



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH

Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO FINAL DE GRADO  
**Grado en Ingeniería Mecánica**  
**DISEÑO DE BICICLETA ACUATICA**



**Memoria y Anexos**

**Autor:** Jesús Alejandro Martínez Warton  
Miquel Espada López

**Director:** Reyna Mercedes Peña Aguilar

**Convocatoria:** Mes de junio/julio 2021





## Resumen

Este trabajo de fin de grado muestra los pasos a seguir para poder construir un sistema de propulsión, flotación y guiado, acoplable a una bicicleta convencional con materiales y herramientas al alcance de todos. Este mecanismo será además fácilmente plegable y transportable en un vehículo de tamaño medio.

Para ello se hace un uso de componentes comercializados por varios vendedores que con ligeras modificaciones pueden servir dicho propósito, así como diversos softwares de diseño mecánico para poder simular las condiciones de funcionamiento del dispositivo y de esta manera tener la posibilidad de comprobar su viabilidad.

EL desarrollo de este dispositivo podrá verse a lo largo de 7 capítulos:

En los primeros tres capítulos se introducen varios conceptos y una aproximación al proyecto mediante requisitos de diseño con la intención de sentar las bases de lo que se busca con su realización. Incluyendo estudios de mercado. También se muestra el alcance del proyecto e introduce la normativa aplicable, así como sus efectos sobre los requisitos de diseño. Acto seguido se comienza con el planteamiento de algunos prototipos que se adecuan a los requerimientos de los capítulos 1 y 2, así como su análisis y el porqué de cada decisión.

Pasados los tres primeros capítulos se da paso al cuarto y quinto, cuyo contenido contiene el grueso del desarrollo, cálculo y simulación de los diferentes subconjuntos que forman el dispositivo. Entre ellos se encuentran la estructura trasera, estructura delantera, dirección, transmisión, propulsión y flotadores. Cada uno de estos cuenta con sus respectivas justificaciones de diseño, selección de materiales y simulación que demuestran o no la viabilidad de las soluciones propuestas.

Cabe destacar que dicho capítulo conforma el núcleo del proyecto, por lo que es substancialmente más extenso que el resto.

Seguidamente se pasa al informe de impacto ambiental del capítulo 6, donde se estudian los efectos de construcción y uso del dispositivo en un entorno natural, incluyendo posibles mejoras y alternativas.

Finalmente, se presentan las conclusiones del proyecto y un presupuesto para poder tener una idea del coste económico que podría suponer en caso de ser fabricado de manera física.

## Resum

Aquest treball de fi de grau mostra els passos a seguir per poder construir un sistema de propulsió, flotació i guiat, acoblable a una bicicleta convencional amb materials i eines a l'abast de tots. Aquest mecanisme serà a més fàcilment plegable i transportable en un vehicle de mida mitjana.

Per a això es fa un ús de components comercialitzats per diversos venedors que amb lleugeres modificacions poden servir aquest propòsit, així com diversos programaris de disseny mecànic per poder simular les condicions de funcionament del dispositiu i d'aquesta manera tenir la possibilitat de comprovar la seva viabilitat.

EL desenvolupament d'aquest dispositiu es podrà veure al llarg de 7 capítols:

En els primers tres capítols s'introdueixen diversos conceptes i una aproximació a el projecte mitjançant requisits de disseny amb la intenció d'establir les bases del que es busca amb la seva realització. Inclouent estudis de mercat. També es mostra l'abast del projecte i introdueix la normativa aplicable, així com els seus efectes sobre els requisits de disseny. Tot seguit es comença amb el plantejament d'alguns prototips que s'adeqüen als requeriments dels capítols 1 i 2, així com la seva anàlisi i el perquè de cada decisió.

Passats els tres primers capítols es dona pas a la cambrà i cinquè, el contingut conté el gruix del desenvolupament, càlcul i simulació dels diferents subconjunts que formen el dispositiu. Entre ells es troben l'estructura posterior, estructura davantera, direcció, transmissió, propulsió i flotadors. Cada un d'aquests compta amb les seves respectives justificacions de disseny, selecció de materials i simulació que demostren o no la viabilitat de les solucions proposades.

Cal destacar que aquest capítol conforma el nucli del projecte, de manera que és substancialment més extens que la resta.

Seguidament es passa a l'informe d'impacte ambiental del capítol 6, on s'estudien els efectes de construcció i ús del dispositiu en un entorn natural, incloent possibles millores i alternatives.

Finalment, es presenten les conclusions del projecte i un pressupost per poder tenir una idea del cost econòmic que podria suposar en cas de ser fabricat de manera física.

## Abstract

This final degree project shows the steps to follow in order to build a propulsion, flotation and guidance system that can be attached to a conventional bicycle with materials and tools available to everyone. This mechanism will also be easily foldable and transportable in a medium-sized vehicle.

To do this, use is made of components marketed by various vendors that with slight modifications can serve this purpose, as well as various mechanical design software to be able to simulate the operating conditions of the device and thus have the possibility of verifying its viability.

The development of this device can be seen throughout 7 chapters:

In the first three chapters several concepts and an approach to the project through design requirements are introduced with the intention of laying the foundations of what is sought with its realization. Including market research. It also shows the scope of the project and introduces the applicable regulations, as well as their effects on the design requirements. This is followed by a presentation of some prototypes that meet the requirements of chapters 1 and 2, as well as their analysis and the reason for each decision.

After the first three chapters, the fourth and fifth are followed, the content of which contains the bulk of the development, calculation and simulation of the different subsets that make up the device. These include the rear frame, front frame, steering, transmission, propulsion, and floats. Each of these has its respective design, material selection and simulation justifications that demonstrate or not the viability of the proposed solutions.

It should be noted that this chapter forms the core of the project, so it is substantially more extensive than the rest.

This is followed by the environmental impact report in chapter 6, where the effects of construction and use of the device in a natural environment are studied, including possible improvements and alternatives.

Finally, the conclusions of the project and a budget are presented in order to have an idea of the economic cost that it could entail in case of being manufactured physically.

## Agradecimientos

Los dos autores de este TFG, Miquel y Jesús, nos conocimos en el segundo año de carrera, en las prácticas de laboratorio de termodinámica, y desde entonces hemos compartido muchas cosas juntos; largas horas de estudio, exámenes sufridos, muchos informes y proyectos entregados en conjunto, y sobre todo, una gran pasión y dedicación por el mundo de la ingeniería que se ha visto acrecentado por el gran equipo de profesores que hemos tenido a lo largo de los años y que ha fomentado nuestra curiosidad e interés en este campo. A todos ellos les damos las gracias de corazón.

También queremos agradecer a aquellos que nos han formado como profesionales y como personas, realizando un trabajo que nunca se podrá valorar lo suficiente. También a nuestras familias, que nos ha dedicado todo su tiempo, todo su esfuerzo y todos sus recursos con tal de ayudarnos y formarnos lo mejor posible para afrontar la vida.

Nos llena de orgullo y nostalgia el haber llegado al final de este recorrido, y solo resta un último paso que dar en la forma de este TFG que no habría sido posible sin la excelente tutoría de la profesora Mercedes Peña, a quien agradecemos su enorme labor y paciencia.

## Glosario

Termino	definición
A	Área transversal [m <sup>2</sup> ]
a <sub>cg</sub>	Aceleración respecto al centro de gravedad [m/s <sup>2</sup> ]
a <sub>n</sub>	Aceleración normal [m/s <sup>2</sup> ]
B	numero de aletas
C	Velocidad relativa respecto al fluido [m/s]
C <sub>d</sub>	Coefficiente de arrastre o Drag
C <sub>l</sub>	lift coeficiente
C <sub>p</sub>	Coefficiente de potencia
C <sub>s</sub>	Coefficiente de torque
C <sub>t</sub>	Coefficiente de empuje
D	Distancia [m]
D <sub>sp</sub>	Diámetro del eje de la helice [m]
F	Fuerza mecánica [N]
F <sub>d</sub>	Fuerza arrastre [N]
$\eta$	Eficiencia de la helice [%]
I <sub>A</sub>	Momento de inercia respecto a el eje de rotación [Kg.m <sup>2</sup> ]
I <sub>CG</sub>	Momento de inercia respecto al centro de gravedad [Kg.m <sup>2</sup> ]
J	Ratio de avance
L	Longitud de cuerda [m]
M	masa [Kg]
M <sub>CG</sub>	Par torsor respecto al centro de gravedad [N/m <sup>2</sup> ]
M <sub>T</sub>	Par torsor [N/m <sup>2</sup> ]
P	Potencia [P]
Q	Torque [Nm]
$\rho$	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mathbf{r}_0$	vector posición [m]
Re	Numero de Reynolds
rpm	Revoluciones por minuto [rev/min]
T	thurst o empuje [N]
v	Velocidad de avance [m/s]
V <sub>A</sub>	Velocidad lineal [m/s]
w	Velocidad angular [Rad/s]
$\alpha$	Aceleración angular [Rad/s <sup>2</sup> ]
$\mu$	Viscosidad dinámica [N*s/m <sup>2</sup> ]



# Índice de contenidos

RESUMEN .....	1
RESUM.....	2
ABSTRACT.....	3
AGRADECIMIENTOS .....	4
GLOSARIO.....	5
ÍNDICE DE CONTENIDOS .....	6
ÍNDICE DE FIGURAS .....	8
ÍNDICE DE TABLAS .....	12
<b>1. PREFACIO.....</b>	<b>14</b>
1.1 ORIGEN DEL TRABAJO.....	14
1.2 APLICACIÓN DE CONOCIMIENTOS.....	14
1.3 REQUERIMIENTOS PREVIOS .....	14
1.3.1 <i>Estudio de mercado</i> .....	15
1.3.2 <i>Resumen de modelos estudiados</i> .....	19
1.3.3 <i>Requisitos del diseño</i> .....	19
<b>2. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>20</b>
2.1 MOTIVACIÓN .....	20
2.2 OBJETIVOS .....	20
2.3 ALCANCE DEL TRABAJO.....	20
2.4 COMPARACIÓN DE MODELOS ESTUDIADOS .....	21
2.5 BÚSQUEDA DE NORMATIVA.....	24
2.5.1 <i>Normativa encontrada</i> .....	24
2.5.2 <i>Limitaciones de diseño, según normativas</i> .....	25
2.6 PLAN DE TRABAJO.....	26
<b>3. PROTOTIPOS PLANTEADOS .....</b>	<b>27</b>
3.1 PROTOTIPO Nº1: PARALELOGRAMO .....	27
3.2 PROTOTIPO Nº2: PARALELOGRAMO 2 .....	29
3.3 PROTOTIPO Nº3: RUEDA DE FRICCIÓN.....	30
3.3.1 <i>Análisis de los prototipos propuestos</i> .....	31
<b>4. DISEÑO DEL DISPOSITIVO .....</b>	<b>34</b>
4.1 INTRODUCCIÓN.....	34
4.2 DISEÑO DE MECANISMO DE IMPULSIÓN DE BARRAS.....	35
4.2.1 <i>Cálculo Cinemático del mecanismo</i> .....	37
4.2.2 <i>Cálculo cinético del mecanismo</i> .....	41
4.2.3 <i>Simulación de mecanismo: Solidworks motion</i> .....	51
4.2.4 <i>Comparación de resultados</i> .....	52
4.3 CÁLCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN .....	54
4.3.1 <i>Calculo de reacciones en los apoyos</i> .....	57
4.3.2 <i>Selección de rodamientos por software calculador SKF</i> .....	60
4.3.3 <i>Determinación de resistencia de árboles de trasmisión</i> .....	61
4.4 SISTEMA DE PROPULSIÓN .....	67
4.4.1 <i>Selección de la hélice</i> .....	70
4.4.2 <i>Configuración de Javaprop</i> .....	71

4.4.3	Selección de Helice.....	76
4.5	DISEÑO DE FLOTADORES .....	78
4.5.1	Materiales empleados en flotadores.....	80
4.5.2	Cálculo: velocidad desarrollada por la bicicleta .....	83
4.5.3	Análisis de carga lateral del flotador.....	88
4.5.4	Análisis de carga frontal del flotador .....	94
4.6	DISEÑO DE ESTRUCTURA DELANTERA, TRASERA Y DIRECCIÓN.....	100
4.6.1	Materiales empleados en estructuras delantera, trasera y dirección .....	101
4.6.2	Estructura trasera.....	104
4.6.3	Estructura delantera.....	118
4.6.4	Sistema de dirección .....	129
<b>5.</b>	<b>ESTRUCTURA DE SOPORTE DE TRANSMISIÓN .....</b>	<b>130</b>
5.1	CONDICIONES DE SIMULACIÓN .....	131
5.1.1	Cargas y restricciones .....	132
5.1.2	Mallado.....	133
5.1.3	Resultados obtenidos.....	134
5.1.4	Análisis de convergencia.....	135
<b>6.</b>	<b>ESPECIFICACIONES DEL DISPOSITIVO .....</b>	<b>136</b>
<b>7.</b>	<b>ANÁLISIS DE IMPACTO AMBIENTAL.....</b>	<b>137</b>
7.1	.....	137
7.2	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO .....	137
7.3	ESTIMACIÓN DE EMISIONES .....	137
7.4	TIPOS DE RESIDUOS VERTIDOS .....	138
7.5	MEDIDAS PREVENTIVAS Y CORRECTORAS.....	139
	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>140</b>
	<b>PRESUPUESTO .....</b>	<b>141</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>145</b>
	<b>ANEXOS .....</b>	<b>150</b>
	ANEXO A DETERMINACIÓN DE LONGITUD DE ÁRBOLES .....	151
	ANEXO B CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DE BARRAS .....	155
	ANEXO C: CÁLCULO DE MOMENTO TORSOR.....	158
	ANEXO D: DETERMINACIÓN DE REACCIONES EN LOS APOYOS .....	159
	ANEXO E: SELECCIÓN DE RODAMIENTOS CALCULADOR SKF.....	167
	<i>Calculo teórico de rodamientos.....</i>	<i>168</i>
	ANEXO F: SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS .....	174
	<i>Chaveteros.....</i>	<i>174</i>
	<i>Tornillos .....</i>	<i>177</i>
	<i>Selección de ruedas dentadas .....</i>	<i>179</i>
	ANEXO G PLANOS.....	181

## Índice de figuras

<b>FIGURA 1-1 SCHILLER BIKE S1-C [36]</b> .....	<b>15</b>
<b>FIGURA 1-2 HYDROFOILER XE-1 [34]</b> .....	<b>16</b>
<b>FIGURA 1-3 SHUTTLE BIKE KIT [37]</b> .....	<b>17</b>
<b>FIGURA 1-4 HYDROBIKE EXPLORER [35]</b> .....	<b>18</b>
<b>FIGURA 2-1 PLAN DE TRABAJO COMPLETO</b> .....	<b>26</b>
<b>FIGURA 3-1 PROTOTIPO Nº1</b> .....	<b>27</b>
<b>FIGURA 3-2 MECANISMO: PARALELOGRAMO ARTICULADO</b> .....	<b>28</b>
<b>FIGURA 3-3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO</b> .....	<b>28</b>
<b>FIGURA 3-4 PROTOTIPO Nº2</b> .....	<b>29</b>
<b>FIGURA 3-5 PROTOTIPO Nº3</b> .....	<b>30</b>
<b>FIGURA 3-6 DISTANCIA APROXIMADA AL AGUA</b> .....	<b>31</b>
<b>FIGURA 3-7 PLATAFORMA DE APOYO</b> .....	<b>32</b>
<b>FIGURA 3-8 ALTURA DEL CONJUNTO</b> .....	<b>32</b>
<b>FIGURA 4-1 CONJUNTO MONTADO VISTA GENERAL</b> .....	<b>34</b>
<b>FIGURA 4-2 MECANISMO DE 4 BARRAS</b> .....	<b>36</b>
<b>FIGURA 4-3 DIAGRAMA SOLIDO LIBRE DE LAS BARRAS DEL MECANISMO</b> .....	<b>41</b>
<b>FIGURA 4-4 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA BARRA Nº3</b> .....	<b>45</b>
<b>FIGURA 4-5 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE BARRA Nº4</b> .....	<b>46</b>
<b>FIGURA 4-6 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE BARRA Nº2</b> .....	<b>47</b>
<b>FIGURA 4-7 FORMA MATRICIAL DEL SISTEMA DE ECUACIONES</b> .....	<b>48</b>
<b>FIGURA 4-8 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL MECANISMO</b> .....	<b>48</b>
<b>FIGURA 4-9 RESULTADOS CÁLCULO TEÓRICO</b> .....	<b>50</b>
<b>FIGURA 4-9 COMPARACIÓN DE RESULTADOS</b> .....	<b>53</b>
<b>FIGURA 4-11 ÁRBOL Nº1 FLECTOR PLANO XZ</b> .....	<b>61</b>
<b>FIGURA 4-12 ÁRBOL Nº1 FLECTOR PLANO YZ</b> .....	<b>62</b>
<b>FIGURA 4-13 ÁRBOL Nº2 FLECTOR PLANO XZ</b> .....	<b>62</b>
<b>FIGURA 4-14 ÁRBOL Nº2 FLECTOR PLANO YZ</b> .....	<b>63</b>
<b>FIGURA 4-15 ÁRBOL Nº3 FLECTOR PLANO XZ</b> .....	<b>63</b>
<b>FIGURA 4-16 ÁRBOL Nº3 FLECTOR PLANO YZ</b> .....	<b>64</b>
<b>FIGURA 4-17 PROPULSIONES POR HELICE [51]</b> .....	<b>67</b>
<b>FIGURA 4-18 PASÓ DE HELICE [51]</b> .....	<b>68</b>
<b>FIGURA 4-19 LÍNEAS DE PALA [30]</b> .....	<b>68</b>
<b>FIGURA 4-20 ÁNGULOS DE PALA (RAKE ANGLE)[31]</b> .....	<b>69</b>
<b>FIGURA 4-21 ÁNGULOS DE PALA (SKEW ANGLE)[31]</b> .....	<b>69</b>
<b>FIGURA 4-22 ESPESORES DE PALA[30]</b> .....	<b>69</b>
<b>FIGURA 4- 23 CONFIGURACIÓN DE FLUIDO</b> .....	<b>71</b>

