



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA DE TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS DE UN FÓRMULA SAE

Autor: Inés Urbina Gallego

Director: Dr. Christopher Long

Madrid

Julio de 2020

AUTHORIZATION FOR DIGITALIZATION, STORAGE AND DISSEMINATION IN THE NETWORK OF END-OF-DEGREE PROJECTS, MASTER PROJECTS, DISSERTATIONS OR BACHILLERATO REPORTS

Declaration of authorship and accreditation thereof

The author Mr. /Ms. Inés Urbina Gallego

HEREBY DECLARES that he/she owns the intellectual property rights regarding the piece of work:
DISEÑO DE MAGUETAS DELANTERAS DE UN FÓRMULA SAE

that this is an original piece of work, and that he/she holds the status of author, in the sense granted by the Intellectual Property Law.

Subject matter and purpose of this assignment

With the aim of disseminating the aforementioned piece of work as widely as possible using the University's Institutional Repository the author hereby **GRANTS** Comillas Pontifical University, on a royalty-free and non-exclusive basis, for the maximum legal term and with universal scope, the digitization, archiving, reproduction, distribution and public communication rights, including the right to make it electronically available, as described in the Intellectual Property Law. Transformation rights are assigned solely for the purposes described in a) of the following section.

Transfer and access terms

Without prejudice to the ownership of the work, which remains with its author, the transfer of rights covered by this license enables:

- a) Transform it in order to adapt it to any technology suitable for sharing it online, as well as including metadata to register the piece of work and include "watermarks" or any other security or protection system.
- b) Reproduce it in any digital medium in order to be included on an electronic database, including the right to reproduce and store the work on servers for the purposes of guaranteeing its security, maintaining it and preserving its format.
- c) Communicate it, by default, by means of an institutional open archive, which has open and cost-free online access.
- d) Any other way of access (restricted, embargoed, closed) shall be explicitly requested and requires that good cause be demonstrated.
- e) Assign these pieces of work a Creative Commons license by default.
- f) Assign these pieces of work a HANDLE (*persistent* URL). by default.

Copyright

The author, as the owner of a piece of work, has the right to:

- g) Have his/her name clearly identified by the University as the author
- h) Communicate and publish the work in the version assigned and in other subsequent versions using any medium.
- i) Request that the work be withdrawn from the repository for just cause.
- j) Receive reliable communication of any claims third parties may make in relation to the work and, in particular, any claims relating to its intellectual property rights.

Duties of the author

The author agrees to:

- k) Guarantee that the commitment undertaken by means of this official document does not infringe any third party rights, regardless of whether they relate to industrial or intellectual property or any other type.
- l) Guarantee that the content of the work does not infringe any third party honor, privacy or image rights.
- m) Take responsibility for all claims and liability, including compensation for any damages, which may be brought against the University by third parties who believe that their rights and interests have been infringed by the assignment.
- n) Take responsibility in the event that the institutions are found guilty of a rights infringement regarding the work subject to assignment.

Institutional Repository purposes and functioning.

The work shall be made available to the users so that they may use it in a fair and respectful way with regards to the copyright, according to the allowances given in the relevant legislation, and for study or research purposes, or any other legal use. With this aim in mind, the University undertakes the following duties and reserves the following powers:

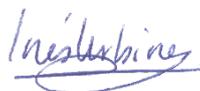
- o) The University shall inform the archive users of the permitted uses; however, it shall not guarantee or take any responsibility for any other subsequent ways the work may be used by users, which are non-compliant with the legislation in force. Any subsequent use, beyond private copying, shall require the source to be cited and authorship to be recognized, as well as the guarantee not to use it to gain commercial profit or carry out any derivative works.
- p) The University shall not review the content of the works, which shall at all times fall under the exclusive responsibility of the author and it shall not be obligated to take part in lawsuits on behalf of the author in the event of any infringement of intellectual property rights deriving from storing and archiving the works. The author hereby waives any claim against the University due to any way the users may use the works that is not in keeping with the legislation in force.
- q) The University shall adopt the necessary measures to safeguard the work in the future.
- r) The University reserves the right to withdraw the work, after notifying the author, in sufficiently justified cases, or in the event of third party claims.

Madrid, on 5. of July....., ...2020...

HEREBY ACCEPTS

Signed...

Inés Urbina Gallego



Reasons for requesting the restricted, closed or embargoed access to the work in the Institution's Repository

A large, empty rectangular box with a thin black border, intended for the user to provide reasons for requesting restricted, closed, or embargoed access to the work in the Institution's Repository.

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título DISEÑO DE MANGUETAS
DELANTERAS DE UN FÓRMULA SAE

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2019/2020 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni
parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: Inés Urbina

Fecha: 05/ 07/ 2020



Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: Dr. Chris Long

Fecha: 05/ 07/ 2020





COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA DE TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO
DISEÑO DE MANGUETAS DELANTERAS DE UN
FÓRMULA SAE

Autor: Inés Urbina Gallego
Director: Dr. Christopher Long

Madrid

Julio de 2020

DISEÑO DE LAS MANGUETAS DELANTERAS DE UN FÓRMULA SAE

Autora: Urbina Gallego, Inés Eugenia

Director: Dr. Chris Long

Entidad colaboradora: Sussex Racing

RESUMEN DEL PROYECTO

1 INTRODUCCIÓN

Las manguetas son partes esenciales en cualquier automóvil; son las piezas que conectan la suspensión y los componentes de la dirección a las ruedas. Están ubicadas en los ensamblajes de las ruedas delanteras, que consisten en un conjunto de partes giratorias y otro grupo de partes fijas (con respecto al automóvil). Estos dos grupos de piezas están unidos por un rodamiento.

Como se muestra en la Figura 1, las partes giratorias son el buje, la rueda y el disco de freno. Las partes fijas que también se muestran en la Figura 1 son la mangueta y el eje de la rueda, aunque esto puede variar según la ubicación del rodamiento.

En SR-2020, el rodamiento se introducirá en el buje para ahorrar espacio en la mangueta, lo que le permitirá ser más pequeña y mantener una geometría simple.

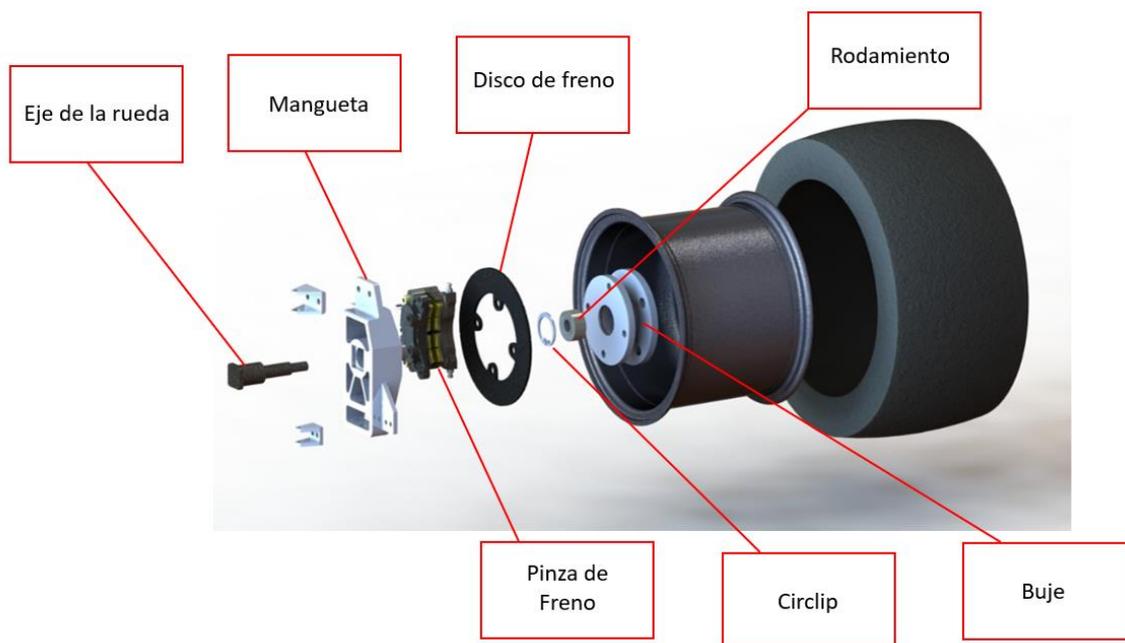


Figura 1: Vista explosionada del ensamblaje de la rueda delantera izquierda

2 OBJETIVOS

- Diseñar teniendo como prioridad la seguridad del piloto y los técnicos durante toda la vida útil del coche
- Diseñar teniendo en cuenta los métodos de fabricación, evitando geometrías complejas
- Mejorar el diseño con respecto al del año anterior y evitar errores pasados
- Diseñar las manguetas ligeras pero suficientemente resistentes

- Realizar unos planos claros y concisos que sigan el estándar BS 8888

3 CÁLCULOS DINÁMICOS

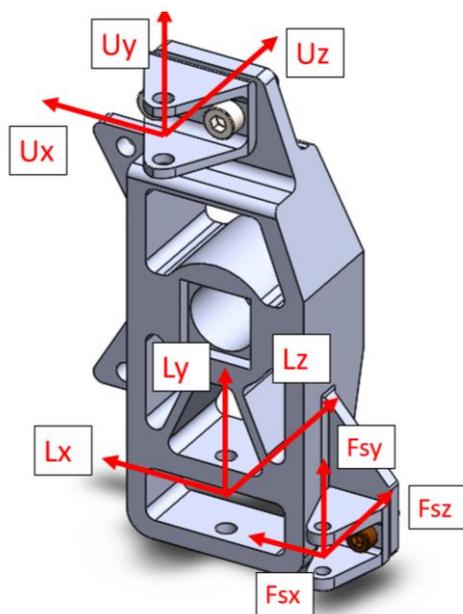
Teniendo en cuenta los cálculos de distribución de cargas desde la perspectiva de las manguetas, la situación más crítica ocurre de la siguiente manera:

“El coche está pasando por curva, frena bloqueando las ruedas delanteras y gira la dirección, todo ello de manera simultánea”

Para analizar la situación crítica cada suceso debe ser estudiado de manera individual, dividiéndose el escenario en tres sub-escenarios:

- 1- Paso por Curva
- 2- Bloqueo de las Ruedas
- 3- Viraje

Los resultados obtenidos tras los análisis de fuerzas donde los valores de U_x , U_y , U_z , L_x , L_y , L_z , L_{sx} , L_{sy} , L_{sz} y F_c son estimados pueden unirse por el método de superposición de fuerzas. Se muestran en la Figura 2 y tabla 1



Anclaje superior	Anclaje inferior	Anclaje de la dirección
$U_x = 664.4 \text{ N}$	$L_x = -1704.1 \text{ N}$	$L_{sx} = 0$
$U_y = -1650 \text{ N}$	$L_y = 0$	$L_{sy} = 0$
$U_z = -338.2 \text{ N}$	$L_z = 1793 \text{ N}$	$F_{sz} = +/-925 \text{ N}$

Anclaje de la pinza de freno
$F_c = 1284.2 \text{ N}$ (Tangente al centro de la circunferencia)

Figura 2 and Tabla 1: Fuerzas en las manguetas delanteras en el escenario crítico

4 ELECCIÓN DE MATERIAL

Como material para las manguetas se ha elegido el aluminio por su ligereza. Es necesario que sea una aleación de resistencia alta para obtener una alta relación resistencia/peso y poder reducir la masa del conjunto de la rueda, es decir, reducir el valor de la masa no suspendida.

La masa no suspendida se define como los componentes del automóvil que no están sujetos por la suspensión, es decir, los conjuntos de ruedas.

Esta masa debe ser lo más ligera posible para mejorar el manejo del coche: cuanto más pesada es, mayor es la carga de fatiga que deben soportar los amortiguadores y la carga del neumático se vuelve

menos consistente. La inercia de las ruedas dificulta que se adapten a las irregularidades del asfalto, lo que (en el peor de los casos) podría causar que las ruedas boten.

El único posible inconveniente del aluminio es la necesidad de una soldadura de mayor cualificación, pero dado que ambas manguetas son pequeñas y de geometría simple, pueden mecanizarse por completo a partir de un mismo bloque.

La mejor opción es la aleación 7075 T6, generalmente utilizada en aviación. Esta es una aleación de aluminio liviana y fuerte, relativamente común en la industria, lo que le permite solicitarla a un proveedor local de metales.

5 ELECCIÓN DE RODAMIENTO

El rodamiento es el componente más importante del ensamblaje de la rueda. Es la interfaz entre las partes giratorias y estáticas, y por tanto merece una elección cautelosa. El rodamiento soporta grandes cargas axiales y radiales en el paso por curva y el paso por bache, respectivamente. También debe tener un tamaño compacto, ya que los rodamientos están hechos de acero y esto añade un peso considerable a la masa no suspendida. Teniendo estas consideraciones en cuenta, se excluyen todos los tipos exceptuando los rodamientos de contacto angular de doble hilera.

6 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)

Ansys Workbench es el software que se ha utilizado para llevar a cabo el MEF (Método de Elementos Finitos).

La forma más sencilla de simular todas las cargas es mediante el módulo Static Structural Workbench, en el que se establece el orificio central del eje como un soporte fijo y aplica fuerzas calculadas en los anclajes a los brazos de la suspensión, el anclaje de la barilla de dirección y los anclajes de la pinza de freno (Apartado 3 de este resumen).

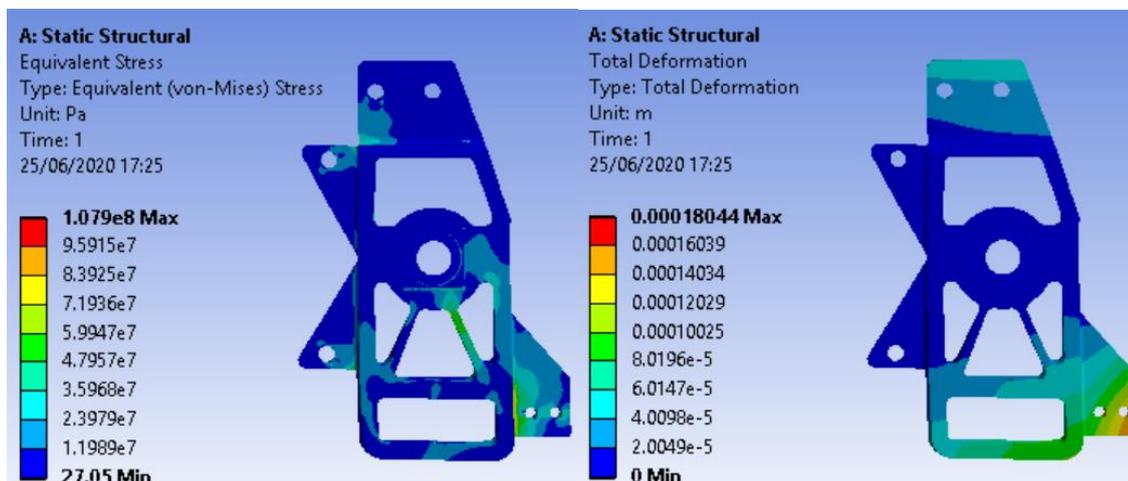


Figura 3: Gráficos de contornos de tensión de Von Mises en pascales (izquierda) y deformaciones en m (derecha)

La tensión máxima ocurre en el montaje de la barilla de dirección (10.7 MPa) y tiene un factor de seguridad de 4.6

7 DISEÑO FINAL

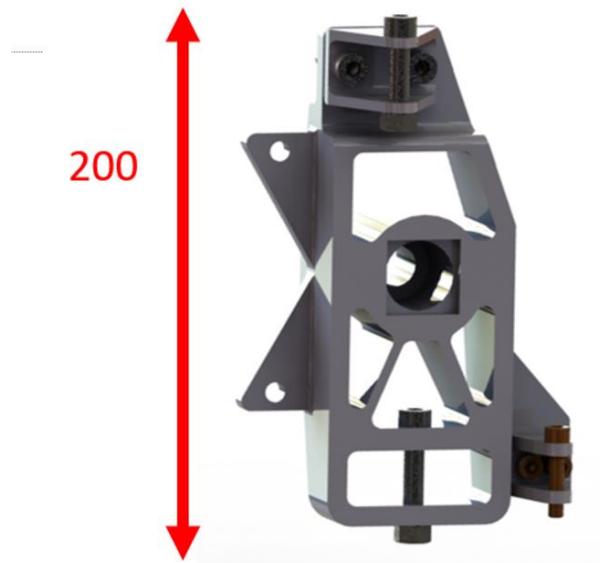


Figura 4: Renderizado del diseño final. La dimensión aproximada está en rojo.

En la fabricación de las manguetas delanteras, se utilizó el método de electroerosión por hilo para cortar la forma externa y fresadores CNC o manuales para realizar los orificios y vaciados. Se utilizó también un torno para realizar la protuberancia cilíndrica que rodea al eje.



Figura 5: Manguetas fabricadas

DESIGN OF THE FRONT UPRIGHTS OF A FORMULA SAE

Author: Urbina Gallego, Inés Eugenia

Director: Dr. Chris Long

Collaborating Entity: Sussex Racing

RESUMEN DEL PROYECTO

1 INTRODUCTION

The uprights are crucial parts of any vehicle, as they connect both the suspension and the steering components to the wheels. They are located in the front wheel assemblies, which consist of a set of rotating parts and another group of fixed parts (with respect of the car). These two sets are joint together by a bearing.

As shown in Figure 1, the rotating parts are the hub, the wheel and the brake disc. The fixed parts also shown in Figure 1 are the upright and the stub axle, although this can vary depending on the location of the bearing.

In SR-2020 the bearing will be introduced in the hub to save space in the upright, allowing it to be smaller as well as keeping a simple geometry.

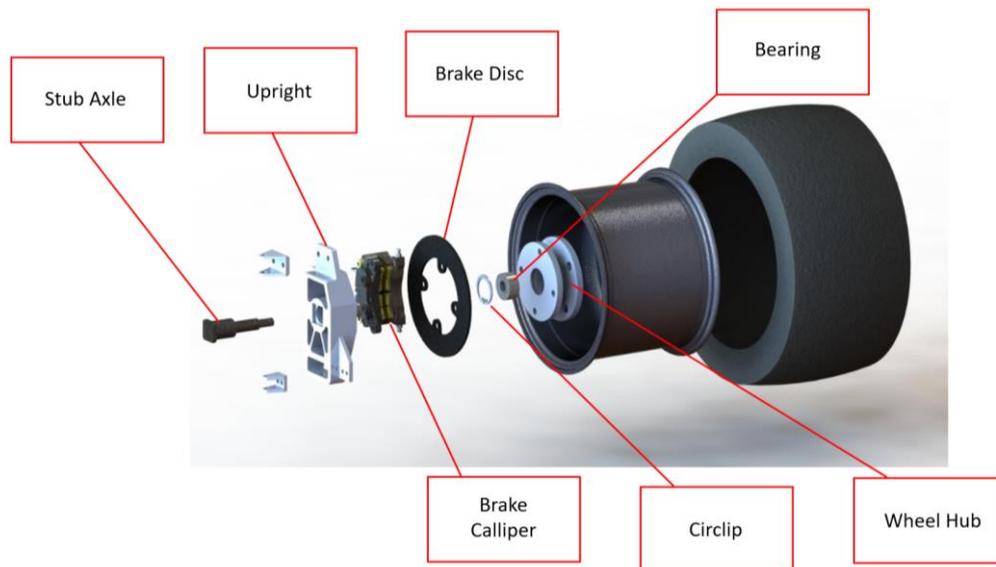


Figure 1: Front wheel assembly exploded view

2 OBJECTIVES

- Design with driver and technician safety as a priority
- Design taking into account the manufacturing methods, avoiding complex geometries
- Improve the design of the previous year and avoid past mistakes
- Design lightweight but resistant uprights
- Make clear and concise technical drawings that follow the BS 8888 standards. Design with the manufacturing processes in mind, avoiding complexities.

3 DYNAMIC CALCULATIONS

Whit regards of the front wheel assemblies, the worst-case scenario while driving in a road circuit is described as following:

“The car is cornering, hits a bump, steers and brakes locking its front wheels, all of this simultaneously”

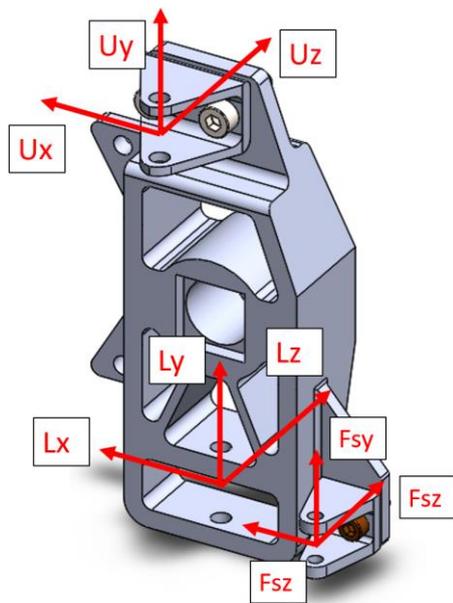
To analyse this situation, each part must be studied separately, dividing the scenario in three sub-cases:

- 1- Cornering
- 2- Braking
- 3- Steering

The aim of this study is to find out the forces applied in all mounting points with exception of the one on the Stub Axle. This is due to the fact that in the FEA simulation, the Stub Axle housing will be fixed and the forces will be applied in the mountings to the wishbones making it an isostatic system.

Summary of Mounting Points Forces

The results obtained from the analysis where the values of U_x , U_y , U_z , L_x , L_y , L_z , L_{sx} , L_{sy} , L_{sz} , and F_c are estimated can now be united and shown in Figure 2 and Table 1



Upper Mounting	Lower Mounting	Steering Mounting
$U_x = 664.4 \text{ N}$	$L_x = -1704.1 \text{ N}$	$L_{sx} = 0$
$U_y = -2940 \text{ N}$	$L_y = 0$	$L_{sy} = 0$
$U_z = -338.2 \text{ N}$	$L_z = 1793 \text{ N}$	$F_{sz} = +/-925 \text{ N}$

Brake calliper mounting
$F_c = 1284.2 \text{ N}$ (Tangent to center)

Figure 2 and Table 1: All forces in the Upright Mounting Points the worst-case scenario

4 MATERIAL CHOICE

The upright and hub will be made of an Aluminium alloy with a high strength-to-weight ratio to reduce load of the wheel assembly, that is reducing weight of the un-sprung mass.

The un-sprung mass is defined as the components of the car that are not held by the suspension, that is, the wheel assemblies.

This mass should be as light as possible in order to improve handling: the heavier it is, the larger the fatigue loads shocks and springs need to withstand and the tyre load becomes less consistent. The inertia of the wheels disrupts them adapting to irregularities of the road, which (in worst cases) could cause wheel hopping.

