

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingeniería

**Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo
Fórmula SAE en construcción en la Universidad San
Francisco de Quito.**

Juan Pablo Granja Aguirre

Harjit Esteban Singh Encalada

Luis Esteban Valverde Andrade

Ingeniería Mecánica

Trabajo de fin de carrera presentado como
requisito para la obtención del título de
Ingeniero Mecánico

Quito, 19 de mayo de 2025

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingeniería

HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE FIN DE CARRERA

Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Fórmula SAE en
construcción en la Universidad San Francisco de Quito.

Juan Pablo Granja Aguirre
Harjit Esteban Singh Encalada
Luis Esteban Valverde Andrade

Patricio Gabriel Chiriboga Arroyo, Ph.D. _____

Director del proyecto

Quito, 19 de mayo de 2025

DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Nombres y apellidos: Juan Pablo Granja Aguirre
Harjit Esteban Singh Encalada
Luis Esteban Valverde Andrade

Código: 00321005
00214100
00322518

Cédula de identidad: 172154104-1
172352862-4
175430283-2

Lugar y fecha: Quito, 19 de mayo de 2025

ACLARACIÓN PARA PUBLICACIÓN

Nota: El presente trabajo, en su totalidad o cualquiera de sus partes, no debe ser considerado como una publicación, incluso a pesar de estar disponible sin restricciones a través de un repositorio institucional. Esta declaración se alinea con las prácticas y recomendaciones presentadas por el *Committee on Publication Ethics COPE* descritas por Barbour et al. (2017) *Discussion document on best practice for issues around theses publishing*, disponible en <http://bit.ly/COPETheses>.

UNPUBLISHED DOCUMENT

Note: The following capstone project is available through Universidad San Francisco de Quito USFQ institutional repository. Nonetheless, this project – in whole or in part – should not be considered a publication. This statement follows the recommendations presented by the Committee on Publication Ethics COPE described by Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing available on <http://bit.ly/COPETheses>.

AGRADECIMIENTOS

A mi madre Paulina, por su apoyo incondicional a lo largo de los años, por su esfuerzo constante y su dedicación para sacar adelante a nuestra familia, siendo siempre un ejemplo de fortaleza y entrega. A mi padre William, gracias también por su apoyo y por creer en mí en todo momento. A mis abuelitos, gracias por estar siempre cerca, por su cariño, sus consejos y por acompañarme en cada etapa de mi aprendizaje; su sabiduría y amor han sido un ancla para mí. A mi hermano Martín, gracias por ser un pilar más en nuestra familia. A mis amigos, gracias por estar presentes y ser un apoyo en todo momento a través de todo este proceso. A todos ustedes, gracias por sostenerme, motivarme y darme razones para seguir adelante. Este proyecto también es suyo.

Juan Pablo Granja Aguirre

A mis mascotas: Marco Aurelio, Vader y Eli; a mis amigos, sobre todo a Jorge y Ariel, por compartir conmigo un proceso de crecimiento a lo largo de los años; a mi familia, en particular a mi hermana y a mi abuelo, quien me enseñó dedicación, disciplina y los valores que forjan a un hombre; a mis abuelas, que mientras existieron en este mundo, me enseñaron lo que se siente el amor, pero, sobre todo, a la constante, a la razón de levantarme todos los días: a mi madre. Que, en la soledad del destino, es presencia; en el sufrimiento del andar, es consuelo; y, en las tinieblas de la existencia, es la luz que guía mi camino.

Harjit Esteban Singh Encalada

A mi familia y amigos, gracias por no dejarme solo y por darme fuerza cuando más lo necesité. A mi hermana Dani, por ser un ejemplo de esfuerzo y responsabilidad ante la adversidad; a mi madre Yolanda, por enseñarme a ser fuerte, a enfrentar los problemas y a levantarme cada vez que me caigo; a Sofi, por mostrarme que la madurez va más allá de la edad; y a mi padre Luis, que me guía desde el cielo, gracias por ser mi luz y mi ángel. A Stephy, por enseñarme a sentir desde el corazón y ayudarme a reenfocar mi camino; y a Ari, por su compañía, apoyo y constante preocupación. Este proyecto es para ustedes, con todo mi agradecimiento.

Luis Esteban Valverde Andrade

RESUMEN

Este proyecto se centra en el diseño, análisis y construcción de la carrocería y los componentes aerodinámicos de un vehículo tipo Fórmula SAE. Mediante diversas investigaciones, el estudio sigue los reglamentos de la competencia mientras evalúa estrategias óptimas de diseño y fabricación. Los componentes se diseñan utilizando modelado CAD (*Autodesk Fusion 360* e *Inventor*), seguido de simulaciones estructurales y aerodinámicas (*Inventor* y *ANSYS CFX*, respectivamente) para evaluar su desempeño. También se realizaron cálculos manuales para validar parámetros críticos. Las estructuras principales se fabricaron con resina reforzada con fibra de vidrio, y se añadieron tubos y soportes de acero para proporcionar mayor rigidez en diferentes secciones. El diseño de la carrocería y de los dispositivos aerodinámicos sigue los lineamientos estipulados por la organización, mejora el desempeño deportivo y aporta un valor estético al vehículo.

Palabras clave: Monoplaza, Fórmula SAE, modelado en CAD, simulación de CFD, aerodinámica, competición, materiales compuestos, optimización, desempeño, automovilismo, análisis estructural, estética

ABSTRACT

This project focuses on the design, analysis and construction of the bodywork and aerodynamic components of a Formula SAE-type vehicle. Through various investigations, the study adheres to competition regulations while evaluating optimal design and manufacturing strategies. The components were designed using CAD modeling (Autodesk Fusion 360 and Inventor), followed by structural and aerodynamic simulations (Inventor and ANSYS CFX, respectively) to assess their performance. Manual calculations were also performed to validate critical parameters. The main structures were manufactured using fiberglass-reinforced resin, and steel tubes and supports were added to provide greater rigidity in different sections. The design of the bodywork and aerodynamic devices follows the guidelines established by the organization, improves the vehicle's performance, and adds aesthetic value.

Keywords: Single-seater, Formula SAE, CAD modeling, CFD simulation, aerodynamics, competition, composite materials, optimization, performance, motorsport, structural analysis, aesthetics

ÍNDICE GENERAL

Índice de tablas	ix
Índice de figuras	x
1. Resumen ejecutivo	1
2. Definición del problema y objetivos	4
2.1. Objetivos	4
3. Revisión de la literatura	5
3.1. Componentes de la carrocería	5
3.2. Construcción	6
3.3. Aerodinámica	10
4. Selección de alternativas	20
4.1. Desarrollo del método análisis jerárquico	20
4.2. Selección de materiales para alerones, cono de nariz y pontones	21
4.3. Selección de material para el piso	22
4.4. Selección del perfil alar para alerones	23
4.5. Selección del método de sujeción de los alerones	25
4.6. Selección del método de sujeción de la carrocería	25
4.7. Selección de los elementos de sujeción de la carrocería	26
4.8. Alternativas seleccionadas	27
5. Planificación del proyecto	29
5.1. Planificación de actividades	29
6. Estándares aplicables	32
7. Modelado en CAD	34
7.1. Software utilizado	34
7.2. Procedimiento	34
7.3. Conclusiones y modelo propuesto	45
8. Plan de manufactura y hojas de proceso	47
8.1. Plan de Manufactura	47
8.2. Hojas de procesos	53
9. Evaluación de riesgos	54
10. Cálculos y simulaciones	58
10.1. Cálculos manuales de fuerzas aerodinámicas en los alerones	58
10.2. Cálculos manuales de centro de masa y centro aerodinámico	68
10.3. Cálculos de esfuerzos por flexión en una placa de fibra de vidrio	78
10.4. Cálculos de esfuerzos estáticos por fuerzas aerodinámicas en los alerones	84
10.5. Cálculos de esfuerzos estáticos en los pernos y tornillos	118
10.6. Cálculos de soldadura para la estructura de soporte de los pontones	128
10.7. Simulación y análisis de esfuerzos en los pontones	135
10.8. Simulación y análisis de esfuerzos en las alas del alerón trasero	140

10.9. Simulaciones aerodinámicas del vehículo en ANSYS CFX	143
11. Pruebas y ensayos	150
11.1. Protocolo de pruebas del material	150
11.2. Ensayo de resistencia en estructura de pontones	157
11.3. Ensayo de aerodinámica en túnel de viento	160
12. Resultados y discusión	164
12.1. Comportamiento estructural de los pontones	164
12.2. Simulaciones de esfuerzos en los alerones	164
12.3. Análisis del centro de masa y centro aerodinámico	165
12.4. Resultados aerodinámicos mediante simulaciones CFD	165
12.5. Ensayos de tracción y flexión de materiales	165
12.6. Cálculo de fuerzas aerodinámicas manuales	166
12.7. Cálculo de soldadura para soportes de pontones	166
12.8. Factores de seguridad en alas y soportes del alerón trasero	166
12.9. Cálculo de pernos en los soportes inferiores del alerón trasero	167
12.10. Simulación y validación aerodinámica en túnel de viento	167
12.11. Interpretación global de los resultados	167
13. Conclusiones	168
14. Trabajo futuro	170
14.1. Instalación del sistema motriz	170
14.2. Pruebas en pista	170
14.3. Mejoras de diseño futuro	170
Referencias bibliográficas	172
Anexo A: Detalle de gastos, facturas y recibos de compra	176
Anexo B: Manual de operación	183
Anexo C: Hojas de procesos	200
Anexo D: Cálculos manuales	207
Anexo E: Planos	211

ÍNDICE DE TABLAS

4.1. Matriz de Comparación por Pares	21
4.2. Matriz normalizada con ponderación final	21
4.3. Matriz de selección de materiales para los alerones, cono de nariz y pontones . .	22
4.4. Matriz de selección de materiales para el piso.	23
4.5. Matriz de selección de perfiles alares para alerones.	24
4.6. Matriz de selección para tipos de sujeción del alerón.	25
4.7. Matriz de selección para el sistema de sujeción de la carrocería.	26
4.8. Matriz de selección de elementos de sujeción para la carrocería.	27
4.9. Resumen de las selecciones realizadas mediante matrices de decisión.	27
9.1. Tabla de riesgos y decisiones tomadas	55
10.1. Fuerzas aerodinámicas en los alerones	67
10.2. Resumen de resultados estructurales	116
10.3. Variables y rigideces en los miembros	123
14.1. Anexo A: Detalle de gastos	176

ÍNDICE DE FIGURAS

3.1. Alerón frontal	5
3.2. Cono de nariz	5
3.3. Monocasco	6
3.4. Piso	6
3.5. Pontones	6
3.6. Alerón trasero	6
3.7. Endplates	6
3.8. Flap de Gurney	11
3.9. Implementación del flap de Gurney en el alerón frontal	12
3.10. Flaps segmentados	12
3.11. Perfil alar MSHD	12
3.12. Diferencia de vórtices en el alerón trasero	13
3.13. Alerón trasero del UC 22 EVO DV1	13
3.14. Simulación de líneas de flujo del modelo propuesto por Ferrantini, 2022	14
3.15. Ubicación de la punta del cono de nariz	14
3.16. Simulación de presión en el cono de nariz por Savliya, 2020	15
3.17. Partes de un perfil aerodinámico (Borja et al., 2015)	15
3.18. Fuerzas que se generan en un alerón (Aerodinámica F1, 2019)	17
3.19. Carga aerodinámica generada en un alerón (Secretos F1, 2010)	18
3.20. Comparación de coeficientes de sustentación y de resistencia (Oxyzoglou, 2017)	19
4.1. Perfil <i>Douglas/Liebeck LNV109A</i>	24
4.2. Perfil <i>NACA 7412</i>	24
4.3. Perfil <i>Eppler E426</i>	24
4.4. Perfil <i>Selig S1223</i>	24
4.5. Perfil <i>MSHD</i>	24
5.1. Cronograma de entregables del proyecto de titulación	30
7.1. Modelo digitalizado del chasis.	35
7.2. Algunas mediciones realizadas en las ruedas y suspensión.	35
7.3. Modelado de chasis con ruedas.	36
7.4. Limitaciones geométricas de dispositivos aerodinámicos de FSAE (SAE International, 2025).	36
7.5. Función de creación de forma.	37
7.6. Geometría inicial de la creación de forma.	37
7.7. Proceso de esculpido de la forma general.	37
7.8. Modelado del cuerpo final.	38
7.9. Ángulo de ataque para un perfil alar.	39
7.10. Gráfica de C_l/C_d vs. α (Airfoil Tools, s.f.).	40
7.11. Gráfica de C_l vs. α (Airfoil Tools, s.f.).	41
7.12. Zona permisible de construcción frontal.	43
7.13. Dibujado de perfiles alares utilizando <i>Airfoil Sketch From File</i>	43
7.14. Diseño de perfiles alares del alerón delantero.	43
7.15. Diseño de endplates delanteros	44
7.16. Zona permisible de construcción trasera.	44
7.17. Diseño de perfiles traseros	45
7.18. Diseño de endplates traseros	45
7.19. Modelo propuesto.	46

8.1. Diagrama de flujo general de la carrocería	47
8.2. Diagrama de flujo de los alerones	49
8.3. Diagrama de flujo de los pontones	50
8.4. Diagrama de flujo del piso	51
8.5. Diagrama de flujo del cono de nariz	52
8.6. Construcción de estructura para soporte de pontones.	53
10.1. Gráfica de C_d vs. α (Airfoil Tools, s.f.).	59
10.2. Gráfica de C_l vs. α (Airfoil Tools, s.f.).	59
10.3. Diagrama del alerón delantero.	64
10.4. Sistema de referencia general; coordenadas $x-z$	69
10.5. Sistema de referencia general; coordenadas $x-y$	70
10.6. Centro de masa del chasis.	70
10.7. Centro de masa del cuerpo principal.	71
10.8. Centro de masa del alerón frontal.	71
10.9. Centro de masa del alerón trasero.	72
10.10. Sistema de referencia y centro de presión para un perfil alar.	73
10.11. Distancias de bordes frontales de los perfiles al sis. De ref. General para el alerón frontal.	74
10.12. Distancias de bordes frontales de los perfiles al sis. De ref. General para el alerón trasero.	75
10.13. CoM y CoD resultantes en el vehículo.	76
10.14. Diagrama de fuerzas presentes en el CoM y el CoD	77
10.15. Propiedades fibra de vidrio	78
10.16. Panel rectangular que se va a analizar con dimensiones y fuerza puntual	79
10.17. Diseño del alerón trasero	84
10.18. Diagrama de cuerpo libre del ala inferior del alerón trasero	85
10.19. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para el ala inferior del alerón trasero.	90
10.20. Diagrama de cuerpo libre del ala superior del alerón trasero	95
10.21. Diagramas de fuerza cortante y momento flector para el ala superior del alerón trasero.	96
10.22. Diseño del alerón delantero	98
10.23. Diagrama de cuerpo libre del ala inferior del alerón delantero	99
10.24. Diagramas de fuerza cortante y momento flector para una sección del ala inferior del alerón delantero.	100
10.25. Diagrama de cuerpo libre del ala superior del alerón delantero	102
10.26. Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para el ala superior del alerón delantero.	104
10.27. Diseño del alerón trasero con sus soportes	106
10.28. Diagrama de cuerpo libre de los soportes del alerón trasero	108
10.29. Diagrama de fuerzas aerodinámicas en el alerón trasero	118
10.30. Vista de detalle de las dimensiones de la base del soporte.	119
10.31. Diagrama del perno en junta	121
10.32. Diagrama de cono de distribución de presión en los miembros de una junta	122
10.33. Diagrama de fallo por fractura de perno.	125
10.34. Deformación de los miembros gracias al perno.	126
10.35. Diagrama de la junta para la parte superior del soporte	127
10.36. Carga cortante en soldaduras de unión a tope típica	128
10.37. Estructura para pontón con carga puntual.	129

10.38	Geometría frontal y transversal de pontón y tubos.	130
10.39	Diagrama de cuerpo libre viga analizada	130
10.40	Detalle análisis de cordón de soldadura.	131
10.41	Pontón izquierdo del vehículo resaltado en la estructura general	135
10.42	Extrusión que representa el tamaño de un pie sobre el pontón.	136
10.43	Mallado del modelo del pontón.	136
10.44	Carga y restricciones en el modelo del pontón sin refuerzo.	137
10.45	Resultados de simulación de esfuerzos de Von Mises en el pontón sin refuerzo. .	137
10.46	Carga y restricciones en el modelo del pontón con refuerzo.	138
10.47	Resultados de simulación de esfuerzos de Von Mises en el pontón con refuerzo. .	138
10.48	Vista de la junta entre los soportes y el ala del alerón trasero.	140
10.49	Mallado para las simulaciones de esfuerzos en el alerón trasero	141
10.50	Cargas y restricciones para la simulación de esfuerzos sobre el alerón trasero. .	141
10.51	Resultados de las simulaciones de esfuerzos sobre el alerón trasero y sus soportes.	142
10.52	Simulación Magnitud de la velocidad vista isométrica	143
10.53	Operación booleana a vehículo dentro del volumen de control	144
10.54	Vista del mallado poliédrico en geometría propuesta	145
10.55	condiciones de frontera entrada, salida, ambiente y vehículo	146
10.56	Iteración de resultados simulación CFD	147
10.57	Resultado contorno de velocidad vista lateral	148
10.58	Resultado streamlines de velocidad vista lateral	148
10.59	Distribución de presión estática vista isométrica	148
11.1.	Curva esfuerzo vs deformación en tracción	151
11.2.	Curva esfuerzo vs deformación en flexión	155
11.3.	Prueba de carga sobre los pontones con el peso de dos personas	158
11.4.	Prueba de carga sobre los pontones con el peso de dos personas	159
11.5.	Túnel de viento usado en la Escuela Politécnica Nacional.	160
11.6.	Prueba túnel de viento del ala a 8.5°	161
11.7.	Prueba túnel de viento del ala de 13.81°	161
11.8.	Prueba túnel de viento del alerón trasero.	162
11.9.	Prueba túnel de viento del carro impreso a escala.	163
14.1.	ANEXO C: Hoja de proceso del soporte vertical en el pontón	200
14.2.	ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 1 en el pontón	201
14.3.	ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 2 en el pontón	202
14.4.	ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 3 en el pontón	203
14.5.	ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 4 en el pontón	204
14.6.	ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 5 en el pontón	205
14.7.	ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 6 en el pontón	206
14.8.	ANEXO D: Cálculos manuales de CoM y CoD.	208
14.9.	ANEXO D: Cálculos manuales de esfuerzos sobre el alerón trasero.	209
14.10	ANEXO D: Cálculos manuales de esfuerzos sobre pernos y tornillos.	210

CAPÍTULO 1

RESUMEN EJECUTIVO

En el mundo del automovilismo, donde cada gramo cuenta y cada segundo marca la diferencia, un diseño aerodinámico eficiente puede disminuir el arrastre hasta un 27 %, lo que puede definir el resultado en la pista (Hoque et al., 2023). En el caso de las competencias Formula SAE, el diseño de la carrocería de un vehículo no es solo un reto técnico, sino también una oportunidad para impulsar la innovación en ingeniería mecánica, ya que ésta no solo tiene la función de proteger al piloto, sino que también juega un rol clave en la eficiencia aerodinámica, la estabilidad dinámica y la distribución de las cargas en el vehículo. Estas características inciden directamente en el desempeño del monoplaza en la pista, convirtiendo a la carrocería en un elemento fundamental dentro del diseño integral del automóvil.

Para este proyecto, el punto de partida es el chasis tubular que previamente diseñaron y fabricaron estudiantes de la Universidad San Francisco de Quito en un previo trabajo de titulación, el cual sirve como base estructural para construir la carrocería. Este enfoque permite concentrar los esfuerzos en optimizar la integración entre el chasis existente y la nueva carrocería, teniendo en cuenta tanto los aspectos funcionales como los requisitos específicos de la competencia. Además, considerando que la fabricación de una carrocería implica un costo significativo, se buscará apoyo económico de auspiciantes, fortaleciendo así la relación entre la universidad y el sector empresarial.

Las carrocerías de los vehículos Formula SAE deben cumplir con varios requisitos críticos. En primer lugar, deben garantizar la seguridad del piloto, proporcionando una estructura capaz de resistir deformaciones peligrosas y fuerzas de impacto. En segundo lugar, deben ser ligeras para minimizar el peso del vehículo, optimizando así su aceleración y maniobrabilidad. Al mismo tiempo, la carrocería debe cumplir con estrictos estándares aerodinámicos, reduciendo el arrastre y mejorando la carga aerodinámica, lo que se traduce en mayor eficiencia y mejor desempeño en pista (Balena et al., 2021). Estos requisitos convierten al diseño de la carrocería en un proceso altamente complejo, que debe equilibrar funcionalidad, resistencia y peso.

Un desafío importante es la integración de la carrocería con el chasis tubular, una característica distintiva de los vehículos Formula SAE. Esta integración debe permitir que la carrocería se monte de manera precisa, pero también que pueda desmontarse rápidamente para realizar inspecciones técnicas y tareas de mantenimiento durante las competencias. Por lo tanto, el diseño debe equilibrar robustez y flexibilidad en las uniones, de forma que soporte las cargas dinámicas generadas por la aceleración, el frenado y las curvas, además de absorber las vibraciones propias del movimiento. Este equilibrio es esencial para garantizar tanto la durabilidad de la carrocería como la comodidad del piloto (Duff et al., 2020).

La elección de materiales es un aspecto crucial en el diseño de la carrocería. Los materiales compuestos, como la fibra de vidrio y la fibra de carbono, son ampliamente utilizados por su combinación de ligereza y resistencia mecánica. En particular, la fibra de vidrio ofrece un excelente desempeño estructural a un costo relativamente accesible, lo que la convierte en una opción viable para este proyecto. Sin embargo, su implementación requiere técnicas avanzadas de fabricación, como el moldeo por capas, para garantizar una distribución uniforme del material y evitar puntos débiles en la estructura. Adicionalmente, se evaluarán las propiedades mecánicas de los materiales seleccionados para asegurarse de que resistan las condiciones extremas a las que se someterá la carrocería durante la competencia.

El diseño y la validación aerodinámica se realizarán utilizando herramientas computacionales avanzadas, como simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD). Estas simulaciones permiten analizar el flujo de aire alrededor del vehículo, identificando puntos críticos de resistencia y proponiendo mejoras para optimizar el rendimiento aerodinámico. Este enfoque no solo asegura un diseño eficiente, sino que también proporciona información detallada sobre cómo los cambios en la forma de la carrocería influyen en el comportamiento dinámico del vehículo en la pista. De esta forma, el proyecto combinará consideraciones técnicas con un enfoque experimental respaldado por simulaciones precisas.

Además del diseño y la construcción de la carrocería, el proyecto incluirá la fabricación de modelos a escala que serán sometidos a pruebas para evaluar su desempeño estructural y aerodinámico. Estas pruebas permitirán validar las decisiones tomadas durante el diseño y garantizar que el producto final cumpla con los estándares establecidos. Asimismo, se documentará cada etapa del proceso, desde la conceptualización hasta la fabricación, con el objetivo

de generar una guía detallada que pueda servir de referencia para futuros proyectos en la universidad y en el ámbito de la ingeniería mecánica. Este enfoque busca no solo completar el proyecto, sino también fomentar el aprendizaje y el desarrollo de habilidades técnicas entre los estudiantes involucrados.

Finalmente, este trabajo no solo busca diseñar y construir una carrocería funcional, sino también consolidar a la Universidad San Francisco de Quito como un referente en proyectos de ingeniería mecánica, tanto en el ámbito estudiantil como profesional. Al vincular el ámbito académico con la industria, mediante la búsqueda de auspicios y la incorporación de tecnologías avanzadas, este proyecto busca sentar las bases para futuros desarrollos que integren innovación, sostenibilidad y competitividad en el automovilismo. Este esfuerzo no solo beneficiará al equipo Formula SAE de la universidad, sino que también inspirará a las nuevas generaciones de ingenieros a asumir retos similares con creatividad y rigor técnico.

CAPÍTULO 2

DEFINICIÓN DEL PROBLEMA Y OBJETIVOS

La Universidad San Francisco de Quito (USFQ) está desarrollando un vehículo deportivo tipo Fórmula SAE, proyecto en el que actualmente falta la carrocería. Por ello, este trabajo se enfoca en el diseño y fabricación de dicho componente, asegurando el cumplimiento de los requisitos técnicos y normativos de la competencia. La carrocería es un elemento clave para garantizar la funcionalidad, seguridad y rendimiento del automóvil, además de cubrir la necesidad de una estructura exterior adecuada que permita su uso en actividades académicas y de investigación en ingeniería mecánica. Asimismo, el proyecto busca ofrecer una solución económicamente viable sin sacrificar la calidad ni la eficiencia del diseño.

2.1 Objetivos

Objetivo general

Diseñar y construir una carrocería ligera, resistente y funcional para un vehículo Formula SAE, que cumpla con los estándares técnicos de la competición y optimice el rendimiento aerodinámico y estructural, así como aportar un valor estético a la construcción del vehículo.

Objetivos específicos

- Aplicar los requisitos normativos y técnicos necesarios para el diseño de una carrocería conforme a las reglas del Formula SAE, garantizando seguridad y facilidad de desmontaje.

- Seleccionar materiales que, por sus propiedades mecánicas, facilidad de fabricación y costos, permitan construir una estructura ligera y resistente.

- Diseñar la carrocería mediante herramientas de modelado CAD, integrando criterios de funcionalidad, rigidez y montaje eficiente con el chasis tubular.

- Realizar simulaciones aerodinámicas utilizando métodos computacionales (CFD) para evaluar y optimizar el rendimiento de la carrocería en distintas condiciones de competición.

CAPÍTULO 3

REVISIÓN DE LA LITERATURA

La carrocería es un elemento clave en la estructura de cualquier vehículo, pues no solo define su apariencia externa, sino que desempeña funciones esenciales para el rendimiento y la eficiencia. Su principal objetivo es albergar al piloto y protegerlo de posibles intrusiones externas, garantizando un entorno seguro para el desarrollo de sus actividades.

Además de la seguridad, la carrocería debe optimizar la eficiencia aerodinámica del vehículo. Una forma aerodinámica eficaz contribuye a reducir el consumo de combustible y mejora el desempeño del motor, ya que permite alcanzar mayores velocidades con menos potencia. Sin embargo, este diseño debe lograrse sin exceder el peso adecuado, ya que el exceso comprometería tanto el rendimiento como el consumo. Por lo tanto, el diseño y la construcción de la carrocería son procesos integrales que no solo influyen en la estética del vehículo, sino también en su funcionalidad y desempeño general. Según el diseño propuesto por la UCV, se busca un balance entre facilidad de montaje y desmontaje para inspecciones rápidas, sin comprometer la rigidez (Engelke, 2009).

3.1 Componentes de la carrocería

Los principales componentes de la carrocería para este tipo de vehículos son los siguientes (Mobility and Vehicle Technology Research Center, s.f.):



Figura 3.1: Alerón frontal

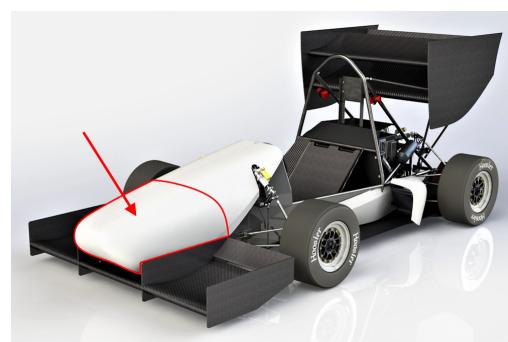


Figura 3.2: Cono de nariz

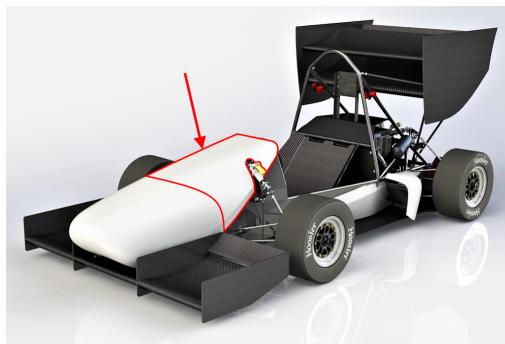


Figura 3.3: Monocasco

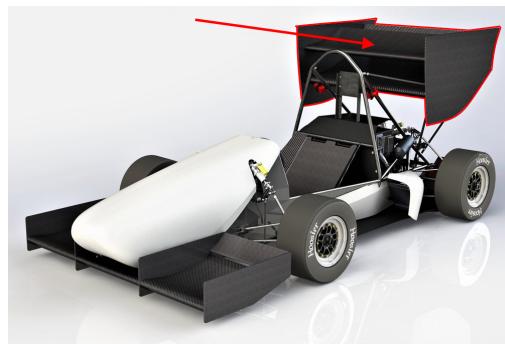


Figura 3.6: Alerón trasero

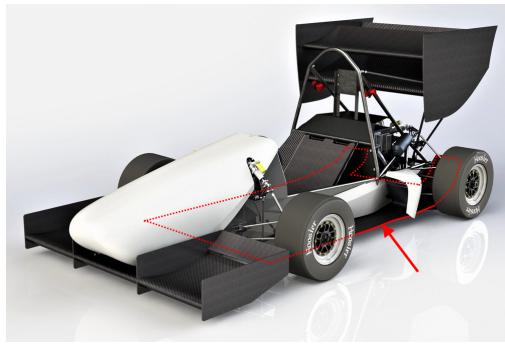


Figura 3.4: Piso

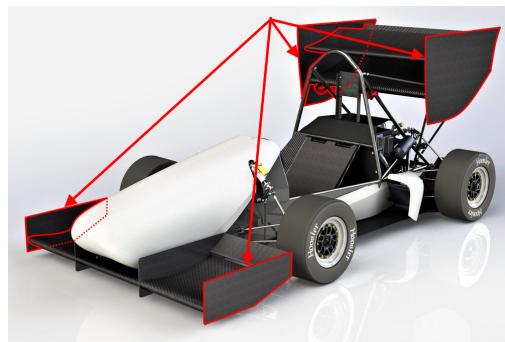


Figura 3.7: Endplates

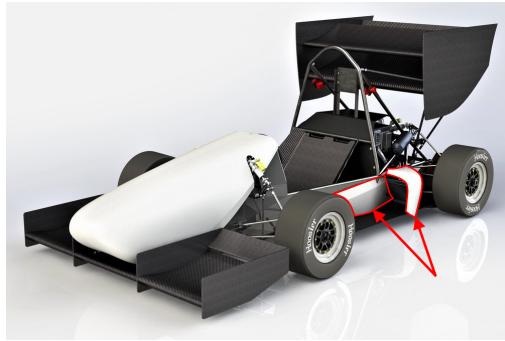


Figura 3.5: Pontones

3.2 Construcción

La construcción de una carrocería adecuada es esencial para garantizar la seguridad, la funcionalidad y la durabilidad de un vehículo. Uno de los aspectos más importantes es su capacidad para soportar las diferentes cargas estructurales a las que está expuesta durante su uso. Estas cargas incluyen la tracción y la compresión, que ocurren principalmente durante la aceleración y el frenado, así como la torsión generada por las irregularidades del terreno y las curvas pronunciadas. Además, la flexión, que se produce por el peso del vehículo y sus ocupantes, también representa una carga significativa. Si la carrocería no está diseñada para resistir estas fuerzas, puede deformarse de manera peligrosa, afectando la estabilidad y la seguridad.

general del vehículo (Calle & Rentería, 2024).

Para fabricar una carrocería que cumpla con estos requisitos, se utilizan moldes de madera y poliuretano, en los cuales se elaboran paneles con materiales compuestos como fibra de vidrio o carbono. Estos materiales permiten crear estructuras ligeras y resistentes que pueden soportar las cargas mencionadas anteriormente. La integración de la carrocería con el chasis requiere un ajuste preciso para asegurar que el ensamblaje sea estable y eficiente. Además, es importante que el diseño permita un desmontaje rápido y sencillo, como exige el estándar Formula SAE, facilitando inspecciones técnicas y reparaciones mecánicas durante las competiciones. El uso de herramientas CAD en el diseño ayuda a garantizar que los ensamblajes sean no solo funcionales, sino también fáciles de desmontar para cumplir con los requerimientos futuros del vehículo (Engelke, 2009; Mejía, 2020).

Otro aspecto clave es la rigidez estructural, que tiene un impacto directo en la protección de los ocupantes. Una estructura demasiado flexible puede permitir deformaciones que comprometan la funcionalidad de las puertas, el capó y otros componentes, afectando la seguridad en situaciones críticas. Por otro lado, una rigidez excesiva puede hacer que las vibraciones y las fuerzas generadas durante el movimiento se transmitan de manera más intensa a los ocupantes, generando incomodidad y aumentando el riesgo de lesiones en caso de impactos. Este balance es especialmente importante en el diseño de carrocerías de competición, donde la precisión y el control del comportamiento dinámico son esenciales (Calle & Rentería, 2024).

La gestión de vibraciones en una carrocería también es crucial para la experiencia de conducción y la durabilidad del vehículo. Las vibraciones pueden provenir de diversas fuentes, como el motor, las irregularidades del terreno o el sistema de suspensión. Estas pueden generar incomodidad, desgaste prematuro en los componentes internos e incluso daños estructurales si no se manejan adecuadamente. Para minimizar su impacto, se emplean estructuras geométricas optimizadas y materiales aislantes que absorban las vibraciones. Además, componentes como *silentblocks* o almohadillas de goma ayudan a reducir las vibraciones generadas por el sistema de propulsión, mejorando tanto el confort de los ocupantes como la vida útil del vehículo (Calle & Rentería, 2024).

El proceso de construcción de la carrocería utiliza técnicas avanzadas, como la estratificación manual, que consiste en la aplicación de capas de resina poliéster reforzadas con fibras compuestas. Este método permite crear estructuras que no solo son resistentes, sino también ligeras, cumpliendo con los estándares de peso establecidos en competiciones como Formula SAE. Según Espinoza y Hidalgo, 2016, es fundamental garantizar la uniformidad en la distribución del material durante el proceso de fabricación, ya que cualquier irregularidad puede generar puntos débiles que comprometan la resistencia y la durabilidad bajo condiciones extremas.

La durabilidad de la carrocería no solo depende de su capacidad para soportar cargas y minimizar vibraciones, sino también de su resistencia a la corrosión y al desgaste. Las zonas más expuestas, como los puntos de contacto con el sistema de tracción y los trenes de rodaje, deben ser tratadas con recubrimientos protectores para prolongar la vida útil de la estructura. Este enfoque asegura que el vehículo mantenga su funcionalidad y reduzca la necesidad de mantenimiento costoso a largo plazo (Calle & Rentería, 2024).

En situaciones de colisión, la carrocería debe estar diseñada para deformarse de manera controlada, absorbiendo la mayor cantidad de energía posible y protegiendo la cabina. Esto incluye refuerzos estratégicos en áreas como los pilares, travesaños y puertas, que mitigan los daños en impactos laterales y frontales. Además, elementos como el panel trasero y el firewall garantizan que no haya intrusiones peligrosas en la cabina, mejorando la seguridad de los ocupantes durante un choque (Calle & Rentería, 2024).

Adicionalmente, la normativa indica las siguientes condiciones (SAE International, 2025):

- Cualquier dispositivo aerodinámico debe ser capaz de resistir una fuerza de **200 N** distribuida sobre una superficie mínima de **225 cm²** y no debe deformarse más de **10mm** en la dirección de la carga aplicada.
- Cualquier dispositivo aerodinámico debe ser capaz de resistir una fuerza de **50 N** aplicada en cualquier dirección en cualquier punto y no debe deformarse más de **25 mm**.

3.2.1 Materiales.

La selección de materiales es un factor clave en la carrocería de los vehículos Formula SAE. Según Espinoza y Hidalgo, 2016, los compuestos de fibra de vidrio destacan por su alta resistencia y bajo peso, especialmente en configuraciones de tres capas, que resultaron más ligeras y resistentes que las fibras naturales como la *Guadua Angustifolia*. Aunque esta última tiene ventajas en términos de sostenibilidad, su desempeño mecánico es inferior en comparación. Los ensayos de tracción y flexión realizados conforme a las normas **ASTM D638-14** e **ISO 527-2** validaron la idoneidad de los materiales para soportar las tensiones experimentadas durante la competición.

La fibra de vidrio es una opción popular debido a su bajo costo y buen desempeño estructural. Ha sido ampliamente utilizada en diseños desarrollados por instituciones como la Universidad Central de Venezuela y la Universidad Tecnológica de Pereira (Mejía, 2020). Por otro lado, la fibra de carbono se posiciona como ideal para áreas que requieren mayor rigidez con menor peso, aunque su costo es significativamente más alto, el cual también ha sido destacado en los análisis realizados por la Universidad Politécnica Salesiana (Granda & Tapia, 2018). En general, los materiales seleccionados deben permitir una construcción que minimice el peso sin comprometer la resistencia mecánica, asegurando un equilibrio óptimo para el rendimiento del vehículo (Mejía, 2020).

3.2.2 Sujeción.

En los autos convencionales, la carrocería se conecta al chasis o monocasco en puntos clave que están diseñados para soportar las principales fuerzas que actúan sobre el vehículo. Estas uniones se encuentran en áreas estratégicas, como los pilares (las estructuras verticales que sostienen el techo y enmarcan las puertas), el compartimiento del motor y el maletero. También se incluyen anclajes en las zonas donde se unen los sistemas de suspensión, permitiendo que las cargas que soporta el auto al moverse se repartan de manera equilibrada, evitando daños estructurales. Además, los ingenieros utilizan materiales como gomas o elastómeros en estas uniones para absorber las vibraciones y los movimientos bruscos, lo que no solo mejora la comodidad de los pasajeros, sino que también prolonga la vida útil del vehículo (Nunney, 2007).

En el caso de un vehículo Fórmula SAE, la forma de sujetar la carrocería es distinta debido a la naturaleza del chasis tubular, que está hecho de tubos metálicos y funciona como el “esqueleto” del auto. Aquí, la carrocería no tiene un rol estructural sumamente importante como si lo es en los automóviles tradicionales, es así que los puntos de fijación se colocan en partes específicas del chasis tubular, como los bastidores delantero y trasero, que son las secciones encargadas de soportar el peso y las fuerzas generadas por elementos como el motor y la suspensión.

En la parte delantera del auto, conocida como el morro, y en los laterales, donde las fuerzas aerodinámicas son más intensas, se usan anclajes más resistentes. Esto asegura que los paneles de la carrocería, fabricados generalmente con materiales ligeros como la fibra de vidrio, no se desprendan ni se deformen por la presión del aire al moverse a altas velocidades. Para reforzar estas áreas, se agregan capas adicionales de material o insertos metálicos que ayudan a distribuir mejor las fuerzas sobre la superficie (Balena et al., 2021; Chow et al., 2007).

Asimismo, en zonas como el piso y la cubierta superior del auto, los puntos de fijación se colocan a lo largo de los bordes y en las uniones con las barras del chasis, lo cual no solo ayuda a mantener la rigidez estructural del vehículo, sino que también reduce las vibraciones que podrían afectar su rendimiento en la pista. Por otro lado, estas uniones están diseñadas para facilitar el desmontaje rápido de los paneles, lo que permite acceder fácilmente a componentes internos como el motor o los sistemas electrónicos, algo esencial en competencias como las de Fórmula SAE, cumpliendo de igual manera los requerimientos solicitados(Duff et al., 2020).

3.3 Aerodinámica

La aerodinámica es esencial en el diseño de vehículos Formula SAE, ya que influye directamente en su estabilidad, eficiencia y velocidad. La dinámica de fluidos computacional (CFD) es clave para analizar contornos de velocidad y presiones que ayudan a reducir la resistencia aerodinámica y mejorar el comportamiento del flujo alrededor del vehículo (Granda & Tapia, 2018).

Hetawal et al., 2014 realizaron simulaciones de CFD en *ANSYS Fluent* y concluyeron que la incorporación de alerones y el rediseño del firewall (panel metálico detrás del asiento del pi-

loto) pueden reducir significativamente el coeficiente de arrastre (C_d) y aumentar la estabilidad en curvas. La inclusión de alerones o difusores contribuye significativamente a mejorar la carga aerodinámica. Por ejemplo, en el análisis de Mejía, 2020, se estudió cómo la altura del difusor y el ángulo impactan la eficiencia aerodinámica del monoplaza.

Mariani et al., 2015 destacaron que el ajuste de elementos aerodinámicos, como el ala de lanterna, puede optimizar la carga aerodinámica sin comprometer la velocidad. Además, Hoque et al., 2023 demostraron que una nariz optimizada mediante el método adjunto puede reducir el arrastre en un 27% y mejorar el consumo de combustible en igual proporción.

3.3.1 Alerón frontal.

Diseñado para generar carga aerodinámica, lo que mejora la tracción y redirige el flujo hacia áreas específicas del vehículo. Se encontró que un alerón con una cuerda de 400 mm es más eficiente, ya que produce un equilibrio óptimo entre sustentación y arrastre (Chaves & Londoño, 2020).

Chen, 2023 determinó que la presencia de un flap de Gurney en el alerón frontal incrementaba la carga aerodinámica del mismo en un 8%, y que incrementaba la fuerza de arrastre en un 3%.

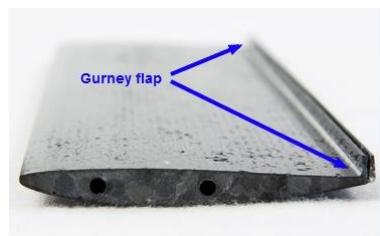


Figura 3.8: Flap de Gurney

Chen, 2023 concluye que la presencia de estos dispositivos es una forma eficaz de incrementar el rendimiento del vehículo, puesto que su implementación es relativamente sencilla y muestra mejoras del rendimiento notables, sobre todo cuando se considera su simplicidad.

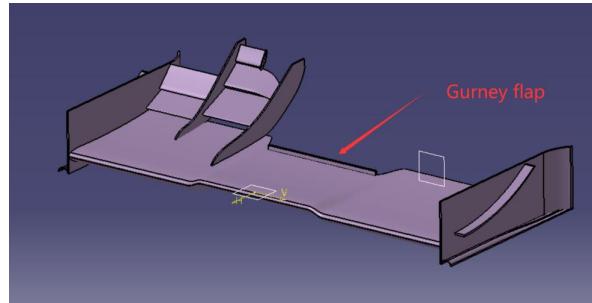


Figura 3.9: Implementación del flap de Gurney en el alerón frontal

Los diferentes diseños de alerones frontales se realizan mediante simulaciones dependiendo de las condiciones y los requerimientos del problema; sin embargo, los diseños comparten la característica de tener flaps segmentados a fin de incrementar el rendimiento del alerón.

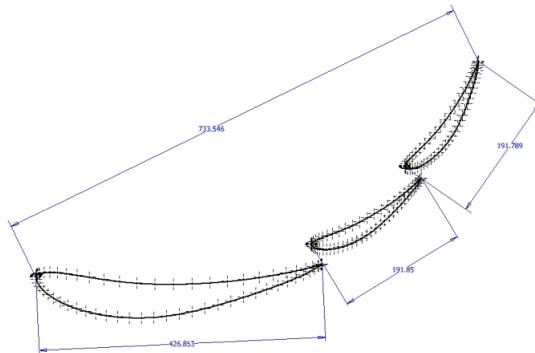


Figura 3.10: Flaps segmentados

La selección de los perfiles alares según las condiciones específicas es igualmente importante, no obstante, los perfiles alares más utilizados en este ámbito son los perfiles **Selig S1223** y **MSHD**. Este último fue diseñado considerando los requerimientos aerodinámicos del automovilismo, y presenta un excelente rendimiento en pruebas, pero puede resultar difícil de construir debido a su sección posterior fina (Dahlberg, 2014).

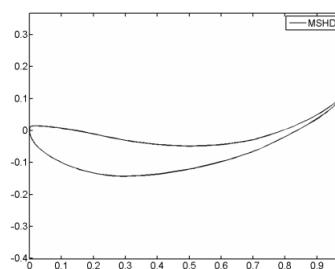


Figura 3.11: Perfil alar MSHD

3.3.2 Endplates.

Ayudan a separar zonas de alta y baja presión, reduciendo la formación de vórtices en los extremos del alerón. Además, sirven como soporte estructural en algunas configuraciones (Chaves & Londoño, 2020).

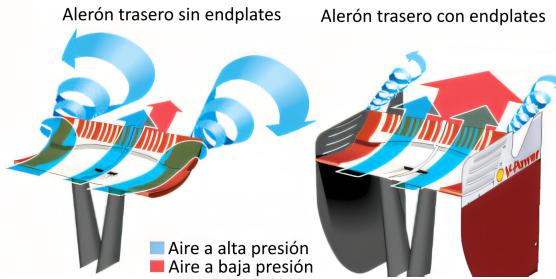


Figura 3.12: Diferencia de vórtices en el alerón trasero

Como ejemplo de diseño, Ferrantini, 2022 evalúa la eficiencia de estos dispositivos comparando una geometría propuesta con aquella del **UC 22 EVO DV1**, el vehículo de Formula SAE que compitió en Italia en el 2021:

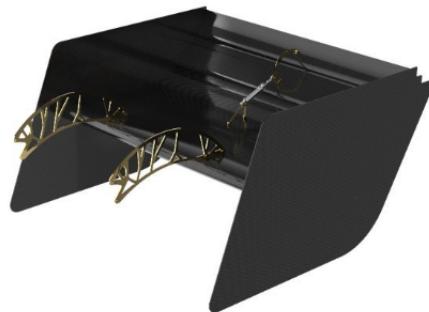


Figura 3.13: Alerón trasero del UC 22 EVO DV1

Sugiere que para evaluar posibles mejoras en el diseño se utilice la siguiente expresión respecto al modelo original:

$$e = \frac{\text{Diferencia de peso}}{\text{Diferencia de deformación}}$$

Al considerar la deformación total permisible, Ferrantini, 2022 opta por cambiar el diseño a uno más rectangular, y posteriormente incorpora cortes en la parte superior trasera del endplate, lo que logra incrementar ligeramente el rendimiento aerodinámico al separar la formación de vórtices.

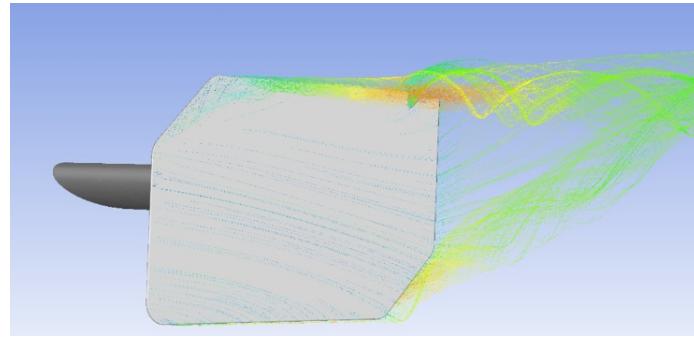


Figura 3.14: Simulación de líneas de flujo del modelo propuesto por Ferrantini, 2022

3.3.3 Cono de nariz.

La comparación entre modelos muestra que el cono de nariz angular tiene mejor distribución del flujo, minimizando zonas de alta presión y permitiendo un diseño más eficiente en términos de arrastre (Chaves & Londoño, 2020).

A pesar de existir diferentes tipos de geometrías para el cono de nariz, en el análisis realizado por Savliya, 2020 se concluye que a pesar de tener ciertas desventajas, un cono de nariz con la punta elevada reduce la fuerza de arrastre al permitir que una mayor cantidad de aire se dirija hacia la parte inferior del vehículo.

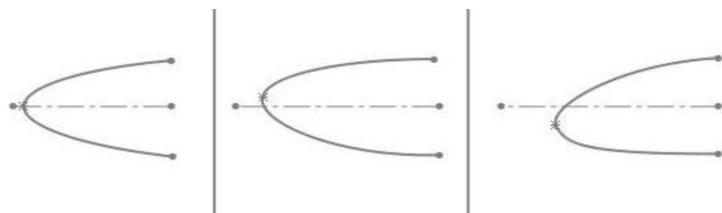


Figura 3.15: Ubicación de la punta del cono de nariz

El aire redirigido incrementa la carga aerodinámica al aprovechar el efecto suelo de succión al interactuar con el piso de la carrocería. Se espera que el aire se mueva a alta velocidad entre la parte inferior del suelo de la carrocería y la superficie de la pista para reducir la presión.

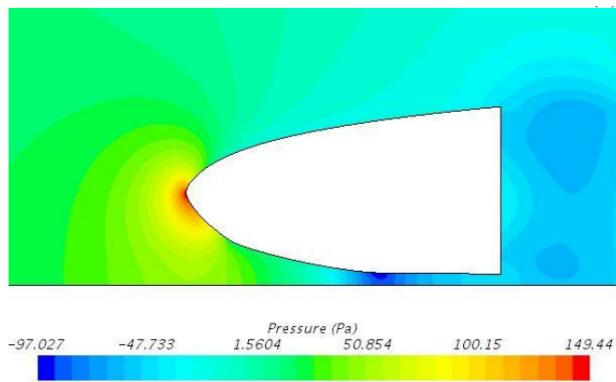


Figura 3.16: Simulación de presión en el cono de nariz por Savliya, 2020

3.3.4 Alerón Trasero.

El alerón, también conocido en el ámbito aeronáutico como ala, es una pieza diseñada con una forma específica que permite que el aire fluya a través de ella de manera que genere una fuerza. En el caso de los automóviles de competición, esta fuerza no es de sustentación como en los aviones, sino de carga aerodinámica, lo que ayuda a que el coche se adhiera mejor al suelo sin generar una resistencia excesiva al avance (Borja et al., 2015). Este componente está compuesto por distintas secciones, las cuales se pueden apreciar a continuación.

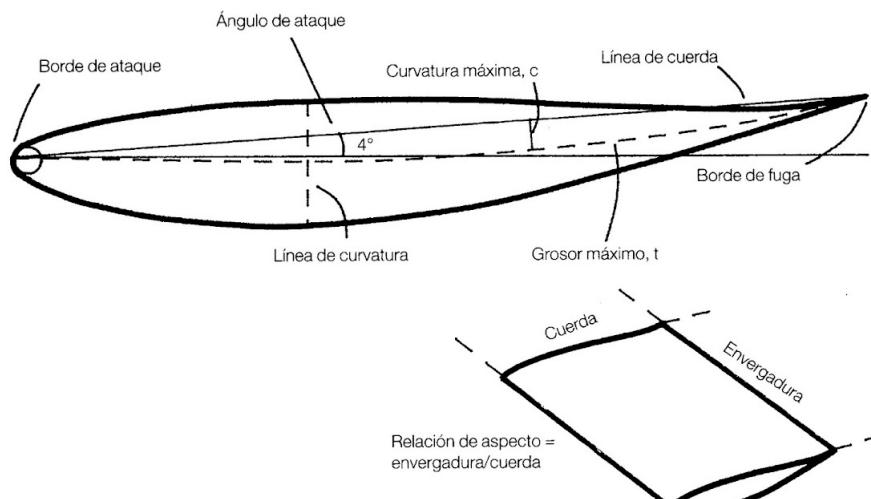


Figura 3.17: Partes de un perfil aerodinámico (Borja et al., 2015)

- **Ángulo de ataque:** es la inclinación con la que el alerón enfrenta el aire a medida que el vehículo avanza. Su ajuste es clave en la aerodinámica de los coches de competición, ya que influye en la estabilidad y el agarre en curvas. Un ángulo más pronunciado genera mayor carga aerodinámica, lo que ayuda a mantener el coche pegado al suelo, pero si es demasiado alto, también aumenta la resistencia al avance y puede reducir la velocidad. Por ello, es fundamental encontrar un equilibrio que maximice el rendimiento sin com-

prometer la eficiencia.

- **Borde de ataque:** Se refiere a la zona frontal de un ala o alerón, caracterizada por una forma redondeada y menos estilizada. Su diseño permite que el aire fluya de manera más uniforme, evitando turbulencias bruscas y favoreciendo una mejor distribución de la carga aerodinámica.
- **Borde de fuga:** es la parte posterior de un alerón o ala, generalmente más estrecha que el resto de la estructura. Su función es crucial en la aerodinámica, ya que es el punto donde el flujo de aire que circula por la parte superior e inferior del perfil aerodinámico se encuentra y se desprende. Un diseño optimizado del borde de fuga ayuda a reducir turbulencias y resistencia al avance, mejorando la eficiencia aerodinámica del vehículo.
- **Línea de cuerda:** es una línea imaginaria que une el borde de ataque con el borde de fuga de un alerón o ala. Su longitud sirve como referencia fundamental para analizar el comportamiento aerodinámico del perfil, además que determina características clave como el ángulo de ataque y la curvatura del perfil, lo que influye directamente en la generación de carga aerodinámica.
- **Grosor máximo:** es la mayor distancia entre su superficie superior e inferior. Se expresa como una fracción de la longitud de la cuerda, lo que permite estandarizar su medición. La ubicación de este grosor también es relevante, ya que influye en la distribución del flujo de aire y, por tanto, en el rendimiento aerodinámico (Borja et al., 2015).

3.3.5 Fuerzas Aerodinámicas.

En el mundo del automovilismo, la aerodinámica juega un papel clave en el rendimiento de un vehículo. Las fuerzas generadas por la interacción del aire con la carrocería no solo influyen en la velocidad y estabilidad, sino que pueden marcar la diferencia entre el éxito y el fracaso en una competencia.

En el caso de los automóviles de competición, la aerodinámica no busca generar sustentación, como en la aviación, sino una carga aerodinámica negativa que mantenga el vehículo firmemente adherido al suelo. Gracias a esta fuerza descendente, se mejora el agarre en curvas y se optimiza la estabilidad a altas velocidades. Sin embargo, lograr el equilibrio adecuado entre carga aerodinámica y resistencia al avance es un desafío fundamental en el diseño de cualquier vehículo de alto rendimiento. A continuación se pueden observar las fuerzas que se generan en el alerón (Campos, 2008).

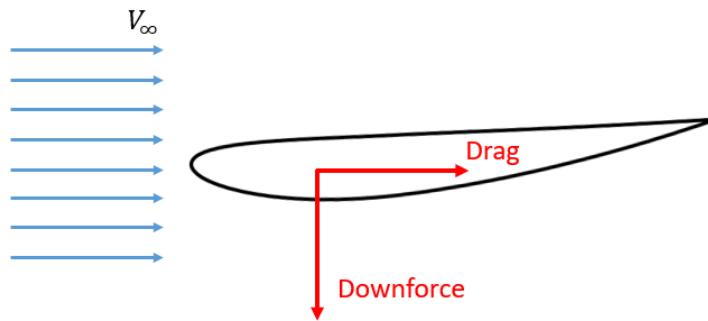


Figura 3.18: Fuerzas que se generan en un alerón (Aerodinámica F1, 2019)

El estudio de las fuerzas aerodinámicas permite comprender cómo influyen factores como la velocidad del aire, la diferencia de presión y el diseño del alerón en la generación de resistencia y carga aerodinámica. A través de este análisis, es posible optimizar la configuración del vehículo para maximizar su eficiencia y desempeño en pista.

Si se analiza el alerón como un volumen de control cerrado y se observa el flujo de aire a su alrededor, se puede notar que la parte inferior del alerón obliga al aire a recorrer una distancia mayor en comparación con la parte superior. Según el efecto Venturi, esto significa que el aire en la parte inferior (conocida como extradós) debe moverse a mayor velocidad, lo que genera una disminución significativa de la presión en esa zona (Araujo, 2017).

Por el contrario, en la parte superior del alerón (intradós), el aire recorre una distancia menor y, en consecuencia, su velocidad es inferior, lo que provoca un aumento de presión en esta área. Como resultado, se crea una diferencia de presiones entre ambas superficies, generando un efecto de succión que produce una fuerza perpendicular al alerón dirigida hacia abajo. Esta fuerza, conocida como carga aerodinámica, es esencial en el rendimiento de los vehículos de competición, ya que contribuye a mejorar la estabilidad y el agarre en pista. Esto se puede

observar de mejor manera en la siguiente figura (Araujo, 2017).

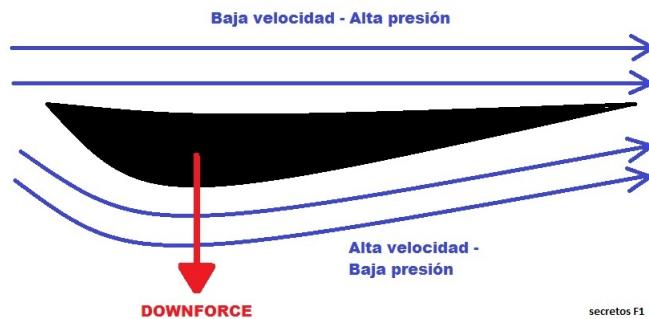


Figura 3.19: Carga aerodinámica generada en un alerón (Secretos F1, 2010)

La diferencia de presión entre la parte superior e inferior del ala da lugar a dos fuerzas aerodinámicas principales: la resistencia y la sustentación. Estas fuerzas trabajan en conjunto para generar la fuerza aerodinámica total que actúa sobre el ala. En términos generales, la resistencia se opone al movimiento del vehículo, mientras que la sustentación contribuye a su estabilidad y control. La combinación de ambas define la fuerza aerodinámica resultante que influye directamente en el desempeño del automóvil (Borja et al., 2015). Matemáticamente, esta fuerza puede expresarse como:

$$F = S \cdot \Delta P$$

Donde,

- F , es la fuerza aerodinámica expresada en Newtons.
- S , es la superficie del ala donde se ejerce la presión. Se mide en m^2 .
- ΔP , es la diferencia de presión en Pascales. La diferencia de presiones viene determinada por la presión dinámica la cual se define como $\frac{1}{2}\rho v^2$.

Por lo tanto las fuerzas de resistencia y de sustentación se pueden definir como:

$$\text{Fuerza de Resistencia: } F_{drag} = C_d \cdot S \cdot \frac{1}{2}\rho v^2$$

$$\text{Fuerza de Sustentación: } F_{sust} = C_l \cdot S \cdot \frac{1}{2}\rho v^2$$

Donde,

- C_d , es el coeficiente de arrastre y es adimensional.
- C_l , es el coeficiente de sustentación y es adimensional.

Estos coeficientes son números adimensionales que varían dependiendo de la geometría del objeto, por ejemplo una columna rectangular va a tener unos coeficientes diferentes a una gota de agua. Esto se puede observar de forma más específica en la siguiente figura donde se comparan los coeficientes dependiendo de los alerones que tenga un carro de carreras.

Configuration	Description	C_d	C_l	C_d/C_l
	No aerodynamic devices	0.63	0.29	0.46
	Underbody channels (diffusers)	0.65	-0.79	-1.21
	Underbody channels, wings	0.66	-1.28	-1.94
	Underbody channels, wings with side fins	0.68	-1.56	-2.29
	Underbody channels, wings with side fins and flaps	0.90	-2.34	-2.60
	Underbody channels, wings with side fins and flaps	0.98	-2.58	-2.63
	Resized underbody, revised multi-element wings	1.30	-3.70	-2.85

Figura 3.20: Comparación de coeficientes de sustentación y de resistencia (Oxyzoglou, 2017)

Los coeficientes que se usarán en este caso, para el perfil aerodinámico Eppler E426, se obtuvieron interpolando los valores de gráficas obtenidas con la ayuda de Airfoil Tools, donde se comparan los valores de los coeficientes de sustentación y de resistencia con los diferentes ángulos de ataque que se pueden usar. Esto se presentará más adelante en la sección de cálculos.

CAPÍTULO 4

SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En proyectos de ingeniería, como el desarrollo de la carrocería de un vehículo de Fórmula SAE, la elección de materiales y componentes es fundamental para el rendimiento, el costo y la viabilidad del diseño. Para tomar una decisión bien fundamentada, se deben considerar múltiples factores que influyen en el desempeño del material o componente en cuestión.

Para asignar las ponderaciones, se utiliza el método de análisis jerárquico, basándose en la investigación y el presupuesto disponible. Se compararon los criterios según su impacto en el desempeño y viabilidad del proyecto, normalizando los valores para obtener las ponderaciones finales. Se califica a los prospectos con un valor sobre 100 puntos para diferentes parámetros bajo consideraciones cualitativas. Para cada parámetro, se califica la mejor opción disponible con 100 puntos, y el resto de las opciones se califican comparándolas con la mejor.

4.1 Desarrollo del método análisis jerárquico

El Método de Análisis Jerárquico es una técnica que se utiliza para la toma de decisiones basada en la comparación de criterios de manera estructurada. Se fundamenta en la construcción de una matriz de comparación por pares, donde cada criterio es evaluado en relación con los demás utilizando una escala de importancia. Luego, esta matriz se normaliza dividiendo cada elemento por la suma de su columna, y los pesos finales se obtienen promediando los valores de cada fila normalizada.

En este caso, primero se definió una matriz inicial basada en juicios de importancia entre los criterios de selección de materiales. Después, se ajustó la matriz para obtener pesos más cercanos a los valores deseados (20, 35, 20, 10, 10, 5). Finalmente, se normalizó la matriz y se calcularon los pesos relativos, asegurando que la asignación de importancia a cada criterio reflejara adecuadamente su impacto en la selección del material. A continuación, se presenta el análisis de la ponderación para la matriz de selección número uno. El proceso seguido para el resto de matrices fue el mismo.

Matriz de Comparación por Pares						
Criterios	Costo	Manufactura	Disponibilidad	Tiempo Construcción	Densidad	Resistencia Mecánica
Costo	1.00	0.50	1.50	2.00	2.00	4.00
Manufactura	2.00	1.00	2.00	4.00	4.00	6.00
Disponibilidad Materiales	1.00	0.75	1.00	2.00	2.00	4.00
Tiempo de Construcción	0.50	0.33	0.50	1.00	1.00	2.00
Densidad	0.50	1.40	0.25	0.50	0.25	1.00
Resistencia Mecánica	0.25	0.17	0.25	0.50	0.50	1.00
SUMA TOTAL	5.25	4.15	5.50	10.00	9.75	18.00

Tabla 4.1: Matriz de Comparación por Pares

Normalización de la Matriz						
Costo	Manufactura	Disponibilidad	Tiempo Construcción	Densidad	Resistencia Mecánica	PROMEDIO
0.190	0.121	0.273	0.200	0.205	0.222	20 %
0.381	0.241	0.364	0.400	0.410	0.333	35 %
0.190	0.181	0.182	0.200	0.205	0.222	20 %
0.095	0.080	0.091	0.100	0.103	0.111	10 %
0.095	0.338	0.045	0.050	0.026	0.056	10 %
0.048	0.040	0.045	0.050	0.051	0.056	5 %
Total						100 %

Tabla 4.2: Matriz normalizada con ponderación final

4.2 Selección de materiales para alerones, cono de nariz y pontones

Esta matriz de selección compara distintos materiales para los alerones, el cono de nariz y los pontones en función de criterios de ingeniería clave. Los materiales considerados son aluminio, fibra de carbono y fibra de vidrio. Cada criterio tiene una ponderación específica para reflejar su relevancia en la toma de decisiones para los componentes en cuestión. A partir de los valores obtenidos, se determina el material más conveniente para la construcción de estas partes.

Criterios analizados y ponderación

- **Costo (20 %)**: Representa el precio total de adquisición de los materiales. Se considera uno de los factores más importantes en la toma de decisiones.
- **Manufactura (35 %)**: El criterio más importante para esta estructura es la facilidad de manufactura, dado que las partes analizadas tienen geometrías complejas, se asigna el valor más alto en la ponderación.
- **Disponibilidad (20 %)**: Representa la facilidad de obtener los materiales en el mercado ecuatoriano, o si es necesario importarlos del extranjero. Debido a las limitaciones que puedan aparecer en la adquisición, se considera un criterio altamente importante junto con el costo.
- **Tiempo (10 %)**: Representa el tiempo total de la construcción de las partes analizadas, dado que es un parámetro relacionado con la facilidad de manufactura, se le asigna un

menor puntaje en la consideración.

- **Densidad (10 %):** Se considera para el desempeño deportivo del vehículo al considerar el peso de estas estructuras. Dados los materiales propuestos, no es un factor muy relevante en comparación con otros parámetros dentro del alcance de este proyecto, pero igualmente debe ser considerado.
- **Resistencia (5 %):** Determina la resistencia mecánica de los materiales al ser sometidos a esfuerzos. Al considerar la naturaleza de las estructuras analizadas, y de los esfuerzos a los que estarán sometidas estas partes, se le asigna el menor puntaje respecto a los otros parámetros mencionados (**fiber-dowels-2024**; Gulgunje et al., 2015).

A continuación, se muestra la matriz de selección:

Ponderación (%)	MATERIALES DE ALERONES, CONO DE NARIZ Y PONTONES						
	Materiales	Aluminio		Fibra de carbono		Fibra de vidrio	
	Criterios ingenieriles	Valor	(%)	Valor	(%)	Valor	(%)
20	Costo	2.91	0.58	2.71	0.54	100.00	20.00
35	Manufactura	20.00	7.00	100.00	35.00	90.00	31.50
20	Disponibilidad	100.00	20.00	10.00	2.00	50.00	10.00
10	Tiempo	50.00	5.00	100.00	10.00	100.00	10.00
10	Densidad	0.02	0.00	0.03	0.00	100.00	10.00
5	Resistencia	10.33	0.52	100.00	5.00	33.33	1.67
100	TOTAL			33.10		52.55	
							83.17

Tabla 4.3: Matriz de selección de materiales para los alerones, cono de nariz y pontones

4.3 Selección de material para el piso

Esta matriz de selección evalúa diferentes materiales para el piso en función de los criterios establecidos en la matriz anterior. Los valores de la ponderación para cada criterio son diferentes a aquellos de la matriz previa, y se consideran en función a la naturaleza de la geometría de este componente.

- **Costo (10 %):** Aunque el costo sigue siendo un factor a considerar, en el caso del piso no tiene tanta influencia como en otras partes estructurales, ya que su superficie es más reducida y, por tanto, su impacto económico es menor.
- **Manufactura (30 %):** Este criterio tiene un peso clave en la selección del material para el piso. Al tratarse de una superficie plana pero relativamente extensa, la facilidad de fabricación cobra especial importancia, aunque sin los retos complejos presentes en

elementos como el cono de nariz o los alerones.

- **Disponibilidad de materiales (20 %):** Es fundamental contar con materiales que estén fácilmente disponibles en geometrías adecuadas para una superficie plana, lo cual reduce costos y simplifica procesos de adquisición.
- **Tiempo de construcción (20 %):** El tiempo requerido para fabricar el componente también tiene un peso alto. Va de la mano con la manufactura y la disponibilidad, ya que un material fácil de conseguir y procesar acelera notablemente el proceso de construcción.
- **Densidad (10 %):** Aunque el piso no impacta tanto en la aerodinámica, su densidad influye en el centro de gravedad general del vehículo, afectando indirectamente la estabilidad y el peso total de la estructura.
- **Resistencia mecánica (10 %):** En comparación con otras partes del vehículo, la resistencia del piso no es tan crítica, pero sigue siendo relevante para asegurar la integridad estructural ante impactos o cargas concentradas.

A continuación, se muestra la matriz de selección para los materiales del piso:

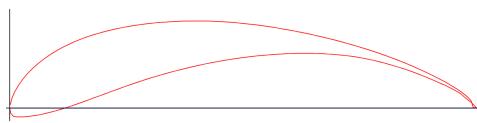
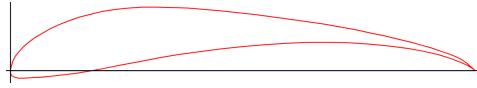
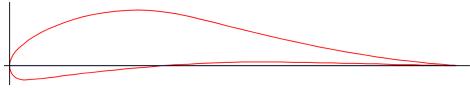
Ponderación (%)	Criterios ingenieriles	Aluminio		Madera		Fibra de vidrio	
		Valor	(%)	Valor	(%)	Valor	(%)
10	Costo	2.91	0.29	100.00	10.00	90.00	9.00
30	Manufactura	90.00	27.00	100.00	30.00	80.00	24.00
20	Disponibilidad de Materiales	100.00	20.00	100.00	20.00	50.00	10.00
20	Tiempo de construcción	100.00	20.00	100.00	20.00	85.00	17.00
10	Densidad	0.02	0.00	0.03	0.00	100.00	10.00
10	Resistencia mecánica	10.33	1.03	15.00	1.50	33.33	3.33
100	TOTAL			68.33		81.50	
							73.33

Tabla 4.4: Matriz de selección de materiales para el piso.

4.4 Selección del perfil alar para alerones

Esta matriz de selección compara los perfiles alares **Douglas/Liebeck LNV109A, NACA 7412, Eppler E426, Selig S1223** y **MSHD** para la implementación de los mismos en los alerones del vehículo. La geometría de los perfiles alares es un componente clave en el desempeño del vehículo al generar fuerzas aerodinámicas estando en contacto con el aire a altas velocidades.

A continuación, se muestran imágenes de los perfiles alares considerados para la elección:



Criterios analizados y ponderación

- Aerodinámica (60 %):** Evalúa el desempeño del perfil en términos de generación de carga aerodinámica y baja fuerza de arrastre (Pakkam, 2011; Promtong et al., 2020; Usta, 2024).
- Manufactura (40 %):** Determina la facilidad de la construcción de alerones con los perfiles considerados al tomar en cuenta la geometría del perfil y las técnicas de construcción empleadas.