<b>FIGURA 4-24 CONFIGURACIÓN DE HELICE .....</b>	<b>72</b>
<b>FIGURA 4-25 CONFIGURACIÓN DE PERFIL.....</b>	<b>73</b>
<b>FIGURA 4- 26 EFICIENCIA DE LA HELICE.....</b>	<b>74</b>
<b>FIGURA 4- 27 EMPUJE PRODUCIDO.....</b>	<b>74</b>
<b>FIGURA 4-28 COEFICIENTE DE EMPUJE Y POTENCIA .....</b>	<b>75</b>
<b>FIGURA 4-29 SELECCIÓN DE HELICE COMERCIAL [38] .....</b>	<b>77</b>
<b>FIGURA 4-31 FLOTADOR CON MEJORA HIDRODINÁMICA .....</b>	<b>79</b>
<b>FIGURA 4-30 SECCIÓN DEL FLOTADOR.....</b>	<b>79</b>
<b>FIGURA 4-32 VISTA EXPLOSIONADA DE FLOTADOR.....</b>	<b>79</b>
<b>FIGURA 4-33 PERFIL CILÍNDRICO [20].....</b>	<b>84</b>
<b>FIGURA 4-34 PERFIL SEMIESFÉRICO [20].....</b>	<b>85</b>
<b>FIGURA 4-35 FLOTADOR SIMPLE .....</b>	<b>87</b>
<b>FIGURA 4-36 FLOTADOR MEJORADO .....</b>	<b>87</b>
<b>FIGURA 4-37 MODELO DE FLOTADOR INDIVIDUAL AISLADO.....</b>	<b>89</b>
<b>FIGURA 4-38 RESTRICCIÓN APLICADA EN ABRAZADERA.....</b>	<b>90</b>
<b>FIGURA 4-39 DETALLES DEL MALLADO DEL FLOTADOR .....</b>	<b>91</b>
<b>FIGURA 4-40 CONJUNTO DE FLOTADOR MALLADO .....</b>	<b>91</b>
<b>FIGURA 4-41 GRÁFICO DE CONVERGENCIA DE FLOTADOR .....</b>	<b>92</b>
<b>FIGURA 4-42 DESPLAZAMIENTOS DE FLOTADOR.....</b>	<b>93</b>
<b>FIGURA 4-43 TENSIONES VON MISES DE FLOTADOR .....</b>	<b>93</b>
<b>FIGURA 4-44 CARGAS Y RESTRICCIONES DE FLOTADOR EN FRONTAL.....</b>	<b>95</b>
<b>FIGURA 4-45 DETALLES DE MALLA FLOTADOR FRONTAL.....</b>	<b>96</b>
<b>FIGURA 4-46 MALLA FLOTADOR FRONTAL .....</b>	<b>96</b>
<b>FIGURA 4-47 GRÁFICO DE CONVERGENCIA PARA DRAG DE FLOTADOR .....</b>	<b>97</b>
<b>FIGURA 4-48 TENSIÓN VON MISES EN FLOTADOR.....</b>	<b>98</b>
<b>FIGURA 4-49 DESPLAZAMIENTOS EN FLOTADOR.....</b>	<b>98</b>
<b>FIGURA 4-50 PERFIL DE 30X22 UTILIZADO POR DEFECTO [41] .....</b>	<b>103</b>
<b>FIGURA 4-51 ESTRUCTURA TRASERA.....</b>	<b>104</b>
<b>FIGURA 4-52 MONTAJE DE ESTRUCTURA TRASERA EN CUADRO DE BICI .....</b>	<b>104</b>
<b>FIGURA 4-53 MÉTODO DE AGARRE DE ESTRUCTURA TRASERA AL CUADRO .....</b>	<b>105</b>
<b>FIGURA 4-54 MÉTODO DE AGARRE DE ESTRUCTURA A FLOTADOR.....</b>	<b>105</b>
<b>FIGURA 4-55 CARGAS EN AGARRES TRASEROS.....</b>	<b>108</b>
<b>FIGURA 4-56 RESTRICCIONES ESTRUCTURA TRASERA .....</b>	<b>109</b>
<b>FIGURA 4-57 CARACTERÍSTICAS DE MALLADO DE ESTRUCTURA TRASERA .....</b>	<b>110</b>
<b>FIGURA 4-58 ESTRUCTURA TRASERA MALLADA .....</b>	<b>110</b>
<b>FIGURA 4-59 GRÁFICO DE CONVERGENCIA DE ESTRUCTURA TRASERA .....</b>	<b>111</b>
<b>FIGURA 4-60 TENSIÓN VON MISES EN ESTRUCTURA TRASERA .....</b>	<b>112</b>
<b>FIGURA 4-61 TENSIÓN VON MISES EN AGARRE TRASERO .....</b>	<b>112</b>
<b>FIGURA 4-62 PICO DE TENSIÓN VON MISES EN ESTRUCTURA TRASERA .....</b>	<b>114</b>

<i>FIGURA 4-63 TUBOS NORMALIZADOS DISPONIBLES [41]</i> .....	115
<i>FIGURA 4-64 NUEVOS RESULTADOS PARA PROBLEMA 1</i> .....	115
<i>FIGURA 4-65 NUEVOS RESULTADOS PROBLEMA</i> .....	116
<i>FIGURA 4-66 DESPLAZAMIENTOS ESTRUCTURA TRASERA</i> .....	117
<i>FIGURA 4-67 DELANTERA ENSAMBLADA</i> .....	118
<i>FIGURA 4-68 ESTRUCTURA DELANTERA</i> .....	120
<i>FIGURA 4-69 VECTOR DE CARGAS APLICADAS, VISTA DE SECCIÓN</i> .....	121
<i>FIGURA 4-70 RESTRICCIÓN APLICADA EN BASE DE LA ESTRUCTURA DELANTERA</i> .....	122
<i>FIGURA 4-71 DETALLES MALLADO DE ESTRUCTURA DELANTERA</i> .....	123
<i>FIGURA 4-72 MALLADO DE ESTRUCTURA DELANTERA</i> .....	123
<i>FIGURA 4-72 GRÁFICO DE CONVERGENCIA DE ESTRUCTURA DELANTERA</i> .....	124
<i>FIGURA 4-73 TENSIONES VON MISES DE ESTRUCTURA TRASERA</i> .....	125
<i>FIGURA 4-74 PICO DE TENSIÓN VON MISES EN CODO DE UNIÓN ENTRE FLOTADOR Y TRAVESAÑO</i> .....	126
<i>FIGURA 4-75 PICO DE TENSIÓN EN ESTRUCTURA DELANTERA</i> .....	127
<i>FIGURA 4-76 DESPLAZAMIENTOS ESTRUCTURA DELANTERA</i> .....	128
<i>FIGURA 4-78 ALETA PLEGABLE DE DIRECCIÓN [43]</i> .....	129
<i>FIGURA 4-77 SISTEMA DE DIRECCIÓN</i> .....	129
<i>FIGURA 5- 1 ESTRUCTURA DE SUJECIÓN SISTEMA DE TRANSMISIÓN</i> .....	130
<i>FIGURA 5- 3 CONDICIONES DE CARGAS Y RESTRICCIONES</i> .....	132
<i>FIGURA 5- 4 MALLADO DE GEOMETRÍA</i> .....	133
<i>FIGURA 5- 5 EJEMPLO DE CARACTERÍSTICAS DE MALLADO</i> .....	133
<i>FIGURA 5- 6 RESULTADOS TENSIÓN VON MISES</i> .....	134
<i>FIGURA 5- 7 RESULTADOS DESPLAZAMIENTOS</i> .....	134
<i>FIGURA 5.7 GRAFICO DE CONVERGENCIA</i> .....	135
<i>FIGURA ANEXO A 1- 2 LONGITUD ÁRBOL Nº2 APROXIMADA</i> .....	152
<i>FIGURA ANEXO A 1- 3 LONGITUD ÁRBOL Nº3 [38]</i> .....	153
<i>FIGURA ANEXO B 1-1 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS (BARRA Nº2)</i> .....	155
<i>FIGURA ANEXO B 1-2 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS BARRA Nº3</i> .....	156
<i>FIGURA ANEXO B 1-3 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS BARRA Nº4</i> .....	157
<i>FIGURA ANEXO D 1-1 DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS RUEDA Nº1 Y Nº2</i> .....	159
<i>FIGURA ANEXO D 1-2 DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS RUEDA Nº3 Y Nº4</i> .....	159
<i>FIGURA ANEXO D 1-3 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº1</i> .....	160
<i>FIGURA ANEXO D 1-4 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº1 PLANO YZ</i> .....	160
<i>FIGURA ANEXO D 1- 5 DIAGRAMA FUERZA CORTANTE ÁRBOL Nº1</i> .....	161
<i>FIGURA ANEXO D 1-5 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº1 PLANO XZ</i> .....	161
<i>FIGURA ANEXO D 1-6 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE</i> .....	161
<i>FIGURA ANEXO D 1-7 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº2</i> .....	162
<i>FIGURA ANEXO D 1- 18 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº2 PLANO YZ</i> .....	162
<i>FIGURA ANEXO D 1- 19 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE</i> .....	163

<b>FIGURA ANEXO D 1- 20 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº2 PLANO XZ.....</b>	<b>163</b>
<b>FIGURA ANEXO D 1- 21 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE.....</b>	<b>163</b>
<b>FIGURA ANEXO D 1- 22 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº3.....</b>	<b>164</b>
<b>FIGURA ANEXO D 1- 23 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº3 PLANO YZ.....</b>	<b>164</b>
<b>FIGURA ANEXO D 1- 24 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE.....</b>	<b>165</b>
<b>FIGURA ANEXO D 1- 25 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN Nº3 PLANO XZ.....</b>	<b>165</b>
<b>FIGURA ANEXO D 1- 26 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE.....</b>	<b>165</b>
<b>FIGURA ANEXO E 1-1 SOFTWARE DE CÁLCULO SKF [52].....</b>	<b>167</b>
<b>FIGURA ANEXO E 1-2 EVALUACIONES DE RODAMIENTO [52].....</b>	<b>167</b>
<b>FIGURA ANEXO E 1-3 FIGURA TABLA DE VALORES DE X E Y [32].....</b>	<b>169</b>
<b>FIGURA ANEXO E 1-4 TABLA DE FIABILIDAD PARA RODAMIENTOS [32].....</b>	<b>170</b>
<b>FIGURA ANEXO E 1-5 VALORES DE COEFICIENTE DE SUCIEDAD AMBIENTAL [32].....</b>	<b>170</b>
<b>FIGURA ANEXO F 1-1 TABLA DE MEDIDAS DE CHAVETEROS [54].....</b>	<b>174</b>
<b>FIGURA ANEXO F 1-2 DIAGRAMA DE TORNILLO PASADOR.....</b>	<b>177</b>
<b>FIGURA ANEXO F 1-3 DIAGRAMA DE TORNILLO CABEZA HEXAGONAL [56].....</b>	<b>178</b>
<b>FIGURA ANEXO F 1-3 SELECCIÓN DE RUEDAS 3 Y 4 [40].....</b>	<b>179</b>
<b>FIGURA ANEXO F 1-4 SELECCIÓN DE RUEDAS 1 Y 2 [40].....</b>	<b>180</b>

## Índice de tablas

TABLA 1-1 MODELOS ESTUDIADOS .....	19
TABLA 1-2 REQUISITOS DE DISEÑO.....	19
TABLA 2-1 COMPARACIÓN DE MODELOS ESTUDIADOS.....	21
TABLA 2-2 ESCALA DE VALORES POR CAPACIDAD DE FLOTACIÓN .....	21
TABLA 2-3 ESCALA DE VALORES POR VELOCIDAD MÁXIMA ALCANZADA.....	21
TABLA 2-4 ESCALA DE VALORES POR PRECIO DE COMPRA .....	22
TABLA 2-5 ESCALA DE VALORES POR PESO DEL CONJUNTO.....	22
TABLA 2-6 ESCALA DE VALORES POR FACILIDAD DE TRANSPORTE .....	22
TABLA 2-7 VALORACIÓN POR RESISTENCIA A LOS DAÑOS.....	22
TABLA 2-8 VALORACIÓN POR FACILIDAD DE MONTAJE.....	23
TABLA 2-9 NORMATIVAS EXISTENTES .....	24
TABLA 2-10 LIMITACIÓN POR NORMATIVA.....	25
TABLA 2-11 TAREAS DE PLAN DE TRABAJO.....	26
TABLA 3-1 ANÁLISIS PROTOTIPO Nº1 .....	31
TABLA 3-2 ANÁLISIS PROTOTIPO Nº2 .....	32
TABLA 3-3 ANÁLISIS PROTOTIPO Nº3 .....	33
TABLA 4-1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL MECANISMO DE BARRAS.....	35
TABLA 4-2 CARACTERÍSTICAS DEL MECANISMO .....	36
TABLA 4-3 RESUMEN DE RESULTADOS DE ACELERACIONES .....	40
TABLA 4-4 RESULTADOS ACELERACIONES DE CENTROS DE GRAVEDAD.....	43
TABLA 4-5 RESULTADOS FUERZA DE INERCIA DE BARRA.....	44
TABLA 4-6 RESULTADOS DE REACCIONES DE BARRAS .....	49
TABLA 4-7 CARACTERÍSTICAS DEL MECANISMO PARA SIMULACIÓN .....	51
TABLA 4-8 RESUMEN DE RESULTADOS M012.....	52
TABLA 4-9 RESUMEN DE TORQUE MEDIDOS [7].....	54
TABLA 4-10 RESUMEN DE CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS RUEDAS DENTADAS .....	55
TABLA 4-11 RESUMEN DE TORQUE Y RPM .....	56
TABLA 4-12 RESUMEN DE FUERZAS EN ENGRANAJES CÓNICOS.....	58
TABLA 4-13 RESUMEN DIRECCIONES FUERZAS EN RUEDAS DENTADAS.....	58
TABLA 4-14 RESULTADOS DE REACCIONES EN LOS APOYOS .....	59
TABLA 4-15 CARACTERÍSTICAS DE LOS RODAMIENTOS SELECCIONADOS .....	60
TABLA 4-16 DATOS PARA EL CÁLCULO DE RESISTENCIA.....	61
TABLA 4-17 RESUMEN DE PUNTOS CRÍTICOS DE ROTURA.....	64
TABLA 4-18 RESULTADOS TENSIONES.....	65
TABLA 4-19 RESUMEN DE CÁLCULO DE RESISTENCIA .....	66
TABLA 4-20 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE FLOTADOR PVC.....	79

TABLA 4-21 PROPIEDADES DEL PVC RÍGIDO. [15] .....	80
TABLA 4-22 PROPIEDADES DE ACERO INOXIDABLE AL CROMO [15] .....	82
TABLA 4-23 ESTUDIO DE CONVERGENCIA DEL FLOTADOR.....	92
TABLA 4-24 ESTUDIO DE CONVERGENCIA PARA DRAG DE FLOTADOR .....	97
TABLA 4-25 PROPIEDADES DEL ALUMINIO 6063 T1 [15].....	101
TABLA 4-26 PROPIEDADES DEL ALUMINIO 6063 T5 [15].....	102
TABLA 4-27 PROPIEDADES DE ACERO INOXIDABLE AL CROMO [15].....	102
TABLA 4-28 ESTUDIO DE CONVERGENCIA DE ESTRUCTURA TRASERA .....	111
TABLA 4-29 ESTUDIO DE CONVERGENCIA DE ESTRUCTURA DELANTERA.....	124
TABLA 5-1 RESULTADOS ESTRUCTURA DE SUJECIÓN.....	135
TABLA 6-1 ESPECIFICACIONES DEL DISPOSITIVO .....	136
TABLA ANEXO A 1- 1 LONGITUD ÁRBOL Nº1 .....	151
TABLA ANEXO A 1- 2 LONGITUD DE SUJECIÓN .....	152
TABLA ANEXO A 1- 3 RESUMEN DE MEDIDAS ÁRBOL Nº2 .....	153
TABLA ANEXO A 1- 4 LONGITUD ÁRBOL Nº3 .....	154
TABLA ANEXO B 1-1 RESULTADOS ESTUDIO J. GARCIA-LOPEZ [7].....	158
TABLA ANEXO D 1- 1 REACCIONES EN LOS APOYOS.....	166
TABLA ANEXO E 1-1 RESUMEN DE CARACTERÍSTICAS DE RODAMIENTOS .....	168
TABLA ANEXO E 1-2 RESUMEN DE RESULTADOS CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS.....	169
TABLA ANEXO E 1-3 RESUMEN DE RESULTADOS FACTOR SKF .....	172
TABLA ANEXO E 1-4 VIDA EN HORAS DE RODAMIENTO TEÓRICO .....	173
TABLA ANEXO F 1-1 CARACTERÍSTICAS DE CHAVETEROS.....	175
TABLA ANEXO F 1-2 RESUMEN DE LONGITUD DE CHAVETEROS .....	176
TABLA ANEXO F 1-3 TOLERANCIAS ÁRBOL Nº1.....	176
TABLA ANEXO F 1-4 TOLERANCIAS ÁRBOL Nº2.....	176
TABLA ANEXO F 1-5 TOLERANCIAS ÁRBOL Nº3.....	176
TABLA ANEXO F 1-6 COTAS DE TORNILLO.....	177



# 1. Prefacio

## 1.1 Origen del trabajo

Inicialmente el trabajo fue propuesto como una modificación para una tabla de surf que funcione a pedales, pero esta idea fue descartada ante la posibilidad de crear un dispositivo de mayores prestaciones y coste menor que pudiese ser transportado con relativa facilidad.

## 1.2 Aplicación de conocimientos

Una de las metas para este proyecto es aplicar los conocimientos adquiridos durante la carrera en algo tangible y que aúna diversos campos ya vistos durante el grado en ingeniería mecánica, comprendidos en asignaturas como mecánica de fluidos, diseño de máquinas, fabricación, materiales, dinámica y proyectos, así como conocimientos de software como AutoCAD y Solidworks entre otros.

## 1.3 Requerimientos previos

Este proyecto se pensó después de realizar una búsqueda por diferentes webs dedicadas a actividades de recreo en entornos como el mar, en esta búsqueda se llegó a la conclusión que las bicicletas acuáticas son una forma de ocio novedosa pero que no está al alcance de todo el mundo, estos vehículos son costosos por lo que utilizando este inconveniente como motivación con este proyecto se busca diseñar una bicicleta acuática que sea accesible para poder disfrutar de esta forma de ocio

### 1.3.1 Estudio de mercado

En este proyecto se intenta diseñar una bicicleta acuática, este tipo de bicicleta en el mercado cuenta con diversos modelos los cuales presentan cualidades que hacen que sea posible diferenciarlos fácilmente por lo que como punto de partida para este proyecto se realiza un estudio de mercado con los modelos más utilizados con el fin de encontrar las características más significativas en su funcionamiento.

#### 1.3.1.1 Modelo N°1: Schiller bike S1-C



Figura 1-1 Schiller bike S1-C [36]

El Schiller bike S1-C está diseñado para ser montado y desmontado con facilidad al estar dividido en 2 partes. El cuerpo principal se asemeja al cuadro de una bicicleta convencional con la diferencia de esta conectada al sistema de impulsión y el sistema de flotación conformado por dos flotadores inflables conectados al marco mediante tubos de aluminio.

#### Características principales:

Velocidad: puede alcanzar velocidades de hasta 15 km/h

Capacidad: Está diseñada para soportar cargas de 140 kg

Peso: El peso de todo el conjunto es aproximadamente 45 kg

Materiales: Aluminio Anodizado con soldaduras T6 y flotadores de tejido de poliuretano

Forma de accionamiento: el conjunto se acciona mediante el pedaleo

Precio de venta: 4.699€

### 1.3.1.2 Modelo N°2: Manta 5 hydrofoiler xe-1



Figura 1-2 hydrofoiler xe-1 [34]

El diseño del hydrofoiler XE-1 está pensado para ser de rápido montaje y ocupar poco espacio además al carecer de flotadores para mantenerse flotando en el agua es necesario que esté en movimiento constante para así evitar que se hunda.

#### Características Principales:

Velocidad: Puede alcanzar velocidades de hasta 21 km/h

Capacidad: Puede soportar cargas de 102 kg

Peso: El peso de todo el conjunto es aproximadamente 45 kg

Materiales: Fibra de carbono y la estructura de flotación. Cuadro de aluminio 6061-T6

Forma de accionamientos: Pedaleo asistido, la batería que ayuda al impulso tiene una duración de 1,5h – 4h y un tiempo de carga completa de 3h

Precios de venta: 8340€

### 1.3.1.3 Modelo N°3: SBK Shuttle bike kit



Figura 1-3 Shuttle bike kit [37]

El diseño del Shuttle bike kit utiliza el giro producido por la rueda trasera para cargar una batería y hacer funcionar el motor eléctrico para accionar la hélice.

El sistema de flotación está conectado mediante estructuras de tubos al cuadro de la bicicleta mediante soportes.

#### Características Principales:

Velocidad: Dependiendo de las condiciones entre 6-12 km/h

Capacidad: soporta cargas de hasta 120kg

Peso: el peso de todo el conjunto sin incluir el peso de la bicicleta es de 10 Kg aproximadamente

Materiales: Flotadores son de tejido plástico de poliuretano calandrado

Estructura es de acero inoxidable AISI 316, las partes mecánicas de Acero inoxidable 304 y los rodamientos de bolas también son de acero inoxidable, los accesorios fijos de aluminio anodizado

Forma de accionamientos: la impulsión del conjunto es por pedaleo de la bicicleta

Precios de venta: 1399-1599€

### 1.3.1.4 Modelo N°4: Hydrobike Explorer



Figura 1-4 Hydrobike Explorer [35]

El Hydrobike es un diseño sencillo de bicicleta acuática, está compuesto por flotadores sólidos y de una estructura de aluminio que se asemeja al cuadro de una bicicleta.

