



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
Dpto. de Ingeniería Mecánica

INGENIERÍA INDUSTRIAL
PROYECTO FIN DE CARRERA

***DISEÑO Y CÁLCULO DE LA
ESTRUCTURA DE UN PROTOTIPO
DESTINADO A PARTICIPAR EN LA
COMPETICIÓN SHELL ECO-
MARATHON***

Autor: D. Antonio Seller Robles

Tutora: Dra. D^a. Beatriz López Boada

Marzo de 2011

Índice general

1. Introducción	5
1.1. Preámbulo	5
1.1.1. Problema de reservas energéticas	6
1.1.2. Contaminación atmosférica	7
1.1.3. Limitaciones a las emisiones (Normativa Europea) . . .	11
1.2. Objetivos	15
1.3. Estructura del proyecto	16
2. La competición Shell Eco-Marathon	17
2.1. Tipos de vehículos	19
2.1.1. Según el grupo	19
2.1.2. Según fuente de energía	21
2.2. Descripción del prototipo	26
2.3. Normativa referente al diseño	27

3. Parámetros de diseño	32
3.1. Ruedas del vehículo	32
3.2. Dimensiones del prototipo	33
3.2.1. Batalla	33
3.2.2. Ancho de vía	33
3.3. Ruedas motrices y directrices	34
3.3.1. Eje directriz	34
3.3.2. Eje motriz	35
3.4. Posición del piloto	36
3.5. Sistema de dirección	37
3.6. Sistema de transmisión	39
4. Estructuras de vehículos	41
4.1. Estructura en escalera	41
4.2. Estructura de tubo central	43
4.3. Estructura tubular triangulada	44
4.4. Estructura monocasco	46
4.5. Estructura de plataforma	48
4.6. Estructura perimetral	49
4.7. Carrocería autoportante	50

5. Modelado de la estructura	54
5.1. Estructura modelo	54
5.1.1. Diseño.	54
5.1.2. Materiales.	58
5.1.3. Uniones	62
6. Modelado MEF	69
6.1. Software de elementos finitos	71
6.2. Cálculo de las cargas	72
6.2.1. Esfuerzos sobre la estructura	72
6.2.2. Esfuerzos sobre los perfiles	78
6.3. Creación de los modelos de elementos finitos	91
6.3.1. Tipo de análisis y mallado	92
6.3.2. Aplicación de las cargas	92
6.4. Resultados del M.E.F.	99
7. Resultados.	112
8. Conclusiones y trabajos futuros.	127
8.1. Conclusiones	127
8.2. Trabajos futuros	128

ÍNDICE GENERAL

9. Presupuesto	129
9.1. Coste de material	129
9.2. Coste de personal	130
9.3. Coste total	130

Capítulo 1

Introducción

1.1. Preámbulo

El presente proyecto está motivado por la participación de un grupo de estudiantes de la Universidad Carlos III de Madrid en la convocatoria europea de la competición Shell Eco-Marathon, la cual se celebra todos los años en el mes de mayo y actualmente se realiza en el circuito de EuroSpeedway Lausitz, Alemania.

La Shell Eco-Marathon es una competición que se celebra todos los años y tiene 3 convocatorias, América, Europa y Asia. La Shell Eco-Marathon consiste en diseñar, construir y conducir vehículos más eficientes. El ganador es aquel vehículo que logre recorrer la distancia estipulada por la competición consumiendo la menor cantidad de combustible.

La Shell Eco-Marathon es una iniciativa para fomentar el aumento de la **eficiencia energética** en los vehículos y la **disminución de su contaminación**, además de la **sustitución de las actuales fuentes de energía** utilizadas en el sector del transporte por otras menos contaminantes y renovables. En el capítulo siguiente se hablará extensamente de la competición.

1.1.1. Problema de reservas energéticas

El problema energético actual no se debe tanto a su escasez como al hecho de que hasta ahora nunca había faltado, con lo que gran parte de la energía se derrocha. Esto, unido a que las fuentes de combustibles fósiles, principal fuente de energía actual, se están agotando hace necesario un esfuerzo en la búsqueda de fuentes de energía alternativas y sobretodo un esfuerzo en la búsqueda de una mayor eficiencia en el uso de dicha energía, ya que el uso de la energía se ha convertido en una necesidad que tiene el ser humano para el desarrollo de sus actividades.

Este problema se ve agravado en países como los de la Unión Europea donde el consumo de combustibles fósiles, la actual fuente principal de energía, supera con creces la producción, lo que impone la necesidad de importarlos, esto hace que Europa tenga una fuerte dependencia energética de los países productores. Este problema se agrava todavía más en el sector del transporte por carretera, donde los derivados del petróleo son la fuente exclusiva de energía, con la excepción de nuevas tecnologías que vienen desarrollándose desde hace algunos años y que de momento tienen unas aplicaciones comerciales bastante reducidas.

La producción de petróleo de la Unión Europea en el año 2008 fue de unos 105,9 millones de toneladas, mientras que su consumo fue de 702,6 millones de toneladas lo que supone que la Unión Europea importó el 85 % del petróleo que consumió [3].

El problema europeo de dependencia energética se ve agravado con el aumento considerable del consumo de combustibles fósiles por parte de economías emergentes como China y la India, con una gran población, lo que hace que al aumentar la demanda, los precios del petróleo y otros combustibles fósiles aumenten de forma considerable. Como este aumento de consumo muy probablemente seguirá produciéndose durante varios años, es previsible, que los precios del petróleo sigan subiendo, por lo que la solución pasa por desarrollar tecnologías alternativas que permitan reducir la dependencia energética

de estos combustibles además de reducir la contaminación que produce su uso.

1.1.2. Contaminación atmosférica

El transporte terrestre es el causante primordial de la mala calidad del aire en muchas regiones, especialmente en las grandes concentraciones urbanas, debido a los automóviles.

Los contaminantes primarios habituales son los correspondientes a los motores de combustión interna: HCs, CO, CO₂, NO_x y las partículas, siendo estos dos últimos los más preocupantes [1, 2].

1.1.2.1. NO_x

De los seis o siete óxidos de nitrógeno existentes, tan solo el monóxido (NO) y el dióxido (NO₂) son reconocidos actualmente como contaminantes atmosféricos y juntos se denominan NO_x.

La fuente principal de los NO_x es la combinación del nitrógeno y el oxígeno atmosféricos, al ser sometidos a altas temperaturas, por lo que la combustión es una fuente de primera magnitud. Si el combustible incorpora nitrógeno en sus moléculas (el petróleo y el carbón pueden contener hasta el 3 %), al arder libera NO también.

La emisión a la atmósfera se limita con el uso de catalizador de escape en los motores de gasolina de los automóviles, que reduce los NO_x a N₂.

1.1.2.1.1. Efectos del NO_x

El dióxido de nitrógeno (NO₂) es un fuerte irritante, más intenso que el monóxido (NO). Sus efectos sobre la salud consisten en alteraciones pulmonares, tales como un aumento de la bronquitis infantil con exposiciones

prolongadas a concentraciones incluso inferiores al 0,01 ppmv. Además ha sido relacionado con la fibrosis pulmonar crónica.

El dióxido reacciona con el agua para formar ácido nítrico (HNO_3), que resulta ser un ácido fuertemente corrosivo que forma parte de la lluvia ácida.

Los óxidos de nitrógeno, en combinación con los hidrocarburos inquemados forma el smog al reaccionar en presencia de la luz solar. Esta combinación es precursora del ozono troposférico, elemento que no posee fuente directa sino que es formado por inducción de la radiación solar.

1.1.2.2. HCs

Un 27% de los hidrocarburos contaminantes de fuentes antrópicas procede del transporte en carretera. Las emisiones se producen mayoritariamente en el proceso de arranque en frío y calentamiento. Una vez está caliente el motor, las emisiones son mayores a carga parcial y ralentí.

Los motores de gasolina convencionales emiten más HCs que los Diesel, por el contacto de la gasolina con las paredes internas del motor. Su emisión se ve reducida con el uso del catalizador de oxidación de gas de escape, que los oxida completamente a CO_2 y H_2O . La emisión de los motores de dos tiempos es muy superior a la de los de cuatro tiempos, por lo que su uso va en declive, por limitaciones legales.

1.1.2.2.1. Efectos de los HCs

No parecen existir datos que indiquen un efecto generalizado y directo de los compuestos orgánicos emitidos a la atmósfera. Sin embargo, los hidrocarburos aromáticos, como los derivados del benceno contenido en las gasolinas, muestran una alta actividad cancerígena.

1.1.2.3. Ozono troposférico

El ozono troposférico es un contaminante secundario que no deja de aumentar, es típico de la atmósfera urbana y como se ha indicado antes se produce mediante un conjunto de reacciones fotoquímicas en las que intervienen los óxidos de nitrógeno (NO_x) y los hidrocarburos, siendo en las zonas urbanas los vehículos a motor la fuente principal, por sus emisiones de estos gases.

1.1.2.3.1. Efectos del ozono troposférico

Altera la función de las mucosas del aparato respiratorio y necrotiza los tejidos vegetales a concentraciones del orden de 40 ppbv. Produce irritación en las vías respiratorias y perturbaciones a las que son especialmente sensibles los niños, ancianos y asmáticos. Por otra parte, deprime la capacidad inmunológica.

1.1.2.4. Partículas

Aunque una fracción apreciable de las partículas producidas por el tráfico son debidas a la abrasión de ruedas y frenos, así como a partículas del suelo resuspendidas, actualmente se reconoce que los motores Diesel son una fuente importante de partículas finas ($\text{PM}_{2,5}$) y es la fuente principal de las ultra-finas ($<100 \text{ nm}$).

En los motores Diesel, la turboalimentación, la combustión con técnicas avanzadas, combinada con una limitación en la potencia máxima y el eventual uso de filtros catalíticos de gases de escape (filtros de partículas) son remedios de gran potencia.

1.1.2.4.1. Efectos de las partículas

Las partículas entre $0,1 \mu\text{m}$ y $1 \mu\text{m}$ se depositan el 50 % en los pulmones y pueden ocasionar enfermedades severas, como la silicosis, cáncer pulmonar y alergias. Las partículas ultra-finas, en el rango de $0,1 \mu\text{m}$ y menores se depositan hasta en un 70 % en los bronquiolos.

1.1.2.5. Monóxido de carbono (CO)

El monóxido de carbono se produce en el interior de todas las llamas de hidrocarburos y afortunadamente se oxida inmediatamente corriente abajo de ella, si existe oxígeno disponible y por efecto de la temperatura, transformándose en CO₂. Los vehículos automóviles producen el 70 % de todo el CO debido a la combustión en máquinas, siendo de ellos la fuente más importante los vehículos de gasolina, especialmente en su funcionamiento en tráfico urbano.

La principal herramienta para evitar las emisiones de CO es evitar la combustión imperfecta, incompleta o sin el oxígeno necesario. Por lo que en la ITV se verifica que no se sobrepasen los límites adecuados para detectar un mal funcionamiento. En los coches con motor de gasolina el CO es oxidado a CO₂ en el catalizador de oxidación de gases de escape.

1.1.2.5.1. Efectos del CO

En locales mal ventilados o en atascos de tráfico su efecto se nota afectando a la capacidad respiratoria y puede ser incluso mortal si la concentración es alta.

Este gas neutraliza una parte de la hemoglobina de la sangre formando un compuesto estable, la carboxihemoglobina, la cual no puede transportar el oxígeno necesario para la vida. La carboxihemoglobina formada es reconvertida espontáneamente en un 50 % a oxihemoglobina en un periodo del orden de 3 o 4 horas, por lo que sus efectos no se consideran acumulativos.

1.1.2.6. Dióxido de carbono (CO₂)

La concentración actual de CO₂ en la atmósfera es de unas 380 ppmv, mientras que era del orden de 280 ppmv antes de la revolución industrial. Continúa aumentando un 0,5 % por año. Este aumento es preocupante por su participación en el efecto invernadero, por lo que a pesar de ser un gas esencial

para la vida, su superabundancia le hace tener que ser considerado como un contaminante.

El CO_2 se genera como producto de la combustión de todos los combustibles fósiles, fuente de energía esencial para la sociedad actual, por lo que su disminución a corto y medio plazo pasa por la mejora de la eficiencia termodinámica de los motores.

1.1.2.6.1. Efecto invernadero

El efecto invernadero es un proceso natural, que permite la vida en el planeta tal y como la conocemos y que está siendo perturbado. Los gases de efecto invernadero permiten el paso de la radiación solar e impiden el paso de la radiación infrarroja proveniente del suelo absorbiéndola y radiando de nuevo hacia la superficie con lo que la temperatura media de la Tierra es unos 35°C superior a la que se alcanzaría en caso de no existir estos gases, por lo que son esenciales para la vida.

A pesar de lo anterior el aumento de la concentración de estos gases desde la revolución industrial ha producido un leve aumento de la temperatura media del planeta con lo que la extensión del hielo y la capa de nieve han disminuido, el nivel del mar ha aumentado y el clima ha cambiado en aspectos importantes, se producen ciclones, aguaceros intensos y sequías en mayor número, así como cambios en las corrientes marinas. El principal problema es la alta inercia del sistema con lo que aunque se suprimieran las emisiones el aumento de temperatura y los cambios climáticos seguirían produciéndose durante siglos.

1.1.3. Limitaciones a las emisiones (Normativa Europea)

La directiva europea fija los límites máximos de las emisiones de los vehículos automóviles de pasajeros y de los vehículos comerciales ligeros y pesados

que son fabricados, así como la calidad de los combustibles. Estos límites se aplicaron en 2005, con la denominada norma EURO IV, cuarto paso de endurecimiento a partir de la EURO I. Estas normas nacieron de negociaciones entre la administración y la industria automovilística y del petróleo.

Con el fin de limitar aun más la contaminación producida por los vehículos de carretera, el Reglamento n^o 715/2007 del 20 de junio del 2007 introduce nuevas exigencias comunes relativas a las emisiones de los vehículos de motor y de sus recambios específicos (normas Euro 5 y Euro 6). Asimismo, establece medidas que permiten mejorar el acceso a la información sobre la reparación de los vehículos y promover la producción rápida de vehículos que cumplan las presentes disposiciones. [4]

El Reglamento se refiere a los vehículos de las categorías M1, M2, N1 y N2, cuya masa de referencia no supera los 2.610 kg. Esto incluye, entre otros vehículos, los coches particulares, camionetas y vehículos comerciales destinados tanto al transporte de pasajeros o mercancías como a algunos usos especiales (por ejemplo, ambulancias), así como que estos vehículos estén equipados con motores de encendido por chispa (motores de gasolina, de gas natural o de gas licuado del petróleo -GLP-) o de encendido por compresión (motores diésel).

Con el fin de limitar al máximo el impacto negativo de los vehículos de carretera sobre el medio ambiente y la salud, el Reglamento contempla una amplia gama de emisiones contaminantes: monóxido de carbono (CO), hidrocarburos no metanos e hidrocarburos totales, óxidos de nitrógeno (NO_x) y partículas (PM). Entre dichas emisiones se incluyen las emisiones de escape, las de evaporación y las del cárter del motor.

El Reglamento, ultimado tras una amplia consulta de las partes involucradas, insiste en la reducción de las emisiones de partículas y óxidos de nitrógeno (NO_x), en particular para los vehículos diésel, lo que debería permitir notables mejoras en la salud. No hay que olvidar que tanto los óxidos de nitrógeno como los hidrocarburos son precursores de ozono.

1.1.3.1. Límites de emisión

En el anexo I del Reglamento se recogen los valores límite de las emisiones para cada categoría de emisiones contaminantes y para los distintos tipos de vehículos mencionados anteriormente.

1.1.3.1.1. Norma Euro 5

La norma Euro 5 es aplicable a partir del 1 de septiembre de 2009 en lo que respecta a la homologación, y del 1 de enero de 2011 en lo que se refiere a la matriculación y venta de las nuevas clases de vehículos.

Emisiones procedentes de los coches diésel:

- monóxido de carbono: 500 mg/km;
- partículas: 5 mg/km (o una reducción del 80 % de las emisiones respecto de la norma Euro 4);
- óxidos de nitrógeno (NO_x): 180 mg/km (o una reducción del 20 % de las emisiones respecto de la norma Euro 4);
- emisiones combinadas de hidrocarburos y óxidos de nitrógeno: 230 mg/km.

Emisiones procedentes de los coches de gasolina o que funcionan con gas natural o con GLP:

- monóxido de carbono: 1 000 mg/km;
- hidrocarburos no metanos: 68 mg/km;
- hidrocarburos totales: 100 mg/km;
- óxidos de nitrógeno (NO_x): 60 mg/km (o una reducción del 25 % de las emisiones respecto de la norma Euro 4);

- partículas (únicamente para los coches de gasolina de inyección directa que funcionan con combustión pobre): 5 mg/km (introducción de un límite que no existía en la norma Euro 4).

En lo que respecta a las camionetas y otros vehículos comerciales ligeros destinados al transporte de mercancías, el Reglamento incluye tres categorías de valores límite de las emisiones en función de la masa de referencia del vehículo: inferiores a 1.305 kg, entre 1.305 kg y 1.760 kg, y superiores a 1.760 kg. Los límites aplicables a esta última categoría valen también para los vehículos destinados al transporte de mercancías (categoría N2).

1.1.3.1.2. Norma Euro 6

La norma Euro 6 será aplicable a partir del 1 de septiembre de 2014 en lo que respecta a la homologación, y del 1 de septiembre de 2015 en lo que se refiere a la matriculación y venta de las nuevas clases de vehículos.

Todos los vehículos equipados de un motor diésel tendrán la obligación de reducir considerablemente sus emisiones de óxidos de nitrógeno a partir de la entrada en vigor de la norma Euro 6. Por ejemplo, las emisiones procedentes de los coches y de otros vehículos destinados al transporte se limitarán a 80 mg/km (lo que representa una reducción suplementaria de más del 50 % respecto de la norma Euro 5). Se reducirán, asimismo, las emisiones combinadas de hidrocarburos y óxidos de nitrógeno procedentes de los vehículos diésel (coches y otros vehículos destinados al transporte) para limitarlas, por ejemplo, a 170 mg/km.

1.1.3.2. Aplicación de las normas

A partir de la entrada en vigor de las normas Euro 5 y Euro 6, los estados miembros deberán rechazar la homologación, matriculación, venta y puesta en servicio de aquellos vehículos que no respeten los límites de emisión. Se

concederá un plazo suplementario de un año a los vehículos de transporte de mercancías y a los vehículos diseñados para cubrir necesidades sociales específicas (categoría N1, clases II y III, y categoría N2).

1.1.3.3. Otras obligaciones de los fabricantes

Además de respetar los límites de emisiones mencionados anteriormente, los fabricantes deberán asegurar la durabilidad de los dispositivos de control de la contaminación para una distancia de 160.000 km. Asimismo, se deberá poder comprobar la conformidad en circulación transcurridos 5 años o el equivalente a 100.000 km.

Poder acceder de forma sencilla y transparente a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos es esencial para garantizar una competencia libre en el mercado interior en materia de servicios de información y reparación. Con este fin, los fabricantes deben garantizar a los operadores independientes un acceso fácil a través de Internet, sin restricciones y normalizado (en particular, de conformidad con la norma OASIS), a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos, sin discriminación con respecto a los concesionarios y talleres de reparación oficiales. Esta obligación comprende los sistemas DAB y sus componentes, las herramientas de diagnóstico y los equipos de ensayo. Se autorizará el cobro de tasas de acceso a esta información siempre y cuando sean razonables y proporcionadas.

1.2. Objetivos

El objetivo de este proyecto es el diseño, cálculo y estudio de los elementos necesarios para la construcción de una estructura adecuada para un prototipo de vehículo destinado a competir en la competición Shell Eco Marathon.

El diseño de dicha estructura se ha llevado a cabo mediante el uso del software de diseño SolidWorks 2007 y los cálculos de distribución de tensiones en los componentes de la estructura se han realizado mediante el software de elementos finitos ANSYS.

1.3. Estructura del proyecto

Este proyecto consta de 9 capítulos.

En el primer capítulo se hace una introducción a los problemas energéticos y de contaminación que posee actualmente el sector del transporte y las medidas a corto plazo tomadas por la Unión Europea, ya que estos problemas son el principal motivo por el que la competición Shell Eco-Marathon resulta de gran interés. También en este capítulo se especifica el objetivo de este proyecto.

En el segundo capítulo se hace una introducción a la competición Shell Eco-Marathon y su normativa.

En el tercer capítulo se detallan parámetros de diseño que pueden influir en el diseño de la estructura del prototipo.

En el cuarto capítulo se hace una exposición de los distintos tipos de estructuras que se utilizan en la fabricación de vehículos.

En el quinto capítulo se detallan las decisiones de diseño de la estructura.

En el sexto capítulo se muestran los cálculos y decisiones tomadas en el modelado por elementos finitos de los componentes de la estructura.

En el séptimo capítulo se comentan los resultados obtenidos mediante un análisis por el método de elementos finitos.

El octavo capítulo se reserva para las conclusiones y trabajos futuros.

Y por último, en el noveno capítulo se presenta el presupuesto del proyecto.

Capítulo 2

La competición Shell Eco-Marathon

La Shell Eco-Marathon desafía a estudiantes de todo el mundo para diseñar, construir y conducir vehículos que viajen más lejos utilizando menos energía.

Esta competición es una plataforma que fomenta la innovación y promueve el desarrollo de tecnologías para una mayor eficiencia energética. Pretende ser un foro mundial para la búsqueda de soluciones sostenibles al reto energético que se plantea debido a la creciente demanda energética y la contaminación que lleva asociada.

La Shell Eco-Marathon comenzó en 1939 en un laboratorio de investigación de Shell en los EE.UU. como una apuesta amistosa entre científicos para ver quién podía obtener el máximo de millas por galón de sus vehículos. De estos humildes orígenes, la organización de la competencia para la economía de combustible evolucionó y se trasladó a Europa. La Shell Eco-Marathon en su forma actual se inició en 1985 en Francia, y atrae a miles de jóvenes ingenieros y científicos de 20 países europeos. La Shell Eco-Marathon América se celebró por primera vez en el California Speedway en 2007.

El principio de la Shell Eco-Marathon es simple: diseñar y construir un

CAPÍTULO 2. LA COMPETICIÓN SHELL ECO-MARATHON

vehículo que utilice la menor cantidad de combustible para viajar a la distancia más lejana. En todo caso, los equipos pueden entrar en prototipos futuristas: racionalización de los vehículos en los que el único examen de diseño es la reducción de la fricción y la maximización de la eficiencia. En Europa, también existe la categoría de los más realistas vehículos "UrbanConcept", diseñados para satisfacer las necesidades de los actuales conductores. Combustibles convencionales como diésel, gasolina y gas licuado de petróleo, así como alternativos como GtL, solar, etanol, hidrógeno y los biocombustibles puede alimentar los vehículos. Mientras los equipos respeten las normas de seguridad, el diseño de sus vehículos está limitado únicamente por su imaginación.

La competición Shell Eco-Marathon tiene una alta participación internacional (figura 2.1), en la edición europea del 2009 participaron equipos de 20 países diferentes pertenecientes a Europa y de otros continentes. En la edición europea del 2009 participaron en el grupo de prototipos 97 equipos, mientras que en el grupo de UrbanConcept participaron 28 equipos [5].



Figura 2.1: Participantes de la edición del 2009.

2.1. Tipos de vehículos

En la competición Shell Eco Marathon existen dos grupos de vehículos: *Prototype Group* y *UrbanConcept Group* [5].

Dentro de cada grupo existen varias categorías dependiendo de la fuente de energía: motores de combustión interna (gasolina 95, diésel, GLP,..), pilas de combustible de hidrógeno y energía solar.

2.1.1. Según el grupo

2.1.1.1. Prototype Group

El Grupo de Prototipos permite una creatividad técnica mayor, únicamente se establecen unas restricciones mínimas en los aspectos críticos, son vehículos cuyo único objetivo es reducir el consumo aumentando la eficiencia y reduciendo la fricción. Los vehículos deben de tener 3 ó 4 ruedas, en cuanto a dimensiones la altura máxima es de 100 cm, la longitud no debe exceder los 350 cm y la anchura debe de ser inferior a los 130 cm.

La forma geométrica de estos vehículos no tiene restricciones, por lo que suelen tener forma de álabes para reducir la resistencia aerodinámica y con ello el consumo. La posición del piloto es con los pies por delante (por normativa) y lo más horizontal posible sin disminuir su visibilidad frontal para reducir el área frontal y con ello la resistencia aerodinámica. Un ejemplo de prototipo es el que aparece en la Figura 2.2.



Figura 2.2: Prototipo participante en la edición 2009

2.1.1.2. UrbanConcept Group

La diferencia frente al Grupo de Prototipos es que los UrbanConcept deben tener una apariencia más similar a la de los coches que circulan por carretera. Los vehículos UrbanConcept deben cumplir una normativa más específica, las normas determinan que el vehículo tenga 4 ruedas e imponen la existencia de retrovisores, parabrisas, puertas laterales, suelo, maletero y faros, intermitentes y luces de freno. Una característica particular de este grupo es de que los vehículos que compiten en él requieren un sistema "Stop & Go".

Las dimensiones de los vehículos UrbanConcept son mayores que las de los prototipos y están más restringidas. La altura de los vehículos debe estar comprendida entre 100 y 130 cm., el ancho total deben estar entre 120 y 130 cm. y la longitud debe de ser superior a 220 cm. e inferior a 350 cm.

Un ejemplo de vehículo UrbanConcept es el de la figura 2.3.



Figura 2.3: UrbanConcept participante en la edición del 2009

2.1.2. Según fuente de energía

Los resultados de consumo de los vehículos durante la competición son expresados en kilómetros por litro (es decir, distancia teórica cubierta usando la energía equivalente a un litro de gasolina sin plomo 95) corregido a una temperatura de 15°C.

Independientemente del combustible utilizado, la clasificación se determina a partir de este consumo equivalente de gasolina sin plomo 95. Este cálculo se realiza utilizando el poder calorífico inferior (PCI), que representa la cantidad de energía liberada por unidad de masa o volumen de combustible durante la combustión completa produciendo vapor y dióxido de carbono.

Los valores típicos de PCI (por unidad de masa) para los distintos combustibles se dan en la tabla 2.1. Los valores de PCI (por unidad de volumen) a

15°C se calculan en el día de la competición, multiplicando el PCI basado en la masa por la densidad del combustible a 15°C.

Por ejemplo, si una distancia de 1.000 km se cubre con un litro de Diesel, cuya energía correspondiente es de 35.663 kJ (si se supone una densidad de combustible de 0,83716 kg/l a 15°C), esto representa 0,0280 kilómetros recorridos por kJ. Puesto que la energía de un litro de gasolina sin plomo 95 es 32.010 kJ (si se supone una densidad de combustible de 0,74616 kg/l a 15 °C), esto corresponde a una distancia corregida de 896 kilómetros (redondeado a la unidad más cercana). El resultado final de un vehículo que cubrió 1.000 km con un litro de combustible diésel (a temperatura de referencia de 15 °C) es, pues, 896 kilómetros por el equivalente a 1 litro de gasolina sin plomo 95 (también en la temperatura de referencia de 15°C).

Combustible	PCI por unidad de masa (KJ/kg)
Gasolina sin plomo 95	42.900
GLP	46.000
Diesel	42.600
Fatty Acid Methyl Ester	37.700
Gas to Liquid	44.000
Etanol	26.900
Hidrógeno	119.930

Tabla 2.1: PCI de los distintos combustibles utilizados en la competición

Según su fuente de energía los vehículos se pueden dividir en motores de combustión interna, pilas de combustible y energía solar. Dentro de los motores de combustión interna hay distintos combustibles.

2.1.2.1. Motores de combustión interna

2.1.2.1.1. Gasolina 95

Fue el combustible más utilizado en la edición del 2009 y el equipo que ganó en el grupo de prototipos, *LPTI St Joseph La Joliverie Nantes*, utilizó

dicho combustible, consiguiendo una distancia teórica de 3.771 km con tan solo 1 litro de gasolina 95. En el grupo UrbanConcept el equipo *Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto* consiguió el séptimo puesto con 343 km/l.

Es el más utilizado en la competición, gracias a su fácil adquisición y al hecho de que la gran mayoría de motores de reducidas dimensiones son de gasolina 95.

2.1.2.1.2. Diesel

En la actualidad, en Europa, la venta de coches con motor diésel supera a la de coches con motor de gasolina. Esto se debe a un menor precio del combustible y al hecho de que actualmente, al contrario de como sucedía en el pasado, los coches diésel poseen prestaciones similares a las de los coches con motor de gasolina.

Pese a lo anterior, el número de vehículos que utilizaron este combustible en la competición fue bajo. El equipo que logró la máxima distancia teórica en el grupo de prototipos, en la convocatoria del 2009, con este combustible fue *IUT Valenciennes GMP* con 1930 km/l, consiguiendo el puesto 14; mientras que en el grupo de UrbanConcept el equipo *Lycée Jean-Baptiste de Baudre Agen* consiguió el décimo puesto con 245 km/l.

2.1.2.1.3. GLP

El gas licuado del petróleo (GLP) es la mezcla de gases condensables presentes en el gas natural o disueltos en el petróleo. Los componentes del GLP, aunque a temperatura y presión ambientales son gases, son fáciles de condensar, de ahí su nombre. En la práctica, se puede decir que los GLP son una mezcla de propano y butano. El gas es almacenado a presión para mantenerlo en estado líquido.

Su uso en la competición del 2009 fue muy reducido, únicamente 4 equipos en el grupo de prototipos lo utilizaron en la convocatoria del 2009. A pesar

de ello, el equipo *Lycée Marcel Callo Redon* consiguió un décimo puesto utilizando este combustible, con 2380 km por litro; en el grupo de UrbanConcept el número de equipos fue de 3 y el equipo *Technical University of Denmark* consiguió el tercer puesto con 589 km por litro.

2.1.2.1.4. Etanol

El compuesto químico etanol, conocido como alcohol etílico, se presenta como un líquido incoloro e inflamable. El etanol es un compuesto químico que puede utilizarse como combustible, bien solo, o bien mezclado en cantidades variadas con gasolina, y su uso se ha extendido principalmente para reemplazar el consumo de derivados del petróleo.

El etanol puede producirse de dos formas. La mayor parte de la producción mundial se obtiene del procesamiento de materia biológica, en particular ciertas plantas con azúcares. El etanol así producido se conoce como bioetanol. Por otra parte, también puede obtenerse etanol mediante la modificación química del etileno, por hidratación.

Su uso en la competición del 2009 fue reducido, 7 prototipos, consiguiendo la mejor marca con dicho combustible el equipo *IUT Aix-en-Provence* con una distancia de 1.356 km/l y un puesto 21. En el grupo UrbanConcept ningún equipo utilizó etanol.

2.1.2.1.5. GtL

GtL (Gas-to-Liquid) es un proceso de refinado para convertir el gas natural u otros hidrocarburos gaseosos en hidrocarburos de mayor cadena, como gasolina o combustible diésel. Los gases ricos en metano se convierten en combustibles líquidos, ya sea a través de la conversión directa o a través de gas de síntesis como un intermediario, por ejemplo utilizando los procesos Fischer Tropsch o Mobil. El combustible obtenido de GtL se quema de forma más limpia que el diésel convencional. Está prácticamente libre de azufre y es incoloro e inodoro, y los escapes de los vehículos emiten menos contaminantes. Pruebas realizadas por Shell mostraron que los motores emiten un 91 %

menos de monóxido de carbono, un 63 % menos de hidrocarburos, un 26 % menos de partículas y un 6 % menos de óxidos de nitrógeno que si hubieran estado utilizando diésel normal. [7]

En la competición del 2009 en el grupo de prototipos únicamente un equipo utilizó este combustible, *sg Tongerlo Gertrudiscollege*, consiguiendo una marca de 114 km/l; en el grupo de UrbanConcept 2 equipos utilizaron GtL consiguiendo un puesto 14 el equipo *I.T.I.P. "l.BUCCI"* con una marca de 240 km/l.

2.1.2.1.6. Fatty Acid Methyl Ester (FAME)

El FAME es más conocido como biodiésel. El biodiésel es un biocombustible sintético líquido que se obtiene a partir de lípidos naturales como aceites vegetales o grasas animales. A principios del siglo XXI, en el contexto de búsqueda de nuevas fuentes de energía y la creciente preocupación por el calentamiento global del planeta, se impulsó su desarrollo para su utilización en automóviles como combustible alternativo a los derivados del petróleo.

En la competición del 2009 ningún participante utilizó este combustible.

2.1.2.2. Hidrógeno

Una pila de combustible, también llamada célula o celda de combustible, es un dispositivo electroquímico de conversión de energía similar a una batería, pero se diferencia de esta última en que está diseñada para permitir el reabastecimiento continuo de los reactivos consumidos; es decir, produce electricidad de una fuente externa de combustible y de oxígeno, en contraposición a la capacidad limitada de almacenamiento de energía que posee una batería. En los automóviles esta electricidad puede ser utilizada para abastecer uno o varios motores eléctricos que son los encargados de producir el movimiento de las ruedas. En los últimos años el hidrógeno se ha convertido en una fuente de energía alternativa muy popular en el sector automovilístico y varios fabricantes están desarrollando automóviles propulsados con hidrógeno.

