

# Máster Universitario en Ingeniería Industrial

## Trabajo Fin de Máster

### **Diseño de sistema estructural y suspensión trasera de una motocicleta de competición**

Autor: Ayoze Alemán Brito

Tutor: Carmelo Militello Militello



*La publicación de este Trabajo Fin de Máster solo implica que el estudiante ha obtenido al menos la nota mínima exigida para superar la asignatura correspondiente, no presupone que su contenido sea correcto, aunque si aplicable. En este sentido, la ULL no posee ningún tipo de responsabilidad hacia terceros por la aplicación total o parcial de los resultados obtenidos en este trabajo. También pone en conocimiento del lector que, según la ley de protección intelectual, los resultados son propiedad intelectual del alumno, siempre y cuando se haya procedido a los registros de propiedad intelectual o solicitud de patentes correspondientes con fecha anterior a su publicación.*



# Índice de contenido

1. Introducción .....	1
2. Alcance.....	3
3. Antecedentes .....	5
3.1. Revisión histórica .....	5
3.2. Estado del arte.....	10
3.2.1. Chasis .....	10
3.2.2. Subchasis .....	12
3.2.3. Basculante: .....	13
3.2.4. Sistemas de suspensión trasera.....	14
4. Especificaciones de diseño.....	18
4.1. Dimensiones.....	18
4.2. Chasis.....	22
4.3. Sistema de suspensión .....	22
4.3.1. Aspectos generales .....	22
4.3.2. Suspensión delantera .....	23
4.3.3. Suspensión trasera .....	23
4.3.4. Sistema de dirección.....	23
4.3.5. Llantas .....	23
4.4. Peso.....	24
5. Materiales.....	25
5.1. Introducción.....	25
5.2. Materiales planteados .....	25
5.2.1. Acero .....	25
5.2.2. Aluminio.....	26
5.2.3. Material compuesto .....	27

5.3.	Materiales seleccionados .....	30
5.3.1.	Fibra de carbono.....	30
5.4.	Método de fabricación seleccionado .....	34
5.5.	Propiedades mecánicas de laminado .....	35
6.	Diseño planteado .....	43
6.1.	Especificaciones preliminares .....	43
6.1.1.	Distancia entre ejes .....	43
6.1.2.	Ángulo de avance.....	44
6.1.3.	Trail.....	44
6.1.4.	Posición del asiento.....	46
6.1.5.	Longitud e inclinación del basculante.....	47
6.1.6.	Suspensión delantera.....	49
6.1.7.	Sistema de amortiguación trasera .....	50
6.1.8.	Esquema preliminar .....	51
6.1.9.	Proceso de diseño iterativo .....	52
6.2.	Chasis planteado.....	55
6.3.	Subchasis planteado .....	62
6.4.	Basculante planteado.....	64
6.5.	Sistema de amortiguación trasera planteado .....	68
6.6.	Diseño general de la motocicleta.....	70
7.	Análisis de cargas .....	72
7.1.	Caso 1. Motocicleta en estado estático.....	73
7.2.	Caso 2. Aceleración rectilínea.....	75
7.3.	Caso 3. Frenada rectilínea .....	76
7.3.1.	Caso A. Freno delantero.....	78
7.3.2.	Caso B. Freno trasero.....	79
7.3.3.	Caso C. Frenada con ambos frenos .....	79

7.4.	Caso 4. Paso por curva.....	80
8.	Análisis de esfuerzos.....	85
8.1.	Subchasis.....	85
8.1.1.	Condiciones de contorno.....	85
8.1.2.	Contacto entre componentes.....	86
8.1.3.	Cargas aplicadas.....	86
8.1.4.	Mallado.....	87
8.1.5.	Resultados obtenidos.....	88
8.2.	Basculante.....	96
8.2.1.	Condiciones de contorno.....	96
8.2.2.	Contacto entre componentes.....	97
8.2.3.	Mallado.....	98
8.2.4.	Resultados obtenidos.....	98
8.3.	Chasis.....	124
8.3.1.	Caso 1: motocicleta con piloto en posición de carrera.....	127
8.3.2.	Caso 2: Aceleración rectilínea.....	132
8.3.3.	Caso 3: Frenada rectilínea.....	138
8.3.4.	Caso 4: Paso por curva.....	144
8.3.5.	Caso 5: Prueba estática.....	151
9.	Comportamiento de motocicleta.....	157
9.1.	Aceleración de motocicleta.....	157
9.2.	Relación de transmisión óptima y velocidad máxima.....	158
9.3.	Frenada.....	160
9.4.	Oscilación del basculante.....	161
10.	Consideraciones finales.....	164
11.	Bibliografía.....	165
Anexo A:	Ensayos para materiales compuestos.....	166

Anexo B: Métodos de fabricación .....	172
Anexo C: Cálculo aproximado de constantes ingenieriles.....	176
Anexo D: Planos .....	181



## Índice de ilustraciones

Ilustración 1. Logo del equipo R8 Island ULL.....	1
Ilustración 2. Motocicleta Daimler ReitWagen, considerada la primera motocicleta (año 1885). Fuente: catawiki.com.....	5
Ilustración 3. Motocicleta Werner 1900 (año 1901). Fuente: Motosantiguasgranada.es.tl.....	6
Ilustración 4. Chasis tubular de simple cuna desdoblada y chasis tubular de doble cuna. Fuente: [4] .....	6
Ilustración 5. Esquema del chasis de la motocicleta Cotton Motorcycle M25 Blackburne (1928). Fuente:[4] .....	7
Ilustración 6. Motocicleta Cotton Motorcycle M25 Blackburne (1928). Fuente: Wikimedia commons.....	7
Ilustración 7. Esquema del chasis de la motocicleta Francis – Barnett 172cc super Sport TT model 9 (1928). Fuente: [4].....	7
Ilustración 8. Motocicleta Francis – Barnett 172cc super Sport TT model 9 (1928). Fuente: bonhams.com.....	8
Ilustración 9. Motocicleta Vincent HRD Rapide Serie B de 1948. Fuente: Bonhams.com.....	8
Ilustración 10. Motocicleta Norton Manx del año 1950. Fuente: Bonhams.com.....	9
Ilustración 11. Chasis de motocicleta Ossa 250 del año 1968. Fuente: Voromv.com .....	9
Ilustración 12. Chasis desarrollado por Antonio Cobas. Fuente: Moto1pro.com .....	10
Ilustración 13. Partes del sistema estructural de una motocicleta actual. Fuente: [1] Modificado .....	10
Ilustración 14. Chasis de aluminio de Honda CBR1000RR-R Fireblade del año 2020. Fuente: Motociclsmo.com .....	11
Ilustración 15. Motocicleta KTM RC 125 del año 2020. Fuente: ktm.com.....	12
Ilustración 16. Motocicleta Ducati Monster 797 del año 2020. Fuente: ducati.com.....	12
Ilustración 17. Motocicleta KTM RC250 R, con subchasis de fibra de carbono. Fuente: arpem.com .....	13
Ilustración 18. Basculante de doble brazo simple de motocicleta KTM 690 enduro R. Fuente: ktm.com .....	13
Ilustración 19. Basculante de doble brazo triangulado de motocicleta Honda NSF250R. Fuente:ordremedecins.mc.....	14

Ilustración 20. Basculante monobrazo de la motocicleta KTM 1290 Super Duke R. Fuente: rubbersideup.com.....	14
Ilustración 21. Esquema de sistema clásico de suspensión trasera. Fuente: [2] .....	15
Ilustración 22. Motocicleta Triumph Boneville T100 del año 2018 con sistema clásico de amortiguación trasera. Fuente: triumph.com .....	15
Ilustración 23. Esquema de sistema cantiléver de suspensión trasera. Fuente: [2].....	16
Ilustración 24. Motocicleta eléctrica Harley Davidson Livewire del año 2020 con sistema de amortiguación cantiléver. Fuente: harley-davidson.com .....	16
Ilustración 25. Esquemas del sistema Unitrak. Fuente: a) [2]. b) gpz.bike-night.com.....	17
Ilustración 26. Esquemas del sistema Unitrak. Fuente: a) [2]. b) motorcycle.com (modificada) .....	17
Ilustración 27. Esquemas del sistema Full Floater. Fuente: [2] (modificada). .....	18
Ilustración 28. Anchura mínima entre extremos de semimanillares. Fuente: normativa MotoStudent.....	19
Ilustración 29. Ángulo mínimo de inclinación lateral. Fuente: normativa MotoStudent .....	19
Ilustración 30. Distancia libre al pavimento. Fuente: normativa MotoStudent. ....	20
Ilustración 31. Límite frontal del prototipo. Fuente: normativa MotoStudent.....	20
Ilustración 32. Límite posterior del prototipo Fuente: normativa MotoStudent. ....	21
Ilustración 33. Anchura máxima del asiento. Fuente: normativa MotoStudent.....	21
Ilustración 34. Anchura máxima del carenado. Fuente: normativa MotoStudent. ....	21
Ilustración 35. Altura máxima permitida entre asiento y colín. Fuente: normativa MotoStudent. ....	22
Ilustración 36. Tipos de materiales compuestos en función del tipo de refuerzo utilizado. ....	28
Ilustración 37. Imagen del tejido de fibra de carbono C201T2s de Fibermax Composites. Fuente: Fibermaxcomposites.com .....	31
Ilustración 38. Probetas tipo A para fabricadas para el ensayo de tracción.....	36
Ilustración 39. Curva Tensión – deformación de la probeta 1. ....	38
Ilustración 40. Curva Tensión – deformación de la probeta 2. ....	38
Ilustración 41. Curva Tensión – deformación de la probeta 3. ....	39
Ilustración 42. Probetas tras el ensayo de tracción. Arriba) probeta 1. centro) probeta 2. Abajo) probeta 3.....	39
Ilustración 43. Orientación de las capas unidireccionales de la probeta tipo A.....	41
Ilustración 44. Ejemplos de movimiento wheelie y stoppie. Fuente: MotoGP.com.....	43

Ilustración 45. Esquema de ángulo de avance de suspensión delantera. ....	44
Ilustración 46. Rueda delantera con un Trail positivo (izquierda) y un Trail negativo (derecha). Fuente: [2]. ....	45
Ilustración 47. Longitud Trail obtenida para la geometría planteada. ....	46
Ilustración 48. Renderizado de la horquilla telescópica invertida adquirida y Motocicleta Honda CB125R 2018. Fuente: honda.com. ....	49
Ilustración 49. Amortiguador trasero Öhlins facilitado por la competición. ....	50
Ilustración 50. Esquema preliminar de la motocicleta. ....	51
Ilustración 51. Proceso iterativo utilizado para el diseño de los componentes estructurales. ..	52
Ilustración 52. Esquema de reparto de cargas. ....	53
Ilustración 53. Dimensiones y representación trimétrica del contenedor del pack de baterías. ....	55
Ilustración 54. Dimensiones del motor eléctrico Engiro proporcionado por la competición. Fuente: Manual Engiro. ....	56
Ilustración 55. Dimensiones del motor eléctrico Engiro proporcionado por la competición. Fuente: Manual Engiro. ....	56
Ilustración 56. Diseño de chasis planteado. ....	57
Ilustración 57. Detalle de chasis planteado . ....	57
Ilustración 58. Posición del motor en el alojamiento del chasis. ....	58
Ilustración 59. Detalle de vigas del chasis planteado. ....	58
Ilustración 60. Detalle de la parte delantera del chasis. ....	59
Ilustración 61. Detalle de pared vertical y horizontal. ....	59
Ilustración 62. Detalle de inserciones de aluminio para la sujeción de componentes. ....	60
Ilustración 63. Detalle de inserción para atornillar eje de basculante. ....	60
Ilustración 64. Esquema de bordes de estructura sándwich. ....	61
Ilustración 65. Dirección 00 de las fibras unidireccionales del laminado del chasis. ....	61
Ilustración 66. Subchasis planteado. ....	62
Ilustración 67. Detalle constructivo de subchasis. ....	62
Ilustración 68. Medidas preliminares del subchasis planteado . ....	63
Ilustración 69. Detalles de diseño del subchasis. ....	63
Ilustración 70. Orientación principal de fibras del subchasis planteado. ....	64
Ilustración 71. Basculante planteado. ....	64
Ilustración 72. Barra de aluminio del basculante planteado. ....	65
Ilustración 73. Brazo del basculante diseñado. ....	65

Ilustración 74. Inserción de aluminio para la sujeción del rodamiento y eje de basculante. ...	66
Ilustración 75. Inserción de aluminio para sujeción del eje de la rueda trasera.....	66
Ilustración 76. Detalle de chaflán del basculante.....	67
Ilustración 77. Orientación principal de fibras del basculante planteado. ....	67
Ilustración 78. Sistema de amortiguación cantiléver. Fuente: [2].....	68
Ilustración 79. Posición del amortiguador trasero. ....	69
Ilustración 80. Soporte del amortiguador trasero.....	69
Ilustración 81. Ensamblaje de sistema estructural. ....	70
Ilustración 82. Modelo del piloto en posición de carrera.....	71
Ilustración 83. Esquema de cargas y distancias para motocicleta en estado estático. ....	74
Ilustración 84. Esquema de cargas y distancias para motocicleta en aceleración rectilínea....	76
Ilustración 85. Esquema de cargas y distancias para motocicleta en frenada rectilínea. ....	78
Ilustración 86. Esquema de cargas y distancias para motocicleta en paso por curva. ....	81
Ilustración 87. Zonas de aplicación de cargas en el centro del asiento.....	86
Ilustración 88. Fuerza de prueba estática aplicada en región A.....	86
Ilustración 89. Fuerza de prueba estática aplicada en región B. ....	87
Ilustración 90. Mallado del subchasis.....	87
Ilustración 91. Distribución de tensiones en el núcleo del subchasis para caso de carga A. ...	88
Ilustración 92. Distribución del coeficiente de seguridad en el núcleo del subchasis para el caso de carga A. ....	89
Ilustración 93. Distribución de tensiones en el laminado del subchasis para el caso de carga A. ....	90
Ilustración 94. Detalle de distribución de tensiones en el laminado del subchasis para el caso de carga A. ....	90
Ilustración 95. Distribución del coeficiente de seguridad del laminado del subchasis para el caso de carga A. ....	91
Ilustración 96. Desplazamientos verticales (eje y) para carga de prueba en la parte superior para el caso de carga A. ....	92
Ilustración 97. Desplazamientos en la dirección x para carga de prueba en la parte superior para el caso de carga A. ....	92
Ilustración 98. Distribución de tensiones en el núcleo del subchasis para caso de carga B. ...	93
Ilustración 99. Distribución del coeficiente de seguridad en el núcleo del subchasis para el caso de carga B.....	93

Ilustración 100. Distribución de tensiones en el laminado del subchasis para el caso de carga B. ....	94
Ilustración 101. Distribución del coeficiente de seguridad del laminado del subchasis para el caso de carga B. ....	95
Ilustración 102. Desplazamientos verticales para carga de prueba aplicada en la región B. ...	95
Ilustración 103. Desplazamientos horizontales transversales para carga de prueba aplicada en la Región B. ....	96
Ilustración 104. Restricción de movimiento axial y radial en el alojamiento del rodamiento. ....	97
Ilustración 105. Restricción de movimiento axial y radial en los orificios del soporte del amortiguador trasero. ....	97
Ilustración 106. Cabeza de perno ficticio que representa la conexión impuesta. ....	98
Ilustración 107. Mallado del basculante. ....	98
Ilustración 108. Eje trasero útil para la aplicación de cargas. ....	99
Ilustración 109. Representación de carga remota FPRUEBA. ....	100
Ilustración 110. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del basculante. ....	100
Ilustración 111. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en el núcleo del basculante. ....	101
Ilustración 112. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de prueba estática. ....	102
Ilustración 113. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el núcleo del basculante para el caso de prueba estática. ....	102
Ilustración 114. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de prueba estática. ....	103
Ilustración 115. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en la barra de aluminio. ....	104
Ilustración 116. Desplazamiento resultante del basculante para el caso de prueba estática. ....	104
Ilustración 117. Cargas aplicadas en el caso de aceleración rectilínea. ....	106
Ilustración 118. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	106
Ilustración 119. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	107
Ilustración 120. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	108

Ilustración 121. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	108
Ilustración 122. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de aceleración rectilínea. ....	109
Ilustración 123. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en la barra de aluminio para el caso de aceleración rectilínea. ....	110
Ilustración 124. Desplazamiento resultante del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	110
Ilustración 125. Representación de cargas aplicadas en el caso de frenada rectilínea.....	112
Ilustración 126. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	112
Ilustración 127. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	113
Ilustración 128. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	114
Ilustración 129. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado para el caso de frenada rectilínea. ....	114
Ilustración 130. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de frenada rectilínea. ....	115
Ilustración 131. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en la barra de aluminio para el caso de frenada rectilínea. ....	116
Ilustración 132. Desplazamiento resultante del basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	116
Ilustración 133. Esquema de cargas existentes en el paso por curva para el basculante. ....	118
Ilustración 134. Representación de cargas aplicadas en el caso de paso por curva.....	119
Ilustración 135. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de paso por curva. ....	119
Ilustración 136. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de paso por curva. ....	120
Ilustración 137. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de paso por curva.....	121
Ilustración 138. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado para el caso de paso por curva. ....	121

Ilustración 139. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de paso por curva. ....	122
Ilustración 140. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en la barra de aluminio para el caso de paso por curva. ....	123
Ilustración 141. Desplazamiento resultante del basculante para el caso de paso por curva...	123
Ilustración 142. Elemento que representa la horquilla de la motocicleta utilizado para la aplicación de cargas.....	125
Ilustración 143. Modelado de resorte del amortiguador trasero.....	125
Ilustración 144. Ensamblaje de componentes estructurales y masa remotas. ....	126
Ilustración 145. Supuesto eje de basculante, con región marcada para posición de rodamiento ficticio.....	127
Ilustración 146. Cargas aplicadas para el caso 1: Motocicleta en reposo con piloto en posición de carrera. ....	128
Ilustración 147. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 1. ....	128
Ilustración 148. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 1. ....	129
Ilustración 149. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 1. ....	130
Ilustración 150. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 1. ....	131
Ilustración 151. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 1. ....	131
Ilustración 152. Esquema de cargas aplicadas para el caso de aceleración rectilínea.....	133
Ilustración 153. Cargas aplicadas en el caso de aceleración rectilínea. ....	134
Ilustración 154. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 2. ....	134
Ilustración 155. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 2. ....	135
Ilustración 156. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 2. ....	136
Ilustración 157. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 2. ....	137
Ilustración 158. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 2. ....	137

Ilustración 159. Cargas remotas y efecto de la gravedad.....	140
Ilustración 160. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 3.....	140
Ilustración 161. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 3.....	141
Ilustración 162. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 3.....	142
Ilustración 163. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 3.....	143
Ilustración 164. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 3.....	143
Ilustración 165. Piezas de sujeción de los ejes de la motocicleta para el análisis de paso por curva.....	145
Ilustración 166. Representación de cargas aplicadas.....	146
Ilustración 167. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 4.....	147
Ilustración 168. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 4.....	148
Ilustración 169. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 4.....	149
Ilustración 170. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 4.....	149
Ilustración 171. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 4.....	150
Ilustración 172. Cargas de prueba estática impuesta por la organización.....	151
Ilustración 173. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 5.....	152
Ilustración 174. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 5.....	153
Ilustración 175. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 5.....	153
Ilustración 176. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 5.....	154
Ilustración 177. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 5.....	155



Ilustración 178. Aceleración de la motocicleta desde estado estático en función del tiempo. ....	158
Ilustración 179. Velocidad en función del tiempo para diferentes relaciones de transmisión para el caso de aceleración rectilínea. ....	159
Ilustración 180. Velocidad en función del tiempo para una relación de transmisión $r = 4,5$ para el caso de aceleración rectilínea. ....	160
Ilustración 181. Velocidad en función del tiempo de la motocicleta para diferentes modos de frenado. ....	161
Ilustración 182. Plano de probetas para prueba de tracción. Fuente ASTM D 3039 .....	167
Ilustración 183. Curvas tensión – deformación para una probeta de 8 capas de fibras unidireccionales Fuente: [6]. ....	167
Ilustración 184. Tamaño y posición de las galgas extensiométricas para ensayo de compresión. Fuente: [6]. ....	168
Ilustración 185. Esquema de ensayo de cortante no normalizado. Fuente: [6]. ....	169
Ilustración 186. Raíles estandarizados para ensayos de cortante. Fuente [6]. ....	170
Ilustración 187. Esquema de espesor y fallo de la probeta en la prueba de flexión. ....	171
Ilustración 188. Moldeo por contacto. Fuente: [5] .....	172
Ilustración 189. Moldeo por compresión. Fuente: [5]. ....	173
Ilustración 190. Método de curado aplicado en proceso autoclave. ....	174
Ilustración 191. Método VARTM. Fuente: [8]. ....	175
Ilustración 192. Esquema real de tejido de fibra y representación simplificada. ....	180

## Índice de tablas

Tabla 1. Ejemplos de aleaciones de aluminio y aplicaciones. Fuente: [7].....	26
Tabla 2. Materiales de matriz y refuerzo con características adecuadas para su uso combinado en materiales compuestos. Fuente: [3].....	29
Tabla 3. Comparativa de la resistencia y módulo elástico de varios materiales. Fuente: [6]. .	30
Tabla 4. Datos de Fibra de carbono T300 de fabricante Toray. Fuente: [6]. .....	31
Tabla 5. Parámetros generales de tejido 2/2 Twill de Toray. Fuente: Torayca.com .....	32
Tabla 6. Propiedades mecánicas de resina Super SAP CLR System y valores promedio para ciertos tipos de resina Epoxi. Fuentes: Entropy Resins.com y [6].....	33
Tabla 7. Propiedades mecánicas del núcleo de espuma PVC Divinycell H80. Fuente: Diabgroup.com.....	34
Tabla 8. Porcentaje en volumen de fibras en función del método de fabricación. Fuente: [5].	35
Tabla 9. Características de las probetas tipo A fabricadas.....	37
Tabla 10. Características mecánicas de las probetas tipo A ensayadas. ....	37
Tabla 11. Datos recopilados de capas unidireccionales de fibra de carbono y resina epoxi. ..	40
Tabla 12. Datos extraídos de ensayo de probetas simulado ante la carga de rotura de probeta real.....	42
Tabla 13. Altura y ángulo de inclinación del asiento de varias motocicletas de competición.	46
Tabla 14. Longitud y ángulo de inclinación en estado estático del basculante de varias motocicletas. ....	47
Tabla 15. Parámetros geométricos de la motocicleta diseñada.....	48
Tabla 16. Características de horquilla telescópica invertida Showa. ....	49
Tabla 17. Características del amortiguador Öhlins.....	50
Tabla 18. Parámetros característicos de la motocicleta. ....	72
Tabla 19. Reparto de cargas para motocicleta en estado estático. ....	74
Tabla 20. Cargas existentes en situación de aceleración rectilínea.....	75
Tabla 21. Cargas existentes en situación de frenada rectilínea.....	77
Tabla 22. Cargas existentes en el caso de paso por curva.....	80
Tabla 23. Valores de carga S en función del radio de curva y ángulo de inclinación. ....	82
Tabla 24. Valores de carga Nsr en función del radio de curva y ángulo de inclinación.....	83
Tabla 25. Valores de carga Nsf en función del radio de curva y ángulo de inclinación.....	83
Tabla 26. Valores de carga Cr en función del radio de curva y ángulo de inclinación. ....	84

Tabla 27. Valores de carga Cf en función del radio de curva y ángulo de inclinación. ....	84
Tabla 28. Carga aplicada en el basculante para caso de prueba estática. ....	99
Tabla 29. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de prueba estática. ....	101
Tabla 30. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de prueba estática. ....	101
Tabla 31. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de prueba estática. ....	102
Tabla 32. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai – Hill en el núcleo del basculante para el caso de prueba estática. ....	103
Tabla 33. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de prueba estática. ....	103
Tabla 34. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de prueba estática. ....	104
Tabla 35. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del basculante para el caso de prueba estática. ....	105
Tabla 36. Cargas aplicadas en el caso de aceleración rectilínea. ....	105
Tabla 37. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	107
Tabla 38. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	107
Tabla 39. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	108
Tabla 40. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai – Hill en el laminado del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	109
Tabla 41. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de aceleración rectilínea. ....	109
Tabla 42. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de aceleración rectilínea. ....	110
Tabla 43. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del basculante para el caso de aceleración rectilínea. ....	111
Tabla 44. Cargas aplicadas sobre el basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	111

Tabla 45. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	113
Tabla 46. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	113
Tabla 47. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	114
Tabla 48. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai - Hill en el laminado para el caso de frenada rectilínea. ....	115
Tabla 49. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de frenada rectilínea. ....	115
Tabla 50. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de frenada rectilínea. ....	116
Tabla 51. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del basculante para el caso de frenada rectilínea. ....	117
Tabla 52. Cargas aplicadas en el caso de paso por curva. ....	117
Tabla 53. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de paso por curva. ....	120
Tabla 54. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de paso por curva. ....	120
Tabla 55. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de paso por curva. ....	121
Tabla 56. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai – Hill en el laminado para el caso de paso por curva. ....	122
Tabla 57. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de paso por curva. ....	122
Tabla 58. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de paso por curva. ....	123
Tabla 59. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del basculante para el caso de paso por curva. ....	124
Tabla 60. Componentes tratados como masas remotas situadas en sus centros de gravedad. ....	126
Tabla 61. Cargas aplicadas sobre el ensamblaje para caso 1. ....	127
Tabla 62. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 1. ....	129

Tabla 63. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 1. ....	129
Tabla 64. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 1. ....	130
Tabla 65. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 1. ....	131
Tabla 66. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 1. ....	132
Tabla 67. Cargas aplicadas sobre el ensamblaje para caso de cargas 2. ....	132
Tabla 68. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 2. ....	135
Tabla 69. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 2. ....	135
Tabla 70. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 2. ....	136
Tabla 71. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai-Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 2. ....	137
Tabla 72. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 2. ....	138
Tabla 73. Cargas aplicadas sobre el ensamblaje para caso de cargas 2. ....	139
Tabla 74. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 3. ....	141
Tabla 75. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 3. ....	141
Tabla 76. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 3. ....	142
Tabla 77. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai-Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 3. ....	143
Tabla 78. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 3. ....	144
Tabla 79. Cargas aplicadas para el caso de cargas 4. ....	145
Tabla 80. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 4. ....	147

Tabla 81. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 4. ....	148
Tabla 82. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 4. ....	149
Tabla 83. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai-Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 4. ....	150
Tabla 84. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 4. ....	150
Tabla 85. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 5. ....	152
Tabla 86. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 5. ....	153
Tabla 87. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 5. ....	154
Tabla 88. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai-Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 5. ....	154
Tabla 89. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 5. ....	155
Tabla 90. Masa de los componentes estructurales diseñados. ....	156
Tabla 91. Parámetros utilizados para el cálculo de aceleración de la motocicleta. ....	157
Tabla 92. Tiempos de frenado para diferentes modos de frenado. ....	161
Tabla 93. Valores de ángulo de inclinación de basculante para varias situaciones de carrera. ....	163
Tabla 94. Geometría recomendada de probetas para prueba de tracción. Fuente ASTM D 3039 ....	166
Tabla 95. Medidas recomendadas para probetas a compresión. Fuente: [6]. ....	168
Tabla 96. Porcentaje en volumen de fibra del laminado según proceso de fabricación. Fuente: [5]. ....	177
Tabla 97. Espesor de lámina según el tipo de fibra utilizado. Fuente: [5]. ....	177



## **Resumen**

En este Trabajo de fin de Máster se ha realizado el diseño del chasis, subchasis y basculante de una motocicleta eléctrica de competición. Además, se ha planteado la utilización de un sistema de amortiguación trasera tipo cantiléver.

Con el objetivo de conseguir una estructura ligera, se ha optado por la utilización de materiales compuestos para su fabricación. Después de estudiar las características principales de este tipo de material y de analizar el estado de cargas de la motocicleta en varias situaciones de carrera, se ha realizado un análisis de esfuerzos mediante la utilización del software SolidWorks. De esta manera, se ha podido aproximar el comportamiento de los componentes y se ha calculado la masa total del sistema.

## **Abstract**

The design of the structural system of an electric racing motorcycle, composed by the frame, the subchassis and the swingarm, has been developed in this paper. In addition, a cantilever rear suspension system has also been proposed.

Composite materials has been chosen to manufacture a light structure. For that reason, it has been done an analysis of the main properties of this kind of material. Then, the loads supported by the motorcycle in several cases of study has been studied and its results have been used in various simulations executed using the software SolidWorks. In this way, the performance and the behaviour of the components have been estimated, as well as its weight.





## 1. Introducción

El objetivo de este Trabajo de Fin de Máster es diseñar el sistema estructural y sistema de suspensión trasera de una motocicleta eléctrica de competición desarrollada por el equipo R8 Island ULL, compuesto por estudiantes de ingeniería de la Universidad de La Laguna. Este grupo de alumnos desarrolla un prototipo de motocicleta que participará en la competición internacional MotoStudent.



Ilustración 1. Logo del equipo R8 Island ULL

El sistema estructural, compuesto por el chasis, subchasis y basculante, se diseña siguiendo las especificaciones técnicas establecidas por la competición. Además, para conseguir una motocicleta ligera y resistente, se plantea la utilización de materiales compuestos para la fabricación de estos componentes.

Se diseña un sistema de suspensión trasera de tipo cantiléver simple, con el que se obtiene una suspensión rígida y sencilla, que no necesita elementos auxiliares para su funcionamiento. De esta manera, se consigue una amortiguación ligera de fabricación sencilla.

## Introduction

The aim of this project is to design the structural system and the rear suspension system of an electric racing motorcycle developed by the team R8 Island ULL, consisting on engineering students from the University of La Laguna, that will participate in the international competition MotoStudent.

The frame, the subchassis, and the swingarm are designed following the specifications imposed by the organization. In order to create a light, stiff motorcycle, the use of composites to manufacture the main structural components are suggested.

It has been chosen the design of a cantilever system because it does not require any auxiliary components, so it creates a simple, lightweight rear suspension system.

## 2. Alcance

El alcance de este Trabajo de Fin de Máster se limita al diseño preliminar del chasis, subchasis y basculante, así como el sistema de suspensión trasera de tipo cantiléver de una motocicleta eléctrica.

Para ello, se realiza un análisis de los tipos de sistemas estructurales y de suspensión trasera desarrollados a lo largo de la historia, así como las diferentes alternativas existentes en la actualidad, con el propósito de seleccionar el modelo de suspensión y estructura que sea más adecuado para la motocicleta.

Se realiza un estudio de los materiales que se emplearán en la fabricación de los componentes mencionados, en el que se analizan las características mecánicas de cada uno de ellos.

A continuación, se estudia la geometría de la motocicleta, prestando atención a las restricciones impuestas por la normativa de la competición y se plantea el diseño del chasis, basculante y subchasis, así como del sistema de suspensión trasera.

Tras un breve análisis de los detalles constructivos, se calculan los estados de cargas existentes en diferentes situaciones de carrera, que se emplearán para la realización de simulaciones con las que se verifica si los componentes diseñados soportan los esfuerzos provocados por la aplicación de dichas cargas y se determina si el diseño resulta apto.

Finalmente, se comprueban las prestaciones y el comportamiento de la motocicleta ante diferentes situaciones de carrera, tales como aceleración máxima y tiempos de frenada. Además, se estudia la oscilación del basculante ante diversos estados de carga.

### Scope

The scope of this thesis consist in the design of the frame, the subchassis and the swingarm of an electric racing Motorcycle. Besides, the rear suspension system is also developed.

To this end, a study of the development of the structural and suspension systems through history is made. In addition, an analysis of the current type of alternative is also executed.

Then, it is offered a study about the materials that can be used to manufacture the structural components. Bellow the main geometrical parameters of the Motorcycle are described. Furthermore, the structural components and the suspension system proposed are shown.

Then, the main loads supported by the Motorcycle are calculated and several simulations are executed to verify its behaviour and performance. Finally, different parameters of the motorcycle, such as maximum speed and deceleration, are shown.

### 3. Antecedentes

#### 3.1. Revisión histórica

El chasis debe cumplir dos funciones esenciales. Por un lado, debe soportar el peso de los elementos que constituyen la motocicleta (motor, sistema de almacenamiento de energía, transmisión, etc.) además del peso del piloto. Por otro lado, es fundamental que posea una rigidez tal que las cargas derivadas de las situaciones de carrera no provoquen deformaciones que perjudiquen al rendimiento general de la motocicleta y al confort del piloto.[4]

Las primeras motocicletas tenían un diseño similar a la de una bicicleta y no utilizaban ningún tipo de suspensión. Por esta razón, la motocicleta no disponía de basculante y era el chasis el componente que conectaba directamente las dos ruedas de la motocicleta.



Ilustración 2. Motocicleta Daimler ReitWagen, considerada la primera motocicleta (año 1885). Fuente: catawiki.com

Los chasis de las primeras motocicletas deportivas se fabricaban con tubos metálicos formando una cuna simple (Cradle frame, en inglés) que posteriormente evoluciona al chasis de doble cuna (Duplex cradle frame en inglés) al implementar un segundo tubo inferior. Estas motocicletas no utilizaban suspensión trasera, por lo que la rueda trasera estaba conectada directamente con el chasis. Los modelos de cuna simple y doble cuna permitían alojar el motor en una posición bastante baja si el cárter era lo suficientemente pequeño.



Ilustración 3. Motocicleta Werner 1900 (año 1901). Fuente: Motosantiguasgranada.es.tl

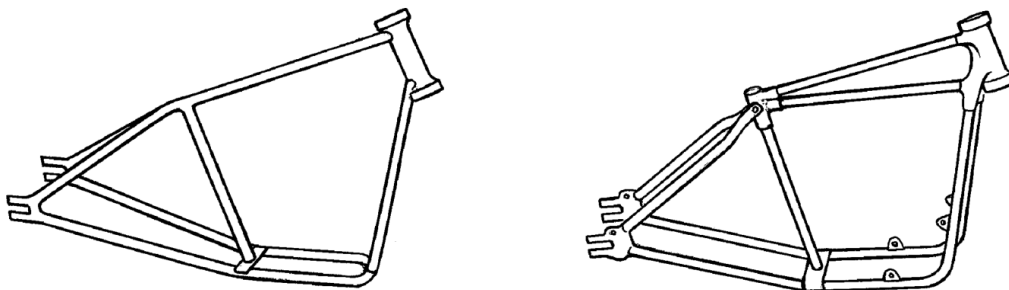


Ilustración 4. Chasis tubular de simple cuna desdoblada y chasis tubular de doble cuna. Fuente: [4]

El problema principal del chasis de cuna (simple o doble) es su baja rigidez torsional y lateral. La compañía Cotton Motorcycles solucionó este problema desarrollando un chasis de estructura tubular triangulada, donde el cabezal o pipa (steering head en inglés) se conecta con cuatro tubos a la sujeción de la rueda trasera. Se observa además como el motor ya no se apoya sobre los tubos inferiores de la cuna, sino que se sujeta a la estructura en diferentes puntos. Además, incorpora un sistema simple de amortiguación delantera.

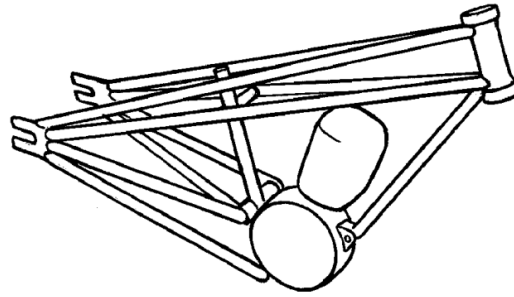


Ilustración 5. Esquema del chasis de la motocicleta Cotton Motorcycle M25 Blackburne (1928). Fuente:[4]



Ilustración 6. Motocicleta Cotton Motorcycle M25 Blackburne (1928). Fuente: Wikimedia commons.

El salto de calidad lo realizó la fábrica Francis – Barnett al implementar un chasis totalmente triangulado que utilizaba el motor para aumentar la rigidez de la estructura, así como tubos sujetos mediante tornillos en lugar de soldados para una reparación más sencilla.

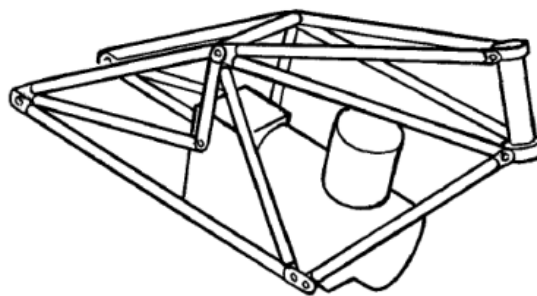


Ilustración 7. Esquema del chasis de la motocicleta Francis – Barnett 172cc super Sport TT model 9 (1928). Fuente: [4]





Ilustración 8. Motocicleta Francis – Barnett 172cc super Sport TT model 9 (1928). Fuente: bonhams.com

A partir de este momento, diversos fabricantes de motocicletas diseñan e implementan sistemas de suspensión trasera simples y chasis donde el motor cumple una función portante y estructural importante. La Compañía Vincent HRD diseñó un chasis con dos puntos de unión para el motor y un sistema de amortiguación trasera que conectaba la rueda trasera al chasis y al motor.



Ilustración 9. Motocicleta Vincent HRD Rapide Serie B de 1948. Fuente: Bonhams.com

La fábrica Norton comercializó en el año 1950 el modelo Manx, cuyo sistema estructural se convirtió en uno de más famosos de la historia. Estaba formado por dos partes: Un chasis de doble cuna cerrado y un subchasis que soporta el sistema de amortiguación trasera y que sirve de soporte para el piloto.[1]



Ilustración 10. Motocicleta Norton Manx del año 1950. Fuente: Bonhams.com

De manera paralela, se crearon nuevos diseños de chasis que marcaron un hito en el motociclismo. La compañía Ossa diseñó en el año 1968 un chasis monocasco de magnesio que integra el depósito y que, al ser una estructura cerrada y al fabricarse con un material más ligero que el hierro, se caracterizaba por su gran rigidez y su bajo peso.

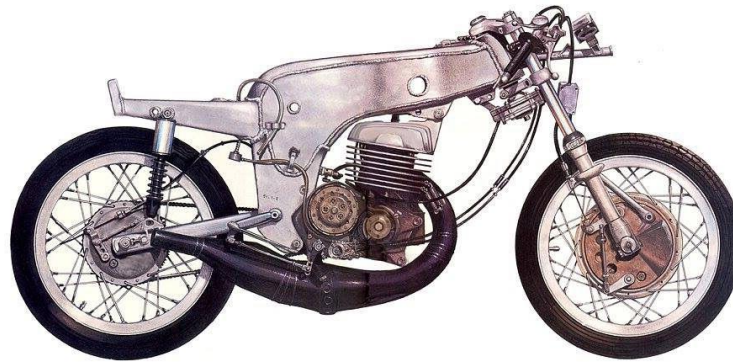


Ilustración 11. Chasis de motocicleta Ossa 250 del año 1968. Fuente: Voromv.com

Pero sin lugar a duda, el chasis que crea un antes y un después en el motociclismo es el chasis de doble viga desarrollado por Antonio Cobas en el año 1978, que se caracterizó por su gran rigidez, su bajo peso y su facilidad constructiva. En la actualidad, la mayoría de las motocicletas de competición utilizan un chasis de doble viga.

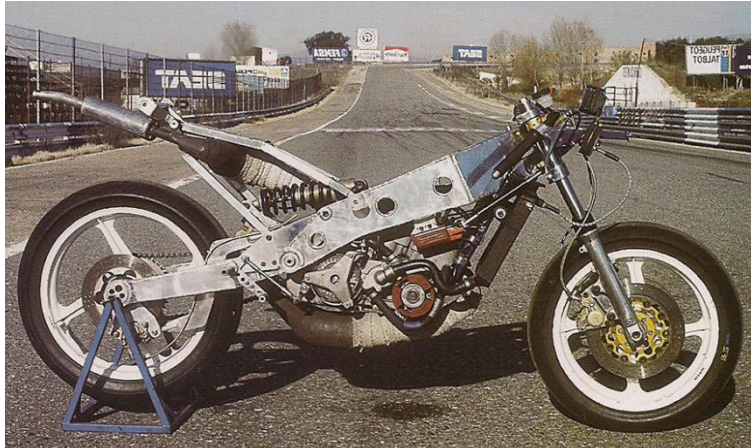


Ilustración 12. Chasis desarrollado por Antonio Cobas. Fuente: Moto1pro.com

### 3.2. Estado del arte

El desarrollo de las motocicletas de competición a lo largo de la historia ha provocado que actualmente predomine un modelo de sistema estructural prácticamente invariable compuesto por los siguientes elementos:

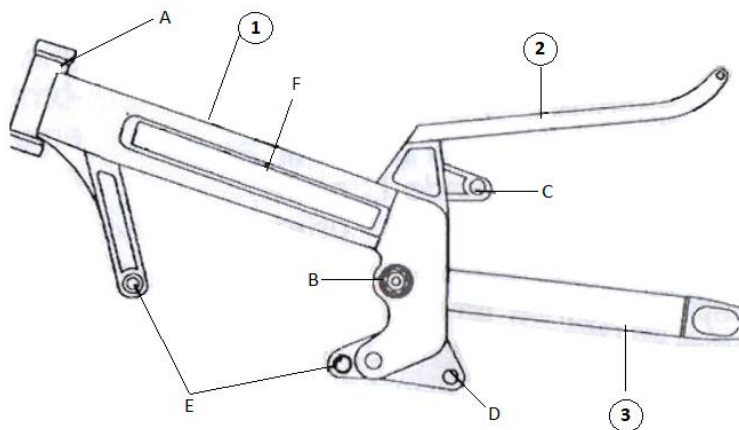


Ilustración 13. Partes del sistema estructural de una motocicleta actual. Fuente: [1] Modificado

#### 3.2.1. Chasis

Componente principal del sistema estructural. Como se ha comentado previamente, soporta el peso de los elementos que constituyen la motocicleta y está formado por:

- A. Cabezal o pipa de dirección: zona de anclaje de suspensión delantera.
- B. Punto de anclaje del eje del basculante: sujeción del basculante en el chasis.
- C. Punto de anclaje del amortiguador trasero.
- D. Punto de anclaje del sistema de amortiguación trasero.
- E. Puntos de anclaje del motor.

- F. Estructura que conecta todas las partes mencionadas y cuya forma determina el tipo de chasis.

Actualmente, los dos tipos de chasis más utilizados en el ámbito de la competición son los siguientes:

#### 3.2.1.1. Chasis de doble viga

En este tipo de chasis la estructura F está compuesta por dos vigas que conectan el cabezal y la sujeción del eje del basculante. Para los soportes del motor se utiliza una subestructura de perfiles de sección menor que suele soldarse a las vigas. Las motocicletas de competición y comerciales de altas prestaciones utilizan chasis de doble viga fabricados en aluminio por su alta rigidez y resistencia, por su bajo peso y por su facilidad de construcción.



Ilustración 14. Chasis de aluminio de Honda CBR1000RR-R Fireblade del año 2020. Fuente: Motociclismo.com

#### 3.2.1.2. Chasis tubulares

El chasis tubular de las motocicletas de competición y deportivas actuales se fabrica con perfiles rectos de sección circular de acero. Su fabricación sencilla y su peso ligero son sus principales ventajas. Sin embargo, su desventaja principal es una rigidez inferior a la del chasis de doble viga. Existen varios fabricantes de motocicletas deportivas que utilizan este tipo de chasis. Entre ellos, destacan la compañía austriaca KTM, que monta chasis tubulares en todas sus motocicletas (incluidas las utilizadas en el equipo oficial de MotoGP) y la empresa italiana Ducati, que comercializa varias motocicletas con este modelo de chasis.



Ilustración 15. Motocicleta KTM RC 125 del año 2020. Fuente: ktm.com



Ilustración 16. Motocicleta Ducati Monster 797 del año 2020. Fuente: ducati.com

### 3.2.2. Subchasis

Se considera subchasis a la estructura que soporta el peso del piloto. Normalmente las motocicletas de competición utilizan subchasis de fibra de carbono, mientras que las motocicletas comerciales instalan subchasis de aluminio, como el que utilizado en la motocicleta KTM RC 125 del año 2020. (ilustración 15)



Ilustración 17. Motocicleta KTM RC250 R, con subchasis de fibra de carbono. Fuente: arpem.com

### 3.2.3. Basculante:

Componente que conecta la rueda trasera al chasis y elemento importante del sistema de suspensión trasera. Debe resistir grandes esfuerzos sin sufrir graves deformaciones. El aluminio y el titanio son los materiales más utilizados en la fabricación de basculantes para motocicletas de competición. Los tipos de basculantes, desde el punto de vista funcional, usados en la actualidad pueden agruparse en dos categorías:

#### 3.2.3.1. Basculante de doble brazo

Son basculantes simétricos que sujetan por ambos lados la rueda trasera. Tienen una rigidez a torsión elevada a costa de un mayor peso. Existen varios subgrupos de este tipo de basculante:

A. Doble brazo simple: Es el modelo más sencillo de basculante de doble brazo. Se utiliza en motocicletas de baja potencia o de modalidad enduro.



Ilustración 18. Basculante de doble brazo simple de motocicleta KTM 690 enduro R. Fuente: ktm.com

B. De sección variable: Similar al doble brazo simple, pero con un aumento de sección en la región que soporta mayores esfuerzos.

C. Triangulados: Representan el modelo de mayor resistencia y rigidez. Se utilizan en motocicletas deportivas y de competición.



Ilustración 19. Basculante de doble brazo triangulado de motocicleta Honda NSF250R. Fuente:ordremedecins.mc

### 3.2.3.2. Basculante monobrazo

Utilizados normalmente con sistema de transmisión por cardán, son basculantes asimétricos compuestos por un solo brazo. Motocicletas de competición como la Ducati Panigale V4 SBK o la motocicleta deportiva KTM 1290 Super Duke R utilizan este tipo de basculante.



Ilustración 20. Basculante monobrazo de la motocicleta KTM 1290 Super Duke R. Fuente: rubbersideup.com

Es necesario tener en cuenta que la forma del basculante depende directamente del sistema de suspensión trasera que posea la motocicleta. Por esta razón, es necesario exponer brevemente los tipos de suspensión trasera utilizados en motocicletas deportivas o de competición.

### 3.2.4. **Sistemas de suspensión trasera**

En la actualidad, los sistemas de suspensión trasera más utilizados en motocicletas deportivas se dividen en tres tipos: Sistema clásico, sistema cantiléver y sistema de bieletas.

### 3.2.4.1. Sistema clásico

El sistema clásico de suspensión utiliza dos amortiguadores inclinados que se conectan a ambos lados de un basculante de doble brazo simple.

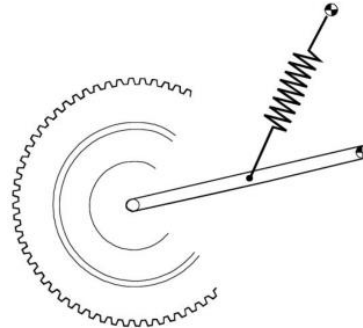


Ilustración 21. Esquema de sistema clásico de suspensión trasera. Fuente: [2]

Este modelo de suspensión trasera tiene las siguientes ventajas:

- i. Diseño simple.
- ii. Alta disipación de calor producido por la acción de los amortiguadores.
- iii. Recorrido de los amortiguadores similar al movimiento vertical de la rueda.

Sin embargo, sus desventajas principales son:

- i. Amplitud de oscilación vertical de la rueda limitada.
- ii. Relación fuerza – desplazamiento de la rueda no progresiva.
- iii. Existe la posibilidad de que los amortiguadores soporten cargas diferentes debido a sus características o por la diferencia de precargas, que generaría un momento torsor en el basculante.



Ilustración 22. Motocicleta Triumph Bonneville T100 del año 2018 con sistema clásico de amortiguación trasera. Fuente: triumph.com



### 3.2.4.2. Sistema cantiléver

El sistema cantiléver es una variante del sistema clásico de suspensión en el que solo se utiliza un amortiguador, que normalmente se sitúa en el plano de simetría del basculante.

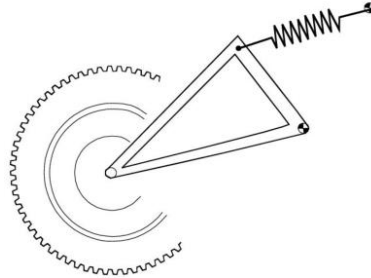


Ilustración 23. Esquema de sistema cantiléver de suspensión trasera. Fuente: [2]

Las ventajas del sistema cantiléver sobre el sistema clásico son:

- i. Menor cantidad de masa no suspendida.
- ii. Mayor rigidez torsional y de flexión.
- iii. Mayor amplitud vertical de la rueda.

No obstante, el sistema cantiléver tiene una característica fuerza – desplazamiento no progresiva. Además, pueden existir problemas de disipación de calor debido a la ubicación del amortiguador.



Ilustración 24. Motocicleta eléctrica Harley Davidson Livewire del año 2020 con sistema de amortiguación cantiléver. Fuente: harley-davidson.com

### 3.2.4.3. Sistema de bieletas

El sistema de bieletas representa una evolución del modelo cantiléver al añadir un sistema de cuatro barras con el que se consigue una curva de rigidez progresiva. Los sistemas de bieletas existentes se diferencian entre sí por las conexiones existentes entre componentes:

#### 3.2.4.3.1. Diseño Unitrak

Diseñado por Kawasaki, el sistema de suspensión Unitrak conecta el amortiguador al chasis (puntos A,B y C) y al balancín (3). la unión entre el basculante (1) y el sistema de amortiguación se realiza con la utilización de bieletas (2).

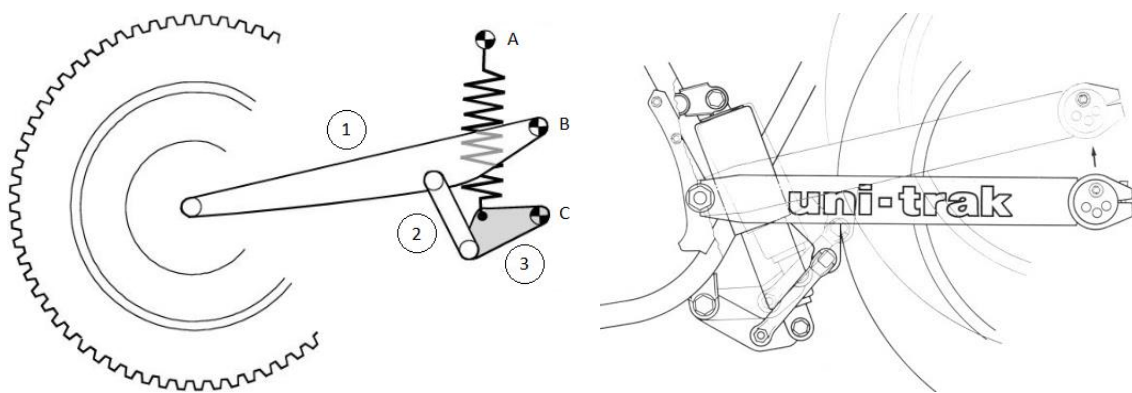


Ilustración 25. Esquemas del sistema Unitrak. Fuente: a) [2]. b) gpz.bike-night.com

#### 3.2.4.3.2. Diseño Pro - Link

Desarrollado por la compañía japonesa Honda, este sistema utiliza una biela (2) para conectar el sistema de suspensión con el chasis (puntos A,B y C), mientras que el balancín (3) se fija al basculante (1).

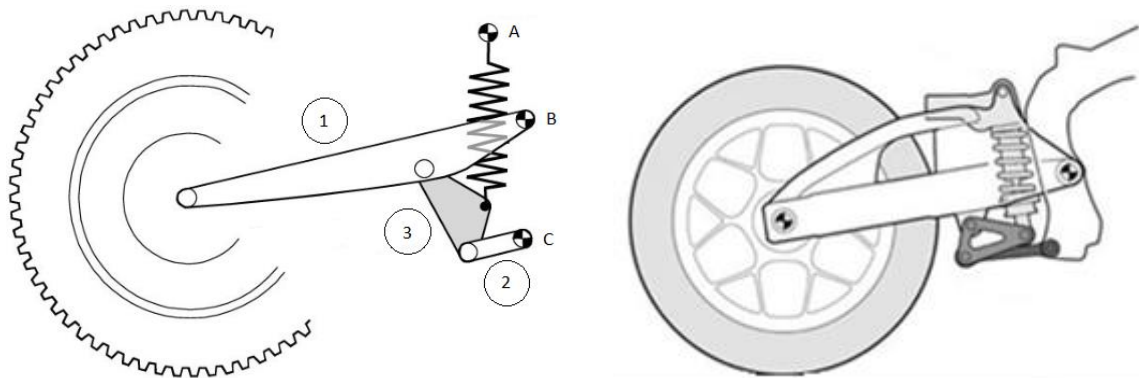


Ilustración 26. Esquemas del sistema Pro-Link. Fuente: a) [2]. b) motorcycle.com (modificada)

### 3.2.4.3.3. Diseño Full Floater

En el modelo diseñado por Suzuki, el balancín (3) se encuentra en la parte superior del sistema de suspensión, se sujeta al chasis (puntos A y B) y conecta el amortiguador con el balancín (2), que se atornilla al basculante (1).

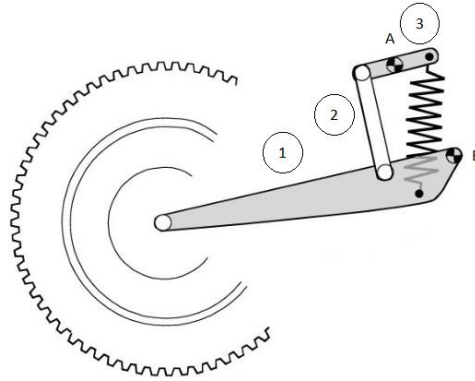


Ilustración 27. Esquemas del sistema Full Floater. Fuente: [2] (modificada).

## 4. Especificaciones de diseño

Existen una serie de especificaciones y restricciones impuestas por la normativa de la competición que deben tenerse en cuenta a la hora de diseñar y fabricar la motocicleta. Además, debido a la libertad de diseño existente, es necesario aplicar una serie de restricciones adicionales. En el siguiente apartado se muestra textualmente los apartados de la normativa que regulan el diseño estructural.

### 4.1. Dimensiones

Las dimensiones del prototipo son libres exceptuando los requisitos básicos expuestos a continuación.

4.1.1. La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares debe ser de 450 mm.

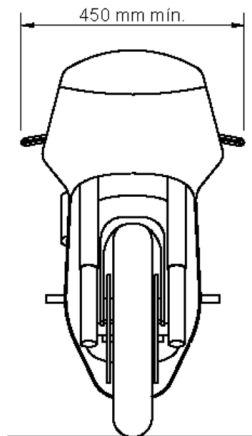


Ilustración 28. Anchura mínima entre extremos de semimanillares. Fuente: normativa MotoStudent

4.1.2. El ángulo mínimo de inclinación lateral del prototipo sin que ningún elemento del mismo (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser  $50^\circ$ . Dicha medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.

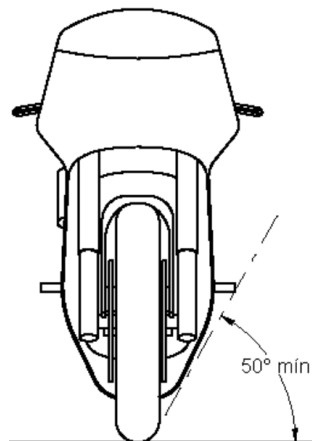


Ilustración 29. Ángulo mínimo de inclinación lateral. Fuente: normativa MotoStudent

4.1.3. La distancia libre al pavimento con el prototipo en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100mm en situación de reposo. Esta medición se realizará con el prototipo descargado (es decir, sin piloto), pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.

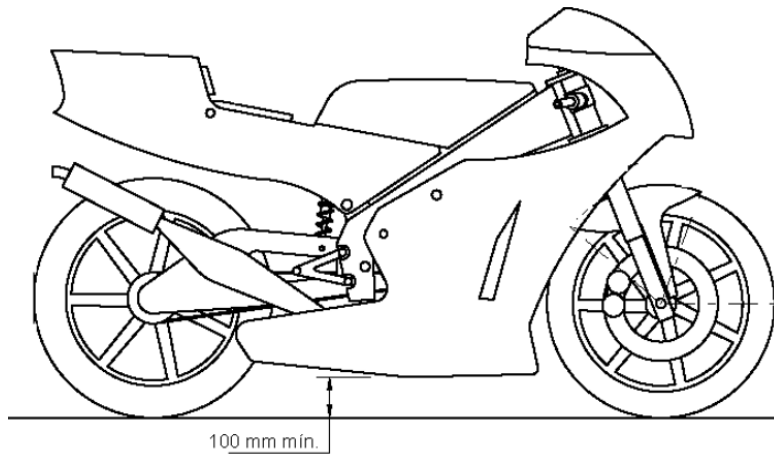


Ilustración 30. Distancia libre al pavimento. Fuente: normativa MotoStudent.

- 4.1.4. Límite frontal: Ningún elemento del prototipo podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.

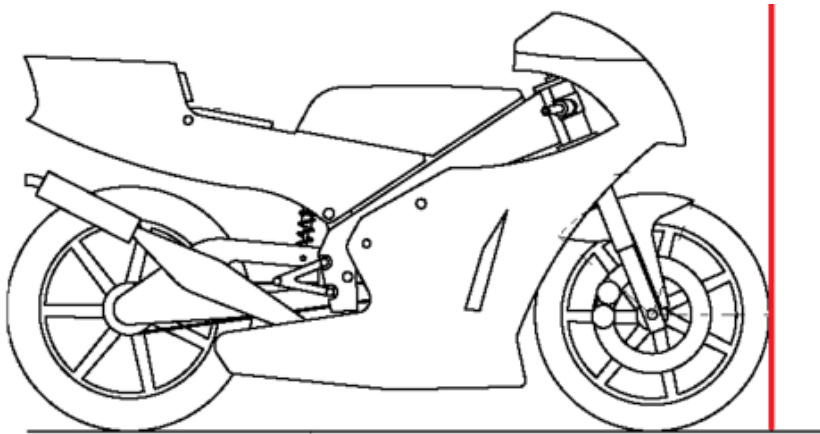


Ilustración 31. Límite frontal del prototipo. Fuente: normativa MotoStudent

- 4.1.5. Límite posterior: Ningún elemento del prototipo podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

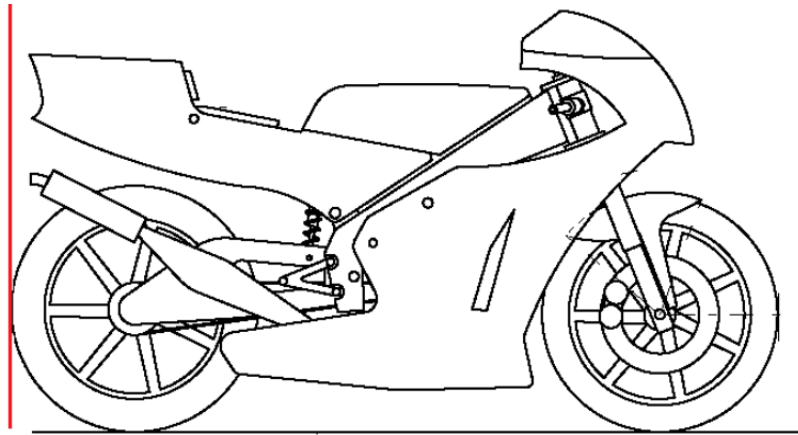


Ilustración 32. Límite posterior del prototipo Fuente: normativa MotoStudent.

- 4.1.6. La banda de rodadura de los neumáticos deberá presentar una distancia libre mínima de 15 mm a lo largo de toda su superficie a cualquier elemento del prototipo, en cualquier posición del mismo y para cualquier reglaje de geometrías.
- 4.1.7. La anchura máxima del asiento no debe rebasar los 450mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento del prototipo del asiento hacia atrás, excepto el sistema de escape para motos de la categoría “MotoStudent Petrol”.

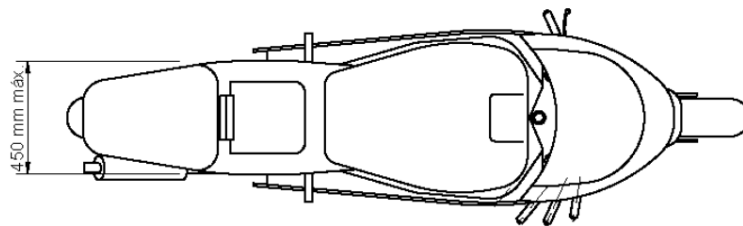


Ilustración 33. Anchura máxima del asiento. Fuente: normativa MotoStudent.

- 4.1.8. La anchura máxima del carenado será de 600mm.

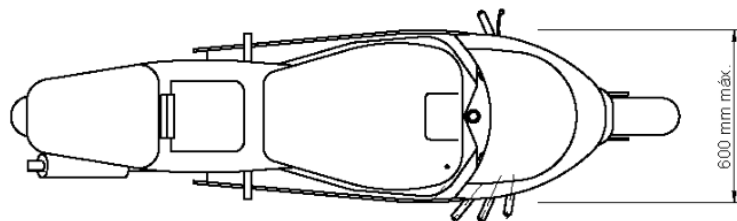


Ilustración 34. Anchura máxima del carenado. Fuente: normativa MotoStudent.

- 4.1.9. Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150mm.

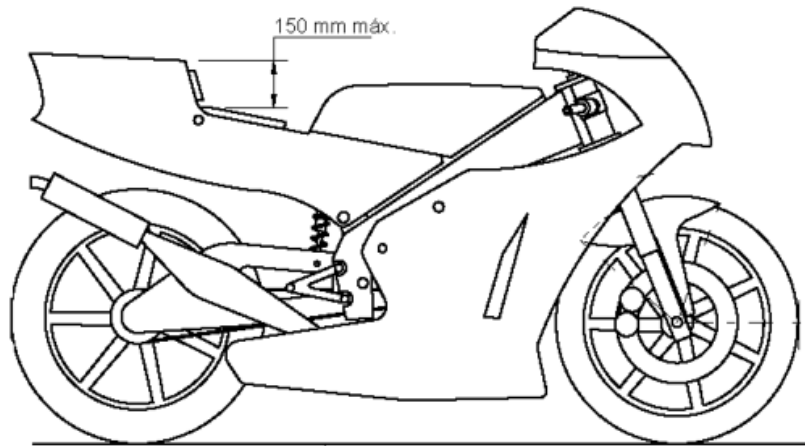


Ilustración 35. Altura máxima permitida entre asiento y colín. Fuente: normativa MotoStudent.