#### **Características Principales:**

Velocidad: Puede alcanzar velocidades de hasta 6-10 km/h

Capacidad: soporta cargas de 180 kg

Peso: el peso de todo el conjunto es aproximadamente 57kg

Materiales: Aluminio con recubrimiento y Flotadores de polietileno sin costuras

Forma de accionamientos: impulsión generada por pedaleo

Precios: 1900€

### 1.3.2 Resumen de modelos estudiados

Modelo	Shuttle Bike Kit	Hydrobike Explorer	Schiller Bike S1-C	Manta 5 Hydrofoiler XE-1
Velocidad [Km/h]	6 a 12	6 a 10	15	21
Peso del conjunto [Kg]	10	57	45	45
Carga máxima soportada [Kg]	120	180	140	102
Estructura	Acero inox AISI 316	Aluminio con recubrimiento en polvo	Aluminio anodizado	Fibra de carbono y aluminio 6061 T6
Flotadores	Tejido plástico de poliuretano	Poliuretano sin costuras	Poliuretano	Fibra de carbono
Impulsión	Pedaleo	Pedaleo	Pedaleo	Pedaleo asistido
Precio	1.599,00 €	1.900,00 €	4.699,00 €	8.340,00 €

Tabla 1-1 Modelos estudiados

### 1.3.3 Requisitos del diseño

Teniendo en cuenta los modelos estudiados se determina que el diseño deberá de poder cumplir con las siguientes características:

Requisitos de diseño	
Característica	Valor
Flotabilidad	Entre 100-180 kg
Velocidad	6-15 km/h
Coste	Hasta 1599€
Impacto ambiental	No contaminante en entorno acuático

Tabla 1-2 requisitos de diseño

## 2. Introducció

### 2.1 Motivació

La principal motivació para la realizació de este proyecto es el de que al tratarse de un proyecto simple es posible llegar a construirlo de manera sencilla y económica, así como aplicar todo el conocimiento adquirido en las asignaturas dedicadas al diseño mecánico en un caso real como es el desarrollo de este proyecto.

### 2.2 Objectivos

En este proyecto se plantean cumplir diversos objetivos, principalmente se busca diseñar un mecanismo que pueda acoplarse a una bicicleta común capaz de competir en funcionalidad con los otros modelos que existen en el mercado además de que el costo que suponga la fabricación y montaje de este diseño no supere el precio de adquisición de otros modelos que existen en el mercado.

En la actualidad este tipo de bicicleta está valorado en aproximadamente 1500€ por lo que es algo que no está al alcance de todos los que quieran probar esta alternativa de ocio.

### 2.3 Alcance del Trabajo

El alcance del trabajo abarca el diseño del mecanismo acoplable a una bicicleta común para su uso en un medio acuático que a su vez sea competitivo en cuanto a costes y características. Para ello se estudian modelos en el mercado, normativas a cumplir y disponibilidad de componentes necesarios.

Para el cálculo y dimensionado de ciertas partes más complejas, se hace uso del software correspondiente y por tanto de los principios de la ingeniería asistida por ordenador.

Todos los componentes son normalizados y comercializados por distribuidores al alcance del público común, y ocasionalmente se diseñan y mecanizan determinadas piezas que son irremediamente necesarias. Los planos de dichas piezas pueden encontrarse en el Anexo y disponen de todas las características de la norma ISO aplicable.

Cabe destacar que la construcción de este proyecto no se llevará a cabo de manera física, ya que, aunque se trata de un proyecto enfocado a un fin práctico, en este solo se trata el aspecto teórico del mismo.

## 2.4 Comparación de modelos estudiados

Se realiza un análisis de los modelos vistos utilizando diferentes parámetros asociados a su uso para determinar mediante escala de valores cuáles son los aspectos más importantes para poder determinar los requisitos que diseño más importantes.

Parámetros / Modelos	Shuttle Bike Kit	Hydrobike Explorer	Schiller Bike S1-C	Manta 5 Hydrofoiler XE-1
Velocidad máxima	2	1	2	3
Peso del conjunto	3	1	2	2
Capacidad de flotación	2	4	3	1
Resistencia a daños	1	1	2	3
Facilidad de montaje	1	2	3	4
Facilidad de transporte	3	1	2	1
precio de compra	4	4	2	1

Tabla 2-1 comparación de modelos estudiados

Parámetros	Capacidad de flotación	
Valoración	desde 1 hasta 4	
1	85-110	kg
2	110-135	kg
3	135-175	kg
4	175-200	kg

Tabla 2-2 Escala de valores por capacidad de flotación

Parámetros	velocidad máxima	
Valoración	desde 1 hasta 3	
1	0-10	m/s
2	10 - 20	m/s
3	más de 20	m/s

Tabla 2-3 Escala de valores por velocidad máxima alcanzada



Parámetros	Precio de compra
Valoración	desde 1 hasta 3
1	mayor a 6000 €
2	entre 4000- 6000 €
3	entre 2000- 4000 €
4	menor a 2000 €

Tabla 2-4 Escala de valores por precio de compra

Parámetros	Peso del conjunto
Valoración	desde 1 hasta 3
1	Muy pesado para levantarlo
2	Es posible levantar el conjunto con esfuerzo
3	Muy ligero

Tabla 2-5 Escala de valores por peso del conjunto

Parámetros	Facilidad de transporte
Valoración	desde 1 hasta 3
1	Es necesario un coche con un maletero grande
2	Es necesario un coche
3	Fácilmente transportable por 1 persona

Tabla 2-6 Escala de valores por facilidad de transporte

Parámetros	Resistencia a daños
Valoración	desde 1 hasta 3
1	Material fácilmente dañable
2	Resistente a golpes y arañazos
3	Altamente resistente a daños

Tabla 2-7 Valoración por resistencia a los daños

Parámetros	Facilidad de Montaje
Valoración	desde 1 hasta 4
1	Contiene piezas pequeñas de unión, es necesario el uso de herramientas
2	Contiene piezas de unión, es necesario el uso de herramientas
3	Es necesario el uso de herramientas
4	No es necesario el uso de herramientas

Tabla 2-8 Valoración por Facilidad de montaje

### Resultados de la comparación

Una vez se ha realizado las comparaciones entre los distintos modelos estudiados se puede comprobar que los modelos Shuttle bike kit y Schiller bike S1-C son los que más puntuación obtienen.

Aunque estos obtuvieron una misma puntuación se puede observar que se distinguen al ser capaces de cumplir de mejor manera algunos de los campos que se estudiaron para la comparación

Un ejemplo de esto sería el de la adquisición y el de capacidad de flotación, se puede ver que el Shuttle bike es mucho más barato que el Schiller bike y a su vez el Shuttle bike cuenta con una mayor capacidad de flotación.

## 2.5 Búsqueda de normativa

En este caso, al tratarse de un producto que está pensado para utilizarse principalmente en la playa es necesario asegurarse de que el diseño cumplirá con los requisitos necesarios y exigidos por la normativa vigente para que no existan problemas legales que conlleven a sanciones de la ley.

Para facilitar la tarea de la búsqueda de normativas, se utilizará el buscador de la Generalitat de Catalunya sobre la seguridad industrial. <http://infonorma.gencat.cat/> estableciendo como filtros de búsqueda:

Tema: embarcaciones de recreo

Ámbito geográfico: unión europea, España, Cataluña

Además, se consultará la web del “ministerio de transporte, movilidad y agenda urbana” del gobierno de España para de esta manera cubrir todos los aspectos técnicos que puedan ser aplicados en el diseño de la bicicleta acuática.

### 2.5.1 Normativa encontrada

Una vez realizada la búsqueda se encontró normativa referente a la navegación y a las características constructivas que se debería de cumplir para no tener problemas con la ley por incumplimiento de las normas.

Estudiando las limitaciones y el ámbito de aplicación de cada una de las normativas encontradas y dada las características que describen el diseño de bicicleta acuática se obtiene que en función de las normativas que actualmente se aplican limitando el diseño que se pretendía construir es posible evitar el cumplimiento de la normativa.

Normativa encontrada	Especificaciones de aplicación
Real Decreto 607/1999, de 16-04-1999 [8]	Aplicable para embarcaciones de recreo o deportivas a motor y a embarcaciones con eslora superior a 6 metros
Real Decreto 1434/1999, 10-09-1999 [9]	Aplicable para embarcaciones con eslora de entre 2,5 a 24 m independientemente el medio de propulsión
Orden FOM/1144/2003, de 28-04-2003 [10]	no aplicable para los aparatos de flotantes y de playa
Real Decreto 1043/2003, de 01-08-2003 [11]	Aplicable para embarcaciones deportivas que puedan desarrollar una velocidad igual o superior a 10 nudos
Real Decreto 98/2016, de 11-03-2016 [12]	No aplicable para las embarcaciones a pedales
Directiva 2013/53/UE del Parlamento Europeo [13]	No aplicable para embarcaciones de uso personal

Tabla 2-9 Normativas existentes

## 2.5.2 Limitaciones de diseño, según normativas

Siguiendo la anterior tabla es necesario limitar el diseño de la bicicleta acuática para que de esta manera evitar exigencias de la normativa.

Utilizando los conceptos de aplicación de las normativas se resume las limitaciones dimensionales del diseño.

Requisitos de diseño	Limitaciones e exigencias por normativa
Longitud de eslora	2,5 metros
Estabilidad	olas de hasta 0,5 metros de altura *
Velocidad de desplazamiento	3 nudos [1,54 m/s]
Medio de propulsión	pedaleo
Potencia máxima	3,5 KW
Seguridad	Chaleco salvavidas de 100 N de capacidad*
Zona de navegación	Zona "7" protegida [47]

Tabla 2-10 Limitación por normativa

### Nota:

Tanto la estabilidad como los dispositivos de seguridad son exigencias que no son de cumplimiento obligatorio y debido a que en este proyecto solo se plantean cálculos teóricos no es posible de comprobar.

### Balizamiento

Para poder entrar al mar se deberán utilizar las zonas habilitadas para ello, de lo contrario se deberá acceder al mar por la zona de los bañistas sin superar una velocidad de 3 nudos

## 2.6 Plan de trabajo

Para poder realizar el proyecto propuesto, es necesario un plan de trabajo organizado y estructurado de manera que permita tener una aproximación suficientemente precisa como para poder cumplir con unos plazos de tiempo determinados en cada proceso y apartado. Para ello, se opta por la elaboración de un diagrama GANTT.

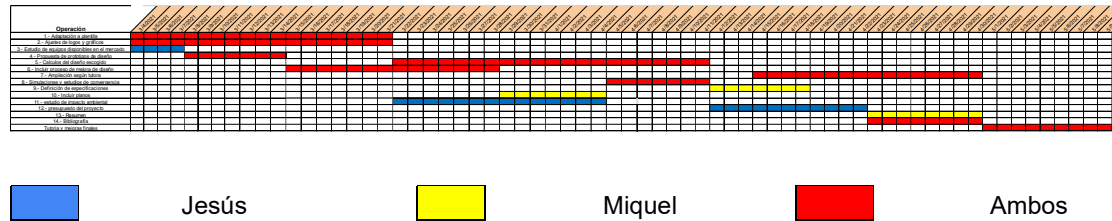


Figura 2-1 Plan de trabajo completo

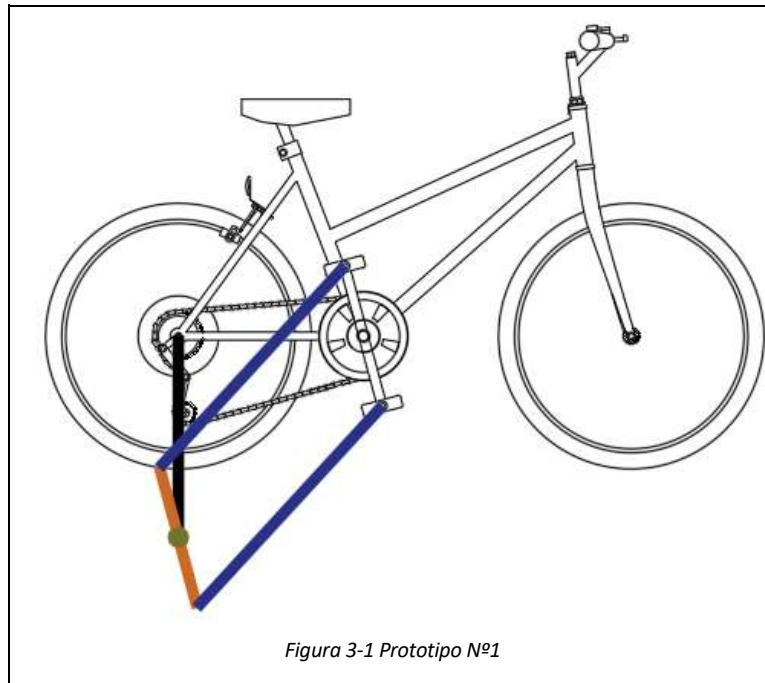
Operación	3/4/2021	3/5/2021	3/6/2021	3/7/2021	3/8/2021	3/9/2021	3/10/2021	3/11/2021	3/12/2021	3/13/2021	3/14/2021
1.- Adaptación a plantilla											
2.- Ajustes de logos y gráficos											
3.- Estudio de equipos disponibles en el mercado											
4.- Propuesta de prototipos de diseño											
5.- Calculos del diseño escogido											
6.- Incluir proceso de mejora de diseño											
7.- Ampliación según tutora											
8.- Simulaciones y estudios de convergencia											
9.- Definición de especificaciones											
10.- Incluir planos											
11.- estudio de impacto ambiental											
12.- presupuesto del proyecto											
13.- Resumen											
14.- Bibliografía											
Tutoría y mejoras finales											

Tabla 2-11 Tareas de plan de trabajo

### 3 Prototipos planteados

#### 3.1 Prototipo N°1: Paralelogramo

El primer prototipo pensado utiliza dos mecanismos de cuatro barras tipo paralelogramo colocado en la parte trasera justo por debajo de la rueda trasera de la bicicleta.



El mecanismo de 4 barras estaría formado por los pedales que cumplen la función de manivela, otros dos eslabones de misma longitud para que de esta manera realice el mismo movimiento de manivela que hacen los pedales y un eslabón más largo que unirá a los otros dos.

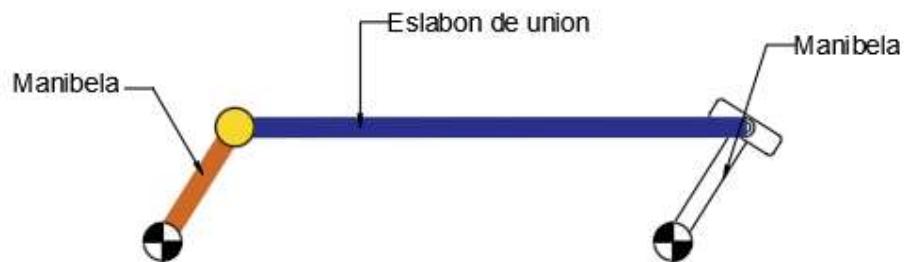


Figura 3-2 Mecanismo: paralelogramo articulado

Para poder aprovechar al máximo el movimiento del pedaleo se colocara un mecanismo de 4 barras en cada lado de los pedales por lo que en conjunto se obtendrá 2 mecanismos que realizarán el movimiento de giros completos.

Estos paralelogramos estarán unidos mediante un árbol (árbol de transmisión N°1) que transmitirá la rotación y el momento generado por el pedaleo a una rueda dentada (N°1).

La primera rueda dentada (N°1) hará girar a otra que forma  $90^\circ$  con esta (N°2) que a su vez hará girar a otra paralela a esta (N°3) porque estarán conectadas mediante un árbol (árbol de transmisión N°2).

Esta última rueda dentada (N°3) hará girar un árbol de transmisión (árbol de transmisión N°3) accionando una cuarta rueda dentada (N°4) que tiene en el otro extremo la hélice.

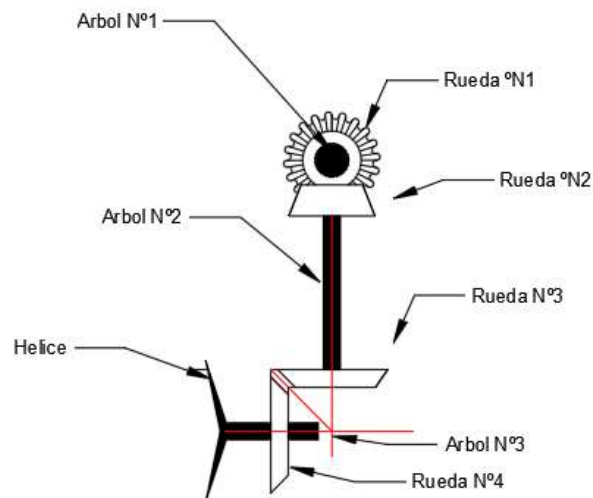


Figura 3-3 Sistema de transmisión de movimiento

### 3.2 Prototipo N°2: Paralelogramo 2

El segundo prototipo pensado utiliza un mecanismo de cuatro barras tipo paralelogramo igual al del prototipo N°1.

Este se diferencia del primero debido a que para eliminar peso a todo el conjunto se desmonta la rueda delantera y se colocara el mecanismo de 4 barras en la parte delantera aprovechando el espacio que se ha liberado al retirar la rueda y nivelando este a la altura de los pedales de la bicicleta.

Al igual que el prototipo N°1 este utilizará 2 cuadriláteros en ambos lados de los pedales, además el sistema de transmisión pensado es el mismo que el prototipo N°1.

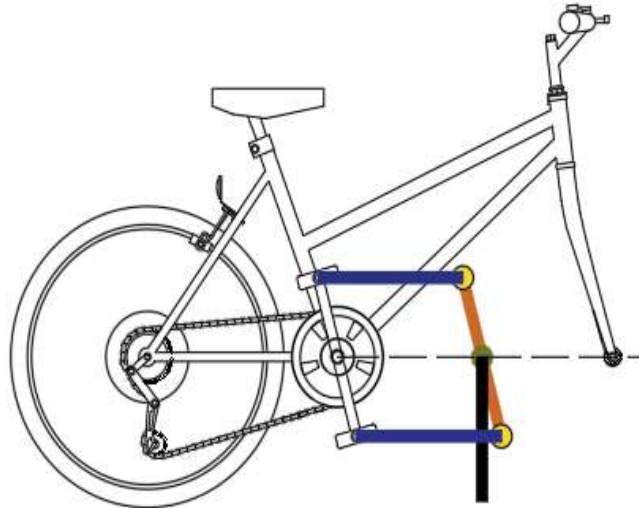


Figura 3-4 Prototipo n°2



### 3.3 Prototipo N°3: Rueda de fricción

Este prototipo se diferencia de los otros debido a que para la transmisión de potencia se utiliza ruedas de fricción.

Este prototipo utilizará la presión generada por tornillos de potencia para hacer que una rueda de fricción entre en contacto con la rueda trasera y de esta manera se transmita el movimiento que hará girar a todo el conjunto de transmisión hasta llegar a la hélice.

Una vez el movimiento se transmita a la rueda de fricción esta hará girar un árbol de transmisión (árbol de transmisión N°1) que en el extremo opuesto tiene una rueda dentada.

Esta última rueda dentada (N°1) transmitirá el movimiento a una segunda rueda dentada (N°2) por medio de una cadena de metal.

La segunda rueda dentada estará conectada a otra rueda (N°3) mediante un árbol de transmisión (árbol de transmisión N°2) para finalmente mediante un tercer árbol (árbol de transmisión N°3) que forma 90° con este se transmita el movimiento a la hélice de propulsión.

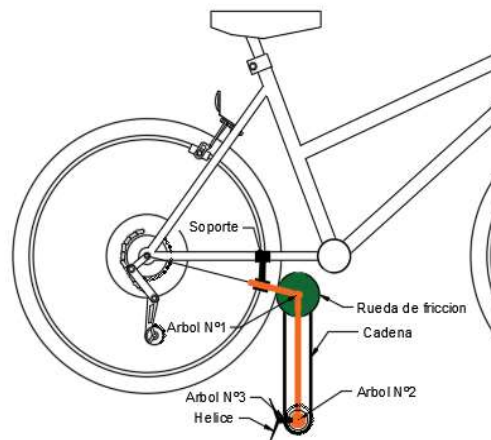


Figura 3-5 Prototipo n°3

### 3.3.1 Análisis de los prototipos propuestos

Estudiando en más detalle los prototipos pensados podemos resumir sus puntos fuertes, así como los aspectos que desfavorecen a cada uno en las siguientes tablas.

