras, esta masa no se ve reducida respecto a la versión anterior. Esto se debe a que el ancho del basculante se incrementa 21 mm, y pasa a ser de 247 mm, por una pequeña variación en el diseño del chasis, que se va optimizando a la par que avanza el diseño del basculante.

El mallado de este modelo es análogo al de la versión 6. Se utilizan elementos hexaédricos de orden cuadrático y un tamaño del elemento de 2 mm.

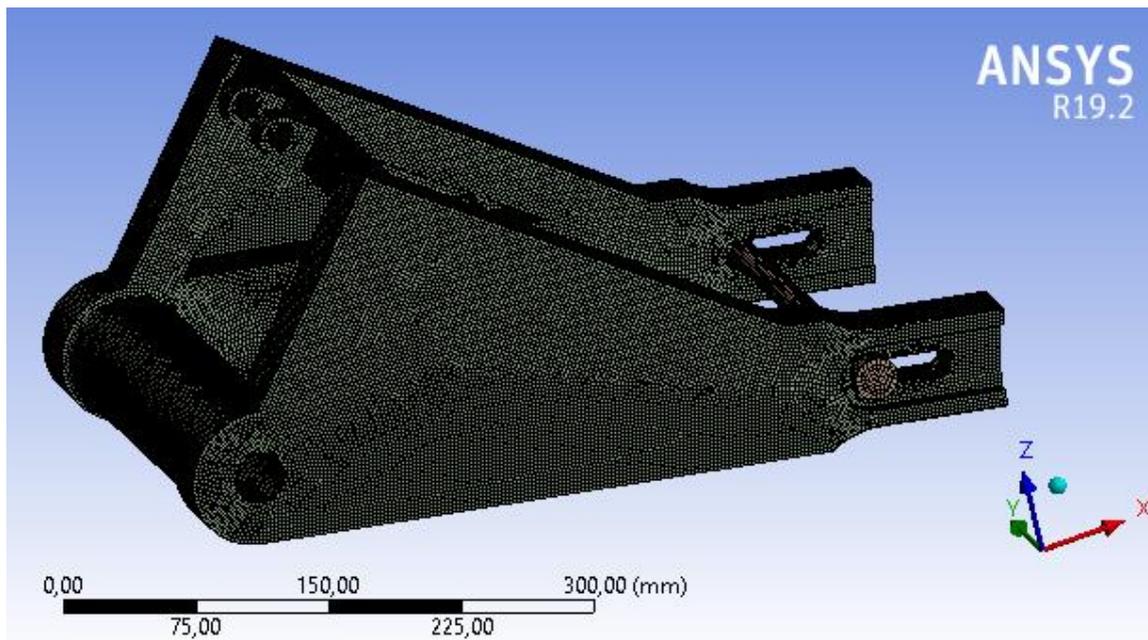


Figura 3.45. Mallado de la versión 7.

3.8.2 Rigidez lateral

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y una carga lateral de 1000 N en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos, concretamente los desplazamientos según el eje Y.

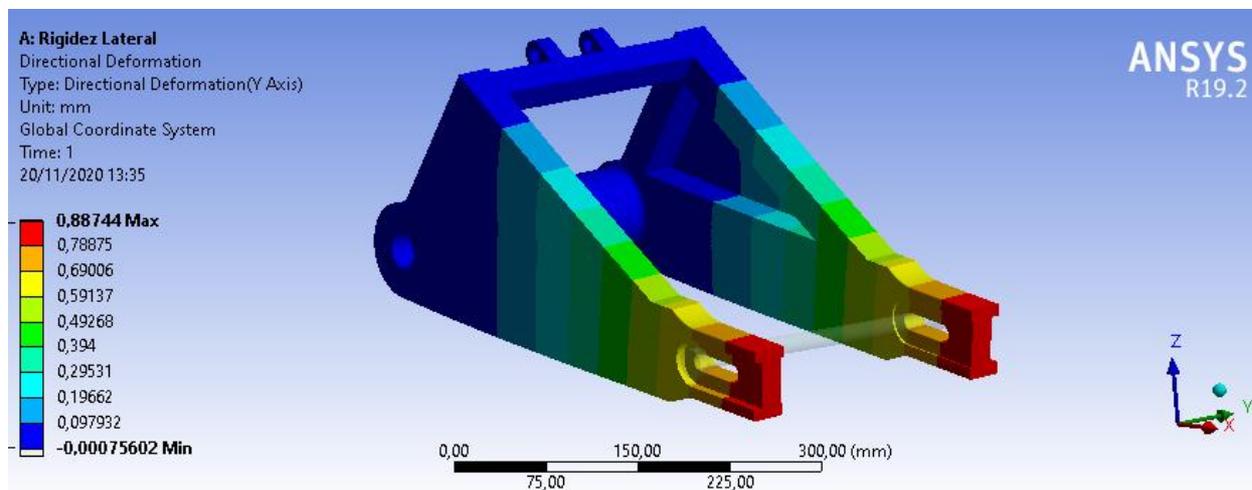


Figura 3.46. Resultados del ensayo de rigidez lateral de la versión 7.

El desplazamiento máximo se produce en las punteras del basculante y presenta un valor de 0,88744 mm, a partir del cual se calcula la rigidez lateral del modelo.

Tabla 3–16. Rigidez lateral de la versión 7.

Rigidez lateral (0,8-1,6 kN/mm)		Valor	Unidades
	Carga	1,0000	kN
	Máx. desplazamiento	0,8874	mm
	Rigidez lateral	1,1268	kN/mm

Se obtiene una rigidez lateral de **1,1268 kN/mm**, valor levemente inferior al del modelo anterior pero igualmente aceptable, al estar contemplado en el rango objetivo, por lo que esta versión cumple con el criterio de rigidez lateral.

3.8.3 Rigidez torsional

Las condiciones de contorno de este ensayo consisten en un apoyo fijo en el anclaje al chasis y, un momento de 1000 N·m en el eje de la rueda. En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos, concretamente los desplazamientos según el eje Z.

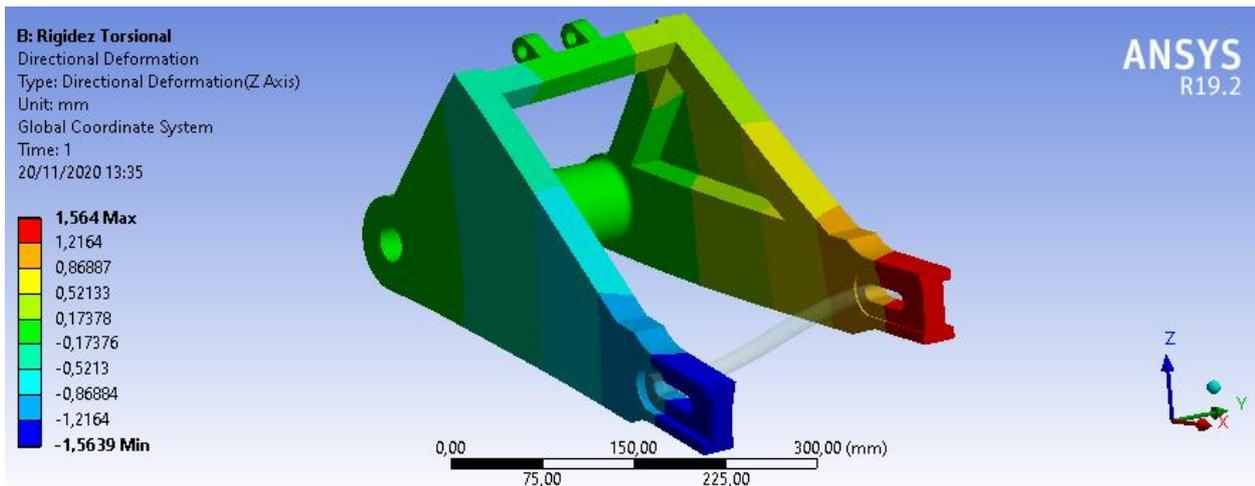


Figura 3.47. Resultados del ensayo de rigidez torsional de la versión 7.

El desplazamiento máximo se produce nuevamente en las punteras del basculante y presenta un valor de 1,5640 mm.

Tabla 3–17. Rigidez torsional de la versión 7.

Rigidez torsional (1-2 kN·m/º)		Valor	Unidades
	Momento	1,0000	kN·m
	Máx. desplazamiento	1,5640	mm
	Giro	0,7256	º
Rigidez torsional	1,3781	kN·m/º	

Se obtiene una rigidez torsional de **1,3781 kN·m/º**, valor que refleja un leve incremento respecto al modelo anterior. Esto se debe a que, pese haber ensanchado el basculante, el desplazamiento vertical de las punteras es idéntico. De este modo, se concluye que esta versión también cumple con el criterio de rigidez torsional.

3.8.4 Paso por curva

3.8.4.1 Modelo

Tras comprobar que esta versión supera los ensayos de rigidez lateral y torsional, se somete el modelo al ensayo de paso por curva. Las condiciones de contorno son idénticas a las usadas para la versión anterior, a excepción de la carga que ejerce la suspensión, que se calcula como respuesta al resto de cargas, haciendo equilibrio de momentos en el anclaje al chasis. Como la posición de la cogida de la suspensión se ha desplazado respecto al modelo anterior, también debe cambiar la fuerza de la suspensión, en función de las nuevas distancias al anclaje. Para su obtención se utiliza nuevamente el proceso iterativo descrito en anteriores capítulos.

Tabla 3–18. Cálculo de la carga de la suspensión.