The only downside of aluminium is the need for higher quality weld, but since both parts are small and of simple geometry, they can be wholly machined.

The chosen alloy is 7075 T6, usually used in aircrafts. This is a lightweight and strong aluminium alloy which is relatively common in industry, allowing it to be ordered from a local metal supplier.

5 BEARING CHOICE

The bearing is the most important component of the wheel assembly. It is the interface between the rotating and static parts, deserving a cautious choice. This component withstands large axial and radial loads while cornering and bumping. It should also be a compact size since they add a considerable weight in the un-sprung mass. This leaves out all types but double row angular contact bearings.

6 FEA ANALYSIS

Ansys Workbench has been used to carry out the FEA (Finite Element Analysis).

The simplest way of simulating all loads is by Static Structural Workbench module setting the stub axle mounting as a fixed support and applying forces in the wishbones, steering rod and calliper mounting points calculated

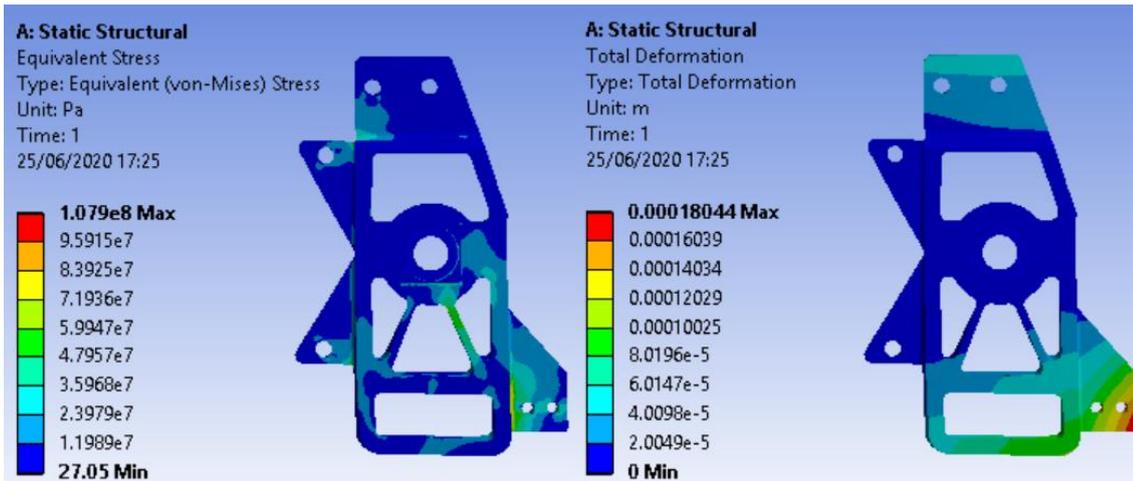


Figure 3: Front Upright Von Mises Stress (Left) and Deformation (Right) Contour Plots

The maximum stress occurs in the steering mounting (10.7 MPa) and it has a safety coefficient of 4.6

7 FINAL DESIGN

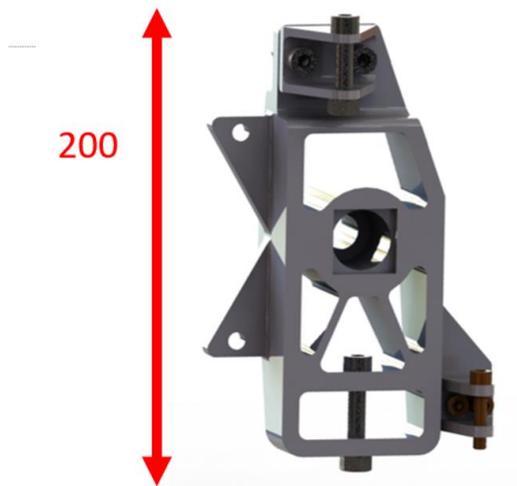


Figure 4: Final designs SolidWorks Render. Overall dimensions are shown in red.

In the manufacturing of the upright, the wire eroder was used to cut external shape and holes and the CNC and manual milling machines to do the rest.

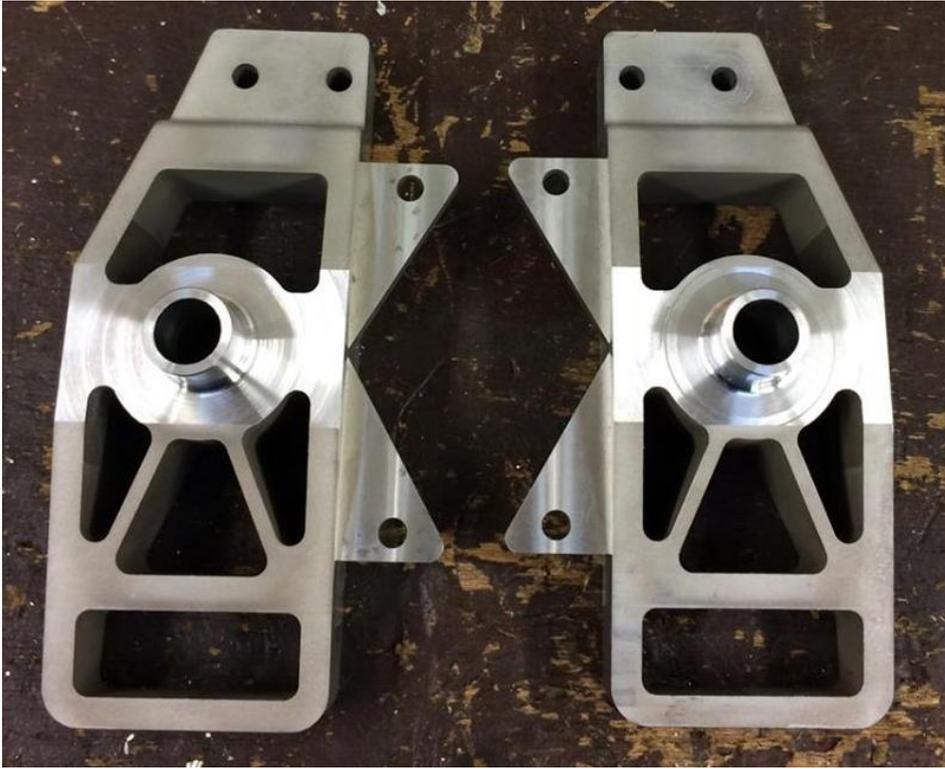


Figure 5: Manufactured uprights

AGRADECIMIENTOS

Lo primero, agradecer a Romeo Glovnea por ayudarme con cualquier duda, alentándome a que vuelva a pasar por su despacho sin dudarlo cada vez que me encuentre perdida. También agradecer a Chris Long por aconsejarnos y darnos ánimos en cada reunión de equipo, además de guiarnos e inspirarnos a seguir nuestras pasiones en el mundo de la ingeniería.

Contenido

CAPÍTULO 1: PROYECTO DE FORMULA STUDENT	21
1.1 INTRODUCCIÓN	21
1.2 FORMULA STUDENT UK	22
1.3 SUSSEX RACING	22
Metodología de trabajo:	23
Recursos de Sussex Racing	24
CAPÍTULO 2: INTRODUCCIÓN, OBJETIVOS Y DESCRIPCIÓN DEL PROCESO	24
2.1 INTRODUCCIÓN	24
2.2 OBJETIVOS	25
2.3 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO	25
CAPÍTULO 3: SELECCIÓN DE LAS RESTRICCIONES GEOMÉTRICAS	26
3.1 INVESTIGACIÓN INICIAL	27
Libros y recursos académicos	27
Formula Jedi Car	28
3.2 RELACIÓN MASA SUSPENDIDA-MASA NO SUSPENDIDA	29
3.3 ELECCIÓN DE LLANTAS Y NEUMÁTICOS	30
3.4 GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA	30
Ángulo de Lanzamiento	30
Inclinación de King Pin (KPI) y <i>Scrub Radius</i>	32
CAPÍTULO 4: DISEÑO DE LAS MANGUETAS	35
4.1 DISEÑOS PRELIMINARES	35
4.2 CÁLCULOS DINÁMICOS	36
Distribución de cargas	36
Carga máxima en las Manguetas	39
Cálculos de tornillería	46
Cálculos dinámicos de piezas auxiliares	48
CAPÍTULO 5: ELECCIÓN DEL MATERIAL.....	52
CAPÍTULO 6: MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	53
6.1 ESTUDIO DE CONVERGENCIA DEL MALLADO	54
6.2 CONDICIONES DE CONTORNO	55
6.3 RESULTADOS	56
CAPÍTULO 7: FABRICACIÓN	56
7.1 PROTOTIPADO	56
7.2 PROCESO DE FABRICACIÓN	57
7.3 RESULTADO	58

CAPÍTULO 8: CONCLUSIÓN Y FUTURAS RECOMENDACIONES	59
ANEXO 1: PLANOS	60
ANEXO 2: CÓDIGOS MATLAB	65
ANEXO 3: SUSTAINABLE DEVELOPMENT GOALS	68
BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	71

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: El Autoslalom es caracterizado por los conos en una superficie de asfalto pequeña y su estilo low-cost, situándose normalmente en un parking o aeródromo.	21
Figura 2: Prototipo de Formula Student pasando las pruebas dinámicas en pista.	21
Figura 3: Foto del equipo Sussex Racing.	22
Figura 4: Ensamblaje de la rueda delantera.	25
Figura 5: Fotografía de rueda delantera.	28
Figura 6: Fotografía de rueda delantera.	29
Figura 7: Diagrama de la masa suspendida y masa no suspendida en una rueda.	29
Figura 8: Vista lateral de la rueda y avance (en verde).	31
Figura 9: Maniobra de viraje con un avance nulo (izquierda) y positivo (derecha).	31
Figura 10: Vista trasera de la rueda delantera izquierda durante el paso por curva hacia la derecha.	32
Figura 11: Definición de KPI y Scrub Radius (Izquierda) y Definición de Ángulo de Lanzamiento y Distancia de Lanzamiento (Derecha). Sólo difieren en el plano de la vista.	33
Figura 12: Vista superior de la rueda izquierda delantera. En rojo se muestra donde el eje pivote interseca con el suelo. En naranja, la superficie de contacto del neumático con el suelo. En la imagen izquierda el scrub radius es positivo, mientras que en la imagen de la derecha es nulo.	33
Figura 13: Anclajes de las manguetas delanteras con los brazos de la suspensión	35
Figura 14: Mangueta año 2019 (Izquierda) y modelo preliminar del año 2020	36
Figura 15: Diagrama del vehículo mostrando las dimensiones de su perfil [4]	36
Figura 16: Cargas del vehículo en estática	37
Figura 17: Fuerzas actuando en el vehículo durante la maniobra de frenada [4]	38
Figura 18: Diagrama de la mangueta delantera con sus anclajes. El orificio grande del centro es donde se aloja el eje.	40
Figura 19: Diagrama de Cuerpo Libre del conjunto mangueta-rueda delantera en el plano de perfil.	41
Figura 20: Diagrama de Cuerpo Libre del conjunto mangueta-rueda delantera en el plano de alzado.	43
Figura 21: Avon FSAE Tyre Data. Ángulo de deslizamiento vs par autoalineante. Las diferentes curvas corresponden a diferentes cargas verticales en el neumático.	44

Figura 22: Diagrama de cuerpo libre de la maniobra de viraje.....	45
Figura 23: diagrama de cuerpo libre de la mangueta delantera en frenada máxima	45
Figura 24: Todas las fuerzas en los puntos de anclaje de las manguetas en el escenario crítico.....	46
Figura 25: Tornillos del anclaje superior de los brazos de la suspensión	47
Figura 26: Carga distribuida en un tornillo	47
Figura 27: Vista explosionada del ensamblaje de la rueda delantera	49
Figura 28: Diagrama de cuerpo libre del buje delantero. Las fuerzas en verde son causadas por el disco de freno. Las fuerzas en rojo son causadas por la llanta. R_r es el radio de los pernos de sujeción de la llanta.....	49
Figura 29: Diagrama de cuerpo libre del eje de la rueda delantera	50
Figura 30: Vista de sección de la rueda delantera ensamblada. En verde se representan las partes que rotan junto al neumático (Llanta, disco de freno y buje), mientras que en rojo están representadas las partes no rotatorias (Mangueta, pinza de freno y eje).....	51
Figura 31: Rodamiento de contacto angular de doble hilera (web de SKF)	51
Figura 32: Mallado grueso (izquierda) y mallado fino (derecha).....	54
Figura 33: Gráfico de estudio de convergencia para el mallado de la mangueta. En el eje vertical se presenta la tensión máxima de Von Mises, mientras que en el eje horizontal el número de elementos.	55
Figura 34: Condiciones de contorno de las fuerzas aplicadas en los anclajes y soporte fijo en el orificio del eje.	55
Figura 35: Tensiones de Von Mises en pascuales (izquierda) y deformaciones en metros (derecha) en el caso en el que todas las fuerzas actúan simultáneamente.	56
Figura 36: Prototipado de espuma de la mangueta delantera dentro de la llanta	57
Figura 37: Fotografía de las manguetas delanteras ya fabricadas.....	58

LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Modelos de llantas y neumáticos.....	30
Tabla 2: Ángulos de lanzamiento delanteros Sussex Racing desde el año 2015	32
Tabla 3: KPI y Strib Radius de Sussex Racing en los desde 2015.....	34
Tabla 4: Parámetros geométricos de la suspensión.	34
Tabla 5: Distancias entre anclajes de los brazos de la suspensión	35
Tabla 6: Cargas verticales de la suspensión delantera	39
Tabla 7: Fuerzas que actúan en las manguetas delanteras	41
Tabla 8: Fuerzas en el paso por curva.....	42
Tabla 9: Fuerzas en frenada.....	43
Tabla 10: Resultados de los cálculos de resistencia de los tornillos	48
Tabla 11: Aleaciones de Aluminio ordenadas según su resistencia.....	53

Tabla 12: Datos extraídos de Ansys Workbench.....	54
Tabla 13: proceso de fabricación de las manguetas delanteras.....	58

LISTA DE ECUACIONES

Ecuación 1: Peso del vehículo

Ecuación 2: Carga en el eje de las ruedas delantero

Ecuación 3: Carga en el eje de las ruedas trasero

Ecuación 4: Carga estática en las ruedas delanteras

Ecuación 5: Fuerza normal en el eje de las ruedas delantero

Ecuación 6: Fuerza normal en el eje de las ruedas trasero

Ecuación 7: Carga de la suspensión

Ecuación 8: Sumatorio de fuerzas en el eje Z

Ecuación 9: Sumatorio de fuerzas en el eje Y

Ecuación 10: Sumatorio de momentos en el eje X

Ecuación 11: Fuerza de rozamiento

Ecuación 12: Sumatorio de fuerzas en el eje X

Ecuación 13: Sumatorio de fuerzas en el eje Y

Ecuación 14: Sumatorio de momentos en el eje Z

Ecuación 15: Fuerza de rozamiento

Ecuación 16: Fuerza de viraje

Ecuación 17: Fuerza de fricción

Ecuación 18: Par de frenada

Ecuación 19: Fuerza de la pinza de freno

Ecuación 20: Esfuerzos cortantes

Ecuación 21: Momento flector

Ecuación 22: Tensión

Ecuación 23: Tensión axil máxima

Ecuación 24: Tensión cortante máxima

Ecuación 25: Fuerza en los anclajes a la llanta

Ecuación 26: Fuerza del bache

Ecuación 27: Cargas equivalentes en los rodamientos

CAPÍTULO 1: PROYECTO DE FORMULA STUDENT

1.1 INTRODUCCIÓN

La Formula Student (también conocida como Formula SAE) es una competición entre estudiantes de universidades de todo el mundo que promueve la excelencia en ingeniería a través de un ejercicio en el que los miembros del equipo diseñan, construyen, y prueban un vehículo monoplaza.

El escenario que se propone es el de una productora ficticia que ha contratado a un equipo de estudiantes para desarrollar el coche. El prototipo será evaluado como potencial elemento de producción dirigido a un público no profesional practicante de autoslalom como pasatiempo los fines de semana.



Figura 1: El Autoslalom es caracterizado por los conos en una superficie de asfalto pequeña y su estilo low-cost, situándose normalmente en un parking o aeródromo.



Figura 2: Prototipo de Formula Student pasando las pruebas dinámicas en pista.

Cada equipo construirá su coche cuyo diseño estará orientado a una serie de objetivos con el propósito de mantener seguridad en pista (los coches son conducidos por los propios alumnos) y promocionar la capacidad de adaptación y resolución de problemas en equipo. Para ello, se someterán a una serie de pruebas que deben superar para conseguir una puntuación y clasificarse. Todo esto está regido por una serie de reglas que han ido desarrollándose por Formula Student Automotive Engineers (FSAE) en EEUU.

Además de estas pruebas, se premian a los equipos con logros superiores de diseño e innovación: por ejemplo, plan de economía circular, uso innovador de electrónica, uso de materiales alternativos...

La principal finalidad es el introducir a los estudiantes al mundo real en el que se encuentran situaciones ingenieriles a las que no pueden acceder mediante el trabajo tradicional académico, además de aprender sobre los métodos de fabricación utilizados en la industria actual.

Por otro lado, Formula Student brinda una oportunidad a los alumnos de aplicar sus aptitudes de dirección de proyectos y trabajo en equipo, dos pilares fundamentales en el mundo laboral que se extienden más allá del sector industrial.

No sólo los estudiantes salen beneficiados por este tipo de competiciones, la industria gana ingenieros más experimentados y preparados para las situaciones reales.

1.2 FORMULA STUDENT UK

Esta versión de Formula SAE está organizada por el Institution of Mechanical Engineers. Tiene lugar en Reino Unido una vez al año, y atrae a más de 100 universidades de todo el mundo cuyos equipos se reúnen para diseñar, construir, probar y correr en pista un pequeño vehículo estilo fórmula 1. El evento se celebra en Julio en el circuito de Silverstone.

Se divide en dos categorías: Pruebas estáticas y Pruebas Dinámicas. Las Pruebas estáticas incluyen verificación, prueba de frenos, presentación del negocio, presentación de costos y presentación de diseño. Las Pruebas Dinámicas consisten en aceleración, agilidad, sprint y resistencia.

1.3 SUSSEX RACING

Sussex Racing es un equipo de estudiantes que se fundó en 2009 en la universidad de Sussex para competir en Formula Student UK.

Este es el onceavo año que Sussex Racing participa y el equipo ha ido evolucionando desde entonces, llegando a alcanzar la posición número 22/81 en el año 2018.

Este año Sussex Racing se compone de 16 estudiantes de ingeniería; 13 de la rama mecánica, 2 de ingeniería automovilística y 1 de la rama electrónica (ver componentes del equipo en la figura 3).



Figura 3:Foto del equipo Sussex Racing

Metodología de trabajo:

A nivel organizativo, además del Líder de Equipo Sussex Racing cuenta con un Director de Logística, Director Comercial y un Jefe de Ingenieros.

Para organizar el trabajo técnico, el equipo se divide en cinco departamentos, cada uno liderado por su respectivo líder de departamento:

- **Chassis & Suspension:** Este departamento es fundamental ya que en él se diseña la estructura del coche y los frenos. Es el departamento más numeroso y trabaja al comienzo del proyecto, ya que sobre la estructura del coche se basa el diseño de las piezas restantes. Los miembros de Chassis & Suspension diseñan el chasis, las manguetas, el sistema de frenado, el sistema de dirección y la suspensión. Además, acomodan los arneses de seguridad y el cortafuegos.
- **Powertrain:** No menos importante que Chassis & Suspension, se encarga diseñar o comprar todo el sistema de propulsión del coche, en este caso, el motor de combustión y todos los sistemas de componentes implicados: la ECU, los circuitos electrónicos, la entrada de aire y el escape, los circuitos de refrigeración, los circuitos del combustible, el depósito y la transmisión.
- **Vehicle Integration:** Diseñan los pedales, la ergonomía, el atenuador de impactos.
- **Aerodynamics:** Se encarga del diseño de los pontones, el alerón y el carenado.
- **Engine Testing:** Este departamento es una novedad este año, y su finalidad es probar el motor en el banco motor del laboratorio de la universidad. Esto permite ajustar parámetros como la entrada de aire y el caudal de combustible para sacar el máximo rendimiento del motor.

Periódicamente se convocan reuniones para mantener la comunicación entre los miembros del equipo. Las reuniones pueden ser:

- **Reuniones de equipo:** Se convocan cada miércoles. En ellas se habla de temas generales que afectan al equipo: los eventos con empresas, las fechas límite importantes, llegada de material o piezas, entregas, etc. Además, cada líder de departamento hace un resumen del trabajo realizado esa semana en su departamento. Sólo suelen hablar los líderes de departamento y el/la líder de equipo. En las reuniones de equipo es importante la asistencia del tutor de proyecto, el cual aconseja a los alumnos y funciona también como contacto entre el equipo y la universidad. Al final de cada reunión el tutor firma el cuaderno individual de cada miembro en el que queda constancia del trabajo realizado y la fecha.
- **Reuniones de departamento:** Dan lugar un día de la semana (dependiendo del departamento). En ellas se reúnen exclusivamente los miembros de cada departamento para discutir problemas técnicos específicos y poner en común el trabajo realizado. Son muy importantes porque el trabajo dentro de cada departamento es prácticamente interdependiente, llegándose a retrasar el trabajo de todos porque un individuo no llegue a cumplimentar su tarea la fecha límite establecida. Las reuniones de departamento evitan que esto ocurra ejerciéndose presión de grupo, una herramienta indispensable para que el proyecto salga adelante.
- **Reuniones de dirección:** en éstas se reúnen los líderes de departamento y el/la líder de equipo. Se discuten temas importantes y ocurren muy ocasionalmente.

Recursos de Sussex Racing

- **Recursos económicos:** Las empresas patrocinadoras proporcionan el 66% del dinero invertido en construir el prototipo. Los principales patrocinios son Banco Santander Universities, Mobil 1, UoS Widening Participation y TSL Projects. El restante 34% lo proporciona la Universidad de Sussex.
- **Google Drive:** El equipo tiene una plataforma donde se suben todos los archivos de trabajo. A través de ésta se pueden acceder a todas las memorias de ediciones anteriores (desde el año 2011) y así tener una base de conocimientos de donde parten y sobre la que pueden mejorar.
- **Biblioteca de diseño del Automóvil:** estos libros resultan ser muy útiles para entender la dinámica del vehículo y tener algunos valores reales fiables como pueden ser el coeficiente de rozamiento neumático-asfalto, algunos parámetros de la geometría de la suspensión, etc.
- **Profesorado:** algunos profesores tienen experiencia en el campo de la ingeniería práctica y están dispuestos a ayudar en la medida de lo posible cuando un miembro del equipo no sabe cómo proceder.
- **Softwares:** Las herramientas computacionales son necesarias para el proyecto, en especial la utilización de Matlab, Excell, Adams, Ricardo Wave, Solidworks y Ansys.
- **Taller de prototipado Richmond:** Localizado en el Campus, en él se trabaja con espuma y madera. Es un pequeño taller utilizado por los alumnos de la universidad bajo supervisión de un técnico.
- **Taller de mecanizado Pevensey II:** Localizado en el Campus. Trabaja con máquinas CNC de hasta 6 ejes, dobladoras de tubos, soldadores, tornos... Requiere profesionales cualificados y los alumnos no pueden utilizarlo. Es muy importante la comunicación de los miembros del equipo con estos trabajadores, sobre todo a la hora de elaborar los planos de las piezas evitando así malentendidos y errores de fabricación. Ocasionalmente, estos técnicos asisten a las reuniones de equipo.