Ponderación (%)	PERFILES ALARES PARA ALERONES						
	Perfiles	LNV109A		NACA 7412		E426	
	Criterios ingenieriles	Valor	(%)	Valor	(%)	Valor	(%)
60	Aerodinámica	90.00	54.00	60.00	36.00	95.00	57.00
40	Manufactura	60.00	24.00	100.00	40.00	80.00	32.00
100	TOTAL		78.00		76.00		89.00

Ponderación (%)	PERFILES ALARES PARA ALERONES					
	Perfiles	S1223		MSHD		
	Criterios ingenieriles	Valor	(%)	Valor	(%)	
60	Aerodinámica	95.00	57.00	100.00	60.00	
40	Manufactura	45.00	18.00	50.00	20.00	
100	TOTAL		75.00		80.00	

Tabla 4.5: Matriz de selección de perfiles alares para alerones.

4.5 Selección del método de sujeción de los alerones

- **Rigidez estructural (30 %):** Este es el criterio más importante al evaluar las opciones de sujeción del alerón. Una estructura rígida garantiza la estabilidad del componente, especialmente bajo cargas aerodinámicas. La capacidad de resistir flexiones o deformaciones resulta esencial para mantener el rendimiento aerodinámico previsto.
- **Peso (10 %):** Aunque no es el factor más determinante, el peso influye directamente en el centro de gravedad y la eficiencia general del vehículo. Se busca minimizar la masa sin comprometer la integridad del soporte.
- **Aerodinámica (25 %):** Un soporte bien diseñado debe ofrecer mínima interferencia al flujo de aire. Este criterio refleja cómo la geometría del soporte afecta el rendimiento aerodinámico del alerón y del vehículo en conjunto.
- **Facilidad de montaje y mantenimiento (25 %):** Este criterio representa la eficiencia operativa del sistema. Un diseño fácil de ensamblar, desmontar o ajustar es valioso tanto en la fabricación como en el mantenimiento del vehículo.
- **Costo (10 %):** Aunque el costo siempre es un factor a considerar, en este caso tiene un peso relativamente menor debido a que las estructuras de soporte no representan una parte significativa del presupuesto total.

A continuación, se presenta la matriz comparativa para los distintos tipos de sujeción de alerones:

Ponderación (%)	Criterios ingenieriles	Soporte Tubo Cuadrado		Soporte Cuello de Cisne		Soporte End Plates	
		Valor	(%)	Valor	(%)	Valor	(%)
30	Rigidez estructural	60.00	18.00	70.00	21.00	70.00	21.00
10	Peso	80.00	8.00	75.00	7.50	50.00	5.00
25	Aerodinámica	75.00	18.75	80.00	20.00	70.00	17.50
25	Montaje y mantenimiento	80.00	20.00	60.00	15.00	50.00	12.50
10	Costo	95.00	9.50	60.00	6.00	80.00	8.00
100	TOTAL		74.25		69.50		64.00

Tabla 4.6: Matriz de selección para tipos de sujeción del alerón.

4.6 Selección del método de sujeción de la carrocería

- **Resistencia estructural (25 %):** Este es el criterio con mayor peso, ya que se espera que el sistema de sujeción de la carrocería soporte cargas tanto estáticas como dinámicas. Una buena resistencia estructural asegura integridad y rigidez durante el uso del vehículo.

- **Durabilidad (15 %):** La longevidad del sistema es esencial para evitar fallos prematuros. Este criterio considera la capacidad de la sujeción de resistir el desgaste a lo largo del tiempo, especialmente ante vibraciones y condiciones ambientales adversas.
- **Facilidad de Montaje (15 %):** Se valoran soluciones prácticas que agilicen los procesos de ensamblaje y mantenimiento, facilitando el trabajo durante la fabricación o posibles ajustes posteriores.
- **Seguridad en Impacto (20 %):** Dado que la carrocería protege a los ocupantes, su forma de sujeción debe contribuir a disipar o absorber energía en caso de colisiones. Este factor es clave en la evaluación del diseño final.
- **Integridad del sistema en conjunto (20 %):** Se evalúa cómo la sujeción contribuye a la cohesión estructural general del vehículo. Es decir, su efecto en la conexión entre módulos y su influencia en la resistencia global del chasis.
- **Peso Total (5 %):** Aunque tiene una ponderación menor, el peso influye en la dinámica del vehículo. Menores masas contribuyen a una mejor eficiencia y rendimiento.

A continuación, se muestra la matriz de selección entre las dos alternativas consideradas: sujeción de la carrocería al piso o al chasis:

Ponderación (%)	Criterios ingenieriles	Al piso	Al piso (%)	Al chasis	Al chasis (%)
25	Resistencia estructural	40.00	10.00	100.00	25.00
15	Durabilidad	50.00	7.50	100.00	15.00
15	Facilidad de Montaje	80.00	12.00	70.00	10.50
20	Seguridad en Impacto	30.00	6.00	100.00	20.00
20	Integridad del sistema en conjunto	40.00	8.00	100.00	20.00
5	Peso Total	90.00	4.50	80.00	4.00
100	TOTAL		48.00		94.50

Tabla 4.7: Matriz de selección para el sistema de sujeción de la carrocería.

4.7 Selección de los elementos de sujeción de la carrocería

- **Resistencia mecánica (25 %):** Este criterio evalúa la capacidad del elemento de sujeción para mantener uniones firmes y resistentes bajo diferentes condiciones de carga. Es crucial garantizar que las piezas de la carrocería permanezcan seguras durante el uso del vehículo.
- **Facilidad de instalación (20 %):** En un entorno de fabricación, la rapidez y simplicidad de instalación representan una ventaja competitiva. Este criterio valora qué tan fácilmente se pueden implementar los sistemas de sujeción sin necesidad de herramientas complejas

o procesos prolongados.

- **Desmontabilidad (30 %):** Este es el criterio más relevante del análisis debido a que el proyecto requiere que la carrocería sea totalmente desmontable. Esto facilita tareas de mantenimiento, inspección, ajuste o sustitución de partes. Por ello, este criterio recibió la ponderación más alta en la matriz.
- **Costo (10 %):** Aunque siempre se busca eficiencia económica, en este caso el costo tiene un peso menor ya que se prioriza la funcionalidad sobre la inversión inicial de los elementos de sujeción.
- **Acabado superficial (5 %):** Considera la estética y protección del sistema de unión. Si bien es menos crítico que otros factores, un buen acabado también contribuye a la durabilidad y presentación del vehículo.
- **Peso (10 %):** Como en todo diseño vehicular, reducir peso es importante para mejorar el rendimiento. Este criterio evalúa el impacto de los elementos de sujeción en el peso total del conjunto.

En la siguiente tabla se comparan tres alternativas: tornillos autoperforantes, pernos con tuerca y remaches ciegos:

Ponderación (%)	Criterios ingenieriles	Autoperforantes	(%)	Pernos + Tuerca	(%)	Remaches Ciegos	(%)
25	Resistencia mecánica	70.00	17.50	100.00	25.00	90.00	22.50
20	Facilidad de instalación	100.00	20.00	60.00	12.00	90.00	18.00
30	Desmontabilidad	40.00	12.00	100.00	30.00	10.00	3.00
10	Costo	90.00	9.00	70.00	7.00	80.00	8.00
5	Acabado superficial	70.00	3.50	80.00	4.00	90.00	4.50
10	Peso	90.00	9.00	60.00	6.00	95.00	9.50
100	TOTAL		71.00		84.00		65.50

Tabla 4.8: Matriz de selección de elementos de sujeción para la carrocería.

4.8 Alternativas seleccionadas

Elemento Evaluado	Opción Seleccionada
Material para alerones y cono de nariz	Fibra de vidrio
Material para el piso	Madera
Tipo de sujeción del alerón	Soporte con tubo cuadrado
Método de sujeción de la carrocería	Sujeción al chasis
Elemento de sujeción para la carrocería	Pernos + tuerca
Perfil alar para alerones	Eppler E426

Tabla 4.9: Resumen de las selecciones realizadas mediante matrices de decisión.

Las decisiones tomadas a partir de las matrices multicriterio no solo fueron fundamentadas en valores técnicos, sino también en la viabilidad real del proyecto. A continuación, se analiza brevemente cada una:

- **Fibra de vidrio para alerones, cono de nariz y pontones:** Esta selección destaca por su excelente balance entre manufactura, disponibilidad y bajo costo, sin dejar de cumplir con los requisitos mecánicos. Aunque no tiene la rigidez de la fibra de carbono, representa una solución ideal para prototipos estudiantiles donde se busca eficiencia y facilidad de producción.
- **Madera para el piso:** Contra lo que podría pensarse, la madera fue la opción más equilibrada para el piso gracias a su buena manufacturabilidad, disponibilidad y bajo costo. Su uso permite al equipo mantener una estructura rígida y de fácil construcción, sin comprometer en exceso la resistencia del sistema.
- **Soporte con tubo cuadrado para alerones:** Esta opción ofrece un nivel adecuado de rigidez estructural con una instalación relativamente sencilla y un costo bajo. Resulta ideal para un equipo estudiantil, ya que simplifica el diseño sin comprometer el rendimiento aerodinámico.
- **Sujeción de la carrocería al chasis:** Esta fue, sin duda, una de las decisiones más influyentes. La sujeción directa al chasis aporta robustez, mayor seguridad en impacto y una mejor integración estructural, esenciales para la integridad del vehículo y la seguridad del piloto.
- **Pernos con tuerca como elementos de sujeción:** Los pernos y tuercas, permiten realizar múltiples ciclos de ensamblaje y desmontaje sin comprometer la integridad del sistema. Cabe destacar que también se recurrió al uso de tornillos autoperforantes en zonas donde no era posible acceder por la cara opuesta para colocar arandela y tuerca.
- **Perfil alar Eppler E426:** Este perfil fue seleccionado por su sobresaliente desempeño aerodinámico combinado con una manufactura accesible. El balance logrado lo convierte en una excelente opción para un entorno de competencia como Fórmula SAE, donde el rendimiento aerodinámico debe ir de la mano con la factibilidad constructiva.

CAPÍTULO 5

PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO

5.1 Planificación de actividades

Es imprescindible tener una planificación clara para el desarrollo de todas las actividades a ser realizadas en el desarrollo del proyecto. Planificar eventos permite mantener un orden adecuado a lo largo del trabajo y facilita la organización, tanto de los procesos a llevarse a cabo como de su duración. Para la organización de las actividades necesarias en este proyecto se emplea un diagrama de Gantt.

5.1.1 Diagrama de Gantt

El diagrama de Gantt es una herramienta visual fundamental en la gestión de proyectos, diseñada para planificar, coordinar y realizar un seguimiento de las tareas a lo largo del tiempo. El diagrama utiliza barras horizontales para representar las actividades de un proyecto, su duración y su progreso en relación con el calendario establecido.

El siguiente diagrama de Gantt detalla la planificación y ejecución del proyecto. Este cronograma permite visualizar las distintas etapas del proyecto, desde la fase de investigación y diseño hasta la fabricación y pruebas del prototipo. A través de una distribución estructurada de actividades y tiempos, se busca optimizar los recursos y garantizar el cumplimiento de los objetivos en los plazos establecidos.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo														
Entregables	Semana 1	Semana 2	Semana 3	Semana 4	Semana 5	Semana 6	Semana 7	Semana 8	Semana 9	Semana 10	Semana 11	Semana 12	Semana 13	Semana 14	Semana 15	Semana 16	Semana 17	Semana 18	Semana 19
Definición del problema																			
Revisión de Literatura																			
Introducción y estándares técnicos																			
Selección de alternativas																			
Propuesta de la carrocería en CAD																			
Cálculo 1: Cargas estática y dinámicas																			
Cálculo 2: Distribución de peso y centro de gravedad																			
Ánalisis de riesgos y plan de manejo																			
Ánalisis y ensayos del material																			
Cálculo 3: Factores de seguridad en fatiga																			
Cálculo 4: Resistencia y carga aerodinámica (Lift, drag y downforce)																			
Cálculo 5: Esfuerzos en juntas y puntos de montaje																			
Ensayos y pruebas aerodinámicas																			
Simulaciones (Presiones, esfuerzos, CFD, Crash test)																			
Planos																			
Plan de manufactura																			
1er Avance construcción: Moldes Alerón frontal y trasero																			
2do Avance construcción: Moldes Cono de nariz y monocasco																			
3er avance construcción: Moldes Piso y pontones																			
4to avance construcción: Manufactura de la carrocería con Fibra de vidrio																			
Pintado y diseño estético																			
Ensamble final de elementos																			
Manual de operación y mantenimiento																			
Presentación Final																			
Portafolio del proyecto																			

Figura 5.1: Cronograma de entregables del proyecto de titulación.

Aquí se muestran las distintas actividades organizadas en un cronograma que abarca desde enero hasta mayo, permitiendo visualizar de manera clara los tiempos estimados para cada fase del proyecto. Cada fila representa una tarea específica dentro del desarrollo del proyecto, desde la investigación y análisis inicial hasta la construcción y finalización del vehículo. Las celdas marcadas en amarillo indican las semanas en las que se trabajará en cada actividad, asegurando una distribución lógica y progresiva de las tareas. Se observa que el proyecto inicia con la

definición del problema, seguida por la revisión de literatura y el diseño conceptual en CAD, para luego avanzar a los cálculos estructurales, análisis aerodinámico y pruebas.

Una vez terminada la fase de diseño y análisis, se entra en la etapa de construcción, que inicia con la fabricación de moldes y continúa con la manufactura de la carrocería en fibra de vidrio. Posteriormente, se da paso al pintado, ensamblaje final y la creación del manual de operación y mantenimiento. Finalmente, el proyecto concluye con la presentación final y la entrega del portafolio del proyecto.

CAPÍTULO 6

ESTÁNDARES APLICABLES

En esta sección se consideran los estándares más relevantes para el proyecto.

- **Reglamento de Formula SAE**

Importancia: Es la referencia principal que regula las especificaciones de la carrocería, incluyendo dimensiones, resistencia, peso y seguridad (SAE International, 2025).

- **SAE J211/1: Instrumentación para pruebas de impacto de vehículos**

Importancia: Cubre los procedimientos para instrumentar vehículos y evaluar el impacto en pruebas de choque. Aunque no se refiere directamente solo a la carrocería, es relevante para la medición de los efectos del impacto en la estructura del vehículo. (SAE International, 2017).

- **NACA Series (National Advisory Committee for Aeronautics)**

Importancia: Ofrece datos sobre perfiles alares que permiten diseñar alerones optimizados para generar carga aerodinámica y minimizar resistencia (National Aeronautics and Space Administration, 1950).

- ***SAE J1594: Terminología de pruebas aerodinámicas**

Importancia: Define la terminología para reportar el comportamiento aerodinámico de la carrocería en simulaciones o túneles de viento (SAE International, 1986).

- ***ASTM D3039: Ensayo de tracción de materiales compuestos**

Importancia: Mide la resistencia y elasticidad de materiales como fibra de carbono o

fibra de vidrio, ampliamente usados en la carrocería (ASTM International, 2022).

- ***SAE J429: Propiedades mecánicas de pernos y tornillos**

Importancia: Especifica los requisitos de resistencia para sujetadores utilizados en el ensamblaje de la carrocería (SAE International, 2021).

- ***ISO 3269: Control de calidad en sujetadores**

Importancia: Asegura la calidad de los tornillos y pernos usados en las uniones de los paneles de la carrocería (International Organization for Standardization, 2000).

CAPÍTULO 7

MODELADO EN CAD

El diseño y desarrollo del vehículo requiere un enfoque integral que combine aspectos técnicos, aerodinámicos y estéticos. Esta sección presenta el proceso de diseño en CAD (Computer-Aided Design) de la carrocería y los alerones del vehículo FSAE en cuestión. Se utilizan herramientas como *Fusion 360* de Autodesk y *Airfoil Tools*, se muestran las etapas de modelado, desde la importación del chasis digitalizado hasta la optimización aerodinámica de ciertos componentes. Además, se consideran las regulaciones de la FSAE y se prioriza la estética y el rendimiento, siguiendo enfoques similares a los presentados en investigaciones de diferentes autores.

7.1 Software utilizado

- **Fusion** de Autodesk para el modelado y desarrollo del modelo CAD en general, con el add-in de **Airfoil Sketch From File** para el dibujado de perfiles alares a partir de archivos **.dat**.
- **Airfoil Tools** para información y datos del perfil alar Eppler E426 para su uso en los alerones frontal y trasero.
- **Microsoft Excel** para el análisis de datos de archivos **.csv** del desempeño del perfil alar.

7.2 Procedimiento

El diseño se inicia a partir de un modelo digitalizado del chasis, el cual permite definir las dimensiones generales y la geometría principal que servirá como base para el desarrollo de los distintos componentes. En una primera etapa, la geometría del chasis se importa a un archivo en blanco, estableciendo así el punto de partida para el proceso de diseño.

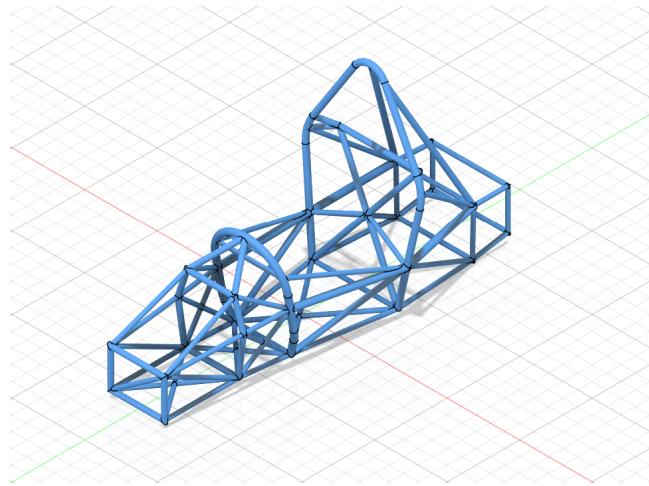


Figura 7.1: Modelo digitalizado del chasis.

Dado que el modelo inicial solo incluye el chasis, es necesario incorporar las ruedas del vehículo para establecer una base más completa y precisa para el diseño. Para lograr esto, se realizan mediciones del chasis real, con el fin de obtener información exacta sobre el tamaño y la ubicación de las ruedas en relación con la estructura del chasis.



Figura 7.2: Algunas mediciones realizadas en las ruedas y suspensión.

Al obtener mediciones reales, se añaden ruedas virtuales al modelado del chasis.

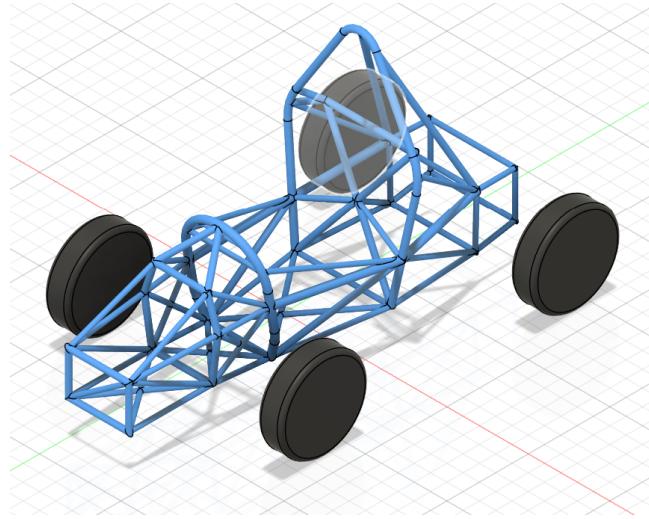


Figura 7.3: Modelado de chasis con ruedas.

7.2.1 Diseño de cuerpo principal

El diseño del cuerpo general del vehículo (compuesto por el piso, el cono de nariz, los pontones y el monocabo) se llevó a cabo utilizando la función de creación de formas (*Create Form*), la cual permite generar una figura base y ajustar los segmentos que la conforman para obtener la geometría deseada. Se optó por un diseño unificado para todas las partes, tanto por motivos de facilidad en la fabricación como por coherencia estética, siguiendo un enfoque similar al presentado en el trabajo de Faron et al., 2015.

Durante todo el proceso de diseño de la carrocería, se tuvieron en cuenta las limitaciones geométricas establecidas por la FSAE, especialmente en lo que respecta a las restricciones de longitud y extensión de los componentes en relación con el chasis.

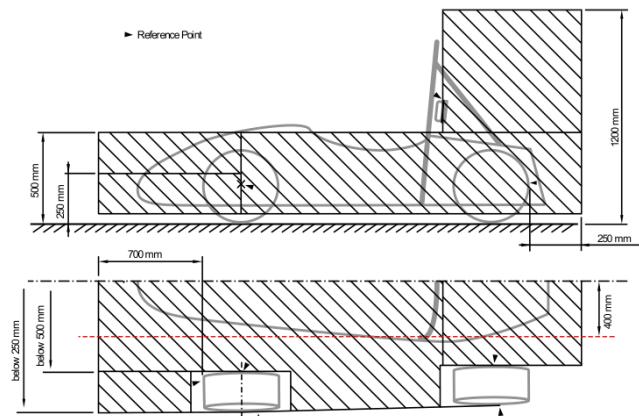


Figura 7.4: Limitaciones geométricas de dispositivos aerodinámicos de FSAE (SAE International, 2025).

Para la creación del cuerpo principal se realiza lo siguiente:

1. Se selecciona la función de creación de forma.



Figura 7.5: Función de creación de forma.

2. Se determina un tamaño y ubicación inicial para la figura base y se seleccionan parámetros como el número de subdivisiones en las caras y funciones como el espejo respecto a un eje.

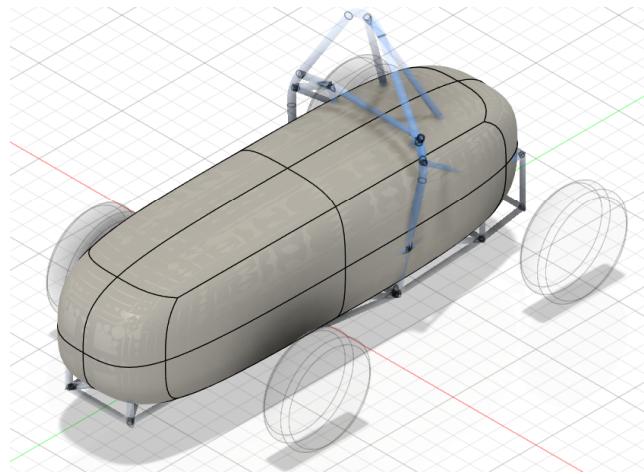


Figura 7.6: Geometría inicial de la creación de forma.

3. Se ajusta la forma para lograr una geometría más cercana a las partes deseadas.

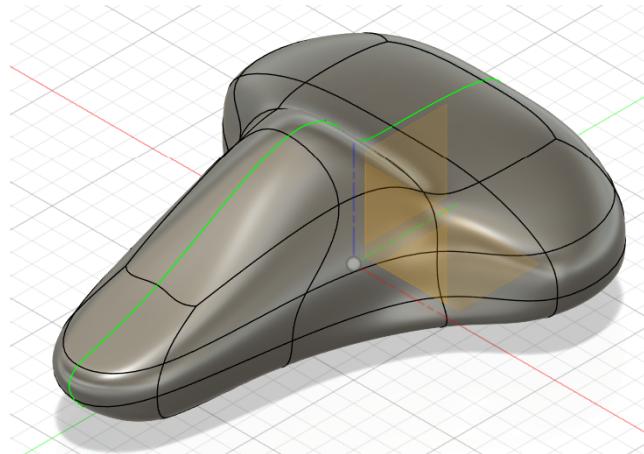


Figura 7.7: Proceso de esculpido de la forma general.

4. Se consideran los enunciados del reglamento de FSAE, y se finaliza el modelado del cuerpo principal.

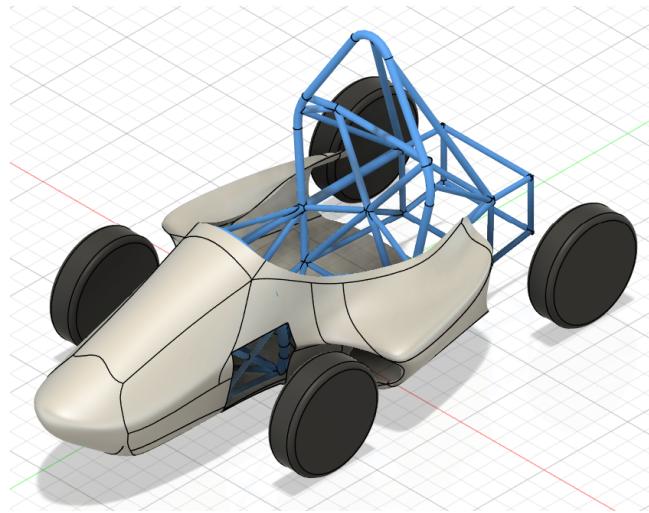


Figura 7.8: Modelado del cuerpo final.

Es importante destacar que no existen lineamientos excesivamente estrictos en cuanto a la forma específica de la carrocería, a excepción de ciertos componentes de protección obligatorios para el piloto, como la placa con atenuador de impactos en la parte frontal del chasis. Por ejemplo, la FSAE no exige la inclusión de pontones o alerones como elementos obligatorios. Por esta razón, el diseño de carrocerías en la FSAE está sujeto en gran medida a la discreción del equipo diseñador, siempre y cuando se respeten los lineamientos básicos establecidos por la organización.

En este caso particular, se prioriza tanto la estética del diseño como las posibles mejoras en el rendimiento derivadas de un perfil aerodinámico más eficiente, como el diseño de nariz de punta alta, sugerido en el trabajo de Savliya, 2020.

7.2.2 Diseño de alerones

Para el diseño de los alerones, se tomaron en cuenta principalmente el tamaño y las zonas permitidas para dispositivos aerodinámicos, según lo establecido en el reglamento de la FSAE. Además, se consideraron factores económicos y la facilidad de manufactura, determinando que la opción más viable en términos de costos y tiempo de fabricación consiste en la implementación de dos alas en el alerón frontal y dos alas en el alerón trasero. El diseño de los alerones implica conocer el ángulo de ataque óptimo para las alas empleadas, así como un diseño de endplates que sea estético y presente ciertas mejoras en el desempeño aerodinámico del sistema.

Se seleccionó el perfil alar *Eppler E426* para todas las alas, debido a sus características de construcción y aerodinámicas favorables. Para obtener la geometría precisa de este perfil, se utilizó la herramienta en línea *Airfoil Tools*, la cual permite generar un archivo exportable con la forma del perfil. Asimismo, esta herramienta fue empleada para determinar el ángulo de ataque óptimo de las alas.

7.2.2.1 Determinación de ángulos de ataque

Se entiende por ángulo de ataque (α) a aquel formado entre la dirección del flujo del fluido y la cuerda del perfil alar.

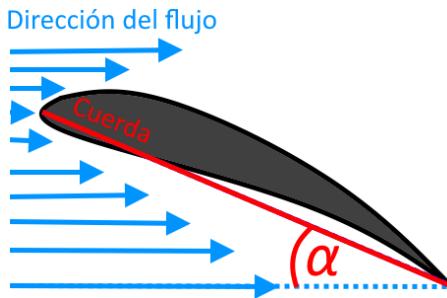


Figura 7.9: Ángulo de ataque para un perfil alar.

A mayores ángulos de ataque se espera que el coeficiente de sustentación (C_l) aumente, lo que deriva en una mayor fuerza de carga aerodinámica del ala. Sin embargo, el coeficiente de arrastre (C_d) también aumenta, lo que implica que la fuerza de arrastre no deseada es mayor.

La herramienta *Airfoil Tools* ofrece diversas gráficas de desempeño para distintos perfiles alares. En este caso particular, el interés se centra en la relación entre el C_l y α , así como en la conexión de este último con la relación entre el C_l y el C_d . Estas gráficas permiten analizar el comportamiento aerodinámico del perfil seleccionado y determinar el ángulo de ataque óptimo que maximiza la sustentación mientras minimiza el arrastre.

Para determinar los ángulos de ataque, es necesario calcular primero el número de Reynolds (Re) para el caso particular de los alerones en el vehículo en las condiciones de operación esperadas. El número de Reynolds se obtiene a través de la siguiente expresión:

$$Re = \frac{vl}{\nu}$$

Donde:

- v es la velocidad de flujo del fluido en m/s . Se considera una velocidad aproximada de 70 km/h ($\approx 19.44 \text{ m/s}$) para lograr que los efectos aerodinámicos de los alerones sobre el vehículo sean más apreciables.
- l es la longitud de la cuerda del perfil alar en m, o la “longitud de la punta a la cola” del perfil. Por limitaciones en el momento de la fabricación, se considera una cuerda de 0.34m.
- ν es la viscosidad cinemática del fluido en m^2/s . Se considera aire a 25°C . El valor de ν para este caso es de $1.562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

$$Re = \frac{19.44 \text{ m/s} \times 0.34 \text{ m}}{1.562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 423150$$

Para implementar dos alas por alerón, se definió un ángulo de ataque específico para cada perfil. El primer ángulo de ataque se seleccionó en función de la mejor relación entre el C_l y el C_d , es decir, aquel que proporciona la mayor carga aerodinámica posible mientras se minimiza el arrastre. El segundo ángulo de ataque se eligió para maximizar el C_l del perfil alar seleccionado, con el objetivo de generar la mayor fuerza de sustentación posible.

La herramienta *Airfoil Tools* ofrece gráficas de desempeño para los perfiles alares, considerando diferentes números de Reynolds. A continuación, se presenta una gráfica que muestra la relación entre el C_l y el C_d en función de α , para números de Reynolds de 200000 y 500000.

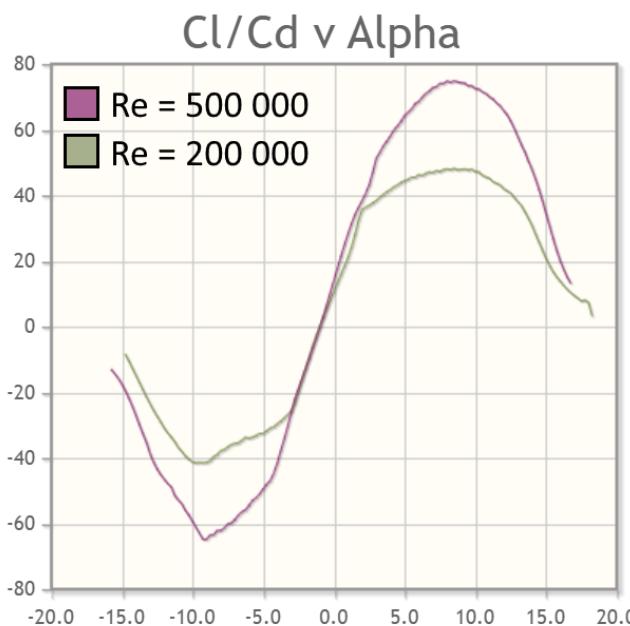


Figura 7.10: Gráfica de C_l/C_d vs. α (Airfoil Tools, s.f.).

La figura presentada muestra la variación de la relación entre el C_l y el C_d respecto a α para el perfil alar *Eppler E426* en diferentes condiciones (números de Reynolds). Un mayor $\frac{C_l}{C_d}$ indica que hay una mejor relación entre los coeficientes de sustentación y de arrastre, es decir, se maximiza la fuerza de carga aerodinámica mientras se minimiza la fuerza de arrastre en medida de lo posible.

Los valores máximos de la gráfica corresponden a los siguientes valores:

$$Re = 200000: \text{Max } C_l/C_d @ \alpha = 8.5^\circ$$

$$Re = 500000: \text{Max } C_l/C_d @ \alpha = 8.5^\circ$$

A partir de los valores de la gráfica, se realiza una interpolación lineal para determinar el ángulo de ataque con un valor máximo para el número de Reynolds obtenido previamente, el cual representa las condiciones determinadas a las que estará sometido el vehículo:

$$\alpha_{Re=423150} = 8.5 + \frac{8.5 - 8.5}{500000 - 200000} \times (423150 - 200000) = 8.5$$

Por tanto se determina que el primer ángulo de ataque para los perfiles de los alerones es de 8.50° .

A continuación se muestra una gráfica de C_l vs. α :

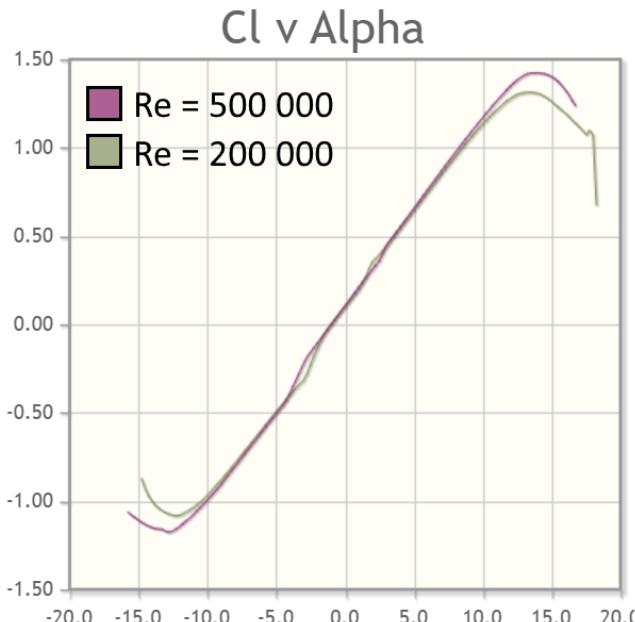


Figura 7.11: Gráfica de C_l vs. α (Airfoil Tools, s.f.).

La figura presentada muestra la variación del C_l respecto a α para el perfil alar *Eppler E426* en diferentes condiciones (números de Reynolds). Un mayor C_l indica que hay una mayor fuerza de carga aerodinámica total para el ala. Se considera este valor para utilizar el ángulo de ataque que ofrezca la mayor fuerza de carga aerodinámica posible.

Los valores máximos de la gráfica corresponden a los siguientes valores:

$Re = 200000$: Max C_l @ $\alpha = 13.25^\circ$

$Re = 500000$: Max C_l @ $\alpha = 14^\circ$

Al igual que el cálculo de α anterior, se realiza una interpolación lineal para determinar el ángulo de ataque con un valor máximo para el número de Reynolds que represente las condiciones operativas del vehículo:

$$\alpha_{Re=423150} = 13.25 + \frac{14 - 13.25}{500000 - 200000} \times (423150 - 200000) = 13.81$$

Por tanto se determina que el segundo ángulo de ataque para los perfiles de los alerones es de 13.81° .

7.2.2.2 Diseño de alas y endplates en CAD

Para determinar las ubicaciones de las alas en los alerones y de los endplates en el modelo, se trazó la zona permisible máxima para dispositivos aerodinámicos, según lo establecido por las regulaciones de la FSAE. En el caso del alerón delantero, la longitud frontal no debe exceder los 700 mm, medidos desde la parte frontal del neumático, y debe comenzar a una distancia no menor de 75 mm desde el mismo punto (SAE International, 2025).

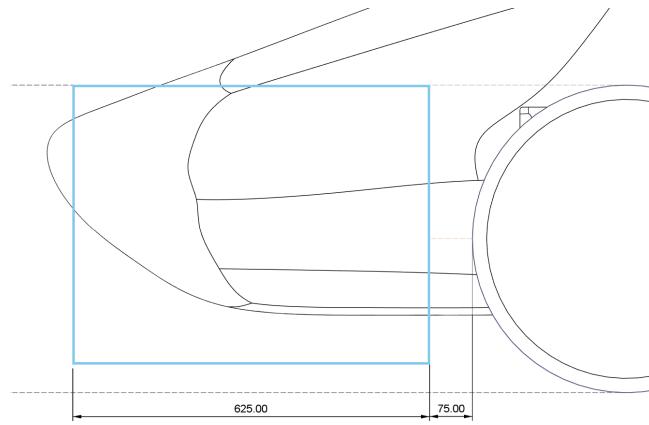


Figura 7.12: Zona permisible de construcción frontal.

Se realizan líneas guía con la longitud de cuerda y el ángulo de ataque correspondiente, y se utiliza el add-in de **Airfoil Sketch From File** empleando un archivo **.dat** de la geometría del perfil Eppler E426 obtenido de *Airfoil Tools*.

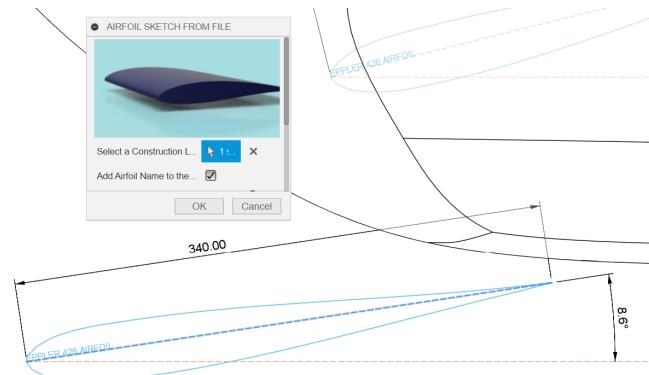


Figura 7.13: Dibujado de perfiles alares utilizando *Airfoil Sketch From File*.

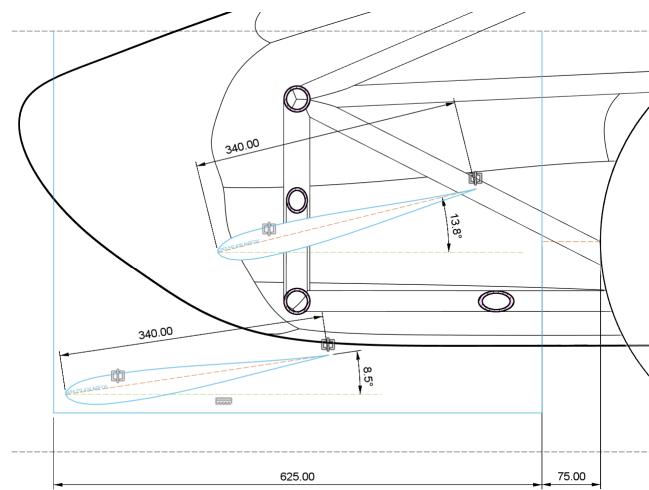


Figura 7.14: Diseño de perfiles alares del alerón delantero.

El diseño de los endplates se llevó a cabo siguiendo la geometría de los perfiles alares, priorizando tanto la estética como el cumplimiento de las limitaciones geométricas establecidas por la FSAE. Además, se incorporó un pequeño corte en la parte superior trasera de los endplates, con el objetivo de mejorar ligeramente el desempeño aerodinámico al disipar la energía generada por la formación de vórtices en esa zona (Ferrantini, 2022). Este detalle contribuye a optimizar el flujo de aire alrededor del alerón, reduciendo la resistencia inducida y mejorando la eficiencia aerodinámica del conjunto.

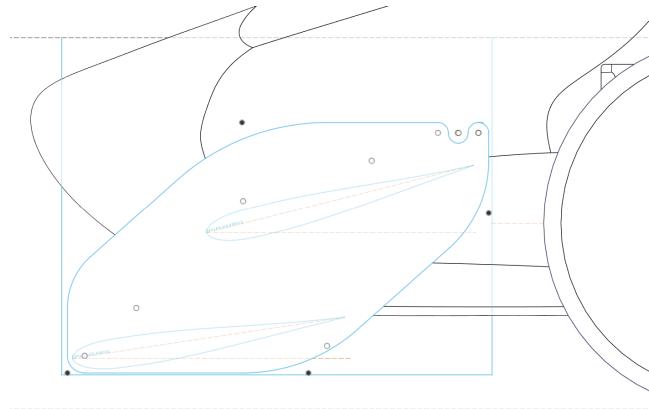


Figura 7.15: Diseño de endplates delanteros

El diseño del alerón y los endplates traseros se desarrolló de manera similar al de sus contrapartes delanteras, manteniendo un enfoque en la estética, el cumplimiento de las regulaciones de la FSAE y la optimización aerodinámica. A continuación, se presentan imágenes que ilustran el proceso de construcción del alerón posterior, donde se muestran las etapas de modelado.

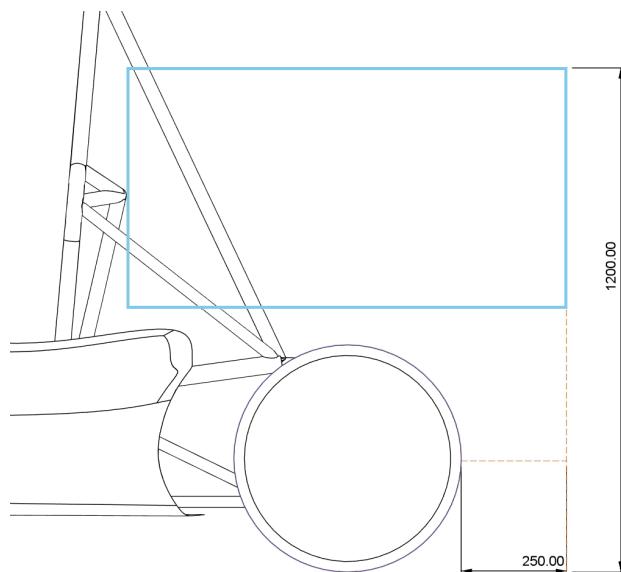


Figura 7.16: Zona permisible de construcción trasera.

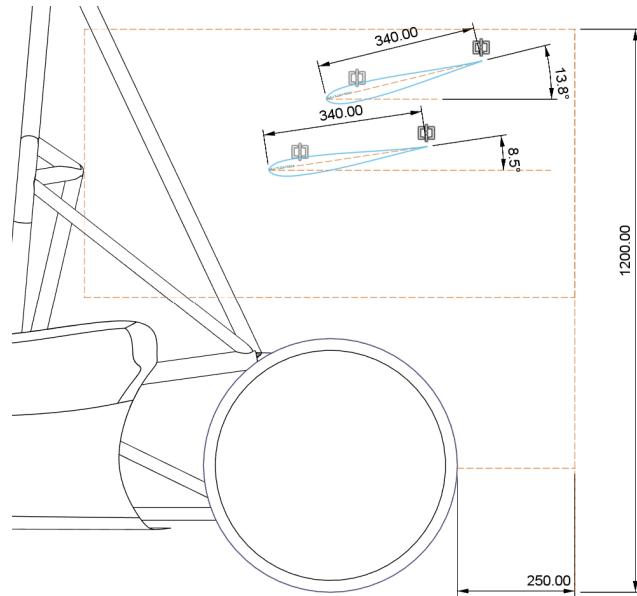


Figura 7.17: Diseño de perfiles traseros

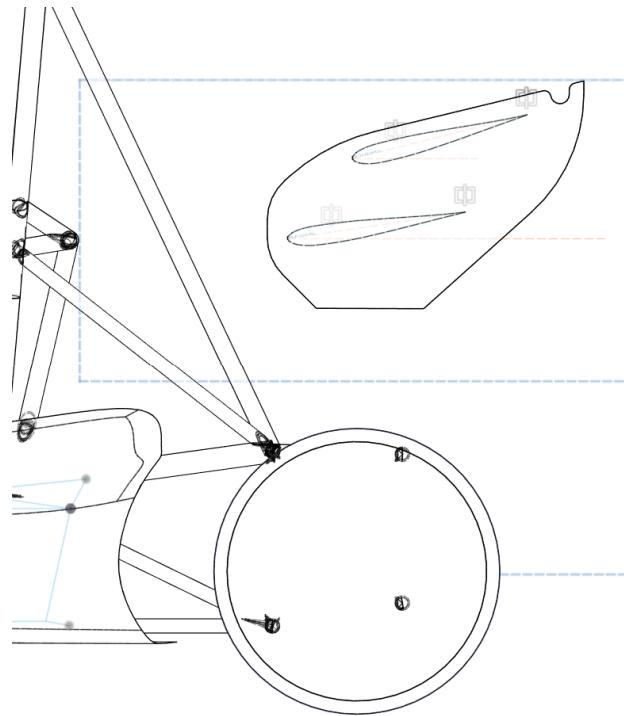


Figura 7.18: Diseño de endplates traseros

7.3 Conclusiones y modelo propuesto

Mediante el uso de herramientas como *Fusion 360* y *Airfoil Tools*, se desarrolló un modelo que cumple con las normativas de la FSAE, optimizando la estética y el rendimiento aerodinámico. Fue posible alcanzar un equilibrio entre el diseño atractivo y la eficiencia técnica, asegurando que el vehículo cumpla con los requisitos de la competencia.

En el modelo, no se incluyen estructuras de sujeción para los componentes debido a ajustes logísticos y posibles variaciones en la disponibilidad de materiales durante el proceso de fabricación. Sin embargo, se presenta la geometría principal de los componentes diseñados, así como la ubicación geométrica propuesta, lo que permite visualizar la integración y disposición de cada elemento en el conjunto general del vehículo. El modelo propuesto a partir del desarrollo de esta sección se muestra a continuación:

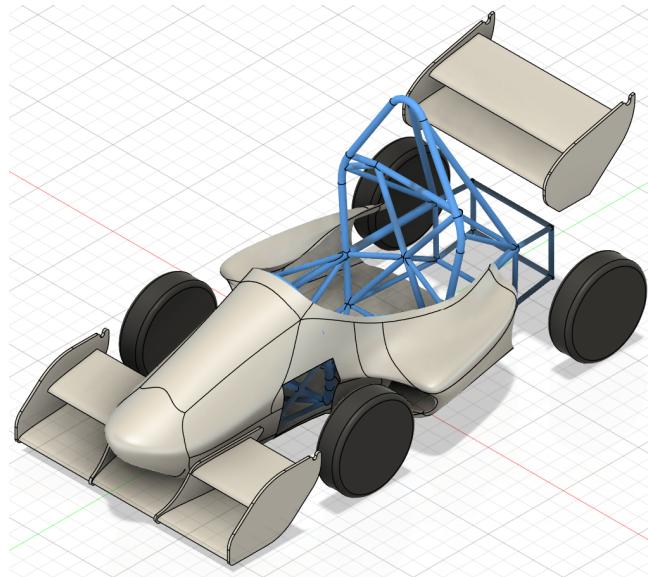


Figura 7.19: Modelo propuesto.

CAPÍTULO 8

PLAN DE MANUFACTURA Y HOJAS DE PROCESO

8.1 Plan de Manufactura

Con el objetivo de representar de manera ordenada y visual las etapas involucradas en la fabricación de la carrocería del vehículo, esta sección presenta los diagramas de flujo y las hojas de proceso correspondientes a cada componente y operación técnica relevante. A través de estos diagramas se busca ilustrar la secuencia lógica de actividades, puntos de control de calidad y decisiones críticas que permiten avanzar en la construcción de cada parte del monoplaza. Además, se incluyen las hojas de proceso para las tareas más técnicas, como el corte, la soldadura, el desbaste, la perforación, la medición y el doblado de los tubos estructurales, específicamente aplicados a los pontones del vehículo. A continuación se presenta el diagrama de flujo general de toda la carrocería:

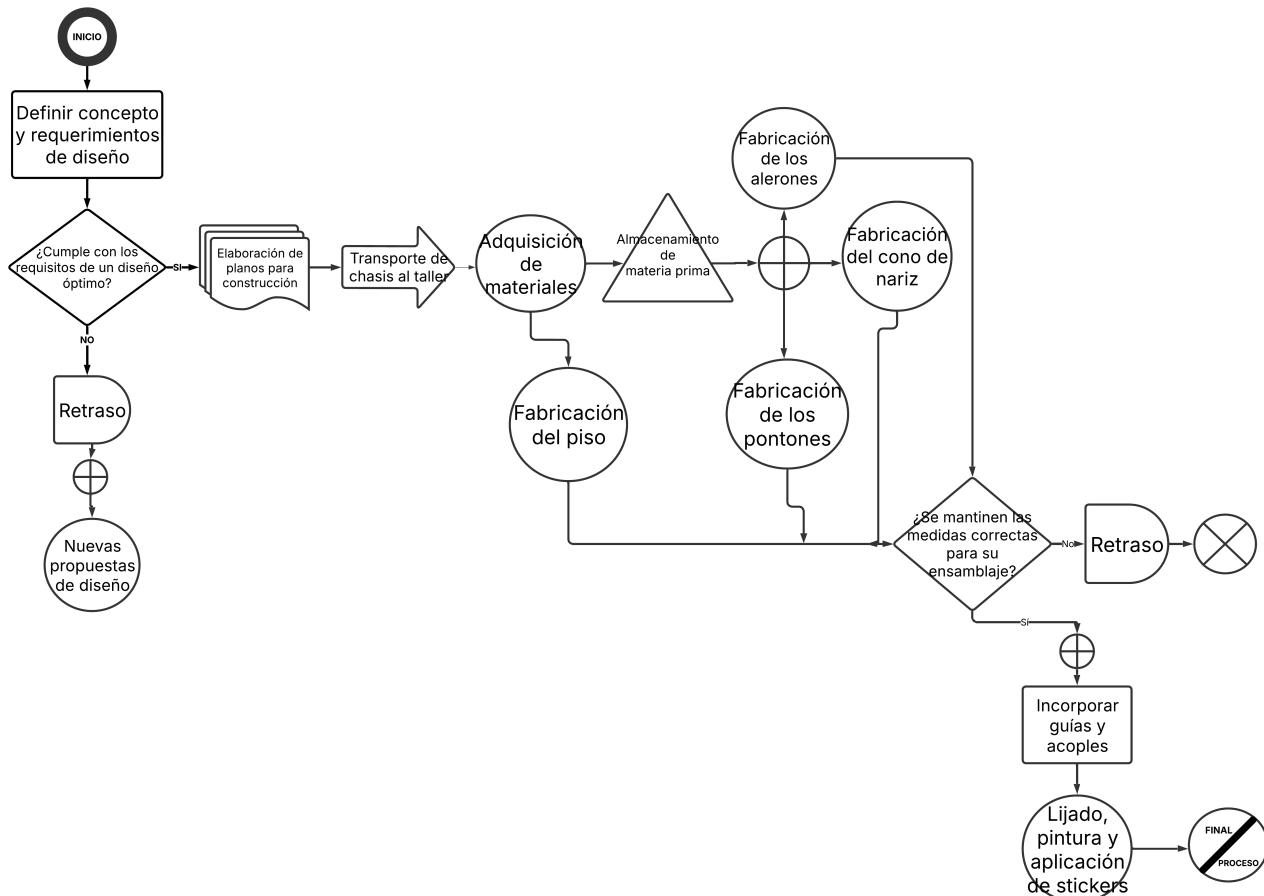


Figura 8.1: Diagrama de flujo general de la carrocería

Con la finalidad de facilitar la comprensión del proceso de manufactura, se optó por desglosar el flujo general de producción en diagramas más específicos para cada una de las partes principales de la carrocería: el cono de nariz, los alerones, los pontones y el piso. Esta división permite visualizar de forma más clara las particularidades de fabricación que requiere cada componente, considerando que cada uno involucra materiales, herramientas y secuencias distintas. A continuación, se presenta el desarrollo detallado de estos diagramas, los cuales reflejan paso a paso las actividades necesarias para la construcción de cada elemento, así como los controles y verificaciones correspondientes en cada fase del proceso.

8.1.1 Diagrama de flujo de los alerones

El siguiente diagrama de flujo describe detalladamente el proceso completo de fabricación y ensamblaje del alerón de un vehículo, elemento crucial para mejorar la aerodinámica y proporcionar estabilidad en pista. El procedimiento inicia con la elaboración de moldes, a partir de una mezcla cuidadosamente preparada de resina, peróxido de metiletilcetona (MEK), dióxido de titanio y gelcoat. Esta mezcla, tras ser homogenizada, se combina con fibra de vidrio para dar forma a las piezas estructurales, las cuales luego pasan por un proceso de secado.

Una vez secas, las piezas se extraen y se pulen para asegurar que el acabado sea el adecuado. Si las medidas o el acabado no cumplen con los estándares, se repite el proceso de pulido. Cuando se verifica que todo está correcto, las alas se pegan y se comprueba si su forma coincide con el perfil deseado. En caso contrario, se corrige hasta cumplir con la geometría establecida. Luego, se realiza el corte, extracción y verificación final del endplate, comparando su forma con el diseño CAD.

En paralelo, se lleva a cabo la fabricación de los soportes del alerón utilizando platinas y tubos cuadrados. Estos elementos son medidos, cortados, soldados y enfriados, asegurando su resistencia estructural. Si la estructura no soporta el peso requerido, se replantea la estrategia de sujeción hasta alcanzar el nivel óptimo.

Finalmente, cuando todas las partes cumplen con los requisitos de calidad y diseño, se procede al montaje del alerón sobre los soportes, fijándolo al chasis con pernos. Así se concluye un proceso que garantiza la fabricación de un sistema aerodinámico robusto, preciso y adaptable.

a las condiciones de competencia.

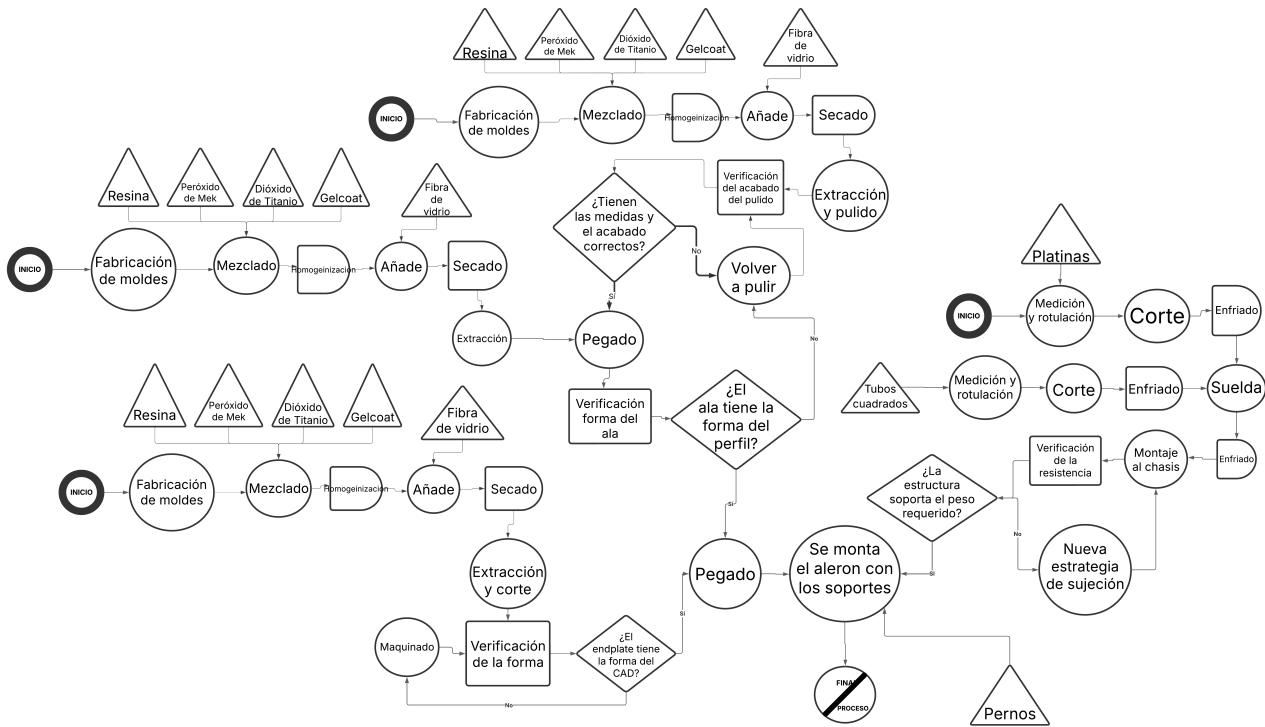


Figura 8.2: Diagrama de flujo de los alerones

8.1.2 Diagrama de flujo de los pontones

El siguiente diagrama de flujo detalla el proceso de manufactura y ensamblaje de los pontones del vehículo, piezas clave tanto en el manejo del flujo aerodinámico lateral como en la protección estructural de los componentes internos del chasis. Todo comienza con la fabricación de moldes mediante una mezcla cuidadosamente preparada de resina, peróxido de metiletilcetona (MEK), dióxido de titanio y gelcoat, a la que se añade fibra de vidrio. Esta mezcla se homogeniza y se vierte en los moldes, para luego secarse y ser extraída.

Una vez fuera del molde, se procede a dar forma a la pieza, que pasa por un control de calidad donde se verifica si su geometría coincide con las dimensiones y contornos definidos en el modelo CAD. Si no se ajusta, la pieza se maquila hasta lograr la forma adecuada.

En paralelo, se construye la estructura de soporte a partir de tubos cuadrados. Estos se miden, cortan, enfrian, enumeran y se sueldan según especificaciones técnicas. Luego se verifica su resistencia; si no supera las pruebas, se replantea la estrategia de sujeción antes de continuar.

Finalmente, cuando tanto las planchas externas como la estructura interna cumplen con todos los requisitos de forma y resistencia, se realiza la sujeción de los pontones utilizando pernos. Se hace una última comprobación para asegurar que el montaje soporta el peso necesario, concluyendo así un proceso que garantiza solidez, precisión y funcionalidad en cada componente ensamblado.

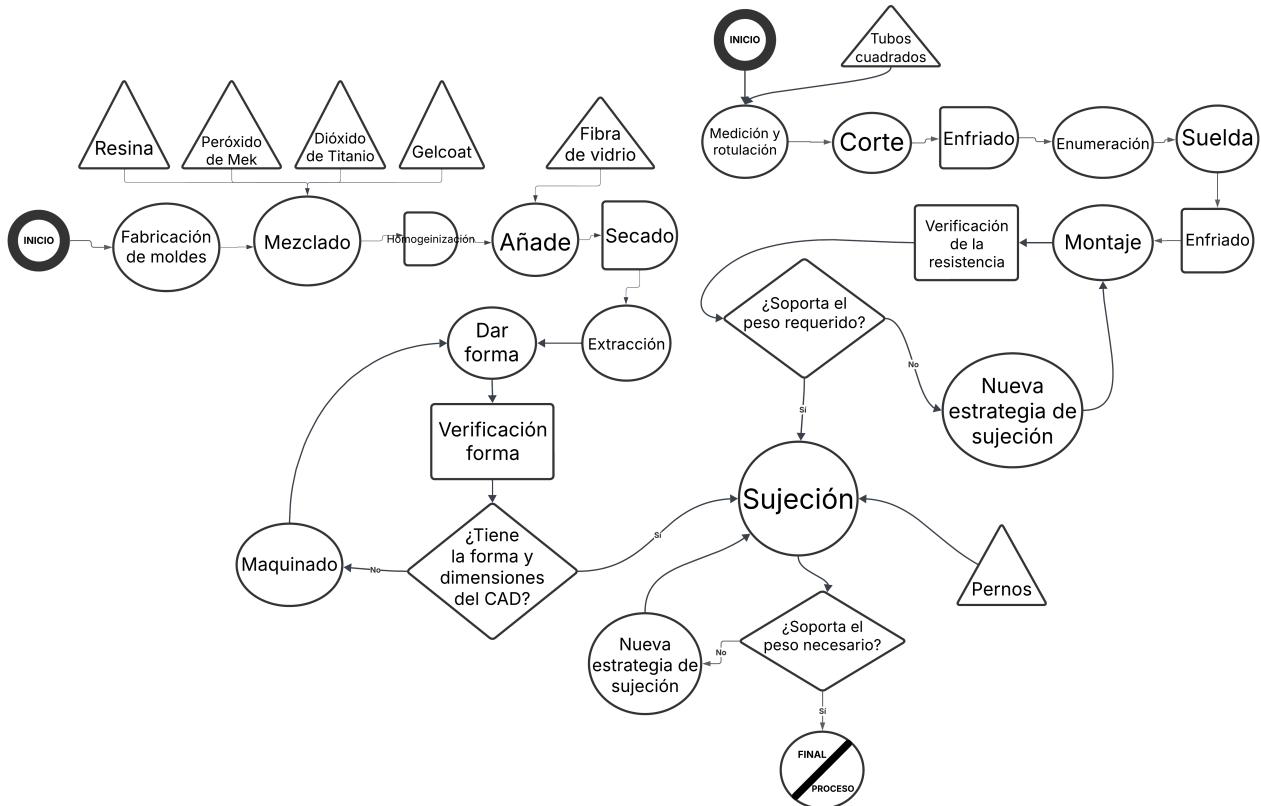


Figura 8.3: Diagrama de flujo de los pontones

8.1.3 Diagrama de flujo del piso

Este diagrama de flujo ilustra de manera clara y ordenada el proceso de fabricación del piso del vehículo, una pieza esencial que, además de servir como base estructural, contribuye a la eficiencia aerodinámica y estabilidad general del monoplaza. El procedimiento comienza con la selección de una plancha de madera, sobre la cual se realizan las mediciones y rotulaciones iniciales que guiarán el corte.

Luego del corte, se verifica que las dimensiones obtenidas coincidan con lo especificado en el diseño CAD. En caso de que no se cumpla con las medidas o el acabado esperado, se realiza un proceso de corte y pulido adicional para afinar la pieza. Una vez que se valida que todo

esté en orden, se continúa con la fase de sujeción, donde también se incorporan las agarraderas como parte del montaje funcional.

Posteriormente, se comprueba si el conjunto soporta el peso requerido. Si no es así, se implementa una nueva estrategia de sujeción hasta que se logre la firmeza necesaria. Una vez cumplidos todos los requisitos de precisión y resistencia, se da por finalizado el proceso, obteniendo un componente robusto, funcional y alineado con los estándares del diseño técnico.

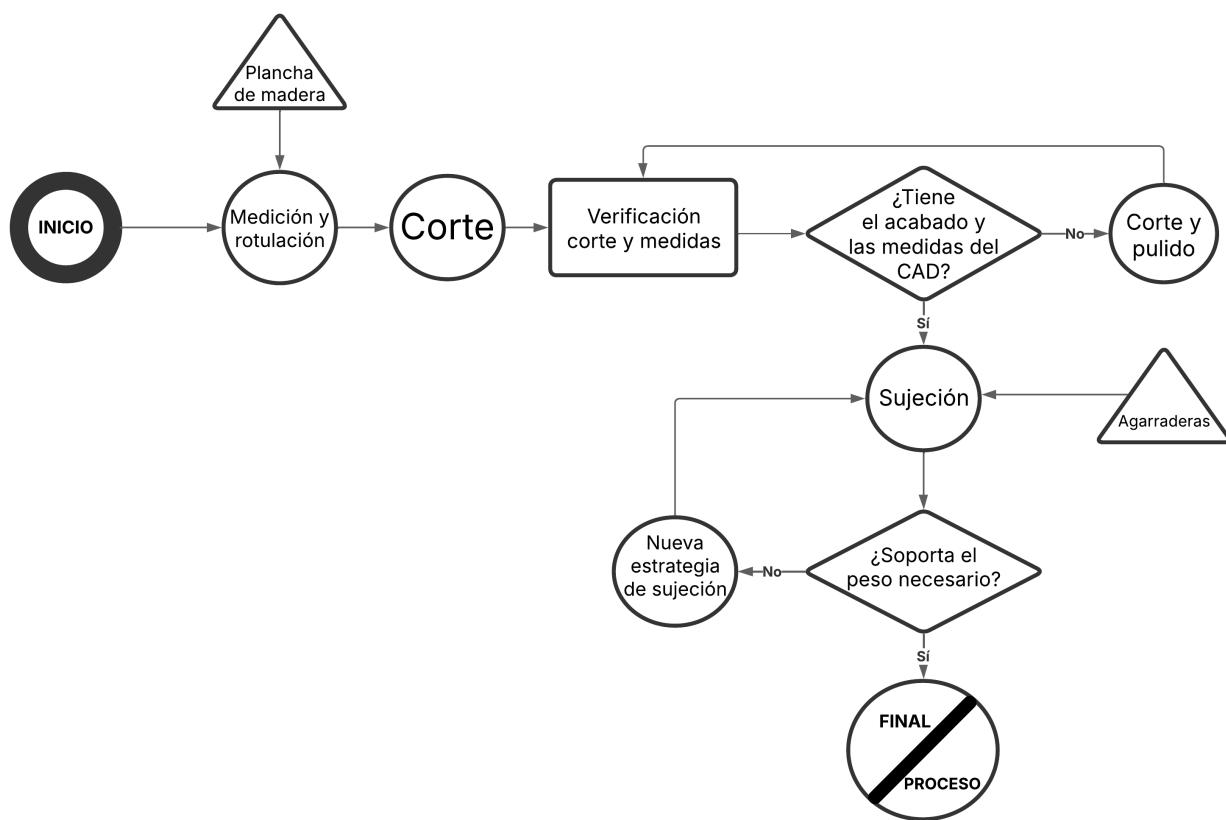


Figura 8.4: Diagrama de flujo del piso

8.1.4 Diagrama de flujo del cono de nariz

Por último, el siguiente diagrama de flujo representa el proceso de fabricación y ensamblaje del cono de nariz del vehículo, una pieza clave que no solo define la forma frontal del monoplaza, sino que también influye directamente en la eficiencia aerodinámica y en la canalización del aire hacia los elementos posteriores. El procedimiento comienza con la fabricación del molde, al cual se le integran materiales compuestos como resina, peróxido de metiletilcetona (MEK), dióxido de titanio, gelcoat y fibra de vidrio. Estos se mezclan y homogenizan cuidadosamente antes de ser aplicados.

Una vez añadidos al molde, el material pasa por un proceso de secado controlado, seguido de la extracción del cuerpo conformado. Posteriormente, se realiza el moldeado definitivo para dar forma al cono de nariz, proceso que incluye una verificación rigurosa para asegurar que la geometría obtenida sea precisa. Si no coincide con las dimensiones del diseño CAD, la pieza es enviada a maquinado para los ajustes necesarios.

Cuando la forma ha sido validada, se realiza la sujeción del componente con pernos, y se evalúa si esta fijación soporta adecuadamente el peso y las cargas esperadas. En caso contrario, se redefine la estrategia de sujeción hasta obtener un montaje sólido y funcional. Solo al cumplir todos los parámetros técnicos se da por finalizado el proceso, asegurando que el cono de nariz esté listo para cumplir su función tanto estructural como aerodinámica en pista.

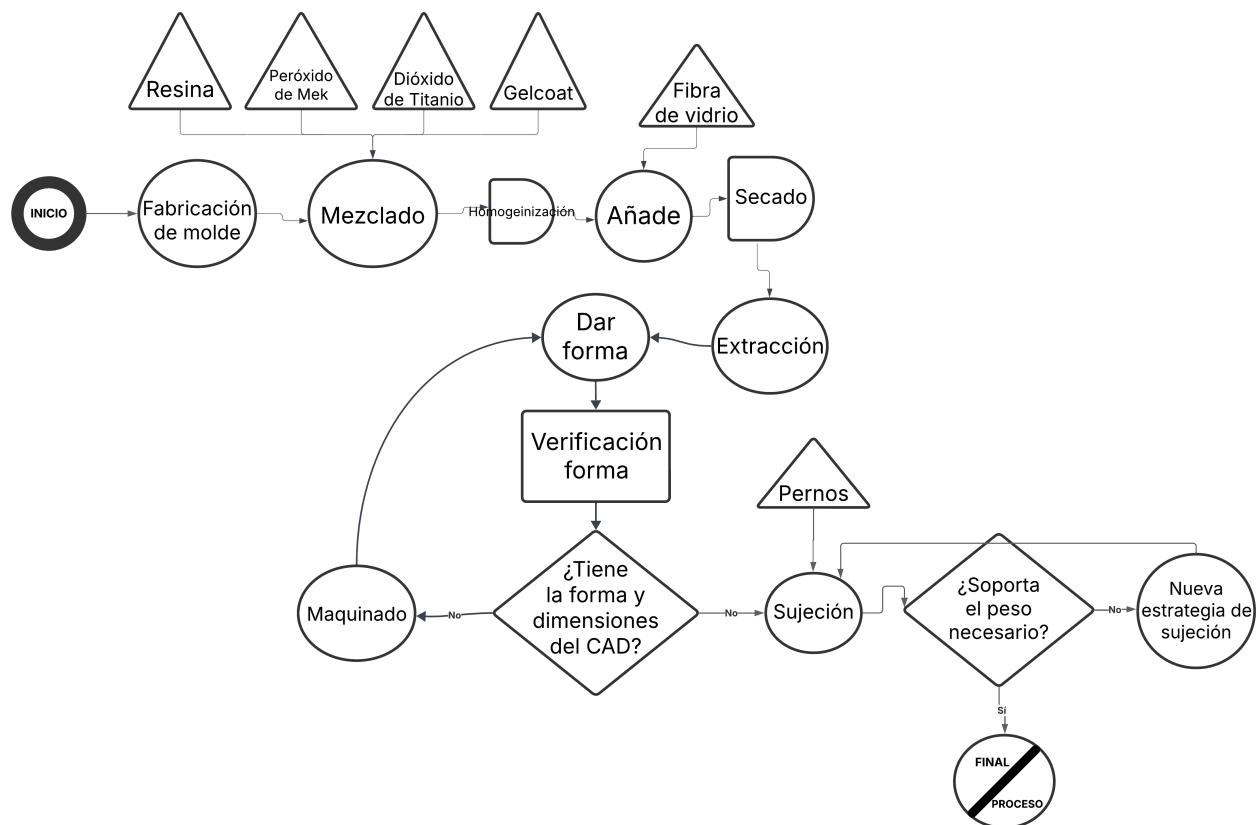


Figura 8.5: Diagrama de flujo del cono de nariz

8.2 Hojas de procesos

En esta sección se presenta una de las hojas de proceso elaboradas específicamente para la fabricación de la estructura encargada de sostener los pontones laterales del vehículo. Esta estructura, compuesta por tubos de acero A36, requiere una ejecución precisa en cada una de sus etapas para asegurar un montaje firme, alineado y funcional dentro del conjunto de la carrocería. Las hojas de proceso detallan cada operación necesaria, desde el corte y doblado de los tubos hasta la soldadura, perforación y verificación dimensional, con el propósito de guiar de forma clara y repetible cada paso del trabajo en taller. Estas hojas permiten, además, anticipar dificultades, estandarizar métodos de fabricación y facilitar la supervisión en cada fase de la producción.