Datos		
Carga paso por curva	2788,92	N
Carga cadena	5380,87	N
dx cogida - anclaje	82,588	mm
dz cogida - anclaje	154,363	mm
dx eje - anclaje	363,071	mm
dz eje - anclaje	71,271	mm
Ángulo F_{susp}	17,989	°

Fuerza Suspensión		
F_x	3472,11	N
F_z	1127,42	N
F_{susp}	3650,56	N
Compresión	40,56	mm

Se observa en la tabla anterior que los datos geométricos difieren efectivamente de los del modelo anterior, si bien las cargas de paso por curva y de la cadena son idénticas. Se obtiene que, durante el paso por curva, el módulo de la carga de la suspensión es de 3650,56 N. En esta situación la suspensión se encuentra comprimida 40,56 mm.

Una vez definidas todas las condiciones de contorno y utilizando el mismo mallado que en los ensayos de rigideces, se ejecuta la simulación y se obtienen las tensiones que se muestran en la siguiente figura.

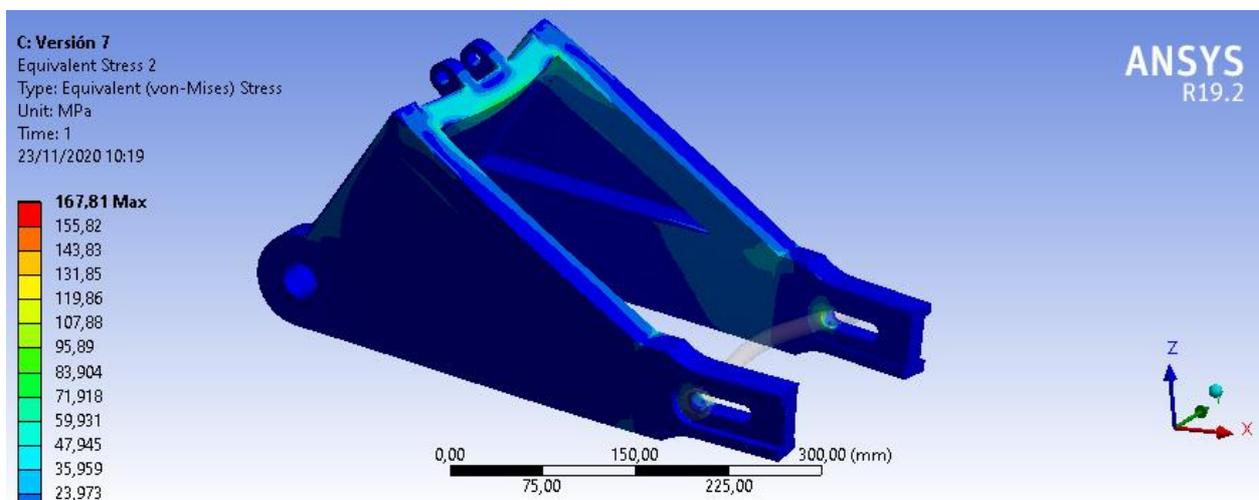


Figura 3.48. Resultados del ensayo de paso por curva de la versión 7.

Se observa que no se supera en ninguna zona el límite de 190 MPa definido en capítulos anteriores. Por lo que este modelo se consideraría apto tras superar el ensayo de paso por curva. Sin embargo, al igual que con la versión anterior, se elaboran tres submodelos para analizar con mayor nivel de detalle las tensiones de las zonas más críticas.

3.8.4.2 Submodelo 1: Punteras

El primer submodelo se centra en las punteras, ya que es la zona en la que se encuentra la superficie de contacto entre el eje de la rueda y el basculante y, a través de ella, le transmite distintas cargas. El mallado de este submodelo es análogo al de la versión 6, con elementos hexaédricos de orden cuadrático de 1 mm de tamaño. En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos.

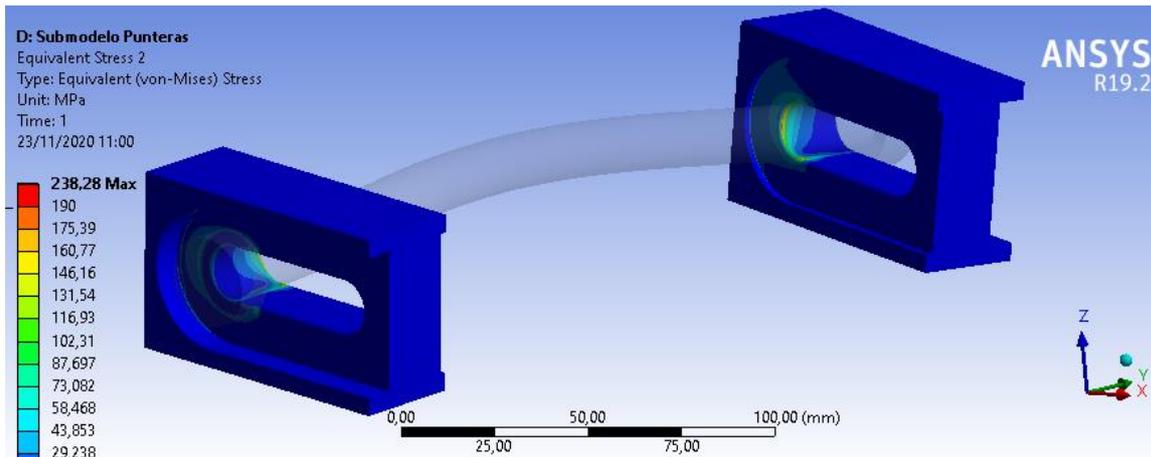


Figura 3.49. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 1.

Estos resultados se consideran satisfactorios, ya que no se supera el límite de los 190 MPa en ninguna zona reseñable. Si bien se observa un pico de tensión de 238,28 MPa, en el borde de la ranura de las punteras que está en contacto con el eje, éste no supone ningún inconveniente en el presente análisis al producirse en una zona de tamaño muy reducido.

3.8.4.3 Submodelo 2: Cogida del amortiguador

La segunda zona crítica es la que comprende la cogida del amortiguador, ya que es donde se transmite la carga de la suspensión al basculante. En esta versión se reduce el espesor de ambas orejetas a 15 mm, en vista a los resultados obtenidos con un espesor de 25 mm. Para simular los cordones de soldadura que unirán las orejetas a la barra en la pieza real, se incluyen radios de acuerdo de 1 mm en las aristas implicadas. En el mallado de este submodelo también se utilizan elementos hexaédricos de orden cuadrático con un tamaño del elemento de 0,5 mm. Por último, se ejecuta el ensayo y se obtienen los resultados que se muestran en la siguiente figura.

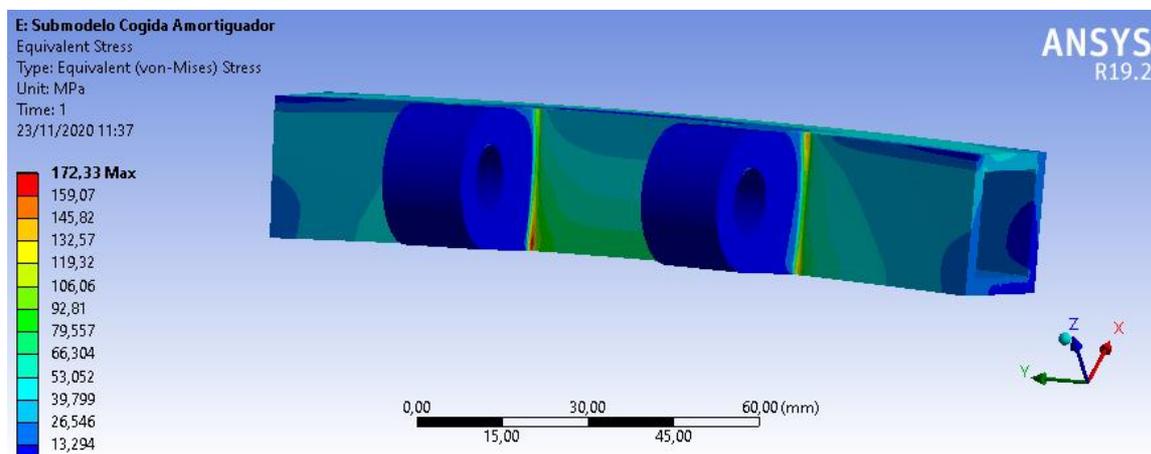


Figura 3.50. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 2.

Las tensiones obtenidas permiten considerar el ensayo como superado también por este submodelo, al ser inferiores a 190 MPa. En este caso, el pico de tensión es de 172,33 MPa y se ubica en uno de los radios de acuerdo que simulan cordones de soldadura. De este modo, se comprueba que reducir el espesor de las orejetas a 10 mm es una decisión acertada, ya que se disminuye el peso del basculante sin poner en riesgo la superación de este ensayo.

3.8.4.4 Submodelo 3: Vértice superior

La tercera zona crítica es el vértice superior de cada una de las triangulaciones. Como se ha comentado anteriormente, en este submodelo se observa que se ha eliminado el problema del punto en el que coincidían

tres cordones de soldadura perpendiculares, con lo que desaparece la posibilidad de que se produzca un estado tensional de tritracción. Al igual que en el anterior submodelo, se incluyen unos radios de acuerdo de 1 mm para simular los cordones de soldadura implicados en la unión de las tres barras.

El mallado de este submodelo, que se observa en la siguiente figura, se realiza mediante elementos hexaédricos de orden cuadrático de 0,45 mm de tamaño.