Los recursos económicos son distribuidos acorde a las necesidades de cada departamento, permitiéndose también, si se llega a dar el caso, proyectos de innovación que permiten a los estudiantes desarrollar el ingenio.

Siguiendo el camino que emprendieron en años anteriores, Sussex Racing se ha focalizado en técnicas de manufactura ajustada, utilizando materiales comunes y estandarizando todas las piezas en la medida de lo posible.

CAPÍTULO 2: INTRODUCCIÓN, OBJETIVOS Y DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

2.1 INTRODUCCIÓN

Las manguetas son un componente crucial para cualquier vehículo, ya que conectan la suspensión a los componentes rotatorios en las ruedas.

Como se muestra en la figura 4, las manguetas (en rojo) están en contacto con los brazos de la suspensión (en blanco) por un lado, y por el otro sujetan el resto de la rueda a través de un rodamiento que permite la rotación de la rueda.

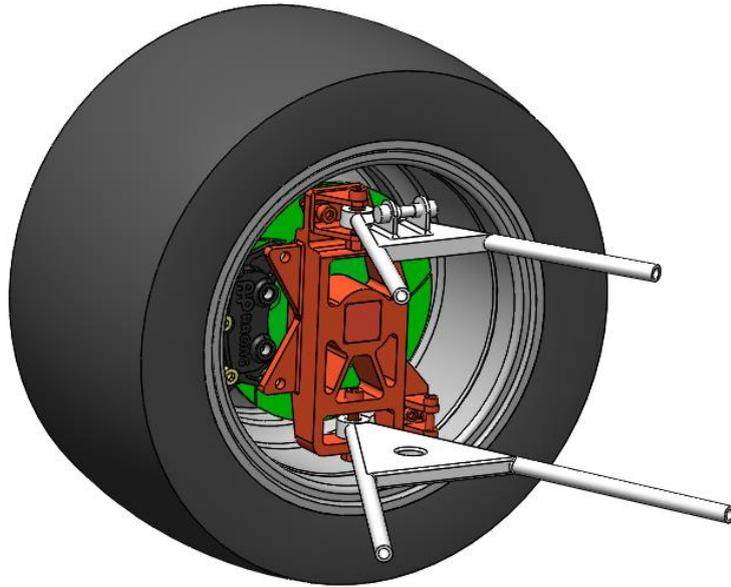


Figura 4: Ensamblaje de la rueda delantera.

2.2 OBJETIVOS

- Diseñar teniendo como prioridad la seguridad del piloto y los técnicos durante toda la vida útil del coche
- Diseñar teniendo en cuenta los métodos de fabricación, evitando geometrías complejas
- Mejorar el diseño con respecto del año anterior y evitar errores pasados
- Diseñar las manguetas ligeras pero suficientemente resistentes
- Realizar unos planos claros y concisos que sigan el estándar BS 8888

2.3 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

Se seguirá el proceso siguiente:

Proceso	Explicación
Selección de la geometría base	Utilizar el diámetro interior de la llanta y la geometría de la suspensión para determinar las restricciones geométricas sobre las que diseñar las manguetas.
Cálculo de fuerzas	El estado tensional máximo de la mangueta puede calcularse utilizando las fuerzas a las que se somete durante la frenada, viraje y el paso por curva.
Selección de materiales	Para calcular las tensiones se necesita una idea general de los materiales disponibles en el mercado y que cumplan los requisitos de propiedades mecánicas. Se elegirá un material inicial, que puede ser modificado si no es suficientemente resistente cumpliendo las restricciones geométricas.
Diseño inicial	Partiendo de las restricciones geométricas, este diseño se va desarrollando a medida que se aplica el Análisis por Elementos Finitos (MEF)
Análisis de Elementos Finitos	El Análisis por Elementos Finitos se aplica al diseño inicial para determinar las áreas de tensiones elevadas y de potencial fractura. El diseño evoluciona utilizando los resultados del MEF para ir haciendo modificaciones de manera reiterada.
Prototipado	Se produce un prototipo tamaño real en espuma para comprobar posibles errores y que los componentes encajen dentro de las llantas y estén centrados. Esto evita errores en la fabricación definitiva, ahorrando tiempo y costos.
Fabricación	Tras la corrección de posibles errores, se elaboran los planos y se fabrica la pieza de manera definitiva

CAPÍTULO 3: SELECCIÓN DE LA GEOMETRÍA BASE

Las manguetas, como se detallará más adelante, son una parte estructural del coche que une las ruedas a la suspensión y están intrínsecamente relacionadas con su geometría. Es necesaria una comprensión básica de los principios de la suspensión para el diseño adecuado de éstas.

El principal requerimiento mínimo de una suspensión es mantener las cuatro ruedas, (sobre todo las ruedas tractoras) en contacto con el asfalto en todo momento. Es también importante que la suspensión permita un manejo adecuado del coche, que amortigüe baches y provea un agarre máximo a lo largo de todos los rangos del par motor.

Es en el compromiso entre el agarre al asfalto y la manejabilidad donde surgen las dificultades. En un coche deportivo, uno de los intereses del diseñador es mantener la máxima superficie posible del

neumático en contacto con el asfalto. En resumen, esto significa mantener las ruedas (En especial las ruedas exteriores a la curva) verticales en el paso por curva.

En el paso por curva una parte considerable del peso del coche se transfiere a las ruedas exteriores, y por ello mantener estas ruedas verticales es mucho más importante que mantener las interiores en contacto con el suelo.

En cualquier coche, especialmente un automóvil de alto rendimiento o de carreras, es esencial conseguir la estabilidad bajo toda circunstancia posible. En esto influyen varios factores: la distribución de peso, la relación Masa suspendida- no suspendida, la altura del centro de gravedad, las posiciones de los centros de balanceo, la batalla (distancia entre ejes), la geometría de la suspensión, la geometría de la dirección, las distribución de carga, las características de los neumáticos. Cada uno afecta el agarre de manera particular.

Por ejemplo, reducir la anchura de los neumáticos delanteros automáticamente provoca el subviraje del coche; la menor sección del neumático lo hace menos rígido, y por lo tanto más sujeto a deflexiones y mayores ángulos de deslizamiento. Debe haber un equilibrio entre la rigidez de los neumáticos traseros y delanteros para mantener el control del vehículo tanto a altas como bajas velocidades.[1]

Como se puede deducir tras este ejemplo, analizar todos estos factores es inabarcable para este trabajo, por lo que se van a focalizar los parámetros que afecten directamente al diseño de las manguetas, que son, básicamente, los neumáticos, la geometría de la suspensión y la relación masa suspendida-masa no suspendida.

3.1 INVESTIGACIÓN INICIAL

Libros y recursos académicos

Se ha hecho el uso de las siguientes fuentes:

- *“RaceCar Vehicle Dynamics”* por William & Douglas Milliken: Es un libro de dinámica de vehículos de competición que se ha utilizado para recaudar información acerca de parámetros de la geometría de la suspensión que influyen en las manguetas.
- *“Fundamentals of Vehicle Dynamics”* por Thomas D. Gillespie: Libro que contiene algo de información sobre la obtención de fuerzas en los neumáticos para calcular fuerzas de viraje.
- Las memorias grupales de los proyectos de Sussex Racing en los tres años anteriores
- Errores cometidos por el equipo en años anteriores:
 - En 2017 el ensamblaje de las ruedas delanteras se movía axialmente porque no aseguraron la pista interior del rodamiento. Esto provocó un desalineamiento en el disco de freno con la pinza de freno en el que acabaron gravemente deformados y se rompió el sistema de frenado.
 - En 2019 la mangueta ya fabricada no cabía en la llanta porque el CAD de la llanta no tenía las dimensiones adecuadas. Esto se podría haber evitado prototipando las manguetas en madera o espuma antes de fabricar la pieza definitiva.

Formula Jedi Car

El equipo fue invitado a la residencia de Gerry Holford, propietario de varios vehículos de competición. Durante la visita, el equipo tuvo ocasión de observar con detenimiento un coche que participó en el Campeonato de Formula Jedi.

Aunque la fabricación de un prototipo de Formula SAE está mucho más restringido debido a la falta de fábricas y de dinero invertido, sirve como una guía de cómo está diseñado un coche de características similares que ha tenido éxito en las carreras. El Formula Jedi estaba diseñado de tal manera que cada detalle, por más mínimo que sea, existe por una razón, evitando así caer en complejidades de diseño que no tienen ninguna funcionalidad y aumentan los costos de fabricación. Las fotografías de las manguetas mostradas en las figuras 5 y 6 se muestran abajo:



Figura 5: Fotografía de rueda delantera.

En la figura 5 cabe destacar que las manguetas sobresalen de las llantas. Es importante que exista una distancia de separación suficiente para que los brazos de la suspensión no interfieran con las llantas en la maniobra de viraje.

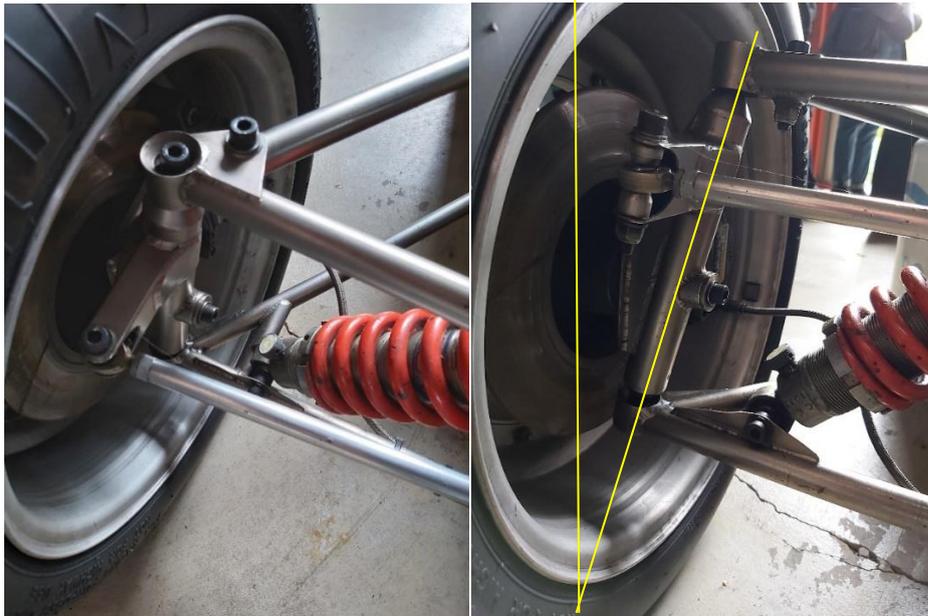


Figura 6: Fotografía de rueda delantera.

En la figura 6 se puede ver claramente la denominada inclinación King-pin (Marcada en amarillo en la imagen derecha)

3.2 RELACIÓN MASA SUSPENDIDA-MASA NO SUSPENDIDA

La **Masa Suspendida** es la porción de la masa total de un vehículo compuesta por todos los componentes sustentados por la suspensión, incluyendo la mitad de la masa de ésta. La forman el chasis, la carrocería, el asiento, el piloto, el motor, el depósito...

La **Masa no Suspendida** forma la masa restante, en el caso del Formula SAE, se compone principalmente de las ruedas, los frenos y las manguetas, como se muestra en el diagrama de la figura 7:

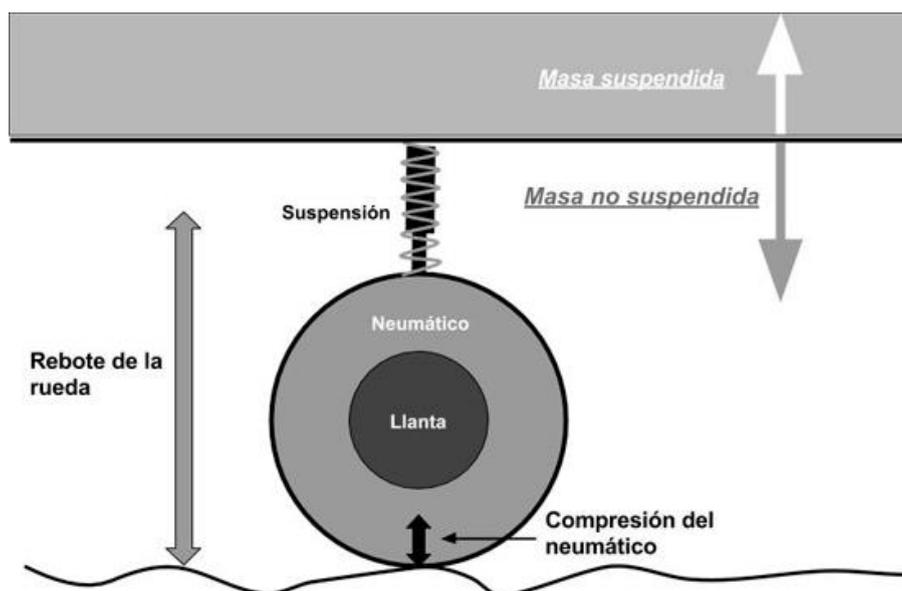


Figura 7: Diagrama de la masa suspendida y masa no suspendida en una rueda.

Para este tipo de aplicación, como en la mayor parte de los casos, es conveniente **reducir la Masa no Suspendida**. Menor Masa no suspendida implica menores cargas de inercia que los muelles y amortiguadores tienen que controlar. Implica que las ruedas pueden responder más rápido frente a las variaciones del terreno, así la suspensión permite mantener los neumáticos en un contacto suave, uniforme con el asfalto por un periodo más prolongado y los niveles de carga pueden mantenerse constantes, lo que proporciona un agarre consistente y asegura tracción. Además, una masa no suspendida ligera tiene como ventaja la mayor comodidad del piloto y la disminución del consumo de combustible.

3.3 ELECCIÓN DE LLANTAS Y NEUMÁTICOS

Según el reglamento de la competición el equipo tiene que disponer de juegos de neumáticos de lluvia y seco. Sussex Racing compra los neumáticos de la marca Avon ya que ofrecen un modelo adaptado a Formula Student con un precio reducido y con paquetes de datos necesarios para hacer cálculos. Las llantas son también un modelo específico para la competición de la marca OZ Racing.

Las llantas utilizadas en Formula SAE pueden ser de un diámetro de 10 o 13 pulgadas. Para su elección, se evaluaron las ventajas de cada una:

- Llantas Ø13 pulgadas:
 1. Más espacio interior permite que las piezas se ajusten con mayor facilidad
 2. Permiten la utilización de frenos más grandes y efectivos
- Llantas Ø10 pulgadas:
 1. Reducen la masa no suspendida, lo que implica muchas ventajas como se ha explicado en el apartado 3.2
 2. Permiten componentes de la suspensión de menor tamaño, ahorrando peso.
 3. Son más baratas
 4. Tienen un momento de inercia menor, lo que ahorra combustible

Finalmente, el equipo se ha decantado por utilizar llantas de diámetro de 10 pulgadas por sus mayores ventajas respecto a las llantas más grandes.

A continuación, se muestra una tabla con los modelos de llantas y neumáticos (Tabla 1). Los planos de las llantas están adjuntos en el Anexo.

Neumático	Avon FSAE Tyres
Llanta	OZ FSAE Magnesium Cast 7x10

Tabla 1: Modelos de llantas y neumáticos

3.4 GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA

Ángulo de Lanzamiento

El avance se define como la distancia entre los puntos de la vertical que pasa por el eje de la rueda y la intersección entre el eje en el que pivota la rueda con el suelo (ver figura 3.4). El avance genera la auto-alineación de las ruedas directoras en el eje de desplazamiento del vehículo.

En el proceso de diseño de la geometría de la suspensión, para introducir el avance se da un ángulo al eje de pivote de la dirección (como se muestra en la figura 3.4) denominado ángulo de

lanzamiento o *caster*. Este ángulo se utiliza en la mayor parte de los vehículos de carretera: automóviles, motocicletas, bicicletas, camiones... Ya que permite aumentar el avance sin dificultar mucho el viraje.



Figura 8: Vista lateral de la rueda y avance (en verde).

El avance desempeña una función esencial en el comportamiento de la dirección de un vehículo.

Aumentar el avance es dotar al coche de una estabilidad direccional a la vez que incrementa la fuerza que hay que ejercer en el volante para girar el coche. Esto se explica en la figura 9 analizando las fuerzas que actúan en la superficie del neumático con relación al eje pivote de la rueda. En rojo se muestra donde el eje pivote interseca con el suelo. En naranja, la superficie de contacto del neumático con el suelo. Las flechas rojas representan la fuerza de tracción que el asfalto ejerce sobre la rueda.

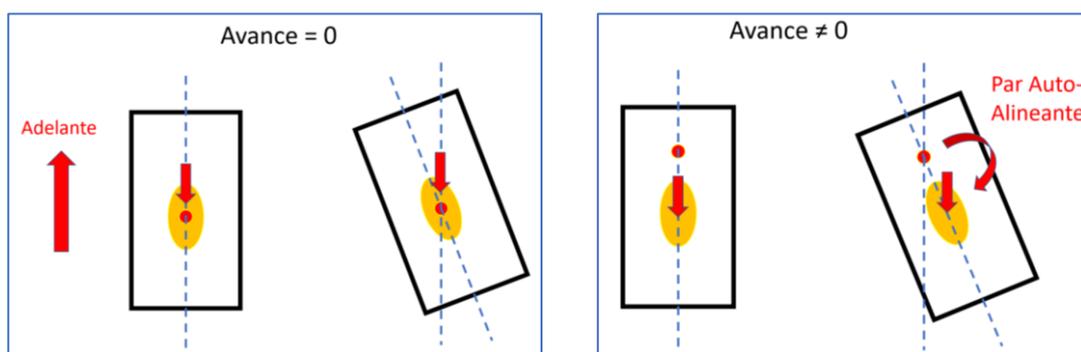


Figura 9: Maniobra de viraje con un avance nulo (izquierda) y positivo (derecha).

En el caso del avance nulo, no se produce ningún par en la maniobra de viraje, mientras que es el caso de un avance positivo, el giro de la rueda provoca un par autoalineante que obliga a la rueda a realinearse con la dirección en la que está viajando el coche. [2]

Además, en el paso por curva, el avance incrementa la caída negativa de la rueda exterior, beneficiando así la adherencia del tren delantero. Esto ocurre porque durante esta maniobra la

inclinación de la rueda hacia el chasis se mantiene una mayor superficie del neumático en contacto con el suelo (Como se ilustra en la figura 10) y por tanto la adhesión es mayor. También se desplaza la parte delantera de la carrocería hacia el interior de la curva sobre la superficie de contacto de los neumáticos. Se produce un momento de respuesta de la dirección generado por la fuerza centrífuga, tendente a enderezarla en el sentido opuesto al viraje. [2]

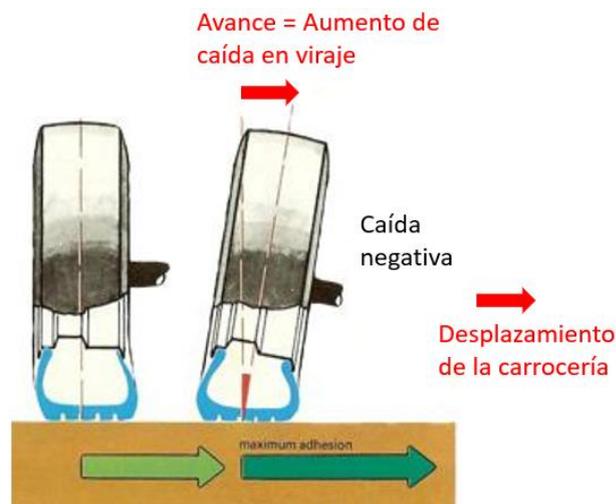


Figura 10: Vista trasera de la rueda delantera izquierda durante el paso por curva hacia la derecha.

Desde el año 2015, se han utilizado los valores de ángulo de lanzamiento mostrados en la tabla 2:

Año	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Ángulo de lanzamiento (°)	-5	-3	-3	0	-1,5	-5

Tabla 2: Ángulos de lanzamiento delanteros Sussex Racing desde el año 2015

Este año se ha decidido el valor del ángulo de lanzamiento evaluando las recomendaciones del fabricante de los neumáticos y la manejabilidad experimentada por los pilotos a lo largo de los años. Sumando esto a las razones ya mencionadas, conviene incrementarse en la medida de lo posible, por lo que se ha fijado en -5° .

Inclinación de King Pin (KPI) y Scrub Radius

La Inclinación de King Pin o KPI (derivado del inglés King Pin Inclination) es el ángulo del eje de pivote sobre el cual la rueda rota y la vertical. En este tipo de suspensión, la única diferencia entre la KPI y el Ángulo de lanzamiento es el plano de dicho ángulo; en la KPI es en el plano frontal mientras que el Ángulo de lanzamiento es en el plano lateral. La figura 11 muestra ambos casos. Aunque ésta sea la única diferencia, los efectos de estos ángulos son muy diferentes.

El *Scrub Radius* (equivalente a la distancia de avance pero en el plano frontal) es la distancia entre el punto donde el eje de pivote de la rueda interseca con el suelo y el centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo (Figura 11).