## 4.2. Chasis

- 4.2.1. No se permite el uso de un chasis comercial, ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo de diseño y fabricación propia. Se engloba en este artículo el chasis principal, el subchasis y el basculante.
- 4.2.2. No hay limitaciones en el tipo de diseño o materiales utilizados para la fabricación de chasis, basculante o subchasis, siempre y cuando el resultado cumpla con la normativa impuesta en el presente Reglamento.
- 4.2.3. En caso de duda sobre la seguridad del diseño de chasis presentado, la Organización podrá solicitar un informe justificativo de seguridad que incluya análisis por el método de elementos finitos, simulaciones u otros ensayos demostrativos.
- 4.2.4. El chasis deberá diseñarse de forma que todos los elementos del motor, admisión de combustible y comburente, y sistemas eléctricos y electrónicos de control y seguridad queden protegidos en caso de caída.

## 4.3. Sistema de suspensión

Los sistemas de suspensión son de configuración libre, a excepción de las pautas expuestas a continuación.

### 4.3.1. Aspectos generales

- 4.3.1.1. Están prohibidos aquellos sistemas de suspensión activos o semi-activos y /o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión, incluyendo aquellos que controlen la regulación de altura.

- 4.3.1.2. Los reglajes de suspensión sólo pueden ser realizados de manera manual y mediante ajustes mecánicos o hidráulicos.
- 4.3.1.3. La Organización podrá no aceptar la participación de un prototipo cuyo sistema de suspensión se determine peligroso para su participación en las pruebas en pista.

#### **4.3.2. Suspensión delantera**

- 4.3.2.1. Se permiten sistemas de suspensión delantera de cualquier tipo: horquilla convencional, horquilla invertida, telelever, duolever, basculante delantero, etc. Se permiten tanto sistemas comerciales como de diseño propio o modificados.
- 4.3.2.2. El conjunto de suspensión delantera podrá disponer de cualquier sistema de ajuste mecánico o hidráulico, como por ejemplo regulación de precarga del muelle, regulación de compresión, extensión o rebote.

#### **4.3.3. Suspensión trasera**

- 4.3.3.1. Se permiten sistemas de suspensión trasera de cualquier tipo. Se permiten tanto sistemas comerciales como de fabricación propia o modificados.
- 4.3.3.2. El conjunto de suspensión trasera podrá disponer de sistemas de ajuste mecánicos o hidráulicos, tales como regulación de precarga del muelle, regulación de compresión, extensión o rebote.

#### **4.3.4. Sistema de dirección**

- 4.3.4.1. El ángulo de giro mínimo de la dirección deberá ser de 15° medidos a cada lado del eje longitudinal del prototipo.
- 4.3.4.2. El ángulo de giro deberá ir limitado con topes en ambos lados. Dichos topes deberán estar fabricados en nailon, aluminio o materiales de dureza similar. Ni el chasis, ni cualquier otro componente del prototipo podrá actuar como tope de dirección.

#### **4.3.5. Llantas**

Las llantas serán de elección libre por parte de cada equipo.

- 4.3.5.1. Las medidas de las llantas (considerando las zonas habilitadas para el anclaje de neumáticos) deberán ser:

- Llanta delantera: 2,5" x 17"

- Llanta trasera: 3,5" x 17"



#### **4.4. Peso**

- 4.4.1. El peso mínimo total del prototipo sin piloto será de 95 Kg para ambas categorías, incluyendo todos los líquidos que pudieran ser necesarios para el funcionamiento del prototipo.
- 4.4.2. En cualquier momento del Evento Final, el peso total de la motocicleta debe estar por encima del peso mínimo indicado en el Art. 4.4.1.
- 4.4.3. El uso de lastre está permitido para alcanzar el peso mínimo. Dicho lastre debe ser declarado al Cuerpo Técnico durante las verificaciones.
- 4.4.4. En caso de instalar lastre desmontable, éste deberá ir correctamente sujeto al chasis, de forma que no pueda desprenderse del conjunto en caso de choque o caída. Puede ser instalado mediante bridas o atornillado.

## 5. Materiales

### 5.1. Introducción

Un tema fundamental en el diseño de la motocicleta es la elección de los materiales con los que se fabricará, ya que de ellos depende la seguridad estructural y su rendimiento. A la hora de seleccionar el material se debe tener en cuenta las funciones, el proceso de fabricación y la forma de la pieza, además de los siguientes requisitos:[7]

- A. Propiedades mecánicas del material.
- B. Propiedad isotrópica o anisotrópica del material.
- C. Tipo y magnitud de fuerzas aplicadas sobre la pieza.
- D. Esfuerzos existentes provocados por las fuerzas aplicadas.
- E. La deformación admisible en determinadas ubicaciones de la pieza.
- F. El peso de la pieza.
- G. Factores estéticos.
- H. Anticipar los procesos de manufactura disponibles.
- I. Coste de la materia prima y de la pieza final.

### 5.2. Materiales planteados

Para la fabricación del chasis, subchasis y basculante se ha barajado la utilización de diferentes materiales:

#### 5.2.1. Acero

En primer lugar, se plantea la utilización de acero, que es el material más utilizado en la fabricación de componentes de motocicletas convencionales. Esto se debe principalmente a su gran resistencia, durabilidad y rigidez. Además, existen otras razones para su elección: [4] [7]

- A. Propiedad isotrópica del material.
- B. El bajo coste del material.
- C. La capacidad de unión mediante soldadura.
- D. La gran variedad de procesos de fabricación.
- E. Resistencia a fatiga del material.

Aunque el acero reúne las propiedades idóneas para su utilización, su densidad se convierte en un gran inconveniente porque provocaría que las piezas fabricadas tengan un peso muy elevado. Por esta razón, se rechaza la opción de utilizar acero en la fabricación íntegra de la motocicleta, pero no se descarta su uso en aquellas piezas que requieran una gran resistencia.

### 5.2.2. Aluminio

En segundo lugar, se plantea el uso de aluminio. En la actualidad, el uso de aleaciones de este material para la fabricación de chasis y subchasis en competiciones como MotoGP, Moto2 y moto3 es casi universal ya que su baja densidad (una tercera parte de la del acero), su resistencia a la corrosión y su facilidad de formado y maquinado son características muy adecuadas para la fabricación de componentes estructurales. Sin embargo, las propiedades mecánicas y la capacidad de soldadura del aluminio dependen en gran medida de la serie a la que pertenezca y el tratamiento térmico que se realice.[4]

Tabla 1. Ejemplos de aleaciones de aluminio y aplicaciones. Fuente: [7]

Serie	Principal elemento de aleación	Ejemplo de aleación	Aplicaciones
1xxx	99,00 % o más de aluminio	1060	Equipos químicos y tanques
		1350	Conductores eléctricos
2xxx	Cobre	2014	Estructuras de avión y armazones de vuelo
		2023	Estructuras de avión, ruedas y piezas de máquinas
		2219	Piezas sometidas a altas temperaturas
3xxx	Manganeso	3003	Equipos químicos, piezas arquitectónicas
4xxx	Silicio		
5xxx	Magnesio	5052	Tubos hidráulicos, fabricaciones con lámina
6xxx	Magnesio y silicio	6061	Estructuras, armazones y piezas de vehículos
		6063	Herrajes arquitectónicos
7xxx	Zinc	7001	Estructuras de alta resistencia
		7075	Estructuras de aviones y para trabajo pesado

Aunque su vida de uso es limitada debido a que el fallo por fatiga es inevitable en piezas de aluminio, su uso en competición no es un problema grave ya que los componentes utilizados

en este entorno tienen una rápida obsolescencia. Por esta razón, la mayoría de las motocicletas de competición modernas utilizan chasis de doble viga perimetral cerrado de aluminio.

Se considera que, debido a sus propiedades mecánicas, disponibilidad en el entorno local y su precio, las series 2000 y 6000 son adecuadas para su utilización en la fabricación de la motocicleta. Sin embargo, aunque la densidad de este material es casi 3 veces inferior a la densidad del acero, si la motocicleta se fabricase íntegramente en aluminio su peso sería muy elevado. Esto se debería a que, aunque se utilizara una aleación de la serie 6000 y se realizara un tratamiento térmico para mejorar sus propiedades mecánicas, sería necesario un gran volumen de material para conseguir una resistencia y rigidez adecuada. Por esta razón, se descarta la utilización de aluminio para la fabricación de las piezas de mayor tamaño. No obstante, se planteará su utilización en aquellas piezas cuya forma y tamaño lo permitan.

### 5.2.3. Material compuesto

Por último, se plantea la opción de utilizar un material compuesto para la fabricación de los componentes estructurales de la motocicleta. Un material compuesto está formado por dos o más constituyentes (o fases) en una escala macroscópica cuyas propiedades mecánicas son superiores a las de sus constituyentes si actuaran por separado. Normalmente las fases se clasifican en dos tipos: el refuerzo y la matriz. El primer constituyente tiene mejores propiedades mecánicas que el segundo, que se encarga de transferir esfuerzos locales al refuerzo, de aglutinar las fases y de ofrecer protección al refuerzo frente a agentes externos.

Las características de un material compuesto dependen de las propiedades de sus constituyentes, su geometría y de la distribución de las fases. Uno de los parámetros más importantes es la fracción de volumen del refuerzo o porcentaje en volumen de la fibra, que representa la relación entre el volumen de fibras de refuerzo y el volumen total del compuesto:

$$V_f = \frac{\text{Volumen de fibras}}{\text{Volumen total}}$$

La distribución del refuerzo determina la homogeneidad y uniformidad del material. Por lo tanto, a mayor uniformidad mayor será la homogeneidad del material y menores las dispersiones de las propiedades y la probabilidad de fallo en las regiones más débiles. Además, la orientación y la geometría del refuerzo afectan a la anisotropía del material.

Los materiales compuestos formados por dos constituyentes pueden clasificarse en tres categorías diferentes según el tipo, geometría y orientación de la fase de refuerzo.

- A. Material compuesto particulado: la fase de refuerzo se encuentra en forma de partículas de varios tamaños y formas y se distribuye aleatoriamente en la matriz. Por esta razón, pueden ser tratados como cuasi – isotrópicos en escala macroscópica. Un ejemplo de material compuesto particulado es el hormigón.
- B. Material compuesto de fibras discontinuas: la fase de refuerzo la forman fibras cortas orientadas aleatoriamente o en una dirección determinada. En el primer caso, se considera al material como cuasi – isotrópico, mientras que en el segundo caso se considera ortotrópico.
- C. Material compuesto de fibras continuas: El refuerzo lo constituyen fibras largas y continuas orientadas de manera unidireccional, multidireccional o en forma de tejido. El uso de fibras continuas mejora sustancialmente la resistencia y rigidez del material compuesto, por lo que se considera el tipo de refuerzo más eficiente.

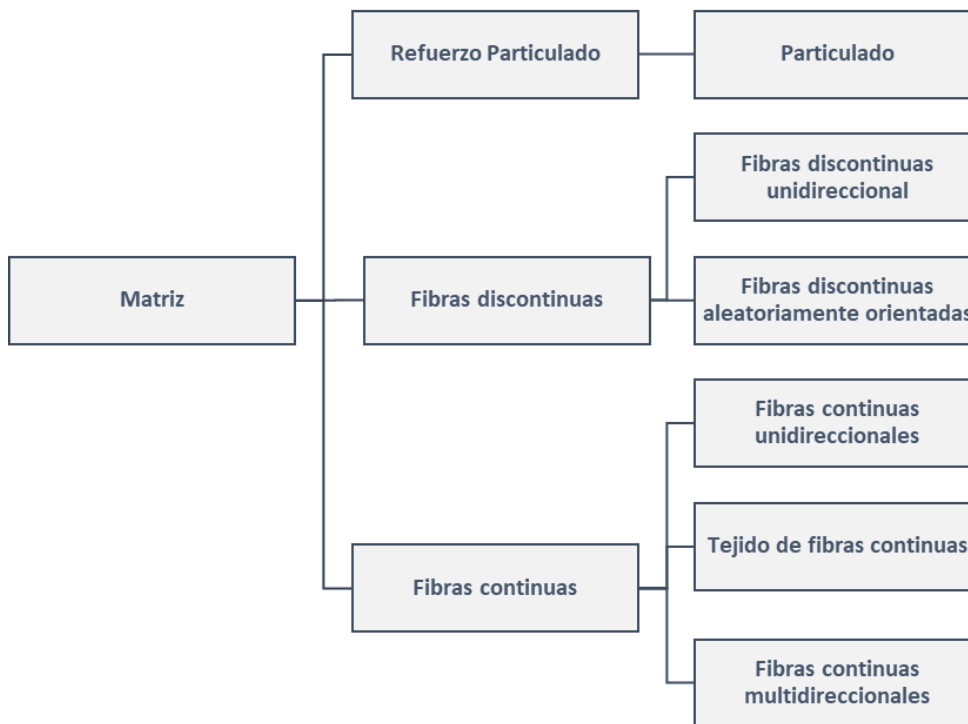


Ilustración 36. Tipos de materiales compuestos en función del tipo de refuerzo utilizado.

### Tipos de materiales compuestos en función del tipo de refuerzo utilizado

Las matrices más utilizadas en materiales compuestos con refuerzo de fibras pueden clasificarse en función del material que la constituyen: Polímeros, metales, cerámicos o carbono.

- A. Polímeros: Tanto termoestables (Epoxi, poliamida) como termoplásticos (polisulfona), se utilizan generalmente en matrices reforzadas con fibras de vidrio, Aramida (Kevlar) y carbono para aplicaciones de baja temperatura.
- B. Metales: Se utilizan aleaciones de aluminio, titanio y magnesio como matriz para materiales compuestos reforzados con fibras de carbono y fibras cerámicas.
- C. Cerámicos: Consisten en matrices cerámicas reforzadas con fibras cerámicas. Los materiales más utilizados son el carburo de silicio, vitrocerámicas y el nitruro de silicio. Se utilizan en aplicaciones donde la temperatura de trabajo es elevada.
- D. Carbono: Consisten en matrices de carbono reforzadas con tejidos de fibras de carbono. Tiene como ventaja una gran resistencia y rigidez a altas temperaturas además de un bajo coeficiente de expansión.

Tabla 2. Materiales de matriz y refuerzo con características adecuadas para su uso combinado en materiales compuestos.  
Fuente: [3]

Material de matriz	Fibra de refuerzo	
Polímeros	Epoxi	Carbono
	Poliamida	Kevlar
	Poliéster	Vidrio
Termoplásticos		
Metales	Aluminio	Carbono
	Magnesio	Boro
	Titanio	Carburo de silicio
	Cobre	
Cerámica	Vitrocerámica	Carburo de silicio
	Carburo de silicio	Nitruro de silicio
	Nitruro de silicio	Carbono

La ventaja de los materiales compuestos con respecto a los materiales convencionales como el acero y el aluminio es su alta resistencia específica y su alta rigidez específica.[3]

Tabla 3. Comparativa de la resistencia y módulo elástico de varios materiales. Fuente: [6].

	<b>Tensión de rotura (MPa)</b>	<b>Módulo elástico (GPa)</b>	<b>Densidad (g/cm<sup>3</sup>)</b>
Aluminio 6061-T6	310	69	2,71
Acero SAE 4340	1034	200	7,83
Fibra de carbono T300	3654	231	1,77
Kevlar 29	3792	62	1,44

Aunque los costes de fabricación de componentes de material compuesto sean relativamente elevados, se considera adecuada la fabricación del chasis, subchasis y basculante con este tipo de material, ya que su bajo peso y su alta resistencia repercutirán positivamente en el rendimiento de la motocicleta. Además, el estudio de este material permitirá adquirir nuevos conocimientos sobre materiales pocos convencionales y supondrá una innovación para la competición.

### 5.3. Materiales seleccionados

Tras analizar las alternativas de materiales disponibles en el mercado para la fabricación del laminado de material compuesto, se han seleccionado los siguientes:

#### 5.3.1. Fibra de carbono

Se selecciona un tejido Twill 2/2 fabricado por la compañía Fibermax Composites (Modelo C201T2s) compuesto por el modelo de fibra de carbono T300 desarrollado por el fabricante Toray. Las propiedades de la fibra de carbono y las características de este tejido se muestran a continuación:

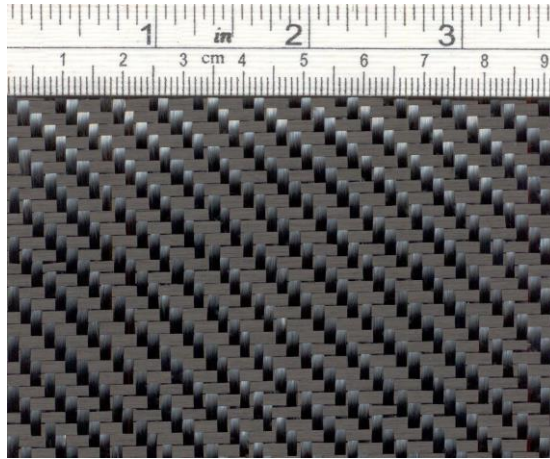


Ilustración 37. Imagen del tejido de fibra de carbono C201T2s de Fibermax Composites. Fuente: Fibermaxcomposites.com

Tabla 4. Datos de Fibra de carbono T300 de fabricante Toray. Fuente: [6].

<b>Símbolo</b>	<b>Propiedades</b>	<b>Valor</b>
K	Número de fibra por grupo	3000
d	Diámetro de fibra	7,62 $\mu\text{m}$
$\rho$	Densidad	1771,5 $\text{kg/m}^3$
$E_1$	Módulo elástico longitudinal	220,6 GPa
$E_2$	Módulo elástico transversal	13,80 GPa
$G_{12}$	Módulo cortante longitudinal	8,9 GPa
$G_{21}$	Módulo cortante transversal	4,8 GPa
$S_{UT}$	Tensión última de rotura a tracción	2758 MPa
$\nu_{12}$	Coefficiente de Poisson longitudinal	0,20
$\nu_{21}$	Coefficiente de Poisson transversal	0,25
C	Capacidad calorífica	0,9211 $\text{kJ/kg/K}$
$k_1$	Conductividad térmica longitudinal	3293,2 $\text{W/m}^2\text{K/m}$
$k_2$	Conductividad térmica transversal	329,32 $\text{W/m}^2\text{K/m}$
$\alpha_1$	Coefficiente de expansión térmica longitudinal	$9,9 \cdot 10^{-7} \text{K}^{-1}$
$\alpha_2$	Coefficiente de expansión térmica transversal	$1,008 \cdot 10^{-5} \text{K}^{-1}$



Tabla 5. Parámetros generales de tejido 2/2 Twill de Toray. Fuente: Torayca.com

<b>Propiedades</b>	<b>Valor</b>
Nº producto	C06347B
Estructura	2/2 Twill
Tipo	Carbono
Fibra de Urdimbre (Warp)	T300B – 3K
Fibra de Trama (Weft)	T300B – 3K
Espesor	0,22 mm
Peso	198 g/m <sup>2</sup>

- A. Resina Epoxi: Se ha seleccionado la resina epoxi Super SAP CLR SYSTEM, de la compañía Entropy Resins. Se ha escogido este modelo por sus características mecánicas, su disponibilidad inmediata en el entorno local y su coste. En la tabla 6 se muestra las características mecánicas aportadas por el fabricante y las correspondientes a diferentes tipos de resina.
- B. Núcleo: Se ha elegido una espuma PVC para el núcleo de la estructura sándwich. Concretamente, se utilizará la espuma PVC Divinycell H80 de la compañía Diab. Se ha seleccionado este material por su característica cuasi – isotrópica, sus propiedades mecánicas y por su facilidad de uso. Las características mecánicas de este material se listan en la tabla 7:

Tabla 6. Propiedades mecánicas de resina Super SAP CLR System y valores promedio para ciertos tipos de resina Epoxi. Fuentes: Entropy Resins.com y [6].

<b>Símbolo</b>	<b>Propiedades</b>	<b>CLR/CLF</b>	<b>LM</b>	<b>IMLS</b>	<b>IMHS</b>	<b>HM</b>
$\rho$	Densidad	-	1163 kg/m <sup>3</sup>	1273 kg/m <sup>3</sup>	1218 kg/m <sup>3</sup>	1246 kg/m <sup>3</sup>
E	Módulo elástico	3,074 GPa	2,21 GPa	3,45 GPa	3,45 GPa	5,20 GPa
G	Módulo cortante	-	0,77 GPa	1,22 GPa	1,27 GPa	1,90 GPa
$\nu_{12}$	Coefficiente de Poisson	-	0,43	0,41	0,35	0,35
$S_{UT,T}$	Tensión de rotura a tracción	58,67 MPa	55,16 MPa	48,26 MPa	103,42 MPa	137,89 MPa
$S_{UT,C}$	Tensión de rotura a compresión	85,91 MPa	103,42 MPa	144,79 MPa	241,31 MPa	344,74 MPa
$\tau_{UT}$	Cortante de rotura	-	55,16 MPa	48,26 MPa	89,63 MPa	103,42 MPa
$\epsilon_{UT,T}$	Deformación máxima a tracción	4,1 %	8,1 %	1,4 %	2,0 %	2,0 %
$\epsilon_{UT,C}$	Deformación máxima a compresión	-	15 %	4,2 %	5,0 %	5,0 %
$\epsilon_{\tau}$	Deformación máxima a cortante	-	10 %	3,2 %	3,5 %	4,0 %
C	Capacidad calorífica	-	1,05 kJ/kg/K	1,05 kJ/kg/K	1,05 kJ/kg/K	1,05 kJ/kg/K
k	Conductividad térmica	-	7,10 W/m <sup>2</sup> K/m	7,10 W/m <sup>2</sup> K/m	7,10 W/m <sup>2</sup> K/m	7,10 W/m <sup>2</sup> K/m
$\alpha$	Coefficiente de expansión térmica	-	1,03*10 <sup>-5</sup> K <sup>-1</sup>	1,03*10 <sup>-5</sup> K <sup>-1</sup>	6,48*10 <sup>-5</sup> K <sup>-1</sup>	7,2*10 <sup>-5</sup> K <sup>-1</sup>

Donde:

- LM = Resina de módulo bajo,
- IMLS = Resina de módulo intermedio – Resistencia baja,
- IMHS = Resina de módulo intermedio – Resistencia alta,
- HM = Resina de módulo alto.

Tabla 7. Propiedades mecánicas del núcleo de espuma PVC Divinycell H80. Fuente: Diabgroup.com.

Símbolo	Propiedad	H80	
		Mínimo	Nominal
$E_{1,T}$	Módulo elástico a tracción (MPa)	85	95
$E_{1,C}$	Módulo elástico a compresión (MPa)	80	90
$G_{12}$	Módulo elástico cortante (MPa)	23	27
$S_{UT,T}$	Tensión de rotura a tracción (MPa)	2,20	2,50
$S_{UT,C}$	Tensión de rotura a compresión (MPa)	1,15	1,40
$\tau_{UT}$	Cortante de rotura (MPa)	0,95	1,15
$\gamma$	Deformación a cortante (%)		30
$\rho$	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )		80
e	espesor (mm)		10

#### 5.4. Método de fabricación seleccionado

Para la fabricación del chasis, subchasis y basculante de la motocicleta, de los métodos de fabricación descritos en el Anexo B se considera apropiado el método de moldeo por transferencia de resina asistida por vacío (VARTM) por diversas razones:

- A. Se desestima la utilización del método autoclave porque, aunque la fabricación mediante este procedimiento genere componentes con mejores propiedades mecánicas, la inversión necesaria para la compra o fabricación del horno autoclave es muy elevada. Además, requiere una mano de obra cualificada.

- B. Al igual que el método autoclave, la fabricación mediante moldeo por compresión requiere maquinaria y recursos que la universidad no dispone y su adquisición provocaría un gasto inviable.
- C. Las herramientas y consumibles necesarios para el moldeo mediante el procedimiento VARTM son relativamente económicos. Además, solo es necesario un molde para la fabricación de las piezas, lo que reduce costes de fabricación.
- D. El porcentaje de volumen en fibras y las propiedades mecánicas conseguidas con el método VARTM son mayores en comparación con la técnica de moldeo por contacto.

Tabla 8. Porcentaje en volumen de fibras en función del método de fabricación. Fuente: [5].

<b>Método de fabricación</b>	<b>Fracción en volumen de fibras</b>
Moldeo por contacto	30%
Moldeo por compresión	40%
Moldeo mediante vacío (incluye VARTM y autoclave)	50% - 80%

## 5.5. Propiedades mecánicas de laminado

Es fundamental conocer las propiedades mecánicas del material con el que se fabricarán los componentes estructurales de la motocicleta. Considerando el presupuesto limitado del proyecto, será necesario realizar un número reducido de probetas con las que obtener valores promedio apropiados. Si una lámina de tejido de fibras se trata como dos capas unidireccionales dispuestas a 90 grados entre sí, resulta adecuado conocer sus propiedades equivalentes para analizar y simular posteriormente el laminado con el que se fabricará el chasis, el subchasis y el basculante.

Por esta razón, se ha planteado la fabricación de las siguientes probetas:

- A. Probetas tipo A: fabricadas con 8 capas de tejido orientadas en la misma dirección, de manera que una de las direcciones de las fibras es perpendicular a la sección transversal de la probeta, provocando una configuración equivalente  $[90^{\circ}/0^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}]_s$ .
- B. Probetas tipo B: elaboradas de 8 capas de tejido orientadas en la misma dirección, de manera que el ángulo entre una de las direcciones de las fibras y el plano de

simetría longitudinal de la probeta sea de  $45^\circ$ , provocando una configuración equivalente  $[45^\circ/-45^\circ/45^\circ/-45^\circ/45^\circ/-45^\circ/45^\circ/-45^\circ]$ s.

Mediante la realización de los ensayos descritos en el Anexo A podría obtenerse un valor promedio de las propiedades mecánicas de las capas unidireccionales equivalentes.

Desafortunadamente, debido a la situación provocada por la pandemia global del Covid – 19 antes de la redacción de este documento solo fue posible realizar los ensayos de tracción de las probetas tipo A. Por lo tanto, será necesario buscar en la bibliografía y recursos disponibles unos valores de las propiedades mecánicas de láminas unidireccionales que no varíen en exceso con los obtenidos en dichas pruebas.



Ilustración 38. Probetas tipo A para fabricadas para el ensayo de tracción.

Para el ensayo de tracción se utilizaron 3 probetas, fabricadas mediante el método VARTM, cuyas dimensiones siguen las recomendaciones de la norma ASTM - D 3039 :

Tabla 9. Características de las probetas tipo A fabricadas.

<b>Probetas</b>	<b>Longitud (mm)</b>	<b>Ancho promedio (mm)</b>	<b>Espesor promedio (mm)</b>	<b>Peso (gramos)</b>	<b>Porcentaje volumen fibra (%)</b>
Probeta 1	250	24,55	2,24	22,27	78,6 %
Probeta 2	250	24,73	2,20	21,82	80,0 %
Probeta 3	250	25,17	2,21	23,27	78,2 %
<b>Promedio</b>	<b>250</b>	<b>24,87</b>	<b>2,22</b>	<b>22,45</b>	<b>78.93%</b>

Los ensayos ofrecieron los siguientes datos:

Tabla 10. Características mecánicas de las probetas tipo A ensayadas.

<b>Probetas</b>	<b>Módulo Elástico <math>E_1</math> (GPa)</b>	<b>Tensión de rotura (MPa)</b>	<b>Deformación <math>\epsilon</math> (%)</b>
Probeta 1	53,98	788,154	1,46
Probeta 2	50,79	726,31	1,44
Probeta 3	47,72	770,05	1,6
<b>Promedio</b>	<b>50,83</b>	<b>761,5</b>	<b>1,50</b>

Ilustración 39. Curva Tensión – deformación de la probeta 1.

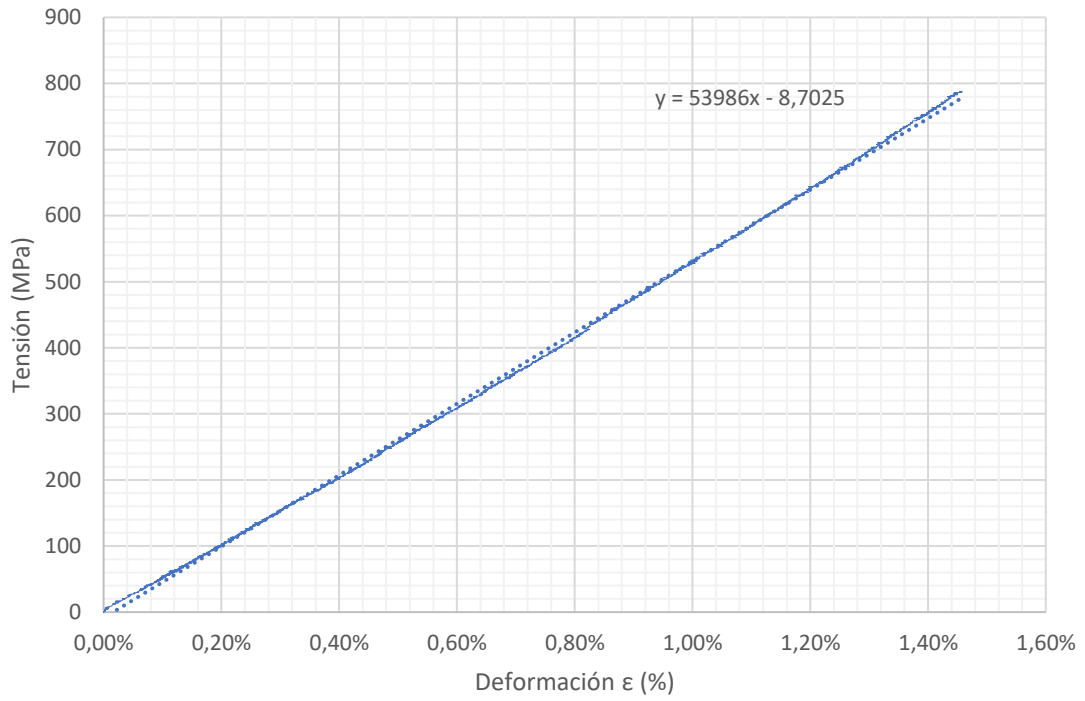


Ilustración 40. Curva Tensión – deformación de la probeta 2.

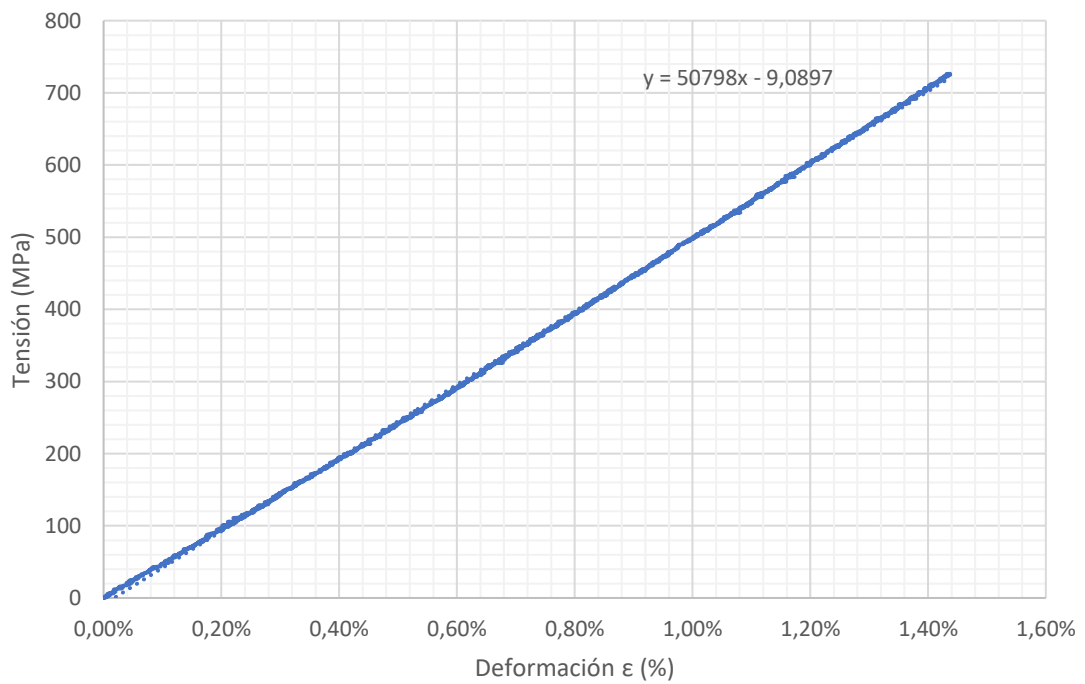


Ilustración 41. Curva Tensión – deformación de la probeta 3.

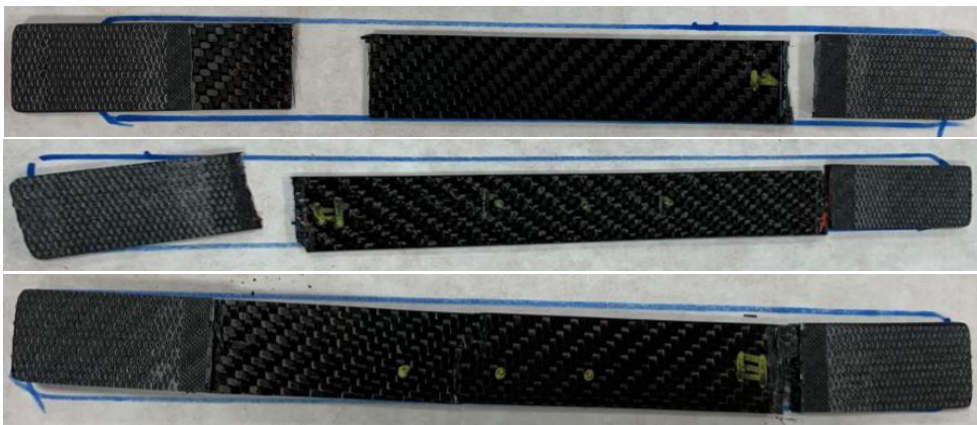
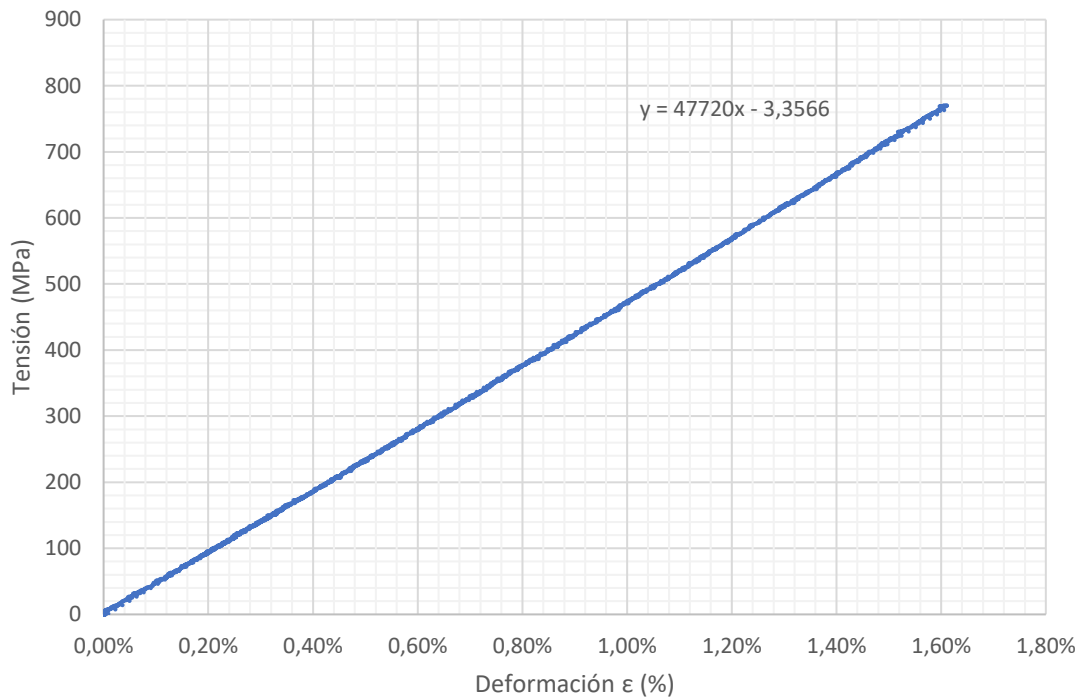


Ilustración 42. Probetas tras el ensayo de tracción. Arriba) probeta 1. centro) probeta 2. Abajo) probeta 3.

Los datos recopilados en la tabla 11 para capas unidireccionales de carbono T300 y matriz de resina epoxi se extraen de:

- A. Software gratuito *eLamX<sup>2</sup>* desarrollado por la Universidad Técnica de Dresde (Technische Universität Dresden en alemán). Dispone de una base de datos de propiedades mecánicas de láminas de materiales compuestos.
- B. Libro “*Principles of composite material mechanics*” de Ronald F. Gibson: [6]

La carga unidireccional máxima promedio aplicada en las probetas tipo A fue:

$$F_T = S_{UT1,T} * A_T = 761,5 \frac{N}{mm^2} * (24,87 \text{ mm} * 2,22 \text{ mm}) = 42043,5 \text{ N}$$



Para elegir el modelo de lámina adecuado, se realiza el siguiente procedimiento:

1. En el software SolidWorks, se crean 4 nuevos materiales con los datos recopilados.
2. Se modela una probeta con las medidas promedio.
3. Mediante la utilización de vaciado compuesto, se aplican 16 capas unidireccionales según la configuración de la probeta tipo A. El espesor de cada capa se considera 0,125 mm (espesor total 2 mm).
4. Se aplica la carga de rotura a tracción en un extremo y se empotra en el otro.
5. Se obtienen las tensiones en las direcciones principales de la probeta coeficiente Tsai – Hill.
6. Se calcula analíticamente el coeficiente Tsai – Hill.
7. Se selecciona el modelo que peor valor obtenga.

Tabla 11. Datos recopilados de capas unidireccionales de fibra de carbono y resina epoxi.

Parámetros	ULL		eLamX <sup>2</sup>		Gibson [6]
	Probetas	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4
$V_F$	0,78	0,6	0,6	0,7	0,6
$E_1$	50,83 GPa	125 GPa	148 GPa	180 GPa	133,24 GPa <sup>2</sup>
$E_2$	7,8 GPa <sup>1</sup>	8 GPa	9,65 GPa	10 GPa	4,455 GPa <sup>2</sup>
$G_{12}$	2,78 GPa <sup>2</sup>	5 GPa	4,55 GPa	6,9 GPa	1,7 GPa <sup>2</sup>
$\nu_{12}$	0,25	0,3	0,3	0,28	0,29 <sup>2</sup>
$S_{UT1,T}$	761,5 MPa	1450 MPa	1314 MPa	1494 MPa	1448 MPa
$S_{UT1,C}$	-	1400 MPa	1220 MPa	1693 MPa	1448 MPa
$S_{UT2,T}$	-	55 MPa	43 MPa	40,1 MPa	44,8 MPa
$S_{UT2,C}$	-	170 MPa	168 MPa	245 MPa	248 MPa
$\tau_{UT12}$	-	90 MPa	48 MPa	67,2 MPa	62,1 MPa
$\rho$	1626,5 kg/m <sup>3</sup>	1580 kg/m <sup>3</sup>	1500 kg/m <sup>3</sup>	1500 kg/m <sup>3</sup>	-

<sup>1</sup> Datos estimados mediante la regla de la mezcla, descrita en el Anexo C. Estos parámetros no pudieron calcularse.

2 Datos estimados mediante la regla de la mezcla, descrita en el Anexo C, utilizando datos de epoxi LM de la tabla 6.

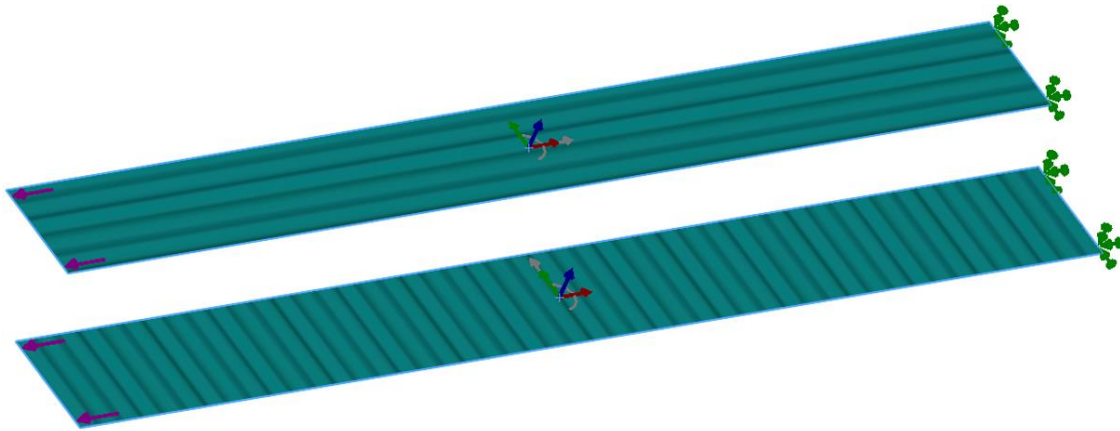


Ilustración 43. Orientación de las capas unidireccionales de la probeta tipo A.

El coeficiente Tsai – Hill de todos los modelos de capas se ha calculado teniendo en cuenta la tensión de rotura de las probetas tipo A ensayadas. Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

$$\frac{\sigma_1^2}{S_{UT_1}^2} + \frac{\sigma_2^2}{S_{UT_2}^2} - \frac{\sigma_1\sigma_2}{S_{UT_1}^2} + \frac{\tau_{12}^2}{\tau_{UT_{12}}^2} < 1$$

Donde:

- $S_{UT_1}$  = Tensión de rotura en la dirección longitudinal.
- $S_{UT_2}$  = Tensión de rotura en la dirección transversal.
- $\tau_{UT_{12}}$  = Cortante de rotura en el plano 12.
- $\sigma_1$  = Tensión en la dirección longitudinal.
- $\sigma_2$  = Tensión en la dirección transversal.

Tabla 12. Datos extraídos de ensayo de probetas simulado ante la carga de rotura de probeta real.

Datos	Orientación	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
$\sigma_1$ (Longitudinal)	0°	1590 MPa	1588 MPa	1681 MPa
	90°	100,7 MPa	102,5 MPa	9,33 MPa
$\sigma_2$ (Transversal)	0°	26,87 MPa	27,28 MPa	2,58 MPa
	90°	-26,87 MPa	-27,28 MPa	-2,58 MPa
Tsai – Hill analítico	0°	1,42	1,83	1,34
	90°	0,03	0,03	0,0002

Teniendo en cuenta los resultados mostrados y la escasa información adquirida del material fabricado, se considera que el modelo 1 de fibra de carbono resulta el más adecuado para la simulación de los componentes estructurales ya que, aunque existe una ligera diferencia entre los valores obtenidos y los recogidos, es el modelo más semejante. Además, el coeficiente Tsai – Hill supera el límite establecido para la carga de rotura de las probetas reales (42043,5 N).

## 6. Diseño planteado

Una vez analizadas las restricciones impuestas por la competición, resulta necesario determinar una serie de parámetros importantes para el diseño de la motocicleta. A continuación, se describen estas características y se determinan los valores escogidos para cada uno de ellos.

### 6.1. Especificaciones preliminares

#### 6.1.1. Distancia entre ejes

La distancia entre ejes  $p$  (o wheelbase en inglés) representa la distancia entre los puntos de contacto de los neumáticos sobre el pavimento. El valor de este parámetro repercute directamente en el comportamiento de la motocicleta. Un incremento de la distancia entre ejes provoca:

- A. Un aumento de la deformación debida a la torsión y a flexión de los componentes estructurales.
- B. Un aumento del radio de curvatura mínimo de la motocicleta.
- C. Una disminución de la transferencia de carga entre ruedas durante las fases de aceleración y frenado.
- D. Una disminución del movimiento de cabeceo (pitch movement en inglés) que puede provocar:
  - Que la rueda delantera deje de contactar con el pavimento en la fase de aceleración (movimiento wheelie).
  - Que la rueda trasera deje de contactar con el pavimento en la fase de frenado (movimiento stoppie).



Ilustración 44. Ejemplos de movimiento wheelie y stoppie. Fuente: MotoGP.com

La distancia entre ejes depende del tipo de motocicleta que se diseñe. En el caso de motocicletas deportivas, su valor oscila entre los 1350 a los 1600 mm [2]. Teniendo en cuenta lo anterior y considerando las dimensiones del motor y pack de baterías, se establece una distancia entre ejes de 1440 mm para el diseño preliminar de la motocicleta.

### 6.1.2. Ángulo de avance

El ángulo de avance o ángulo caster  $\varepsilon$  describe la inclinación de la suspensión delantera y, al igual que  $p$ , es un parámetro que afecta directamente a la estabilidad de la motocicleta.

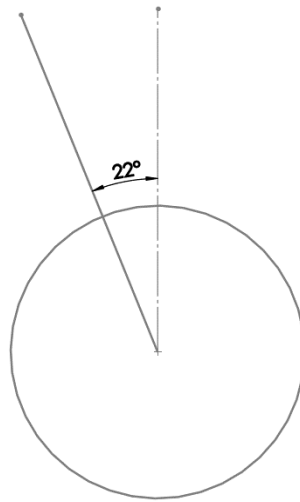


Ilustración 45. Esquema de ángulo de avance de suspensión delantera.

El ángulo de avance varía de acuerdo con el tipo de motocicleta que se diseñe. Las motocicletas de competición instalan a suspensión delantera con un ángulo  $\varepsilon$  de  $21^\circ - 24^\circ$ . [2] Teniendo en cuenta este criterio, se selecciona un ángulo de avance de  $22^\circ$  para el diseño preliminar.

### 6.1.3. Trail

El Trail representa la distancia entre el punto de contacto  $f$  del neumático delantero con el pavimento y el punto de intersección del eje del cabezal con el terreno ( $f_a$ ) y se considera el parámetro más importante para la estabilidad de la motocicleta en movimientos rectilíneos.

Si la motocicleta se encuentra en un movimiento rectilíneo a una velocidad constante  $V$  y un agente externo, como una irregularidad del pavimento, provoca una ligera rotación

en sentido antihorario de la rueda delantera, la velocidad  $V$  de la rueda delantera se divide en dos componentes:

- La velocidad tangencial  $V_t (\omega_f R_f)$
- La velocidad de deslizamiento  $V_s$  del punto de contacto con respecto al plano del pavimento.

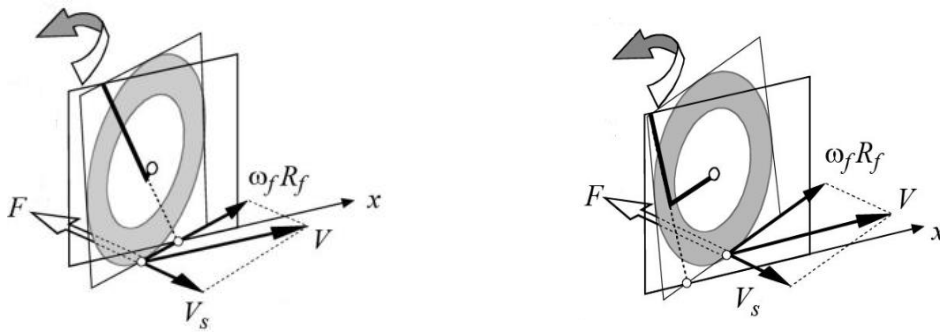


Ilustración 46. Rueda delantera con un Trail positivo (izquierda) y un Trail negativo (derecha). Fuente: [2].

En esta situación, una fuerza debida a la fricción  $F$  actúa en la misma dirección que la velocidad  $V_s$  pero en sentido contrario. En este caso, al tener de un Trail positivo (el punto  $f_a$  se sitúa delante del punto  $f$ ), la fuerza  $F$  genera un momento proporcional al valor del Trail normal  $a_n$  que tiende a alinear la rueda delantera. Si el Trail fuese negativo, la fuerza  $F$  generaría un momento que incrementaría la rotación de la rueda y por la tanto, comprometería la estabilidad de la motocicleta.

Normalmente se considera como parámetro Trail ( $a$ ) a la distancia horizontal entre los puntos  $f$  y  $f_a$ . Además, se considera Trail normal ( $a_n$ ) a la distancia perpendicular entre el eje del cabezal y el punto  $f$ . Existe una relación directa entre estos dos parámetros:

$$a = \frac{a_n}{\cos \varepsilon}$$

Para determinar el Trail  $a$  se necesita el valor de:

- Ángulo de avance  $\varepsilon$
- Distancia entre eje del cabezal y eje de brazos de horquilla  $d$  (offset en inglés).
- Radio del neumático delantero  $R_F$ .

Para un  $d = 35$  mm,  $R_F = 288$  mm y  $\varepsilon = 22^\circ$ , existe un Trail de 78,6 mm, tal y como se muestra en la siguiente ilustración:

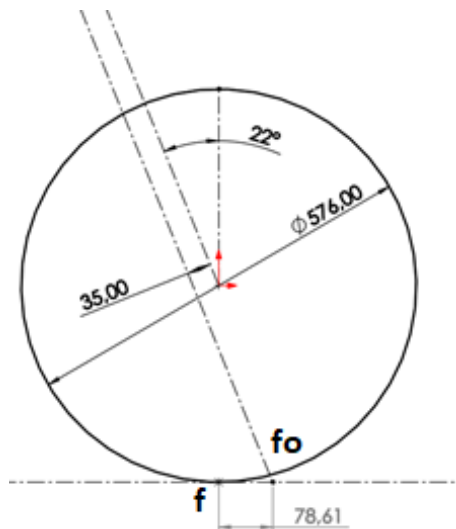


Ilustración 47. Longitud Trail obtenida para la geometría planteada.

#### 6.1.4. Posición del asiento

Se ha realizado un análisis de la posición del asiento de varias motocicletas que compiten en Moto3 y de varias motocicletas de ediciones anteriores de MotoStudent Electric, con el objetivo de establecer la altura del centro del asiento y su ángulo respecto a la horizontal. Los datos obtenidos son los siguientes:

Tabla 13. Altura y ángulo de inclinación del asiento de varias motocicletas de competición.

Equipo	Altura del asiento (mm)	Ángulo de inclinación (grados)
Equipo MotoStudent 1	740*	13*
Equipo MotoStudent 2	642*	10*
Equipo MotoStudent 3	720*	10*
Equipo MotoStudent 4	650*	12*
KTM RC 250R	760 <sup>1</sup>	10*
Honda NSF250RW	729 <sup>2</sup>	13*

\*Valores aproximados.

<sup>1</sup>Fuente: Página web oficial de compañía KTM.

<sup>2</sup>Fuente: Página web oficial de compañía Honda.

Se observa como existe el valor promedio de la altura e inclinación del asiento es 707 mm y 11,3° respectivamente. Teniendo en cuenta las dimensiones de la caja de baterías (también denominado contenedor del acumulador) que se instalará en la motocicleta y considerando la restricción 1.1.3, será apropiado que la altura del asiento sea mayor al valor promedio calculado para evitar que la parte superior del acumulador provoque una posición incómoda del piloto. Por esta razón, se determina que el centro del asiento se situará a 850 mm respecto al pavimento y tendrá una inclinación de 10 grados.

### 6.1.5. Longitud e inclinación del basculante

Otros parámetros característicos que repercuten en la estabilidad de la motocicleta son la longitud del basculante ( $L_s$ ) y su ángulo de inclinación ( $\emptyset$ ) en el estado estático. Como se explicará más adelante, la distancia entre el eje de la rueda trasera y el eje de sujeción al chasis, así como su pendiente afecta directamente al comportamiento de la motocicleta en las fases de aceleración y frenado. En el análisis de las motocicletas de competición se han obtenido los siguientes datos:

Tabla 14. Longitud y ángulo de inclinación en estado estático del basculante de varias motocicletas.

Equipo	Longitud del basculante (mm)	Ángulo de inclinación (grados)
Equipo MotoStudent 1	470*	12°*
Equipo MotoStudent 2	400*	5° *
Equipo MotoStudent 3	510*	10° *
Equipo MotoStudent 4	550*	5° *
KTM RC 250R	520*	11°*
Honda NSF250RW	545*	13°*

\*Valores aproximados.



Tras analizar los datos recogidos y considerando las características de la motocicleta (componentes, medidas y parámetros seleccionados) se determina que, para el diseño preliminar de la motocicleta, el basculante tenga una longitud de 740 mm y un ángulo de inclinación de  $13^{\circ}$ .

A modo de resumen, en la siguiente tabla se muestran los valores establecidos para los parámetros que determinan el comportamiento y configuración de la motocicleta:

Tabla 15. Parámetros geométricos de la motocicleta diseñada.

<b>Símbolo</b>	<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
$p$	Distancia entre ejes	1440 mm
$\varepsilon$	Ángulo de avance	$22^{\circ}$
$R_f$	Radio de neumático delantero	288 mm
$R_r$	Radio de neumático trasero	301 mm
$d$	Offset	35 mm
$a$	Trail	78,6 mm
$h_s$	Altura del asiento	850 mm
$\alpha_s$	Ángulo de inclinación del asiento	$10^{\circ}$
$L_S$	Longitud del basculante	470 mm
$\emptyset$	Ángulo de inclinación del basculante	$13^{\circ}$

Después de estudiar los parámetros más destacables de la motocicleta, es necesario analizar las características de los elementos que componen los sistemas de suspensión trasera y delantera:

### 6.1.6. Suspensión delantera

El sistema de suspensión delantera estará compuesto por una horquilla telescópica invertida de la compañía Showa que se instala en la motocicleta Honda CB125R de 2018. Sus características son las siguientes:

Tabla 16. Características de horquilla telescópica invertida Showa.

Características	Valores
Longitud hasta eje (sin carga)	720 mm
Longitud depósito	474 mm
Offset entre eje de tija y ejes de barras (d)	35 mm
Recorrido ( $r_F$ )	130 mm
Rigidez ( $K_F$ )	7,73 N/mm
Precarga ( $P_F$ )	439,3 N



Ilustración 48. Renderizado de la horquilla telescópica invertida adquirida y Motocicleta Honda CB125R 2018.  
Fuente: honda.com.

### 6.1.7. Sistema de amortiguación trasera

Se ha decidido utilizar el amortiguador trasero del fabricante Öhlins que facilita la organización de la competición. Sus características generales son las siguientes:

Tabla 17. Características del amortiguador Öhlins.

Características	Valores
Longitud libre	278 mm
Recorrido ( $r_R$ )	59 mm
Ancho máximo	75 mm
Rigidez ( $K_R$ )	105 N/mm
Diámetro interior sujeción 1	10 mm
Ancho de sujeción 1	27 mm
Diámetro interior sujeción 2	10 mm
Ancho de sujeción 2	23 mm



Ilustración 49. Amortiguador trasero Öhlins facilitado por la competición.

### 6.1.8. Esquema preliminar

Siguiendo las restricciones impuestas por la competición y los valores de los parámetros descritos anteriormente, se puede plantear un esquema básico de la motocicleta que sirva de base para el diseño de los componentes estructurales. Sin embargo, como se desconoce el peso de la motocicleta y el reparto de carga entre ruedas, el esquema preliminar se realiza sin considerar la compresión de la horquilla. Teniendo en cuenta lo anterior, el esquema preliminar de la motocicleta es:

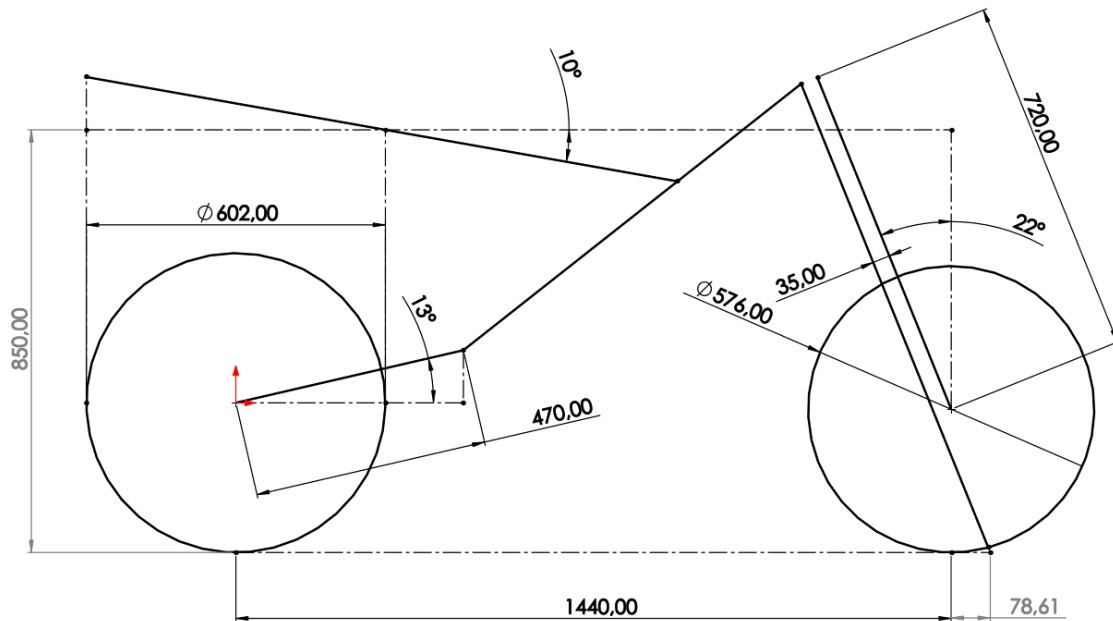


Ilustración 50. Esquema preliminar de la motocicleta.

Una vez planteadas las dimensiones generales de la motocicleta, se procede a diseñar los componentes estructurales. Al comienzo de la etapa de diseño se desconocen parámetros importantes como:

- El peso total de la motocicleta.
- La ubicación del centro de gravedad de la motocicleta
- El reparto de peso entre ruedas.

La falta de estos datos provoca que se desconozca la compresión de la suspensión delantera debido al peso propio de la motocicleta y, por tanto, la longitud de la horquilla. Esta medida resulta indispensable para poder diseñar los componentes estructurales.

Por esta razón, se ha llevado a cabo un proceso de diseño iterativo con el que se obtuvo un modelo final. Dicho proceso se describe a continuación:

### 6.1.9. Proceso de diseño iterativo

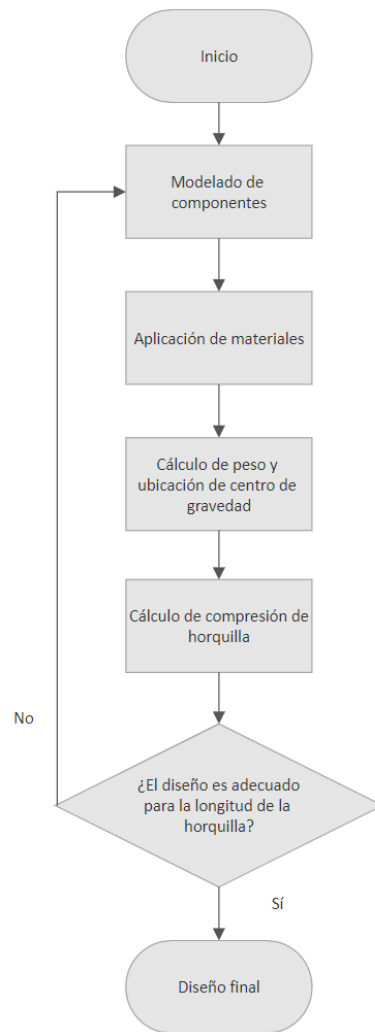


Ilustración 51. Proceso iterativo utilizado para el diseño de los componentes estructurales.

1. **Modelado de componentes:** Mediante el software SolidWorks se diseñan los componentes estructurales considerando las especificaciones de la competición, las restricciones impuestas y con los datos recogidos de la iteración anterior.
2. **Aplicación de materiales:** Tras realizar el ensamblaje de los componentes, se procede a determinar el material de los componentes diseñados. Para crear la estructura sándwich, se siguen los siguientes pasos:
  - A. Se modela un sólido que representa el núcleo del material compuesto.
  - B. Se crean dos superficies mediante la herramienta *equidistanciar superficie* (distancia = 0 mm) a ambos lados del sólido. De esta manera se constituyen las cortezas de la estructura sándwich.

Una vez se han diseñado los componentes y se ha realizado el ensamblaje, se aplican los materiales de cada pieza. Los laminados de fibra de carbono se diseñan especificando la orientación y espesor de cada capa.

**3. Cálculo de peso y ubicación del centro de gravedad:** Después de aplicar los materiales, se obtiene el peso del ensamblaje y la ubicación del centro de gravedad del modelo de la motocicleta.

**4. Cálculo de compresión de horquilla:** Se analiza la compresión de la horquilla provocada por el peso propio de la motocicleta. Para ello, se siguen los siguientes pasos:

A. Se calcula el reparto de peso sobre las ruedas de la motocicleta. Si únicamente se considera la masa suspendida de la motocicleta en un estado estático (sin considerar el peso propio de la horquilla), el reparto de peso se calcula como sigue:

- Carga vertical delantera,  $N_{SF}$ :

$$N_{SF} = mg \frac{b}{p}$$

- Carga vertical trasera,  $N_{SR}$ :

$$N_{SR} = mg \frac{(p - b)}{p}$$

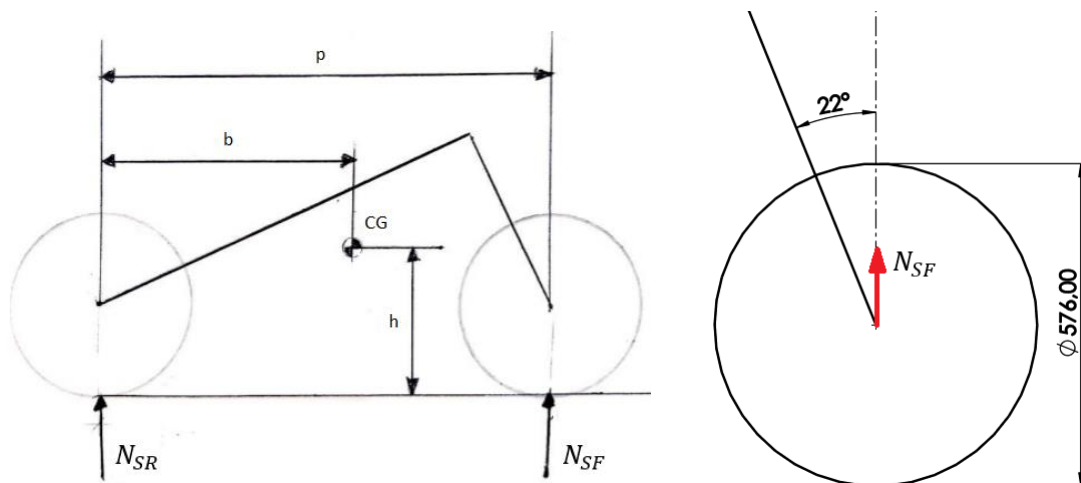


Ilustración 52. Esquema de reparto de cargas.