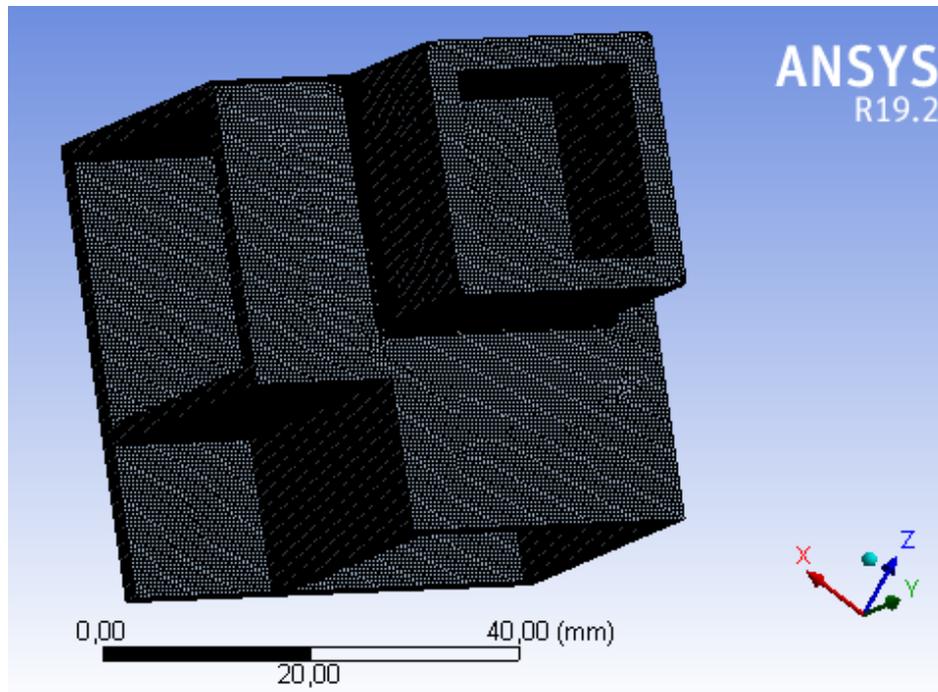


Figura 3.51. Mallado del submodelo 3.

Las condiciones de contorno consisten únicamente en imponer los desplazamientos obtenidos en el ensayo del modelo completo en las superficies implicadas, que son las secciones recortadas de las tres barras en la definición del submodelo.

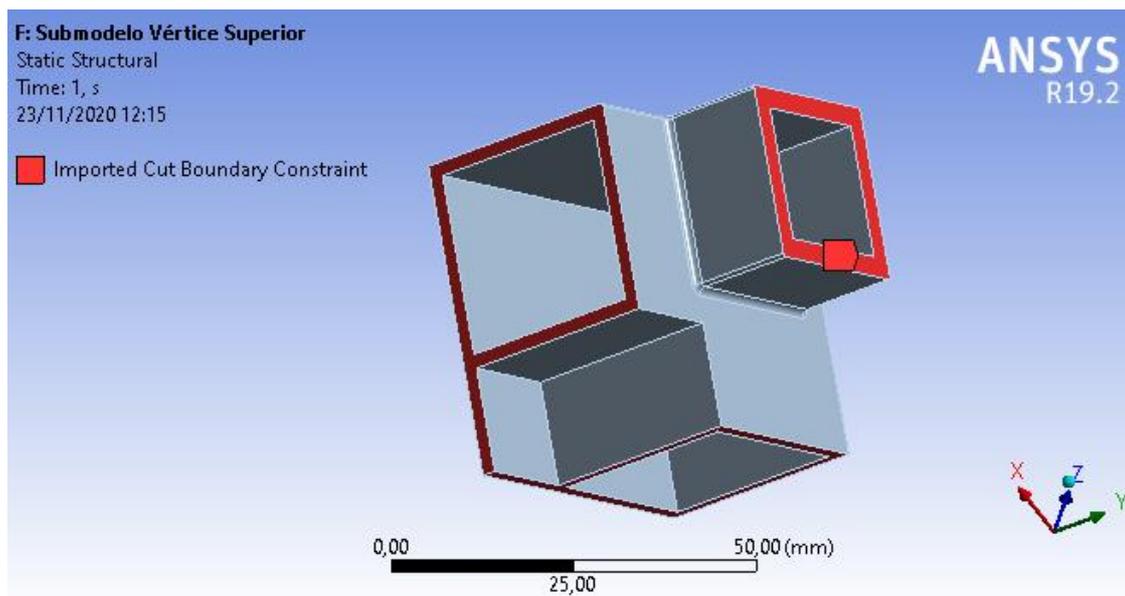


Figura 3.52. Condiciones de contorno para ensayo de paso por curva del submodelo 3.

Tras mallar el submodelo y definir las condiciones de contorno del ensayo, se ejecuta la simulación y se obtienen las tensiones que se muestran en la siguiente figura.

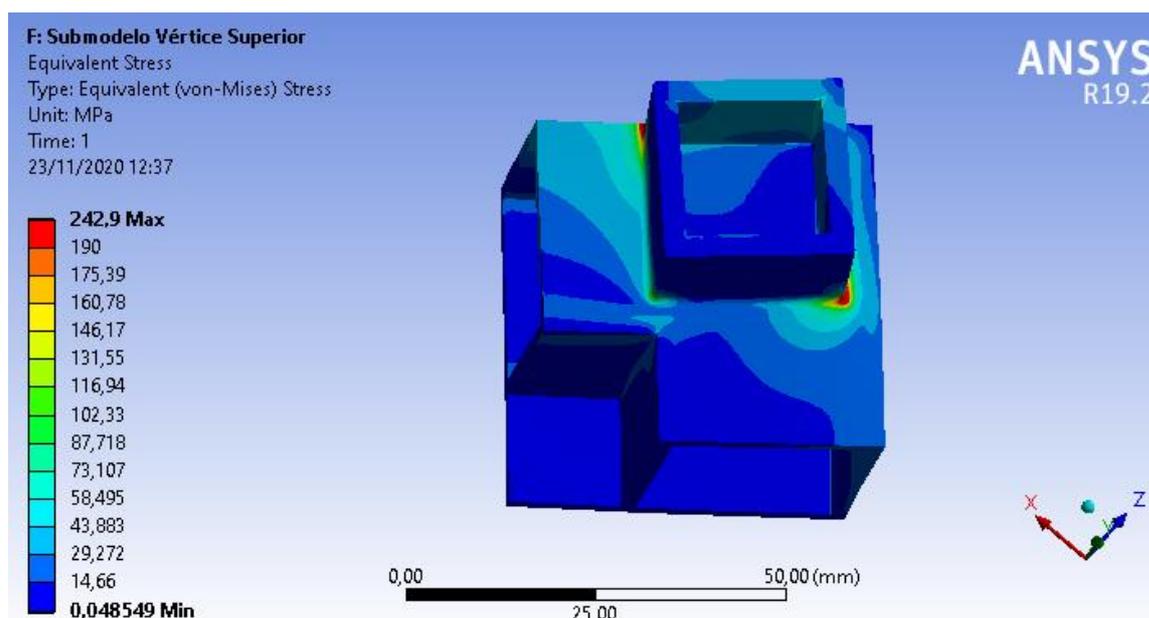


Figura 3.53. Resultados del ensayo de paso por curva del submodelo 3.

En este caso, se observan las mayores tensiones del ensayo del paso por curva. El máximo valor es de 242,9 MPa y ocurre en la unión entre la barra de la cogida del amortiguador y las dos barras auxiliares. Si bien esta tensión podría parecer excesiva, se comprueba que la zona en la que se supera el límite de los 190 MPa es de tamaño muy reducido, con lo que no pondría en riesgo la funcionalidad del basculante. De esta manera, se concluye que este submodelo también supera el ensayo del paso por curva.

3.9 Conclusiones

A modo de recopilación, en la siguiente tabla se muestran los criterios de diseño que supera cada una de las siete versiones de basculante diseñadas.

Tabla 3–19. Requisitos de diseño cumplidos por cada versión.

Criterio	Versión 1	Versión 2	Versión 3	Versión 4	Versión 5	Versión 6	Versión 7
Masa [kg]	3,08	4,41	4,59	4,80	4,81	3,84	3,87
Rigidez lateral [kN/mm]	0,83	1,43	1,44	1,22	1,46	1,21	1,12
Rigidez torsional [kN·m/°]	0,49	0,92	0,95	1,36	1,44	1,25	1,38
Paso por curva	-	-	-	-	-	Cumple	Cumple
Paso por curva con submodelos	-	-	-	-	-	No cumple	Cumple

De color verde se representan los criterios satisfechos y de color rojo los no satisfechos. Se observa que hasta la versión 6, no se someten los modelos a los ensayos de paso por curva. Esto se debe a que estos ensayos tienen un gran coste computacional, por lo que hasta que el diseño no cumple los criterios de masa y rigideces no se somete a este tipo de ensayo.

Es interesante remarcar que el nivel de detalle del mallado de cada modelo ha ido incrementándose con cada versión, por lo que a la par que se optimiza el diseño, los resultados son cada vez más precisos.

La versión 7 se considera la versión definitiva ya que cumple con todos los requisitos de diseño.

4 ESTUDIO DE LA RESISTENCIA A FATIGA

Este capítulo se divide en dos partes diferenciadas. En primer lugar, se busca la convergencia de los valores de los picos de tensión. A continuación, se realiza un estudio de la resistencia a fatiga del basculante a partir del valor máximo de tensión, con objetivo de predecir la vida del mismo.