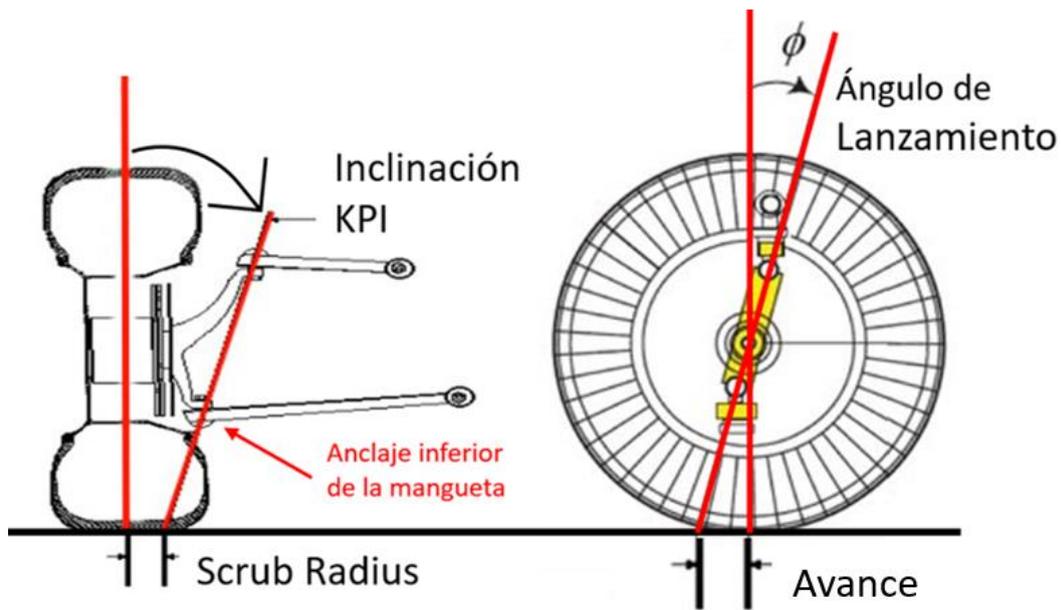


Figura 11: Definición de KPI y Scrub Radius (Izquierda) y Definición de Ángulo de Lanzamiento y Distancia de Lanzamiento (Derecha). Sólo difieren en el plano de la vista.

El *Scrub Radius* proporciona una ventaja cuando se quieren girar las ruedas delanteras estando el coche parado, ya que el neumático rueda en vez de rotar sobre un punto fijo y así no impide la maniobra. Si el *Scrub Radius* es 0, entonces la rueda rotaría sin trasladarse y el rozamiento en la superficie de contacto con el asfalto hace más difícil el giro.

Por otro lado, un exceso de *Scrub Radius* provoca que la dirección sea inestable ante alguna perturbación en el terreno, por lo que debe tener un valor bajo, aunque no nulo. Esto es debido a que el *Scrub Radius* supone una distancia entre el contacto del neumático y el eje de giro de la rueda, por tanto, si se produce alguna fuerza entre el asfalto y la rueda, se produce también un par respecto del eje que tiende a girar la rueda. Este proceso está ilustrado en la figura 12:

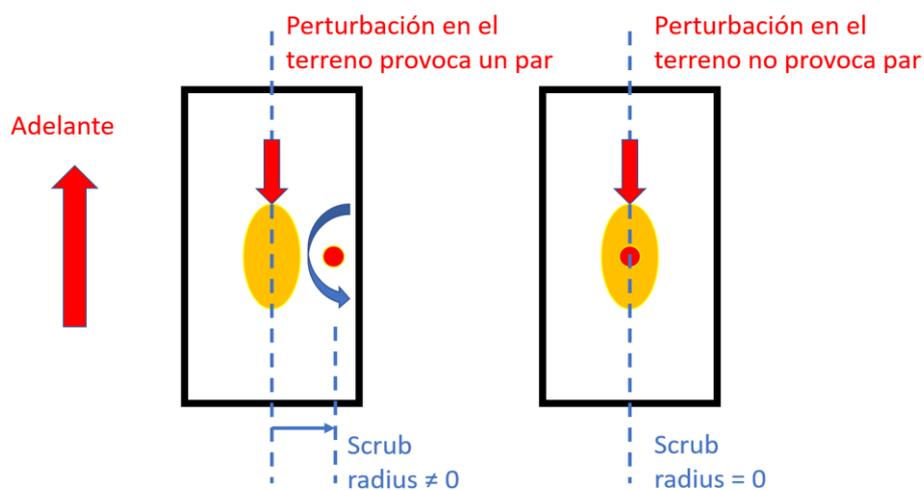


Figura 12: Vista superior de la rueda izquierda delantera. En rojo se muestra donde el eje pivote interseca con el suelo. En naranja, la superficie de contacto del neumático con el suelo. En la imagen izquierda el scrub radius es positivo, mientras que en la imagen de la derecha es nulo.

Por otro lado, cuanto mayor sea la KPI, más se eleva el coche cuando se gira la dirección. El peso del coche provoca que la rueda requiera mucha fuerza para girar, lo que quiere decir que la KPI en las ruedas delanteras dificulta el giro enormemente si es muy elevada.

Hay dos maneras de diseñar las manguetas desde el plano frontal/trasero: o se fija el *Scrub Radius* y a partir de éste se determina la KPI, o se fija la KPI resultando un *Scrub Radius*.

Para la suspensión delantera en los coches de carreras de tracción trasera (Como es este caso), la manera de diseñar más recomendable es empujar el anclaje inferior de la mangueta (Figura 3.7) lo más exterior posible y determinar una KPI baja (Como máximo 8 grados), aceptando el *Scrub Radius* resultante.[3]

De esta manera se consigue que el coche no tenga dificultades para virar sin provocar inestabilidades en el tren delantero.

En la tabla 3 se muestran los valores utilizados a lo largo de los años:

Año	2015	2016	2017	2018	2019	2020
Ø Llanta (Pulgadas)	10	10	10	13	13	10
Ángulo KinPin (°)	5	2	5	5	7	7
Scrub Radius (mm)	40	52	63	80	12	50

Tabla 3: KPI y *Scrub Radius* de Sussex Racing en los desde 2015.

Este año para cuadrar las pinzas de freno dentro de las llantas hubo que aumentar el offset de los anclajes a los brazos de la suspensión a las manguetas considerablemente, que, junto a la reducción del diámetro de la rueda, ha aumentado el *scrub radius* (de 12 a 50 mm) a pesar de haberse mantenido la inclinación KinPin de 7 grados. Esto no supone ningún problema, ya que en años anteriores se ha llegado a tener 63mm para una llanta del mismo modelo sin que surjan problemas de inestabilidad en la dirección.

Resumiendo todo lo anterior, la geometría de la suspensión escogida hasta ahora, tras evaluar todas sus implicaciones en la dinámica del vehículo, se extrae la siguiente tabla:

Ángulo de Lanzamiento (°)	-5
Avance (mm)	11
KPI (°)	7
Scrub Radius (mm)	50

Tabla 4: *Parámetros geométricos de la suspensión.*

A partir de estos parámetros y las dimensiones de la rueda se determinan las distancias a b y c de la figura 13

Distancia	Medida en mm
a	20
b	167
c	15

Tabla 5: Distancias entre anclajes de los brazos de la suspensión

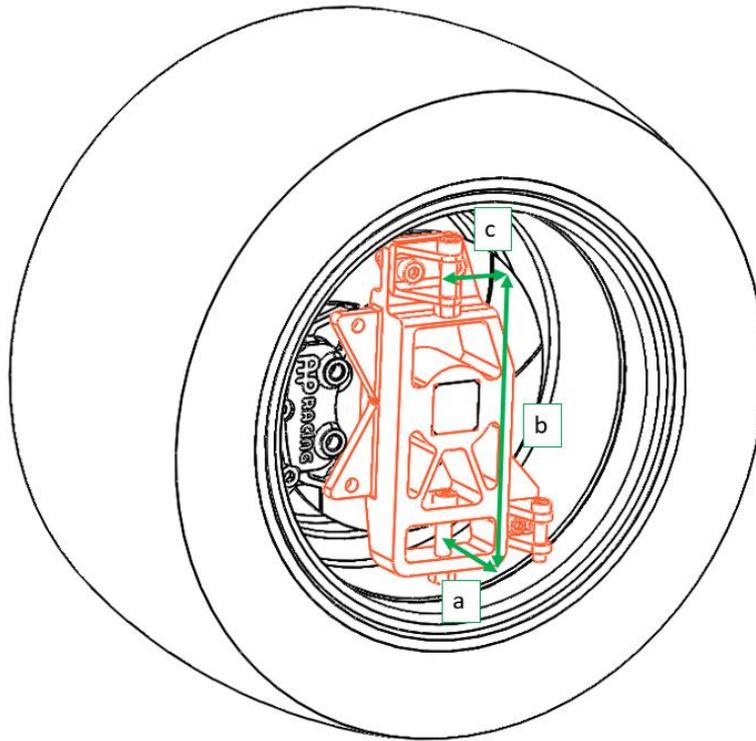


Figura 13: Anclajes de las manguetas delanteras con los brazos de la suspensión

CAPÍTULO 4: DISEÑO DE LAS MANGUETAS

4.1 DISEÑOS PRELIMINARES

El diseño inicial tenía un aspecto muy similar al del año anterior, difiriendo de éste en que ambos de los anclajes de los brazos de la suspensión son piezas independientes al cuerpo de la mangueta unidos mediante tornillos (Ver figura 14). Al hacer estos anclajes independientes se producen dos ventajas:

- 1- Permiten ajustar la geometría de la suspensión: mediante separadores se puede modificar el *offset* de los anclajes, es decir, se puede cambiar la inclinación de las ruedas (o *camber*) sin necesidad de fabricar otra mangueta.
- 2- Simplifican el proceso de fabricación: fabricar toda la mangueta por mecanizado a partir de un mismo bloque requiere más esfuerzo y riesgo de equivocación que mecanizando piezas independientes y luego unir las.

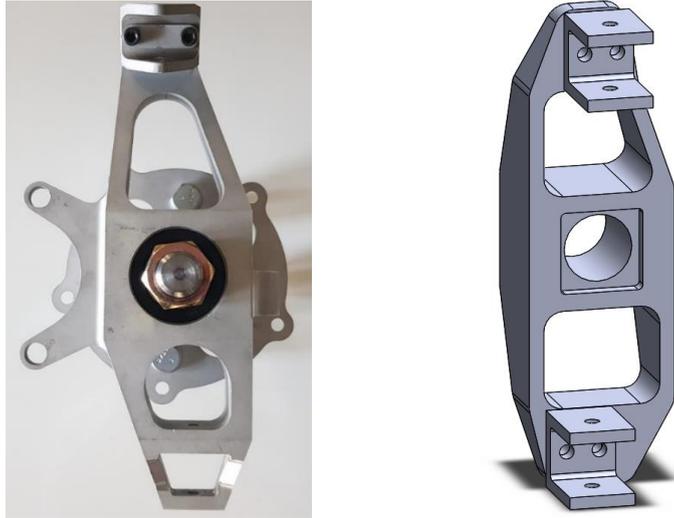


Figura 14: Mangueta año 2019 (Izquierda) y modelo preliminar del año 2020

Tras aplicar el MEF al diseño preliminar se tuvo que modificar ya que la geometría es demasiado escueta y no soportaba los esfuerzos requeridos. Esto es debido a que se copió ciegamente el diseño del año anterior para las llantas más pequeñas de este año, pero el coche sigue pesando lo mismo, por lo que diseñar una mangueta más pequeña pero de las mismas proporciones disminuye mucho su resistencia.

4.2 CÁLCULOS DINÁMICOS

Distribución de cargas

Las fuerzas aplicadas al vehículo desde los neumáticos, la gravedad y la aerodinámica determinan el comportamiento dinámico de éste. En este apartado, el vehículo y sus componentes son estudiados para determinar que fuerzas serán producidas a partir de cada uno de estos factores en una maniobra determinada, y cómo el vehículo responde a dichas fuerzas [4]

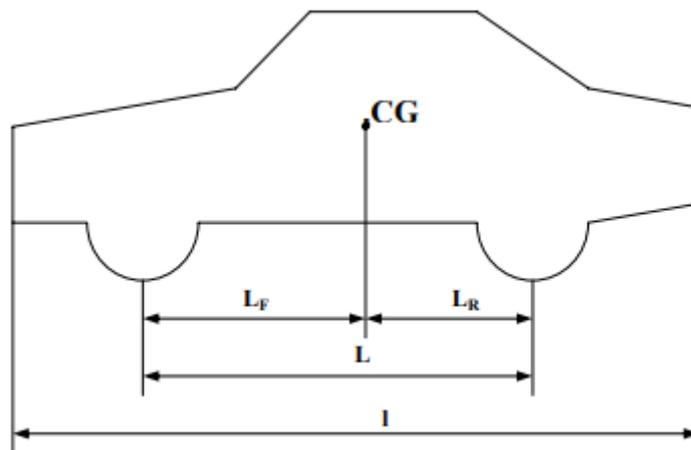


Figura 15: Diagrama del vehículo mostrando las dimensiones de su perfil [4]

- **Modelo estático**

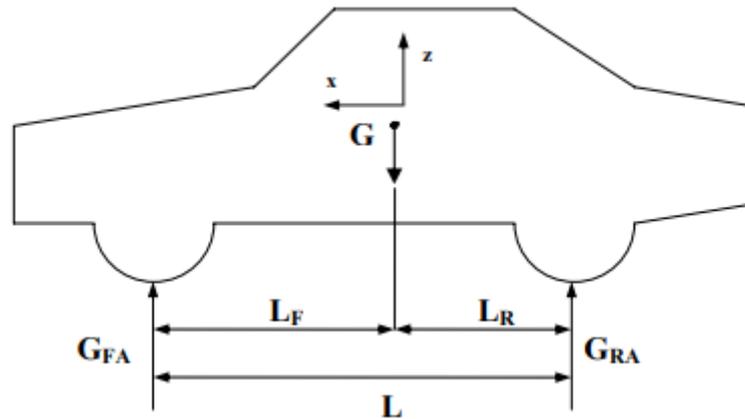


Figura 16: Cargas del vehículo en estática

Considerando la figura 16, el peso del vehículo actuando en su centro de gravedad es:

$$G = Mg \tag{1}$$

Las cargas en los ejes de las ruedas delantero y trasero se hallan utilizando las ecuaciones del equilibrio:

$$G_{FA} = \frac{G \times L_R}{L} \tag{2}$$

Y

$$G_{RA} = \frac{G \times L_F}{L} \tag{3}$$

La carga estática en las ruedas delanteras es de:

$$G_{FAw} = \frac{G_{FA}}{2} \tag{4}$$

Modelo Dinámico

En un vehículo en marcha, las cargas están cambiando constantemente. Estas cargas pueden transferirse en sentido longitudinal (con respecto al vehículo) como cuando el coche acelera o frena, en sentido lateral, como cuando el vehículo está pasando por curva, y finalmente en sentido vertical como cuando hay baches en el terreno. Para determinar las cargas que afectan al vehículo, se han tenido que hacer algunas suposiciones para simplificar el modelo. En estas se incluyen:

- Un terreno suave, sin baches: el circuito de Silverstone es llano y sin baches.
- Velocidad constante en el paso por curva: el inicio y salida del proceso de paso por curva lo hacen una maniobra muy compleja desde el punto de vista dinámico, y no es necesario calcularse si lo que se busca son los valores críticos de carga.
- El vehículo es un sólido rígido: no se consideran las deformaciones de sus piezas.

A) Distribución de pesos longitudinal:

(Cuando el vehículo frena)

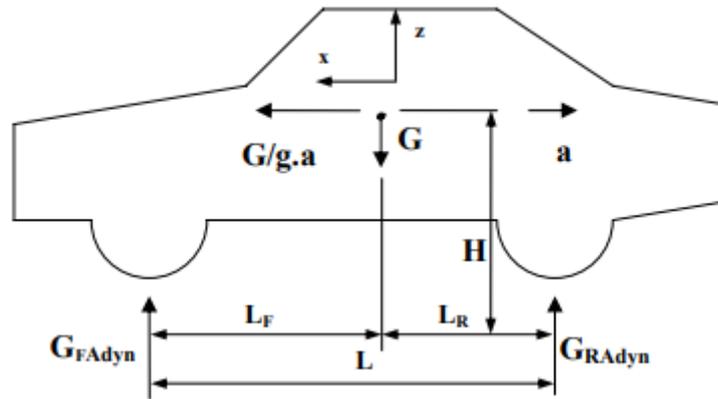


Figura 17: Fuerzas actuando en el vehículo durante la maniobra de frenada [4]

La figura 17 muestra cómo la fuerza de inercia que reacciona frente a la frenada actuando en el centro de gravedad es en dirección opuesta a la aceleración. Durante esta aceleración, la carga es transferida desde el eje trasero al eje delantero [4]

Considerando el equilibrio de momentos con respecto a los puntos de contacto de las ruedas delanteras y traseras con el suelo, las fuerzas normales en los ejes de las ruedas son:

$$G_{FAdyn} = \frac{G \times L_R + M \times a \times H}{L} \quad (5)$$

y

$$G_{RA dyn} = \frac{G \times L_F - M \times a \times H}{L} \quad (6)$$

B) Distribución de pesos lateral:

(Cuando el Vehículo está en curva)

Cuando el vehículo está estabilizado en el paso por curva a velocidad constante, el peso del coche es transmitido desde las ruedas interiores (A la curva) hacia las ruedas exteriores. Durante el paso por curva estabilizado surge una fuerza de inercia de reacción que se opone a la aceleración centrípeta producida por las fuerzas de rozamiento de los neumáticos.

Para el cálculo de la distribución de pesos lateral, se sigue el mismo procedimiento que el utilizado para hallar las cargas longitudinales, cambiando la aceleración longitudinal por la aceleración centrípeta y las distancias longitudinales por las distancias laterales entre ruedas y centro de masa.

Resultados de los cálculos:

Tras la ejecución de los cálculos con Matlab (código adjunto en el Anexo), se han obtenido los resultados de la tabla 6:

Situación de Cargas	Eje exterior delantero	Eje interior delantero	Eje delantero (Por cada rueda)
Frenada Máx (a = g)	-	-	505 N
Paso por Curva (ac = g)	1055.3 N	415.8 N	-

Tabla 6: Cargas verticales de la suspensión delantera

Se puede concluir que la carga transmitida a cualquier rueda delantera nunca superará la superposición de la carga máxima en el paso por curva y la de frenada máxima. Por lo tanto, para el análisis de fuerzas de las manguetas se utilizará como carga de la suspensión (U_y):

$$U_y = 1055.3 + 505 = 1560.3 \text{ N} \quad (7)$$

Carga máxima en las Manguetas

Teniendo en cuenta los cálculos de distribución de cargas desde la perspectiva de las manguetas la situación más crítica ocurre de la siguiente manera:

“El coche está pasando por curva, frena bloqueando las ruedas delanteras y gira la dirección, todo ello de manera simultánea”

Aunque esto es muy poco probable que ocurra en la realidad, la seguridad e integridad del piloto son las prioridades en el diseño, por lo que se ha diseñado con la máxima precaución, aplicando la Sobreingeniería.

Para analizar la situación crítica cada suceso debe ser estudiado de manera individual, dividiéndose el escenario en tres sub-escenarios:

- 4- Paso por Curva
- 5- Bloqueo de las Ruedas
- 6- Viraje

Suposiciones generales:

Abogando por la simplicidad, las siguientes suposiciones se han hecho en todos los cálculos. Estas suposiciones hacen el modelo ligeramente menos preciso, pero este error es mitigado al diseñar con un coeficiente de seguridad de 2, asegurando que el modelo no rompa bajo ningún concepto.

- 1- La carga vertical máxima de la suspensión se produce en los brazos de la suspensión superiores (donde se anclan los amortiguadores) y tiene un valor de 1560.3 N (Calculado en el apartado anterior)
- 2- Todos los componentes estructurales del coche son sólidos rígidos
- 3- La superficie de contacto entre el neumático y el asfalto se considera un punto en el centro de ésta.

- 4- Las ruedas son paralelas entre sí y perpendiculares al suelo.
- 5- Las fuerzas inerciales de las ruedas son despreciables

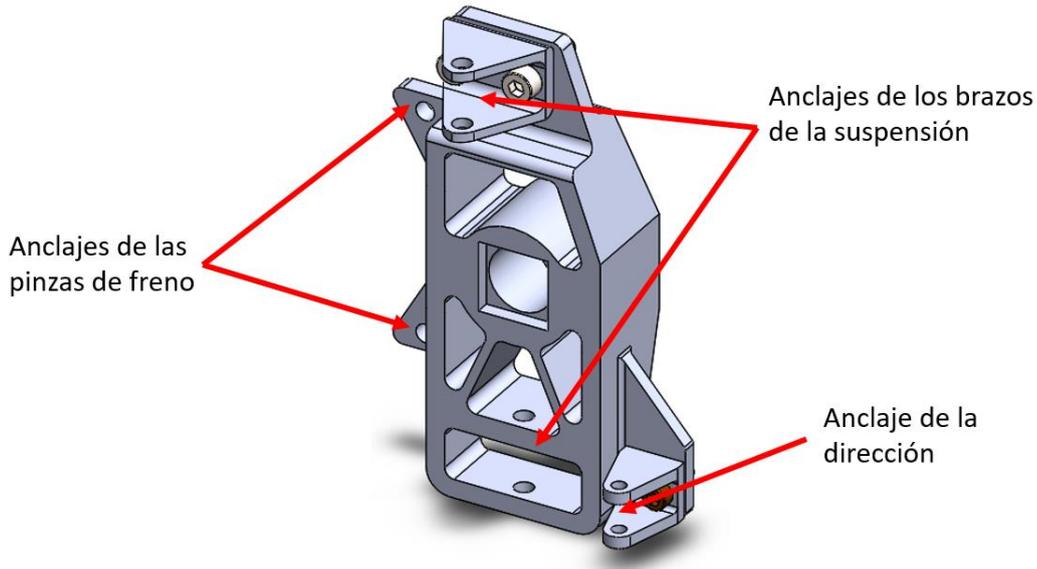


Figura 18: Diagrama de la mangueta delantera con sus anclajes. El orificio grande del centro es donde se aloja el eje.

El objetivo de este estudio es hallar las fuerzas de la mangueta que actúan en los puntos de anclaje de la suspensión, la dirección y las pinzas de freno, (estos anclajes son mostrados en la figura 18). No es necesario hallar las fuerzas aplicadas en el eje, ya que, en la simulación con Análisis de Elementos Finitos, el orificio del eje se considerará un soporte fijo y las fuerzas se aplicarán en los anclajes convirtiéndolo en un sistema isostático.

A continuación, se muestra la tabla 7 con todas las fuerzas utilizadas en los diagramas de cuerpo libre junto con la nomenclatura y la causa de dichas fuerzas.