En la competición del 2009 en el grupo de prototipos, 10 equipos utilizaron este combustible logrando un segundo puesto el equipo *Technical University of Denmark, DTU* con una marca de 3.549 km/l. Por otro lado en el grupo de UrbanConcept, 5 equipos utilizaron este combustible consiguiendo el equipo *NTNU (Norges Tekniske og Naturvitenskapelige Universitet)* el primer puesto con una marca de 1.246 km/l.

2.1.2.3. Energía solar

Actualmente, la energía solar se utiliza para producir calor, calentando un fluido, la mayoría de las veces agua, y para producir electricidad mediante placas fotovoltaicas. Su uso en vehículos consistiría en transformar la energía solar en electricidad, mediante placas fotovoltaicas, y después, mediante baterías y motores eléctricos, utilizar la electricidad para propulsar el vehículo. La energía solar es una fuente de energía inagotable, su uso no produce ningún contaminante y no crea dependencia entre países como sucede con los combustibles fósiles.

Su uso en la competición del 2009 fue bajo, únicamente 4 equipos utilizaron esta fuente de energía en la categoría de prototipos y no se presentó ninguno en el grupo de UrbanConcept. Los resultados de este tipo de vehículos no son comparables con el resto de fuentes de energía ya que las marcas de estos vehículos se miden en km/kWh, el equipo con mejor resultado fue *Lycée Louis Pasquet Arles* con una marca de 665 km/kWh.

2.2. Descripción del prototipo

Después de ver todos los tipos de energías y vehículos que pueden participar en la competición, en el proyecto se ha optado por elegir la categoría de prototipos y como fuente de energía la gasolina 95.

La elección del vehículo tipo A (prototipo), se debe, a que mientras que en los vehículos de tipo B la normativa impone la mayor parte del diseño del vehículo (forma de la carrocería, número de ruedas, etc), en la categoría de prototipos se tienen menos restricciones por lo que las posibilidades de innovación son mayores.

La elección de la gasolina 95 se fundamenta en el hecho de que gran parte de la flota automovilística mundial utiliza este combustible como fuente de energía. Además los vehículos que utilizan este combustible producen unas emisiones menores de partículas contaminantes a la atmósfera, que los vehículos que utilizan motores diésel.

Por otra parte la diferencia de precio de ambos combustibles se está reduciendo, habiendo llegado en determinados períodos de tiempo, a ser más barata la gasolina, lo que unido al menor precio de los vehículos de gasolina puede llevar a un aumento en la proporción de vehículos de gasolina, frente a los vehículos diésel, por esto la investigación en vehículos de gasolina se hace más necesaria en un futuro cercano.

2.3. Normativa referente al diseño

Algunos parámetros de diseño vienen dados por las siguientes normas [6]:

Artículo 25: Diseño del vehículo:

Durante el diseño y construcción del vehículo y la planificación de la competición los participantes del equipo tienen que poner especial atención en todos los aspectos de seguridad. El vehículo debe tener 3 o 4 ruedas, las cuales durante el desarrollo normal de la carrera deben mantener el contacto continuo con la carretera. Están prohibidos los apéndices aerodinámicos, que se ajusten o sean propensos a cambiar de forma debido al viento mientras el vehículo está en movimiento.

El cuerpo del vehículo no puede incluir ningún apéndice exterior que pueda dañar a los miembros de otros equipos. El interior del vehículo no puede contener ningún objeto que pueda dañar al piloto en caso de colisión.

Artículo 26: Dimensiones:

- La máxima altura del vehículo debe ser inferior a 100 cm.
- La altura máxima medida en la parte superior de la cabina de conducción debe ser inferior a 1,25 veces el máximo ancho de vía entre las dos ruedas más exteriores.
- El ancho de vía debe ser de al menos 50 cm, medidos entre los puntos medios, donde los neumáticos tocar el suelo.
- La distancia entre ejes debe ser de al menos 100 cm.
- La anchura total máxima del vehículo no debe exceder los 130 cm.
- La longitud total máxima del vehículo no debe exceder los 350 cm.
- El peso máximo del vehículo, sin conductor, es de 140 kg.

Artículo 27: Solidez del Cuerpo / Chasis:

Los miembros del equipo deben asegurarse de que la carrocería del vehículo y/o el chasis son sólidos. La cabina debe estar equipada con una barra antivuelco eficaz, con un ancho que se extienda más allá de los hombros de los conductores autorizados. La barra debe estar incluida en el chasis y tiene que estar 5 cm por encima de la parte superior del casco del conductor en la posición normal de conducción y con el cinturón de seguridad debidamente abrochado. Esta barra debe ser capaz de soportar una carga de 70 kg aplicada en su centro sin doblarse. La cabina del vehículo debe ser lo suficientemente amplia como para garantizar que el conductor no sería expuesto directamente en caso de colisión frontal o lateral.

Artículo 28: Visibilidad:

El conductor debe tener acceso a un arco de visibilidad directa (ahead, and to) 90 ° a cada lado del eje longitudinal del vehículo. Este campo de visión debe ser logrado sin la ayuda de ningún dispositivo óptico (o electrónico) tales como espejos, prismas, periscopios, etc. El movimiento de la cabeza del conductor dentro de los confines de la carrocería del vehículo para lograr una completa visión de arco está permitido. El vehículo debe estar equipado con un retrovisor en cada lado del vehículo, cada uno con una superficie mínima de 25 cm². La visibilidad proporcionada por los espejos, y su adecuada fijación, serán objeto de inspección. Un dispositivo electrónico no puede sustituir al retrovisor. Un inspector verificará la visibilidad en cada uno de los vehículos con el fin de evaluar la seguridad en pista. Este inspector comprobará la buena visibilidad con siete bloques de 60 cm de alto repartidos cada 30° en un semicírculo de 5 m de radio por delante del vehículo.

Artículo 29: Cinturones de seguridad:

El asiento del conductor debe estar equipado con un cinturón de seguridad eficaz que tenga al menos cinco puntos de montaje para mantener el conductor en su asiento. El quinto punto debe estar diseñado y equipado para evitar que el conductor se deslice hacia delante en caso de un accidente frontal. Los 5 cinturones independientes deben estar firmemente fijados a la estructura principal del vehículo y abrocharse con una sola hebilla, diseñado específicamente para este propósito. La hebilla del cinturón de seguridad y las fijaciones deben ser de metal. El cinturón de seguridad debe llevarse abrochado en todo momento cuando el vehículo está en movimiento. La validez del cinturón y su instalación serán evaluadas durante la inspección técnica del vehículo con el conductor a bordo utilizando el arnés de seguridad para la suspensión. El cinturón de seguridad debe soportar una fuerza de al menos 1,5 veces el peso del conductor.

Artículo 30: Acceso de vehículos:

Es imperativo que los conductores puedan dejar sus vehículos en cualquier momento y sin asistencia en menos de 10 segundos. Los vehículos con carrocería cerrada deben estar equipados con una apertura de la cabina lo suficientemente grande. El puesto de conducción debe diseñarse de tal forma que los servicios de emergencia puedan extraer fácilmente al conductor de su vehículo, si es necesario. Dicha apertura puede ser cerrada en su totalidad o en parte por medio de bisagras, desmontables y/o puertas plegables, siempre que el mecanismo de liberación sea fácilmente operable desde el interior y que el método de apertura desde el exterior esté claramente marcada por una flecha de color rojo y no requiera herramientas. Está prohibido fijar o reforzar el mecanismo de cierre de la cabina con cinta adhesiva.

Artículo 31: Posición de conducción:

Por razones de seguridad, la posición de conducción con la cabeza por delante está prohibida.

Artículo 32: Cabina - Ventilación:

Los equipos participantes deben tener en cuenta las altas temperaturas que podrían alcanzarse en el interior del vehículo, lo que afecta negativamente al confort en la conducción. La cabina debe ser adecuadamente ventilada para proporcionar aire fresco para el conductor y estar equipado con un filtro solar. Se recomienda que los conductores consuman cantidades suficientes de agua para evitar la deshidratación.

Artículo 33: Sistema de combustible del motor y de aislamiento del conductor:

Un mamparo permanente, rígido y resistente al fuego debe montarse entre el compartimento del motor y la cabina, lo que impida cualquier acceso manual del piloto al compartimento del motor. Todo el sistema de combustible, desde el tanque al motor, se debe colocar detrás de este mamparo o en un compartimento completamente separado de la cabina.

Artículo 37: Ruedas, ejes y cubos de rueda:

Todos los tipos de ruedas están permitidos. Cualquier tipo de llanta puede ser utilizada. Las llantas deben ser compatibles con las dimensiones de los neumáticos seleccionados a fin de satisfacer las normas de seguridad. Los equipos deben tener en cuenta el hecho de que las ruedas de bicicletas y motocicletas no están generalmente diseñadas para proporcionar fuerzas sustanciales de agarre lateral en las curvas, como se puede requerir en los vehículos de la Shell Eco-Marathon a ciertas velocidades. Los ejes de las ruedas deben ser de un tamaño adecuado para las cargas distribuidas a ambos lados y no en voladizo. Se debe tener cuidado para distribuir las cargas, a fin de evitar cualquier deformación de las ruedas o sus ejes. Las ruedas situadas en el interior del vehículo deben estar aisladas del conductor por un tabique. Cualquier manipulación de las ruedas está prohibida desde el momento en que el vehículo esté en la línea de salida hasta que cruza la línea de meta.

Capítulo 3

Parámetros de diseño

3.1. Ruedas del vehículo

Antes de comenzar con el diseño del vehículo se ha de tener en cuenta el número de ruedas que se necesitan para el prototipo ya que es un factor determinante. Por lo que respecta a los neumáticos, la cubierta está normalizada de forma que todos los equipos han de utilizar el mismo modelo, el cual es fabricado por Michelin.

El neumático es un modelo no comercial diseñado específicamente para la competición Shell Eco-Marathon.

Es interesante analizar las características que tienen la mayoría de los vehículos que participan en la competición, e intentar determinar, cuales sería interesante incorporar al vehículo desarrollado en este proyecto.

En primer lugar, casi todos los modelos que participan disponen de tres ruedas, dos en el eje delantero y una en el trasero. Esto se debe a que se reduce el rozamiento con respecto a cuatro ruedas y no produce inestabilidades a bajas velocidades típicas en estos vehículos (en torno a los 40-45 km/h de punta).

Considerando la experiencia de los equipos competidores y que la utilización de tres ruedas, en lugar de cuatro, hace reducir considerablemente las pérdidas por rozamiento se decide implantar el sistema de tres ruedas para el prototipo.

3.2. Dimensiones del prototipo

A partir de las dimensiones del vehículo se puede determinar las pérdidas aerodinámicas producidas por el contacto con el aire y también puede determinarse el reparto de cargas del prototipo y con esto la potencia necesaria del motor.

3.2.1. Batalla

La distancia entre ejes, también conocida como batalla, es la separación que existe entre los centros de las ruedas traseras y delanteras. Para determinarla con exactitud es necesario que la suspensión esté en reposo y la dirección perfectamente alineada hacia el frente. A la hora de diseñar un vehículo las proporciones afectan en gran medida al comportamiento y desempeño de cualquier estructura mecánica.

En general, un vehículo con una batalla mayor será más estable que uno con una batalla menor, pero esto depende de las condiciones de recorrido a las que se enfrente. En el presente proyecto se encuentra otro compromiso, a parte de la estabilidad, el peso. A mayor batalla, mayor peso tendrá la estructura ya que se necesitará más material.

3.2.2. Ancho de vía

El ancho de vía es la distancia que separa las ruedas de un mismo eje, medida desde el centro del neumático en su punto de contacto con el suelo. El

producto de la anchura total del vehículo (dependiente del ancho de vía) y su altura, junto con un coeficiente corrector, determina el área frontal del prototipo. Es importante minimizar este área para reducir al máximo las fuerzas aerodinámicas.

El ancho de vía mínimo permitido por la normativa es de 50 cm. De forma que se ha de diseñar el vehículo basándose en esta medida. La mayoría de los vehículos de la competición tratan de alcanzar este valor mínimo de forma que su anchura total sea lo menor posible.

3.3. Ruedas motrices y directrices

Si se tiene en cuenta la experiencia de los competidores, los vehículos que ostentan las mejores marcas en este evento disponen de un sistema de dirección trasera, y transmisión en este mismo eje, aunque las soluciones para implementar el sistema son variadas.

3.3.1. Eje directriz

Un sistema de dirección convencional en el tren delantero implicaría un aumento del ancho de vía y su correspondiente aumento de área frontal. Si se consiguiera un eje delantero fijo, se pueden aproximar las ruedas a la carrocería lo máximo posible reduciendo la superficie frontal y sus correspondientes pérdidas debidas a la resistencia aerodinámica. En la figura 3.1 se puede ver claramente la influencia del eje delantero en la aerodinámica.

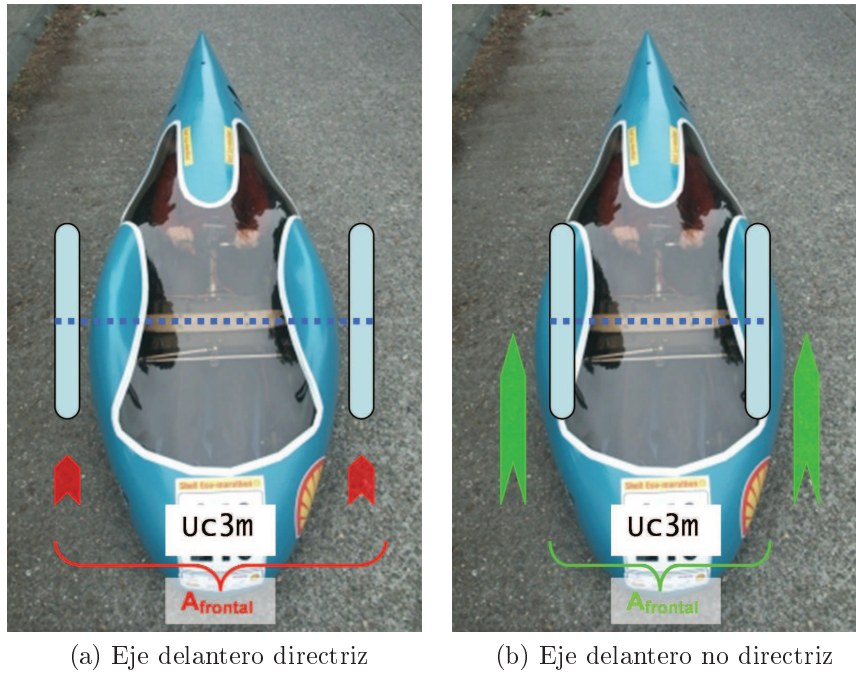


Figura 3.1: Aerodinámica dependiente del sistema de dirección

En la figura izquierda (flechas rojas) las ruedas han de estar separadas del cuerpo del vehículo para permitir su giro con lo que el área frontal es mayor con respecto a la figura de la derecha (flechas verdes) en la que las ruedas del eje delantero no forman parte del sistema de dirección. Al disminuir el área frontal se logra disminuir la resistencia aerodinámica.

La solución al problema aerodinámico puede darse con un sistema de dirección trasera. Si se utiliza este tipo de dirección, las ruedas del eje delantero se pueden aproximar lo máximo posible a la estructura del vehículo reduciendo así el área frontal.

3.3.2. Eje motriz

Existen al menos tres opciones en cuanto a la elección del eje motriz del vehículo, teniendo en cuenta que ya se ha dispuesto que el prototipo sea de 3 ruedas, dos en el eje delantero y una en el trasero.

Una primera opción sería hacer el eje delantero motriz. Este sistema haría que dos ruedas impulsaran el vehículo, con la gran desventaja de deslizamiento de las ruedas en las curvas o el peligro de que una de las ruedas pierda el contacto con la carretera (lo cual además de suponer un peligro de vuelco incumple la normativa) en el caso de no disponer de diferencial. Si este fuera instalado aumentaría las pérdidas de potencia en la transmisión, además de aumentar el peso del vehículo y con ello su consumo.

Por otra parte, hacer motriz únicamente una de las ruedas delanteras generaría un desequilibrio de tracción que originaría pérdidas y generaría desequilibrios en la dirección del vehículo.

La última opción sería la de hacer motriz el eje trasero, lo cual, añadido al hecho de que este es el eje direccional, complica en cierto modo el diseño de la dirección o de la transmisión al tener que mantener una relación de transmisión constante entre el motor y la rueda motriz. Esta relación impone en el diseño que el giro producido por la dirección, sea el mismo en el motor y en la rueda.

A pesar de este inconveniente de diseño, esta configuración minimiza las pérdidas producidas por falta de tracción y hace aumentar la estabilidad con respecto a los dos casos anteriores, con un peso menor.

3.4. Posición del piloto

Una solución importante para reducir el consumo del vehículo es reducir al máximo el área frontal. Como es lógico la posición del piloto influye en gran manera en este parámetro, ya que la altura del prototipo depende sobre todo del espacio necesario para el piloto. Una solución para este problema es que el piloto fuera tumbado boca abajo y con la cabeza por delante, pero esto además de peligroso en caso de choque está prohibido por la normativa. Por lo anterior, el piloto habrá de llevar los pies por delante y, para reducir la altura ocupada por este, irá en una posición lo más reclinada posible siempre que

mantenga una buena visibilidad y confort que le permita manejar el vehículo sin dificultad y con seguridad, una idea de lo dicho se puede apreciar en la figura 3.2.

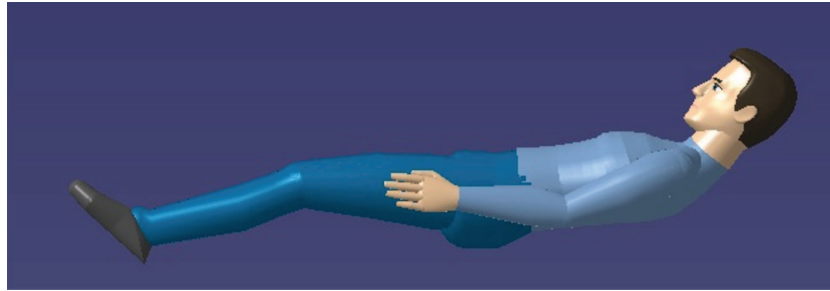


Figura 3.2: Posición del piloto

3.5. Sistema de dirección

Como se ha comentado anteriormente para el diseño del prototipo se ha optado por un sistema de dirección trasera lo que permite reducir el área frontal del vehículo. Además el eje motriz será el trasero también, por lo que hay que tener en cuenta esto en el diseño del sistema de dirección.

Tras estudiar varias posibles soluciones se ha optado por hacer que el sistema de transmisión y el motor giren en conjunto, para evitar pérdidas de transmisión. Tras estudiar las configuraciones que permitan lo anterior y que no modifiquen los parámetros anteriores, como un aumento del área frontal, se ha optado por realizar un bastidor trasero, en el cual se encuentran el motor, el sistema de transmisión y la rueda trasera, que pivote mediante un eje respecto al resto del vehículo. La solución propuesta se puede apreciar en la figura 3.3.

En cuanto a los mandos de dirección deben de permitir que el manejo sea intuitivo, que no exija aplicar una fuerza excesiva en su manejo y que no sea ni demasiado lento ni demasiado sensible. Además ha de facilitar el control del vehículo desde una posición ergonómica para el piloto y permitir abandonar

el prototipo fácilmente, ya que una de las normas impone un tiempo máximo de evacuación del vehículo.

También por motivos de seguridad hay que impedir que los mandos puedan dañar al piloto en caso de impacto. Por último, la normativa exige que el vehículo pueda ser dirigido con una sola mano.

Se han estudiado varias soluciones, como por ejemplo el uso de un volante, pero en este caso se ha determinado que el sistema necesario para utilizar un volante aumentaría considerablemente la masa y dificultaría la evacuación del vehículo.

Como solución final, se ha decidido que los mandos de la dirección sean unas palancas que al estar colocadas a los lados del piloto permiten la evacuación del vehículo sin dificultad.

En cuanto al sistema para transmitir el movimiento de las palancas al bastidor trasero, se ha estudiado la posibilidad de utilizar barras o cables para desplazar el bastidor trasero mediante las palancas. Los cables presentan el inconveniente de poder trabajar solo a tracción, con lo que los esfuerzos que habrá de realizar el piloto no se distribuirán entre los dos brazos, sino que tendrá que utilizar un brazo para girar en un sentido y el otro para girar en el contrario. A pesar de este inconveniente se ha decidido usar los cables ya que los cálculos realizados demuestran que los esfuerzos necesarios no son elevados y la solución del cable supone un menor peso y una mayor libertad en cuanto al espacio requerido pues mediante el uso de poleas se puede adaptar el recorrido del cable al resto de la estructura. Una primera idea del sistema se puede apreciar en la figura 3.3

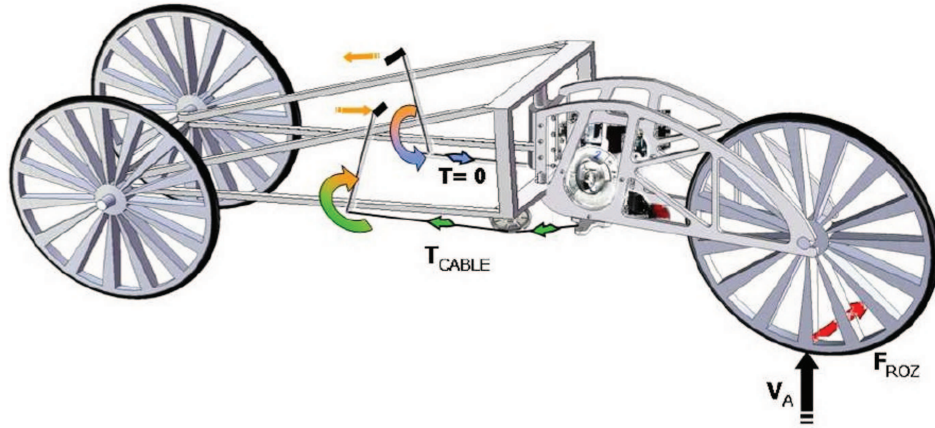


Figura 3.3: Sistema de dirección mediante palancas[8]

Para más información sobre el sistema de dirección del prototipo se puede recurrir al Proyecto Fin de Carrera de título “Estudio y diseño del sistema de dirección del prototipo destinado a participar en la competición Eco-Marathon Shell” realizado por Adrián Casco Hernández [8].

3.6. Sistema de transmisión

El eje motriz será el eje trasero y el motor se encontrará montado en el bastidor trasero, que gira con el sistema de dirección, por lo que el eje del motor y de la rueda motriz permanecen paralelos en todo momento.

Dado que el motor girará a un número de revoluciones muy superior al régimen de giro necesario para la rueda motriz, será necesario un sistema de transmisión que transmita el movimiento del motor a la rueda, a la vez que proporciona una relación de transmisión adecuada para la velocidad deseada del vehículo. En este caso es necesario que la relación de transmisión sea constante y que las pérdidas sean lo más reducidas posibles, ya que uno de los objetivos es reducir el consumo energético del vehículo. Existen varias soluciones que cumplen las condiciones antes descritas:

- Transmisión mediante engranajes.
- Transmisión mediante cadenas.
- Transmisión mediante correa dentada.

De las tres soluciones nombradas, las más adecuadas serían la transmisión mediante cadenas o la transmisión mediante correa dentada, ya que la distancia entre ejes con estos sistemas es flexible respecto a la relación de transmisión, mientras que en el caso de engranajes, habría que tener muy en cuenta la relación de transmisión al diseñar el bastidor trasero. También estos sistemas tienen una cierta elasticidad que proporciona un arranque más suave. El sistema de transmisión todavía está en proceso de diseño por lo que aún no se conocen sus parámetros; pero dado que el sistema de transmisión estará situado en el bastidor trasero, no influirá en el diseño de la estructura que se va a estudiar en este proyecto.

Capítulo 4

Estructuras de vehículos

4.1. Estructura en escalera

En la década de 1920, cuando la producción en cadena ya estaba establecida, la configuración del coche estándar era la construcción de "carrocería sobre chasis" independiente. Esto tiene ciertas ventajas, como la flexibilidad de fabricación, lo que permite incorporar con facilidad diferentes estilos de carrocería, y permite tratar el chasis como una unidad separada, incorporando todos los componentes mecánicos. La forma de la estructura del chasis era ideal para el montaje del sistema de suspensión por ballestas, que era universal en ese momento. Además este sistema se vio favorecido por el hecho de que en aquellos tiempos la industria estaba dividida en fabricantes de chasis y fabricantes de carrocerías. La tradición jugó un papel adicional en la elección de este método.

La estructura en escalera consistía en dos largueros de sección abierta (normalmente secciones en C) dispuestos longitudinalmente y unidos mediante travesaños perpendiculares de sección abierta (figura 4.1).



Figura 4.1: Estructura de largueros de sección abierta

Los perfiles de sección abierta, usados en los chasis en las décadas de 1920 y 1930, son particularmente flexibles a la torsión. Los chasis de esa época tenían una baja rigidez a torsión.

Durante el siglo XX se realizaron distintas modificaciones de este tipo de estructura buscando una mayor rigidez a torsión. La última versión de la estructura en escalera es el chasis “twin tube” o “multi tube”. Este es esencialmente un chasis como los de 1920, con largueros laterales conectados mediante travesaños perpendiculares, pero ahora los largueros y los travesaños son tubos de sección cerrada (figura 4.2).

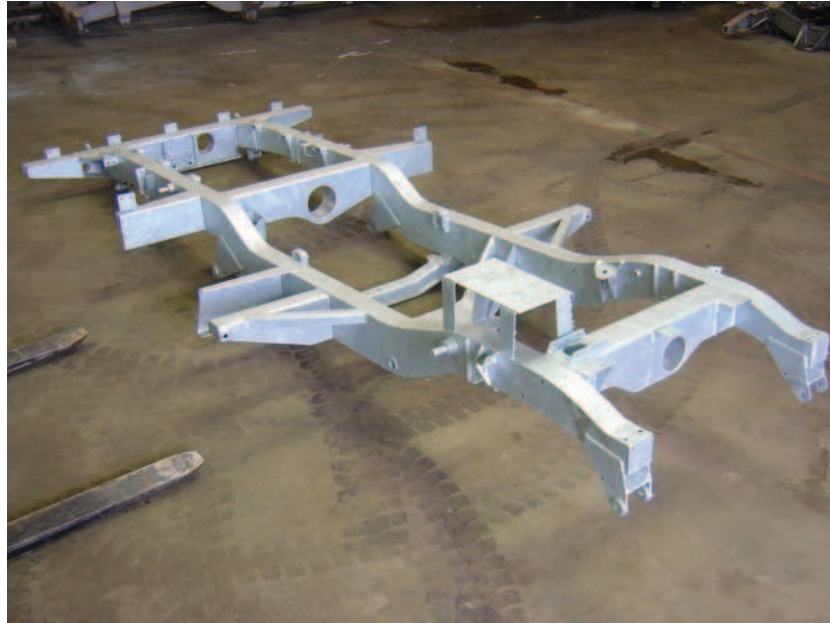


Figura 4.2: Estructura de largueros de sección cerrada

La ventaja de esta estructura es que para perfiles con dimensiones de sección transversal similares, los perfiles con sección cerrada serán miles de veces más rígidos a torsión que sus equivalentes de sección abierta.

La estructura de largueros se utiliza todavía en algunos vehículos de pasajeros y son casi universales en los vehículos de transporte pesados de mercancías [9, 10].

4.2. Estructura de tubo central

El chasis de tubo central es un tipo de construcción de chasis de automóvil que es similar a la estructura de largueros. En lugar de una estructura tipo escalera de dos dimensiones, consta de una columna vertebral fuerte tubular (por lo general rectangular en sección transversal) que conecta las zonas

delantera y trasera de anclaje de suspensión. La carrocería se coloca sobre esta estructura.

La estructura de tubo central es un ejemplo del concepto de “tubo de sección grande”. El chasis obtiene su rigidez de la gran superficie cerrada de sección transversal del tubo central. Una dimensión típica puede ser 200 mm x 150 mm.

Es casi una característica de diseño de la marca Checa de camiones pesados Tatra (todoterrenos, militares, etc) - Hans Ledwinka desarrollo este estilo de chasis para Tatra en 1923 con el modelo Tatra 11. El diseño se vio mejorado con el modelo 6x4 Tatra 26, que tenía excelentes capacidades off-road.

Este tipo de chasis también se puede encontrar en algunos coches deportivos como algunos modelos de Lotus como el de la figura 4.3 [9, 11].

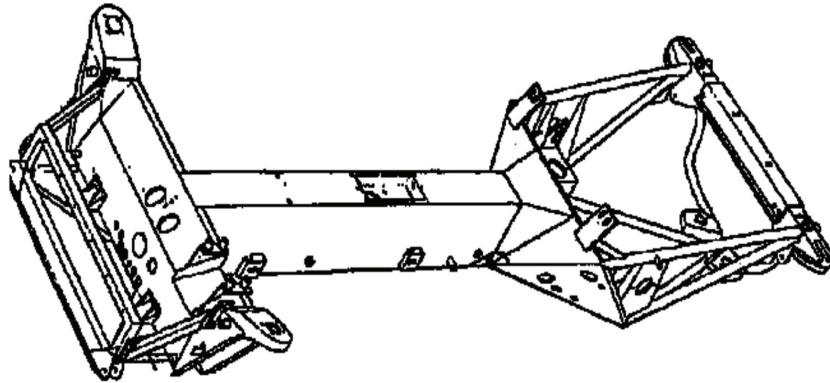


Figura 4.3: Estructura de tubo central

4.3. Estructura tubular triangulada

El enfoque más común para usar las estructuras tubulares trianguladas, especialmente para los coches deportivos, es el diseño en "bañera", en el que

la estructura triangulada rodea el exterior del cuerpo. Un ejemplo clásico es el Caterham que se muestra en la figura 4.4. Este enfoque tiene la ventaja de que la carrocería puede consistir en un revestimiento de chapa fina, conectada directamente con el marco. Si el vehículo es un coche abierto, la cabina interrumpe la "caja cerrada" necesaria para la rigidez de torsión. En tal caso, la rigidez de torsión es a veces restaurada por el "enjaulado" del túnel de transmisión, o del capó (o ambos) con bahías triangulares. También pueden aportar alguna mejora al comportamiento a torsión rigidizadores en los bordes superiores de la abertura del compartimiento de pasajeros, sobre todo en las esquinas.

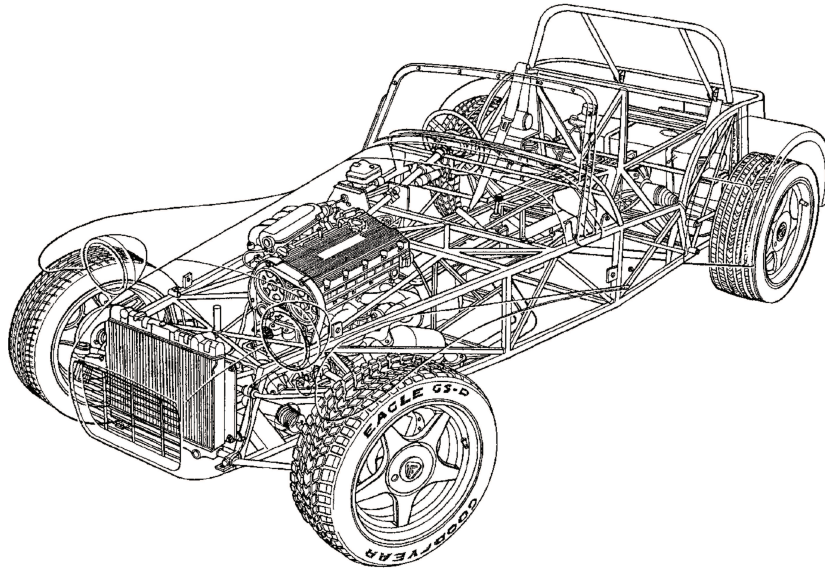


Figura 4.4: Estructura tubular triangulada

Este método de construcción es el más adecuado para producción de bajo volumen debido al bajo coste de las herramientas. No se adapta bien a la producción en masa debido a la complicación y al trabajo intensivo de fabricación.

Otra manera de utilizar el principio del "tubo" es hacer que el tubo abarque toda la carrocería del automóvil. Una versión de esto, se muestra en la estructura triangulada del coche deportivo, que se visualiza en la figura 4.5. La "jaula" triangulada ahora se extiende alrededor de la cabina de pasajeros. La sección transversal del cuerpo es muy grande con lo que el valor de la constante de torsión es grande también [9].



Figura 4.5: Estructura tubular triangulada que incluye la cabina

4.4. Estructura monocasco

La conclusión lógica del planteamiento de "caja cerrada" es el "monocasco". Para ello, la superficie exterior realiza la doble función de carrocería y estructura.

Esta es la versión automovilística de la construcción de "revestimiento resistente" de los aviones. Tiene una gran eficiencia de peso.