4.1 Convergencia de los picos de tensión

En el capítulo anterior se observa que se producen tres picos de tensión en distintas zonas, por lo que se decide elaborar un submodelo de cada una de estas zonas para que los resultados del análisis estático sean más precisos. Sin embargo, en dicho análisis estático no es necesario conocer el valor exacto de las tensiones máximas para determinar la viabilidad del diseño, ya que se producen en zonas de tamaño muy reducido.

Por otro lado, el objetivo del presente capítulo es la predicción de la vida a fatiga del basculante, por lo que en este caso sí es necesario buscar la convergencia de los valores máximos de tensión para conocer su valor exacto. El procedimiento consiste en calcular los picos de tensión con mallas cada vez más finas, hasta que se obtenga un valor estable que no varíe al disminuir aún más el tamaño de los elementos del mallado. Este proceso se repite para cada uno de los tres submodelos.

4.1.1 Submodelo 1: Punteras

De manera análoga al capítulo anterior, el primer submodelo incluye las punteras del basculante, además del eje de la rueda. Se comprueba efectivamente que se produce un pico de tensión en la superficie de contacto entre el eje y las punteras. En la siguiente tabla se recogen los valores de tensión máxima obtenidos con distintos mallados.

Tabla 4–1. Tensión máxima en el submodelo 1.

Punteras	
Nº de elementos	Tensión máx. (MPa)
128 632	261,05
249 342	268,71
364 925	287,60
488 566	282,87
520 949	276,60
600 259	274,13
623 359	271,83
652 532	270,54

A continuación, se representan estos valores gráficamente para comprobar la convergencia de manera más visual.

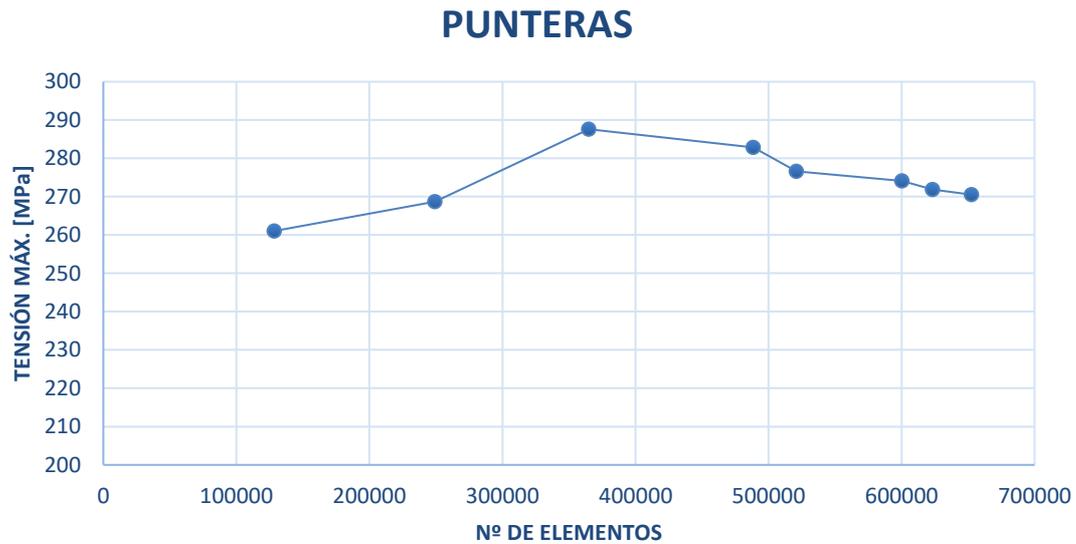


Figura 4.1. Tensión máxima en el submodelo 1.

Se observa que, con mallas que presentan menos de 500 000 elementos, el valor de la tensión máxima presenta cierta variabilidad en función del número de elementos de la malla. Sin embargo, conforme se aumenta esta cantidad, el valor del pico de tensión comienza a estabilizarse en torno a los 270 MPa. Concretamente, la malla más fina utilizada es de 652 532 elementos, con la que se obtiene una tensión máxima de **270,54 MPa**.

4.1.2 Submodelo 2: Cogida del amortiguador

El segundo submodelo está enfocado a la cogida del amortiguador. Efectivamente, se observa un pico de tensión en esta zona, concretamente en la unión de las orejetas con la barra correspondiente. En la siguiente tabla se recogen los valores de tensión máxima obtenidos con distintos mallados.

Tabla 4-2. Tensión máxima en el submodelo 2.

Cogida del amortiguador	
Nº de elementos	Tensión máx. (MPa)
24 358	169,70
76 724	163,19
142 572	169,37
190 694	175,01
237 187	167,39
383 680	172,43
515 111	181,33
544 027	172,33
577 373	170,45

Se representan estos valores en la siguiente figura, para comprobar la convergencia de manera gráfica.

COGIDA DEL AMORTIGUADOR

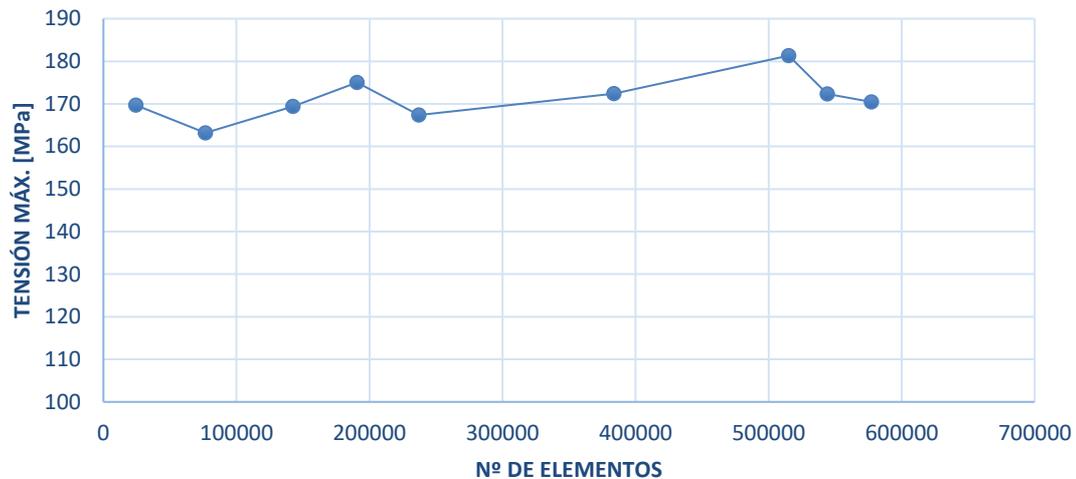


Figura 4.2. Tensión máxima en el submodelo 2.

En este caso, el valor del pico de tensión es más estable que en el submodelo anterior, al encontrarse siempre en torno a los 170 MPa, incluso para mallas con menos de 100 000 elementos. Obteniéndose un valor final de **170,45 MPa** con un mallado de 577 373 elementos.

4.1.3 Submodelo 3: Vértice Superior

El último submodelo se centra en el vértice superior de cada una de las triangulaciones de los dos brazos principales del basculante, es decir, en la zona en la que convergen tres barras perpendiculares. Se observa que se produce un pico de tensión en la unión de la barra de la cogida del amortiguador con las otras dos barras auxiliares que conforman la triangulación. En la siguiente tabla se recogen los valores de tensión máxima obtenidos con distintas cantidades de elementos en el mallado.

Tabla 4–3. Tensión máxima en el submodelo 3.

Vértice superior	
Nº de elementos	Tensión máx. (MPa)
16 951	243,97
54 742	242,54
69 693	242,49
82 340	242,09
128 199	242,85
192 560	240,69
237 651	242,21
280 422	242,90

Estos valores se representan en la siguiente gráfica.

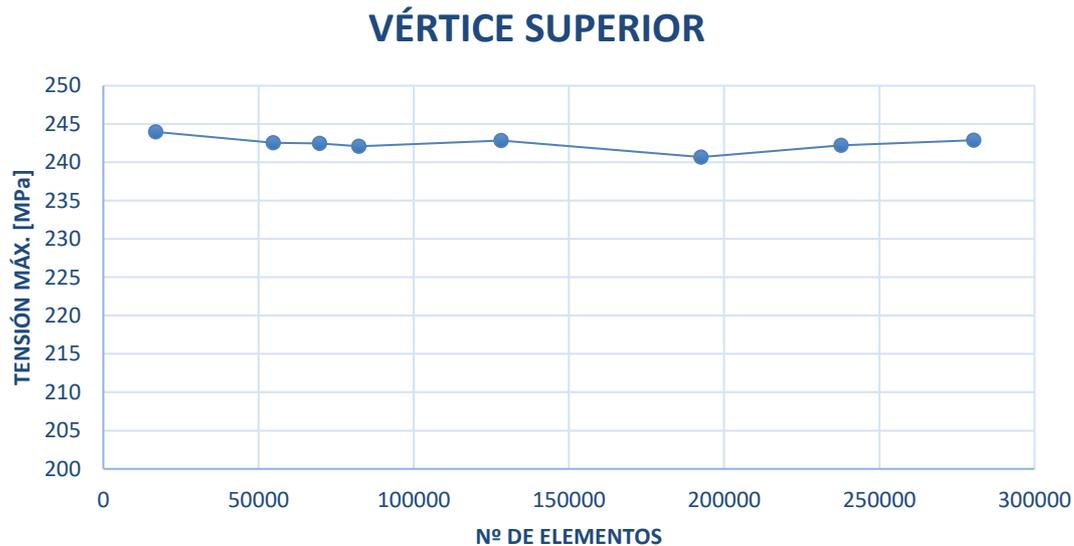


Figura 4.3. Tensión máxima en el submodelo 3.