Donde:

- $b$  = Distancia horizontal desde el eje de la rueda trasera al centro de gravedad  $CG$ .

- $p$  = Distancia entre ejes.
- $h$  = Distancia vertical desde el terreno hasta el centro de gravedad  $CG$ .

A. Se calcula la componente de la fuerza  $N_{SF}^1$  colineal al eje de las barras de la horquilla:

$$N_{SF}^1 = N_{SF} \cos \varepsilon$$

B. Se obtiene la diferencia entre la precarga y la componente  $N_{SF}^1$ ,  $F_C$ :

$$F_C = P_F - N_{SF}^1$$

C. Utilizando la rigidez de la suspensión delantera, se calcula la compresión de la horquilla,  $l_C$ :

$$l_C = \frac{K_F}{F_C}$$

D. Por tanto, la longitud de la horquilla desde la parte superior al eje,  $d_C$  será:

$$d_C = l_H - l_C$$

B. **Verificación:** Tras conocer la longitud de la horquilla, se comprueba si el chasis se adecua a la posición de la horquilla. Si el resultado no resulta apropiado, se plantea el nuevo diseño usando la última longitud de la horquilla calculada y se repite el procedimiento. Una vez obtenido un diseño que concuerde con la posición de la horquilla, finaliza el proceso de iteración.

Mediante este procedimiento iterativo se ha diseñado el sistema estructural de la motocicleta. En los siguientes apartados se muestran los componentes desarrollados y se describen las razones de su diseño.

## 6.2. Chasis planteado

Se ha optado por desarrollar un chasis de doble viga fabricado con en material compuesto de estructura sándwich descrito anteriormente. Esta elección se debe fundamentalmente a:

- A. Su forma propicia una fabricación sencilla mediante el método VARTM.
- B. La alta rigidez característica de este tipo de chasis.
- C. Su bajo peso debido a la utilización de poco material.

Se ha planteado un diseño sencillo, en el que abundan las formas planas y simples, para que su fabricación sea lo más fácil y económica posible. El diseño del chasis está directamente relacionado con las dimensiones del motor y del contenedor del pack de baterías.

El chasis de doble viga soportará y protegerá al pack de baterías y el motor eléctrico. Las medidas de estos componentes se muestran a continuación:

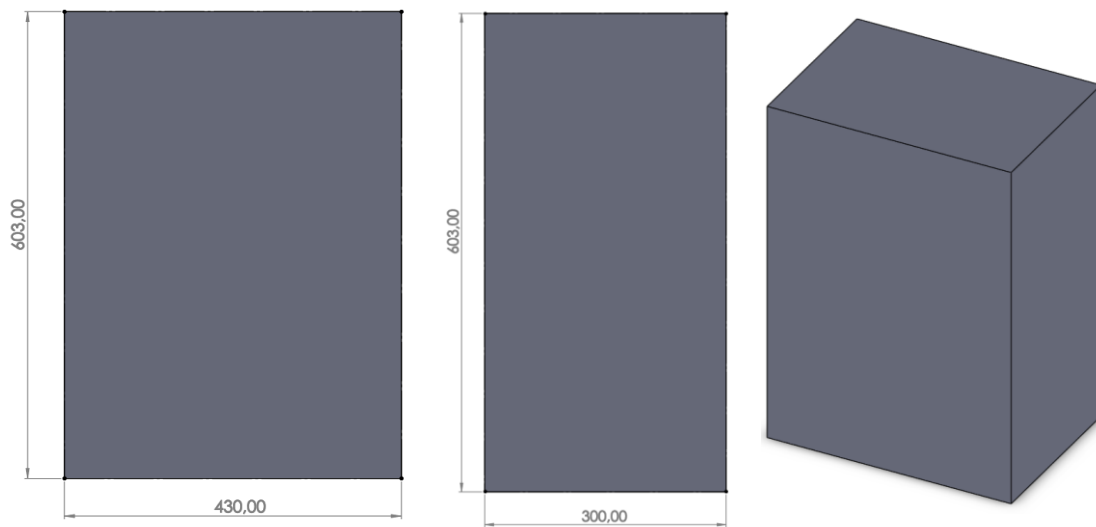


Ilustración 53. Dimensiones y representación trimétrica del contenedor del pack de baterías.



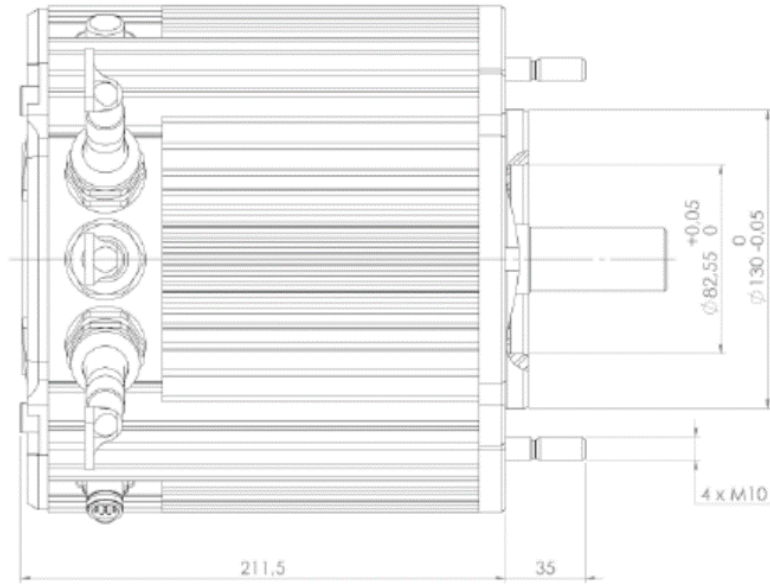


Ilustración 54. Dimensiones del motor eléctrico Engiro proporcionado por la competición. Fuente: Manual Engiro.

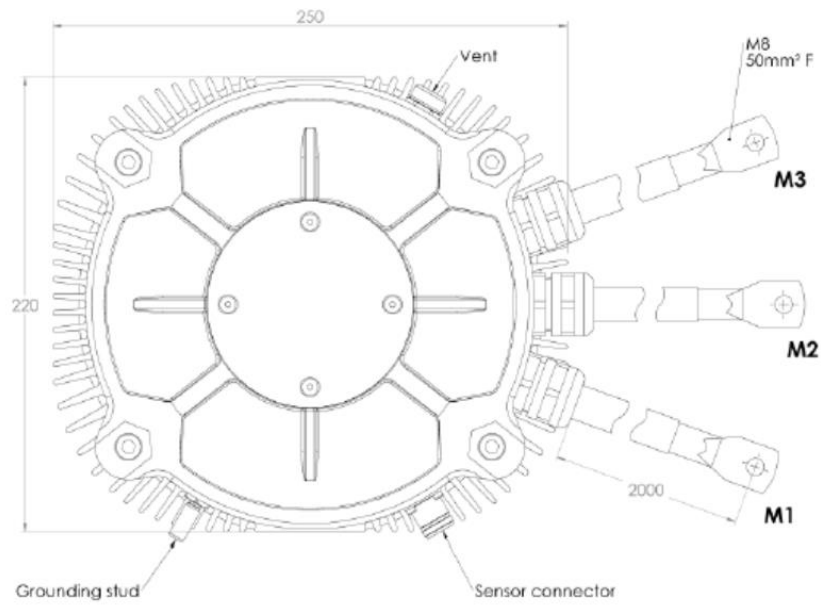


Ilustración 55. Dimensiones del motor eléctrico Engiro proporcionado por la competición. Fuente: Manual Engiro.

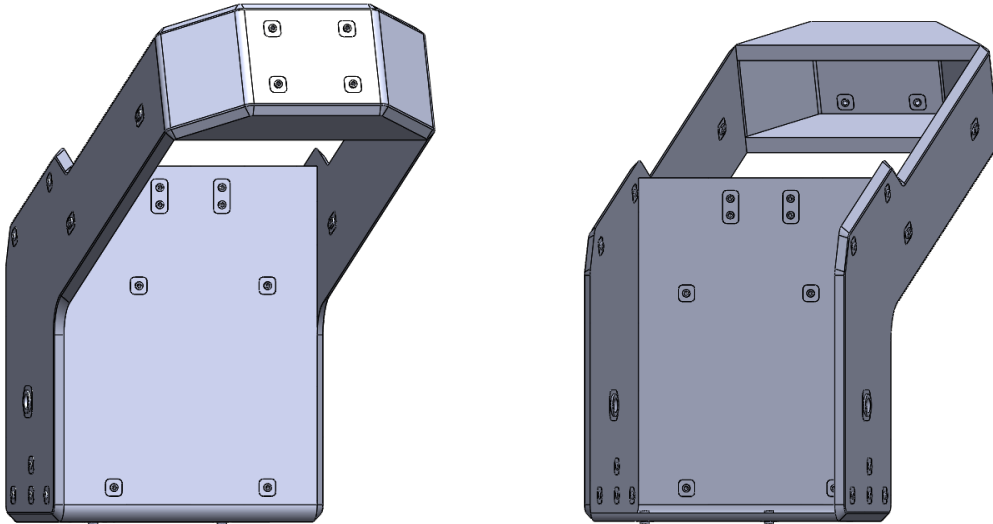


Ilustración 56. Diseño de chasis planteado.

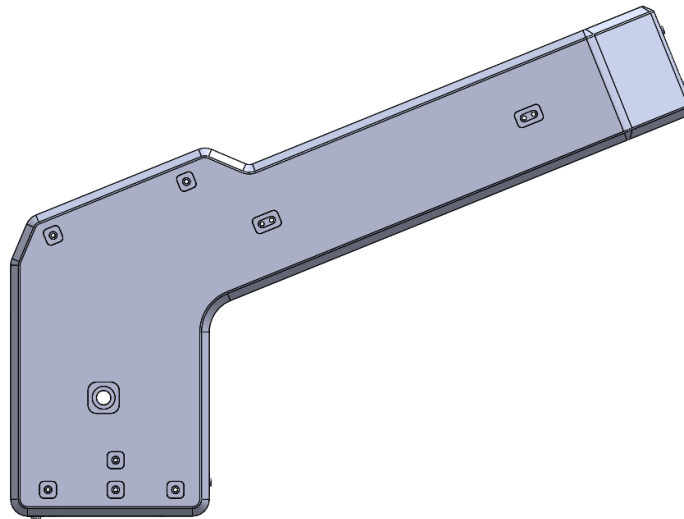


Ilustración 57. Detalle de chasis planteado .

Se decide colocar el motor eléctrico en posición transversal, con el eje orientado al lado izquierdo de la motocicleta y posicionado coaxialmente con el eje de sujeción del basculante. De esta manera, la parte tensa de la cadena no cambia de longitud durante la oscilación de la rueda. Además, esta ubicación contribuye a que el centro de gravedad de la motocicleta tenga una posición considerablemente baja.

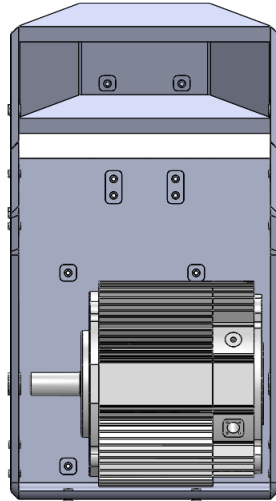


Ilustración 58. Posición del motor en el alojamiento del chasis.

Sin embargo, el centro geométrico del motor no se ubica en el plano longitudinal de simetría del chasis, sino que se encuentra ligeramente desplazado hacia la derecha. Esta posición se debe a que el piñón instalado en el eje del motor debe situarse en el mismo plano que la corona ubicada en la rueda trasera. El chasis cubre parcialmente el motor, ofreciéndole así una protección frente a agentes externos o ante una caída. Un soporte de fibra de carbono, que se conecta al chasis mediante tornillos, sujeta el motor utilizando los cilindros roscados dispuesto en el lateral de este.

Las medidas del contenedor del pack de baterías determinan el ancho del chasis y la longitud de las vigas, haciendo que el chasis tenga 330 mm de ancho, una distancia entre vigas de 300 mm (vigas de 15 mm de espesor), unas vigas de 430 mm de longitud y una inclinación de  $22^\circ$  respecto a la horizontal.

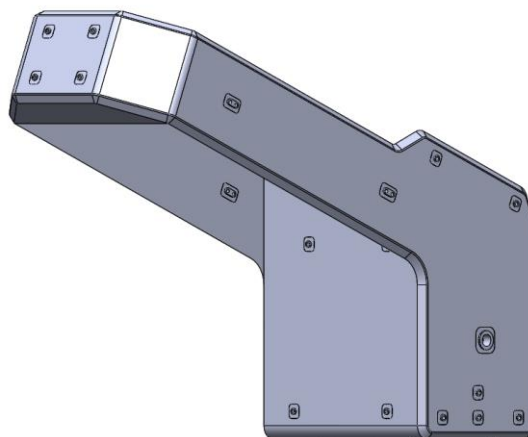


Ilustración 59. Detalle de vigas del chasis planteado.

Debido a una mayor facilidad constructiva, el cabezal se fabrica en aluminio y se conecta al chasis mediante dos abrazaderas del mismo material. El diseño de la región del chasis a la que se empotra el cabezal evita cualquier contacto con el manillar de la motocicleta ante una rotación de la dirección, a la vez que refuerza la región con la utilización de dos paredes paralelas.

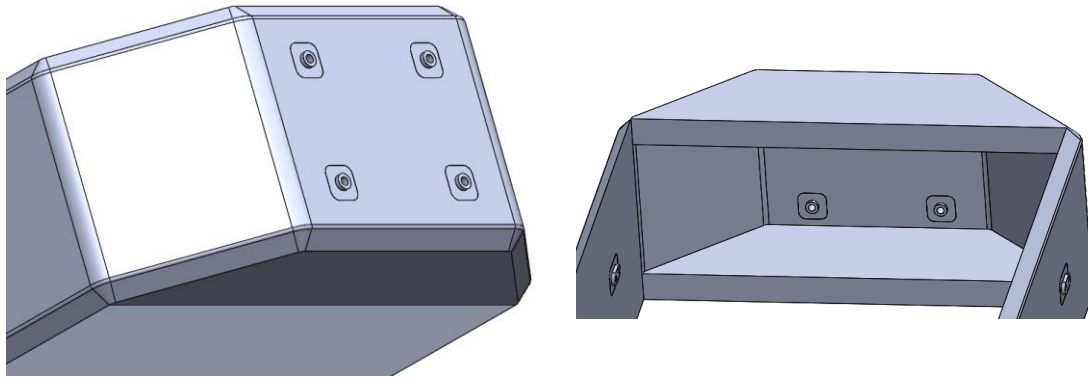


Ilustración 60. Detalle de la parte delantera del chasis.

El chasis dispone de dos paredes interiores, una vertical y otra horizontal que le aportan una mayor rigidez. La pared vertical tiene orificios para sujetar el soporte del motor, el contenedor del pack de baterías y el soporte del amortiguador trasero. En la pared horizontal también existen orificios para la sujeción del soporte del motor, el controlador del sistema eléctrico y para el paso de cables.

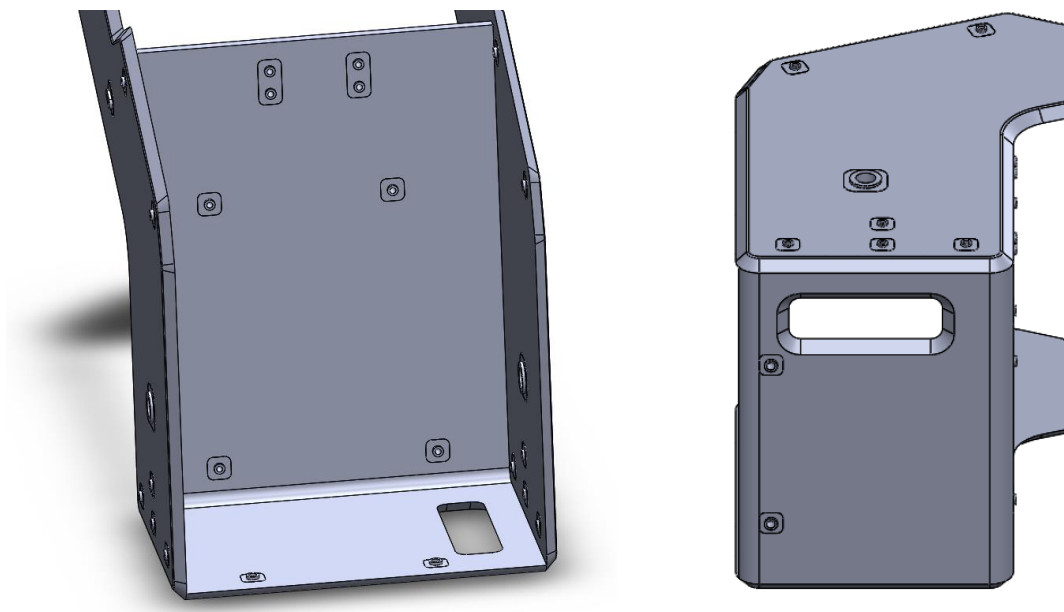


Ilustración 61. Detalle de pared vertical y horizontal.

Se añaden pequeñas inserciones de aluminio en el núcleo del panel sándwich para ubicar los orificios roscados. De esta manera, los componentes de la motocicleta pueden unirse al chasis sin provocar concentración de tensiones en el núcleo. Tienen una sección cuadrada de 20 mm de lado y un espesor de 10 mm. Además, se utiliza una variante de esta inserción para la sujeción del contenedor de pack de baterías y el carenado, constituido por dos orificios de 5 mm de diámetro con una distancia entre centros de 12 mm.

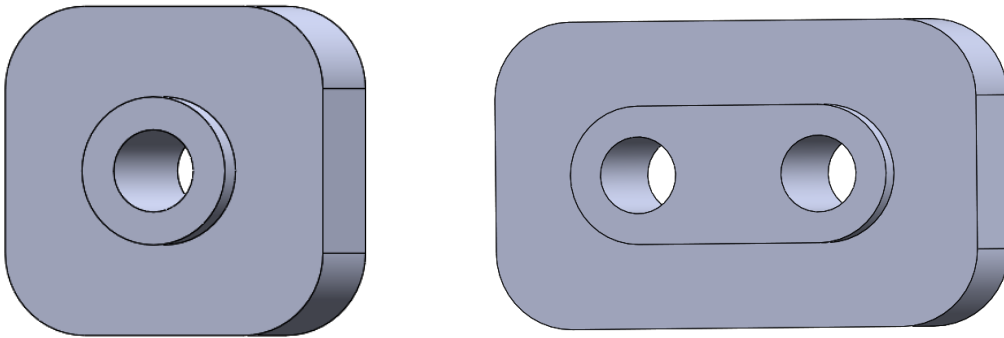


Ilustración 62. Detalle de inserciones de aluminio para la sujeción de componentes.

La unión entre el chasis y el basculante se constituye por dos inserciones de aluminio en el núcleo, de forma cuadrada (37 mm de lado) y con aristas redondeadas de 5 mm de radio. Tienen un orificio de 17 mm de diámetro donde se atornillan los ejes que sujetan el basculante. Su forma rectangular mejora la sujeción de la inserción en el núcleo. Debido a que el basculante se ubica en el exterior del chasis, la región en la que se instala la inserción es totalmente plana, lo que facilita la fabricación de este componente estructural.

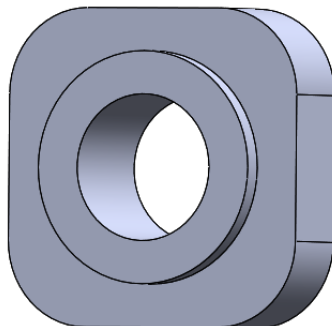


Ilustración 63. Detalle de inserción para atornillar eje de basculante.

Los bordes del chasis se fabrican achaflanados por una razón constructiva. Para obtener una calidad óptima del material compuesto de estructura sándwich y evitar puntos débiles del material, las caras de fibra de carbono deben contactar adecuadamente en los extremos de los componentes fabricados. Por esta razón, los bordes tienen la siguiente forma:

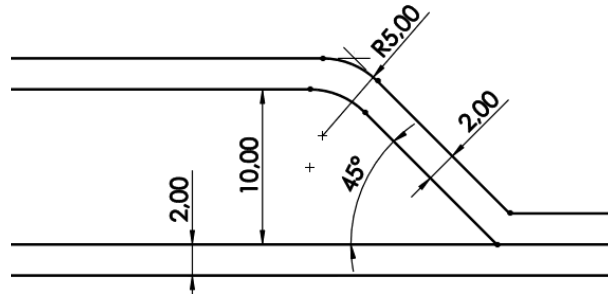


Ilustración 64. Esquema de bordes de estructura sándwich.

Para la fabricación del chasis se plantea la utilización de una estructura sándwich con un núcleo de 10 mm de espesor y unas cortezas constituidas por 8 capas de tejido 2/2 Twill con una configuración  $[90^{\circ}/0^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}/-45^{\circ}/45^{\circ}]_s$ . La dirección principal de las fibras la determina la dirección de las vigas.

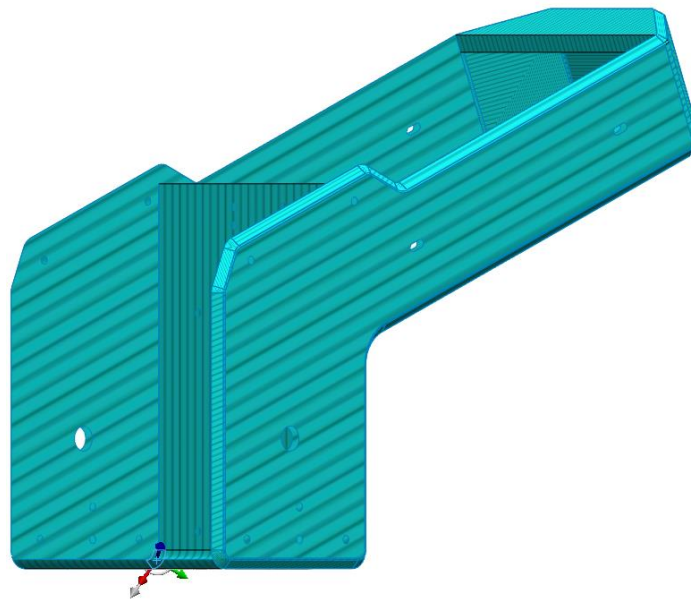


Ilustración 65. Dirección 0° de las fibras unidireccionales del laminado del chasis.

Para conocer las medidas exactas del chasis, en el Anexo D se adjunta el plano de fabricación.

### 6.3. Subchasis planteado

Se plantea un subchasis de diseño simple, ligero y resistente, constituido por un panel sándwich plano que cumple las funciones de asiento y dos paredes verticales de laminado de fibra de carbono que sirven de soporte, de manera que forman una sección transversal en forma de U.

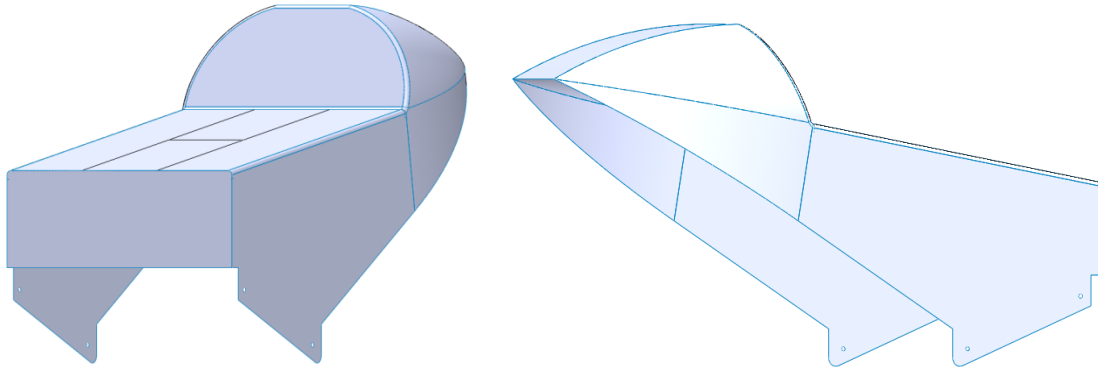


Ilustración 66. Subchasis planteado.

El laminado de 2 mm de las paredes verticales lo componen la extensión de las dos cortezas de 1 mm del panel sándwich a ambos lados, tal y como se muestra en el siguiente esquema:

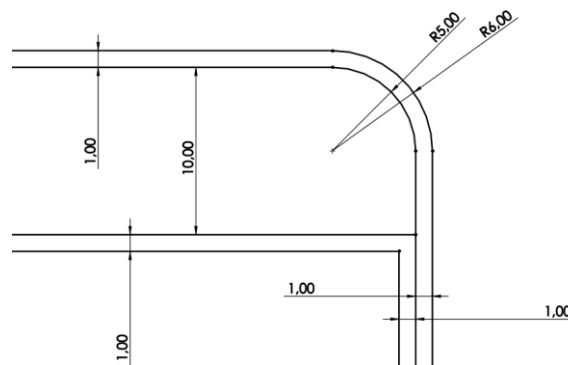


Ilustración 67. Detalle constructivo de subchasis.

El subchasis tiene una inclinación de 10 grados y una longitud total de 706 mm. El colín tiene un diseño simple, inspirado en los utilizados en motocicletas de competición actuales, con una altura de 120 mm y una inclinación de 120° respecto al plano del asiento.

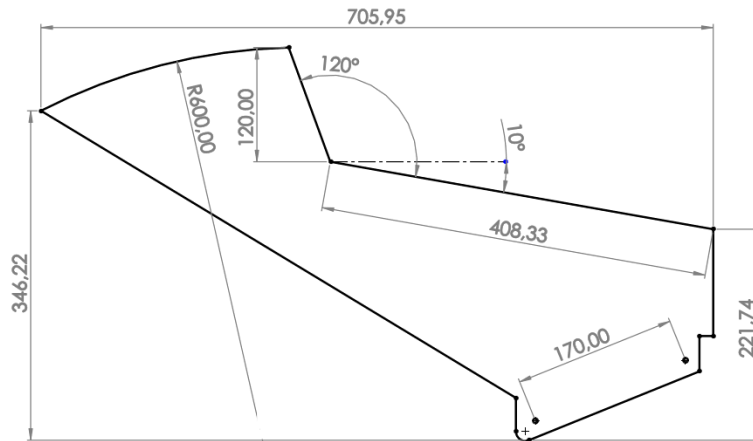


Ilustración 68. Medidas preliminares del subchasis planteado .

El subchasis, con un ancho de 300 mm, se introduce en el interior del chasis y se fija a este mediante tornillos. La ubicación de los orificios, de 5 mm de diámetro, se encuentra en la parte inferior y la distancia entre pares del mismo lateral es de 170 mm.

La forma hueca del subchasis permite utilizar su espacio interior para la caja de baja tensión y el BMS del pack de baterías. Para ello, se realizan 8 inserciones de aluminio en el núcleo del panel sándwich del asiento para alojar los orificios necesarios para fijar estos componentes. Se añade una pared vertical en la parte frontal del subchasis para mejorar su rigidez.

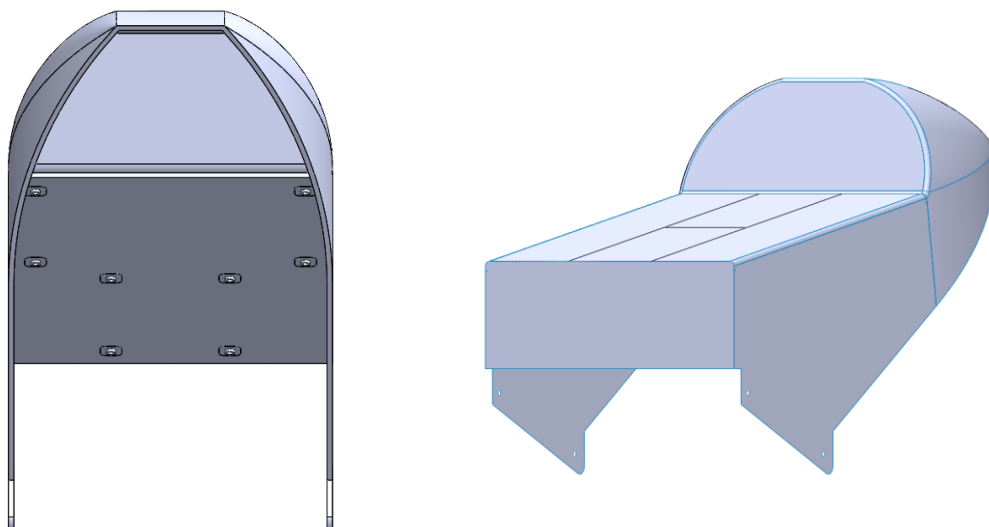


Ilustración 69. Detalles de diseño del subchasis.



El laminado propuesto para la fabricación del subchasis estará compuesto por 4 capas de un tejido 2/2 Twill con una configuración  $[90^{\circ}/0^{\circ}/-45^{\circ}/45^{\circ}]_s$ , cuya orientación principal de fibras ( $0^{\circ}$ ) queda determinada por la pared plana del asiento.

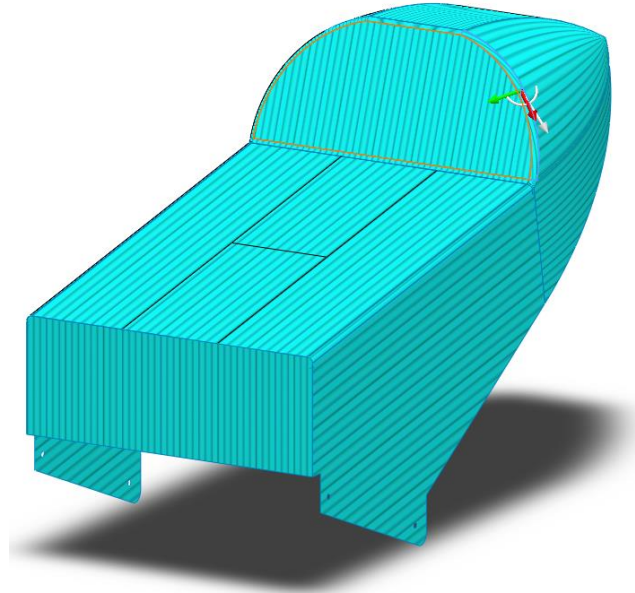


Ilustración 70. Orientación principal de fibras del subchasis planteado.

#### 6.4. Basculante planteado

Se plantea un diseño de basculante de doble brazo triangulado, compuesto por un tubo de aluminio y dos paredes (brazos) de panel sándwich. Las razones que motivan la utilización de este modelo de basculante son su facilidad constructiva, su rigidez y su bajo peso.

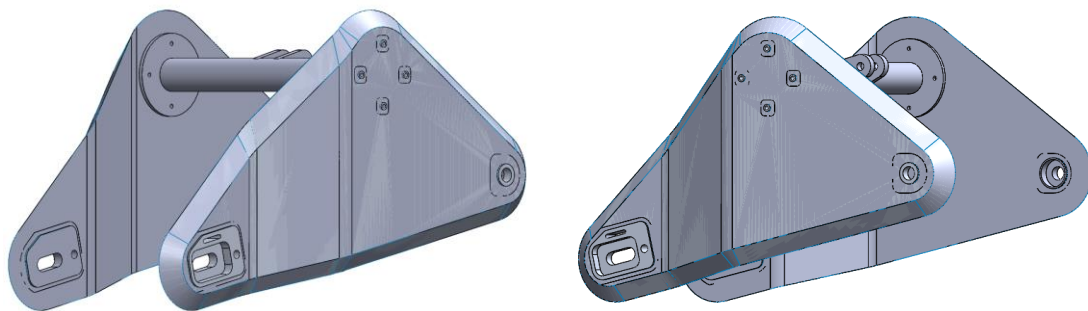


Ilustración 71. Basculante planteado.

Se propone que el basculante se coloque por fuera del chasis para que este último sea más estrecho. Además, de esta manera sus paredes laterales son totalmente planas, lo que facilita su fabricación.

El tubo de aluminio 6063 -T6 tiene un diámetro exterior de 40 mm, un espesor de 5 mm y una longitud de 330 mm. Dos placas de aluminio de 100 mm de diámetro, soldadas en ambos extremos, sirven para conectar mediante tornillos el tubo y los brazos. Además, en su centro se sueldan dos placas de 10 mm de ancho que constituyen el soporte del amortiguador trasero.

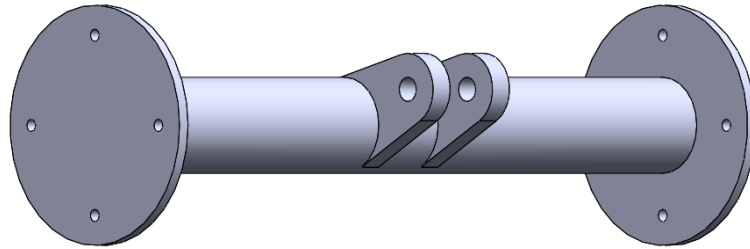


Ilustración 72. Barra de aluminio del basculante planteado.

Los brazos del basculante se fabrican utilizando una estructura sándwich con un núcleo de espuma PVC de 20 mm de espesor y cortezas de laminado de fibra de carbono de 2 mm. Debido a que el ancho del chasis no coincide con el ancho de la rueda trasera, el basculante tiene una anchura variable. La zona de sujeción del eje de la rueda tiene 250 mm de ancho interior, mientras que la parte que abraza el chasis tiene una anchura interior de 340 mm. Para facilitar su fabricación, el diseño de los brazos se basa en 3 regiones planas con aristas redondeadas en los cambios de dirección que reducen la concentración de tensiones. Además, se puede observar que las paredes se extienden verticalmente para poder unirse al tubo de aluminio.

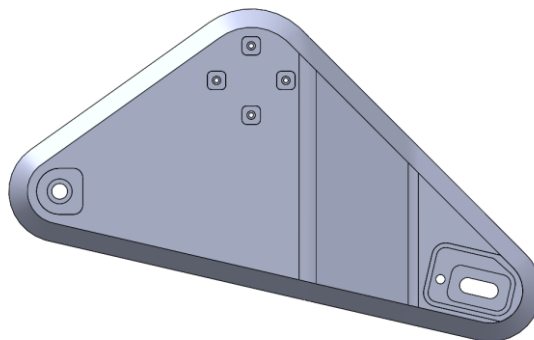


Ilustración 73. Brazo del basculante diseñado.

En los brazos del basculante existen varias inserciones de aluminio:

- A. 4 inserciones para atornillar el tubo de aluminio: Se utilizan para albergar los orificios necesarios para atornillar los pernos que unen el tubo con las paredes. Como la mayoría de las inserciones, tiene una sección cuadrada de 20 mm de lado y aristas redondeadas (5 mm de radio) para evitar concentración de tensiones.
- B. Sujeción del eje del basculante: Aloja un rodamiento de 17x35x10 mm que soporta y que permite el giro del eje del basculante.

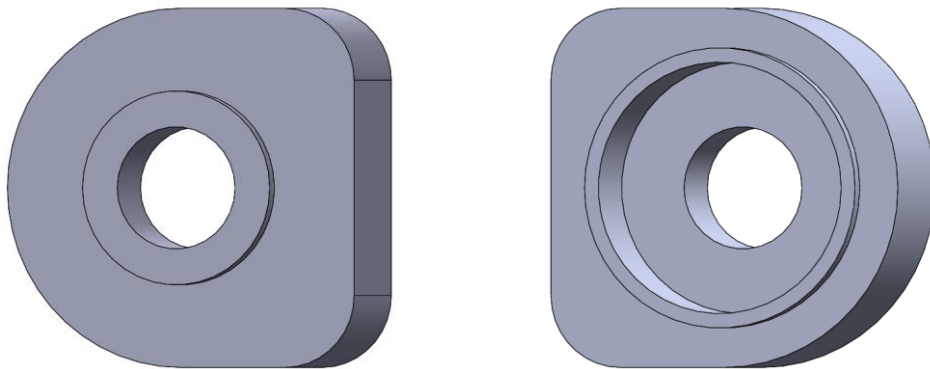


Ilustración 74. Inserción de aluminio para la sujeción del rodamiento y eje de basculante.

- C. Sujeción del eje de la rueda trasera: Esta inserción tiene varias funciones:
  - i. Alojar el eje de la rueda trasera.
  - ii. Alojar los pernos de sujeción del caballete.
  - iii. En el brazo derecho, alojar el tornillo que sujeta el soporte de la pinza de freno.

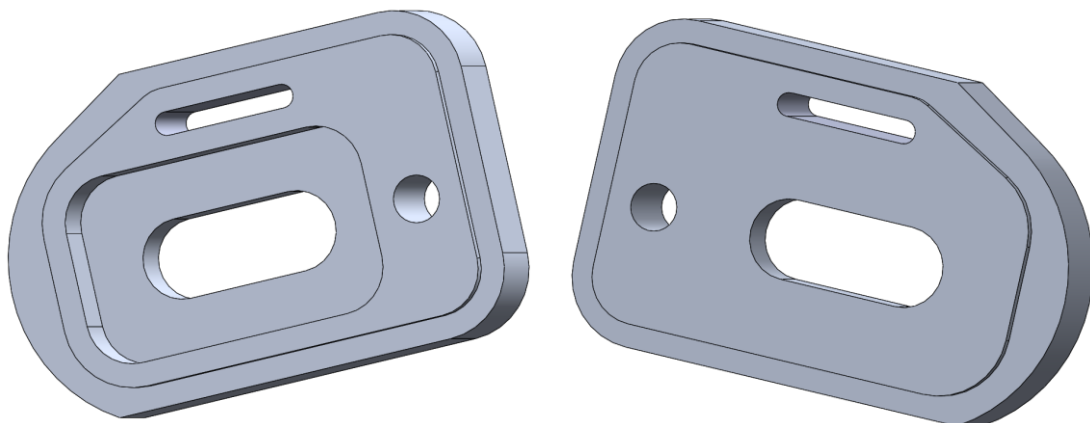


Ilustración 75. Inserción de aluminio para sujeción del eje de la rueda trasera.

Al igual que en el chasis, los bordes del basculante se fabrican achaflanados, con un ángulo de 45 grados.

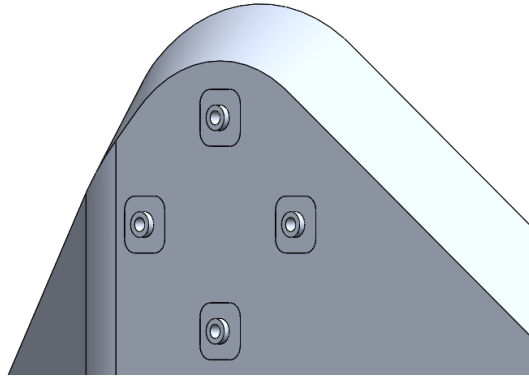


Ilustración 76. Detalle de chaflán del basculante.

Las cortezas del panel sándwich estará fabricado por un laminado de 8 capas de tejido 2/2 Twill con una configuración  $[90^{\circ}/0^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}/-45^{\circ}/45^{\circ}]_s$ . La dirección principal ( $0^{\circ}$ ) de las láminas estará definida por la horizontal, tal y como se muestra a continuación:

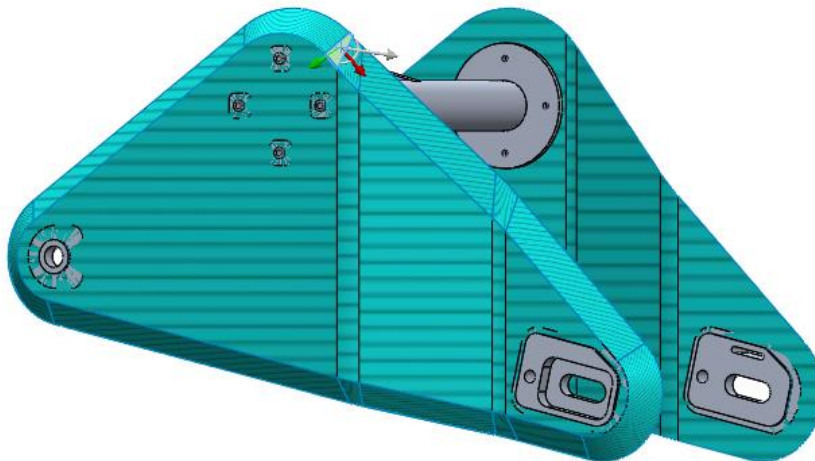


Ilustración 77. Orientación principal de fibras del basculante planteado.

El plano de fabricación de los componentes que constituyen el basculante se adjunta en el Anexo D.

## 6.5. Sistema de amortiguación trasera planteado

Tras barajar los diferentes modelos de sistemas de suspensión trasera descritos en el Apartado 3, se ha decidido diseñar un sistema tipo cantiléver. Los motivos de esta elección son:

- A. Diseño simple.
- B. Se necesita un solo amortiguador.
- C. No necesita elementos adicionales, como bieletas o balancines, por lo que reduce el peso del sistema.

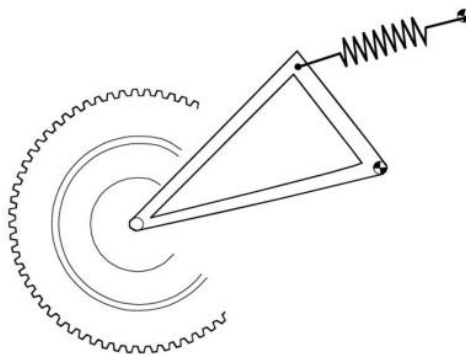


Ilustración 78. Sistema de amortiguación cantiléver. Fuente: [2].

Para conocer la ubicación óptima del amortiguador, se ha realizado un estudio basado en las siguientes consideraciones:

1. En estado estático sin piloto, el ángulo de inclinación  $\varnothing_0$  del basculante debe ser de  $13^\circ$ .
2. En estado estático con piloto, el ángulo de inclinación  $\varnothing_1$  del basculante no debe ser menor que  $10^\circ$ .
3. En ningún momento el ángulo de inclinación  $\varnothing$  del basculante debe alcanzar los  $0^\circ$ .
4. El soporte del amortiguador debe atornillarse en la pared vertical del chasis o en las paredes verticales del subchasis.
5. Se debe elegir la ubicación del amortiguador que minimice la cantidad de material necesario para su sujeción.

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, se ha decidido posicionar el soporte del amortiguador en la pared vertical del chasis. El amortiguador tiene un ángulo de inclinación de  $22^\circ$  respecto a la horizontal y su ubicación permite que, en su posición más

abierta, se mantenga a una distancia de 20 mm del motor. Además, esta posición permite el aprovechamiento del espacio existente debajo del subchasis con la colocación del BMS y la caja de baja tensión.

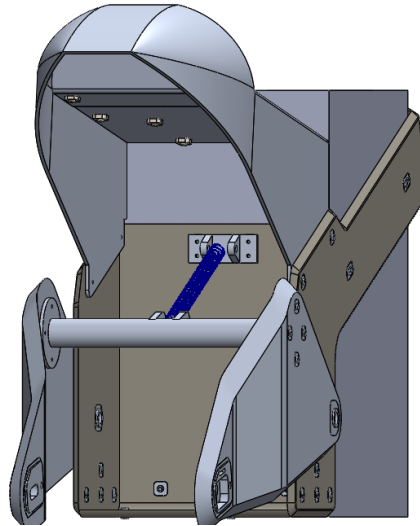


Ilustración 79. Posición del amortiguador trasero.

El soporte del amortiguador fijado en el chasis se fabrica con aluminio 6063 – T6 y está compuesto de una placa de 5 mm con cuatro orificios útiles para su sujeción mediante tornillos, que sirve de base para dos orejetas de 10 mm de espesor y dispuestas a una distancia de 30 mm entre ellas. A continuación, se muestra una ilustración de este componente:

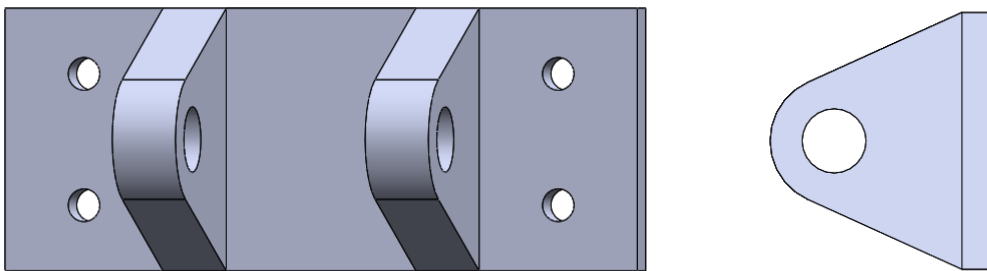


Ilustración 80. Soporte del amortiguador trasero.

El comportamiento de la motocicleta y los ángulos  $\theta$  calculados para diversas situaciones de carrera se muestran en el Apartado 9.

## 6.6. Diseño general de la motocicleta

Resulta adecuado mostrar el ensamblaje de los componentes estructurales para verificar que se han seguido las restricciones impuestas por la competición y las consideraciones de diseño. En este ensamblaje se añaden los elementos del sistema eléctrico, así como componentes auxiliares como las ruedas y el motor:

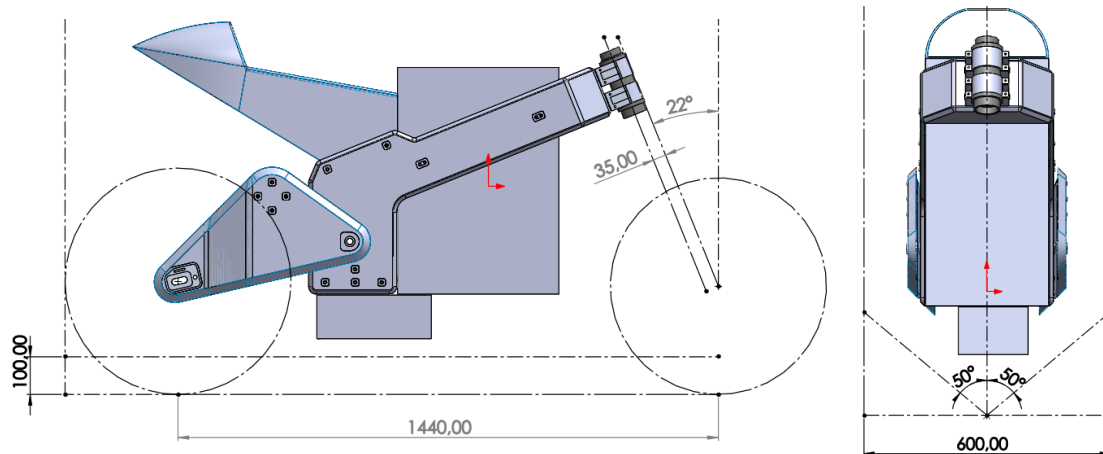


Ilustración 81. Ensamblaje de sistema estructural.

Se observa como el diseño cumple las especificaciones de la competición. El siguiente paso será comprobar que el modelo soporta los esfuerzos provocados por las cargas originadas en diferentes situaciones de carrera. Para ello, se debe conocer la ubicación del centro de gravedad de la motocicleta en estado estático y con el piloto sentado en posición de carrera.

Por otro lado, se plantea el cálculo del centro de gravedad del modelo moto – piloto. El modelo del piloto se ha realizado con los valores promedio de las variables antropométricas de deportistas femeninas de alto rendimiento recogidas en el libro *Variables antropométricas de la población deportista española* de Alicia S.Canda, ya que sus medidas son similares a las de los pilotos de MotoGP del año 2020. El modelo de piloto pesa 60 kg y tiene una estatura de 1650 mm. Finalmente, se posiciona el modelo del piloto en la motocicleta en posición de carrera y se obtiene el centro de gravedad del modelo moto – piloto.

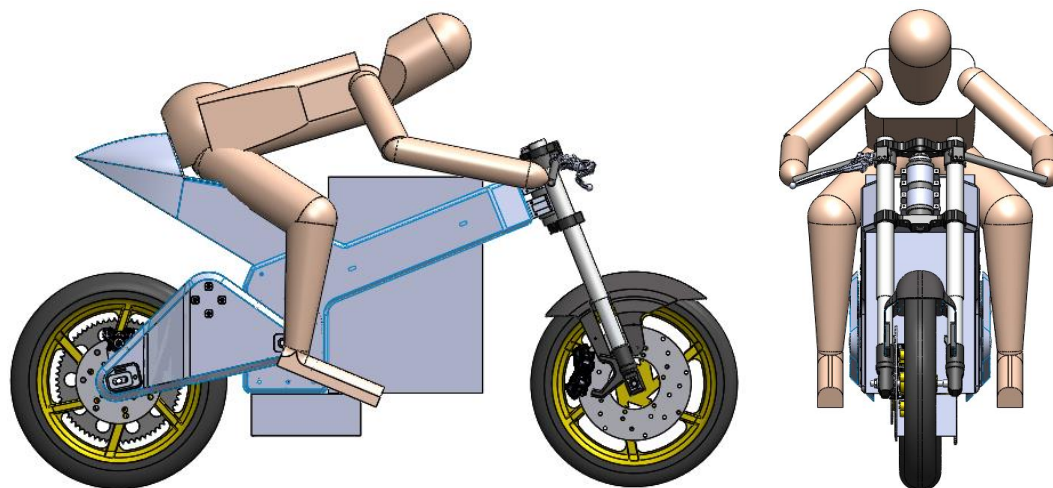


Ilustración 82. Modelo del piloto en posición de carrera.

Las masas de los elementos diseñados han sido calculadas y se exponen en el Apartado 8.



## 7. Análisis de cargas

En este Apartado se muestra el procedimiento de cálculo de las cargas actuantes sobre la motocicleta en diversas situaciones de carrera. Las cargas analizadas se han calculado según lo establecido en el libro “Motorcycle Dynamics” de Vittore Cossalter:[2]. Los parámetros característicos de la motocicleta se muestran en la tabla 18.

Tabla 18. Parámetros característicos de la motocicleta.

Símbolo	Definición	A	B	C
m	masa (kg)	105,2	142,6	201,8
b	Distancia horizontal desde eje de la rueda trasera al centro de gravedad (mm)	687	718	658
h	Altura del centro de gravedad (mm)	523	493	623
p	Distancia entre ejes (mm)		1440	
e	Altura desde CG hasta punto $F_D$ (mm)		0	
$\epsilon$	Ángulo Caster ( $^\circ$ )		22	
$R_C$	Radio de corona (mm)		172	
$R_P$	Radio de piñón (mm)		38	
$R_R$	Radio de rueda trasera (mm)		301	
$R_P$	Radio de piñón (mm)		38	
T	Par motor (Nm)		25	
$C_D$	Coefficiente $C_D^*$		0,479	
A	Área de incidencia del aire ( $m^2$ )*		0,58	
$\rho$	Densidad del aire a 20 grados ( $kg/m^3$ )		1,204	
g	Gravedad ( $m/s^2$ )		9,81	
$\mu$	Coef. fricción de neumático y pavimento (adim)		1,2	

Donde A, B y C (tabla 18) representan el modelo de masas suspendidas, el modelo en estado estático de la motocicleta y modelo de la motocicleta con piloto en posición de carrera.

\*Los coeficientes marcados han sido calculados mediante el estudio del carenado de la motocicleta desarrollado por el compañero de equipo Yared Adrián Pestana Santana.

El análisis se cargas está compuesto por cuatro situaciones de carrera diferentes:

1. Caso 1. Motocicleta en estado estático.
2. Caso 2. Aceleración rectilínea.
3. Caso 3. Frenada rectilínea.
4. Caso 4. Paso por curva.

En los siguientes apartados se describe el estado de carga de las situaciones de carrera mencionadas.

### **7.1. Caso 1. Motocicleta en estado estático**

Se pueden diferenciar tres casos en estado estático para la motocicleta:

- A. Motocicleta sin piloto.
- B. Motocicleta con piloto en posición de carrera.
- C. Cargas de prueba aplicadas horizontalmente en la rueda delantera y de manera vertical en el asiento respectivamente.

En los dos primeros casos las cargas externas que soporta la motocicleta se deben al reparto de peso en los puntos de apoyo de la motocicleta y están directamente relacionadas con los parámetros  $p$ ,  $b$  y  $h$ . En el último caso se aplican dos cargas variables con valores máximos de 3000 N para la fuerza horizontal y 2500 N para la carga vertical.

Tabla 19. Reparto de cargas para motocicleta en estado estático.

Símbolo	Definición	Valor (N)	
		Sin piloto	Con piloto
$N_{SR}$	Carga vertical trasera	701,4	1075,1
$N_{SF}$	Carga vertical delantera	697,5	904,59

Las cargas listadas se calculan con las siguientes expresiones:

A. Carga vertical delantera:

$$N_{SF} = mg \frac{b}{p}$$

B. Carga vertical trasera:

$$N_{SR} = mg \frac{(p - b)}{p}$$

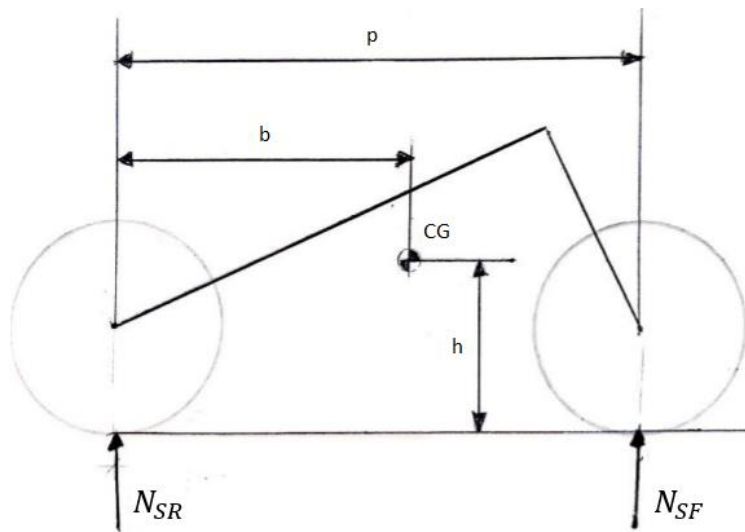


Ilustración 83. Esquema de cargas y distancias para motocicleta en estado estático.

## 7.2. Caso 2. Aceleración rectilínea

Para el caso de aceleración máxima, se tiene en cuenta las siguientes consideraciones:

1. El piloto se encuentra en posición de carrera.
2. La motocicleta arranca desde posición de salida.

Las cargas existentes en el caso 2 se listan en la tabla 20 y las expresiones para su cálculo se exponen a continuación:

Tabla 20. Cargas existentes en situación de aceleración rectilínea.

Símbolo	Definición	Valor (N)
T	Par motor (Nm)	25
S	Carga horizontal de propulsión S.	373,88
N <sub>TR</sub>	Carga vertical transferida por efecto de propulsión.	163,9
N <sub>SR</sub>	Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	1239,0
N <sub>SF</sub>	Carga vertical en punto de apoyo en la rueda delantera.	740,7
F <sub>T</sub>	Carga sobre corona y piñón debido a tracción de la cadena.	654,79
F <sub>D</sub>	Fuerza Drag.	Variable <sup>1</sup>

A. Carga horizontal de propulsión S:

$$S = T \frac{Rc}{Rp} \frac{1}{Rr}$$

B. Carga vertical transferida por efecto de propulsión:

$$N_{TR} = S \frac{h}{p}$$

C. Carga vertical en el punto de apoyo de la rueda trasera:

$$N_{SR} = mg \frac{(p - b)}{p} + S \frac{h}{p}$$

D. Carga vertical en el punto de apoyo de la rueda delantera:

$$N_{SF} = mg \frac{b}{p} - S \frac{h}{p}$$

E. Fuerza sobre corona y sobre piñón debido a tracción de la cadena:

$$F_T = \frac{T}{R_p}$$

F. Fuerza Drag <sup>1</sup>

$$F_D = \frac{1}{2} A C_D \rho V^2$$

<sup>1</sup> donde V representa la velocidad de la motocicleta. La fuerza drag depende de este valor.

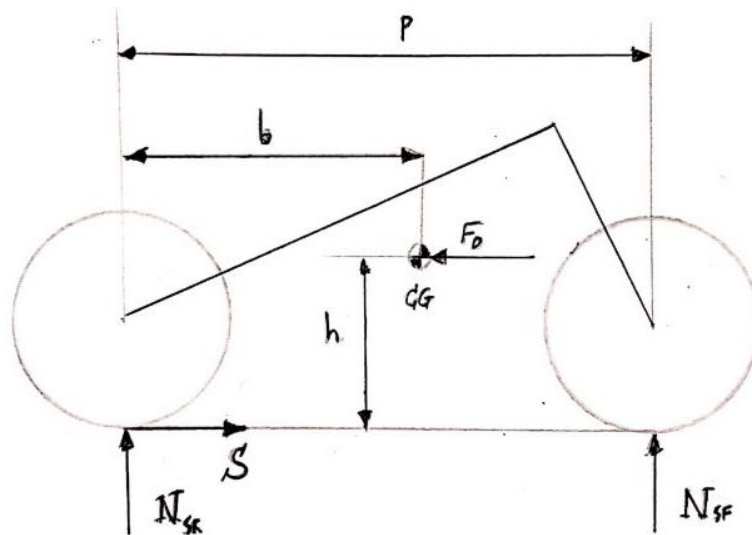


Ilustración 84. Esquema de cargas y distancias para motocicleta en aceleración rectilínea.

### 7.3. Caso 3. Frenada rectilínea

Para este caso se han analizado 3 posibles situaciones:

- A. Solo freno delantero.
- B. Solo freno trasero.
- C. Frenada con ambos frenos.

En cualquiera de los tres casos mencionados, los valores de las fuerzas  $F_F$  y  $F_R$  corresponden al valor límite de fricción ( $\mu N_{SR}$  y/o  $\mu N_{SF}$ ) por lo que no existirá deslizamiento de las ruedas sobre el pavimento. Las cargas que se estudian en este caso son:

Tabla 21. Cargas existentes en situación de frenada rectilínea.

Símbolo	Definición	Valor (N)		
		Solo freno delantero	Solo freno Trasero	Ambos frenos
$F_F$	Carga de frenado horizontal en punto de contacto de la rueda delantera con pavimento	2257,6	0	2318,8
$F_{FTAN}$	Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno delantero	4549,9	0	4673,4
$F_R$	Carga de frenado horizontal en punto de apoyo de la rueda trasera con pavimento	0	849,2	56,75
$F_{RTAN}$	Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno trasero	0	2420,5	161,76
$N_{TR}$	Transferencia de carga debida a frenado	976,7	376,4	1191,7
$N_{SR}$	Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	98,35	707,67	47,29
$N_{SF}$	Carga vertical en punto de apoyo en la rueda delantera.	1881,3	1272,0	1932,4

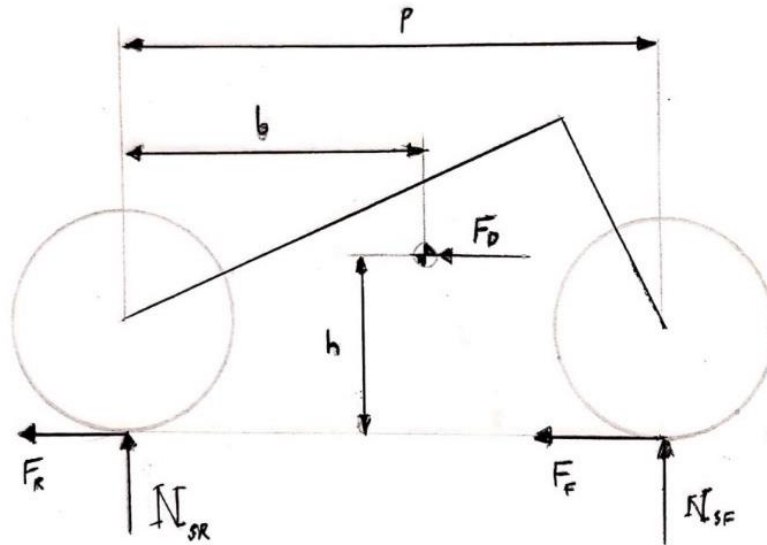


Ilustración 85. Esquema de cargas y distancias para motocicleta en frenada rectilínea.

La transferencia de carga  $N_{TR}$ , así como las cargas verticales  $N_{SF}$  y  $N_{SR}$  están directamente relacionadas con la carga de frenado  $F$ , pero sus valores varían según el tipo de frenada que se realice. A continuación, se expone brevemente las expresiones de cálculo para cada caso:

### 7.3.1. Caso A. Freno delantero

Carga  $F_F$ :

$$F_F = \mu N_{SF}$$

Carga  $N_{SF}$

$$N_{SF} = mg \frac{b}{h} + F_F \frac{h}{p}$$

De estas expresiones se obtiene:

$$N_{SF} = mg \frac{b}{(p - \mu h)}$$

$$N_{SR} = mg \left[ 1 - \frac{b}{(p - \mu h)} \right]$$

$$F_F = \mu mg \frac{b}{(p - \mu h)}$$

### 7.3.2. Caso B. Freno trasero

Carga  $F_R$ :

$$F_R = \mu N_{SR}$$

Carga  $N_{SR}$

$$N_{SR} = mg \frac{(p - b)}{p} - F_R \frac{h}{p}$$

De estas expresiones se obtiene:

$$N_{SR} = mg \frac{(p - b)}{(p + \mu h)}$$

$$N_{SF} = mg \left[ 1 - \frac{(p - b)}{(p + \mu h)} \right]$$

$$F_R = \mu mg \frac{(p - b)}{(p + \mu h)}$$

### 7.3.3. Caso C. Frenada con ambos frenos

Carga de frenado:

$$F_{FRENO} = F_R + F_F = \mu(N_{SR} + N_{SF}) = \mu mg$$

Carga  $N_{SR}$ :

$$N_{SR} = mg \frac{(p - b)}{p} - F_{FRENO} \frac{h}{p}$$

Carga  $N_{SF}$ :

$$N_{SF} = mg \frac{b}{p} + F_{FRENO} \frac{h}{p}$$

De estas expresiones se obtiene:

$$N_{SF} = mg \frac{(b + \mu h)}{p}$$

$$F_F = \mu mg \frac{(b + \mu h)}{p}$$



$$N_{SR} = mg \left[ 1 - \frac{(b + \mu h)}{p} \right]$$

$$F_R = \mu mg \left[ 1 - \frac{(b + \mu h)}{p} \right]$$

En este último caso, la carga  $F_{FRENO}$  se distribuye entre las fuerzas  $F_F$  y  $F_R$  de manera que no existe deslizamiento en ninguna rueda.