Prototipo	Ventajas	Desventajas
Prototipo N°1 "paralelogramo"	Mecanismo de cuatro barras simple	Posibilidad de punto de inversión del mecanismo
		Es necesario elevar más el conjunto para evitar que el agua toque el mecanismo (Figura 3-6)
	No modifica la bicicleta	Posición de reposo del mecanismo inclinado
	Transmisión de potencia sin muchas pérdidas	Es necesario implementar muchas ruedas dentadas (Figura 3-3)
		Línea de flotación inclinada al tener más peso en la parte trasera
Poco desgaste en las juntas	Es necesario utilizar una estructura de sujeción que una está a los flotadores	

Tabla 3-1 Análisis prototipo N°1

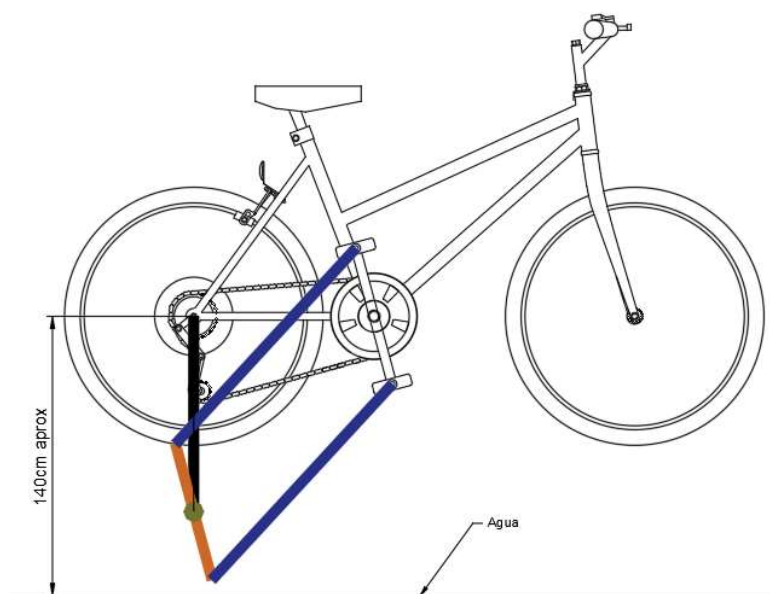


Figura 3-6 distancia aproximada al agua

Prototipo	Ventajas	Desventajas
Prototipo Nº2 "Paralelogramo 2"	Mecanismo de cuatro barras simple	Posibilidad de punto de inversión del mecanismo Es necesario implementar muchas ruedas dentadas
	Posición de reposo del mecanismo más cómodo	Es necesario desmontar partes de la bicicleta
	Posibilidad de usar el mecanismo como plataforma para subir (Figura 3-6)	Es necesario utilizar un estructura de sujeción que una está a los flotadores

Tabla 3-2 Análisis prototipo Nº2

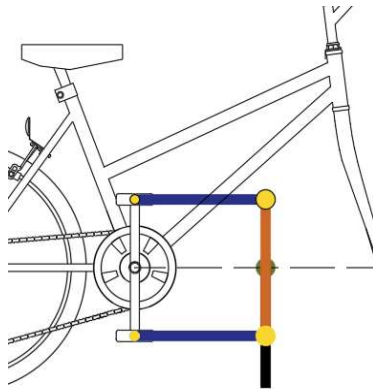


Figura 3-7 Plataforma de apoyo

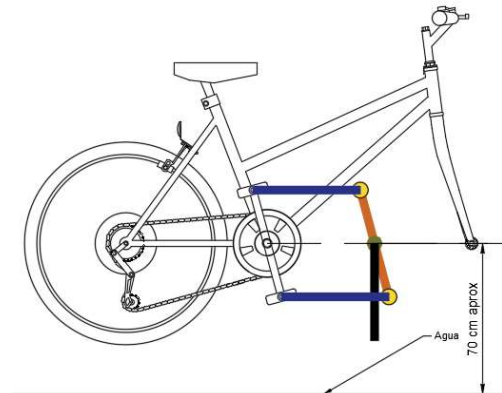


Figura 3-8 Altura del conjunto

Prototipo	Ventajas	Desventajas
Prototipo Nº3 "Rueda de fricción"	Estructura total más compacta	Mayor presión producido por el contacto entre ruedas de fricción
	Menor uso de ruedas dentadas y árboles de transmisión	
	Velocidad de rotación de la hélice mayor	Menor transmisión de potencia
	Línea de flotación no alterada de gran forma	

Tabla 3-3 Análisis prototipo Nº3

### Resultado del análisis

Analizado a más detalle cada prototipo podemos determinar que el prototipo propuesto nº2 "paralelogramo 2" es el que podría ser el más eficiente debido a las ventajas ya mencionadas.

Sin embargo es necesario determinar mediante cálculos si la potencia generada por el pedaleo y transmitida por el paralelogramo será suficiente para poder hacer funcionar la hélice de forma correcta.

## 4. Diseño del dispositivo

### 4.1 Introducción

Antes de continuar hacia el diseño del dispositivo, hay que destacar que el funcionamiento de esta bicicleta acuática se basa en la capacidad de transferir una fuerza de empuje generada por una hélice a la estructura con flotadores y guiar el conjunto mediante un sistema de dirección.

Una de las principales características es que este dispositivo puede montarse sobre una gran variedad de bicicletas, haciendo que el público potencial sea muy amplio.

El dispositivo consta de dos flotadores, el mecanismo de impulsión de barras, el sistema de dirección y la estructura de soporte delantera y trasera.

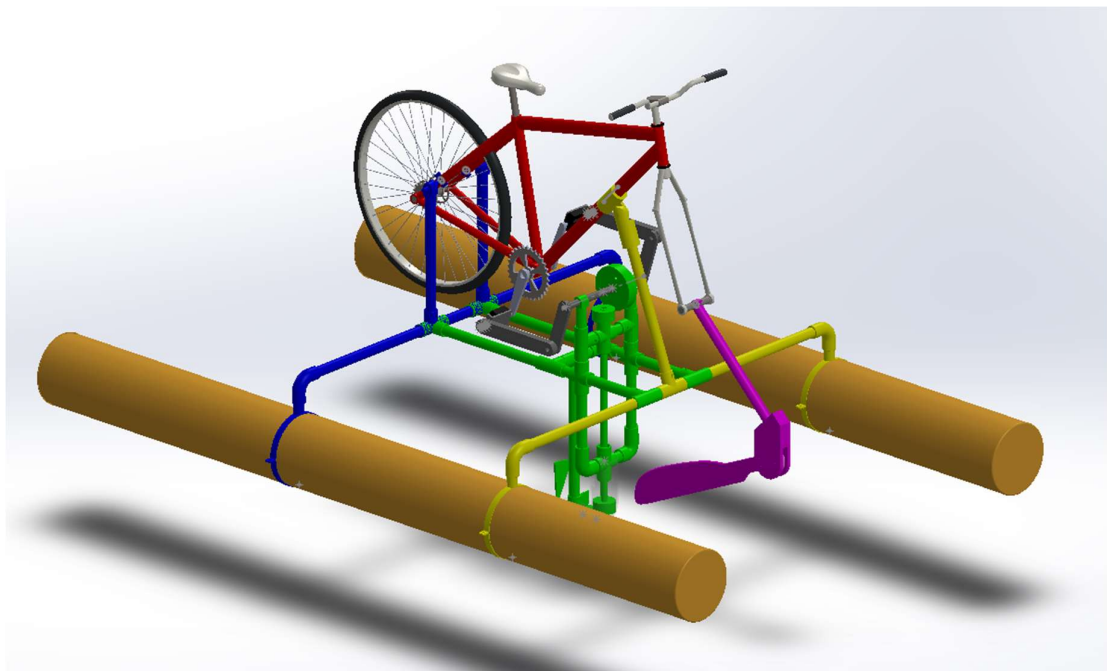








Figura 4-1 Conjunto montado vista general

	Estructura delantera		Mecanismo de 4 barras		Flotadores
	Transmisión y propulsión		Estructura trasera		Sistema de dirección

A continuación, se procede al diseño de cada una de las partes que componen el dispositivo.

## 4.2 Diseño de mecanismo de impulsión de barras

A la hora de diseñar este proyecto se tuvo en cuenta la posibilidad de construirlo de manera fácil y económica con la intención de poder superar a la competencia.

El mecanismo de barras es una solución a los grandes costes que otros sistemas con motores eléctricos del mercado proponen.

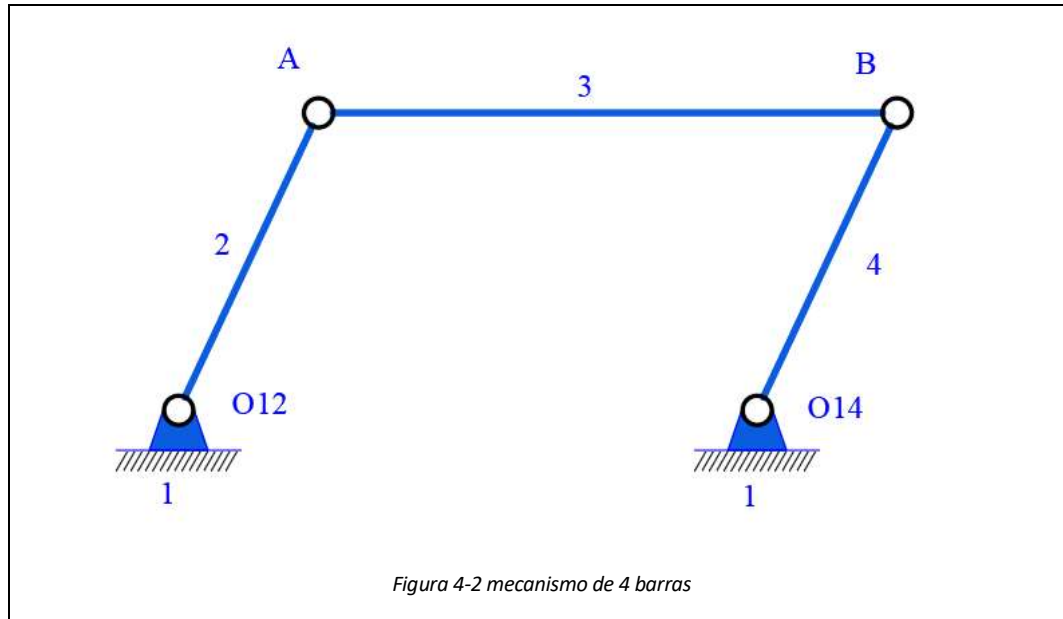
A continuación, vemos sus ventajas y desventajas:

Diseño de mecanismo de barras	
Ventajas	Desventajas
Económico	Menor potencia
Fiable	Más complejo que motor eléctrico
Robusto	Más pesado
No requiere baterías o recargas	

Tabla 4-1 Ventajas y desventajas del mecanismo de barras

Con esto se procede al cálculo del mismo.

### Cálculo de mecanismo de 4 barras



### Consideraciones previas

El mecanismo es de tipo paralelogramo, este se caracteriza porque se mantiene un paralelismo en el recorrido que siguen las manivelas logrando así que estas realicen rotaciones completas.

Al repetir el movimiento de rotación podemos afirmar que magnitudes como la velocidad angular y aceleración angular son iguales en las barras 2 y barra 4.

También se puede comprobar que la barra 2 no rota, esta solo se traslada por lo que la velocidad y aceleración angular de esta es 0.

Para poder determinar tanto las velocidades y aceleraciones en cada punto de las barras así como las fuerzas generadas por el movimiento del mecanismo se realizaran cálculos considerando una velocidad constante de 60 rpm [32] al considerar que esta sería la cadencia más baja que se pueda producir en la bicicleta

Características del mecanismo						
Barras del mecanismo	Longitud [m]	Velocidad [Rad/s]	Aceleración [Rad/s <sup>2</sup> ]	Masa [Kg]	Momento de inercia CG [kg*m <sup>2</sup> ]	POSICION CG [m]
manivela [barra 2]	0,18	6,283	0	0,427	0,00154	0,0806
Biela [barra 3]	0,3	0	0	0,704	0,00638	0,15
Manivela [barra 4]	0,18	6,283	0	0,222	0,00083	0,09

Tabla 4-2 características del mecanismo

## 4.2.1 Cálculo Cinemático del mecanismo

### Cálculo de velocidades

Datos:

Velocidad angular  $\omega_2 = -60$  rpm

Aceleración angular  $a = 0$

Longitud de barras:

Barra 2 (L2) y Barra 4 (L4): 180 [mm]

Barra 3 (L3): 300 [mm]

### Velocidad A

$$V_A = V_{O_2} + \omega_2 \times \vec{r}_{O_2A}$$

$V_{O_2} = 0 \rightarrow$  Es un punto fijo

$$V_A = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & -\omega_2 \\ r_{O_2Ax} & r_{O_2Ay} & 0 \end{vmatrix} = \omega_2 \cdot [r_{O_2Ay}i - r_{O_2Ax}j]$$

### Velocidad en B

$$V_B = V_{O_4} + \omega_4 \times \vec{r}_{O_4B}$$

$$V_B = V_A + \omega_3 \times \vec{r}_{AB}$$

Igualamos ambas ecuaciones

$$V_{O_4} + \omega_4 \times \vec{r}_{O_4B} = V_A + \omega_3 \times \vec{r}_{AB}$$

$V_{O_4} = 0 \rightarrow$  Es un punto fijo

$$\omega_4 \times \vec{r}_{O_4B} = V_A + \omega_3 \times \vec{r}_{AB}$$



Desarrollando la expresión

$$\omega_2 \cdot [r_{0A_y}i - r_{0A_x}j] + \omega_3 \cdot [r_{AB_y}i - r_{AB_x}j] = \omega_4 \cdot [r_{0B_y}i - r_{0B_x}j]$$

Separando en componentes

$$i \rightarrow \omega_2 \cdot [r_{0A_y}i] + \omega_3 \cdot [r_{AB_y}i] = \omega_4 \cdot [r_{0B_y}i]$$

$$j \rightarrow \omega_2 \cdot [-r_{0A_x}j] + \omega_3 \cdot [-r_{AB_x}j] = \omega_4 \cdot [-r_{0B_x}j]$$

Resolviendo obtenemos

$\omega_2 = \omega_4$	$\omega_3 = 0$
-----------------------	----------------

Calculo de aceleraciones angulares

Para calcular las aceleraciones en cada barra del mecanismo utilizaremos las siguientes expresiones.

Aceleración relativa

$$a_b = a_a + a_{b/a}$$

Donde:

$a_a$ : Aceleración en el punto a	$a_{b/a}$ : Aceleración de b respecto de a
$a_b$ : Aceleración en el punto b	

Aceleración total

$$a_b = a_a + \alpha \times r_{ab} + \omega^2 r_{ab} + 2\omega \times v_{rel} + a_{rel}$$

Donde:

$\omega$ : Velocidad angular	$a_{rel}$ : Aceleración relativa
$\alpha$ : Aceleración angular	$r_{ab}$ : Distancia entre los puntos
$v_{rel}$ : Velocidad relativa	$a_b ; a_a$ : Aceleración del punto "a" y "b"

Teniendo en cuenta las características del mecanismo

$a_{rel}$  y  $a_c = 0 \rightarrow$  No hay desplazamiento relativo entre las barras por lo que la aceleración relativa y la velocidad relativa son 0

Ecuación reducida

$$a_A = a_O + a_T + a_n$$

$$a_A = a_{O2} + \alpha \times \overrightarrow{r_{OA}} - \omega^2 \overrightarrow{r_{OA}}$$

Aceleración A

$$a_A = \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & -\alpha_2 \\ r_{0Ax} & r_{0Ay} & 0 \end{vmatrix} - \omega_2^2 \cdot [r_{0Ax}i + r_{0Ay}j]$$

$$a_A = \alpha_2 \cdot [r_{0Ay}i - r_{0Ax}j] - \omega_2^2 \cdot [r_{0Ax}i + r_{0Ay}j]$$

Aceleración B

$$a_B = a_A + \alpha_3 \times \overrightarrow{r_{ab}} - \omega_3^2 \overrightarrow{r_{ab}}$$

$$a_B = a_{04} + \alpha_4 \times \overrightarrow{r_{0B}} - \omega_4^2 \overrightarrow{r_{0B}}$$

Igualando expresiones y reemplazando

$$a_A + \alpha_3 \times \overrightarrow{r_{ab}} - \omega_3^2 \overrightarrow{r_{ab}} = a_{04} + \alpha_4 \times \overrightarrow{r_{0B}} - \omega_4^2 \overrightarrow{r_{0B}}$$

Separando en componentes

$$\begin{aligned} i \rightarrow & \alpha_2 \cdot [r_{0Ay}i] - \omega_2^2 \cdot [r_{0Ax}i] + \alpha_3 \cdot [r_{Ab_y}i] - \omega_3^2 \cdot [r_{AB_x}i] \\ & = \alpha_4 \cdot [r_{0B_y}i] - \omega_4^2 \cdot [r_{0B_x}i] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} j \rightarrow & \alpha_2 \cdot [-r_{0Ax}j] - \omega_2^2 \cdot [+r_{0Ay}j] + \alpha_3 \cdot [-r_{AB_x}j] - \omega_3^2 \cdot [+r_{AB_y}j] \\ & = \alpha_4 \cdot [-r_{0B_x}j] - \omega_4^2 \cdot [+r_{0B_y}j] \end{aligned}$$

Resolviendo obtenemos

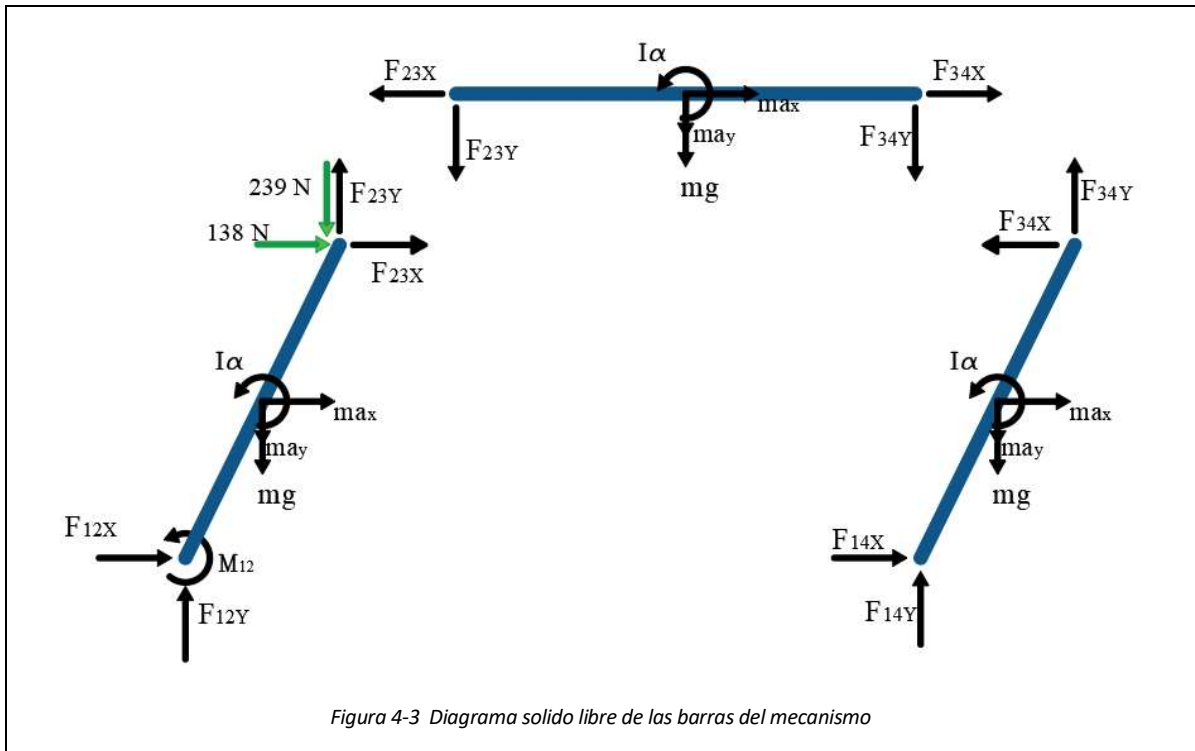
$\alpha_2 = \alpha_4$	$\alpha_3 = 0$
-----------------------	----------------