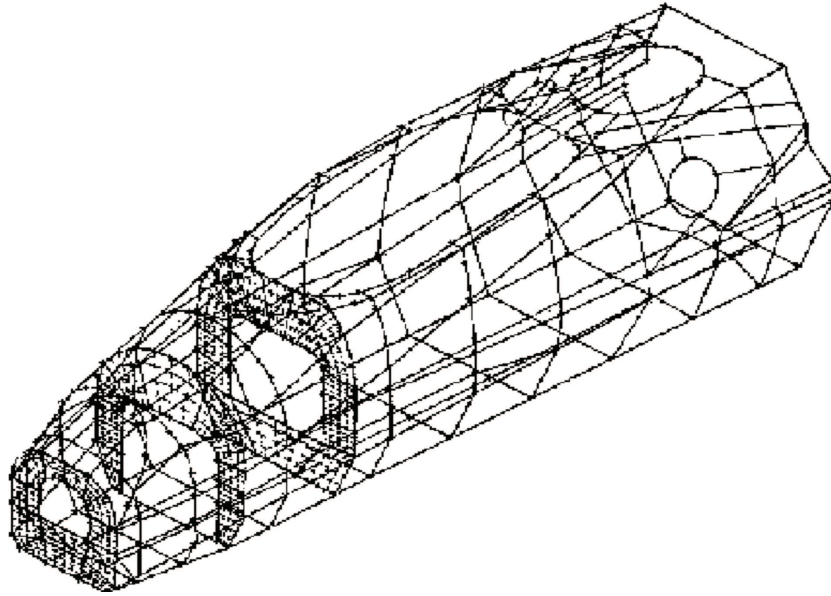


Figura 4.6: Estructura monocasco

La estructura de coche monocasco pura es relativamente rara. Su uso generalizado se limita únicamente a las carreras automovilísticas, como se muestra en la figura 4.6. Hay varias razones para esto.

En primer lugar, para que el monocasco trabaje de manera eficiente, se requiere un tubo completamente cerrado. Sin embargo, los vehículos utilitarios requieren aberturas para la entrada de pasajeros, para permitir la visibilidad hacia el exterior, etc. Esto requiere interrumpir el “armazón único”, con lo que se transforma en una sección abierta, con la consiguiente reducción de la rigidez a torsión. Además, el monocasco requiere refuerzos: para evitar el pandeo y para soportar cargas en el plano, por ejemplo, de la suspensión.

Los típicos coches monocasco de la Fórmula 1, generalmente hechos de material compuesto sándwich de fibra de carbono, pueden tener rigidez de torsión superior a $30.000 \text{ Nm}/^\circ$ para el “tubo” de materiales compuesto solo. En estos vehículos, el motor y la caja de cambios también actúan como estructuras de soporte de carga, en serie con el monocasco [9].

4.5. Estructura de plataforma

Otro tipo de chasis de automóviles es la "estructura de plataforma". Está por lo general fabricada con chapa de metal, en la cual los componentes del suelo (eje de balancín, travesaños, etc) son de sección cerrada grande, con buenas uniones entre los componentes. Es por lo tanto, una estructura "emparrillada" de componentes con altas propiedades de torsión y flexión a nivel local. En muchos casos (no todos), la parte superior del cuerpo es tratado como estructuralmente insignificante. La estructura de plataforma es de uso frecuente para los vehículos de bajo volumen de producción, en los que estilos diferentes del cuerpo, o rápidos cambios del modelo son necesarios.

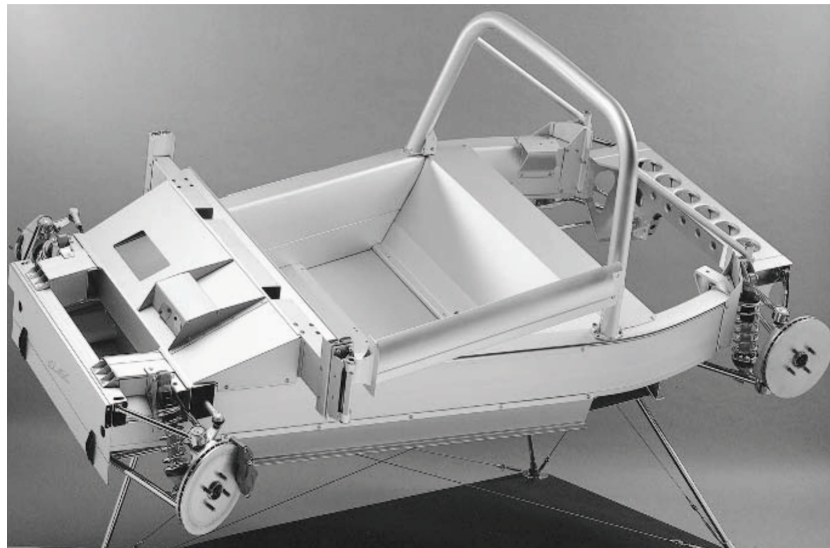


Figura 4.7: Estructura de plataforma

El Lotus Elise (ver figura 4.7) es un ejemplo de una estructura de plataforma de aluminio.

Este enfoque se utiliza a menudo para crear versiones cabrio o descapotable de coches sedán, con carrocería autoportante [9].

4.6. Estructura perimetral

Otro tipo de estructura es la perimetral o bastidor de “jaula de pájaro”. Un ejemplo típico es el vehículo de aluminio Audi A2 (figura 4.8).

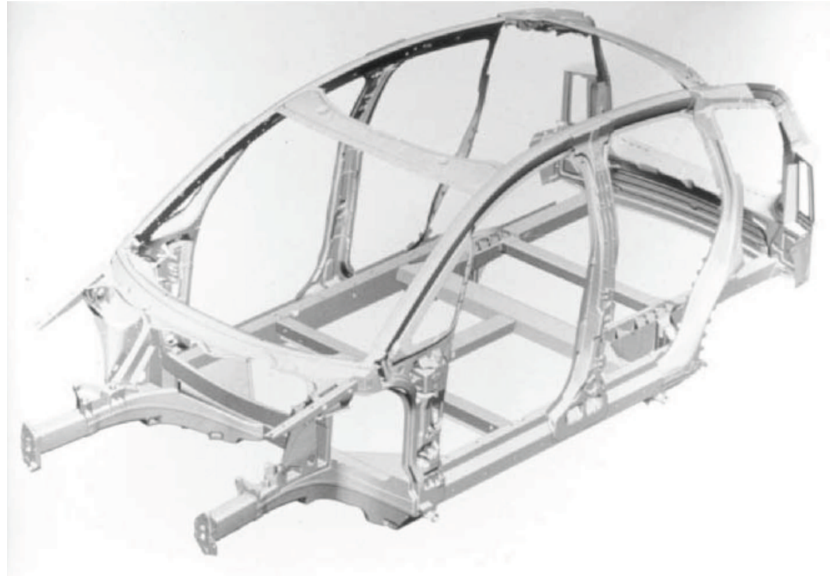


Figura 4.8: Estructura perimetral

En este tipo de estructura, los componentes tubulares de sección relativamente pequeña se construyen en pórticos de articulaciones rígidas, soldadas entre sí en las articulaciones o "nodos". El marco de tubos es moderadamente eficaz en la resistencia a cargas de corte, en el plano local. Por ello, los componentes del borde de cada marco, y especialmente las esquinas, deben ser rígidos a nivel local en flexión.

La elección de este método de construcción está generalmente dictada por las necesidades de producción. En el caso del A2, los distintos componentes de la estructura son de aluminio extruido o fundido (con algunos componentes adicionales de chapa prensada), y deben ser ensamblados utilizando "nodos" o articulaciones soldadas [9].

4.7. Carrocería autoportante

El tipo de estructura de automóvil más utilizada es la “integral” (o "unitaria"), carrocería metálica de chapa de acero soldada por puntos. Está bien adaptada a los métodos de producción en masa. La carrocería es autoportante, por lo que un chasis separado es innecesario, lo que supone un ahorro de peso.

El primer coche con carrocería autoportante producido en masa fue presentado en la década de 1930. Un ejemplo notable de este tipo de estructura fue el Citroën 11 CV, que se muestra en la figura 4.9, que estuvo en producción desde 1934 hasta 1956.



Figura 4.9: Carrocería autoportante del Citroën 11 CV

En 1938 se realizó un interesante estudio sobre el vehículo Hillman 10 HP, cuando la estructura fue modificada de una carrocería separada sobre chasis (modelo de año 1938) a una carrocería autoportante (modelo de 1939) el resto del vehículo permaneció en gran medida idéntico. La rigidez a torsión pasó de 934 Nm/° para el chasis y la carrocería (en conjunto) para el modelo antiguo, a 3.390 Nm/° para la carrocería autoportante.

La figura 4.10 muestra un ejemplo de una carrocería autoportante moderna. La carrocería autoportante es en realidad una mezcla de monocasco y tipo “jaula de pájaro”. El cuerpo forma una estructura de "caja cerrada" (con alta rigidez). Las paredes, o “superficies” de la caja, consisten en paneles de chapa (como el techo, el suelo, mamparas, etc) siempre que sea posible. El resto de la estructura son marcos abiertos (marcos laterales, marcos del parabrisas, etc) formando la superficie de la caja, donde las aberturas son necesarias. Los perfiles también se utilizan para resistir carga fuera del plano, por ejemplo, en el suelo.

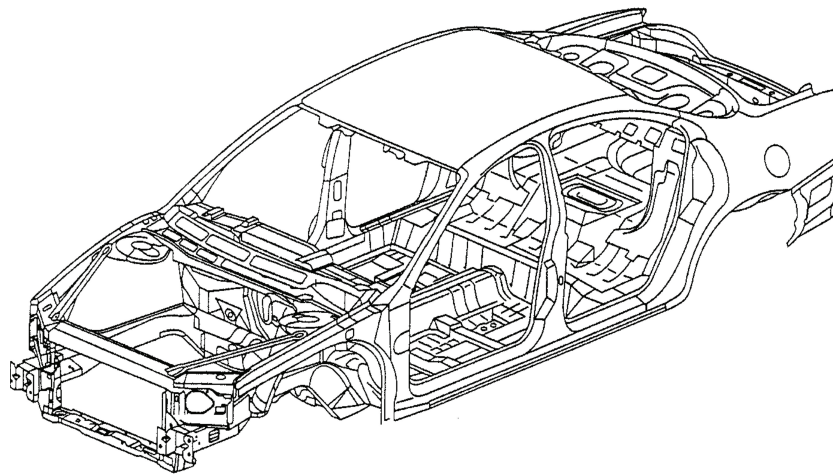


Figura 4.10: Carrocería autoportante

En la carrocería autoportante los paneles y componentes de la carrocería están estampados en chapa de acero y son unidos sobre todo con soldadura por puntos, aunque en determinadas zonas de la carrocería se utiliza a veces remaches, soldadura por láser u otros métodos. Los perfiles se forman por doblado o prensado de chapa de acero, soldados entre sí. Estos perfiles pueden ser independientes (por ejemplo, el pilar B), o pueden formar parte de los paneles más grandes (como en el caso del túnel de transmisión), o pueden estar conectados a los paneles por soldadura por puntos (por ejemplo los refuerzos del suelo, etc).



Figura 4.11: Carrocería autoportante de ULSAB

La carrocería de acero ultraligero, ULSAB, (figura 4.11) es una versión modernizada de este tipo de estructura que bien puede mostrar el camino de la evolución en un futuro cercano. En este, el hidroconformado (la creación de secciones transversales complejas moldeando los tubos mediante presión hidráulica interna) se utiliza ampliamente como un método alternativo de fabricación de los componentes tubulares. La soldadura láser también se utiliza ampliamente, además de paneles sandwich de acero. Las uniones mediante soldadura láser y adhesivo, ambos más rígidos que la soldadura por puntos, se utilizan ampliamente para unir los paneles entre sí. El resultado es una estructura más ligera y más rígida que las carrocerías autoportantes de acero “tradicionales”.

Aunque el acero es utilizado en la fabricación de la mayoría de carrocerías de vehículos de altos volúmenes de producción, los proveedores de materiales alternativos, tales como aluminio y materiales compuestos, han desarrollado tecnologías para realizar carrocerías autoportantes también. Por ejemplo, el vehículo de aluminio intensivo, AIV, está hecho de paneles de chapa de aluminio prensados, soldados entre sí.

Si está bien construida, la carrocería autoportante tiene una buena capacidad de resistencia a la torsión, flexión y otras cargas. Debido a que la estructura se compone de la superficie externa del cuerpo, es mucho más rígida que la mayoría de los otros tipos de estructura de vehículo [9, 10].

Capítulo 5

Modelado de la estructura

5.1. Estructura modelo

5.1.1. Diseño.

A la hora de diseñar la estructura, se debe tener en cuenta que el objetivo es reducir el consumo, por lo que esta tendrá que ser lo más ligera posible, siempre claro, dentro de los límites que impone la seguridad del piloto.

Como la estructura ha de ser fabricada por los alumnos participantes en el proyecto, se ha optado por realizar esta mediante perfiles comerciales, los cuales serán unidos para formar la estructura, a la que luego se unirán el bastidor trasero, del que se ha hablado anteriormente, el asiento del piloto, el eje delantero y demás componentes necesarios.

Dentro de los perfiles comerciales hay varias opciones, desde perfiles simples como los perfiles redondos, angulares o cuadrados; hasta perfiles algo más complicados como los perfiles ICA, que poseen la ventaja de una unión más simple, ya que no presentan la necesidad de realizar taladros ni necesitan piezas de unión como escuadras (ver figura 5.1).

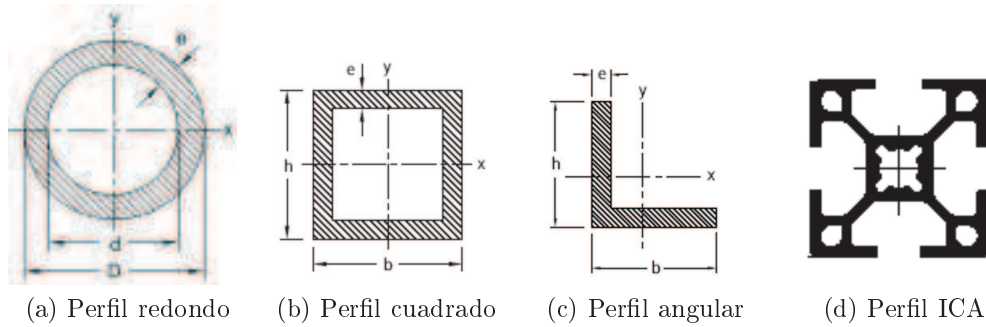


Figura 5.1: Ejemplos de perfiles comerciales

Finalmente se ha optado por los perfiles cuadrados, pues estos presentan más facilidad de unión que los perfiles redondos o angulares. A pesar de que los perfiles cuadrados presentan la necesidad de realizar taladros se ha optado por ellos, en lugar de los perfiles ICA, porque estos últimos, al presentar una geometría más complicada, tienen un mayor peso por unidad de longitud.

Respecto a las dimensiones, hay que recordar que un parámetro que influye en gran manera en la resistencia aerodinámica del vehículo es el área frontal:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2$$

donde F_{xa} es la resistencia aerodinámica al avance; ρ es la densidad del aire; C_x es el coeficiente de resistencia aerodinámica en la dirección X, el cual depende de la forma del vehículo; A_f es el área frontal y V la velocidad del vehículo [12].

Con respecto a la altura, se ha dicho que el piloto irá reclinado, por lo que la altura de la estructura en su parte más alta se ha decidido que sea de 50 cm. Respecto al ancho, hay que recordar que la normativa impone que el ancho de vía sea superior a 50 cm, y como anteriormente se dijo, para reducir la resistencia aerodinámica, el ancho de vía tiene que ser lo más próximo a este valor, con lo que el ancho de la estructura debería ser algo inferior a 50 cm, ya que las ruedas se colocarán exteriores a la estructura; pero la normativa también impone que la estructura proteja al piloto en caso de un choque lateral, por lo que todo el cuerpo del piloto deberá encontrarse dentro de

dicha estructura, por ello y para que el piloto pueda manejar los controles del vehículo (dirección, aceleración y frenado) sin demasiada incomodidad, se ha decidido que el ancho de la estructura sea de 50 cm. Las dimensiones de la estructura se representan en la figura 5.2.

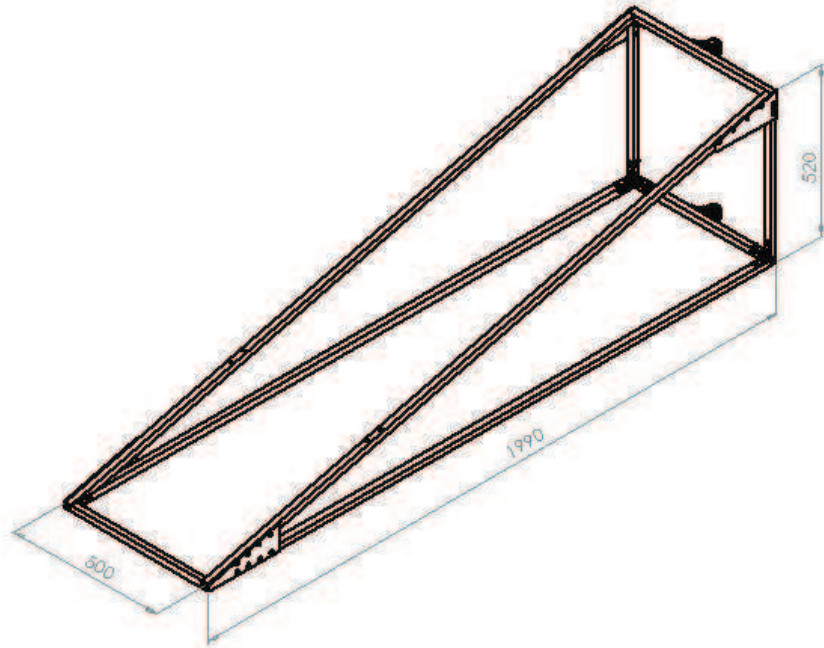
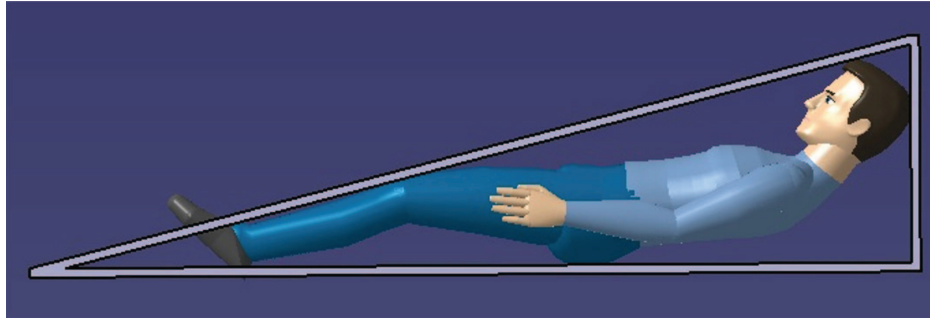
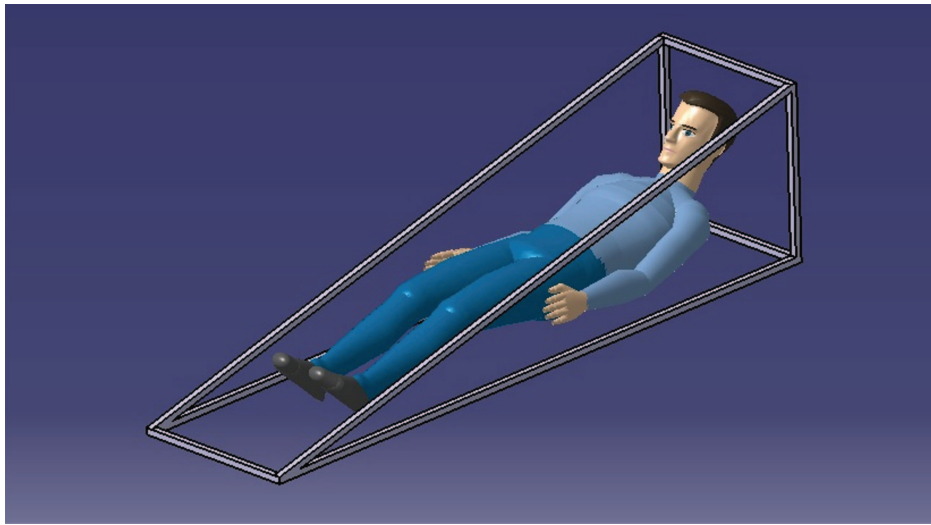


Figura 5.2: Dimensiones estructura

Dado que el piloto irá reclinado con los pies por delante, la estructura delantera, vista lateralmente, tendrá forma de triángulo rectángulo, geometría simple, que posibilita que el piloto esté completamente protegido por la estructura y permite un uso mínimo de material (ver figura 5.3). Además esta geometría facilita que la carrocería fijada a la estructura tenga una forma más aerodinámica. La estructura delantera estará compuesta de dos triángulos rectángulos cuyos vértices estarán unidos mediante perfiles horizontales, de tal forma que la distancia entre los dos triángulos, como se ha dicho antes, sea de 50 cm.



(a) vista lateral



(b) vista isométrica

Figura 5.3: La estructura triangular se adapta a la posición del piloto

El bastidor trasero estará unido a la estructura delantera a través de un eje que permita a este girar con respecto a la estructura. Dicho eje irá unido a la estructura en dos puntos situados en la parte superior e inferior de la parte trasera de la estructura.

En cuanto a la colocación del eje delantero hay que tener en cuenta que cuanto más bajo esté el centro de gravedad del vehículo mayor será la estabilidad. La condición de vuelco puede formularse como:

$$\frac{F_y}{F_z} = \frac{B/2}{h}$$

donde F_y es la suma de fuerzas laterales sobre el vehículo, como pueden ser

la fuerza centrífuga en las curvas o la fuerza generada por viento lateral; F_z es la suma de fuerzas verticales sobre el vehículo, como son el peso y la sustentación aerodinámica; B es el ancho de vía y h la altura del centro de gravedad. El vuelco del vehículo se produce cuando el término de la izquierda es mayor que el término de la derecha [12].

La cubierta de los neumáticos, como ya se ha dicho anteriormente, está normalizada, por lo que el diámetro de las ruedas, 500 mm, es un parámetro fijo. Para lograr disminuir la altura del centro de gravedad, el eje delantero estará fijado a los perfiles diagonales, de tal forma que la parte más baja de la estructura esté a 50 mm del suelo (Figura 5.4).

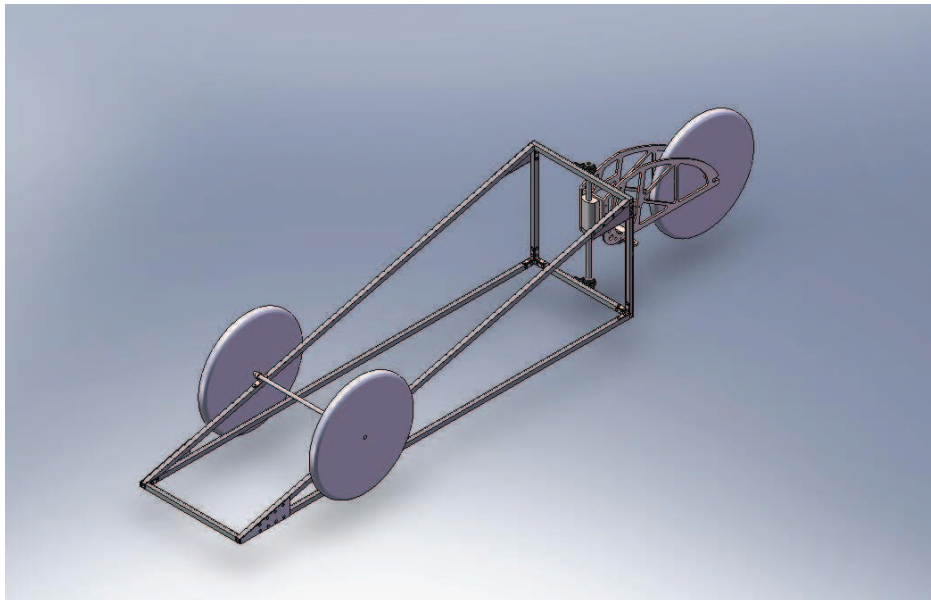


Figura 5.4: Estructura del prototipo

5.1.2. Materiales.

Puesto que la estructura ha de ser lo más ligera posible se ha de utilizar un material que posea una relación resistencia mecánica/densidad lo mayor posible. Materiales que cumplan esta característica existen varios; desde me-

tales como el aluminio o el titanio hasta materiales compuestos como la fibra de carbono o de vidrio con matriz polimérica.

5.1.2.1. Materiales compuestos

Los materiales compuestos se obtienen al unir dos materiales para conseguir una combinación de propiedades que no es posible obtener en los materiales originales. Estos compuestos pueden seleccionarse para lograr combinaciones poco usuales de rigidez, resistencia, peso, rendimiento a altas temperaturas, resistencia a la corrosión, dureza o conductividad.

Los materiales compuestos se pueden clasificar en tres categorías: con partículas, con fibras y laminares, dependiendo de la forma de dichos materiales. Los materiales reforzados con partículas tendrán propiedades isotrópicas si las partículas de refuerzo están distribuidas uniformemente; los compuestos con fibras pueden ser isotrópicos o anisotrópicos; los laminares siempre tienen un comportamiento anisotrópico.

Materiales compuestos reforzados con fibras

La mayoría de los materiales compuestos reforzados con fibra consiguen una mejor resistencia a la fatiga, mejor rigidez y una mejor relación resistencia-peso, al incorporar fibras resistentes y rígidas, aunque frágiles, en una matriz más blanda y dúctil. El material de la matriz transmite la fuerza a las fibras, las cuales soportan la mayor parte de la fuerza aplicada.

Una de las características únicas de los compuestos reforzados con fibra es que sus propiedades se pueden diseñar para soportar condiciones de carga diferentes. En la matriz se pueden introducir fibras largas y continuas en varias direcciones con lo que se puede obtener buena resistencia en las direcciones deseadas, esto permite optimizar el material obteniendo la máxima resistencia en la dirección que tenga mayores tensiones.

El principal problema de estos materiales es su alto precio, y que al ser una de sus ventajas la posibilidad de seleccionar los materiales para lograr

la combinación de propiedades deseadas, implica que han de ser fabricados bajo pedido lo que aumenta el coste [13].

5.1.2.2. Titanio

El titanio tiene una resistencia a la corrosión excelente, resistencia mecánica específica alta y buenas propiedades a altas temperaturas. Las resistencias hasta de 1.400 MPa, sumadas a una densidad de 4,505 g/cm³, proporcionan excelentes propiedades mecánicas. Una película adherente y protectora de TiO₂ proporciona excelente resistencia a la corrosión y a la contaminación [13].

Al igual que con los materiales compuestos, el principal problema del titanio es el coste. El metal tiene un alto precio debido a las dificultades del proceso de obtención y además presenta dificultades de mecanización dada su baja conductividad térmica.

5.1.2.3. Aluminio

El aluminio tiene una densidad de 2,70 g/cm³, es decir, la tercera parte de la densidad del acero y un módulo de elasticidad de 69 GPa. Aunque las aleaciones de aluminio tienen propiedades de resistencia a la tracción relativamente bajas en comparación con las del acero, su resistencia específica, es decir, su relación resistencia-peso es excelente.

Las propiedades físicas beneficiosas del aluminio son su alta conductividad eléctrica y térmica, su comportamiento no magnético y su excelente resistencia a la oxidación y a la corrosión. Este elemento reacciona ante el oxígeno, incluso a temperatura ambiente, para producir una capa extremadamente delgada de óxido de aluminio que protege el metal subyacente de muchos entornos corrosivos.

El aluminio, como se ha dicho, posee una buena relación resistencia-peso y una excelente resistencia a la oxidación y a la corrosión. Además tiene un

CAPÍTULO 5. MODELADO DE LA ESTRUCTURA

coste inferior al de los materiales compuestos y al del titanio sin por ello dejar de poseer las propiedades mecánicas que se requieren. Por estos motivos se ha optado por el uso de este material [13].

Por otra parte, existen múltiples empresas que venden perfiles de aluminio con un amplio catálogo de medidas y aleaciones, luego, se pueden encontrar los perfiles necesarios sin que tengan que ser fabricados bajo pedido, lo que reducirá su coste. En la tabla 5.1 se pueden ver las distintas aleaciones de aluminio, y algunas de sus propiedades, que utiliza una de dichas empresas para la fabricación de perfiles [14].

Aleación ENAW	Denominación Alu-Stock	Estado	Carga de rotura Rm Mpa	Límite elástico Rp 0,2 Mpa	Alargamiento A 5,65 %	Límite de fatiga Mpa	Dureza Brinell
1050	Puraltok 99,5	H111	65	20	26	50	30
5754	Magnealtok 30	H111	190	80	14	220	55
5083	Magnealtok 45	H111	270	115	14	250	70
6005	Simagaltok 6005	T6	260	215	8	190	90
6060	Simagaltok 6060	T5	160	120	8	160	60
6063	Simagaltok 6063	T5	175	130	6	165	62
6061	Simagaltok 6061	T6	290	240	8	190	95
6082	Simagaltok 6082	T6	310	260	8	210	95
6101	Simagaltok 6101	T6	215	160	8	-	71
6106	Simagaltok 6106	T5	225	190	10	-	75
7020	Alzintok 20	T6	350	290	10	270	120

Tabla 5.1: Aleaciones de aluminio utilizadas para fabricar perfiles[14]

En la tabla 5.2 se pueden observar algunas de las medidas de perfiles cuadrados que tiene en catálogo la empresa Alu-Stock.

DIMENSIONES		ESPESOR mm								
lado (mm)	lado (mm)	1.50	2.00	2.50	3.00	4.00	5.00	6.00	8.00	10.00
15	15	■	■							
16	16	■								
20	20	■	■		■					
25	25	■	■		■					
30	30	■	■		■					
35	35	■	■							
40	40	■	■	■	■	■				
45	45	■	■							
50	50	■	■		■	■	■			
60	60	■	■		■	■				
70	70	■	■		■	■				
80	80	■	■		■	■	■		■	

Tabla 5.2: Dimensiones de perfiles cuadrados[14]

Como primera opción para iniciar los cálculos de la estructura se ha seleccionado el perfil de 20x20 mm y 1,5 mm de espesor.

5.1.3. Uniones

Existen varios métodos para unir dos piezas metálicas [16]:

Soldadura: La soldadura es un procedimiento mediante el cual los metales se unen por fusión. Se reblandece y se funde el metal en los bordes a soldar, mediante el calor producido por un arco eléctrico o un soplete de oxiacetileno.

Adhesivos: Un adhesivo es una sustancia que aplicada entre las superficies de un material permite una unión resistente a la separación. El mecanismo de unión depende de la fuerza de unión del adhesivo al sustrato, llamada adhesión y de la fuerza interna del adhesivo, llamado cohesión. La adhesión depende, en gran medida, de una correcta preparación de los materiales a unir, una correcta elección del adhesivo a utilizar y un correcto proceso de pegado y curado del adhesivo. Además, para garantizar sus correctas propiedades, el adhesivo debe ser almacenado en

unas condiciones de temperatura media (8°C - 28°C) y una vez abierto el recipiente, el adhesivo debe ser usado lo antes posible. [15]

Uniones atornilladas: Las uniones atornilladas se llevan a cabo mediante piezas denominadas *tornillos*. Un tornillo es un elemento de unión formado por una espiga cilíndrica llamada *caña*, uno de cuyos extremos tiene una cabeza de forma determinada, estando el otro extremo roscado. La unión se forma introduciendo el tornillo en un agujero efectuado en las piezas a unir y colocando en el extremo roscado una *tuerca* con su *arandela* correspondiente. Las dimensiones de los tornillos vienen definidas por las distintas normas que regulan su uso en los diferentes países.

El uso de uniones atornilladas resulta interesante en estructuras desmontables. Si la unión es permanente, se suele fijar la tuerca, bien, con un ligero recalcado de la parte saliente de la espiga, matando el filete de la rosca, o con punto de soldadura.

Uniones remachadas: Las uniones remachadas se llevan a cabo mediante piezas denominadas *roblones* o *remaches*. Un remache es un elemento de unión que está formado por una espiga cilíndrica llamada *caña*, uno de cuyos extremos tiene una cabeza esférica, bombeada o plana, llamada *cabeza de asiento*. El remache se introduce en un agujero efectuado en las piezas a unir y mediante una máquina roblonadora se genera una presión uniforme en el otro extremo para formar una segunda cabeza (cabeza de cierre) que asegure la unión.