#### 7.4. Caso 4. Paso por curva

Para el cálculo de cargas en la situación de paso por curva se han considerado las siguientes hipótesis:

- A. La velocidad límite para evitar el deslizamiento de los neumáticos en el paso por curva será:

$$V_{lim} = \sqrt{\mu g R}$$

donde  $R$  representa el radio de curva de la motocicleta.

- B. El ángulo roll  $\varphi$  de inclinación máximo viene dado por la siguiente expresión:

$$\varphi = \arctan(\mu)$$

Teniendo en cuenta el sistema de coordenadas SAE, el paso por curva genera las siguientes cargas:

Tabla 22. Cargas existentes en el caso de paso por curva.

Símbolo	Definición
S	Carga de propulsión (eje x)
$N_{SR}$	Carga en punto de apoyo en la rueda trasera (eje z)
$N_{SF}$	Carga en punto de apoyo en la rueda delantera (eje z)
$C_R$	Carga lateral en punto de apoyo en la rueda trasera (eje y)
$C_F$	Carga lateral en punto de apoyo en la rueda delantera (eje y)

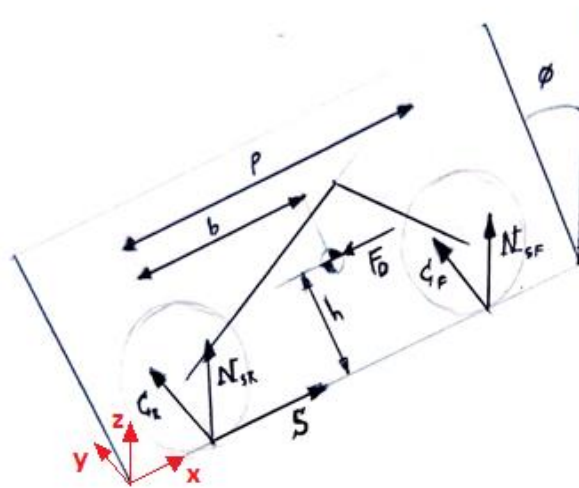


Ilustración 86. Esquema de cargas y distancias para motocicleta en paso por curva.

Los valores de estas cargas se obtienen mediante la resolución del siguiente sistema de ecuaciones:

$$\Sigma F_X = 0: \quad S - \frac{1}{2} \rho A C_D V^2 = 0$$

$$\Sigma F_Z = 0: \quad N_{SR} + N_{SF} = mg$$

$$\Sigma F_Y = 0: \quad C_R + C_F = m \frac{V^2}{R}$$

$$\Sigma M_Z = 0: \quad -h \operatorname{sen}(\varphi) S + b C_R - (p - b) C_F = \left( \frac{1}{2} \rho A C_D V^2 \right) e \operatorname{sen}(\varphi)$$

$$\Sigma M_Y = 0: \quad -h \operatorname{cos}(\varphi) S + b N_{SR} - (p - b) N_{SF} = \left( \frac{1}{2} \rho A C_D V^2 \right) e \operatorname{cos}(\varphi)$$

Para conocer el valor de las cargas mencionadas, se ha llevado a cabo el siguiente procedimiento:

- A. Se ha determinado una supuesta trazada del circuito, consiguiendo así unos radios de curva con valores que oscilan entre los 36 y los 1235 metros.

B. Para cada radio de curva  $R$  se ha obtenido el valor de las cargas en función del ángulo  $\varphi$ , que tiene un rango de valores desde 0 hasta  $\arctan(\varphi)$ . La velocidad de paso por curva viene dada por la hipótesis A.

De esta manera, se obtiene el valor de las cargas para cada radio de curva y para cada ángulo de inclinación  $\varphi$ . En las siguientes tablas se muestra un extracto de los valores recopilados de cada carga:

Tabla 23. Valores de carga  $S$  en función del radio de curva y ángulo de inclinación.

Radio (m)	Ángulo									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
35	5,3	10,8	16,4	22,2	28,5	35,2	42,7	51,2	61,0	72,8
50	7,6	15,4	23,4	31,7	40,7	50,4	61,1	73,2	87,2	103,9
60	9,2	18,5	28,0	38,1	48,8	60,4	73,3	87,8	104,7	124,7
75	11,4	23,1	35,1	47,6	61,0	75,5	91,6	109,8	130,8	155,9
145	22,1	44,6	67,8	92,1	117,9	146,0	177,1	212,2	252,9	301,4
160	24,4	49,2	74,8	101,6	130,1	161,1	195,4	234,2	279,1	308,7
175	26,7	53,8	81,8	111,1	142,3	176,2	213,7	256,1	305,2	308,7
1235	188,5	308,7	308,7	308,7	308,7	308,7	308,7	308,7	308,7	308,7

Tabla 24. Valores de carga Nsr en función del radio de curva y ángulo de inclinación.

Radio (m)	Ángulo									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
35	1077,4	1079,7	1081,9	1084,1	1086,2	1088,3	1090,2	1092,0	1093,7	1095,3
50	1078,4	1081,6	1084,8	1088,0	1091,0	1093,9	1096,7	1099,3	1101,7	1104,0
60	1079,0	1082,9	1086,8	1090,6	1094,2	1097,7	1101,0	1104,2	1107,1	1109,7
75	1080,0	1084,9	1089,7	1094,4	1099,0	1103,4	1107,5	1111,4	1115,1	1118,4
145	1084,6	1094,1	1103,4	1112,5	1121,3	1129,8	1137,8	1145,4	1152,4	1158,9
160	1085,6	1096,0	1106,3	1116,4	1126,1	1135,4	1144,3	1152,7	1160,4	1160,9
175	1086,6	1098,0	1109,2	1120,2	1130,9	1141,1	1150,8	1160,0	1168,4	1160,9
1235	1156,3	1206,6	1204,1	1200,6	1196,1	1190,7	1184,5	1177,4	1169,5	1160,9

Tabla 25. Valores de carga Nsf en función del radio de curva y ángulo de inclinación.

Radio (m)	Ángulo									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
35	902,3	900,0	897,8	895,6	893,4	891,4	889,4	887,6	885,9	884,4
50	901,3	898,0	894,8	891,7	888,6	885,7	883,0	880,3	877,9	875,7
60	900,6	896,7	892,9	889,1	885,5	882,0	878,6	875,5	872,6	869,9
75	899,7	894,8	889,9	885,2	880,7	876,3	872,1	868,2	864,6	861,2
145	895,1	885,6	876,3	867,2	858,3	849,9	841,8	834,3	827,2	820,8
160	894,1	883,6	873,3	863,3	853,6	844,2	835,3	827,0	819,2	818,7
175	893,1	881,7	870,4	859,4	848,8	838,6	828,8	819,7	811,2	818,7
1235	823,4	773,1	775,6	779,1	783,6	788,9	795,2	802,3	810,2	818,7

Tabla 26. Valores de carga Cr en función del radio de curva y ángulo de inclinación.

Radio (m)	Ángulo									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
<b>35</b>	94,3	190,4	289,9	394,6	506,5	628,3	763,4	916,3	1093,7	1305,3
<b>50</b>	94,3	190,7	290,7	396,0	508,7	631,6	767,9	922,4	1101,7	1315,7
<b>60</b>	94,4	190,9	291,2	396,9	510,2	633,8	771,0	926,5	1107,1	1322,5
<b>75</b>	94,5	191,3	292,0	398,3	512,5	637,0	775,5	932,6	1115,1	1332,9
<b>145</b>	94,9	192,9	295,7	404,9	522,9	652,3	796,7	961,1	1152,4	1381,1
<b>160</b>	95,0	193,3	296,4	406,3	525,1	655,5	801,3	967,2	1160,4	1291,4
<b>175</b>	95,1	193,6	297,2	407,7	527,3	658,8	805,8	973,3	1168,4	1189,5
<b>1235</b>	101,2	177,2	188,6	199,7	210,5	220,8	230,7	239,9	248,5	256,4

Tabla 27. Valores de carga Cf en función del radio de curva y ángulo de inclinación.

Radio (m)	Ángulo									
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
<b>35</b>	78,9	158,7	240,6	326,0	416,6	514,6	622,8	744,8	885,9	1053,9
<b>50</b>	78,9	158,3	239,8	324,5	414,4	511,4	618,2	738,7	877,9	1043,6
<b>60</b>	78,8	158,1	239,2	323,6	412,9	509,2	615,2	734,6	872,6	1036,7
<b>75</b>	78,7	157,8	238,5	322,2	410,7	505,9	610,7	728,5	864,6	1026,4
<b>145</b>	78,3	156,2	234,8	315,6	400,3	490,7	589,5	700,0	827,2	978,2
<b>160</b>	78,2	155,8	234,0	314,2	398,0	487,4	584,9	693,9	819,2	898,3
<b>175</b>	78,1	155,5	233,2	312,8	395,8	484,1	580,4	687,8	811,2	812,5
<b>1235</b>	72,0	106,4	95,1	83,9	73,2	62,9	53,0	43,8	35,2	27,3

## **8. Análisis de esfuerzos**

Tras calcular los estados de cargas derivados de las situaciones de carrera descritas en el Apartado anterior, se procede a estimar los esfuerzos existentes en los componentes estructurales mediante la realización de simulaciones en SolidWorks. A continuación, se muestran las condiciones de contorno, las cargas aplicadas y los resultados obtenidos en los análisis de esfuerzos realizados para cada componente.

### **8.1. Subchasis**

Se considera que la carga más importante ejercida sobre el subchasis corresponde a la prueba estática establecida por la organización, en la que una fuerza vertical de 3000 N se aplica sobre el asiento de la motocicleta, porque representa la carga más alta que soporta el subchasis. Teniendo en cuenta esto, se ha realizado un análisis de esfuerzos para dos casos:

- A. Caso A. La carga se aplica en la parte superior del asiento.
- B. Caso B. La carga se aplica en la parte inferior del asiento.

Como la única diferencia entre los dos casos se encuentra en la región donde se aplica la fuerza, las condiciones de contorno, cargas aplicadas, contacto entre componentes y mallado son iguales para ambos casos. A continuación, se describen las características del análisis realizado:

#### **8.1.1. Condiciones de contorno**

Para simular el comportamiento real del subchasis ante los casos de carga mencionados, se aplican las condiciones de contorno que representan las uniones atornilladas del subchasis y el chasis. Estas restricciones son:

- A. Restricción de movimiento axial, radial y circunferencial (empotramiento) de los orificios de sujeción del subchasis: Aunque lo ideal sería permitir el giro del borde de los orificios, SolidWorks no permite seleccionar aristas de superficies para esta restricción. Sin embargo, como el empotramiento provoca unos mayores esfuerzos que la condición real, sirve para estimar el comportamiento del subchasis.

### 8.1.2. Contacto entre componentes

Para representar una unión entre las cortezas y el núcleo, y por tanto crear una estructura sándwich, se debe establecer un contacto global entre las superficies y el sólido modelado, así como una conexión tipo *unión rígida*.

### 8.1.3. Cargas aplicadas

Tal y como se ha mencionado, se plantean dos ubicaciones de aplicación de cargas. Para especificar esta región, se ha realizado una partición de la superficie plana del asiento, generando así dos zonas en el centro del asiento de 100 mm de ancho y 203 mm. La región superior se denomina zona A y la zona inferior zona B.

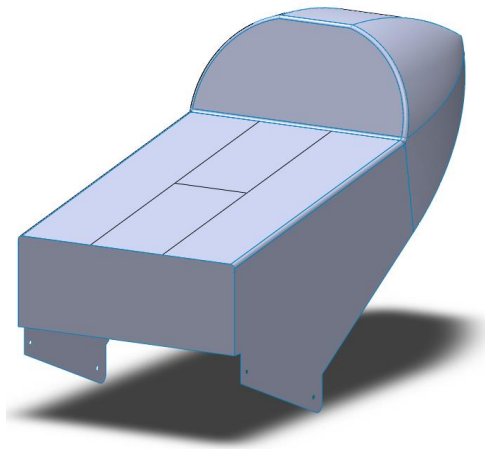


Ilustración 87. Zonas de aplicación de cargas en el centro del asiento.

#### 6.1.3.1. Caso A

Se selecciona la zona superior del asiento para aplicar la carga de prueba de 3000 N, tal y como se muestra en la siguiente ilustración:

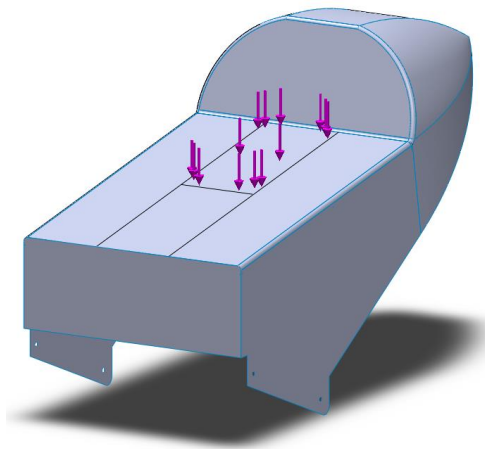


Ilustración 88. Fuerza de prueba estática aplicada en región A.

### 6.1.3.2. Caso B

Para conocer el comportamiento del subchasis ante la carga de prueba en la parte inferior del asiento, se aplica la fuerza de 3000 N en la zona B.

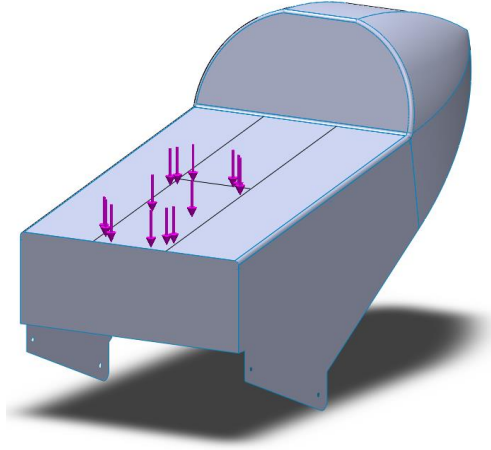


Ilustración 89. Fuerza de prueba estática aplicada en región B.

El peso de los componentes eléctricos que se instalarán en la parte inferior es despreciable si se compara con la fuerza de prueba de 3000 N. Por esta razón, su efecto no se tiene en cuenta en este análisis.

### **8.1.4. Mallado**

Para obtener resultados más precisos, se utiliza una malla estándar fina con un tamaño de elementos de 15 mm y una tolerancia de 0,75 mm. El mallado obtenido es el siguiente:

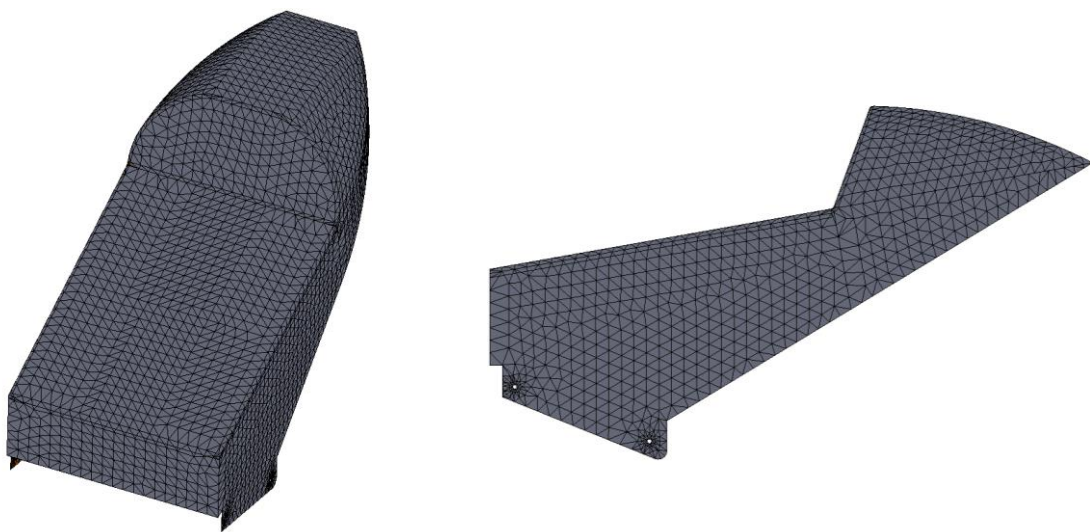


Ilustración 90. Mallado del subchasis.



### 8.1.5. Resultados obtenidos

A continuación, se ofrecen los resultados de tensiones y desplazamientos de los dos casos de carga planteados:

#### 8.1.5.1. Caso A

##### 8.1.5.1.1. Esfuerzos

Se analiza por separado el núcleo de la estructura sándwich que constituye la región plana del asiento y el resto de laminado de fibra de carbono. De esta manera, se conoce las tensiones en cada componente del subchasis.

##### 8.1.5.1.1.1. Núcleo

Se utiliza la tensión equivalente de Von Mises para analizar los esfuerzos del núcleo de espuma PVC ya que puede considerarse un material cuasi – isotrópico. De acuerdo con esto, los esfuerzos existentes en el núcleo debido a la carga de prueba de 3000 N aplicada en la parte superior del asiento son:

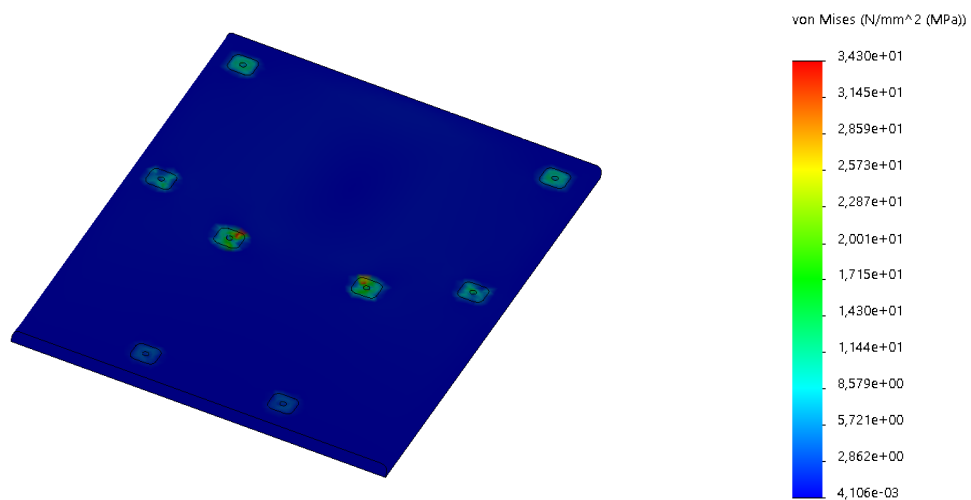


Ilustración 91. Distribución de tensiones en el núcleo del subchasis para caso de carga A.

Existe una concentración de tensiones en las regiones de contacto entre la espuma de PVC y las inserciones de aluminio 6063 – T6 situadas en el centro del subchasis. El valor máximo de tensión Von Mises es 34,3 MPa. Para conocer si el material del núcleo plastifica, se crea un análisis del coeficiente de seguridad Von Mises para la tensión de fluencia en el que se muestran los valores entre 1 – 3. Los valores superiores a 3 se representan en color gris, mientras que los puntos donde existe un coeficiente de seguridad inferior a 1 se marcan en color negro.

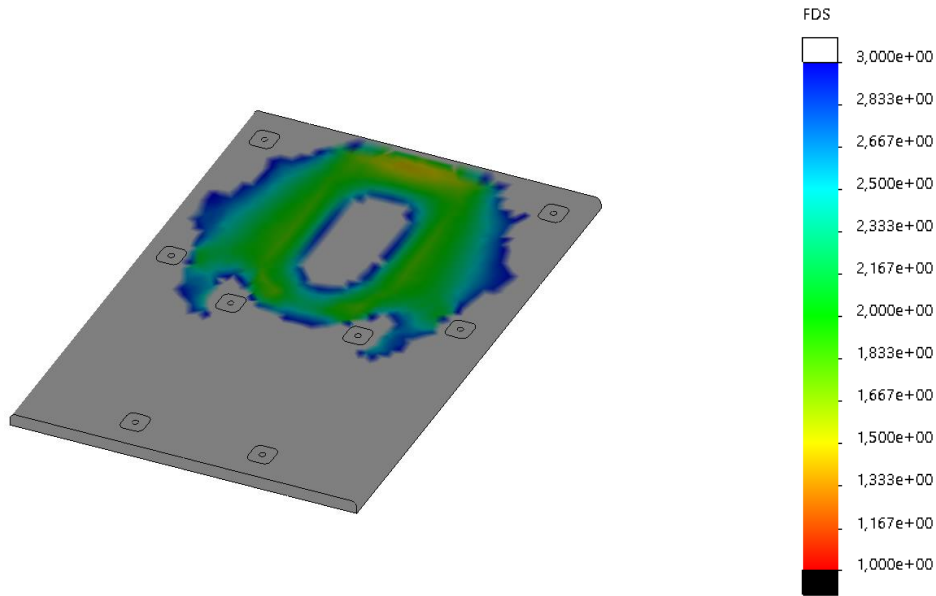


Ilustración 92. Distribución del coeficiente de seguridad en el núcleo del subchasis para el caso de carga A.

Se observa como la región más solicitada, situada en el extremo superior del asiento y marcada con color naranja, tiene un coeficiente de seguridad de 1,30. Es necesario mencionar que esta distribución no concuerda con los valores mostrados por la distribución de tensiones Von Mises, que muestra una tensión relativamente baja en esta zona. Por esta razón, resulta adecuado realizar este tipo de comprobaciones. Teniendo en cuenta lo anterior, se toma como correcta la distribución del coeficiente de seguridad y se asume por tanto que el núcleo del laminado soporta la tensión de prueba aplicada.

#### 8.1.5.1.1.2. Laminado

Para el estudio de esfuerzos del laminado de fibra de carbono se deben analizar las tensiones planares en todos sus puntos. Con el objetivo de obtener una aproximación de la distribución de tensiones se utiliza la tensión equivalente Von Mises. Los resultados obtenidos para la capa del laminado más solicitada se muestran a continuación:

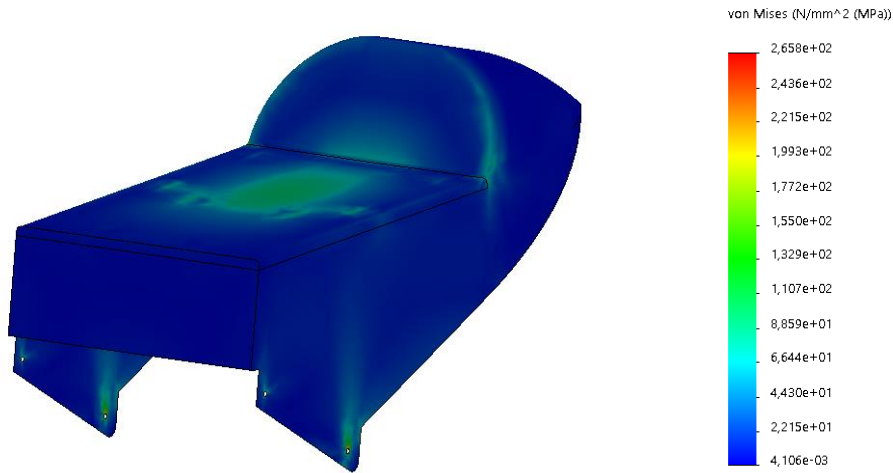


Ilustración 93. Distribución de tensiones en el laminado del subchasis para el caso de carga A.

Se observa como los valores de tensión más altos se sitúan en la región donde se aplica la carga (90,8 MPa), en las aristas redondeadas del colín (6,65 MPa) y en los orificios de sujeción (242 MPa). En esta última zona, se encuentra una concentración de tensiones derivada de las condiciones de contorno aplicadas.

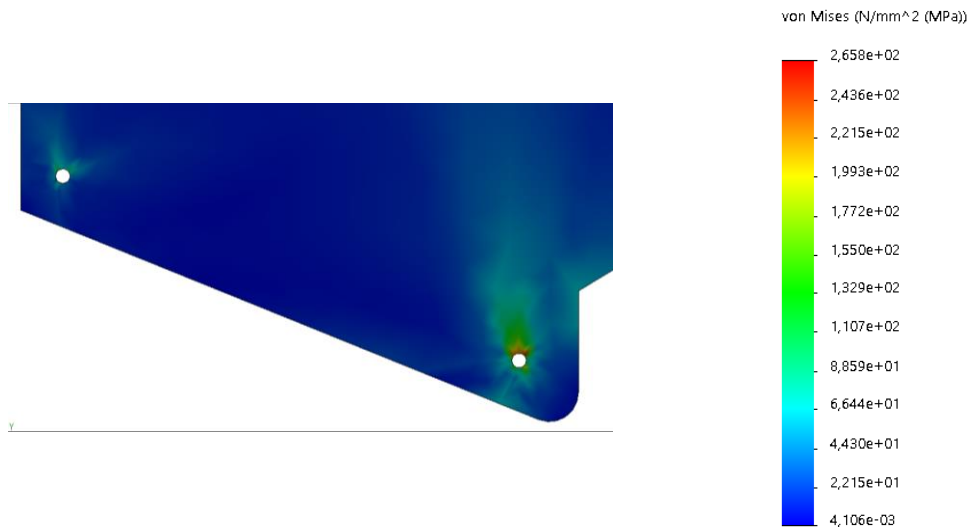


Ilustración 94. Detalle de distribución de tensiones en el laminado del subchasis para el caso de carga A.

Para comprobar si la distribución de tensiones provoca un fallo del laminado, se calcula el coeficiente de seguridad Tsai – Hill para la capa más solicitada. Se expone la distribución del coeficiente de seguridad para un valor máximo de 3 y un valor mínimo de 1. Los valores superiores al máximo se muestran en color gris, mientras que los valores inferiores a 1 se presentan en color negro. Como se ha mencionado en apartados anteriores, los materiales compuestos tienen una curva de tensión – deformación donde

la región elástica se extiende hasta la tensión de rotura. Por esta razón, el coeficiente de seguridad de laminados se analiza en función de la tensión de rotura ya que representa a su vez la tensión de fluencia del material. Además, el software SolidWorks muestra la distribución del coeficiente de seguridad como la inversa del valor calculado en el Apartado 5.5. El resultado obtenido se muestra a continuación:

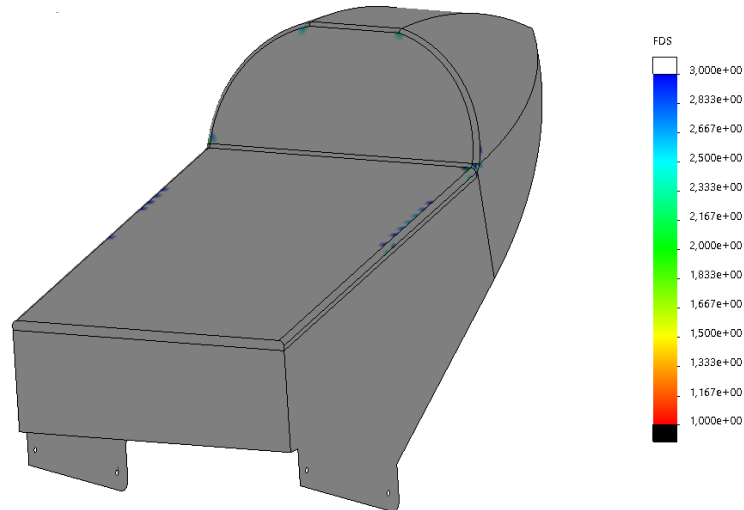


Ilustración 95. Distribución del coeficiente de seguridad del laminado del subchasis para el caso de carga A.

Teniendo en cuenta lo anterior, se observa como el laminado diseñado soporta las tensiones existentes con un coeficiente de seguridad superior a 3 en toda su extensión, salvo en algunas regiones como las aristas redondeadas del asiento. Esto se debe a que el laminado creado no es continuo, sino que se ha determinado en varias superficies contiguas. Si el laminado compuesto se determinara con una única superficie, se evitaría la aparición de valores inferiores a 3 en las regiones mencionadas. Aún así, el valor mínimo obtenido es 2,0.

#### 8.1.5.1.2. Desplazamientos

Los valores de los desplazamientos obtenidos se calculan para todos los elementos que constituyen el subchasis. Para la carga de prueba del caso A, resulta apropiado conocer los desplazamientos verticales y horizontales resultantes. Estos valores se muestran a continuación:

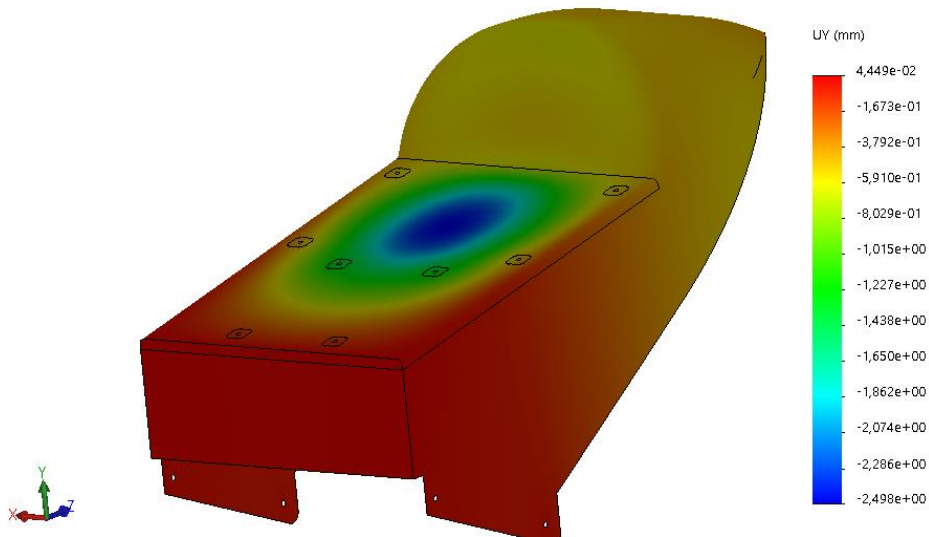


Ilustración 96. Desplazamientos verticales (eje y) para carga de prueba en la parte superior para el caso de carga A.

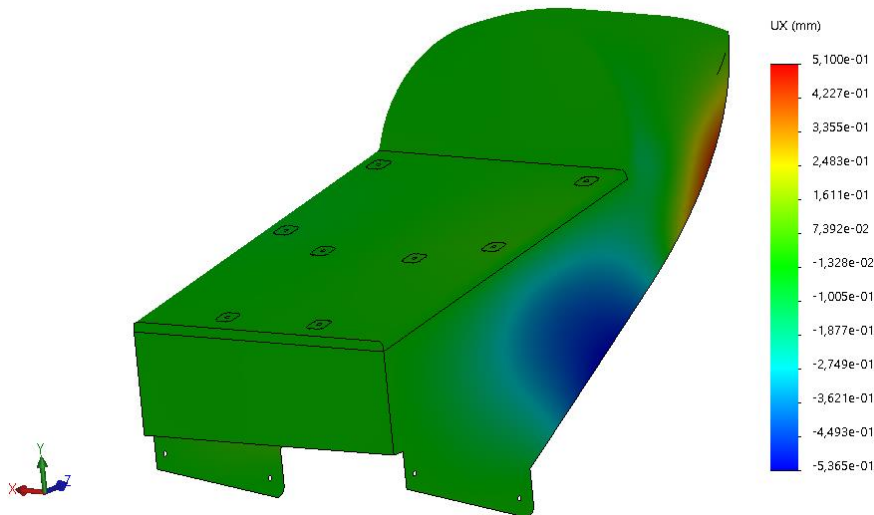


Ilustración 97. Desplazamientos en la dirección x para carga de prueba en la parte superior para el caso de carga A.

La carga de 3000 N genera un desplazamiento vertical máximo de la zona superior del asiento de 2,5 mm y un desplazamiento horizontal (eje x) de 0,5 mm de las paredes laterales del chasis. Debido al bajo desplazamiento resultante, se considera admisible la deformación obtenida.

### 8.1.5.2. Caso B

Para el caso B se siguen las directrices descritas en el caso A. Teniendo en cuenta lo anterior, se muestran los esfuerzos y desplazamientos obtenidos por la aplicación de la carga de prueba en la parte inferior del asiento.

#### 8.1.5.2.1. Esfuerzos

##### 8.1.5.2.1.1. Núcleo

La distribución de tensiones Von Mises existentes en el núcleo de la estructura sándwich por la aplicación de la carga de prueba de 3000 N se muestra a continuación:

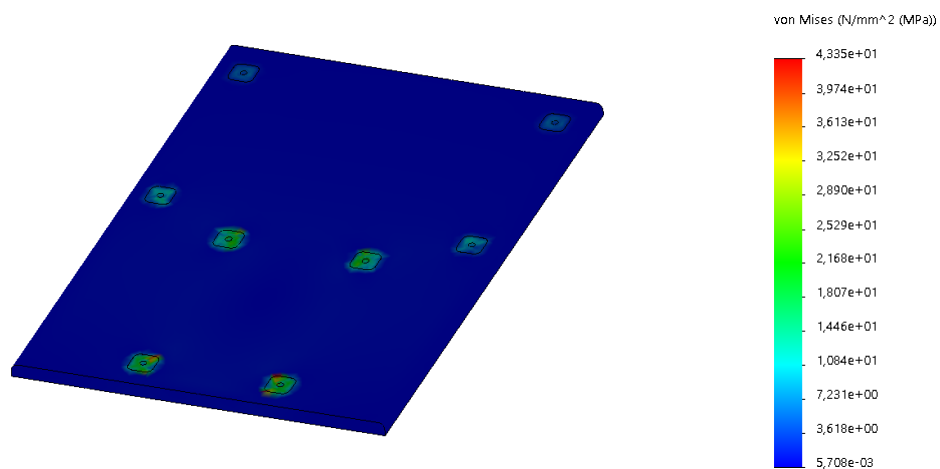


Ilustración 98. Distribución de tensiones en el núcleo del subchasis para caso de carga B.

Se observa una concentración de tensiones Von Mises en el contacto entre las inserciones inferior y el núcleo con un valor máximo de 43,35 MPa. El coeficiente de seguridad para la carga B se muestra en la siguiente ilustración:

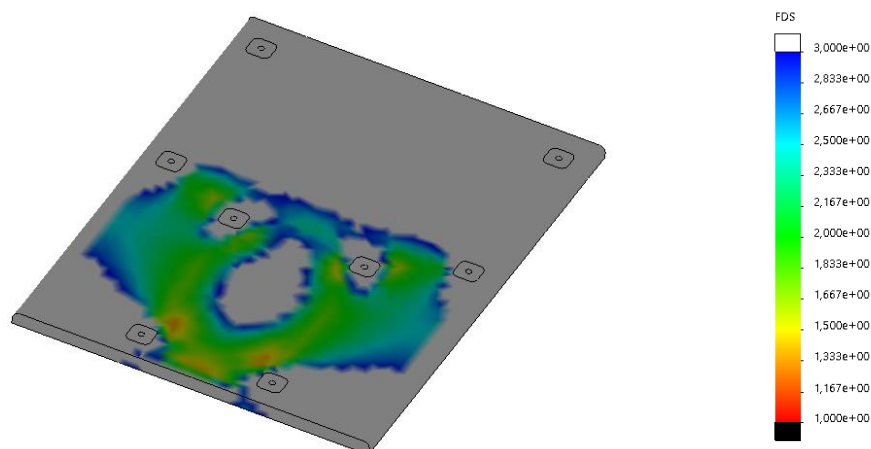


Ilustración 99. Distribución del coeficiente de seguridad en el núcleo del subchasis para el caso de carga B.

La distribución del coeficiente de seguridad muestra como la región más solicitada, con un valor de 1,34, se encuentra en la parte inferior del asiento. Al igual que para el caso A, no concuerdan las distribuciones de las tensiones Von Mises y del coeficiente de seguridad. Siguiendo el mismo criterio, se asume como correcto la distribución de coeficiente de seguridad ya que muestra una situación más desfavorable. Por lo tanto, teniendo en cuenta esto, se considera que el núcleo soporta los esfuerzos resultantes de la aplicación de la carga vertical de 3000 N.

#### 8.1.5.2.1.2. Laminado

Se utiliza la distribución de tensiones Von Mises para aproximar las tensiones planares del laminado. Las tensiones Von Mises resultantes de la aplicación de la carga vertical se muestran a continuación:

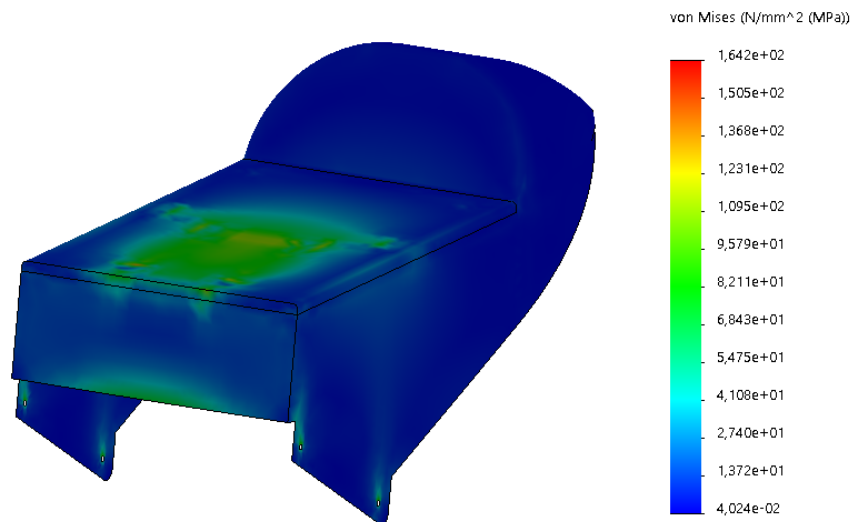


Ilustración 100. Distribución de tensiones en el laminado del subchasis para el caso de carga B.

Se observa como los mayores valores de tensión se encuentran en la parte inferior del asiento (115 MPa), en la zona más baja de la pared vertical utilizada como refuerzo (71,5 MPa) y en las regiones cercanas a los orificios de sujeción (86,8 MPa).

Para asegurar que el laminado soporta la carga aplicada, se realiza un análisis del coeficiente de seguridad Tsai – Hill. Teniendo en cuenta las consideraciones mencionadas en el Caso A, los resultados para la capa del laminado más solicitada son los siguientes:

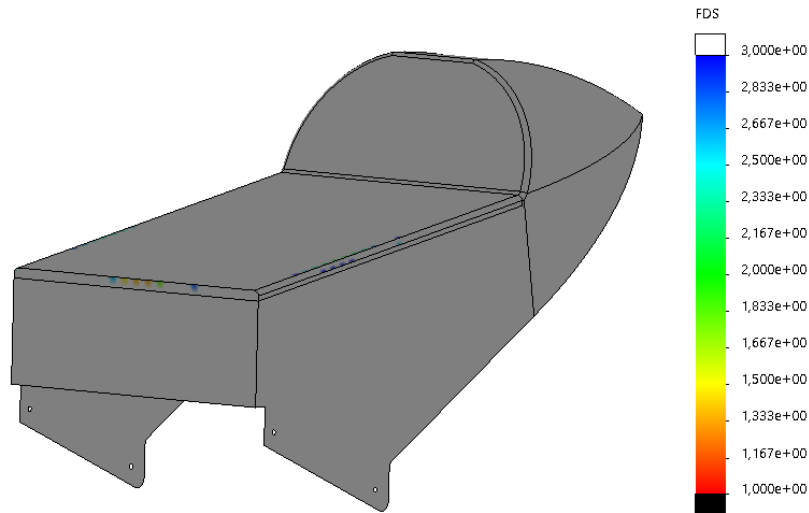


Ilustración 101. Distribución del coeficiente de seguridad del laminado del subchasis para el caso de carga B.

La representación expone como el coeficiente de seguridad supera el valor máximo expuesto de 3 en todas sus regiones salvo en las aristas redondeadas y en la arista frontal. Como se ha mencionado, los valores bajos de coeficiente de seguridad en estas aristas puede deberse a la discontinuidad del laminado aplicado.

8.1.5.2.2. Desplazamientos

Los desplazamientos existentes en el subchasis para el caso B se muestran a continuación:

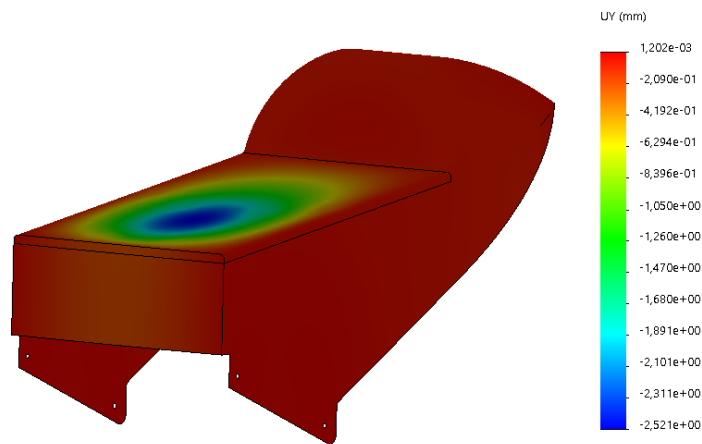


Ilustración 102. Desplazamientos verticales para carga de prueba aplicada en la región B.



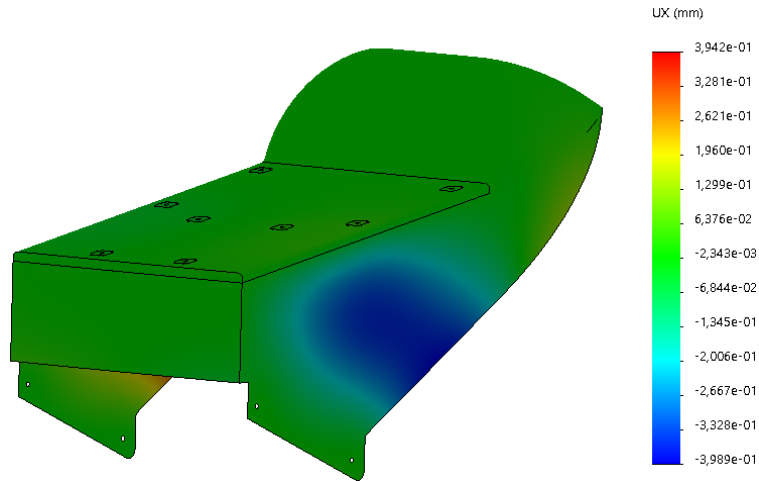


Ilustración 103. Desplazamientos horizontales transversales para carga de prueba aplicada en la Región B.

El máximo desplazamiento vertical por la aplicación de la carga de 3000 N en la parte inferior del asiento es de 2,5 mm, mientras que el desplazamiento en el eje x es de 0,4 mm. Al igual que para el caso A, se considera admisible esta deformación del subchasis. Por lo tanto, el diseño del subchasis es apto para su utilización.

## 8.2. Basculante

Se estudian los esfuerzos y deformaciones del basculante para los siguientes casos de carga:

- A. Caso 1: Prueba estática.
- B. Caso 2: Aceleración.
- C. Caso 3: Frenada.
- D. Caso 4: Paso por curva

Todos los análisis de esfuerzos de los casos mencionados tienen en común las siguientes características:

### 8.2.1. Condiciones de contorno

Se aplican las siguientes condiciones de contorno para aproximar el comportamiento del basculante ante los casos de carga mencionados:

- A. Restricción de movimiento axial y radial de los orificios de sujeción de los ejes del basculante: Se restringen las caras de los emplazamientos de los rodamientos.

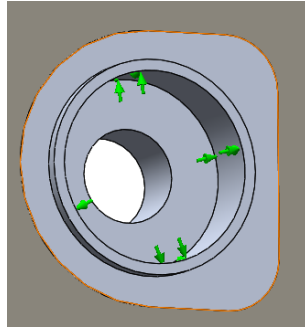


Ilustración 104. Restricción de movimiento axial y radial en el alojamiento del rodamiento.

### B. Restricción de movimiento axial y radial de los orificios del soporte del amortiguador.

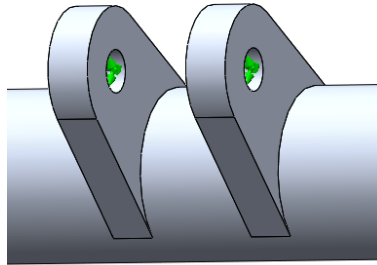


Ilustración 105. Restricción de movimiento axial y radial en los orificios del soporte del amortiguador trasero.

### 8.2.2. Contacto entre componentes

Para representar una estructura sándwich, se debe crear la unión entre las cortezas, el núcleo y las inserciones. Para ello, se establece un contacto global entre los componentes de los brazos del basculante (superficies, núcleo e inserciones) y una conexión tipo *unión rígida*.

Además, se especifica el contacto sin penetración entre la barra central de aluminio y los brazos del basculante mediante la utilización de la opción *Contacto entre componentes*, seleccionando las caras externas de las inserciones de los orificios de unión y las caras externas de las placas circulares y escogiendo el tipo de contacto *sin penetración*.

Finalmente, se recrea la fijación de los brazos del basculante a la barra mediante pernos por medio de opción *conectores*.

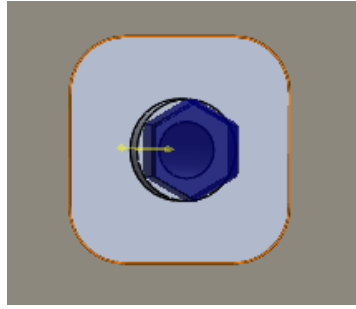


Ilustración 106. Cabeza de perno ficticio que representa la conexión impuesta.

### 8.2.3. Mallado

Para los análisis estáticos realizados se ha utilizado una malla fina con elementos de 15 mm y una tolerancia de 0,75 mm. El mallado creado se muestra a continuación:

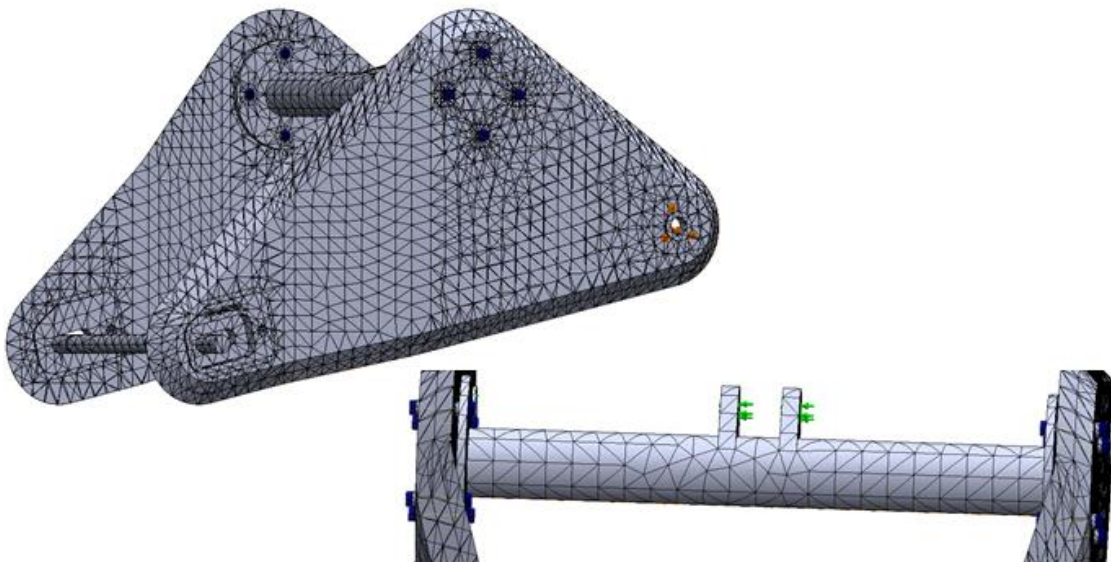


Ilustración 107. Mallado del basculante.

### 8.2.4. Resultados obtenidos

Una vez expuestas las características comunes de los análisis de cargas para el basculante, se describen las cargas aplicadas y se muestran los resultados obtenidos para cada caso de estudio.

### 8.2.4.1. Caso 1: Prueba estática

#### 8.2.4.1.1. Cargas aplicadas

Se analiza la respuesta del basculante ante la carga vertical de 3000 N aplicadas sobre el subchasis. Se plantea el caso más desfavorable para el basculante, en el que se considera que la carga de prueba se transmite únicamente a la rueda trasera. En esta situación, el basculante soporta la carga vertical  $N_{SR}$ , correspondiente al reparto de masa de la motocicleta, y la carga vertical de 3000 N que representa la carga transferida a la rueda trasera. Además, se activa la opción *gravedad* para tener en cuenta el peso propio del basculante.

Tabla 28. Carga aplicada en el basculante para caso de prueba estática.

Símbolo	Definición	Valor (N)
$N_{SR}$	Carga vertical trasera	701,4
$F_{3000}$	Carga vertical delantera	3000,0
$F_{PRUEBA}$	Carga vertical total	3701,4

Para aplicar correctamente las cargas sobre el basculante, se utiliza una pieza que representa el eje de la rueda trasera y que posee una sección de mayor diámetro dividida en varias regiones a las que se vinculan las fuerzas derivadas de las situaciones de carrera. Como aproximación del comportamiento real, se asume que entre los brazos del basculante y el eje existe un contacto de tipo *Unión rígida*.



Ilustración 108. Eje trasero útil para la aplicación de cargas.

Se aplica la carga  $F_{PRUEBA}$  como una *carga remota*, situada en el punto de contacto de la rueda trasera con el pavimento y se vincula a la región central del eje, que representa la zona de contacto del eje con la rueda.

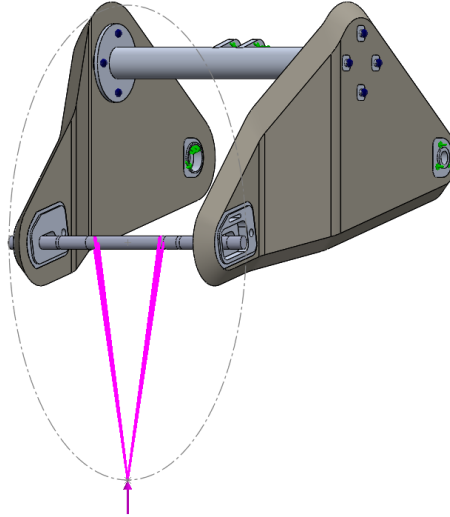


Ilustración 109. Representación de carga remota FPRUEBA.

#### 8.2.4.1.2. Esfuerzos

Los valores de esfuerzos, coeficientes de seguridad y desplazamientos del núcleo y laminado del chasis para el de prueba estática se muestran en los siguientes subapartados. Al igual que en el estudio del subchasis, el coeficiente de seguridad de Von Mises se aplica para el análisis del núcleo y la barra de aluminio para la tensión de fluencia, mientras que para el laminado se utiliza el coeficiente de seguridad Tsai – Hill para la capa más solicitada.

##### 8.2.4.1.2.1. Núcleo

##### 8.2.4.1.2.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

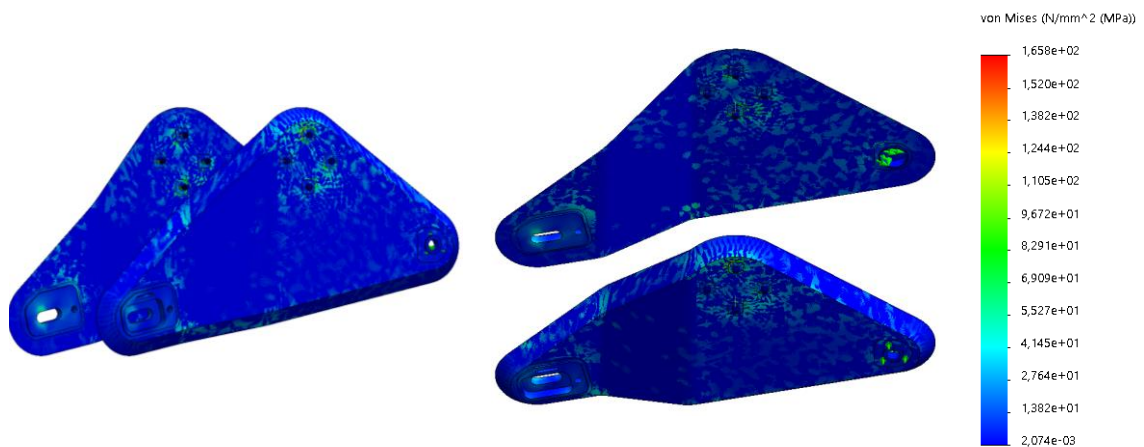


Ilustración 110. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del basculante.

Tabla 29. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de prueba estática.

<b>Parámetro</b>	
Tensión máxima	165,8 MPa
Ubicación	Inserción de aluminio para sujeción de barra.

**8.2.4.1.2.1.2. Coefficiente de seguridad Von Mises**

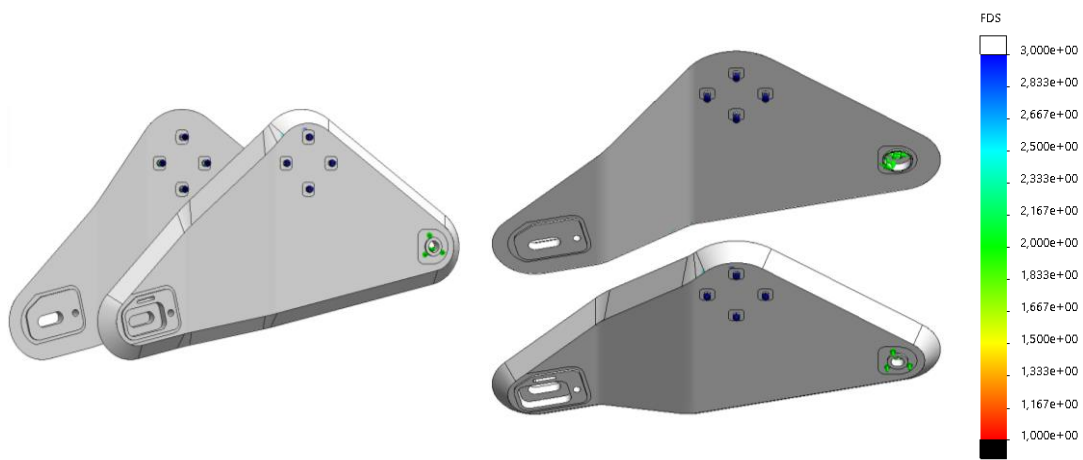


Ilustración 111. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en el núcleo del basculante.

Tabla 30. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de prueba estática.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	2,5
Ubicación	Contacto entre orificio de sujeción y núcleo de PVC

8.2.4.1.2.2. Laminado

8.2.4.1.2.2.1. Tensión equivalente de Von Mises

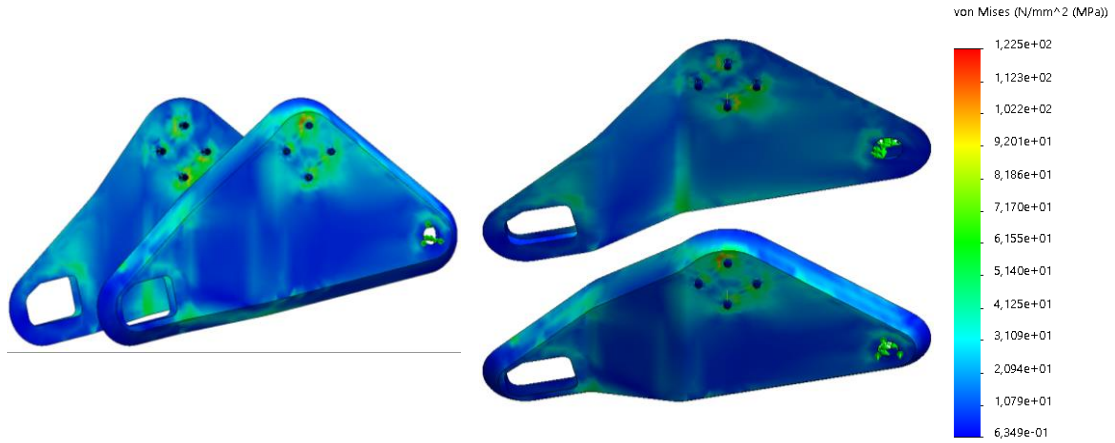


Ilustración 112. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de prueba estática.

Tabla 31. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de prueba estática.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	122,5 MPa
Ubicación de tensión máxima	Orificio de sujeción y núcleo de PVC

8.2.4.1.2.2.2. Coefficiente de seguridad Tsai – Hill

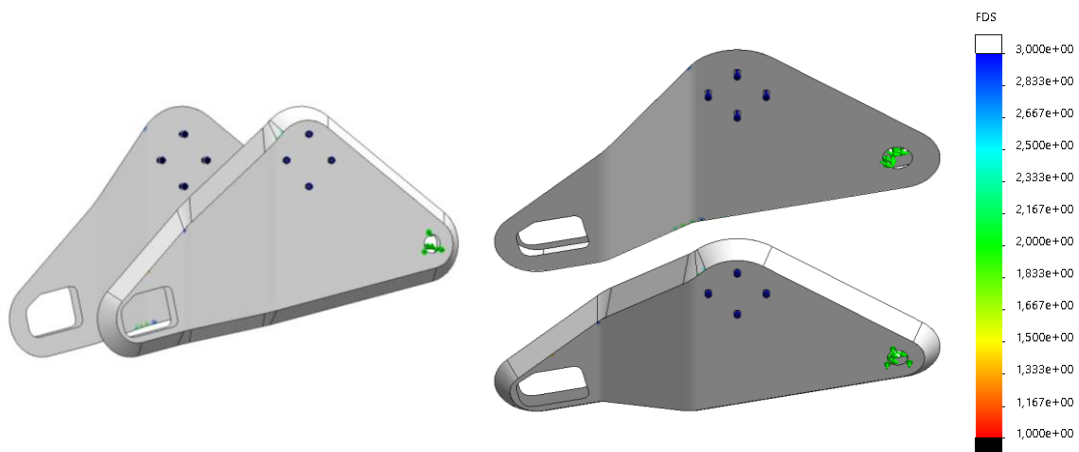


Ilustración 113. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el núcleo del basculante para el caso de prueba estática.

Tabla 32. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai – Hill en el núcleo del basculante para el caso de prueba estática.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	2,8
Ubicación	Unión entre cortezas de laminado (parte superior)

8.2.4.1.2.3. Barra de aluminio

8.2.4.1.2.3.1. Tensión equivalente Von Mises

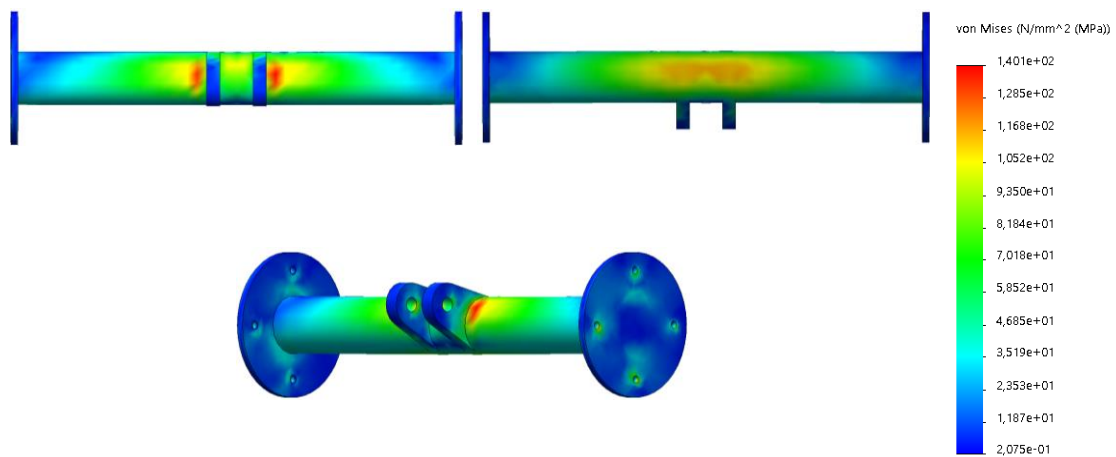


Ilustración 114. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de prueba estática.

Tabla 33. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de prueba estática.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	140,1 MPa
Ubicación	Unión de soporte de amortiguador y barra



8.2.4.1.2.3.2. Coeficiente de seguridad Von Mises

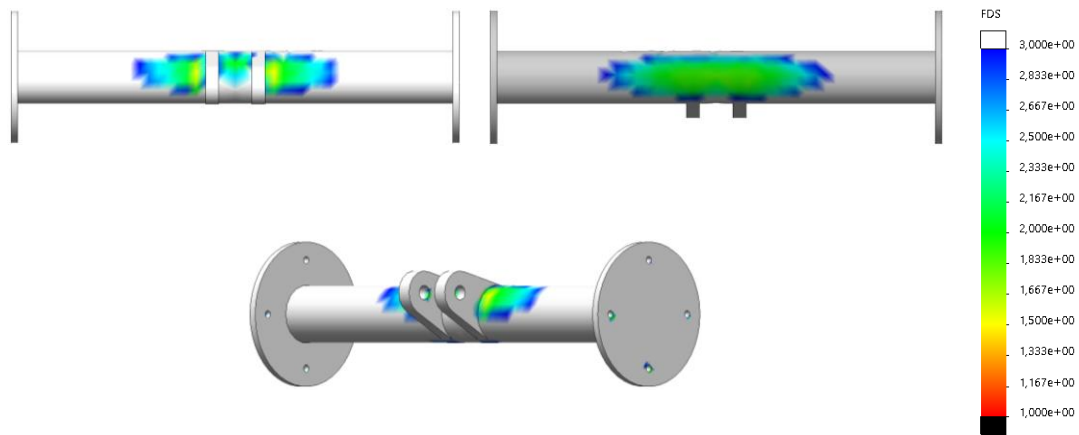


Ilustración 115. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en la barra de aluminio.