En este submodelo, el valor del pico de tensión es estable desde el primer mallado. Al incrementar el número de elementos, no se observa ninguna variación apreciable en el valor de la tensión máxima. Con una malla de 16 951 elementos se obtiene una tensión de 243,97 MPa, y al incrementar el número de elementos a 280 422, el valor del pico es de **242,90 MPa**.

Tras observar las gráficas de los tres submodelos se concluye que en todos se alcanza la convergencia del pico de tensión, por lo que estos valores reflejan lo más fielmente posible las máximas tensiones a las que estará sometido el basculante durante su vida útil.

4.2 Resistencia a fatiga del basculante

Para realizar el presente análisis a fatiga se parte de los resultados obtenidos en el análisis estático del basculante sometido a la situación más crítica posible, que es el paso por curva. Concretamente, en los ensayos estáticos, explicados en el capítulo anterior, se utilizan datos de un paso por curva típico de Moto3, el cual es lógicamente más agresivo que el paso por curva del prototipo de *USRacing*, por lo que se pone de manifiesto el margen de seguridad con el que se desarrolla el presente proyecto.

Finalmente, se extraen los valores de los tres picos de tensión que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 4-4. Valores máximos de tensión.

Submodelo	Valor
Punteras	270,54 MPa
Cogida amortiguador	170,45 MPa
Vértice superior	242,90 MPa

Para el análisis a fatiga, se utiliza únicamente el mayor de los tres picos, que presenta un valor de 270,54 MPa. Y, se supone que cada paso por curva somete al basculante a un ciclo de 270,54 MPa de tensión máxima, quedando descargado tras salir de la curva. En la siguiente figura se muestra la variación de la tensión en el tiempo supuesta.

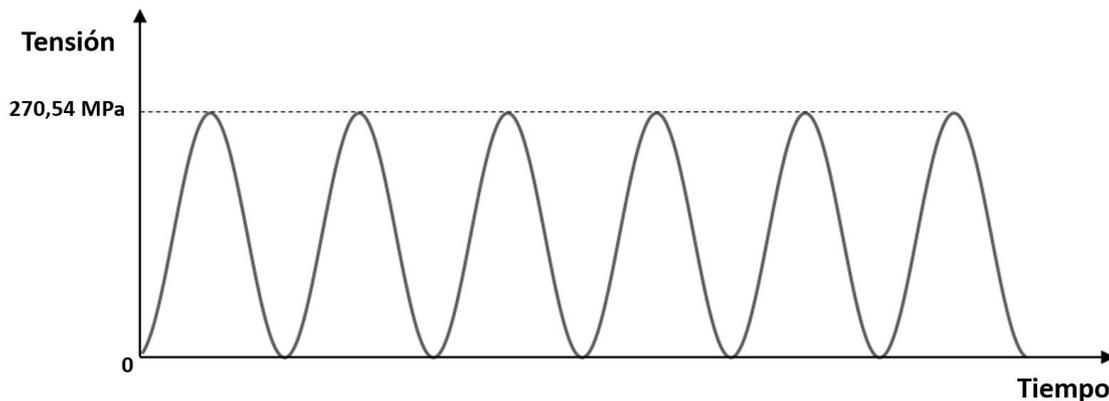


Figura 4.4. Variación cíclica de la tensión supuesta.

Cabe destacar, que esta evolución cíclica de la tensión es más crítica que la evolución real de la tensión que sufrirá el basculante durante su vida útil, ya que se supone que todas las curvas son idénticas e iguales a una curva típica de Moto3, siendo éstas más suaves. De manera que la tensión máxima alcanzada durante el paso por curva del prototipo real diseñado será menor. Sin embargo, esta suposición permite mantener cierto margen de seguridad, lo cual es deseable.

Para predecir la vida a fatiga del basculante se emplea el criterio de Smith-Watson-Topper (SWT) [18], que partiendo de las funciones tensión - deformación, que gobiernan la fatiga, incorpora el efecto de la tensión media a través de la tensión máxima, lo cual es necesario para el presente proyecto, al ser la tensión media distinta de cero. El criterio queda definido a través de la siguiente ecuación.

$$\sigma_{max} \cdot \varepsilon_a \cdot E = (\sigma_f')^2 \cdot (2N)^{2b} + \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot E \cdot (2N)^{b+c} \quad (4-1)$$

En dicha ecuación se observan distintos parámetros que dependen del material analizado. Como se ha comentado anteriormente el material elegido en el diseño del basculante es la aleación de aluminio 6082-T6. En la siguiente tabla se recogen los valores de los distintos parámetros definidos para este material, extraídos de [19].

Tabla 4-5. Parámetros de fatiga de la aleación de aluminio 6082-T6.

Parámetros	Valor
Coefficiente de resistencia a la fatiga (σ_f')	486,8 MPa
Coefficiente de ductilidad a la fatiga (ε_f')	0,209
Exponente de resistencia a la fatiga (b)	-0,07
Exponente de ductilidad a la fatiga (c)	-0,593

Además, también se observa en la ecuación de SWT el módulo de Young, definido en capítulos anteriores como 70 GPa. Una vez conocidos todos estos parámetros, ya se encuentra definida la curva que define el modelo de SWT, que relaciona la vida a fatiga con el producto $\sigma_{max} \cdot \varepsilon_a$.

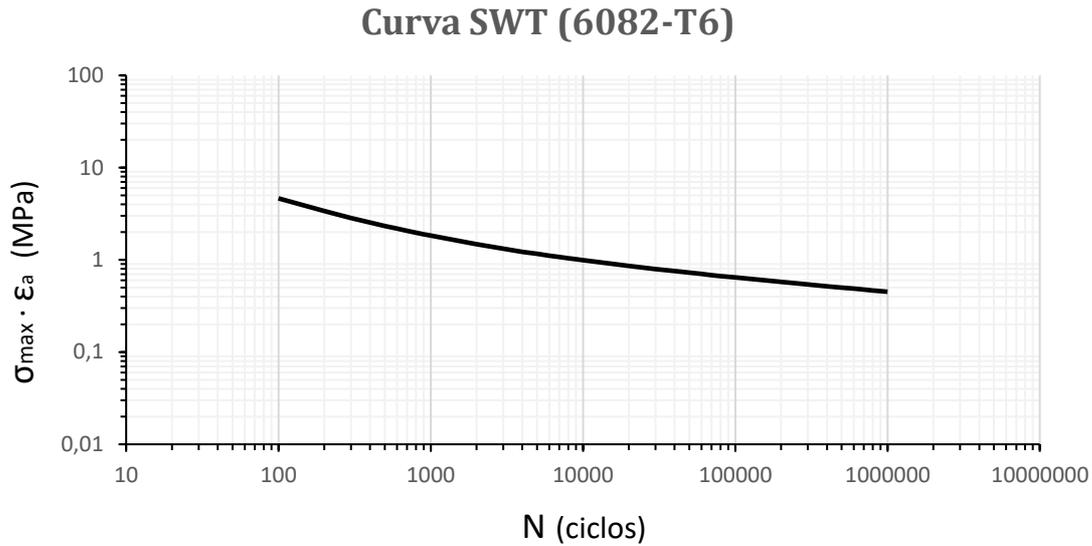


Figura 4.5. Modelo de SWT para la aleación de aluminio 6082-T6.

A continuación, se calcula la vida a fatiga del basculante, utilizando los resultados obtenidos en el análisis estático del submodelo de las punteras.

En el caso supuesto, las cargas son proporcionales, es decir, los máximos y los mínimos de las mismas coinciden a lo largo de los ciclos a los que está sometido el basculante. En la ecuación de SWT esto se traduce en que en la parte izquierda de la igualdad:

$$\sigma_{max} = \sigma_I^{max}$$

$$\epsilon_a = \frac{\Delta\epsilon_I}{2} = \frac{\epsilon_I^{max} - \epsilon_I^{min}}{2}$$

Mediante el software *ANSYS Workbench* se obtienen tanto la tensión principal máxima ($\sigma_I^{max} = 340,14 \text{ MPa}$) como el rango de la deformación principal máxima ($\Delta\epsilon_I/2 = 0,0040959/2$), por lo que ya solo queda despejar la vida a fatiga de la ecuación de SWT. En la siguiente figura se representa nuevamente el modelo SWT y el resultado obtenido para el basculante.

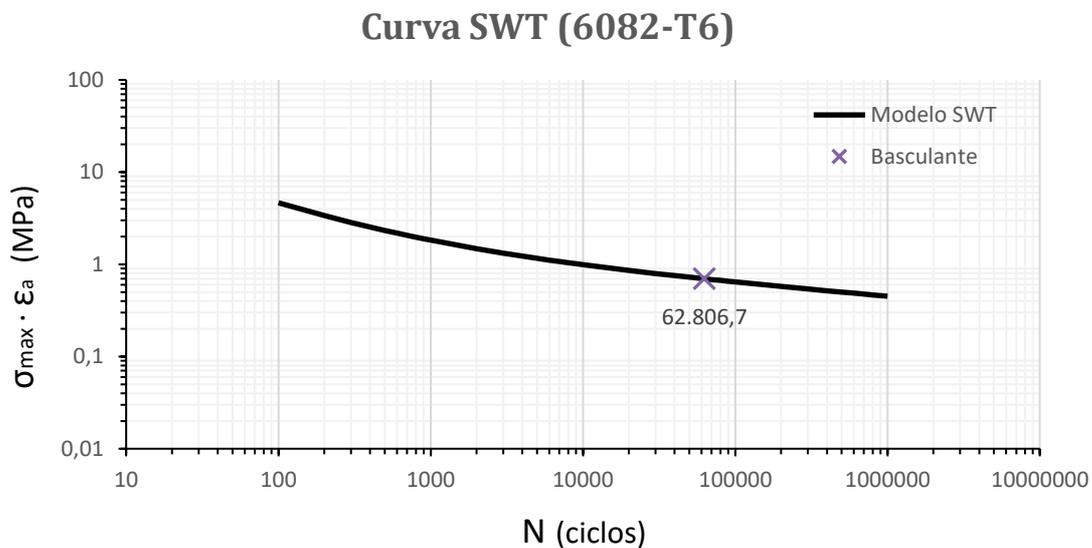


Figura 4.6. Modelo de SWT aplicado al basculante.