La unión por soldadura presenta la desventaja de que el aluminio es un metal que presenta problemas para ser unido mediante soldadura. El aluminio presenta una elevada afinidad por el O_2 , por lo que al intentar soldar este metal debido al calor se forma alúmina, la cual es refractaria e impide la correcta difusión del calor. Otro problema es la elevada conductividad térmica, la cual provoca grandes contracciones en el metal fundido, y además el aluminio tiene un elevado coeficiente de dilatación, lo cual conduce a elevadas deformaciones. Lo anterior, exige el uso de soldadura en atmósfera inerte, a

pesar de lo cual, se puede producir agrietamiento durante la solidificación y disminución de la resistencia en la zona afectada por el calor, debido a procesos de envejecimiento. La soldadura del aluminio exige un equipo especial que tiene un alto coste y además es un proceso complicado, por lo que no se considera una opción adecuada.

En cuanto a la unión adhesiva, presenta el inconveniente de que para garantizar una correcta adhesión, el adhesivo tiene que estar en correctas condiciones y el proceso de preparación y de pegado han de estar muy bien controlados. Dado que el vehículo va a ser pilotado por una persona y el fallo de las uniones puede derivar en daños para esta y que no se puede garantizar el correcto control del proceso de pegado, se considera que esta opción no es la adecuada. Además, para garantizar la correcta adhesión habría que modificar el diseño de la unión para que los esfuerzos sobre el adhesivo tuvieran la dirección más adecuada, lo que dificultaría el uso de perfiles comerciales.

Para este caso, la mejor solución sería el uso de uniones atornilladas o uniones remachadas. Las uniones remachadas presentan la ventaja de que son uniones permanentes, mientras que las uniones atornilladas podrían aflojarse si no se ha fijado la tuerca como se ha comentado anteriormente. Además, existen remaches los cuales pueden ser montados accediendo únicamente a uno de los lados de la unión, ya que se puede asegurar la unión desde el mismo lado que se ha introducido el remache; en cambio la unión roscada requiere que se pueda acceder a ambos lados para introducir el tornillo y para colocar la tuerca. En nuestro caso, esto permite realizar un número menor de taladros en la estructura.

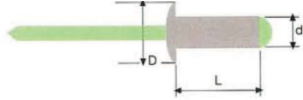
Se ha optado por realizar las uniones mediante el uso de remaches. Dado que los agujeros de unión serán de 5 mm de diámetro, se utilizarán remaches de 4,8 mm de diámetro. En la figura 5.5, se pueden ver algunos de los remaches disponibles en el catálogo de un fabricante de remaches. La longitud de los remaches dependerá del espesor de las piezas a unir [17].

CAPÍTULO 5. MODELADO DE LA ESTRUCTURA





Remachado estándar con un remache normal.



REMACHES NORMALES - ALUMINIUM RIVETS
Remaches de Aluminio AlMg3, clavo de acero / Aluminium Steel

Diámetro d + 0,08	L +1. -0,2	D +0. -0,8	Espesor a remachar	Cajita	Embalaje	Precio miliar €	Resistencia (en N) a		Código	Peso 1000 und.
							Tracción	Cizallamiento		
2,4	4	5	hasta 1,5	1.000	12.000	18,00	800	500	84 28 124 204 00	0,650
	6		1-3	1.000	12.000	19,00			84 28 124 206 00	0,700
	8		2-5	1.000	12.000	20,00			84 28 124 208 00	0,720
	10		3-7	1.000	12.000	22,00			84 28 124 210 00	0,770
	12		5-9	1.000	12.000	25,00			84 28 124 212 00	0,790
4,8	6	9,5	hasta 2	750	9.000	18,00	2.300	2.050	84 28 124 506 00	2,400
	8		2-5	750	9.000	22,00			84 28 124 508 00	2,600
	10		3-6	750	9.000	24,00			84 28 124 510 00	2,700
	12		4-8	500	6.000	26,00			84 28 124 512 00	2,950
	14		7-10	500	6.000	28,00			84 28 124 514 00	3,070
	16		8-11	500	6.000	30,00			84 28 124 516 00	3,120
	18		9-13	500	6.000	33,00			84 28 124 518 00	3,440
	20		10-15	500	6.000	36,00			84 28 124 520 00	3,490
	25		12-20	400	4.800	42,00			84 28 124 525 00	3,880
	30		15-25	400	4.800	48,00			84 28 124 530 00	4,300
	35		20-30	300	3.600	57,00			84 28 124 535 00	4,760
	40		25-35	300	3.600	65,00			84 28 124 540 00	5,200

Figura 5.5: Algunos de los remaches disponibles en un catálogo

Como no es posible unir directamente los perfiles mediante el uso de remaches, se necesita un elemento intermedio que facilite la unión de los perfiles.

En el caso de la unión de perfiles con un ángulo de 90° se ha decidido el uso de escuadras de acero, las cuales se unen a cada perfil mediante dos remaches utilizando dos taladros realizados en los perfiles para dicho fin. Un ejemplo de dicha unión se puede apreciar en la figura 5.6.

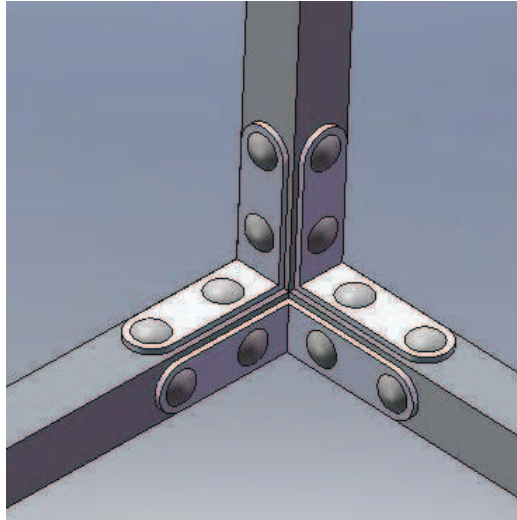


Figura 5.6: Unión de perfiles a 90° mediante el uso de una escuadra

En el caso de la unión de perfiles en un ángulo distinto de 90° se ha decidido el uso de una chapa de aluminio de 4 mm de espesor, cortada y taladrada como se aprecia en la figura 5.7, la cual se unirá mediante remaches a los perfiles.

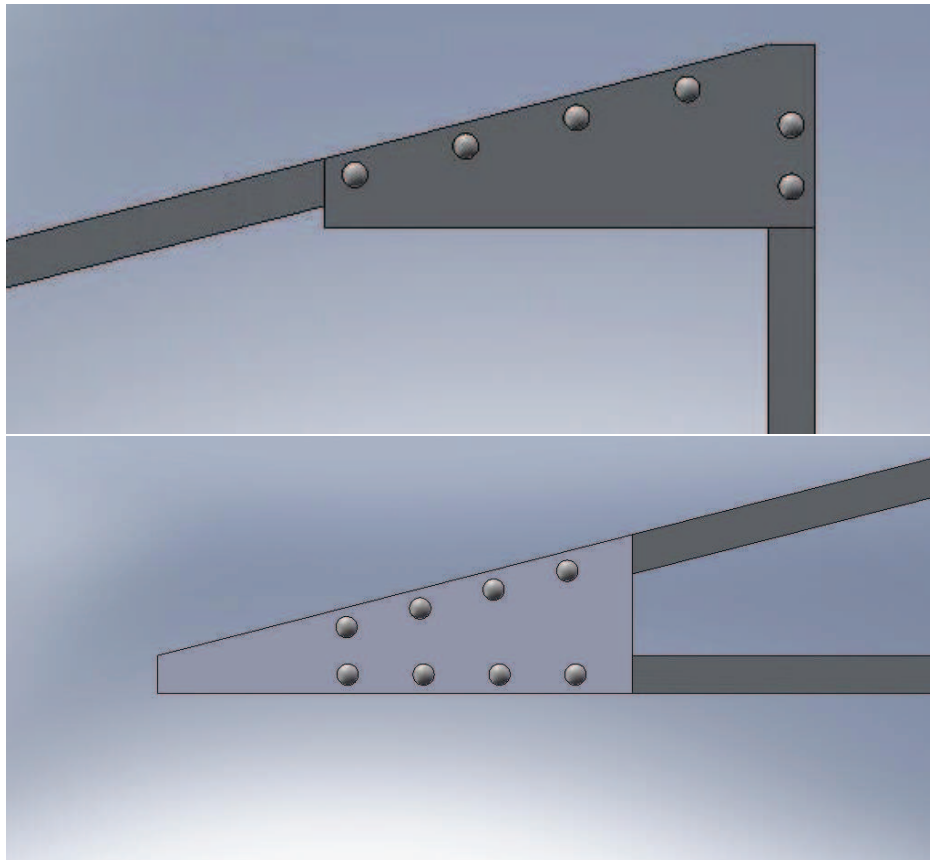


Figura 5.7: Uniones de perfiles en ángulo distinto a 90°

En cuanto a la unión entre el bastidor trasero y la estructura delantera se realiza mediante un eje vertical que permita el giro relativo del primero respecto al segundo. La unión de dicho eje a la estructura delantera se ha decidido realizarla mediante el uso de dos rodamientos con soporte, instalados en el centro de los dos perfiles horizontales traseros.

Dichos rodamientos deben soportar cargas radiales y axiales y tienen que tolerar ligeros errores de alineación que se puedan producir debidos al montaje del vehículo. Se ha optado por unos rodamientos de bolas con soporte de la marca SKF cuyos datos principales se pueden ver en la figura 5.8 [18].

CAPÍTULO 5. MODELADO DE LA ESTRUCTURA

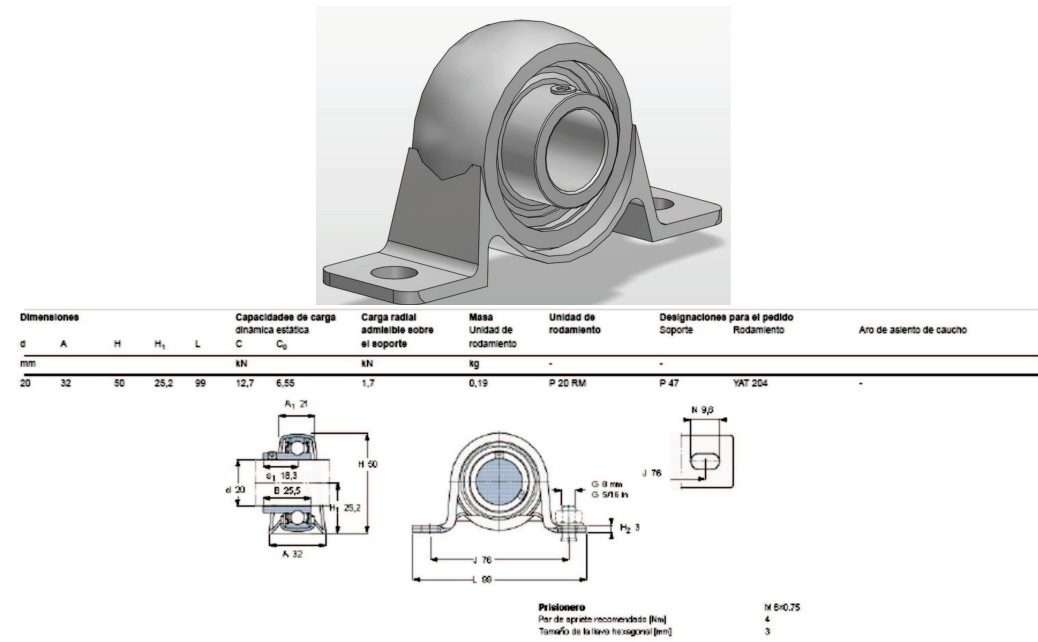


Figura 5.8: Datos del rodamiento

Capítulo 6

Modelado MEF

En general, los problemas de ingeniería son modelos matemáticos de situaciones físicas. Los modelos matemáticos de muchos problemas de ingeniería son ecuaciones diferenciales con un conjunto de límites y/o condiciones iniciales. Las ecuaciones diferenciales se derivan de la aplicación de leyes y principios fundamentales de la naturaleza a un sistema o volumen de control. Estas ecuaciones de gobierno representan balances de masa, fuerza o energía.

Existen problemas prácticos de ingeniería para los cuales no se pueden obtener soluciones exactas. Esta incapacidad para obtener una solución exacta se puede atribuir, ya sea, a la naturaleza compleja de las ecuaciones diferenciales de gobierno o a las dificultades que surgen de tratar con los límites y las condiciones iniciales. Para hacer frente a estos problemas, se recurre a aproximaciones numéricas. En contraste con las soluciones analíticas, que muestran el comportamiento exacto de un sistema en cualquier punto dentro del sistema, las soluciones numéricas aproximan las soluciones exactas sólo en puntos discretos, llamados nodos.

El método de elementos finitos consiste en la simulación de un sistema físico (con sus geometrías y condiciones de carga) por aproximación matemática de un sistema real. Mediante la división o discretización en bloques simples e

interrelacionados (llamados elementos), las incógnitas infinitas de un sistema físico se convierten en un número finito de incógnitas.

La respuesta de un sistema se caracteriza por sus grados de libertad (GDL). En el método de elementos finitos, los nodos son los puntos localizados por sus coordenadas en el espacio donde se considera que existen los grados de libertad y las acciones sobre el sistema físico.

Los elementos son una representación matemática matricial (denominada matriz de rigidez o de coeficientes) de la interacción entre los grados de libertad de un conjunto de nodos. Los elementos pueden ser lineales, superficiales, volumétricos o puntuales y pueden estar en espacios bidimensionales o tridimensionales. El modelo de elementos finitos consta de un cierto número de elementos de forma simple, conectados a nodos y sujetos a cargas. En conjunto, los elementos constituyen un modelo matemático de toda la estructura.

Varias ecuaciones lineales representan el comportamiento de cada elemento. La función de forma de un elemento es una función matemática que permite que los valores de los GDL de los nodos sean calculados para otros puntos en el elemento. Por eso, la función de forma de un elemento nos da la distribución de resultados dentro del elemento. La función de forma de un elemento representa el comportamiento asumido de un determinado elemento. La exactitud de la solución está estrechamente vinculada con cuanto se asemejen los valores que proporciona la función de forma asumida, con el comportamiento real.

El método de elementos finitos es un procedimiento numérico que puede ser usado para obtener soluciones a una amplia variedad de problemas de ingeniería que involucren análisis de tensiones, transferencia de calor, electromagnetismo y flujo de fluidos.

Los pasos básicos que intervienen en cualquier análisis de elementos finitos consisten en lo siguiente:

- **Fase de preprocesamiento:**

1. Crear y discretizar el dominio de la solución en elementos finitos, es decir, dividir el problema en nodos y elementos.
2. Elegir una función de forma que represente el comportamiento físico de un elemento, es decir, una función continua aproximada que se asume que representa la solución de un elemento.
3. Desarrollar las ecuaciones para un elemento.
4. Unir los elementos para presentar todo el problema. La construcción de la matriz de rigidez global.
5. Aplicar las condiciones de frontera, las condiciones iniciales y/o las condiciones de carga.

■ Fase de solución:

Resolver un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no lineales de forma simultánea para obtener resultados nodales, como los valores de desplazamiento en los diferentes nodos o los valores de temperatura en los diferentes nodos en un problema de transferencia de calor.

■ Fase Postprocesamiento:

Obtener otra información de interés. Se puede estar interesado en los valores de las tensiones principales, el valor de los flujos de calor, etc.

6.1. Software de elementos finitos

ANSYS es un completo programa de ordenador de elementos finitos de propósito general que contiene más de 100.000 líneas de código. ANSYS es capaz de realizar análisis estáticos, dinámicos, de transferencia de calor, de flujo de

fluidos y de electromagnetismo. ANSYS ha sido un programa líder de análisis por elementos finitos durante más de 20 años. Hoy en día, ANSYS se usa en múltiples campos de la ingeniería incluyendo el sector aeroespacial, automotriz, de la electrónica y nuclear [19].

A continuación se va a calcular la distribución de tensiones en cada uno de los perfiles de la estructura para comprobar que no se supera el límite elástico en ningún punto de los perfiles, para ello se va a utilizar el programa de análisis por elementos finitos ANSYS.

6.2. Cálculo de las cargas

El objetivo de este proyecto es dimensionar los perfiles que componen la estructura delantera y las uniones de estos al bastidor trasero. Lo primero es determinar las condiciones de carga para cada uno de los perfiles. Para ello se calculan los esfuerzos externos a los que se ve sometida la estructura y posteriormente se calcula la distribución de los esfuerzos sobre cada perfil.

6.2.1. Esfuerzos sobre la estructura

Un primer paso es estimar las cargas a las que se ve sometido el prototipo y calcular a partir de estas los esfuerzos sobre la estructura delantera.

Según el Artículo 27 de la normativa de la competición, la cabina tiene que estar equipada con una barra antivuelco que sea capaz de aguantar 70 kg aplicados en su centro sin deformarse, (dado que es probable que los jueces realicen una prueba sobre el vehículo para comprobar la resistencia de la barra, habrá que comprobar que el vehículo resista la situación de cargas que produciría dicha prueba). Por lo tanto el cálculo de la estructura deberá realizarse para dos casos de cargas distintos:

1. Caso de funcionamiento normal en el que las cargas a tener en cuenta son las cargas debidas a los componentes del vehículo y el peso del piloto.
2. Caso de prueba de la barra antivuelco en el que las cargas a tener en cuenta son las cargas debidas a los componentes del vehículo y una carga de 70 kg en el centro de la barra antivuelco.

6.2.1.1. Cargas en funcionamiento

En este caso se tienen en cuenta las cargas debidas a los componentes del vehículo y el peso del piloto. Como se indicó en el capítulo anterior, la estructura del vehículo estará compuesta por una estructura principal, en la que irán el asiento del piloto, los mandos de dirección, aceleración y frenado, un extintor, etc. y sobre la que se apoyará la carrocería del vehículo. A dicha estructura irán unidos el eje delantero y un bastidor trasero donde se encuentran el motor y el eje trasero. Para los cálculos se ha supuesto un peso total de la estructura delantera y los componentes que se encuentran sobre la estructura de 200 N; el peso del piloto se ha supuesto de 600 N. La normativa impone que el peso del piloto sea superior a 50 kg. Se han buscado pilotos que tengan un peso lo más próximo a dicho valor para reducir la masa y con ello el gasto de combustible. La aplicación de la carga en la estructura delantera se ha supuesto puntual, situada en el centro de gravedad estimado de dicha carga, el cual se ha supuesto que se halla situado a 600 mm de la unión entre la estructura delantera y el bastidor trasero. La carga que se aplica al bastidor trasero es la correspondiente a su peso y al peso del motor y la transmisión; se ha supuesto también puntual, de valor 50 N y aplicada a 125 mm de la unión del bastidor a la estructura delantera (los datos de cargas en el bastidor trasero han sido extraídos del Proyecto Fin de Carrera de título “Estudio y diseño del sistema de dirección del prototipo destinado a participar en la competición Eco-Marathon Shell” [8]). En la figura 6.1 se pueden ver las cargas aplicadas y su punto de aplicación.

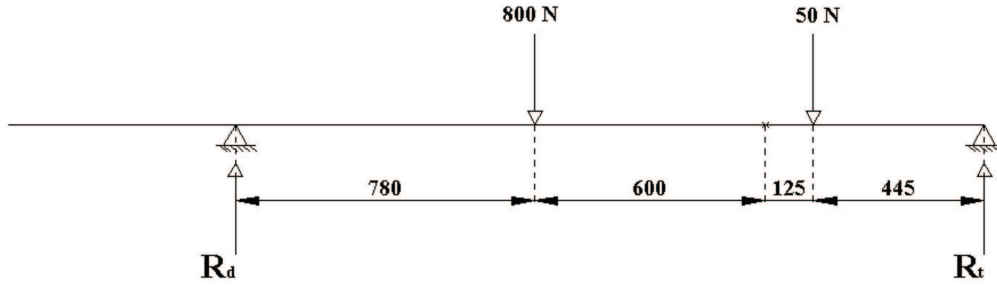


Figura 6.1: Cargas aplicadas a la estructura

Dado que los apoyos de la estructura son las ruedas del vehículo estos solo soportarán esfuerzos verticales. Igualando la suma de esfuerzos verticales a cero (ver figura 6.1):

$$\sum F_v = 0; \quad R_D + R_T - 800 - 50 = 0$$

e igualando el sumatorio de momentos en el apoyo trasero a cero (ver figura 6.1):

$$\sum M_T = 0; \quad 50 \cdot 445 + 800 \cdot (445 + 125 + 600) - R_D \cdot (445 + 125 + 600 + 780) = 0$$

se obtienen las reacciones producidas por los ejes de las ruedas:

$$R_d = \frac{50 \cdot 445 + 800 \cdot 1170}{1950} = 491,4N \quad (6.1)$$

$$R_t = 850 - 491,4 = 358,6N \quad (6.2)$$

donde R_d es la suma de las reacciones verticales en las 2 ruedas delanteras y R_t es la reacción vertical en la rueda trasera. Como se observa en los resultados, parte de la carga aplicada a la estructura delantera es transmitida a través de la unión al bastidor trasero y a través del bastidor trasero a la rueda trasera.

Dado que el objeto de estudio de este proyecto es la estructura delantera y su unión con el bastidor trasero, a continuación, se van a calcular las cargas que se transmiten a través de la unión. En la figura 6.2 se representan todas las cargas a las que se ve sometida la estructura delantera.

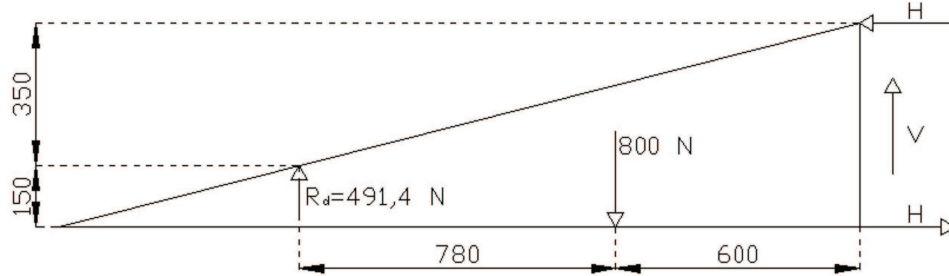


Figura 6.2: Cargas estructura delantera

Dado que los apoyos de la estructura, las ruedas, solo producen reacciones verticales, las fuerzas horizontales que se transmiten a través de los dos puntos de unión entre la estructura delantera y el bastidor trasero deben tener mismo módulo y sentidos contrarios. Puesto que las ruedas no tienen reacciones de momentos, ha de cumplirse que los momentos en el apoyo sean cero, en la figura 6.2 el apoyo es el punto donde está aplicada la carga de 491,4 N. A partir de igualar las cargas verticales a cero y de igualar el momento en dicho punto a cero se pueden calcular los esfuerzos que se dan en la unión (ver figura 6.2):

$$\sum F_v = 0; \quad V + 491,4 - 800 = 0 \quad V = 308,6N \quad (6.3)$$

$$M_{apoyo} = 0; \quad M_{apoyo} = 800 \cdot 780 - 308,6 \cdot (780 + 600) - H \cdot 350 - H \cdot 150$$

$$H = 396N \quad (6.4)$$

como se ve en los cálculos, las cargas en la unión de la estructura delantera con el bastidor trasero son dos fuerzas horizontales de igual módulo y distinto sentido, una en cada punto de unión, y una fuerza vertical, la cual, para cálculos posteriores se considerará que está compuesta por dos cargas iguales en ambos puntos de unión.

6.2.1.2. Carga de prueba

A continuación se realizan los mismos cálculos para las cargas a las que se vería sometida la estructura en la prueba de la barra antivuelco.

Las cargas a tener en cuenta en este caso serán el peso de la estructura delantera y los componentes que se encuentran sobre la estructura, que se ha supuesto de 200 N aplicados sobre un punto situado a 600 mm de la parte trasera de la estructura; el peso del bastidor trasero, el motor y el sistema de transmisión, que se ha supuesto de 50 N, puntual y aplicada a 125 mm de la unión entre el bastidor trasero y la estructura delantera (los datos de cargas en el bastidor trasero han sido extraídos del Proyecto Fin de Carrera de título “Estudio y diseño del sistema de dirección del prototipo destinado a participar en la competición Eco-Marathon Shell” [8]); y la carga de prueba de 700 N sobre el centro de la barra superior de la estructura. En la figura 6.3 se representan las cargas que se han supuesto y su punto de aplicación.

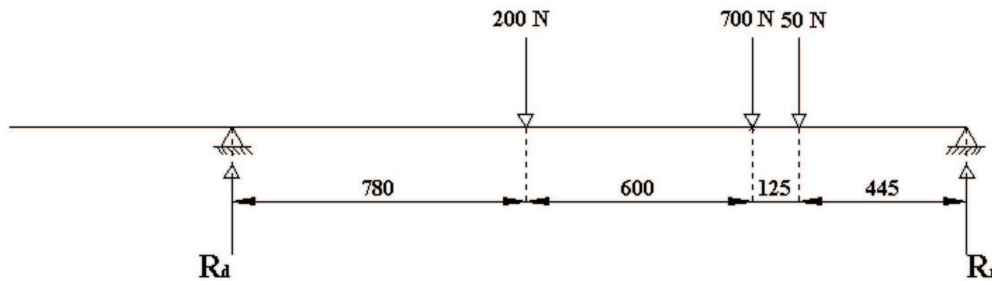


Figura 6.3: Cargas aplicadas a la estructura

Al igual que en el anterior apartado igualamos las cargas externas a cero (ver figura 6.3):

$$\begin{aligned}\sum F_v &= 0; \quad R_D + R_T - 950 = 0 \\ \sum M_T &= 0; \quad 50 \cdot 445 + 700 \cdot 570 + 200 \cdot 1170 - R_D \cdot 1950 = 0\end{aligned}$$

para obtener las reacciones en las uniones a las ruedas:

$$R_d = \frac{50 \cdot 445 + 700 \cdot 570 + 200 \cdot 1170}{1950} = 336N \quad (6.5)$$

$$R_t = 950 - 336 = 614N \quad (6.6)$$

donde R_d es la suma de las reacciones verticales en las 2 ruedas delanteras y R_t es la reacción vertical en la rueda trasera.

De igual manera que antes se calculan las cargas en la unión de la estructura delantera y el bastidor trasero. En la figura 6.4 se representan las cargas externas aplicadas sobre la estructura delantera para este caso.

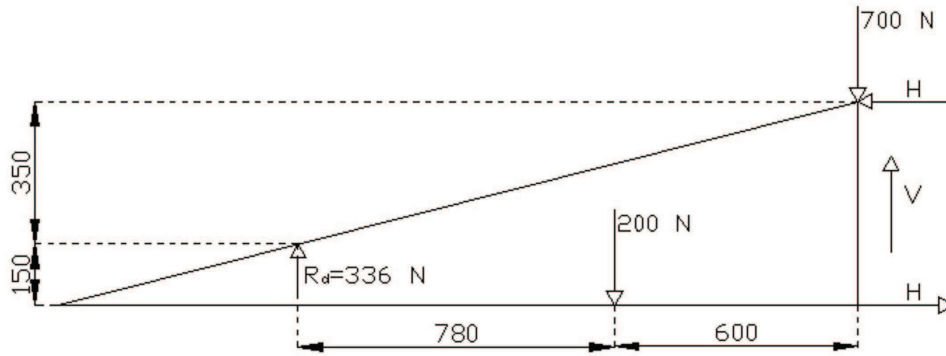


Figura 6.4: Cargas estructura delantera

Dado que los apoyos de la estructura, las ruedas, solo producen reacciones verticales, las fuerzas horizontales que se transmiten a través de los dos puntos de unión entre la estructura delantera y el bastidor trasero deben tener mismo módulo y sentidos contrarios. Puesto que las ruedas no tienen reacciones de momentos, ha de cumplirse que los momentos en el apoyo sean cero, en la figura 6.4 el apoyo es el punto donde está aplicada la carga de 336 N. A partir de igualar las cargas verticales a cero y de igualar el momento en dicho punto

a cero se pueden calcular los esfuerzos que se dan en la unión (ver figura 6.4):

$$\sum F_v = 0; \quad V + 336 - 200 - 700 = 0 \quad V = 564N \quad (6.7)$$

$$M_{apoyo} = 0; \quad M_{apoyo} = 200 \cdot 780 - (700 - 564) \cdot (780 + 600) - H \cdot 350 - H \cdot 150$$
$$H = 687,4N \quad (6.8)$$

al igual que para el primer caso las cargas en la unión de la estructura delantera con el bastidor trasero son dos fuerzas horizontales de igual módulo y distinto sentido, una en cada punto de unión, y una fuerza vertical la cual para cálculos posteriores se considerará que está compuesta por dos cargas iguales en ambos puntos de unión.

6.2.2. Esfuerzos sobre los perfiles

Para calcular la distribución de tensiones que se produce en los perfiles hay que calcular las cargas a las que están sometidos los perfiles. Dado que la estructura y las cargas externas son simétricas con respecto al plano vertical transversal medio de la estructura, la distribución de tensiones también será simétrica por lo que los esfuerzos en una de las estructuras triangulares será igual a los esfuerzos en la otra.

Los perfiles de los que está construida la estructura son perfiles cuadrados. Como primera opción se han elegido perfiles de 20x20 con un espesor de 1,5 mm (ver figura 6.5).

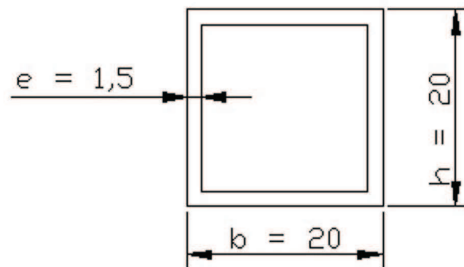


Figura 6.5: Sección del perfil

La inercia a flexión de los perfiles es la siguiente:

$$\begin{aligned}I_z &= \frac{1}{12} (b \cdot h^3 - (b - 2e) \cdot (h - 2e)^3) \\I_z &= \frac{1}{12} (20 \cdot 20^3 - 17 \cdot 17^3) \\I_z &= 6373,25 mm^4\end{aligned}\tag{6.9}$$

donde I_z es la inercia a flexión de los perfiles y b , h y e son las dimensiones del perfil (ver figura 6.5).

6.2.2.1. Carga piloto

Se divide la estructura en dos subestructuras como las representadas en la figura 6.6 e igualando los desplazamientos de los puntos A y C se calculan las cargas a las que se ve sometido cada uno de los componentes de la estructura compuesta por los 3 perfiles laterales. Para el cálculo de los desplazamientos se va a suponer que el punto C está fijo, por lo que igualando el desplazamiento del punto A en el perfil horizontal al desplazamiento del punto A de la estructura formada por la unión del perfil vertical y el perfil diagonal se puede determinar la distribución de cargas en las uniones de la estructura triangular.

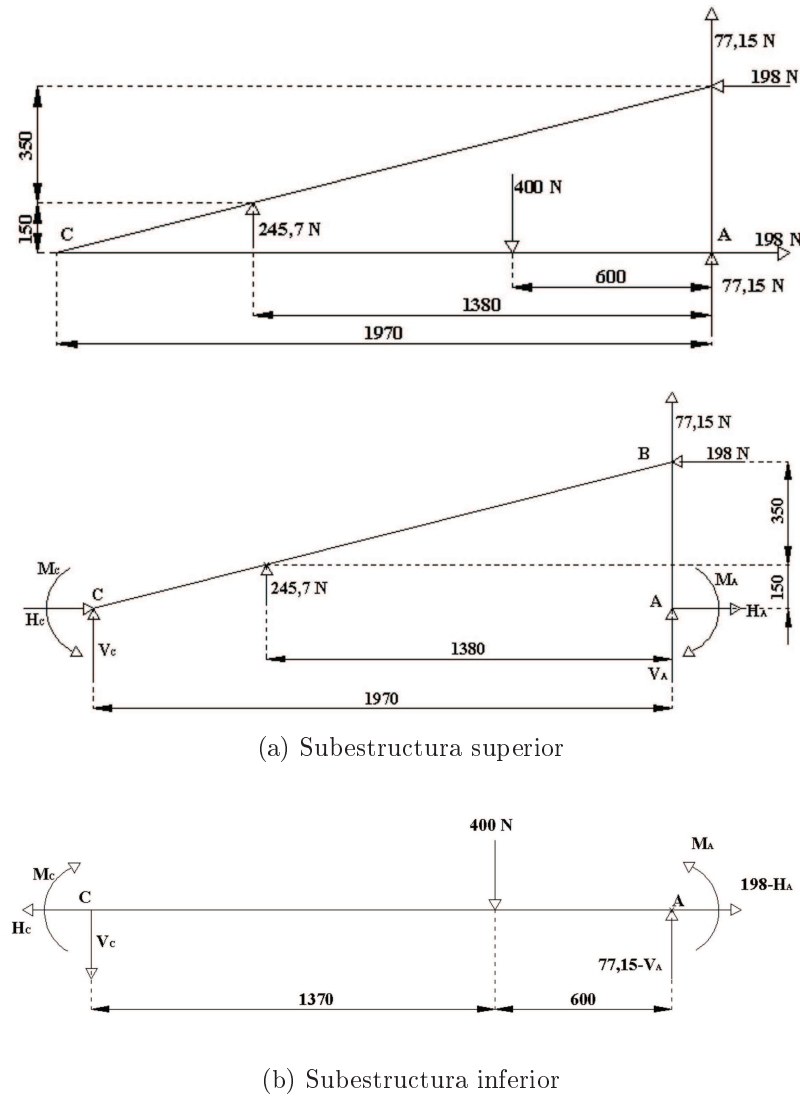


Figura 6.6: División de la estructura en 2 subestructuras

Igualando la suma de las fuerzas horizontales y la suma de las fuerzas verticales a cero e igualando la resultante de los momentos en el punto C a cero se obtienen los esfuerzos en el punto C en función de los esfuerzos en el punto

A (ver figura 6.6b):

$$\sum H = 0; \quad 198 - H_A - H_C = 0$$

$$H_C = 198 - H_A \quad (6.10)$$

$$\sum F_v = 0; \quad 77,15 - V_A - 400 - V_C = 0$$

$$V_C = -322,85 - V_A \quad (6.11)$$

$$\sum M = 0; \quad M_C - M_A - (77,15 - V_A) \cdot 1970 + 400 \cdot 1370 = 0$$

$$M_C = M_A + 151985,5 - 1970 \cdot V_A - 548000; \quad M_C = M_A - 1970 \cdot V_A - 396014,5 \quad (6.12)$$

A partir de los esfuerzos de la figura 6.6b y de las ecuaciones 6.10, 6.11 y 6.12 se pueden obtener los diagramas de axiles y de flectores en la subestructura inferior (figura 6.7).