## Resultados del cálculo cinemático

Aceleraciones Punto A y B [m/s <sup>2</sup> ]				
ANGULO [°]	Distancia X [m]	Distancia Y [m]	Aceleración X [m/s <sup>2</sup> ]	Aceleración Y [m/s <sup>2</sup> ]
90	0	0,18	0	-7,1061
80	0,0313	0,1773	-1,234	-6,9982
70	0,0616	0,1691	-2,4304	-6,6776
<b>60</b>	<b>0,09</b>	<b>0,1559</b>	<b>-3,5531</b>	<b>-6,1541</b>
50	0,1157	0,1379	-4,5677	-5,4436
40	0,1379	0,1157	-5,4436	-4,5677
30	0,1559	0,09	-6,1541	-3,5531
<b>20</b>	<b>0,1691</b>	<b>0,0616</b>	<b>-6,6776</b>	<b>-2,4304</b>
10	0,1773	0,0313	-6,9982	-1,234
0	0,18	0	-7,1061	0
-10	0,1773	-0,0313	-6,9982	1,234
<b>-20</b>	<b>0,1691</b>	<b>-0,0616</b>	<b>-6,6776</b>	<b>2,4304</b>
-30	0,1559	-0,09	-6,1541	3,5531
-40	0,1379	-0,1157	-5,4436	4,5677
-50	0,1157	-0,1379	-4,5677	5,4436
<b>-60</b>	<b>0,09</b>	<b>-0,1559</b>	<b>-3,5531</b>	<b>6,1541</b>
-70	0,0616	-0,1691	-2,4304	6,6776
-80	0,0313	-0,1773	-1,234	6,9982
-90	0	-0,18	0	7,1061

Tabla 4-3 resumen de resultados de aceleraciones

## 4.2.2 Cálculo cinético del mecanismo



Para la resolución se utilizaron las siguientes ecuaciones

Ecuaciones de equilibrio: principio de D'Alembert

$$\sum_i^n F_x + f_i = 0$$

$$\sum_i^n F_y + f_i = 0$$

$$\sum_i^n M_{CG} = I_{cg} \alpha$$

Donde:

$F_x, F_y$ : Son las fuerzas aplicadas sobre el cuerpo en las direcciones de los ejes X e Y

$M_{CG}$ : Momento respecto al centro de gravedad del cuerpo

$f_i$ : Fuerzas producidas por la inercia

$I$ : Momento de inercia del cuerpo en el centro de gravedad

$\alpha$ : Aceleración angular

Teorema de Steiner

$$I_A = I_{CG} + MD^2$$

Donde:

$I_A$ : momento de inercia respecto a un punto

$I_{CG}$ : Momento de inercia respecto al centro de gravedad

$M$ : Masa del cuerpo

$D$ : Distancia entre el centro de gravedad y el punto.

Cálculo cinemático de los centros de gravedad

Es necesario calcular la magnitud de las fuerzas de inercia que se producen durante el giro del mecanismo por lo que utilizando los datos obtenidos del solidworks se calculan las aceleraciones de los centros de gravedad de cada barra del mecanismo para un rango de valores en grados de 90º a -90º.

Aceleración CG 1 (barra Nº2)

$$a_{CG} = a_{02} + \alpha_2 \times \overrightarrow{r_{0CG1}} - \omega^2_2 \overrightarrow{r_{0CG1}}$$

Teniendo en cuenta que el punto 02 no tiene aceleración la expresión se reduce a:

$$a_{CG1} = +\alpha_2 \times \overrightarrow{r_{0CG1}} - \omega^2_2 \overrightarrow{r_{0CG1}}$$

Aceleración CG 2 (barra Nº3)

$$a_{CG2} = a_A + \alpha_3 \times \overrightarrow{r_{ACG2}} - \omega^2_3 \overrightarrow{r_{ACG2}}$$

Teniendo en cuenta que el bastidor no posee aceleración angular ni velocidad angular la expresión se reduce a:

$$a_{CG2} = a_A$$

Aceleración CG 3 (Barra Nº4)

$$a_{CG3} = a_{04} + \alpha_4 \times \overrightarrow{r_{0CG3}} - \omega^2_4 \overrightarrow{r_{0CG3}}$$

Teniendo en cuenta que el punto 04 no tiene aceleración la expresión se reduce a:

$$a_{CG3} = +\alpha_4 \times \overrightarrow{r_{0CG3}} - \omega^2_4 \overrightarrow{r_{0CG3}}$$

Calculo cinético: Aceleraciones y fuerzas de inercia

Utilizando los datos obtenidos por el solidworks se procede a calcular las aceleraciones en los centros de gravedad además de las fuerzas de inercia que se producen con el movimiento del mecanismo para un rango de valores de 90 a -90 [°].

Resumen de resultados: aceleraciones de cada barra

Posición [°]	Barra 1		Barra 2		Barra 3	
	Aceleración X [m/s <sup>2</sup> ]	Aceleración Y [m/s <sup>2</sup> ]	Aceleración X [m/s <sup>2</sup> ]	Aceleración Y [m/s <sup>2</sup> ]	Aceleración X [m/s <sup>2</sup> ]	Aceleración Y [m/s <sup>2</sup> ]
90,0	0,0000	-3,1828	0,0000	-7,1061	0,0000	-7,1061
82,8	-0,3989	-3,1577	-0,8906	-7,0501	-0,8906	-7,0501
75,6	-0,7915	-3,0828	-1,7672	-6,8829	-1,7672	-6,8829
68,4	-1,1716	-2,9592	-2,6159	-6,6071	-2,6159	-6,6071
61,2	-1,5333	-2,7891	-3,4234	-6,2271	-3,4234	-6,2271
54,0	-1,8708	-2,5749	-4,1769	-5,7490	-4,1769	-5,7490
46,8	-2,1787	-2,3201	-4,8645	-5,1801	-4,8645	-5,1801
39,6	-2,4524	-2,0288	-5,4754	-4,5296	-5,4754	-4,5296
32,4	-2,6873	-1,7054	-5,9999	-3,8076	-5,9999	-3,8076
25,2	-2,8798	-1,3551	-6,4298	-3,0256	-6,4298	-3,0256
18,0	-3,0270	-0,9835	-6,7583	-2,1959	-6,7583	-2,1959
10,8	-3,1264	-0,5964	-6,9802	-1,3316	-6,9802	-1,3316
3,6	-3,1765	-0,1998	-7,0921	-0,4462	-7,0921	-0,4462
-3,6	-3,1765	0,1998	-7,0921	0,4462	-7,0921	0,4462
-10,8	-3,1264	0,5964	-6,9802	1,3316	-6,9802	1,3316
-18,0	-3,0270	0,9835	-6,7583	2,1959	-6,7583	2,1959
-25,2	-2,8798	1,3551	-6,4298	3,0256	-6,4298	3,0256
-32,4	-2,6873	1,7054	-5,9999	3,8076	-5,9999	3,8076
-39,6	-2,4524	2,0288	-5,4754	4,5296	-5,4754	4,5296
-46,8	-2,1787	2,3201	-4,8645	5,1801	-4,8645	5,1801
-54,0	-1,8708	2,5749	-4,1769	5,7490	-4,1769	5,7490
-61,2	-1,5333	2,7891	-3,4234	6,2271	-3,4234	6,2271
-68,4	-1,1716	2,9592	-2,6159	6,6071	-2,6159	6,6071
-75,6	-0,7915	3,0828	-1,7672	6,8829	-1,7672	6,8829
-82,8	-0,3989	3,1577	-0,8906	7,0501	-0,8906	7,0501
-90,0	0,0000	3,1828	0,0000	7,1061	0,0000	7,1061

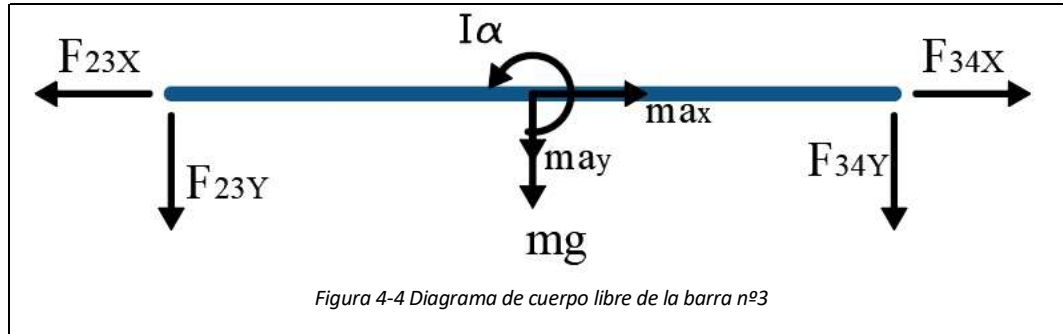
Tabla 4-4 resultados aceleraciones de centros de gravedad

## Resumen resultados fuerzas de inercia

Posición [°]	Barra 1		Barra 2		Barra 3	
	Fi X [N]	Fi Y [N]	Fi X [N]	Fi Y [N]	Fi X [N]	Fi Y [N]
90,000	0,000	-1,359	0,000	-5,000	0,000	-1,579
82,800	-0,170	-1,348	-0,627	-4,961	-0,198	-1,567
75,600	-0,338	-1,316	-1,243	-4,843	-0,393	-1,530
68,400	-0,500	-1,263	-1,841	-4,649	-0,581	-1,468
61,200	-0,655	-1,191	-2,409	-4,382	-0,761	-1,384
54,000	-0,799	-1,099	-2,939	-4,045	-0,928	-1,278
46,800	-0,930	-0,990	-3,423	-3,645	-1,081	-1,151
39,600	-1,047	-0,866	-3,853	-3,187	-1,217	-1,007
32,400	-1,147	-0,728	-4,222	-2,679	-1,333	-0,846
25,200	-1,229	-0,579	-4,524	-2,129	-1,429	-0,672
18,000	-1,292	-0,420	-4,755	-1,545	-1,502	-0,488
10,800	-1,335	-0,255	-4,912	-0,937	-1,551	-0,296
3,600	-1,356	-0,085	-4,990	-0,314	-1,576	-0,099
-3,600	-1,356	0,085	-4,990	0,314	-1,576	0,099
-10,800	-1,335	0,255	-4,912	0,937	-1,551	0,296
-18,000	-1,292	0,420	-4,755	1,545	-1,502	0,488
-25,200	-1,229	0,579	-4,524	2,129	-1,429	0,672
-32,400	-1,147	0,728	-4,222	2,679	-1,333	0,846
-39,600	-1,047	0,866	-3,853	3,187	-1,217	1,007
-46,800	-0,930	0,990	-3,423	3,645	-1,081	1,151
-54,000	-0,799	1,099	-2,939	4,045	-0,928	1,278
-61,200	-0,655	1,191	-2,409	4,382	-0,761	1,384
-68,400	-0,500	1,263	-1,841	4,649	-0,581	1,468
-75,600	-0,338	1,316	-1,243	4,843	-0,393	1,530
-82,800	-0,170	1,348	-0,627	4,961	-0,198	1,567
-90,000	0,000	1,359	0,000	5,000	0,000	1,579

Tabla 4-5 resultados fuerza de inercia de barra

### Calculo de reacciones en la barra 3



### Fuerzas que actúan

- Fuerzas de inercia (Donde  $f_{iy} = may$ ,  $f_{ix} = max$ )
- Fuerzas de gravedad (peso barra 3 =  $pb3$ )
- Reacciones en las articulaciones

### Ecuaciones de equilibrio

$$\sum_i^n F_x + f_{ix} = 0 \rightarrow F_{34x} - F_{23x} \pm f_{ix} = 0 \quad .ec1$$

$$\sum_i^n F_y + f_{iy} = 0 \rightarrow -F_{23y} - F_{34y} \pm f_{iy} - P_{b3} = 0 \quad .ec2$$

Teniendo en cuenta que la aceleración angular en la barra 2 es 0 obtenemos

$$\sum_i^n M_{cg} = 0$$

### Sumatoria de momentos respecto a A

$$\sum_i^n M_A = 0 \rightarrow F_{34y} \cdot L_{b3} + P_{b3} \cdot \frac{L_{b3}}{2} \mp f_{iy} \cdot \frac{L_{b3}}{2} = 0 \quad .ec3$$

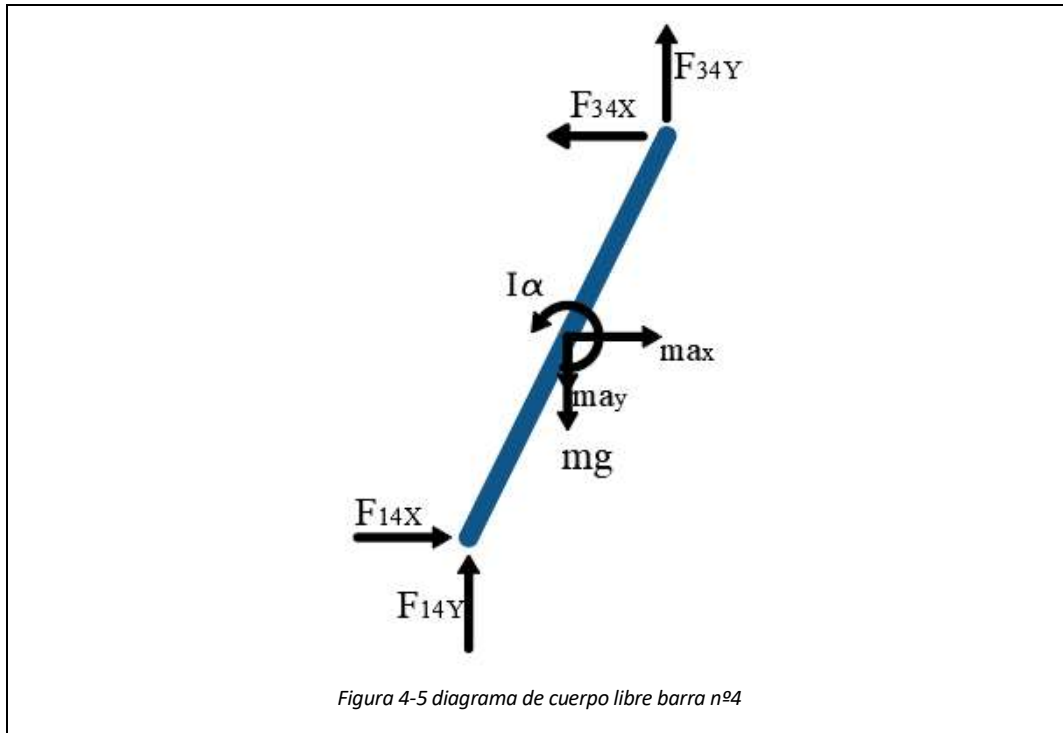
$$F_{34y} = \frac{-P_{b3}}{2} \pm \frac{f_{iy}}{2}$$

Reemplazando en ec2

$$F_{23y} = \frac{-P_{b3}}{2} \pm \frac{f_{iy}}{2}$$



#### Calculo de reacciones en la barra nº 4



#### Fuerzas que actúan

- Fuerzas de inercia (Donde  $f_{iy} = may$ ,  $f_{ix} = max$ )
- Fuerzas de gravedad (peso barra 4 =  $p_{b4}$ )
- Reacciones en las articulaciones

#### Ecuaciones de equilibrio

$$\sum_i^n F_x + f_{ix} = 0 \rightarrow F_{14x} - F_{34x} \pm f_{ix} = 0 \quad .ec1$$

$$\sum_i^n F_y + f_{iy} = 0 \rightarrow +F_{14y} + F_{34y} \pm f_{iy} - P_{b4} = 0 \quad .ec2$$

#### Sumatoria de momentos respecto a 14

$$\sum_i^n M_{14} = (I_{cg} + MD^2)\alpha_4$$

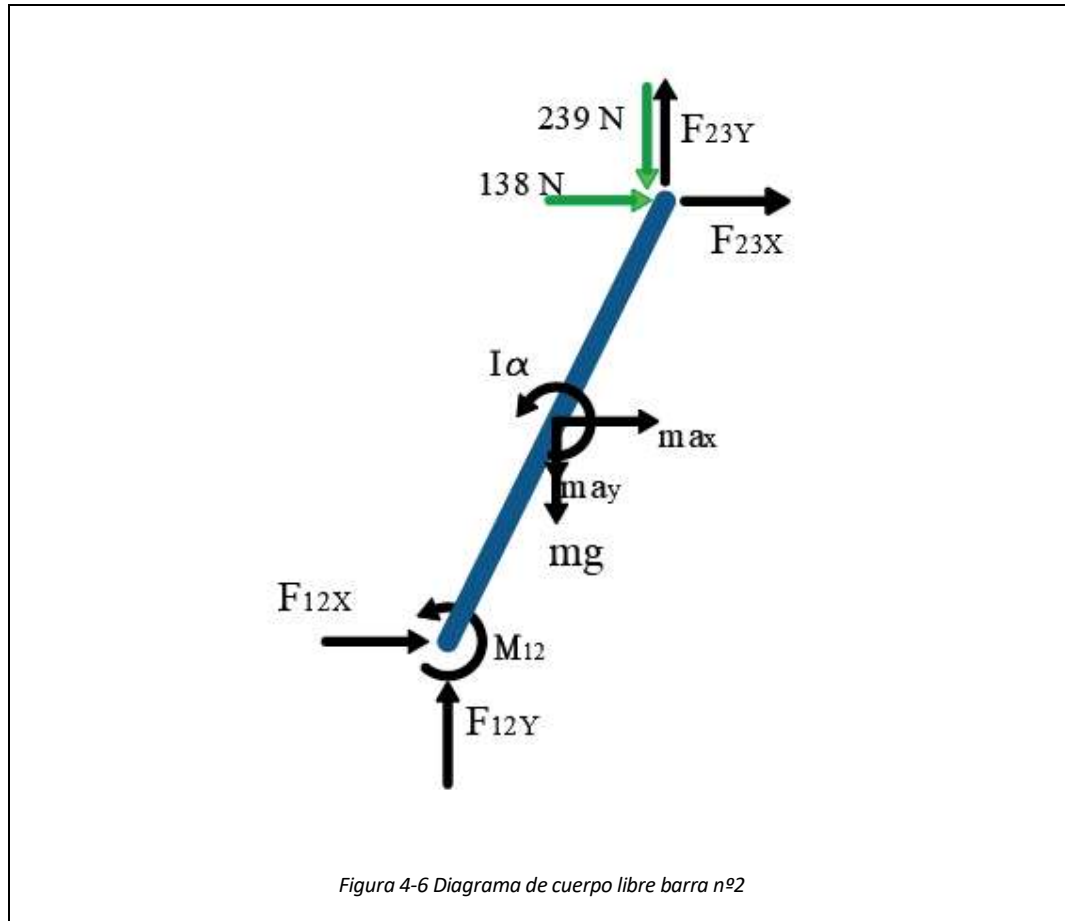
$$F_{34y}(L_{b4x}) + F_{34x}(L_{b4y}) \pm f_{ix}(L_{CG3y}) \pm f_{iy}(L_{CG3x}) - P_{b4}(L_{CG3x}) = (I_{cg} + MD^2)\alpha_3$$

Nota:

De esta ecuación encontramos la reacción en  $F_{34x}$  y reemplazando en ec1 la reacción en  $F_{14x}$ .

De la ecuación 2 podemos obtener la reacción en  $F_{14y}$

## Calculo de reacciones en la barra 2



## Fuerzas que actúan

- Fuerzas de inercia (Donde  $f_{iy} = m a_y$ ,  $f_{ix} = m a_x$ )
- Fuerzas de gravedad (peso barra 2 =  $p_{b2}$ )
- Reacciones en las articulaciones
- Momento torsor generado por el pedaleo en el apoyo A
- Fuerza aplicada en el pedal de aproximadamente 275 N con una inclinación de 60°.