A continuación, se muestra una imagen de la construcción de la estructura de soporte de uno de los pontones. Las hojas de procesos se pueden encontrar en la sección de Anexo C: Hojas de procesos.



Figura 8.6: Construcción de estructura para soporte de pontones.

CAPÍTULO 9

EVALUACIÓN DE RIESGOS

En el proceso de diseño y construcción de la carrocería para un vehículo Fórmula SAE, es crucial identificar y mitigar los riesgos que pueden comprometer la calidad, seguridad y eficiencia del proyecto. La siguiente tabla presenta un análisis detallado de los principales riesgos detectados a lo largo del desarrollo, categorizados por su prioridad y responsables, así como las decisiones tomadas para evitarlos y sus respectivas observaciones. Este análisis permite anticiparse a posibles fallos en materiales, procesos de fabricación y logística, asegurando una ejecución más controlada y efectiva del proyecto.

Código	Descripción	Prioridad	Responsable	Decisión tomada	Estatus
1	Fijación inadecuada con los fasteneres de la carrocería al chasis que podría generar desprendimientos durante la operación del vehículo.	5	Luis Valverde	Evitar: Implementar un protocolo de instalación con protecciones detalladas y realizar inspecciones de calidad tras cada fijación.	Vigente
2	Uso de materiales no adecuados para la carrocería, lo que puede afectar la resistencia, peso y desempeño aerodinámico del vehículo.	7	Luis Valverde	Evitar: Realizar estudios de materiales con pruebas de resistencia y validaciones en software antes de la selección final.	Vigente
3	Retrasos en la fabricación de moldes que impactan directamente el cronograma de ensamblaje final, causando posibles incumplimientos en plazos de entrega.	8	Luis Valverde	Evitar: Tener en cuenta proveedores alternativos, además de realizar un seguimiento constante, alineado al cronograma establecido.	Vigente
4	Errores en la construcción de moldes que afectan la calidad y precisión de las piezas finales.	6	Juan Granja	Evitar: Implementar revisiones de calidad en cada fase del moldeado y realizar pruebas piloto antes de la producción completa.	Vigente
5	Falta de mano de obra calificada en procesos de fabricación de carrocerías con materiales compuestos.	5	Harjit Singh	Evitar: Subcontratar la construcción o taller y buscar proveedores con tiempo.	Vigente
6	Fallas en los procesos de curado de los materiales compuestos, generando defectos en la carrocería.	7	Harjit Singh	Evitar: Implementar protocolos estrictos de curado con control de temperatura y humedad, además de pruebas de calidad en cada lote.	Vigente

Código	Descripción	Prioridad	Responsable	Decisión tomada	Estatus
7	Problemas en la logística y transporte del vehículo o sus componentes, que pueden ocasionar daños, retrasos o costos adicionales durante el traslado.	9	Luis Valverde	Evitar: Contratar servicios de transporte especializados y garantizados para vehículos prototipo y asegurar un correcto embalaje para cada una de las piezas.	Vigente
8	Falta de documentación técnica adecuada para el ensamblaje de la carrocería, lo que puede generar errores en la instalación.	6	Harjit Singh	Evitar: Crear manuales detallados de ensamblaje y capacitación para el equipo técnico.	Vigente
9	Implementación práctica del modelo final es muy diferente a los modelados en CAD y las especificaciones de los planos.	6	Harjit Singh	Evitar: Guiarse con los modelos y los planos en todo momento, y revisar que cada parte esté fabricada según lo indicado.	Vigente
10	Uso incorrecto de adhesivos o uniones en la carrocería, lo que puede comprometer la seguridad y rigidez estructural.	7	Juan Granja	Evitar: Realizar pruebas de adhesión en materiales y definir procedimientos estandarizados de aplicación.	Vigente
11	Los componentes finales no encajan entre sí en el momento del ensamblaje debido a posibles errores de tolerancias y de manufactura.	8	Luis Valverde	Evitar: Revisar que los planos tengan tolerancias adecuadas y que la ejecución de la construcción sea correcta. Reducir ajustes con modelos fabricados con diferentes técnicas según sugiera el personal capacitado.	Vigente
12	Retrasos en la adquisición de materia prima para la fabricación por falta de inventario del proveedor puede retrasar todo el proceso de fabricación.	3	Juan Granja	Evitar: Informar al proveedor que se necesitará una determinada cantidad de material para una fecha específica. Transerir: Comprar el material faltante a otro proveedor.	Vigente

Tabla 9.1: Tabla de riesgos y decisiones tomadas

A continuación, se presentan las observaciones de cada riesgo en orden:

- **Código 1:** Revisar previamente el tipo de fijación de los fasteners utilizados. Manipular los elementos para observar la reacción de las juntas.
- **Código 2:** Solicitar la supervisión de especialistas y evaluación de los mismos en piezas fabricadas.
- **Código 3:** Definición de prioridades de construcción en la fabricación de los moldes.
- **Código 4:** Plantear planes de diseño a los proveedores y utilizar cotizaciones para determinar partes omitibles si el costo es muy elevado.

- **Código 5:** Buscar diferentes especialistas, plantear los requerimientos y considerar sus opiniones y sugerencias.
- **Código 6:** Evaluar los riesgos de salud posibles en la manipulación de los materiales y disponer de botiquines en caso de emergencias.
- **Código 7:** Considerar contratos de responsabilidad a los servicios de transporte e inspeccionar el estado de las partes antes y después del transporte.
- **Código 8:** Procurar tener una buena gestión de desechos y residuos para reutilizar los últimos en futuros trabajos.
- **Código 9:** Disponer de modelos a escala donde se pueda observar detalles de forma real y comparar las piezas fabricadas con la geometría de este modelo.
- **Código 10:** Recibir sugerencias de especialistas sobre alternativas de ajustes de diseño.
- **Código 11:** Quitar o adicionar partes si permiten que los componentes encajen sin comprometer la geometría del diseño original propuesto.
- **Código 12:** Reutilizar residuos en la medida de lo posible o buscar materiales alternativos que presenten un comportamiento similar al material propuesto originalmente.

El análisis de riesgos revela una serie de desafíos clave que pueden afectar el desarrollo del proyecto. Entre los riesgos más críticos se encuentran la incorrecta manipulación de materiales, los errores de fabricación por falta de experiencia, los retrasos en la logística y la adquisición de materia prima, y la implementación de diseños que no coinciden con los modelos CAD. Estos problemas no solo pueden generar costos adicionales, sino que también pueden comprometer la calidad estructural y la seguridad del vehículo.

Uno de los riesgos con mayor prioridad es la manipulación incorrecta de los materiales compuestos, lo que puede generar problemas de salud en los operarios y defectos en la carrocería, por lo que, para evitarlo, es fundamental capacitar al equipo en técnicas adecuadas de manipulación y establecer protocolos de seguridad rigurosos. Asimismo, realizar prototipos previos puede ayudar a minimizar errores antes de la fabricación final. Otro factor crítico es la falta de mano de obra calificada y los errores en la fabricación debido a desconocimiento o falta de experiencia con ciertos materiales. En este caso, para mitigar este riesgo, se recomienda contar con especialistas en materiales compuestos y evaluar constantemente los procesos de manufac-

tura, o subcontratar la construcción de ciertas piezas a talleres con experiencia también puede ser una estrategia eficiente para garantizar precisión y calidad.

En cuanto a la logística, los retrasos en la adquisición de materiales y en la fabricación de moldes pueden generar cuellos de botella que afecten todo el cronograma del proyecto, por lo que, para evitarlo, es clave trabajar con varios proveedores, negociar tiempos de entrega con anticipación y contar con planes alternativos en caso de imprevistos. Por último, asegurar que los diseños sean completamente compatibles con los modelos CAD es esencial para evitar problemas de ensamblaje y ajustes innecesarios en etapas avanzadas, lo cual se puede lograr a través de revisiones exhaustivas de los planos, pruebas de ajuste en modelos a escala y un seguimiento detallado de la fabricación de cada componente.

CAPÍTULO 10

CÁLCULOS Y SIMULACIONES

10.1 Cálculos manuales de fuerzas aerodinámicas en los alerones

En esta sección se llevan a cabo los cálculos de las fuerzas aerodinámicas y la eficiencia aerodinámica de los alerones diseñados para el vehículo Formula SAE. Este análisis es crucial para evaluar el desempeño de los alerones en términos de generación de carga aerodinámica y resistencia al avance, asegurando un equilibrio óptimo entre agarre y velocidad.

Para ello, se consideran dos configuraciones de alas en los alerones, cada una con un ángulo de ataque distinto. La primera trabaja con un ángulo de ataque de 8.50° , mientras que la segunda está ajustada a 13.81° . A partir de estos valores y utilizando los coeficientes aerodinámicos obtenidos mediante interpolación, se calculan las fuerzas de sustentación y resistencia para cada configuración.

10.1.1 Alerón trasero

10.1.1.1 Ala con ángulo de ataque de 8.50° .

Para calcular las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre el alerón trasero del Formula SAE, primero es necesario obtener los coeficientes aerodinámicos adecuados. Estos coeficientes de sustentación y resistencia dependen del ángulo de ataque y son determinados mediante interpolaciones lineales, utilizando datos extraídos de gráficas específicas del perfil *Eppler E426*.

El proceso inicia con el ángulo de ataque de 8.50° , extrayendo los coeficientes correspondientes para su análisis. Luego, se repite el procedimiento para una segunda configuración del alerón, con un ángulo de ataque de 13.81° , con el objetivo de evaluar cómo afecta este cambio al rendimiento aerodinámico. Determinar estos coeficientes con precisión es clave para optimizar el diseño del alerón trasero, asegurando un equilibrio eficiente entre sustentación y resistencia al avance, lo que influirá directamente en el desempeño del vehículo en pista.

A continuación, se muestran las gráficas para C_d vs. α y C_l vs. α obtenidas de *Airfoil Tools*, que a su vez utiliza *XFOIL* para predecir el comportamiento de perfiles alares. Las gráficas corresponden a los valores para condiciones respectivas a $Re = 200000$ y $Re = 500000$.

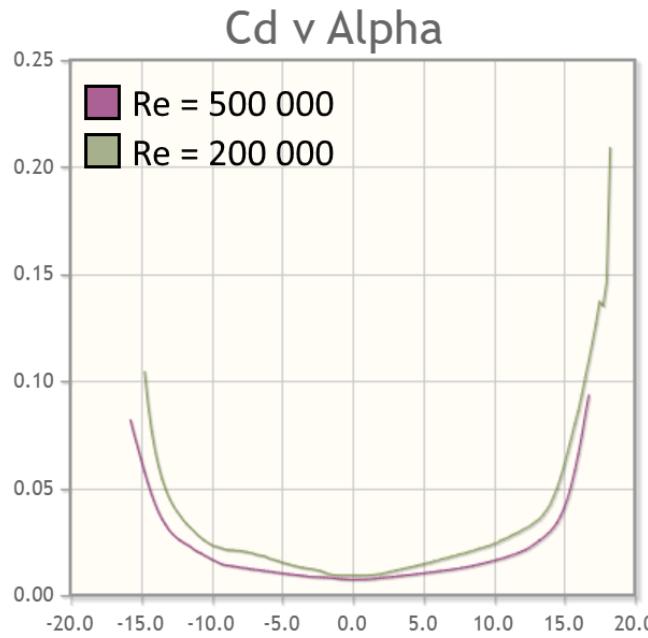


Figura 10.1: Gráfica de C_d vs. α (Airfoil Tools, s.f.).

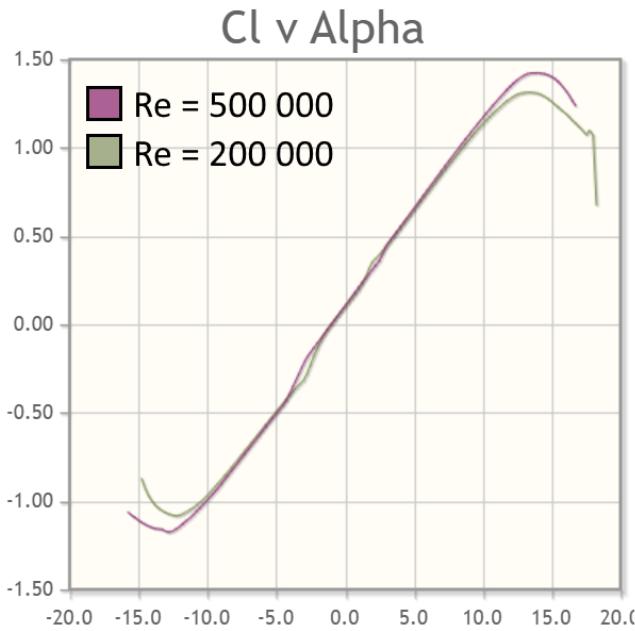


Figura 10.2: Gráfica de C_l vs. α (Airfoil Tools, s.f.).

Para determinar los valores de C_l y C_d que respectan al caso real de operación del vehículo Formula SAE, se interpolan los valores de los casos de números de Reynolds mostrados en las gráficas. Los valores exactos para cada parámetro de las gráficas se obtienen gracias al análisis de los datos provistos por *Airfoil Tools* en archivos **.csv** mediante el uso de *Microsoft Excel*.

Coeficiente de arrastre.

$Re = 200000: C_d = 0.02068 @ \alpha = 8.5^\circ$

$Re = 500000: C_d = 0.01366 @ \alpha = 8.5^\circ$

Interpolar los valores para $Re = 423150$:

$$C_{dRe=423150} = 0.02068 + \frac{0.01366 - 0.02068}{500000 - 200000} \times (423150 - 200000) = 0.01546$$

Coeficiente de sustentación.

$Re = 200000: C_l = 0.9970 @ \alpha = 8.5^\circ$

$Re = 500000: C_l = 1.0229 @ \alpha = 8.5^\circ$

Interpolar los valores para $Re = 423150$:

$$C_{lRe=423150} = 0.9970 + \frac{1.0229 - 0.9970}{500000 - 200000} \times (423150 - 200000) = 1.0163$$

Por tanto, se determina que para $Re = 423150$ y $\alpha = 8.50^\circ$, $C_d = 0.01546$ y $C_l = 1.0163$.

Con estos valores, se procede al cálculo de las fuerzas correspondientes. Sin embargo, antes de realizar estos cálculos, es fundamental presentar los datos necesarios para su correcta determinación, por lo que se toman los valores estimados que habría en el caso de una carrera en la ciudad de Quito, Ecuador. Para el cálculo de la fuerza de la carga aerodinámica se emplea la siguiente expresión:

$$F_{\text{Sustentación}} = \frac{\rho v^2 S C_l}{2} \quad (10.1)$$

Donde:

- v : Velocidad del aire: 70 km/h, es decir, 19.44 m/s.
- ρ : Densidad del aire en Quito a 25°C: 0.86 kg/m³.
- S o A : Área de la superficie del ala (envergadura: 0.92m × cuerda: 0.34m = 0.313m²).
- C_l : Coeficiente de sustentación: 1.0163.

Una vez obtenidos todos los datos necesarios, se procedió a realizar el cálculo de la fuerza de la carga aerodinámica:

$$F_{\text{Sustentación}} = \frac{0.86 \text{ kg/m}^3 \times (19.44 \text{ m/s})^2 \times 0.313 \text{ m}^2 \times 1.0163}{2} = 51.69 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza de arrastre de las alas, se empleó la siguiente expresión:

$$F_{\text{Arrastre}} = \frac{\rho v^2 A C_d}{2} \quad (10.2)$$

Se reemplaza los valores para la expresión de la fuerza de arrastre:

$$F_{\text{Arrastre}} = \frac{0.86 \text{ kg/m}^3 \times (19.44 \text{ m/s})^2 \times 0.313 \text{ m}^2 \times 0.01546}{2} = 0.79 \text{ N}$$

Una vez obtenidas las fuerzas de sustentación y de resistencia se calcula la eficiencia aerodinámica, el cual es un parámetro clave en el análisis del rendimiento de un alerón, ya que representa la relación entre la sustentación generada y la resistencia al avance. En términos simples, mide qué tan bien un cuerpo aerodinámico es capaz de producir carga aerodinámica sin generar un exceso de resistencia que afecte la velocidad y el consumo energético del vehículo (Arribas, 2015).

Este valor es fundamental en el diseño de perfiles aerodinámicos, ya que permite optimizar el equilibrio entre agarre y velocidad. Un alerón eficiente debe generar suficiente carga aerodinámica para mejorar la estabilidad del vehículo sin comprometer su desempeño por un aumento excesivo en la resistencia al aire. Su cálculo se presenta a continuación.

$$f = \frac{F_{\text{Sustentación}}}{F_{\text{Arrastre}}} = \frac{51.69 \text{ N}}{0.79 \text{ N}} = 65.43$$

10.1.1.2 Ala con ángulo de ataque 13.81° .

Al igual que en el caso del primer ala con un ángulo de ataque de 8.50° , se procede a calcular los coeficientes aerodinámicos, las fuerzas resultantes y la eficiencia aerodinámica, pero esta vez para una configuración con un ángulo de ataque de 13.81° . Al modificar la inclinación, se espera que los coeficientes de sustentación y resistencia experimenten variaciones. Los datos provistos por *Airfoil Tools* son los siguientes:

Coeficiente de arrastre.

$$Re = 200000: C_d = 0.04038 @ \alpha = 13.81^\circ$$

$$Re = 500000: C_d = 0.02856 @ \alpha = 13.81^\circ$$

Interpolar los valores para $Re = 423150$:

$$C_{dRe=423150} = 0.04038 + \frac{0.02856 - 0.04038}{500000 - 200000} \times (423150 - 200000) = 0.03159$$

Coeficiente de sustentación.

$$Re = 200000: C_l = 1.3138 @ \alpha = 13.25^\circ$$

$$Re = 500000: C_l = 1.4237 @ \alpha = 14^\circ$$

Interpolar los valores para $Re = 423150$:

$$C_{lRe=423150} = 1.3138 + \frac{1.4237 - 1.3138}{500000 - 200000} \times (423150 - 200000) = 1.3955$$

Por tanto, se determina que para $Re = 423150$ y $\alpha = 13.81^\circ$, $C_d = 0.03159$ y $C_l = 1.3955$.

Para determinar la fuerza de sustentación de este ala, se reemplaza los valores para la ecuación (1) considerando el nuevo C_l .

$$F_{\text{Sustentación}} = \frac{0.86 \text{ kg/m}^3 \times (19.44 \text{ m/s})^2 \times 0.313 \text{ m}^2 \times 1.3955}{2} = 70.98 \text{ N}$$

A continuación se calcula la fuerza de arrastre de esta ala:

$$F_{\text{Arrastre}} = \frac{0.86 \text{ kg/m}^3 \times (19.44 \text{ m/s})^2 \times 0.313 \text{ m}^2 \times 0.03159}{2} = 1.61 \text{ N}$$

Finalmente, se determina la eficiencia aerodinámica de este ala:

$$f = \frac{F_{\text{Sustentación}}}{F_{\text{Arrastre}}} = \frac{70.98 \text{ N}}{1.61 \text{ N}} = 44.09$$

A partir de los resultados obtenidos, se determina que de forma conjunta, las alas del alerón trasero generan una fuerza de carga aerodinámica de 122.67 N y una fuerza de arrastre de 0.5 N, lo que resulta en una eficiencia aerodinámica de 245.34.

10.1.2 Alerón delantero

El alerón delantero posee dos alas, al igual que el alerón trasero. El ala inferior está configurada con $\alpha = 8.50^\circ$, y tiene 1.4m de envergadura. El ala superior está dividida en dos secciones, y cada una está configurada con $\alpha = 13.81^\circ$. Cada sección tiene 0.58m de envergadura (debido

al ángulo de corte de las secciones, se considera la envergadura desde el punto medio de la cuerda). Ambas alas tienen la misma longitud de cuerda que aquellas del alerón trasero. A continuación, se muestra un diagrama del alerón delantero:

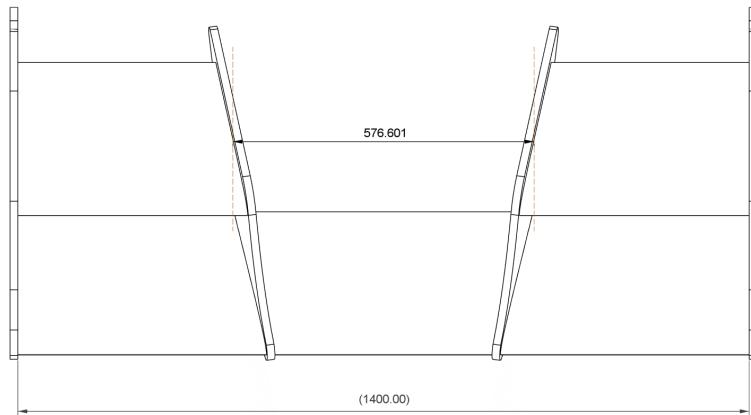


Figura 10.3: Diagrama del alerón delantero.

10.1.2.1 Ala con ángulo de ataque de 8.50° .

Para el cálculo de las fuerzas aerodinámicas en el alerón delantero se emplearán los mismos coeficientes aerodinámicos obtenidos previamente, ya que los ángulos de ataque utilizados siguen siendo los mismos que en el alerón trasero, lo cual significa que no es necesario repetir la interpolación de los coeficientes de sustentación y resistencia, sino que se utilizarán directamente los valores ya calculados.

Además, otros parámetros como la velocidad del aire y la densidad del aire en Quito permanecerán constantes, ya que las condiciones de operación del vehículo no han cambiado. Sin embargo, en este caso, sí varían las superficies utilizadas en los cálculos: la superficie S para la carga aerodinámica y la superficie proyectada A para la fuerza de arrastre.

A continuación, se determinan estos valores y se procede con los cálculos correspondientes para evaluar la sustentación y la resistencia aerodinámica en la configuración del alerón delantero.

Superficie S para la fuerza de carga aerodinámica:

$$S = \text{Envergadura} \times \text{Cuerda}$$

$$S = 1.4 \text{ m} \times 0.34 \text{ m} = 0.476 \text{ m}^2$$

Una vez obtenido el valor de la superficie S , que es de 0.476 m^2 , se calculó la carga aerodinámica utilizando la misma ecuación (1) empleada para el alerón trasero, obteniendo así el siguiente valor:

$$F_{\text{Sustentación}} = \frac{0.86 \text{ kg/m}^3 \times (19.44 \text{ m/s})^2 \times 0.476 \text{ m}^2 \times 1.0163}{2} = 78.61 \text{ N}$$

A continuación se procedió a calcular la fuerza de arrastre del mismo ala:

$$F_{\text{Arrastre}} = \frac{0.86 \text{ kg/m}^3 \times (19.44 \text{ m/s})^2 \times 0.476 \text{ m}^2 \times 0.01546}{2} = 1.20 \text{ N}$$

La eficiencia aerodinámica de este ala se determinó aplicando la misma ecuación utilizada para el alerón trasero, obteniendo así el siguiente resultado:

$$f = \frac{F_{\text{Sustentación}}}{F_{\text{Arrastre}}} = \frac{78.61 \text{ N}}{1.20 \text{ N}} = 65.51$$

10.1.2.2 Ala con ángulo de ataque de 13.81° .

Para el ala con un ángulo de ataque de 13.81° , se siguió el mismo procedimiento que para el ala con un ángulo de ataque de 8.50° . Sin embargo, en este caso, se utilizaron los coeficientes aerodinámicos ya obtenidos previamente para este ángulo de ataque en el alerón trasero, evi-

tando así la necesidad de realizar nuevamente la interpolación.

A partir de estos valores, se procedió con el cálculo de las fuerzas aerodinámicas y la eficiencia aerodinámica, siguiendo la misma metodología empleada anteriormente.

Superficie S para la fuerza de carga aerodinámica:

$$S = 2 \times \text{Envergadura} \times \text{Cuerda}$$

$$S = 2 \times 0.58 \text{ m} \times 0.34 \text{ m} = 0.394 \text{ m}^2$$

Tras obtener el valor de la superficie S , que es de 0.394 m^2 , se calculó la carga aerodinámica utilizando la misma ecuación (1), obteniendo así el siguiente valor:

$$F_{\text{Sustentación}} = \frac{0.86 \text{ kg/m}^3 \times (19.44 \text{ m/s})^2 \times 0.394 \text{ m}^2 \times 1.3955}{2} = 89.35 \text{ N}$$

Fuerza de arrastre:

A continuación se procedió a calcular la fuerza de arrastre para la misma ala:

$$F_{\text{Arrastre}} = \frac{0.86 \text{ kg/m}^3 \times (19.44 \text{ m/s})^2 \times 0.394 \text{ m}^2 \times 0.03159}{2} = 2.02 \text{ N}$$

La eficiencia aerodinámica de este ala con ángulo de ataque de 13.81° , se determinó aplicando la misma ecuación utilizada para el alerón trasero, obteniendo así el siguiente resultado:

$$f = \frac{F_{\text{Sustentación}}}{F_{\text{Arrastre}}} = \frac{89.35 \text{ N}}{2.02 \text{ N}} = 44.23$$

A partir de los resultados obtenidos, se determina que de forma conjunta, las alas del alerón delantero generan una fuerza de carga aerodinámica de 167.96 N y una fuerza de arrastre de 0.66 N, lo que resulta en una eficiencia aerodinámica de 254.48.

10.1.3 Interpretación de los resultados.

El análisis de los cálculos aerodinámicos realizados para el Fórmula SAE permite comprender el impacto de la configuración del alerón delantero y trasero en el desempeño del vehículo. A través de la evaluación de las fuerzas aerodinámicas y la eficiencia de cada ala, se evidencia cómo el diseño del sistema aerodinámico influye directamente en la estabilidad y el comportamiento del vehículo en pista. A continuación, se muestra una tabla con los valores calculados para los diferentes parámetros discutidos.

	α del ala [°]	Carga aerodinámica [N]	Arrastre [N]	Eficiencia
Alerón delantero	8.50	78.61	1.20	65.51
	13.81	89.35	2.02	44.23
	Suma	167.96	3.22	52.16
Alerón trasero	8.50	51.69	0.79	65.43
	13.81	70.98	1.61	44.09
	Suma	122.67	2.4	51.11
Total		290.63	5.62	51.71

Tabla 10.1: Fuerzas aerodinámicas en los alerones

Para el alerón trasero, se estudiaron dos configuraciones con ángulos de ataque de 8.50° y 13.81° . La primera configuración resultó ser más eficiente, ya que logró generar una carga aerodinámica considerable con una resistencia al avance mínima, mientras que la segunda configuración, con un ángulo de ataque mayor, incrementó significativamente la sustentación, pero a costa de una mayor resistencia aerodinámica.

Por otro lado, el alerón delantero también se configuró con dos ángulos de ataque iguales a los del alerón trasero. El ala inferior con 8.50° demostró ser altamente eficiente, generando una gran sustentación con una penalización mínima en resistencia al avance. Mientras tanto, el ala superior con 13.81° contribuyó a aumentar la carga aerodinámica en el eje delantero del vehículo, lo que ayuda a mejorar la adherencia del tren delantero y el comportamiento en curvas cerradas.

10.2 Cálculos manuales de centro de masa y centro aerodinámico

Para conocer el comportamiento del vehículo en condiciones de carrera, es necesario lograr que las fuerzas involucradas se encuentren balanceadas de tal forma que el rendimiento sea satisfactorio. Para determinar un balance de fuerzas deseado, es necesario calcular el centro de masa (**CoM**) y el centro de carga aerodinámica (**CoD**).

Los términos “centro de masa” y “centro de gravedad” se utilizan como sinónimos en un campo gravitatorio uniforme para referirse al punto único en un objeto o sistema que permite describir su respuesta ante fuerzas y torques externos. El concepto de centro de masa se refiere a un promedio de las masas ponderadas por sus distancias respecto a un punto de referencia. En un plano, esto es similar al equilibrio de un balancín sobre un punto de pivote en relación con los torques generados (Nave, s.f.).

Ocurre algo similar con el centro de presión de un objeto sometido a fuerzas aerodinámicas. Este se define como el punto en el que se puede considerar que actúa una fuerza aerodinámica neta equivalente, representando el promedio de la distribución de presiones sobre la superficie del objeto (Benson, s.f.-b). Al igual que el centro de masa, el centro de presión es un punto clave para analizar el comportamiento del objeto bajo la influencia de fuerzas externas, en este caso, las generadas por el flujo aerodinámico en el vehículo.

10.2.1 Determinación de los centros de masa para el chasis, cuerpo y dispositivos aerodinámicos

Para conocer los centros de masa de objetos, se realizan cálculos de la siguiente manera:

- Distribución discreta.

$$x_{CoM} = \frac{m_1x_1 + m_2x_2 + \dots}{m_1 + m_2 + \dots} = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i}$$

- Distribución continua.

$$x_{CoM} = \lim_{\Delta m \rightarrow 0} \frac{\sum \Delta m_i x_i}{M} = \frac{\int_0^M x dm}{M}$$

Donde x corresponde a la posición del objeto puntual en un sistema de referencia, y m representa la masa de dicho objeto.

Evidentemente, en la distribución de masa del vehículo, se trata de una distribución continua, y el cálculo del centro de masa de forma manual resulta extremadamente complicado y extenso; sin embargo, se puede utilizar la herramienta de *Center of Mass* dentro del ambiente de modelado de *Fusion* para obtener la posición del centro de masa para un cuerpo dentro del archivo.

Se optó por dividir el modelo en cuatro partes principales, siendo estas el chasis, el cuerpo principal (monocasco, pontones, cono de nariz, etc...), el alerón frontal y el alerón trasero; para realizar el cálculo del centro de masa total considerando a cada objeto mencionado como una masa puntual. Posterior a la determinación de dichas partes, se establece un sistema de referencia general de donde se realizarán las mediciones pertinentes a los centros de masa de cada una. El origen se encuentra en el borde frontal del ala inferior del alerón delantero a nivel del suelo.

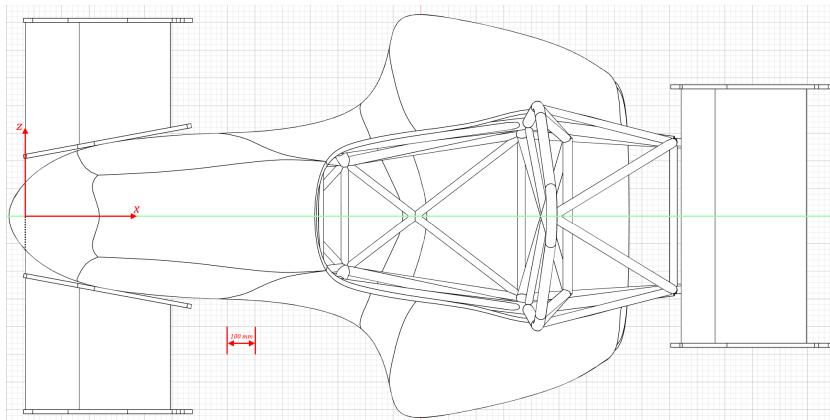


Figura 10.4: Sistema de referencia general; coordenadas $x-z$.

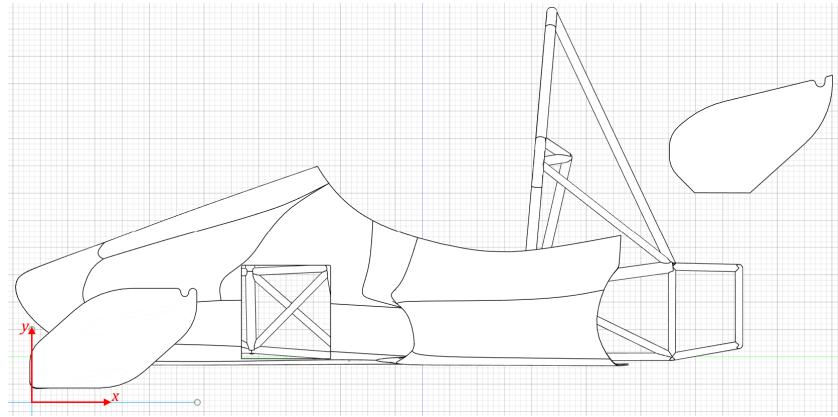


Figura 10.5: Sistema de referencia general; coordenadas x - y .

Se puede observar que existe simetría en el eje z , por lo que los centros respecto a este eje son cero, y los cálculos consideran únicamente a los ejes x e y . Para cada objeto se determina su volumen empleando la herramienta de *properties* en *Fusion*, y se considera la densidad de la fibra de vidrio como $\rho = 2500\text{kg/m}^3$, empleando este material para todos los cuerpos excepto el chasis.

A continuación, se muestran secciones de texto para el cálculo del centro de masa de cada parte:

10.2.1.1 Chasis

Masa: 73.5kg (Garcés et al., 2023)

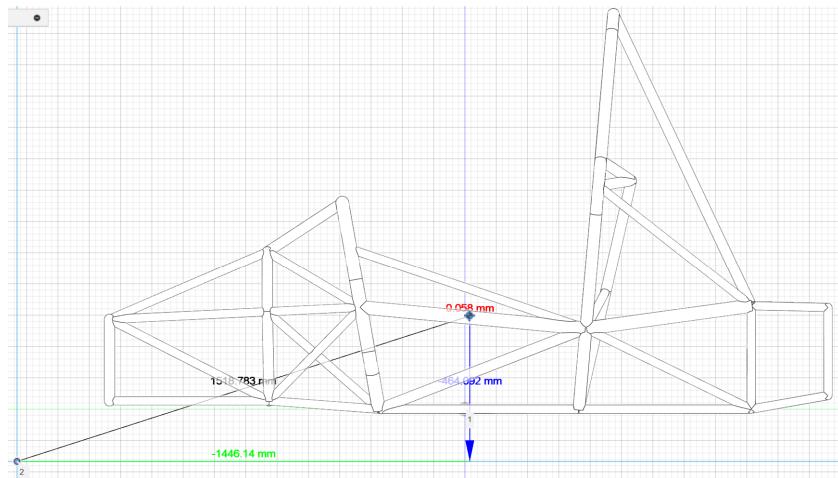


Figura 10.6: Centro de masa del chasis.

$$x_{CoM} = 1446.140 \text{ mm}$$

$$y_{CoM} = 464.092 \text{ mm}$$

10.2.1.2 Cuerpo principal

Volumen: $V = 1.51 \times 10^7 \text{ mm}^3 = 0.01514 \text{ m}^3$

Masa: $\rho \times V = 2500 \text{ kg/m}^3 \times 0.01514 \text{ m}^3 = 37.85 \text{ kg}$

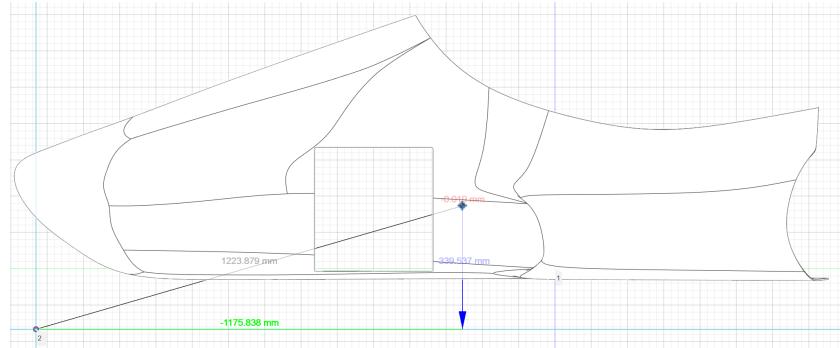


Figura 10.7: Centro de masa del cuerpo principal.

$$x_{CoM} = 1175.838 \text{ mm}$$

$$y_{CoM} = 339.537 \text{ mm}$$

10.2.1.3 Alerón frontal

Volumen: $V = 8.58 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 0.00858 \text{ m}^3$

Masa: $\rho \times V = 2500 \text{ kg/m}^3 \times 0.00858 \text{ m}^3 = 21.00 \text{ kg}$

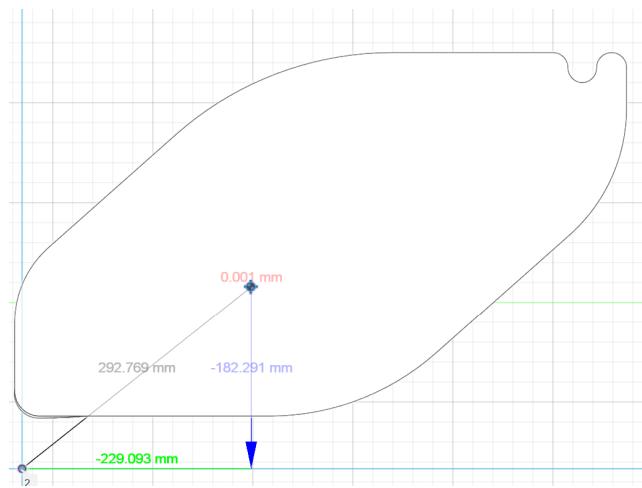


Figura 10.8: Centro de masa del alerón frontal.

$$x_{CoM} = 229.093 \text{ mm}$$

$$y_{CoM} = 182.291 \text{ mm}$$

10.2.1.4 Alerón trasero

Volumen: $V = 5.22 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 0.00522 \text{ m}^3$

Masa: $\rho \times V = 2500 \text{ kg/m}^3 \times 0.00522 \text{ m}^3 = 13.05 \text{ kg}$



Figura 10.9: Centro de masa del alerón trasero.

$$x_{CoM} = 2575.649 \text{ mm}$$

$$y_{CoM} = 991.813 \text{ mm}$$

10.2.1.5 Centro de masa total

Centro de masa en x

$$x_{CoM} = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i}$$

$$x_{CoM} = \frac{21 \text{ kg} \times 229.093 \text{ mm} + 13.05 \text{ kg} \times 2575.649 \text{ mm} + 37.85 \text{ kg} \times 1175.838 \text{ mm} + 73.5 \text{ kg} \times 1446.14 \text{ mm}}{21 \text{ kg} + 13.05 \text{ kg} + 37.85 \text{ kg} + 73.5 \text{ kg}}$$

$$x_{CoM} = 1301.38 \text{ mm}$$

Centro de masa en y

$$y_{CoM} = \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i}$$

$$y_{CoM} = \frac{21 \text{ kg} \times 182.291 \text{ mm} + 13.05 \text{ kg} \times 991.813 \text{ mm} + 37.85 \text{ kg} \times 339.537 \text{ mm} + 73.5 \text{ kg} \times 464.092 \text{ mm}}{21 \text{ kg} + 13.05 \text{ kg} + 37.85 \text{ kg} + 73.5 \text{ kg}}$$

$$y_{CoM} = 438.33 \text{ mm}$$

10.2.2 Determinación de los centros de carga aerodinámica para los alerones

La ecuación que determina el centro de presión es la siguiente:

$$CoP = \frac{\int xP(x)dx}{\int P(x)dx}$$

Donde $P(x)$ es la función de distribución geométrica de presión en el objeto.

Al igual que sucede en el cálculo del centro de masa para un continuo, la resolución de esta expresión puede resultar extremadamente complicada, además de requerir datos de análisis de simulaciones. Se utiliza la información provista por Benson, s.f.-a y se considera el centro aerodinámico del perfil alar, siendo este el punto a 25 % de la longitud de la cuerda medida desde el borde frontal del ala, dado que el perfil alar *Eppler e426* puede ser aproximado a un perfil simétrico y el flujo de aire es subsónico.

Se utiliza un sistema de referencia individual para cada ala ($x' ; y'$), se determina el centro de carga aerodinámica para cada una, y se suman estos valores al sistema de referencia general ($x ; y$).

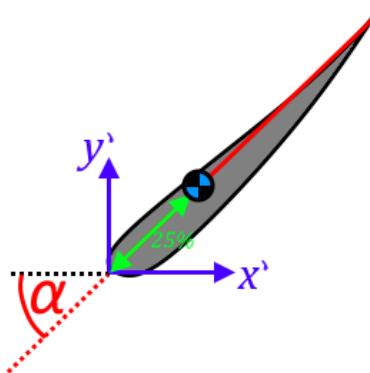


Figura 10.10: Sistema de referencia y centro de presión para un perfil alar.

- Para las alas con $\alpha = 8.5^\circ$:

$$x' = \cos (8.5^\circ) \times 85 \text{ mm} = 84.06 \text{ mm}$$

$$y' = \sin (8.5^\circ) \times 85 \text{ mm} = 12.56 \text{ mm}$$

- Para las alas con $\alpha = 13.81^\circ$:

$$x' = \cos (13.81^\circ) \times 85 \text{ mm} = 82.54 \text{ mm}$$

$$y' = \sin (13.81^\circ) \times 85 \text{ mm} = 20.29 \text{ mm}$$

10.2.2.1 Alerón frontal

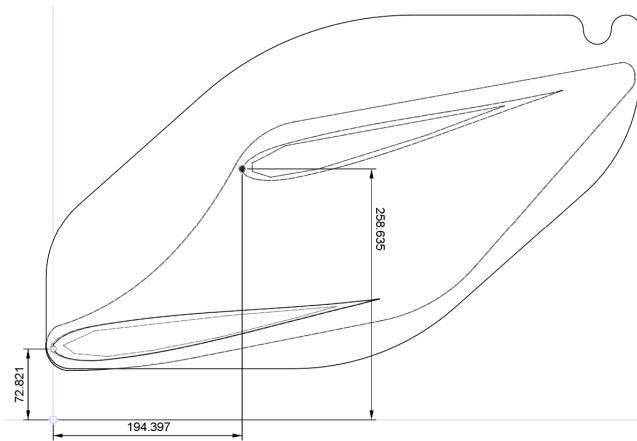


Figura 10.11: Distancias de bordes frontales de los perfiles al sis. De ref. General para el alerón frontal.

- **CoD** del ala con $\alpha = 8.5^\circ$:

$$x = 0 + 84.06 \text{ mm} = 84.06 \text{ mm}$$

$$y = 72.82 \text{ mm} + 12.56 \text{ mm} = 85.38 \text{ mm}$$

Fuerza: $F = 78.61 \text{ N}$

- **CoD** del ala con $\alpha = 13.81^\circ$:

$$x = 194.39 \text{ mm} + 82.54 \text{ mm} = 276.93 \text{ mm}$$

$$y = 258.64 \text{ mm} + 20.29 \text{ mm} = 278.93 \text{ mm}$$

Fuerza: $F = 89.35 \text{ N}$

10.2.2.2 Alerón trasero



Figura 10.12: Distancias de bordes frontales de los perfiles al sis. De ref. General para el alerón trasero.

- **CoD** del ala con $\alpha = 8.5^\circ$:

$$x = 2373.65 \text{ mm} + 84.06 \text{ mm} = 2457.71 \text{ mm}$$

$$y = 898.94 \text{ mm} + 12.56 \text{ mm} = 911.5 \text{ mm}$$

Fuerza: $F = 51.69 \text{ N}$

- **CoD** del ala con $\alpha = 13.81^\circ$:

$$x = 2496.45 \text{ mm} + 82.54 \text{ mm} = 2578.99 \text{ mm}$$

$$y = 1050.19 \text{ mm} + 20.29 \text{ mm} = 1070.48 \text{ mm}$$

Fuerza: $F = 70.98 \text{ N}$

10.2.2.3 Centro de carga aerodinámica total

Centro de carga aerodinámica en x

$$x_{CoD} = \frac{\sum F_i x_i}{\sum F_i}$$

$$x_{CoD} = \frac{78.61 \text{ N} \times 84.06 \text{ mm} + 89.35 \text{ N} \times 276.93 \text{ mm} + 51.69 \text{ N} \times 2457.71 \text{ mm} + 70.98 \text{ N} \times 2578.99 \text{ mm}}{78.61 \text{ N} + 89.35 \text{ N} + 51.69 \text{ N} + 70.98 \text{ N}}$$

$$x_{CoD} = 1174.85 \text{ mm}$$

Centro de carga aerodinámica en y

$$y_{CoD} = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i}$$

$$y_{CoD} = \frac{78.61N \times 85.38mm + 89.35N \times 278.93mm + 51.69N \times 911.5mm + 70.98N \times 1070.48mm}{78.61N + 89.35N + 51.69N + 70.98N}$$

$$y_{CoD} = 532.40 \text{ mm}$$

10.2.3 Centros resultantes y análisis de fuerzas

Adicional a los cálculos realizados previamente, se instruye al software *Fusion* que considere las juntas y los soportes para cada parte, y se actualizan las propiedades de los materiales para que reflejen propiedades más certeras, resultando en una masa de 206.6 kg en total para todas las partes consideradas. El diagrama para el centro de masa y el centro de carga aerodinámica en el vehículo es el siguiente:

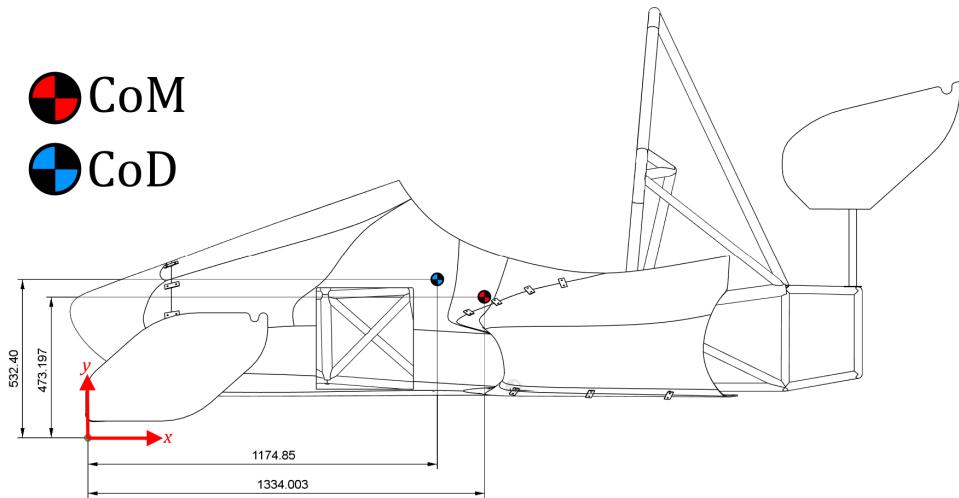


Figura 10.13: **CoM** y **CoD** resultantes en el vehículo.

A partir de la figura 10.13, se determina que la distancia horizontal (eje x) entre los centros de masa y carga aerodinámica es de 159.153 mm, y que la distancia vertical (eje y) es de 59.203 mm. Se considera al **CoD** como centro de presión, es decir, se añaden las fuerzas de arrastre a la carga aerodinámica y se obtiene el diagrama siguiente:

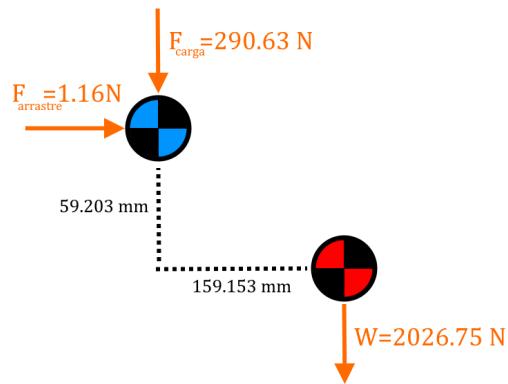


Figura 10.14: Diagrama de fuerzas presentes en el **CoM** y el **CoD**.

10.2.3.1 Momento sobre el centro de masa

A partir de lo observado en la figura 10.14, se determina que gracias a las fuerzas aerodinámicas en los alerones, sobre el centro de masa, se ejerce un momento de 46.25 Nm en sentido antihorario, y un momento de 0.07 Nm en sentido horario, lo que resulta en un momento neto de 46.18 Nm en sentido antihorario.

10.3 Cálculos de esfuerzos por flexión en una placa de fibra de vidrio

En el presente apartado se efectúa un análisis estático de la carrocería tipo Fórmula SAE, fabricada a partir de un laminado de fibra de vidrio. El propósito fundamental de este ejercicio es determinar cómo se comporta el panel (idealizado como placa) al someterlo a una carga puntual equivalente al peso de una persona de 100 kg, es decir, cerca de 981 N. De esta forma se busca, por un lado, asegurar que el material no alcance su esfuerzo máximo (a fin de evitar fracturas) y, por otro, estimar la deflexión en la zona central para valorar si la estructura presenta la rigidez adecuada.

Aunque en la práctica la carrocería presenta superficies curvas y contactos con otras partes del vehículo, en esta fase se la aproxima a una placa rectangular de dimensiones $1\text{ m} \times 1\text{ m}$ y un espesor de 4 mm. Esta simplificación conlleva ciertas limitaciones, pero sirve como una primera aproximación para guiar decisiones de diseño y verificar la viabilidad del uso del laminado de fibra de vidrio bajo condiciones de servicio típicas.

10.3.1 Propiedades del Material

El laminado empleado para la carrocería está compuesto de fibra de vidrio, cuyas características se apoyan en referencias como Espinoza y Hidalgo, 2016 y en información técnica del proveedor. Entre los valores más relevantes se encuentran:

Fuente: (Espinoza & Hidalgo, 2016)	
Tenacidad (N/tex)	1,30
Fuerza a la tracción (MPa)	3400
Elongación hasta ruptura (%)	4,5
Módulo de Young (GPa)	70 – 73

Figura 10.15: Propiedades fibra de vidrio

Para simplificar, se adopta un modelo lineal-elástico que considera el material homogéneo, a pesar de que en la realidad la orientación de las fibras y la matriz pueden influir en la respuesta. Se aplica la teoría de vigas (y placas) en flexión, lo cual permite calcular el momento flector, los esfuerzos máximos y la deflexión con fórmulas clásicas, lo cual se realizó como punto de partida con el fin de saber la resistencia del material simulando una situación que podría pasar en la vida real.

10.3.2 Geometría y Parámetros de la Sección

Para representar la sección transversal de la carrocería, se supone un panel rectangular de:

- Longitud (L): 1 m (la separación entre apoyos empotrados).
- Ancho (b): 1 m.
- Espesor (h): 4 mm (0.004 m).

A continuación se presenta una figura referencial con las dimensiones y la fuerza aplicada mencionadas que se van a analizar:

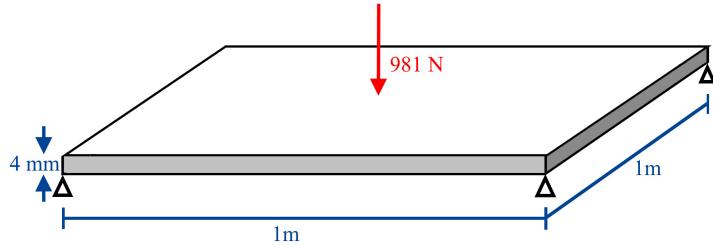


Figura 10.16: Panel rectangular que se va a analizar con dimensiones y fuerza puntual

El momento de inercia (I) para una sección rectangular se determina con la siguiente expresión proveniente de la teoría de vigas (Beer et al., 2009):

$$I = \frac{b h^3}{12}.$$

Sustituyendo $b = 1 \text{ m}$ y $h = 0.004 \text{ m}$, se llega a:

$$I = \frac{(1 \text{ m}) \times (0.004 \text{ m})^3}{12} = 5.33 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Este valor es fundamental para estimar la rigidez a flexión del panel. Cabe resaltar que, en un contexto real, podrían existir configuraciones que alteren significativamente el momento de inercia.

10.3.3 Carga Puntual de 100 kg

La fuerza aplicada (P) se toma como el producto de la masa (100 kg) por la aceleración gravitatoria (9.81 m/s^2), obteniendo:

$$P = mg = 100 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 981 \text{ N.}$$

Esta carga se coloca en el centro del panel, escenario que genera la deflexión máxima en esa región.

10.3.4 Momento Flector Máximo

Para una viga o placa con extremos empotrados y carga puntual en el medio, el momento flector máximo (M_{\max}) se determina a continuación:

$$M_{\max} = \frac{PL}{8}.$$

Este modelo corresponde a una placa con apoyos empotrados y carga puntual centrada, y su expresión proviene de la solución analítica para vigas bajo condiciones de borde fijas (Beer et al., 2009). Sustituyendo $P = 981 \text{ N}$ y $L = 1 \text{ m}$:

$$M_{\max} = \frac{(981 \text{ N}) \times (1 \text{ m})}{8} = 122.6 \text{ N m}$$

10.3.5 Esfuerzo Normal Máximo

El esfuerzo normal más elevado se ubica en las fibras más alejadas del eje neutro, a una distancia $c = \frac{h}{2}$, lo cual se calcula mediante:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} c}{I}.$$

Al sustituir valores:

$$\sigma_{\max} = \frac{(122.6 \text{ N m}) \times 0.002 \text{ m}}{5.33 \times 10^{-9} \text{ m}^4} = 46.0 \times 10^6 \text{ Pa} = 46 \text{ MPa}$$

Comparado con la resistencia a tracción de 3400 MPa, este valor queda muy por debajo, lo cual sugiere un amplio margen de seguridad para evitar fractura.

10.3.6 Deflexión en el Centro

La *deflexión* máxima (δ_{\max}) en una viga o placa con carga puntual central y extremos empotrados viene dada por la siguiente ecuación:

$$\delta_{\max} = \frac{P L^3}{192 E I}.$$

La expresión utilizada para calcular la deflexión máxima proviene del análisis de flexión en placas con extremos empotrados, donde se considera comportamiento lineal-elástico (Budynas & Nisbett, 2020). Reemplazando los valores $P = 981 \text{ N}$, $L = 1 \text{ m}$, $E = 7.2 \times 10^{10} \text{ Pa}$ e $I = 5.33 \times 10^{-9} \text{ m}^4$, se obtiene:

$$\delta_{\max} = \frac{(981 \text{ N}) \times (1 \text{ m})^3}{192 \times (7.2 \times 10^{10} \text{ Pa}) \times (5.33 \times 10^{-9} \text{ m}^4)}$$

$$\delta_{\max} = 0.01331 \text{ m} = 13.31 \text{ mm}$$

10.3.7 Factor de Seguridad

Una de las herramientas más directas para evaluar la seguridad estructural de un componente es el cálculo del factor de seguridad, entendido como la relación entre la resistencia máxima del material y el esfuerzo máximo al que está sometido. Este parámetro permite estimar qué tan alejado se encuentra el estado de carga real de una posible falla estructural.

Del análisis previo, se determinó que el esfuerzo normal máximo que actúa sobre la fibra más alejada del eje neutro es de:

$$\sigma_{\max} = 46.0 \text{ MPa}$$

La resistencia última a tracción de la fibra de vidrio utilizada es de:

$$\sigma_{\text{ult}} = 3400 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad se obtiene como:

$$n = \frac{S_{\text{ut}}}{\sigma_{\max}} = \frac{3400}{46.0} = 73.91$$

El uso del factor de seguridad como parámetro de diseño es ampliamente aceptado en ingeniería estructural, y se fundamenta en principios clásicos de diseño mecánico (Budynas & Nisbett, 2020). Este resultado indica que la placa posee un margen estructural muy amplio antes de alcanzar el nivel de tensión que provocaría fractura. Aunque en la práctica se deben considerar imperfecciones del material, concentraciones de esfuerzo y degradación por uso, un factor de seguridad de esta magnitud garantiza que el componente se comportará de forma confiable bajo condiciones de servicio típicas.

10.3.8 Interpretación de los Resultados

Los cálculos realizados permiten evaluar de forma integral el comportamiento estructural de una placa de fibra de vidrio sometida a una carga puntual, representando un escenario realista como el peso de una persona sobre la carrocería. El esfuerzo máximo encontrado en la fibra externa fue de 46 MPa, mientras que la resistencia última del material se sitúa en 3400 MPa, lo cual implica un factor de seguridad de 73.91. Este valor extremadamente elevado revela que la probabilidad de falla estructural por sobreesfuerzo es prácticamente nula en las condiciones de carga previstas.

Este amplio margen también sugiere que el material está sobredimensionado desde el punto de vista de resistencia pura, lo cual puede ser una ventaja para soportar cargas imprevistas, impactos o efectos dinámicos no modelados. No obstante, en contextos donde el peso total del vehículo sea crítico, como ocurre en Fórmula SAE, podría explorarse la posibilidad de adoptar refuerzos localizados para mejorar la eficiencia estructural sin comprometer la seguridad.

En cuanto a la deflexión, se obtuvo un valor de 13.31 mm en el centro del panel, lo que representa cerca del 1.3 % de la longitud total. Esta deformación puede ser perceptible visualmente, pero se mantiene dentro de márgenes aceptables en aplicaciones automotrices de competencia, donde se prioriza la resistencia estructural sin sacrificar completamente la rigidez. La combinación de bajo esfuerzo relativo y deformación moderada sugiere que el diseño de la carrocería es seguro y funcional.

10.4 Cálculos de esfuerzos estáticos por fuerzas aerodinámicas en los alerones

Una vez cuantificadas las fuerzas aerodinámicas generadas por los perfiles alares del vehículo Fórmula SAE, es fundamental analizar su comportamiento estructural ante dichas cargas. En esta sección se llevará a cabo el análisis por flexión de cada una de las alas que componen los alerones delantero y trasero del vehículo, considerando la acción combinada de la carga aerodinámica (downforce) y la fuerza de arrastre (drag).

El objetivo principal es verificar que las alas construidas en fibra de vidrio mantengan su integridad estructural bajo las condiciones de carga previstas, sin exceder los límites de tensión admisible ni sufrir deformaciones que comprometan su desempeño aerodinámico. Para ello, se utilizarán los principios clásicos de resistencia de materiales, aplicando modelos de viga con apoyos intermedios según la configuración de montaje de cada ala.

10.4.1 Análisis estructural del ala inferior del alerón trasero ($\alpha = 8.5^\circ$)

El análisis comenzará con el estudio del alerón trasero y cada una de sus alas con su respectivo ángulo de ataque. A continuación, se presenta el diseño del alerón trasero que se va a analizar a continuación,:

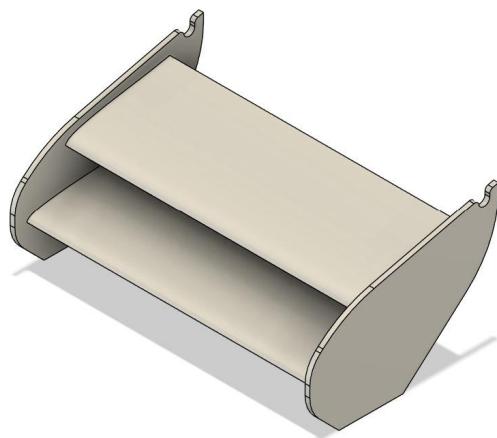


Figura 10.17: Diseño del alerón trasero

El primer ala que se analizará es el ala inferior del alerón trasero, configurada con un ángulo de ataque de 8.5° . Este perfil presenta las siguientes características geométricas y propiedades del material:

- Envergadura total: 0.92 m
- Cuerda: 0.34 m
- Espesor de la fibra de vidrio: 4 mm
- Módulo de Young: $E = 4.78 \text{ GPa}$
- Resistencia a la tracción: 145.08 MPa (Espinoza & Hidalgo, 2016)

La fuerza de sustentación calculada para este perfil es de 51.69 N, mientras que la fuerza de arrastre es de 0.12 N. La geometría estructural considera dos apoyos centrales ubicados a 0.217 m de cada extremo, lo que deja una luz libre de 0.486 m entre los soportes. A continuación, se puede observar el diagrama de cuerpo libre de esta ala:

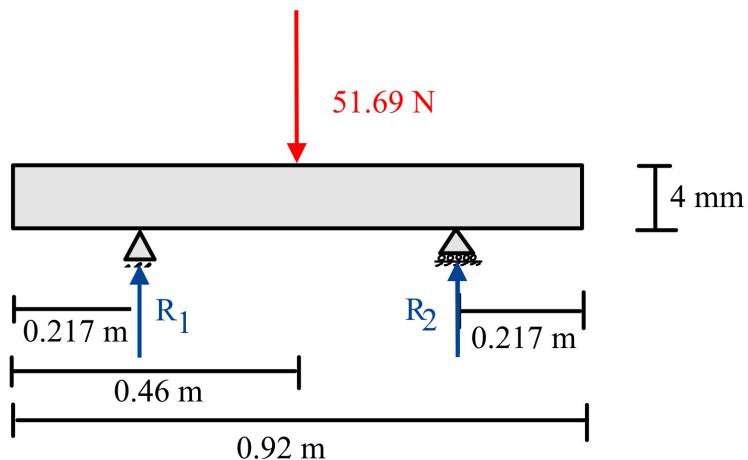


Figura 10.18: Diagrama de cuerpo libre del ala inferior del alerón trasero

A partir de este modelo, el análisis estructural abordará los siguientes objetivos:

1. Determinar las reacciones en cada soporte debido a la carga distribuida.
2. Calcular el momento flector máximo en el tramo central.
3. Evaluar el esfuerzo máximo por flexión y calcular el correspondiente factor de seguridad.
4. Determinar la deflexión máxima en el punto medio del ala.

Este enfoque permitirá establecer si el diseño es adecuado desde una perspectiva mecánica, garantizando que las deformaciones y tensiones se mantengan dentro de rangos seguros y que el rendimiento aerodinámico no se vea afectado negativamente.

10.4.1.1 Reacciones en los Soportes del ala inferior del alerón trasero

Para el análisis estructural de esta ala, se adopta un modelo simplificado que representa el perfil como una viga isostática, es decir, una viga simplemente apoyada en dos puntos de soporte. Esta aproximación es comúnmente utilizada en el estudio preliminar de componentes delgados y alargados que están sujetos a cargas externas, especialmente cuando se busca una solución eficiente que mantenga un buen nivel de precisión (Beer et al., 2009). En el caso de alas de alerones construidas con materiales compuestos como la fibra de vidrio, esta suposición permite captar de forma adecuada el comportamiento global a flexión bajo cargas aerodinámicas distribuidas o concentradas.

En este análisis se considera que la fuerza aerodinámica vertical (downforce) previamente calculada, de 51.69 N, actúa como una carga puntual aplicada en el centro de la envergadura del ala, es decir, en la posición $x = 0.46$ m. Este punto se encuentra simétricamente entre los dos apoyos, lo que permite resolver el sistema mediante las ecuaciones clásicas de equilibrio estático:

$$\sum F_y = 0, \quad \sum M = 0.$$

La configuración geométrica del sistema es la siguiente:

- Posición del soporte izquierdo: $x = 0.217$ m.
- Posición del soporte derecho: $x = 0.703$ m.
- Luz libre entre soportes: $L = 0.486$ m.
- Carga puntual: $F = 51.69$ N aplicada en $x = 0.46$ m.

A partir de esta configuración, se procederá a determinar las reacciones en los apoyos izquierdo (R_1) y derecho (R_2) como primer paso del análisis, lo que permitirá posteriormente

calcular el momento flector máximo y evaluar las tensiones inducidas en el ala.

10.4.1.2 Determinación del momento respecto al soporte izquierdo ($x = 0.20\text{ m}$)

Para determinar las reacciones en los apoyos de la viga, se recurre al principio de equilibrio estático, específicamente a la condición de que la suma de momentos alrededor de cualquier punto debe ser igual a cero. En este caso, se elige como punto de referencia el soporte izquierdo, ubicado en la posición $x = 0.217\text{ m}$, ya que esto permite eliminar la reacción en ese punto y resolver directamente la incógnita correspondiente al soporte derecho (R_2).

La viga está sometida a una carga puntual de $F = 51.69\text{ N}$ aplicada en el punto $x = 0.46\text{ m}$. Esta fuerza genera un momento en sentido horario respecto al soporte izquierdo. Por otro lado, la reacción vertical R_2 , que actúa en el soporte derecho ubicado en $x = 0.703\text{ m}$, produce un momento en sentido antihorario. Según las leyes del equilibrio, la suma de estos momentos debe ser igual a cero:

$$\sum M_{\text{soporte izquierdo}} = 0 \Rightarrow R_2 \cdot (0.703 - 0.217) = 51.69 \cdot (0.460 - 0.217)$$

Se calcula ahora los brazos de palanca correspondientes a cada fuerza:

$$0.703 - 0.217 = 0.486\text{ m}, \quad 0.460 - 0.217 = 0.243\text{ m}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación de momentos:

$$R_2 \cdot 0.486 = 51.69 \cdot 0.243 \Rightarrow R_2 = \frac{51.69 \cdot 0.243}{0.486} = \frac{12.57}{0.486} = 25.86\text{ N}$$

De este modo, se obtiene que la reacción en el soporte derecho es aproximadamente $R_2 = 25.86\text{ N}$. Este valor es fundamental para continuar con el análisis de esfuerzos internos y construcción del diagrama de momentos flectores.

10.4.1.3 Sumatoria de fuerzas

Ahora se procede a aplicar la condición de equilibrio en el eje vertical, la cual establece que la suma de todas las fuerzas verticales que actúan sobre el sistema debe ser igual a cero, lo cual garantiza que el ala se mantenga en equilibrio sin aceleración vertical.

En este caso, la única carga aplicada es la fuerza aerodinámica descendente de 51.69 N, que debe ser contrarrestada por las reacciones de apoyo R_1 y R_2 . Por lo tanto, la ecuación de equilibrio vertical se expresa de la siguiente manera:

$$R_1 + R_2 = 51.69 \text{ N.}$$

Como previamente se ha calculado que $R_2 = 25.86 \text{ N}$ a partir del equilibrio de momentos, es posible despejar directamente el valor de R_1 :

$$R_1 = 51.69 \text{ N} - 25.86 \text{ N} = 25.83 \text{ N.}$$

Esto confirma que ambas reacciones son iguales, lo cual era de esperarse considerando que la carga puntual está aplicada justo en el centro entre los dos apoyos. Esta simetría de cargas y apoyos resulta en una distribución equilibrada de esfuerzos en la estructura:

$$R_1 = R_2 = 25.83 \text{ N.}$$

Con las reacciones determinadas, se dispone ahora de todos los valores necesarios para continuar con el análisis del momento flector y los esfuerzos asociados en el ala.

10.4.1.4 Momento Flector Máximo

Una vez determinadas las reacciones en los apoyos, se procede al cálculo del momento flector a lo largo de la viga para identificar la sección sometida al mayor esfuerzo de flexión. Este análisis es clave, ya que el valor máximo del momento será utilizado en el cálculo de los esfuerzos internos y en la estimación de la deflexión del ala.

En este caso, la carga puntual $F = 51.69 \text{ N}$ está aplicada en $x = 0.46 \text{ m}$, lo cual se encuentra entre los dos apoyos ubicados en $x = 0.217 \text{ m}$ y $x = 0.703 \text{ m}$. Como la carga no está exactamente al centro, se deben verificar los momentos en distintos puntos relevantes de la viga.

■ **En la sección donde actúa la carga aerodinámica ($x = 0.460\text{ m}$):**

Esta es la zona más probable donde se produzca el momento máximo, ya que ahí se aplica la fuerza externa. El momento en ese punto se calcula respecto al apoyo más cercano, en este caso el izquierdo, utilizando:

$$M_{\text{carga}} = R_1 \cdot (0.460 - 0.217) = 25.83\text{ N} \cdot 0.243\text{ m} = 6.28\text{ N} \cdot \text{m}$$

■ **En el extremo izquierdo del ala (fuera del apoyo):**

Aunque no se espera que aquí haya un momento mayor, se verifica para asegurar que no haya valores críticos no considerados:

$$M_{\text{extremo izq.}} = R_1 \cdot (0.217 - 0.000) = 25.83\text{ N} \cdot 0.217\text{ m} = 5.61\text{ N} \cdot \text{m}$$

Comparando ambos resultados, se confirma que el momento máximo ocurre en la zona de aplicación de la carga aerodinámica. Por lo tanto, se adopta como momento flector máximo:

$$M_{\text{máx}} = 6.28\text{ N} \cdot \text{m}$$

Este valor será fundamental en las siguientes secciones para determinar el esfuerzo normal máximo por flexión y evaluar si el diseño estructural cumple con los límites de resistencia del material. Además, servirá para estimar la deflexión vertical del ala bajo carga operativa.