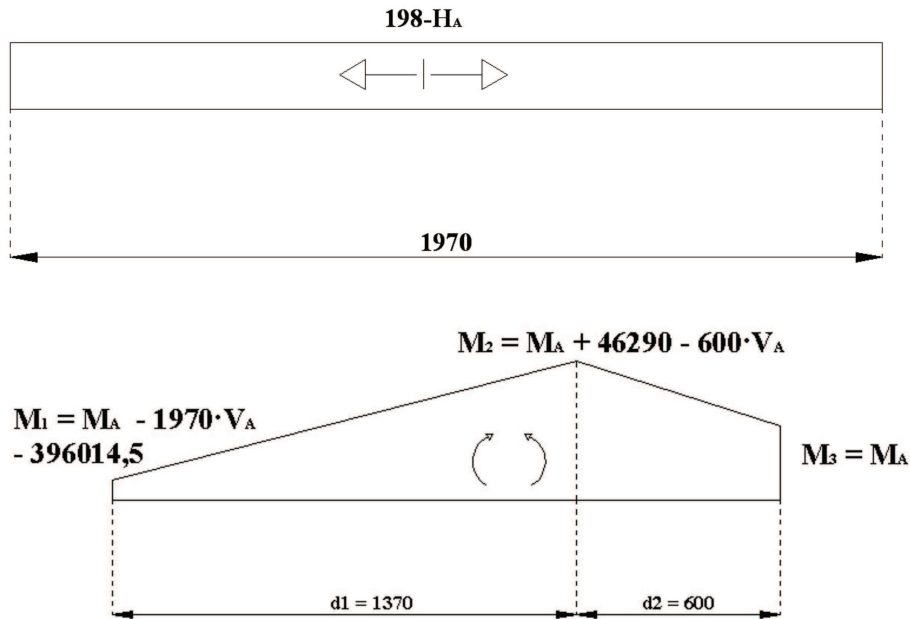


Figura 6.7: Esfuerzos axiales y momentos flectores en la subestructura inferior

Utilizando los diagramas de la figura 6.7 se pueden calcular los desplazamientos del punto A para la subestructura inferior.

El desplazamiento horizontal del punto A en la subestructura inferior es función de las tensiones de tracción a las que está sometido el perfil (figura 6.7) [20]:

$$u_A = \int \frac{N}{EA} dz$$

$$\overleftarrow{u}_A = \frac{(198 - H_A) \cdot 1970}{70000 \cdot (20^2 - 17^2)} \quad (6.13)$$

donde u_A es el desplazamiento horizontal del punto A respecto del punto C (figura 6.6b), N es el esfuerzo axil en cada diferencial de subestructura, E es el módulo de Young del material (módulo de Young del aluminio = 70.000 N/mm²) y A es el área transversal del perfil (figura 6.5).

El desplazamiento vertical del punto A se puede calcular como función de los momentos flectores [20]:

$$v_A = \int \frac{M}{EI} \cdot (z_A - z) dz$$

donde v_A es el desplazamiento vertical de A respecto a C (figura 6.6b); M es el momento flector en cada diferencial de subestructura; E es el módulo de Young del material (módulo de Young del aluminio = 70.000 N/mm²), I es la inercia a flexión del perfil (ecuación 6.9); z_A es la distancia horizontal de A a C y z es la distancia horizontal del diferencial a C.

Resolviendo la integral queda (figura 6.7):

$$\begin{aligned} \uparrow v_A &= \frac{M_3 \cdot d2}{E \cdot I} \cdot \frac{d2}{2} + \frac{(M_2 - M_3) \cdot d2}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{2 \cdot d2}{3} \\ &+ \frac{M_1 \cdot d1}{E \cdot I} \cdot \left(d2 + \frac{d1}{2}\right) + \frac{(M_2 - M_1) \cdot d1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left(d2 + \frac{d1}{3}\right) \\ \\ \uparrow v_A &= \frac{M_A \cdot 600}{E \cdot I} \cdot 300 + \frac{(46290 - 600 \cdot V_A) \cdot 600}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 400 \\ &+ \frac{(M_A - 1970 \cdot V_A - 396014,5) \cdot 1370}{E \cdot I} \cdot 1285 \\ &+ \frac{(1370 \cdot V_A + 442304,5) \cdot 1370}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 1056,6 \end{aligned} \quad (6.14)$$

El giro de la estructura en el punto A es función de los momentos flectores a lo largo del perfil [20]:

$$\theta_A = \int \frac{M}{E \cdot I} dz$$

donde θ_A es el giro relativo de A respecto a C (figura 6.6b), M es el momento flector en cada diferencial de subestructura, E es el módulo de Young del material (módulo de Young del aluminio = 70.000 N/mm²) e I es la inercia a flexión del perfil (ecuación 6.9).

Resolviendo la integral queda (figura 6.7):

$$\begin{aligned} \vec{\theta}_A &= \frac{M_3 \cdot d2}{E \cdot I} + \frac{(M_2 - M_3) \cdot d2}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{M_1 \cdot d1}{E \cdot I} + \frac{(M_2 - M_1) \cdot d1}{2 \cdot E \cdot I} \\ \vec{\theta}_A &= \frac{M_A \cdot 600}{E \cdot I} + \frac{(46290 - 600 \cdot V_A) \cdot 600}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{(M_A - 1970 \cdot V_A - 396014,5) \cdot 1370}{E \cdot I} \\ &\quad + \frac{(1370 \cdot V_A + 442304,5) \cdot 1370}{2 \cdot E \cdot I} \end{aligned} \quad (6.15)$$

A partir del diagrama de la figura 6.8 se calculan los desplazamientos del punto A para la subestructura superior.

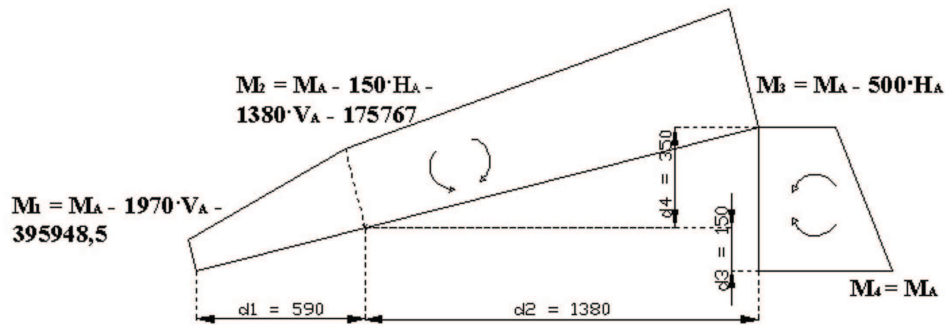


Figura 6.8: Momentos flectores en la subestructura superior

Los desplazamientos del punto A en la subestructura superior se calculan a partir de las siguientes ecuaciones (figura 6.8) [20]:

$$\begin{aligned}
 \overrightarrow{u_A} &= \frac{M_3 \cdot (d3 + d4)}{E \cdot I} \cdot \frac{d3 + d4}{2} + \frac{(M_4 - M_3) \cdot (d3 + d4)}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{d3 + d4}{3} + \frac{M_2 \cdot \sqrt{d2^2 + d4^2}}{E \cdot I} \cdot (d3 + \frac{d4}{2}) \\
 &+ \frac{(M_3 - M_2) \cdot \sqrt{d2^2 + d4^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot (d3 + \frac{2 \cdot d4}{3}) + \frac{M_1 \cdot \sqrt{d1^2 + d3^2}}{E \cdot I} \cdot \frac{d3}{2} + \frac{(M_2 - M_1) \cdot \sqrt{d1^2 + d3^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{2 \cdot d3}{3} \\
 \downarrow v_A &= \frac{M_2 \cdot \sqrt{d2^2 + d4^2}}{E \cdot I} \cdot \frac{d2}{2} + \frac{(M_3 - M_2) \cdot \sqrt{d2^2 + d4^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{d2}{3} + \frac{M_1 \cdot \sqrt{d1^2 + d3^2}}{E \cdot I} \cdot (d2 + \frac{d1}{2}) \\
 &+ \frac{(M_2 - M_1) \cdot \sqrt{d1^2 + d3^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot (d2 + \frac{d1}{3}) \\
 \overleftarrow{\theta_A} &= \frac{M_3 \cdot (d3 + d4)}{E \cdot I} + \frac{(M_4 - M_3) \cdot (d3 + d4)}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{M_2 \cdot \sqrt{d2^2 + d4^2}}{E \cdot I} + \frac{(M_3 - M_2) \cdot \sqrt{d2^2 + d4^2}}{2 \cdot E \cdot I} \\
 &+ \frac{M_1 \cdot \sqrt{d1^2 + d3^2}}{E \cdot I} + \frac{(M_2 - M_1) \cdot \sqrt{d1^2 + d3^2}}{2 \cdot E \cdot I}
 \end{aligned}$$

donde u_A es el desplazamiento horizontal de A respecto a C, v_A es el desplazamiento vertical de A respecto a C, θ_A es el giro relativo de A respecto a C (figura 6.6a), E es el módulo de Young del material (módulo de Young del aluminio = 70.000 N/mm²) e I es la inercia a flexión del perfil (ecuación 6.9).

Sustituyendo los valores de la figura 6.8:

$$\begin{aligned}
 \overrightarrow{u_A} &= \frac{(M_A - 500 \cdot H_A) \cdot 500}{E \cdot I} \cdot 250 + \frac{500 \cdot H_A \cdot 500}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 166,7 + \frac{(M_A - 150 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A - 175767) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{E \cdot I} \cdot 325 \\
 &+ \frac{(1380 \cdot V_A + 175767 - 350 \cdot H_A) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 383,3 + \frac{(M_A - 1970 \cdot V_A - 395948,5) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{E \cdot I} \cdot 75 \\
 &+ \frac{(590 \cdot V_A + 220181,5 - 150 \cdot H_A) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 100
 \end{aligned} \tag{6.16}$$

$$\begin{aligned}
 \downarrow v_A &= \frac{(M_A - 150 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A - 175767) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{E \cdot I} \cdot 690 + \frac{(1380 \cdot V_A + 175767 - 350 \cdot H_A) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 460 \\
 &+ \frac{(M_A - 1970 \cdot V_A - 395948,5) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{E \cdot I} \cdot 1675 + \frac{(590 \cdot V_A + 220181,5 - 150 \cdot H_A) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 1576,7
 \end{aligned} \tag{6.17}$$

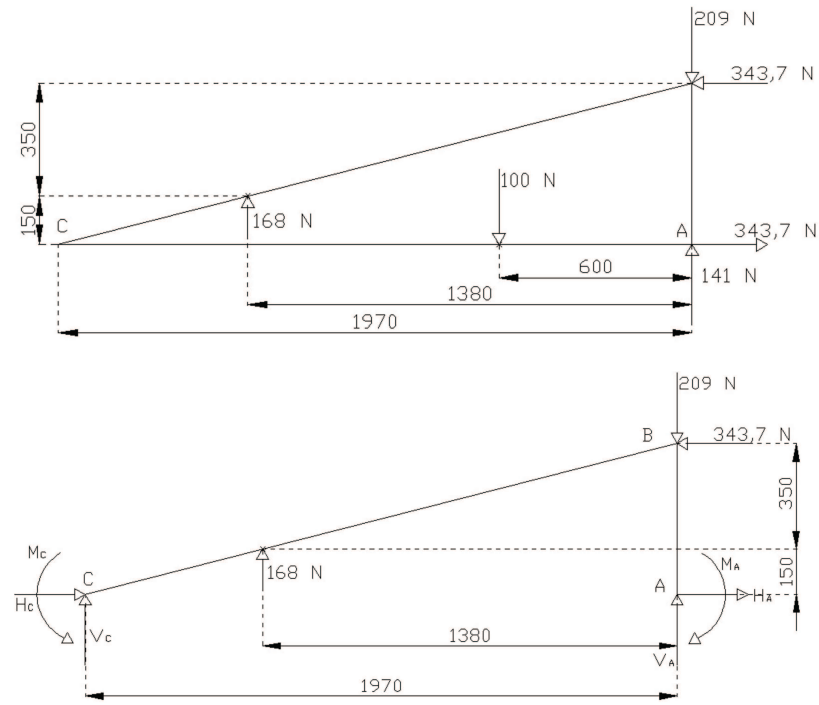
$$\begin{aligned}
 \overleftarrow{\theta_A} &= \frac{(M_A - 500 \cdot H_A) \cdot 500}{E \cdot I} + \frac{500 \cdot H_A \cdot 500}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{(M_A - 150 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A - 175767) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{E \cdot I} \\
 &+ \frac{(1380 \cdot V_A + 175767 - 350 \cdot H_A) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{(M_A - 1970 \cdot V_A - 395948,5) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{E \cdot I} \\
 &+ \frac{(590 \cdot V_A + 220181,5 - 150 \cdot H_A) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{2 \cdot E \cdot I}
 \end{aligned} \tag{6.18}$$

Igualando las ecuaciones de ambas semiestructuras (ecuaciones 6.13, 6.14, 6.15, 6.16, 6.17 y 6.18) se obtiene un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, que al resolverse da los siguientes resultados:

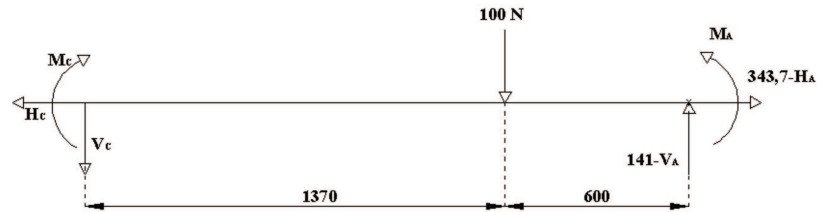
$H_A = -137,38\text{ N}$	$H_C = 335,38\text{ N}$
$M_A = -84059\text{ Nmm}$	$M_C = -73327\text{ Nmm}$
$V_A = -206,47\text{ N}$	$V_C = -116,38\text{ N}$

6.2.2.2. Carga prueba

A continuación se procede de igual manera para el caso de cargas que se produce al probar la barra antivuelco. Como se observa en la figura 6.9 la estructura se divide en dos subestructuras y se igualan los desplazamientos de los puntos A y C para calcular las cargas a las que se ve sometido cada uno de los componentes de la estructura compuesta por los tres perfiles laterales, que al ser la estructura y las cargas simétricas será igual en ambos laterales.



(a) Subestructura superior



(b) Subestructura inferior

Figura 6.9: División de la estructura en 2 subestructuras

Igualando la suma de las cargas horizontales y la suma de cargas verticales en la subestructura inferior a cero e igualando los momentos en el punto C a cero se obtienen los esfuerzos en el punto C en función de los esfuerzos en el punto A (ver

figura 6.9b):

$$\sum H = 0; \quad 343,7 - H_A - H_C = 0$$

$$H_C = 343,7 - H_A \quad (6.19)$$

$$\sum F_v = 0; \quad 141 - V_A - 100 - V_C = 0$$

$$V_C = 41 - V_A \quad (6.20)$$

$$\sum M = 0; \quad M_C - M_A - (141 - V_A) \cdot 1970 + 100 \cdot 1370 = 0$$

$$M_C = M_A - 1970 \cdot V_A + 140770 \quad (6.21)$$

A partir de los esfuerzos de la figura 6.9b y de las ecuaciones 6.19, 6.20 y 6.21 se pueden los diagramas de axiles y de flectores para la subestructura inferior (figura 6.10).

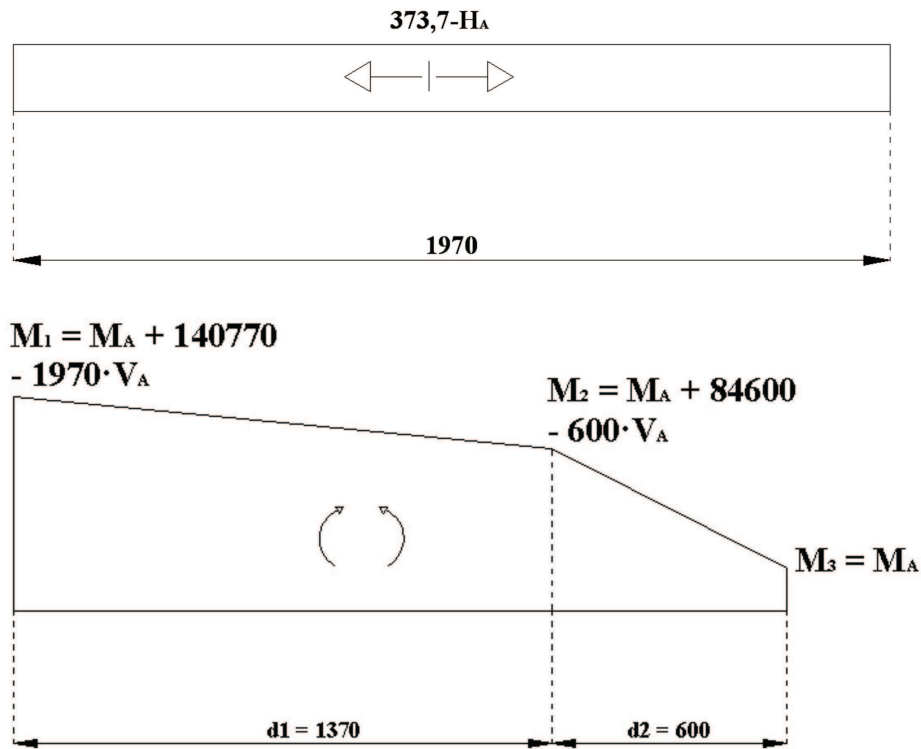


Figura 6.10: Esfuerzos axiales y momentos flectores en la subestructura inferior

A partir de los diagramas de la figura 6.10 se calculan los desplazamientos del punto A para la subestructura inferior.

El desplazamiento horizontal del punto A en la subestructura inferior es función de las tensiones de tracción a las que está sometido el perfil (figura 6.10) [20]:

$$u_A = \int \frac{N}{EA} dz$$

$$\downarrow u_A = \frac{(343,7 - H_A) \cdot 1970}{70000 \cdot (20^2 - 17^2)} \quad (6.22)$$

donde u_A es el desplazamiento horizontal del punto A respecto del punto C (figura 6.9b), N es el esfuerzo axial en cada diferencial de subestructura, E es el módulo de Young del material (módulo de Young del aluminio = 70.000 N/mm²) y A es el área transversal del perfil (figura 6.5).

El desplazamiento vertical del punto A se puede calcular como función de los momentos flectores [20]:

$$v_A = \int \frac{M}{EI} \cdot (z_A - z) dz$$

donde v_A es el desplazamiento vertical de A respecto a C (figura 6.9b); M es el momento flector en cada diferencial de subestructura; E es el módulo de Young del material (módulo de Young del aluminio = 70.000 N/mm²), I es la inercia a flexión del perfil (ecuación 6.9); z_A es la distancia horizontal de A a C y z es la distancia horizontal del diferencial a C.

Resolviendo la integral queda (figura 6.10):

$$\begin{aligned} \uparrow v_A = & \frac{M_3 \cdot d2}{E \cdot I} \cdot \frac{d2}{2} + \frac{(M_2 - M_3) \cdot d2}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{2 \cdot d2}{3} \\ & + \frac{M_2 \cdot d1}{E \cdot I} \cdot (d2 + \frac{d1}{2}) + \frac{(M_1 - M_2) \cdot d1}{2 \cdot E \cdot I} \cdot (d2 + \frac{2 \cdot d1}{3}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow v_A = & \frac{M_A \cdot 600}{E \cdot I} \cdot 300 + \frac{(84600 - 600 \cdot V_A) \cdot 600}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 400 \\ & + \frac{(M_A + 84600 - 600 \cdot V_A) \cdot 1370}{E \cdot I} \cdot 1285 \end{aligned} \quad (6.23)$$

$$+ \frac{(56170 - 1370 \cdot V_A) \cdot 1370}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 1513,3 \quad (6.24)$$

El giro de la estructura en el punto A es función de los momentos flectores a lo largo del perfil [20]:

$$\theta_A = \int \frac{M}{E \cdot I} dz$$

donde θ_A es el giro relativo de A respecto a C (figura 6.9b), M es el momento flector en cada diferencial de subestructura, E es el módulo de Young del material (módulo de Young del aluminio = 70.000 N/mm²) e I es la inercia a flexión del perfil (ecuación 6.9).

Resolviendo la integral queda (figura 6.7):

$$\vec{\theta}_A = \frac{M_3 \cdot d2}{E \cdot I} + \frac{(M_2 - M_3) \cdot d2}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{M_2 \cdot d1}{E \cdot I} + \frac{(M_1 - M_2) \cdot d1}{2 \cdot E \cdot I}$$

$$\begin{aligned} \theta_A = & \int \frac{M}{E \cdot I} dz \\ \vec{\theta}_A = & \frac{M_A \cdot 600}{E \cdot I} + \frac{(84600 - 600 \cdot V_A) \cdot 600}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{(M_A + 84600 - 600 \cdot V_A) \cdot 1370}{E \cdot I} \\ & + \frac{(56170 - 1370 \cdot V_A) \cdot 1370}{2 \cdot E \cdot I} \end{aligned} \quad (6.25)$$

A partir del diagrama de la figura 6.11 se calculan los desplazamientos del punto A para la subestructura superior.

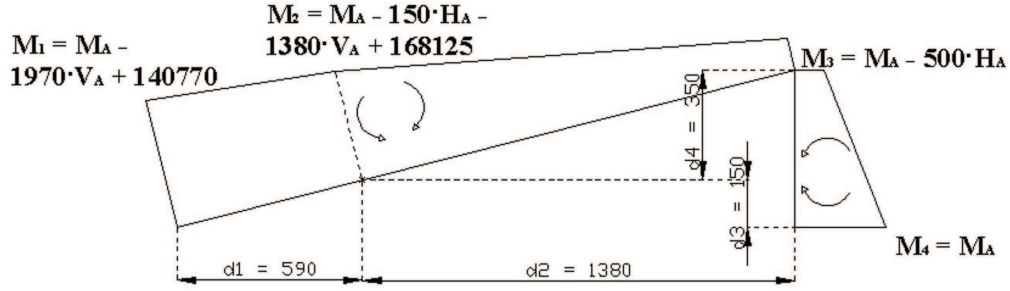


Figura 6.11: Momentos flectores en la subestructura superior

Los desplazamientos del punto A en el subestructura superior se calculan a partir de las siguientes ecuaciones (figura 6.11) [20]:

$$\begin{aligned} \vec{u}_A &= \frac{M_3 \cdot (d_3 + d_4)}{E \cdot I} \cdot \frac{d_3 + d_4}{2} + \frac{(M_4 - M_3) \cdot (d_3 + d_4)}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{d_3 + d_4}{3} + \frac{M_3 \cdot \sqrt{d_2^2 + d_4^2}}{E \cdot I} \cdot (d_3 + \frac{d_4}{2}) \\ &+ \frac{(M_2 - M_3) \cdot \sqrt{d_2^2 + d_4^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot (d_3 + \frac{d_4}{3}) + \frac{M_2 \cdot \sqrt{d_1^2 + d_3^2}}{E \cdot I} \cdot \frac{d_3}{2} + \frac{(M_1 - M_2) \cdot \sqrt{d_1^2 + d_3^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{d_3}{3} \\ \\ \downarrow v_A &= \frac{M_3 \cdot \sqrt{d_2^2 + d_4^2}}{E \cdot I} \cdot \frac{d_2}{2} + \frac{(M_2 - M_3) \cdot \sqrt{d_2^2 + d_4^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{2 \cdot d_2}{3} + \frac{M_2 \cdot \sqrt{d_1^2 + d_3^2}}{E \cdot I} \cdot (d_2 + \frac{d_1}{2}) \\ &+ \frac{(M_1 - M_2) \cdot \sqrt{d_1^2 + d_3^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot (d_2 + \frac{2 \cdot d_1}{3}) \\ \\ \leftarrow \theta_A &= \frac{M_3 \cdot (d_3 + d_4)}{E \cdot I} + \frac{(M_4 - M_3) \cdot (d_3 + d_4)}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{M_3 \cdot \sqrt{d_2^2 + d_4^2}}{E \cdot I} + \frac{(M_2 - M_3) \cdot \sqrt{d_2^2 + d_4^2}}{2 \cdot E \cdot I} \\ &+ \frac{M_2 \cdot \sqrt{d_1^2 + d_3^2}}{E \cdot I} + \frac{(M_1 - M_2) \cdot \sqrt{d_1^2 + d_3^2}}{2 \cdot E \cdot I} \end{aligned}$$

donde u_A es el desplazamiento horizontal de A respecto a C, v_A es el desplazamiento vertical de A respecto a C, θ_A es el giro relativo de A respecto a C (figura 6.9a), E es el módulo de Young del material (módulo de Young del aluminio = 70.000 N/mm²) e I es la inercia a flexión del perfil (ecuación 6.9).

Sustituyendo los valores de la figura 6.11:

$$\begin{aligned} \vec{u}_A = & \frac{(M_A - 500 \cdot H_A) \cdot 500}{E \cdot I} \cdot 250 + \frac{500 \cdot H_A \cdot 500}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 166,7 + \frac{(M_A - 500 \cdot H_A) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{E \cdot I} \cdot 325 \\ & + \frac{(350 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A + 168125) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 266,7 + \frac{(M_A - 150 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A + 168125) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{E \cdot I} \cdot 75 \\ & + \frac{(150 \cdot H_A - 590 \cdot V_A - 27355) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 50 \end{aligned} \quad (6.26)$$

$$\begin{aligned} \downarrow v_A = & \frac{(M_A - 500 \cdot H_A) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{E \cdot I} \cdot 690 + \frac{(350 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A + 168125) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 920 \\ & + \frac{(M_A - 150 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A + 168125) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{E \cdot I} \cdot 1675 + \frac{(150 \cdot H_A - 590 \cdot V_A - 27355) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{2 \cdot E \cdot I} \cdot 1773,3 \end{aligned} \quad (6.27)$$

$$\begin{aligned} \overleftarrow{\theta}_A = & \frac{(M_A - 500 \cdot H_A) \cdot 500}{E \cdot I} + \frac{500 \cdot H_A \cdot 500}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{(M_A - 500 \cdot H_A) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{E \cdot I} \\ & + \frac{(350 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A + 168125) \cdot \sqrt{1380^2 + 350^2}}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{(M_A - 150 \cdot H_A - 1380 \cdot V_A + 168125) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{E \cdot I} \\ & + \frac{(150 \cdot H_A - 590 \cdot V_A - 27355) \cdot \sqrt{590^2 + 150^2}}{2 \cdot E \cdot I} \end{aligned} \quad (6.28)$$

Igualando las ecuaciones de ambas semiestructuras (ecuaciones 6.22, 6.23, 6.25, 6.26, 6.27 y 6.28) se obtiene un sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas, que al resolverse da los siguientes resultados:

$H_A = 17,5 \text{ N}$	$H_C = 326,2 \text{ N}$
$M_A = -12300 \text{ Nmm}$	$M_C = -22752,3 \text{ Nmm}$
$V_A = 83 \text{ N}$	$V_C = -42 \text{ N}$

6.3. Creación de los modelos de elementos finitos

Una vez se han calculado los esfuerzos en los extremos de cada uno de los perfiles se puede proceder a la creación de los modelos de elementos finitos para el cálculo de la distribución de tensiones.

6.3.1. Tipo de análisis y mallado

ANSYS es un programa de ordenador de elementos finitos de propósito general, por lo que permite realizar análisis estructurales, de transferencia de calor, de flujo de fluidos y análisis electromagnéticos. El programa, en función del análisis seleccionado, mostrará las herramientas que sean necesarias para dicho análisis. Para este problema se ha realizado un análisis estructural, y dado que las piezas a analizar son perfiles con un espesor constante se ha decidido utilizar elementos bidimensionales tipo placa, con comportamiento elástico y con 4 nodos.

El material utilizado como ya se ha dicho es una aleación de aluminio, por lo que el modelo del material tendrá propiedades lineales, elásticas e isotrópicas. Los valores utilizados para las propiedades del material han sido:

- Módulo de Young = 70.000 N/mm^2
- Coeficiente de Poisson = 0,33

Como se ha comentado, los modelos de los perfiles han sido mallados con elementos bidimensionales tipo placa, el tamaño elegido para los elementos ha sido de 2 mm ya que el diámetro de los agujeros utilizados para introducir los remaches es de 5 mm y una malla con elementos de mayor tamaño se vería distorsionada en las proximidades de los agujeros. Se ha comprobado que reduciendo el tamaño de malla 1 mm, los resultados no varían.

6.3.2. Aplicación de las cargas

Para facilitar la identificación de cada uno de los perfiles se ha procedido a numerarlos según se muestra en la figura 6.12.

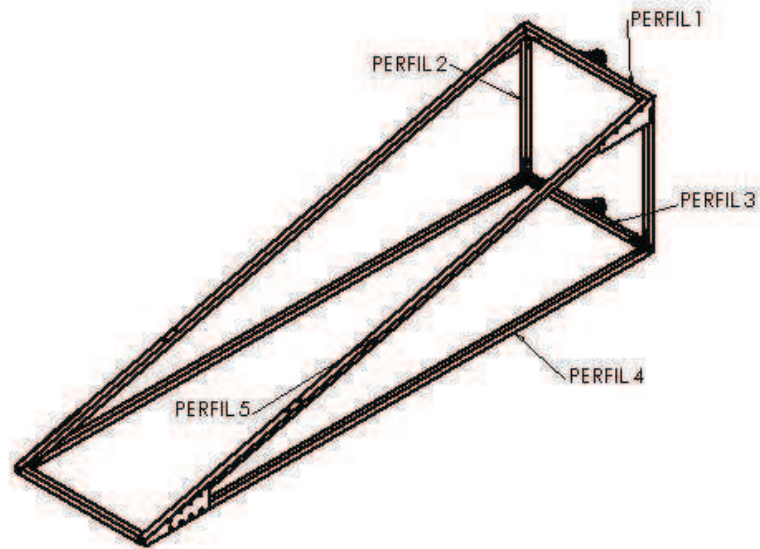


Figura 6.12: Estructura con perfiles numerados

En la barra horizontal inferior (Perfil 3) se han aplicado las cargas transmitidas por el bastidor trasero en los dos agujeros utilizados para unir el perfil al eje vertical sobre el que gira este bastidor y se han aplicado restricciones de movimiento a los agujeros utilizados para unir este perfil a los perfiles verticales (Perfil 2) (figura 6.13).

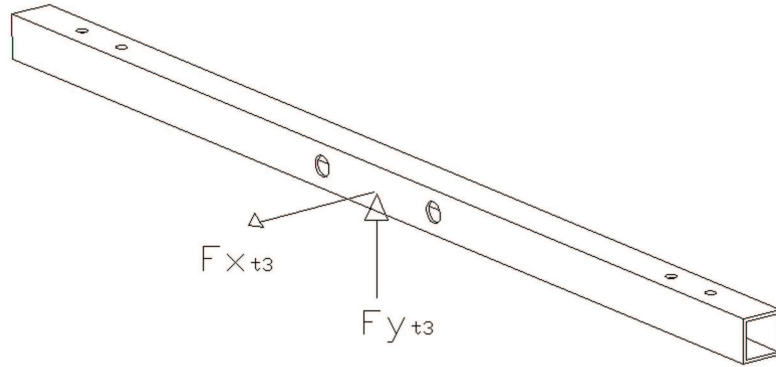


Figura 6.13: Cargas aplicadas son el perfil 3

	Fórmula	Cargas piloto	Cargas prueba
Carga horizontal transmitida por el bastidor trasero al perfil 3 ($F_{x_{t3}}$)	H (apartados 6.2.1.1 y 6.2.1.2)	396 N	687,4 N
Carga vertical transmitida por el bastidor trasero al perfil 3 ($F_{y_{t3}}$)	$\frac{V}{2}$ (apartados 6.2.1.1 y 6.2.1.2)	154,3 N	282 N

Tabla 6.1: Cargas sobre el perfil 3

En el caso de la barra horizontal superior (Perfil 1) se han aplicado las cargas de igual manera, con la diferencia, de que en el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco se ha aplicado una carga de 700 N distribuida en un área de 20mm x *espesor del perfil* en el centro del perfil, dado que la función de barra antivuelco la realiza este perfil (figura 6.14).