Esta fuerza representa el empuje que se realiza al pedalear aplicando 28 kg de fuerza que es aproximadamente 3 veces el peso de una pierna de una persona de 60 kg de peso.

## Ecuaciones de equilibrio

$$\sum_i^n F_x + f_{ix} = 0 \rightarrow F_{12x} + F_{23x} \pm f_{ix} + 138 = 0 . ec1$$

$$\sum_i^n F_y + f_{iy} = 0 \rightarrow F_{12y} + F_{23y} \pm f_{iy} - P_{b2} - 239 = 0 . ec2$$

Sumatoria de momentos respecto al punto 12

$$\sum_i^n M_{12} = (I_{cg} + MD^2)\alpha_1$$

$$F_{23y}(L_{b2x}) - F_{23x}(L_{b2y}) - P_{b2}(L_{CG1x}) - M_{12} - 239(L_{b2x}) + 138(L_{b2y}) = (I_{cg} + MD^2)\alpha_1$$

Forma matricial

Una vez realizado las ecuaciones de equilibrio obtenemos 9 ecuaciones que para facilitar su resolución se representa de forma matricial.

F12X	F12Y	F23X	F23Y	F34X	F34Y	F14X	F14Y	M12		
------	------	------	------	------	------	------	------	-----	--	--

F12X	0	1	0	0	0	0	0	0	0	×	F12X
F12Y	0	1	0	1	0	0	0	0	0		F12Y
F23X	0	0	-1	0	1	0	0	0	0		F23X
F23Y	0	0	0	-1	0	-1	0	0	0		F23Y
F34X	0	0	0	1	0	0	0	0	0		F34X
F34Y	0	0	0	0	-1	0	1	0	0		F34Y
F14X	0	0	0	0	0	1	0	1	0		F14X
F14Y	0	0	0	0	Lby4	Lb4x	0	0	0		F14Y
M12	0	0	-Lb2y	Lb2x	0	0	0	0	-1		M12

Figura 4-7 Forma matricial del sistema de ecuaciones

Fuerzas
±Fix2 - 138
±Fiy2 + Pb2 + 239
Fix3
Fiy3 + Pb3
-(Fiy3 + Pb3) / 2
Fix4
Fix3 + Pb4
(Pb4)LCG4
(Pb2)LCG2 ± 138 (Lb2y) ± 239 (Lb2x)

Figura 4-8 Fuerzas que actúan en el mecanismo

Resolución del sistema de ecuaciones

Las reacciones en cada parte del mecanismo varían en función de la posición en la que se encuentra el mecanismo debido a las fuerzas generadas por la inercia y los valores de la aceleración angular, sin embargo como se ha mencionado ya antes se realizaron los cálculos para velocidades constantes por lo que se consideran las aceleraciones angulares como nulas.

Además teniendo en cuenta que durante el pedaleo cada pierna realiza solo la mitad del recorrido total se realizarán los cálculos sólo para el rango de valores de 90 a -90 [°].

Resultados: Reacciones en cada barra

Reacciones Barras 2, 3 y 4									
Posición [°]	F12X [N]	F12 Y [N]	F23X [N]	F23Y [N]	F34X [N]	F34Y [N]	F14X [N]	F14Y [N]	M02 [Nm]
90,000	-138,000	246,310	0,000	-5,951	0,000	-5,951	0,000	8,131	-24,840
82,800	-138,090	246,280	0,260	-5,932	-0,887	-5,932	1,085	8,112	-30,264
75,600	-138,206	246,189	0,544	-5,873	-1,788	-5,873	2,180	8,053	-35,210
68,400	-138,378	246,039	0,878	-5,776	-2,718	-5,776	3,300	7,956	-39,601
61,200	-138,638	245,833	1,292	-5,642	-3,701	-5,642	4,462	7,822	-43,367
54,000	-139,031	245,573	1,830	-5,474	-4,769	-5,474	5,697	7,654	-46,450
46,800	-139,623	245,264	2,553	-5,274	-5,976	-5,274	7,057	7,454	-48,800
39,600	-140,516	244,911	3,563	-5,045	-7,416	-5,045	8,633	7,225	-50,380
32,400	-141,898	244,519	5,045	-4,791	-9,267	-4,791	10,600	6,971	-51,166
25,200	-144,159	244,094	7,389	-4,516	-11,913	-4,516	13,342	6,696	-51,145
18,000	-148,307	243,644	11,599	-4,224	-16,355	-4,224	17,856	6,404	-50,317
10,800	-158,016	243,174	21,351	-3,920	-26,262	-3,920	27,813	6,100	-48,696
3,600	-206,331	242,694	69,687	-3,608	-74,678	-3,608	76,254	5,788	-46,307
-3,600	-61,966	242,209	-74,678	-3,294	69,687	-3,294	-68,111	5,474	-43,187
-10,800	-110,403	241,728	-26,262	-2,983	21,351	-2,983	-19,800	5,163	-39,387
-18,000	-120,353	241,259	-16,355	-2,679	11,599	-2,679	-10,097	4,859	-34,965
-25,200	-124,858	240,808	-11,913	-2,387	7,389	-2,387	-5,960	4,567	-29,992
-32,400	-127,586	240,384	-9,267	-2,112	5,045	-2,112	-3,712	4,292	-24,546
-39,600	-129,537	239,992	-7,416	-1,858	3,563	-1,858	-2,346	4,038	-18,713
-46,800	-131,094	239,638	-5,976	-1,629	2,553	-1,629	-1,472	3,809	-12,584
-54,000	-132,432	239,330	-4,769	-1,429	1,830	-1,429	-0,902	3,609	-6,258
-61,200	-133,644	239,070	-3,701	-1,261	1,292	-1,261	-0,531	3,441	0,168
-68,400	-134,781	238,864	-2,718	-1,127	0,878	-1,127	-0,296	3,307	6,591
-75,600	-135,874	238,714	-1,788	-1,030	0,544	-1,030	-0,152	3,210	12,909
-82,800	-136,943	238,623	-0,887	-0,971	0,260	-0,971	-0,062	3,151	19,025
-90,000	-138,000	238,593	0,000	-0,951	0,000	-0,951	0,000	3,131	24,840

Tabla 4-6 resultados de reacciones de barras

### Resultados fuerza generada por el pedaleo

A continuación se representa gráficamente los resultados de momento torsor calculado teóricamente en función del tiempo, teniendo en cuenta la velocidad angular y el recorrido se obtiene que los momentos torsores calculados en el rango de  $90^\circ$  a  $-90^\circ$  corresponden a 0,5 segundos.

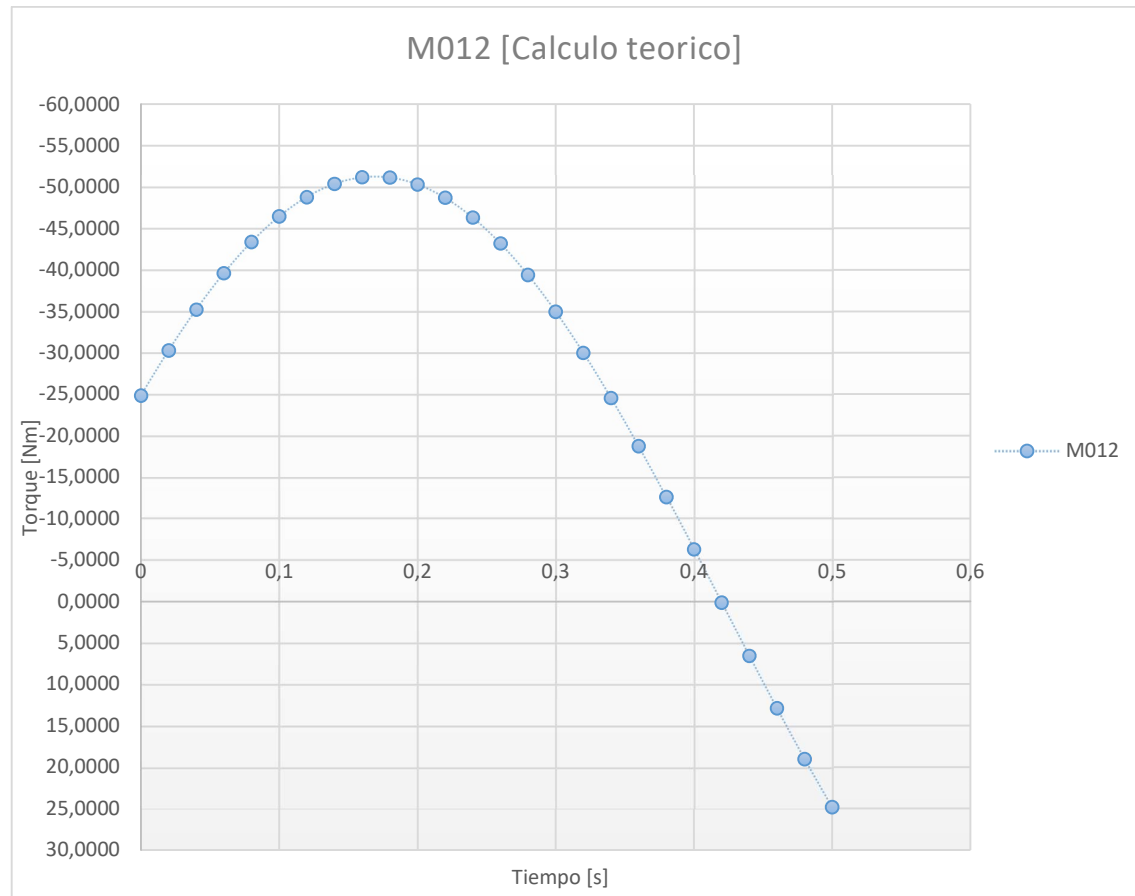


Figura 4-9 resultados cálculo teórico

### 4.2.3 Simulación de mecanismo: Solidworks motion

Los cálculos cinéticos realizados en el mecanismo se realizaron para distintas posiciones donde por acción de la aceleración se producen fuerzas de inercia que cambian de magnitud en función de la posición del mecanismo.

Debido a que se calcularon de forma manual es necesario verificar los resultados mediante software de cálculo para de esta forma comprobar que los cálculos realizados son correctos.

#### Datos empleados en la simulación

Numero de Barra	Longitud [m]	Velocidad [Rad/s]	Masa [Kg]	Momento de inercia CG [kg*m <sup>2</sup> ]	CENTRO DE MASAS [m]
Barra nº1	0,3	0	0	0	0
Barra nº2	0,18	6,2832	0,4269	0,0015	0,0806
Barra nº3	0,3	0	0,7036	0,0064	0,15
Barra nº4	0,18	6,2832	0,2222	0,0008	0,09

Tabla 4-7 características del mecanismo para simulación

#### Configuración: Solidworks Motion

Utilizando los modelos generados por el solidworks se utilizara el complemento de calculo que solidworks proporciona para realizar el estudio de movimiento del mecanismo ensamblado.

Condiciones de la simulación:

1. Colocación de motor en la barra nº1 con una velocidad de 60 rpm
2. Colocación de fuerzas en el punto superior de la barra nº1, fuerza x = 138 y fuerza y = 239
3. Espacio de cálculo 0,5 segundos

#### Resultados

Terminada la simulación del mecanismo se exportara los resultados de momento torsor que el motor debe generar para cumplir con las condiciones impuesta en la simulación.

#### 4.2.4 Comparación de resultados

Se procede a comparar los resultados por contraste de gráficas para poder validar el cálculo realizado teóricamente y de esta manera verificar que el procedimiento de cálculo seguido para la determinación de reacciones y momentos es correcto.

##### Resumen de resultados

Tiempo [Seg]	M02 Teórico [Nm]	M02 Simulación [Nm]
0,000	-24,840	-25,063
0,020	-30,264	-30,546
0,040	-35,210	-35,442
0,060	-39,601	-39,877
0,080	-43,367	-43,566
0,100	-46,450	-46,652
0,120	-48,800	-48,991
0,140	-50,380	-50,555
0,160	-51,166	-51,321
0,180	-51,145	-51,278
0,200	-50,317	-50,426
0,220	-48,696	-48,779
0,240	-46,307	-46,363
0,260	-43,187	-43,215
0,280	-39,387	-39,386
0,300	-34,965	-34,936
0,320	-29,992	-29,934
0,340	-24,546	-24,462
0,360	-18,713	-18,603
0,380	-12,584	-12,450
0,400	-6,258	-6,102
0,420	0,168	0,343
0,440	6,591	6,783
0,460	12,909	13,115
0,480	19,025	19,241
0,500	24,840	25,063

Tabla 4-8 Resumen de resultados M012

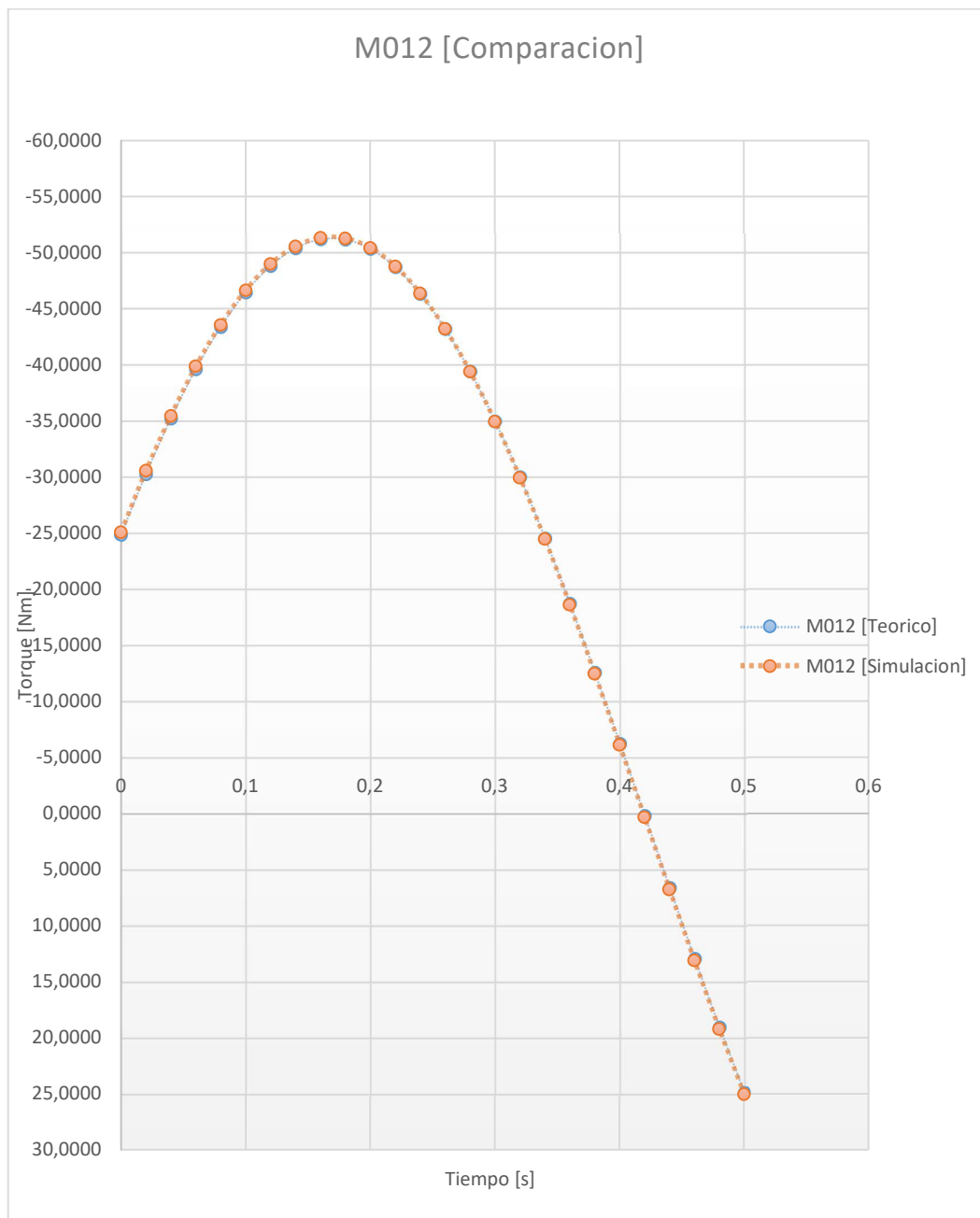


Figura 4-9 Comparación de resultados

Como se puede observar las variaciones entre resultados son mínimas por lo que se da como válidos los momentos calculados teóricamente.



### 4.3 Cálculo del sistema de transmisión

Para este cálculo es necesario tener en cuenta la cadencia (rpm) que es posible generar en el pedaleo además del torque.

En este caso al no contar con los instrumentos necesarios para realizar estas medidas se utilizaran los resultados obtenidos de un estudio de la eficiencia del pedaleo donde se obtuvieron medidas del torque [Nm] a una potencia constante [W] que se resumirán en la siguiente tabla.

Potencia [W]	Torsor ciclistas profesionales [Nm]		Torsor ciclistas no profesionales [Nm]		Torque medio [Nm]
	Torque Max	Rango	Torque Max	Rango	
200	44,53 ± 0,96	39,53-50,99	47,61 ± 0,66	41,59-54,71	53,53
	51,20 ± 1,23	45,89-58-77	54,03 ± 0,78	46,97-62,98	
250	57,15 ± 1,33	52,18-66,94	58,73 ± 0,82	53,48-68,33	

Tabla 4-9 Resumen de torque medidos [7]

#### Determinación de relación de transmisión

Para el correcto funcionamiento de la helice es necesario que este alcance una velocidad de rotación de 360 rpm, teniendo en cuenta que la velocidad que se genera por el pedaleo es de 60 rpm [33] se realiza el cálculo para determinar la relación de transmisión.

$$i = \frac{Nf}{Ni}$$

Donde

i: Relación de transmisión

Nf: rpm final

Ni: rpm inicial

Reemplazando:

$$i = \frac{Nf}{Ni} = \frac{360}{60} \rightarrow i = 6$$

Relación de transmisión total

$$i_{Total} = i_I \cdot i_{II}$$

Donde:

$i_{Total}$  : Relación de transmisión total

$i_I$  y  $i_{II}$ : Relación de transmisión de la rueda dentada

En este caso es necesario obtener como relación de transmisión total 6 por lo que se utilizara dos ruedas dentadas de relación de transmisión 3 y 2 respectivamente para así obtener la relación necesaria.

Con la utilización de estas dos ruedas dentadas se obtiene que será necesario 2 niveles de transmisión utilizando un total de 4 ruedas dentadas (2 engranes, 2 piñones).

Las ruedas dentadas se seleccionaran del catálogo de productos de la empresa Barcelona Miralles

Resumen características geométricas

Módulo 2	rueda nº1	rueda nº2	rueda nº3	rueda nº4
Tipo	Engrane	Piñón	Engrane	Piñón
Nº de dientes	48	16	32	16
Diámetro int [mm]	15	12	12	10
Dp [mm]	96	32	64	32
A [mm]	26	25,5	25	23
Lm [mm]	13	9,4	10	12,2
Angulo de cono [º]	18,44	18,44	26,56	26,56
Angulo de presión [º]	20	20	20	20

Tabla 4-10 resumen de características geométricas ruedas dentadas

Determinación torque y rpm

Utilizando los valores de momento torsor de entrada [53,53 Nm] y de rpm [60 rpm] se procede a calcular para cada rueda dentada la velocidad y el momento torsor al que estará sometido siguiendo las siguientes formulas:

$$T_1 \cdot \phi_2 = T_2 \cdot \phi_1$$

Donde:

T1: torque de entrada

T2: Torque de salida

$\phi_1$  : Diámetro rueda nº1

$\phi_2$  : Diámetro rueda nº2

$$N_1 \cdot \phi_1 = N_2 \cdot \phi_2$$

Donde:

N1: rpm de entrada

N2: rpm de salida

$\phi_1$  : Diámetro rueda nº1

$\phi_2$  : Diámetro rueda nº2

Utilizando las medidas de los diámetros de presión y la rpm de entrada se resumen los cálculos en la siguiente tabla.