Fuerza	Descripción	Origen
Ux	Fuerza superior horizontal (eje x) de brazos de la suspensión	Fuerzas de tracción y compresión de los brazos de la suspensión
Uy	Fuerza superior en el eje y de brazos de la suspensión	Amortiguador y muelle
Uz	Fuerza superior horizontal (eje z) de brazos de la suspensión	Fuerzas de tracción y compresión de los brazos de la suspensión
Lx	Fuerza inferior horizontal (eje x) de brazos de la suspensión	Fuerzas de tracción y compresión de los brazos de la suspensión
Lz	Fuerza inferior horizontal (eje z) de brazos de la suspensión	Fuerzas de tracción y compresión de los brazos de la suspensión
Ff	Fuerza de rozamiento neumático-asfalto	Rozamiento entre la goma de los neumáticos y el asfalto

N	Fuerza Normal	Reacción de la superficie del asfalto al peso que soporta el neumático
Fc	Fuerza de la pinza de freno	Fricción entre las pastillas de freno y el disco de freno
Fs	Fuerza de la dirección	Varilla de la dirección

Tabla 7: Fuerzas que actúan en las manguetas delanteras

Cabe destacar que la fuerza vertical en los brazos inferiores de la suspensión es nula ($L_y = 0$). Esto es debido a que el muelle y los amortiguadores de la suspensión están anclados a los brazos superiores de la suspensión. En los brazos inferiores sólo hay dos fuerzas en el cuerpo, lo que (según las leyes de Newton del equilibrio) significa que las fuerzas tienen la misma dirección (coincidente a la longitud de los brazos) y sentido contrario. Como los brazos de la suspensión se encuentran en posición horizontal, se puede afirmar que no hay fuerzas verticales.

Fuerzas en los anclajes de los brazos de la suspensión en el paso por curva

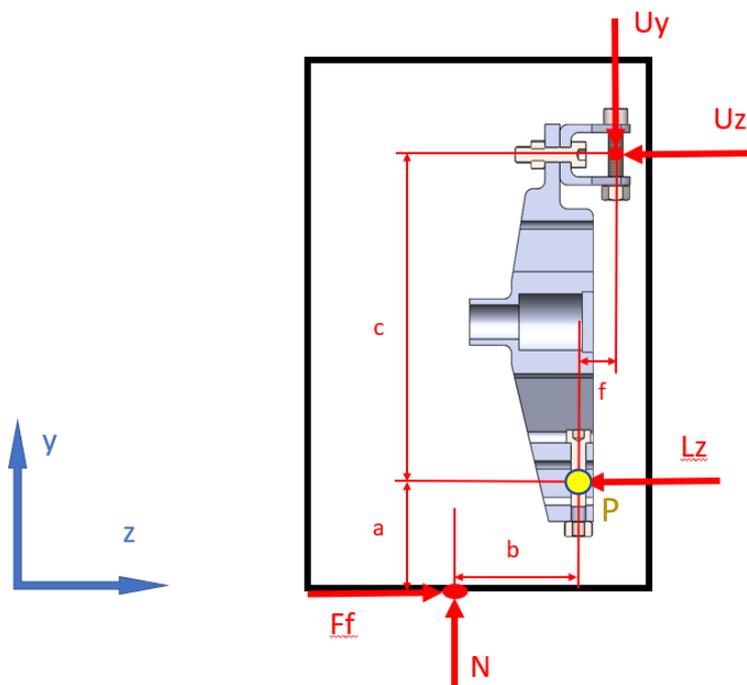


Figura 19: Diagrama de Cuerpo Libre del conjunto mangueta-rueda delantera en el plano de perfil.

Datos:

$$\mu = 1.4$$

$$U_y = 1560 \text{ N (Calculado al final del apartado 5.1.1)}$$

Ecuaciones de la estática:

Fuerzas en el eje Z:

$$F_f - L_z - U_z = 0$$

Fuerzas en el eje Y:

$$N - U_y = 0$$

(9)

Momentos del eje X con respecto al punto 'P':

$$U_z \times c - U_y \times f - N \times b + F_f \times a = 0$$

(10)

Fuerza de rozamiento:

$$F_f = \mu N$$

(11)

Variables conocidas: U_y , μ

Incógnitas: F_f , L_z , U_z , N

Solución del sistema:

Anclaje superior de los brazos de la suspensión	Anclaje inferior de los brazos de la suspensión
$U_y = 1560 \text{ N}$	$L_y = 0$
$U_z = -338.2 \text{ N}$	$L_z = 5072.4 \text{ N}$

Tabla 8: Fuerzas en el paso por curva

Fuerzas en los anclajes de los brazos de la suspensión en la frenada máxima

Los cálculos en la frenada máxima tienen un método similar al de los cálculos del paso por curva:

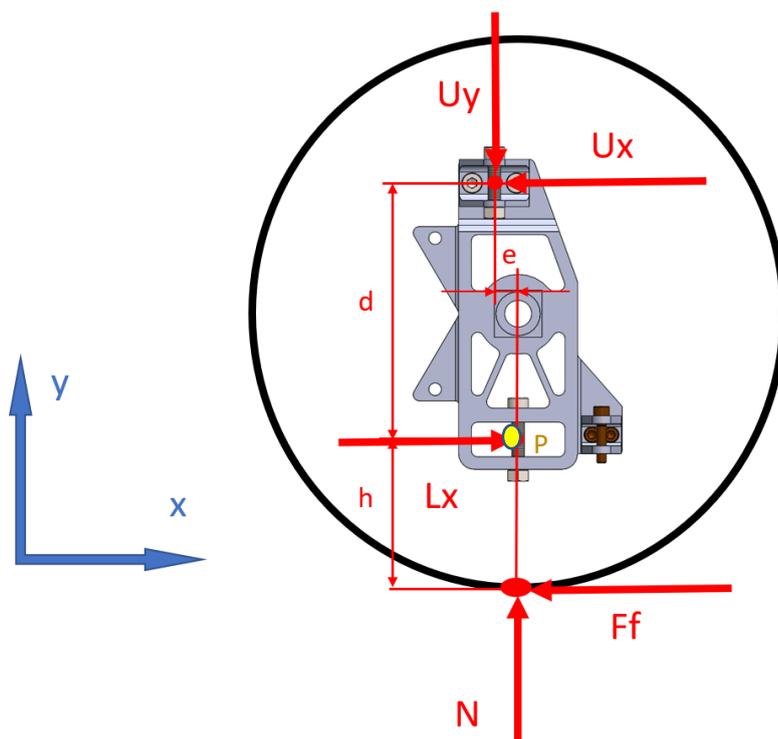


Figura 20: Diagrama de Cuerpo Libre del conjunto mangueta-rueda delantera en el plano de alzado.

- **Datos iniciales:**

$$\mu = 1.4$$

$$U_y = 1560 \text{ N}$$

- **Ecuaciones de la estática:**

Fuerzas en el eje X:

$$-U_x + L_x - F_f = 0 \tag{12}$$

Fuerzas en el eje Y:

$$N - U_y = 0 \tag{13}$$

Momentos del plano Z con respecto al punto 'P':

$$U_x \times d - U_y \times e - F_f \times h = 0 \tag{14}$$

Fuerza de rozamiento:

$$F_f = \mu N \tag{15}$$

Variables conocidas: U_y, μ

Incógnitas: F_f, L_x, U_x, N

- **Resultados:**

Anclaje superior de los brazos de la suspensión	Anclaje inferior de los brazos de la suspensión
$U_y = 1560 \text{ N}$	$L_y = 0$
$U_x = 664.4 \text{ N}$	$L_x = 1704.1 \text{ N}$

Tabla 9: Fuerzas en frenada

Fuerzas en el anclaje de la dirección

Aunque los datos mostrados en la figura 21 pertenecen a unas llantas de 13 pulgadas, es la información más aproximada al modelo de neumáticos de Avon 10" que Sussex Racing podía permitirse. Se espera que la fuerza real sea menor para las llantas de 10 pulgadas, por lo que no hay riesgo de subestimación de esfuerzos.

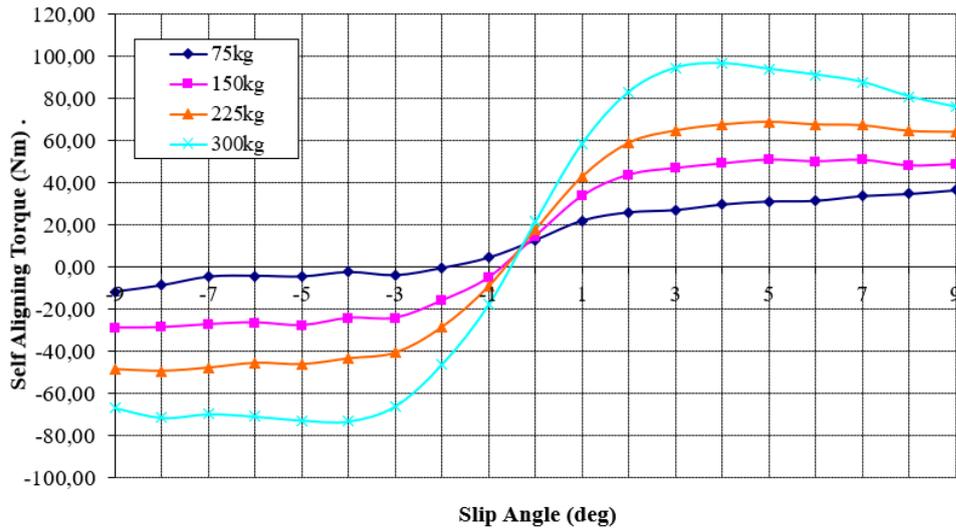


Figura 21: Avon FSAE Tyre Data. Ángulo de deslizamiento vs par autoalineante. Las diferentes curvas corresponden a diferentes cargas verticales en el neumático.

El par autoalineante se define como el par creado por el neumático cuando está en movimiento. Este par tiende a dirigir el neumático hacia la dirección en la que viaja, de ahí proviene su nombre.

El ángulo de deslizamiento es la diferencia entre la dirección en la que apunta una rueda y la dirección en la que viaja.

Al girar el volante, la rueda inicialmente tiene un ángulo de deslizamiento máximo que disminuye a medida que el automóvil va girando como consecuencia del par autoalineante.

Con respecto a las manguetas, el par que aplicará la barra de la dirección sobre el anclaje a la mangueta será equivalente al par autoalineante para el ángulo de deslizamiento dado en el gráfico de la figura 21. El valor máximo para 150 Kg (más cercano a la carga de la rueda 1560N calculada en la sección de distribución de cargas) es de 5º y su valor es de 45 Nm.

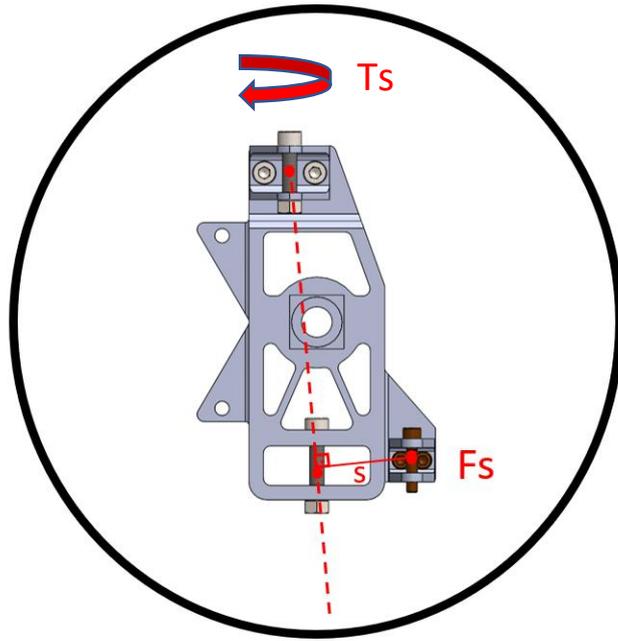


Figura 22: Diagrama de cuerpo libre de la maniobra de viraje

Para calcular la fuerza en el anclaje de la barilla de dirección se divide el par entre la distancia de brazo:

$$F_s = \frac{T_s}{s} = 925 \text{ N}$$

(16)

Fuerza en los anclajes de la pinza de freno

Para garantizar que los anclajes de la pinza no fallen, se ha realizado otro análisis, tomando sólo la mangueta como cuerpo a analizar y no el conjunto mangueta-rueda como un mismo cuerpo.

La fuerza que actúa en estos anclajes proviene de la pinza cuando se cierra alrededor del disco de freno.

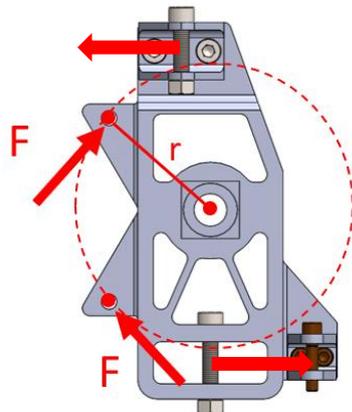


Figura 23: diagrama de cuerpo libre de la mangueta delantera en frenada máxima

Al igual que en cálculo de frenado para los anclajes de los brazos de la suspensión, estas fuerzas alcanzarán su máximo cuando las ruedas estén bloqueadas.

La fuerza de fricción máxima entre el neumático y la carretera se obtiene de la expresión:

$$F_f = \mu N \tag{17}$$

Se calcula el par de freno:

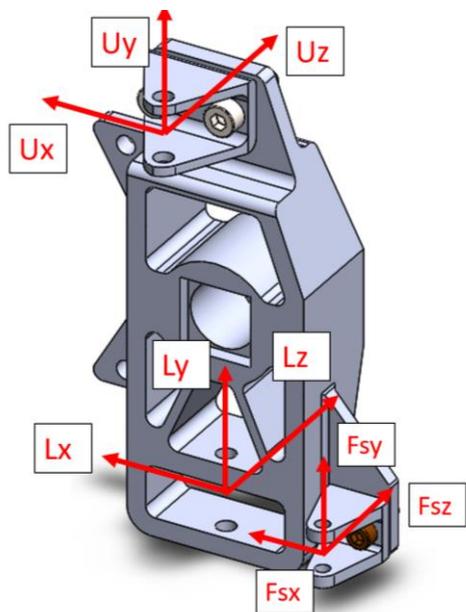
$$B_t = F_f R_{wheel} = 185 \text{ Nm} \tag{18}$$

La fuerza en ambos puntos será la misma, ya que tienen la misma distancia al centro.

$$F_c = \frac{1}{2} \frac{B_t}{r} = 1284.2 \text{ N} \tag{19}$$

Resumen de las fuerzas en las manguetas

Los resultados obtenidos los análisis de fuerzas presentado en las secciones anteriores donde los valores de U_x , U_y , U_z , L_x , L_y , L_z , L_{sx} , L_{sy} , L_{sz} y F_c son estimados pueden unirse por el método de superposición de fuerzas. Se muestran en la Figura 24.



Anclaje superior	Anclaje inferior	Anclaje de la dirección
$U_x = 664.4 \text{ N}$	$L_x = -1704.1 \text{ N}$	$L_{sx} = 0$
$U_y = -1650 \text{ N}$	$L_y = 0$	$L_{sy} = 0$
$U_z = -338.2 \text{ N}$	$L_z = 1793 \text{ N}$	$F_{sz} = +/-925 \text{ N}$

Anclaje de la pinza de freno
$F_c = 1284.2 \text{ N}$ (Tangent to center)

Figura 24: Todas las fuerzas en los puntos de anclaje de las manguetas en el escenario crítico.

Cálculos de tornillería

Como puede deducirse a partir de la figura 25 es importante la realización de cálculos de resistencia a esfuerzos cortantes en los tornillos para asegurar que el anclaje superior de los brazos de la suspensión esté bien sujeto, ya que en este punto existen cargas verticales (y por tanto perpendiculares a los tornillos) muy elevadas.

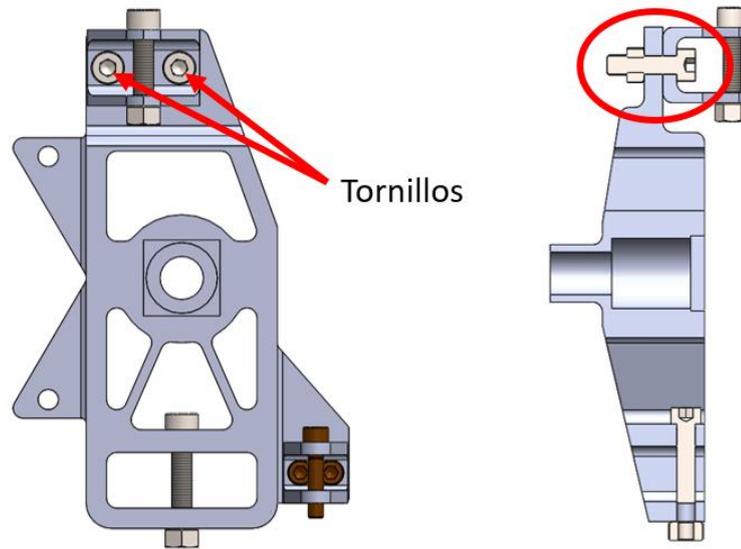


Figura 25: Tornillos del anclaje superior de los brazos de la suspensión

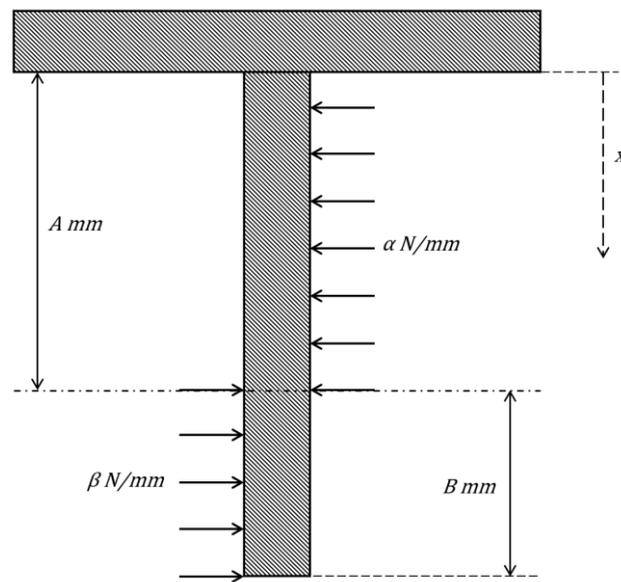


Figura 26: Carga distribuida en un tornillo

Utilizando el diagrama mostrado en la figura 26 para calcular el momento flector y el esfuerzo cortante que sufre cada tornillo, se pueden construir las siguientes ecuaciones.

Momento flector:

$$M = -\beta \frac{x^2}{2} + (\alpha A + \beta A)x - (\alpha + \beta) \frac{A^2}{2}$$

(20)

Esfuerzo cortante:

$$V = \alpha A - \beta(x - A) \tag{21}$$

Punto de tensión máxima:

$$\frac{dM}{dx} = \alpha A + \beta A - \beta x = 0$$

$$x = \frac{\alpha A + \beta A}{\beta} \tag{22}$$

Diámetro mínimo del tornillo según los esfuerzos axiales:

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$d = \left(\frac{32M}{\pi \sigma_{max}} \right)^{1/3} \tag{23}$$

Diámetro mínimo del tornillo según los esfuerzos cortantes:

$$\tau_{max} = \frac{16V}{3\pi d^2}$$

$$d = \left(\frac{16V}{3\pi \tau_{max}} \right)^{1/2} \tag{24}$$

El código MATLAB escrito para determinar el grosor mínimo del tornillo está adjunto en el anexo.

∅ mínimo según esfuerzos axiales	0.00005 mm
∅ mínimo según esfuerzos cortantes	2.65 mm

Tabla 10: Resultados de los cálculos de resistencia de los tornillos

Según los resultados de la tabla 10 (arriba), el diámetro mínimo es determinado por el límite de tensiones cortantes y resulta ser 2.65 mm, lo que significa que con los tornillos inicialmente escogidos de métrica 8 se alcanza un coeficiente de seguridad de 3, asegurando que no rompan.

Cálculos dinámicos de piezas auxiliares

Nota: Aunque el diseño CAD del buje y el eje de la rueda corresponden a otro miembro del equipo (Laura Ortiz), para el diseño de las manguetas se ha asegurado que estos elementos no fallen y todos estos cálculos están realizados por la autora de esta memoria.

Además de las manguetas, las piezas que componen el ensamblaje de la rueda delantera son el buje, los frenos, el rodamiento (retenido mediante un circlip) y el eje de la rueda como se muestra en la figura 27:

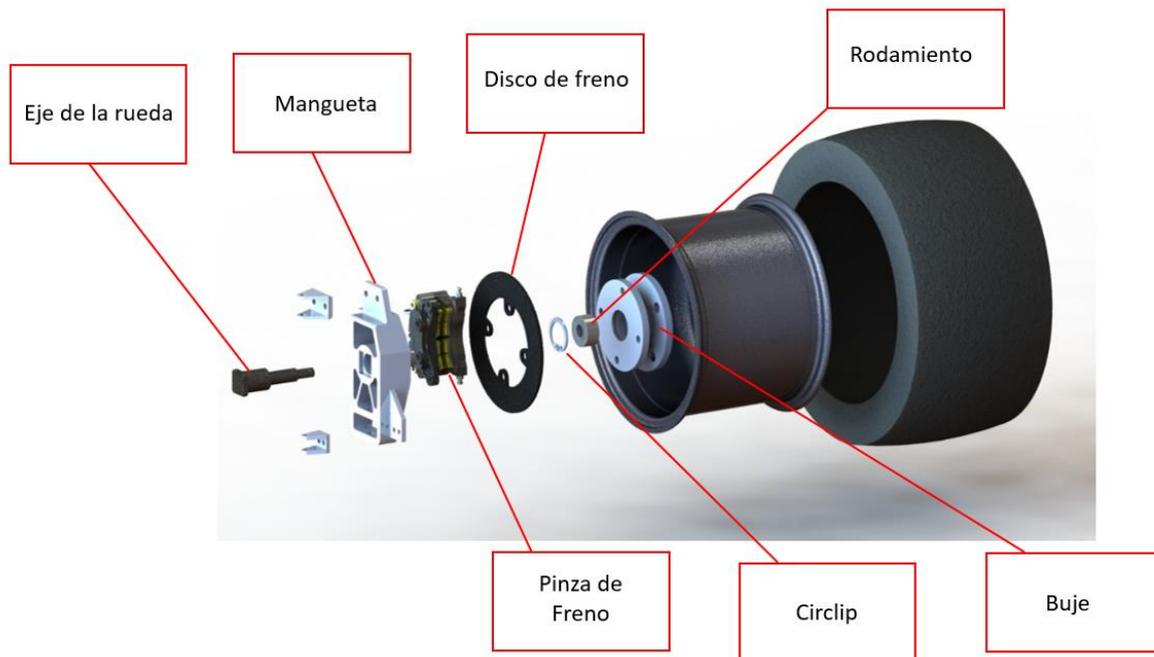


Figura 27: Vista explosionada del ensamblaje de la rueda delantera

A) Buje

El buje es una pieza con forma de doble disco que está anclada a la llanta por un lado y al disco de freno por el lado opuesto. En él se contiene el rodamiento.