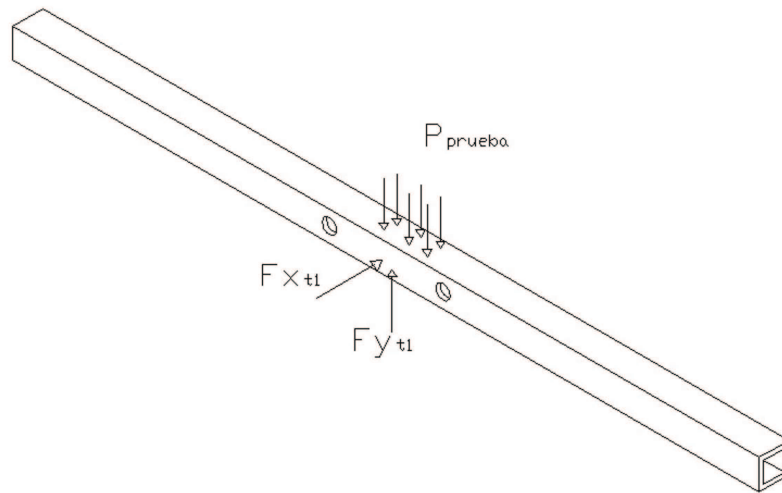


Figura 6.14: Cargas aplicadas son el perfil 1

	Fórmula	Cargas piloto	Cargas prueba
Carga horizontal transmitida por el bastidor trasero al perfil 1 ($F_{x_{t1}}$)	H (apartados 6.2.1.1 y 6.2.1.2)	396 N	687,4 N
Carga vertical transmitida por el bastidor trasero al perfil 1 ($F_{y_{t1}}$)	$\frac{V}{2}$ (apartados 6.2.1.1 y 6.2.1.2)	154,3 N	282 N
Presión debida a la carga de prueba (P_{prueba})	$\frac{\text{Carga de prueba}}{20 \cdot b}$		$\frac{700 \text{ N}}{20 \cdot 20 \text{ mm}^2}$

Tabla 6.2: Cargas sobre el perfil 1

Para los perfiles verticales (Perfil 2) se ha aplicado la carga transmitida por los perfiles horizontales traseros (Perfiles 1 y 3) y los perfiles horizontales laterales (Perfil 4) en los agujeros utilizados para unir dichos perfiles a los perfiles verticales

y se han aplicado restricciones de movimiento en los agujeros utilizados para unir los perfiles verticales a los diagonales (Perfil 5), ya que estos últimos son los que transmiten las cargas a las ruedas (figura 6.15).

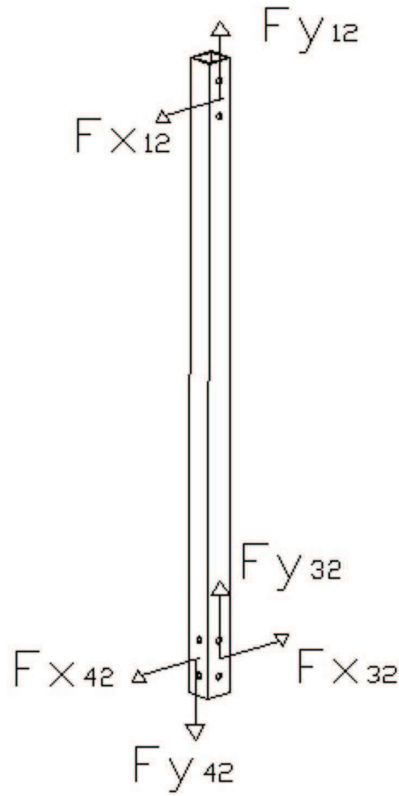


Figura 6.15: Cargas aplicadas son el perfil 2

	Fórmula	Cargas piloto	Cargas prueba
Carga horizontal transmitida por perfil 1 al perfil 2 ($F_{x_{12}}$)	$F_{x_{t1}}/2$	198 N	343,7 N
Carga vertical transmitida por el perfil 1 al perfil 2 ($F_{y_{12}}$)	$F_{y_{t1}}/2$	77,15 N	-209 N
Carga horizontal transmitida por perfil 3 al perfil 2 ($F_{x_{32}}$)	$F_{x_{t3}}/2$	198 N	343,7 N
Carga vertical transmitida por el perfil 3 al perfil 2 ($F_{y_{32}}$)	$F_{y_{t3}}/2$	77,15 N	141 N
Carga horizontal transmitida por perfil 4 al perfil 2 ($F_{x_{42}}$)	$F_{x_{t3}}/2 - H_A$ (apartado 6.2.2)	331 N	325,5 N
Carga vertical transmitida por el perfil 4 al perfil 2 ($F_{y_{42}}$)	$F_{y_{t3}}/2 - V_A$ (apartado 6.2.2)	282,5 N	57,8 N

Tabla 6.3: Cargas sobre el perfil 2

En el caso de los perfiles horizontales laterales (Perfil 4) se ha aplicado la carga debida al piloto y componentes delanteros como una carga distribuida, a lo largo de 300 mm y el ancho del perfil, centrada a 600 mm de la unión entre la estructura delantera y el bastidor trasero. Además se han aplicado los esfuerzos provenientes de la barra vertical trasera (perfil 2) que anteriormente se han calculado que se transmiten a este perfil. Por último se han aplicado restricciones de movimiento a la parte delantera del perfil, la unión a los perfiles diagonales (figura 6.16).

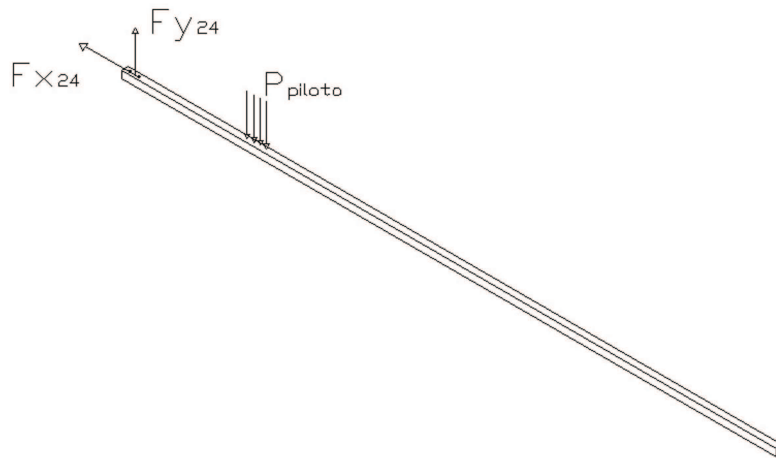


Figura 6.16: Cargas aplicadas son el perfil 4

	Fórmula	Cargas piloto	Cargas prueba
Carga horizontal transmitida por perfil 2 al perfil 4 ($F_{x_{24}}$)	$F_{x_{42}}$	331 N	325,5 N
Carga vertical transmitida por el perfil 2 al perfil 4 ($F_{y_{24}}$)	$F_{y_{42}}$	282,5 N	57,8 N
Presión debido al piloto y componentes delanteros (P_{piloto})	$\frac{Carga\ piloto/2}{300mm \cdot ancho\ per\ fil}$	$\frac{400N}{300 \cdot 20mm^2}$	$\frac{100N}{300 \cdot 20mm^2}$

Tabla 6.4: Cargas sobre el perfil 4

En los perfiles diagonales (Perfil 5) se han aplicado las cargas correspondientes a las uniones con los perfiles verticales (Perfil 2) y los perfiles horizontales laterales (Perfil 4) y se han aplicado restricciones de movimiento en la unión a las ruedas delanteras (figura 6.17).

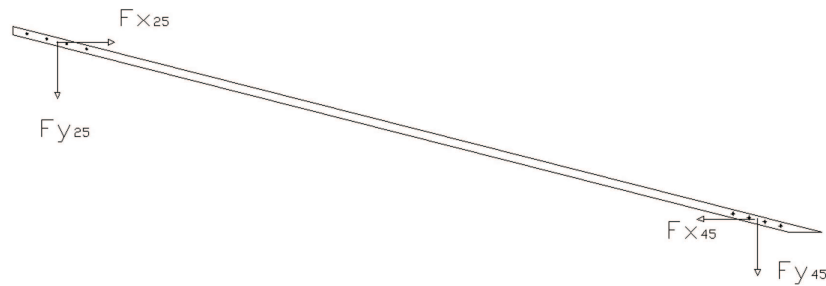


Figura 6.17: Cargas aplicadas son el perfil 5

	Fórmula	Cargas piloto	Cargas prueba
Carga horizontal transmitida por perfil 2 al perfil 5 (F_{x25})	$F_{x12} - F_{x32} + F_{x42}$	331 N	325,5 N
Carga vertical transmitida por el perfil 2 al perfil 5 (F_{y25})	$F_{y12} - F_{y32} - F_{y42}$	128,2 N	125,8 N
Carga horizontal transmitida por perfil 4 al perfil 5 (F_{x45})	F_{x24}	331 N	325,5 N
Carga vertical transmitida por el perfil 4 al perfil 5 (F_{y45})	$Carga\ piloto / 2 - F_{y24}$	117,5 N	42,2 N

Tabla 6.5: Cargas sobre el perfil 5

6.4. Resultados del M.E.F.

ANSYS permite representar las soluciones de método de elementos finitos de forma gráfica, representando mediante una escala de colores la distribución de los valores de la variable que se desea conocer, la escala de colores varía desde el azul oscuro que es el valor inferior de la variable hasta el rojo que representa el valor máximo de la variable en la pieza.

Una primera comprobación que hay que realizar en los perfiles es que la tensión de Von Mises no supere el límite elástico del material en ningún punto del perfil. En realidad, el perfil no romperá a menos que el material alcance el límite de rotura, pero dado que el programa en sus cálculos supone un comportamiento elástico, si el material sobrepasase el límite elástico en algún punto, la solución proporcionada por el programa no se podría considerar correcta.

Para el caso de cargas con el piloto sentado en el vehículo, la máxima tensión de Von Mises se produce en el perfil lateral. Como se puede apreciar en la figura 6.18a la tensión de Von Mises máxima es de 380,4 MPa, aunque como se puede apreciar la tensión en la mayor parte del perfil no alcanza los 169 MPa. Si se amplía la zona recuadrada (figura 6.18b) se puede ver que la máxima tensión se produce en los agujeros, debido a los esfuerzos que producen los remaches que se utiliza para unir el perfil al resto de la estructura.

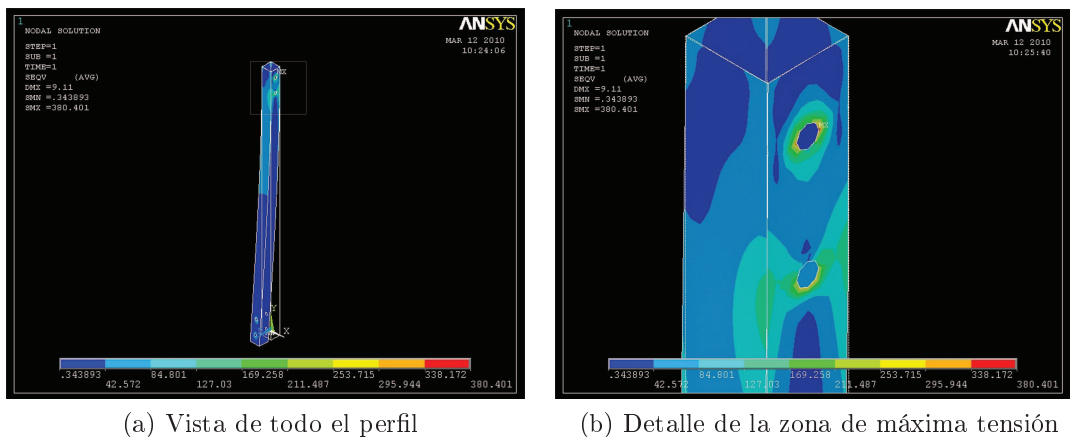


Figura 6.18: Distribución de tensiones en el perfil lateral (Perfil 2) para el caso de funcionamiento

Como se puede ver en la figura 5.1 ninguna de las aleaciones de aluminio utilizadas para la fabricación de perfiles tiene un límite elástico superior a 380 MPa, por lo que habrá que modificar el diseño de la estructura. Los taladros en los que se produce la tensión máxima son los que se utilizan para unir el perfil vertical lateral a uno de los perfiles diagonales mediante una placa de aluminio remachada. Modificando el diseño de la placa, se puede hacer que la unión en vez de utilizar dos agujeros

utilice tres, con lo que se conseguiría repartir la carga y las tensiones en los agujeros serían menores.

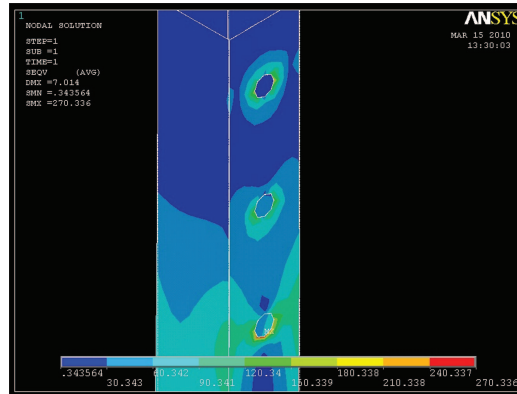


Figura 6.19: Detalle de la distribución de tensiones en el perfil lateral (Perfil 2) para el caso de funcionamiento utilizando 3 agujeros

Como se aprecia en la figura 6.19 al utilizar tres agujeros en la unión en lugar de dos, las tensiones han disminuido considerablemente, de 380 MPa a 270 MPa, aun así las tensiones siguen siendo demasiado altas, por lo que habrá que modificar el diseño de nuevo.

Para el caso de cargas que se da en la prueba de la barra antivuelco la máxima tensión de Von Mises se produce en el perfil superior, la barra antivuelco. Como se aprecia en la figura 6.20a la tensión de Von Mises en la mayor parte del perfil no supera los 141 MPa mientras que la tensión máxima alcanza los 317 MPa. Como se observa en la figura 6.20b la máxima tensión se produce en los agujeros utilizados para unir el perfil al resto de la estructura, al igual que en el anterior caso.

Las tensiones máximas se producen en los agujeros utilizados para la unión de los perfiles, y además, superan el límite elástico del material. Si se desea utilizar perfiles de aluminio es necesario modificar las dimensiones de estos. Dado que el problema se presenta en los agujeros, la solución más factible es aumentar el espesor del perfil con lo que se lograría repartir la carga en una sección mayor y de esta forma disminuir las tensiones. Como se puede ver en la tabla 5.2 los perfiles de 20x20 mm están disponibles con un espesor de 1,5 mm, 2 mm y 3 mm. Dado que las tensiones para el espesor de 1,5 mm son excesivamente altas se utilizarán perfiles de 3 mm de espesor.

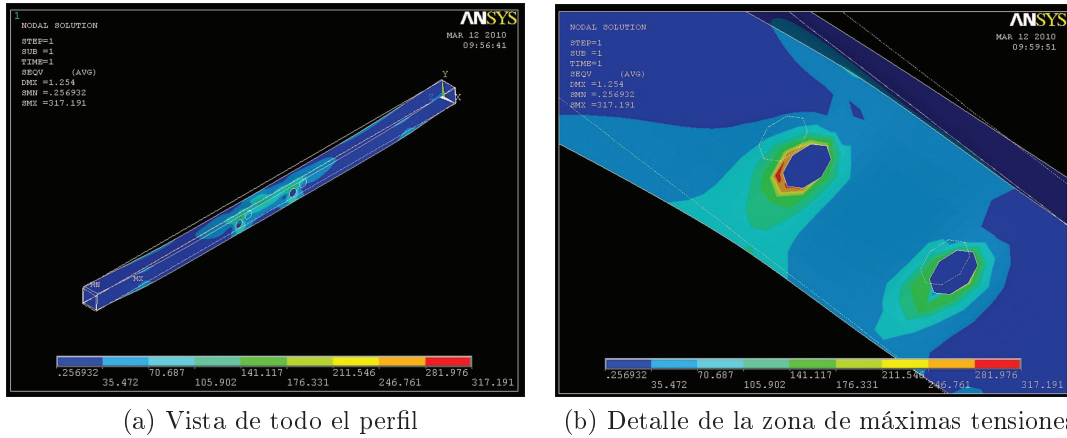


Figura 6.20: Distribución de tensiones en el perfil superior (Perfil 1) para el caso de la carga de prueba

Puesto que se ha modificado el espesor de los perfiles se han recalculado las cargas aplicadas (ver tabla 6.6).

Espesor (mm)	1,5	3
Cargas con piloto		
H_A (N)	-137,38	-137,43
V_A (N)	-206,47	-206,48
M_A (N·mm)	-84.059	-84.073
Cargas en la prueba		
H_A (N)	17,5	17,46
V_A (N)	83	82,99
M_A (N·mm)	-12.300	-12.313

Tabla 6.6: Cargas obtenidas en la subsección 6.2.2 para distintos espesores de perfiles

En las figuras 6.21, 6.22, 6.23, 6.24 y 6.25 se puede observar que al modificar el espesor de los perfiles, al igual que en el caso anterior, la mayor parte del perfil soporta tensiones bastante inferiores que la tensión de Von Mises máxima y esta al igual que antes se produce en los agujeros de unión.

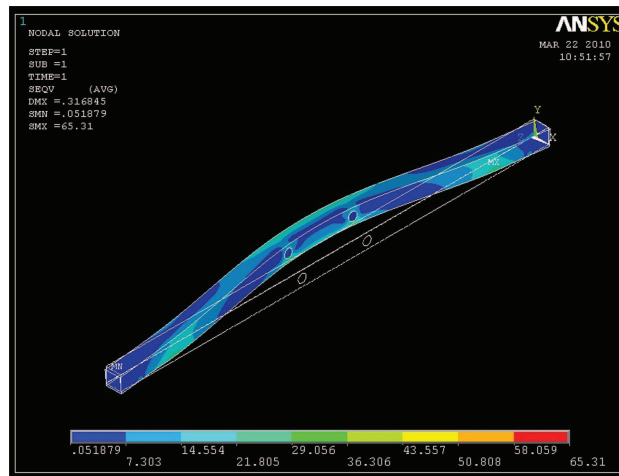


Figura 6.21: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil superior (Perfil 1))

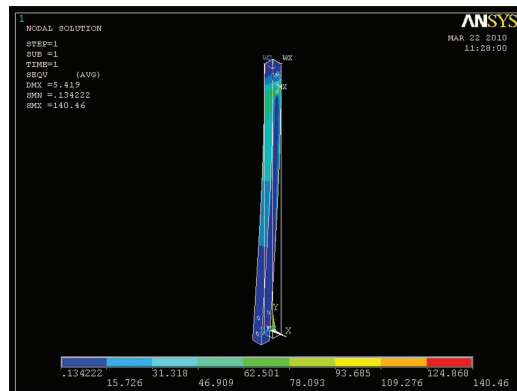


Figura 6.22: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil lateral (Perfil 2))

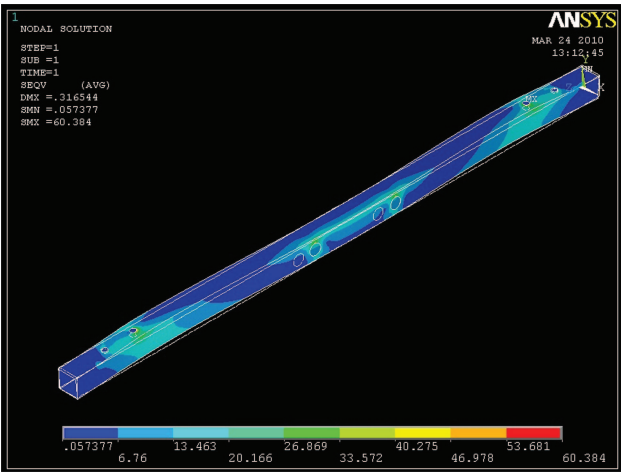


Figura 6.23: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil inferior (Perfil 3))

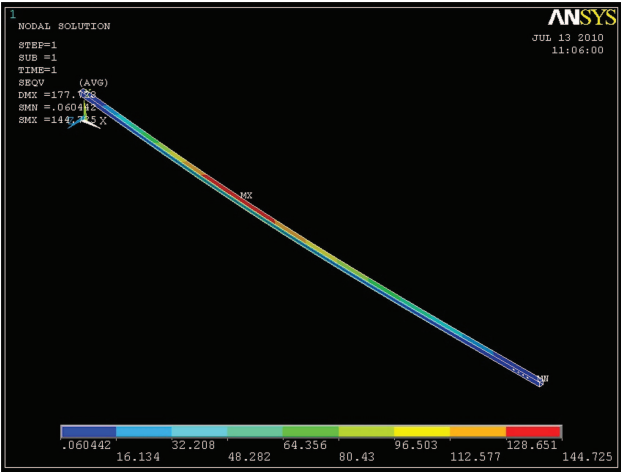


Figura 6.24: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil horizontal (Perfil 4))

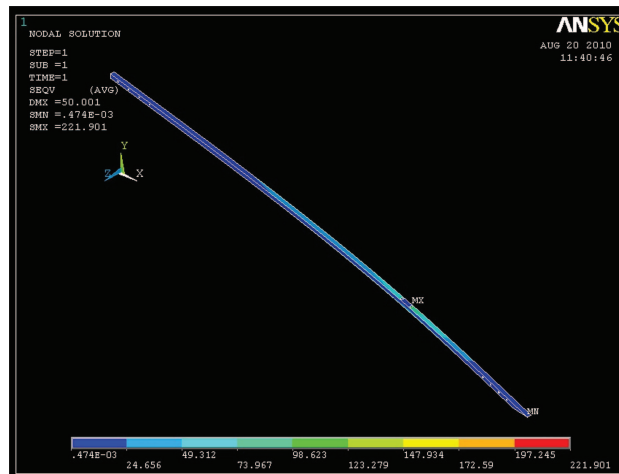


Figura 6.25: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil diagonal (Perfil 5))

Como se observa en las figuras 6.21, 6.22, 6.23, 6.24 y 6.25; para el caso de cargas que se produce cuando el piloto esta en el vehículo, las tensiones de Von Mises máximas se producen en los perfiles diagonales en los agujeros utilizados para unir la estructura a las ruedas delanteras. Esta tensión alcanza el valor de 221,9 MPa.

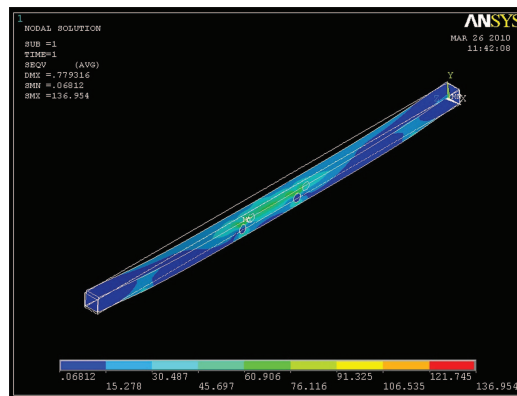


Figura 6.26: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil superior (Perfil 1))

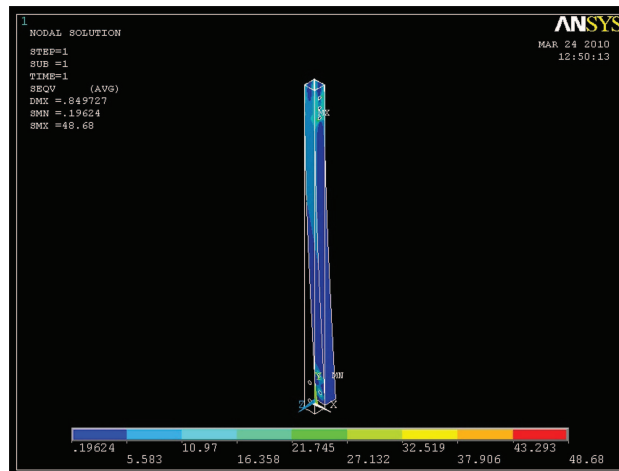


Figura 6.27: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil lateral (Perfil 2))

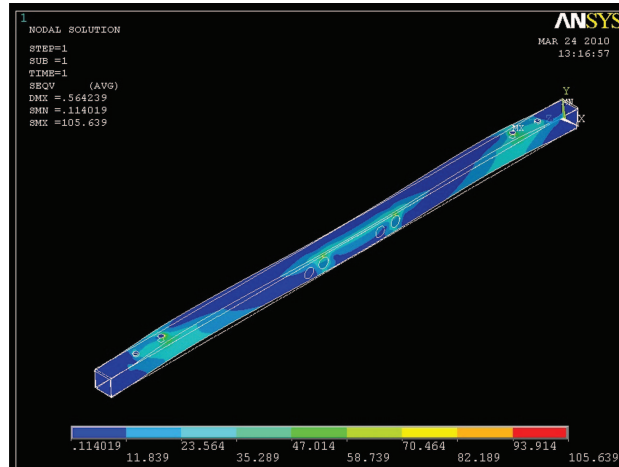


Figura 6.28: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil inferior (Perfil 3))

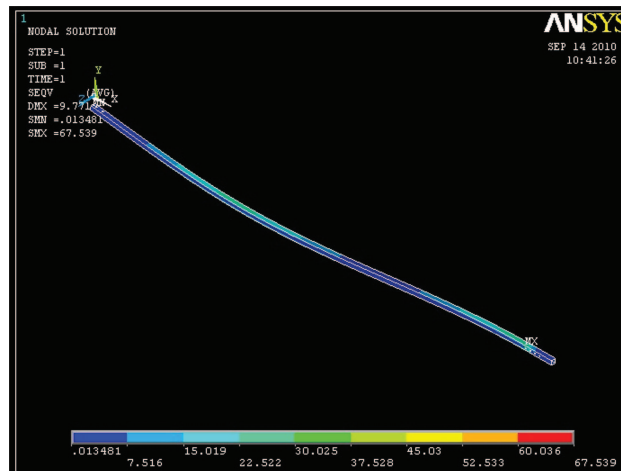


Figura 6.29: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil horizontal (Perfil 4))

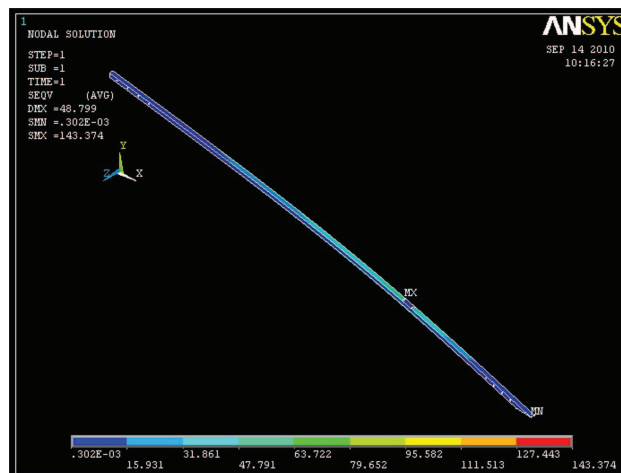


Figura 6.30: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil diagonal (Perfil 5))

Como se puede apreciar en las figuras 6.26, 6.27, 6.28, 6.29 y 6.30 para el caso de cargas que se produce cuando se realiza la prueba de la barra antivuelco las

CAPÍTULO 6. MODELADO MEF

tensiones de Von Mises máximas se producen también en los perfiles diagonales, aunque en este caso solo alcanzan el valor de 143,7 MPa; como también se puede observar las tensiones en el perfil superior de la estructura, donde se coloca la carga de prueba alcanzan el valor de 136,9 MPa, valor muy próximo al máximo por lo que también habrá que tener en cuenta este perfil.

Por lo tanto la máxima tensión de Von Mises en la estructura se produce en los perfiles diagonales para el caso de que el piloto esté dentro del vehículo, y esta tensión es de 221,9 MPa. Como se observa en la figura 6.7 para este caso existen tres aleaciones de aluminio válidas para los perfiles de la estructura. El inconveniente es que los perfiles cuadrados de aluminio solo se fabrican en las aleaciones 6060, 6063 y 6082; de estas aleaciones la única válida sería la aleación 6082, pero los perfiles de 20x20 mm no se fabrican en esta aleación. Los perfiles de menor dimensión que se fabrican, según el catálogo, en aleación 6082 son de 50x50 mm y 4 mm de espesor.

Aleación ENAW	Denominación Alu-Stock	Estado	Carga de rotura Rm Mpa	Límite elástico Rp 0,2 Mpa	Alargamiento A 5,65 %	Límite de fatiga Mpa	Dureza Brinell
1050	Puraltok 99,5	H111	65	20	26	50	30
5754	Magnealtok 30	H111	190	80	14	220	55
5083	Magnealtok 45	H111	270	115	14	250	70
6005	Simagaltok 6005	T6	260	215	8	190	90
6060	Simagaltok 6060	T5	160	120	8	160	60
6063	Simagaltok 6063	T5	175	130	6	165	62
6061	Simagaltok 6061	T6	290	240	8	190	95
6082	Simagaltok 6082	T6	310	260	8	210	95
6101	Simagaltok 6101	T6	215	160	8	-	71
6106	Simagaltok 6106	T5	225	190	10	-	75
7020	Alzintok 20	T6	350	290	10	270	120

Tabla 6.7: Aleaciones de aluminio con límite elástico superior a la tensión de Von Mises máxima

Tras comprobar el stock disponible del fabricante se ha tenido que optar por perfiles de 50x50 mm y 4 mm de espesor de aluminio 6063 dado que los perfiles en aleación 6082 no están disponibles. Puesto que como se ha comprobado las tensiones máximas se producen en los agujeros de unión se ha modificado el diseño de la estructura. Se ha optado por unir los perfiles mediante dos escuadras en lugar de utilizar una, con lo que las tensiones se verán repartidas, el aumento de las dimensiones de los perfiles y del espesor también contribuirán a disminuir las tensiones.

Como se puede ver en la figura 6.31 el nuevo diseño de la estructura implica realizar la unión de los perfiles con el doble de agujeros que en el diseño preliminar con lo que las tensiones debidas a la transmisión de cargas entre los perfiles se reducirán al haber más remaches de unión.

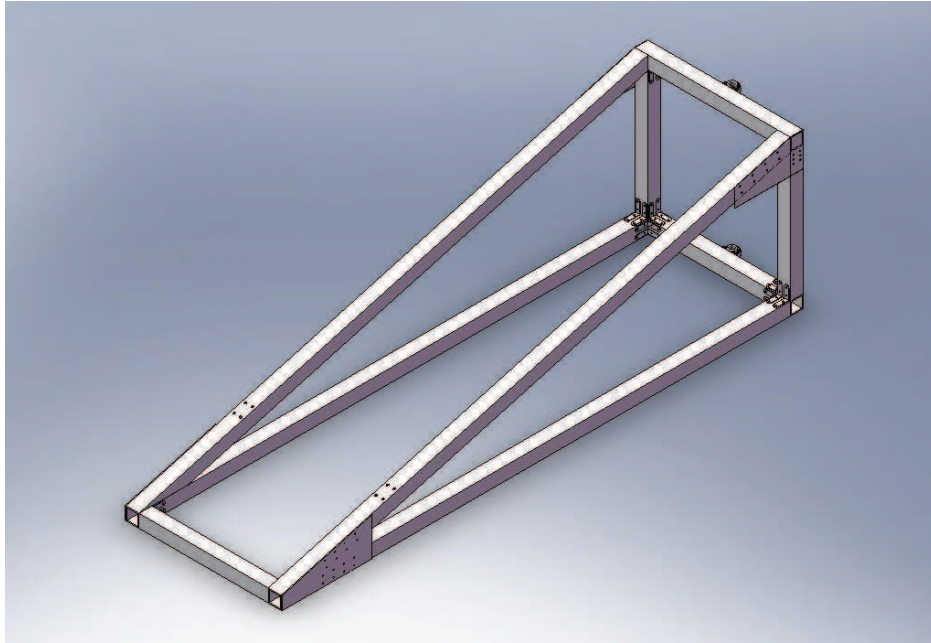


Figura 6.31: Nuevo diseño de la estructura

Al modificar las dimensiones de los perfiles habrá que modificar ligeramente las dimensiones de la estructura, ya que el requisito más importante en el diseño es que el piloto quede completamente dentro de la estructura. Las nuevas dimensiones se pueden ver en la figura 6.32.