	Torque [Nm]	Rpm
rueda nº1	53,53	60
rueda nº2	17,84	180
rueda nº3	17,84	180
rueda nº4	8,92	360

Tabla 4-11 resumen de torque y rpm

Como se puede observar al realizar las relaciones de transmisión con las ruedas seleccionadas se obtienen las rpm esperadas y torque obtenido cumple con los requisitos necesarios para el correcto funcionamiento del diseño.

### 4.3.1 Cálculo de reacciones en los apoyos

Como se ha mencionado ya se prevé utilizar dos niveles de transmisión, esto opción hace necesario la utilización de 3 árboles de transmisión.

La utilización de estos 3 árboles hace necesario utilizar 5 apoyos [A, B, C, D Y E] que absorberán los esfuerzos generados por el movimiento.

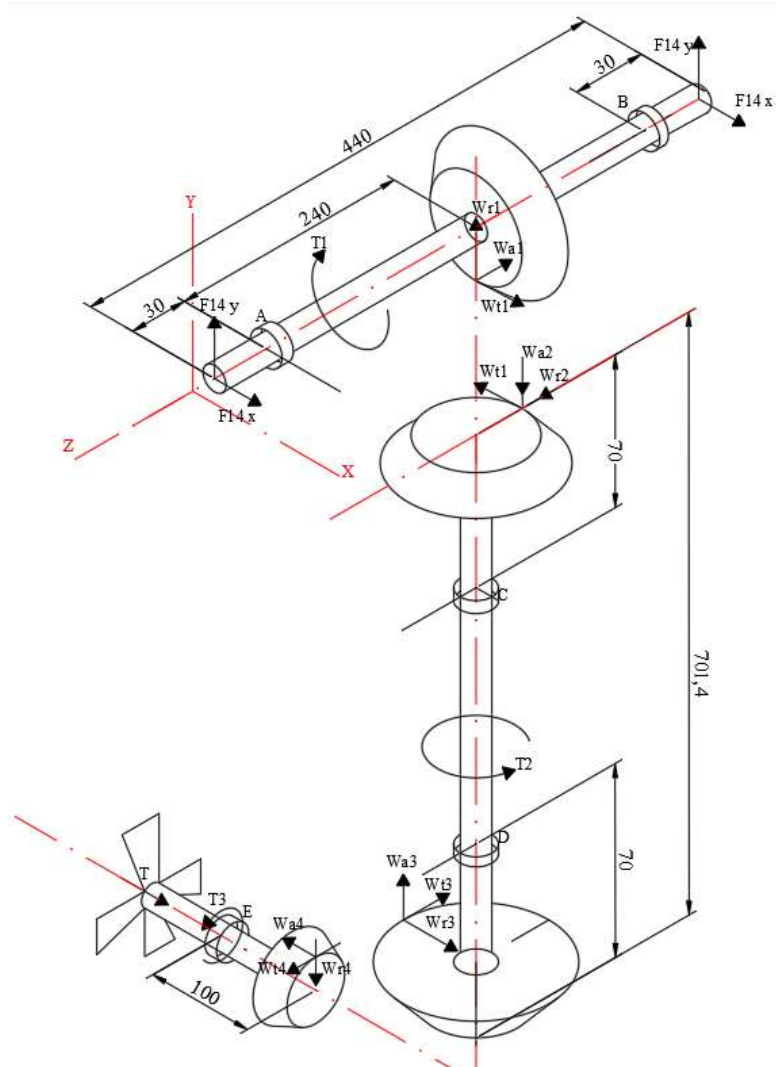


Figura 4- 10 fuerzas y reacciones en el sistema de transmisión

Para comenzar con el cálculo de reacciones es necesario calcular las fuerzas que generaran las ruedas dentadas que se plantean utilizar.

Para ello se utilizaran las siguientes formulas [1]:

$$W_t = \frac{T}{R_m}$$

$$\psi = \tan^{-1} \left[ \frac{N_p}{N_g} \right]$$

$$W_r = W_t \tan(\phi) \cos(\psi)$$

$$W_a = W_t \tan(\phi) \sin(\psi)$$

Donde:

$W_t$  = Fuerza tangencial

$W_r$  = fuerza radial

$W_a$  = fuerza axial

$\psi$  = Angulo de cono

$\phi$  = Angulo de presión

$N_p$  = Numero de dientes de piñón

$N_g$  = Numero de dientes de engrane

$R_m$  = Radio medio de presión

#### Resumen de fuerzas en cada rueda dentada

Numero	Tipo	Torque [Nm]	Fuerza Tangencial [N]	Fuerza Radial [N]	Fuerza Axial [N]
rueda nº1	Engrane	53,53	1115,21	385,06	128,39
rueda nº2	Piñón	17,84	1115,21	128,39	385,06
rueda nº3	Engrane	17,84	557,6	181,53	90,74
rueda nº4	Piñón	8,92	557,6	90,74	181,53

Tabla 4-12 resumen de fuerzas en engranajes cónicos

#### Resumen de fuerzas

Las fuerzas producidas por los engranes se transmiten de forma opuesta a los piñones por lo que se resumen las fuerzas en la siguiente tabla

RUEDA	Ft [N]	Fa [N]	Fr [N]
Rueda 1	Wt1	wa1	wr1
Rueda 2	wt2 = -Wt1	wa2= -wr1	wr2= -wa1
Rueda 3	wt3	wa3	wr3
Rueda 4	wt4 = - wt3	wa4= -wr3	wr4= -wa3

Tabla 4-13 resumen direcciones fuerzas en ruedas dentadas

Para la encontrar los esfuerzos que actúan en cada rodamiento se aplicaran las siguientes ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_0 = 0$$

Una vez realizado el equilibrio de fuerzas en cada árbol se resumen los resultados de los esfuerzos en cada rodamiento en la siguiente tabla respecto a los ejes globales.

Rodamientos	Carga en X [N]	Carga en Y [N]	Carga en Z [N]	Diámetro [mm]
Rodamiento A	-419,87	-155,65	128,39	15
Rodamiento B	-713,34	-289,41	0	15
Rodamiento C	202,95	294,32	1271,72	20
Rodamiento D	-338,04	0	-632,16	20
Rodamiento E	55,92	90,74	-557,6	30

Tabla 4-14 resultados de reacciones en los apoyos

Utilizando los resultados obtenidos será y necesarios 3 rodamientos que soporten cargas axiales y 2 rodamientos que soporten cargas transversales.

### 4.3.2 Selección de rodamientos por software calculador SKF

Utilizando las magnitudes de las reacciones en los apoyos se utiliza el software de la empresa SKF para seleccionar los rodamientos.

Una vez realizadas las iteraciones con los diferentes modelos que el fabricante tiene a disposición se seleccionan los siguientes modelos de rodamientos

Rodamientos	Modelo de rodamiento	Vida esperada [h]	Diámetro int [mm]	Diámetro ext [mm]	Ancho [mm]
Rodamiento A	6302-Z	106000	15	42	13
Rodamiento B	6302-Z	162000	15	42	13
Rodamiento C	6204	19800	20	47	14
Rodamiento D	6204	132000	20	47	14
Rodamiento E	16006	> 2x10 <sup>5</sup>	30	55	9

Tabla 4-15 Características de los rodamientos seleccionados

### 4.3.3 Determinación de resistencia de árboles de transmisión

Los árboles del sistema de transmisión están sometidos a diversas cargas por lo que es necesario comprobar mediante cálculo teórico la resistencia de estos ante estas cargas y de esta manera comprobar que los árboles de transmisión no romperán.

Características de los árboles de transmisión					
árbol	Longitud [mm]	acabado superficial	Esfuerzo	Material	Limite elástico [Mpa]
árbol nº1	440	Mecanizado	Flexión / Torsión	Acero S450	450[15]
árbol nº2	701,4	Mecanizado	Flexión / Torsión	Aluminio 6063 T6	210[15]
árbol nº3	235	Mecanizado	Flexión / Torsión	Acero inox 316	240[38]

Tabla 4-16 Datos para el cálculo de resistencia

Utilizando los resultados de los esfuerzos en cada rodamiento se procede a realizar los diagramas de momentos flectores de cada árbol de transmisión para calcular la resistencia de cada árbol.

#### Árbol de transmisión nº1

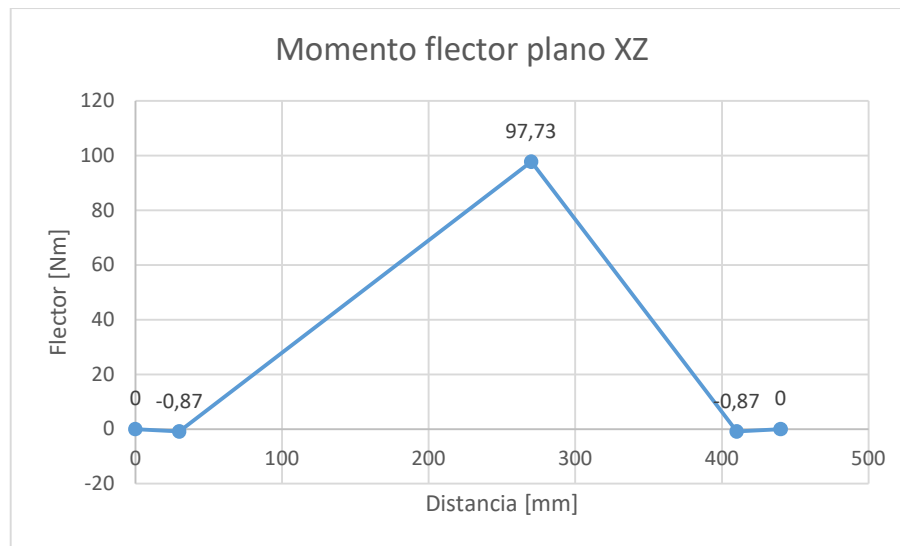


Figura 4-11 árbol nº1 flector plano XZ



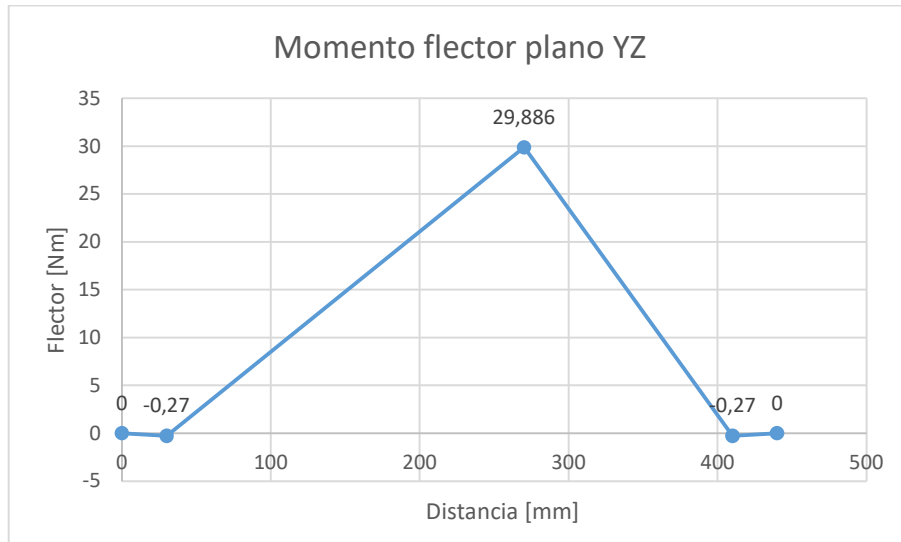


Figura 4-12 árbol n°1 flector plano YZ

### Árbol de transmisión n°2

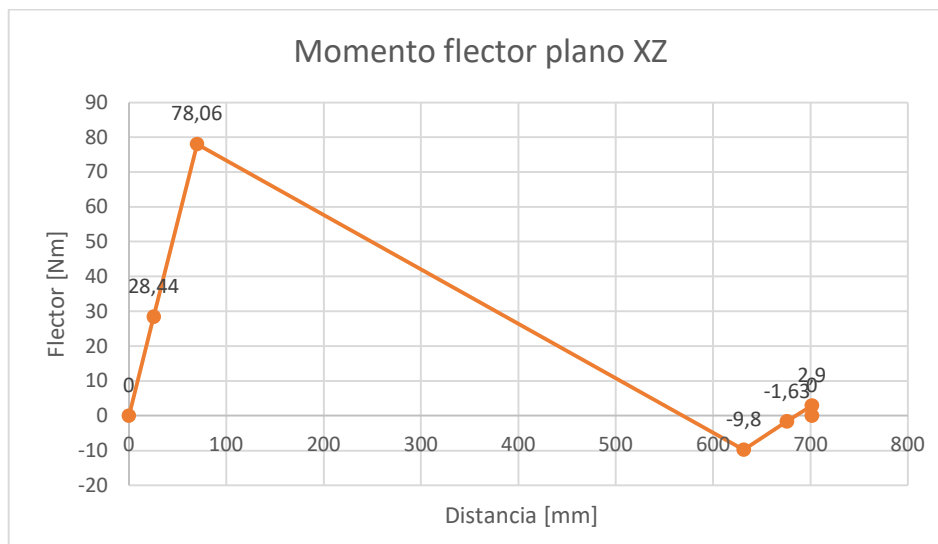


Figura 4-13 árbol n°2 flector plano XZ

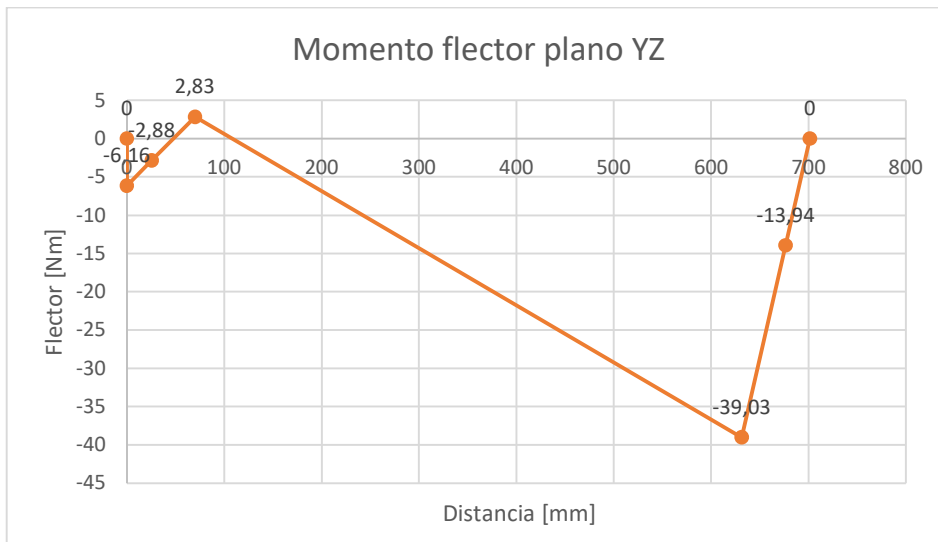


Figura 4-14 árbol n°2 flector plano YZ

Árbol de transmisión N°3

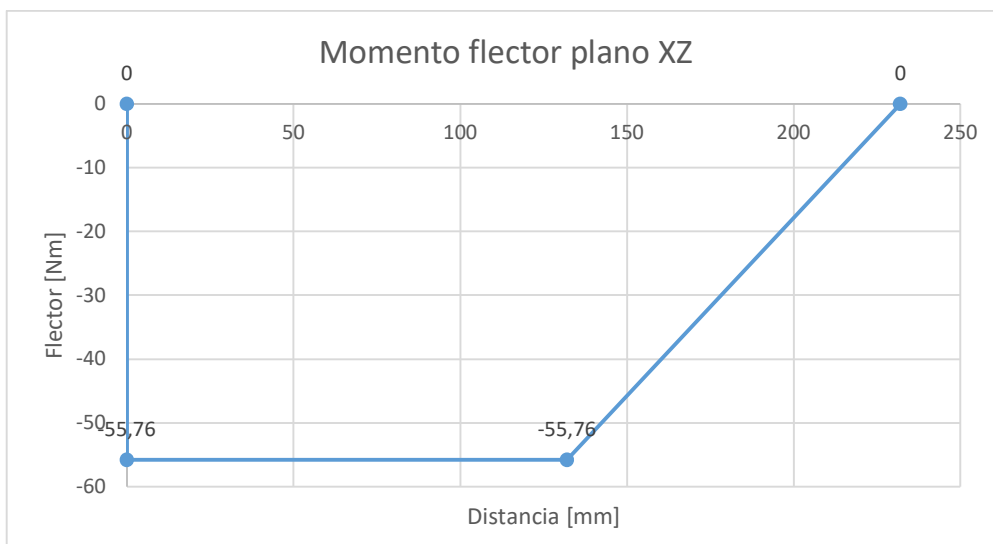


Figura 4-15 árbol n°3 flector plano XZ

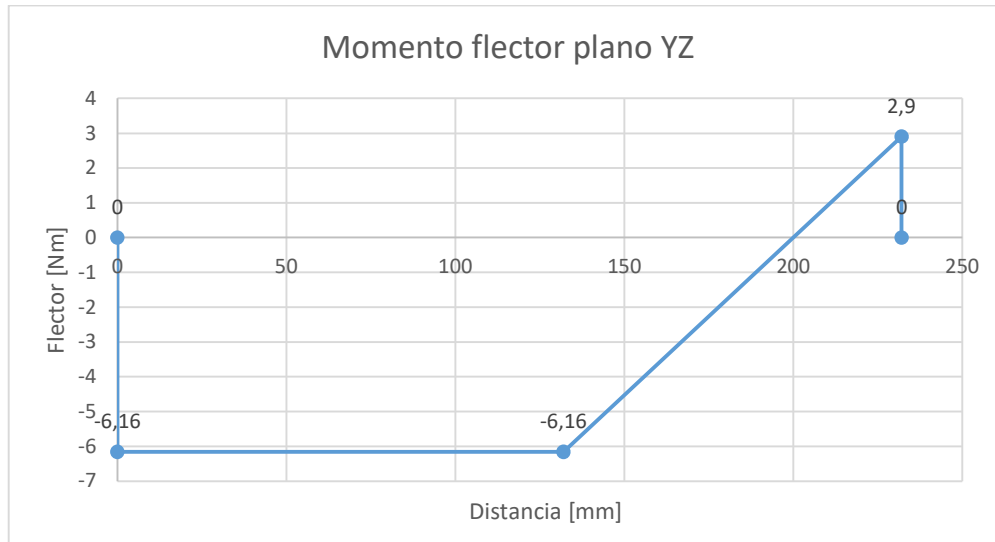


Figura 4-16 árbol nº3 flector plano YZ

El cálculo de resistencia se realizará en los puntos donde el momento flector se máximo así como en los puntos donde se encuentre un cambio de sección.

Podemos resumir estos puntos en la siguiente tabla

Árbol nº1	Punto	Diámetro [mm]	Localización	Mx [Nm]	My [Nm]	M resultante [Nm]	torsor [Nm]
	1	15	Engrane Nº1	29,87	97,73	102,38	53,53
Árbol nº2	Punto	Diámetro [mm]	Localización	Mx [Nm]	My [Nm]	M resultante [Nm]	torsor [Nm]
	1	20	Apoyo C	2,82	78,06	78,11	17,84
2	12	Engrane Nº2	-2,88	28,44	28,58	17,84	
Árbol nº3	Punto	Diámetro [mm]	Localización	Mx [Nm]	My [Nm]	M resultante [Nm]	torsor [Nm]
	1	30	Apoyo E	6,16	55,76	56,1	8,92

Tabla 4-17 resumen de puntos críticos de rotura

Para determinar las tensiones que generan los momentos flectores y torsores se utilizaran las siguientes ecuaciones:

Tensiones

$\sigma = \frac{Mt \frac{D}{2}}{\frac{\pi D^4}{64}} \rightarrow \text{Tension maxima}$	$\tau = \frac{T \frac{D}{2}}{\frac{\pi D^4}{32}} \rightarrow \text{Tension maxima}$
--	---

Tensiones principales [Mohr]

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Tensión equivalente [von misses]

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}$$

Aplicando las fórmulas para cada punto de posible rotura se obtiene los siguientes resultados:

	Diámetro [mm]	Tensión [Mpa] [s]	Tensión [Mpa] [t]	Tensiones principales [Mpa]	Tensión equivalente [Mpa]
Árbol nº1	15	308,98	80,78	387,42 - (-78,44)	431,97
Árbol nº2	20	99,45	11,36	100,73 - (-1,28)	101,37
	12	168,47	52,58	183,52 - (-15,06)	191,49
Árbol nº3	30	21,16	1,68	21,29 - (-0,13)	21,355

Tabla 4-18 resultados tensiones

Utilizando los valores de tensión de límite elástico de cada material y los resultados de las tensiones equivalentes en cada punto crítico se determina si los esfuerzos son suficientes para generar rotura en el material utilizando la siguiente fórmula.

$$\sigma_{\text{limite elástico}} \geq \sigma_{\text{equivalente}} \cdot F_s$$

Reemplazando para cada uno de los materiales y puntos críticos se obtiene los siguientes resultados.