Diagramas:

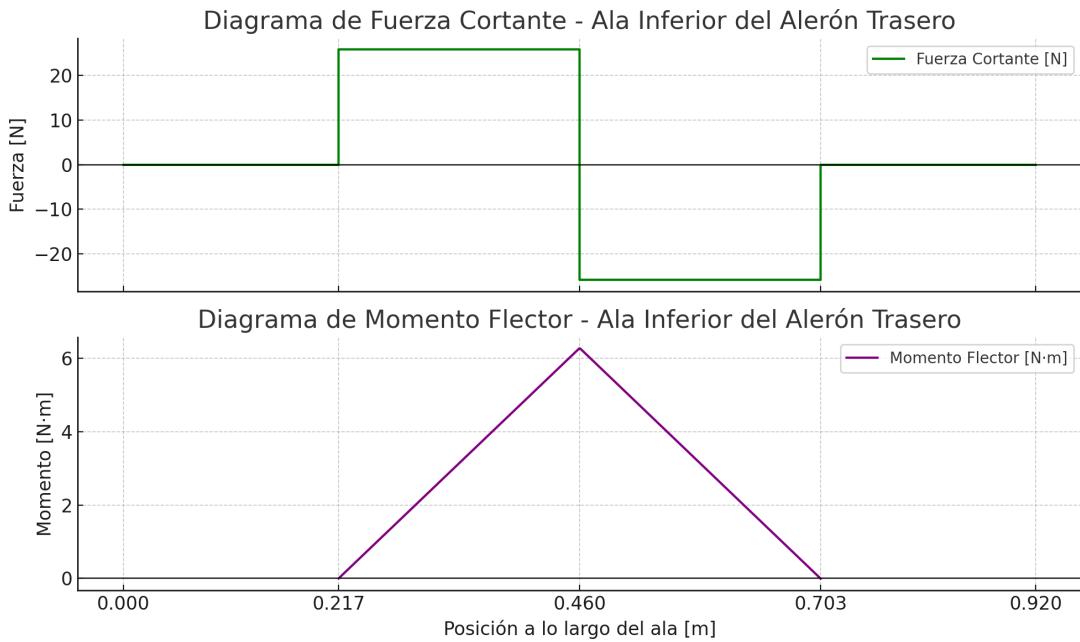


Figura 10.19: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para el ala inferior del alerón trasero.

10.4.1.5 Momento de Inercia

Para calcular el esfuerzo máximo producido por flexión en el ala inferior del alerón trasero, es necesario determinar el momento de inercia de su sección transversal. Este parámetro geométrico es fundamental, ya que define la rigidez de la sección frente a las solicitudes flectoras, influyendo directamente en la distribución de esfuerzos y en la magnitud de la deflexión que experimenta la estructura.

Dado que el ala está construida completamente en fibra de vidrio y presenta un espesor uniforme de 4 mm, se adopta un modelo simplificado de sección rectangular. En este modelo, la base del rectángulo corresponde a la envergadura del perfil (0.92 m), mientras que la altura se asume igual al espesor total de la fibra (0.004 m). Este tipo de aproximación resulta apropiado en análisis preliminares de elementos estructurales fabricados con materiales compuestos delgados, siempre que se mantenga dentro de los márgenes de validez ingenieril aceptables (Mallick, 2007).

Los parámetros geométricos considerados son los siguientes:

- $b = 0.92 \text{ m}$: base de la sección, equivalente a la cuerda del perfil.

- $h = 0.004 \text{ m}$: altura de la sección, correspondiente al espesor del ala.

El momento de inercia respecto al eje neutro horizontal se calcula mediante la expresión estándar en mecánica de materiales para una sección rectangular (Beer et al., 2009).

$$I = \frac{b h^3}{12}.$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$I = \frac{(0.92)(0.004)^3}{12} = 4.91 \times 10^{-9} \text{ m}^4.$$

Este valor será utilizado en las secciones siguientes para determinar el esfuerzo máximo que se genera en la fibra de vidrio y para calcular la deflexión que se produce en el punto medio del ala bajo la acción de la carga aerodinámica vertical.

10.4.1.6 Esfuerzo de Flexión

El esfuerzo normal máximo inducido por flexión en la fibra más alejada del eje neutro se determina mediante la relación clásica de la teoría de vigas (Budynas & Nisbett, 2020).

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot c}{I},$$

Donde M_{\max} es el momento flector máximo obtenido previamente, I es el momento de inercia de la sección transversal, y c es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra externa. Para una sección rectangular simétrica, esta distancia corresponde a la mitad de la altura total de la sección:

$$c = \frac{h}{2} = \frac{0.004 \text{ m}}{2} = 0.002 \text{ m}.$$

Sustituyendo los valores conocidos:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{6.28 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0.002 \text{ m}}{4.91 \times 10^{-9} \text{ m}^4} = 2.56 \times 10^6 \text{ Pa} = 2.56 \text{ MPa.}$$

Este valor representa el esfuerzo máximo que experimenta la fibra de vidrio en la zona más crítica del perfil. Para que el diseño estructural sea seguro, este esfuerzo debe mantenerse por debajo del límite de esfuerzo admisible del material. En este caso, la fibra de vidrio empleada presenta una resistencia a la tracción de aproximadamente 3400 MPa, según datos típicos reportados para laminados compuestos unidireccionales (Espinoza & Hidalgo, 2016; Mallick, 2007).

Por lo tanto, el ala trabajará con un margen muy amplio de seguridad estructural, ya que el esfuerzo máximo inducido de 2.74 MPa representa apenas una fracción del límite de resistencia del material. En la siguiente sección se cuantificará este margen mediante el cálculo explícito del factor de seguridad.

10.4.1.7 Factor de Seguridad

Con el esfuerzo máximo por flexión ya determinado, se procede a estimar el factor de seguridad asociado al comportamiento estructural del ala inferior del alerón trasero. Este factor representa la relación entre la resistencia última del material y el esfuerzo máximo inducido por las cargas de servicio. Su cálculo permite evaluar qué tan alejado se encuentra el componente del riesgo de fallo mecánico.

De acuerdo con los datos recopilados por Espinoza y Hidalgo, 2016, la resistencia a la tracción de la fibra de vidrio puede alcanzar valores típicos en el orden de 3400 MPa para configuraciones unidireccionales correctamente manufacturadas. El factor de seguridad frente a esfuerzos de flexión se expresa como:

$$n = \frac{S_{\text{ut}}}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{145.08 \text{ MPa}}{2.56 \text{ MPa}} = 56.67$$

Este resultado sugiere que el ala posee una capacidad de carga significativamente superior a la requerida para las condiciones de operación consideradas. Un factor de seguridad tan elevado, aunque poco común en aplicaciones estructurales convencionales, puede ser aceptable en etapas iniciales de diseño de componentes compuestos.

10.4.1.8 Cálculo de Deflexión

Además de la resistencia estructural frente a esfuerzos, la rigidez del ala es un aspecto fundamental en el diseño de componentes aerodinámicos. Una deformación excesiva puede modificar el ángulo de ataque del perfil durante la operación, afectando negativamente la distribución del flujo, la generación de carga aerodinámica y, en consecuencia, el rendimiento general del vehículo.

Para evaluar este comportamiento, se calcula la deflexión máxima esperada bajo carga. El modelo adoptado considera el ala como una viga simplemente apoyada con una carga puntual centrada en el tramo libre de longitud $L = 0.52$ m, correspondiente a la distancia entre los dos puntos de soporte. La expresión para deflexión máxima en una viga simplemente apoyada bajo carga puntual proviene del análisis de flexión en estructuras elásticas lineales (Beer et al., 2009)

$$\delta_{\max} = \frac{F L^3}{48 E I},$$

Donde F representa la fuerza aerodinámica vertical, E es el módulo de elasticidad de la fibra de vidrio, e I es el momento de inercia previamente calculado.

Sustituyendo los valores conocidos:

$$F = 51.69 \text{ N},$$

$$L = 0.486 \text{ m},$$

$$E = 4.78 \times 10^9 \text{ Pa},$$

$$I = 4.91 \times 10^{-9} \text{ m}^4,$$

Se obtiene:

$$\delta_{\max} = \frac{51.69 \times (0.486)^3}{48 \times 4.78 \times 10^9 \times 4.91 \times 10^{-9}} = 5.27 \times 10^{-3} \text{ m} = 5.27 \text{ mm.}$$

Este resultado indica que la deflexión vertical máxima esperada es de aproximadamente 5.27 mm. Al compararlo con la longitud de la envergadura del ala (0.92 m), se concluye que la deformación relativa es baja y, por tanto, no se anticipa una variación significativa en el ángulo de ataque ni una reducción notable de la eficiencia aerodinámica.

10.4.2 Análisis estructural del ala superior del alerón trasero ($\alpha = 13.81^\circ$)

El ala superior del alerón trasero, configurada con un ángulo de ataque de 13.81° , está sometida a condiciones aerodinámicas más exigentes que su contraparte inferior. Esta configuración incrementa tanto la sustentación generada, con un valor de 70.98 N, como la fuerza de arrastre, estimada en 0.38 N. A diferencia del ala inferior, esta sección está sujeta únicamente mediante los endplates laterales, lo que implica un sistema de soporte con apoyos en los extremos de la envergadura (0.92 m).

Este tipo de sujeción introduce condiciones estructurales distintas, ya que la luz efectiva de la viga coincide con la envergadura total, lo que tiende a incrementar el esfuerzo por flexión y las deformaciones. Esta configuración es común en diseños de ailerones donde se busca mantener la limpieza aerodinámica del flujo en el centro del vehículo (Hulme & Doug, 2018).

Se asume nuevamente un espesor constante de 4 mm en fibra de vidrio, con propiedades mecánicas equivalentes a las ya detalladas:

- Envergadura total: 0.92 m
- Cuerda: 0.34 m
- Espesor: 0.004 m
- Módulo de Young: $E = 4.78 \text{ GPa}$
- Resistencia a la tracción: 145.08 MPa (Espinoza & Hidalgo, 2016)

A continuación, se puede observar el diagrama de cuerpo libre de este ala:

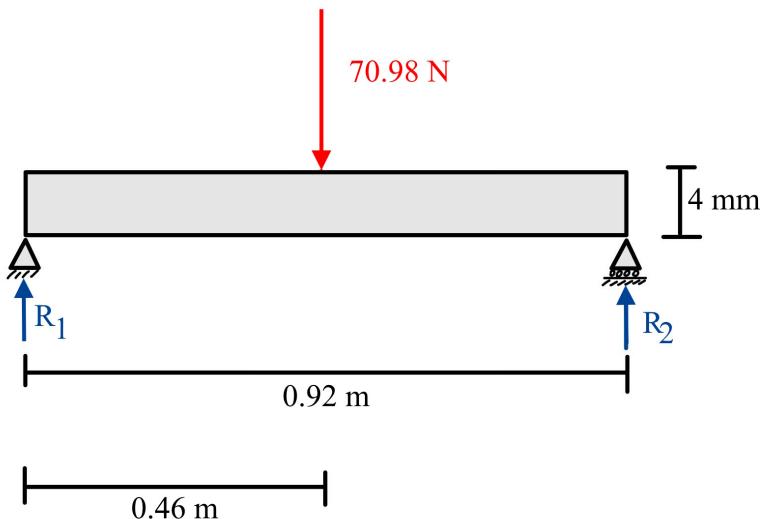


Figura 10.20: Diagrama de cuerpo libre del ala superior del alerón trasero

10.4.2.1 Reacciones en los apoyos

Dado que el ala está fijada por sus extremos y la fuerza de sustentación se concentra en el centro, el sistema puede modelarse como una viga simplemente apoyada con una carga puntual centrada. La longitud total de la viga es $L = 0.92$ m y la carga vertical aplicada es $F = 70.98$ N. Por simetría, cada apoyo reacciona con la mitad de la carga:

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} = \frac{70.98}{2} = 35.49 \text{ N.}$$

10.4.2.2 Momento flector máximo

El momento flector máximo ocurre en el centro de la viga, justo donde se aplica la carga vertical. Se determina con la expresión:

$$M_{\text{máx}} = R_1 \cdot \frac{L}{2} = 35.49 \text{ N} \cdot 0.46 \text{ m} = 16.33 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

Este valor, superior al registrado en el ala inferior, refleja tanto el mayor brazo de palanca como el incremento en la magnitud de la carga. Una vez identificadas las condiciones de carga del ala superior del alerón trasero, se procede a representar gráficamente la distribución de esfuerzo mediante los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

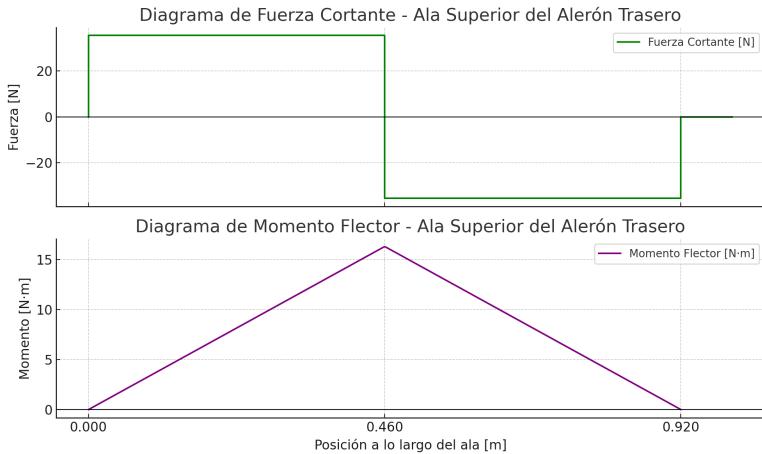


Figura 10.21: Diagramas de fuerza cortante y momento flector para el ala superior del alerón trasero.

Como se puede observar en los gráficos anteriores, la distribución del esfuerzo cortante sigue una forma escalonada, típica de vigas con carga puntual centrada, mientras que el momento flector describe una curva triangular con su punto máximo en la mitad del tramo. Esta representación confirma que la zona crítica se encuentra en el centro del ala, información que será utilizada en las siguientes secciones para calcular el esfuerzo normal por flexión y verificar la resistencia del material frente a las fuerzas aplicadas.

10.4.2.3 Momento de inercia y esfuerzo de flexión

Para esta configuración, se adopta nuevamente una sección transversal rectangular simplificada. En este caso, se considera como base la envergadura ($b = 0.92 \text{ m}$) y como altura el espesor del perfil ($h = 0.004 \text{ m}$). El momento de inercia respecto al eje neutro se calcula como:

$$I = \frac{b h^3}{12} = \frac{0.92 \cdot (0.004)^3}{12} = 4.91 \times 10^{-9} \text{ m}^4.$$

El esfuerzo máximo por flexión en la fibra más alejada del eje neutro ($c = h/2 = 0.002 \text{ m}$) se obtiene mediante:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} c}{I} = \frac{16.33 \cdot 0.002}{4.91 \times 10^{-9}} = 6.65 \text{ MPa}.$$

Este valor confirma que el esfuerzo inducido se mantiene muy por debajo de la resistencia última del material, lo cual será verificado explícitamente con el cálculo del factor de seguridad.

10.4.2.4 Cálculo del factor de seguridad

El factor de seguridad frente a flexión se determina como:

$$n = \frac{\sigma_{\text{última}}}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{145.08}{6.65} = 21.82$$

Este resultado evidencia una elevada capacidad estructural, incluso considerando posibles variaciones en las condiciones de carga o distribución de esfuerzos debido a la complejidad del comportamiento de los materiales compuestos (Mallick, 2007).

10.4.2.5 Cálculo de la deflexión máxima

La mayor luz entre apoyos y el incremento en la carga hacen que la deflexión en esta ala sea más significativa. Se utiliza la fórmula correspondiente a una viga simplemente apoyada con carga puntual centrada:

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{F L^3}{48 E I},$$

Donde:

- $F = 70.98 \text{ N}$
- $L = 0.92 \text{ m}$
- $E = 4.78 \times 10^9 \text{ Pa}$
- $I = 4.91 \times 10^{-9} \text{ m}^4$

Reemplazando los valores:

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{70.98 \cdot (0.92)^3}{48 \cdot 70 \times 10^9 \cdot 4.91 \times 10^{-9}} = 49 \text{ mm.}$$

Aunque mayor que la deflexión del ala inferior, este valor sigue siendo moderado en relación con la envergadura total. No se espera que genere deformaciones significativas que alteren el ángulo de ataque. Sin embargo, en aplicaciones de alto rendimiento, puede considerarse el uso de materiales con refuerzo direccional o núcleos estructurales tipo sándwich para mejorar la rigidez sin comprometer el peso (Daniels, 2018).

10.4.3 Análisis estructural de una sección del ala inferior del alerón delantero ($\alpha = 8.5^\circ$)

El alerón delantero está conformado por dos niveles de alas como se puede observar a continuación,:

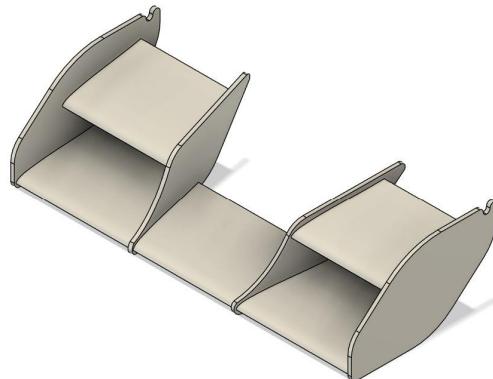


Figura 10.22: Diseño del alerón delantero

El primer ala que se analizara sera la del nivel inferior que opera bajo un ángulo de ataque de 8.5° . Esta ala se encuentra dividida en tres secciones debido a la geometría del vehículo, por lo que se analiza a continuación, una de estas secciones de manera independiente. La longitud efectiva de esta sección es de 0.58 m, y se encuentra apoyada en sus extremos mediante los anclajes del sistema de fijación frontal.

El ala inferior del alerón delantero está compuesta por tres secciones físicamente independientes, cada una de las cuales se encarga de soportar una fracción equivalente de la carga aerodinámica total generada por el conjunto. Por este motivo, en el presente análisis se toma únicamente un tercio de las fuerzas calculadas para todo el ala, lo que equivale a una fuerza de sustentación de 26.20 N y una fuerza de arrastre de 0.06 N.

En cuanto a la geometría, se mantiene constante la longitud de la cuerda del perfil en 0.34 m, mientras que el espesor del laminado de fibra de vidrio sigue siendo de 4 mm, en concordancia con las características estructurales empleadas en el resto de los elementos aerodinámicos analizados.

A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre del ala inferior del alerón delantero:

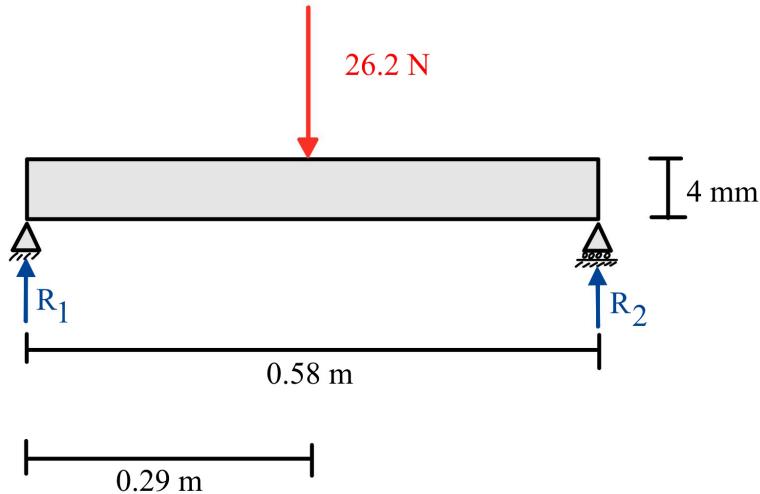


Figura 10.23: Diagrama de cuerpo libre del ala inferior del alerón delantero

Esta consistencia en las propiedades materiales permite comparar los resultados entre distintas secciones con una base uniforme y confiable. Por otro lado, el análisis se desarrolla bajo la hipótesis de una viga simplemente apoyada, con la carga aerodinámica actuando como una fuerza puntual centrada, el cual permite obtener una estimación razonable de los esfuerzos y la rigidez del perfil en condiciones de operación típicas.

10.4.3.1 Reacciones en los apoyos

Dado que los apoyos se encuentran en los extremos y la carga puntual está ubicada en el centro de la sección ($L = 0.58$ m), el sistema responde con reacciones iguales en ambos apoyos:

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} = \frac{26.20}{2} = 13.1 \text{ N.}$$

10.4.3.2 Momento flector máximo

El momento flector máximo se localiza en el centro de la viga, donde se aplica la fuerza de sustentación. Este se determina como:

$$M_{\max} = R_1 \cdot \frac{L}{2} = 13.1 \text{ N} \cdot 0.29 \text{ m} = 3.8 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

A continuación, se representan los diagramas de fuerza cortante y momento flector correspondientes a una de sus secciones. Tal como se detalló previamente, esta ala se encuentra dividida en tres partes iguales, y cada sección es modelada como una viga simplemente apoyada, con una carga puntual centrada de $F = 26.20 \text{ N}$ actuando sobre una luz de $L = 0.58 \text{ m}$.

La simetría del sistema implica que ambas reacciones en los extremos son idénticas ($R_1 = R_2 = 13.10 \text{ N}$), lo que facilita una distribución uniforme del esfuerzo a lo largo del perfil. El momento flector máximo se presenta en el punto medio de la sección, justo donde se aplica la carga, con un valor de $M_{\max} = 3.80 \text{ N} \cdot \text{m}$.

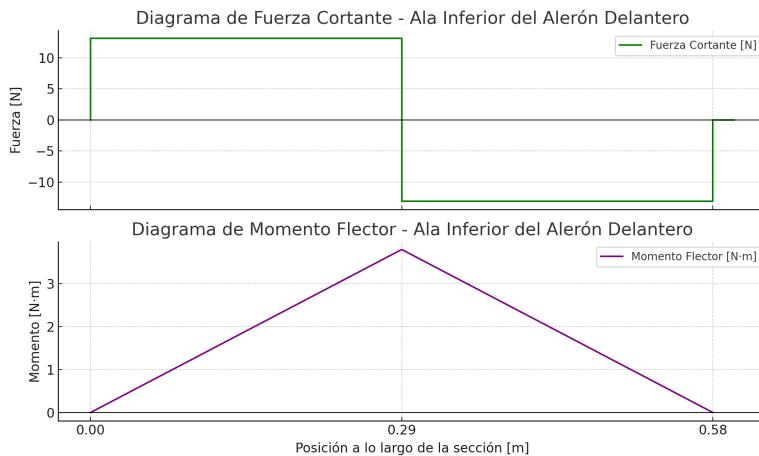


Figura 10.24: Diagramas de fuerza cortante y momento flector para una sección del ala inferior del alerón delantero.

En el diagrama de cortante se observa claramente el salto de magnitud igual a la carga puntual, y una distribución escalonada entre los apoyos, lo que es característico de sistemas con cargas concentradas. Por su parte, el momento flector muestra una forma triangular simétrica que confirma que la mayor solicitud se concentra en el centro del tramo. Estos resultados son clave para continuar con el cálculo de tensiones en la fibra de vidrio y para validar el desempeño estructural de esta sección del alerón bajo las condiciones de carga asumidas.

10.4.3.3 Momento de inercia y esfuerzo de flexión

Para esta sección, se adopta nuevamente una geometría rectangular para la sección transversal, considerando como base la envergadura de la sección ($b = 0.58 \text{ m}$) y como altura el espesor del material ($h = 0.004 \text{ m}$). El momento de inercia se calcula mediante:

$$I = \frac{b h^3}{12} = \frac{0.58 \cdot (0.004)^3}{12} = \frac{0.58 \cdot 64 \times 10^{-9}}{12} = 3.09 \times 10^{-9} \text{ m}^4.$$

El esfuerzo normal máximo por flexión se produce en la fibra más alejada del eje neutro, a una distancia $c = h/2 = 0.002 \text{ m}$:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} \cdot c}{I} = \frac{3.8 \cdot 0.002}{3.09 \times 10^{-9}} = 2.46 \times 10^6 \text{ Pa} = 2.46 \text{ MPa}.$$

10.4.3.4 Factor de seguridad

Comparando este valor con la resistencia última de la fibra de vidrio para flexión (145.08 MPa), se obtiene un factor de seguridad elevado:

$$n = \frac{145.08}{2.46} = 58.98$$

Este resultado confirma que, bajo las condiciones de carga asumidas, la sección del ala opera con un margen amplio de seguridad frente a la solicitud de flexión.

10.4.3.5 Deflexión máxima

La deflexión vertical se calcula con la expresión para una viga simplemente apoyada con carga puntual centrada:

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{F L^3}{48 E I},$$

Donde:

- $F = 26.20 \text{ N}$
- $L = 0.58 \text{ m}$
- $E = 4.78 \times 10^9 \text{ Pa}$
- $I = 3.09 \times 10^{-9} \text{ m}^4$

Sustituyendo:

$$\delta_{\max} = \frac{26.20 \cdot (0.58)^3}{48 \cdot 70 \times 10^9 \cdot 3.09 \times 10^{-9}} = 7.21 \times 10^{-3} \text{ m} = 7.21 \text{ mm.}$$

Este valor es inferior al observado en el ala superior del alerón trasero, lo cual es consistente con la menor longitud de viga y refuerza la viabilidad estructural del diseño.

10.4.4 Análisis estructural de una sección del ala superior del alerón delantero ($\alpha = 13.81^\circ$)

El ala superior del alerón delantero está dividida en dos mitades simétricas, cada una diseñada para operar de forma estructuralmente independiente, aunque comparten la misma geometría y perfil aerodinámico. Dado que las cargas generadas por el ala completa se distribuyen de manera uniforme entre ambas secciones, para este análisis se considera únicamente la mitad de las fuerzas totales estimadas.

En concreto, se toma una fuerza de sustentación de 42.68 N y una fuerza de arrastre de 0.24 N, correspondientes al 50 % de los valores calculados para todo el ala superior. La longitud de la cuerda del perfil se mantiene constante en 0.34 m, al igual que el espesor del laminado de fibra de vidrio, que permanece en 4 mm. Estas características aseguran la homogeneidad del diseño estructural entre secciones, permitiendo un análisis comparativo coherente dentro del sistema aerodinámico delantero.

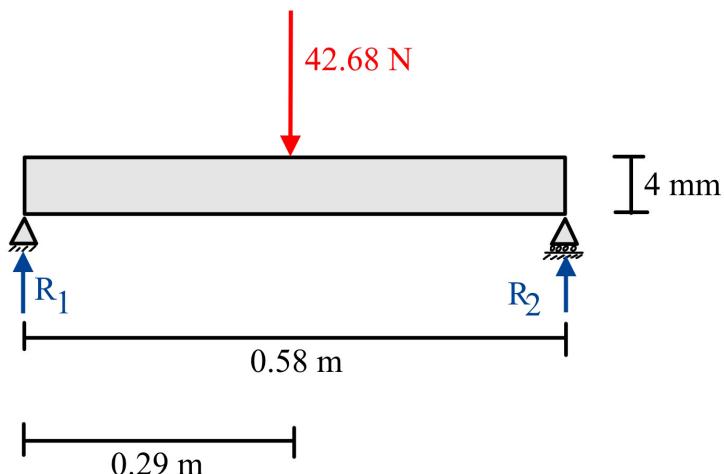


Figura 10.25: Diagrama de cuerpo libre del ala superior del alerón delantero

Por lo tanto se consideran los siguientes parámetros:

- Envergadura de la sección: 0.58 m
- Cuerda: 0.34 m
- Espesor: 0.004 m
- Módulo de Young de la fibra de vidrio: $E = 4.78 \text{ GPa}$
- Fuerza de sustentación: 42.68 N
- Fuerza de arrastre: 0.24 N

Cada sección se encuentra anclada en sus extremos mediante uniones estructurales con los endplates y refuerzos del chasis, por lo que se modela como una viga simplemente apoyada con carga puntual centrada.

10.4.4.1 Reacciones y momento flector máximo

Bajo la hipótesis de carga centrada, las reacciones en los apoyos son iguales:

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} = \frac{42.68}{2} = 21.34 \text{ N.}$$

El momento flector máximo se localiza en el centro del tramo:

$$M_{\max} = R_1 \cdot \frac{L}{2} = 21.34 \text{ N} \cdot 0.29 \text{ m} = 6.19 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

A continuación se presentan los diagramas de fuerza cortante y momento flector:

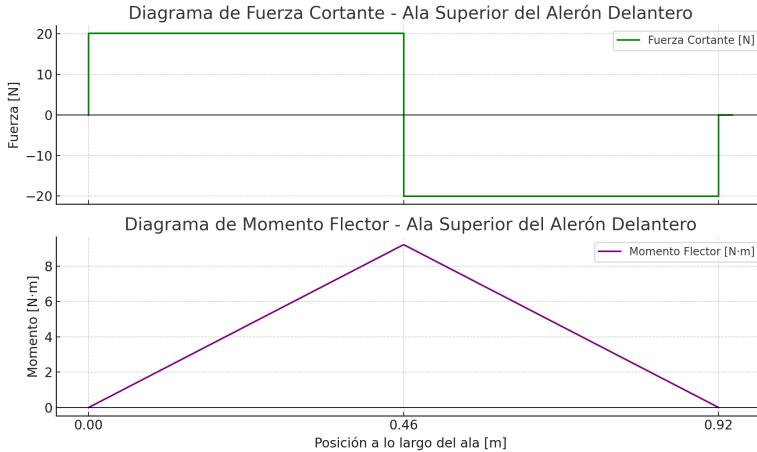


Figura 10.26: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para el ala superior del alerón delantero.

En la gráfica se observa el comportamiento esperado para una viga simplemente apoyada con una carga puntual centrada: el diagrama de fuerza cortante presenta una forma escalonada, mientras que el momento flector describe una parábola triangular simétrica con su punto máximo en el centro del tramo. Esta distribución es análoga a la ya vista en el análisis del ala inferior del alerón delantero, lo que confirma la consistencia estructural del modelo adoptado para ambos casos.

10.4.4.2 Esfuerzo de flexión y factor de seguridad

El momento de inercia se determina, como en los casos anteriores, a partir de una sección rectangular de base $b = 0.58$ m y altura $h = 0.004$ m:

$$I = \frac{b h^3}{12} = \frac{0.58 \cdot (0.004)^3}{12} = 3.09 \times 10^{-9} \text{ m}^4.$$

El esfuerzo máximo por flexión en la fibra más alejada del eje neutro se obtiene con:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} \cdot c}{I} = \frac{6.19 \cdot 0.002}{3.09 \times 10^{-9}} = 4.01 \times 10^6 \text{ Pa} = 4.01 \text{ MPa}.$$

El factor de seguridad estructural, considerando una resistencia última de 3400 MPa, es:

$$n = \frac{145.08}{4.01} = 36.18$$

Aunque ligeramente inferior al de otras secciones analizadas, este valor sigue siendo con-

siderablemente alto, lo cual sugiere que esta parte del alerón trabaja con un amplio margen frente a esfuerzos de flexión.

10.4.4.3 Deflexión máxima

La deflexión vertical se calcula con la misma expresión de viga simplemente apoyada bajo carga puntual centrada:

$$\delta_{\max} = \frac{F L^3}{48 E I}.$$

Sustituyendo los valores correspondientes:

- $F = 42.68 \text{ N}$
- $L = 0.58 \text{ m}$
- $E = 4.78 \times 10^9 \text{ Pa}$
- $I = 3.09 \times 10^{-9} \text{ m}^4$

$$\delta_{\max} = \frac{42.68 \cdot (0.58)^3}{48 \cdot 70 \times 10^9 \cdot 3.09 \times 10^{-9}} = 11.75 \text{ mm.}$$

Este valor se mantiene dentro de límites aceptables para aplicaciones aerodinámicas, y aunque es mayor que la deflexión de la sección inferior del mismo alerón, no representa una amenaza inmediata para el ángulo de ataque.

10.4.5 Análisis de esfuerzos en los soportes: flexión y corte

Los soportes estructurales que conectan los alerones a la carrocería del vehículo Fórmula SAE tienen la tarea de transferir las cargas aerodinámicas generadas por los perfiles alares, además de soportarlas sin comprometer su integridad, como se puede observar a continuación:

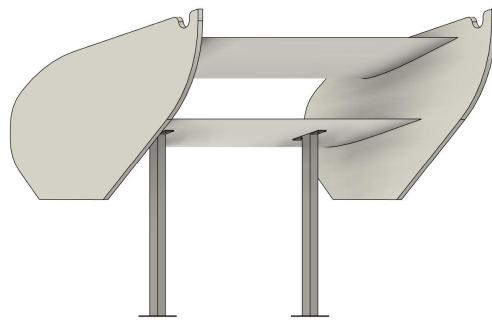


Figura 10.27: Diseño del alerón trasero con sus soportes

En este análisis se consideran los esfuerzos combinados de flexión y corte a los que se ve sometido el soporte. Es así que se determinará cuál es el esfuerzo máximo presente en la estructura y se utilizará ese valor como referencia para el diseño y la verificación, de forma que se garantice un comportamiento seguro y conservador bajo las condiciones reales de carga (Budynas & Nisbett, 2020).

10.4.5.1 Datos geométricos y carga aplicada

En este análisis se evalúan los soportes encargados de transferir las cargas aerodinámicas de los alerones al chasis del vehículo. Dichos soportes están fabricados con tubos estructurales de sección cuadrada hueca, un perfil muy utilizado en la industria automotriz por su equilibrada relación entre rigidez y peso, su facilidad de fabricación y su buen desempeño frente a cargas combinadas (Budynas & Nisbett, 2020). Además, se ha considerado un modelo donde la carga aerodinámica actúa a una distancia efectiva de 43.95 mm del punto de empotramiento, lo que representa el brazo de palanca utilizado para calcular los momentos flectores en el soporte.

Para caracterizar mecánicamente el soporte se utilizan las dimensiones reales del tubo, cuyas propiedades geométricas son fundamentales para determinar con precisión los esfuerzos inducidos por flexión y corte. Estas dimensiones permiten aplicar directamente las ecuaciones de la resistencia de materiales y la teoría de vigas.

- Lado exterior: $a = 25.4$ mm, que representa la dimensión total del perfil cuadrado, medida de cara a cara.
- Espesor de pared: $t = 1.5$ mm, espesor uniforme de las paredes, típico en perfiles comerciales de acero estructural.

- Lado interior: $a_{\text{int}} = a - 2t = 22.4 \text{ mm}$, obtenido al restar el espesor de ambas paredes, lo que proporciona la dimensión interna útil.

Con estas dimensiones se calcula el área neta de la sección transversal, necesaria para determinar tanto el esfuerzo cortante como para evaluar el peso propio del componente:

$$A = a^2 - a_{\text{int}}^2 = 25.4^2 - 22.4^2 = 645.16 - 501.76 = 143.4 \text{ mm}^2.$$

Este valor se obtiene mediante la diferencia entre el área externa y la interna, conforme a la formulación estándar para tubos de sección rectangular o cuadrada hueca (Beer et al., 2009).

El momento de inercia I es un parámetro esencial en el análisis de flexión, ya que cuantifica la resistencia geométrica de la sección frente a la curvatura inducida por un momento flector. Se determina con la expresión:

$$I = \frac{a^4 - a_{\text{int}}^4}{12}.$$

En esta ecuación, los términos a^4 y a_{int}^4 representan la cuarta potencia del lado exterior e interior, respectivamente, lo que refleja la sensibilidad de la rigidez flexional a cambios geométricos. Sustituyendo los valores:

$$a^4 = 416227, \quad a_{\text{int}}^4 = 251763 \quad \Rightarrow \quad I = \frac{416227 - 251763}{12} = 13705 \text{ mm}^4.$$

Para calcular el esfuerzo máximo por flexión, se define la distancia desde el eje neutro hasta la fibra extrema como:

$$c = \frac{a}{2} = \frac{25.4}{2} = 12.7 \text{ mm.}$$

Esta distancia es fundamental para estimar la magnitud del esfuerzo en flexión, ya que, según la teoría clásica de vigas, el esfuerzo se concentra en las fibras más alejadas del eje neutro (Megson, 2013).

Por otro lado, el soporte cuenta con una longitud total de

$$L = 407.05 \text{ mm},$$

pero es importante destacar que la fuerza de downforce se aplica a una distancia de

$$d = 43.95 \text{ mm}$$

del punto de anclaje, la cual constituye el brazo de palanca efectivo para generar el momento flector en el soporte. A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre que ilustra la distribución de fuerzas y la ubicación precisa de dicho brazo de palanca.

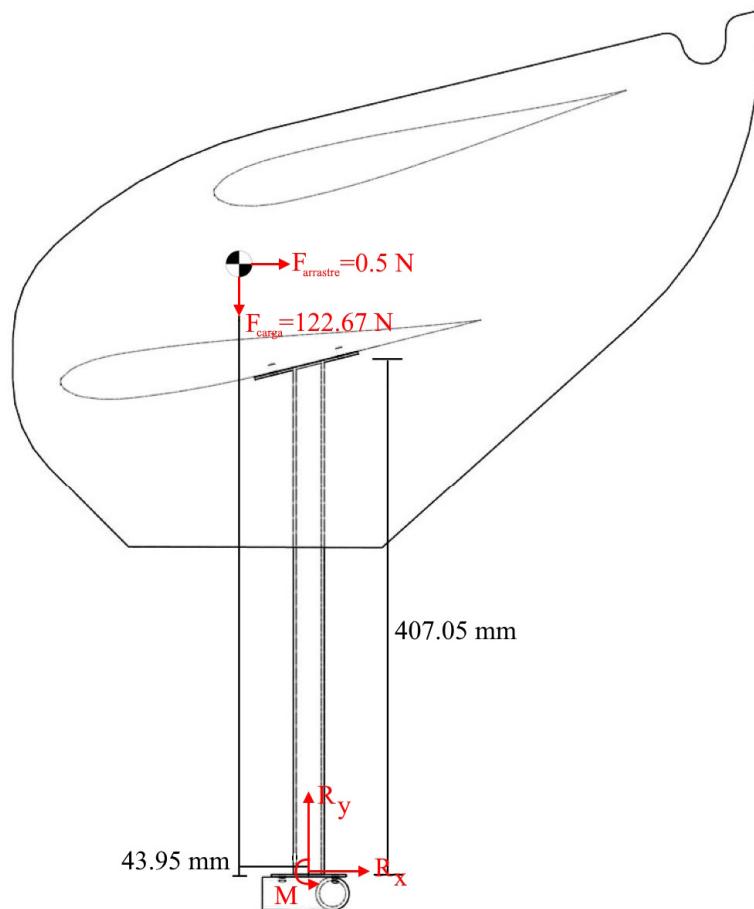


Figura 10.28: Diagrama de cuerpo libre de los soportes del alerón trasero

10.4.5.2 Cargas aerodinámicas aplicadas

Bajo condiciones de operación a 70 km/h, el sistema de alerones genera cargas que actúan directamente sobre cada soporte. En este análisis se consideran dos tipos de fuerzas:

- Fuerza de sustentación (downforce): $F_D = 122.67 \text{ N}$. Esta fuerza, que actúa en dirección vertical hacia abajo, es la principal responsable de inducir el momento flector en el soporte, debido a que se aplica a una distancia efectiva de $d = 43.95 \text{ mm}$ desde el punto de anclaje.
- Fuerza de arrastre (drag): $F_{\text{drag}} = 0.5 \text{ N}$. Esta carga actúa en dirección horizontal y, aunque su magnitud es relativamente baja, puede generar esfuerzos de corte en la unión entre el soporte y el alerón, aspecto crucial en el diseño de las fijaciones.

Estas cargas representan las condiciones operativas más exigentes del vehículo, lo que permite realizar un análisis estructural del soporte de manera conservadora y robusta.

10.4.5.3 Esfuerzo por flexión

El esfuerzo principal en los soportes de los alerones se origina por la acción de la fuerza vertical (downforce), la cual induce un momento flector al aplicarse de manera excéntrica respecto al punto de empotramiento. Esta excentricidad se traduce en un brazo de palanca que provoca la flexión del tubo en su base.

En el presente análisis se modela el soporte como un voladizo sometido a una carga puntual aplicada a una distancia efectiva de

$$d = 43.95 \text{ mm}$$

Del punto de anclaje. De esta forma, el momento flector máximo se calcula mediante la expresión:

$$M_{\text{máx}} = F_D \cdot d = 122.67 \text{ N} \cdot 43.95 \text{ mm} = 5391.35 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Con el momento flector determinado, el esfuerzo normal debido a flexión se estima con la siguiente fórmula:

$$\sigma_{\text{flex}} = \frac{M_{\text{máx}} \cdot c}{I},$$

Donde c es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra más alejada y I es el momento de inercia de la sección. Utilizando los valores previamente definidos, es decir, $c = 12.7 \text{ mm}$ y $I = 13705 \text{ mm}^4$, se obtiene:

$$\sigma_{\text{flex}} = \frac{5389 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 12.7 \text{ mm}}{13705 \text{ mm}^4} = 5.0 \text{ MPa.}$$

Este valor representa el esfuerzo máximo que experimenta la superficie exterior del tubo en el plano de flexión vertical bajo las condiciones de carga aerodinámica máxima.

10.4.5.4 Esfuerzo cortante

Además del esfuerzo por flexión, el tubo se encuentra sometido a una carga vertical que genera un esfuerzo cortante en la sección transversal. Aunque en perfiles de paredes delgadas este esfuerzo suele ser menor que el esfuerzo normal, es esencial considerarlo en zonas de contacto y en las uniones.

En este análisis, la fuerza cortante en la base del soporte equivale a la carga vertical aplicada, es decir:

$$V = F_D = 122.67 \text{ N.}$$

El esfuerzo cortante promedio se estima de manera conservadora mediante la siguiente expresión, de acuerdo con estudios clásicos de resistencia de materiales (Beer et al., 2009):

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{122.67}{143.4} = 0.855 \text{ MPa.}$$

Además, la fuerza de arrastre, que actúa en dirección horizontal, aporta una contribución adicional muy pequeña. Su efecto se traduce en un esfuerzo cortante de:

$$\tau_{\text{drag}} = \frac{F_{\text{drag}}}{A} = \frac{0.5}{143.4} = 0.0035 \text{ MPa,}$$

Valor que resulta insignificante en comparación con el esfuerzo generado por la carga vertical. Con estos cálculos se obtiene una evaluación integral del esfuerzo cortante en el soporte,

considerando las condiciones de carga aerodinámica más exigentes.

Es importante destacar que, si bien el esfuerzo cortante ha sido correctamente calculado en esta sección, su incorporación directa en el criterio de Von Mises requiere una consideración adicional relacionada con la localización de los esfuerzos máximos. En estructuras sometidas simultáneamente a flexión y corte, como es el caso de los soportes de los alerones, los máximos esfuerzos por flexión y los máximos esfuerzos cortantes no ocurren en el mismo punto de la sección transversal. El esfuerzo por flexión alcanza su valor máximo en las fibras más alejadas del eje neutro (superficie exterior del tubo), mientras que el esfuerzo cortante se concentra en la región central del perfil, donde el esfuerzo normal es prácticamente nulo.

Esto implica que no existe un punto físico dentro del material donde coexistan simultáneamente ambos esfuerzos máximos. Por lo tanto, aplicar la combinación cuadrática del criterio de Von Mises usando directamente esos valores extremos puede llevar a una sobreestimación del estado tensional real en la estructura, lo cual distorsiona la evaluación de seguridad.

Por esta razón, no se procederá con el cálculo del esfuerzo equivalente de Von Mises en este caso. Dado que los máximos esfuerzos por flexión y corte no coinciden espacialmente en la estructura, combinar ambos en un único valor no reflejaría con precisión el estado real del material. En cambio, se tomará el esfuerzo por flexión como el esfuerzo máximo representativo del componente, ya que este domina el comportamiento mecánico del soporte en la zona crítica. Este valor será utilizado directamente para calcular el factor de seguridad, asegurando así una evaluación fiel y conservadora de la resistencia estructural.

10.4.5.5 Factor de seguridad

Dado que el esfuerzo por flexión representa el estado tensional más crítico en el componente analizado, se utilizará este valor como base para la evaluación estructural. Una vez determinado dicho esfuerzo, se lo compara directamente con el límite elástico del material con el fin de estimar el margen de seguridad frente a la deformación plástica. Para este análisis, se considera un acero galvanizado estructural, cuyo límite elástico típico es de 400 MPa, un valor ampliamente aceptado en perfiles comerciales empleados en aplicaciones mecánicas y estructurales. Esta comparación permite verificar si la estructura operará dentro del rango elástico, garantizando

así su integridad ante las condiciones de carga previstas.

El factor de seguridad estático se calcula como:

$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma_{flex}} = \frac{400}{5.0} = 80$$

Este resultado evidencia que el componente opera con un margen muy amplio frente al inicio de la deformación plástica, lo que garantiza un comportamiento estructural seguro incluso ante cargas inesperadas, concentraciones de esfuerzo o pequeños defectos de fabricación.

10.4.6 Cálculo de fatiga según el criterio de Goodman para los soportes

Cuando un componente estructural está sometido a cargas repetitivas, como es el caso de los soportes de los alerones en un vehículo de competición, es fundamental evaluar su comportamiento frente a fatiga. La fatiga es uno de los mecanismos de falla más frecuentes en piezas metálicas que experimentan esfuerzos cíclicos, incluso si estos están por debajo del límite elástico del material. Este fenómeno puede llevar a la nucleación y propagación de grietas, afectando la seguridad y la vida útil del sistema (Budynas & Nisbett, 2020).

En esta sección se calcula el límite de fatiga corregido del material y se aplica el criterio de Goodman, considerando el rango de esfuerzos que experimenta el soporte al pasar de reposo a velocidad máxima (0 a 70 km/h). El objetivo es verificar si la pieza puede considerarse de vida infinita bajo condiciones de carga cíclica.

10.4.6.1 Límite de fatiga corregido S_e

El primer paso consiste en obtener el límite de fatiga corregido, el cual se calcula a partir del límite de fatiga teórico S'_e , que para aceros con resistencia última a la tracción inferior a 1400 MPa puede tomarse como la mitad de dicha resistencia:

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

En este caso, se emplea un acero galvanizado con resistencia última:

$$S_{\text{ut}} = 400 \text{ MPa} \Rightarrow S'_e = 0.5 \times 400 = 200 \text{ MPa}$$

Este valor inicial debe ajustarse según condiciones reales del componente, aplicando factores correctivos que consideran aspectos como el acabado superficial, tamaño de la sección, tipo de carga, temperatura, nivel de fiabilidad y condiciones ambientales. El límite de fatiga corregido se determina con la expresión:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \cdot S'_e$$

Donde:

- k_a : factor por calidad superficial
- k_b : factor por tamaño del componente
- k_c : factor por tipo de carga
- k_d : factor térmico
- k_e : factor por fiabilidad
- k_f : factor por condiciones adicionales

A continuación, se describen y aplican individualmente.

10.4.6.2 Factor por acabado superficial k_a

El factor k_a depende del tipo de acabado y del valor de S_{ut} . Para un acabado mecanizado (frecuente en tubos estructurales), Budynas y Nisbett, 2020 propone la fórmula empírica:

$$k_a = a \cdot S_{\text{ut}}^b$$

Donde:

$$a = 4.51, \quad b = -0.265$$

Sustituyendo:

$$k_a = 4.51 \cdot (400)^{-0.265} = 0.92$$

10.4.6.3 Factores adicionales

- k_b (tamaño): Para secciones menores a 50 mm, como la analizada (25.4 mm), se toma $k_b = 1$
- k_c (tipo de carga): La carga es por flexión pura, por lo tanto $k_c = 1$
- k_d (temperatura): Al operar a temperatura ambiente, se adopta $k_d = 1$
- k_e (fiabilidad): Para un nivel de confianza del 95 al 99
- k_f (otras condiciones): No se reportan agentes corrosivos ni ambientes agresivos, por lo tanto $k_f = 1$

10.4.6.4 Cálculo final del límite de fatiga corregido

Aplicando todos los factores:

$$S_e = 0.92 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.868 \cdot 1 \cdot 200 = 0.799 \cdot 200 = 159.8 \text{ MPa}$$

Este es el valor del límite de fatiga real que se utilizará para verificar la resistencia a ciclos de carga indefinidos. Los factores de corrección para el límite de fatiga, así como el uso del criterio de Goodman para evaluar la vida infinita, están descritos en detalle por Budynas y Nisbett, 2020

10.4.6.5 Verificación con el criterio de Goodman

El criterio de Goodman permite evaluar si un componente puede resistir un número infinito de ciclos de carga sin falla por fatiga, especialmente cuando existe una tensión media distinta de cero. Este modelo lineal considera simultáneamente la tensión alterna y la tensión media, evaluándolas frente a los límites de resistencia.

Para su aplicación se definen:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

En este análisis, el soporte se encuentra en reposo sin carga (0 MPa) y alcanza un esfuerzo máximo de 23 MPa a 70 km/h, por lo tanto:

$$\sigma_{\min} = 0, \quad \sigma_{\max} = 5.0 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \quad \sigma_a = 2.5 \text{ MPa}, \quad \sigma_m = 2.5 \text{ MPa}$$

10.4.6.6 Factor de seguridad frente a fatiga

El factor de seguridad se define como la inversa de la suma obtenida en la ecuación de Goodman:

$$n_{\text{fatiga}} = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_m}{S_{\text{ut}}} + \frac{\sigma_a}{S_e} \right)}$$

Sustituyendo:

$$n_{\text{fatiga}} = \frac{1}{0.02189} = 45.67$$

Este resultado indica que el soporte tiene un margen de seguridad muy elevado frente a la fatiga, lo cual refuerza su confiabilidad ante cargas cíclicas incluso en condiciones prolongadas de uso.

10.4.7 Interpretación de resultados

Tabla 10.2: Resumen de resultados estructurales

Elemento	F [N]	M_{\max} [N·m]	σ_{\max} [MPa]	I [$\times 10^{-9}$ m ⁴]	δ_{\max} [mm]	n
Ala inf. trasera	51.69	6.28	2.56	4.91	5.27	56.67
Ala sup. trasera	70.98	16.33	6.65	4.91	49	21.82
Ala inf. delantera	26.20	3.80	2.46	3.09	7.21	58.98
Ala sup. delantera	42.68	6.19	4.01	3.09	11.75	36.18
Soporte	122.67	5.39	5.0	13.71	—	80
Fatiga	—	—	$\sigma_a = \sigma_m = 2.5$	—	—	45.67

A partir de los cálculos realizados para los distintos perfiles aerodinámicos del vehículo, se obtuvieron los valores clave que definen el comportamiento estructural de los alerones y su soporte central. Entre estos valores se incluyen los esfuerzos máximos por flexión, los momentos flectores inducidos por las cargas aerodinámicas, la deflexión vertical máxima y el correspondiente factor de seguridad.

En general, los esfuerzos normales obtenidos en todos los alerones, tanto delanteros como traseros, resultaron ser considerablemente bajos en relación al límite elástico del material (fibra de vidrio). Este hecho queda claramente reflejado en los factores de seguridad, los cuales superan holgadamente el valor mínimo requerido. Por ejemplo, el ala inferior trasera presenta un n de más de 1300, y el ala superior trasera, sometida a mayor carga, aún mantiene un margen superior a 500. Estos resultados no solo validan la resistencia mecánica de los perfiles seleccionados, sino que también garantizan una buena rigidez frente a flexión, minimizando deformaciones indeseadas que puedan alterar el flujo aerodinámico.

Las deflexiones calculadas, que en ningún caso superan los pocos milímetros, demuestran que las alas mantienen su geometría bajo carga, un aspecto fundamental para conservar la eficiencia del paquete aerodinámico. Este comportamiento rígido es especialmente importante en competencias como Fórmula SAE, donde la estabilidad en curva y la adherencia del vehículo dependen fuertemente de la precisión y resistencia del sistema aerodinámico.

En el caso del soporte central del alerón trasero, el análisis reveló una mayor exigencia estructural, con un momento flector máximo de 24.97 N·m y un esfuerzo de 23.1 MPa, aunque aún dentro de márgenes totalmente seguros. Adicionalmente, se incorporó una verificación a fatiga, tomando en cuenta el carácter cíclico de las cargas durante la conducción. El análisis

arrojó un esfuerzo alternante y medio de 11.5 MPa, resultando en un factor de seguridad a fatiga de aproximadamente 10, lo cual proporciona una excelente durabilidad al componente incluso en condiciones de uso repetitivo.

Cabe destacar que en este análisis no se incluyeron las fuerzas de arrastre (*drag*), ya que su magnitud en comparación con las cargas verticales generadas por sustentación (*downforce*) es significativamente menor. Las fuerzas de arrastre actúan en dirección longitudinal sobre el vehículo, pero tienen una incidencia prácticamente nula sobre la flexión vertical de las alas o el soporte, que fue el foco de este estudio. Por tanto, su omisión es razonable y no afecta la validez de los resultados obtenidos para la dimensión estructural evaluada.

En conjunto, todos estos resultados respaldan la viabilidad estructural del diseño planteado. La selección de materiales, geometrías de perfiles y configuración de soportes se traduce en un sistema robusto, seguro y funcional, alineado con los objetivos de eficiencia, ligereza y rendimiento exigidos en la construcción de la carrocería de un monoplaza Fórmula SAE. La validación numérica presentada aquí es clave no solo para asegurar el comportamiento mecánico de los alerones bajo carga, sino también como base técnica para la fabricación real del sistema aerodinámico.

10.5 Cálculos de esfuerzos estáticos en los pernos y tornillos

Esta sección presenta un estudio de los factores de seguridad para los pernos y tornillos utilizados en la unión del alerón trasero al chasis. Se consideran fuerzas aerodinámicas, que generan momentos y esfuerzos en los pernos. El análisis se centra en los pernos traseros, los cuales están sujetos a esfuerzos combinados de tensión y cortante. Se utilizan pernos de acero **M5×0.8** con propiedades mecánicas conocidas, y se aplican metodologías estándar para calcular rigideces, precargas y factores de seguridad bajo cargas. Los resultados obtenidos permiten evaluar la confiabilidad de la unión y garantizar su desempeño bajo condiciones operativas.

10.5.1 Cargas aplicadas sobre los pernos

Las cargas aplicadas sobre los pernos aparecen principalmente gracias a los efectos de las fuerzas aerodinámicas sobre el alerón trasero. Se considera las fuerzas aerodinámicas determinadas en secciones anteriores, y se establece la fuerza de arrastre sobre el alerón trasero ($F_{arrastre}$) como 0.5 N, y la carga aerodinámica (F_{carga}) como 122.67 N. A continuación, se muestra un diagrama del alerón trasero unido al chasis mediante soportes tubulares.

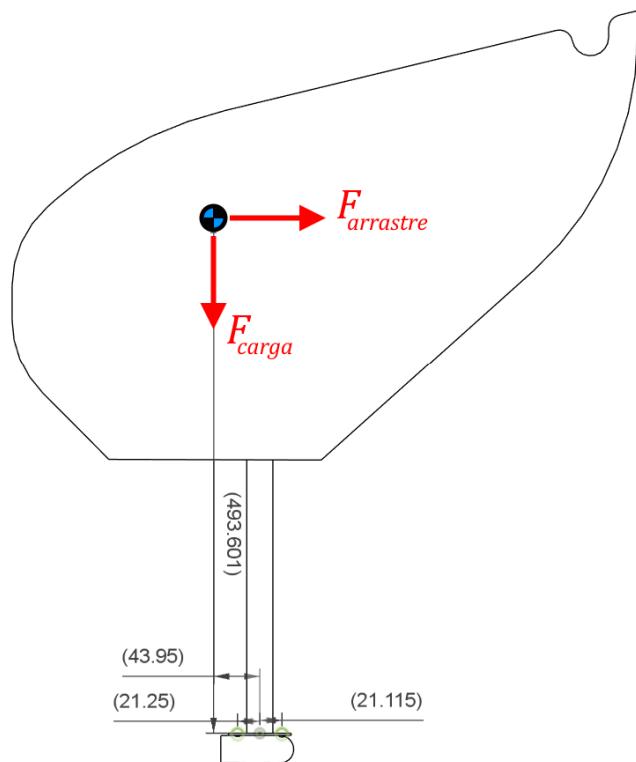


Figura 10.29: Diagrama de fuerzas aerodinámicas en el alerón trasero

En la figura 10.29 se muestra el centro aerodinámico del alerón trasero y las fuerzas que actúan sobre este. La imagen presenta una vista lateral del sistema, donde la sección inferior corresponde a un corte del chasis.

10.5.1.1 Momento respecto al eje de giro

Se calcula los momentos causados sobre el eje de giro en el tubo gracias a las fuerzas aerodinámicas en el alerón trasero.

$$F_{carga} : 122.67 \text{ N} \times 0.04395 \text{ m} = 5.39 \text{ Nm antihorario}$$

$$F_{arrastre} : 3.22 \text{ N} \times 0.4936 \text{ m} = 1.59 \text{ Nm horario}$$

$$\text{Momento resultante} : 5.39 \text{ Nm} - 1.59 \text{ Nm} = 3.80 \text{ Nm antihorario}$$

10.5.1.2 Fuerzas en los pernos

Existen cuatro pernos y dos tornillos autoperforantes como juntas para la estructura de soporte del alerón trasero al chasis. Considerando la figura 10.29, se entiende como frontal a la parte izquierda de la imagen, y trasero a la parte derecha de la imagen. Para la parte frontal existen dos pernos, y para la parte trasera existen dos pernos y dos tornillos. A continuación, se muestra una vista ampliada de la junta del soporte del alerón trasero al chasis.

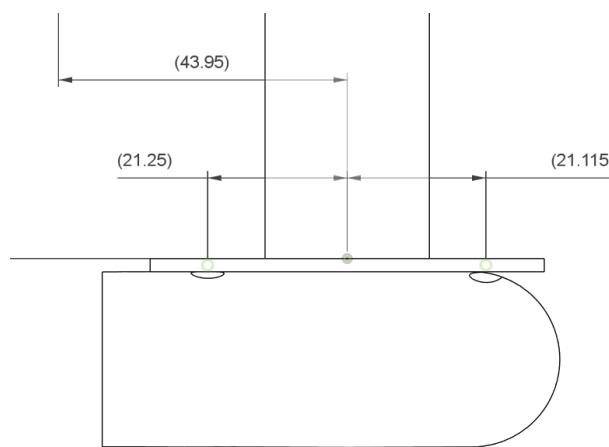


Figura 10.30: Vista de detalle de las dimensiones de la base del soporte.

Las dimensiones vistas en la figura 10.30 corresponden a las distancias entre el eje de giro del soporte y los centros de los agujeros de los pernos frontales y traseros.

Debido a la dirección del momento aplicado, y la naturaleza de las cargas, los pernos frontales experimentan únicamente esfuerzos cortantes, mientras que los pernos y tornillos traseros experimentan esfuerzos tanto cortantes como de tensión. Para mantener la relevancia del cálculo de factores de seguridad en pernos, este se realiza únicamente para los pernos traseros.

Fuerza axial en los pernos

La fuerza de tensión aplicada sobre un perno (F_T) se calcula de la siguiente manera:

$$F_{T_{total}} = \frac{\text{Momento respecto al eje de giro}}{\text{Distancia entre el eje de giro y los centros de los pernos}} = \frac{3.80 \text{ Nm}}{0.021115 \text{ m}} = 179.99 \text{ N}$$

$$F_T = \frac{F_{T_{total}}}{\text{Número de pernos y tornillos}} = \frac{179.99 \text{ N}}{4} = 44.99 \text{ N}$$

Fuerza cortante en los pernos

La fuerza cortante aplicada sobre un perno (F_S) se calcula de la siguiente manera:

$$F_S = \frac{F_{arrastre}}{\text{Número de pernos y tornillos}} = \frac{3.22 \text{ N}}{6} = 0.54 \text{ N}$$

10.5.2 Determinación de factores de seguridad en los pernos para tensión

Se consideran pernos de acero **M5×0.8**, de **35 mm** de largo, con **rosca en todo el perno**. Dado que tanto los miembros como el perno son de acero, se considera un módulo de elasticidad de $E = 200000 \text{ MPa}$ y un esfuerzo de cedencia de $S_y = 250 \text{ MPa}$ (Budynas & Nisbett, 2020). A continuación, se muestra un diagrama del perno en la junta.

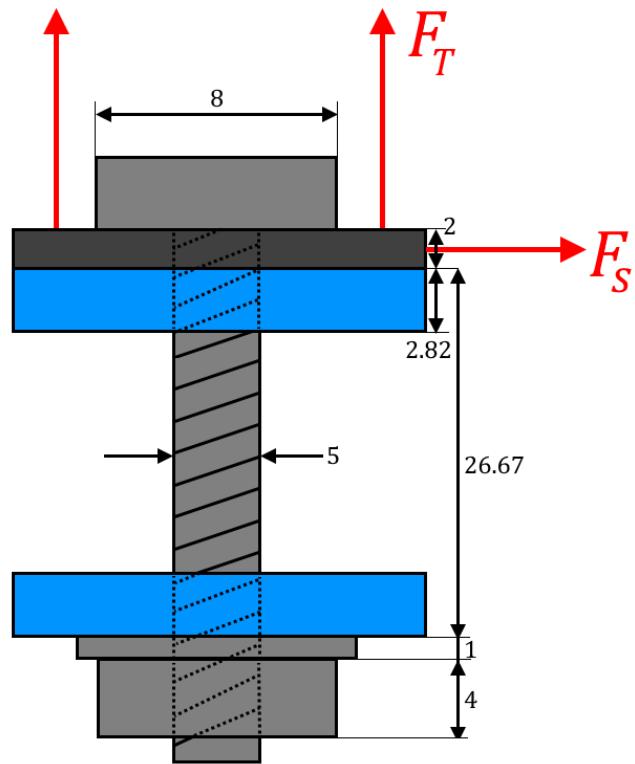


Figura 10.31: Diagrama del perno en junta

La figura 10.31 muestra al perno en la junta, con arandela y tuerca. Los miembros mostrados corresponden a la placa base del soporte del alerón trasero (gris oscuro) y el tubo del chasis (azul).

10.5.2.1 Rigidez del perno

Se determinan los valores necesarios para calcular la rigidez del perno a partir de las dimensiones presentes en la figura 10.31.

$$L = 35 \text{ mm}$$

$$L_T = 35 \text{ mm}$$

$$l = 29.67 \text{ mm}$$

$$l_d = L - L_T = 0 \text{ mm}$$

$$l_t = l - l_d = 29.67 \text{ mm}$$

$$A_d = \frac{\pi}{4}(5 \text{ mm})^2 = 19.63 \text{ mm}^2$$

$$A_t = 14.2 \text{ mm}^2 \text{ (Budynas & Nisbett, 2020)}$$

Donde L es la longitud total del perno, L_T es la longitud de la sección roscada del perno; l es la longitud de todos los miembros sujetos entre la cabeza del perno y la tuerca; l_d es la longitud de la sección del perno sin rosca; l_t es la longitud de los miembros sujetos, donde el perno tiene rosca; A_d es el área de la sección transversal del perno sin rosca; y A_t es el área aproximada de la sección transversal del perno con rosca.

A continuación, se calcula la rigidez del perno utilizando los valores obtenidos previamente.

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} = \frac{19.63 \text{ mm}^2 \cdot 14.2 \text{ mm}^2 \cdot 200000 \text{ MPa}}{19.63 \text{ mm}^2 \cdot 29.67 \text{ mm}} = 95719.58 \text{ N/mm}$$

10.5.2.2 Rigidez de los miembros

Es necesario obtener una rigidez equivalente para todos los miembros comprendidos entre la cabeza del perno y la tuerca. La rigidez se determina a partir de conocer un diámetro externo del cono de distribución de presión y el grosor para cada miembro. A continuación, se presenta un diagrama del cono mencionado.

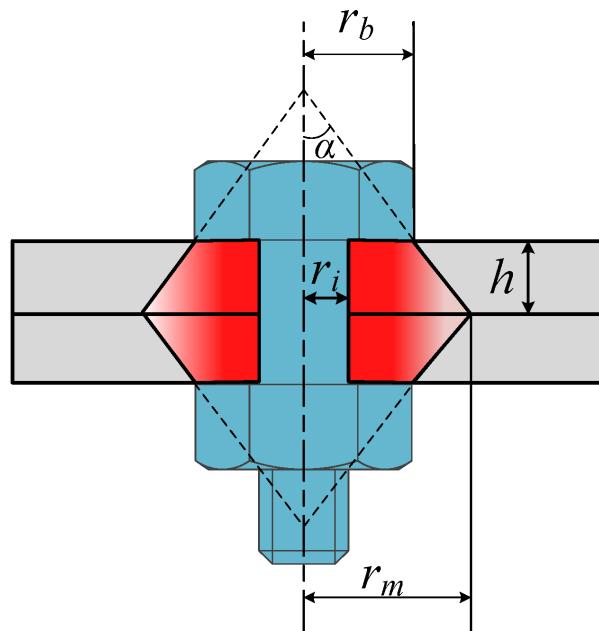


Figura 10.32: Diagrama de cono de distribución de presión en los miembros de una junta

Cabe mencionar que en este caso, el diámetro máximo del cono ocurre en una zona donde no hay material. Los miembros presentes en la junta son los siguientes:

1. Placa del soporte del alerón trasero.
2. Parte superior del tubo del chasis.
3. Parte inferior del tubo del chasis.
4. Arandela.

Para calcular la rigidez equivalente de los miembros, se utiliza la siguiente expresión:

$$k_i = \frac{0.5774\pi \cdot E_i \cdot d}{\ln \left(\frac{(1.155 \cdot t_i + D_i - d)(D_i + d)}{(1.155 \cdot t_i + D_i + d)(D_i - d)} \right)} \quad (10.3)$$

Donde E_i es el módulo de elasticidad del miembro, en este caso, todos los miembros se consideran como acero con $E = 200000$ MPa; d es el diámetro del agujero para el perno, en este caso, 5 mm; t_i es el espesor del miembro; y D_i es el diámetro mínimo del cono de distribución de presión en el miembro.

Para determinar D_i en diferentes miembros, se utiliza la siguiente expresión:

$$D_i = D_p + 2(t_p \times \tan(\alpha))$$

Donde D_p es el diámetro de la cabeza del perno o arandela; t_p es la distancia del inicio del miembro a la cabeza del perno o arandela; y α es el ángulo del cono, en este caso, 30° (α hace referencia a la figura 10.32 y no debe confundirse con α para ángulo de ataque).

Al reemplazar los datos para cada miembro en la ecuación 10.3, se obtienen los resultados que se muestran en la siguiente tabla.

Miembro	D_i [mm]	t_i [mm]	k_i [N/mm]
1	8.00	2.00	4452138
2	10.31	2.82	6354480
3	9.15	2.82	4873891
4	8.00	1.00	7539655

Tabla 10.3: Variables y rigideces en los miembros

A partir de los resultados obtenidos, se calcula una rigidez equivalente para todos los miembros en forma de resortes en serie.

$$k_m = \left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} \right)^{-1} = 1389299.14 \text{ N/mm}$$

10.5.2.3 Factores de seguridad

Se calculan los siguientes valores:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{95719.58 \text{ N/mm}}{95719.58 \text{ N/mm} + 1389299.14 \text{ N/mm}} = 0.06$$

$$S_p = 0.85S_y = 0.85 \times 250 \text{ MPa} = 212.5 \text{ MPa}$$

$$F_p = S_p \times A_t = 212.5 \text{ MPa} \times 14.2 \text{ mm}^2 = 3017.5 \text{ N}$$

$$F_i = 0.9F_p = 0.9 \times 3017.5 \text{ N} = 2715.75 \text{ N}$$

Donde C es la fracción de la carga externa P (F_T) absorbida por el perno; S_p es el esfuerzo de prueba; F_p es la fuerza de prueba; y F_i es la precarga realizada al perno para una conexión permanente. A partir de estos valores se determinan los factores de seguridad.

Factor de seguridad estático a cedencia

$$n_p = \frac{S_p A_t}{CP + F_i} = \frac{212.5 \text{ MPa} \times 14.2 \text{ mm}^2}{0.06 \times 44.99 \text{ N} + 2715.75 \text{ N}} = 1.11$$

Factor de carga

$$n_L = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} = \frac{212.5 \text{ MPa} \times 14.2 \text{ mm}^2 - 2715.75 \text{ N}}{0.06 \times 44.99 \text{ N}} = 111.78$$

10.5.3 Determinación de factores de seguridad en los pernos para cortante

Para analizar los efectos de la fuerza cortante sobre los pernos y los miembros se evalúan los efectos a continuación.

10.5.3.1 Cortante en el perno

Se muestra un diagrama de fallo de la junta por la fractura del perno.

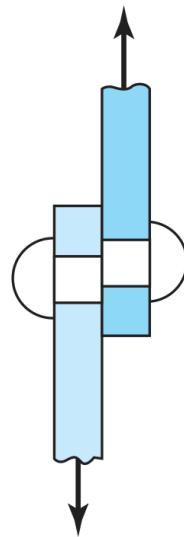


Figura 10.33: Diagrama de fallo por fractura de perno.

Para determinar si el perno sufre una fractura por esfuerzo cortante, como se muestra en la figura 10.33, se realiza el siguiente análisis, considerando al esfuerzo máximo en cortante como $0.577S_y$ (Budynas & Nisbett, 2020).

$$n = \frac{0.577S_y}{\tau} = \frac{0.577S_y}{\frac{F_s}{A_t}} = \frac{0.577 \times 250 \text{ MPa}}{\frac{0.54 \text{ N}}{14.2 \text{ mm}^2}} = 3793.24 \quad (10.4)$$

10.5.3.2 Deformación de los miembros

Se muestra un diagrama de fallo de la junta por deformación de los miembros cerca al agujero del perno.