La situación en la que el buje soporta más cargas es la frenada máxima. La fuerza provocada por el par de freno se distribuye por igual en los cuatro puntos donde se ancla la llanta mediante cuatro pernos, ya que son equidistantes al eje de rotación y tienen un mismo diámetro.

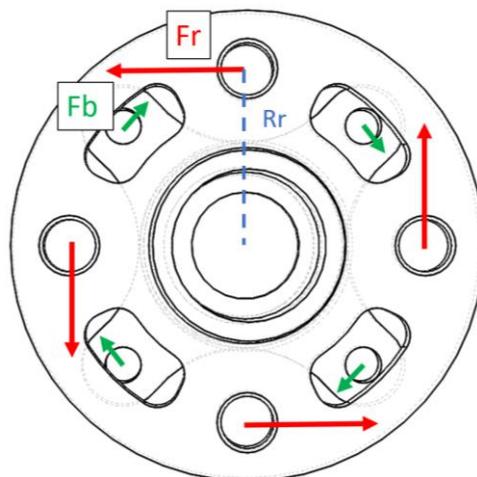


Figura 28: Diagrama de cuerpo libre del buje delantero. Las fuerzas en verde son causadas por el disco de freno. Las fuerzas en rojo son causadas por la llanta. R_r es el radio de los pernos de sujeción de la llanta.

$$F_r = \frac{1 B_t}{4 R_r} = 983.5 \text{ N}$$

(25)

B) Eje de la rueda

El eje de la rueda está por un lado anclado a la mangueta y por otro en contacto con la pista interior del rodamiento. La situación más crítica para el eje es el paso por bache. Aunque en el circuito de Silverstone no hay baches, existe la posibilidad de un bache inesperado durante las pruebas en parkings. Una deformación excesiva en el eje de la rueda puede tener consecuencias catastróficas.

Modelar fuerzas que actúan en el paso por bache es un proceso difícil digno de su propio estudio extensivo. Para simplificar y acelerar el proceso de diseño, la aceleración vertical máxima de una protuberancia se aproximó al valor de tres veces la gravedad (3 g). Esto es una sobreestimación y es poco probable que ocurra durante la vida útil del automóvil [1].

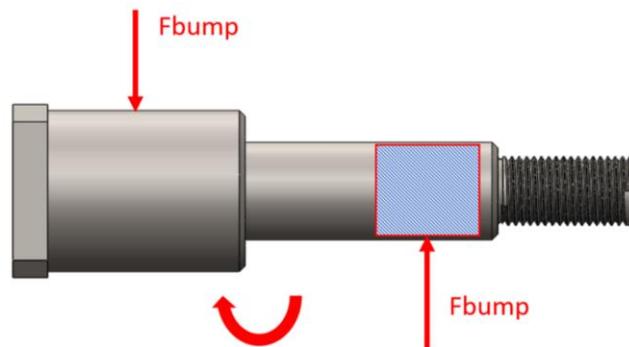


Figura 29: Diagrama de cuerpo libre del eje de la rueda delantera

Calcular la fuerza causada por el bache de 3g es multiplicar por tres la carga vertical máxima de la rueda:

$$F_{\text{bump}} = 3 \times 1560 \text{ N} = 4680 \text{ N}$$

(26)

Esta carga es esencial para el MEF del eje; determina si hay que aumentar el grosor de éste. A través de la combinación de la simulación en Ansys con modificaciones en el diámetro del eje se debe encontrar un valor lo más mínimo posible ya que este determina también el tamaño del rodamiento, siendo ambas piezas las más pesadas de todo el conjunto de la masa no suspendida.

C) Elección del modelo de rodamiento

El rodamiento es el componente más importante del ensamblaje de la rueda. Es la interfaz entre las partes giratorias y estáticas, y por tanto merece una elección cautelosa. El rodamiento soporta grandes cargas axiales y radiales en el paso por curva y el paso por bache, respectivamente. También debe tener un tamaño compacto, ya que los rodamientos están hechos de acero y esto añade un peso considerable a la masa no suspendida. Teniendo estas consideraciones en cuenta, se excluyen todos los tipos exceptuando los rodamientos de contacto angular de doble hilera.

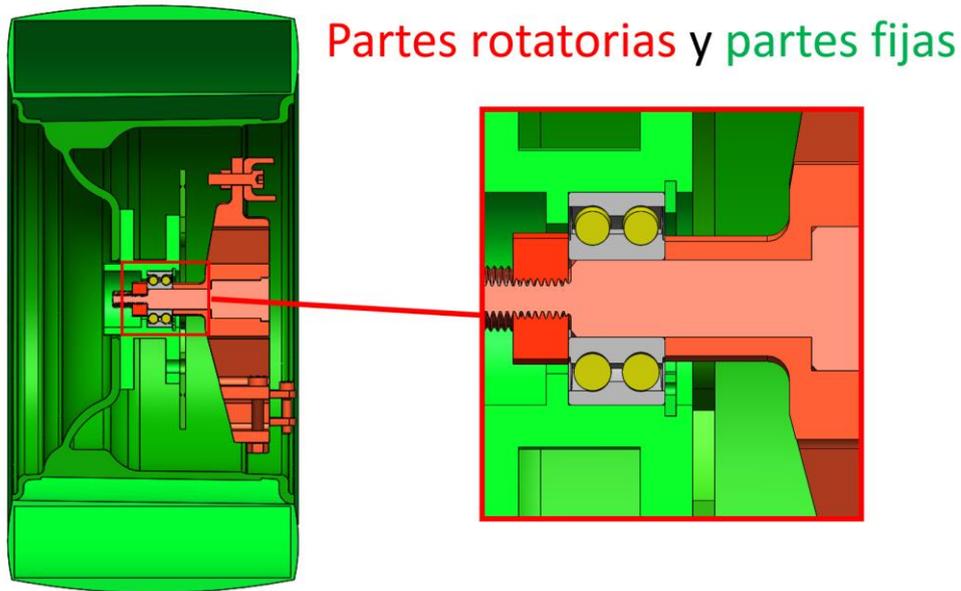


Figura 30: Vista de sección de la rueda delantera ensamblada. En verde se representan las partes que rotan junto al neumático (Llanta, disco de freno y buje), mientras que en rojo están representadas las partes no rotatorias (Mangueta, pinza de freno y eje)

Como distribuidora de rodamientos, SKF patrocina al equipo y por tanto esta elección de marca es una ventaja económica, además de ser unos rodamientos de calidad excelente.



Figura 31: Rodamiento de contacto angular de doble hilera (web de SKF)

Dentro de un mismo tipo de rodamiento, existen muchos modelos que difieren en las dimensiones. Para la elección del modelo exacto, es preciso realizar cálculos que aseguren la resistencia de dicho modelo ante las cargas que sufrirá.

Carga radial

La carga radial máxima es igual a la fuerza vertical máxima que soporta la rueda. Esto ocurre en el caso del paso por bache de 3g

Carga axial

La carga axial máxima se alcanza en el caso del paso por curva, donde las fuerzas horizontales son más altas. La fuerza resultante en el rodamiento será igual a la fuerza lateral de fricción entre el neumático y el asfalto, es decir, 1455 N.

Momentos

Existen momentos en el eje de la rueda que se transmiten al rodamiento, pero el proceso de cálculo de momentos en rodamientos es muy complicado y requiere la ayuda de un software informático específico. Para este proyecto de fin de grado, el enfoque estará en los cálculos prácticos y viables, que son la carga estática y dinámica.

Cálculos de cargas estática y dinámica

El cálculo de las cargas equivalentes en los rodamientos se obtiene de la expresión

$$P = XFr + YFa \tag{27}$$

Siendo:

Fr = Fuerza radial

Fa = Fuerza axial

X e Y = Parámetros extraídos del catálogo de SKF

Los cálculos están efectuados mediante un código de Matlab adjunto en el Anexo junto a las especificaciones de dicho modelo de rodamiento.

Resultados:

- Carga estática (P0): 4.08 kN < 8.8 kN
- Carga dinámica (P): 4.25 kN < 14.3 kN

En ambos resultados, la carga en el rodamiento está por debajo de los límites de carga (C y C0 en la hoja de especificaciones del rodamiento) en aproximadamente un coeficiente de seguridad de 2 y 3. Por tanto, el modelo de rodamiento escogido es adecuado para esta aplicación.

CAPÍTULO 5: ELECCIÓN DEL MATERIAL

Como material para las manguetas se ha elegido el aluminio. Es necesario que sea una aleación de resistencia alta para obtener una alta relación resistencia/peso y poder reducir la masa del conjunto de la rueda, es decir, reducir el valor de la masa no suspendida.

El único posible inconveniente del aluminio es la necesidad de una soldadura de mayor cualificación, pero dado que ambas manguetas son pequeñas y de geometría simple, pueden mecanizarse por completo a partir de un mismo bloque.

Se ha elaborado la siguiente tabla de propiedades mecánicas de distintas aleaciones de aluminio disponibles en el mercado [5]:

Aleación de Aluminio	6061 T5	6063 T6	6082 T6	6061 T6	6020 T8	7075 T6
Límite Elástico (Mpa) @24 Cº	145	214	250	276	283	505
Límite de Rotura (Mpa)@24 Cº	186	241	290	310	303	572
E (Gpa)	68,9	68,9	68,9	68,9	68,9	71.7
Coefficiente de Poisson	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33

Tabla 11: Aleaciones de Aluminio ordenadas según su resistencia

La mejor opción es la aleación 7075 T6, generalmente utilizada en aviación. Esta es una aleación de aluminio liviana y fuerte, relativamente común en la industria, lo que le permite solicitarla a un proveedor local de metales.

CAPÍTULO 6: MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El Método de Elementos Finitos (MEF) es una técnica numérica computacional utilizada para calcular la resistencia y el comportamiento de piezas o estructuras sometidas a esfuerzos o perturbaciones. Se puede utilizar para calcular la deflexión, el estado de tensiones, el estado de vibraciones, el comportamiento de pandeo, el flujo de calor y muchos otros fenómenos. Requiere asistencia de un ordenador debido a la gran cantidad de cálculos necesarios para resolver un sistema complejo de ecuaciones diferenciales. La potencia y el bajo costo de los ordenadores modernos han hecho del análisis de elementos finitos una herramienta muy útil y común en el campo de la ingeniería. [6]

Como software para realizar el FEM se ha escogido Ansys Workbench ya que es la herramienta más actual y utilizada en la industria para este tipo de análisis, además de la ventaja de contar con profesores expertos que dan clase en la universidad.

En el método de elementos finitos, un componente o estructura se divide en muchos elementos pequeños. Se produce así un proceso de discretización: el comportamiento de un elemento individual se puede describir con un conjunto relativamente simple de ecuaciones (como se indicó anteriormente), con el comportamiento de elementos adyacentes vinculados por el hecho de que comparten límites comunes y, por lo tanto, desplazamientos, tensiones, etc. comunes en esos límites. Del mismo modo que el conjunto de elementos se une para construir la estructura completa, las ecuaciones que describen los comportamientos de los elementos individuales se unen en un conjunto extremadamente grande de ecuaciones que describen el comportamiento de toda la estructura. La solución requiere una solución de varios miles de ecuaciones simultáneas, de ahí la necesidad de un ordenador que realice los cálculos. [6]

Una dificultad es saber si los resultados obtenidos a través de MEF son correctos. Por definición, la mayoría de los análisis de elementos finitos se llevan a cabo en estructuras o sistemas que poseen una geometría compleja y/o están sometidos a cargas complejas. Por lo tanto, es extremadamente importante encontrar alguna forma de verificar que los resultados sean creíbles. Un procedimiento que a veces es útil es repetir el análisis con un mayor número de elementos. En general, la precisión de MEF aumenta con un número creciente de elementos, pero más elementos también requieren más tiempo necesario para que el ordenador realice los cálculos para el análisis. (Una regla general es que el tiempo de la computadora es proporcional al número de elementos multiplicado por 2, por lo que duplicar los números de los elementos cuadruplicará el tiempo de la computadora). [6]

Es necesario pues, encontrar un equilibrio entre la precisión requerida y el tiempo que tarda el procesador en llegar a la solución. Esto se realiza mediante un estudio de convergencia del mallado.

6.1 ESTUDIO DE CONVERGENCIA DEL MALLADO

El estudio de convergencia se realiza en la situación en la que todas las fuerzas actúan a la vez, como se explicó en el apartado 4.2 este es el caso crítico para la mangueta.

De manera reiterada, en cada paso se ha incrementado el número de elementos disminuyendo la dimensión de cada elemento en los ajustes del mallado (ver figura 6.1) empezando por un mallado grueso y llegando a un mallado fino. El tamaño de cada elemento es el único parámetro que se ha determinado, dejando todos los demás ajustes predeterminados.

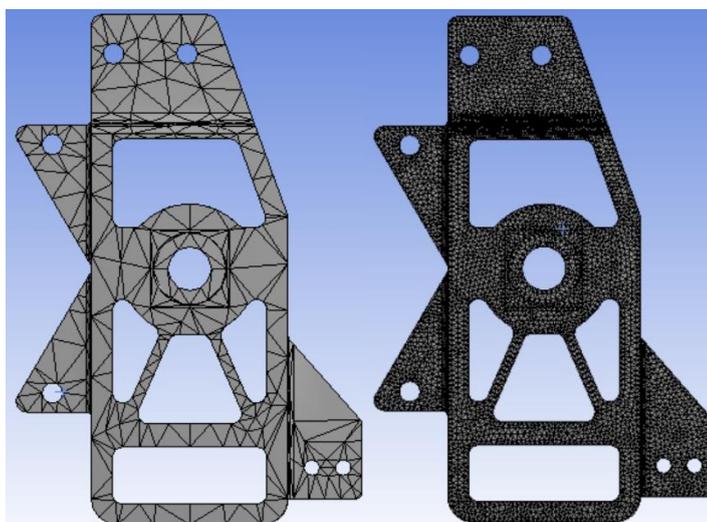


Figura 32: Mallado grueso (izquierda) y mallado fino (derecha)

En cada paso se ha realizado una simulación y se han tomado datos de tensiones de Von Mises máximas, extrayéndose la tabla 12 y elaborándose a partir de ella el gráfico 33:

Dimensión de un elemento (mm)	Número total de elementos	Tensión de Von Mises Máxima (Mpa)
5	10 613	74,8
3	22 101	93,8
1	196 187	100,1
0,5	808 110	114
0,45	995 486	107
0,3	1 253 130	106
0,1	2 284 634	107

Tabla 12: Datos extraídos de Ansys Workbench

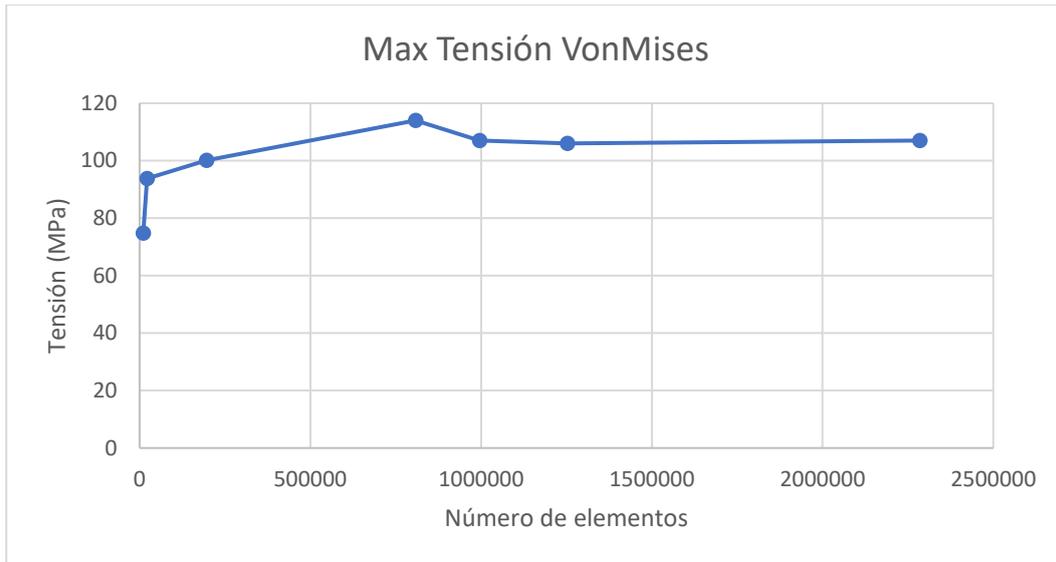


Figura 33: Gráfico de estudio de convergencia para el mallado de la mangueta. En el eje vertical se presenta la tensión máxima de Von Mises, mientras que en el eje horizontal el número de elementos.

La figura 33 muestra que la convergencia es alcanzada a partir del millón de elementos, aunque en este caso el tiempo de simulación alcanza los 10 minutos. Si hubiera que realizar un gran número de simulaciones, sería más razonable disminuir el número de nodos a 200 000 ya que el error es sólo alrededor del 10% y es compensado por el coeficiente de seguridad.

6.2 CONDICIONES DE CONTORNO

El módulo de Ansys Workbench utilizado para el análisis es el Static Structural, ya que no se van a tener en cuenta efectos térmicos, transitorios, eléctricos ni vibracionales.

Como condiciones de contorno se aplican las fuerzas calculadas en el apartado 4.2 en los anclajes de la mangueta y se fija el punto de anclaje con el eje de la rueda (como se muestra en la figura 34)

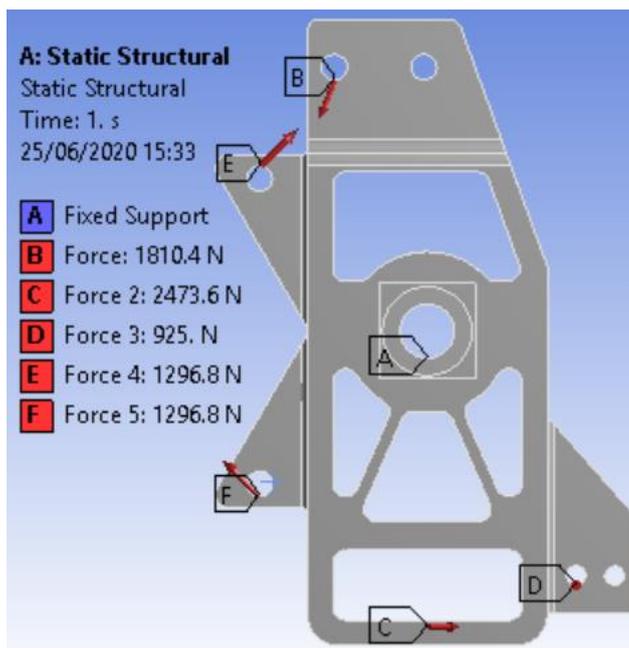


Figura 34: Condiciones de contorno de las fuerzas aplicadas en los anclajes y soporte fijo en el orificio del eje.

El material utilizado es el Aluminio 7075 T6 como se ha explicado en el capítulo 5. Al ser una aleación muy concreta no está incluida en la biblioteca de materiales de Ansys, por lo que es necesario introducir los datos a mano en el apartado “Engineering Data”. Una vez asignado el material, el mallado adecuado (hallado gracias al estudio de convergencia) y haber aplicado las fuerzas se obtienen los contornos descritos en el siguiente apartado.

6.3 RESULTADOS

En el anexo también se han incluido los gráficos de contornos de los casos de curva, frenada y viraje por separado para visualizar como afecta cada situación independiente a la mangueta.

El estado tensional de la mangueta según la hipótesis del escenario crítico explicada en el apartado 4.2, es decir, tras la combinación de todas las fuerzas (de paso por curva, frenada y viraje), está descrito en la figura 35:

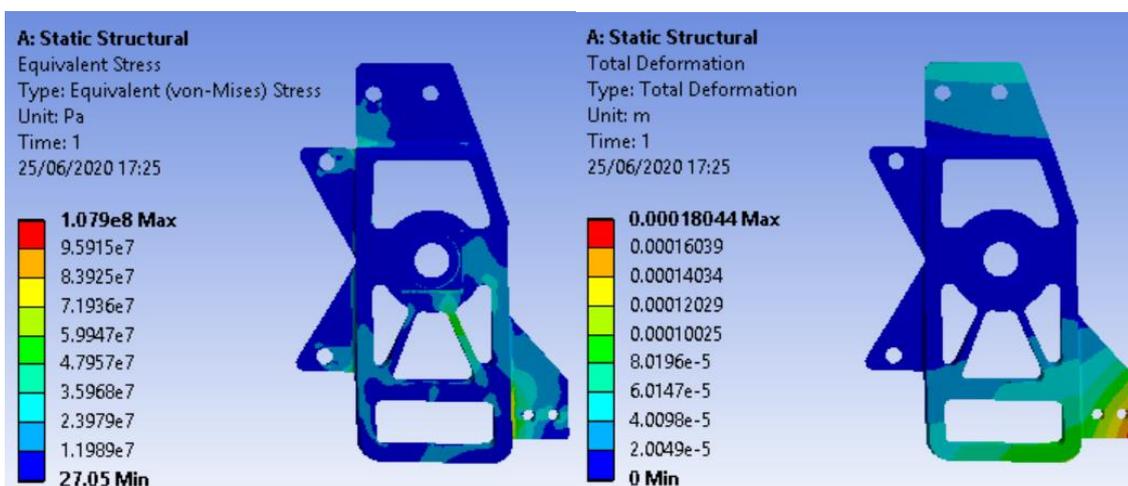


Figura 35: Tensiones de Von Mises en pascuales (izquierda) y deformaciones en metros (derecha) en el caso en el que todas las fuerzas actúan simultáneamente.

Se ha obtenido una tensión máxima de 10.8 MPa localizada entre la superficie lateral de la mangueta y su anclaje con la dirección. Esto sólo alcanza el 21% del límite elástico, por lo que se consigue un coeficiente de seguridad de 4.6. La deformación máxima ocurre también en el anclaje de la dirección y es de 0.1 mm. Los resultados son satisfactorios y aseguran una probabilidad ínfima de que la mangueta llegue a romper o ponga en peligro la integridad de otras piezas al deformarse.

CAPÍTULO 7: FABRICACIÓN

7.1 PROTOTIPADO

Para evitar tener que modificar la pieza una vez se ha realizado la fabricación definitiva, es conveniente hacer un prototipo tamaño real para comprobar que la mangueta se pueda ensamblar correctamente y las dimensiones sean congruentes. En el año anterior se omitió la fase de prototipado y como consecuencia cuando fueron a ensamblar la mangueta resultó ser demasiado grande y no cabía en la llanta real debido a que los proveedores de la llanta dieron un CAD equivocado. Como consecuencia se tuvieron que fabricar ambas manguetas desde cero, retrasándose la fase de fabricación del proyecto y perdiendo dinero.