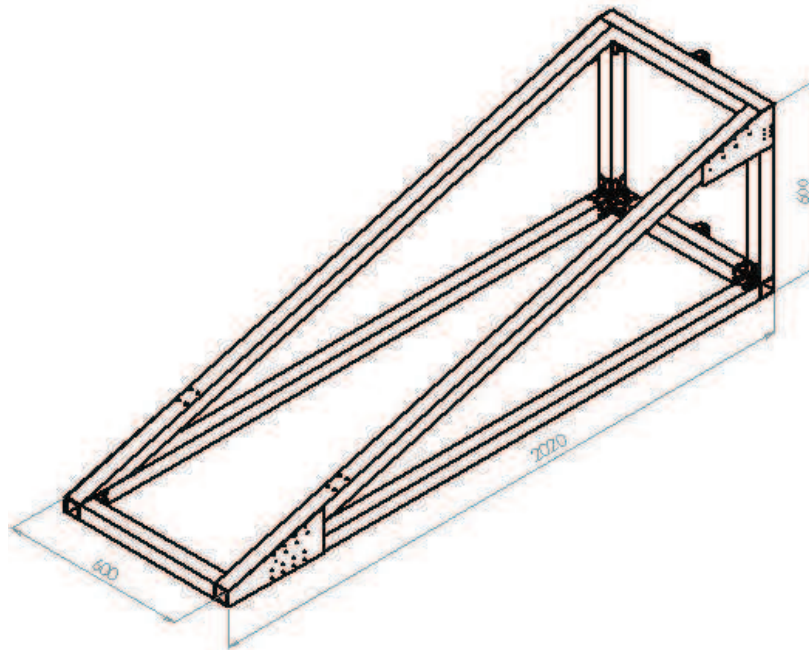


Figura 6.32: Dimensiones de la nueva estructura

Otro requisito que habrá que tener en cuenta es la distancia de la estructura al suelo ya que al modificar las dimensiones de los perfiles esta distancia se ve afectada y se desea que sea 50 mm, pero dado que el diseño del soporte de las ruedas no ha sido realizado aun, la posición de dicho soporte que se utiliza en los cálculos es una estimación.

Puesto que las dimensiones de la estructura y de los perfiles han sido modificadas la distribución de cargas se ve modificada también. En la tabla 6.8 se muestran los resultados de realizar los cálculos especificados en las subsecciones 6.2.1 y 6.2.2 para la nueva estructura.

	Cargas con piloto	Cargas en la prueba
Esfuerzos en la estructura (subsección 6.2.1)		
R_D (N)	458	313,2
R_T (N)	392	636,8
V (N)	342	586,6
H (N)	395	648,6
Esfuerzos en los perfiles (subsección 6.2.1)		
H_A (N)	-149,7	-1,8
V_A (N)	-201,41	85,95
M_A (N·mm)	-85.290	-13.900

Tabla 6.8: Esfuerzos para la nueva estructura

Capítulo 7

Resultados.

En las figuras 7.1, 7.2, 7.3, 7.4 y 7.5 se pueden ver las tensiones de Von Mises en los perfiles de aluminio, para el nuevo diseño de la estructura, en el caso de cargas producido cuando el piloto se encuentra en el interior del vehículo. Para este caso de cargas se obtiene que la tensión de Von Mises máxima se produce en el perfil vertical lateral y esta alcanza un valor de 48 MPa. Dado que el límite elástico del aluminio del que están fabricados los perfiles (aleación 6063) es de 130 MPa, el factor de seguridad para este caso de cargas es superior a 2.

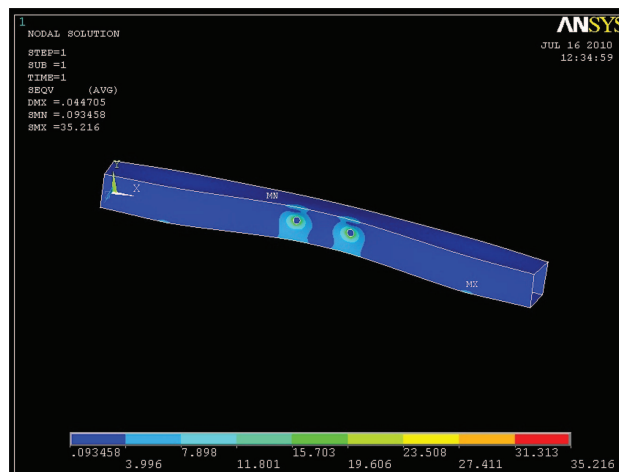


Figura 7.1: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil superior (Perfil 1))

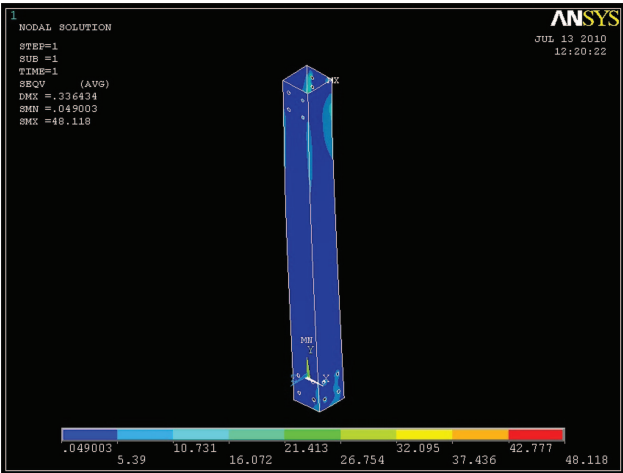


Figura 7.2: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil lateral (Perfil 2))

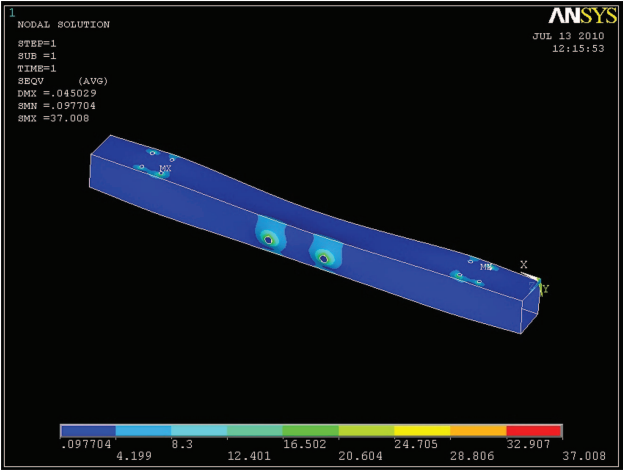


Figura 7.3: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil inferior (Perfil 3))

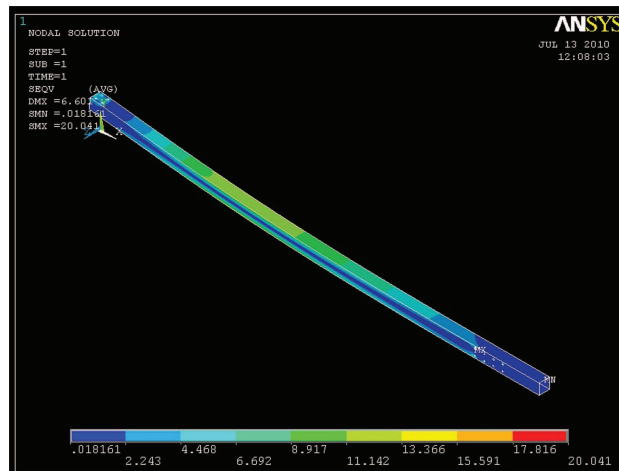


Figura 7.4: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil horizontal (Perfil 4))

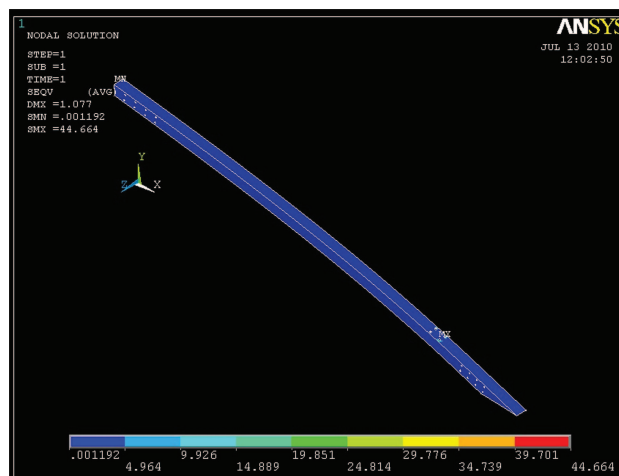


Figura 7.5: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil diagonal (Perfil 5))

En las figuras 7.6, 7.7, 7.8, 7.9 y 7.10 se muestran las tensiones de Von Mises en los perfiles de aluminio, para el nuevo diseño de la estructura, en el caso de cargas que

CAPÍTULO 7. RESULTADOS.

se produce al realizar la prueba de resistencia de la barra antivuelco del vehículo. Para este caso de cargas la tensión máxima de Von Mises se produce en el perfil superior, el perfil que realiza la función de barra antivuelco, y alcanza un valor de 71,7 MPa. Dado que el límite elástico del material del que están fabricados los perfiles es 130 MPa el factor de seguridad para este caso de cargas sería de 1,81.

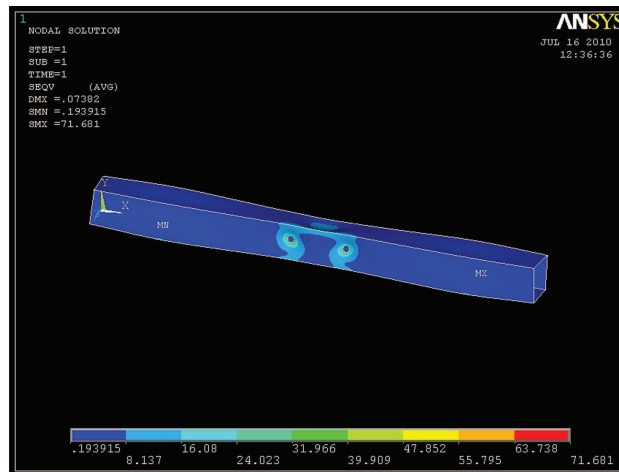


Figura 7.6: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil superior (Perfil 1))

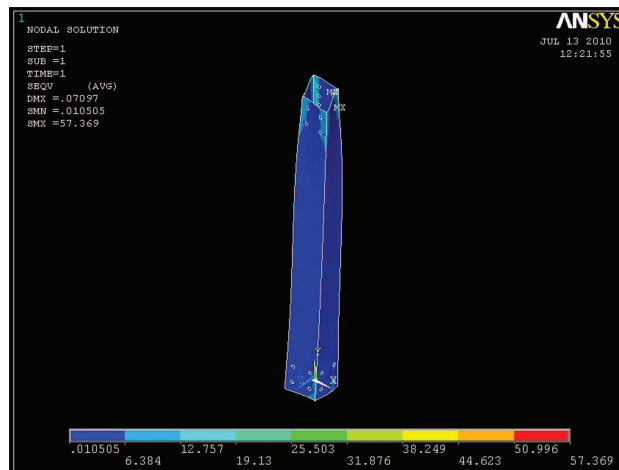


Figura 7.7: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil lateral (Perfil 2))

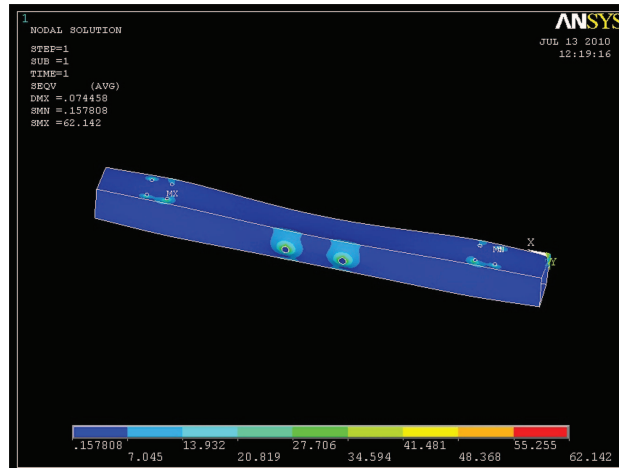


Figura 7.8: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil inferior (Perfil 3))

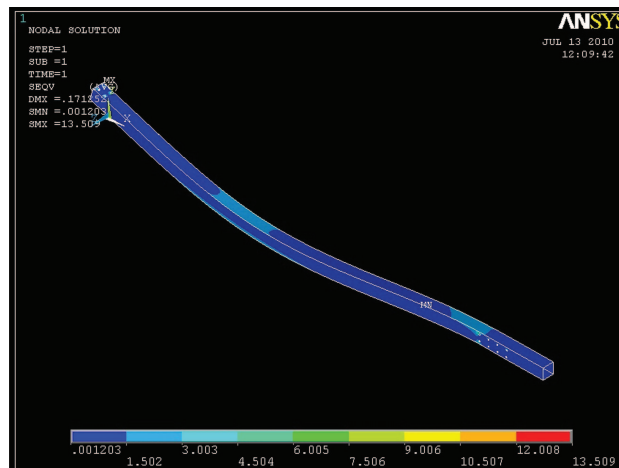


Figura 7.9: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil horizontal (Perfil 4))

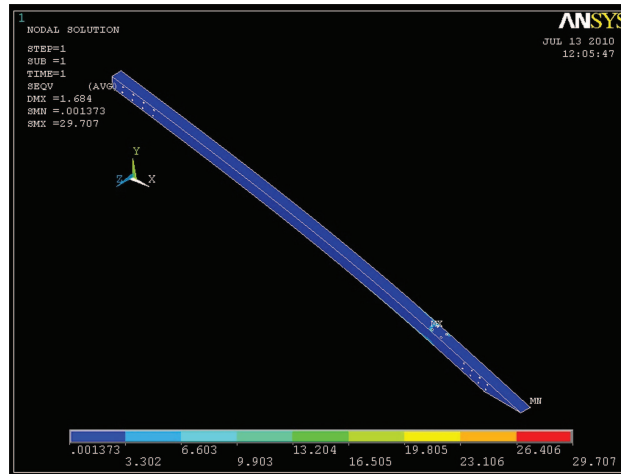


Figura 7.10: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil diagonal (Perfil 5))

Como se extrae de los resultados anteriores la estructura diseñada resiste las cargas con un factor de seguridad superior a 2 cuando el piloto está dentro del vehículo y con un factor de seguridad superior a 1,8 en la prueba de la barra antivuelco.

Los perfiles irán unidos mediante escuadras por lo que habrá que comprobar que estos componentes tampoco superen su límite elástico. Las escuadras para las que se produce la máxima transmisión de cargas son aquellas que unen los perfiles horizontales sobre los que irá apoyado el asiento del piloto y los perfiles verticales, y se produce en el caso de cargas de funcionamiento normal, cuando el piloto está en el interior del vehículo. La distribución de tensiones es la que se puede observar en la figura 7.11, donde las tensiones máximas alcanzan un valor de 380 MPa, lo que no supera el límite elástico del acero. Además las escuadras utilizadas poseen un refuerzo en la zona de máximas tensiones por lo cual las tensiones serán inferiores a las calculadas.

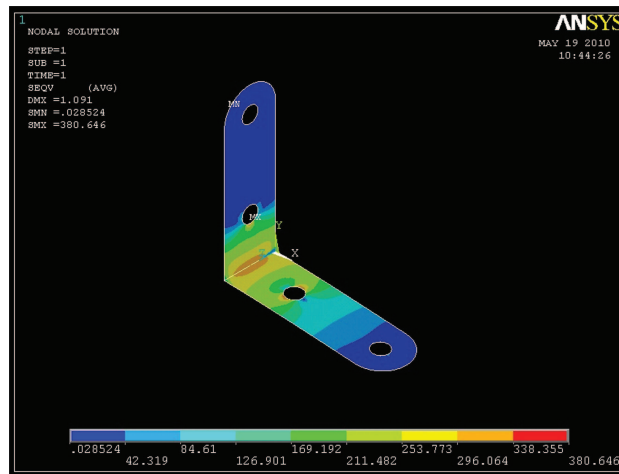
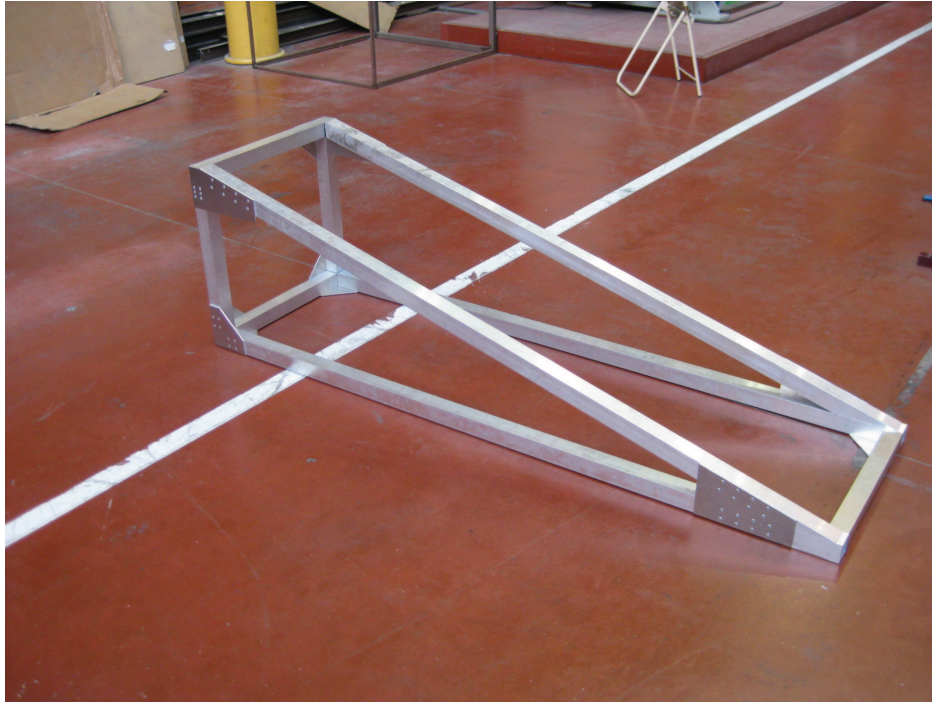
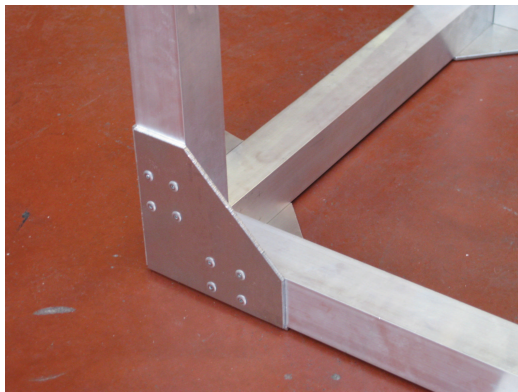


Figura 7.11: Distribución de tensiones en la escuadra con mayor transmisión de cargas.

A pesar de que como se ha demostrado anteriormente este diseño es válido en cuanto que soporta las tensiones con un margen de seguridad suficiente. Por motivos de facilidad de montaje se ha decidido sustituir las escuadras por chapas para realizar la unión de los perfiles en ángulo recto (figura 7.12), esta solución facilita la realización de los taladros y asegura que todos los remaches encajaran adecuadamente.



(a) Estructura delantera



(b) Unión en ángulo recto realizada con chapas

Figura 7.12: Nuevo diseño de la estructura

En las figuras 7.13, 7.14, 7.15 y 7.16 se observan las tensiones en los perfiles unidos mediante chapas, para el caso de cargas en que el piloto se encuentra dentro del vehículo. No se han calculado las tensiones sobre el perfil diagonal de nuevo porque

CAPÍTULO 7. RESULTADOS.

al ser las uniones de este en ángulos distintos de 90° , en el diseño anterior estas uniones ya se realizaban mediante chapas.

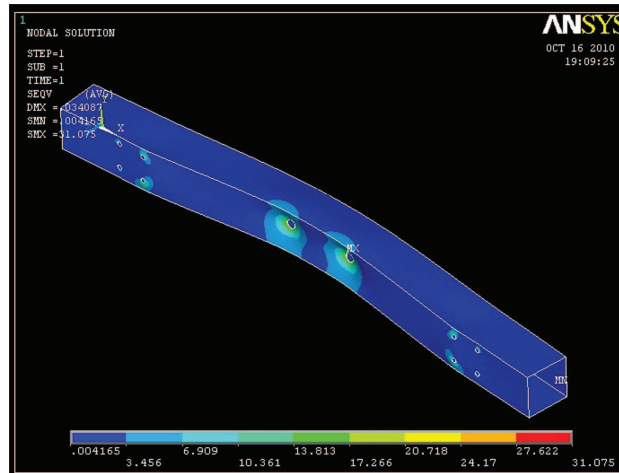


Figura 7.13: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil superior (Perfil 1))

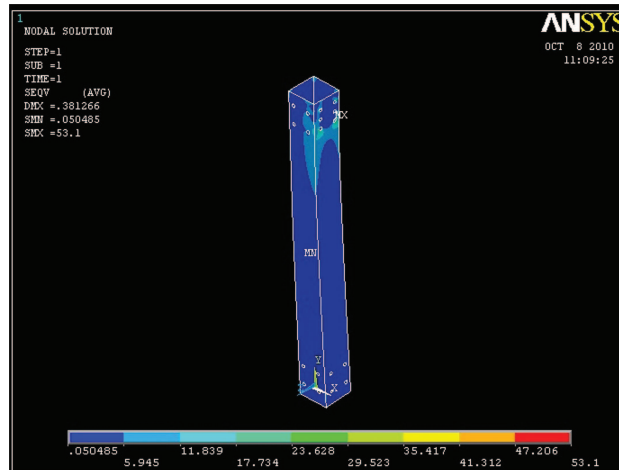


Figura 7.14: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil lateral (Perfil 2))

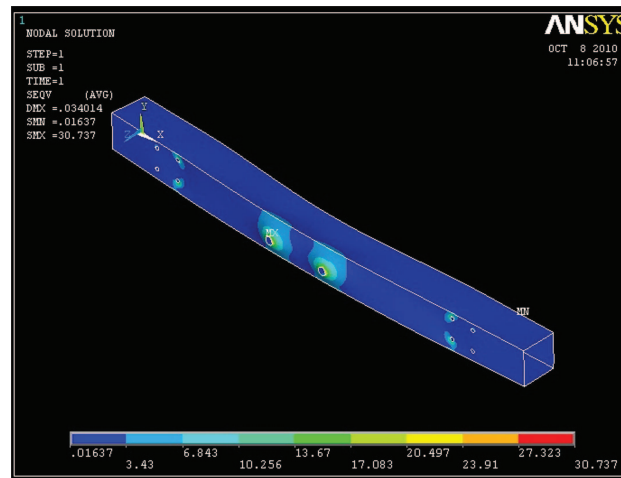


Figura 7.15: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil inferior (Perfil 3))

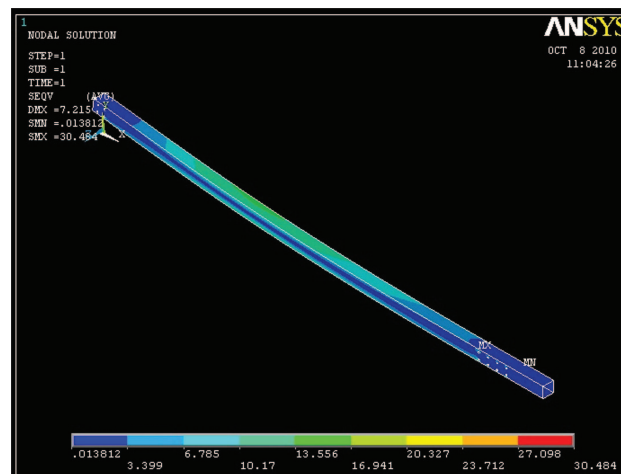


Figura 7.16: Distribución de tensiones para el caso de cargas con el piloto en el interior del vehículo (Perfil horizontal (Perfil 4))

De igual manera que en el diseño anterior la tensión de Von Mises máxima se produce en el perfil vertical lateral. Para este caso el valor de dicha tensión es 53,1 MPa, con lo que el factor de seguridad para este caso sigue siendo superior a 2.

CAPÍTULO 7. RESULTADOS.

De igual manera se han calculado las tensiones en el nuevo diseño para el caso de cargas que se da al probar la barra antivuelco, de igual manera que antes el perfil diagonal no se ha recalculado puesto que su diseño no varía. En las figuras 7.17, 7.18, 7.19 y 7.20 se muestra la distribución de tensiones en los perfiles.

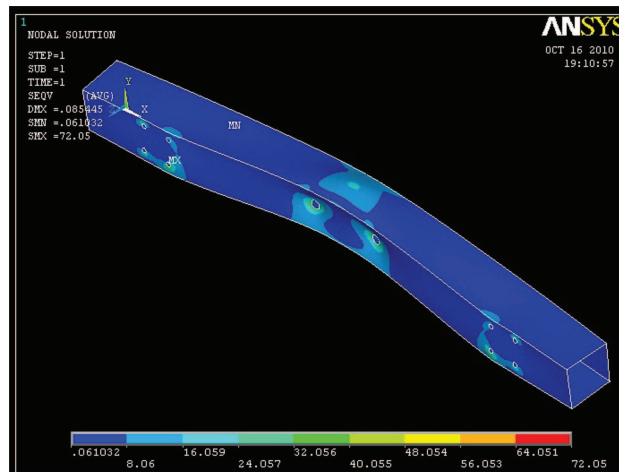


Figura 7.17: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil superior (Perfil 1))

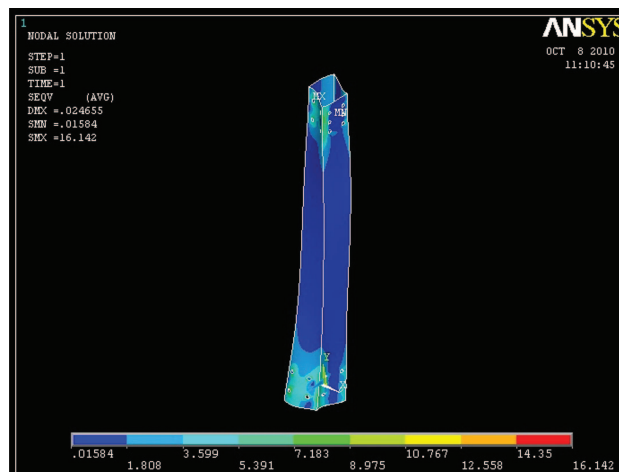


Figura 7.18: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil lateral (Perfil 2))

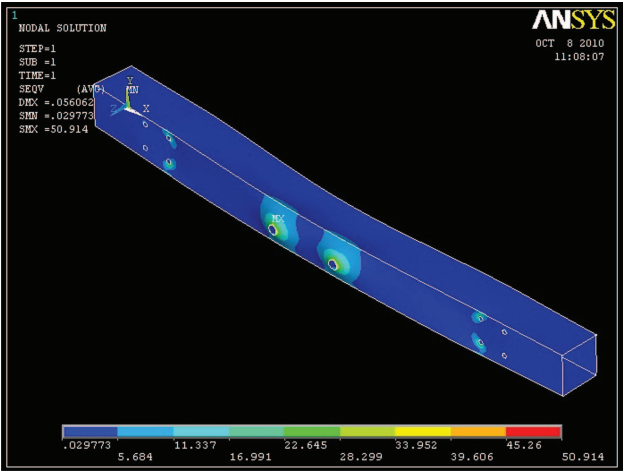


Figura 7.19: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil inferior (Perfil 3))

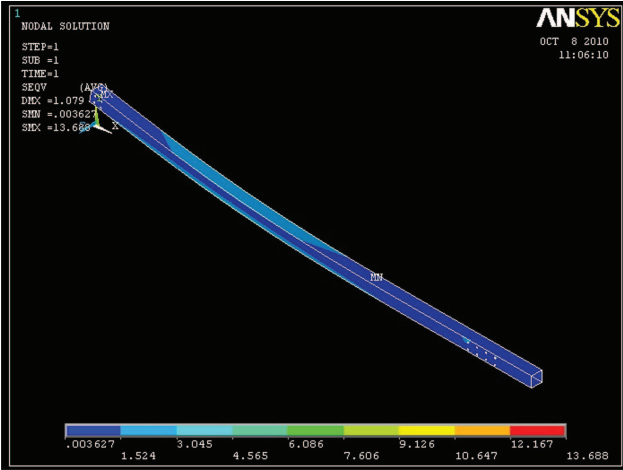


Figura 7.20: Distribución de tensiones para el caso de cargas que se produce en la prueba de la barra antivuelco (Perfil horizontal (Perfil 4))

CAPÍTULO 7. RESULTADOS.

De igual manera que para la estructura unida mediante escuadras para este caso de cargas, las tensiones de Von Mises máximas se producen en el perfil superior, el perfil que soporta la carga de prueba. Para este caso la tensión alcanza un valor de 72,05 MPa por lo que el factor de seguridad tiene un valor aproximado de 1,8 al igual que en el diseño anterior.

Como se ha dicho la unión de los perfiles se realizará mediante chapas de aluminio de 4 mm de espesor.

Para las uniones en ángulo recto la chapa que estará sometida a mayores cargas es la chapa que une el perfil horizontal superior con el perfil vertical lateral, ya que esta chapa está sometida a cargas perpendiculares a ella, el caso de cargas para el que dichas cargas serán mayores es en la prueba de la barra antivuelco. En la figura 7.21 se puede observar la distribución de tensiones en dicha chapa. La máxima tensión que se alcanza en esta chapa es de 59,52 MPa.

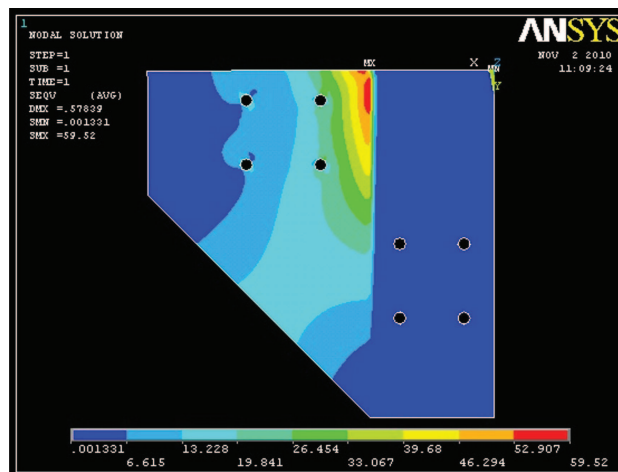


Figura 7.21: Distribución de tensiones en la chapa que une el perfil horizontal superior y el perfil vertical lateral para las cargas que se producen en la prueba de la barra antivuelco

El caso de cargas para el que las reacciones en las ruedas delanteras son mayores es cuando el piloto está en el vehículo, luego, las tensiones máximas en las chapas que

CAPÍTULO 7. RESULTADOS.

unen los perfiles verticales y diagonales se producirán para este caso. En la figura 7.22 se puede observar la distribución de tensiones en dicha chapa. La máxima tensión que se alcanza en dicha chapa es de 9.662 MPa.

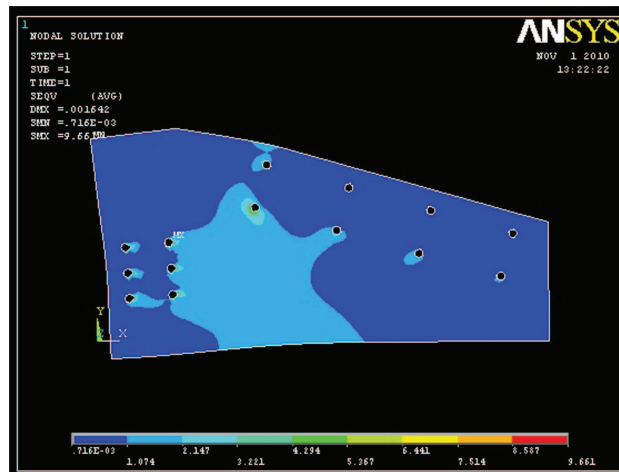


Figura 7.22: Distribución de tensiones en la chapa que une los perfiles verticales con los diagonales

De igual manera que para las chapas que unen los perfiles verticales y diagonales, las chapas que unen los perfiles horizontales y diagonales tienen unas tensiones mayores en el caso de cargas en el que el piloto se encuentra dentro del vehículo. En la figura 7.23 se pueden observar las tensiones en dicha chapa para el caso de cargas especificado. La máxima tensión que se alcanza en dicha chapa es de 6,97 MPa.