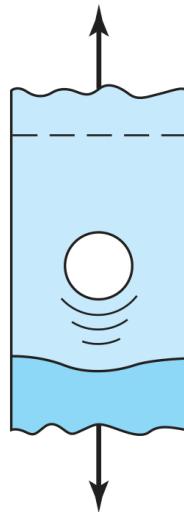


Figura 10.34: Deformación de los miembros gracias al perno.

Para determinar si la junta sufre deformación en los miembros, como se muestra en la figura 10.34, se realiza el siguiente análisis.

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{F_s}{t \times d}} = \frac{250 \text{ MPa}}{\frac{0.54 \text{ N}}{2 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}}} = 4629.63 \quad (10.5)$$

10.5.3.3 Factores de seguridad en tornillos autoperforantes en la parte superior del soporte

Se realiza el mismo análisis de los tornillos de la parte inferior del soporte para determinar factores de seguridad. A continuación, se muestra un diagrama de la junta correspondiente a la unión de los soportes con el cuerpo del alerón trasero.

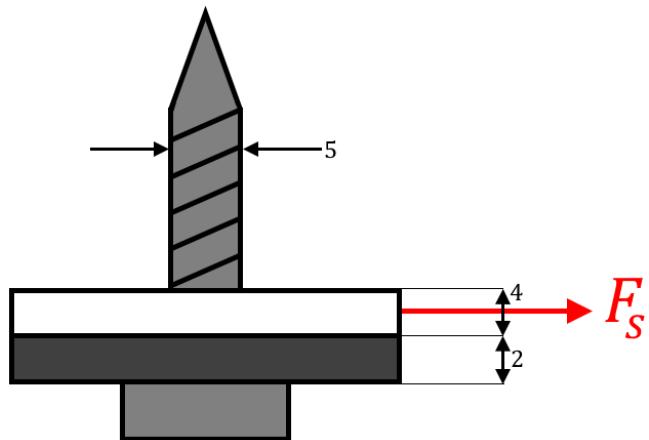


Figura 10.35: Diagrama de la junta para la parte superior del soporte

Al ajustar los valores para las ecuaciones (10.4) y (10.5) se obtiene que el factor de seguridad para fallo cortante en el tornillo es de $n = 3793.24$ y el factor de seguridad para fallo por deformación de los miembros es de $n = 4629.63$.

10.5.4 Interpretación de Resultados

Los resultados obtenidos demuestran que los pernos y tornillos empleados en la unión del alerón trasero presentan factores de seguridad muy elevados, lo que refleja un diseño confiable. En el caso de los esfuerzos de tensión, el factor de carga ($n_L = 111.78$) revela que la carga externa es insignificante en comparación con la capacidad del perno, asegurando un amplio margen de seguridad.

En cuanto a los esfuerzos cortantes, los factores de seguridad son excepcionalmente altos, tanto para el fallo por cortante en el perno ($n = 3793.24$) como para la deformación de los miembros ($n = 4629.63$). Estos valores confirman que las cargas aplicadas son despreciables frente a la resistencia del material y que no representan un riesgo para la integridad de la unión. La precarga aplicada desempeña un papel clave en la capacidad de la junta, al garantizar que los pernos mantengan su funcionalidad incluso bajo cargas externas.

10.6 Cálculos de soldadura para la estructura de soporte de los pontones

En este capítulo se desarrolla el cálculo del tamaño de garganta necesario para la soldadura en la estructura de un vehículo de Fórmula SAE, debido a la incorporación de un soporte en el pontón que facilitará el acceso del piloto sin comprometer la integridad estructural del chasis. Dado que este soporte introduce nuevas cargas en la estructura, es fundamental analizar los esfuerzos generados en la soldadura para garantizar su resistencia y seguridad.

Para ello, se estudian los esfuerzos cortantes y momentos flectores inducidos por la carga aplicada, considerando que el tubo se encuentra empotrado en ambos extremos. Se establece un criterio de diseño basado en la resistencia del material base y del electrodo utilizado, asegurando que los esfuerzos en la soldadura se mantengan dentro de los límites permitidos. Finalmente, se determina el tamaño de garganta adecuado para la soldadura, optimizando la unión para cumplir con los requisitos estructurales del vehículo.

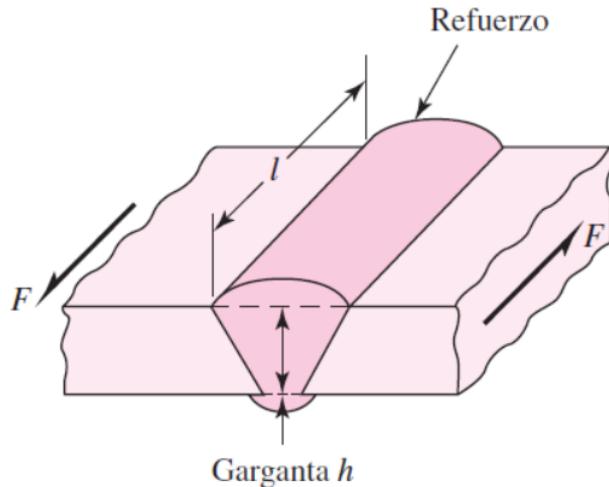


Figura 10.36: Carga cortante en soldaduras de unión a tope típica

10.6.1 Cálculo análisis de soldadura en pontones

Para comprender de mejor manera la estructura realizada con el fin de soportar la carga de una persona de 100kg sobre la carrocería en la zona del pontón, se tiene la siguiente figura donde la flecha roja representa la carga aplicada:

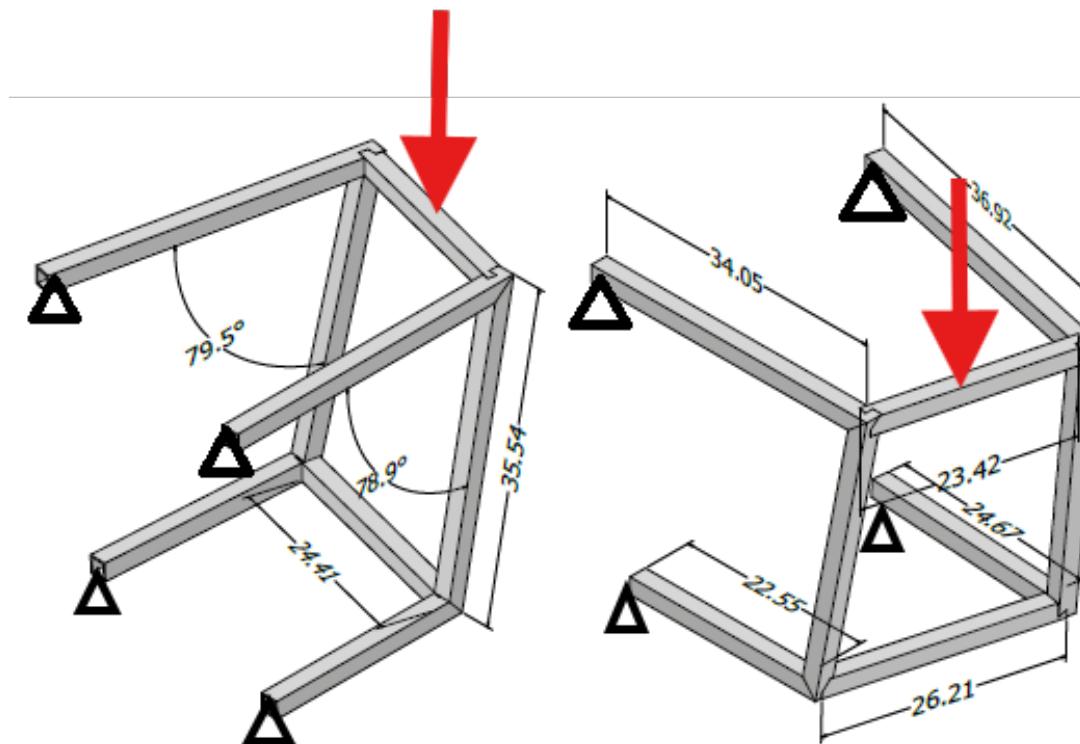


Figura 10.37: Estructura para pontón con carga puntual.

10.6.2 Datos Iniciales

- **Material de la estructura:** Acero A36
 - $\sigma_y = 250$ MPa
 - $\sigma_u = 400$ MPa
- **Electrodo utilizado:** AWS E6011
 - Resistencia mínima a la tracción: 427 MPa
- **Geometría:**
 - Tubo cuadrado hueco de 1 pulgada (25.4 mm de lado)
 - Espesor del tubo: $e = 1.5$ mm
- **Carga aplicada:**
 - $F = 100$ kgf (981 N)
 - Punto de aplicación: Tubo horizontal de $L = 262.10$ mm

La vista frontal de la estructura del pontón y la geometría de la sección transversal se muestran a continuación:

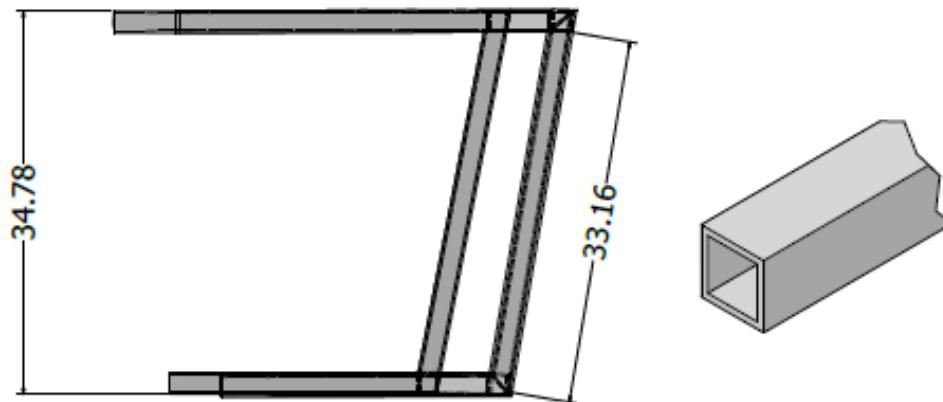


Figura 10.38: Geometría frontal y transversal de pontón y tubos.

10.6.3 Cálculo del Momento Flector

Dado que el tubo está empotrado en ambos extremos, el momento flector en cada apoyo se calcula realizando una sumatoria de momentos en el centro de la viga, obteniendo como resultado la siguiente expresión :

$$M = \frac{F \times L}{8}$$

$$M = \frac{981 \times 0.2621}{8} = 32.15 \text{ Nm}$$

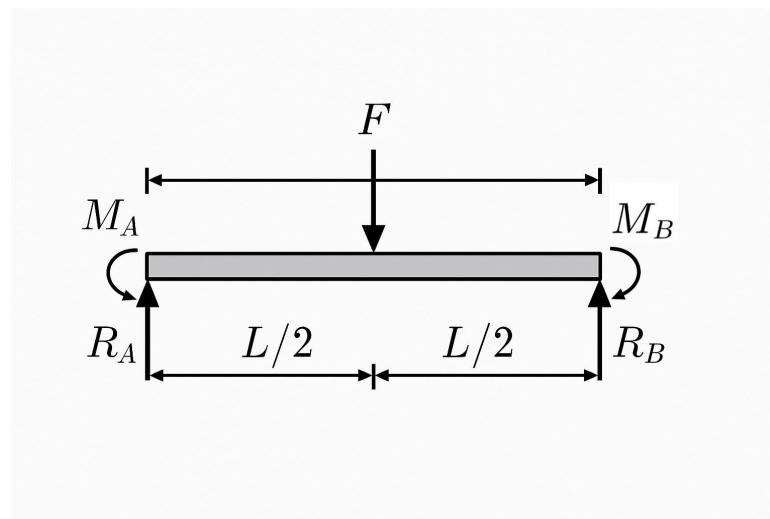


Figura 10.39: Diagrama de cuerpo libre viga analizada

10.6.4 Cálculo del Tamaño de Garganta de la Soldadura

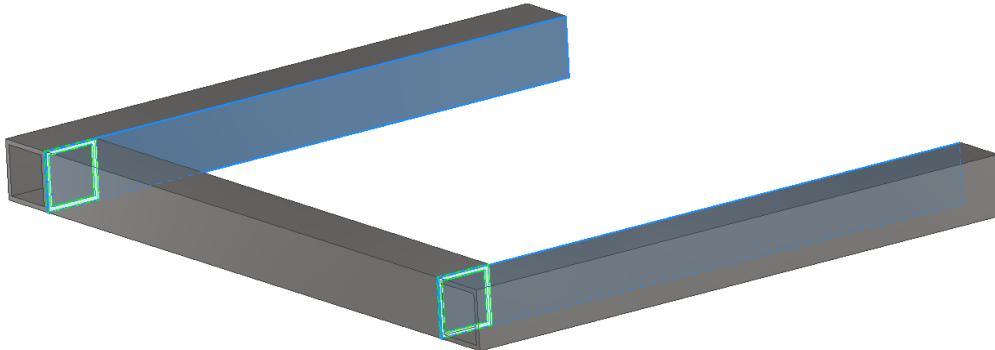


Figura 10.40: Detalle análisis de cordón de soldadura.

El presente cálculo tiene como objetivo determinar el tamaño mínimo de la garganta de la soldadura requerida para soportar los esfuerzos generados por la carga aplicada en la estructura. Se analiza el comportamiento de la soldadura bajo la acción de una carga puntual, considerando tanto el esfuerzo cortante primario debido a la carga como el esfuerzo cortante secundario inducido por el momento fletor generado.

Para asegurar la integridad estructural de la unión soldada, es fundamental garantizar que el esfuerzo cortante total en la soldadura no exceda el 30 % de la resistencia última del electrodo empleado, lo que se expresa matemáticamente como:

$$\tau \leq 0.3 \cdot S_{ut}$$

donde:

- τ es el esfuerzo cortante total en la garganta de la soldadura.
- S_{ut} es la resistencia última a la tracción del electrodo.

Según Budynas y Nisbett, 2020, la resistencia última de los electrodos de la serie *E60XX* es de:

$$S_{ut} = 427 \text{ MPa}$$

A continuación, se describen los pasos detallados del cálculo.

10.6.4.1 Esfuerzo Cortante Primario

El esfuerzo cortante primario se debe a la fuerza cortante V que actúa en la sección de la soldadura. Se determina con la ecuación:

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

donde el área efectiva de la garganta de la soldadura está definida como:

$$A = 0.707hL_w$$

10.6.4.2 Cálculo de la Longitud Efectiva de la Soldadura

$$L_w = 8 \times 25.4 = 203.20 \text{ mm}$$

Sustituyendo:

$$\tau' = \frac{981.00}{0.707h(203.20)}$$

$$\tau' = \frac{6.83}{h} \text{ MPa}$$

10.6.4.3 Esfuerzo Cortante Secundario debido al Momento

El esfuerzo cortante inducido por el momento flector se calcula con la siguiente ecuación:

$$\tau'' = \frac{1.414M}{bdh}$$

Sustituyendo los valores:

$$\tau'' = \frac{1.414 \times 32,142.26}{25.40 \times 25.40 \times h}$$

$$\tau'' = \frac{45,448.83}{645.16h}$$

$$\tau'' = \frac{70.45}{h} \text{ MPa}$$

10.6.4.4 Cálculo del Esfuerzo Cortante Total

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2}$$

Sustituyendo:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{6.83}{h}\right)^2 + \left(\frac{70.45}{h}\right)^2}$$

$$\tau = \frac{\sqrt{46.70 + 4,963.14}}{h}$$

$$\tau = \frac{70.78}{h} \text{ MPa}$$

10.6.4.5 Determinación del Tamaño de Garganta h

Aplicando la condición de diseño:

$$\frac{70.78}{h} \leq 128.10$$

Despejamos h :

$$h \geq \frac{70.78}{128.10}$$

$$h \geq 0.55 \text{ mm}$$

10.6.5 Interpretación de los resultados

El cálculo indica que el tamaño mínimo de garganta de soldadura necesario para sopor tar los esfuerzos generados por la carga aplicada es de 0.55 mm. Esto significa que, con esta dimensión, la unión soldada podrá resistir tanto los esfuerzos cortantes primarios como los se cundarios sin superar el límite de seguridad impuesto, que corresponde al 30 % de la resistencia última del electrodo utilizado.

En la práctica, aunque el cálculo sugiere una garganta mínima de 0.55 mm, es recomendable emplear un valor superior para garantizar una mayor seguridad estructural mínimo de 3mm. Factores como la variabilidad en la calidad de la soldadura, posibles discontinuidades y la acumulación de esfuerzos debido a condiciones dinámicas deben ser tomados en cuenta. Además, se recomienda un control de calidad en la ejecución de la soldadura, asegurando que el material y el procedimiento sean los adecuados para evitar fallas prematuras en servicio.

10.7 Simulación y análisis de esfuerzos en los pontones

En este capítulo se muestran los resultados de simulaciones de cargas estáticas sobre la estructura del pontón con y sin refuerzo metálico conectado al chasis. Las simulaciones se llevaron a cabo utilizando el ambiente interno de *Autodesk Inventor* en la sección de *Stress Analysis* y las propiedades de la fibra de vidrio se consideraron a partir de los resultados obtenidos en el capítulo 11.1.

La simulación se define en dos etapas principales, donde una de ellas consiste en la consideración del pontón unido al cuerpo de la carrocería, y la otra etapa consiste en añadir una estructura de soporte debajo del pontón unida al chasis mediante tornillos. A continuación, se muestra una imagen resaltando el pontón de la estructura general del vehículo para mejor contexto.

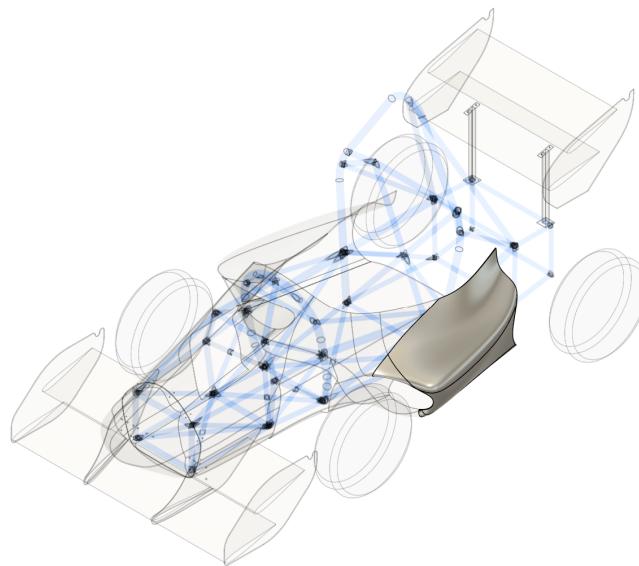


Figura 10.41: Pontón izquierdo del vehículo resaltado en la estructura general

10.7.1 Propósito y naturaleza de las simulaciones

Las simulaciones realizadas tienen como objetivo determinar la necesidad e importancia de incluir una estructura de soporte debajo de los pontones. Se considera un caso de uso real, donde el piloto del vehículo ingresa a la cabina del mismo mediante el apoyo del pontón, es decir, el piloto da un paso sobre el pontón para apoyarse y entrar al vehículo.

Para facilitar el procesamiento de la simulación y la obtención de resultados, se analizan

únicamente las partes involucradas en el caso propuesto, donde los cuerpos que están unidos de cierta forma al chasis o carrocería se representan como restricciones de empotramiento.

10.7.2 Parámetros utilizados

Se ordenó al programa que separase los esfuerzos a través de superficies de contacto, a fin de reflejar la interacción entre las partes involucradas, así como definir una tolerancia de 1 cm y unión fija entre cuerpos que se encuentran unidos.

Se realizó una extrusión en la geometría del pontón que representa aproximadamente el tamaño de un pie sobre la superficie, esto con el fin de asignar un área adecuada en la cual se aplica el peso del piloto; y se considera este último como 1200 N, es decir, aproximadamente una persona de 120 kg apoyando todo su peso en un solo pie en la superficie del pontón.



Figura 10.42: Extrusión que representa el tamaño de un pie sobre el pontón.

Se escogió un mallado adaptativo con un tamaño de elemento promedio de 10 mm debido a que es un tamaño que se ajusta bien a las dimensiones del modelo, y resulta relativamente liviano en cuanto se refiere a uso de recursos computacionales.



Figura 10.43: Mallado del modelo del pontón.

10.7.3 Simulación de esfuerzos sin soporte

A continuación, se muestra una imagen del modelo del pontón con las restricciones y la carga aplicadas.

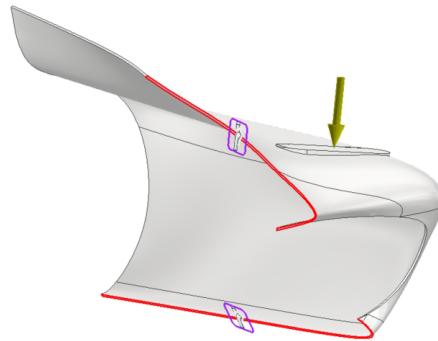


Figura 10.44: Carga y restricciones en el modelo del pontón sin refuerzo.

Los resultados de esfuerzos aplicados alrededor de la zona del pie sobre la estructura son los siguientes:

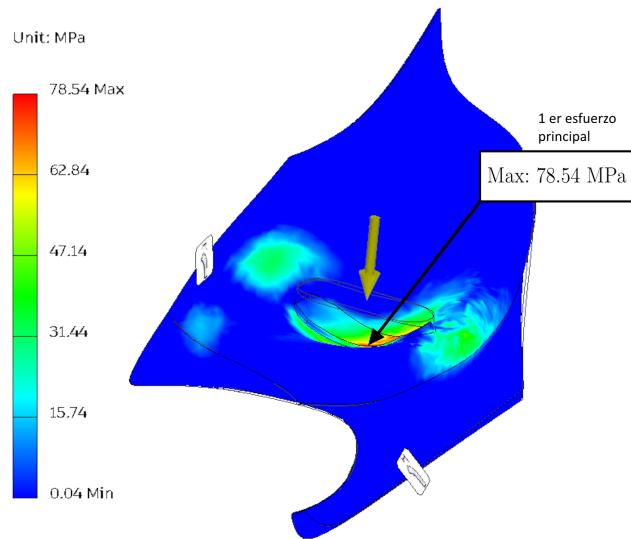


Figura 10.45: Resultados de simulación de esfuerzos de Von Mises en el pontón sin refuerzo.

En la figura se puede apreciar que el esfuerzo máximo absorbido por la estructura es de 78.54 MPa.

10.7.4 Simulación de esfuerzos con soporte

A continuación, se muestra una imagen del modelo del pontón y la estructura de soporte con las restricciones y la carga aplicadas.

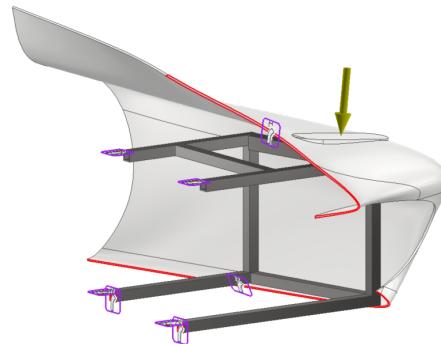


Figura 10.46: Carga y restricciones en el modelo del pontón con refuerzo.

Los resultados de esfuerzos aplicados alrededor de la zona del pie sobre la estructura y el soporte son los siguientes:

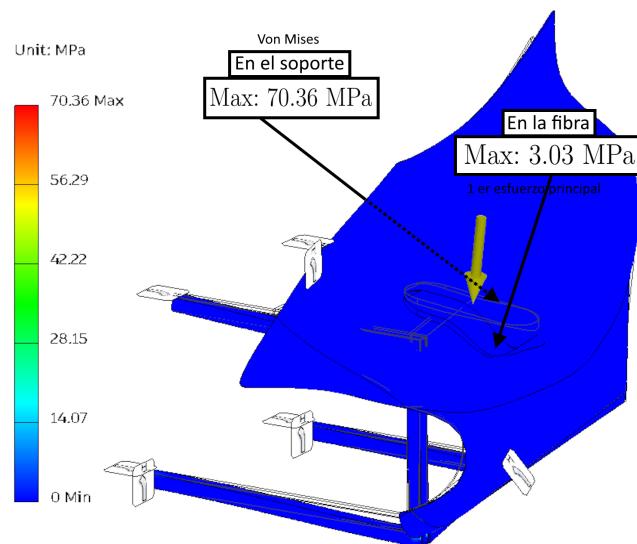


Figura 10.47: Resultados de simulación de esfuerzos de Von Mises en el pontón con refuerzo.

En la figura se puede apreciar que el esfuerzo máximo recae en la estructura del soporte con un valor de 70.36 MPa, y el esfuerzo máximo absorbido por la estructura es de 3.03 MPa.

10.7.5 Interpretación de los resultados

Al considerar que el esfuerzo máximo resistido por la estructura de fibra de vidrio del pontón se redujo de 78.54 MPa a 3.03 MPa. se puede concluir que la inclusión de la estructura de soporte es algo que resulta necesario para la operación real del vehículo.

De forma aproximada, el factor de seguridad con esta carga corresponde a 3.59 sin la estructura de soporte, y a 10.03 con la estructura mencionada. Si bien para ambos casos el factor de seguridad puede resultar aceptable en el uso normal, hay que considerar casos de emergencia donde más de una persona puede apoyar su peso en el pontón (e.g. rescate del piloto en caso de incendio) o situaciones donde el piloto salte sobre el pontón para apresurar su ingreso o salida del vehículo. Es precisamente en este tipo de escenarios donde resulta más seguro y conveniente que el pontón tenga una estructura metálica sirviendo como soporte, además de prolongar la vida útil de la estructura frente a ciclos de carga y/o colisiones.

10.8 Simulación y análisis de esfuerzos en las alas del alerón trasero

En este capítulo se muestran los resultados de simulaciones de cargas estáticas sobre la estructura de las alas del alerón trasero y sus soportes. Las simulaciones se llevaron a cabo utilizando el ambiente interno de *Autodesk Inventor* en la sección de *Stress Analysis* y las propiedades de la fibra de vidrio se consideraron a partir de los resultados obtenidos en el capítulo 11.1.

10.8.1 Propósito y naturaleza de las simulaciones

Las simulaciones se realizan con el fin de determinar las cargas estructurales que deben soportar las alas del alerón trasero a ser sometidas a las fuerzas aerodinámicas definidas en el capítulo 10.1. Estas simulaciones sirven para proporcionar información adicional a los resultados obtenidos en el capítulo 10.4.

10.8.2 Parámetros utilizados

Se ordenó al programa que separase los esfuerzos a través de superficies de contacto, a fin de reflejar la interacción entre las partes involucradas, así como definir una tolerancia de 1 cm y unión de deslizamiento entre cuerpos que se encuentren juntos para considerar la interacción de pernos.

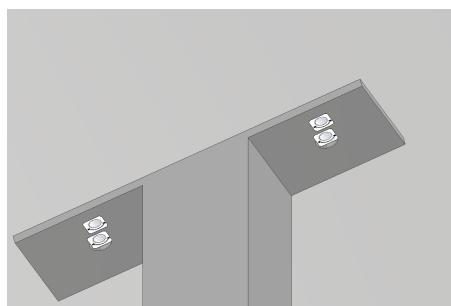


Figura 10.48: Vista de la junta entre los soportes y el ala del alerón trasero.

Se escogió un mallado adaptativo con un tamaño de elemento promedio de 10 mm debido a que es un tamaño que se ajusta bien a las dimensiones del modelo, y resulta relativamente liviano en cuanto se refiere a uso de recursos computacionales.

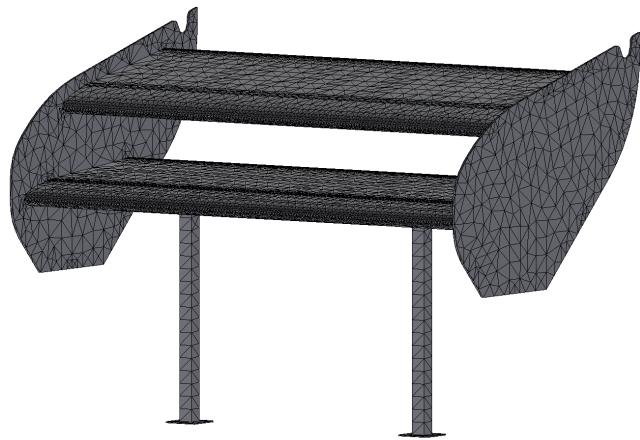


Figura 10.49: Mallado para las simulaciones de esfuerzos en el alerón trasero

A continuación, se muestran las restricciones colocadas en la simulación, así como las cargas colocadas sobre los alerones según los valores determinados en el capítulo 10.1.

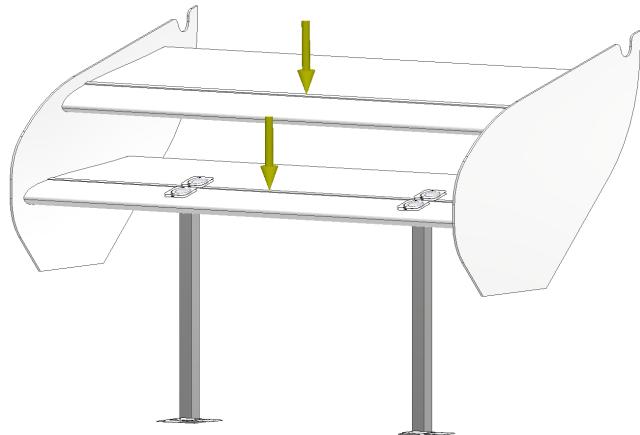


Figura 10.50: Cargas y restricciones para la simulación de esfuerzos sobre el alerón trasero.

Cabe destacar que se realizó una pequeña extrusión en las alas para colocar las cargas, esto al fin de considerar una carga distribuida sobre la superficie del ala en la zona que corresponde al centro aerodinámico de la misma, esto a fin de reflejar el comportamiento promedio del ala en lo que se refiere a interacciones con el aire.

10.8.3 Resultados

A continuación, se muestra una imagen de los resultados de la simulación, donde se exagera la deformación de los componentes con fines didácticos, y se adjuntan los valores obtenidos para la simulación correspondiente al soporte a través del criterio de Von Mises, y a la estructura del alerón trasero según el primer esfuerzo principal. Esta diferencia de criterios se realiza debido a la naturaleza de la fibra de vidrio utilizada.

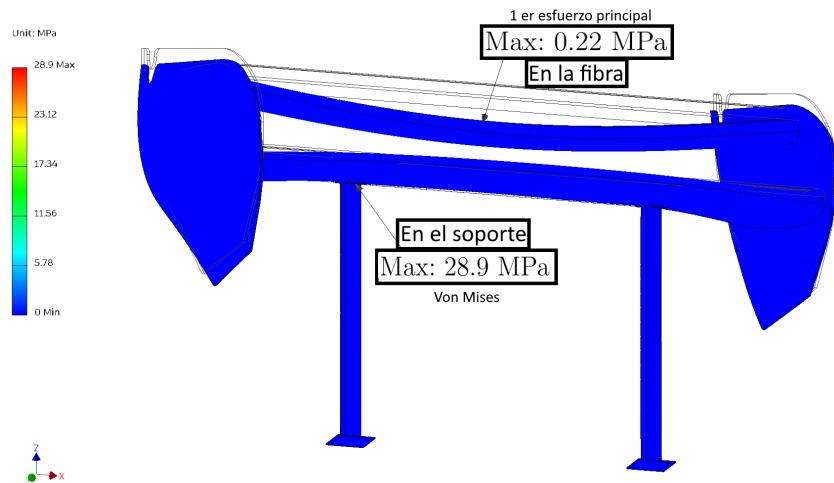


Figura 10.51: Resultados de las simulaciones de esfuerzos sobre el alerón trasero y sus soportes.

10.8.4 Interpretación de los resultados

A partir de los resultados obtenidos, se evidencia que el esfuerzo máximo ocurre en los agujeros para los pernos que unen al soporte con la estructura principal del alerón. Los esfuerzos obtenidos en esta zona son relativamente bajos para el material utilizado (acero A36), y se determina un factor de seguridad de 8.65.

Los esfuerzos soportados por los componentes de la estructura principal del alerón trasero son valores extremadamente bajos, y permiten lograr que los efectos aerodinámicos de las alas permanezcan constantes en lo que respecta a geometría, debido a la deformación despreciable de los componentes.

10.9 Simulaciones aerodinámicas del vehículo en ANSYS CFX

En este capítulo se muestran los resultados de simulaciones de los efectos aerodinámicos en CFD del diseño de carrocería propuesto para mejorar su rendimiento. Las simulaciones se llevaron a cabo utilizando el ambiente interno de *ANSYS 2025* en la sección de *Fluid Flow CFX* donde se importó la figura tipo sólido del vehículo para colocar las diferentes condiciones a las que se verá expuesto.

La simulación se clasifica en varias etapas importantes para la validación de los resultados, desde revisar la calidad del mallado, colocar las condiciones de borde, hacer el volumen de control donde estará almacenado el vehículo. Para finalmente hacer los tipos de contorno, streamlines que se quiere visualizar como parte de los resultados de velocidad y presión.

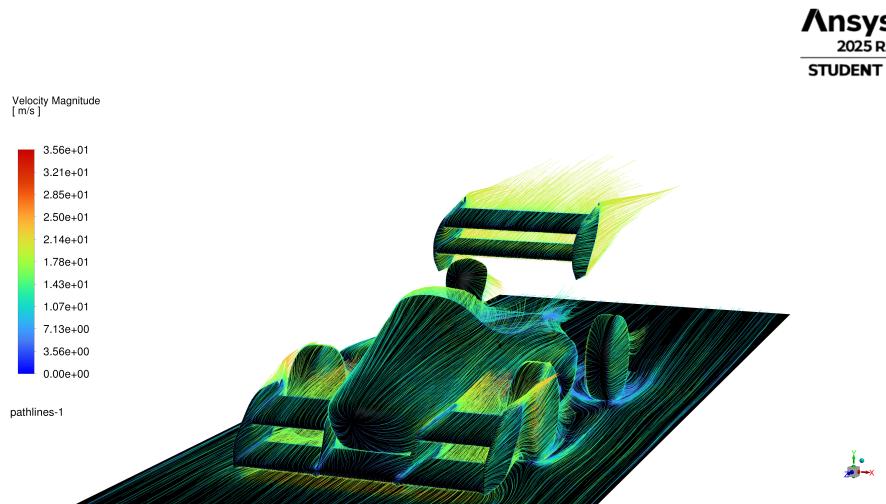


Figura 10.52: Simulación Magnitud de la velocidad vista isométrica

10.9.1 Procedimiento y metodología para las simulaciones aerodinámicas a través de CFD

10.9.1.1 Diseño del modelo CAD del vehículo

El proceso comenzó con la construcción del modelo tridimensional del vehículo FSAE, una etapa crucial que define la calidad de toda la simulación posterior. Inicialmente se intentó trabajar con un modelo CAD base, tomado de referencias anteriores, pero durante la etapa de preprocessado se detectaron múltiples fallas geométricas. Estas inconsistencias como superficies abiertas, intersecciones mal definidas y cavidades internas no deseadas dificultaban la generación de una malla limpia y provocaban errores en la simulación, como la formación de "burbujas." zonas muertas dentro del volumen de aire que deberían haber sido sólidas.

Para resolver este inconveniente, se optó por rediseñar completamente el modelo del monoplaza FSAE desde cero. Se construyó un modelo totalmente sólido, sin cavidades internas, con especial atención a la continuidad de superficies, la estanqueidad del cuerpo y la simplificación de ciertos detalles irrelevantes para el estudio aerodinámico. Este rediseño consideró las proporciones reales del vehículo, incluyendo elementos clave como la nariz, pontones, alerones delantero y trasero, difusor, y ruedas (estas últimas modeladas como cilindros sin estrías para reducir complejidad computacional).

10.9.1.2 Creación del volumen de control (dominio fluido)

Una vez verificado el modelo CAD, se procedió a crear el volumen de control, es decir, el espacio alrededor del vehículo donde se resolverán las ecuaciones del flujo de aire. Este volumen se construyó como una caja rectangular, extendida en la dirección del flujo de aire: aproximadamente 2 veces la longitud del vehículo hacia adelante y entre 3 a 4 veces hacia atrás. También se dejaron márgenes laterales y superiores generosos para evitar interferencias del flujo con las paredes del dominio.

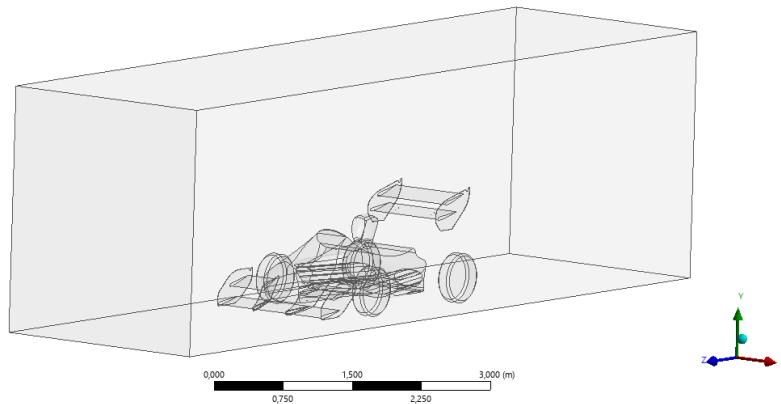


Figura 10.53: Operación booleana a vehículo dentro del volumen de control

Dentro de este dominio se insertó el vehículo, y a través de una operación booleana (subtract) en SpaceClaim o DesignModeler, se eliminó el volumen del cuerpo del vehículo del aire, dejando su silueta hueca en el dominio fluido. Esto permitió definir claramente la frontera entre el aire y el sólido del vehículo para aplicar condiciones de contorno realistas.

10.9.1.3 Generación de la malla (mallado del dominio)

La malla del dominio fluido se generó usando ANSYS Meshing, adoptando una estrategia híbrida:

- Se emplearon elementos poliédricos en la mayor parte del volumen, que se adaptan bien a geometrías complejas.
- En las zonas próximas al vehículo, especialmente en el fondo plano, ruedas, difusor y ailerones, se aplicaron capas prismáticas para capturar correctamente la capa límite, una zona donde los gradientes de velocidad son muy intensos.
- Se usó una función de refinamiento localizada para aumentar la densidad de elementos en regiones de alto interés aerodinámico.

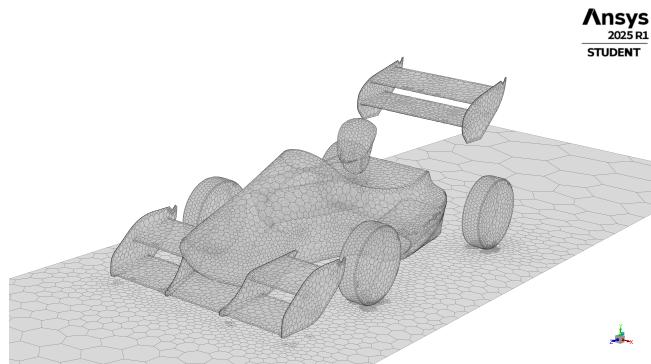


Figura 10.54: Vista del mallado poliédrico en geometría propuesta

En total, la malla contenía entre 100 mil elementos lo que garantiza estabilidad numérica. La calidad de la malla fue verificada mediante un análisis de indicadores geométricos y adaptada de forma iterativa hasta lograr resultados consistentes.

10.9.1.4 Configuración física en ANSYS CFX-Pre

En esta etapa se definieron las condiciones físicas del modelo. El fluido elegido fue aire a temperatura ambiente (25°C), considerado incompresible debido a las velocidades moderadas típicas de un FSAE.

Condiciones de frontera asignadas

- **Entrada (Inlet):** velocidad uniforme de 70 km/h.
- **Salida (Outlet):** presión relativa de 0 Pa.
- **Pared inferior (suelo):** con velocidad igual a la del flujo (para simular el suelo móvil).
- **Superficies laterales y techo del dominio:** condición de simetría (para minimizar efectos de interferencia).
- **Superficie del vehículo:** condición de pared no deslizante (no-slip condition), lo que implica que la velocidad

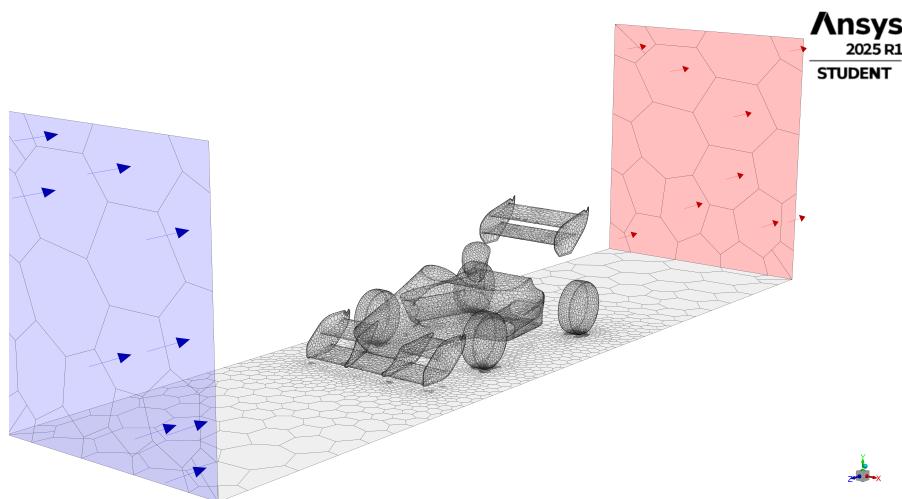


Figura 10.55: condiciones de frontera entrada, salida, ambiente y vehículo

Se seleccionó el modelo de turbulencia SST (Shear Stress Transport), por su precisión en flujos con separación, como los que se presentan detrás del difusor o en zonas de estela.

Se configuró una simulación estacionaria (steady-state) como primera aproximación. También se activaron monitores para registrar variables clave como fuerza de arrastre, velocidad máxima, y residuos de convergencia.

10.9.1.5 Ejecución de la simulación

Con todo listo, se exportó el caso a ANSYS CFX Solver. El tiempo de simulación dependió de los recursos computacionales, oscilando entre 1 y 2 horas. Se impuso como criterio de convergencia que todas las gráficas se mantengan constantes, además de la estabilización de la

fuerza de arrastre en las últimas 200 iteraciones.

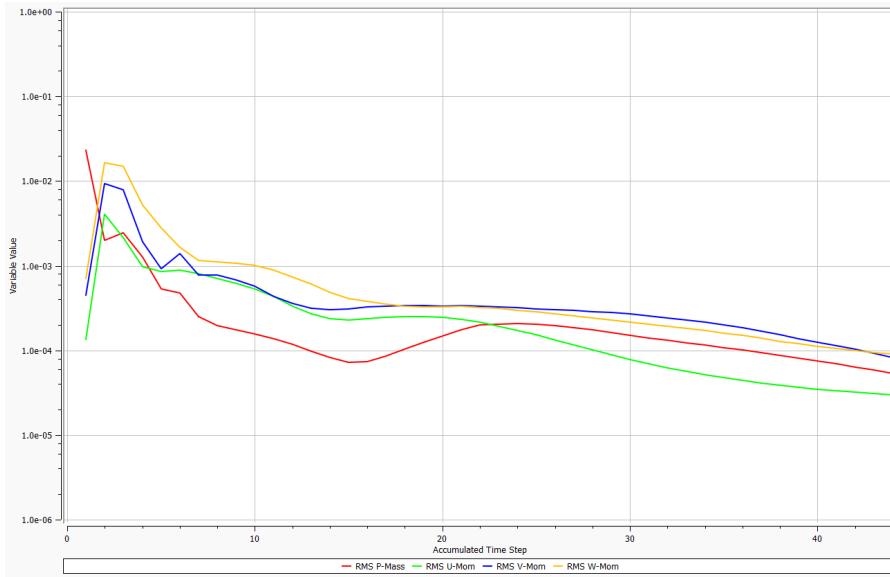


Figura 10.56: Iteración de resultados simulación CFD

Durante la ejecución, se monitoreó el comportamiento del flujo, prestando especial atención a la evolución del campo de presión, velocidad y vorticidad. El solver fue configurado con esquemas de discretización de segundo orden para garantizar precisión en los resultados.

10.9.2 Postprocesamiento en CFD-Post

Una vez finalizada la simulación, los resultados fueron analizados en CFD-Post. Se generaron:

- Líneas de corriente que mostraban cómo el flujo interactuaba con la geometría.
- Mapas de presión y velocidad sobre la superficie del vehículo y planos de corte en las zonas de estela.
- Visualización de vórtices generados por los alerones y el difusor.

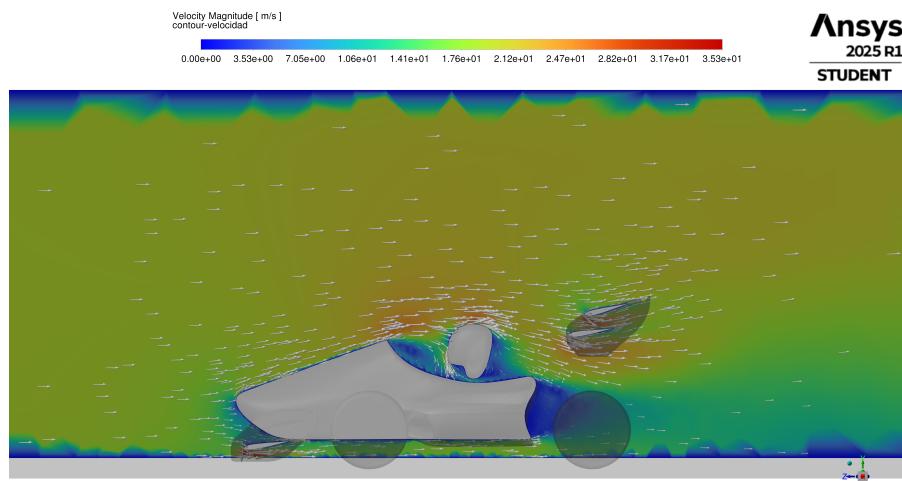


Figura 10.57: Resultado contorno de velocidad vista lateral

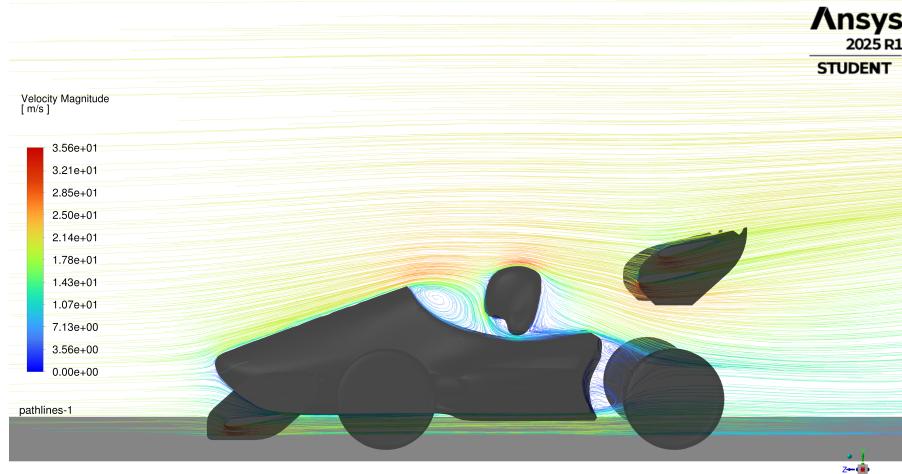


Figura 10.58: Resultado streamlines de velocidad vista lateral

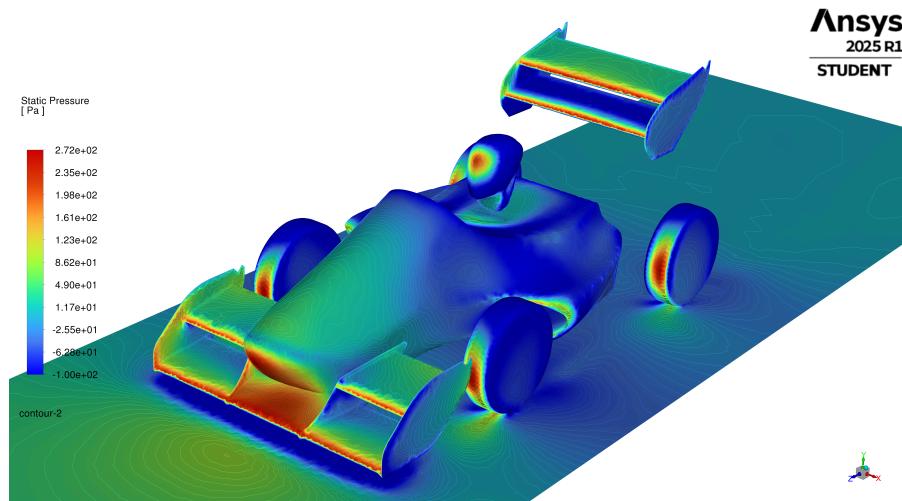


Figura 10.59: Distribución de presión estática vista isométrica

Se obtuvo una fuerza de arrastre total (drag) de aproximadamente 198,58 N. A partir de

este valor, y aplicando la fórmula del coeficiente de arrastre, se calculó un valor de $C_d \approx 0,84$. Mientras que para el caso del lift se obtuvo una fuerza de -506,70 N con un coeficiente de $C_l \approx -2,19$ considerando en ambos casos un área frontal estimada de 1,02 m².

Dicho coeficiente se encuentra dentro del rango esperado para vehículos FSAE que emplean aerodinámica pasiva, es decir, sin dispositivos activos de generación de carga aerodinámica (downforce).

10.9.3 Interpretación de los resultados

Aunque el modelo tiene limitaciones —como la ausencia de ruedas giratorias o turbulencia transitoria—, los resultados obtenidos fueron coherentes con valores reportados por otras universidades en competiciones similares. El rediseño sólido del modelo CAD permitió evitar errores críticos y facilitó una simulación fluida y estable.

Este estudio sirve como base para fases futuras del proyecto, donde se evaluará el impacto de modificaciones geométricas como cambios en el perfil de alerones, ajustes del ángulo del difusor o incorporación de canalizadores. También se contempla la realización de simulaciones transitorias (unsteady) o acoplamiento con dinámica vehicular.

CAPÍTULO 11

PRUEBAS Y ENSAYOS

11.1 Protocolo de pruebas del material

11.1.1 Ensayo de tracción

En el Laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad San Francisco de Quito se llevó a cabo un ensayo de tracción sobre una probeta rectangular de fibra de vidrio con dimensiones de 250 mm de longitud, 25 mm de ancho y 2,5 mm de espesor. El objetivo principal fue caracterizar el comportamiento mecánico del material bajo cargas uniaxiales, siguiendo estrictamente los lineamientos establecidos por la norma ASTM D3039/D3039M-22, que es ampliamente utilizada para determinar las propiedades tensiles de materiales compuestos reforzados con fibra (ASTM International, 2022).

Para la correcta ejecución del ensayo, la muestra fue montada en una máquina universal de ensayos equipada con mordazas autocentrantes, lo cual permitió asegurar una alineación precisa del espécimen y prevenir la introducción de esfuerzos de flexión que pudieran alterar los resultados. Además, se aplicó un desplazamiento constante de 2 mm/min, lo que permitió una progresión uniforme de la carga hasta la fractura. Este control preciso del desplazamiento es esencial para garantizar que la deformación se mantenga dentro del régimen elástico antes de su ruptura (Callister & Rethwisch, 2020).

La norma ASTM D3039/D3039M-22 contempla dos enfoques para definir la velocidad de aplicación de carga en los ensayos de tracción: uno controlado por la tasa de deformación y otro por la velocidad de desplazamiento del cabezal. En particular, cuando no se dispone de un sistema que permita controlar directamente la deformación en la zona de medición, la norma sugiere emplear una velocidad constante del cabezal de 2 mm/min, tal como se especifica en su sección 11.3. Esta velocidad fue la adoptada en este ensayo, ya que proporciona una aplicación gradual, controlada y reproducible de la carga, evitando aceleraciones abruptas que puedan alterar la respuesta mecánica del material y garantizando condiciones uniformes entre distintas pruebas realizadas bajo el mismo protocolo normativo.

A lo largo del ensayo, todas las variables mecánicas relevantes, incluyendo la fuerza aplicada, la posición del cabezal, el esfuerzo generado, la deformación axial y el tiempo de carga, fueron registradas de forma automatizada por el sistema computarizado integrado en la máquina de ensayos. Este sistema, previamente calibrado según los estándares de precisión metrológica, permitió una adquisición continua y precisa de datos sin intervención manual. Finalizado el ensayo, el equipo procesó y organizó toda la información recopilada en un archivo de formato .csv, estructurado con columnas para cada una de las magnitudes medidas (fuerza, esfuerzo, posición, tiempo y deformación). Esta exportación automatizada facilita el análisis posterior, ofreciendo una base sólida para la interpretación del comportamiento mecánico del material.

Con los datos obtenidos de carga y deformación, se procedió a construir la curva esfuerzo-deformación. Esta curva es fundamental para describir el comportamiento mecánico del material, permitiendo identificar parámetros como el módulo de elasticidad, la resistencia máxima a la tracción y la deformación última. El gráfico resultante proporciona una representación clara de la respuesta del material compuesto hasta su punto de fallo, ofreciendo así una base sólida para su caracterización estructural y su potencial aplicación en ingeniería (Hull & Clyne, 2010).



Figura 11.1: Curva esfuerzo vs deformación en tracción

La curva esfuerzo-deformación obtenida en el ensayo de tracción de la probeta de fibra de vidrio proporciona información clave sobre el comportamiento mecánico del material. En la figura correspondiente, se observa inicialmente una región lineal bien definida, donde el es-

fuerzo crece proporcionalmente con la deformación. Esta fase, conocida como región elástica, se extiende aproximadamente hasta un 2 % de deformación. A partir de este punto, el material entra en una zona no lineal que culmina en la falla, la cual se produce a un esfuerzo máximo cercano a los 72 MPa y una deformación de alrededor del 4,5 %.

Este comportamiento es típico de materiales compuestos como la fibra de vidrio, que presentan una alta rigidez inicial debido a su estructura reforzada, seguida de una zona de falla progresiva causada por la interacción entre las fibras y la matriz polimérica.

11.1.1.1 Cálculo del módulo de elasticidad

Para determinar la rigidez del material, se calculó el módulo de elasticidad (también llamado módulo de Young), que representa la pendiente de la curva esfuerzo-deformación en la zona elástica inicial. Este parámetro es crucial en ingeniería, ya que indica la capacidad del material para resistir deformaciones elásticas bajo carga.

El procedimiento seguido fue el siguiente:

1. Se identificó la zona lineal de la curva, comprendida entre el 0 % y el 2 % de deformación. En este intervalo, la relación entre esfuerzo y deformación puede asumirse lineal.
2. Se tomaron los puntos de datos estimados en ese rango, expresando la deformación en forma decimal (por ejemplo, 1 % = 0,01).
3. Se aplicó un ajuste lineal a los datos de esfuerzo (σ) vs. deformación (ε) utilizando un modelo de regresión de primer grado:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon + b$$

donde E es el módulo de elasticidad, y b es la ordenada al origen (idealmente cercana a cero en un comportamiento elástico puro).

4. El valor de E se obtuvo como la pendiente de esta recta ajustada.

El resultado del cálculo dio como valor del módulo de elasticidad:

$$E = 2000 \text{ MPa}$$

Este valor indica que el material requiere una tensión de 2000 MPa para producir una deformación unitaria ($1,0 = 100 \%$) dentro del régimen elástico. En la práctica, este resultado es representativo de materiales compuestos reforzados con fibras de vidrio tipo E, ampliamente utilizados en aplicaciones estructurales por su alta rigidez específica y buena relación peso/resistencia.

11.1.2 Ensayo de flexión

Con el objetivo de evaluar la resistencia del material ante cargas que producen curvatura, se llevó a cabo un ensayo de flexión en el Laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad San Francisco de Quito. En esta ocasión, se utilizó una probeta rectangular de fibra de vidrio con dimensiones de 127 mm de largo, 13 mm de ancho y 2,5 mm de espesor, siguiendo los lineamientos establecidos por la norma ASTM D790, ampliamente reconocida para este tipo de ensayos en materiales plásticos reforzados.

De acuerdo con la norma ASTM D790-15, en su sección 10.1.4, cuando el ensayo de flexión se realiza bajo control de deformación (Procedure A), es necesario calcular la velocidad de desplazamiento del cabezal (R) usando una fórmula que depende de las dimensiones de la probeta. Para este caso, se utiliza una tasa de deformación recomendada de $Z = 0.01 \text{ mm/mm/min}$, correspondiente a un ensayo progresivo pero suficientemente lento para capturar el comportamiento elástico del material sin introducir efectos dinámicos indeseados. La velocidad se calcula mediante la expresión:

$$R = \frac{Z \cdot L^2}{6 \cdot d}$$

donde:

- R es la velocidad de la cabeza (mm/min)
- Z es la tasa de deformación externa (0.1 mm/mm/min)
- L es la longitud del tramo de apoyo
- d es el espesor de la probeta

Para este ensayo, se adoptó una relación de longitud a espesor de 16:1, como lo recomienda la norma para materiales reforzados con fibra. Utilizando un espesor $d = 3.2$ mm, se obtuvo un tramo de apoyo $L = 16 \cdot 3.2 = 51.2$ mm. Sustituyendo estos valores en la fórmula:

$$L^2 = (51.2 \text{ mm})^2 = 2621.44 \text{ mm}^2$$

$$6 \cdot d = 6 \cdot 3.2 = 19.2 \text{ mm}$$

$$R = \frac{0.1 \cdot 2621.44}{19.2} = 13.7 \text{ mm/min}$$

Así, la velocidad del cabezal se estableció en 13.7 mm/min, cumpliendo con los parámetros normativos y asegurando un ensayo preciso, confiable y comparable con otros estudios que sigan la misma metodología.

Una vez sabiendo esto, la muestra fue colocada cuidadosamente en una configuración de flexión en tres puntos, asegurando que el apoyo y el punzón estuvieran correctamente alineados para evitar errores por carga asimétrica. A través del cabezal móvil de la máquina universal de ensayos, se aplicó una carga progresiva en el punto medio de la probeta, permitiendo generar una curvatura controlada en su zona central. Esta metodología permite conocer cómo reacciona el material ante esfuerzos que combinan tensión y compresión en sus fibras superiores e inferiores, respectivamente.

Durante el ensayo, todos los datos relevantes, como la fuerza aplicada, la deformación inducida, el desplazamiento vertical y el tiempo de aplicación, fueron registrados automáticamente por el sistema computarizado del equipo. Esto no solo facilitó el control en tiempo real, sino que también permitió exportar los resultados en un archivo digital .csv para su análisis detallado posterior. Una vez procesados los datos, se construyó la curva esfuerzo-deformación

correspondiente al ensayo de flexión, la cual refleja claramente la respuesta mecánica del material ante este tipo de carga. A continuación, se presenta el gráfico obtenido a partir del ensayo:

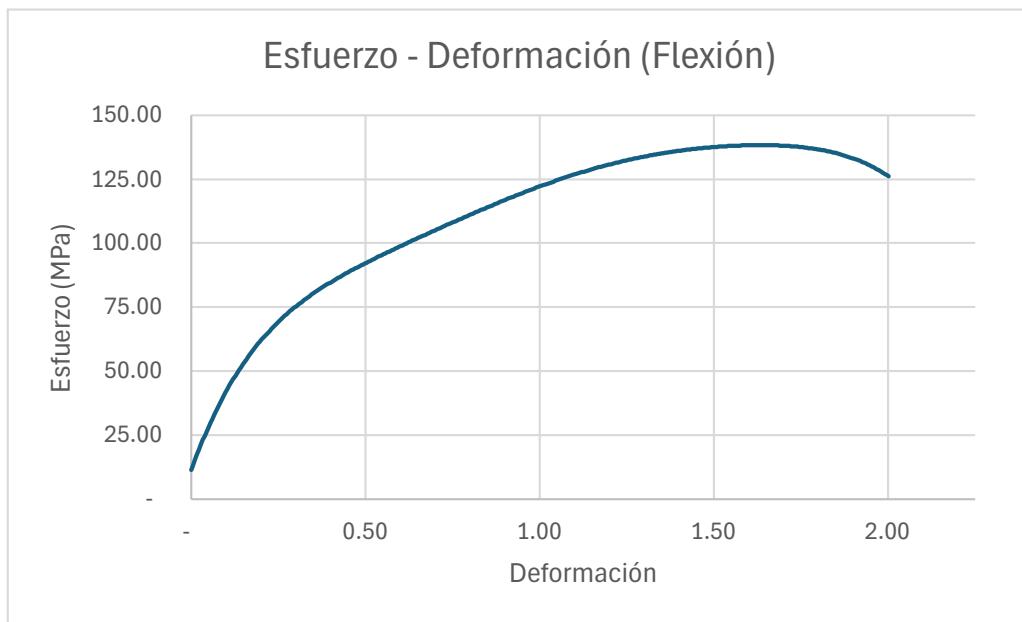


Figura 11.2: Curva esfuerzo vs deformación en flexión

Este gráfico resulta clave para comprender cómo se comporta estructuralmente la fibra de vidrio cuando se ve sometida a flexión. Nos permite identificar parámetros esenciales como el módulo de elasticidad en flexión, la resistencia máxima antes de la falla y la ductilidad del material. Estos datos son fundamentales en contextos donde las piezas están expuestas a esfuerzos de curvatura, como en componentes estructurales de carrocerías o elementos de soporte.

Una vez obtenida la curva esfuerzo-deformación en flexión, fue posible identificar dos parámetros fundamentales del comportamiento del material: el esfuerzo último en flexión y el módulo de elasticidad en flexión. Estos valores permiten caracterizar cuantitativamente la resistencia y rigidez de la fibra de vidrio cuando está sometida a cargas que inducen curvatura.

El esfuerzo último se calculó con base en la fuerza máxima registrada durante el ensayo, que fue de 61,9 N, y aplicando la teoría clásica de flexión en vigas. En este caso, se emplearon las siguientes ecuaciones:

- El momento flector máximo M en una configuración de flexión en tres puntos:

$$M = \frac{P \cdot L}{4} = \frac{61.9 \text{ N} \cdot 127 \text{ mm}}{4} = 1965 \text{ N mm}$$

- El momento de inercia I de la sección rectangular de la probeta:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{13 \text{ mm} \cdot (2.5 \text{ mm})^3}{12} = 16.93 \text{ mm}^4$$

- La distancia c desde el eje neutro hasta la fibra más externa:

$$c = \frac{h}{2} = \frac{2.5 \text{ mm}}{2} = 1.25 \text{ mm}$$

- Finalmente, el esfuerzo máximo en flexión o esfuerzo último σ_u :

$$\sigma_u = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{1965 \text{ N mm} \cdot 1.25 \text{ mm}}{16.93 \text{ mm}^4} = 145.08 \text{ MPa}$$

Este valor representa la tensión máxima que el material fue capaz de soportar antes de fallar en flexión. Refleja directamente la resistencia estructural del compuesto en condiciones de carga transversal.

Por otro lado, para determinar el módulo de elasticidad en flexión E_f , se utilizó la pendiente de la región lineal de la curva de carga vs. desplazamiento (P vs. δ), de acuerdo con la metodología establecida en la norma ASTM D790 (ASTM International, 2017). La pendiente obtenida experimentalmente fue de:

$$m = 1.896 \text{ N/mm}$$

Usando la fórmula correspondiente para E_f en un ensayo de flexión en tres puntos:

$$E_f = \frac{m \cdot L^3}{4 \cdot b \cdot h^3} = \frac{(1.896 \text{ N/mm}) \cdot (127 \text{ mm})^3}{4 \cdot 13 \text{ mm} \cdot (2.5 \text{ mm})^3} = 4780 \text{ MPa}$$

El valor indica la rigidez del material al ser curvado, y su magnitud concuerda con el comportamiento esperado del mismo, que tiene buena resistencia junto a una rigidez moderada, adecuada para casos donde se busca un balance entre flexibilidad y capacidad de carga.

11.2 Ensayo de resistencia en estructura de pontones

Uno de los objetivos principales en el diseño de la estructura de los pontones fue garantizar su resistencia ante esfuerzos operativos reales, como el ingreso y salida del piloto, apoyos accidentales o cargas durante el mantenimiento del vehículo. Para validar la capacidad estructural del conjunto, se realizó una prueba de carga estática que simula condiciones extremas pero posibles dentro del entorno de competencia.

11.2.1 Cálculo teórico de carga

Durante la etapa de diseño, se calculó que los pontones debían ser capaces de soportar una carga puntual de al menos 981 N, equivalente a aproximadamente 100 kgf, lo que representa el peso de una persona promedio apoyada con todo su peso corporal sobre uno de los laterales del vehículo. Este valor fue utilizado como carga de referencia para dimensionar y soldar la estructura interna de tubos de acero A36. Las uniones y soportes fueron modelados considerando esta carga en condiciones estáticas y sin deformación apreciable.

11.2.2 Validación física del diseño

Para comprobar empíricamente la resistencia de la estructura construida, se llevó a cabo una prueba experimental sencilla pero significativa. En lugar de utilizar personas, se aplicó una carga estática controlada sobre los pontones utilizando tres pilotes de 15 kg cada uno y dos bloques de acero de 35 kg, distribuidos de forma uniforme sobre la superficie estructural. Esta configuración permitió ejercer una carga total aproximada de 115 kg (equivalente a 1128 N) sobre la estructura.



Figura 11.3: Prueba de carga sobre los pontones con el peso de dos personas

Durante la prueba, la estructura permaneció completamente estable. No se observaron deformaciones, crujidos de ningún tipo, ni alteraciones en las uniones. La estructura soportó el peso con total facilidad, confirmando así el correcto dimensionamiento y fabricación de los refuerzos internos.

Este tipo de verificación es clave en un entorno como Formula SAE, donde los vehículos son manipulados constantemente por miembros del equipo técnico, jueces de inspección, e incluso el piloto mismo en condiciones no siempre ideales. Validar la integridad estructural de los pontones mediante una prueba física no solo aporta confianza al equipo en el uso diario del vehículo, sino que además respalda la calidad del proceso de soldadura y armado con evidencia tangible.



Figura 11.4: Prueba de carga sobre los pontones con el peso de dos personas

La estructura interna de los pontones no solo cumple con los requerimientos teóricos de carga establecidos en la etapa de diseño, sino que además ha sido validada experimentalmente. Esto aporta un valor adicional al conjunto de la carrocería, al garantizar un uso seguro en escenarios reales y dinámicos.

11.3 Ensayo de aerodinámica en túnel de viento

11.3.1 Introducción al Ensayo Experimental

Como parte de la validación experimental de los resultados obtenidos en las simulaciones computacionales previas, se llevó a cabo un ensayo aerodinámico en el túnel de viento del Laboratorio de Fluidos de la Escuela Politécnica Nacional. Este experimento tuvo como objetivo analizar los efectos del flujo de aire sobre distintos componentes aerodinámicos de un vehículo de competición, evaluando las variaciones de velocidad y presión en las superficies de cuatro piezas: el ala a $8,5^\circ$, el ala a $13,81^\circ$, el alerón trasero y el modelo completo del automóvil.



Figura 11.5: Túnel de viento usado en la Escuela Politécnica Nacional.

Todos estos elementos fueron diseñados y fabricados como prototipos a escala del vehículo real, por lo que las condiciones del flujo y los resultados obtenidos presentan diferencias con respecto al comportamiento esperado en escala 1:1. No obstante, estos modelos permiten representar de forma aproximada los fenómenos aerodinámicos clave.

11.3.2 Condiciones de Prueba y Metodología

Para el ensayo experimental se estableció una velocidad constante del flujo de aire de $19,4 \text{ m/s}$, medida con un anemómetro de hilo caliente. Este instrumento permitió registrar las velocidades en distintos puntos del flujo con alta sensibilidad y precisión, factor esencial para el análisis comparativo.

Las pruebas se llevaron a cabo individualmente para cada pieza, colocándolas de manera aislada en la sección de prueba del túnel de viento. Se tomaron mediciones de velocidad en distintas ubicaciones específicas tanto sobre como debajo de las superficies, para capturar el comportamiento tridimensional del flujo en las zonas críticas de interés aerodinámico.

11.3.3 Observaciones Generales del Comportamiento del Flujo

11.3.3.1 Variaciones de Velocidad en Superficies de Alas

Tanto en el ala colocada a $8,5^\circ$ como en la ubicada a $13,81^\circ$, se observó un patrón claro: la velocidad del flujo aumentaba en la parte inferior de las alas, mientras que disminuía en la parte superior. Este comportamiento es consistente con los principios de la dinámica de fluidos y evidencia la generación de una diferencia de presión efectiva entre ambas caras del perfil, condición indispensable para la creación de carga aerodinámica.



Figura 11.6: Prueba túnel de viento del ala a 8.5° .