Tabla 34. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de prueba estática.

Parámetro	
Valor mínimo	1,5
Ubicación	Unión de soporte de amortiguador y barra

8.2.4.1.3. Desplazamientos

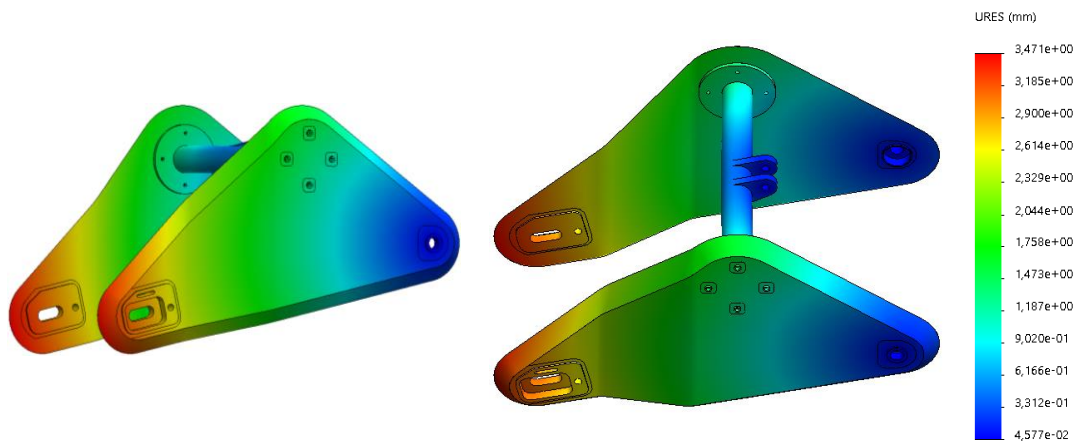


Ilustración 116. Desplazamiento resultante del basculante para el caso de prueba estática.

Tabla 35. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del basculante para el caso de prueba estática.

<b>Parámetro</b>	
máximo desplazamiento	3,4 mm
Ubicación	Soporte del eje trasero

#### 8.2.4.2. Caso 2: Aceleración rectilínea

##### 8.2.4.2.1. Cargas aplicadas

Para el análisis del basculante en el caso de aceleración rectilínea, se deben tener en cuenta las siguientes cargas:

Tabla 36. Cargas aplicadas en el caso de aceleración rectilínea.

<b>Símbolo</b>	<b>Definición</b>	<b>Valor (N)</b>
S	Carga horizontal de propulsión S.	373,88
N <sub>SR</sub>	Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	1239,0
F <sub>T</sub>	Carga sobre corona y piñón debido a tracción de la cadena.	654,79
F <sub>TX</sub>	Componente horizontal de la carga F <sub>T</sub>	653,73
F <sub>TY</sub>	Componente vertical de la carga F <sub>T</sub>	37,24

Las fuerzas listadas se aplicarán como *cargas remotas* en los siguientes puntos:

- A. Punto de contacto de la rueda trasera con el pavimento : Cargas S y N<sub>SR</sub>.
- B. Punto de intersección entre recta tangente, que representa la cadena, y la circunferencia que representa la corona: Componente horizontal y vertical de carga F<sub>T</sub>.

La cadena tiene un ángulo respecto a la horizontal de  $\gamma = 3,26^\circ$ . Al aplicar las cargas de esta manera, los momentos se equilibran y no se transmite torsión al basculante, tal y como sucede en la realidad.

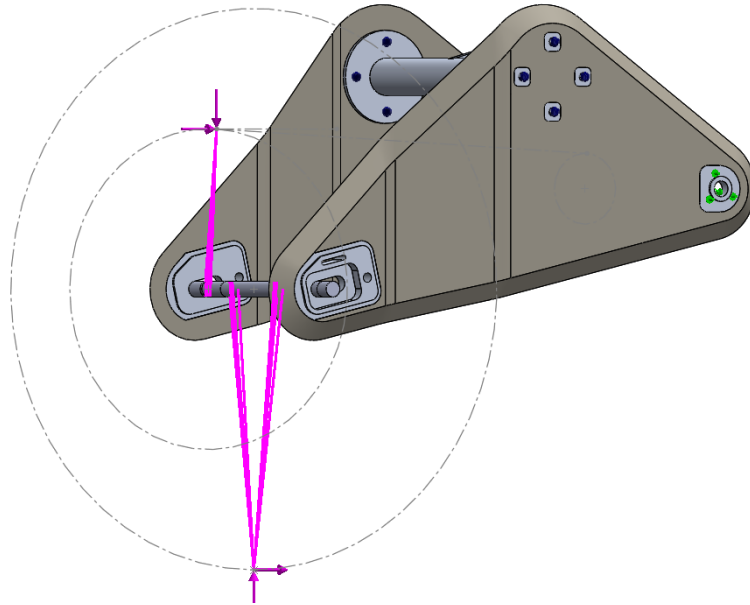


Ilustración 117. Cargas aplicadas en el caso de aceleración rectilínea.

8.2.4.2.2. Esfuerzos

Los esfuerzos existentes y los desplazamientos en el chasis ante el caso de cargas de aceleración rectilínea son los siguientes:

8.2.4.2.2.1. Núcleo

8.2.4.2.2.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

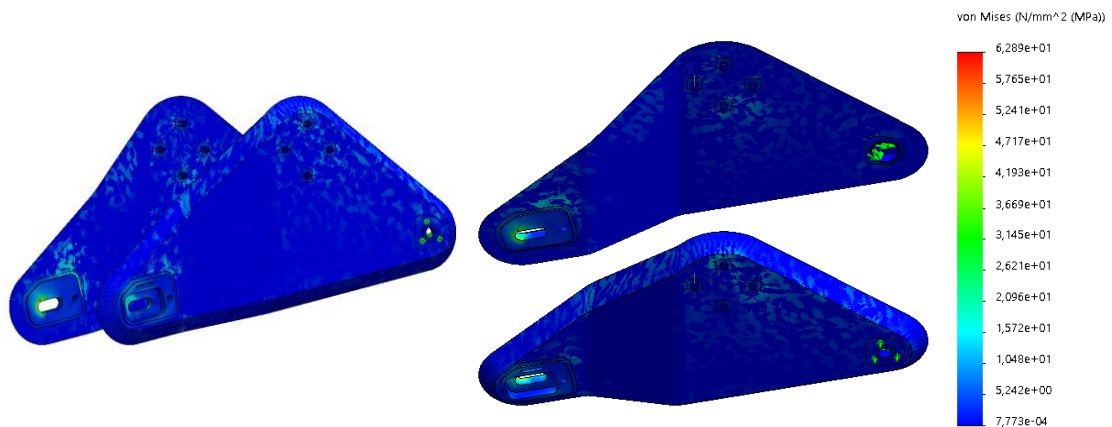


Ilustración 118. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

Tabla 37. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

Parámetro	
Valor máximo de tensión	62,3 MPa
Ubicación	Soporte del eje trasero

8.2.4.2.1.2. Coefficiente de seguridad Von Mises:

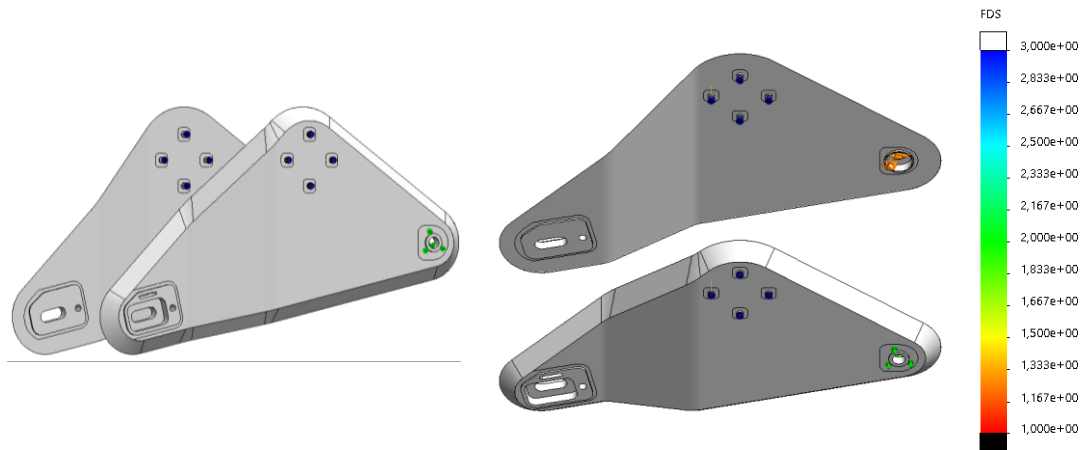


Ilustración 119. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

Tabla 38. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

Parámetro	
Valor mínimo	3
Ubicación	Todo el núcleo

8.2.4.2.2.2. Laminado

8.2.4.2.2.2.1. Tensiones equivalentes de Von Mises

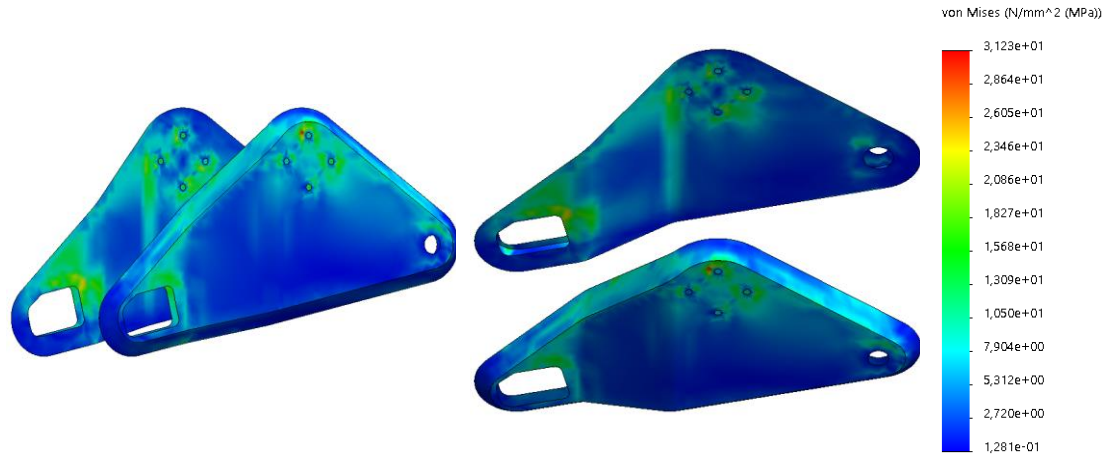


Ilustración 120. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

Tabla 39. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	31,2 MPa
Ubicación	Inserción de aluminio de sujeción de barra

8.2.4.2.2.2.2. Coefficiente de seguridad Tsai – Hill

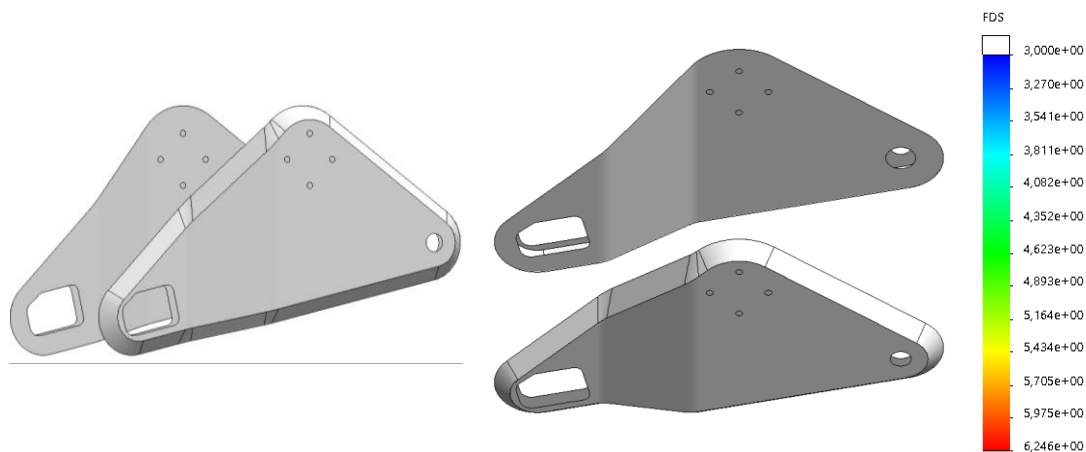


Ilustración 121. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

Tabla 40. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai – Hill en el laminado del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	3
Ubicación	Todo el laminado

8.2.4.2.2.3. Barra de aluminio

8.2.4.2.2.3.1. Tensión equivalente de Von Mises

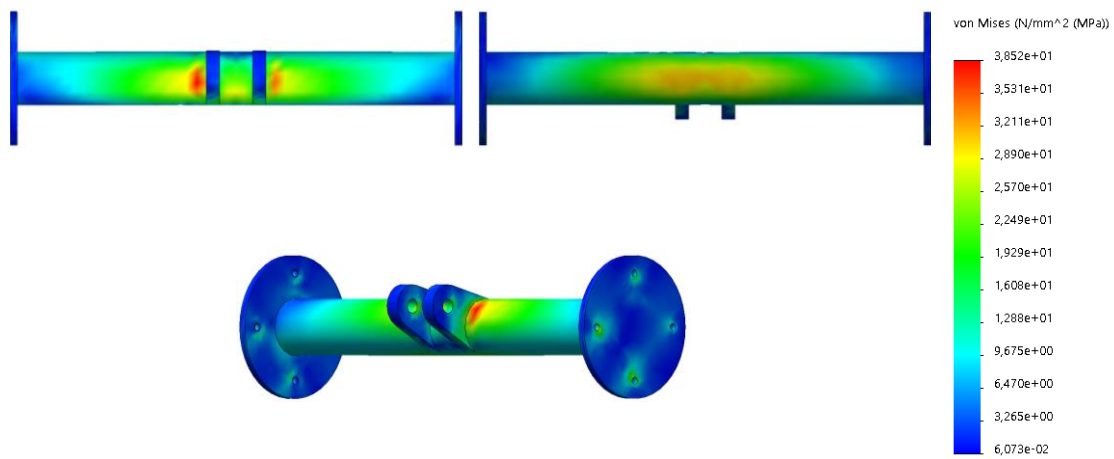


Ilustración 122. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de aceleración rectilínea.

Tabla 41. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de aceleración rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	38,5 MPa
Ubicación	Unión de soporte de amortiguador y barra

8.2.4.2.3.2. Coeficiente de seguridad Von Mises

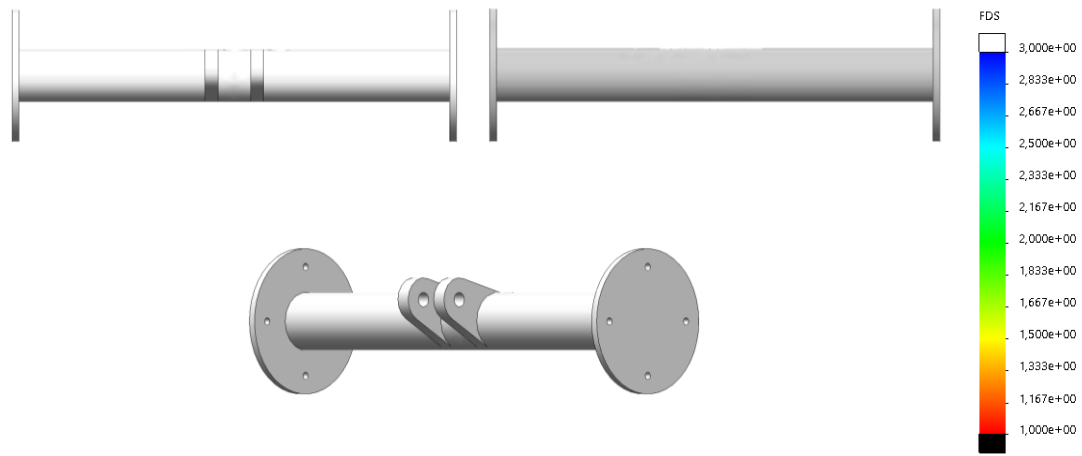


Ilustración 123. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en la barra de aluminio para el caso de aceleración rectilínea.

Tabla 42. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de aceleración rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	3
Ubicación	Barra de aluminio completa

8.2.4.2.3. Desplazamientos

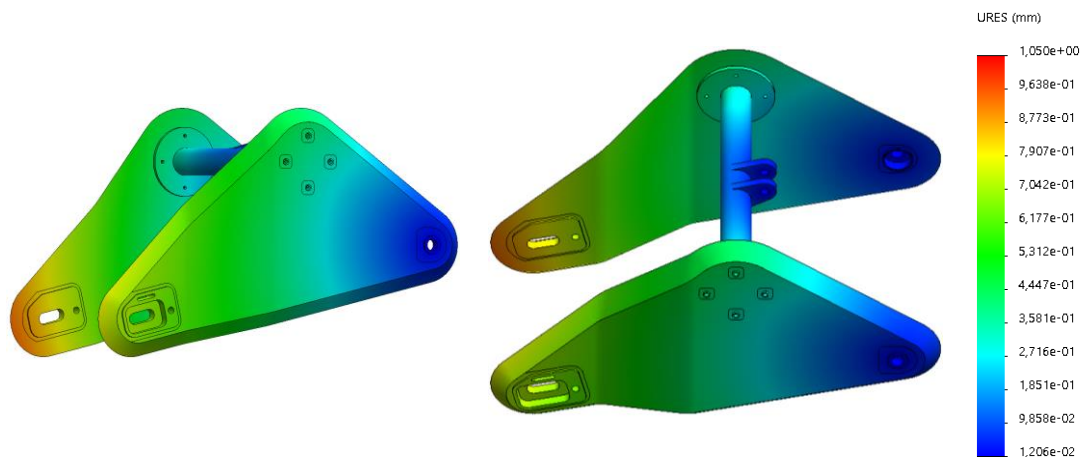


Ilustración 124. Desplazamiento resultante del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

Tabla 43. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del basculante para el caso de aceleración rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
máximo desplazamiento	1,405mm
Ubicación	Soporte del eje trasero

#### 8.2.4.3. Caso 3: Frenada rectilínea

En el caso de frenada rectilínea se estudia el comportamiento del basculante ante la frenada con rueda trasera, ya que es el caso de frenada más desfavorable para este componente.

##### 8.2.4.3.1. Cargas aplicadas

Las cargas aplicadas en este análisis son:

Tabla 44. Cargas aplicadas sobre el basculante para el caso de frenada rectilínea.

<b>Símbolo</b>	<b>Definición</b>	<b>Valor (N)</b>
$F_R$	Carga de frenado horizontal en punto de apoyo de la rueda trasera con pavimento	849,2
$F_{RTAN}$	Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno trasero	2420,5
$N_{SR}$	Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	707,67

Al igual que en los casos anteriores, las cargas mencionadas se aplican como *cargas remotas* en sus correspondientes posiciones:

- A. Punto de contacto de la rueda trasera con el pavimento : Cargas  $F_R$  y  $N_{SR}$ .
- B. Centro del pistón de pinza de freno trasera: Carga  $F_{RTAN}$ .

Las cargas  $F_R$  y  $N_{SR}$  se vinculan a la región de apoyo de la rueda trasera respectivamente, mientras que la fuerza  $F_{RTAN}$  se vincula a la zona del eje que representa la ubicación del disco de freno y a la región del basculante donde se fija el soporte de la pinza de freno.



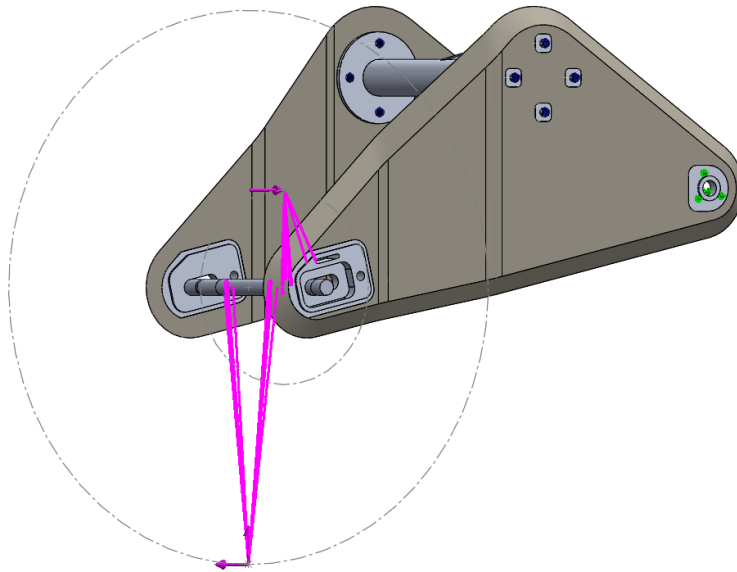


Ilustración 125. Representación de cargas aplicadas en el caso de frenada rectilínea.

#### 8.2.4.3.2. Esfuerzos

La aplicación de las cargas del caso 3: Frenada rectilínea genera la distribución de tensiones y desplazamientos que se muestran en los siguientes subapartados,

##### 8.2.4.3.2.1. Núcleo

##### 8.2.4.3.2.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

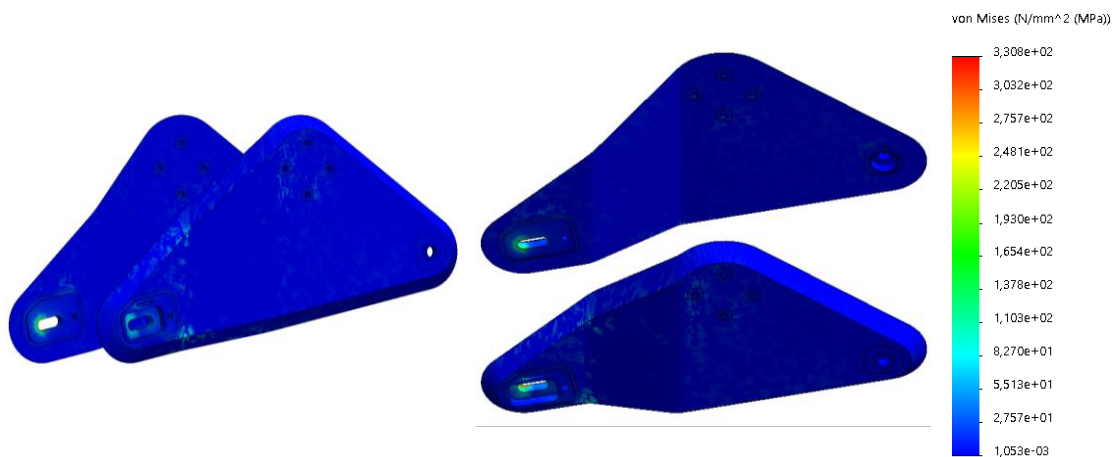


Ilustración 126. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de frenada rectilínea.

Tabla 45. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de frenada rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	330,8 MPa
Ubicación	Soporte del eje trasero

8.2.4.3.2.1.2. Coeficiente de seguridad Von Mises:

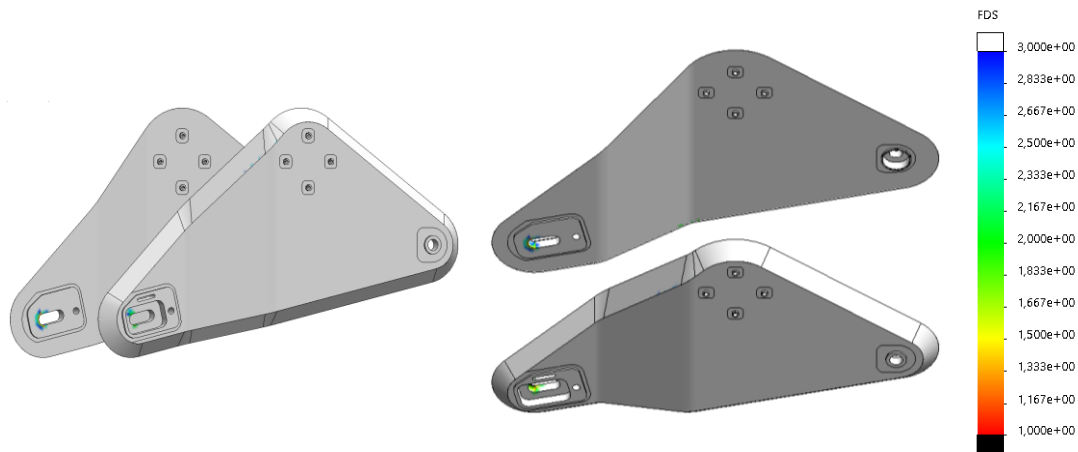


Ilustración 127. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de frenada rectilínea.

Tabla 46. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de frenada rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	1,3
Ubicación	Soporte del eje trasero

8.2.4.3.2.2. Laminado

8.2.4.3.2.2.1. Tensión equivalente Von Mises

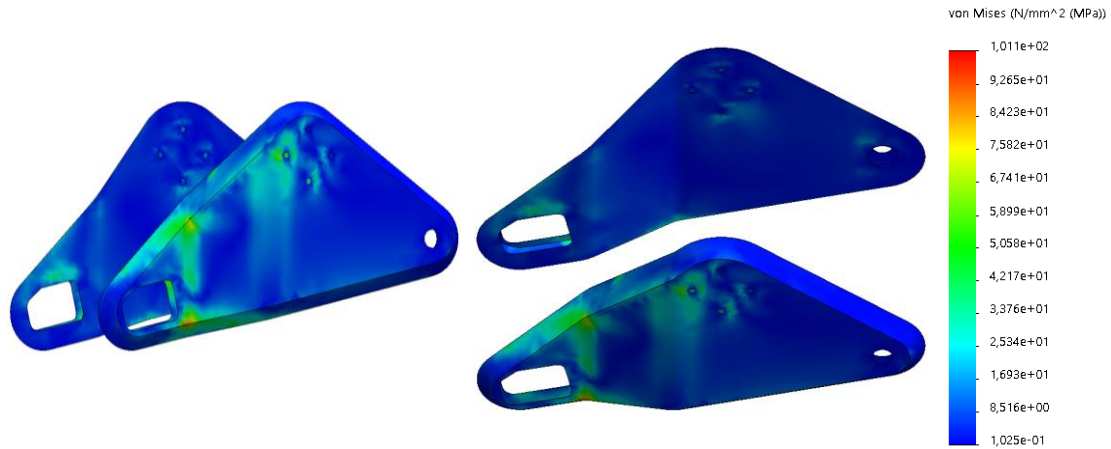


Ilustración 128. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de frenada rectilínea.

Tabla 47. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de frenada rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	101,1 MPa
Ubicación	Zona inferior del basculante

8.2.4.3.2.2.2. Coeficiente de seguridad Tsai – Hill

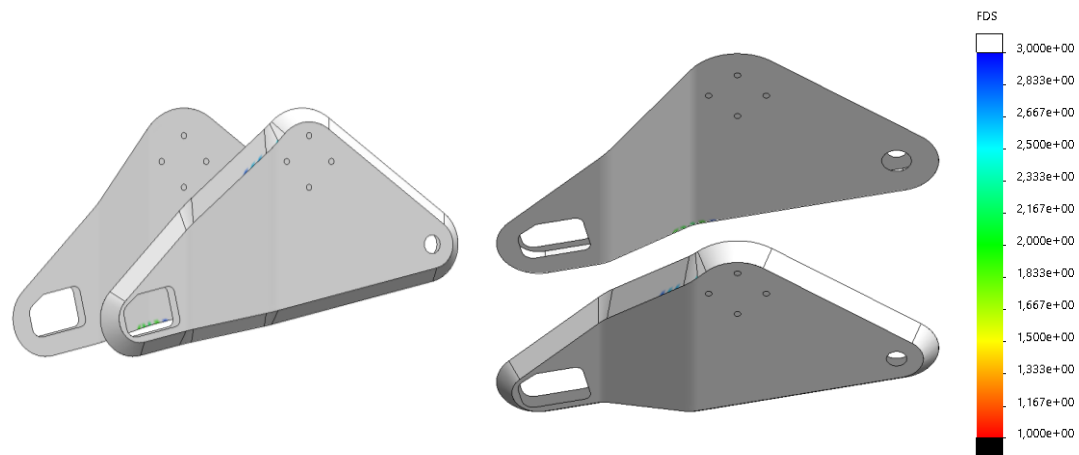


Ilustración 129. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado para el caso de frenada rectilínea.

Tabla 48. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai - Hill en el laminado para el caso de frenada rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	2,5
Ubicación	Zona superior del basculante

8.2.4.3.2.3. Barra de aluminio

8.2.4.3.2.3.1. Tensión equivalente de Von Mises

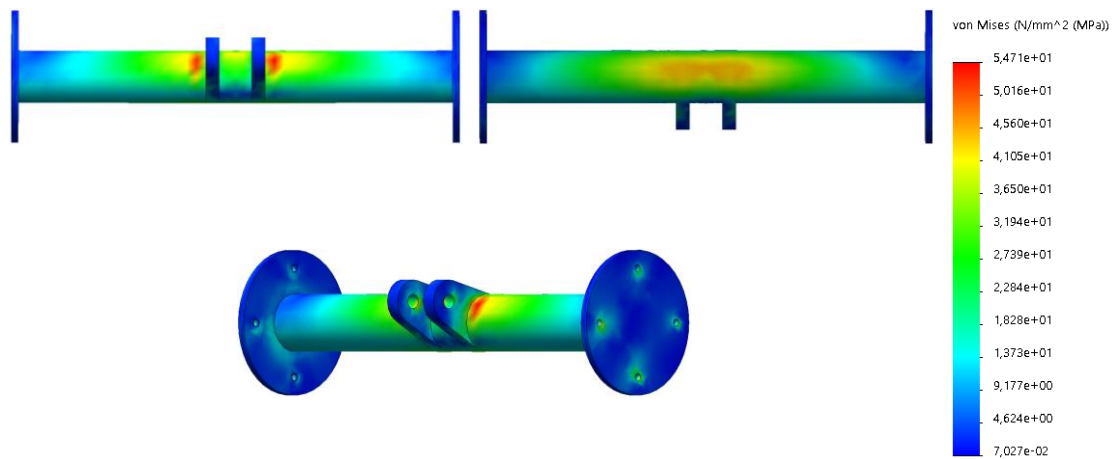


Ilustración 130. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de frenada rectilínea.

Tabla 49. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de frenada rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	54,71 MPa
Ubicación	Unión de soporte de amortiguador y barra

8.2.4.3.2.3.2. Coefficiente de seguridad Von Mises

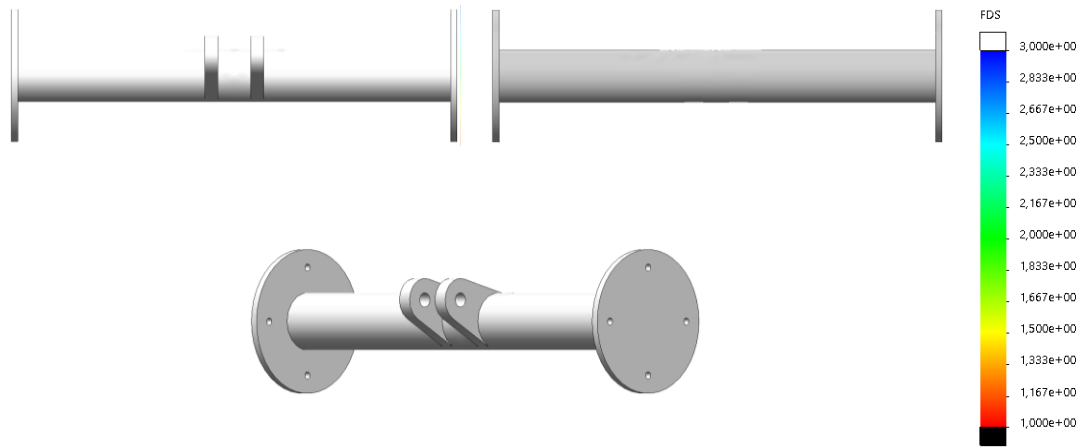


Ilustración 131. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en la barra de aluminio para el caso de frenada rectilínea.

Tabla 50. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de frenada rectilínea.

Parámetro	
Valor mínimo	3
Ubicación	Barra de aluminio completa

8.2.4.3.3. Desplazamientos

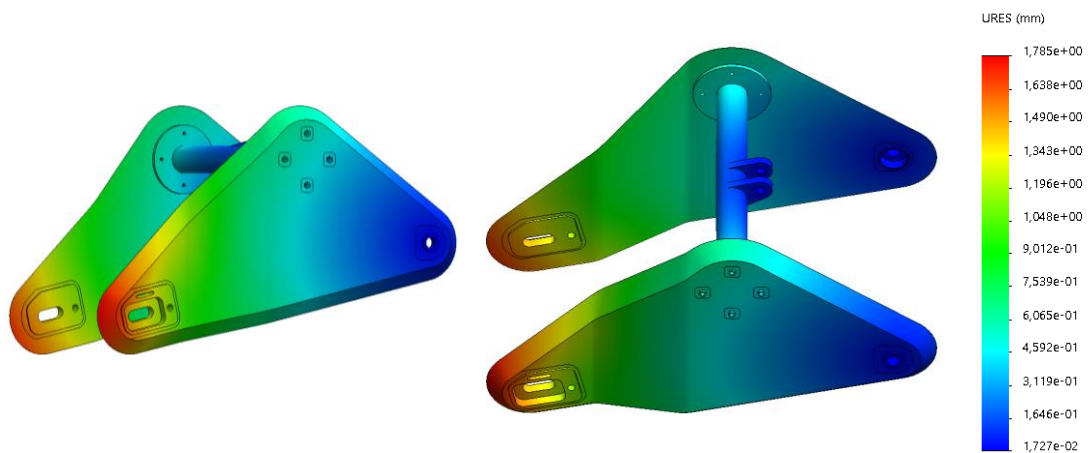


Ilustración 132. Desplazamiento resultante del basculante para el caso de frenada rectilínea.

Tabla 51. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del basculante para el caso de frenada rectilínea.

<b>Parámetro</b>	
máximo desplazamiento	1,8 mm
Ubicación	Soporte del eje trasero

#### 8.2.4.4. Caso 4: Paso por curva

Para la situación de paso por curva se plantea el ángulo de inclinación de la motocicleta y el radio de la curva que generan las cargas más desfavorables para el basculante.

##### 8.2.4.4.1. Cargas aplicadas

Para un radio de curva de 145 metros y un ángulo de inclinación de 50°, las cargas existentes son las siguientes:

Tabla 52. Cargas aplicadas en el caso de paso por curva.

<b>Símbolo</b>	<b>Definición</b>	<b>Valor</b>
S	Carga horizontal de propulsión S.	301,40 N
N <sub>SR</sub>	Carga vertical en punto de apoyo en la rueda trasera.	1118,40 N
F <sub>T</sub>	Carga sobre corona y piñón debido a tracción de la cadena.	527,85 N
F <sub>TX</sub>	Componente horizontal de la carga F <sub>T</sub>	527,00 N
F <sub>TY</sub>	Componente vertical de la carga F <sub>T</sub>	30,02 N
C <sub>R</sub>	Carga perpendicular al plano longitudinal de la motocicleta	1381,10 N
g	Gravedad	9,81 m/s <sup>2</sup>
$\alpha_c$	Aceleración angular para velocidad 150 km/h y radio 175 m.	0,056 rad/s <sup>2</sup>

Para simular el comportamiento del basculante ante esta situación, resulta útil utilizar la suma de las componentes de las cargas  $N_{SR}$  y  $C_R$ . De esta manera, se obtiene la carga  $F_v$  y  $F_h$ :

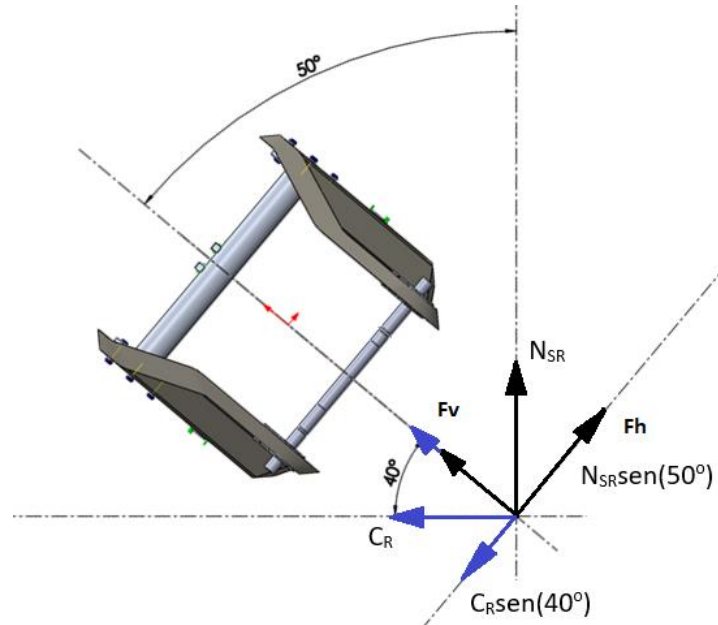


Ilustración 133. Esquema de cargas existentes en el paso por curva para el basculante.

$$F_v = N_{RS} \cos(50^\circ) + C_R \cos(40^\circ) = 1776,9 \text{ N}$$

$$F_h = N_{RS} \sin(50^\circ) - C_R \sin(40^\circ) = -31,01 \text{ N}$$

Las cargas  $F_v$ ,  $F_h$  y  $S$  se vinculan a la región donde el eje contacta con la rueda, mientras que la fuerza  $F_T$  se conecta a la región de la corona. Además, será necesario aplicar el efecto de la gravedad respecto a un plano inclinado a 50° respecto a la vertical para simular la posición real de la motocicleta. Al aplicar las cargas de esta manera, el momento en el eje está equilibrado y no transmite torsión, representando así la acción real del eje sobre el basculante.

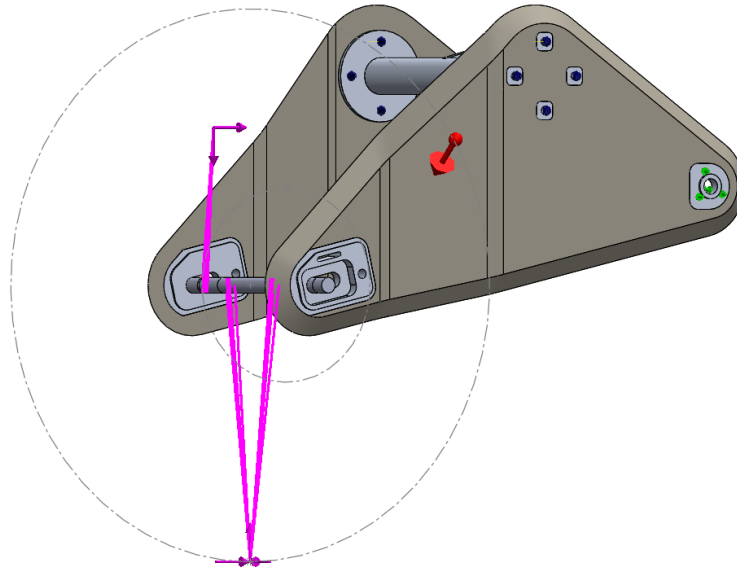


Ilustración 134. Representación de cargas aplicadas en el caso de paso por curva.

#### 8.2.4.4.2. Esfuerzos

A continuación, se muestra la distribución de tensiones y el coeficiente de seguridad del laminado, el núcleo y de la barra de aluminio, así como la deformación del basculante para cada caso de carga. El criterio de aplicación del coeficiente de seguridad es el mismo al utilizado en los casos anteriores.

##### 8.2.4.4.2.1. Núcleo

##### 8.2.4.4.2.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

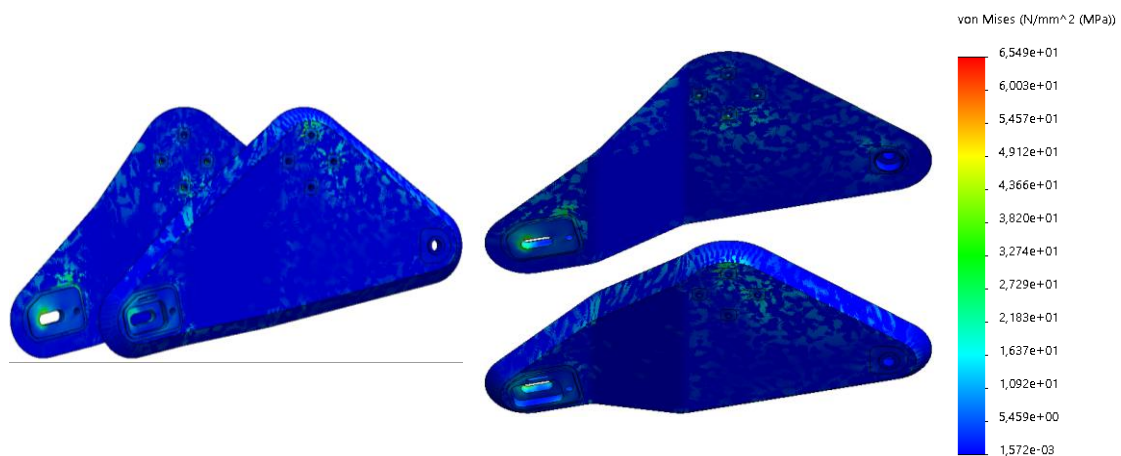


Ilustración 135. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de paso por curva.



Tabla 53. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de paso por curva.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	65,5 MPa
Ubicación	Inserción de soporte del eje trasero

8.2.4.4.2.1.2. Coeficiente de seguridad Von Mises

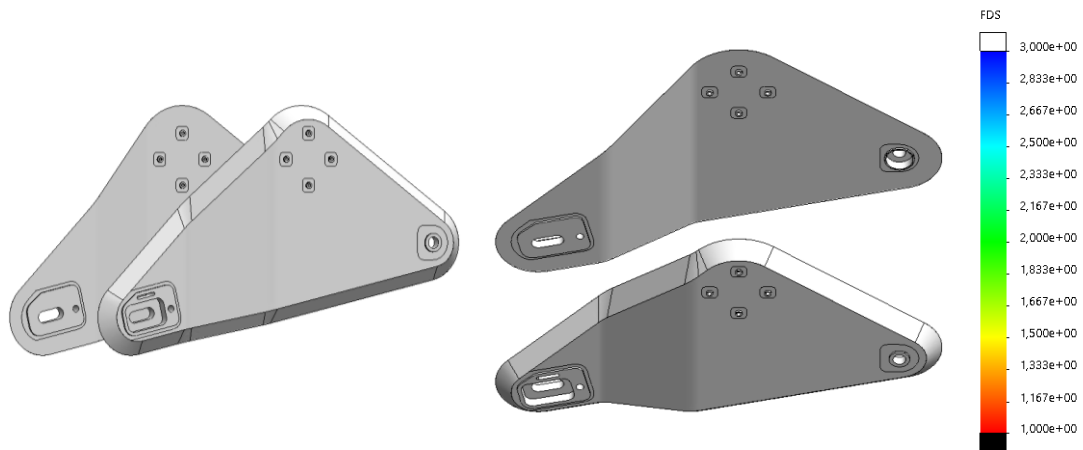


Ilustración 136. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de paso por curva.

Tabla 54. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en el núcleo del basculante para el caso de paso por curva.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	3
Ubicación	Núcleo completo

8.2.4.4.2.2. Laminado

8.2.4.4.2.2.1. Tensión equivalente Von Mises

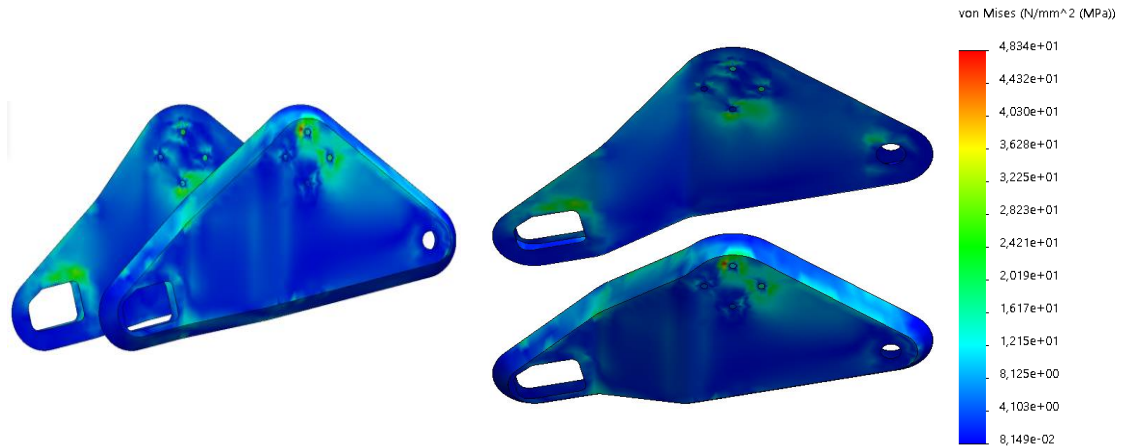


Ilustración 137. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de paso por curva.

Tabla 55. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del basculante para el caso de paso por curva.

Parámetro	
Valor máximo de tensión	48,3 MPa
Ubicación	Inserción de aluminio

8.2.4.4.2.2.2. Coefficiente de seguridad Tsai – Hill

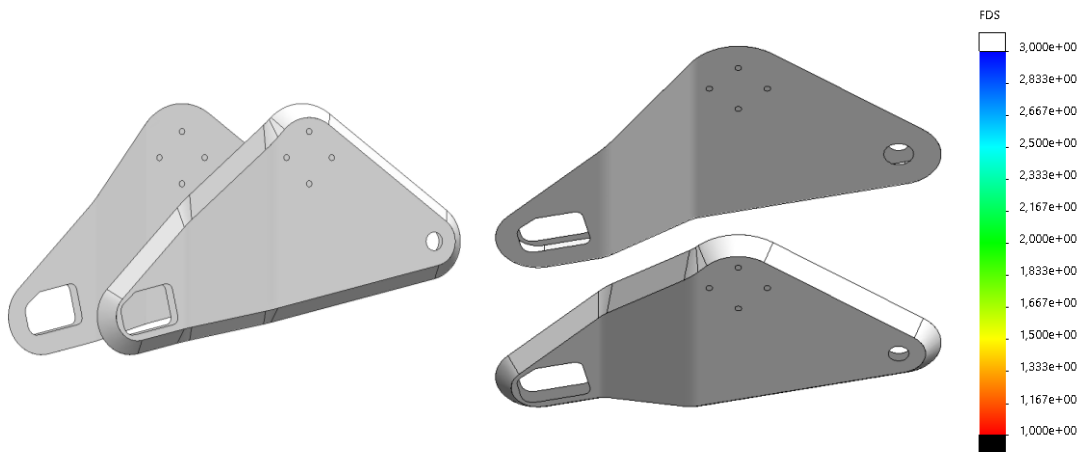


Ilustración 138. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado para el caso de paso por curva.

Tabla 56. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai – Hill en el laminado para el caso de paso por curva.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	3
Ubicación	Laminado completo

8.2.4.4.2.3. Barra de aluminio

8.2.4.4.2.3.1. Tensión equivalente de Von Mises

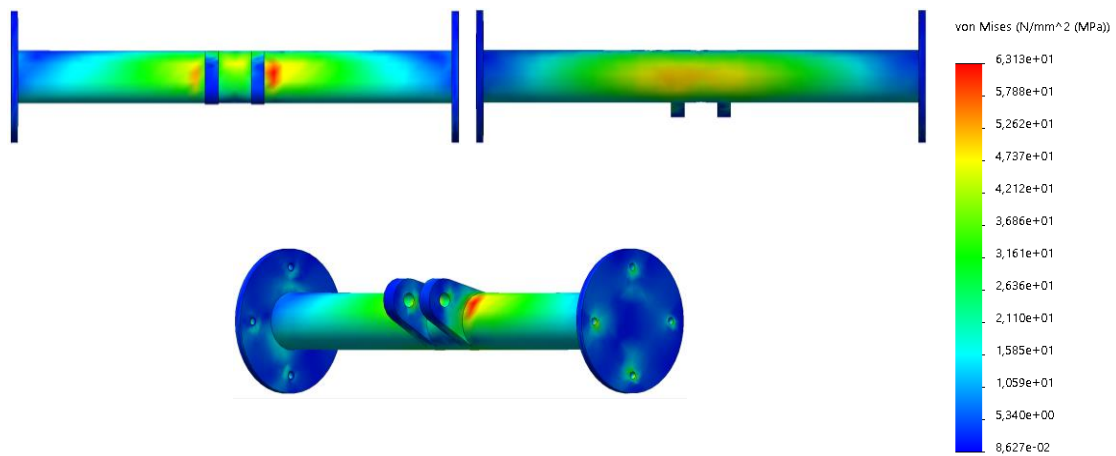


Ilustración 139. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de paso por curva.

Tabla 57. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de paso por curva.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	63,1 MPa
Ubicación	Unión de soporte de amortiguador y barra

8.2.4.4.2.3.2. Coeficiente de seguridad Von Mises

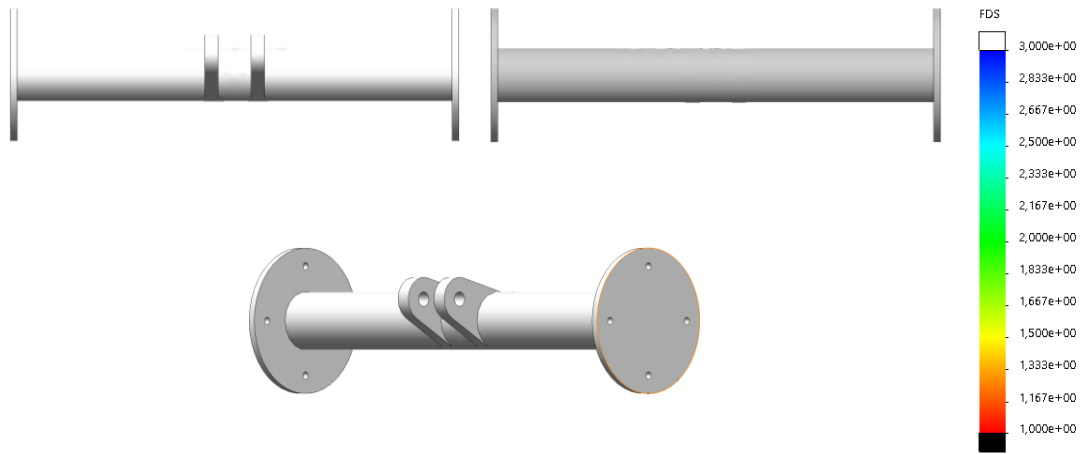


Ilustración 140. Distribución de coeficiente de seguridad Von Mises en la barra de aluminio para el caso de paso por curva.

Tabla 58. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Von Mises en la barra de aluminio para el caso de paso por curva.

Parámetro	
Valor mínimo	3
Ubicación	Barra completa

8.2.4.4.3. Desplazamientos

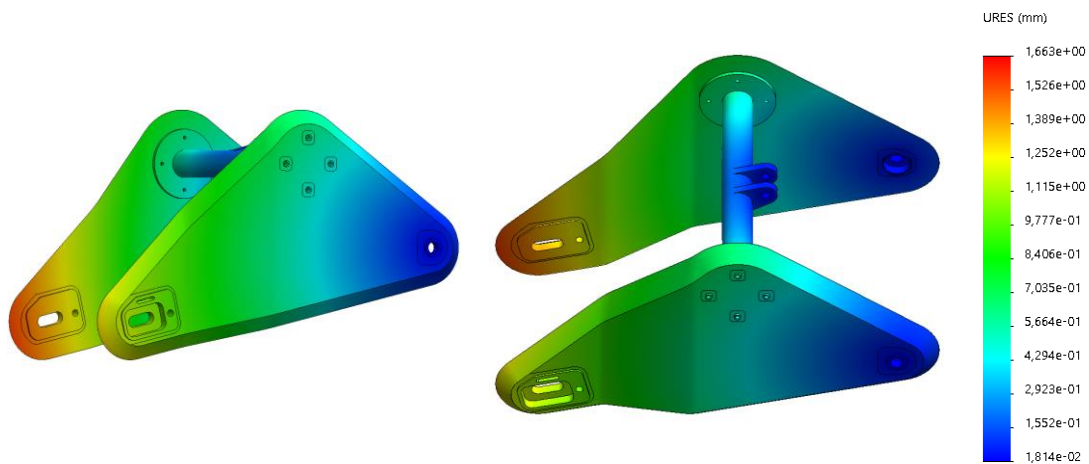


Ilustración 141. Desplazamiento resultante del basculante para el caso de paso por curva.

Tabla 59. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del basculante para el caso de paso por curva.

<b>Parámetro</b>	
máximo desplazamiento	1,66 mm
Ubicación	Soporte izquierdo del eje trasero

El análisis realizado muestra que el basculante soporta adecuadamente las cargas de cada situación de carrera, con unas deformaciones que se consideran admisibles. Por esta razón, el diseño planteado se valora como apto.

### 8.3. Chasis

Para conocer las tensiones y desplazamientos del chasis ante las situaciones de cargas descritas, será necesario utilizar un ensamblaje con los siguientes elementos:

- A. Chasis.
- B. Basculante.
- C. Subchasis.
- D. Soporte del amortiguador trasero.
- E. Eje de rueda trasera.
- F. Horquilla.

El componente que reproduce la horquilla está formado por una barra de sección cuadrada con una longitud similar a la horquilla real en el estado de reposo. En la región de unión al soporte de la tija la sección es circular y posee dos aros que representan los rodamientos, mientras que en la parte inferior tiene un orificio de sección circular necesario para la aplicación de esfuerzos y condiciones de contorno. Los valores obtenidos en esta pieza no se tendrán en cuenta, ya que la horquilla adquirida se instala originalmente en una motocicleta de mayor cilindrada y peso, por lo que se asume que los esfuerzos existentes serán menores al límite admisible.



Ilustración 142. Elemento que representa la horquilla de la motocicleta utilizado para la aplicación de cargas.

Además, se utiliza una conexión *resorte* con una rigidez de 105 N/mm y una precompresión de 16 mm para representar el amortiguador trasero. Para ello, se utilizan dos cilindros que reproducen los pernos utilizadas para sujetar el amortiguador a sus soportes.

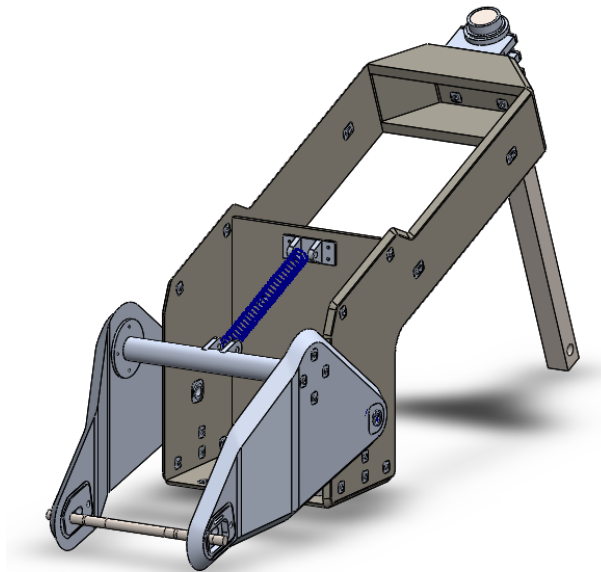


Ilustración 143. Modelado de resorte del amortiguador trasero.

El procedimiento ideal para el análisis del sistema estructural conlleva:

- A. Establecer una *unión rígida* entre las superficies y los sólidos que representan el laminado, el núcleo y las inserciones del chasis, subchasis y basculante.
- B. Determinar los contactos entre componentes mediante la opción *contacto sin penetración*.

C. Crear las uniones atornilladas mediante la opción *conectores*.

Sin embargo, este procedimiento genera un cálculo computacional mayúsculo por la complejidad de las conexiones y restricciones. Por esta razón, se decide aproximar el comportamiento del chasis creando un ensamblaje en el que todos los elementos tienen un contacto rígido entre ellos. Además, para simplificar el modelo, los siguientes elementos se tratan como *cargas remotas* vinculadas a las sujeciones de los componentes que representan:

Tabla 60. Componentes tratados como masas remotas situadas en sus centros de gravedad.

Componente	Peso (kg)
Motor eléctrico	20
Contenedor y pack de baterías	65
Piloto	60
Controlador	6

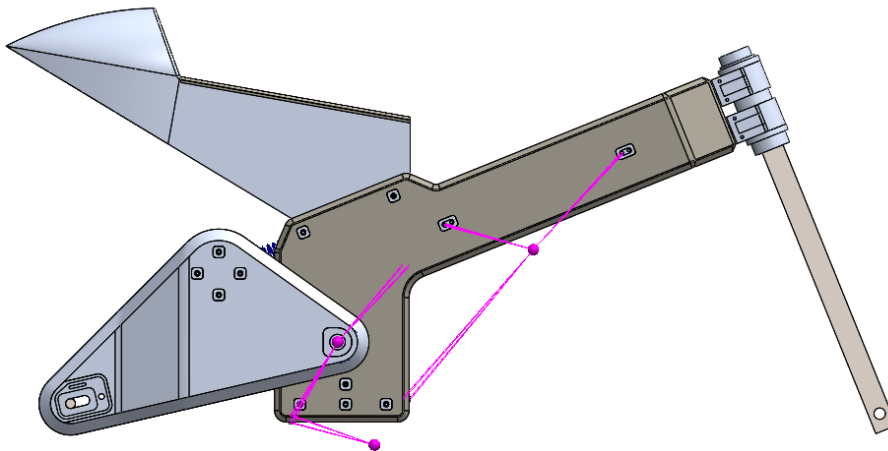


Ilustración 144. Ensamblaje de componentes estructurales y masa remotas.

Para conectar el chasis y el basculante se diseñan dos elementos cilíndricos de 17 mm de diámetro y 50 mm de longitud que reproducen los ejes del basculante y se conectan mediante *unión rígida* a la inserción de aluminio del chasis. Una vez colocados, se crea una relación de posición coaxial con el orificio basculante y se posicionan dos rodamientos en los alojamientos de los soportes mediante la opción de conector *rodamientos*.

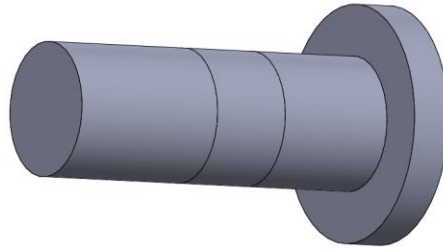


Ilustración 145. Supuesto eje de basculante, con región marcada para posición de rodamiento ficticio.

Una vez creado el ensamblaje, se deben aplicar para cada caso de carga las condiciones de contorno y las cargas específicas que se describen en los siguientes apartados.

### 8.3.1. Caso 1: motocicleta con piloto en posición de carrera.

#### 8.3.1.1. Condiciones de contorno

Para aproximar el comportamiento del sistema estructural de la motocicleta, se aplican las siguientes restricciones:

- A. Restricción de movimiento axial y radial del eje de la rueda trasera.
- B. Restricción de movimiento axial del orificio de la horquilla.
- C. Restricción de movimiento vertical del orificio de la horquilla.

#### 8.3.1.2. Cargas aplicadas

En el caso de motocicleta en estado estático con piloto sentado en posición de carrera solo se aplican las siguientes cargas:

Tabla 61. Cargas aplicadas sobre el ensamblaje para caso 1.

Símbolo	Definición	Valor
$M_p$	Masa del piloto (masa remota vinculada al asiento)	60 kg
$g$	Gravedad (perpendicular al pavimento)	9,81 m/s <sup>2</sup>

El centro de gravedad de la masa del piloto se sitúa sobre la parte inferior del asiento a una altura de 200 mm y se vincula a toda la superficie del asiento.



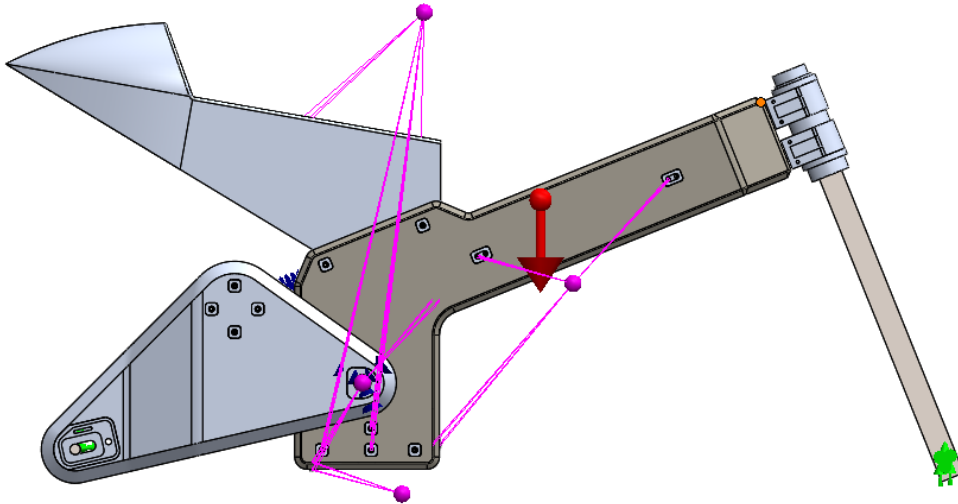


Ilustración 146. Cargas aplicadas para el caso 1: Motocicleta en reposo con piloto en posición de carrera.

### 8.3.1.3. Resultados obtenidos

Para mostrar los resultados ordenadamente, en los siguientes apartados se muestran los resultados de tensión y coeficiente de seguridad del laminado y el núcleo del chasis, así como los desplazamientos existentes para las cargas del caso 1. El criterio de coeficiente de seguridad aplicado para el chasis es el mismo que el utilizado para los componentes estructurales ya analizados.