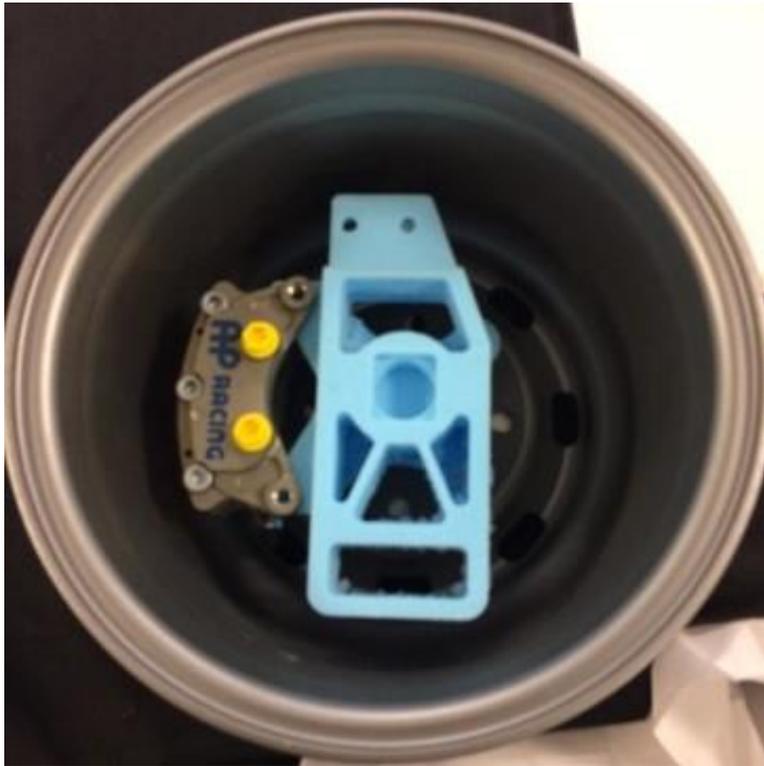


Figura 36: Prototipado de espuma de la mangueta delantera dentro de la llanta

Este año gracias a la elaboración del prototipo mostrado en la figura 36 el equipo se percató de que el agujero del eje de la rueda estaba muy ligeramente descentrado.

La mangueta de espuma se realizó con fresadoras CNC pequeñas en el taller de la universidad.

7.2 PROCESO DE FABRICACIÓN

Las manguetas al ser piezas relativamente pequeñas (unos 30 cm de longitud) se pueden fabricar a partir de un bloque de aluminio eliminando material, resultando ser toda la mangueta una misma pieza. Para la elaboración de planos se han seguido los estándares BS 8888. Los planos están adjuntos en el anexo.

Para llegar a la forma exterior se aplica el método de electroerosión por hilo en las caras rectas y el torno en la protuberancia cilíndrica. Para los vaciados y agujeros, se combina la utilización de una fresadora CNC programable y manual.

Para cada mangueta, se siguen los siguientes pasos descritos en la tabla 13

Paso	Descripción	Máquina utilizada
1	Calcular todas las coordenadas para los centros de los agujeros, la forma externa y realizar las marcas preliminares al taladro de agujeros	Fresadora manual
2	Configurar la máquina de electroerosión por hilo y programar el código que corta la forma externa y los vaciados	Hilo eléctrico
3	Configurar la máquina de electroerosión por hilo y programarla para realizar el corte de la forma exterior desde el plano de perfil de la pieza	Hilo eléctrico

4	Montar la mangueta en el torno para dar una forma cilíndrica a la protuberancia que rodea al eje de la rueda	Torno manual
5	Ajustando el torno dar a la protuberancia un diámetro de 23 mm con una profundidad de 28 mm y unos redondeos de 4 mm de radio	Torno manual
6	Configurar la fresadora CNC manual para realizar el agujero del eje de la rueda y los agujeros en los anclajes de las pinzas de freno	Fresadora CNC/manual
7	Escribir y ejecutar el programa en la fresadora para realizar la sección con forma cuadrada del alojamiento del eje de la rueda	Fresadora CNC/manual
8	Programar la fresadora para que elimine el material necesario hasta conseguir el grosor adecuado en la placa donde se anclan las pinzas de freno	Fresadora CNC/manual
9	Dar la vuelta a la pieza y repasar el diámetro del eje de la rueda y los agujeros de las pinzas de freno	Fresadora CNC/manual
10	Programar la fresadora para corregir el grosor de la placa donde se anclan las pinzas de freno	Fresadora CNC/manual
11	Manualmente, realizar el anclaje de la dirección eliminando material con una fresadora	Fresadora manual
12	Eliminar todos los ejes afilados en esquinas y agujeros	Fresadora manual

Tabla 13: proceso de fabricación de las manguetas delanteras

7.3 RESULTADO

En la figura 37 se muestra la fotografía de ambas manguetas delanteras ya finalizado el proceso de fabricación:



Figura 37: Fotografía de las manguetas delanteras ya fabricadas

En la imagen se puede apreciar que la forma exterior realizada con el corte por hilo tiene un color mate, mientras que la superficie brillante que rodea la protuberancia donde se aloja el eje de la rueda tiene un color brillante y surcos redondos característicos del torno. Por último, los anclajes de las pinzas de freno tienen un brillo con forma de surcos rectos característicos de la fresadora CNC.

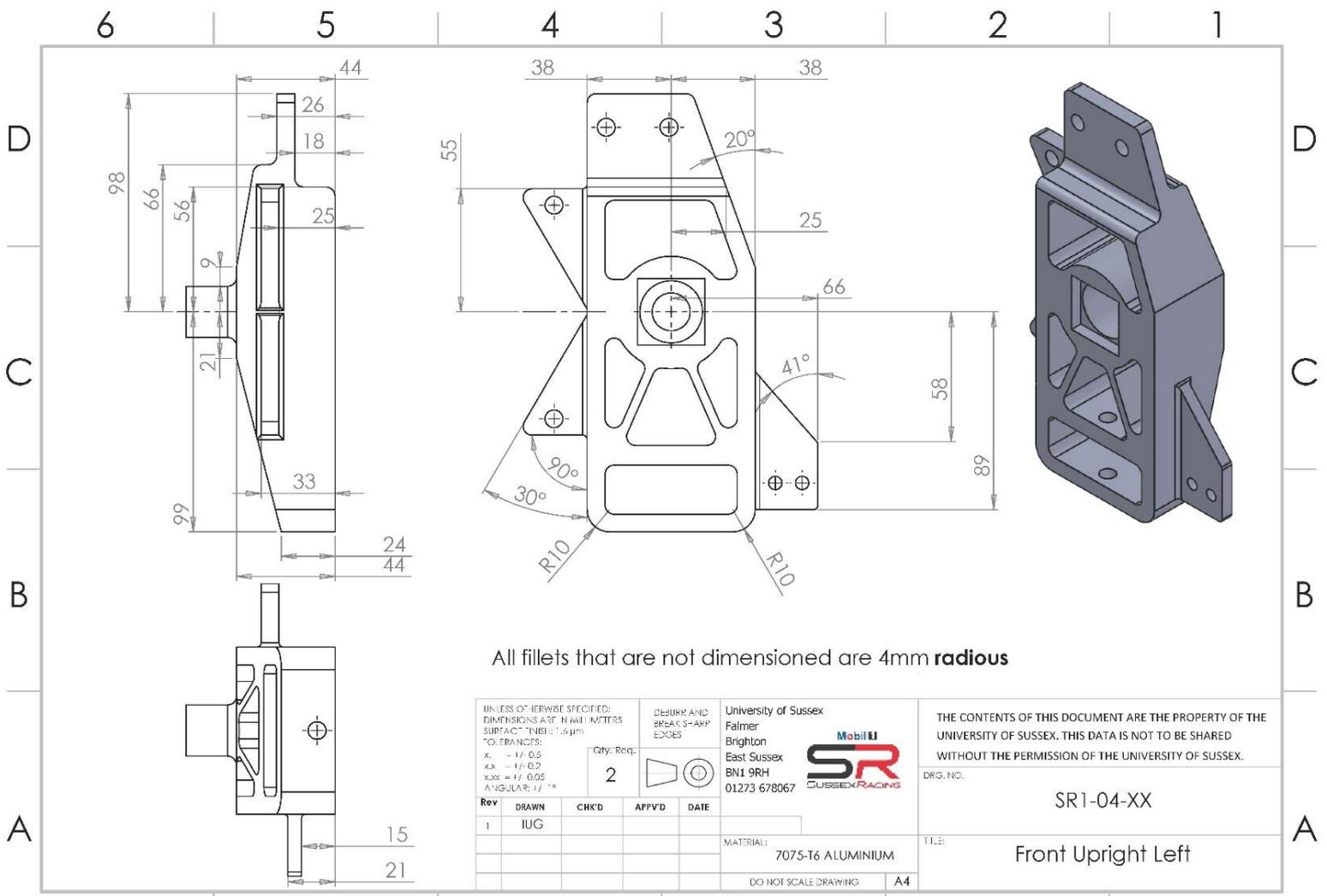
CAPÍTULO 8: CONCLUSIÓN Y FUTURAS RECOMENDACIONES

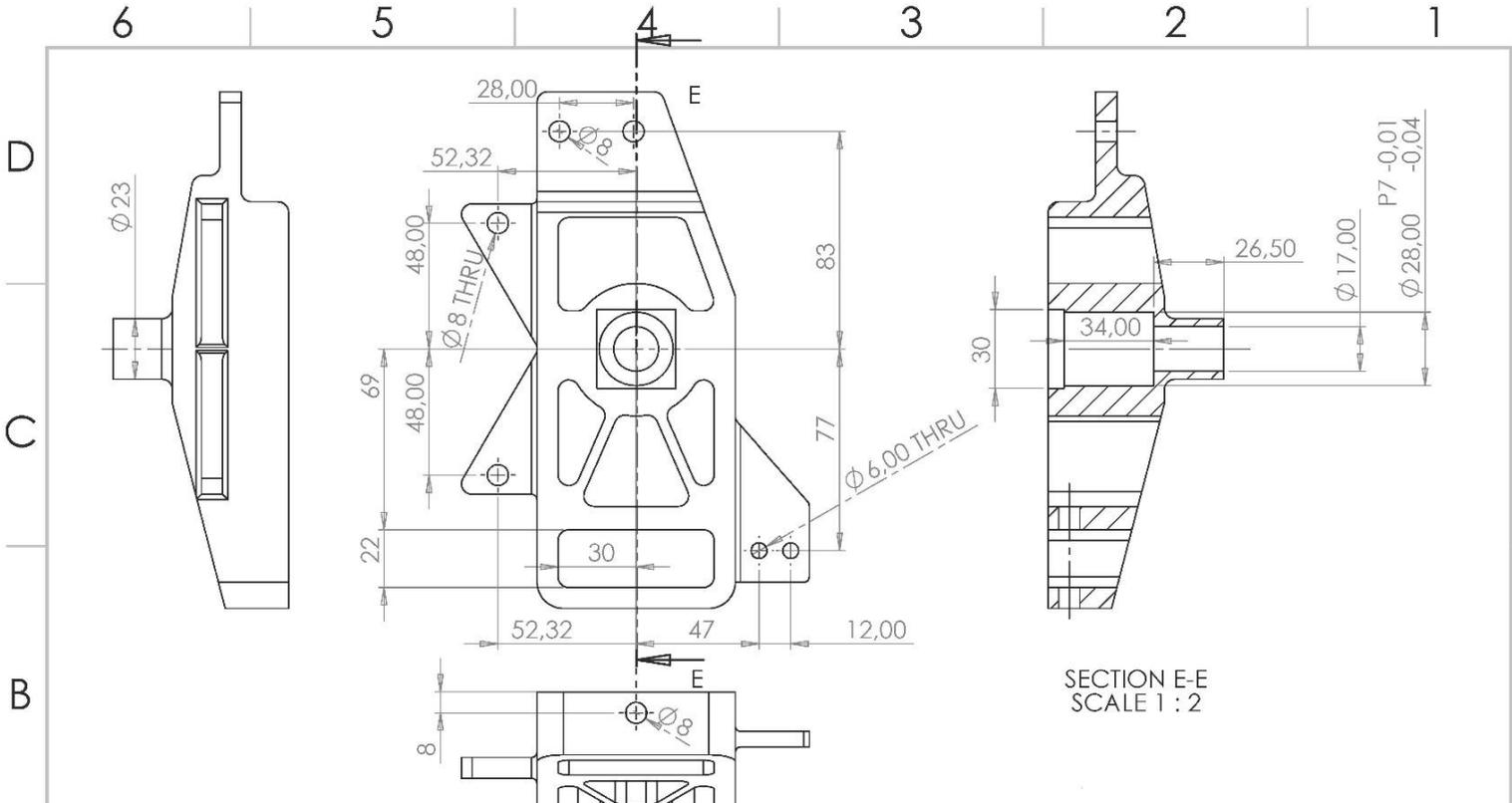
Este año, en el diseño de las manguetas delanteras se aplican las lecciones aprendidas por el equipo en años anteriores junto con los principios básicos de ingeniería y un proceso de diseño simple y metódico. Además, esta memoria sirve como una descripción del proceso de diseño implementado en el transcurso de este proyecto y, con suerte, una base sobre la que mejorar en los próximos años.

La geometría de las manguetas fue simplificada para ahorrar tiempo y presupuesto en su fabricación. Debido a que la competición de Formula Student es anual y el tiempo para diseñar, fabricar, construir y probar el coche es muy limitado, es clave acelerar el proceso en la medida de lo posible.

Como con todos los proyectos de ingeniería, se pierden oportunidades, los procesos se retrasan y, a menudo, se aprenden lecciones que se deben transmitir año tras año. Un factor limitante clave en el proceso de diseño de este año fue la cantidad de suposiciones y sobreestimaciones hechas debido a la escasa información real disponible. Si bien la oportunidad no siempre surge (como en este año) un factor clave que podría mejorar esta situación es la capacidad de probar el coche del año anterior sensorizado, tomando datos y ahorrando así una gran cantidad de tiempo y esfuerzo en realizar cálculos, dando además números que se ajustan mejor a la realidad. La disponibilidad de datos reales permitiría que los diseños de los componentes se refinaran mucho más de lo que permiten las teorías y suposiciones.

Además, un área que debería haberse explorado desde el principio es la influencia de los neumáticos en el automóvil. Una gran suposición hecha en este proceso de diseño fue el coeficiente de fricción, que, a diferencia de los cálculos realizados, no es constante. Como es la interfaz física entre el automóvil y la carretera, comprender y cuantificar las fuerzas producidas por el neumático en las diferentes condiciones permitiría determinar fuerzas mucho más precisas. Esto daría como resultado una precisión y fiabilidad mejoradas de los cálculos realizados.





SECTION E-E
SCALE 1 : 2

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH: 1,6 μ m
TOLERANCES:
X = $\pm 0,5$
XX = $\pm 0,2$
XXX = $\pm 0,05$
ANGULAR: $\pm 0,5^\circ$

DEBURR AND BREAK SHARP EDGES

Qty: Req: 2

University of Sussex
Falmer
Brighton
East Sussex
BN1 9RH
01273 678067

Mobil U
SR
SUSSEX RACING

Rev	DRAWN	CHK'D	APP'VD	DATE
1	IUG			

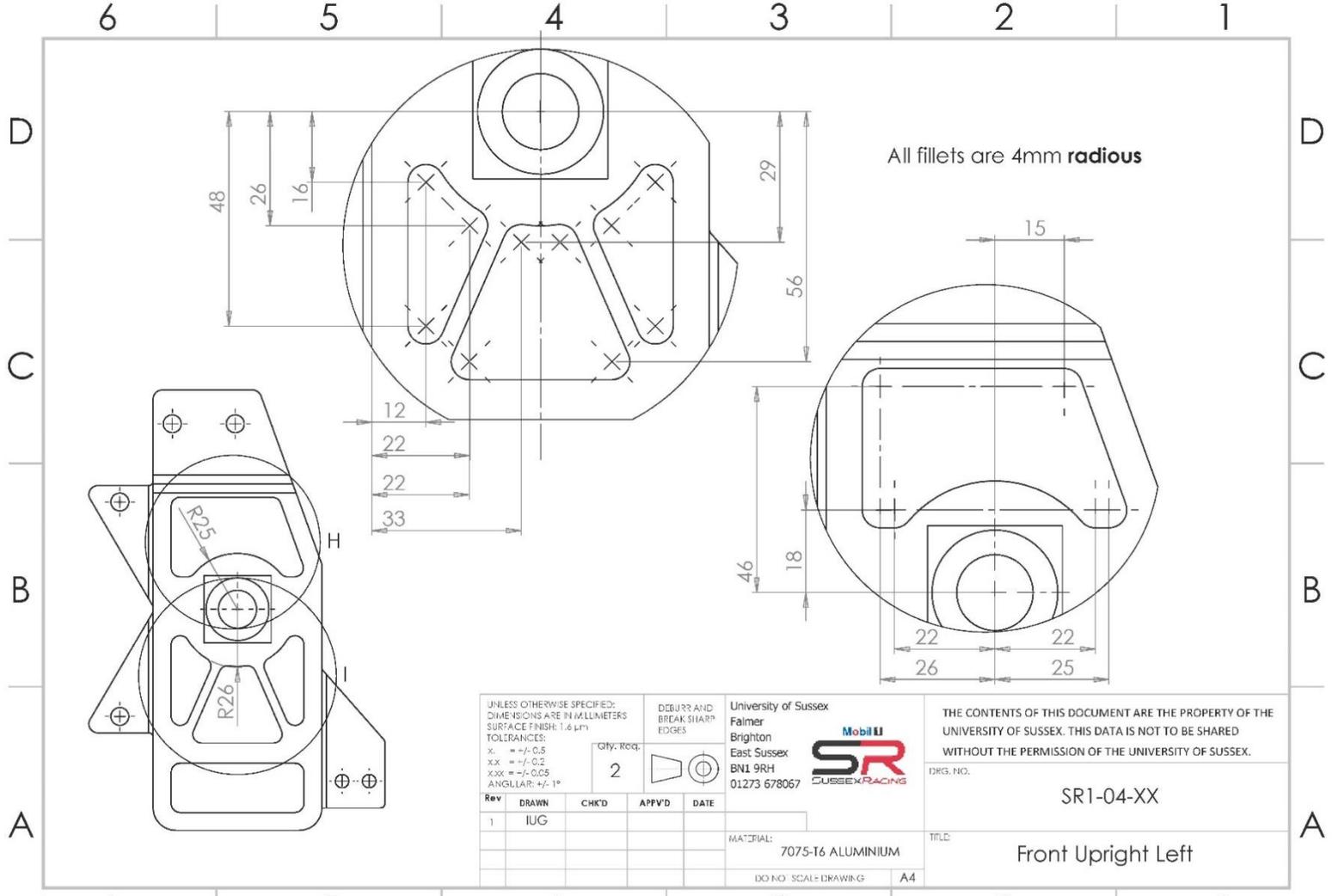
MATERIAL: 7075-T6 ALUMINIUM

SCALE: DRAWING A4

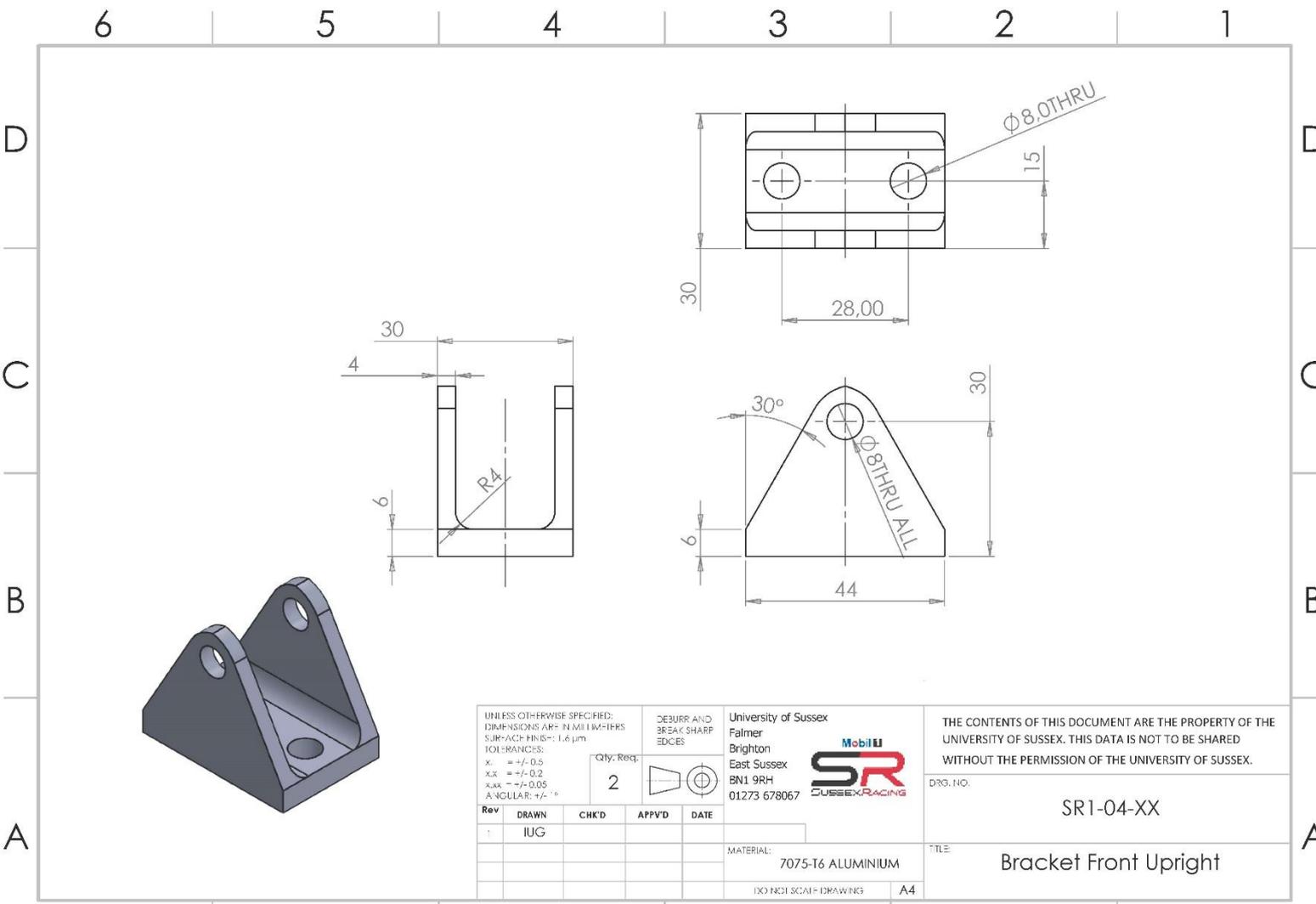
THE CONTENTS OF THIS DOCUMENT ARE THE PROPERTY OF THE UNIVERSITY OF SUSSEX. THIS DATA IS NOT TO BE SHARED WITHOUT THE PERMISSION OF THE UNIVERSITY OF SUSSEX.