Finalmente, se observa que la vida a fatiga del basculante calculada es de 62 806 ciclos, es decir, el basculante soportará 62 806 pasos por curva antes del fallo.

En la siguiente figura se muestra el trazado del circuito de velocidad en el que correrá el prototipo diseñado.

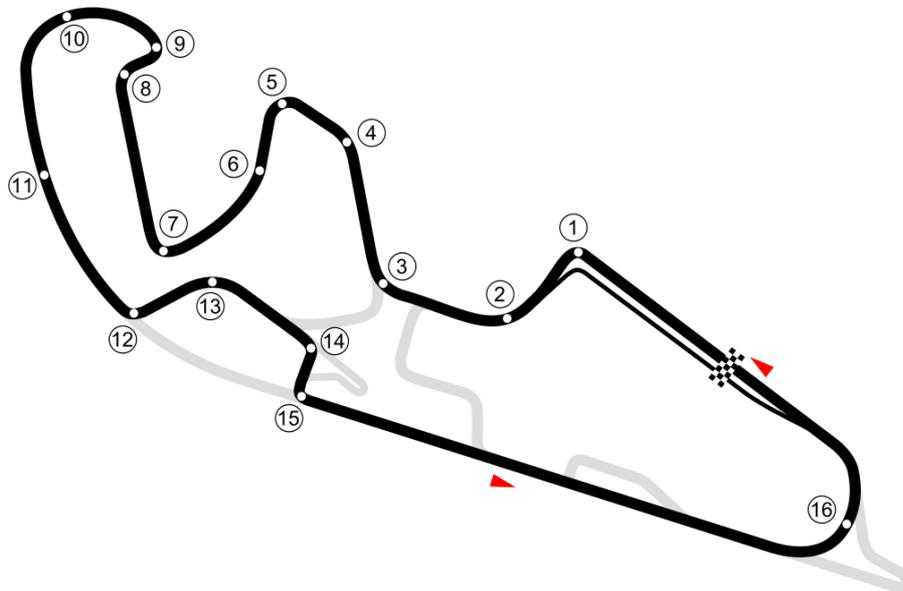


Figura 4.7. Trazado de la pista de *Motorland*. Extraída de [20].

Se observa que dicho trazado presenta 16 curvas en total. Por lo que el basculante presenta una vida a fatiga de 3925 vueltas al circuito. Este resultado es más que satisfactorio al encontrarse lejano al número de vueltas máximo estimado para el prototipo. Además, es interesante recordar que la hipótesis de que todos los pasos por curvas son idénticos y estimados a partir de datos de Moto3, ofrece un gran margen de seguridad. Se concluye de este modo que el basculante diseñado presenta una vida a fatiga aceptable.

5 CONCLUSIONES

En este capítulo se exponen las conclusiones finales del proyecto, entre las que se incluyen las principales novedades que presenta el mismo. Además, se proponen una serie de mejoras y posibles trabajos futuros que permitirían optimizar el proceso de diseño e incrementar el nivel de fiabilidad de los resultados.

5.1 Conclusiones del proyecto

La principal conclusión del presente trabajo es que se consigue diseñar un basculante que cumple todos los requisitos establecidos en el segundo capítulo, sin excepción. Por lo que el diseño obtenido es más que satisfactorio. Cabe destacar que el procedimiento hasta llegar a la versión final es iterativo, es decir, cada vez que se propone un nuevo diseño, se estudian los resultados en detalle para introducir mejoras en el siguiente modelo. Hasta siete versiones distintas fueron necesarias para llegar al diseño final, cuyas características fundamentales se recogen en la siguiente tabla.

Tabla 5–1. Propiedades de la versión 7.

Versión 7	
Masa	3,87 kg
Rigidez lateral	1,12 kN/mm
Rigidez torsional	1,38 kN·m/°
Paso por curva	Cumple
Paso por curva submodelos	Cumple

Efectivamente, se observa que se cumplen todos los criterios. Tras la realización de gran cantidad de ensayos, se comprueba que el criterio de la masa se encuentra enfrentado al resto de criterios, ya que al reducir la masa disminuyen las rigideces. Por tanto, la dificultad del diseño reside en encontrar un equilibrio entre todos los requisitos, para que un mismo modelo pueda cumplir con todos ellos. Finalmente, esto se logra con la versión 7. Aunque la versión 6 también cumple todos los criterios, ésta presenta la problemática del punto en el que coinciden tres cordones de soldadura perpendiculares, lo que podría provocar estados triaxiales de tensión. En la versión 7, se consigue eliminar dicho problema a la par que se mantiene el cumplimiento de todos los requisitos de diseño.

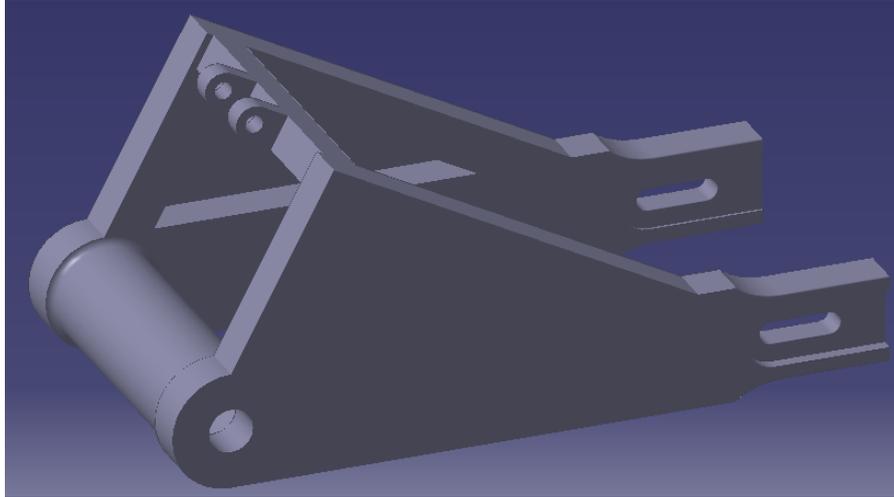


Figura 5.1. Versión 7 del basculante.

También es interesante recordar que este proyecto se elabora en estrecha colaboración con el diseño de otros elementos estructurales, principalmente el chasis. Esto se debe a que el basculante se encuentra unido al chasis mediante el anclaje, que se observa en la parte inferior izquierda de la figura anterior, y por medio del amortiguador, que va colocado entre ambas piezas. Esto evidencia que debe haber coherencia geométrica entre todas las piezas del prototipo que se encuentren relacionadas físicamente.

Por otro lado, se observa a lo largo de todo el proyecto que tanto en el cálculo de las cargas utilizadas como en la validación de los resultados se utilizan elevados coeficientes de seguridad. Si bien, esto puede perjudicar el diseño en el sentido de incrementar la masa total, es necesario utilizar tales márgenes de seguridad ya que es prioridad absoluta garantizar el correcto funcionamiento y evitar cualquier fallo que pueda poner en riesgo al piloto. Aun así, se logra una masa inferior a los 4 kg, que era el límite impuesto en el segundo capítulo, por lo que el diseño obtenido, además de ser seguro, también es ligero.

A continuación, se presentan las principales novedades de este proyecto respecto a los basculantes diseñados en anteriores ediciones, que permiten obtener unos resultados más precisos y, de este modo, desarrollar las modificaciones entre modelos con mayor agilidad, al ser los resultados más cercanos a la realidad. Estas novedades son las siguientes:

1. Curva de comportamiento de Ramberg-Osgood. En el software *ANSYS Workbench* se introduce la aproximación de Ramberg-Osgood de la curva de comportamiento de la aleación de aluminio 6082-T6, lo que permite al software conocer el régimen de deformación plástica de dicho material.

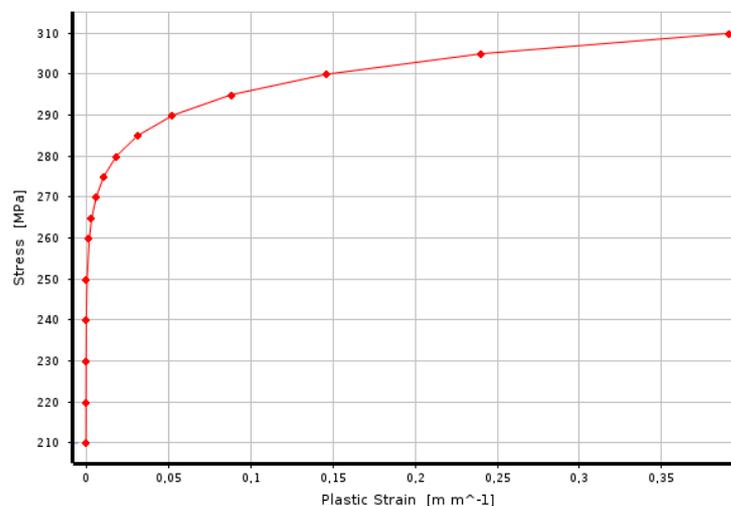


Figura 5.2. Curva de comportamiento de la aleación de aluminio 6082-T6 en *ANSYS Workbench*.