#### 8.3.1.3.1. Esfuerzos

##### 8.3.1.3.1.1. Núcleo

##### 8.3.1.3.1.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

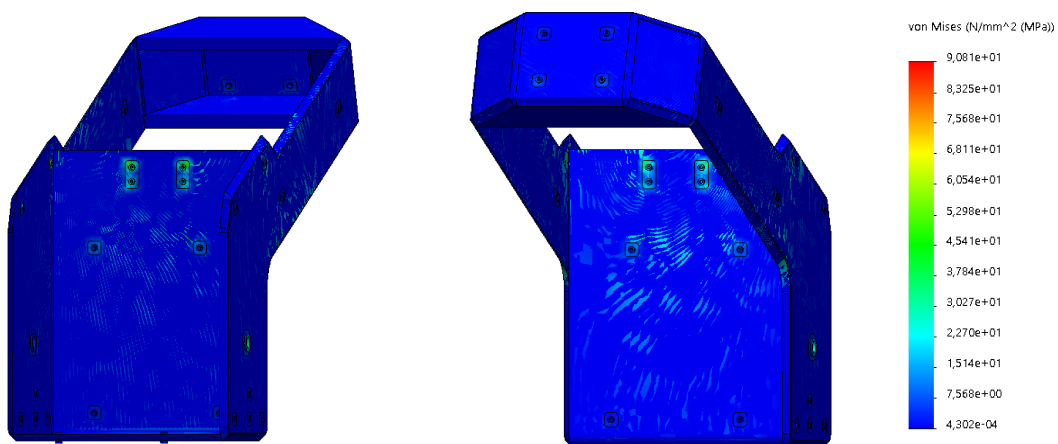


Ilustración 147. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 1.

Tabla 62. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 1.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	98,01 MPa
Ubicación	Inserción para unión de soporte del amortiguador

8.3.1.3.1.1.2. Coefficiente de seguridad Von Mises

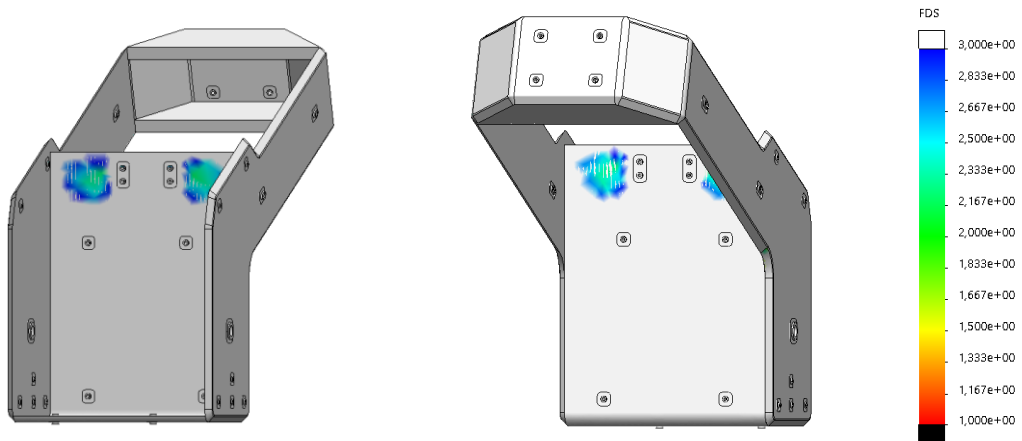


Ilustración 148. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 1.

Tabla 63. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 1.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	2,3
Ubicación	Región de soporte de amortiguador

8.3.1.3.1.2. Laminado

8.3.1.3.1.2.1. Tensión equivalente de Von Mises

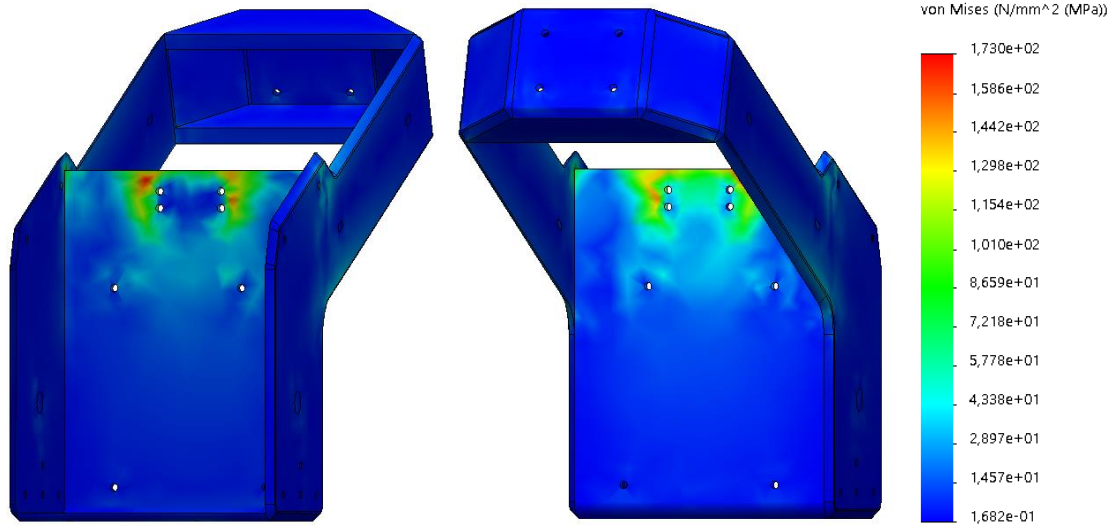


Ilustración 149. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 1.

Tabla 64. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 1.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	173,0 MPa
Ubicación	Región de soporte de amortiguador

8.3.1.3.1.2.2. *Coeficiente de seguridad Tsai – Hill*

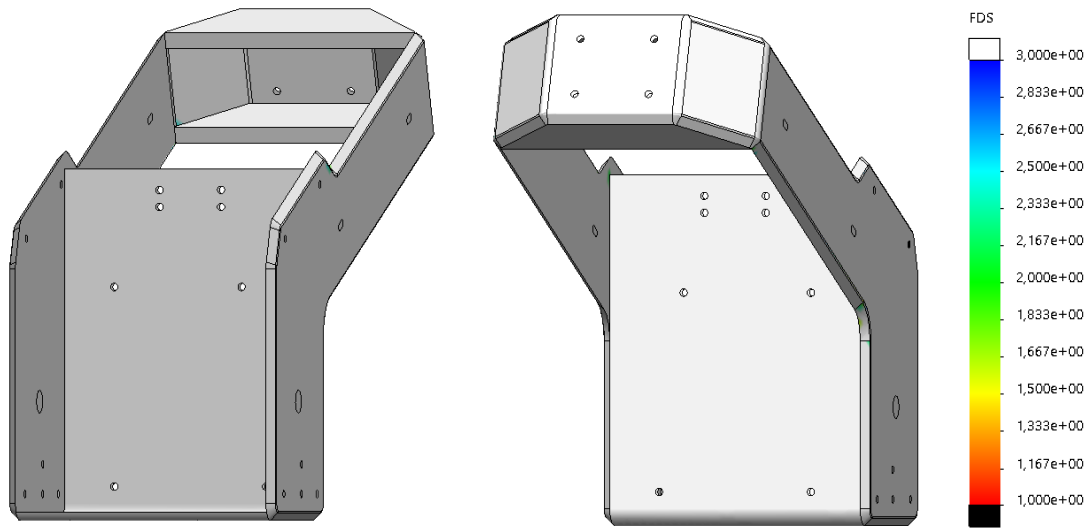


Ilustración 150. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 1.

Tabla 65. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 1.

Parámetro	
Valor mínimo	3,0
Ubicación	Laminado completo

8.3.1.4. *Desplazamientos*

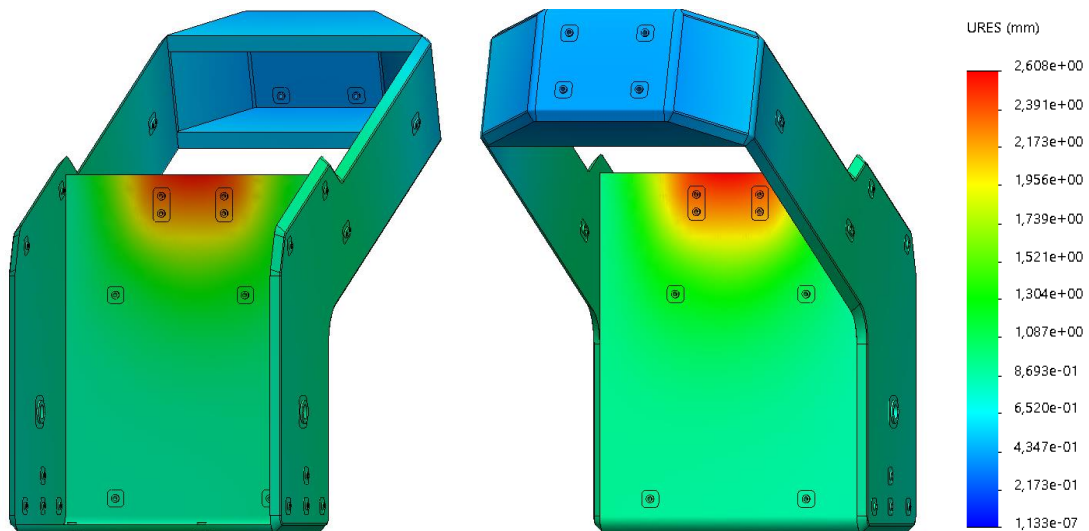


Ilustración 151. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 1.

Tabla 66. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 1.

<b>Parámetro</b>	
máximo desplazamiento	2,6 mm
Ubicación	Soporte del amortiguador

### 8.3.2. Caso 2: Aceleración rectilínea

Las condiciones de contorno y cargas aplicadas para el caso de aceleración rectilínea de la motocicleta son las siguientes:

#### 8.3.2.1. Condiciones de contorno

Las restricciones aplicadas en este caso se describen a continuación:

- A. Restricción de movimiento axial del eje de la rueda trasera.
- B. Restricción del movimiento vertical del eje de la rueda trasera.
- C. Restricción de movimiento axial y radial del orificio de la horquilla.

Esta configuración permite aplicar cargas horizontales sobre el eje de la rueda trasera y simula el contacto con el pavimento de ambas ruedas.

#### 8.3.2.2. Cargas aplicadas

Se puede aproximar el efecto de la aceleración rectilínea implementando las siguientes cargas:

Tabla 67. Cargas aplicadas sobre el ensamblaje para caso de cargas 2.

<b>Símbolo</b>	<b>Definición</b>	<b>Valor</b>
$M_p$	Masa del piloto (masa remota vinculada al asiento)	60 kg
S	Carga horizontal de propulsión S (carga remota).	373,88 N
$F_T$	Carga sobre corona y piñón debido a tracción de la cadena. (carga remota)	654,79 N
$\alpha_a$	Aceleración angular	0,0086 rad/s <sup>2</sup>
g	Gravedad (perpendicular al pavimento)	9,81 m/s <sup>2</sup>

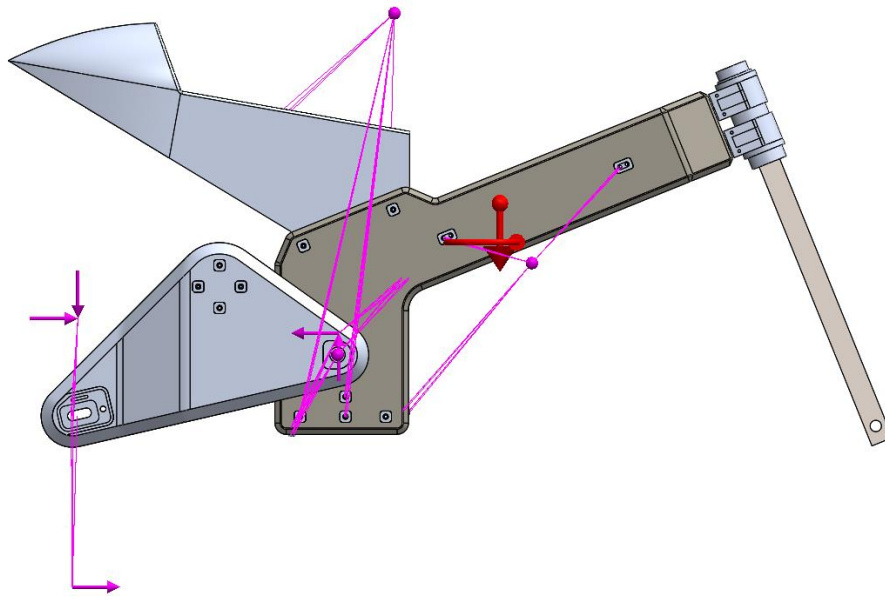


Ilustración 152. Esquema de cargas aplicadas para el caso de aceleración rectilínea.

Se aplica la carga  $F_T$  como dos cargas remotas iguales y de sentido contrario ubicadas en los puntos de intersección de la recta tangente (que representa la cadena) a las dos circunferencias que representan la corona y el piñón. Debido al ángulo  $\gamma$  de inclinación de la cadena, la carga  $F_T$  se descompone en dos fuerzas. Las componentes de la carga  $F_T$  de la corona se vincula al sector del eje que representa la fijación de la corona a la llanta, mientras que las componentes del piñón se vinculan a los orificios de sujeción del motor. La carga  $S$  se aplica en la ubicación del punto de contacto de la rueda trasera con el pavimento y se vincula la región central del eje.

Para representar el efecto de la aceleración en las masas vinculadas al chasis y en el volumen de la motocicleta se aplica una aceleración angular utilizando un eje vertical situado a 200 metros de la motocicleta, de forma que el efecto de una aceleración tangencial uniforme pueda hacerse con el SolidWorks sin tener que afectar la aceleración gravitatoria. Este procedimiento permite agregar el efecto de aceleración de tal manera que la fuerza de D’Alambert es prácticamente paralela con la dirección de avance y permite, al mismo tiempo, considerar independientemente las cargas gravitatorias.

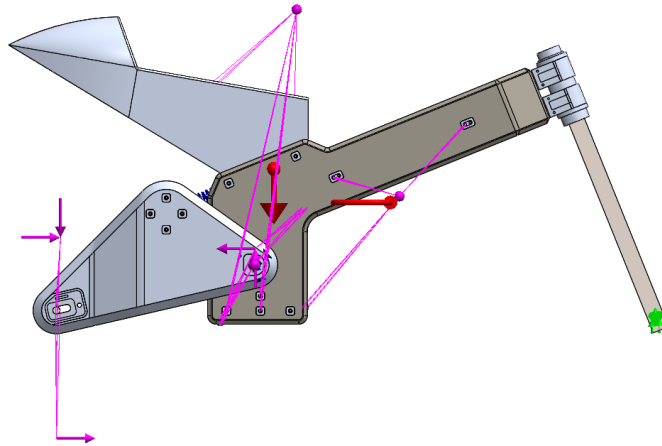


Ilustración 153. Cargas aplicadas en el caso de aceleración rectilínea.

### 8.3.2.3. Resultados obtenidos

Para el estado de cargas del estado 2, se obtienen la distribución de tensiones y los desplazamientos que se muestran en los siguientes subapartados. El criterio de coeficientes de seguridad aplicado es el mismo al utilizado en el análisis de los componentes anteriores.

#### 8.3.2.3.1. Esfuerzos

##### 8.3.2.3.1.1. Núcleo

##### 8.3.2.3.1.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

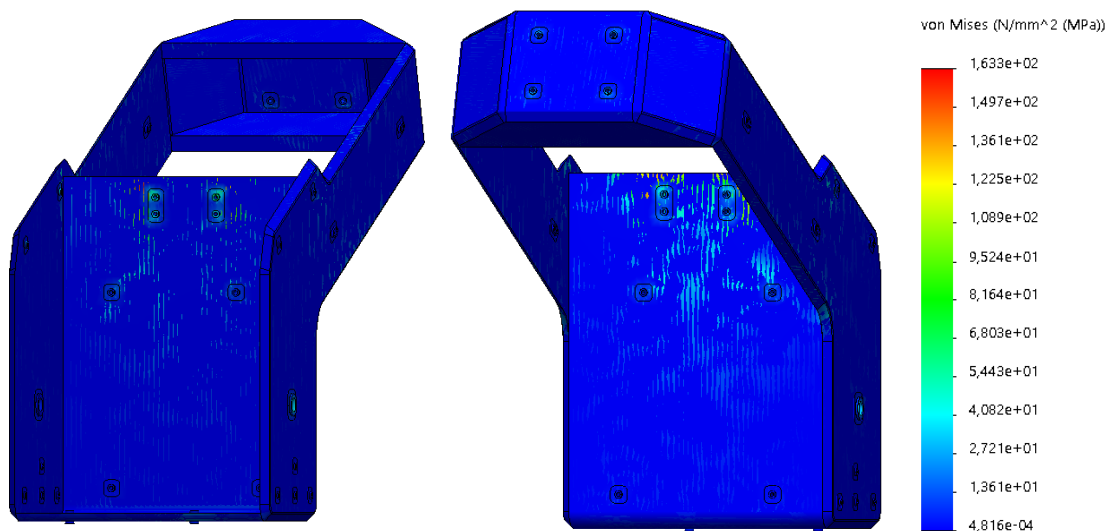


Ilustración 154. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 2.

Tabla 68. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 2.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	163,3 MPa
Ubicación	Región de soporte de amortiguador

8.3.2.3.1.1.2. Coeficiente de seguridad Von Mises

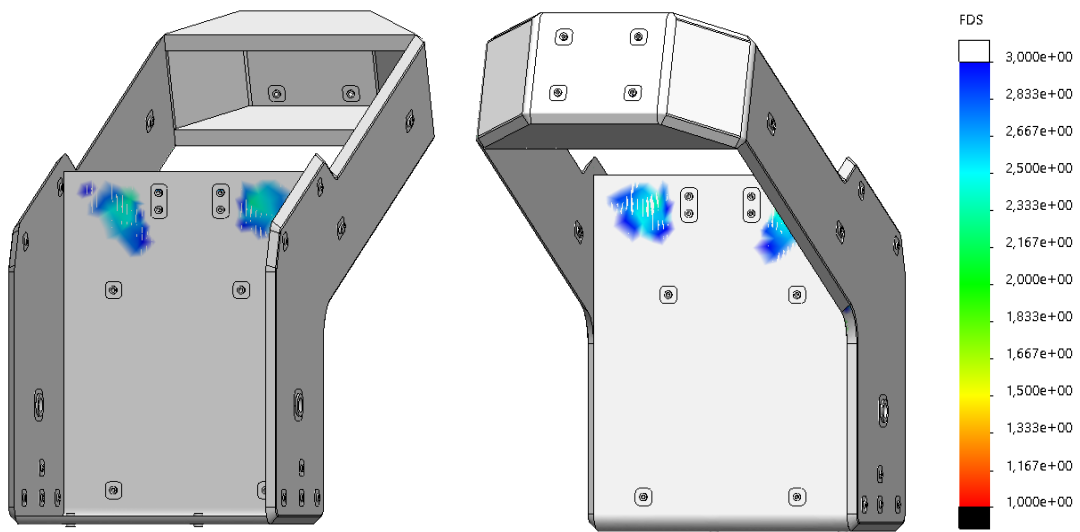


Ilustración 155. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 2.

Tabla 69. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 2.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	2,3
Ubicación	Región de soporte de amortiguador



8.3.2.3.1.2. Laminado

8.3.2.3.1.2.1. Tensión equivalente de Von Mises

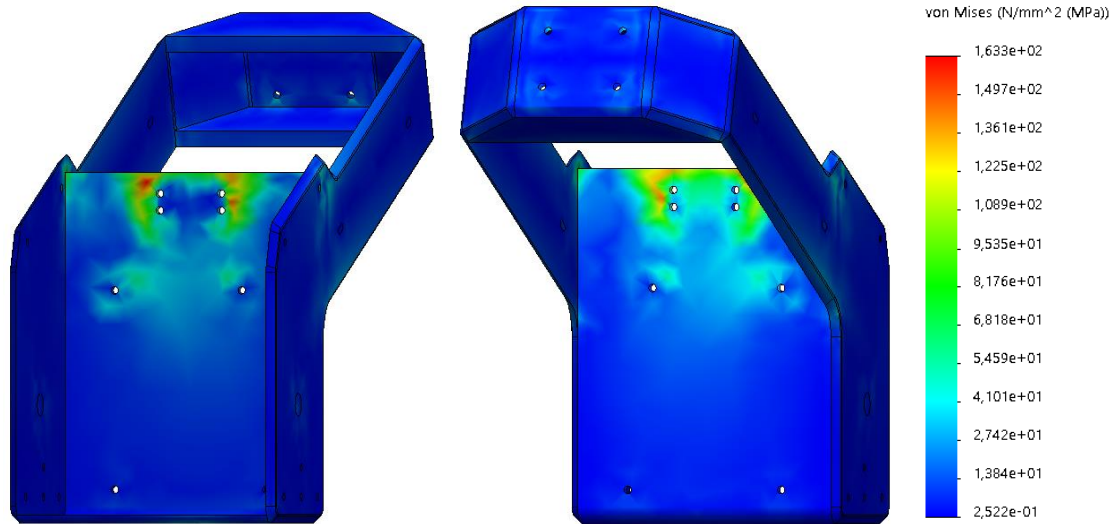


Ilustración 156. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 2.

Tabla 70. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 2.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	163,3 MPa
Ubicación	Región de soporte de amortiguador

8.3.2.3.1.2.2. Coeficiente de seguridad Tsai Hill

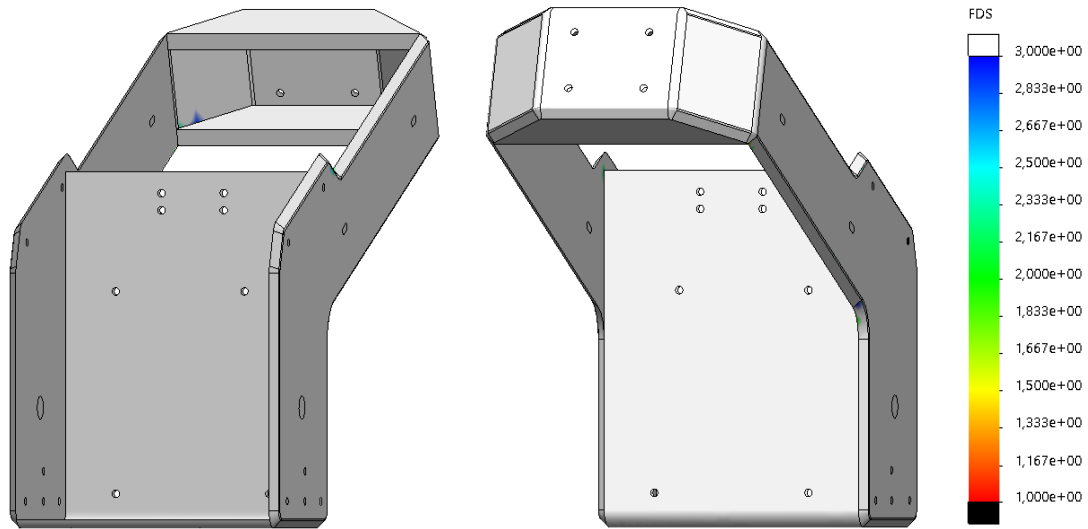


Ilustración 157. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 2.

Tabla 71. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai-Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 2.

Parámetro	
Valor mínimo	2,8
Ubicación	Interior de soporte de cabezal

8.3.2.4. Desplazamientos

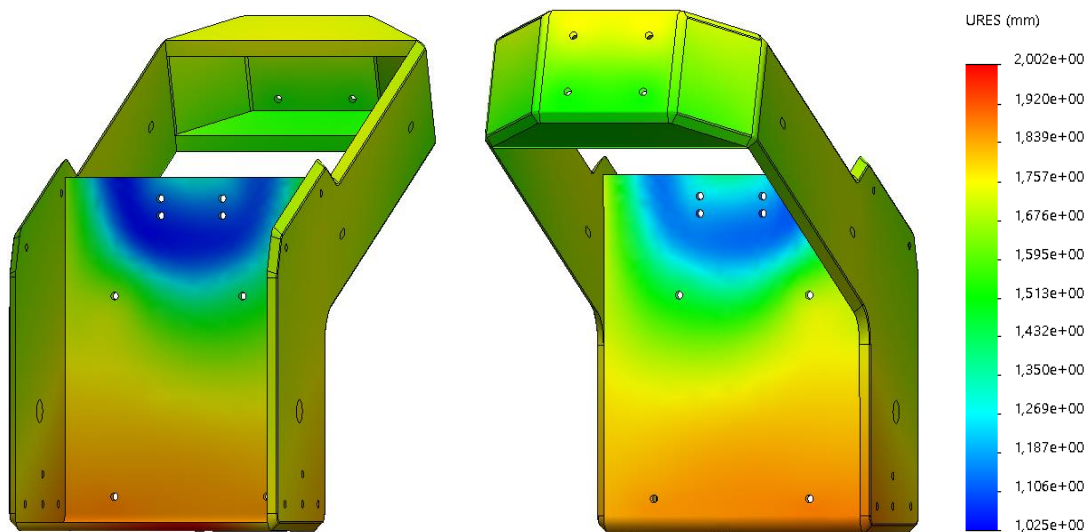


Ilustración 158. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 2.

Tabla 72. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 2.

<b>Parámetro</b>	
máximo desplazamiento	2,00 mm
Ubicación	Zona inferior del chasis

### 8.3.3. Caso 3: Frenada rectilínea

Las restricciones y cargas aplicadas en el modelo para el caso de frenada rectilínea se muestran en los siguientes subapartados.

#### 8.3.3.1. Condiciones de contorno

Las restricciones aplicadas en este caso se describen a continuación:

- A. Restricción de movimiento axial y radial del eje de la rueda trasera.
- B. Restricción del movimiento vertical del orificio de la horquilla.

Esta configuración permite aplicar cargas sobre el orificio de la horquilla y simula el contacto con el pavimento de ambas ruedas.

#### 8.3.3.2. Cargas aplicadas

Para el caso de frenada rectilínea se opta por utilizar los datos del caso C por tener los valores de fuerzas más elevados. Estas cargas son las siguientes:

Tabla 73. Cargas aplicadas sobre el ensamblaje para caso de cargas 2.

Símbolo	Definición	Valor
$M_p$	Masa del piloto (masa remota vinculada al asiento)	60 kg
$F_F$	Carga de frenado horizontal en punto de contacto de la rueda delantera con pavimento (carga remota).	2318,8 N
$F_{FTAN}$	Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno delantero (carga remota).	4673,4 N
$F_R$	Carga de frenado horizontal en punto de apoyo de la rueda trasera con pavimento (carga remota)	56,75
$F_{RTAN}$	Carga tangencial en punto de contacto entre pistón y disco de freno trasero (carga remota)	161,76
$\alpha_F$	Aceleración angular	0,0633 rad/s <sup>2</sup>
$g$	Gravedad	9,81 m/s <sup>2</sup>

La carga  $F_F$  se aplica sobre el interior del orificio de la horquilla como una carga remota horizontal, así como la carga  $F_{FTAN}$ , que se implementa mediante su descomposición en dos fuerzas situadas en el punto central de contacto del disco y la pastilla de freno delantera. La fuerza  $F_{RTAN}$  se posiciona de la misma manera y se vincula a la región del eje trasero que representa la ubicación del disco, además de a la región del basculante donde se sujeta el soporte de la pinza. Para considerar el efecto de la desaceleración, se aplica una aceleración angular utilizando un eje vertical situado a 200 metros de la motocicleta de forma que la aceleración tangencial del vehículo coincida con la desaceleración del vehículo para el valor de fuerza de frenado expuesto. Se agrega además la fuerza dinámica ejercida por la masa de la rueda trasera.

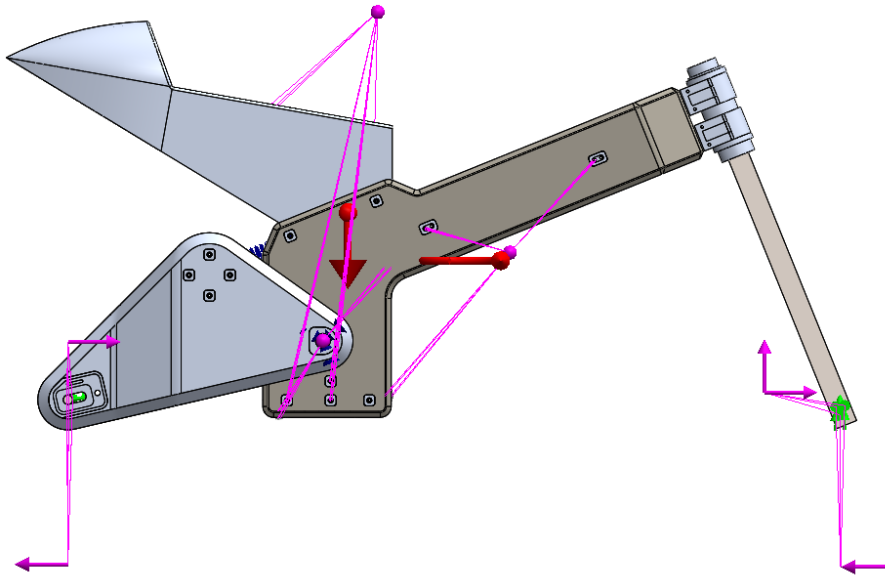


Ilustración 159. Cargas remotas y efecto de la gravedad

### 8.3.3.3. Resultados obtenidos

El comportamiento del chasis para el estado de cargas del caso 3: Frenada rectilínea se muestra a continuación. El criterio de coeficientes de seguridad utilizado es el mismo que el aplicado en los componentes y casos anteriores.

#### 8.3.3.3.1. Esfuerzos

##### 8.3.3.3.1.1. Núcleo

##### 8.3.3.3.1.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

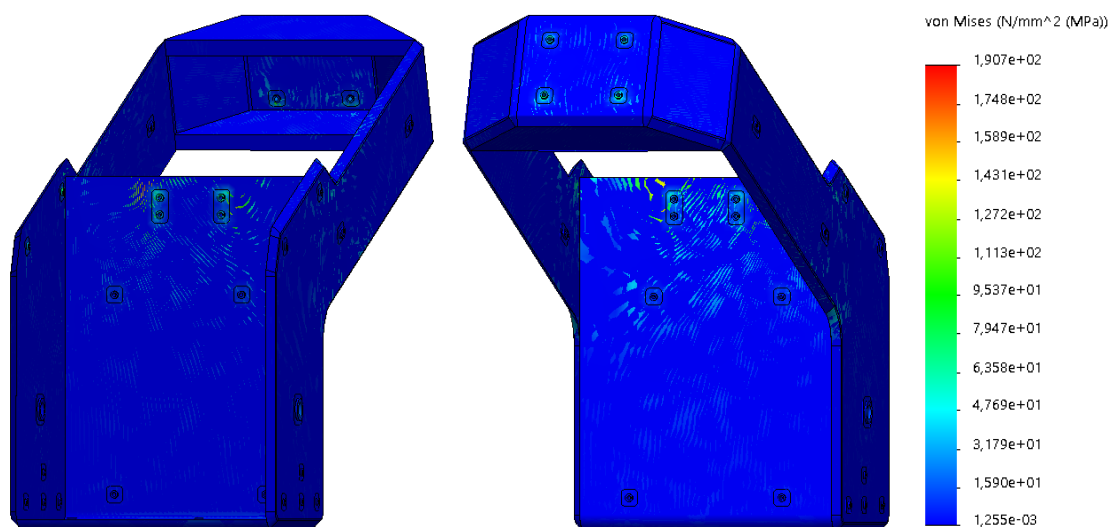


Ilustración 160. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 3.

Tabla 74. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 3.

Parámetro	
Valor máximo de tensión	190,7 MPa
Ubicación	Inserciones para unión de cabezal

8.3.3.3.1.1.2. *Coefficiente de seguridad de Von Mises*

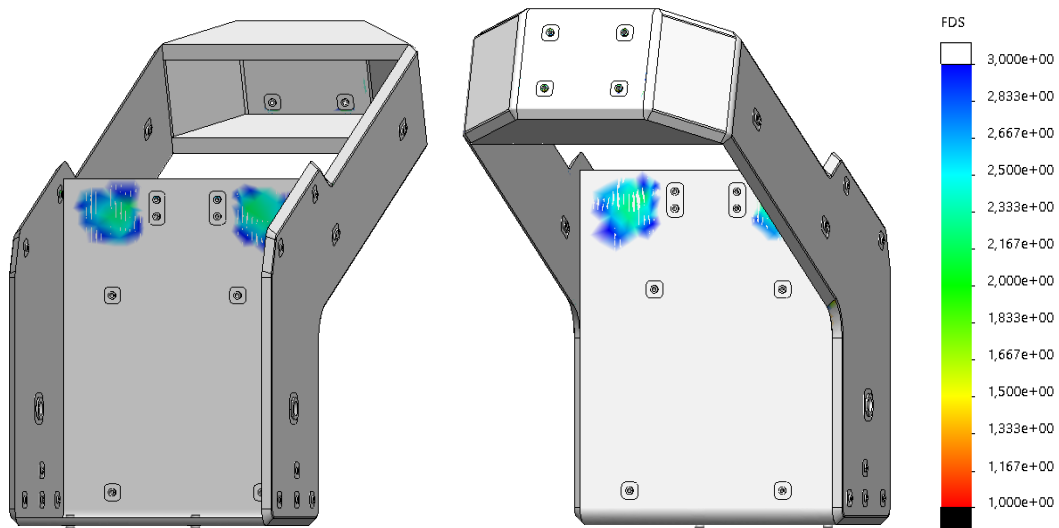


Ilustración 161. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 3.

Tabla 75. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 3.

Parámetro	
Valor mínimo	1,5
Ubicación	Inserciones para unión de cabezal

8.3.3.3.1.2. Laminado

8.3.3.3.1.2.1. Tensión equivalente de Von Mises

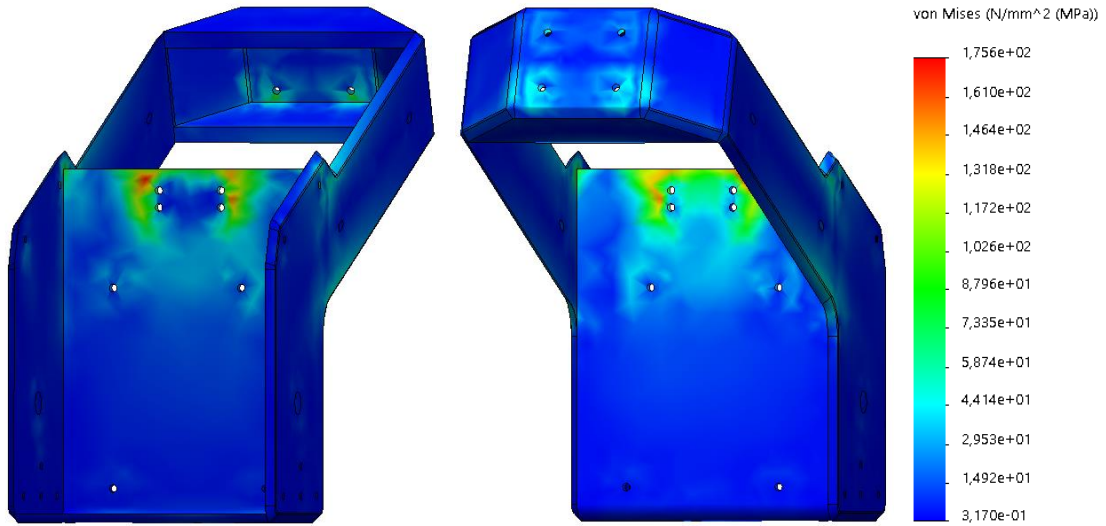


Ilustración 162. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 3.

Tabla 76. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 3.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	175,6 MPa
Ubicación	Región de soporte de amortiguador

8.3.3.3.1.2.2. Coeficiente de seguridad Tsai Hill

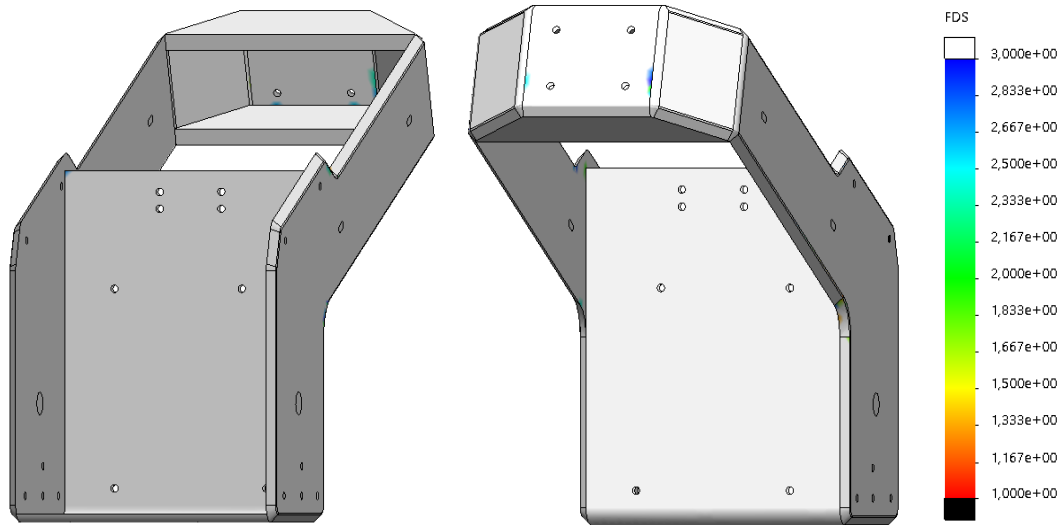


Ilustración 163. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 3.

Tabla 77. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai-Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 3.

Parámetro	
Valor mínimo	2,3
Ubicación	Región de soporte de cabezal

8.3.3.4. Desplazamientos

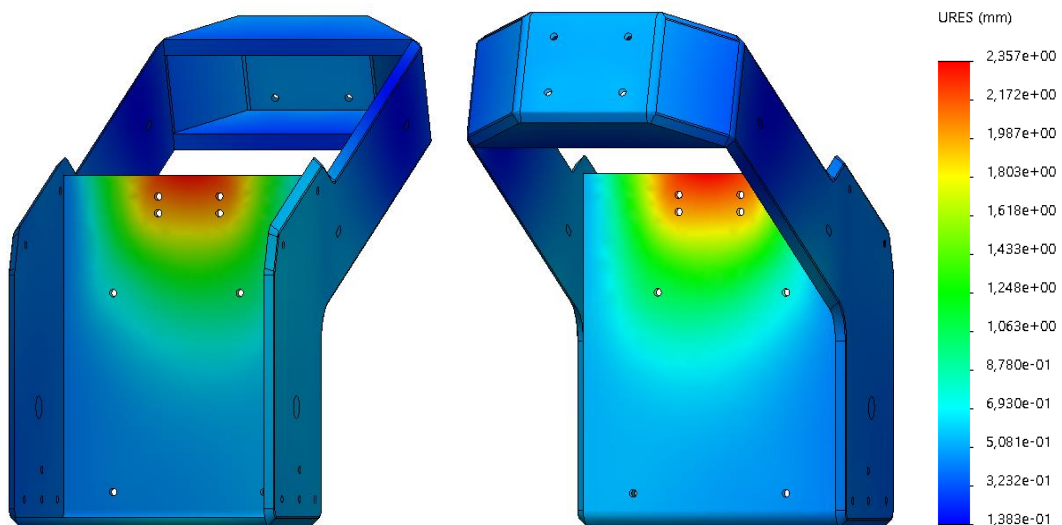


Ilustración 164. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 3.



Tabla 78. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 3.

<b>Parámetro</b>	
máximo desplazamiento	2,35 mm
Ubicación	Región de soporte del amortiguador

#### **8.3.4. Caso 4: Paso por curva**

El análisis de paso por curva se ha centrado en calcular los esfuerzos existentes en los componentes estructurales de la motocicleta al tomar una curva de 145 metros de radio a una velocidad de 150 km/h con un ángulo de inclinación de 50 grados. De esta manera se tiene una idea de la distribución de tensiones y desplazamientos existentes ante una situación de este tipo.

##### *8.3.4.1. Condiciones de contorno*

Se han agregado al modelo unas piezas que, en forma simplificada, simulan el comportamiento de las ruedas al pasar por una curva. Las condiciones de contorno aplicadas para este análisis son las siguientes:

- A. Restricción de movimiento radial y axial del cilindro de la pieza de sujeción del eje trasero, que permite la oscilación de la rueda trasera perpendicular a su plano alrededor del punto de contacto con el pavimento.
- B. Restricción de movimiento radial del cilindro de la pieza de sujeción del eje delantero, que permite la oscilación de la rueda delantera en su plano respecto al punto de contacto con el pavimento, pero permite el acercamiento relativo de ambas ruedas.

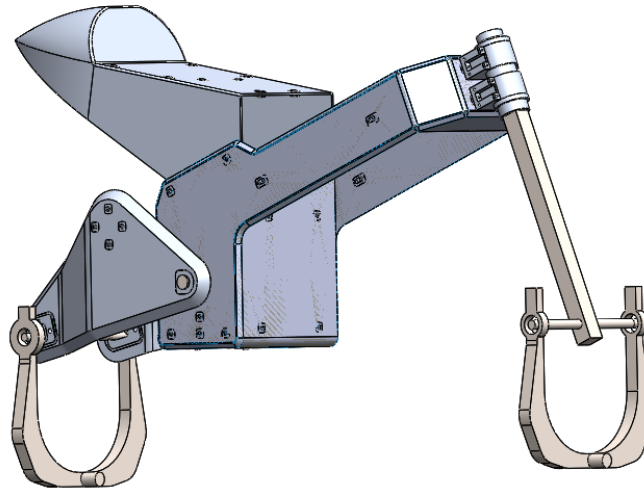


Ilustración 165. Piezas de sujeción de los ejes de la motocicleta para el análisis de paso por curva.

#### 8.3.4.2. Cargas aplicadas

Para el caso de paso por curva se han aplicado las siguientes cargas:

Tabla 79. Cargas aplicadas para el caso de cargas 4.

Símbolo	Definición	Valor
$F_T$	Carga sobre corona y piñón debido a tracción de la cadena.	527,85 N
$F_{TX}$	Componente horizontal de la carga $F_T$	527,00 N
$F_{TY}$	Componente vertical de la carga $F_T$	30,02 N
$M_{ACU}$	Masa del acumulador (masa remota)	65 kg
$M_{PIL}$	Masa del piloto (masa remota)	60 kg
$M_{MOT}$	Masa del motor (masa remota)	20 kg
$M_{CON}$	Masa del controlador (masa remota)	6 kg
$g$	Gravedad	9,81 m/s <sup>2</sup>
$\alpha_c$	Aceleración angular para velocidad 150 km/h y radio 175 m.	0,056 rad/s <sup>2</sup>

Se utiliza el principio de D’Alambert para simular el efecto dinámico de la motocicleta ante el paso por una curva de 175 metros de radio y una velocidad de 150 km/h. Para ello, se aplica una aceleración angular de  $0,056 \text{ rad/s}^2$  contraria al sentido de giro del vehículo, sobre un eje situado a 175 metros de distancia de la motocicleta (radio de la curva).

Además, se utiliza un plano con una inclinación de 50 grados respecto al plano de simetría vertical de la motocicleta, que representa al pavimento del circuito y que sirve para especificar la dirección de la acción de la gravedad.

Para ayudar a conseguir una situación de cargas que satisface el equilibrio de la motocicleta a 50 grados, un resorte de rigidez baja se conecta al lateral del chasis y a una pieza a la que se impide su movimiento. Se consideran las cargas válidas para el ángulo de giro cuando la fuerza actuante en este resorte adicional es despreciable.

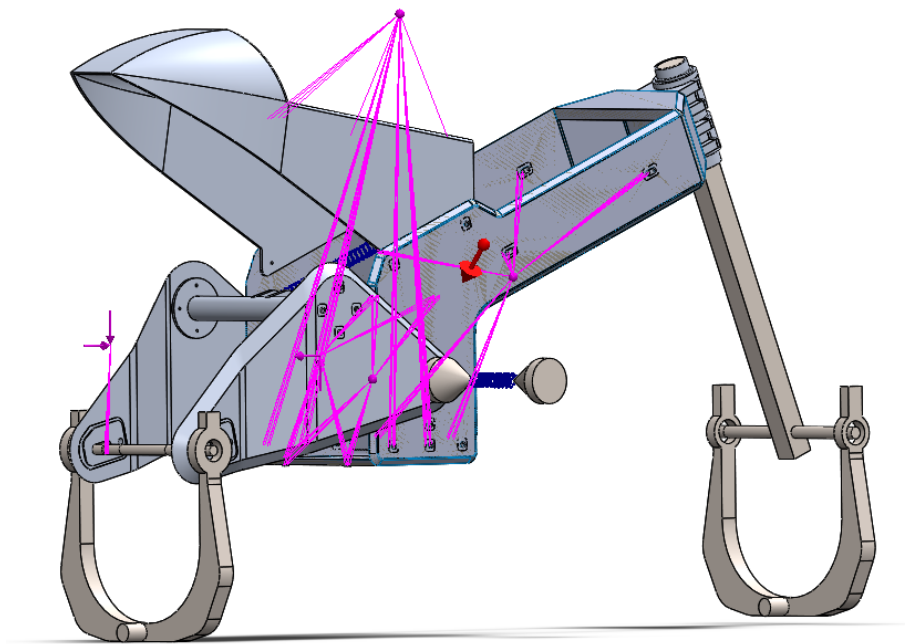


Ilustración 166. Representación de cargas aplicadas.

8.3.4.3. Resultados obtenidos

Los valores de tensión y desplazamiento del chasis para el caso de paso por curva se muestran en los siguientes subapartados. Se sigue el mismo criterio para los coeficientes de seguridad que se ha empleado en casos anteriores.

8.3.4.3.1. Esfuerzos

8.3.4.3.1.1. Núcleo

8.3.4.3.1.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

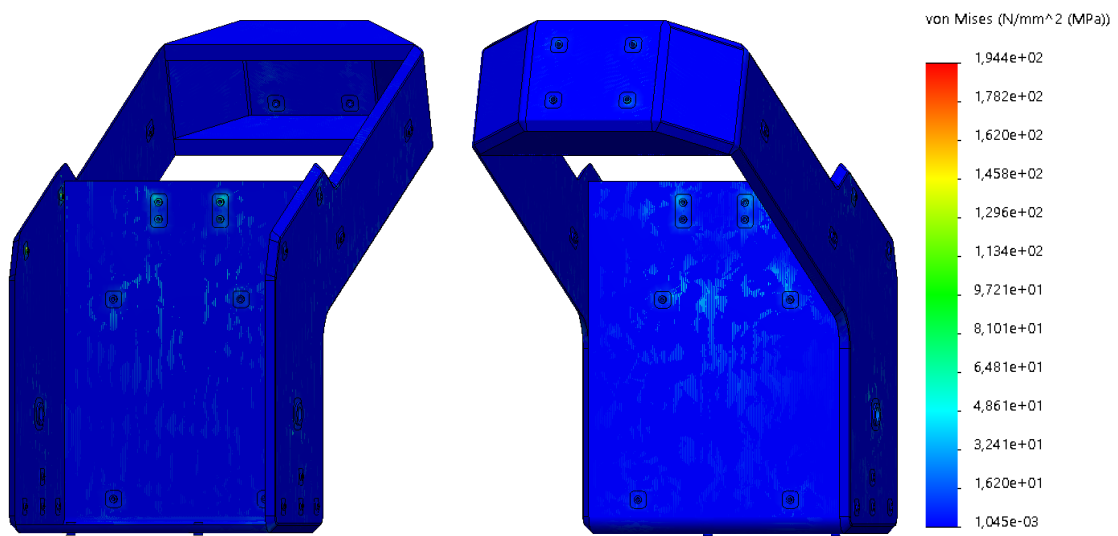


Ilustración 167. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 4.

Tabla 80. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 4.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	194,4 MPa
Ubicación	Región de soporte de cabezal

**8.3.4.3.1.1.2. Coeficiente de seguridad Von Mises**

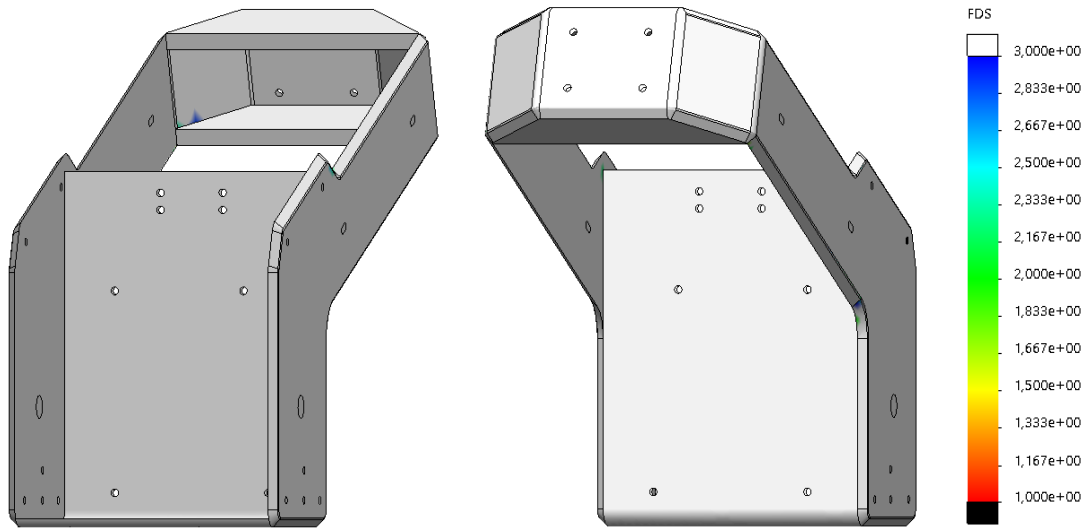


Ilustración 168. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 4.

Tabla 81. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 4.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	2,3
Ubicación	Base de vigas

8.3.4.3.1.2. Laminado

8.3.4.3.1.2.1. Tensión equivalente de Von Mises

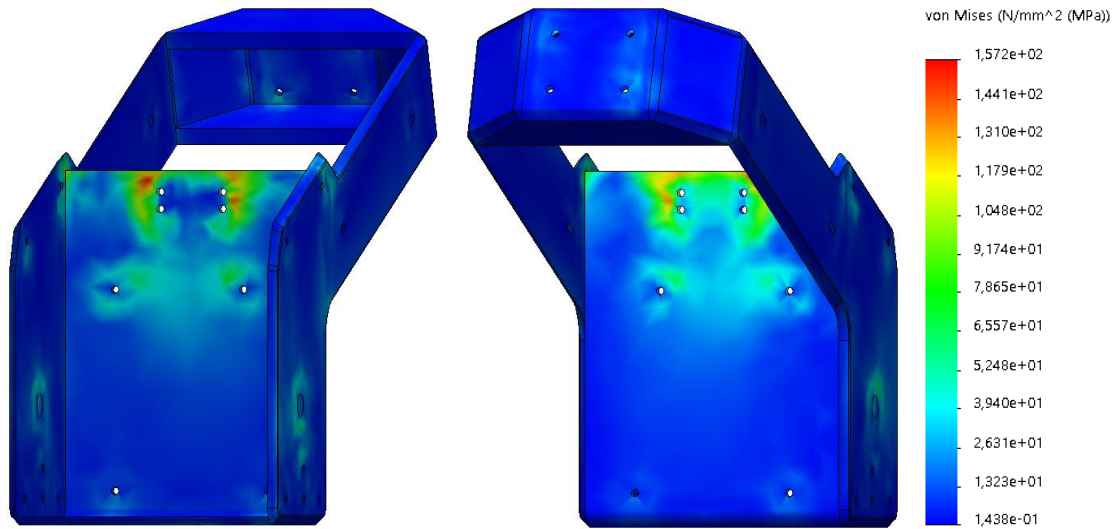


Ilustración 169. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 4.

Tabla 82. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 4.

Parámetro	
Valor máximo de tensión	157,2 MPa
Ubicación	Región de soporte de amortiguador

8.3.4.3.1.2.2. Coefficiente de seguridad Tsai – Hill

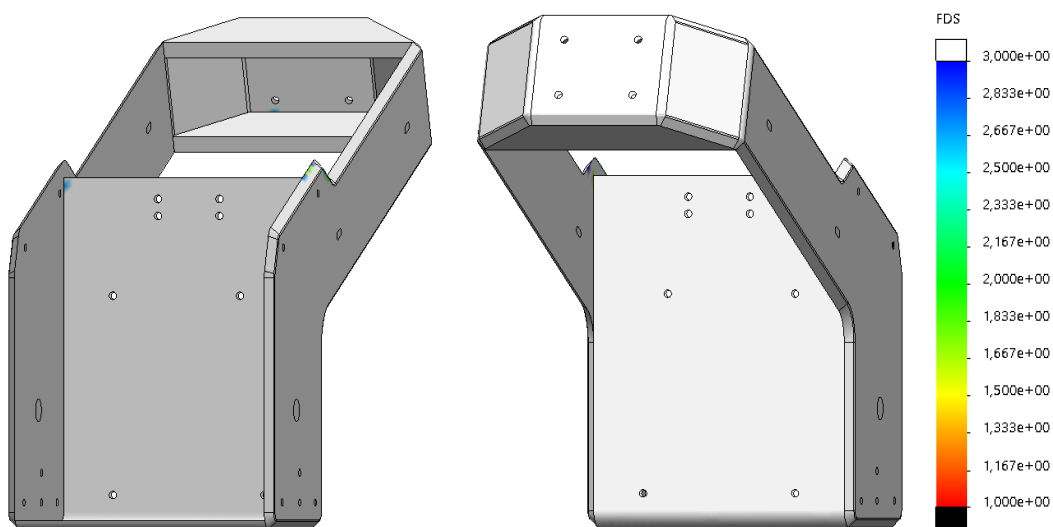


Ilustración 170. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 4.

Tabla 83. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai-Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 4.

Parámetro	
Valor mínimo	1,5
Ubicación	Zona intermedia de vigas

8.3.4.4. Desplazamientos

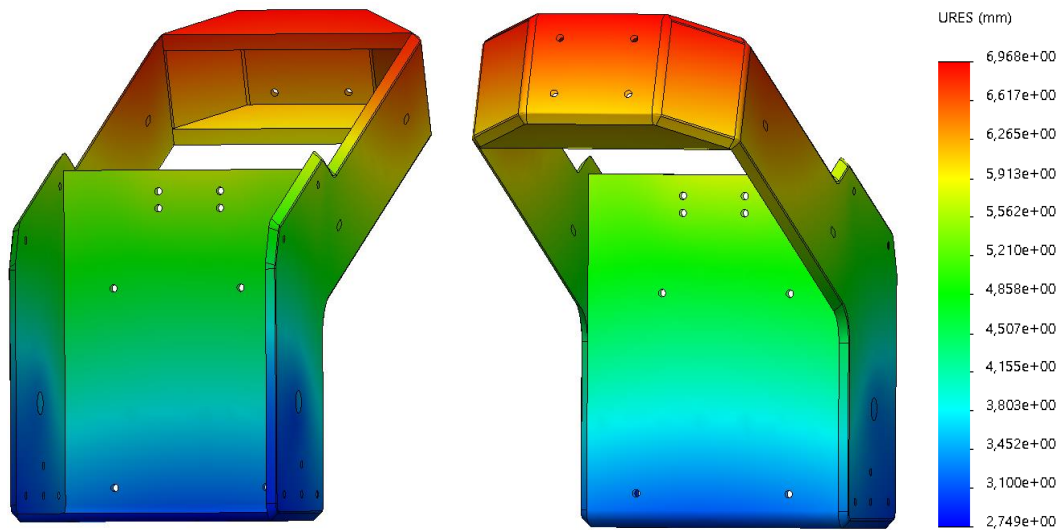


Ilustración 171. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 4.

Tabla 84. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 4.

Parámetro	
máximo desplazamiento	6,9 mm*
Ubicación	Región de soporte del amortiguador

\*El desplazamiento señalado representa el movimiento completo del chasis derivado del análisis de carga de paso por curva. Si se analiza el desplazamiento máximo relativo con respecto al desplazamiento mínimo del chasis, se obtiene que existe un desplazamiento aproximado de 4,2 mm.

### 8.3.5. Caso 5: Prueba estática

La situación de carga de prueba estática se plantea la aplicación simultánea de la carga horizontal y vertical de 3000 N que constituyen el ensayo impuesto por la organización.

#### 8.3.5.1. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno del caso 2 coinciden con las aplicadas en el caso 1:

- A. Restricción de movimiento axial y radial del eje de la rueda trasera.
- B. Restricción de movimiento axial del orificio de la horquilla.
- C. Restricción de movimiento vertical del orificio de la horquilla.

#### 6.3.5.2. Cargas aplicadas

La prueba estática impuesta por la organización consiste en aplicar de manera alternativa las siguientes cargas:

- A. Carga vertical de 3000 N aplicada sobre la parte superior del asiento.
- B. Carga horizontal de 3000 N aplicada sobre el orificio de la horquilla.

En este análisis se propone conocer el comportamiento de la motocicleta al aplicar simultáneamente ambas cargas para conocer la peor situación de esfuerzos. Además, se debe tener en cuenta el peso propio de la motocicleta, por lo que se introduce la acción de la gravedad de la misma manera que en el caso 1.

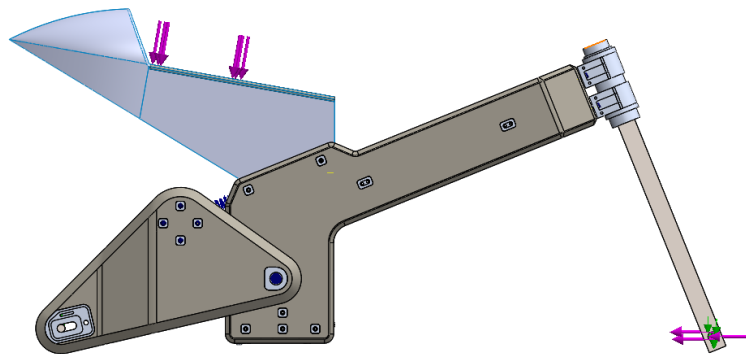


Ilustración 172. Cargas de prueba estática impuesta por la organización.

#### 8.3.5.2. Resultados obtenidos

Los resultados de tensión y deformaciones del chasis para el caso 5: Prueba estática se muestran a continuación. Los coeficientes de seguridad aplicados siguen el mismo criterio que el utilizado en los casos de carga anteriores.



8.3.5.2.1. Esfuerzos

8.3.5.2.1.1. Núcleo

8.3.5.2.1.1.1. Tensión equivalente de Von Mises

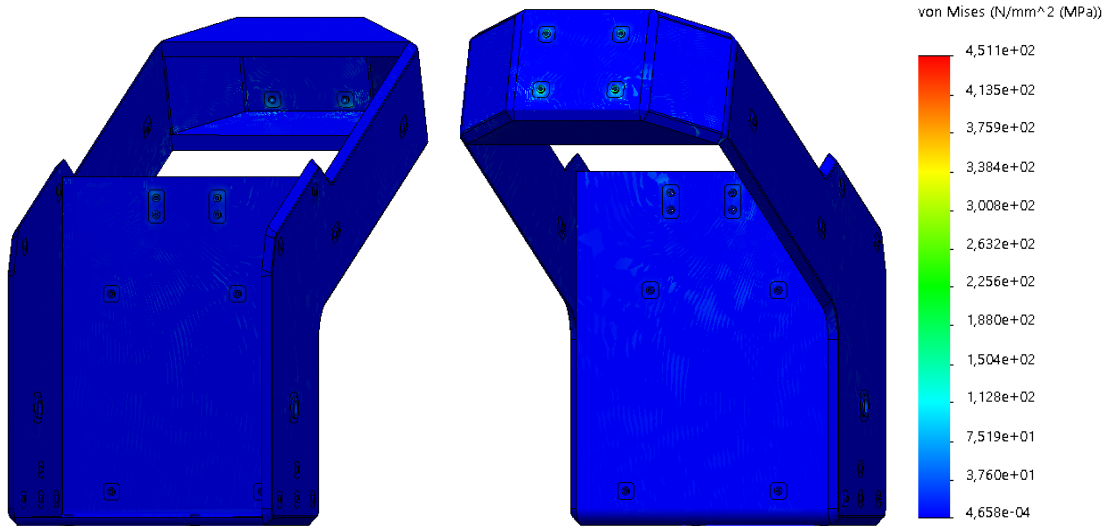


Ilustración 173. Distribución de tensión Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 5.

Tabla 85. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 5.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	451,2 MPa
Ubicación	inserciones del soporte del cabezal

8.3.5.2.1.1.2. Coeficiente de seguridad Von Mises

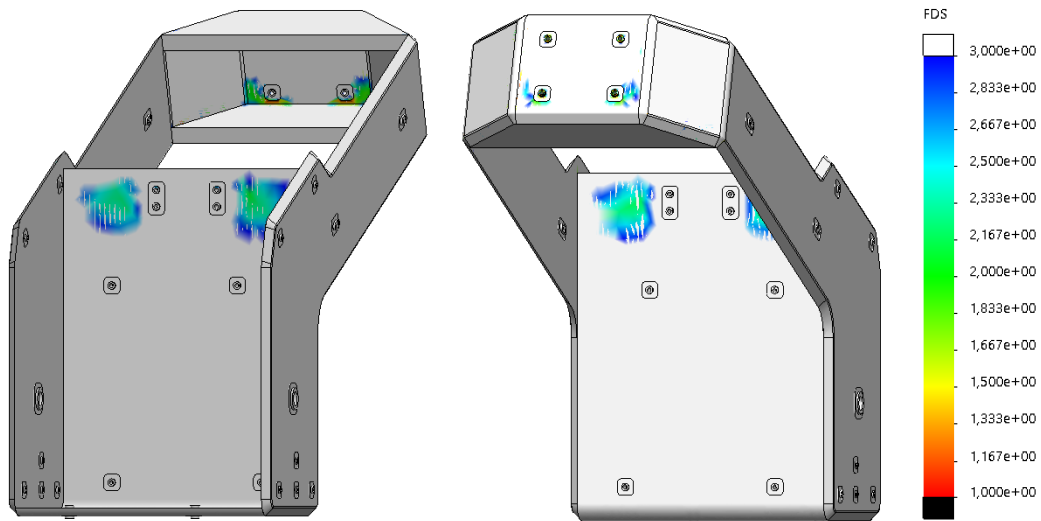


Ilustración 174. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo del chasis para el caso de cargas 5.