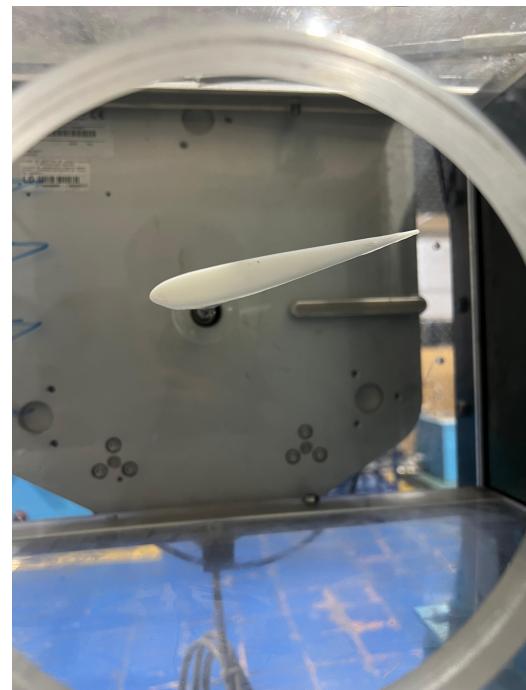


Figura 11.7: Prueba túnel de viento del ala de 13.81° .

Estas observaciones experimentales coinciden con los resultados obtenidos en las simulaciones computacionales, si bien las magnitudes específicas de las velocidades varían debido a la escala del modelo y las condiciones controladas del túnel.

11.3.3.2 Análisis del Alerón Trasero

En el caso del alerón trasero, también se evidenció una aceleración del flujo en la parte inferior, reforzando la producción de carga aerodinámica negativa (downforce). Además, se identificó una reducción significativa de la velocidad en el extremo final de la endplate, con valores tan bajos como 8,2 m/s. Esta disminución sugiere que la endplate está cumpliendo correctamente su función de disminuir los vórtices laterales, mejorando así la eficiencia del conjunto trasero.

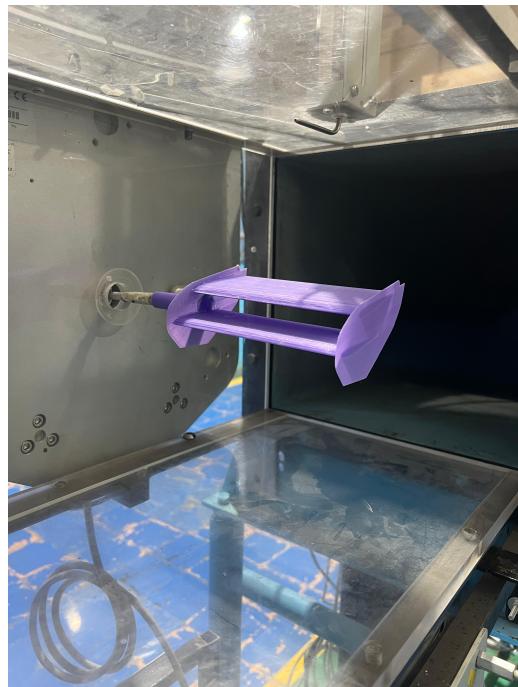


Figura 11.8: Prueba túnel de viento del alerón trasero.

11.3.3.3 Comportamiento del Flujo en el Modelo del Vehículo Completo.

En el modelo a escala del vehículo completo, se observó una disminución marcada de la velocidad en el cono de nariz. Esta desaceleración valida la presencia de una zona de estancamiento, fenómeno también identificado en las simulaciones previas. El aire al impactar frontalmente contra esta superficie pierde velocidad y genera un aumento de presión estática, lo cual fue claramente verificado durante la experimentación.



Figura 11.9: Prueba túnel de viento del carro impreso a escala.

11.3.4 Valores Máximos y Mínimos de Velocidad Registrados.

Durante las mediciones, el valor máximo de velocidad alcanzado fue de 25,3 m/s, localizado en la parte inferior de las alas. Este incremento en la velocidad del flujo respecto al valor de ingreso se debe a la aceleración inducida por la geometría del perfil, diseñada precisamente para canalizar el flujo en esa región.

En contraste, los valores mínimos registrados fueron de 9,3 m/s en la parte superior del modelo del vehículo y 8,2 m/s en el final de la endplate del alerón trasero, lo cual refuerza la evidencia sobre la distribución de presión y la eficacia de los dispositivos aerodinámicos utilizados.

CAPÍTULO 12

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El proceso de diseño y fabricación de la carrocería del vehículo Fórmula SAE dejó una serie de resultados que permiten evaluar el desempeño estructural y aerodinámico del proyecto. A continuación, se presentan los resultados más relevantes, seguidos de una interpretación de su significado en el contexto del objetivo general.

12.1 Comportamiento estructural de los pontones

Durante la validación física de los pontones, se aplicó una carga estática equivalente al peso de dos personas adultas (aproximadamente 1125 N). Este experimento permitió verificar si la estructura podía resistir esfuerzos sin presentar fallos visibles ni deformaciones permanentes. El pontón, construido con fibra de vidrio y reforzado con tubos metálicos, resistió la carga sin comprometer su integridad.

Este resultado valida la resistencia de los materiales y la efectividad del diseño del sistema de soporte. En un entorno real de competencia, los pontones no solo deben soportar su propio peso, sino también fuerzas dinámicas generadas por maniobras bruscas, vibraciones y posibles impactos. Que la estructura soporte esta carga indica que el diseño cumple con un margen razonable de seguridad para su uso competitivo.

12.2 Simulaciones de esfuerzos en los alerones

Las simulaciones por elementos finitos realizadas sobre los alerones delantero y trasero permitieron analizar los esfuerzos internos ante cargas aerodinámicas simuladas. Los resultados mostraron concentraciones de esfuerzo que no excedían los límites del material en ninguna de las configuraciones evaluadas. En particular, los soportes del alerón trasero arrojaron un factor de seguridad de 10 ante cargas aplicadas.

Un factor de seguridad alto como este implica que los alerones están sobredimensionados respecto a las cargas esperadas. Esto no solo garantiza la integridad estructural, sino que reduce el riesgo de fallo durante la carrera, incluso ante condiciones no previstas. Además, este margen de seguridad permite considerar futuras mejoras en peso o en diseño sin comprometer

la funcionalidad.

12.3 Análisis del centro de masa y centro aerodinámico

Se realizaron cálculos manuales para ubicar el centro de masa (CoM) y el centro de carga aerodinámica (CoD) del vehículo. Se encontró que el CoM se posiciona ligeramente adelantado respecto al CoD, lo cual es favorable para la estabilidad del vehículo en condiciones dinámicas.

La interpretación de este resultado es crucial: un CoM por delante del CoD tiende a generar un comportamiento subvirante, lo que se traduce en un vehículo más predecible y fácil de controlar durante curvas a alta velocidad. Esta configuración reduce el riesgo de sobreviraje, mejorando la seguridad y el rendimiento del piloto en la pista.

12.4 Resultados aerodinámicos mediante simulaciones CFD

Las simulaciones CFD (dinámica de fluidos computacional) realizadas sobre los perfiles alares confirmaron una adecuada generación de carga aerodinámica. Se utilizó el perfil Eppler E426, que mostró una buena relación entre sustentación y arrastre. Las simulaciones revelaron líneas de flujo estables, sin presencia significativa de vórtices no deseados, lo que mejora la eficiencia del sistema aerodinámico.

Esto es especialmente importante en un monoplaza de bajo peso, donde cada incremento de carga aerodinámica mejora el agarre sin afectar gravemente la velocidad punta. El uso de flaps y endplates optimizados permitió dirigir el flujo hacia zonas clave, como los pontones y el difusor, maximizando el efecto suelo y la estabilidad general.

12.5 Ensayos de tracción y flexión de materiales

Se llevaron a cabo ensayos físicos de tracción y flexión sobre probetas de fibra de vidrio, los cuales fueron fundamentales para comparar los resultados simulados con el comportamiento real del material. Los resultados mostraron una buena correlación entre los valores teóricos y los obtenidos en laboratorio.

Esta concordancia demuestra que las propiedades mecánicas consideradas en los cálculos y simulaciones fueron adecuadas. Además, refuerza la confiabilidad del proceso de selección de

materiales y de la técnica de estratificación utilizada en la fabricación de los paneles.

12.6 Cálculo de fuerzas aerodinámicas manuales

Se realizaron cálculos manuales para estimar las fuerzas aerodinámicas actuantes en los alerones delantero y trasero. Usando las expresiones de sustentación y arrastre se determinaron fuerzas de sustentación promedio superiores a los 200 N por alerón a velocidades de competición estimadas (alrededor de 70 km/h), cumpliendo con los requisitos mínimos del reglamento FSAE.

Estos cálculos permitieron establecer parámetros de entrada realistas para las simulaciones CFD y validar los resultados computacionales con métodos tradicionales. Sirvieron además como referencia cruzada para el diseño de los soportes.

12.7 Cálculo de soldadura para soportes de pontones

Se analizaron los cordones de soldadura en las uniones estructurales de los tubos de soporte de los pontones. Se emplearon criterios de esfuerzo cortante admisible y se aplicó la fórmula para soldadura de filete donde se verificó que los esfuerzos máximos en las soldaduras no superaban el 30 % de la resistencia admisible del electrodo y material base.

Este resultado garantiza una alta confiabilidad de las uniones, incluso en condiciones dinámicas. Además, permitió definir tamaños de cordón que no sobrepasan el peso estructural total del sistema.

12.8 Factores de seguridad en alas y soportes del alerón trasero

Se calcularon los factores de seguridad para las alas del alerón trasero y sus soportes, tanto en condiciones estáticas como de fatiga. En estática, se obtuvo un factor superior a 21 para las alas y mayor a 80 para los soportes. En análisis de fatiga con el criterio de Goodman, se determinó que los soportes tienen un factor de seguridad aproximado de 45, considerando cargas cíclicas de carrera.

Estos resultados indican que el sistema puede operar con seguridad durante múltiples ciclos sin riesgo de fatiga estructural, lo cual es esencial para un vehículo que estará expuesto a vibraciones constantes y fuerzas aerodinámicas variables.

12.9 Cálculo de pernos en los soportes inferiores del alerón trasero

Se analizaron los pernos que fijan los soportes del alerón trasero al chasis, evaluando esfuerzos de corte, aplastamiento y tensiones por tracción. Se aplicaron ecuaciones clásicas y se compararon contra los límites admisibles del acero.

Los resultados mostraron que los pernos operan con un factor de carga de 111, sin presencia de deformaciones críticas. Se consideró además el efecto de precarga para evitar aflojamiento por vibración.

12.10 Simulación y validación aerodinámica en túnel de viento

Con el objetivo de verificar el desempeño de las alas y dispositivos aerodinámicos diseñados, se realizaron pruebas experimentales en el túnel de viento de la Escuela Politécnica Nacional. Se colocó el modelo a escala y se midió la velocidad del flujo en diferentes puntos aguas abajo del alerón mediante anemometría de hilo caliente.

Los datos obtenidos confirmaron la formación de zonas de baja presión debajo del alerón trasero y una reducción efectiva de la velocidad en el eje longitudinal del vehículo, lo que valida la presencia de carga aerodinámica descendente. La diferencia de velocidades entre la parte superior e inferior del alerón coincidió con las simulaciones CFD y las estimaciones teóricas realizadas. Esta validación experimental otorga gran confianza al comportamiento aerodinámico del diseño, consolidando su viabilidad en un entorno competitivo.

12.11 Interpretación global de los resultados

Al integrar todos los datos, cálculos manuales, simulaciones, ensayos mecánicos y pruebas en túnel de viento, se evidencia que el diseño no solo es viable, sino también sólido desde el punto de vista estructural y funcional.

Las alas cumplen con los requerimientos de carga sin comprometer su integridad, los soportes resisten adecuadamente tanto cargas estáticas como dinámicas, y las uniones mediante pernos y soldaduras muestran altos factores de seguridad.

CAPÍTULO 13

CONCLUSIONES

El desarrollo de la carrocería y los sistemas aerodinámicos para el vehículo Fórmula SAE constituyó una experiencia formativa completa y desafiante. A lo largo del proyecto, se logró diseñar y fabricar componentes clave alineados con los objetivos propuestos por el equipo, respetando los lineamientos establecidos por la competencia. La construcción de cada elemento reveló la complejidad inherente al diseño automotriz, en especial al integrar aspectos funcionales, estéticos, normativos y de rendimiento dinámico en una sola solución. El proceso mostró que diseñar una carrocería no solo implica una forma, sino también una lógica estructural y aerodinámica coherente con el entorno de competencia.

Uno de los aspectos más relevantes fue la selección de materiales, la cual influyó directamente en la geometría, el peso y los tiempos de producción. La elección de la fibra de vidrio como material principal respondió a un balance entre resistencia, costo y facilidad de manufactura. Este análisis permitió priorizar etapas críticas del proyecto, identificando qué componentes requerían más atención por su impacto estructural o por su complejidad en el ensamblaje. Además, la gestión del cronograma y la disponibilidad de recursos se vio estrechamente vinculada a esta decisión, confirmando que la ingeniería de materiales es tan estratégica como el propio diseño. La estructura construida resultó tener un peso aceptable en comparación con el resto de los componentes, y tanto los cálculos como las simulaciones estructurales realizadas reflejan que la estructura es resistente ante las cargas esperadas.

El uso de herramientas digitales como *Autodesk Fusion* e *Inventor* fue decisivo para alcanzar los objetivos del proyecto. Estas plataformas no solo facilitaron el modelado y análisis, sino que permitieron anticiparse a posibles errores de diseño antes de la etapa de fabricación. El uso de estas herramientas, sobre todo de *Fusion*, permitió diseñar un modelo que se ajuste a los parámetros definidos tanto por la organización como por los objetivos planteados en este proyecto, permitiendo un montaje efectivo de los componentes, manteniendo la funcionalidad.

La integración de simulaciones estructurales y el uso del software *ANSYS* para simulaciones de CFD ayudó a tomar decisiones fundamentadas y a optimizar el rendimiento general del

vehículo. La experiencia adquirida al dominar estos entornos confirma que el manejo de tecnologías digitales es hoy indispensable para cualquier ingeniero, especialmente cuando se enfrenta a retos con requerimientos técnicos especializados y márgenes de error reducidos. Los resultados de estas simulaciones permitieron evaluar el comportamiento del modelo del vehículo ante las condiciones de competición esperadas, y también mejorar ciertos aspectos de la aerodinámica de la geometría donde fuese necesario.

Finalmente, el trabajo permitió validar en laboratorio y mediante pruebas reales, como las realizadas en túnel de viento y ensayos estructurales, que las decisiones de diseño fueron acertadas. Los resultados obtenidos no solo cumplieron con los criterios de seguridad y rendimiento, sino que también mejoraron la estética de la construcción del vehículo, y abren las puertas para futuras iteraciones del proyecto con una base técnica sólida. Este trabajo no solo contribuye al crecimiento del equipo y del vehículo, sino también al fortalecimiento de la formación práctica en la carrera de ingeniería mecánica.

CAPÍTULO 14

TRABAJO FUTURO

El desarrollo de la carrocería y los dispositivos aerodinámicos marca un paso importante en la evolución del monoplaza Fórmula SAE de la universidad. Sin embargo, existen múltiples áreas en las que se puede continuar trabajando para perfeccionar el vehículo y potenciar su desempeño general en pista.

14.1 Instalación del sistema motriz

Uno de los siguientes retos técnicos es la integración completa del sistema motriz, lo cual incluye el montaje del motor y la transmisión en conjunto con la carrocería y el chasis. Esta etapa requerirá una verificación térmica para garantizar una adecuada disipación del calor generado por el motor, así como una evaluación estructural para asegurar que los puntos de anclaje resistan las cargas dinámicas transmitidas durante la aceleración y el frenado. Una correcta integración no solo mejorará la fiabilidad del sistema, sino también su eficiencia energética y su facilidad de mantenimiento.

14.2 Pruebas en pista

Una vez completada la integración de todos los sistemas, será indispensable llevar a cabo pruebas en condiciones reales de pista. Estas pruebas permitirán observar el comportamiento aerodinámico del vehículo más allá de las simulaciones y ensayos controlados, evaluando cómo responde ante cambios de velocidad, viento cruzado y transiciones rápidas en curvas. Además, se evaluará la ergonomía del piloto durante el uso continuo, considerando accesibilidad, visibilidad y comodidad, factores claves para el desempeño humano en competencia.

14.3 Mejoras de diseño futuro

Finalmente, una línea de trabajo importante será el perfeccionamiento del diseño aerodinámico mediante la implementación de nuevos perfiles alares y dispositivos activos o pasivos que optimicen el flujo de aire. La reducción de peso es otro objetivo central, ya que permitirá mejorar la relación potencia/peso y con ello el desempeño global del vehículo. Asimismo, se buscará mejorar el coeficiente de sustentación sin penalizar el arrastre, optimizando así la carga aerodinámica y la estabilidad a altas velocidades.

Estas futuras etapas consolidarán no solo la eficiencia del vehículo, sino también la experiencia y el conocimiento del equipo de desarrollo, fortaleciendo el vínculo entre el aprendizaje académico y la aplicación práctica en ingeniería de automovilismo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aerodinámica F1. (2019, octubre). Perfiles aerodinámicos: ¿Cómo funcionan? <https://www.aerodinamicaf1.com/2019/10/perfiles-aerodinamicos-como-funcionan/>
- Airfoil Tools. (s.f.). EPPLER 426 AIRFOIL (e426-il). <http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=e426-il>
- Araujo, R. (2017). *Diseño de la carrocería de un vehículo tipo fórmula* [Tesis de grado]. Universidad del Valle de Guatemala.
- Arribas, B. J. (2015, septiembre). *Estudio mecánico y aerodinámico del comportamiento del alerón trasero de un automóvil* [Trabajo de Fin de Grado]. Universidad Carlos III de Madrid.
- ASTM International. (2017). *ASTM D790-17: Standard Test Methods for Flexural Properties of Unreinforced and Reinforced Plastics and Electrical Insulating Materials*. (inf. téc.). <https://www.astm.org/>
- ASTM International. (2022). *ASTM D3039/D3039M-22: Standard Test Method for Tensile Properties of Polymer Matrix Composite Materials*. (inf. téc.). <https://www.astm.org/>
- Balena, M., Mantriota, G., & Reina, G. (2021). Dynamic handling characterization and set-up optimization for a formula SAE race car via multi-body simulation. *Machines*, 9(6), 126.
- Beer, F. P., Johnston, E. R., & DeWolf, J. T. (2009). *Mechanics of Materials* (6th). McGraw-Hill.
- Benson, T. (s.f.-a). Aerodynamic Center. <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/VirtualAero/BottleRocket/airplane/ac.html>
- Benson, T. (s.f.-b). Center of Pressure. <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/VirtualAero/BottleRocket/airplane/cp.html>
- Borja, Jiménez & Arribas. (2015). *Estudio mecánico y aerodinámico del comportamiento del alerón trasero de un automóvil* [Tesis de grado]. Universidad Carlos III de Madrid.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2020). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (11.^a ed.). McGraw-Hill.
- Calle, E., & Rentería, M. (2024). *Ánalysis estructural de una carrocería tipo M1 para ensamblaje sobre un chasis Pixkit* [Tesis de grado]. Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca.
- Callister, W. D., & Rethwisch, D. G. (2020). *Materials Science and Engineering: An Introduction* (10.^a ed.). John Wiley & Sons.

- Campos, R. (2008). *Diseño de un alerón de un vehículo de competición: comparación de la simulación aerodinámica numérica y la simulación aerodinámica experimental* [Tesis de grado]. Universidad Politécnica de Cataluña.
- Chaves, A., & Londoño, J. (2020). *Diseño morfológico y funcional del paquete aerodinámico delantero de un vehículo Formula SAE* [Tesis de grado]. Universidad Tecnológica de Pereira.
- Chen, X. (2023). Analysis and improvements of a front wing for formula SAE car. *Theoretical and Natural Science*, 13, 136-143. <https://doi.org/10.54254/2753-8818/13/20240822>
- Chow, J., Ferry, K., Gauthier, K., Jeon, I., & Rosso, N. (2007). *2008 Formula SAE Racecar* [Tesis de grado]. Worcester Polytechnic Institute.
- Dahlberg, H. (2014). *Aerodynamic development of Formula Student race car* [Tesis de grado]. KTH Royal Institute of Technology.
- Daniels, P. J. (2018). *Engineering Composite Materials*. CRC Press.
- Duff, R., Ingegneri, A., Measmer, J., Vasconcellos, P., Pellerin, M., Sanborn, E., & Williams, J. (2020). *Design and Optimization of an FSAE Vehicle* [Tesis de grado]. Worcester Polytechnic Institute.
- Engelke, J. (2009). *Diseño del carenado de un automóvil Formula SAE* [Tesis de grado]. Universidad Central de Venezuela.
- Espinosa, G., & Hidalgo, J. (2016). *Caracterización de materiales compuestos para la aplicación en la carrocería del vehículo monoplaza tipo Formula SAE* [Tesis de grado]. Universidad Politécnica Salesiana Sede Matriz Cuenca.
- Faron, H., Marcinkowski, W., & Prusak, D. (2015). Composite Bodywork Design and Creation Process in FSAE. Case Study AGH Racing. *International Journal of Mechanical Engineering*, 4(13).
- Ferrantini, L. (2022, febrero). Design of a rear wing endplate for Formula Student. <https://www.linkedin.com/pulse/design-rear-wing-endplate-formula-student-lorenzo-ferrantini/>
- Garcés, P., Reyes, S., Jáuregui, J., & Hachig, M. (2023). *Diseño y optimización del chasis para un Formula SAE* [Tesis de grado]. Universidad San Francisco de Quito.
- Granda, L., & Tapia, E. (2018). *Diseño y construcción de una carrocería de un vehículo de competencia Formula SAE eléctrico* [Tesis de grado]. Universidad Politécnica Salesiana Sede Matriz Cuenca.

- Gulgunje, P., Newcomb, B., Gupta, K., Chae, H., Tsotsis, T., & Kumar, S. (2015). Low-density and high-modulus carbon fibers from polyacrylonitrile with honeycomb structure. *Carbon*, 95, 710-714. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.carbon.2015.08.097](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2015.08.097)
- Hetawal, S., Gophane, M., Ajay, B., & Mukkamala, Y. (2014). Aerodynamic Study of Formula SAE Car. *Procedia Engineering*, 97, 1198. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.398>
- Hoque, A., Rahman, S., Rimi, K., Alif, A., & Haque, M. (2023). Enhancing Formula Student Car Performance: Nose Shape Optimization Via Adjoint Method. *Results in Engineering*, 20, 101. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101636>
- Hull, D., & Clyne, T. W. (2010). *An Introduction to Composite Materials* (2.^a ed.). Cambridge University Press.
- Hulme, J. K., & Doug. (2018). *Race Car Aerodynamics: Designing for Speed*. Bentley Publishers.
- International Organization for Standardization. (2000). *ISO 3269: Fasteners – Acceptance inspection*. (inf. téc.).
- Mallick, P. K. (2007). *Fiber-Reinforced Composites: Materials, Manufacturing, and Design* (3rd). CRC Press.
- Mariani, F., Poggiani, C., Risi, F., & Scappaticci, L. (2015). Formula-SAE Racing Car: Experimental and Numerical Analysis of the External Aerodynamics. *Energy Procedia*, 81, 1013. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.111>
- Megson, T. (2013). *Aircraft Structures for Engineering Students* (5th). Butterworth-Heinemann.
- Mejía, J. (2020). *Ánálisis aerodinámico mediante dinámica de fluidos computacional de un vehículo Formula SAE* [Tesis de grado]. Universidad Tecnológica de Pereira.
- Movility and Vehicle Technology Research Center. (s.f.). Formula Students. <https://move.kmutt.ac.th/fomula-students/>
- National Aeronautics and Space Administration. (1950). *NACA Airfoil Series* (inf. téc.). <https://ntrs.nasa.gov/>
- Nave, R. (s.f.). Center of Mass. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/cm.html>
- Nunney, M. (2007). *Light and Heavy Vehicle Technology*. Taylor & Francis.
- Oxyzoglou, I. (2017). *Design & Development of an Aerodynamic Package for a FSAE Race Car* [Tesis de grado]. Universidad de Tesalia.
- Pakkam, S. S. (2011). *High Downforce Aerodynamics for Motorsports* [Tesis de maestría]. North Carolina State University.
- Promtong, M., Kasemjirapatara, C., Srithep, P., Masoodi, Y., Namchanthra, S., Priyadumkol, J., & Suvanjumrat, C. (2020). Investigation of Aerodynamic Performance of Four Po-

- tential Airfoils for a Formula SAE Car: A 2D Validation Study. *The 34th Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand*.
- SAE International. (1986). *SAE J1594: Vehicle Aerodynamics Performance Standards*. (inf. téc.).
- SAE International. (2017). *SAE J211/1: Instrumentation for Vehicle Crash Testing*. Warren-dale (inf. téc.).
- SAE International. (2021). *SAE J429: Mechanical and Material Requirements for Externally Threaded Fasteners*. (inf. téc.).
- SAE International. (2025). *Formula SAE Rules 2025* (inf. téc.). <https://www.fsaeronline.com>
- Savliya, H. (2020). Nose Design for Formula Student Vehicle with Aerodynamic Components. *International Journal of Science and Research (IJSR)*, 9(11). <https://doi.org/10.21275/SR201114130129>
- Secretos F1. (2010, marzo). Los alerones: principios básicos. <https://secretosf1.wordpress.com/2010/03/15/los-alerones-principios-basicos/>
- Usta, O. (2024). A Numerical Study on the Aerodynamic Performance of the S1223 Airfoil in Low Reynolds Number Conditions. *International Conference on Engineering, Natural Sciences, and Technological Developments (ICENSTED 2024)*.

ANEXO A: DETALLE DE GASTOS, FACTURAS Y RECIBOS DE COMPRA

Producto	Cantidad	Precio unitario	Precio total	Incidencia
Resina	22 gal	\$17,00	\$374,00	20,84 %
Estireno	10 gal	\$8,50	\$85,00	4,74 %
Peróxido de MEK	0,5 gal	\$9,40	\$18,00	1,00 %
Cobalto	2 frascos de 120 mL	\$3,52	\$7,04	0,39 %
Titanio	5 kg	\$4,26	\$21,30	1,19 %
Talco Chino	11 kg	\$0,53	\$5,83	0,32 %
Fibra	22 kg	\$5,50	\$121,00	6,74 %
Brocha 1 "	3	\$0,61	\$1,83	0,10 %
Brocha 2 "	1	\$0,92	\$0,92	0,05 %
Disco de corte	2	\$1,35	\$2,70	0,15 %
Disco de pulido	3	\$1,51	\$4,53	0,25 %
Lija #35	6 pliegos	\$0,55	\$3,30	0,18 %
Lija #80	5 pliegos	\$0,55	\$2,75	0,15 %
Lijas orbitales	8	\$0,30	\$2,40	0,13 %
Diseño Ingenieril	1	\$500,00	\$500,00	27,86 %
Mano de obra	1	\$400,00	\$400,00	22,29 %
Vinilo	30 m ²	\$3,27	\$98,00	5,46 %
Impresión	3 m ²	\$5,00	\$15,00	0,84 %
Elementos de sujeción	60	\$0,50	\$30,00	1,67 %
Plancha MDF	1	\$21,00	\$21,00	1,17 %
Tubos acero 3/4 "	2	\$18,00	\$36,00	2,01 %
Tubos acero 1 "	2	\$22,00	\$44,00	2,45 %
				\$1.794,60
				100,00 %

Tabla 14.1: Anexo A: Detalle de gastos

VALVERDE ANDRADE STEPHANIE DANIELA
 Dirección Matriz: JERONIMO LEITON N24-74
 Dirección Sucursal: JERONIMO LEITON N2474
 OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD: NO
 Contribuyente Especial: NO

R.U.C: 1726089020001

FACTURA

No. 001-002-000000017

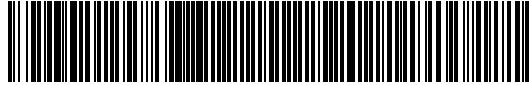
NÚMERO DE AUTORIZACIÓN

080520250117260890200012001002000000171234567817

AMBIENTE: PRODUCCION

EMISIÓN: NORMAL

CLAVE DE ACCESO



080520250117260890200012001002000000171234567817

Razón Social / Nombres y Apellidos: CHIRIBOGA ARROYO PATRICIO GABRIEL

RUC / CI: 1710634641

Fecha Emisión: 08/05/2025

Guía Remisión: --

Dirección: Cumbaya

Cod. Principal.	Cod. Auxiliar.	Cant	Descripción	Precio Unitario	Descuento	Precio Total
001		1	Servicios de Ingeniería	\$ 347.83	0.00	\$ 347.83

Información Adicional

Email Cliente: pchiriboga@usfq.edu.ec
 Telef. Cliente: 0987892785

Forma de pago	Valor	Plazo	Tiempo
Otros con utilización del sistema financiero	\$ 400.00	0	días

SUBTOTAL 15%	\$ 347.83
SUBTOTAL 5%	\$ 0.00
SUBTOTAL 0%	\$ 0.00
SUBTOTAL No objeto DE IVA	\$ 0.00
SUBTOTAL SIN IMPUESTO	\$ 347.83
DESCUENTO	\$ 0.00
ICE	\$ 0.00
IVA 15%	\$ 52.17
IVA 5%	\$ 0.00
PROPINA	\$ 0
Gastos Transporte Otros	\$ 0.00
Valor Total \$	\$ 400.00

NO TIENE LOGO

TRECX S.A.

PINTULAC

Dirección Rumihurco OE4-365 y Pedro Freile
Matriz:Dirección Av. Juan Molineros E10-131 Eloy Alfaro
Sucursal:

Contribuyente Especial 590

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD

SI

R.U.C.: 1791812484001

FACTURA

No. 004-003-000182785

NÚMERO DE AUTORIZACIÓN

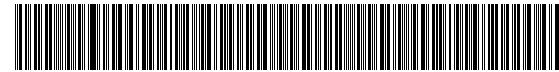
1003202501179181248400120040030001827857846333317

FECHA Y HORA DE AUTORIZACIÓN: 10/03/2025 14:50:00

AMBIENTE: PRODUCCIÓN

EMISIÓN: NORMAL

CLAVE DE ACCESO



1003202501179181248400120040030001827857846333317

Razón Social / Nombres y Apellidos:

VALVERDE ANDRADE STEPHANIE DANIELA

Identificación 1726089020001

Fecha 10/03/2025

Placa / Matrícula:

Guía

Direccion: LA GASCA

Cod. Principal	Cod. Auxiliar	Cantidad	Descripción	Detalle Adicional	Precio Unitario	Subsidio	Precio sin Subsidio	Descuento	Precio Total
17589	WB5	1.00	FUNDA 5UN WYPE BCO		0.90	0.00	0.00	0.00	0.90

Información Adicional

GRAN CONTRIBUYENTE: Oficio Nro. NAC-GCFOIOC21-00001002-E

email:

terminos: Acepto que he sido informado sobre el uso, manejo, aplicación de los productos, y políticas de garantía en maquinaria y herramientas. No se aceptan devoluciones ni cambio de colores en productos preparados.

Observacion: Ud. es importante para nosotros

Atendido: Atendido por: JOSÉ EDUARDO QUIÑONEZ VINCES

Observacion: Efectivo: \$1.04

Compra: ORDEN DE COMPRA:

Entrega: DIRECCION DE ENTREGA: LA GASCA

SUBTOTAL 15% 0.90

SUBTOTAL NO OBJETO DE IVA 0.00

SUBTOTAL EXENTO DE IVA 0.00

SUBTOTAL SIN IMPUESTOS 0.90

TOTAL DESCUENTO 0.00

ICE 0.00

IVA 15% 0.14

IRBPNR 0.00

VALOR TOTAL 1.04

VALOR TOTAL SIN SUBSIDIO 0.00

AHORRO POR SUBSIDIO: 0.00
(Incluye IVA cuando corresponda)

Forma de pago	Valor
01 - SIN UTILIZACION DEL SISTEMA FINANCIERO	1.04

NO TIENE LOGO

TRECX S.A.

PINTULAC

Dirección Rumihurco OE4-365 y Pedro Freile
Matriz:Dirección Av. Juan Molineros E10-131 Eloy Alfaro
Sucursal:

Contribuyente Especial 590

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD

SI

R.U.C.: 1791812484001

FACTURA

No. 004-003-000182643

NÚMERO DE AUTORIZACIÓN

0603202501179181248400120040030001826437846333318

FECHA Y HORA DE AUTORIZACIÓN: 06/03/2025 15:01:30

AMBIENTE: PRODUCCIÓN

EMISIÓN: NORMAL

CLAVE DE ACCESO



0603202501179181248400120040030001826437846333318

Razón Social / Nombres y Apellidos:

VALVERDE ANDRADE STEPHANIE DANIELA

Identificación 1726089020001

Fecha 06/03/2025

Placa / Matrícula:

Guía

Direccion: LA GASCA

Cod. Principal	Cod. Auxiliar	Cantidad	Descripción	Detalle Adicional	Precio Unitario	Subsidio	Precio sin Subsidio	Descuento	Precio Total
12660	4040-CU	1.00	CERA DESMOLDANTE 1LT SIMONIZ		21.53	0.00	0.00	0.00	21.53
18435	ESCE-1K	8.00	ESTIRENO MONOMERO ENV 1KG DUTRAN		3.34	0.00	0.00	6.68	20.04
19066	DTP-1K	2.00	DIOXIDO-TITANIO 1KG		3.70	0.00	0.00	0.00	7.40
23328	MP-1K	1.00	MECK PEROXIDO 900CC KG		5.72	0.00	0.00	0.57	5.15
23334	CB120	2.00	COBALTO 12% 120CC		3.06	0.00	0.00	0.00	6.12
2946	HU3	3.00	LIJA HIERRO #3-36 UNION		0.67	0.00	0.00	0.00	2.01
55181	RD1/DT-1K	20.00	RESINA PLSTER ORTOFTALICA TRNSP ENV		2.49	0.00	0.00	2.49	47.31
650	D5FV80	10.00	LIJA DISCO VELCRON HOOKIT 5" #80 FANDELI		0.29	0.00	0.00	0.00	2.90
6739	LFE80	10.00	LIJA ESTEREATO SECO #80 FANDELI		0.31	0.00	0.00	0.00	3.10
75269	D375-7.5M	2.00	FIBRA-VIDRIO 375GRXMT 7.5M DUTRANPRO		12.84	0.00	0.00	3.08	22.60
75270	D375-3M	1.00	FIBRA-VIDRIO 375GRXMT 3M DUTRANPRO		5.26	0.00	0.00	0.63	4.63

Información Adicional	
GRAN CONTRIBUYENTE:	Oficio Nro. NAC-GCFOIOC21-00001002-E
email:	
terminos:	Acepto que he sido informado sobre el uso, manejo, aplicación de los productos, y políticas de garantía en maquinaria y herramientas. No se aceptan devoluciones ni cambio de colores en productos preparados.
Observacion:	Vuelva pronto!
Atendido:	Atendido por: JOSÉ EDUARDO QUIÑONEZ VINCES
Observacion:	Efectivo: \$180.0
Compra:	ORDEN DE COMPRA:
Entrega:	DIRECCION DE ENTREGA: LA GASCA
Forma de pago	Valor
01 - SIN UTILIZACION DEL SISTEMA FINANCIERO	164.21
SUBTOTAL 15%	142.79
SUBTOTAL NO OBJETO DE IVA	0.00
SUBTOTAL EXENTO DE IVA	0.00
SUBTOTAL SIN IMPUESTOS	142.79
TOTAL DESCUENTO	13.45
ICE	0.00
IVA 15%	21.42
IRBPNR	0.00
VALOR TOTAL	164.21
VALOR TOTAL SIN SUBSIDIO	0.00
AHORRO POR SUBSIDIO: (Incluye IVA cuando corresponda)	0.00

NO TIENE LOGO

COMERCIAL KYWI S.A.

COMERCIAL KYWI S.A.

Dirección AV. 10 DE AGOSTO N24-59 Y LUIS CORDERO
Matriz:Dirección AV. LA PRENSA N55-186 Y LA PULIDA
Sucursal:

Contribuyente Especial 5368

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD SI

R.U.C.: 1790041220001

FACTURA

No. 006-904-000372713

NÚMERO DE AUTORIZACIÓN

0703202501179004122000120069040003727131790041217

FECHA Y HORA DE AUTORIZACIÓN: 07/03/2025 10:12:33

AMBIENTE: PRODUCCIÓN

EMISIÓN: NORMAL

CLAVE DE ACCESO



0703202501179004122000120069040003727131790041217

Razón Social / Nombres y Apellidos:

DANIELA VALVERDE

Identificación 1726089020001

Fecha 07/03/2025

Placa / Matrícula:

Guía

Direccion: LA GASCA

Cod. Principal	Cod. Auxiliar	Cantidad	Descripción	Detalle Adicional	Precio Unitario	Subsidio	Precio sin Subsidio	Descuento	Precio Total
302694	302694	10.00	ABRAZADERA METALICA EMT 1 1/4 PLG. NAC.		0.13913	0.00	0.00	0.00	1.39
499005	499005	2.00	SIERRA P/ARCO SANFLEX 12 X18DPP		1.069565	0.00	0.00	0.00	2.14
646997	750120667 7759	1.00	JGO 5 SIERRAS P/CALAR T/U METAL/ALUMINIO		3.06087	0.00	0.00	0.00	3.06

Información Adicional

Teléfono:: 0985332561

Tr:: 57

Observacion:: GRAN CONTRIBUYENTE NAC-GCFOIOC21-00000899-E

Forma de pago	Valor
01 - SIN UTILIZACION DEL SISTEMA FINANCIERO	7.58

SUBTOTAL 15%	6.59
SUBTOTAL NO OBJETO DE IVA	0.00
SUBTOTAL EXENTO DE IVA	0.00
SUBTOTAL SIN IMPUESTOS	6.59
TOTAL DESCUENTO	0.00
ICE	0.00
IVA 15%	0.99
IRBPNR	0.00
PROPINA	0.00
VALOR TOTAL	7.58

VALOR TOTAL SIN SUBSIDIO	0.00
AHORRO POR SUBSIDIO: (Incluye IVA cuando corresponda)	0.00

NO TIENE LOGO

GUERRERO ARTEAGA JENNIFER YULEXI

SUPERCENTRO DEL TABLERO SCC

Dirección DUCHICELA N5-118 Y CALLE N5E
Matriz:Dirección AV ELOY ALFARO N60 E10-1 Y CALLE A
Sucursal:

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD NO

R.U.C.: 1727110387001

FACTURA

No. 003-003-000012126

NÚMERO DE AUTORIZACIÓN

0603202501172711038700120030030000121260001212615

FECHA Y HORA DE AUTORIZACIÓN: 06/03/2025 14:46:21

AMBIENTE: PRODUCCIÓN

EMISIÓN: NORMAL

CLAVE DE ACCESO



0603202501172711038700120030030000121260001212615

Razón Social / Nombres y Apellidos:

VALVERDE ANDRADE STEPHANIE DANIELA

Identificación 1726089020001

Fecha 06/03/2025

Placa / Matrícula:

Guía

Direccion:

Cod. Principal	Cod. Auxiliar	Cantidad	Descripción	Detalle Adicional	Precio Unitario	Subsidio	Precio sin Subsidio	Descuento	Precio Total
M7X8X06 MDF	M7X8X06 MDF	1.00	MDF CRUDO 2.135X2.44X06 IMPORT.		28.90	0.00	0.00	0.00	28.90

Información Adicional

Facturado Por: SOLORZANO JARITZA
 Dirección: PICHINCHA - QUITO - JERONIMO LEITON N24-74
 Telefono:
 Email: dannyvalverde10@gmail.com
 Comentario:
 Orden de Compra:
 Comentario1::
 Comentario2::
 Condición de Pago:: Contado
 F. Vencimiento:: 05/04/2025

SUBTOTAL 15%	28.90
SUBTOTAL NO OBJETO DE IVA	0.00
SUBTOTAL EXENTO DE IVA	0.00
SUBTOTAL SIN IMPUESTOS	28.90
TOTAL DESCUENTO	0.00
ICE	0.00
IVA 15%	4.34
IRBPNR	0.00
PROPINA	0.00
VALOR TOTAL	33.24

VALOR TOTAL SIN SUBSIDIO 33.23
 AHORRO POR SUBSIDIO: 0.00
 (Incluye IVA cuando corresponda)

Forma de pago	Valor
01 - SIN UTILIZACION DEL SISTEMA FINANCIERO	33.24

ANEXO B: MANUAL DE OPERACIÓN



Universidad San Francisco de Quito

Manual de Operación y Mantenimiento Carrocería Formula SAE

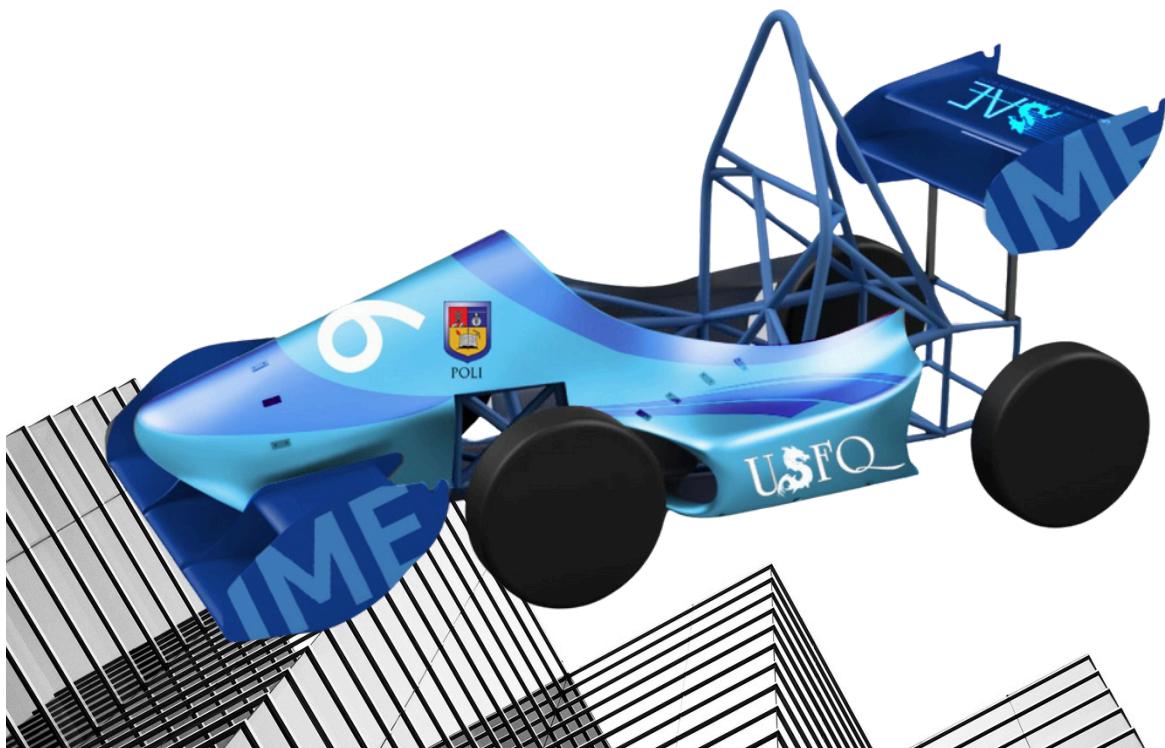


Tabla de contenidos

- 01** Descripción general
- 02** Características clave de operación
- 03** Dibujo de ensamble
- 04** Pasos para montaje
- 05** Transporte y almacenamiento
- 06** Información de seguridad
- 07** Recomendaciones de Mantenimiento

Descripción General



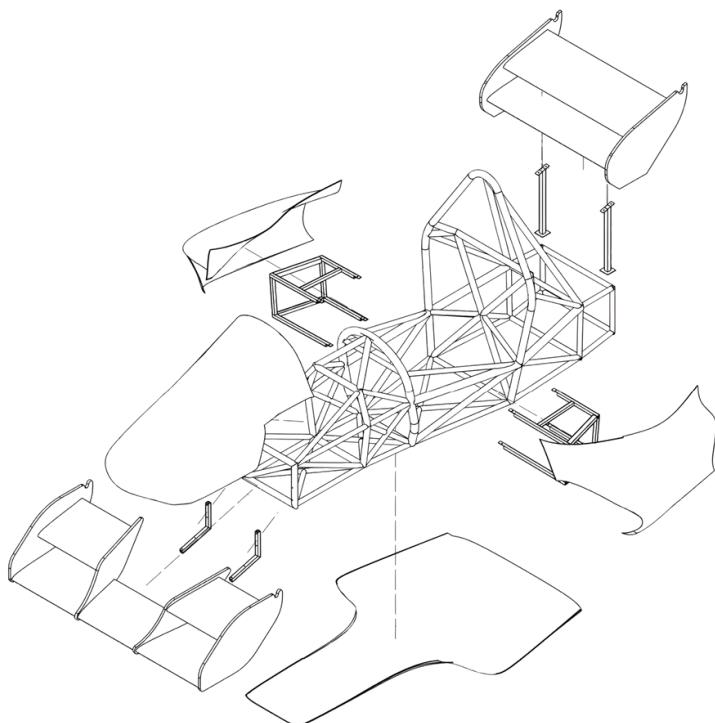
La **carrocería** desarrollada para el monoplaza **Formula SAE** es un sistema modular que cumple funciones estructurales, aerodinámicas y operativas. Ha sido diseñada para acoplarse perfectamente al chasis tubular y **facilitar tanto su desempeño en pista como el mantenimiento rápido y seguro durante competencias.**



Características principales:

- Fabricada en fibra de vidrio por moldeo con resina.
- Componentes desmontables para inspección y transporte.
- Mejora aerodinámica mediante simulaciones CFD.
- Compatible con el chasis tubular desarrollado previamente.

Características Clave de Operación



Peso optimizado: El uso de fibra de vidrio y diseño eficiente permite mantener el peso bajo sin sacrificar rigidez.

Aerodinámica optimizada: Cada componente fue diseñado y simulado para generar carga aerodinámica eficiente.

Compatibilidad estructural: Las zonas de contacto han sido reforzadas para soportar cargas dinámicas sin afectar la integridad del chasis.

Modularidad y acceso: Todas las partes pueden desmontarse en minutos para acceder a los sistemas internos durante inspecciones o ajustes.

Facilidad de montaje: Las piezas están codificadas y diseñadas para ensamblarse con rapidez, minimizando errores.

Robustez: Partes como los pontones están reforzadas para soportar cargas altas, lo equivalente al peso de un piloto apoyado sobre ellos.



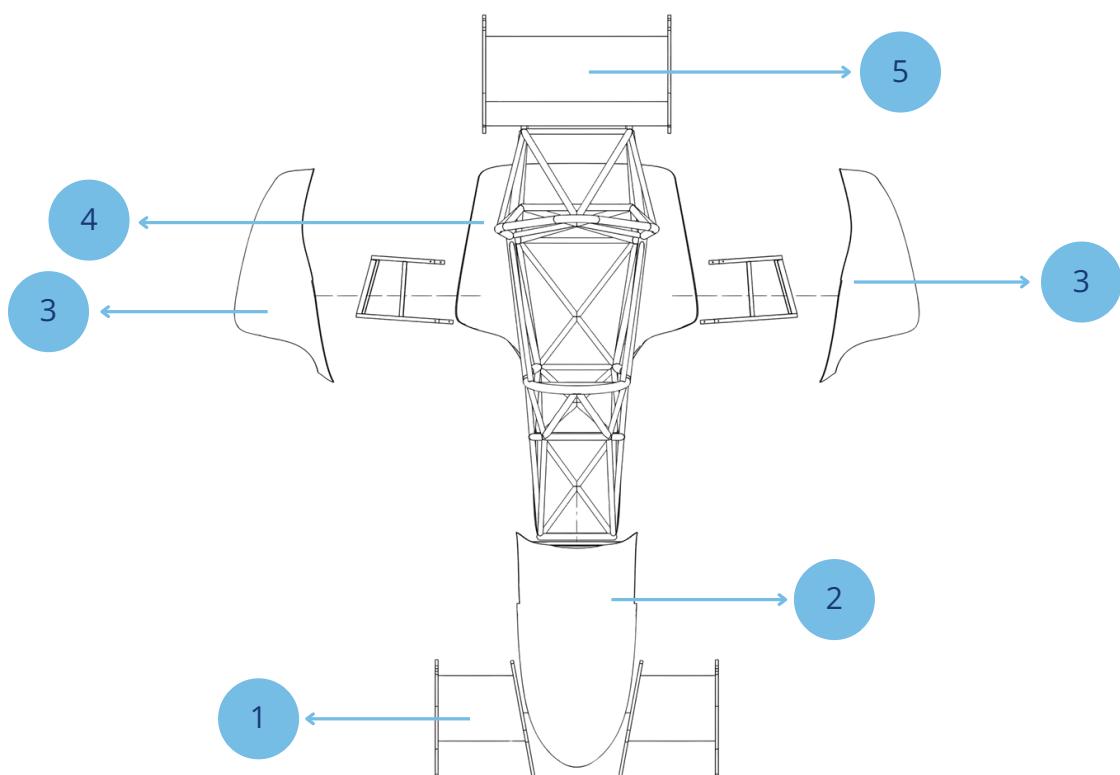
Ensamble General

Componentes

1. Alerón Delantero
2. Cono de Nariz
3. Pontones Laterales
4. Piso
5. Alerón Trasero

Sujección

- Pernos
- Tornillos Autoperforantes
- Placas y Arandelas

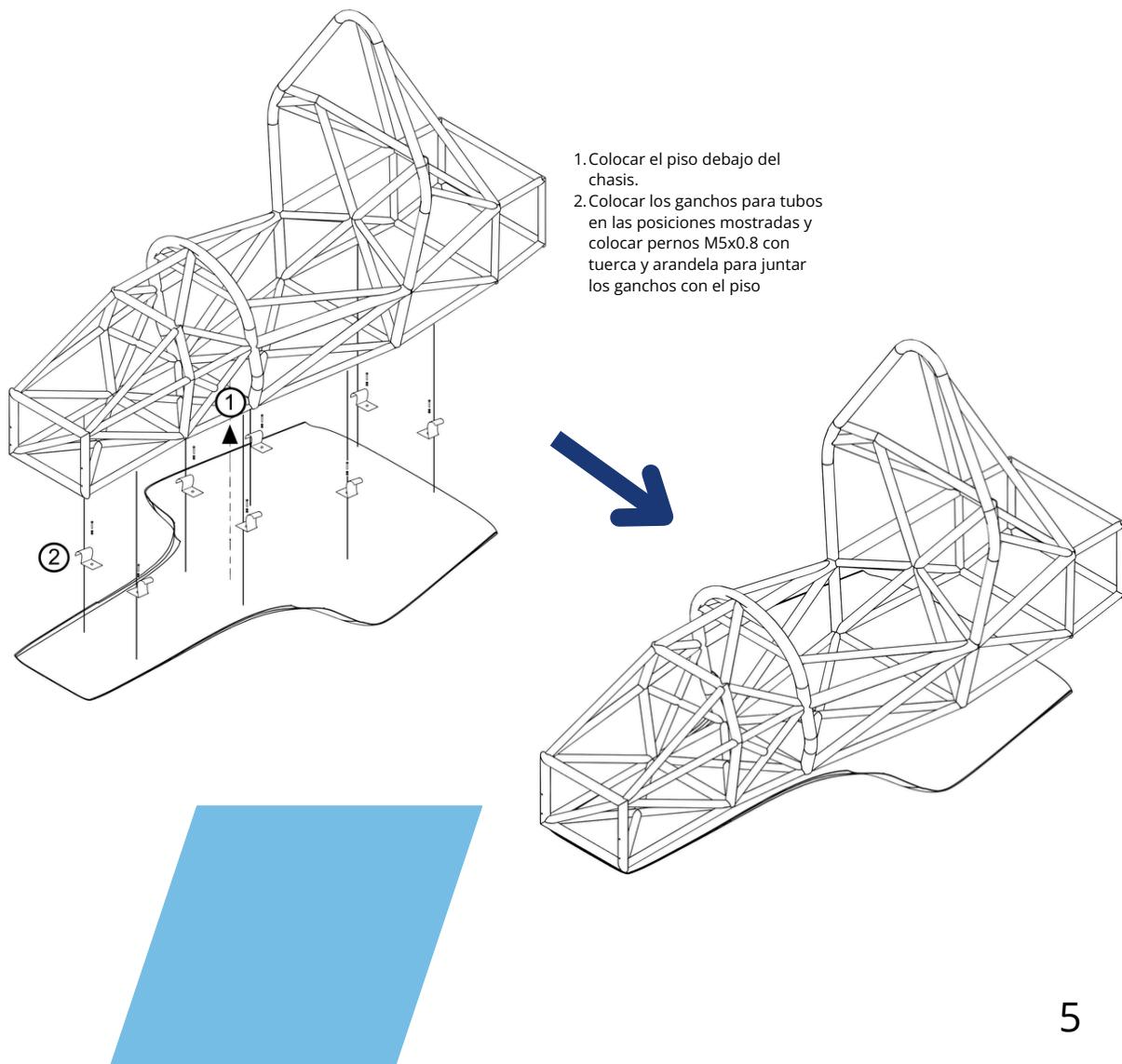


Pasos para montaje

Para asegurar una instalación rápida y segura, se recomienda seguir este orden:

1. Instalación del piso:

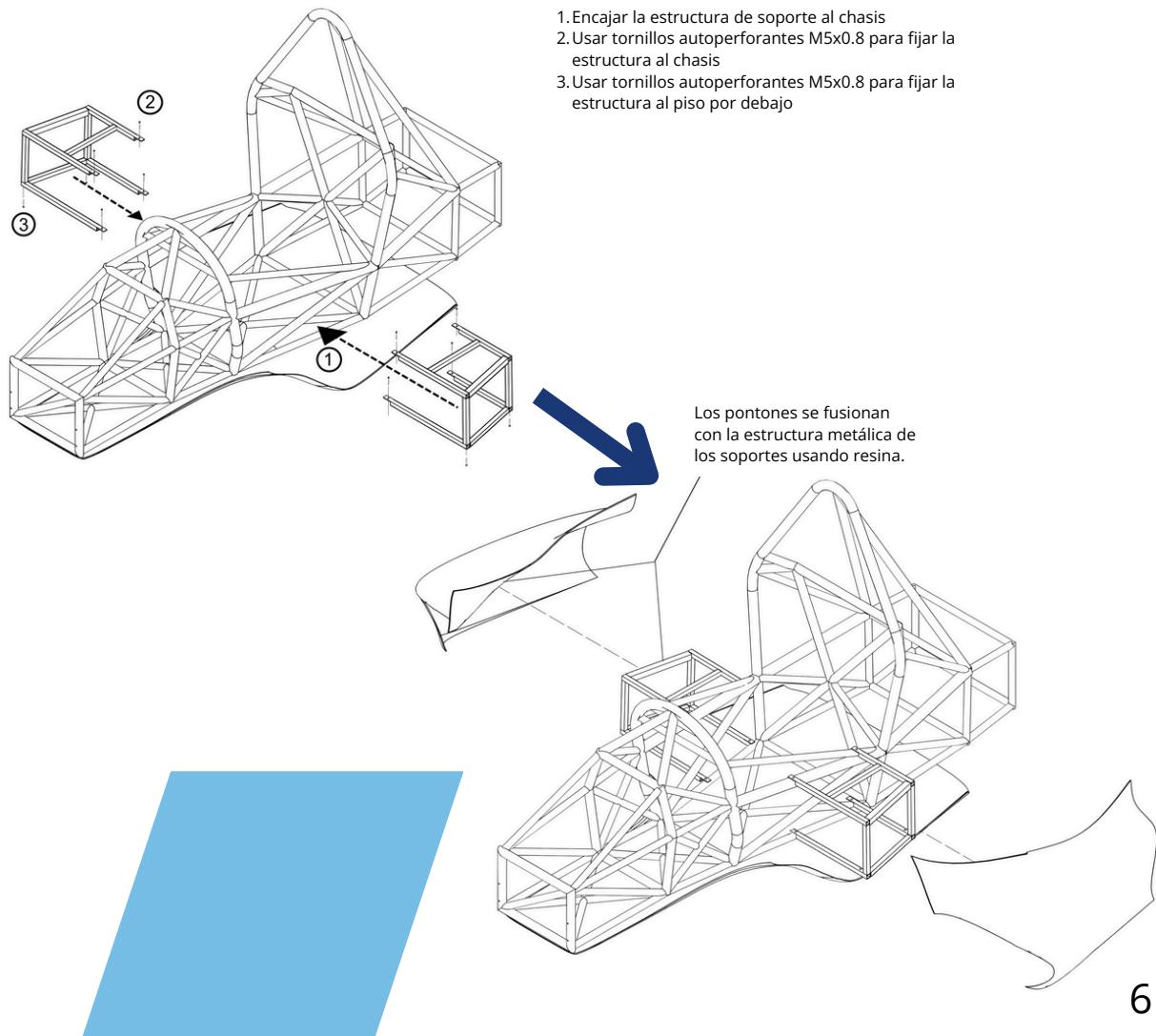
Alinear con el chasis y fijar con agarraderas metálicas y pernos.



Pasos para montaje

2. Montaje de los pontones laterales:

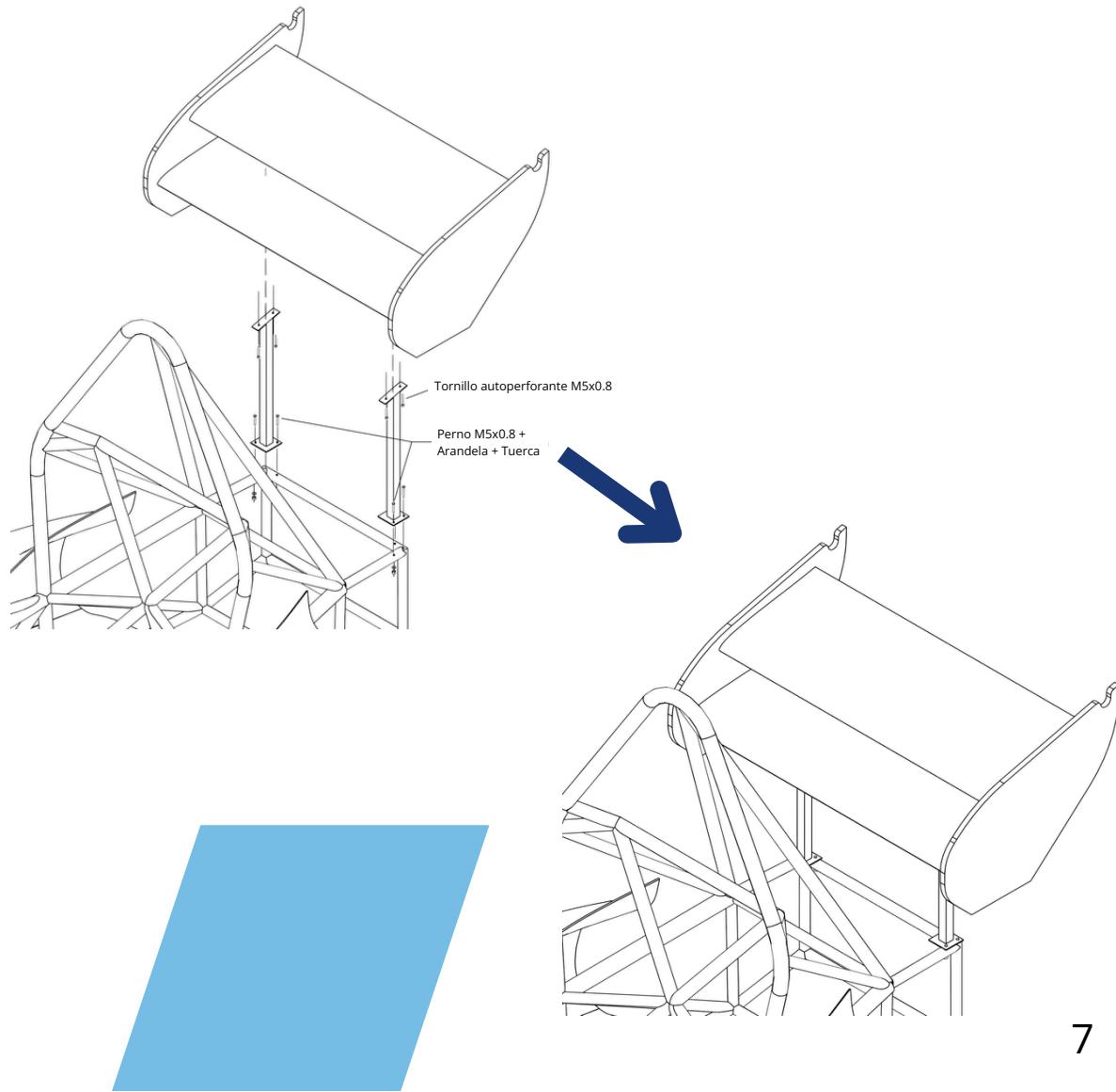
Se fijan al piso mediante pernos. Deben quedar simétricos y sin interferencias.



Pasos para montaje

3. Ensamblaje del alerón trasero:

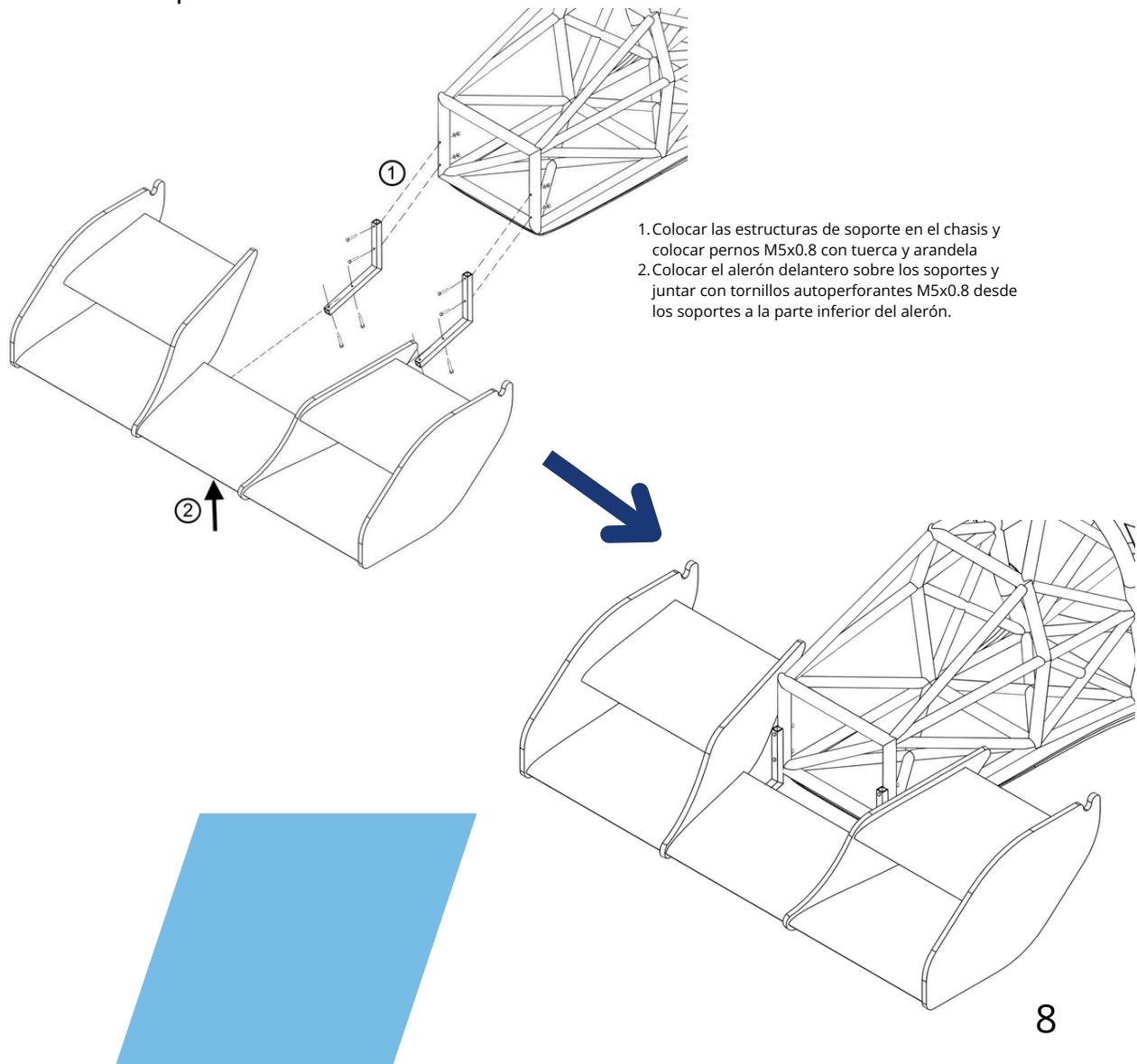
Fijado mediante tubos cuadrados a placas soldadas al chasis. Se usan pernos y tornillos autoperforantes.



Pasos para montaje

4. Montaje del alerón delantero:

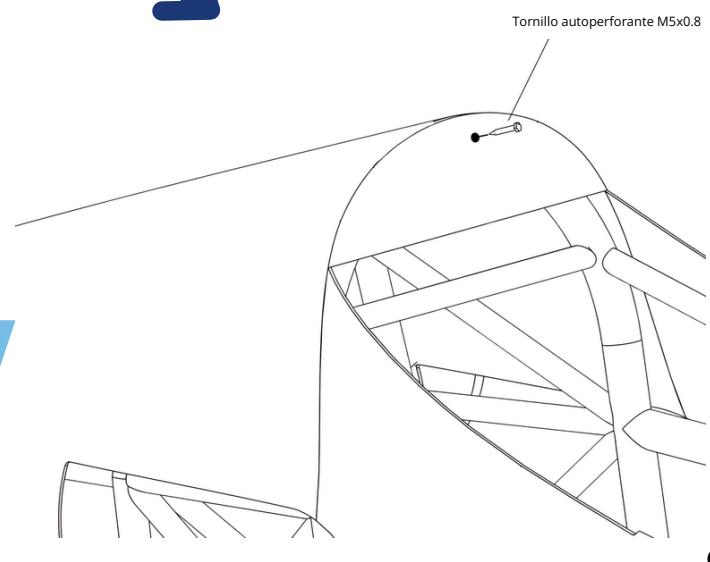
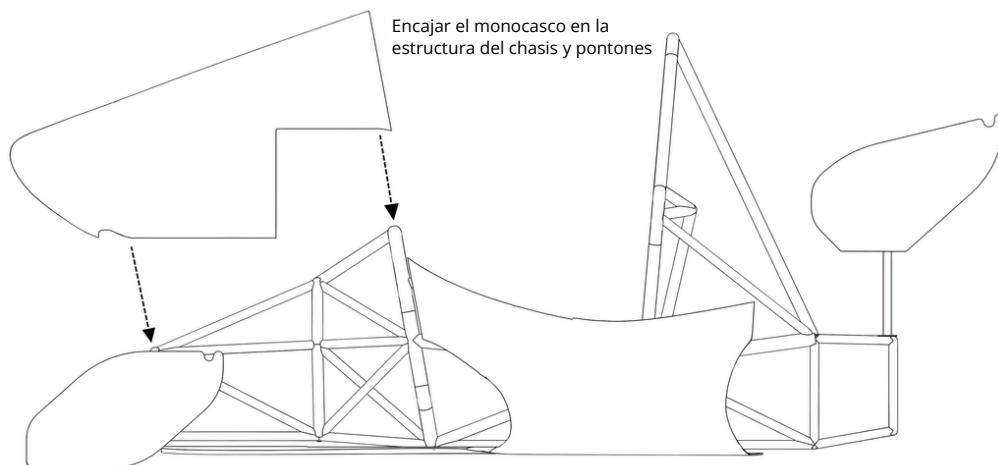
Sujetado a una estructura tubular con pernos y autoperforantes.



Pasos para montaje

5. Montaje del cono de nariz:

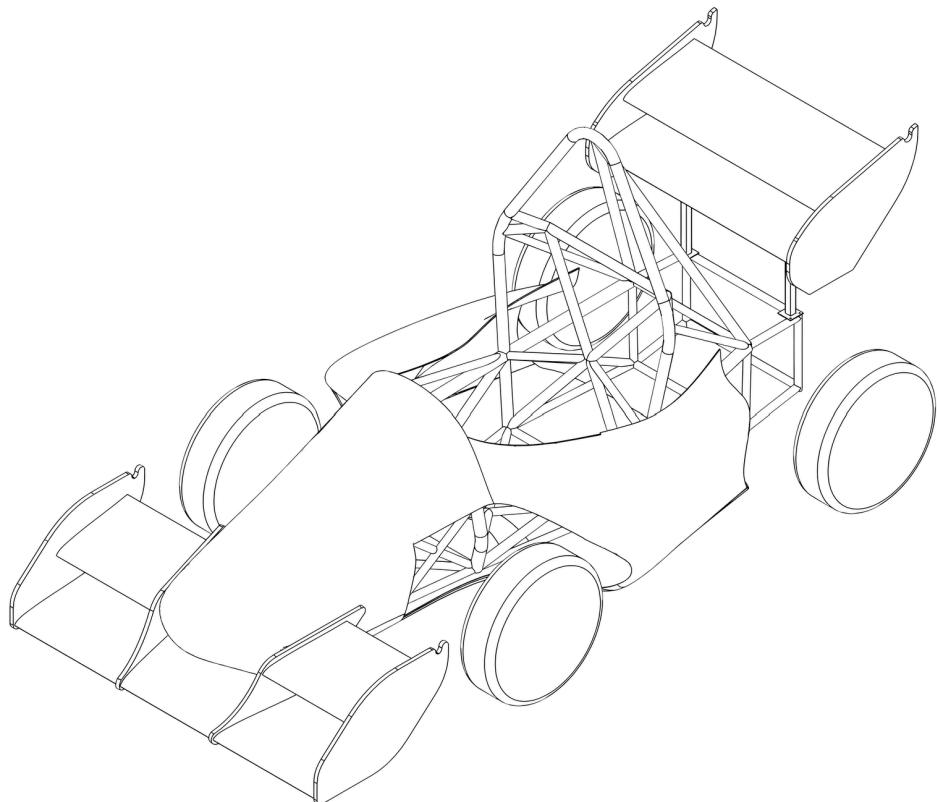
Fijado al chasis mediante pernos



Pasos para montaje

6. Verificación final

Revisa que todo esté alineado y ajustado, y cuida el vinilo decorativo.