También se incluyen otras propiedades mecánicas de esta aleación, que difieren de las propiedades predeterminadas que presenta el aluminio definido automáticamente por el programa.

2. Proceso iterativo para fuerza de la suspensión. La fuerza ejercida por el amortiguador en el basculante se calcula como una respuesta al resto de cargas estimadas para el paso por curva. Sin embargo, esta fuerza es dependiente de la posición del amortiguador, concretamente de su inclinación. Esta inclinación solo es conocida para el caso en que la suspensión se encuentra descargada. Por ello, se diseña un proceso iterativo, que permite obtener tanto la inclinación como la carga ejercida por el amortiguador durante el paso por curva. Este proceso iterativo incluye un modelado en *Catia* de la geometría del basculante unido al conjunto amortiguador-muelle.
3. Submodelos. Esta es la principal novedad que presenta el presente proyecto. Gracias a la utilización de submodelos para la obtención de las tensiones en el ensayo del paso por curva, se logra obtener unos resultados con un nivel de precisión muy elevado, sin que el coste computacional sea excesivo.

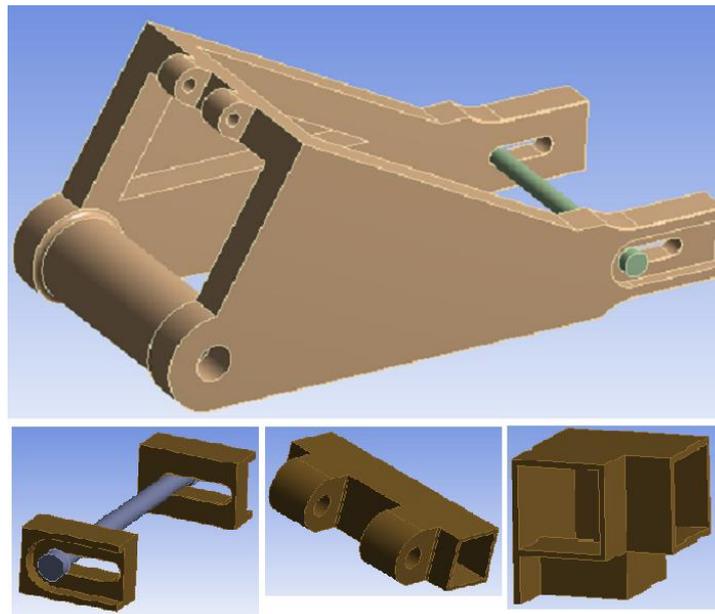


Figura 5.3. Modelo y submodelos del basculante.

Como es lógico, los tres submodelos definidos se centran en las tres zonas donde se observan los mayores picos de tensión, lo que permite calcular dichas tensiones con mallados notablemente finos. Esto garantiza cierta fiabilidad en los resultados.

Por último, se realiza un estudio de la resistencia a fatiga del basculante. Esto también es una novedad respecto a los anteriores basculantes diseñados para *USRacing*, en los que no se estudiaba dicho parámetro. Los submodelos anteriormente comentados son fundamentales para este estudio, ya que es necesario conocer con exactitud los picos de tensión observados para poder predecir la vida a fatiga de la pieza.

Se emplea el criterio de Smith-Watson-Topper (SWT) [18], ya que los ciclos supuestos para estudiar la fatiga presentan una tensión media distinta de cero y, dicho criterio incorpora la influencia de la tensión media. Finalmente, se obtiene una vida de 3925 vueltas al circuito de *Motorland*. Como se ha comentado anteriormente, en este caso también se busca obtener un cierto margen de seguridad, por lo que se supone siempre la situación más crítica posible.

En definitiva, la versión 7 del basculante se considera apta para la fabricación, tras superar con éxito todos los requisitos de diseño. Además, se observa que, para la obtención de los distintos resultados presentados en este proyecto, se han introducido una serie de novedades que proporcionan un mayor nivel de fiabilidad.

5.2 Posibles mejoras y trabajos futuros

Al comienzo del proyecto se decide que el basculante sea tipo tubular. Por ello, el procedimiento seguido consiste en partir de un diseño tubular básico, e ir optimizando dicho diseño, a partir de los resultados de cada versión. Podría resultar interesante, diseñar en paralelo un basculante tipo viga, siguiendo un procedimiento análogo. Y, finalmente, comparar las versiones definitivas de ambos tipos de basculante para elegir uno. Esto no es posible en el presente proyecto, por las limitaciones económicas que tiene el equipo *USRacing*, que imposibilitan la fabricación de un basculante tipo viga. Sin embargo, para próximas ediciones, en el caso de que la financiación fuese superior, sí que se podría llevar a cabo el desarrollo de los dos tipos y su posterior comparativa para la fabricación.

En relación al material elegido ocurre lo mismo. Si bien, la aleación de aluminio presenta unas propiedades mecánicas más que aceptables, también podría ser interesante la comparativa con otras aleaciones e incluso otros materiales no metálicos. En este caso, la financiación vuelve a ser una limitación, aunque resultaría muy interesante el análisis de distintos materiales, como puede ser fibra de carbono. Cabe destacar en este sentido, que la mayoría de basculantes actuales están hechos de aleaciones de aluminio o acero, por lo que el desarrollo de un basculante de fibra de carbono significaría una importante innovación. Por lo que, sería una opción a considerar, siempre y cuando se incrementase notablemente el poder adquisitivo del equipo *USRacing*.

Por otro lado, sería muy útil realizar ensayos reales al basculante ya fabricado. De esta manera se podría comprobar el nivel precisión de los ensayos elaborados con *ANSYS Workbench*. Por ejemplo, se podrían calcular las rigideces lateral y torsional de la pieza con un banco de ensayos y, ver si difieren de las calculadas previamente a la fabricación. Así, se podrían validar todos los ensayos diseñados.



Figura 5.4. Basculante sometido a ensayo de rigidez torsional. Extraída de [21].

En la figura anterior, se muestra un basculante sometido a un ensayo de rigidez torsional en un banco de pruebas. Se comprueba así, que las pruebas para obtener las rigideces consisten en aplicar una carga lateral o torsional en el eje de la rueda, ya colocado en el basculante, y, obtener los desplazamientos que se producen, por ejemplo, mediante galgas extensiométricas.

En el caso de que los resultados reales y los virtuales presenten un buen nivel de similitud, se podrían estandarizar los ensayos elaborados en el software específico para los próximos basculantes que se diseñen dentro del equipo. De este modo, se crearía un protocolo de validación para los modelos propuestos, con la garantía de que los resultados son cercanos a la realidad.

La comparación con los resultados reales también permite un análisis detallado de los elevados márgenes de seguridad con los que se ha trabajado en el presente proyecto, lo que podría conllevar el cálculo de coeficientes de seguridad más precisos y, con ello, una reducción del peso del basculante, al no sobredimensionarse ningún componente del mismo.

En el estudio de la resistencia a fatiga del basculante ocurre algo análogo. Al suponer que todos los pasos por curvas son idénticos y estimados a partir de datos de Moto3, se está aplicando un margen de seguridad muy

elevado. La conclusión de dicho estudio es válida: el basculante presenta una vida a fatiga aceptable. Pero el número obtenido no refleja fielmente la realidad, ya que el basculante presentará una vida a fatiga mayor. Por ello, resultaría muy útil medir de algún modo la inclinación y la velocidad de prototipo en cada una de las curvas del circuito de *Motorland*.



Figura 5.5. Paso por curva del prototipo de la edición anterior.

Con estos datos, para el próximo basculante que se diseñe, se podrían estimar las cargas que sufre el basculante durante los distintos pasos por curva, evitando la generalización al caso de Moto3. Aunque esto también implica la suposición de que los prototipos de las siguientes ediciones serán análogos al de la presente, por lo que habría que introducir un coeficiente de seguridad. Aun así, las cargas estimadas serían más cercanas a la realidad que las obtenidas empleando datos de Moto3 y, se podría predecir la vida a fatiga con mayor nivel de precisión.

REFERENCIAS

- [1] T. Foale, *Motorcycle handling and chassis design. The art and science*, 2002.
- [2] G. Risitano, L. Scappaticci, C. N. Grimaldi y F. Mariani, «Analysis of the Structural Behavior of Racing Motorcycle Swingarms,» *SAE International*, 2012.
- [3] S. Di Piazza, «Ducati Chassis Design; Simulations and Experimental Testing,» Ducati Motor Holding S.p.A., Bologna, Italy.
- [4] G. Bhunte y T. Deshmukh, «A Review on Design and Analysis of Two Wheeler,» *International Journal for Research in Emerging Science*, vol. 2, nº 1, pp. 42-45, 2015.
- [5] [En línea]. Available: <http://www.multibody.net/teaching/dissertations/2013-giacomo-sarti/>.
- [6] [En línea]. Available: <https://www.materialstoday.com/composite-applications/features/motorcycle-swingarm-redesigned-in-carbon-composite/>.
- [7] [En línea]. Available: <https://www.bikeshedtimes.com/indian-recalls-flat-track-glory-for-new-1200-street-bikes/>.
- [8] [En línea]. Available: <https://www.motorcyclespecs.co.za/Technicale/Swingarm.htm>.
- [9] V. Dixit, S. Nukulwar, S. Shinde y S. Pimpale, «Vibration response and Optimization of Swing arm through Hardening,» *International Journal of Current Engineering and Technology*, vol. 6, nº 2, pp. 562-567, 2016.
- [10] [En línea]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Werner_Motors#/media/File:Werner_230_cc_1904.jpg.
- [11] [En línea]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle_components#/media/File:Plunger_suspension.jpg.
- [12] [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Vincent_Motorcycles#/media/Archivo:Cantilever_motorcycle.jpg.
- [13] [En línea]. Available: https://www.kawasaki.es/es/about_kawasaki/technology-more/Amortiguador_trasero_en_disposici%C3%B3n_horizontal?Uidth=05A0WlhZXFhZWIBZXVlbWVtfUFFdUEYNG0UtOw.
- [14] [En línea]. Available: <https://www.motorbikemag.es/bmw-patenta-chasis-basculante-flexible-fibra-carbono/>.
- [15] V. Cossalter, *Motorcycle Dynamics*, 2006.
- [16] K. Popp y W. Schiehlen, *Ground Vehicle Dynamics*, Springer, 2010.