Tabla 86. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el núcleo para el caso de cargas 5.

Parámetro	
Valor mínimo	1,1
Ubicación	Inserciones de soporte del cabezal

8.3.5.2.1.2. Laminado

8.3.5.2.1.2.1. Tensión equivalente de Von Mises

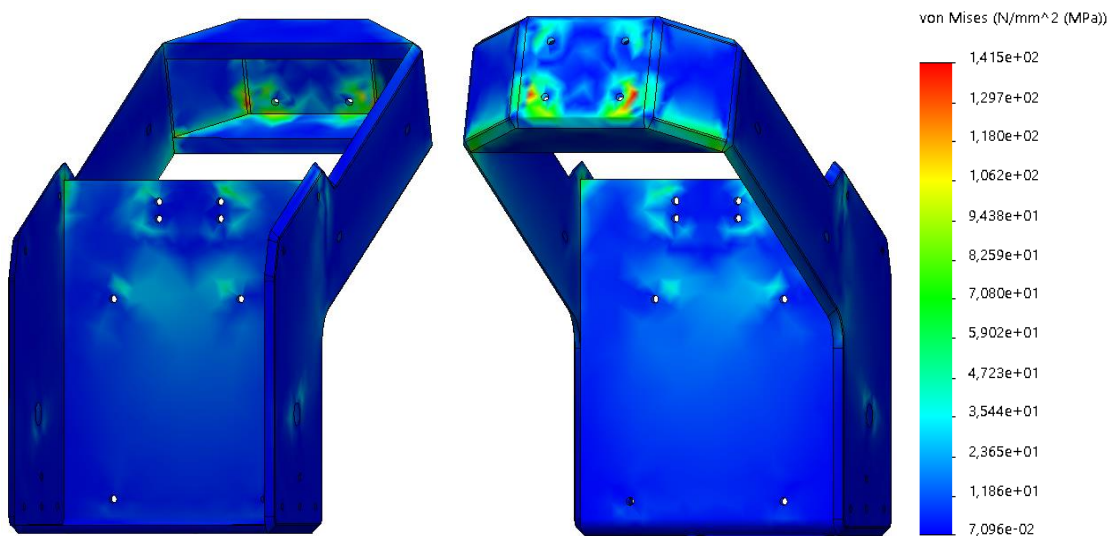


Ilustración 175. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 5.

Tabla 87. Valor y ubicación de la tensión máxima de Von Mises en el laminado del chasis para el caso de cargas 5.

<b>Parámetro</b>	
Valor máximo de tensión	141,5 MPa
Ubicación	Región de soporte del cabezal

8.3.5.2.1.2.2. *Coefficiente de seguridad Tsai – Hill*

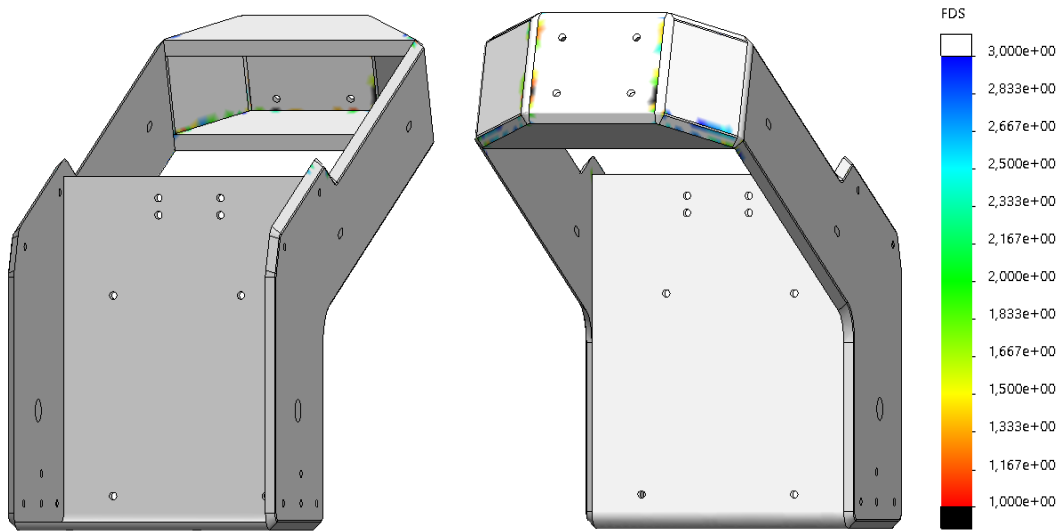


Ilustración 176. Distribución de coeficiente de seguridad Tsai - Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 5.

Tabla 88. Valor mínimo y ubicación del coeficiente de seguridad de Tsai-Hill en el laminado del chasis para el caso de cargas 5.

<b>Parámetro</b>	
Valor mínimo	<1
Ubicación	Región de soporte del cabezal

8.3.5.3. Desplazamientos

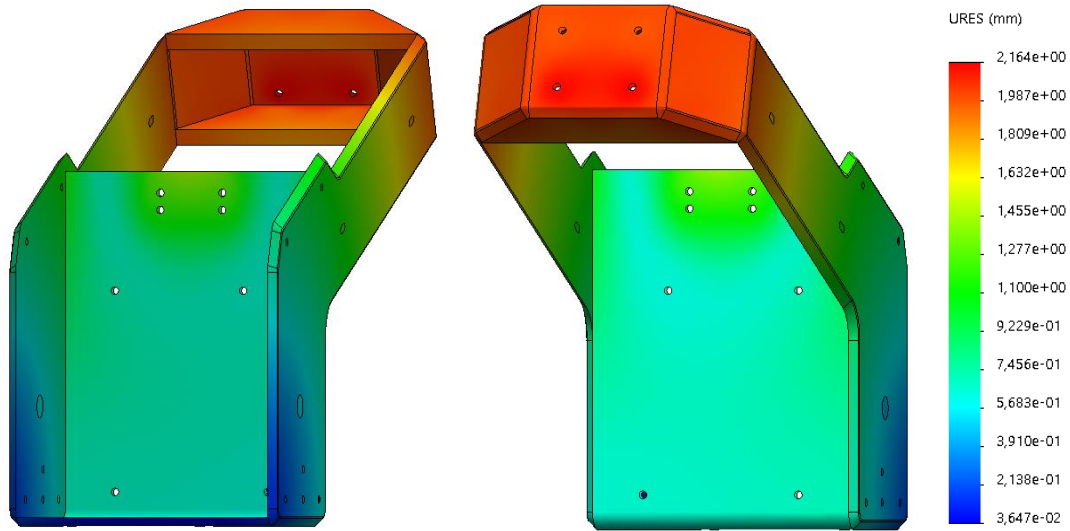


Ilustración 177. Desplazamiento resultante del chasis para el caso de cargas 5.

Tabla 89. Valor y ubicación del desplazamiento máximo del chasis para el caso de cargas 5.

<b>Parámetro</b>	
máximo desplazamiento	2,2 mm
Ubicación	Región de soporte del amortiguador

Para este caso de cargas, se observan como las inserciones de aluminio para el soporte del cabezal y una región del laminado en esta zona sufre un esfuerzo superior al máximo admisible. Estos valores pueden deberse a dos causas: por un lado, la unión rígida adoptada como tipo de contacto provoca que todo el esfuerzo transmitido por el cabezal lo soporte una pequeña región de aluminio en lugar de la zona de contacto completa entre el chasis y el cabezal. Por otro lado, para la determinación del laminado se han creado pequeñas superficies contiguas que permiten orientar las fibras en la misma dirección. Sin embargo, la existencia de varias superficies provoca la discontinuidad del laminado, que se traduce en la aparición de concentración de tensiones que no existirían en el compuesto real. Teniendo en cuenta lo anterior, se puede estimar que la concentración de tensiones existente en el modelo simulado no existiría en el modelo real.

Tras analizar todos los casos de carga planteados, se observa que el chasis soporta adecuadamente las cargas aplicadas, con una deformación que puede considerarse

admisibles para su utilización. Por esta razón, el diseño planteado para el chasis se valora como apto.

Tras verificar que todos los componentes soportan las cargas existentes en las diversas situaciones de carrera, resulta adecuado conocer sus masas. Para ello, se ha utilizado la herramienta *propiedades físicas*.

Tabla 90. Masa de los componentes estructurales diseñados.

<b>Componente</b>	<b>Masa (kg)</b>
Subchasis	1,33
Basculante	3,5
Chasis	4,71
<b>Peso total</b>	<b>9,54</b>

## 9. Comportamiento de motocicleta

Tras verificar que los componentes estructurales diseñados soportan los casos de carga planteados, resulta adecuado calcular el rendimiento aproximado de la motocicleta. A continuación, se ofrecen los datos obtenidos del estudio de aceleración y velocidad máxima, relación de transmisión óptima y comportamiento de la suspensión.

### 9.1. Aceleración de motocicleta

Se plantea la gráfica de aceleración para el caso de salida de carrera utilizando el sumatorio de cargas horizontales existentes en esta situación. Tras un cambio de variable se obtiene la siguiente ecuación diferencial de primer orden:

$$\dot{u} = \frac{T * \frac{r}{R_r}}{m} - \frac{\frac{1}{2} \rho C_D A u^2}{m}$$

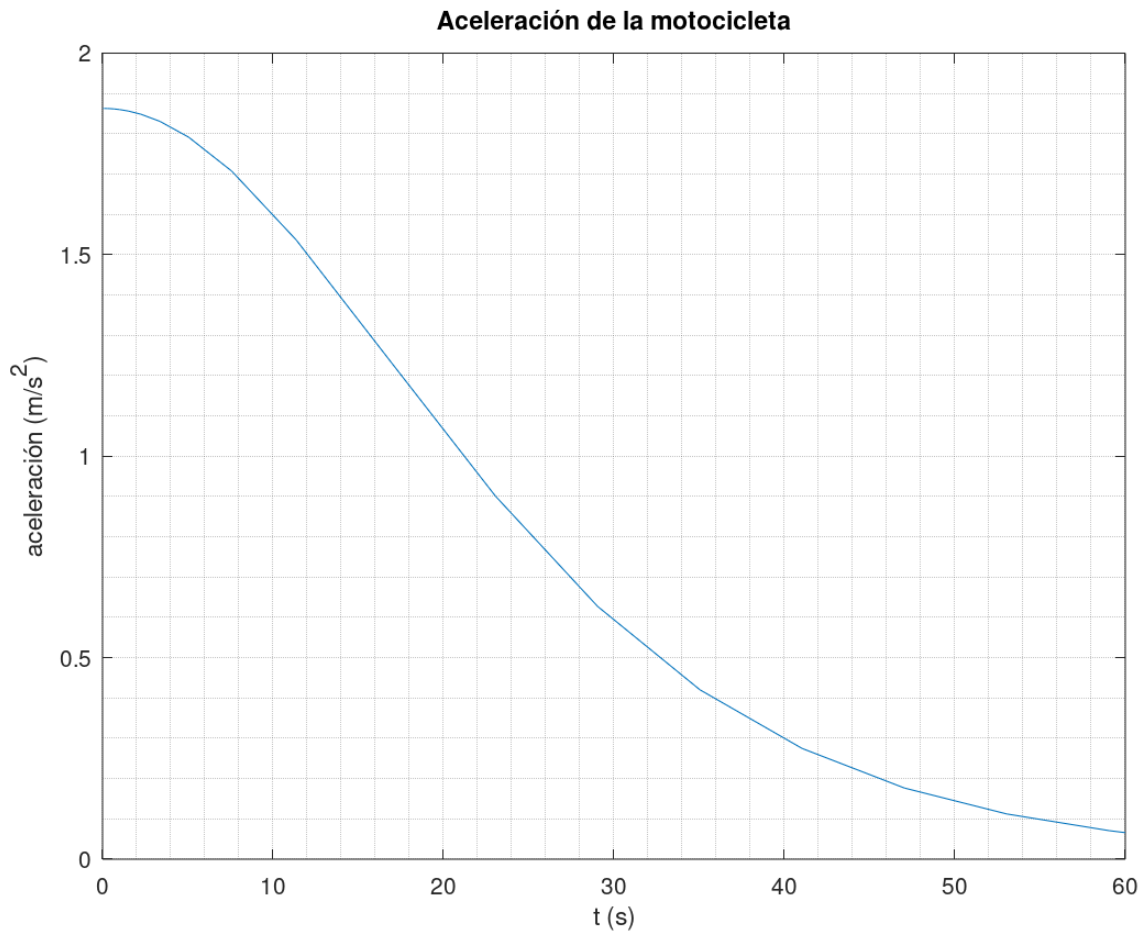
Donde  $u$  y  $\dot{u}$  representan la velocidad (m/s) y la aceleración (m/s<sup>2</sup>) de la motocicleta.

Tabla 91. Parámetros utilizados para el cálculo de aceleración de la motocicleta.

Símbolo	Definición	Valor
m	masa (kg)	201,8
R <sub>C</sub>	Radio de corona (mm)	172
R <sub>P</sub>	Radio de piñón (mm)	38
r	Relación de transmisión	4,5
R <sub>R</sub>	Radio de rueda trasera (mm)	301
R <sub>P</sub>	Radio de piñón (mm)	38
T	Par motor (Nm)	25
C <sub>D</sub>	Coefficiente C <sub>D</sub>	0,479
A	Área de incidencia del aire (m <sup>2</sup> )	0,58
ρ	Densidad del aire a 20 grados (kg/m <sup>3</sup> )	1,204

No se tienen en cuenta las inercias rotacionales de los elementos motrices en este cálculo. Utilizando el solver de ecuaciones diferenciales ode45 disponible en Octave se obtiene una aceleración máxima de  $1,86 \text{ m/s}^2$ . La gráfica de aceleración en función del tiempo se muestra a continuación:

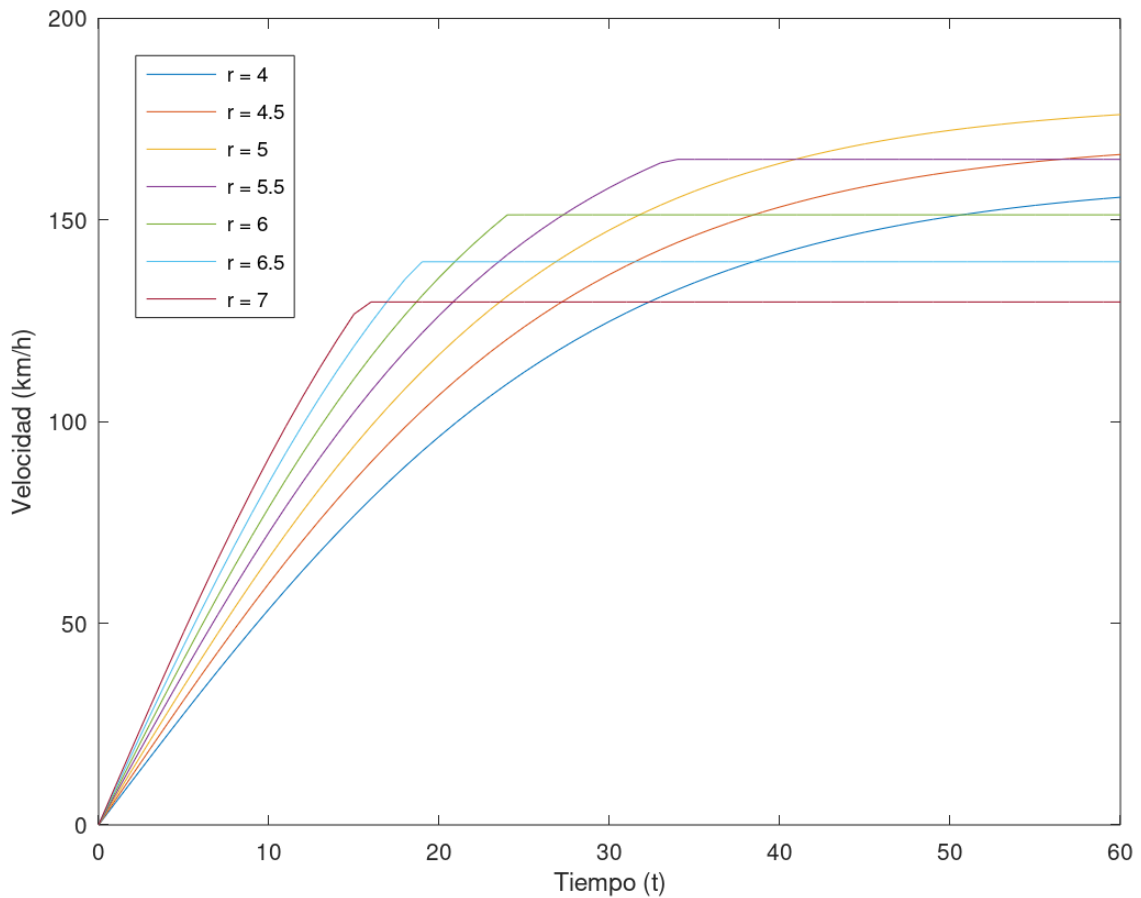
Ilustración 178. Aceleración de la motocicleta desde estado estático en función del tiempo.



## 9.2. Relación de transmisión óptima y velocidad máxima

Se ha analizado el efecto de la relación de transmisión en la aceleración y la velocidad máxima de la motocicleta. Utilizando la ecuación de aceleración mostrada en el apartado anterior y teniendo en cuenta las revoluciones por minuto máximas del motor eléctrico (8000 rpm), se han obtenido las gráficas de velocidad máxima para diferentes valores de relación de transmisión, partiendo de velocidad cero.

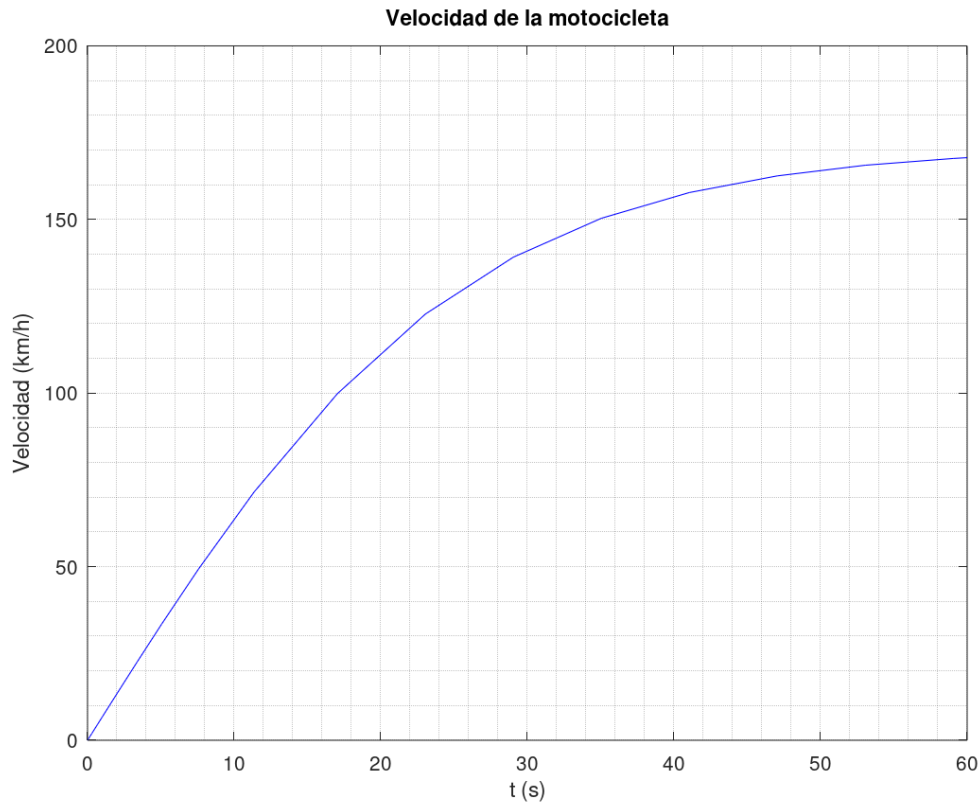
Ilustración 179. Velocidad en función del tiempo para diferentes relaciones de transmisión para el caso de aceleración rectilínea.



Se aprecia como los valores de relación de transmisión más altos provocan una mayor aceleración, pero un valor bajo de velocidad máxima. Se considera que un valor de  $r = 5$  genera una velocidad máxima adecuada para las exigencias de la competición, pero su aplicación no resulta viable debido al diámetro de la corona. Por esta razón, se cree oportuno la utilización de una relación de transmisión de 4,5. El valor de velocidad máxima se obtiene resolviendo la ecuación diferencial de primer orden mencionada en el apartado anterior. La motocicleta alcanzaría una velocidad máxima de 168 km/h, tal y como muestra la siguiente gráfica:



Ilustración 180. Velocidad en función del tiempo para una relación de transmisión  $r = 4,5$  para el caso de aceleración rectilínea.



### 9.3. Frenada

Se ha realizado un estudio para determinar el tiempo de frenada desde la velocidad máxima de la motocicleta hasta detenerla completamente para los casos de frenada descritos en el Apartado 7. Para ello se ha utilizado el sumatorio de fuerzas horizontales existentes en la situación de frenada:

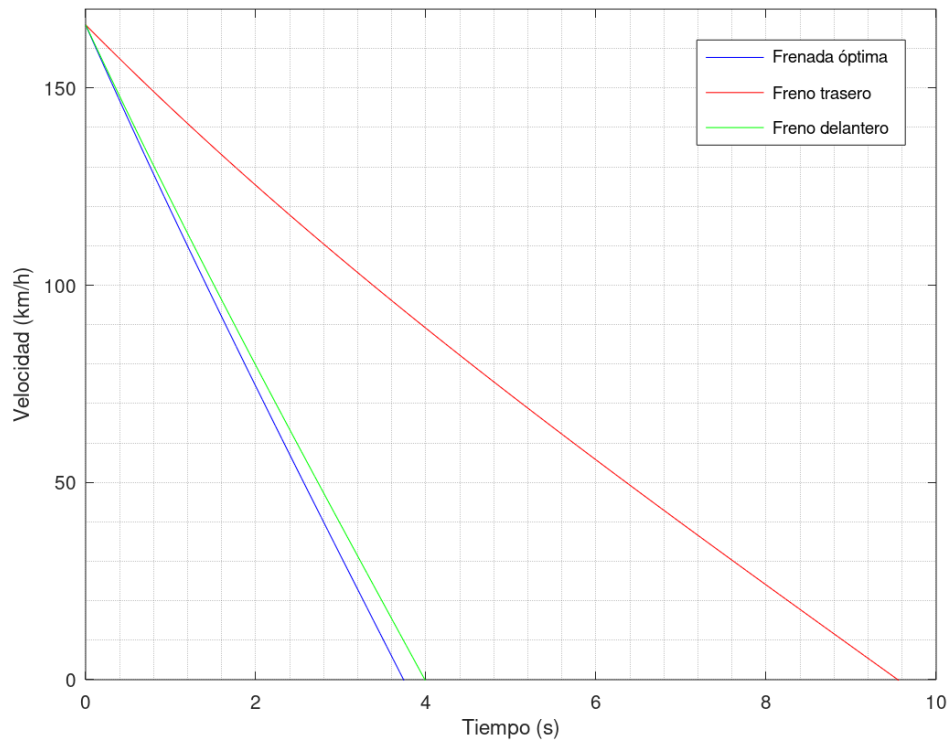
$$-F - \frac{1}{2}\rho C_D A u^2 = m\dot{u}$$

Donde  $F$  representa la carga de frenado total en los puntos de contacto de los neumáticos con el pavimento. Aplicando las expresiones de fuerzas de frenado mostradas en el Apartado 7 en la ecuación diferencial anterior se calcula el tiempo de frenada para cada caso:

Tabla 92. Tiempos de frenado para diferentes modos de frenado.

Casos de frenada	Tiempo de frenado (s)
Utilizando solo freno trasero	9,5
Utilizando solo freno delantero	4
Utilizando ambos frenos	3,7

Ilustración 181. Velocidad en función del tiempo de la motocicleta para diferentes modos de frenado.



#### 9.4. Oscilación del basculante

Se calcula el ángulo de inclinación del basculante  $\varphi$  para las siguientes situaciones:

- Motocicleta en estado estático.
- Motocicleta en estado estático con piloto en posición de carrera.
- Prueba estática de carga vertical de 2500 N.
- Aceleración.

El ángulo de inclinación  $\varphi$  se calcula utilizando el sumatorio de momentos respecto al punto O de las cargas existentes en el basculante. Para ello, es necesario conocer la posición de los siguientes puntos:

- Punto O: centro del eje del basculante.
- Punto B: centro del eje de la rueda trasera.
- Punto C: punto de intersección de la cadena con la corona.
- Punto D: centro del soporte del amortiguador en el basculante.
- Punto E: centro del soporte del amortiguador en el chasis.

Los sumatorios de momentos utilizados son los siguientes:

A. Motocicleta en estado estático:

$$\sum M_O = -N_{RS} \overline{OB} \cos(\varphi) + F_S \overline{OD} \cos(\alpha) = 0$$

B. Motocicleta en estado estático con piloto en posición de carrera:

$$\sum M_O = -N_{RSMF} \overline{OB} \cos(\varphi) + F_S \overline{OD} \cos(\alpha) = 0$$

C. Prueba estática de carga vertical de 2500 N:

$$\sum M_O = -N_{PS} \overline{OB} \cos(\varphi) + F_S \overline{OD} \cos(\alpha) = 0$$

D. Aceleración:

$$\begin{aligned} \sum M_O &= -N_{RSMF} \overline{OB} \cos(\varphi) + F_S \overline{OD} \cos(\alpha) + (R_R + \overline{OB} \sin(\varphi))S - F_T \overline{OC} \sin(\lambda) \\ &= 0 \end{aligned}$$

Donde:

- $\overline{OB}$  = Distancia entre punto O y punto B.
- $\overline{OD}$  = Distancia entre punto O y punto D.
- $\overline{OC}$  = Distancia entre punto O y punto C.
- $\overline{ED}$  = Distancia entre punto E y punto D.
- $R_R$  = Radio de rueda trasera.
- $\varphi$  = Ángulo de inclinación del basculante respecto la horizontal.
- $\alpha$  = Ángulo entre vector  $\overline{OD}$  y vector  $\overline{ED}$ .
- $\lambda$  = Ángulo de inclinación de la cadena respecto la horizontal.
- $F_S$  = Reacción del amortiguador.  $F_S = (L_{MO} - L_M)K_S$
- $L_{MO}$  = Dimensión inicial del amortiguador.

- $L_M$  = Dimensión del amortiguador comprimido.
- $K_S$  = Rigidez del amortiguador.

Si los parámetros se expresan en función del ángulo  $\varphi$ , se puede despejar y obtener su valor, además de la precarga necesaria para mantener un ángulo  $\varphi$  de  $13^\circ$  en estado estático. De acuerdo con esto, los valores de  $\varphi$  para cada situación se muestran a continuación:

Tabla 93. Valores de ángulo de inclinación de basculante para varias situaciones de carrera.

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
$\varphi$ de motocicleta en estado estático	$13^\circ$
Precarga del amortiguador	1680 N
$\varphi$ de motocicleta con piloto sentado	$10,4^\circ$
$\varphi$ de prueba estática	$1,4^\circ$
$\varphi$ de estado de aceleración	$12,4^\circ$

De acuerdo con estos datos, será necesario aplicar una precompresión de 16 mm al amortiguador trasero para obtener un ángulo  $\varphi$  de  $13^\circ$  del basculante en estado estático. Además, se observa como oscila  $2,6^\circ$  cuando el piloto se posiciona en situación de carrera. Finalmente, se obtiene que en situación de aceleración el basculante gira  $2^\circ$  en sentido antihorario, lo que indica que la moto elevaría el asiento del piloto al acelerar, oponiéndose así a la transferencia de carga.

## **10.Consideraciones finales**

En este trabajo se ha planteado el diseño de los componentes estructurales principales de una motocicleta eléctrica de competición. Se ha considerado oportuna la utilización de un material compuesto para la fabricación de estas piezas, por lo que ha sido necesario realizar un estudio de los principales materiales utilizados para la constitución de las fases del compuesto. Una vez se ha llevado a cabo este estudio, se han obtenido de la bibliografía disponible las propiedades mecánicas de la fibra de carbono y resina epoxi del material compuesto propuesto, que han sido implementados en el software SolidWorks para los análisis de esfuerzos pertinentes. Finalmente, se ha comprobado que los componentes estructurales diseñados soportan los estados de cargas derivados de las situaciones de carrera más frecuentes, además de las pruebas impuestas por la organización de la competición.

Sin embargo, resulta adecuada la realización de ensayos estandarizados para determinar las propiedades mecánicas reales del material compuesto planteado y comparar sus valores con los recogidos y utilizados en este trabajo.

### **Final considerations**

The design of the structural components of an electric motorcycle has been proposed in this paper. Due to the idea of manufacturing this components using composite materials, an analysis of the main characteristics and a study of the average mechanical properties of this material have been done.

The loads supported by the motorcycle in several situations has been calculated and the results have been used to execute various simulations in order to know the behaviour of the frame, the subchassis and the swingarm. Finally, the performance of the motorcycle, such as the maximum speed and the swingarm's oscillation, has been studied and the results have been shown.

However, it is necessary to perform the standardized test to obtain the real properties of the composite material in order to compare its average mechanical characteristics with the data collected in this paper.

## 11. Bibliografía

- [1] Ariaz – Paz, M. *Motocicletas*. 32º Edición. Madrid: CIE Inversiones Editoriales Dossat 2000 S.L, 2003.
- [2] Cossalter, Vittore. *Motorcycle Dynamics*. 2º Edición. Italia: Race Dynamics Inc, 2002.
- [3] Daniel, Issac M. Ishai, Ori. *Engineering Mechanics of composite materials*. 2º Edición. Oxford: Oxford University Press, 2006.
- [4] Foale, Tony. *Motorcycle Handling and Chassis Design. The art and Science*. 1º Edición. España, 2002.
- [5] Gay, Daniel. Hoa, Suong V. Tsai, Stephen W. *Composite materials. Design and Applications*. EE. UU: CRC press, 2003.
- [6] Gibson, Ronald F. *Principles of Composite Material Mechacnis*. McGraw – Hill. 1994.
- [7] Mott, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*. 4º Edición. México: Pearson Educación, 2006.
- [8] Ting Hsiao, Kuang. *Manufacturing techniques for polymer matriz composites (PMCs)*. 1º Edición. Cambridge: Woodhead Publishing, 2012.

## Recursos Web

- [9] Universidad Politécnica de Catalunya. OCW: Métodos de producción con materiales compuestos [7 de septiembre de 2020] Disponible en internet:

[https://ocw.upc.edu/curs\\_publicat/17497/2011/1/apunts](https://ocw.upc.edu/curs_publicat/17497/2011/1/apunts)

## Anexo A: Ensayos para materiales compuestos

Será necesaria la realización de pruebas específicas para materiales compuestos para conocer sus propiedades mecánicas, ya que los métodos convencionales para materiales metálicos no suelen ser aplicables para este tipo de material. Estos ensayos se describen a continuación:

### 1. Ensayo de tracción

La prueba de tracción debe realizarse según las especificaciones de la norma americana ASTM D 3039. Con este ensayo se obtienen los valores de los siguientes parámetros:

- $S_{UT_1}$  = Tensión de rotura longitudinal.
- $S_{UT_2}$  = Tensión de rotura transversal.
- $E_1$  = Módulo elástico longitudinal.
- $E_2$  = Módulo elástico transversal.
- $\nu_{12}$  = Coeficiente de Poisson 12

Las dimensiones de las probetas recomendadas por la norma dependen del tipo de la disposición de la fibra. Para una mejor sujeción y para evitar daños provocados, en los extremos de las probetas se pegan unas pestañas normalizadas.

Tabla 94. Geometría recomendada de probetas para prueba de tracción. Fuente ASTM D 3039

Orientación de la fibra	Ancho	Longitud	Espesor	Longitud de tab <sup>1</sup>	Espesor de tab <sup>1</sup>	Ángulo de biselado
0° UD	15 mm	250 mm	1,0 mm	56	1,5 mm	7 ó 90
90° UD	25 mm	175 mm	2,0 mm	25	1,5 mm	90
Tejido	25 mm	250 mm	2,5 mm	-	-	-
aleatorio	25 mm	250 mm	2,5 mm	-	-	-

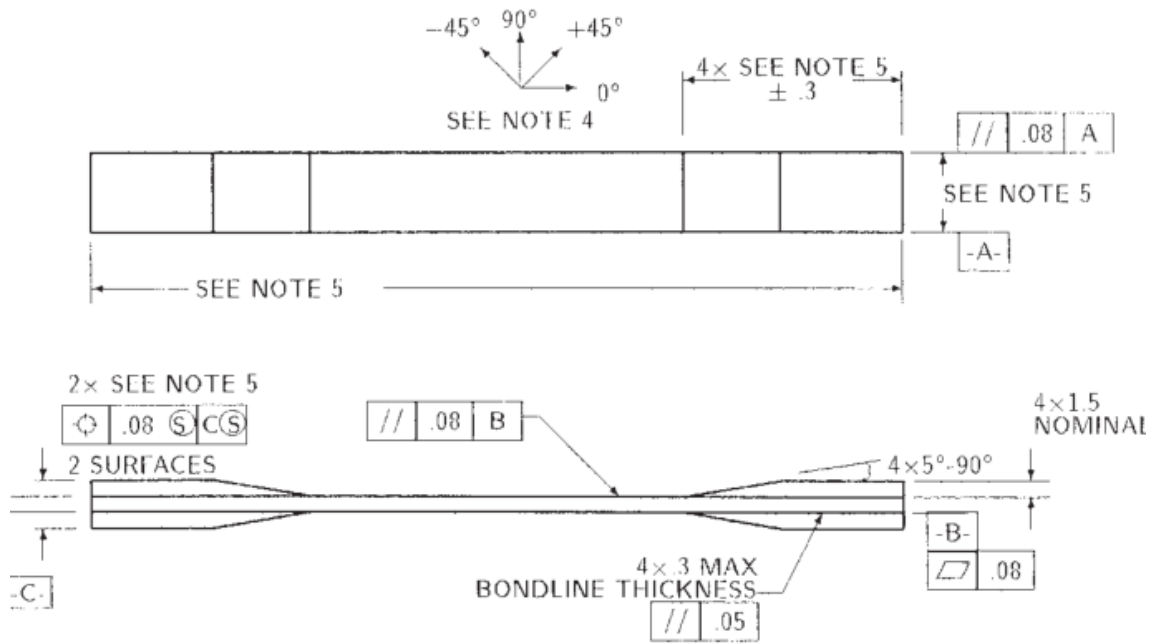
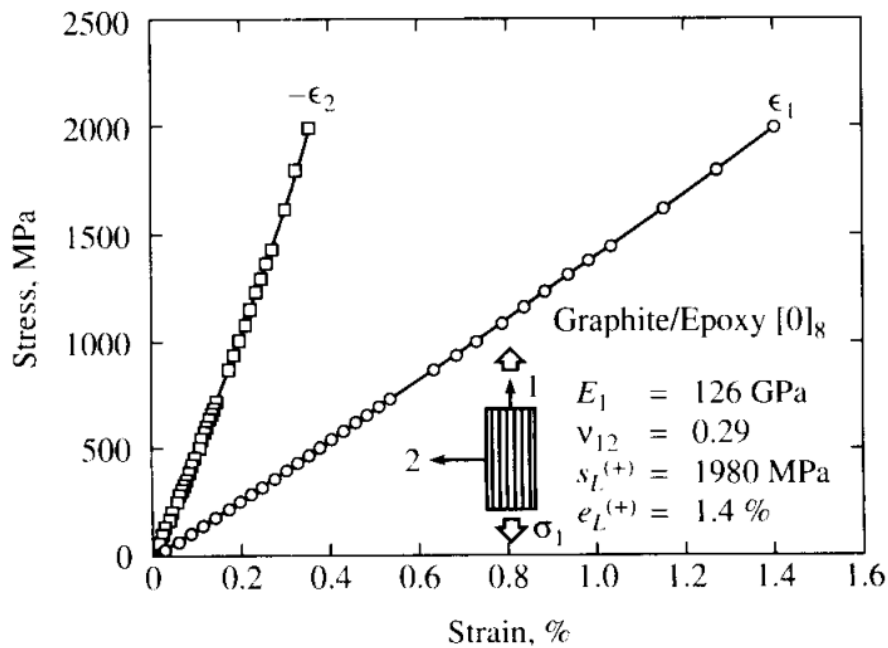


Ilustración 182. Plano de probetas para prueba de tracción. Fuente ASTM D 3039

La gráfica tensión – deformación de probetas traccionadas en la dirección de las fibras (0°) muestra como existe únicamente una región elástica hasta la tensión de rotura. Sin embargo, para probetas traccionadas perpendicularmente a la dirección de la fibra (90°), se observa como la influencia de la matriz repercute en una curva no lineal.

Ilustración 183. Curvas tensión – deformación para una probeta de 8 capas de fibras unidireccionales Fuente: [6].





## 2. Ensayo a compresión

Los ensayos de compresión de materiales compuestos han sido considerados las pruebas más desafiantes e interesantes y en la actualidad siguen siendo objeto de discusión. Tanto es así que la norma ASTM D 3410 – 87 para ensayos de compresión cubre tres procedimientos diferentes. En los procedimientos A y B la probeta, con unas medidas determinadas, se coloca verticalmente y se comprime hasta su fallo. Aunque cada procedimiento utiliza un sistema de sujeción diferentes, ambos están diseñados para generar compresión mediante la aplicación de cargas en los laterales de la probeta.

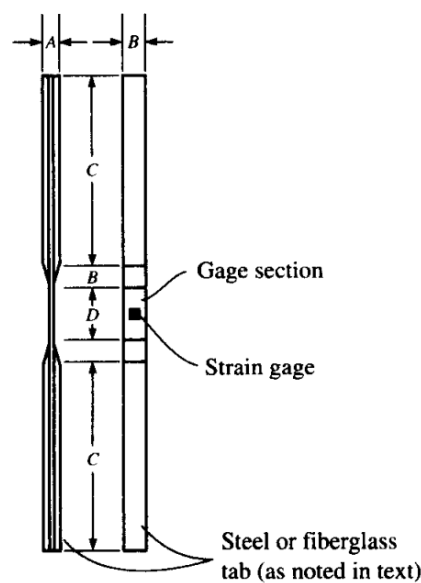


Ilustración 184. Tamaño y posición de las galgas extensiométricas para ensayo de compresión. Fuente: [6].

Tabla 95. Medidas recomendadas para probetas a compresión. Fuente: [6].

Parámetros	Medida (mm)
A	4,00
B	6,35
C	57,15
D	12,7

Para el procedimiento C se utiliza una probeta de estructura sándwich cuyas caras exteriores de material compuesto de fibra unidireccional son los objetos de análisis. En este ensayo la probeta sufre un esfuerzo de flexión, por lo que la cara superior sufre un estado de cargas compresivas. El núcleo aporta una sujeción de las caras y evita un fallo prematuro por pandeo de estas.

### 3. Ensayo a cortante

Las propiedades a cortante de un material compuesto no suelen ser iguales a lo largo de su espesor. Por esta razón, se necesitan ensayos normalizados que generen un esfuerzo cortante puro.

Aunque se trate de un ensayo no estandarizado, el siguiente método resulta muy útil para la obtención de varias propiedades mecánicas. La prueba consiste en aplicar una carga uniaxial de tracción a una probeta con fibras dispuestas en una configuración  $[\pm 45]_s$ .

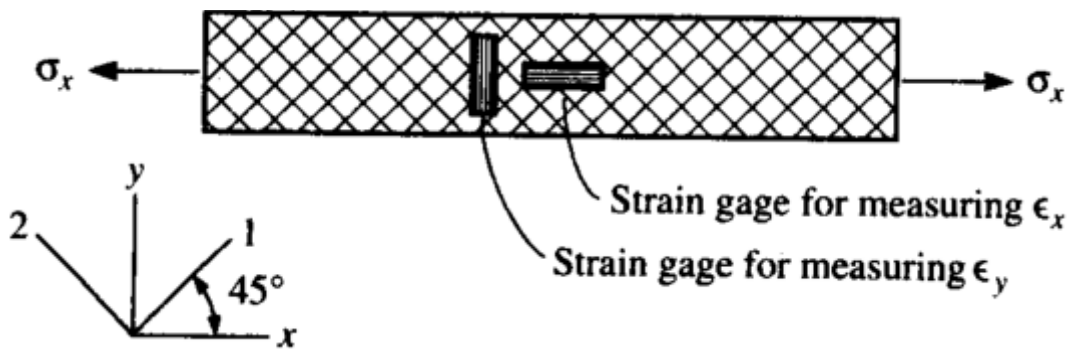


Ilustración 185. Esquema de ensayo de cortante no normalizado. Fuente: [6].

De esta manera se puede medir la deformación longitudinal y transversal de la probeta, así como el esfuerzo cortante, que está directamente relacionado con el esfuerzo de tracción  $\sigma_x$ , como se muestra:

$$|\tau_{12}| = \left| \frac{\sigma_x}{2} \right|$$

La deformación debida al esfuerzo cortante se calcula considerando las deformaciones longitudinales y transversales medidas por las galgas extensiométricas (Strain gage en inglés).

$$\gamma_{12} = |\epsilon_x^o - \epsilon_y^o|$$

Además, de este análisis se obtiene la curva tensión – deformación cortante y por tanto el módulo cortante  $G_{12}$  y el esfuerzo cortante de rotura  $\tau_{UT12}$ .

El ensayo de raíles estandarizado según lo descrito en la norma ASTM D 4255 – 83 cubre dos métodos diferentes. El método A utiliza dos elementos de sujeción de raíles (figura XX) mientras que el método B requiere un elemento compuesto por 3 piezas.

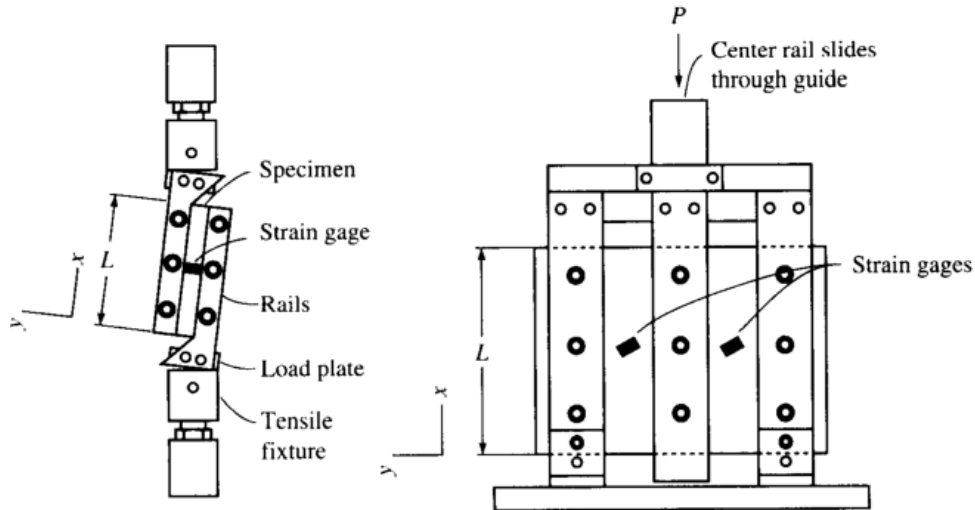


Ilustración 186. Raíles estandarizados para ensayos de cortante. Fuente [6].

Se aplica una carga de tracción uniaxial a una probeta rectangular que provoca un esfuerzo cortante cuyo promedio es:

$$\tau_{xy} = \frac{P}{Lt}$$

Método A

$$\tau_{xy} = \frac{P}{2Lt}$$

Método B

Donde:

- L = Longitud de la probeta a lo largo de la dirección x.
- P = Carga aplicada.
- t = espesor de la probeta.

Se utilizan unas galgas extensiométricas orientadas a 45° (eje x') con respecto a el eje x. Las medidas obtenidas pueden transformarse para obtener la deformación debida al esfuerzo cortante:

$$\gamma_{12} = 2\varepsilon_{x'}$$

Con los datos recogidos se obtiene la curva tensión – deformación y con ella  $G_{12}$  y  $\tau_{UT,12}$ .

#### 4. Prueba de flexión

La prueba de flexión se realiza según lo especificado en la norma NF T 51 – 034.

Las probetas se apoyan en dos soportes separados a una distancia establecida y se aplica una carga vertical en el centro de estas hasta que fallen por delaminación debida al efecto del cortante interlaminar. Con este análisis se calcula la resistencia al cortante interlaminar.

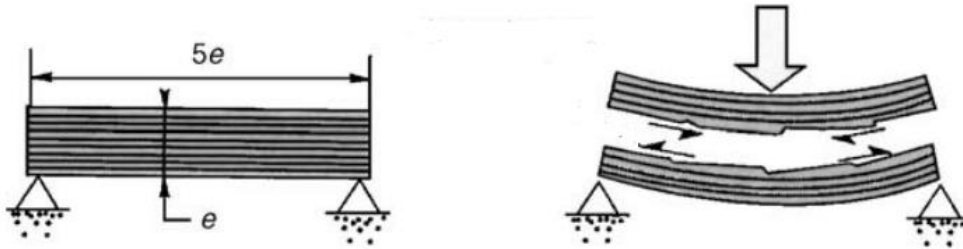


Ilustración 187. Esquema de espesor y fallo de la probeta en la prueba de flexión.

## Anexo B: Métodos de fabricación

Las propiedades mecánicas de un material compuesto, así como la aparición de burbujas o la calidad del acabado superficial dependen directamente del método de fabricación escogido. Con el proceso de fabricación se puede controlar:

- A. La orientación de las láminas.
- B. El espesor del laminado.
- C. El porcentaje en volumen de fibras.
- D. Tensiones residuales.
- E. Aparición de burbujas o fisuras.
- F. Dimensiones finales.

Existe una gran variedad de métodos de fabricación para materiales compuestos reforzados con fibras. Los más destacados se describen a continuación.

1. **Moldeo por contacto** Se considera uno de los métodos de fabricación de materiales compuestos más antiguos y utilizados. El procedimiento es simple: se realiza el laminado manualmente aplicando capas de fibras impregnadas sobre un molde (macho o hembra). Una vez colocada la totalidad de las capas, se utiliza un rodillo para compactar y eliminar las burbujas de aire [9]

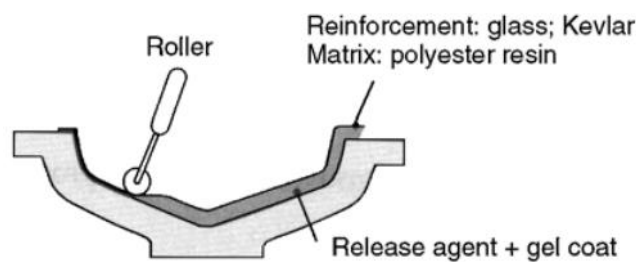


Ilustración 188. Moldeo por contacto. Fuente: [5]

Las ventajas e inconvenientes del método de fabricación por moldeo de contacto son:

Ventajas:

- A. Procedimiento sencillo.
- B. Bajo coste de fabricación de moldes.
- C. No existe límite de tamaño para las piezas fabricadas.

Inconvenientes:

- A. Baja productividad.
- B. La calidad superficial depende de la habilidad del fabricante.
- C. Uniformidad del espesor.
- D. Propiedades mecánicas más bajas que las obtenidas por otros métodos de fabricación.

## 2. Moldeo por compresión

En el moldeo por compresión las capas de refuerzo impregnadas de resina se colocan sobre un molde y se compactan ejerciendo presión con un contramolde. Además, se suele aplicar calor para optimizar la polimerización de la resina.

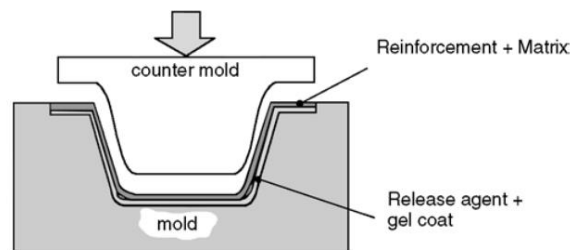


Ilustración 189. Moldeo por compresión. Fuente: [5].

Con el moldeo por compresión se obtiene un espesor uniforme, un porcentaje en volumen de fibras elevado y una mayor productividad. Sin embargo, la utilización de un molde de dos piezas y la aplicación de presión y calor incrementan el coste de fabricación.

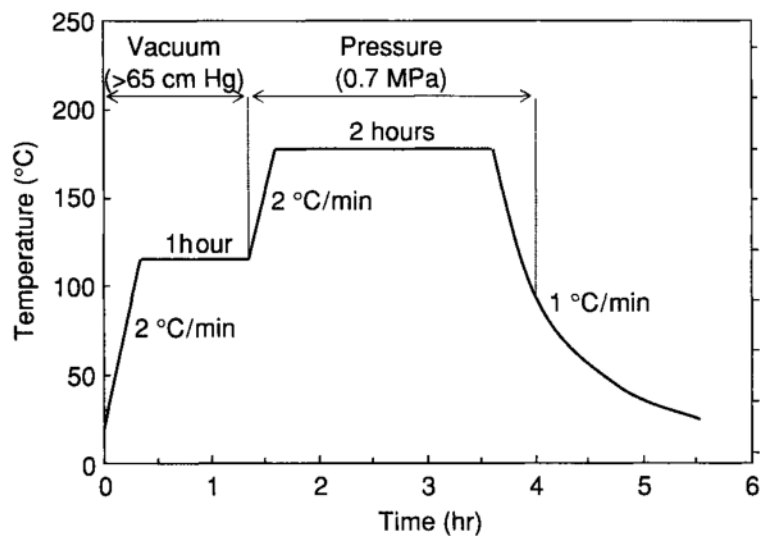
## 3. Moldeo mediante vacío

En el moldeo mediante vacío (bag moulding en inglés), se colocan sobre un molde las capas de fibra preimpregnadas en resina (y el núcleo en el caso de placas sándwich). A continuación, se coloca sobre estas una capa de plástico que se adhiere al perímetro del molde, creando así una cobertura estanca, y se aplica vacío. De esta manera, la pieza se compacta por la acción de la presión atmosférica y se extraen las burbujas de aire. Además, existe la posibilidad de aplicar calor y presión mediante diferentes procedimientos. Uno de los métodos de moldeo mediante vacío más utilizados se denomina autoclave.

### 3.1. Autoclave

El proceso de moldeo autoclave se utiliza en la fabricación de componentes avanzados de alto rendimiento en aplicaciones militares, aeroespaciales y deportivas. En este procedimiento, tras apilar las láminas preimpregnadas, se coloca encima una serie de capas plásticas que absorben el exceso de resina y sellan el molde (bolsa de vacío). Después, se introduce en un horno en el que se realiza la polimerización de la resina en unas condiciones de temperatura, vacío y presión estandarizadas.

Ilustración 190. Método de curado aplicado en proceso autoclave.



Con este procedimiento se obtienen unas propiedades mecánicas y una calidad excepcionales. Sin embargo, el coste de fabricación mediante este método es muy elevado y requiere una mano de obra especializada.

### 3.2. Moldeo mediante transferencia de resina

El método de fabricación mediante transferencia de resina (o Resin transfer molding, RTM en inglés) es un procedimiento adecuado para la fabricación de piezas complejas y relativamente gruesas. Además, es un método económico que no requiere herramientas costosas.

El método RTM consiste en colocar las capas de fibras de refuerzo en el interior de un molde diseñado para facilitar y optimizar la inyección y el flujo de resina a través de él. Una vez se haya cerrado el molde, se inyecta la resina a una presión y temperatura específicas a través de una o varios orificios en el interior del molde.

Una variante de este método se denomina moldeo por transferencia de resina asistida por vacío (vacuum – assisted resins transfer molding (VARTM) en inglés). Las capas de refuerzo se colocan sobre un molde abierto, se cubren con un tejido (que optimiza la distribución de resina) y una capa plástica que sella el molde, creando así una bolsa de vacío. La resina se inyecta en un punto y se extrae aire en otro punto, lo que genera un vacío que favorece el flujo de resina a través del laminado. La polimerización de la resina se realiza a temperatura ambiente. Este método resulta adecuado para la fabricación de componentes de gran tamaño. Sin embargo, solamente una cara del laminado tiene un buen acabado superficial y en la transferencia de resina pueden existir regiones con diferentes presiones, lo que provocaría un espesor no uniforme de la pieza.

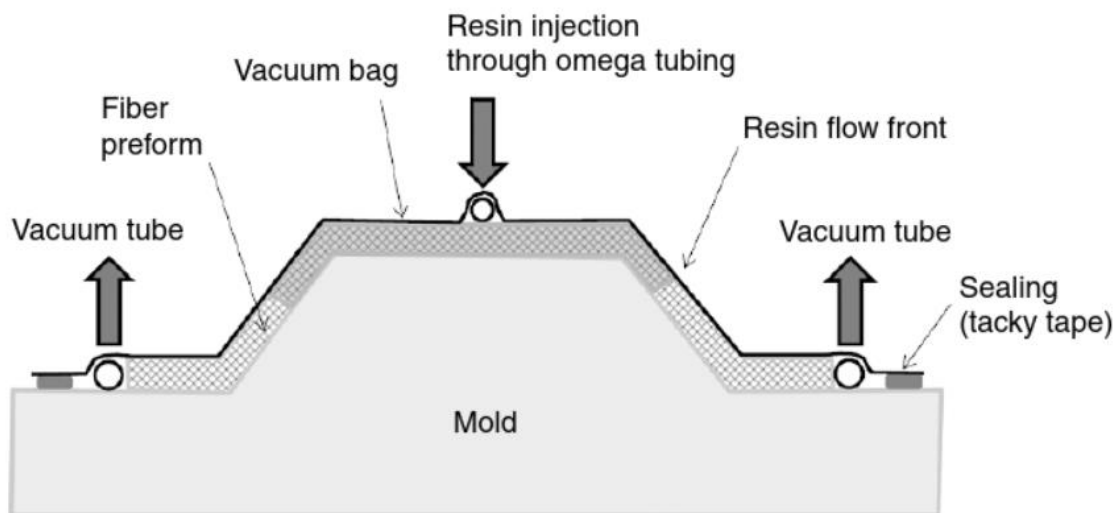


Ilustración 191. Método VARTM. Fuente: [8].



## Anexo C: Cálculo aproximado de constantes ingenieriles

Las constantes ingenieriles de un material compuesto deben calcularse experimentalmente mediante la realización de ensayos estandarizados. Sin embargo, existe la posibilidad de estimar su valor mediante métodos teóricos y semiempíricos. Antes de describir el método de la regla de las mezclas, uno de los métodos teóricos más utilizados, es necesario conocer una serie de propiedades de los materiales compuestos:

**A. Porcentaje en masa de fibra:** Se define como la relación entre la masa de las fibras y la masa total del compuesto.

$$M_f = \frac{\text{Masa de fibras}}{\text{Masa total}}$$

Como consecuencia, el porcentaje en masa de matriz es

$$M_m = 1 - M_f$$

**B. Porcentaje en volumen de fibra:** Relación entre el volumen de fibras y volumen total del compuesto.

$$V_f = \frac{\text{Volumen de fibras}}{\text{Volumen total}}$$

Por lo tanto, el porcentaje en volumen de matriz es

$$V_m = 1 - V_f$$

Cabe destacar que el porcentaje en masa de fibra puede convertirse al porcentaje en volumen de fibra y viceversa. Si  $\rho_f$  y  $\rho_m$  son las densidades de la fibra y matriz respectivamente, se obtiene:

$$V_f = \frac{\frac{M_f}{\rho_f}}{\frac{M_f}{\rho_f} + \frac{M_m}{\rho_m}}$$

$$M_f = \frac{V_f \rho_f}{V_f \rho_f + V_m \rho_m}$$

La fracción en volumen de un laminado depende directamente del proceso de fabricación que se utilice. Las siguientes tablas muestran el porcentaje en volumen y masa de fibra según el procedimiento utilizado y el tipo de refuerzo aplicado:

Tabla 96. Porcentaje en volumen de fibra del laminado según proceso de fabricación. Fuente: [5].

Proceso de fabricación	Fracción en volumen de fibra
Moldeo por contacto	30%
Moldeo por compresión	40%
Moldeo mediante vacío	50% - 80%

Tabla 97. Espesor de lámina según el tipo de fibra utilizado. Fuente: [5]

Tipo de fibra	$M_f$	Espesor de capa
Fibra de vidrio (E Glass)	34%	0,125 mm
Fibra de vidrio (R Glass)	68%	0,175 mm
Kevlar (Aramida)	65%	0,130 mm
HR carbono	68%	0,130 mm

**C. Densidad de una capa:** Relaciona la masa de la lámina con su volumen total:

$$\rho = \frac{\text{masa total}}{\text{volumen total}}$$

por lo tanto:

$$\rho = \rho_f V_f + \rho_m V_m$$

### 1. Regla de las mezclas

De acuerdo con los parámetros mencionados, existen varios métodos (teóricos y semiempíricos) para Uno de los métodos teóricos más utilizados para aproximar las constantes ingenieriles de un material compuesto constituidos por fases de fibras unidireccionales o tejidos de fibras y epoxi se denomina la regla de las mezclas. A continuación, se muestra el procedimiento de cálculo para cada tipo de laminado:[5]

## 1.2. Laminado de fibras unidireccionales

Los valores de las constantes ingenieriles pueden aproximarse utilizando el siguiente procedimiento:

### A. Módulo de elasticidad longitudinal $E_1$

$$E_1 = E_f V_f + E_m V_m$$

o

$$E_1 = E_f V_f + E_m (1 - V_f)$$

el módulo elástico  $E_1$  depende esencialmente del módulo elástico longitudinal de la fibra, ya que normalmente  $E_m \ll E_f$ .

### B. Módulo de elasticidad transversal $E_2$

$$E_2 = E_m \left[ \frac{1}{(1 - V_f) + \frac{E_m}{E_{2f}} V_f} \right]$$

Donde  $E_m$  y  $E_{2f}$  representa el módulo elástico de la matriz y el módulo elástico transversal de la fibra.

### C. Módulo cortante $G_{12}$

$$G_{12} = G_m \left[ \frac{1}{(1 - V_f) + \frac{G_m}{G_f} V_f} \right]$$

Donde  $G_m$  y  $G_f$  representa el módulo cortante de la matriz y el módulo cortante de la fibra respectivamente.

### D. Coeficiente de Poisson $\nu_{12}$

$$\nu_{12} = \nu_f V_f + \nu_m V_m$$

Donde  $\nu_m$  y  $\nu_f$  representa el coeficiente de Poisson de la matriz y de la fibra respectivamente.

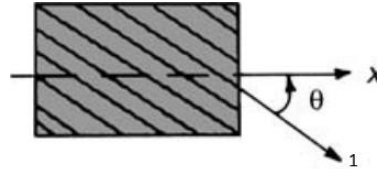
### E. Módulo de elasticidad en cualquier dirección

El módulo de elasticidad del material compuesto en cualquier dirección del plano 1-2 puede calcularse con la siguiente expresión:

$$E_x = \frac{1}{\frac{c^4}{E_1} + \frac{s^4}{E_2} + 2c^2s^2 \left( \frac{1}{2G_{12}} - \frac{\nu_{12}}{E_2} \right)}$$

$$c = \cos\theta$$

$$s = \sin\theta$$



### F. Tensión última de rotura ante carga unidireccional en la dirección de las fibras

Se calcula la tensión última de rotura considerando que la fibra se fractura antes que la matriz ante una carga unidireccional longitudinal del compuesto:

$$\sigma_{1UT} = \sigma_{fUT} [V_f + (1 - V_f) \frac{E_m}{E_f}]$$

O puede aproximarse utilizando la siguiente expresión:

$$\sigma_{1UT} \approx \sigma_{fUT} V_f$$

Donde  $\sigma_{fUT}$  y  $\sigma_{1UT}$  representa la tensión última de rotura de la fibra y del material compuesto respectivamente.

### 1.3. Laminado de tejidos de fibra de carbono

Un tejido está fabricado con fibras orientadas en dos direcciones perpendiculares entre ellas denominadas urdimbre (warp en inglés) y trama (weft en inglés). Como aproximación, se puede suponer que un tejido consiste en dos capas de fibras unidireccionales dispuestas a 90 grados una de la otra. Para el procedimiento de cálculo de laminados de tejidos se utilizan los siguientes parámetros:

- $e$  = espesor total de capa.
- $n_1$  = número de hilos de urdimbre por metro (warp yarns en inglés).
- $n_2$  = número de hilos de trama por metro (fill yarns en inglés).
- $k = \frac{n_1}{n_1 + n_2}$

- $V_f$  = porcentaje en volumen de fibras.

Puede calcularse el espesor de las capas unidireccionales equivalentes como:

$$e_{warp} = e * \frac{n_1}{n_1 + n_2} = ek$$

$$e_{fill} = e * \frac{n_2}{n_1 + n_2} = e(1 - k)$$

### A. Módulo elástico de una capa de tejido de fibra de carbono

Para obtener valores aproximados de módulos elásticos, las capas pueden considerarse unidas o separadas:

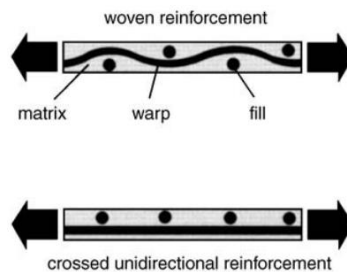


Ilustración 192. Esquema real de tejido de fibra y representación simplificada.

#### Separadas

El tejido se trata como dos capas de fibra unidireccional apiladas a 90 grados entre ellas, teniendo en cuenta los espesores de cada una. El porcentaje en volumen de fibra promedio se conoce y las constantes ingenieriles pueden calcularse como se ha descrito anteriormente.