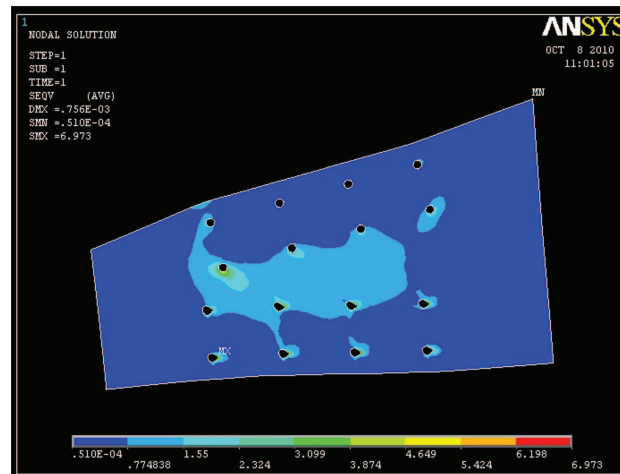


Figura 7.23: Distribución de tensiones en la chapa que une los perfiles verticales con los diagonales

Como se observa en las figuras 7.21, 7.22 y 7.23 las tensiones son máximas en la chapa que une los perfiles horizontal superior y vertical lateral, para dicho caso las tensiones de Von Mises alcanzan un valor de 59,5 MPa valor que es inferior al límite elástico del aluminio. Como se observa en las figuras, las tensiones en las chapas que se utilizan en los perfiles diagonales son bastante bajas por lo que se podría utilizar chapas de menor espesor; pero dado que las chapas se venden con unas dimensiones mínimas de ancho y largo se ha decidido utilizar en todas las uniones piezas de la misma chapa de aluminio de 4 mm de espesor.

Capítulo 8

Conclusiones y trabajos futuros.

8.1. Conclusiones

De acuerdo con lo desarrollado y calculado a lo largo del proyecto se puede decir que el diseño final de la estructura es óptimo por la siguientes razones:

- La geometría de la estructura se adapta a la posición del piloto y permite protegerlo completamente con el mínimo gasto de material y permitiendo que la carrocería que irá acoplada a la estructura tenga una forma lo más aerodinámica posible.
- El diseño de la estructura permite que el vehículo tenga un centro de gravedad lo más bajo posible lo que proporciona una alta estabilidad frente a vuelco.
- El uso de perfiles comerciales cuadrados para la construcción de la estructura facilita el montaje y reduce los costes frente a una fabricación de piezas bajo pedido.
- El aluminio es un material con buena relación densidad-resistencia, económico y de fácil mecanizado.
- El uso de remaches y chapas de aluminio proporciona un método de unión seguro y fácil de realizar y montar.

- El diseño de la estructura resiste las cargas a las que esta se ve sometida y proporciona un factor de seguridad adecuado.

8.2. Trabajos futuros

Como posibles trabajos futuros relacionados con el diseño y estudio de la estructura del prototipo se dejan abiertos los siguientes temas:

- Comprobar la compatibilidad del diseño de la estructura con el resto de sistemas una vez estos sean diseñados.
- La posible modificación del diseño de la estructura para adaptarse a la configuración del resto de componentes del vehículo.
- La utilización de otros materiales que puedan aligerar el peso de la estructura.
- La utilización de otros métodos de unión como podrían ser la soldadura o el uso de adhesivos.

Capítulo 9

Presupuesto

A continuación se detallan los costes del proyecto.

9.1. Coste de material

En la tabla 9.1 se detallan los costes de material necesarios para fabricar la estructura.

Material	Cantidad	Coste unidad	Coste total
Tubo cuadrado 50x50x4 mm.SIMAGALTOK 63	24,2 m	12,23 €/m	296,03 €
Caja de 50 remaches	3	2,54 €/u	7,62 €
Chapa 2000x1000x4 mm SIMALGALTOK 82	1	183,7 €/u	183,7 €
Coste total de material			487,35 €

Tabla 9.1: Coste de material

9.2. Coste de personal

En el cálculo de costes de personal se ha supuesto un periodo de desarrollo del proyecto de 6 meses, los cuales son aplicables a los costes de ingeniero y 6 horas de trabajo en el taller en las distintas operaciones necesarias para el montaje de la estructura (corte de perfiles y chapa, taladrado y remachado). En la tabla 9.2 se detallan los costes de personal.

	Cantidad	Coste unidad	Coste total
Coste ingeniero	720 h	22 €/h	15840 €
Coste técnico de taller	6 h	15 €/h	90 €
Coste total de personal			15930 €

Tabla 9.2: Coste de personal

9.3. Coste total

En la tabla 9.3 se detalla la suma total de costes del proyecto.

Coste total de material	487,35 €
Coste total de personal	15930 €
Coste total	16417,35 €

Tabla 9.3: Coste total

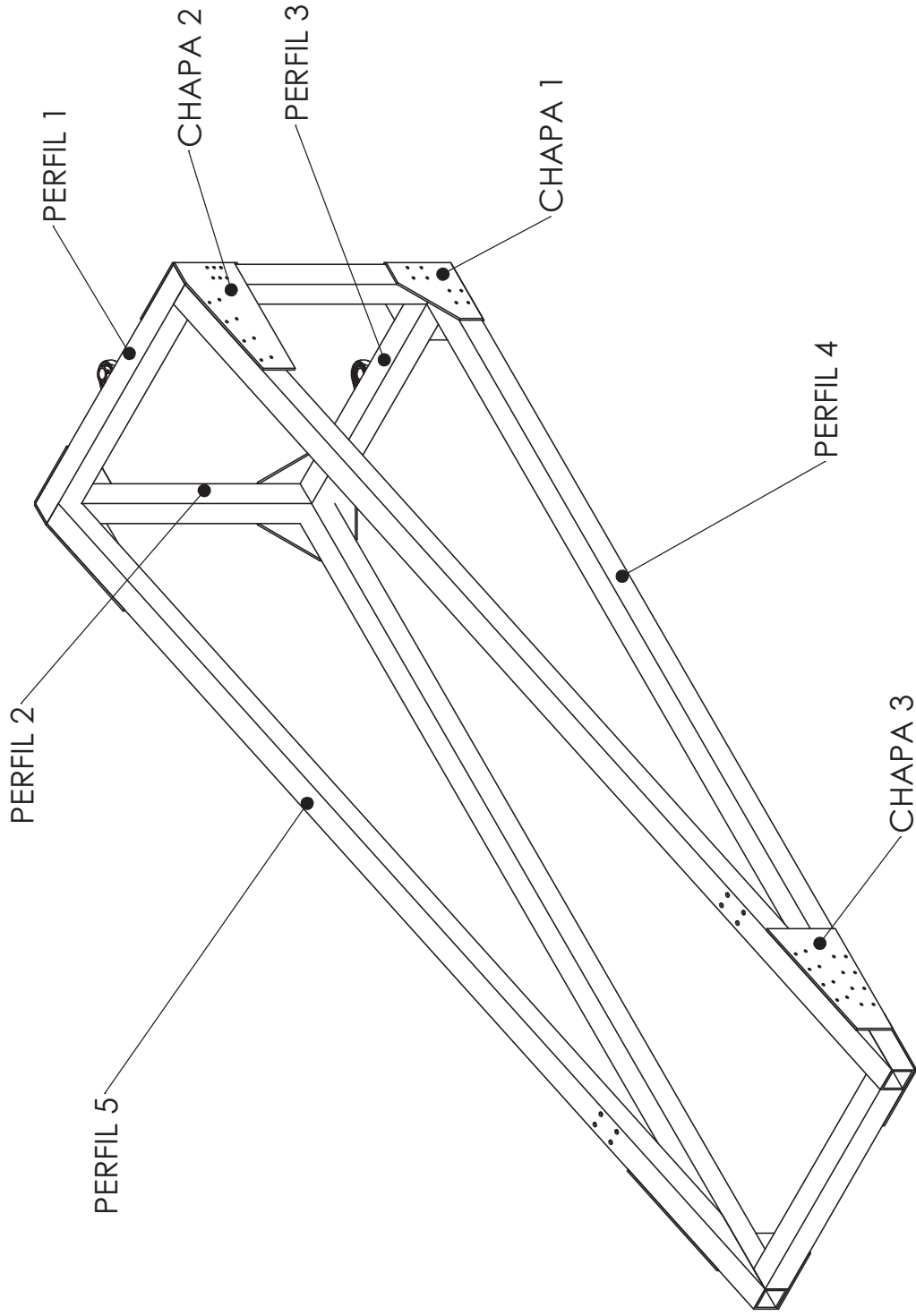
El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de 16417,35 euros.

Bibliografía

- [1] Wark K., Warner C.F. *Contaminación del Aire*. Editorial Limusa, 1992.
- [2] J. B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Mc Graw-Hill Book Company, 1988
- [3] BP Statistical Review of World Energy 2009.
- [4] Web de la Unión Europea. Legislación referente a la contaminación atmosférica.
(http://europa.eu/legislation_summaries/environment/air_pollution/index_es.htm).
- [5] Web del competición Shell Eco-Marathon.
(<http://www.shell.com/home/content/ecomarathon/>).
- [6] Shell Eco-Marathon Official Rules 2010.
(http://www.shell.com/home/content/ecomarathon/europe/for_participants/european_rules/).
- [7] http://www.shell.com/home/content/aboutshell/our_strategy/major_projects_2/pearl/gtl_fuel/.
- [8] Casco Hernández, A. *PFC: Estudio y diseño del sistema de dirección del prototipo destinado a participar en la competición Eco-Marathon Shell*. Universidad Carlos III de Madrid, 2008.
- [9] J. C. Brown, A. J. Robertson, S. T. Serpento. *Motor vehicle structures: Concepts and fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [10] *Elementos estructurales del vehículo*. CESVIMAP, 2004.

BIBLIOGRAFÍA

- [11] Adams, Herb. *Chassis engineering*. HPBooks ,1993.
- [12] F. Aparicio, C. Vera, V. Díaz. *Teoria de los vehículos automóviles*. Sección de Publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales, 2001.
- [13] Askeland, D. R. *Ciencia e ingeniería de los materiales*. Paraninfo, 2001.
- [14] Web Alu-Stock.com. *Perfiles de formas regulares de aluminio*.
(http://www.alu-stock.es/catalogo/cap.4_Perfiles%20regulares.pdf).
- [15] *Loctite worldwide design handbook*. Loctite European Group, 1998.
- [16] Berrocal, L. O. *Resistencia de materiales*. Mc Graw Hill, 2007.
- [17] Web Unitop.es. *Unitop remaches 2008*.
(<http://www.unitop.es/Catalogo2008opt.pdf>).
- [18] Web SKF.com. *Catálogo Interactivo de Ingeniería*.
(<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?contentId=095390&lang=es>).
- [19] Moaveni, S. *Finite element analysis. Theory and Application with ANSYS*. Pearson Education, 2003.
- [20] Apuntes de la asignatura de Ingeniería Estructural. Capítulo II.- Herramientas de la resistencia de materiales.



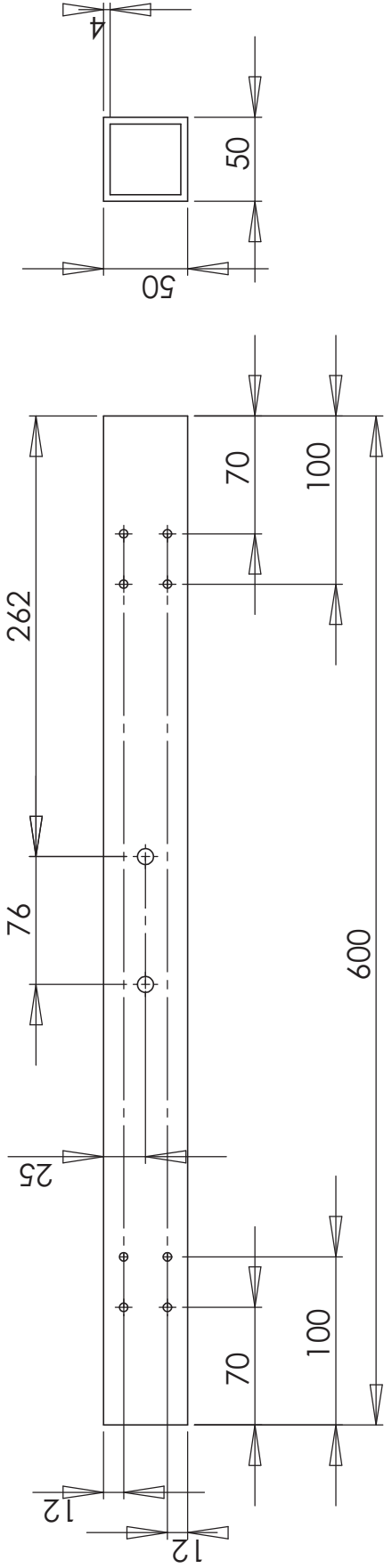
TITLE:

CONJUNTO

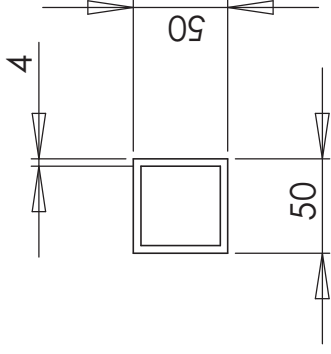
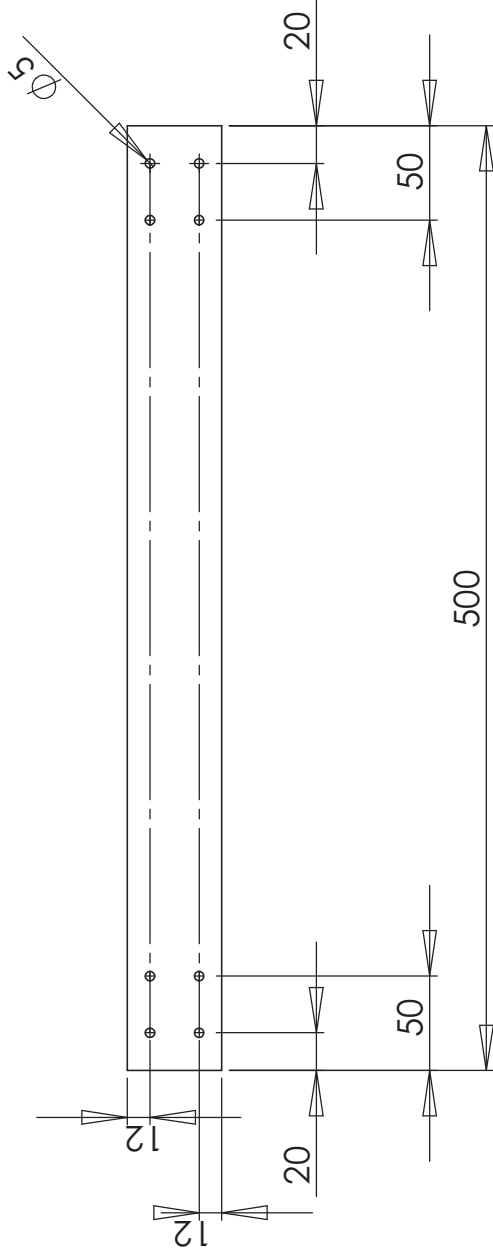
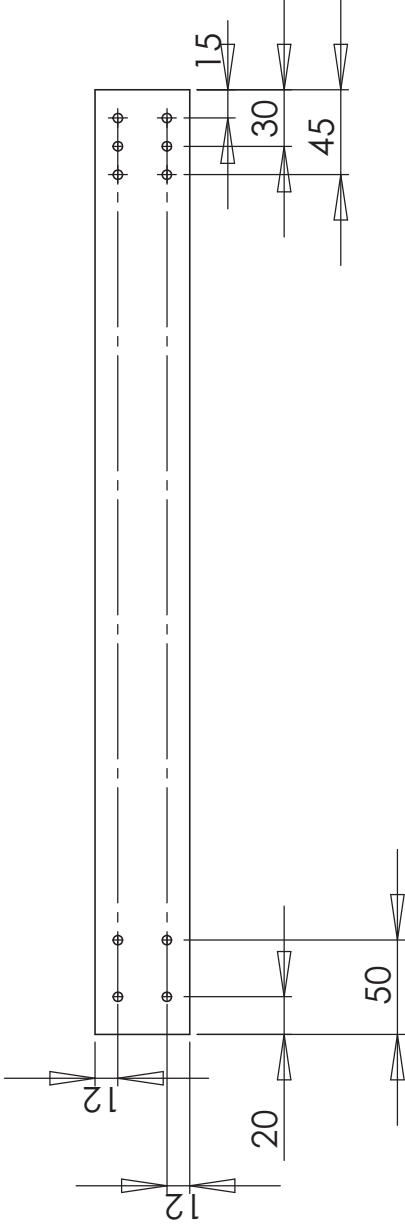
SIZE DWG. NO. REV

A

SCALE: 1:12 WEIGHT: SHEET 1 OF 9



TITLE:			PERFIL 1	
SIZE	DWG. NO.	REV		
A				
SCALE: 1:4		WEIGHT:	SHEET 2 OF 9	



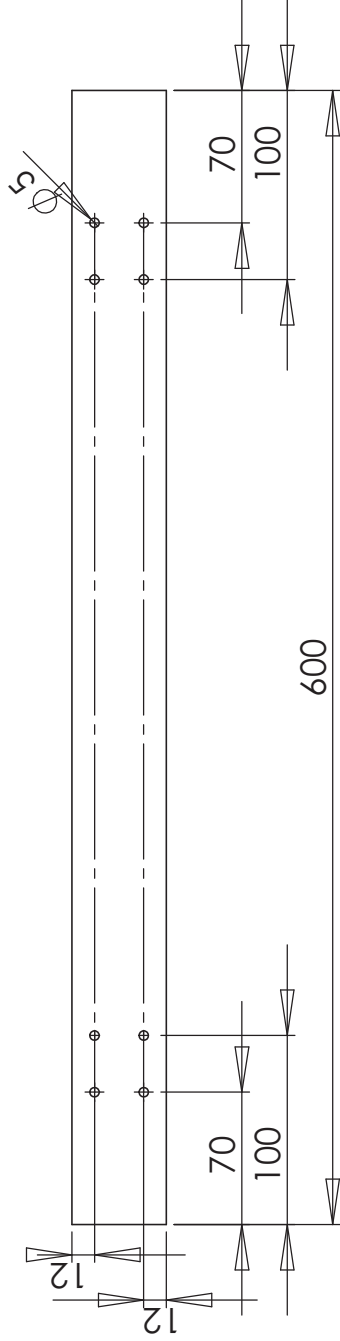
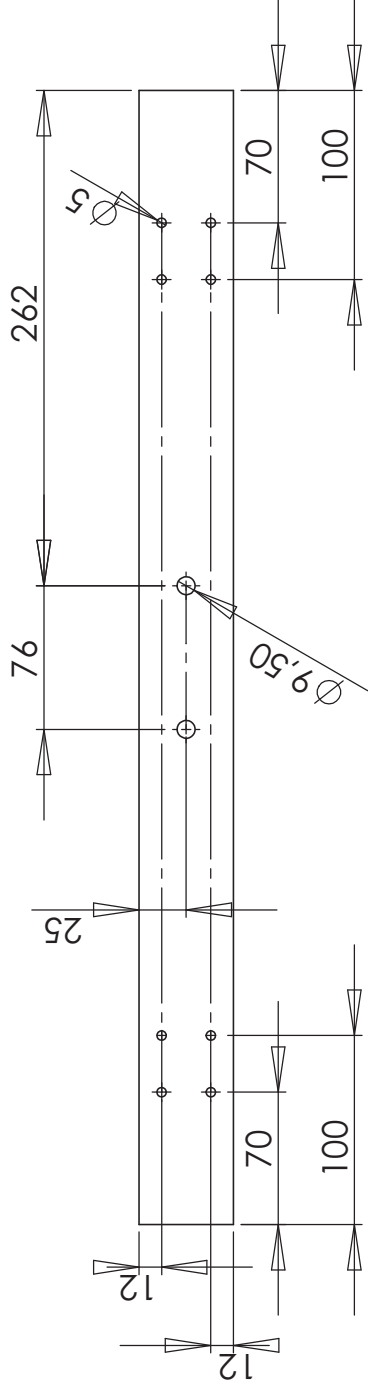
TITLE:

PERFIL 2

SIZE DWG. NO. REV

A

SCALE: 1:4 WEIGHT: SHEET 3 OF 9

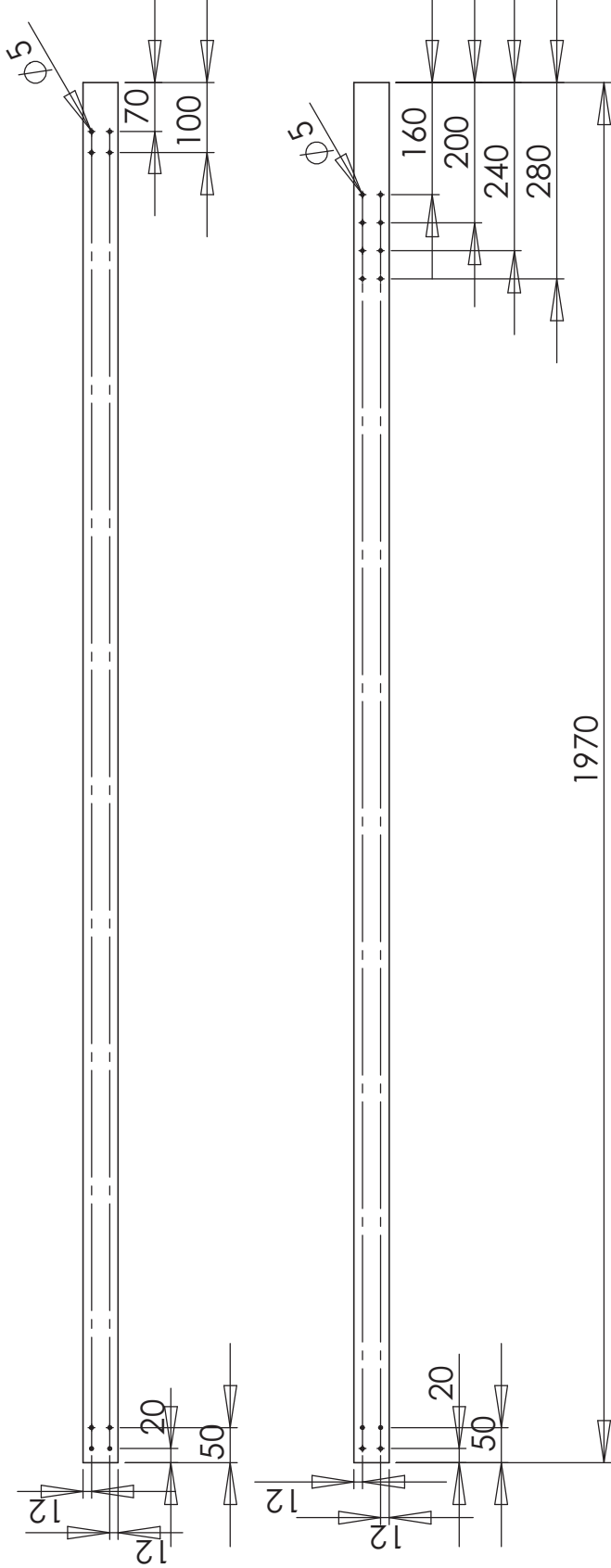


TITLE:

PERFIL 3

SIZE	DWG. NO.	REV
A		

SCALE: 1:4 WEIGHT: SHEET 4 OF 9



TITLE:

PERFIL 4

SIZE DWG. NO.

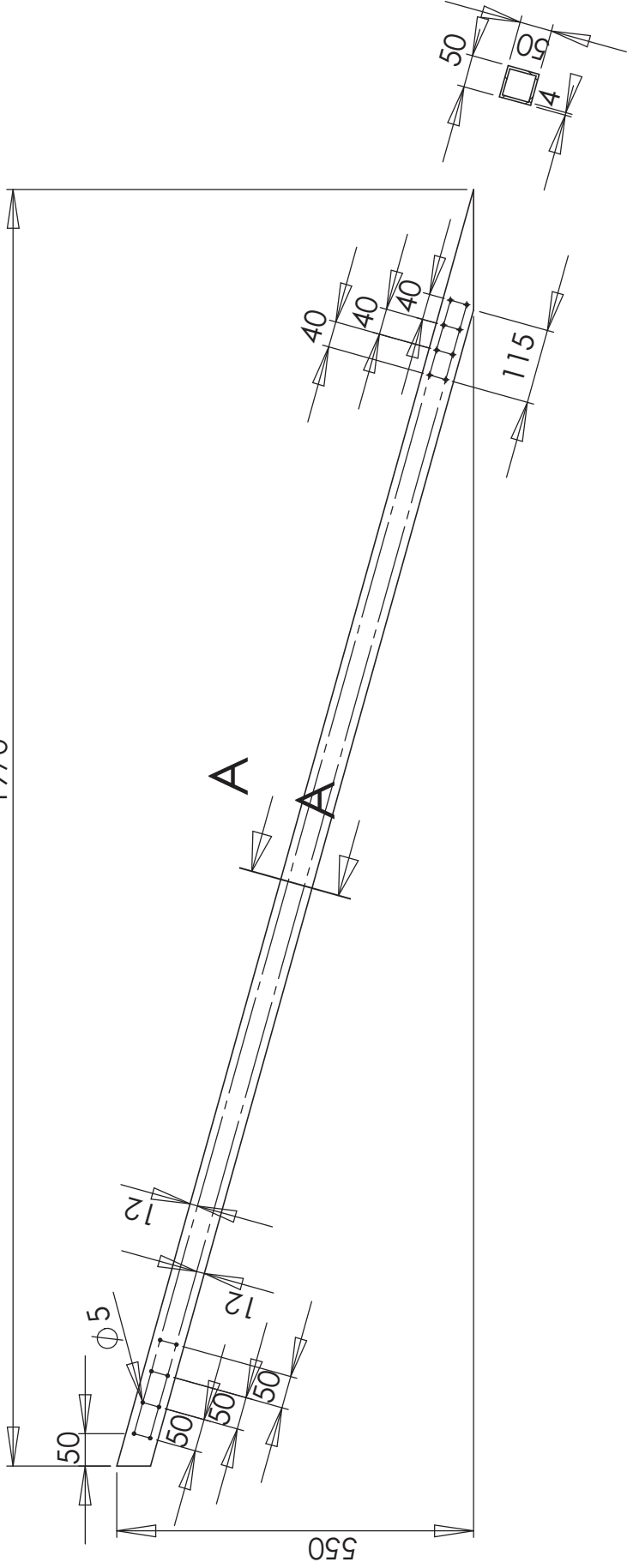
REV

A

SCALE: 1:10|WEIGHT:

SHEET 5 OF 9

1970



SECCIÓN A-A

TITLE:

PERFIL 5

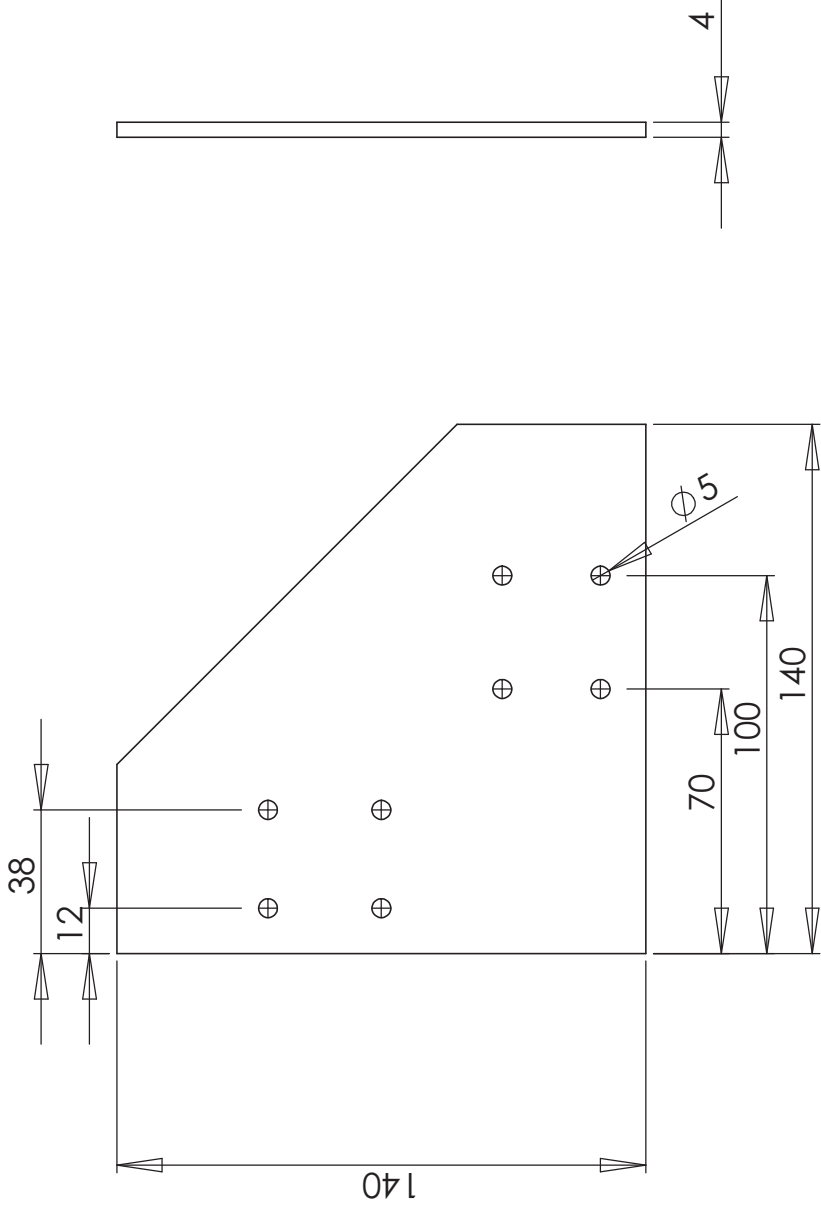
SIZE DWG. NO.

REV

A

SCALE: 1:10|WEIGHT:

SHEET 6 OF 9



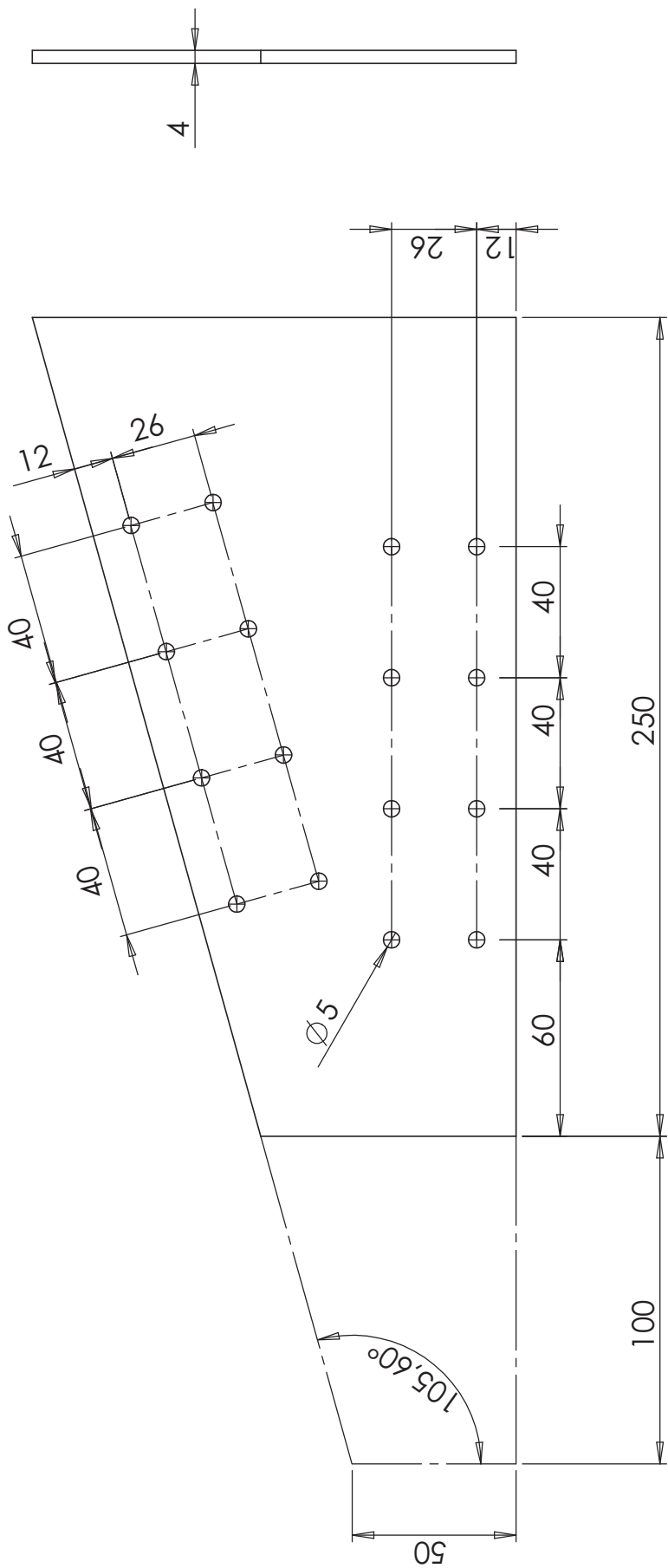
TITLE:

CHAPA 1

SIZE DWG. NO. REV

A

SCALE: 1:2 WEIGHT: SHEET 7 OF 9



TITLE:

CHAPA 3

SIZE DWG. NO. REV

A

SCALE: 1:2 WEIGHT: SHEET 9 OF 9