-
- [17] S. Benson, J. Downes y R. Dow, «Ultimate strength characteristics of aluminium plates for high speed vessels,» *Ships and Offshore Structures*, vol. 6, nº 1-2, pp. 67-80, 2011.
- [18] K. Smith, P. Watson y T. Topper, «A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals,» *Journal of Materials*, vol. 5, nº 4, pp. 767-778, 1970.
- [19] L. Borrego, L. Abreu, J. Costa y J. Ferreira, «Analysis of low cycle fatigue in AlMgSi alloys,» *Engineering failure analysis*, vol. 11, pp. 715-725, 2004.
- [20] [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/MotorLand_Arag%C3%B3n.
- [21] [En línea]. Available: http://www.moto-works.jp/heat-magic/index_project_1.html.

GLOSARIO

P: Peso

m: Masa

g: Aceleración de la gravedad

σ_y : Límite elástico

σ_{UTS} : Límite de rotura

E: Módulo de Young

R_c : Radio de curvatura

F_c : Fuerza centrífuga

F_v : Fuerza del paso por curva

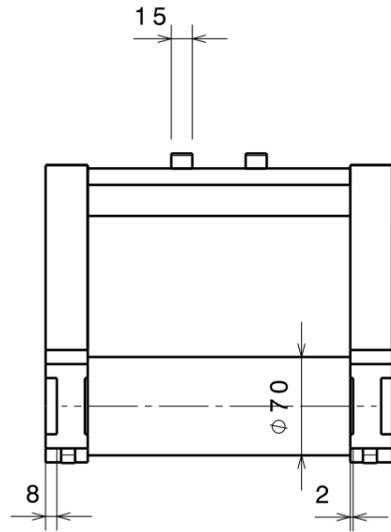
M_h : Momento del paso por curva

F_{sa} : Fuerza del efecto de la cadena

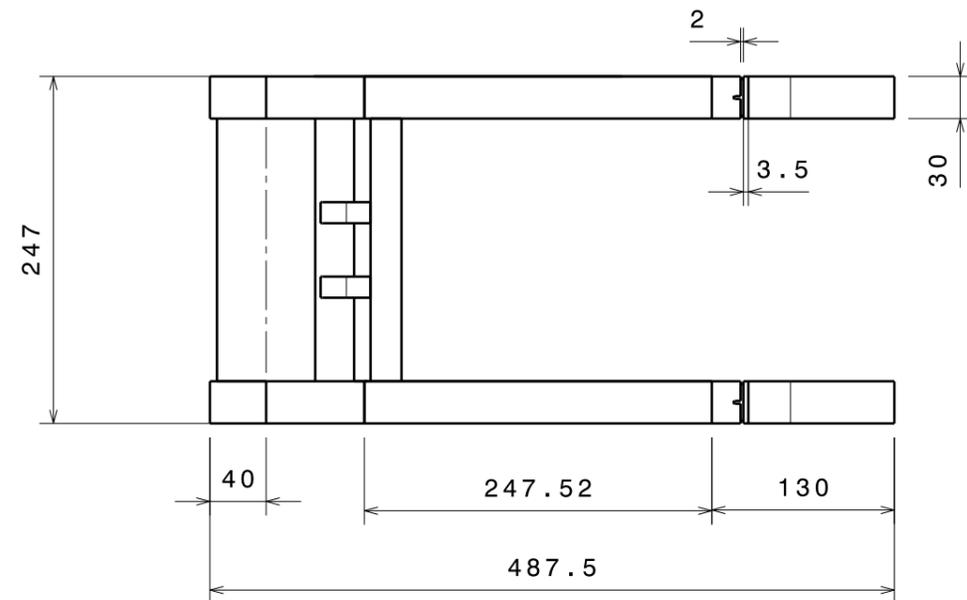
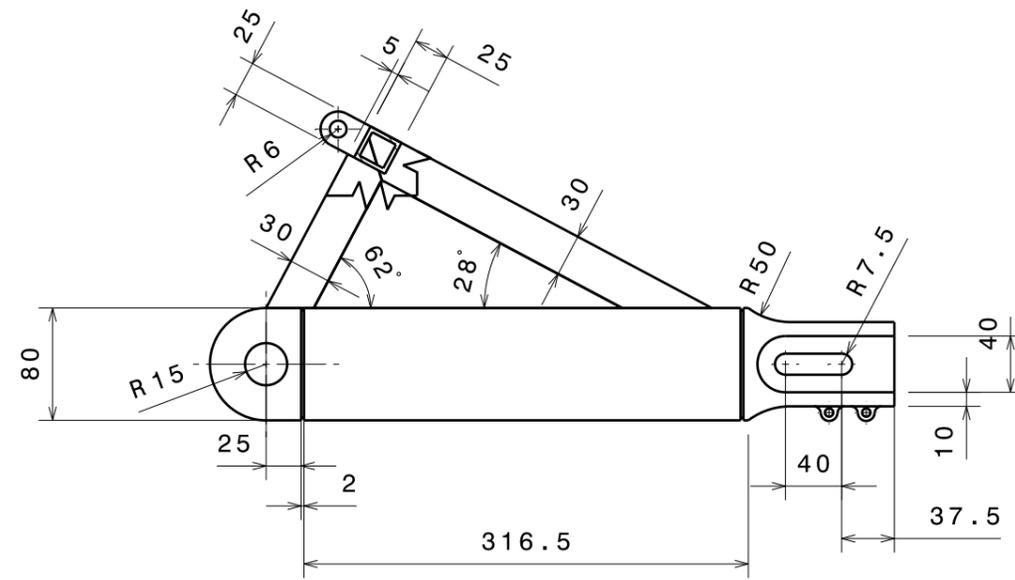
F_{susp} : Fuerza de la suspensión

ANEXO A. PLANOS GENERALES

Right view
Scale: 1:5

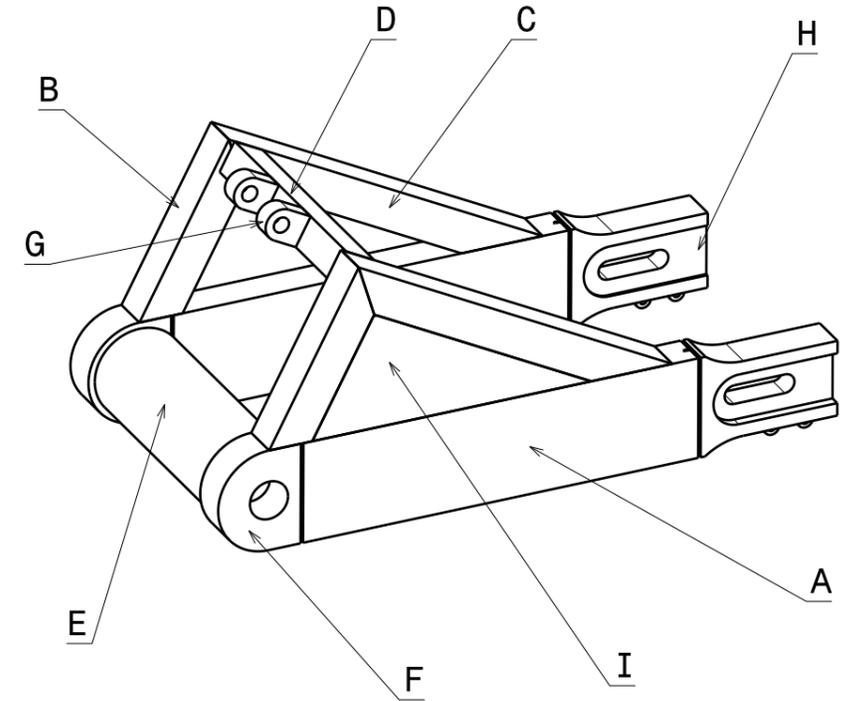


Front view
Scale: 1:5



Top view
Scale: 1:5

Isometric view
Scale: 1:5



DESIGNED BY: Pedro	<h1>BASCULANTE</h1>	I	Cartela (e=2 mm)
DATE: 08/06/2021		H	Puntera
CHECKED BY: Pedro		G	Orejeta
DATE: 08/06/2021		F	Anclaje
SIZE A3	<h1>USRACING</h1>	E	Brazo cilíndrico (e=2,5 mm)
SCALE 1:5		D	Brazo auxiliar 3 (e=3 mm)
WEIGHT (kg) 3,87	<h1>Planos generales</h1>	C	Brazo auxiliar 2 (e=2 mm)
		B	Brazo auxiliar 1 (e=2 mm)
		A	Brazo principal (e=2,5 mm)
		Versión v7	