#### Tejido real

Se trata como una capa anisotrópica donde las fibras de urdimbre se orientan en la dirección x y las fibras de trama se orientan en la dirección y. De esta manera, se obtiene:

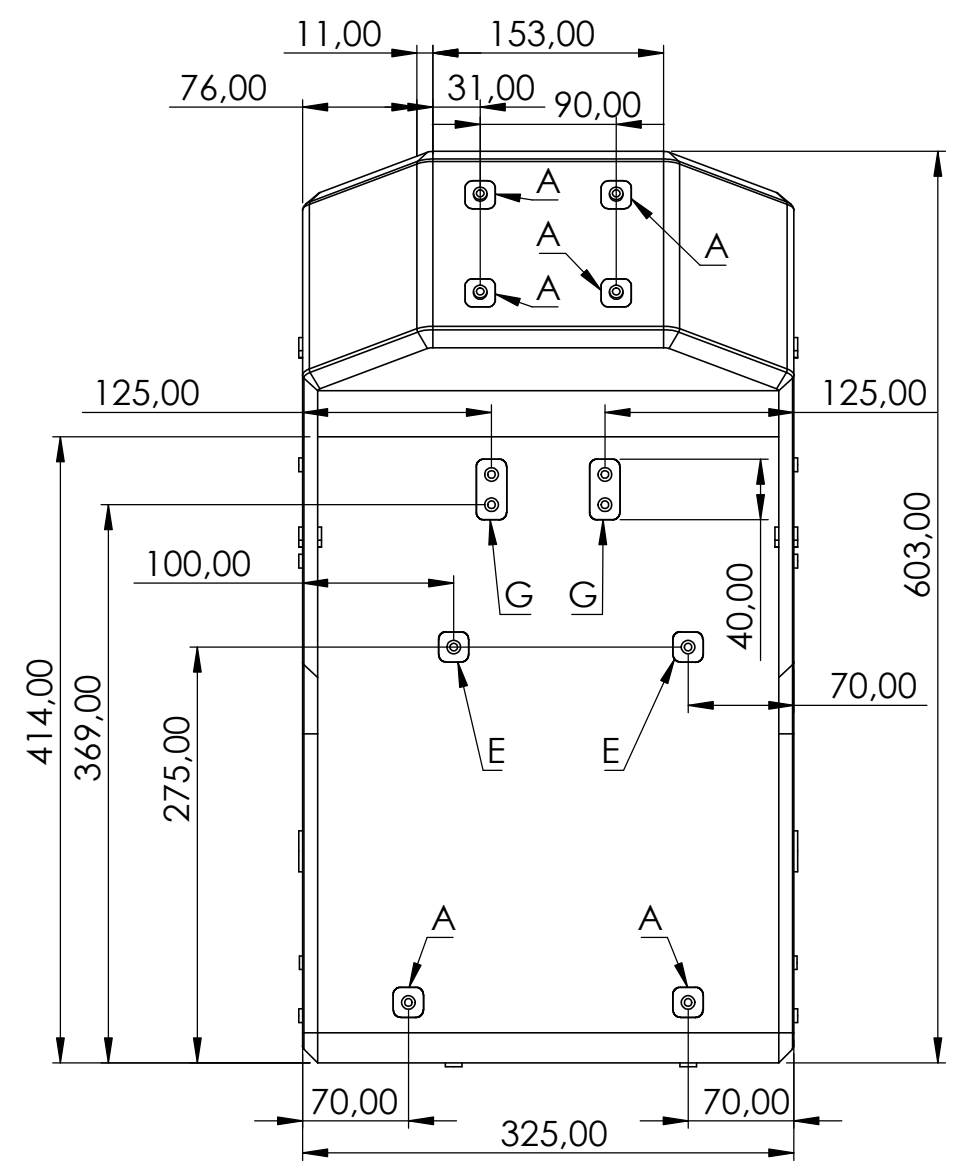
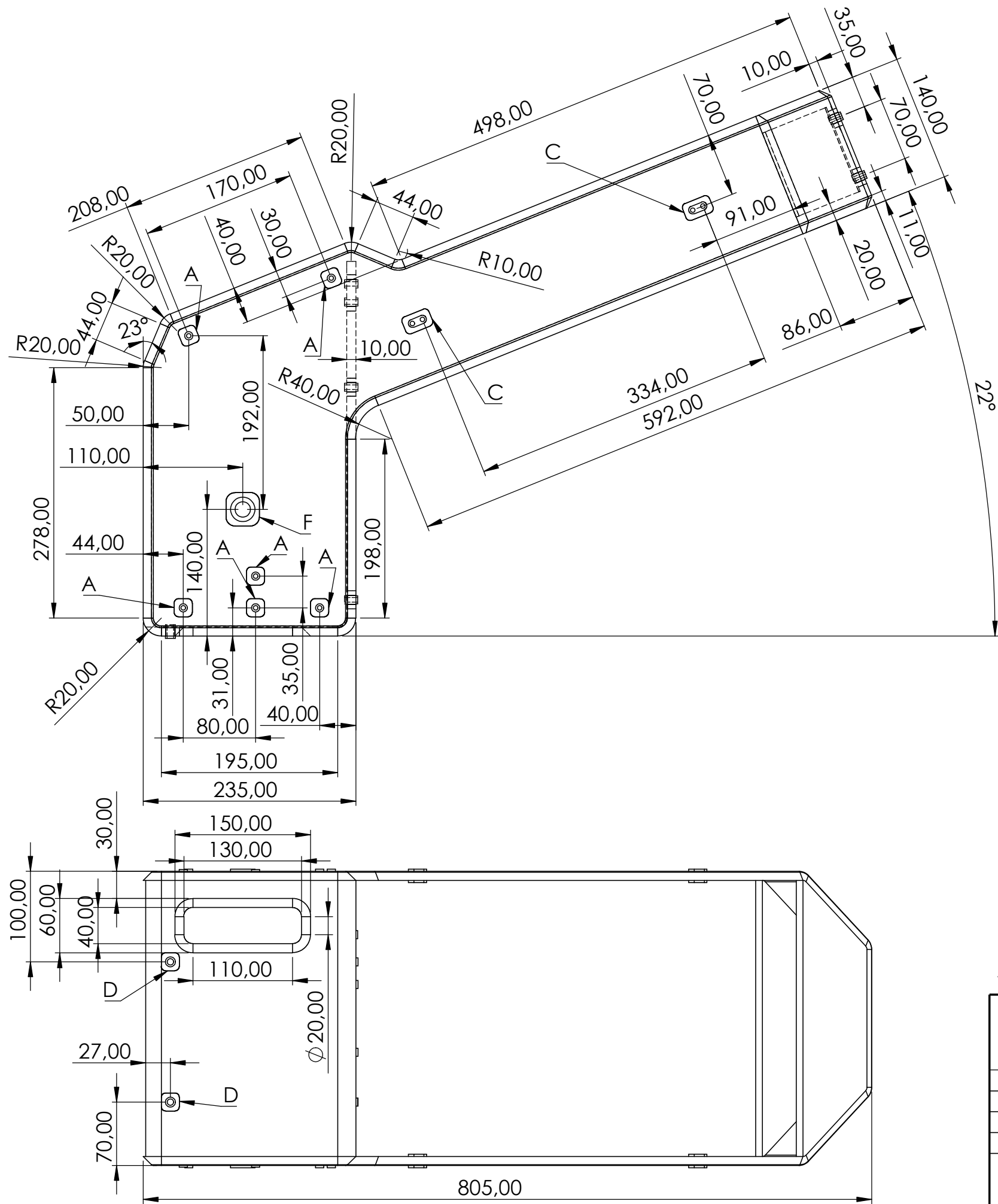
$$E_x = kE_1 + (1 - k)E_2$$

$$E_y = (1 - k)E_1 + kE_2$$

$$G_{xy} = G_{12}$$


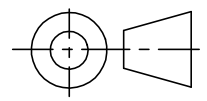
$$\nu_{xy} = \frac{\nu_{12}}{k + (1 - k) \frac{E_1}{E_2}}$$

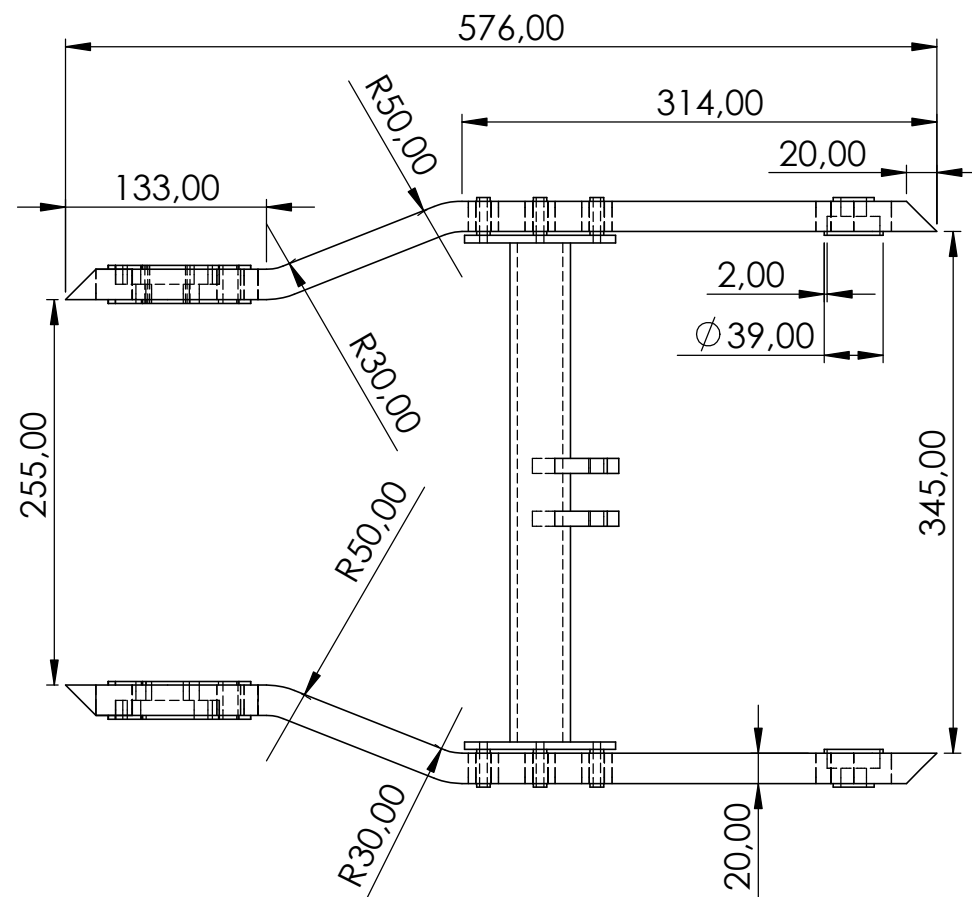
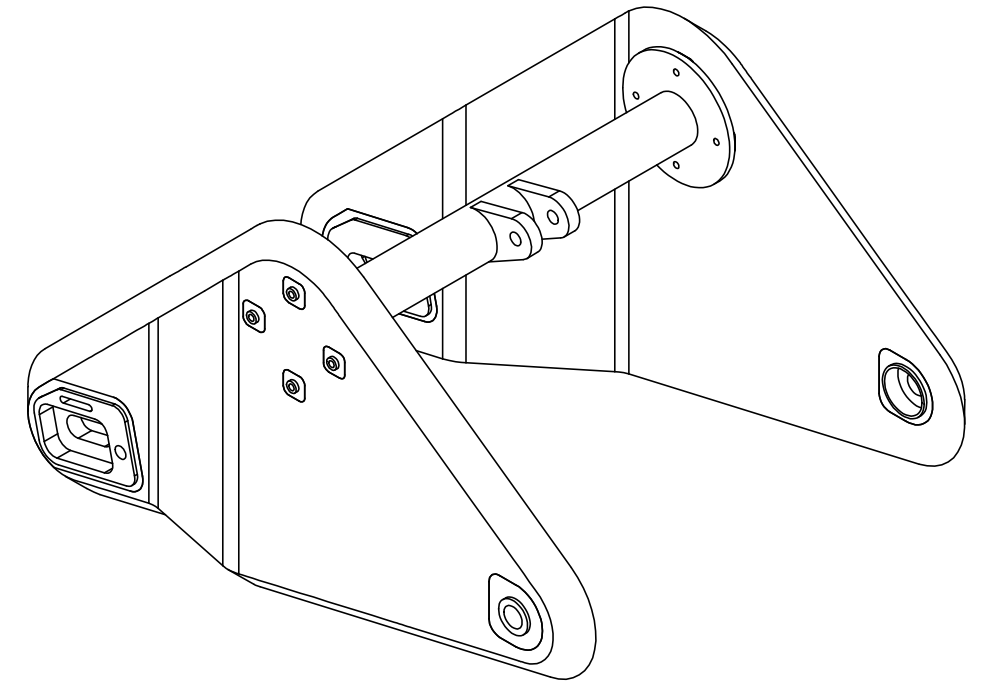
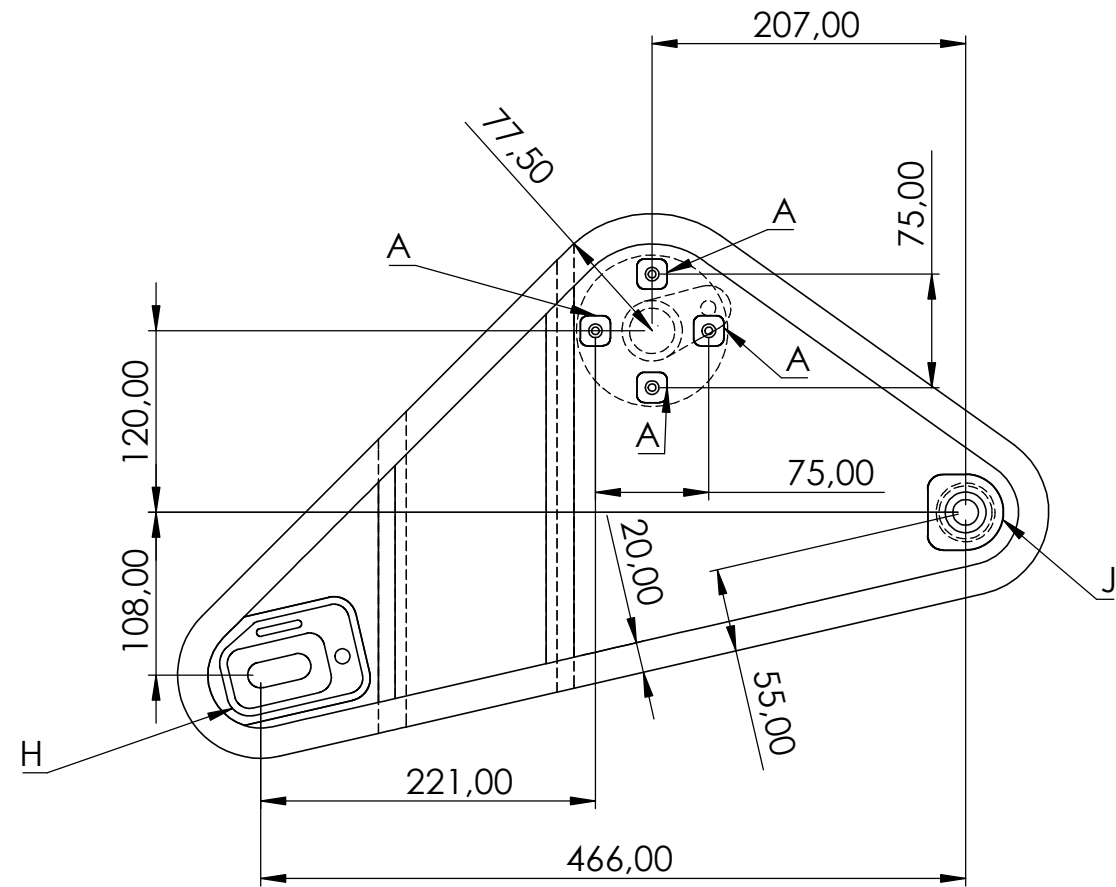
## **Anexo D: Planos**



Tolerancia general 0,1 mm


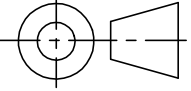
A : Unión A C: Unión C D: Unión D E: Unión E F: Unión F G: Unión G

	Fecha	NOMBRE	 ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán		
TITULACIÓN:	MII			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	NOMBRE CONJUNTO:		Nº DE CONJUNTO:	
1:5	NOMBRE DE PLANO: Chasis		Nº DE SUBCONJUNTO:	
			Nº DE PLANO:	

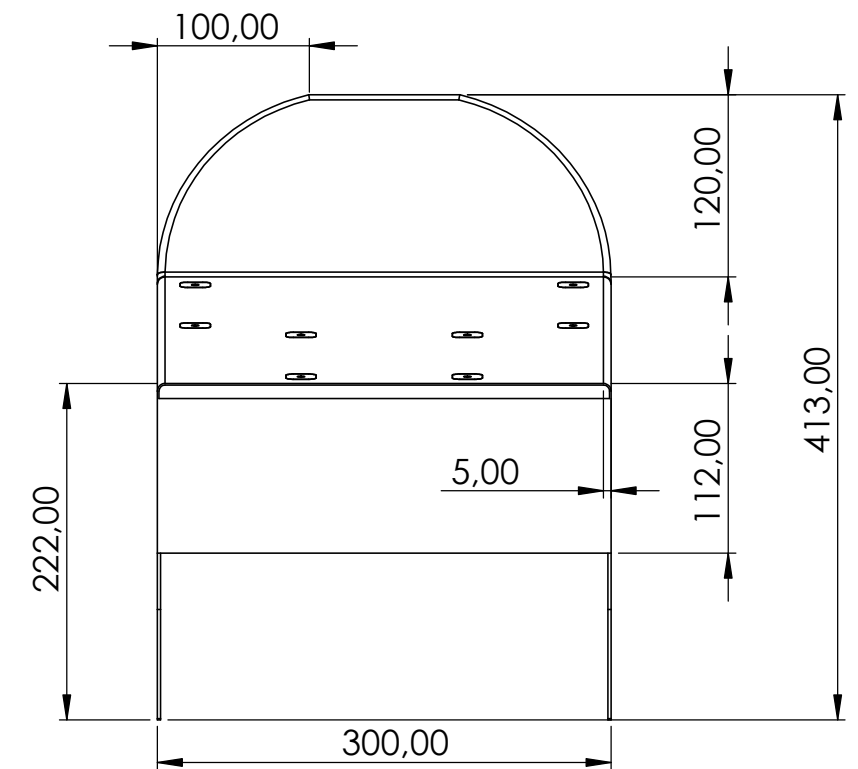
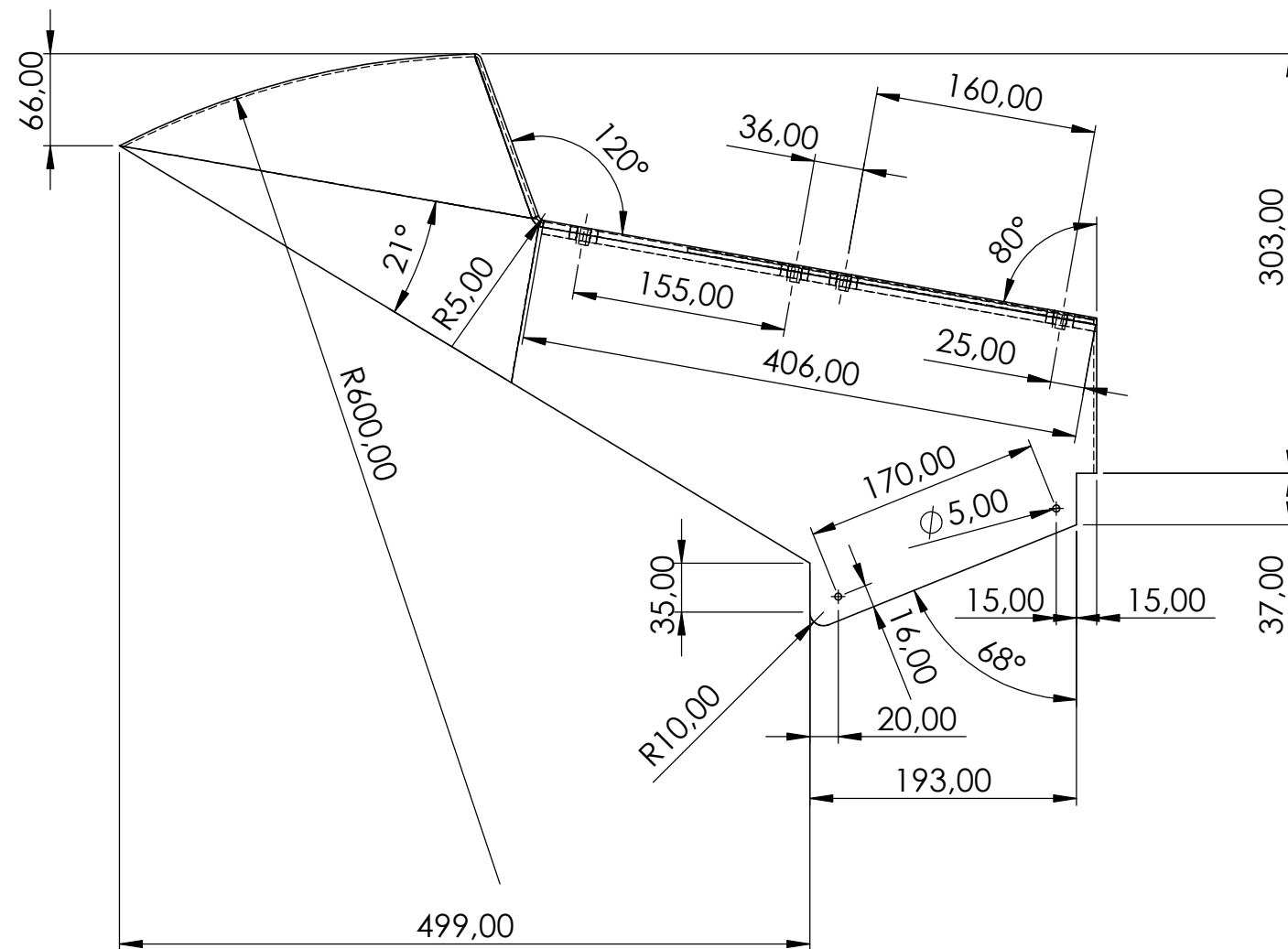
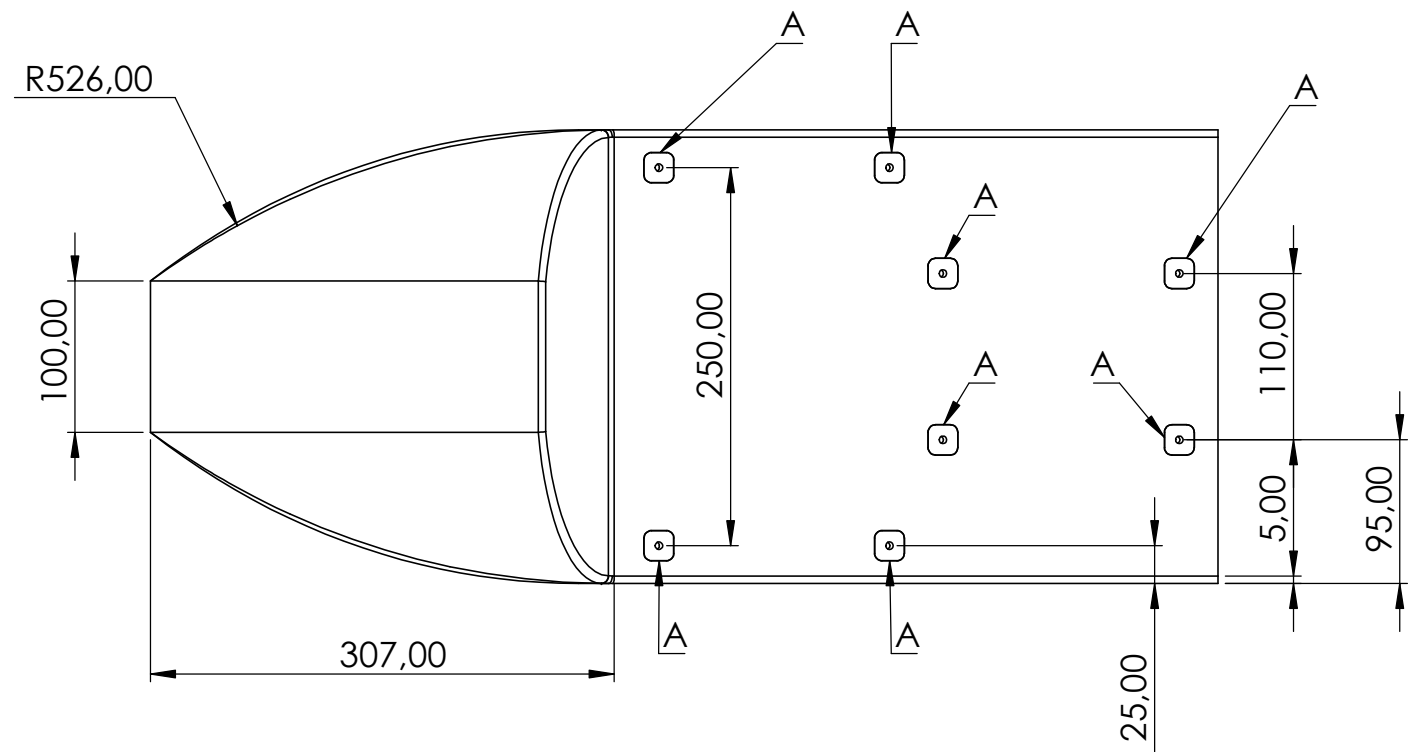


Tolerancia general: 0,1 mm

A: Unión A H: Soporte eje rueda trasera J: Soporte eje basculante

	Fecha	NOMBRE	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán			
TITULACIÓN:	MII				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	NOMBRE CONJUNTO:			Nº DE CONJUNTO:	-
1:5	NOMBRE DE PLANO: Basculante			Nº DE SUBCONJUNTO:	-
				Nº DE PLANO:	-

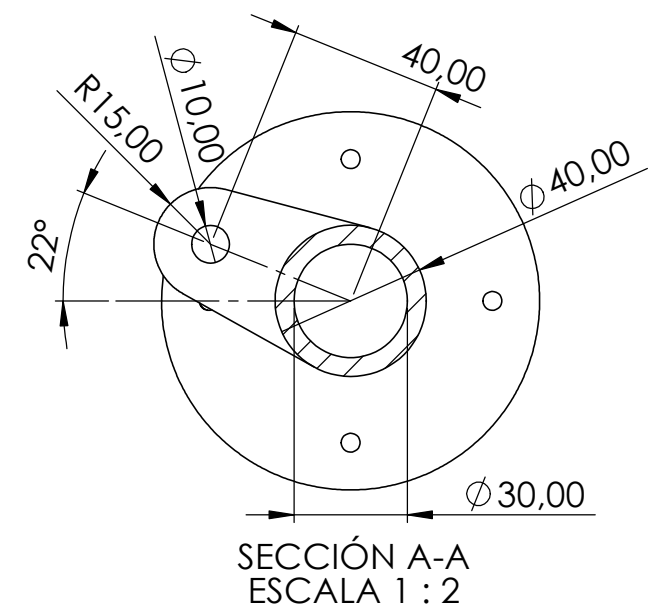
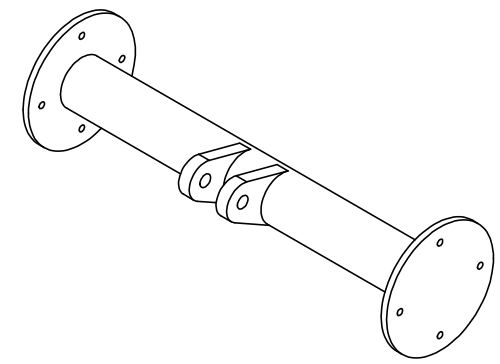
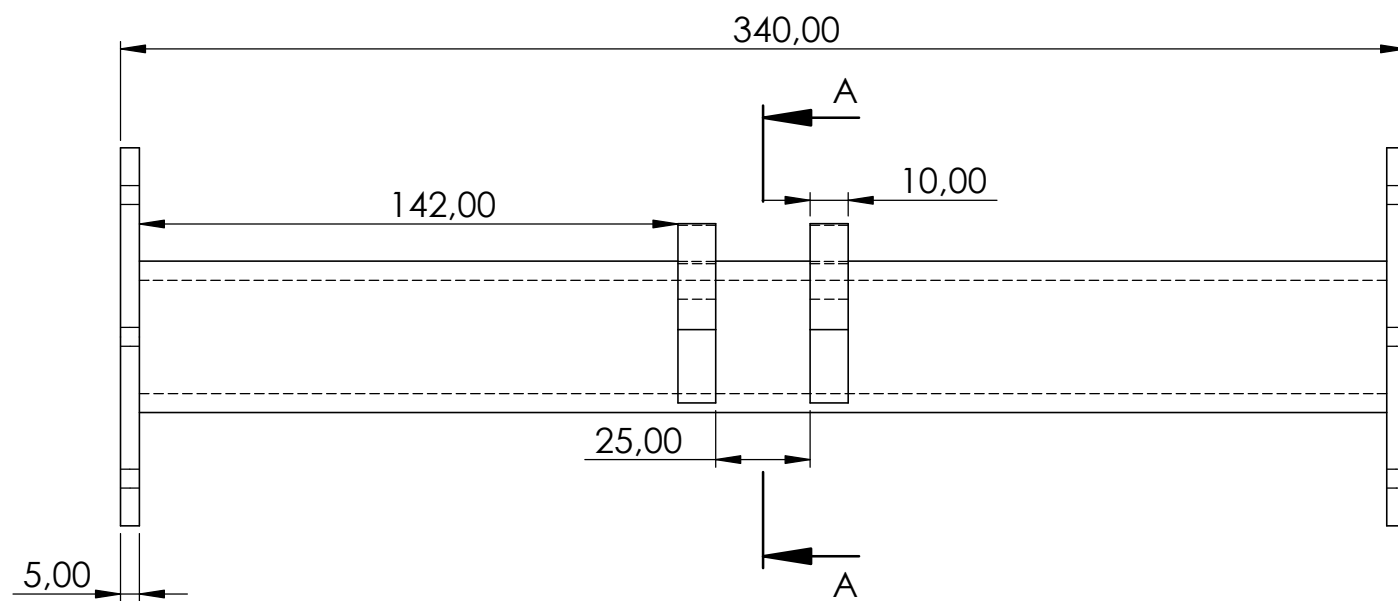
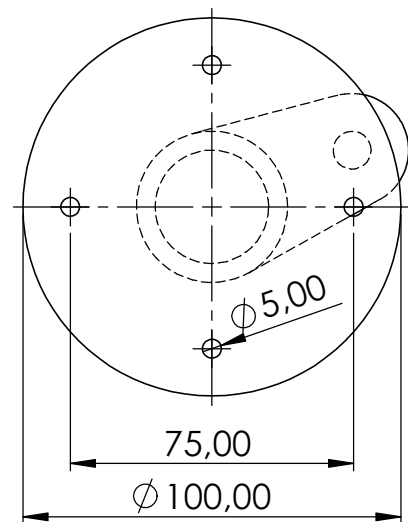




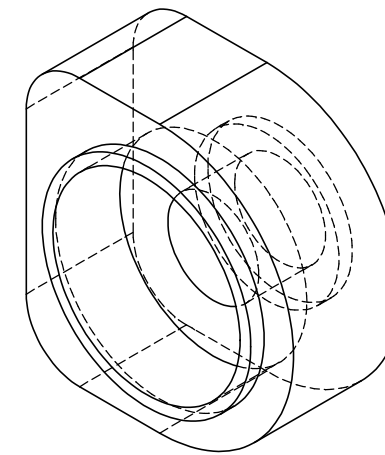
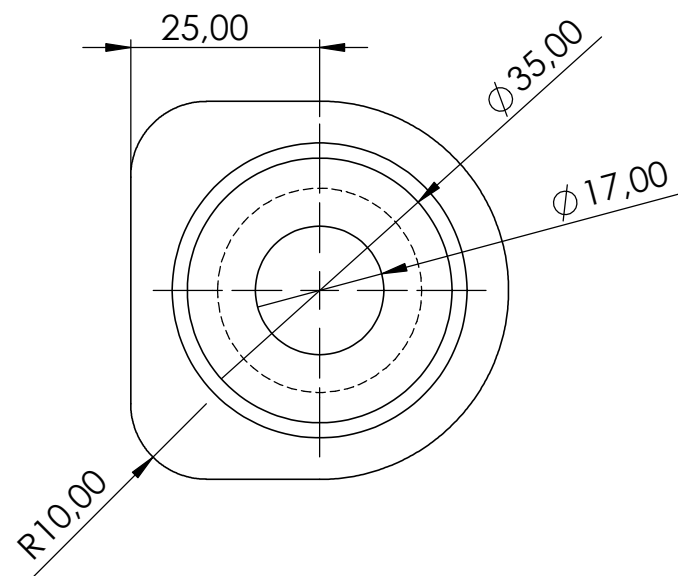
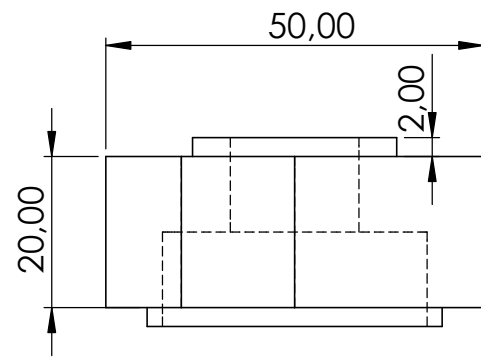
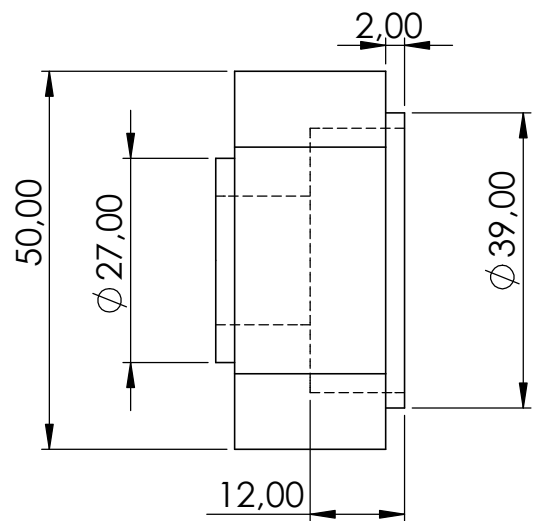
A: Unión Tipo A

Tolerancia general 0,1 mm


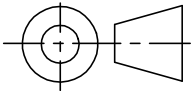
	Fecha	NOMBRE	 ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán		
TITULACIÓN:	MII			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	NOMBRE DE PLANO:		Nº DE CONJUNTO:	
1:5	Subchasis		-	
			Nº DE SUBCONJUNTO:	
			-	
			Nº DE PLANO:	
			-	

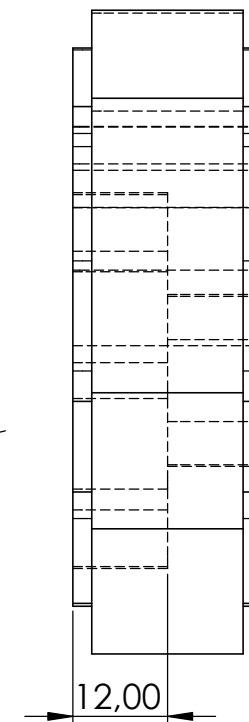
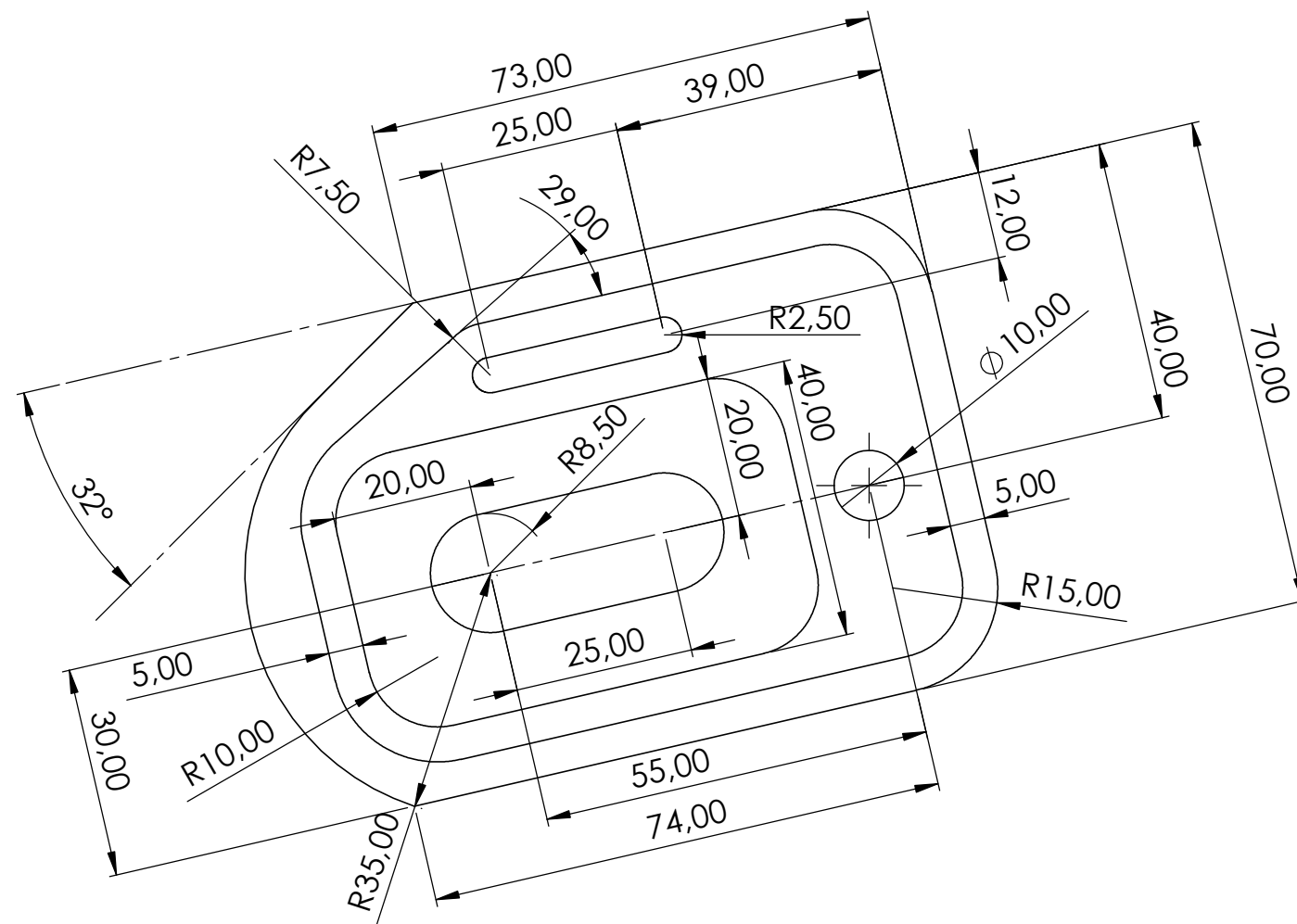
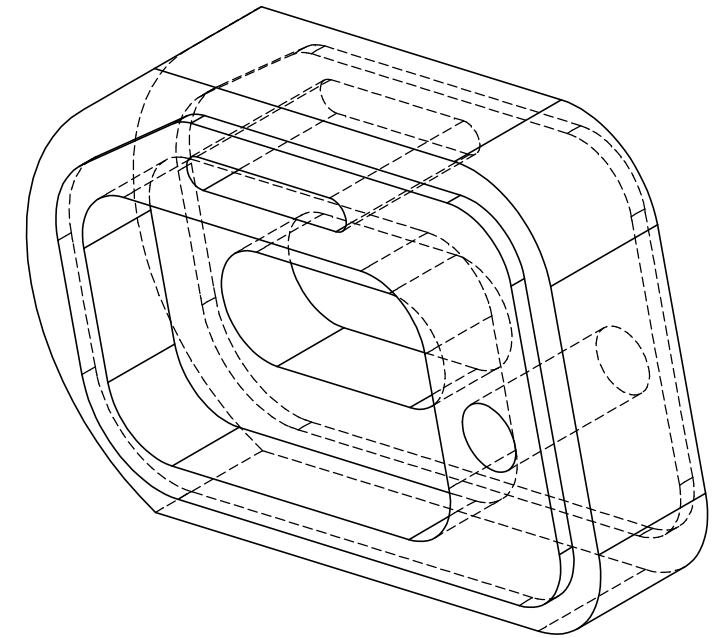
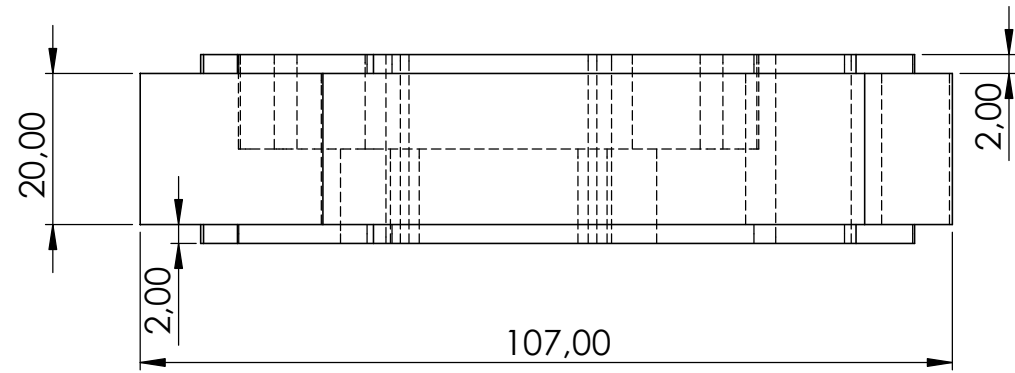


	Fecha	NOMBRE	 Universidad de La Laguna	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna		
	07-09-2020	Ayoze Alemán				
TITULACIÓN:	MII					
Id. s. normas	UNE-EN-DIN					
ESCALA:	NOMBRE DE PLANO: Barra del basculante				Nº DE CONJUNTO:	-
1:2					Nº DE SUBCONJUNTO:	-
					Nº DE PLANO:	-


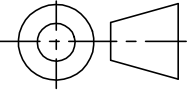


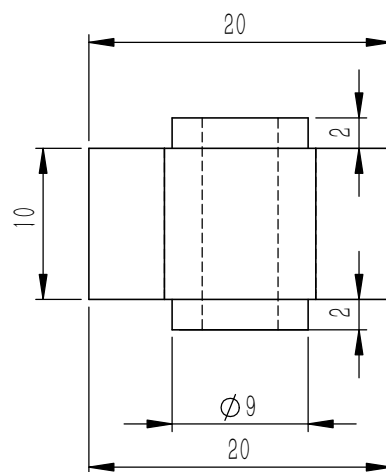
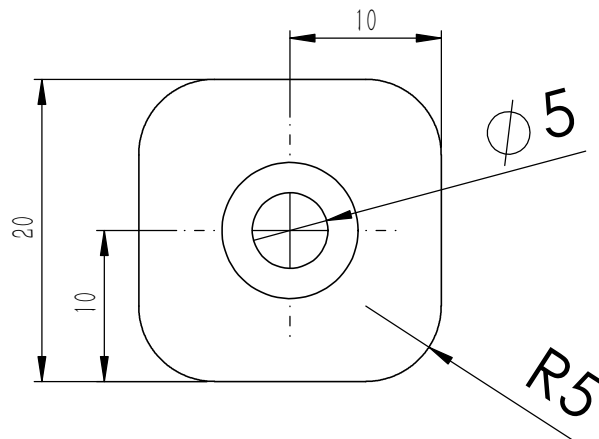
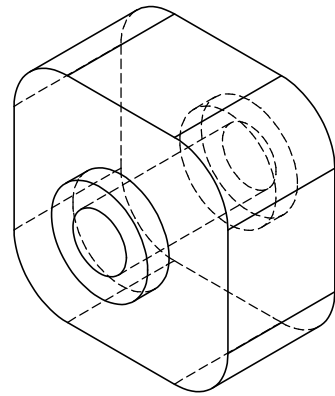
Tolerancia general 0,1 mm

	Fecha	NOMBRE	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO		
	07-09-2020	Ayoze Alemán		Máster en Ingeniería Industrial		
TITULACIÓN:	MII			Universidad de La Laguna		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN					
ESCALA:	NOMBRE DE PLANO: soporte eje de basculante				Nº DE CONJUNTO:	-
1:1					Nº DE SUBCONJUNTO:	-
					Nº DE PLANO:	-



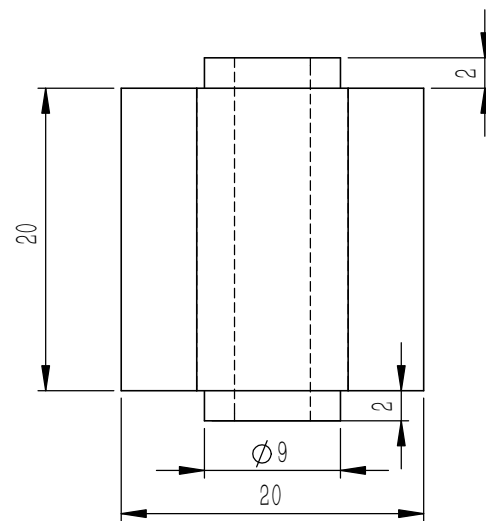
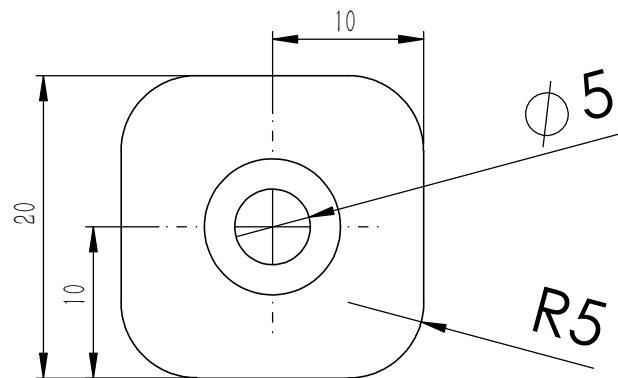
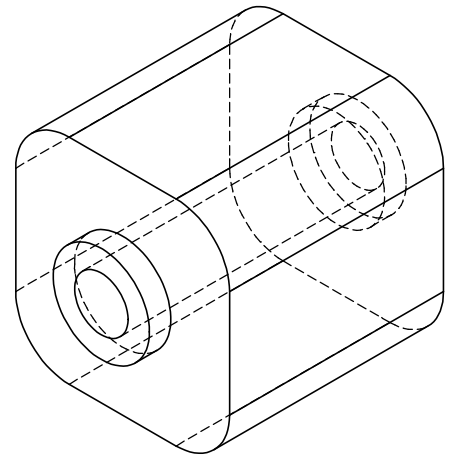
Tolerancia general 0,1 mm

	Fecha	NOMBRE	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna		
	07-09-2020	Ayoze Alemán				
TITULACIÓN:	MII					
Id. s. normas	UNE-EN-DIN					
ESCALA:	NOMBRE DE PLANO: soporte eje rueda trasera				Nº DE CONJUNTO:	-
1:1					Nº DE SUBCONJUNTO:	-
					Nº DE PLANO:	-



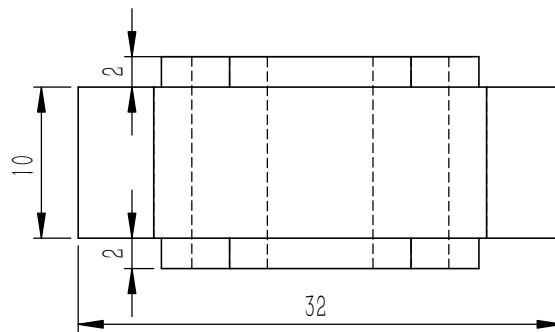
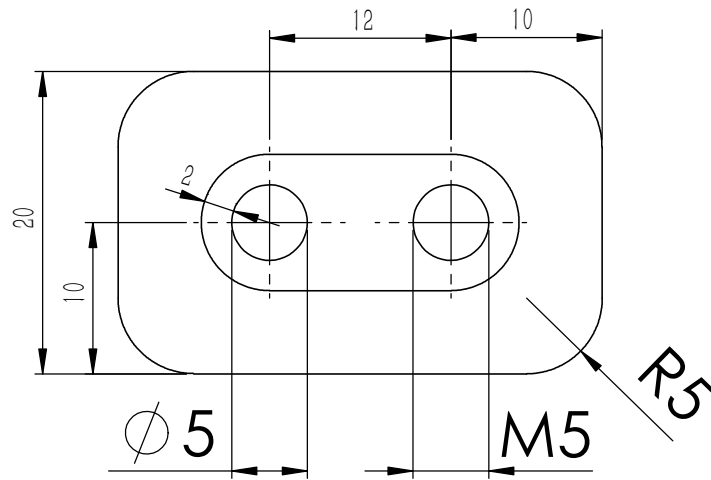
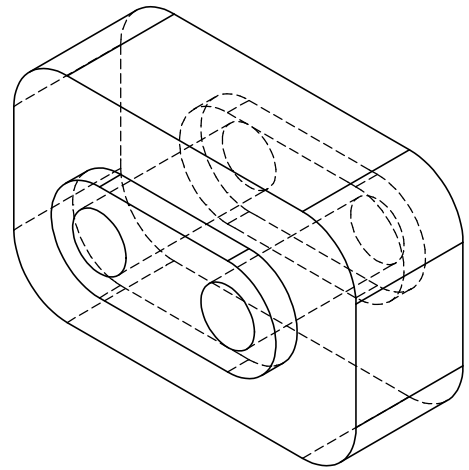
Tolerancia general 0,1 mm

	Fecha	NOMBRE		ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán			
TITULACIÓN:	MII				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA: 2:1	NOMBRE DE PLANO: Pieza de unión Tipo A			Nº DE CONJUNTO:	-
				Nº DE SUBCONJUNTO:	-
				Nº DE PLANO:	-



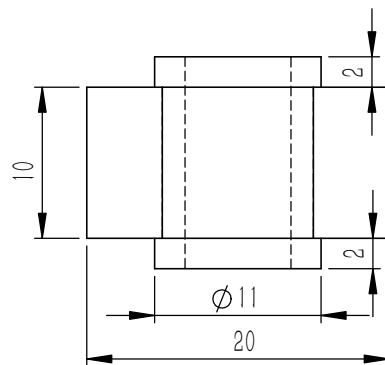
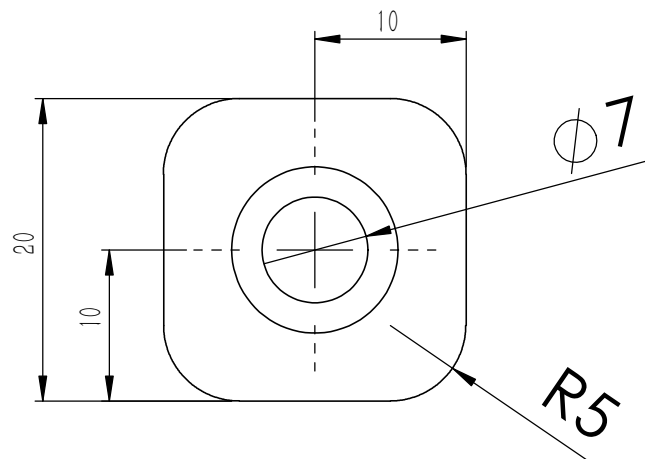
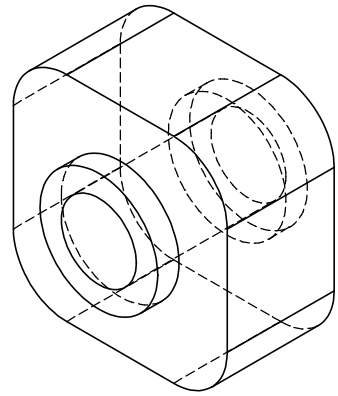
Tolerancia general 0,1 mm

	Fecha	NOMBRE	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán			
TITULACIÓN:	MII				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	NOMBRE DE PLANO: Pieza de unión Tipo B			Nº DE CONJUNTO:	-
2:1				Nº DE SUBCONJUNTO:	-
				Nº DE PLANO:	-



Tolerancia general 0,1 mm

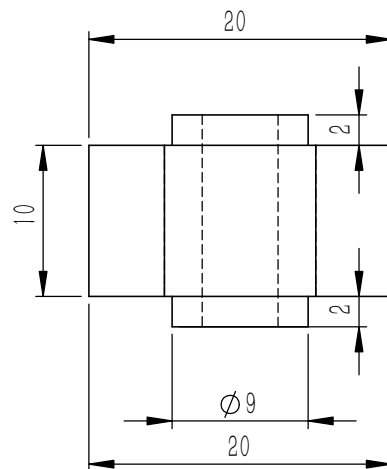
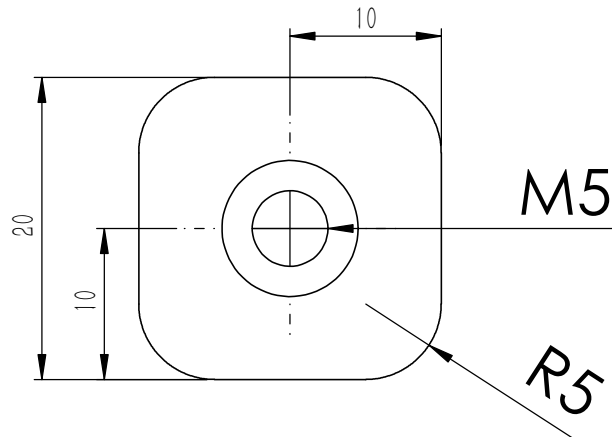
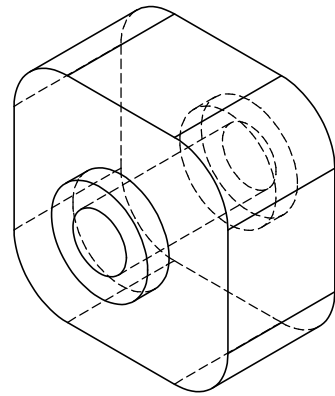
	Fecha	NOMBRE	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán			
TITULACIÓN:	MII				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	NOMBRE DE PLANO: Pieza de unión Tipo C			Nº DE CONJUNTO:	-
2:1				Nº DE SUBCONJUNTO:	-
				Nº DE PLANO:	-



Tolerancia general 0,1 mm

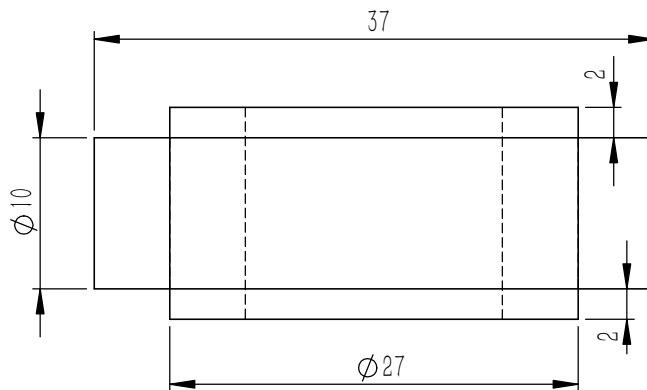
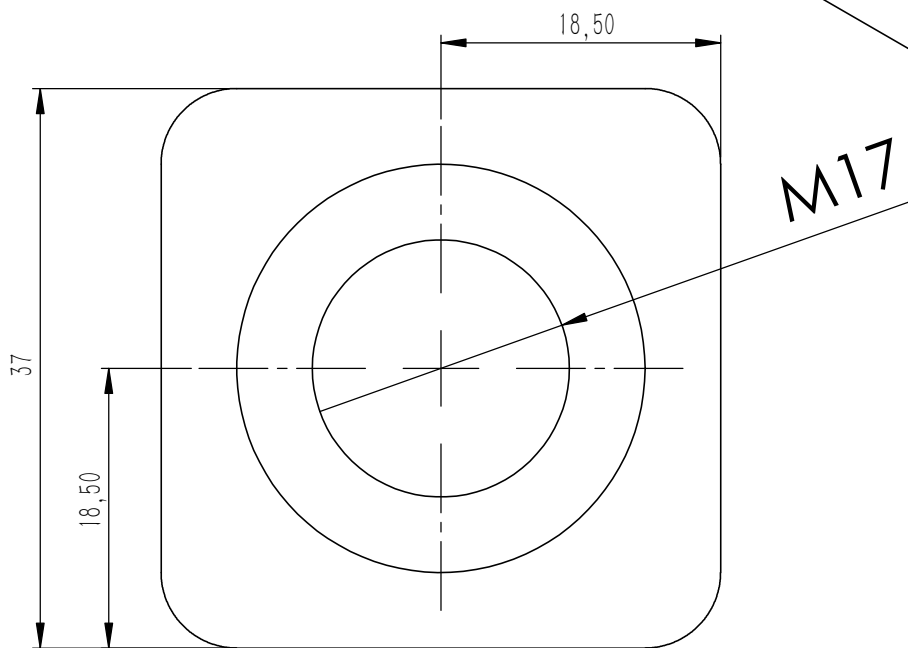
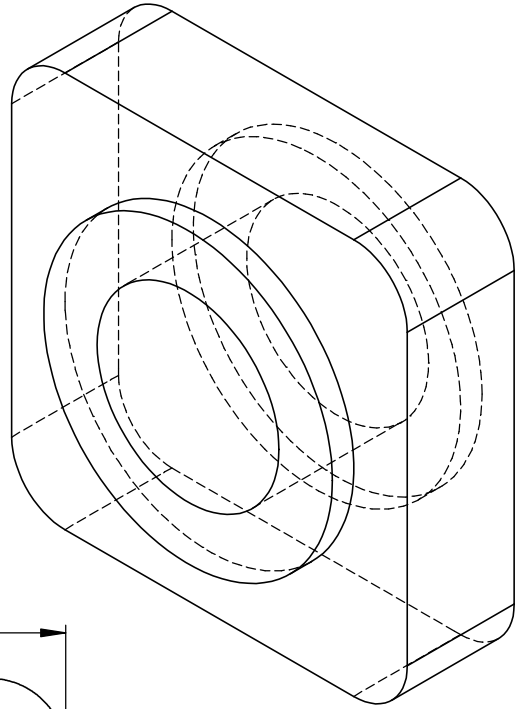
	Fecha	NOMBRE	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán			
TITULACIÓN:	MII				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA:	NOMBRE DE PLANO: Pieza de unión Tipo D			Nº DE CONJUNTO:	-
2:1				Nº DE SUBCONJUNTO:	-
				Nº DE PLANO:	-





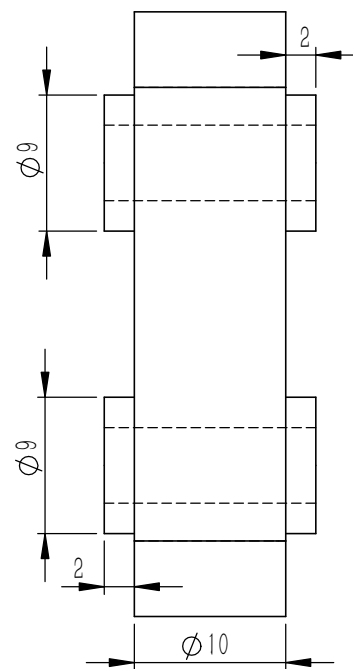
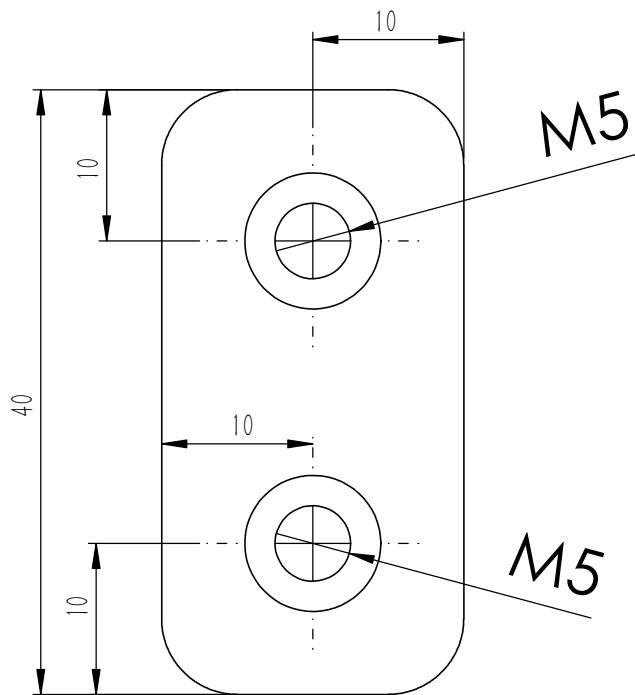
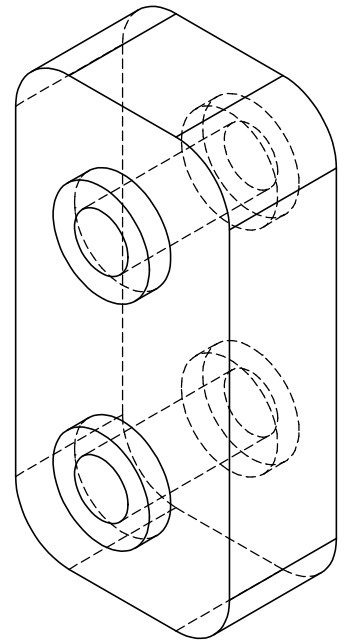
Tolerancia general 0,1 mm

	Fecha	NOMBRE		ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán			
TITULACIÓN:	MII				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA: 2:1	NOMBRE DE PLANO: Pieza de unión Tipo E			Nº DE CONJUNTO:	-
				Nº DE SUBCONJUNTO:	-
				Nº DE PLANO:	-



Tolerancia general 0,1 mm

	Fecha	NOMBRE	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán			
TITULACIÓN:	MII				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA: 2:1	NOMBRE DE PLANO: Pieza de unión Tipo F			Nº DE CONJUNTO:	-
				Nº DE SUBCONJUNTO:	-
				Nº DE PLANO:	-



Tolerancia general 0,1 mm

	Fecha	NOMBRE	 <b>Universidad de La Laguna</b>	ESCUELA DE DOCTORADO Y ESTUDIOS DE POSGRADO Máster en Ingeniería Industrial Universidad de La Laguna	
	07-09-2020	Ayoze Alemán			
TITULACIÓN:	MII				
Id. s. normas	UNE-EN-DIN				
ESCALA: 2:1	NOMBRE DE PLANO: Pieza de unión Tipo G			Nº DE CONJUNTO:	-
				Nº DE SUBCONJUNTO:	-
				Nº DE PLANO:	-