DRG. NO. SR1-04-XX

TITLE: Left Upright

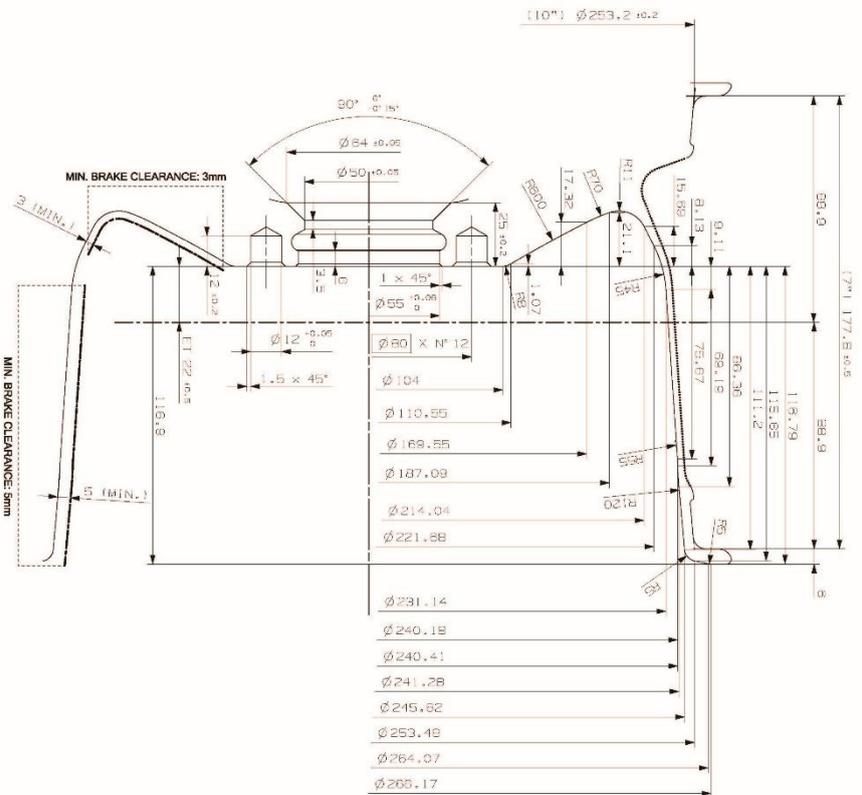


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

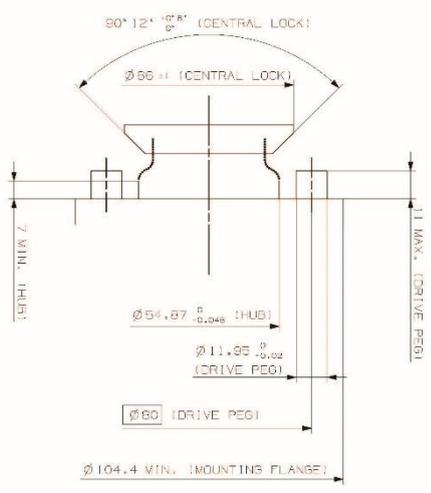


Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

WHEEL SECTION PROFILE



HUB DESIGN: SUGGESTED DIMENSIONS



MAX WHEEL LOAD ADMISSIBLE	785 N
WHEEL LIFE	3 YEARS / 2000 Km

FSAE Mg CAST 7x10 WHEEL STANDARD VERSION SECTION PROFILE

- COMPRESO NEL PREZZO DI ACQUISTO DEL KIT WHEELS PER LA VERSIONE STANDARD
 - I DIRITTI D'AUTORE E TUTTI GLI ALTRI DIRITTI DI PROPRIETÀ SONO RISERVATI A OZ SPA
 - QUESTO DISEGNO NON POTREBBE ESSERE RIPRODOTTO SENZA IL CONSENSO DI OZ SPA



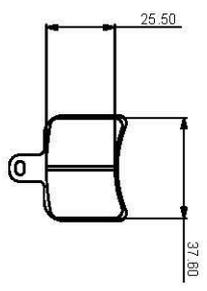
A1 INSTALLATION DRAWING

THIS DOCUMENT IS PRINTED IN HARDCOPY. IT IS FOR INFORMATION USE ONLY AND THEREFORE MUST NOT BE LOANED OR COPIED TO ANY OTHER PERSON OR USED FOR ANY OTHER PURPOSE WITHOUT THE WRITTEN CONSENT OF AP RACING LTD.

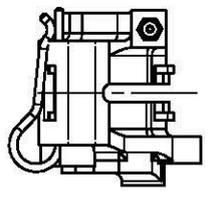
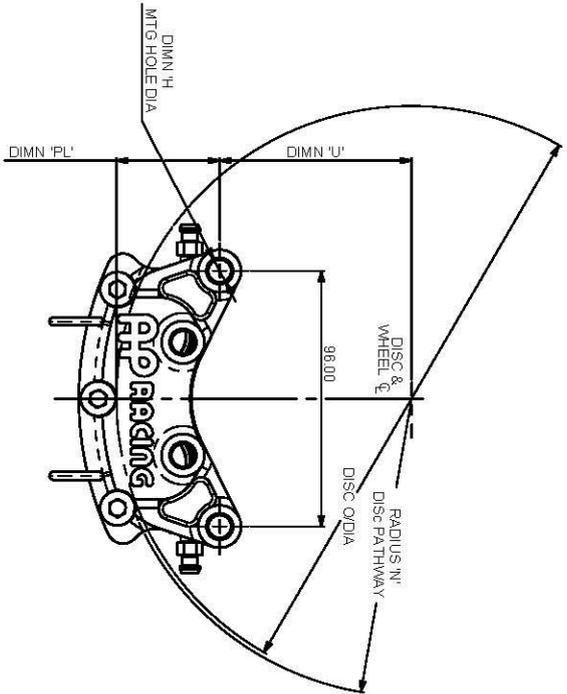
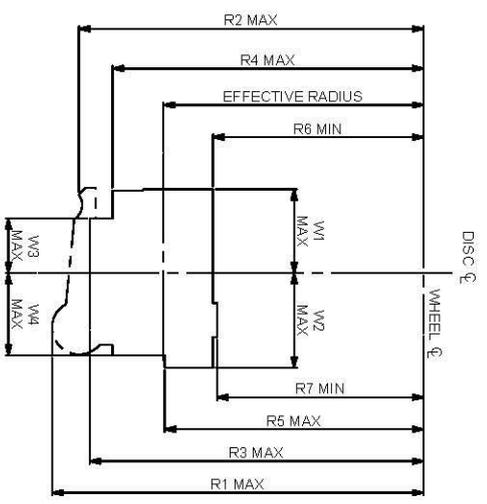
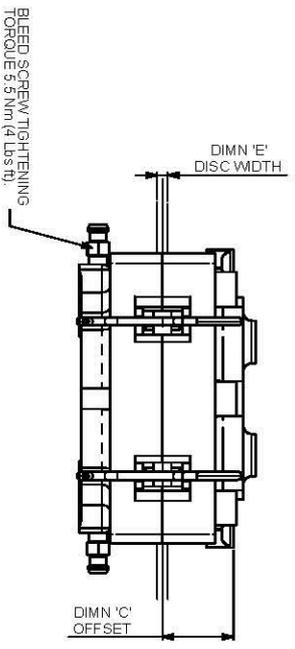


THIS DRAWING IS CONVENTIONAL AND IS SUPPLIED ON THE EXPRESS CONDITION THAT IT SHALL NOT BE LOANED OR COPIED OR DISCLOSED TO ANY OTHER PERSON OR USED FOR ANY OTHER PURPOSE WITHOUT THE WRITTEN CONSENT OF AP RACING LTD.

DISC & CALIPER MOUNTING TOLERANCES TO BE SUCH THAT DISCS IS LOCATED CENTRALLY IN CALIPER TO WITHIN ±0.50mm



CP4226 PAD FAMILY
 PAD THICKNESS - 0.7 CM
 PAD AREA - 9.40 SQ CM
 PAD VOLUME - 3.78 CU CM



CALIPER RADIAL PROFILE FOR 220 DIA DISC

AP Racing
 Wheel Road
 Coventry
 CV3 4LB

Tel: +44 (0) 24 7663 8026
 Fax: +44 (0) 24 7663 8028
 Email: info@ap-racing.com
 Web Site: http://www.ap-racing.com

@ AP Racing Ltd, 2005

Rev	Date & No.	Particulars	Drawn	Checked	Initials
2	07/04/08	RE-DRAWN ON SOLIDWORKS	#	DBA	
	B5065				

GENERAL DESCRIPTION

THIS IS A PISTON DUAL CIRCUIT REAR MOTORCYCLE CALIPER DESIGNED TO ALLOW THE USE OF BOTH A FOOT AND THUMB MASTER CYLINDER TO ACTUATE A SINGLE Ø220 DISC. THE CALIPER IS DESIGNED TO BE USED WITH AP RACING'S THUMB OPERATED MASTER CYLINDER CP4225-2. THE CALIPER IS MACHINED FROM SOLID ALUMINIUM ALLOY.

TYPICAL APPLICATIONS - MOTORCYCLE DUAL REAR CALIPER

- PISTON DIAMETER - 1.00" (25.40mm)
- TOTAL PISTON AREA - 10.13 SQ.CM (1.57" SQ)
- BODY MATERIAL - ALUMINIUM ALLOY
- PISTON MATERIAL - ALUMINIUM ALLOY (STANDARD)
- BLEED SCREW - M7 X 1.0
- HYDRAULIC FEED - M10 X 1.0
- WEIGHT (EXCLUDING PADS) - 500g

DETAILS

- DIMENSION 'PL' - TOP OF PAD MATERIAL TO MOUNTING HOLE CENTRE LINE WITH PAD SITTING DOWN ON LEGS.
 - DIMENSION 'U' - HOLE CENTRE LINE TO CALIPER MOUNTING HOLE CENTRE LINE.
 - DIMENSION 'C' - (DISC DIAMETER) 'P' OFFSET - DISC CENTRE LINE TO CALIPER MOUNTING FACE.
 - DIMENSION 'H' - MOUNTING HOLE DIAMETER.
 - RADIUS 'N' - RADIUS OF DISC PATHWAY.
 - EFFECTIVE RAD - RAD FROM WHEEL Ø TO NOM PISTON Ø.
- AP RACING TECHNICAL SECTION WILL BE PLEASED TO ADVISE ON THE MOST SUITABLE CLIPMENT FOR ANY PARTICULAR APPLICATION.

CALIPER PART NO. SELECTION

- SELECT ASSEMBLY FROM TABLE
- SELECT SIZE CHARACTERISTICS AS FOLLOWS:-
- 1st CHARACTER - DENOTES POSITION OF INLET ADAPTOR
- 2nd CHARACTER - DENOTES THE LOAD OF ANTI-KNOCKBACK SPRINGS FITTED.
- 3rd CHARACTER - NO SPRINGS
- 4th CHARACTER - SPRINGS
- 5th CHARACTER - DISC MATERIAL
- 6th CHARACTER - DENOTES ALTERNATIVE CALIPER MATERIAL

EXAMPLE PART NO. - CP4227-2S0

SHOULD PISTONS BE INADVERTANTLY REMOVED, THEY SHOULD BE WIPED CLEAN AND SWEATED WITH AP RACING BRAKE FLUID BEFORE REPLACEMENT.

THE CORRECT PAD FAMILY NUMBER FOR THIS CALIPER IS CP4226. PADS SHOULD BE ORDERED SEPARATELY. A WIDE VARIETY OF MATERIALS ARE AVAILABLE - PLEASE CONTACT AP RACING FOR ADVICE.

CP4227-2	CALIPER PART No.	DISC DIA	DISC WIDTH	DIMN 'U'	DIMN 'PL'	DIMN 'C'	DIMN 'H'	RAD 'N'
CP4227-2	220 0	220 0	4 00	71 50	38 50	28 50	M8 X 1 25	111 75

CP4227-2	DISC Ø	EFFECTIVE RADIUS	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	W1	W2	W3	W4
CP4227-2	220.0	97.0	138.5	128.5	124.5	118.0	96.5	78.5	77.0	31.5	35.5	20.5	31.0

SCALE 2:1

SHEET 1 OF 1

DRAWN: DARRON SMITH

APPROVED:

DERIVED FROM:

TITLE: Ø1.0" X 4 DUAL REAR MOTORCYCLE CALIPER

DRG NO: CP4227-1CD

ANEXO 2: CÓDIGOS MATLAB

CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE PESOS (SUSPENSIÓN DELANTERA) EN PASO POR CURVA Y FRENADA

```
a = 9.81; %acceleration
g = a/9.81; %acceleration in units of g
M = 300*9.81; %sprung weight in N
wb = 1600; %wheelbase
tw = 1150; %track width (approximate contact patch)
```

```
%% weight transfer
```

```
front = [0.4:0.05:0.5];
rear = [0.5:0.05:0.6];
hcg = [200:50:300];
```

```
% h CENTRO DE G = 0.2 m
```

```
long_wt1 = (g*M*hcg(1))/wb;
lat_wtf1 = (g*front*M.*hcg(1))/tw;
lat_wtr1 = (g*rear*M.*hcg(1))/tw;
front_wh1 = ((front*M-long_wt1)/2);
```

```
front_in1 = (front*M)/2-lat_wtf1;
front_out1 = (front*M)/2+lat_wtf1;
```

```
% h CENTRO DE G = 0.25 m
```

```
long_wt2 = (g*M*hcg(2))/wb;
lat_wtf2 = (g*front*M.*hcg(2))/tw;
front_wh2 = (front*M-long_wt2)/2;
front_in2 = (front*M)/2-lat_wtf2;
front_out2 = (front*M)/2+lat_wtf2;
```

```
% h CENTRO DE G = 0.3 m
```

```
long_wt3 = (g*M*hcg(3))/wb;
lat_wtf3 = (g*front*M.*hcg(3))/tw;
front_wh3 = (front*M-long_wt3)/2;
front_in3 = (front*M)/2-lat_wtf3;
front_out3 = (front*M)/2+lat_wtf3;
```

CÁLCULO DE FUERZAS EN LOS ANCLAJES DE LA SUSPENSIÓN A LA MANGUETA EN EL PASO POR CURVA

```
Md = 70
Mc = 230
a = 0.120
b = 0.094
c = 0.166
```

```

mu = 1.4

Uy = 1650
syms N Ff Uz Lz
%Newton's equations yz axis
eqn1 = N-Uy == 0;
eqn2 = Ff-Uz-Lz == 0;
%Momentun
eqn3 = Ff*a-N*b+Uz*c-0.02*Uy == 0;
%Frictional force
eqn4 = Ff == mu*N ;

[A,B] = equationsToMatrix([eqn1, eqn2, eqn3, eqn4], [N, Ff, Uz, Lz])
X = linsolve(A,B)

```

CÁLCULO DE FUERZAS EN LOS ANCLAJES DE LA SUSPENSIÓN A LA MANGUETA EN FRENADA MÁXIMA

```

Md = 70
Mc = 230
d = 0.166
h = 0.120
e = 0.001
mu = 1

Uy = 1650
syms N Ff Ux Lx
%Newton's equations yz axis
eqn1 = N-Uy == 0;
eqn2 = -Ff-Ux+Lx == 0;
%Momentun
eqn3 = Ux*d-Ff*h-N*e+Uy*0.015 == 0;
%Frictional force
eqn4 = Ff == mu*N ;

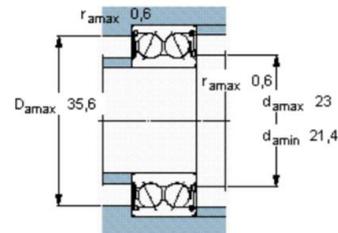
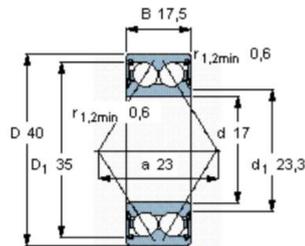
[A,B] = equationsToMatrix([eqn1, eqn2, eqn3, eqn4], [N, Ff, Ux, Lx])
X = linsolve(A,B)

```

CÁLCULO DE RODAMIENTOS

Angular contact ball bearings, double row

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Speed ratings		Mass kg
d	D	B	dynamic C	static C_0		Reference speed	Limiting speed	
mm			kN		kN	r/min		
17	40	17,5	14,3	8,8	0,365	-	12000	0,096



Calculation factors

$k_r = 0,06$
 $e = 0,8$
 $X = 0,63$
 $Y_1 = 0,78$
 $Y_2 = 1,24$
 $Y_0 = 0,66$

%Data from Bearing Spec Sheet

$Y_0 = 0.66$

$Y_1 = 0.78$

$Y_2 = 1.24$

$X = 0.63$

$e = 0.8$

%Cornering and Bump Forces

$F_r = 3120$ %FBump

$F_a = 1793-338$ %Fr in Cornering

$d = F_a / F_r$

%Equivalent static bearing load

$P_0 = F_r + Y_0 * F_a$

%Equivalent dynamic bearing load for a life of 10^6 revolutions

if $d < e$

$P = F_r + Y_1 * F_a$

elseif $d > e$

$P = X * F_r + Y_2 * F_a$

end

ANEXO 3: SUSTAINABLE DEVELOPMENT GOALS

The next table summarizes the sustainable development goals related to this Formula Student project:

SDG DIMENSION	SDG Identified	Role	Goal
Biosphere	-	-	-
Society	SDG 4: Quality education SDG 5: Gender Equality	Primary Primary	Encourage teenagers to study a university degree in STEM subjects. Giving women the same opportunities for engaging successful careers as men. Providing emotional support for vulnerable men as well as women.
Economy	SDG 10: Reduce Inequality	Primary	Introduce children from low socio-economic backgrounds to STEM subjects.

SUSSEX RACING EVENTS WITH A SDG DIMENSION

Sussex Racing organized a series of events and fundraisings to contribute to society in the different ways described above.

1. Movember Foundation

The main fundraising occurred through the support of the Movember Foundation, in which some members of the team raised £721 over the course of November. The fundraising took place to raise awareness for men's mental health, suicide prevention and research into prostate and testicular cancer. When speaking of gender equality, it is normally assumed that women are the victims of inequalities. However, men also suffer gender inequalities, for example: Asking for psychological help is not well seen by the traditional gender roles, which is one of the reasons why 75% of suicides are men. Although the team did not deal with these issues directly, it supported the foundation to raise for the cause.

2. University Widening Participation

The team committed to continuing the promotion of undertaking STEM subjects in further education. With a focus on increasing the number of young females pursuing careers in STEM as well as those from lower socio-economic backgrounds. This was performed in conjunction with the University Widening Participation days, performing interesting and varied tasks related to Engineering. These days were met with great feedback from the teachers, children and UWP staff involved.

University Widening Participation (UWP) formed a large percentage of the events organised. The Widening Participation days were organised in conjunction with the UWP team and the team members assisting. The days involved encouraging school children to explore the World of Engineering and further education through teaching numerous engineering principles in engaging ways.

UWP days consisted of Making Choices and Design a Race Car workshops, with six of the eight sessions being making choices and the remaining two being design a race car day.

At the conclusion of the eight UWP sessions, the schools involved are invited back for a graduation ceremony, in which, the pupils receive certificates to commemorate the experience.

Making Choices

These sessions involve the teaching of the design choices aspect of engineering, in a simplified way, with the session split into a morning and evening activity. The morning session consists of the designing and testing of a clay wet tyre tread. With the introduction explaining differences between wet and dry tyres and the importance in these differences in regards to simpler concepts. The pupil's designs are then tested for functionality, in regards to ability to redirect water from the centre of the wheel and aesthetics.

The afternoon sessions involves improving the aerodynamic design of a toy car with testing occurring in the wind tunnel. The pupils are introduced to aerodynamics through a number of varyingly aerodynamic vehicles as well as the biomimicry concept and the application of this principle. The teams of pupils are once again tested for design functionality and aesthetics.

The final combined scores for each session are determined and the winning team is selected, with trophies and certificates for varying achievements are awarded.

Design a Race Car

The design a race car sessions involved greater variance in the events organised, as multiple sessions were created for differing engineering principles to be taught. These sessions generally involved a more complex involvement into the engineering principles covered, due to the older year groups involved in these days. The groups were separated for each day due to the larger number of students present, this allowed for the sessions to run concurrently with differing workshops in the morning and afternoon.

The two sessions previously ran in other years have been a soldering workshop and computer aided design session. A new session was created by the Aerodynamics sub-team leader which involved the design of an impact structure for an egg drop.

The soldering session provides the students with a circuit board and components in which a fan system can be produced. They circuit, with assistance as to how to solder the components correctly. The end result is a circuit power with a small fan that is activated, for a time determined through a potentiometer, by a power switch. This is designed to produce a system related to the cooling system used in SR-20, with the principles explained through the undertaking of the workshop.

The computer aided design session provides the students with a wheel hub and informational booklet

to explain the steps required in SolidWorks. This provides the students with a first time use of CAD for the majority and therefore requires a detailed explanation from the team. A large amount of feedback from the students insinuates that the session is considered too complex and therefore, a new session was created to take the place of the CAD values.

The impact design session tasks the students to design a system that protects an egg when dropped from the balcony in the John Clifford West foyer. The students are provided with straws, string and card to produce the impact design and work in teams of two or three which are then tested. The theory of their application is related to the impact attenuator designs used in the SR-20 vehicle.

Feedback

From the conclusion of each session, the students and teachers were provided a feedback form to fill out, to ensure the sessions can be improved in subsequent sessions. The feedback is detailed in Table 6. below with 100 percent positive feedback on the enjoyment aspects and 90 percent positive feedback on the understanding of career paths related to STEM subjects.

Table 6 - Widening participation pupil feedback for enjoyment and understanding of STEM career paths

Outcome	I enjoyed this event	take me
<i>Strongly Agree</i>	44	31
<i>Agree</i>	26	24
<i>Neither</i>	0	8
<i>Disagree</i>	0	7
<i>Strongly Disagree</i>	0	0
...

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- [1] "Racing and Sports Car Chassis Design" Costin & Phipps
- [2] "Fundamentals of Vehicle Dynamics" Thomas D.Guillespie
- [3] "Race Car Vehicle Dynamics" William F. Milliken and Douglas L. Milliken
- [4] "Dynamic Analysis of Double Wishbone Suspension" Duygu Güler
- [5] Matweb
- [6] Dr E. Petrov Lecture University of Sussex
- [7] Sussex Racing 2017 Dissertation
- [8] Sussex Racing 2018 Dissertation
- [9] Sussex Racing 2019 Dissertation