Transporte y almacenamiento



Siempre apoyarse de la estructura del chasis para manipulación y movilización del vehículo, NUNCA de estructuras de soporte o componentes no metálicos.

Transporte

- Se usa grúa.
- Se desmonta la mayor parte de la carrocería y se lleva por separado.
- Se sujetan los ganchos el chasis tubular en su parte frontal y trasera
- Se asegura con correas y se cubre con lona transpirable.



Transporte y almacenamiento

Almacenamiento

- Se guarda en lugar seco, ventilado y sin sol directo.
- Se recomienda elevar el piso y alerones del suelo.
- No se apilan componentes.
- Se revisa vinilo y estructura cada dos meses.



Transporte y almacenamiento

Cuidado del Vinilo

El vinilo que recubre la carrocería le da identidad visual y protección básica, pero requiere los siguientes cuidados:

- No lo expongas al sol más de lo necesario.
- Límpialo con paños de microfibra y productos neutros.
- Si se forman burbujas, aplica calor suave y alisa con espátula de vinilado.
- Si se requiere incorporar logotipos extra de patrocinadores hacerlos en vinilo brillante imprimible.



Información de Seguridad

Durante el Montaje:

- Usa guantes anticorte y protección ocular.
- Trabaja en superficie plana y estable.
- No te apoyes sobre alerones ni pontones.



Después de Correr:

- Espera que se enfríe antes de desmontar.
- Revisa signos de desgaste estructural.
- Cubre las piezas para transporte.

Durante la Operación:

- Verifica fijaciones antes de salir a pista.
- Revisa si hay fisuras o burbujas en el vinilo.
- No operes el vehículo con uniones flojas.



Calendario de Mantenimiento

Frecuencia	Actividad de Mantenimiento
Antes de cada evento o competencia	Inspección visual completa de la carrocería
	Verificación del ajuste de pernos, tornillos autoperforantes y sujetadores
	Revisión de burbujas o levantamiento del vinilo, especialmente en bordes y zonas de impacto
	Limpieza superficial con paño de microfibra y solución no abrasiva
Después de cada evento	Limpieza profunda de todos los paneles expuestos
	Desmontaje parcial si es necesario para revisión estructural
	Verificación de posibles fisuras, delaminación o puntos débiles en los alerones y pontones
	Comprobación de torque en todas las fijaciones principales
Cada 3 eventos	Repaso completo de los puntos de unión entre chasis y carrocería
	Reemplazo de tornillos autoperforantes si presentan desgaste o juego
	Evaluación del estado del vinilo: considerar su renovación parcial o completa si hay decoloración o daño.
	Inspección estructural detallada del sistema de soporte del alerón trasero y pontones
Durante almacenamiento prolongado	Verificación del estado general de los componentes desmontados
	Control de humedad en el área de almacenamiento
	Comprobación de que las cubiertas protectoras no generen condensación
	Revisar si el vinilo mantiene su adherencia y color

Recomendaciones de Mantenimiento



- **Limpieza:** Usar microfibra y productos suaves.
- **Vinilo:** Proteger del sol, alisar burbujas con calor suave.
- **Sujetadores:** Revisar torque (8-10 Nm), reemplazar si hay juego o corrosión.
- **Componentes desmontados:** Almacenar sobre superficies acolchadas, sin contacto directo entre sí.
- **Estructura:** Revisar delaminaciones, fisuras o zonas blandas. Reparar con resina epóxica.
- **Almacenamiento prolongado:** Mantener seco, sin UV. Desmontar y guardar partes delicadas por separado.

ANEXO C: HOJAS DE PROCESOS

↓



HOJA DE PROCESOS

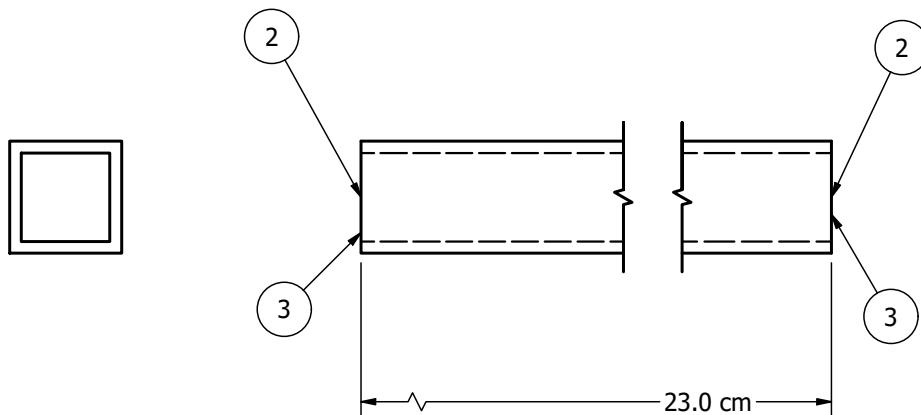
Hoja N°: 1 **Escala:** 1:1
Fecha: 06/04/2025
Tamaño en Bruto: MET 3/4"
Cantidad de Piezas: 2

Material: Acero ASTM A36

Código de pieza: SVP001

Conjunto: Carrocería Formula SAE

Pieza: Soporte vertical pontón



→

←

Operación	Descripción	Herramienta	Parámetros	Tiempo de Máquina	Tiempo Mano de Obra
1	Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte	Cinta métrica, flexómetro y calibrador	Medidas de 230,0 mm; tolerancias especificadas	0 min	3 min
2	Corte: Corte recto del tubo cuadrado a 90°	Tronzadora o amoladora	Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V	10 min	0 min
3	Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.	Soldadora SMAW	Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm	15 min	0 min
4	Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.	Amoladora	Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm	0 min	4 min
5					
6					
Tiempos Totales				25 min	7 min
Tiempo Total de Manufactura				32 min	

↑

Figura 14.1: ANEXO C: Hoja de proceso del soporte vertical en el pontón

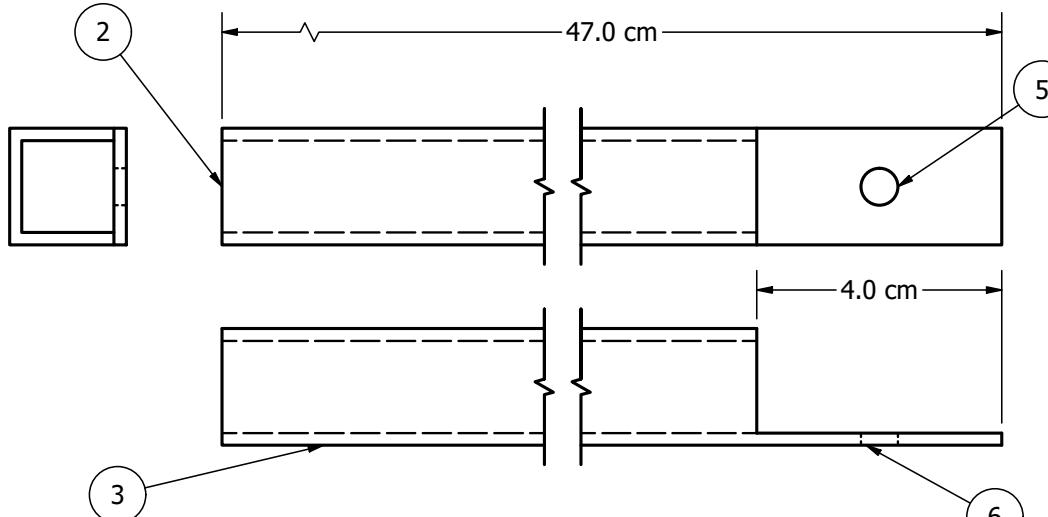
 <p>HOJA DE PROCESOS</p>	<div style="text-align: right; margin-bottom: 5px;"> Hoja N°: 2 Escala: 1:1 Fecha: 06/04/2025 Tamaño en Bruto: MET 3/4" Cantidad de Piezas: 1 </div> <p>Material: Acero ASTM A36</p> <p>Código de pieza: SHP002</p> <p>Conjunto: Carrocería Formula SAE</p> <p>Pieza: Soporte inferior anclado izquierdo pontón</p>																																																							
																																																								
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: center; padding: 5px;">Operación</th> <th style="text-align: center; padding: 5px;">Descripción</th> <th style="text-align: center; padding: 5px;">Herramienta</th> <th style="text-align: center; padding: 5px;">Parámetros</th> <th style="text-align: center; padding: 5px;">Tiempo de Máquina</th> <th style="text-align: center; padding: 5px;">Tiempo Mano de Obra</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;">1</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Cinta métrica, flexómetro y calibrador</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Medidas de 470,0 mm; tolerancias especificadas</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">0 min</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">3 min</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;">2</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Corte: Corte izquierdo a 90° y derecho tipo platina</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Tronzadora o amoladora</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">10 min</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">0 min</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;">3</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Soldadora SMAW</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">15 min</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">0 min</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;">4</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Amoladora</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">0 min</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">4 min</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;">5</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Perforación: Realizar agujero para colocación de perno.</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Taladro</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Broca HSS macho M5 1000 rpm</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">0 min</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">2 min</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;">6</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Doblado: Doblar el tubo a los ángulos requeridos para lograr la conformación final.</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Dobladora de tubos</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Radios de curvatura de 13 mm</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">0 min</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">2 min</td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: right; padding: 5px;">Tiempos Totales</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">25 min</td> <td style="text-align: center; padding: 5px;">11 min</td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: right; padding: 5px;">Tiempo Total de Manufactura</td> <td colspan="2" style="text-align: center; padding: 5px;">36 min</td> </tr> </tbody> </table>		Operación	Descripción	Herramienta	Parámetros	Tiempo de Máquina	Tiempo Mano de Obra	1	Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte	Cinta métrica, flexómetro y calibrador	Medidas de 470,0 mm; tolerancias especificadas	0 min	3 min	2	Corte: Corte izquierdo a 90° y derecho tipo platina	Tronzadora o amoladora	Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V	10 min	0 min	3	Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.	Soldadora SMAW	Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm	15 min	0 min	4	Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.	Amoladora	Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm	0 min	4 min	5	Perforación: Realizar agujero para colocación de perno.	Taladro	Broca HSS macho M5 1000 rpm	0 min	2 min	6	Doblado: Doblar el tubo a los ángulos requeridos para lograr la conformación final.	Dobladora de tubos	Radios de curvatura de 13 mm	0 min	2 min	Tiempos Totales				25 min	11 min	Tiempo Total de Manufactura				36 min	
	Operación	Descripción	Herramienta	Parámetros	Tiempo de Máquina	Tiempo Mano de Obra																																																		
	1	Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte	Cinta métrica, flexómetro y calibrador	Medidas de 470,0 mm; tolerancias especificadas	0 min	3 min																																																		
	2	Corte: Corte izquierdo a 90° y derecho tipo platina	Tronzadora o amoladora	Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V	10 min	0 min																																																		
	3	Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.	Soldadora SMAW	Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm	15 min	0 min																																																		
4	Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.	Amoladora	Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm	0 min	4 min																																																			
5	Perforación: Realizar agujero para colocación de perno.	Taladro	Broca HSS macho M5 1000 rpm	0 min	2 min																																																			
6	Doblado: Doblar el tubo a los ángulos requeridos para lograr la conformación final.	Dobladora de tubos	Radios de curvatura de 13 mm	0 min	2 min																																																			
Tiempos Totales				25 min	11 min																																																			
Tiempo Total de Manufactura				36 min																																																				

Figura 14.2: ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 1 en el pontón

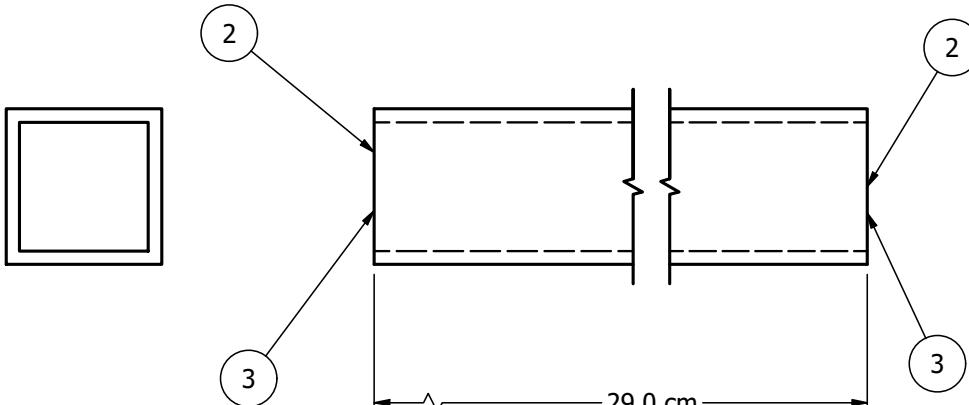
 <p>HOJA DE PROCESOS</p>	<p>↓</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 80%; text-align: center;"> Hoja N°: 3 Escala: 1:1 Fecha: 06/04/2025 Tamaño en Bruto: MET 1" Cantidad de Piezas: 1 </td> <td style="width: 10%;"></td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;"> Material: Acero ASTM A36 Código de pieza: SHP003 Conjunto: Carrocería Formula SAE Pieza: Soporte superior horizontal pontón </td> <td></td> </tr> </table>		Hoja N°: 3 Escala: 1:1 Fecha: 06/04/2025 Tamaño en Bruto: MET 1" Cantidad de Piezas: 1			Material: Acero ASTM A36 Código de pieza: SHP003 Conjunto: Carrocería Formula SAE Pieza: Soporte superior horizontal pontón																																																	
	Hoja N°: 3 Escala: 1:1 Fecha: 06/04/2025 Tamaño en Bruto: MET 1" Cantidad de Piezas: 1																																																						
	Material: Acero ASTM A36 Código de pieza: SHP003 Conjunto: Carrocería Formula SAE Pieza: Soporte superior horizontal pontón																																																						
																																																							
<p>→</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 10%;">Operación</th> <th style="width: 30%;">Descripción</th> <th style="width: 20%;">Herramienta</th> <th style="width: 25%;">Parámetros</th> <th style="width: 10%;">Tiempo de Máquina</th> <th style="width: 15%;">Tiempo Mano de Obra</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte</td> <td>Cinta métrica, flexómetro y calibrador</td> <td>Medidas de 290,0 mm; tolerancias especificadas</td> <td>0 min</td> <td>3 min</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Corte: Corte de 90° a ambos lados</td> <td>Tronzadora o amoladora</td> <td>Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V</td> <td>10 min</td> <td>0 min</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.</td> <td>Soldadora SMAW</td> <td>Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm</td> <td>10 min</td> <td>0 min</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.</td> <td>Amoladora</td> <td>Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm</td> <td>0 min</td> <td>4 min</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>6</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: right;">Tiempos Totales</td> <td style="text-align: center;">20 min</td> <td style="text-align: center;">7 min</td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: right;">Tiempo Total de Manufactura</td> <td colspan="2" style="text-align: center;">27 min</td> </tr> </tbody> </table> <p>→</p>		Operación	Descripción	Herramienta	Parámetros	Tiempo de Máquina	Tiempo Mano de Obra	1	Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte	Cinta métrica, flexómetro y calibrador	Medidas de 290,0 mm; tolerancias especificadas	0 min	3 min	2	Corte: Corte de 90° a ambos lados	Tronzadora o amoladora	Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V	10 min	0 min	3	Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.	Soldadora SMAW	Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm	10 min	0 min	4	Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.	Amoladora	Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm	0 min	4 min	5						6						Tiempos Totales				20 min	7 min	Tiempo Total de Manufactura				27 min	
Operación	Descripción	Herramienta	Parámetros	Tiempo de Máquina	Tiempo Mano de Obra																																																		
1	Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte	Cinta métrica, flexómetro y calibrador	Medidas de 290,0 mm; tolerancias especificadas	0 min	3 min																																																		
2	Corte: Corte de 90° a ambos lados	Tronzadora o amoladora	Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V	10 min	0 min																																																		
3	Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.	Soldadora SMAW	Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm	10 min	0 min																																																		
4	Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.	Amoladora	Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm	0 min	4 min																																																		
5																																																							
6																																																							
Tiempos Totales				20 min	7 min																																																		
Tiempo Total de Manufactura				27 min																																																			

Figura 14.3: ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 2 en el pontón



HOJA DE PROCESOS

Material: Acero ASTM A36

Código de pieza: SHP001

Conjunto: Carrocería Formula SAE

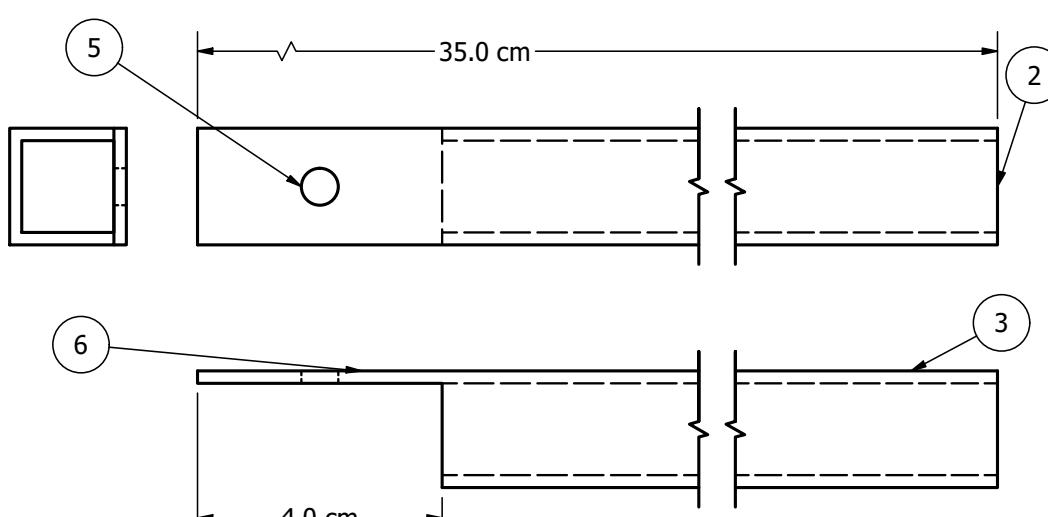
Pieza: Soporte inferior anclado derecho pontón

Hoja N°: 4 **Escala:** 1:1

Fecha: 06/04/2025

Tamaño en Bruto: MET 3/4"

Cantidad de Piezas: 1



Operación	Descripción	Herramienta	Parámetros	Tiempo de Máquina	Tiempo Mano de Obra
1	Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte	Cinta métrica, flexómetro y calibrador	Medidas de 350 mm; tolerancias especificadas	0 min	3 min
2	Corte: Corte derecho a 90° e izquierdo tipo platina	Tronzadora o amoladora	Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V	10 min	0 min
3	Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.	Soldadora SMAW	Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm	15 min	0 min
4	Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.	Amoladora	Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm	0 min	4 min
5	Perforación: Realizar agujero para colocación de perno.	Taladro	Broca HSS macho M5 1000 rpm	0 min	2 min
6	Doblado: Doblar el tubo a los ángulos requeridos para lograr la conformación final.	Dobladora de tubos	Radios de curvatura de 13 mm	0 min	2 min
Tiempos Totales	25 min	11 min			
Tiempo Total de Manufactura	36 min				

Figura 14.4: ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 3 en el pontón



HOJA DE PROCESOS

Material: Acero ASTM A36

Código de pieza: SHP004

Conjunto: Carrocería Formula SAE

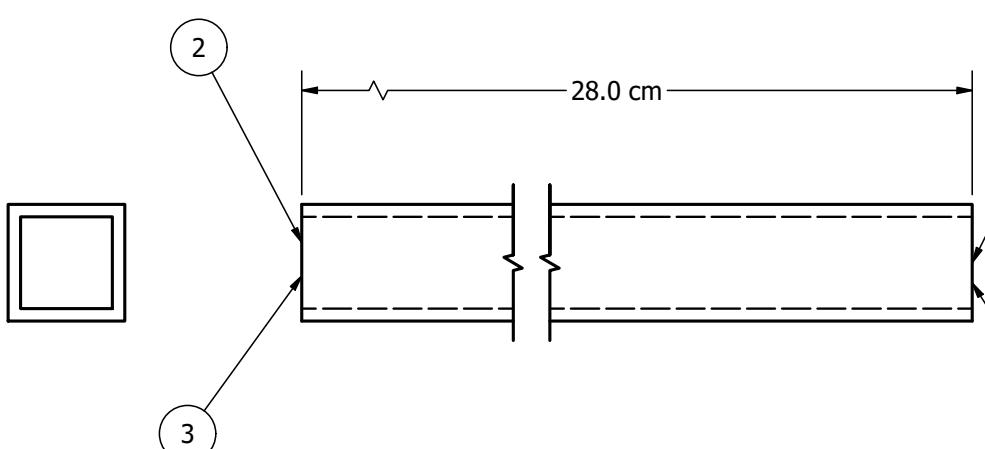
Pieza: Soporte inferior horizontal pontón

Hoja N°: 5 Escala: 1:1

Fecha: 06/04/2025

Tamaño en Bruto: MET 3/4"

Cantidad de Piezas: 2



Operación	Descripción	Herramienta	Parámetros	Tiempo de Máquina	Tiempo Mano de Obra
1	Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte	Cinta métrica, flexómetro y calibrador	Medidas de 280 mm; tolerancias especificadas	0 min	3 min
2	Corte: Corte de 90° a ambos lados	Tronzadora o amoladora	Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V	10 min	0 min
3	Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.	Soldadora SMAW	Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm	10 min	0 min
4	Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.	Amoladora	Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm	0 min	4 min
5					
6					
Tiempos Totales				20 min	7 min
Tiempo Total de Manufactura				27 min	



Figura 14.5: ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 4 en el pontón



HOJA DE PROCESOS

Hoja N°: 6 **Escala:** 1:1

Fecha: 06/04/2025

Tamaño en Bruto: MET 3/4"

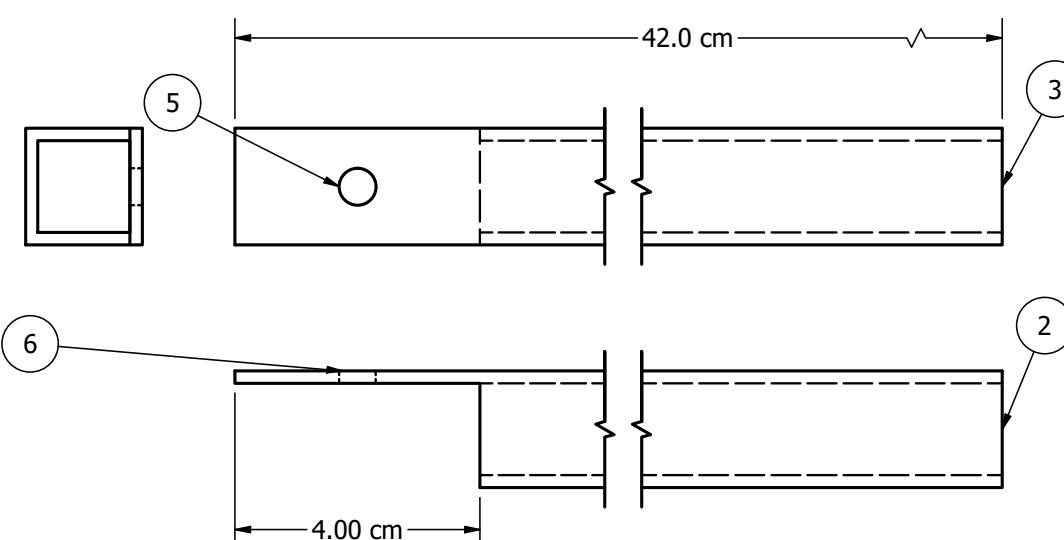
Cantidad de Piezas: 1

Material: Acero ASTM A36

Código de pieza: SHP005

Conjunto: Carrocería Formula SAE

Pieza: Soporte superior anclado izquierdo pontón



Operación	Descripción	Herramienta	Parámetros	Tiempo de Máquina	Tiempo Mano de Obra
1	Medición: Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte	Cinta métrica, flexómetro y calibrador	Medidas de 420,0 mm; tolerancias especificadas	0 min	3 min
2	Corte: Corte derecho a 90° e izquierdo tipo platina	Tronzadora o amoladora	Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V	10 min	0 min
3	Soldadura: Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final.	Soldadora SMAW	Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm	15 min	0 min
4	Desbaste: Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura.	Amoladora	Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm	0 min	4 min
5	Perforación: Realizar agujero para colocación de perno.	Taladro	Broca HSS macho M5 1000 rpm	0 min	2 min
6	Doblado: Doblar el tubo a los ángulos requeridos para lograr la conformación final.	Dobladora de tubos	Radios de curvatura de 18 mm	0 min	2 min
Tiempos Totales				25 min	11 min
Tiempo Total de Manufactura				36 min	

Figura 14.6: ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 5 en el pontón

↓



HOJA DE PROCESOS

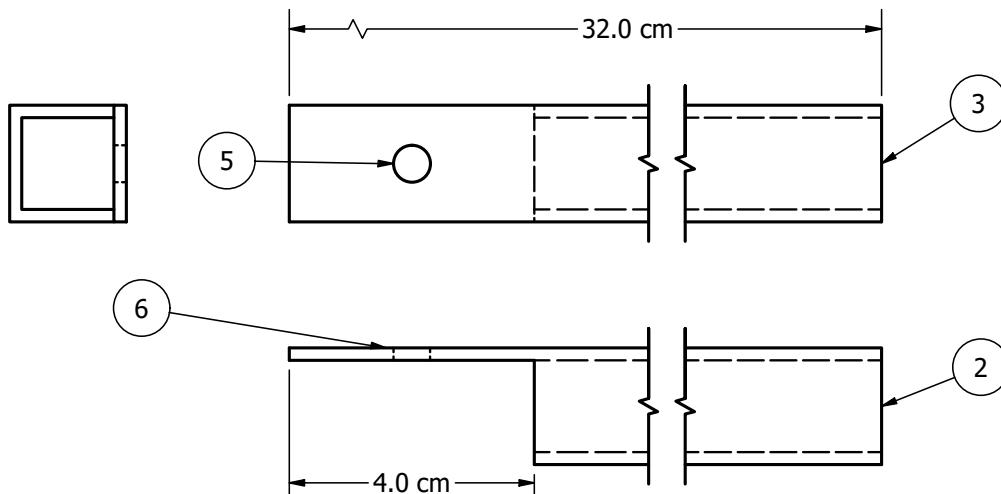
Hoja N°: 7 **Escala:** 1:1
Fecha: 06/04/2025
Tamaño en Bruto: MET 3/4"
Cantidad de Piezas: 1

Material: Acero ASTM A36

Código de pieza: SHP006

Conjunto: Carrocería Formula SAE

Pieza: Soporte superior anclado derecho pontón



→

←

Operación

Descripción

Herramienta

Parámetros

Tiempo de Máquina

Tiempo Mano de Obra

1 | **Medición:** Toma de medidas precisas para marcado de puntos de corte | Cinta métrica, flexómetro y calibrador | Medidas de 320,0 mm; tolerancias especificadas | 0 min | 3 min |

2 | **Corte:** Corte derecho a 90° e izquierdo tipo platina | Tronzadora o amoladora | Disco 14" Vel Corte 4000 rpm Potencia 120 V | 10 min | 0 min |

3 | **Soldadura:** Unión de piezas mediante soldadura para formar el conjunto final. | Soldadora SMAW | Electrodo 6011 Corriente 100A y Voltaje 24V Tamaño de garganta 3mm | 15 min | 0 min |

4 | **Desbaste:** Pulido de alimañas (rebabas) dejadas por el corte o la soldadura. | Amoladora | Disco abrasivo Disco tipo 27 5000 rpm | 0 min | 4 min |

5 | **Perforación:** Realizar agujero para colocación de perno. | Taladro | Broca HSS macho M5 1000 rpm | 0 min | 2 min |

6 | **Doblado:** Doblar el tubo a los ángulos requeridos para lograr la conformación final. | Dobladora de tubos | Radios de curvatura de 18 mm | 0 min | 2 min |

Tiempos Totales | | | | 25 min | 11 min |

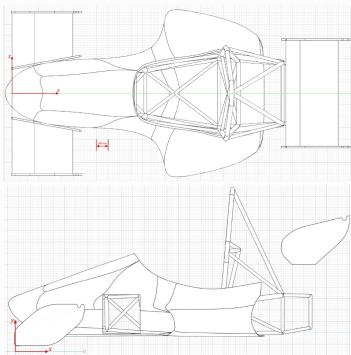
Tiempo Total de Manufactura | | | | 36 min | |

↑

Figura 14.7: ANEXO C: Hoja de proceso del soporte horizontal 6 en el pontón

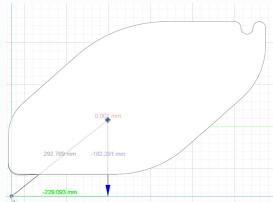
ANEXO D: CÁLCULOS MANUALES

1. Sistema de referencia y datos



2. Centro de masa (CoM)

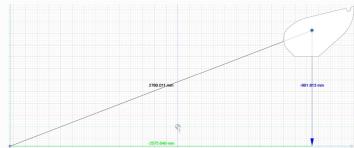
2.1. Alerón frontal



$$\text{Volumen: } 8,58 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 \rightarrow 0,00858 \text{ m}^3$$

$$\text{Masa: } \rho V = 2500 \text{ kg/m}^3 \times 0,00858 \text{ m}^3 = 21 \text{ kg}$$

2.2. Alerón trasero



$$\text{Volumen: } 5,22 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3 = 0,00522 \text{ m}^3$$

$$\text{Masa: } \rho V = 2500 \text{ kg/m}^3 \times 0,00522 \text{ m}^3 = 13,05 \text{ kg}$$

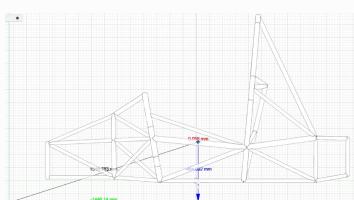
2.3. Cuerpo principal



$$\text{Volumen: } 1,514 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^3 = 0,01514 \text{ m}^3$$

$$\text{Masa: } \rho V = 2500 \text{ kg/m}^3 \times 0,01514 \text{ m}^3 = 37,85 \text{ kg}$$

2.4. Chasis



Masa: 73,5 kg (Según la tesis del chasis). Solo chasis sin mesas, ruedas, etc...

2.5. Determinación de CoM en X.

$$x_{\text{CoM}} = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i}$$

$$x_{\text{CoM}} = \frac{21 \text{ kg} \times 229,093 \text{ mm} + 13,05 \text{ kg} \times 252,769,649 \text{ mm} + 37,85 \text{ kg} \times 1175,838 \text{ mm} + 73,5 \text{ kg} \times 1446,14 \text{ mm}}{21 \text{ kg} + 13,05 \text{ kg} + 37,85 \text{ kg} + 73,5 \text{ kg}}$$

$$x_{\text{CoM}} = 1301,38 \text{ mm}$$

2.5. Determinación de CoM en y.

$$y_{\text{CoM}} = \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i}$$

$$y_{\text{CoM}} = \frac{21 \text{ kg} \times 182,291 \text{ mm} + 13,05 \text{ kg} \times 991,913 \text{ mm} + 37,85 \text{ kg} \times 389,537 \text{ mm} + 73,5 \text{ kg} \times 464,092 \text{ mm}}{21 \text{ kg} + 13,05 \text{ kg} + 37,85 \text{ kg} + 73,5 \text{ kg}}$$

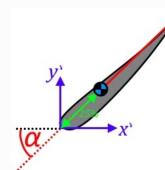
$$y_{\text{CoM}} = 438,33 \text{ mm}$$

3. Centro de fuerza de carga aerodinámica (CoD)

Para aletas. El centro de presión en un perfil alar simétrico es $\approx 25\%$ de la cuadra medida desde el borde frontal. Por su geometría el perfil e426 se puede considerar simétrico.

Todas las cuerdas miden 340 mm, por lo tanto el centro de presión de cada ala estará a 85 mm medida desde el borde frontal del ala.

Se utiliza un sistema de ref. para cada ala (x' , y'), se determina el CoD para cada una, y se suma estos valores al sis. de ref. General.



• Para las alas de $\alpha = 8,5^\circ$

$$x' = \cos(8,5^\circ) \times 85 \text{ mm} = 84,06 \text{ mm}$$

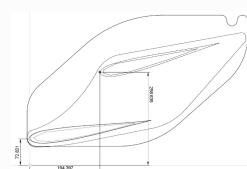
$$y' = \sin(8,5^\circ) \times 85 \text{ mm} = 12,56 \text{ mm}$$

• Para las alas de $\alpha = 13,81^\circ$

$$x' = \cos(13,81^\circ) \times 85 \text{ mm} = 82,54 \text{ mm}$$

$$y' = \sin(13,81^\circ) \times 85 \text{ mm} = 20,29 \text{ mm}$$

3.1. Alerón frontal



• CoD ala $\alpha=8,5^\circ$

$$x = 0 + 84,06 \text{ mm} = 84,06 \text{ mm}$$

$$y = 72,82 \text{ mm} + 12,56 \text{ mm} = 85,38 \text{ mm}$$

$$F = 78,61 \text{ N}$$

- CoD ala $\alpha=13,81^\circ$

$$x = 194,39 \text{ mm} + 82,54 \text{ mm} = 276,93 \text{ mm}$$

$$y = 258,64 \text{ mm} + 20,29 \text{ mm} = 278,93 \text{ mm}$$

$$F = 89,35 \text{ N}$$

3.2. Alerón trasero



- CoD ala $\alpha=8,5^\circ$

$$x = 2373,65 \text{ mm} + 89,06 \text{ mm} = 2457,71 \text{ mm}$$

$$y = 898,94 \text{ mm} + 12,56 \text{ mm} = 911,5 \text{ mm}$$

$$F = 51,69 \text{ N}$$

- CoD ala $\alpha=13,81^\circ$

$$x = 2496,45 + 82,54 \text{ mm} = 2578,99 \text{ mm}$$

$$y = 1050,19 + 20,29 \text{ mm} = 1070,48 \text{ mm}$$

$$F = 70,98 \text{ N}$$

3.3. Determinación de CoD en x.

$$x_{\text{CoD}} = \frac{\sum F_i x_i}{\sum F_i}$$

$$x_{\text{CoD}} = \frac{89,06 \text{ mm} \times 78,61 \text{ N} + 276,93 \text{ mm} \times 89,35 \text{ N} + 2457,71 \text{ mm} \times 51,69 \text{ N} + 2578,99 \text{ mm} \times 70,98 \text{ N}}{78,61 \text{ N} + 89,35 \text{ N} + 51,69 \text{ N} + 70,98 \text{ N}}$$

$$x_{\text{CoD}} = 1174,85 \text{ mm}$$

3.4. Determinación de CoD en y.

$$y_{\text{CoD}} = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i}$$

$$y_{\text{CoD}} = \frac{89,38 \text{ mm} \times 78,61 \text{ N} + 278,93 \text{ mm} \times 89,35 \text{ N} + 911,5 \text{ mm} \times 51,69 \text{ N} + 1070,48 \text{ mm} \times 70,98 \text{ N}}{78,61 \text{ N} + 89,35 \text{ N} + 51,69 \text{ N} + 70,98 \text{ N}}$$

$$y_{\text{CoD}} = 532,40 \text{ mm}$$

Figura 14.8: ANEXO D: Cálculos manuales de CoM y CoD.

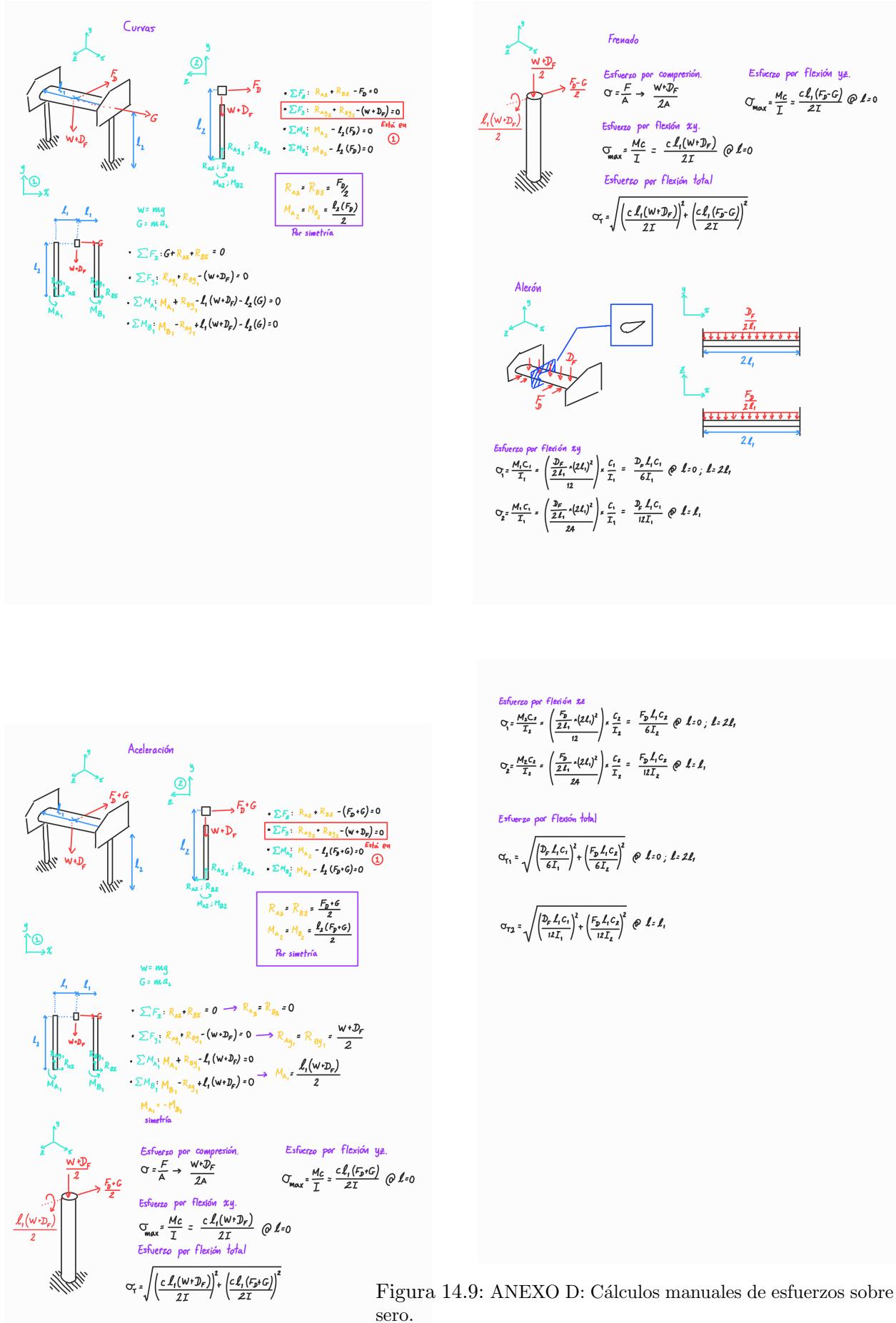
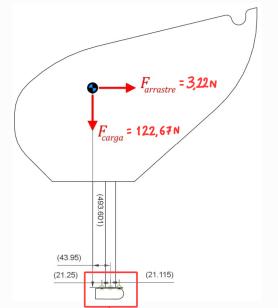
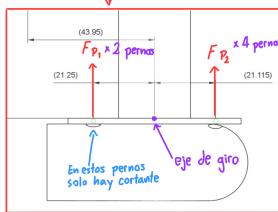


Figura 14.9: ANEXO D: Cálculos manuales de esfuerzos sobre el alerón traíero.

DCL Alerón trasero

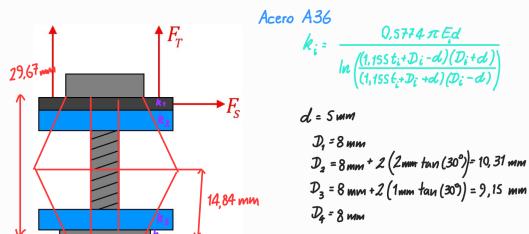


Momento respecto al eje de giro
 $F_{carga} = 122,67 N \cdot 0,04395 m = 5,39 N \cdot m$
 $F_{arrastre} = 3,22 N \cdot 0,4936 m = 1,59 N \cdot m$
Total: 3,8 N · m



Fuerza axial en pernos (Sin contar ayuda de la placa)
 $F_{P1} = \frac{\text{Momento de eje}}{\text{distancia}} = \frac{3,8 N \cdot m}{0,021115 m}$
 $F_{P2} = 179,99 N$
 F_P para cada perno = $\frac{F_{P2}}{4} = 44,99 N$

Fuerza cortante en pernos
 $F_s = \frac{F_{arrastre}}{6 \text{ pernos}} = 0,54 N$



$$k_i = \frac{0,5774 \pi E d}{\ln \left(\frac{(1,155 t_1 + D_1 - d)(D_2 + d)}{(1,155 t_2 + D_2 - d)(D_1 + d)} \right)}$$

$d = 5 \text{ mm}$
 $D_1 = 8 \text{ mm}$
 $D_2 = 8 \text{ mm} + 2(2 \text{ mm} \tan(30^\circ)) = 10,31 \text{ mm}$
 $D_3 = 8 \text{ mm} + 2(1 \text{ mm} \tan(30^\circ)) = 9,15 \text{ mm}$
 $D_4 = 8 \text{ mm}$

$t_1 = 2 \text{ mm}$
 $t_2 = 2,82 \text{ mm}$
 $t_3 = 2,82 \text{ mm}$
 $t_4 = 1 \text{ mm}$

$$\therefore k_1 = 3,659 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$k_2 = 5,191 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$k_3 = 4,029 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$k_4 = 5,969 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$S_p = 0,85 S_y = 0,85 \cdot 250 \text{ MPa} = 212,5 \text{ MPa}$
 $F_p = S_p \cdot A_t = 212,5 \text{ MPa} \cdot 14,2 \text{ mm}^2 = 3017,5 \text{ N}$
 $F_i = 0,9 \cdot F_p = 0,9 \cdot 3017,5 \text{ N} = 2715,75 \text{ N}$

$$\eta_p = \frac{S_p \cdot A_t}{C \cdot P + F_i} = 1,11$$

$$\eta_L = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{20,5 \text{ MPa} \cdot 14,2 \text{ mm}^2 - 2715,75 \text{ N}}{0,06 \cdot 4499 \text{ N}} = 111,78$$

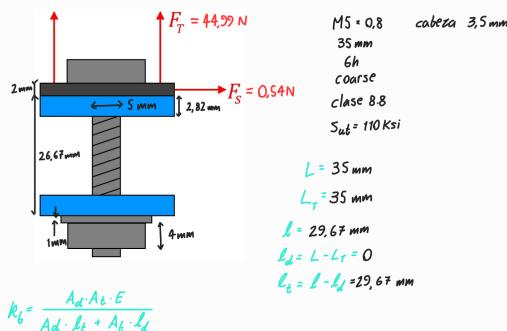
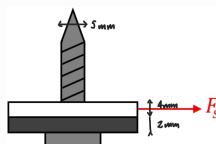
 η Para esfuerzo cortante

1) Deformado de pernos y miembros

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\frac{F_s}{L_t}} = \frac{250 \text{ MPa}}{\frac{0,54 \text{ N}}{2,82 \text{ mm} \cdot 5 \text{ mm}}} = 4629,63$$

2) Cortante en pernos

$$\eta = \frac{0,577 S_y}{\tau} = \frac{0,577 S_y}{\frac{F_s}{A_r}} = \frac{0,577 \cdot 250 \text{ MPa}}{\frac{0,54 \text{ N}}{14,2 \text{ mm}^2}} = 3793,24$$



MS + 0,8
35 mm
6h
coarse
clase 8.8
Sut = 110 Ksi

$L = 35 \text{ mm}$
 $L_t = 35 \text{ mm}$
 $\ell = 29,67 \text{ mm}$
 $\ell_d = L - L_t = 0$
 $\ell_t = \ell - \ell_d = 29,67 \text{ mm}$

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot \ell_t + A_t \cdot \ell_d}$$

$$A_d = \frac{\pi}{4} (5 \text{ mm})^2 = 19,63 \text{ mm}^2$$

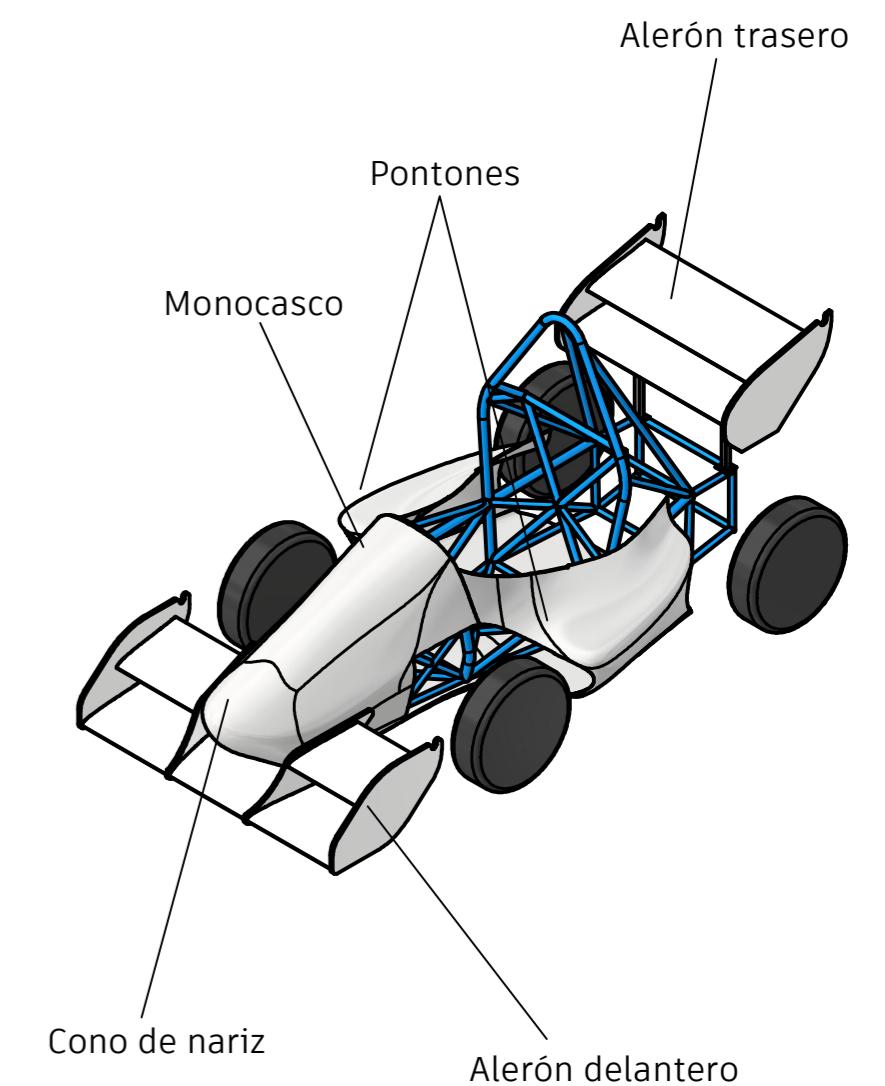
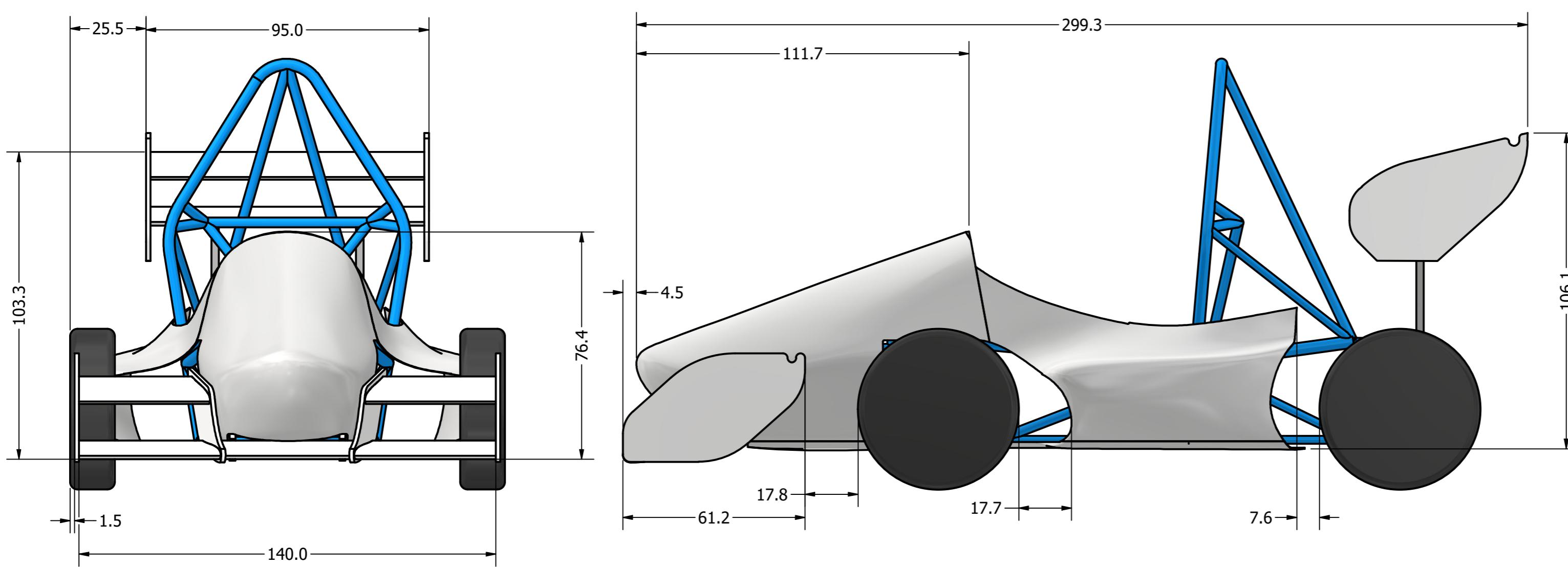
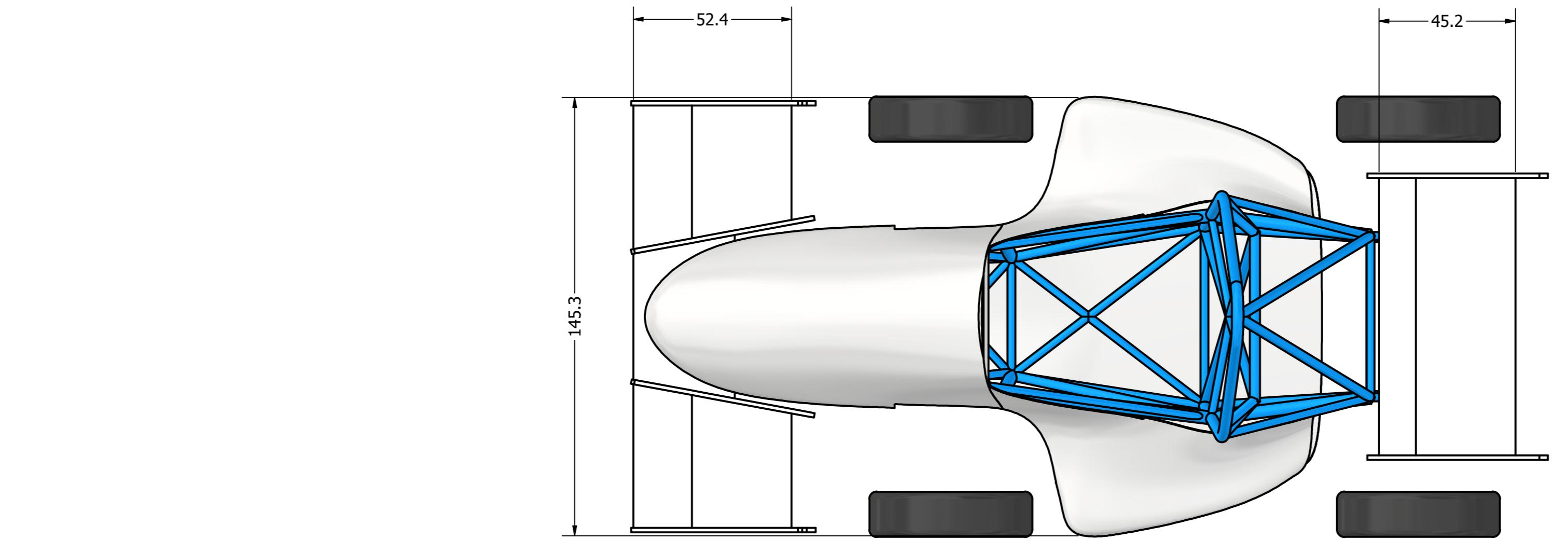
$$A_t = 14,2 \text{ mm}^2 \text{ (Tabla)}$$

$$k_b = \frac{19,63 \text{ mm}^2 \cdot 14,2 \text{ mm}^2 \cdot 207000 \text{ N/mm}^2}{19,63 \text{ mm}^2 \cdot 29,67 \text{ mm}} = 99069,77 \text{ N/mm}$$

Figura 14.10: ANEXO D: Cálculos manuales de esfuerzos sobre pernos y tornillos.

ANEXO E: PLANOS

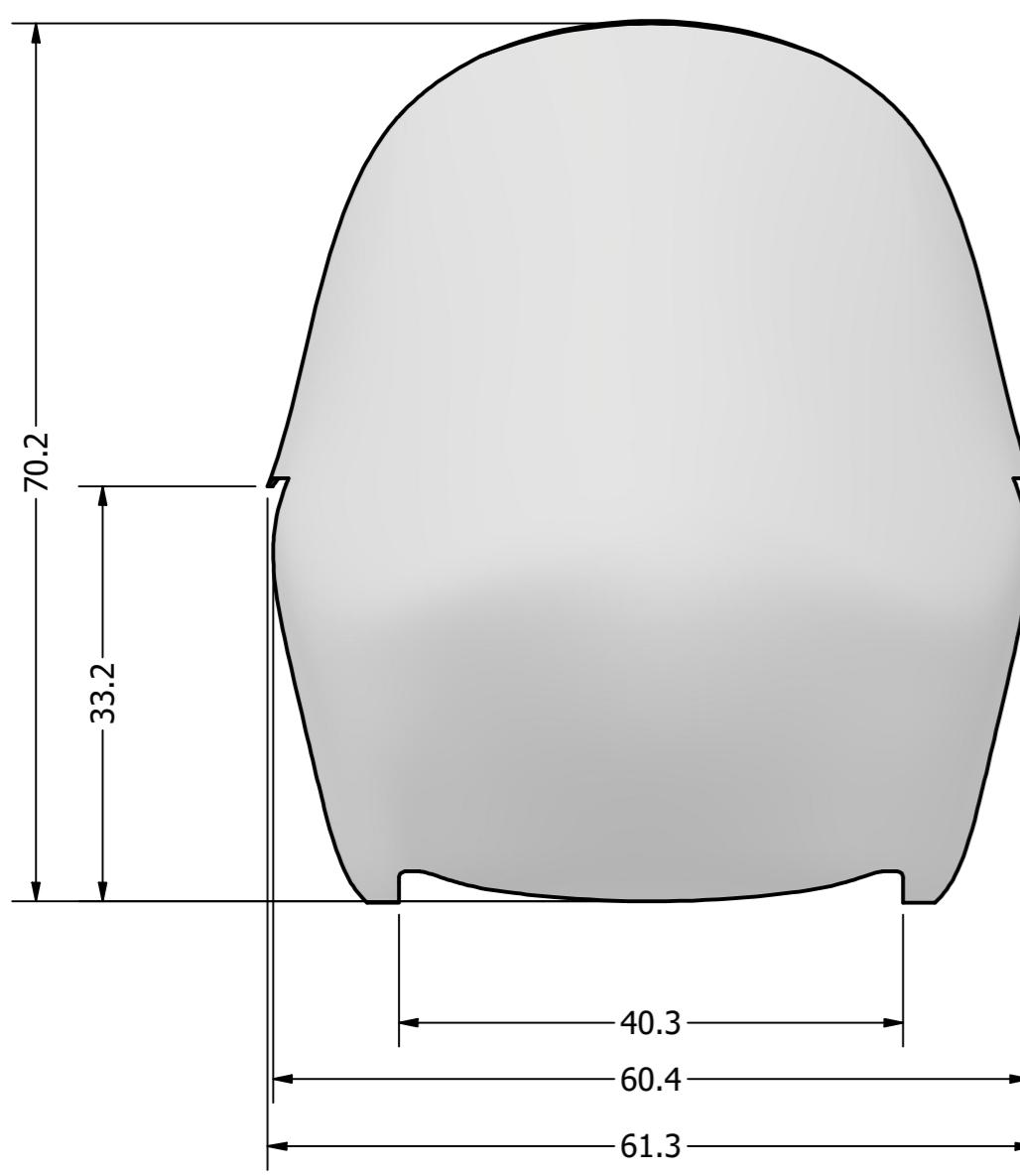
Debido al formato de hoja, los planos para el proyecto se muestran en las páginas siguientes. Todos los planos se realizaron considerando un tamaño de hoja A2.



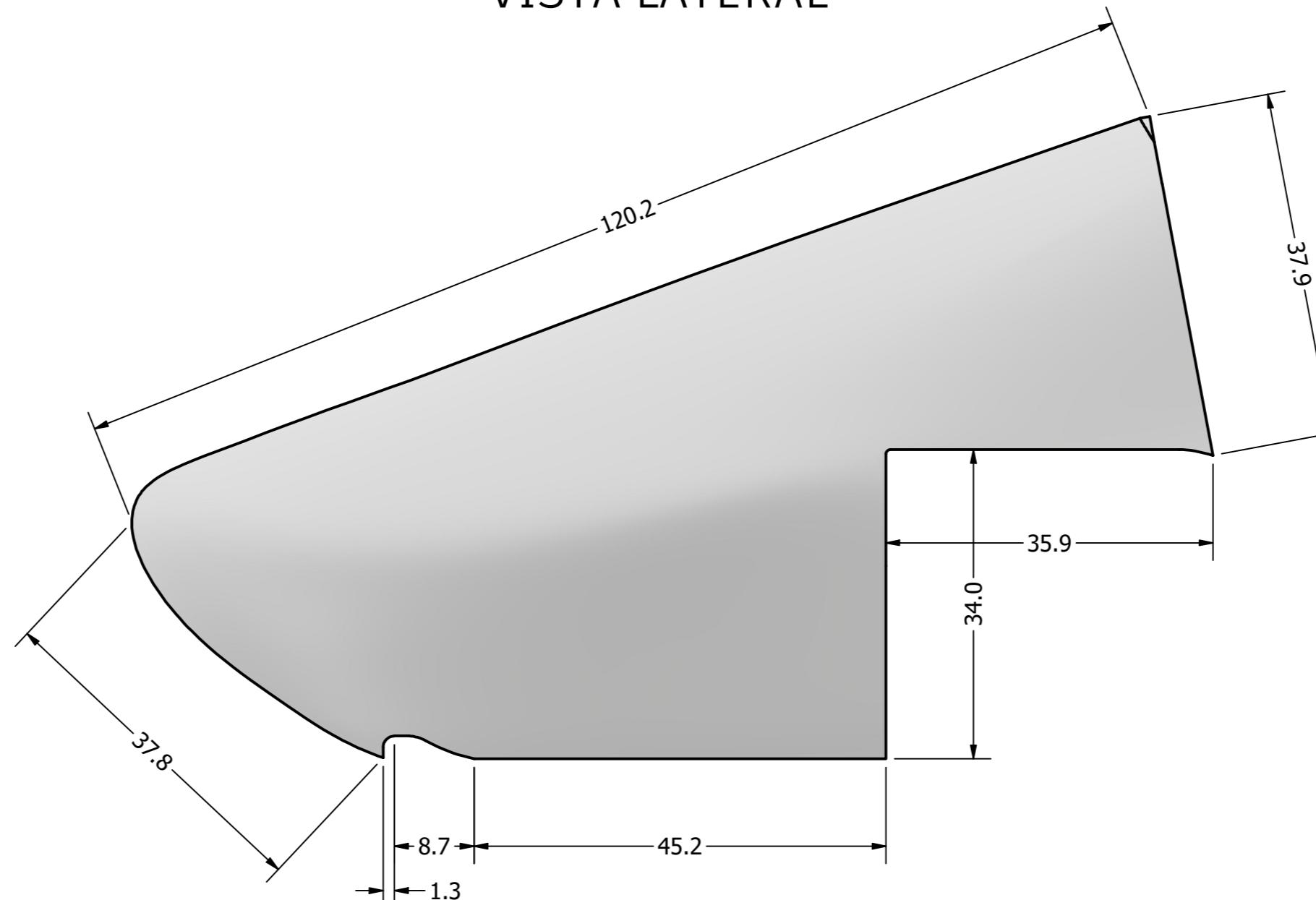
La movilización del vehículo debe ser realizada a través de la manipulación de las partes expuestas del chasis.

PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Vista general del vehículo	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
06/04/25		Harjit Singh	Variado	1 / 30
REVISADO				
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE001	

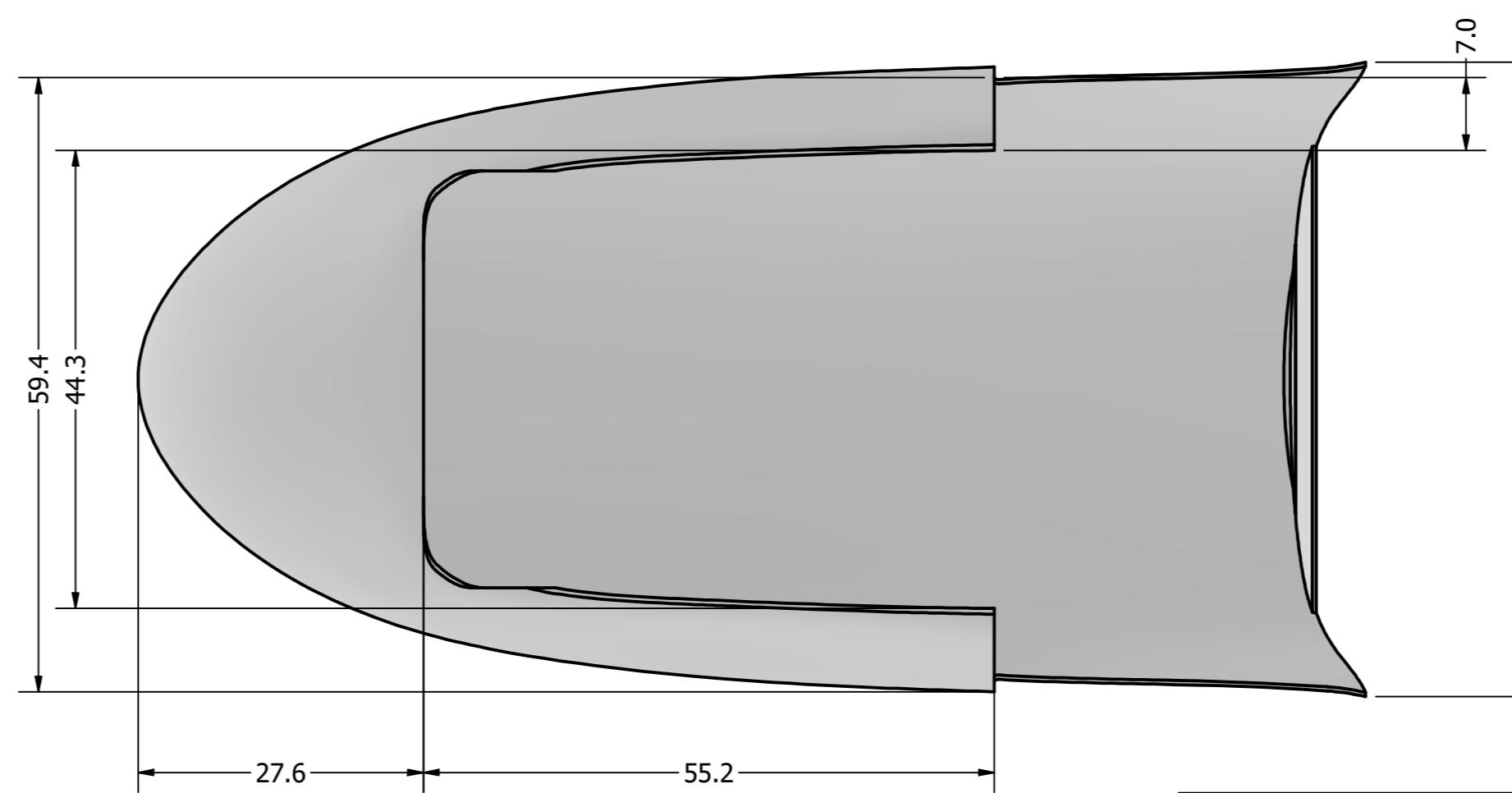
VISTA FRONTAL



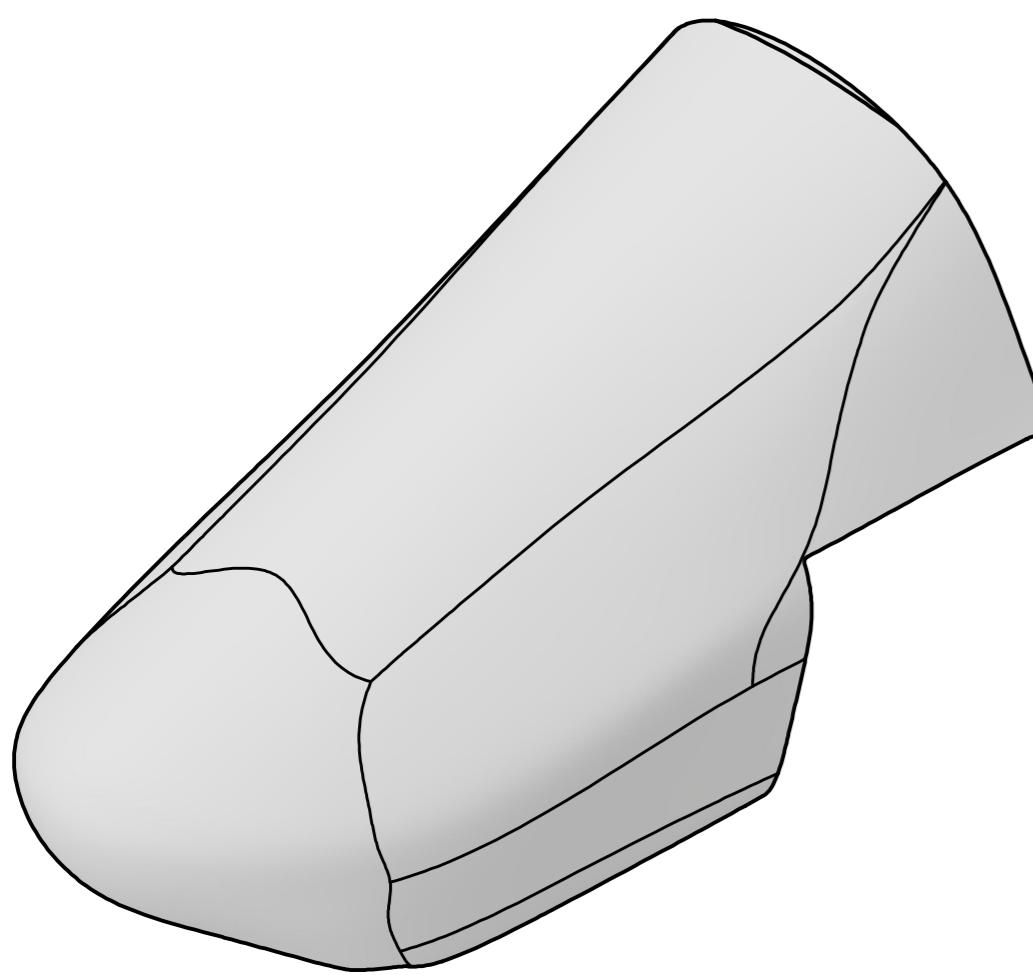
VISTA LATERAL



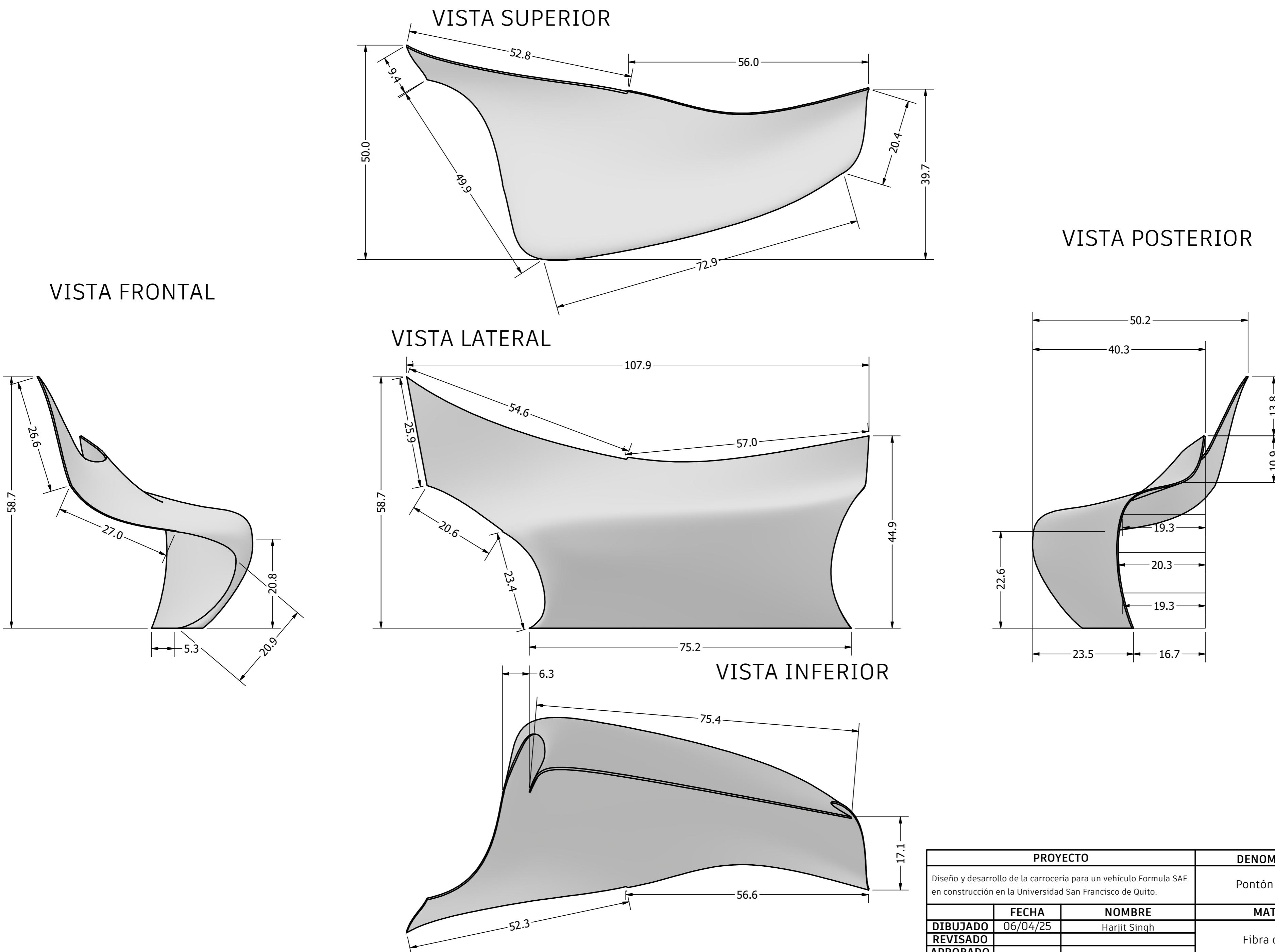
VISTA INFERIOR



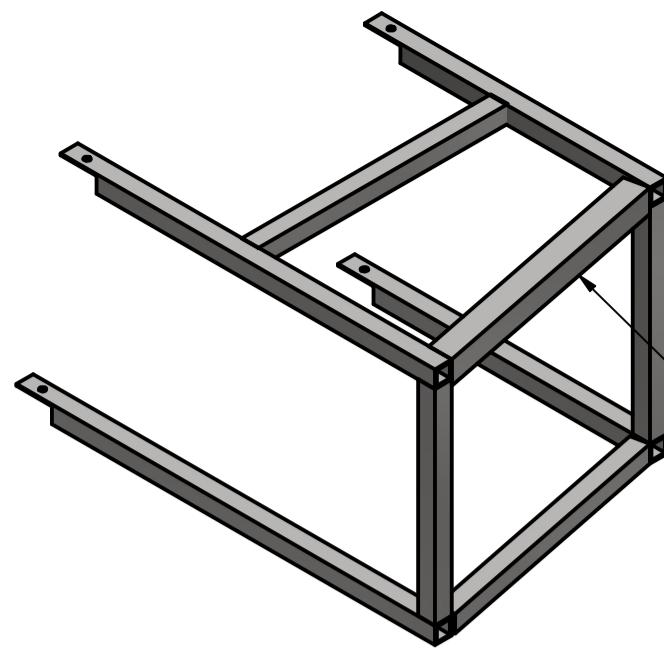
VISTA ISOMÉTRICA



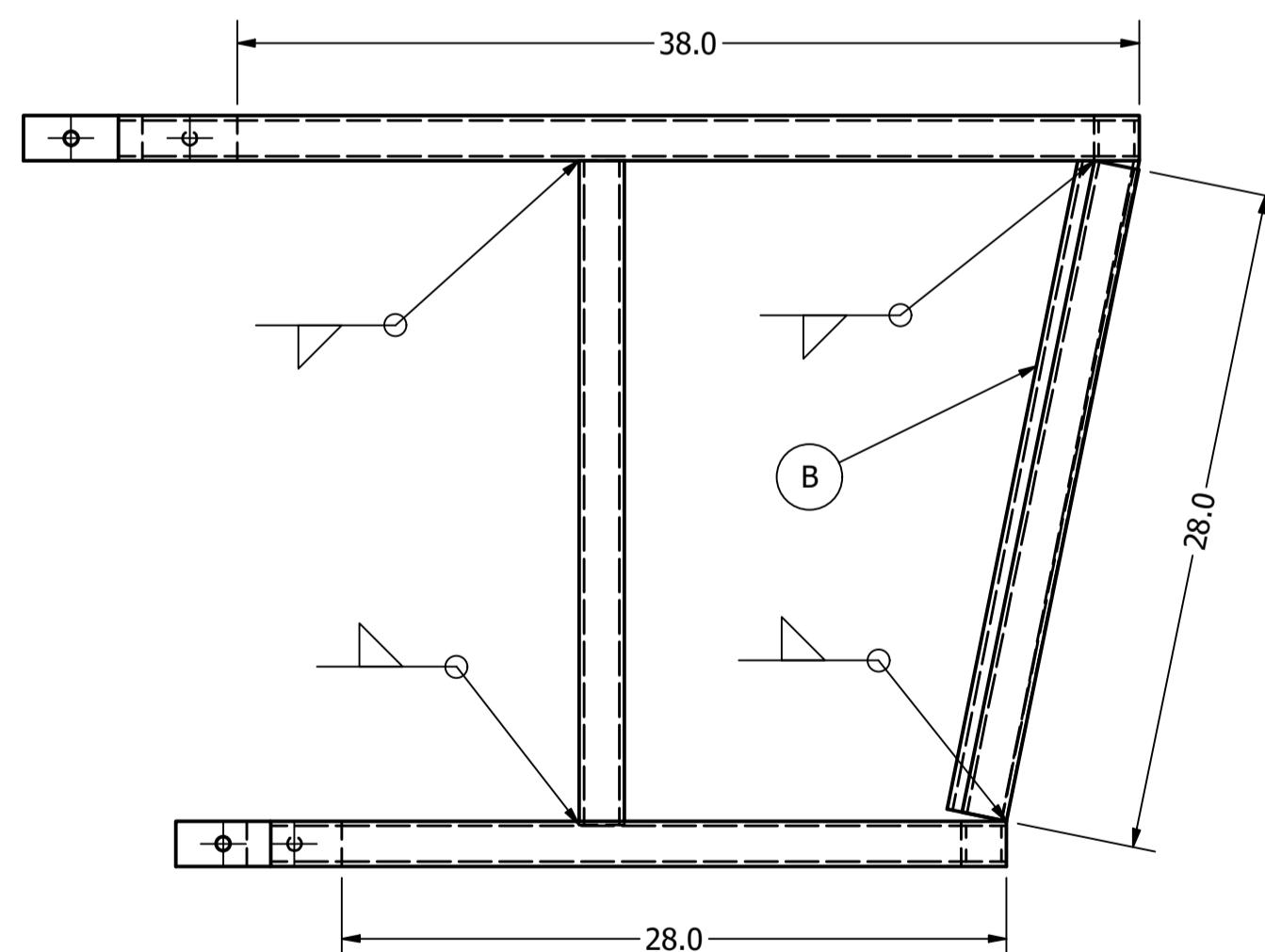
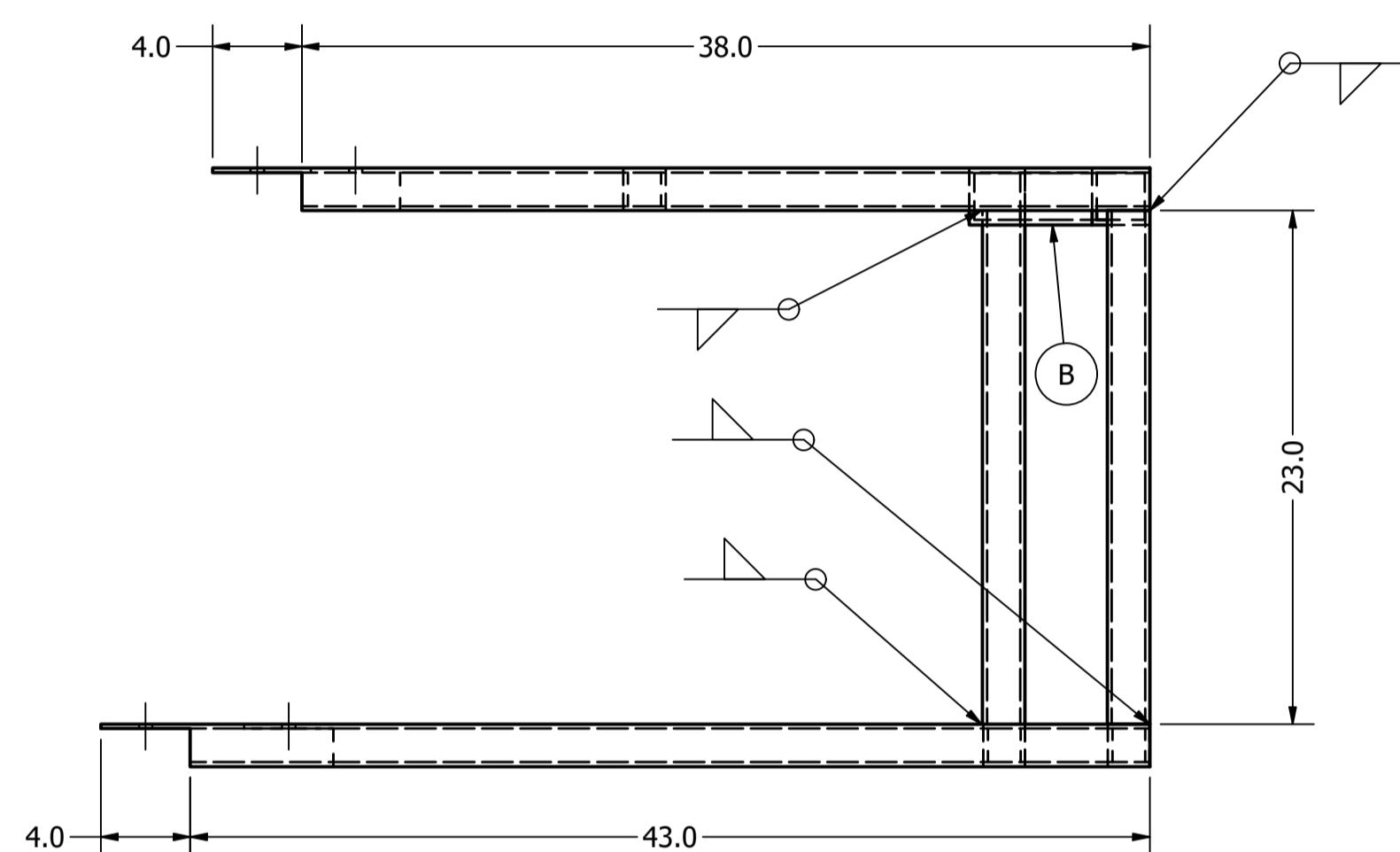
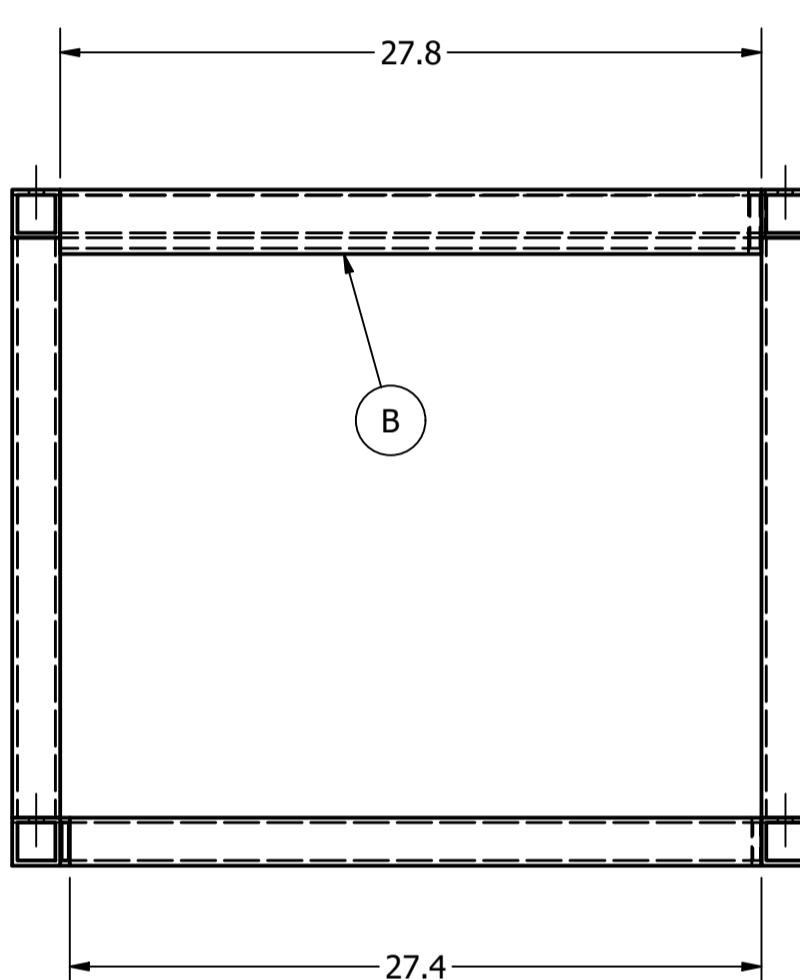
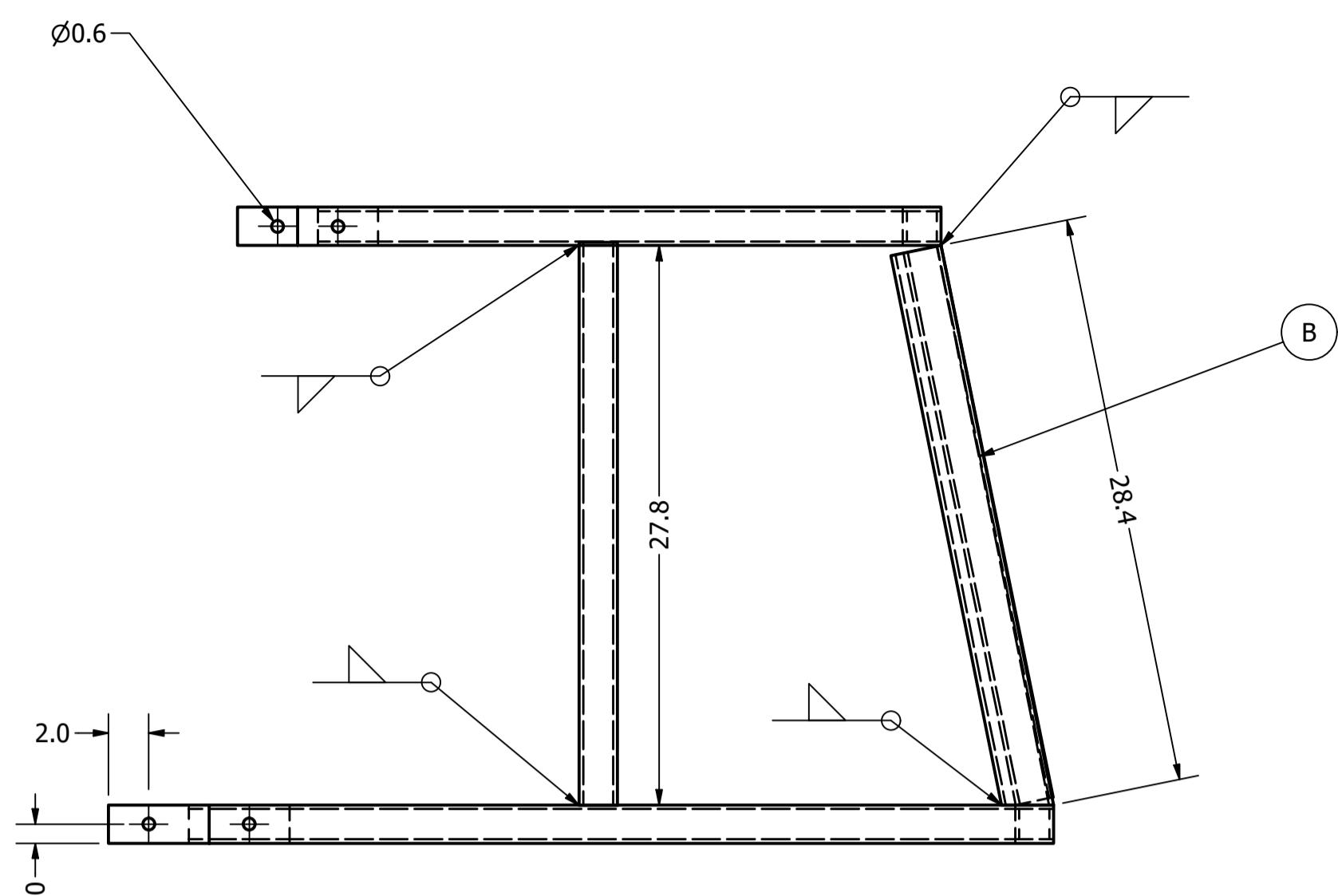
PROYECTO			DENOMINACIÓN	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
	06/04/25	Harjit Singh	Monocasco y cono de nariz	
REVISADO			Fibra de vidrio	1 / 6
APROBADO			UNIDADES Y TOLERANCIA	CÓDIGO
 UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO			cm \pm 0.1 cm; \pm 1°	FSAE002



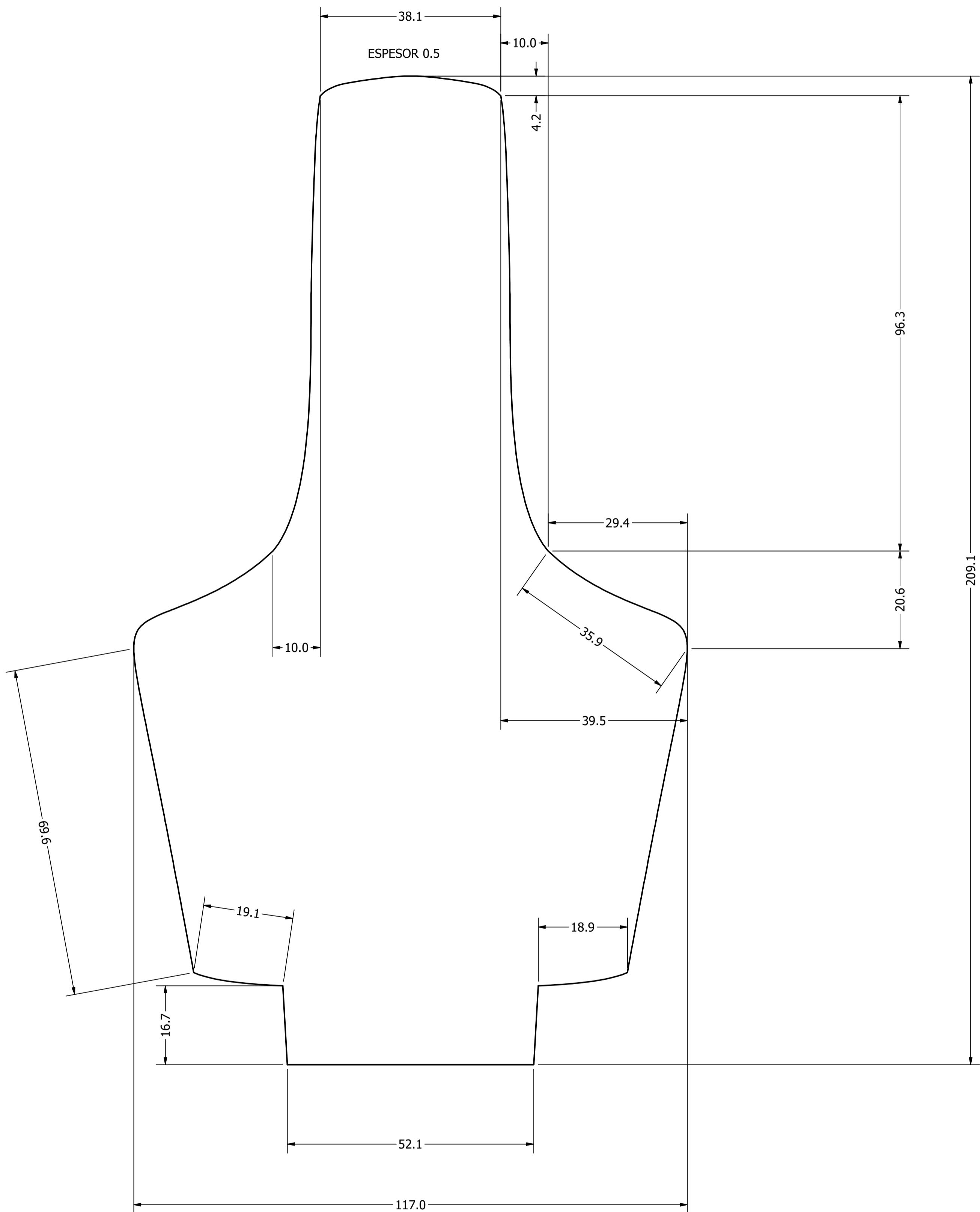
PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Pontón izquierdo	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
06/04/25		Harjit Singh		
REVISADO			Fibra de vidrio	1 / 6
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE003	



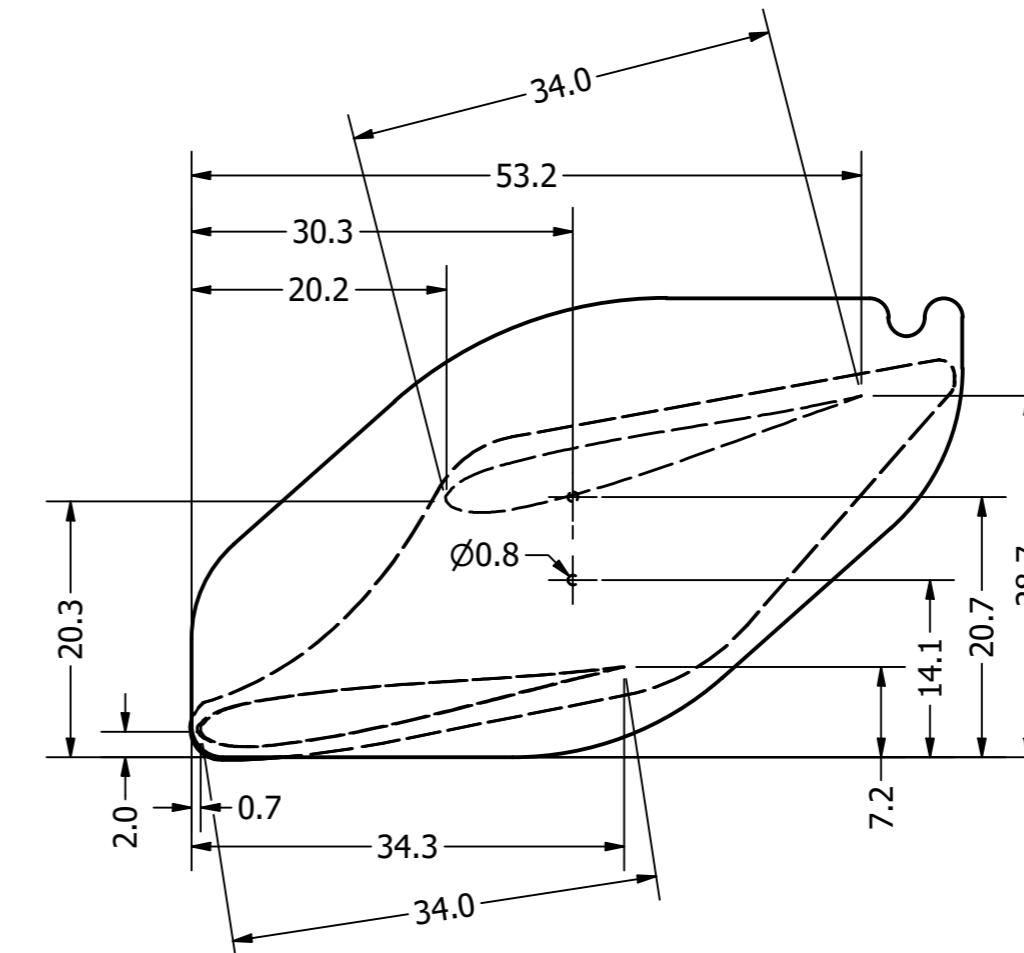
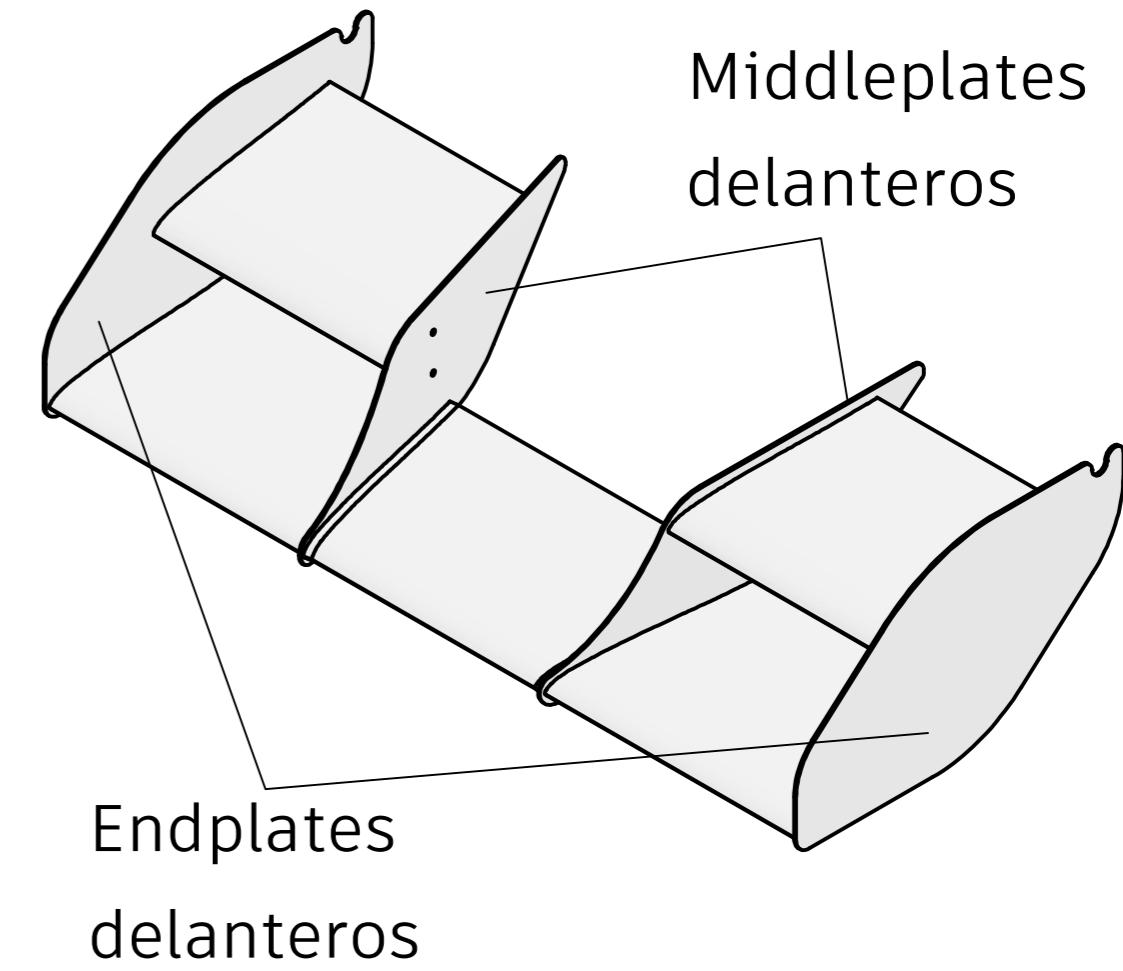
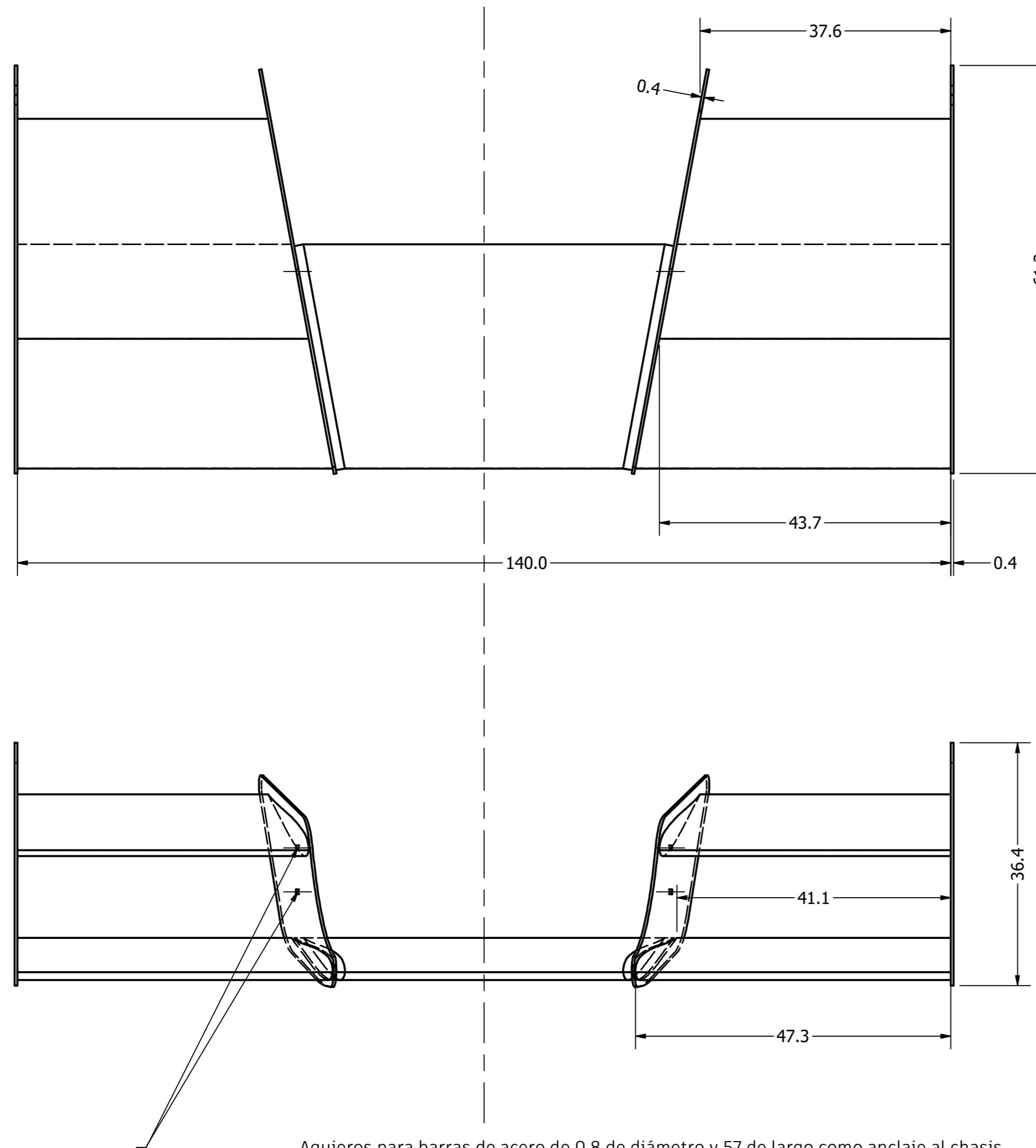
Se utilizan tubos de perfil cuadrado de 2 x 2, con un espesor de 0.2 en toda la estructura, a excepción de un tubo indicado con la letra **B**. Este tubo es de perfil cuadrado de 2.5 x 2.5, con un espesor de 0.2.



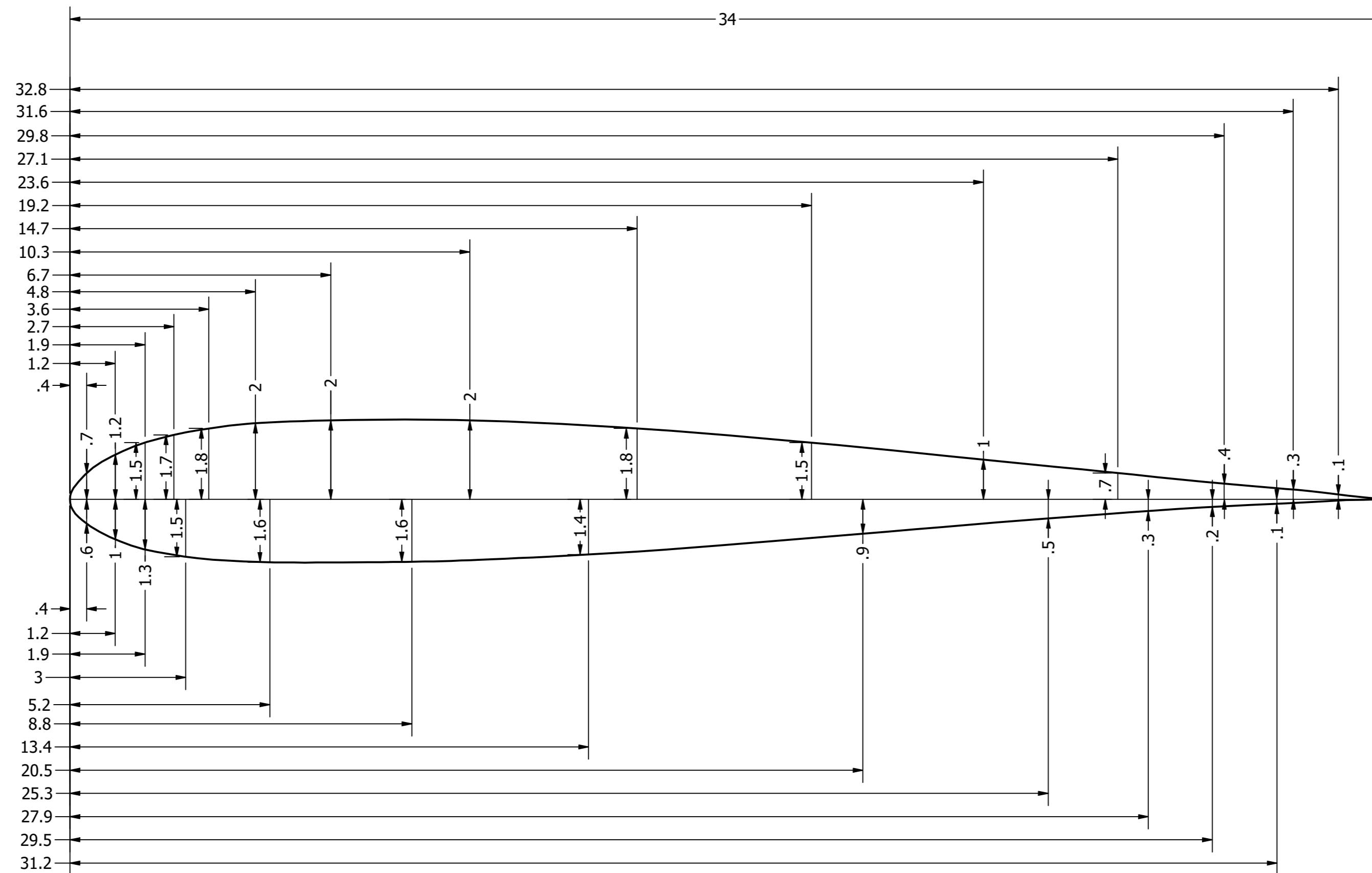
PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Soporte de pontón izquierdo	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
	13-Apr-25	Harjit Singh	Acero A36	1 / 3
REVISADO				
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE004	



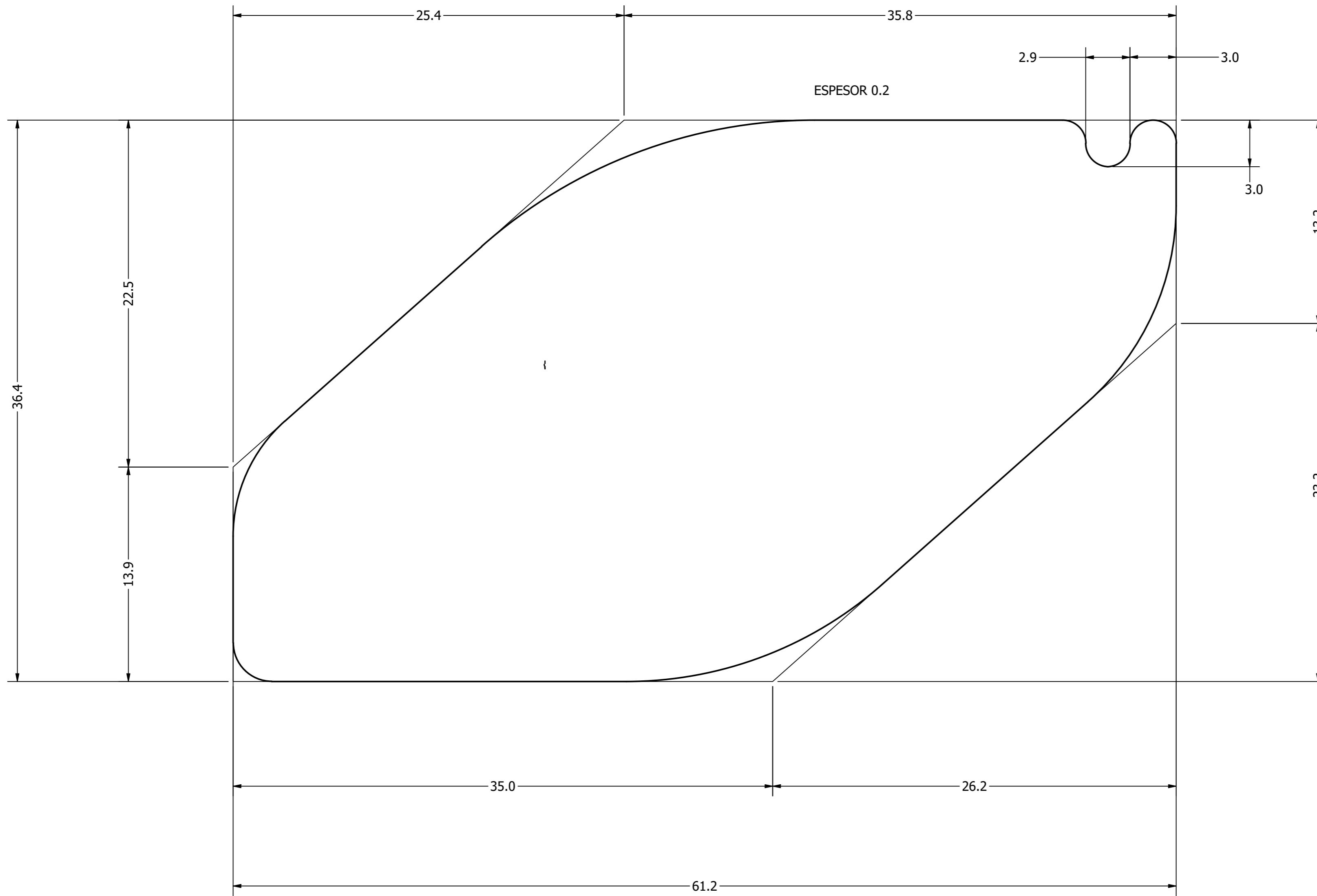
PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Piso	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
06/04/25		Harjit Singh	Madera MDF	1 / 6
REVISADO				
APROBADO				
USFQ UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO			UNIDADES Y TOLERANCIA	CÓDIGO
			cm ± 0.1 cm; ± 1°	FSAE005



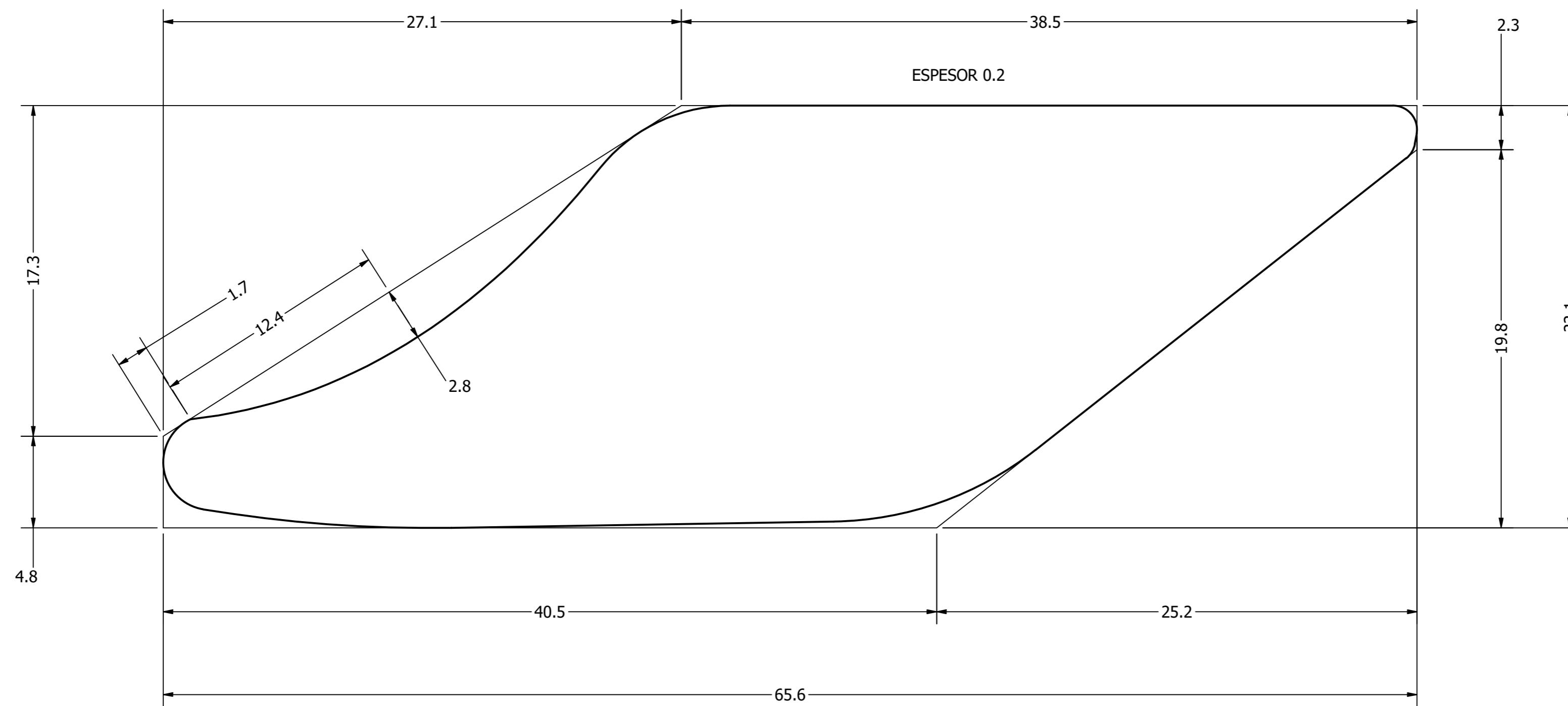
PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Alerón delantero	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
06/04/25		Harjit Singh		
REVISADO				
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE006	



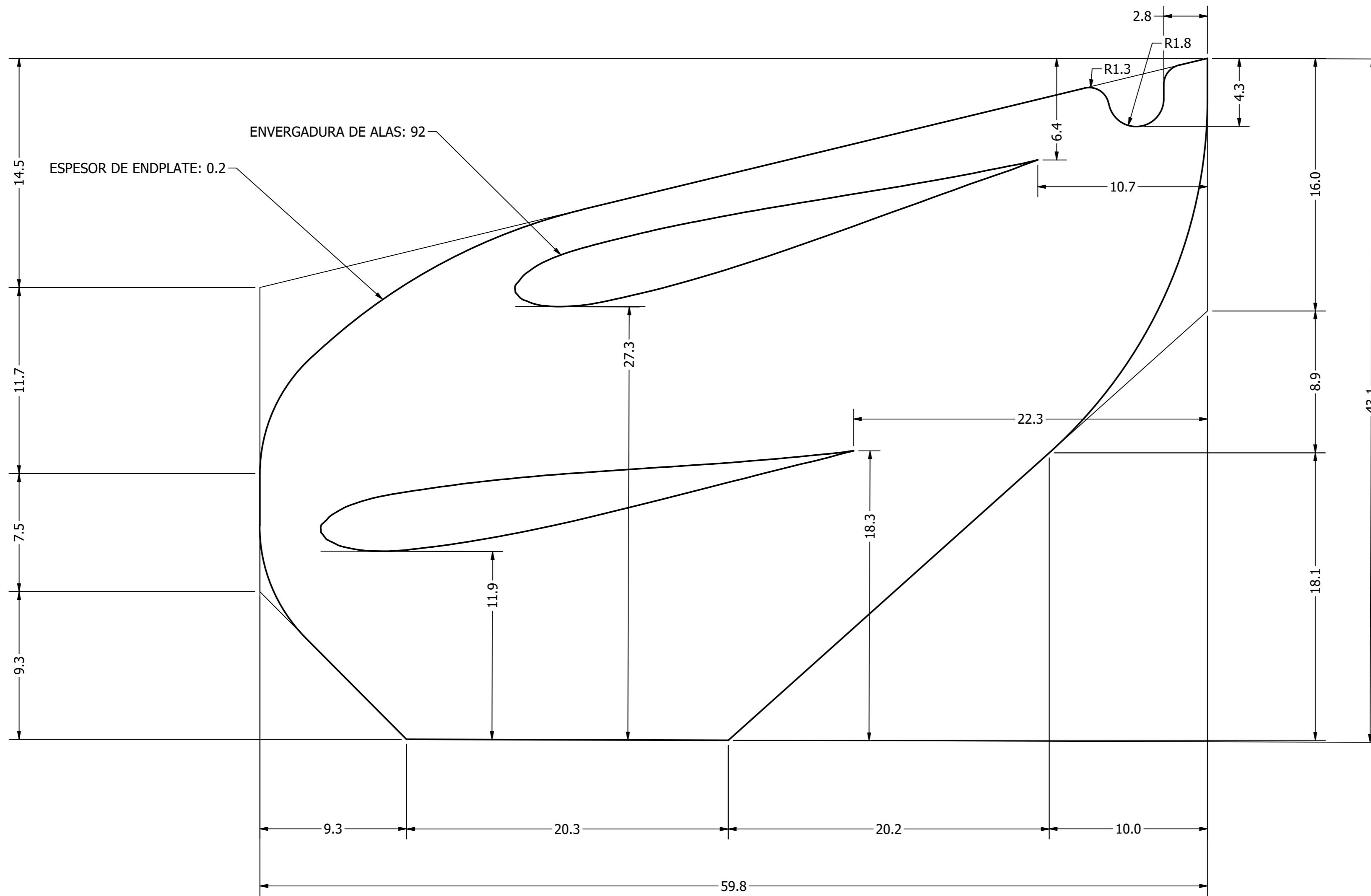
PROYECTO			DENOMINACIÓN	
			Perfil alar Eppler E426	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
	06/04/25	Harjit Singh	Fibra de vidrio	1/1
REVISADO				
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE007	

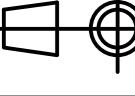


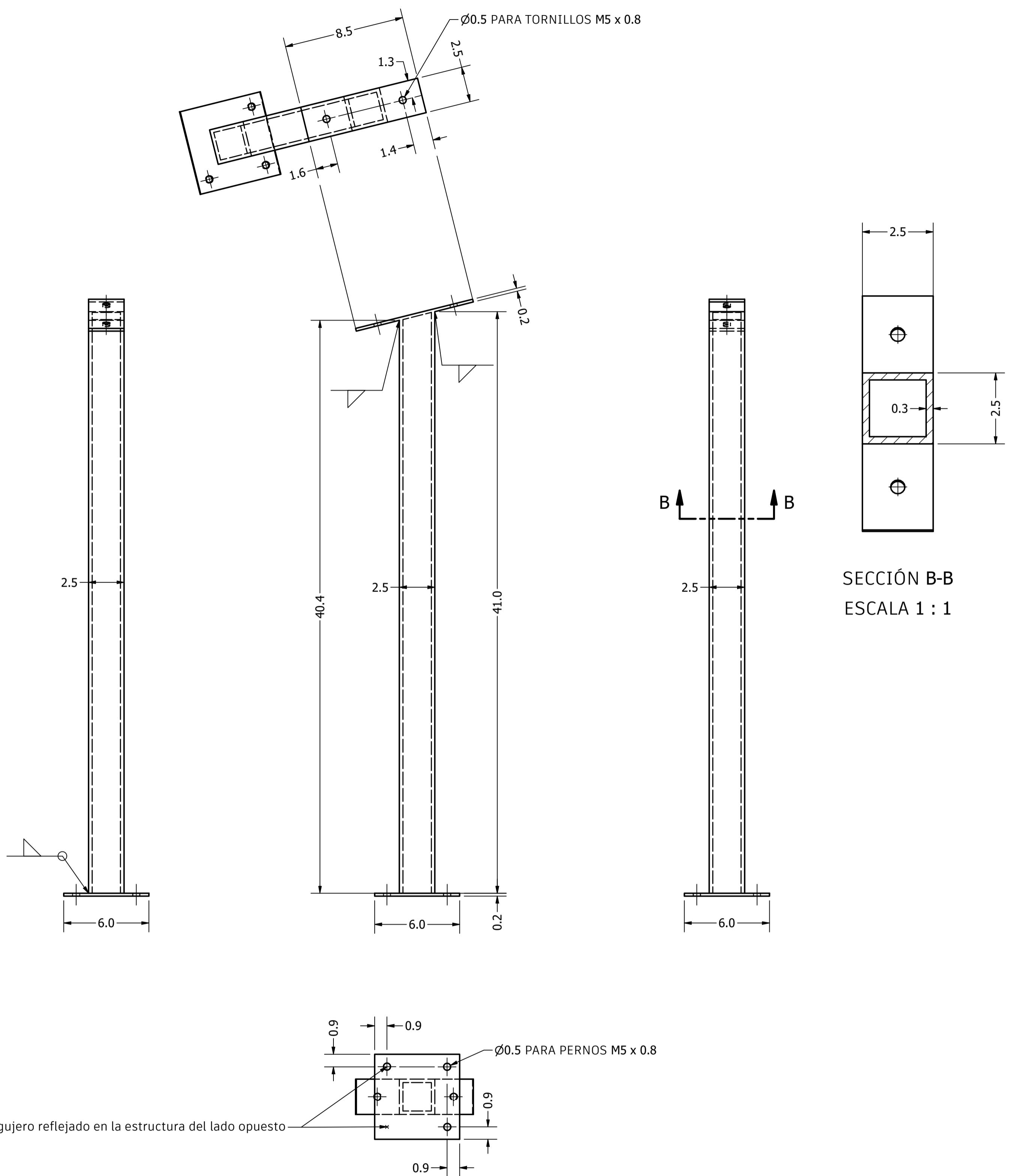
PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Endplate delantero	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
	06/04/25	Harjit Singh	Fibra de vidrio	1 / 2
REVISADO				
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE008	



PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Middleplate delantero	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
06/04/25		Harjit Singh	Fibra de vidrio	1 / 2
REVISADO				
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE009	

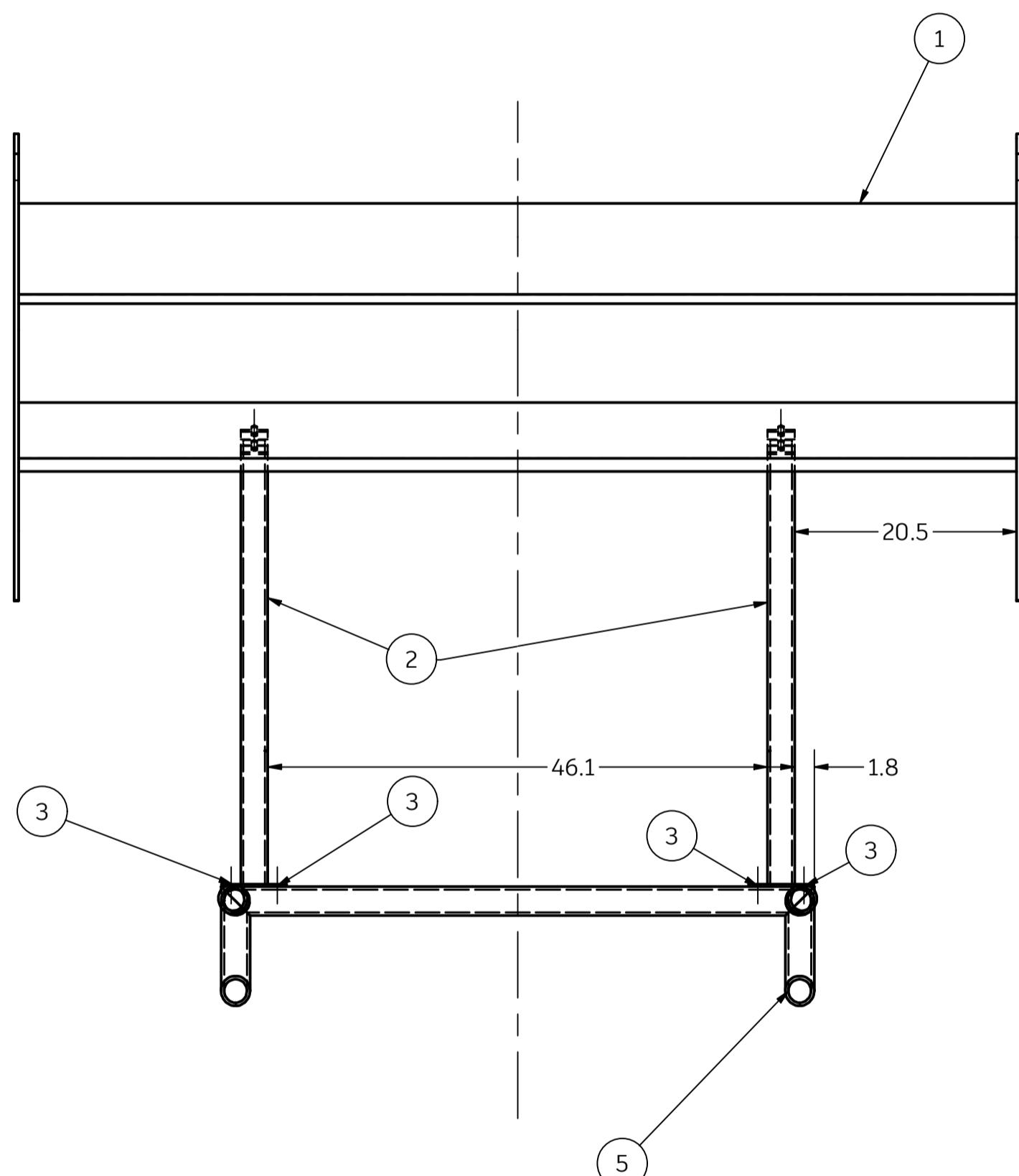
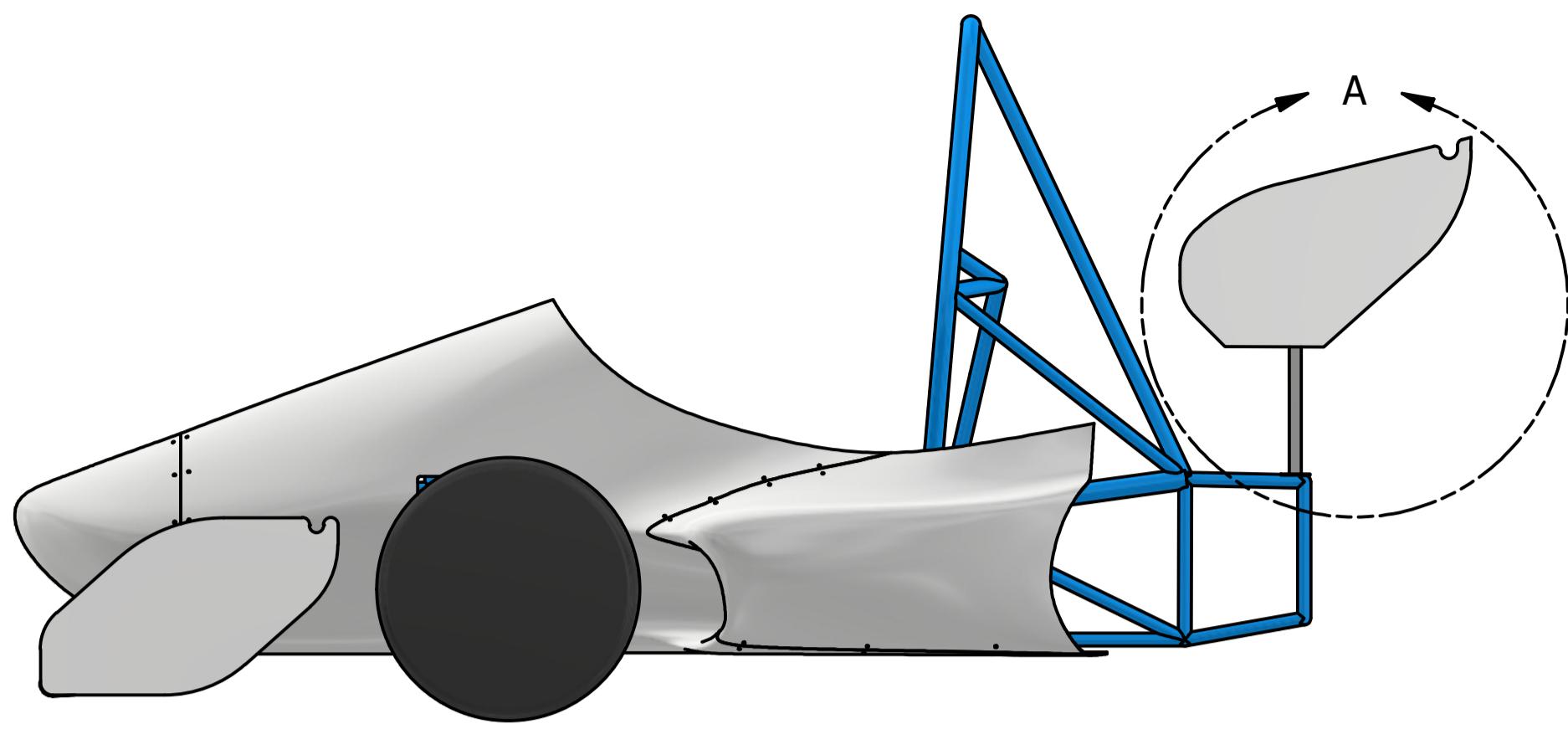


PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Alerón trasero	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
06/04/25		Harjit Singh		
REVISADO			Fibra de vidrio	
APROBADO				1 / 2
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
$cm \pm 0.1 cm; \pm 1^\circ$			FSAE010	

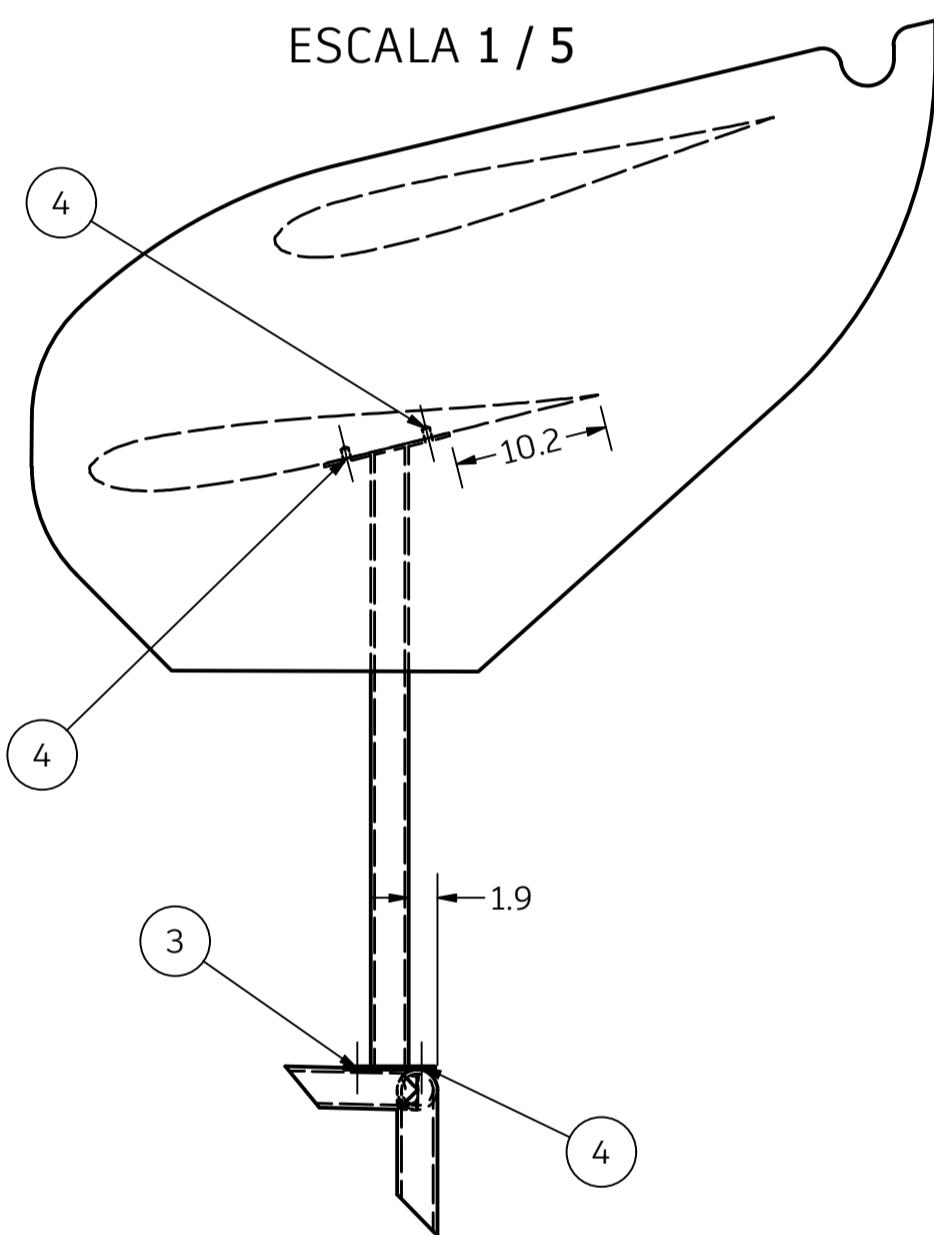


PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Soportes para el alerón trasero	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
	13-Apr-25	Harjit Singh	Acero A36	1 / 2
REVISADO				
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE011	

USFQ | UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO



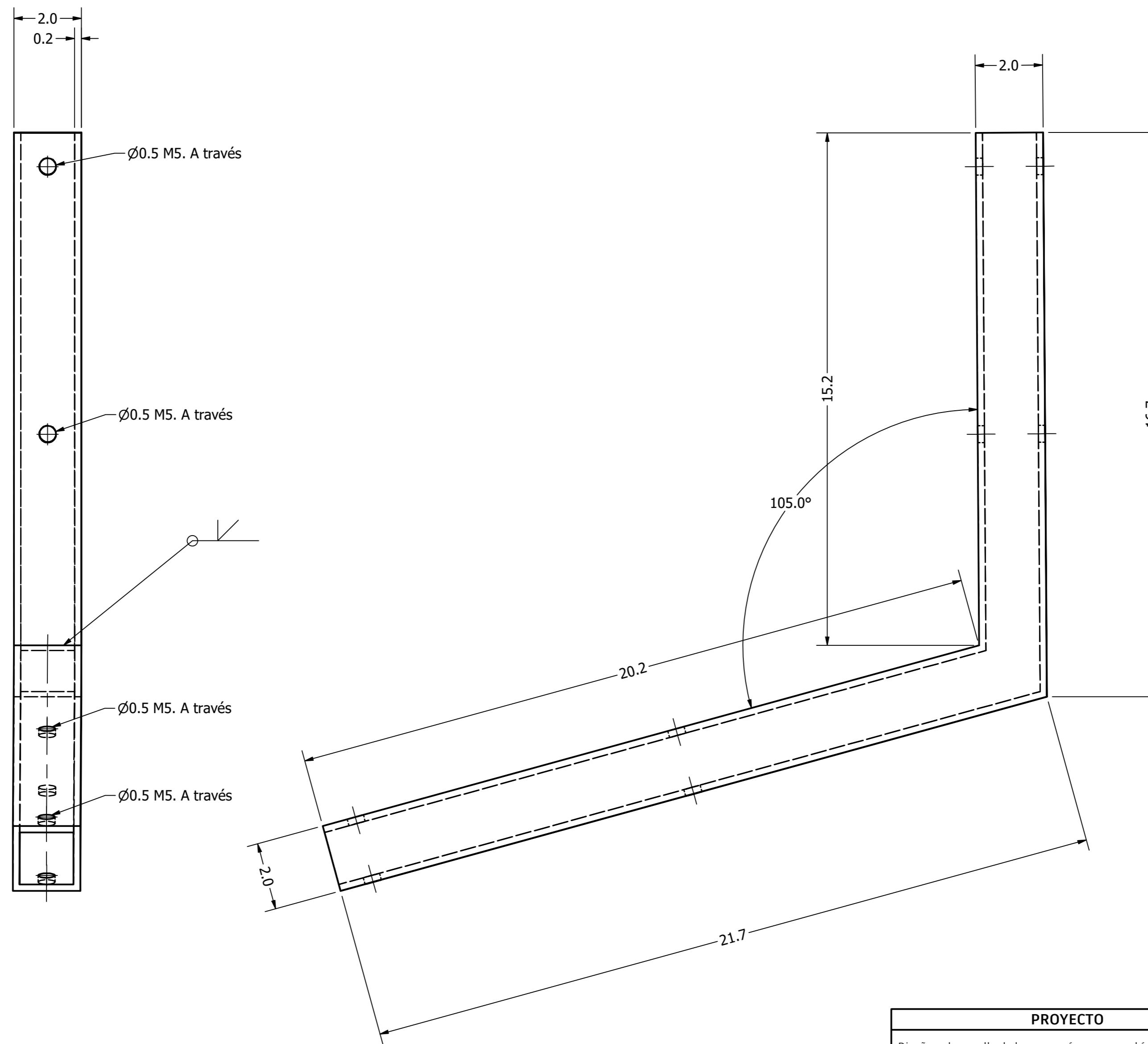
DETALLE A
ESCALA 1 / 5



LISTA DE PARTES

OBJETO	CANTIDAD	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN
1	1	FSAE010	Alerón trasero.
2	2	FSAE011	Soportes tubulares para el alerón trasero (izquierdo y derecho).
3	4	M5 x 0.8 (P)	Perno de 35 mm de largo. Roscado entero. Considerar tuercas y arandelas respectivas.
4	6	M5 x 0.8 (T)	Tornillo autoperforante de 15 mm de largo.
5	1	-	Chasis

PROYECTO	DENOMINACIÓN		ESCALA
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL
06/04/25		Harjit Singh	Variado
REVISADO			1 / 13
APROBADO			
UNIDADES Y TOLERANCIA		CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°		FSAE012	



PROYECTO			DENOMINACIÓN	
Diseño y desarrollo de la carrocería para un vehículo Formula SAE en construcción en la Universidad San Francisco de Quito.			Soportes para el alerón delantero	
DIBUJADO	FECHA	NOMBRE	MATERIAL	ESCALA
	14-May-25	Harjit Singh	Acero A36	1:1
REVISADO				
APROBADO				
UNIDADES Y TOLERANCIA			CÓDIGO	
cm \pm 0.1 cm; \pm 1°			FSAE013	