Árbol	Punto	Límite elástico [Mpa]	Tensión equivalente [Mpa]	Factor de seguridad [Fs]
Nº1	Engrane Nº1	450	431,97	1,04173901
Nº2	Apoyo C	210	101,37	2,071618822
Nº2	Engrane Nº2	210	191,49	1,096663011
Nº3	Apoyo E	240	21,355	11,23858581

Tabla 4-19 Resumen de cálculo de resistencia

Como se puede observar con los resultados obtenidos se puede verificar que los esfuerzos que genera todo el sistema de transmisión no son suficientes para generar rotura en cada árbol de transmisión.

## 4.4 Sistema de propulsión

Puede definirse propulsor como el elemento encargado de generar la fuerza necesaria para poder desplazar la embarcación.

Existen diferentes tipos de propulsores marinos tales como:

- Hélices
- Velas rígidas
- Wáter jets propulsión por medio de expulsión de agua
- Sistema ofoil wing este imita la forma en la que se desplazan los cetáceos

Para este proyecto se empleara la helice como medio de propulsión, este se puede definir como un elemento mecánico compuesto por aletas que al rotar sobre un eje alrededor de un fluido (como el agua o aire) transforma la energía cinética del giro en fuerza de empuje.

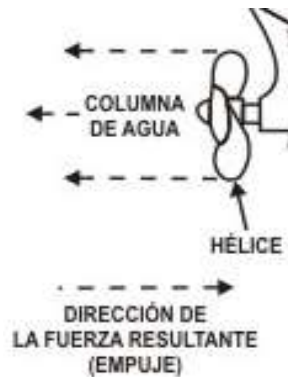


Figura 4-17 propulsiones por helice [51]

Estas pueden diferenciarse por las diferentes características tales como:

### Sentido de giro

Dextrógiras: el giro de la hélice en funcionamiento es en el sentido horario o derecha

Levógiras: el sentido de giro en funcionamiento es en sentido anti horario o izquierda

### Tipo de aletas o palas

Paso fijo: la posición de las palas de la hélice es fija

Paso variable: contiene mecanismos que hacen posible modificar el ángulo de las palas y el paso de la hélice.

### Numero de aletas

Dependiendo de donde se ubicará el motor es recomendable utilizar un número determinado de aletas en la hélice

Motores intraborda -> el motor está ubicado en la parte delantera aproximadamente por el medio de la embarcación, suelen utilizarse hélices de 2 a 4 aletas

Motor fueraborda -> el motor está ubicado en la parte trasera de la embarcación, suelen utilizarse hélices de 3 a 6 aletas

### Tipo de material

Actualmente se está empezando a utilizar otros tipos de materiales como plástico pero es más común encontrar hélices fabricadas en cobre y aluminio.

### Características geométricas

- Diámetro: medido a partir del círculo máximo que puede describir la hélice al rotar
- Paso o pitch: el avance que tiene la hélice al realizar una rotación

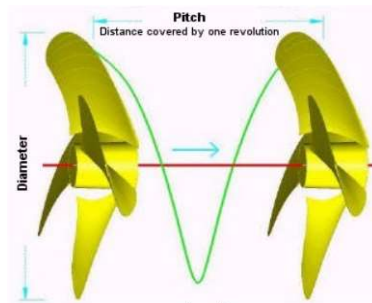


Figura 4-18 pasó de helice [51]

- Línea de referencia de la hélice: línea normal al eje (a)
- Línea de referencia de la pala: línea que forma el eje de la pala (b)

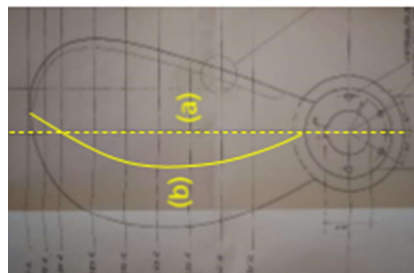
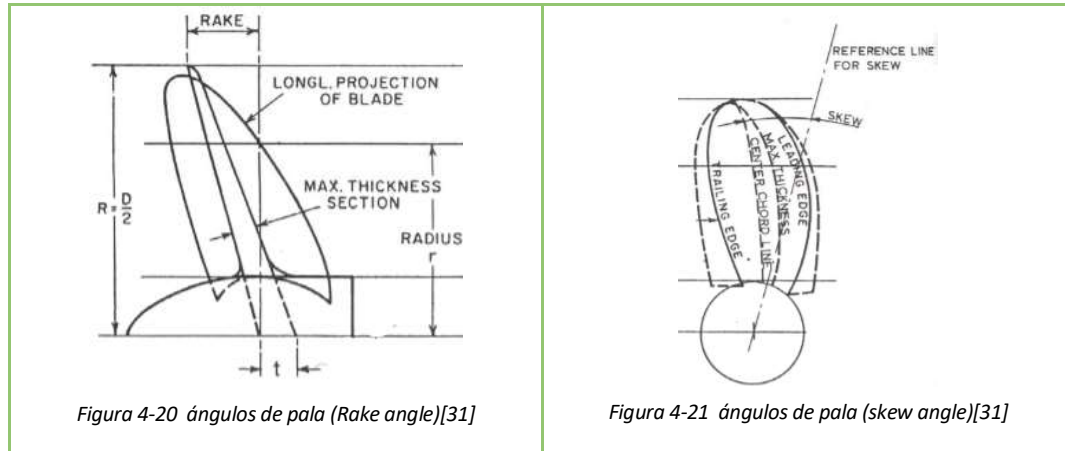


Figura 4-19 líneas de pala [30]

- Lanzamiento axial (Rake angle): ángulo de inclinación hacia atrás de las palas, Es el que contribuye al empuje que genera, este suele estar inclinado aproximadamente  $20^\circ$
- Lanzamiento circunferencial (skew angle): ángulo entre la tangente desde el centro a la línea de referencia de la pala y el extremo de la misma.



### Secciones hidrodinámicas

Borde de ataque (leading edge)

Borde de salida (trailing edge)



Figura 4-22 espesores de pala[30]



### 4.4.1 Selección de la hélice

La selección de la helice es una de las partes más importantes de este proyecto, debido a que las velocidades y potencias que son producidas por el sistema de transmisión son variables y bajas se utilizaran distintos métodos de cálculo para obtener una helice que proporcione la mayor eficiencia y empuje posible.

Existen diferentes métodos tales como

- Crouch método empírico usando el deslizamiento
- $Bp-\delta$  el método de factor de potencia.
- Adkins o teoría de helice optima

Tanto el método de Crouch como el  $Bp-\delta$  son métodos no muy precisos pero suelen dar buenos resultados en la mayoría de embarcaciones pero debido a la baja potencia y velocidad estos métodos no convergen en resultados que puedan ser utilizados por lo que se opta por utilizar el método Adkins o teoría de helice óptima.

#### Javaprop

El Javaprop es un programa libre que permite al usuario analizar una helice suponiendo el estado estático del fluido en el que se encuentra, para el análisis el programa necesita de los siguientes parámetros:

- Velocidad de rotación
- Velocidad de la embarcación
- Diámetro
- Potencia
- Torque
- Numero de palas
- Angulo de ataque
- Tipo de perfil

Con estos parámetros el programa de cálculo dividirá la helice en 4 secciones y calculara los valores tales como la eficiencia y el empuje generado.

Además este programa facilita la importación de la geometría analizada para su fabricación generando un archivo compatible con los programas de diseño mecánico más comunes como solidworks o Catia.

## 4.4.2 Configuración de Javaprop

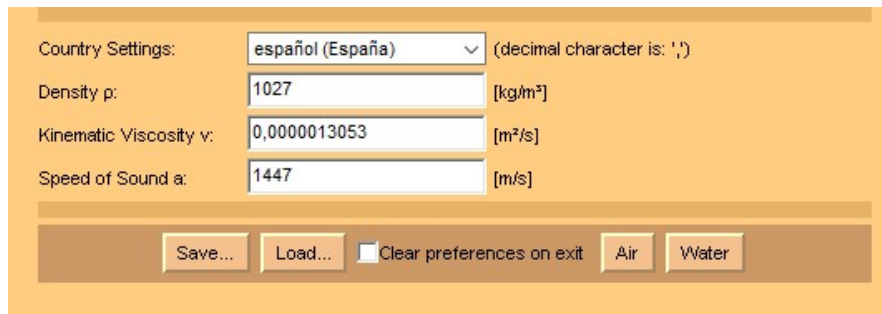
Como ya se ha mencionado antes Javaprop es un programa que calcula los distintos parámetros que presenta una helice (eficiencia, empuje, potencia, avance) a través de parámetros de entrada que necesita.

### Parámetros de helice utilizados

1. Torque : 8,92 [Nm]
2. Densidad del fluido 1027 Kg/m<sup>3</sup> [49]
3. Velocidad de giro: 360 rpm
4. Velocidad de la embarcación: 1,54 m/s [48]
5. Numero de palas : 3
6. Diámetro de la helice: 0,3m
7. Perfil seleccionado MH114

Para la configuración de la helice se realizaron diversas iteraciones teniendo en cuenta las limitaciones que presenta el diseño de la bicicleta, en cada iteración realizada se buscó obtener el mayor empuje posible así como la mayor eficiencia.

### Densidad y viscosidad



The screenshot shows the 'Country Settings' section of the Javaprop software. It includes a dropdown menu for language (set to 'español (España)'), a note about the decimal character, and input fields for Density (p: 1027 kg/m<sup>3</sup>), Kinematic Viscosity (v: 0,0000013053 m<sup>2</sup>/s), and Speed of Sound (a: 1447 m/s). At the bottom, there are buttons for 'Save...', 'Load...', a checkbox for 'Clear preferences on exit', and buttons for 'Air' and 'Water'.

Figura 4- 23 Configuración de fluido

## Parámetros de la helice

Enter Design Parameters and press the 'Design It!' button.

Propeller Name:

Number of Blades B:  [-]

Revolutions per minute rpm:  [1/min]

Diameter D:  [m]

Spinner Dia. Dsp:  [m]

Velocity v:  [m/s]

Torque Q:  [Nm]

shroud chord:  [-]

shroud angle:  [°]

shrouded rotor       square tip       open hub

propeller			
$v/(nD)$	0,856	$v/(\Omega R)$	0,272
Efficiency $\eta$	56,923 %	loading	very high
Thrust T	124,31 N	$C_t$	0,4263
Power P	336,3 W	$C_p$	0,6407
Torque Q	8,92 Nm	$C_s$	0,9352
$\beta$ at 75%R	30,7°	Pitch H	420 mm

Remark: The RPM setting is also used for Analysis page.

Design It!    Copy Text    Copy (HTML)

Figura 4-24 Configuración de Helice

Tipo de perfil

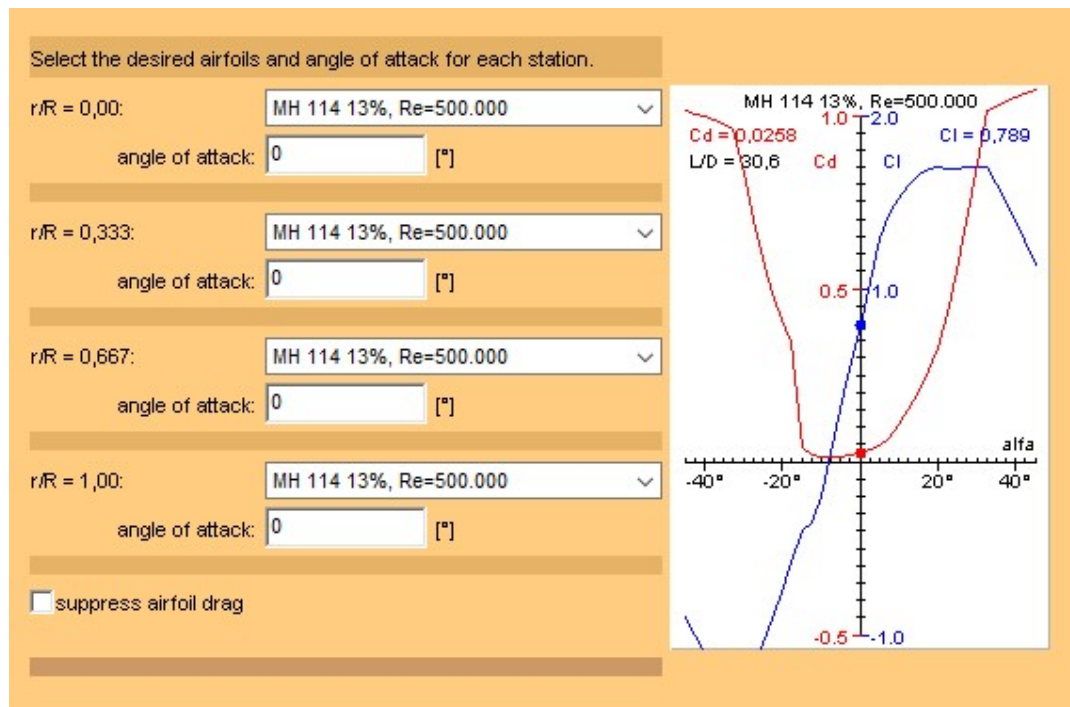


Figura 4-25 Configuración de perfil

## Resultados obtenidos

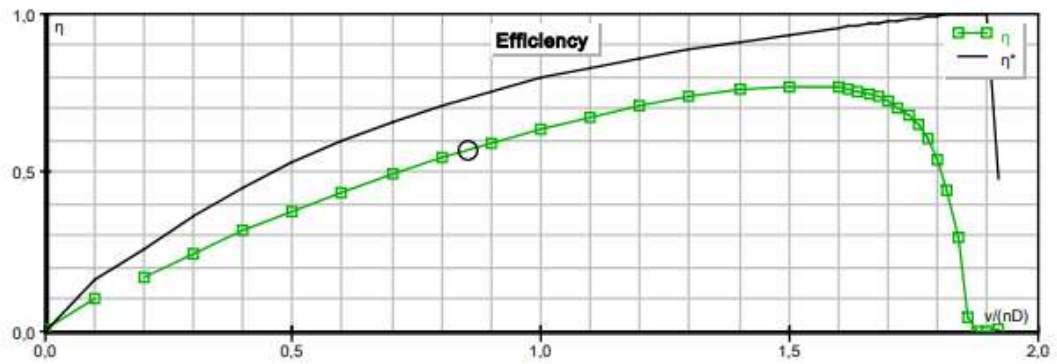


Figura 4- 26 Eficiencia de la helice

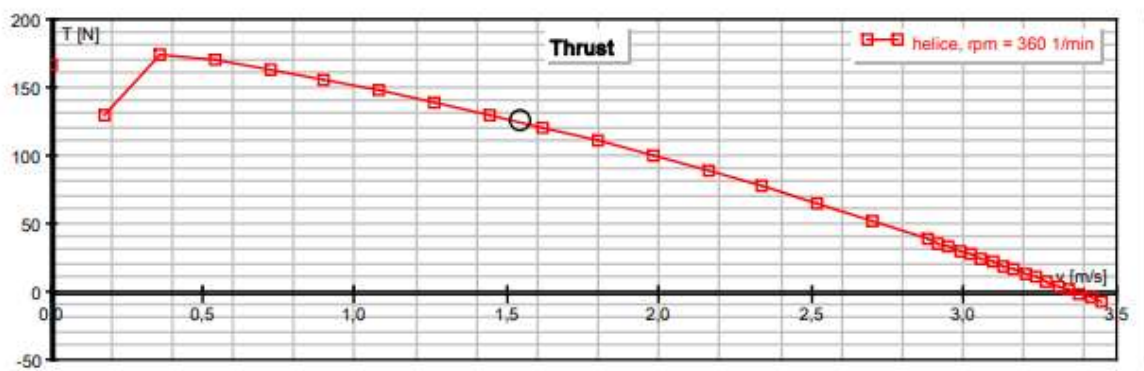


Figura 4- 27 Empuje producido

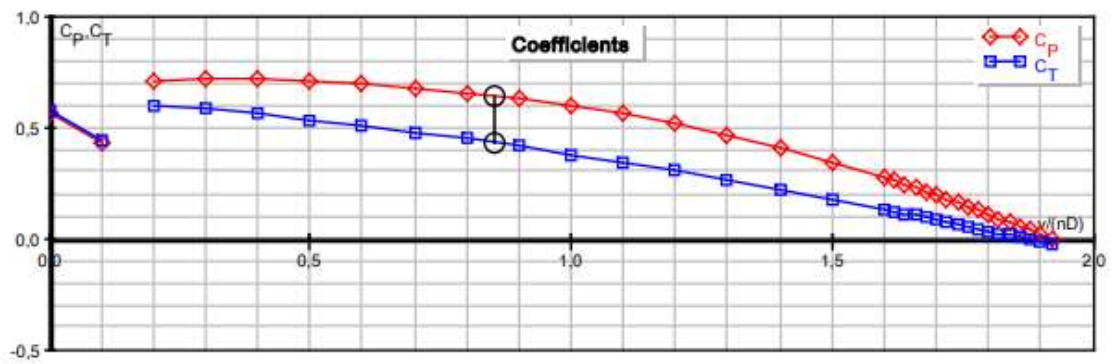


Figura 4-28 Coeficiente de empuje y potencia

#### Interpretación de los resultados

Como se puede observar con las limitaciones de velocidad y potencia la helice que se calculó es capaz de producir un empuje de aproximadamente 124,31 N y trabajar con una eficiencia de aproximadamente el 56,92 %.

### 4.4.3 Selección de Helice

Existen una gran variedad de empresas que fabrican las piezas necesarias para poder ser implementados rápidamente en diversas embarcaciones por lo que se realizara una búsqueda en diversas empresas especializadas en suministros navales para la selección de las piezas necesarias para el funcionamiento de la propulsión de la bicicleta acuática.

Para esta selección es posible comprobar que comercialmente las hélices se distinguen fácilmente por características como:

- Sentido de giro
- Numero de palas
- Diámetro de helice
- Paso de helice

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos en la simulación la helice se realizara una búsqueda entre las hélices comerciales en venta que cumplan las características que se obtuvieron:

- Sentido de giro anti horario
- Diámetro de helice = 300 mm
- Paso de helice = 420 mm
- Numero de palas = 3



Diámetro Diameter Diàmetre (")	Paso Pitch Pas (")	LH	RH	Ø eje máx. max shaft Ø Ø arbre max. (mm)	REF.
					Taladro guía Pilot bore Foret
10"	10"		RH	25	3B-10x10-R
10"	10"	LH		25	3B-10x10-L
10"	11"		RH	25	3B-10x11-R
10"	11"	LH		25	3B-10x11-L
10"	12"		RH	25	3B-10x12-R
10"	12"	LH		25	3B-10x12-L
10"	13"		RH	25	3B-10x13-R
10"	13"	LH		25	3B-10x13-L
10"	14"		RH	25	3B-10x14-R
10"	14"	LH		25	3B-10x14-L
11"	7"		RH	30	3B-11x 7-R
11"	7"	LH		30	3B-11x 7-L
11"	8"		RH	30	3B-11x 8-R
11"	8"	LH		30	3B-11x 8-L
11"	9"		RH	30	3B-11x 9-R
11"	9"	LH		30	3B-11x 9-L
11"	10"		RH	30	3B-11x10-R
11"	10"	LH		30	3B-11x10-L
11"	11"		RH	30	3B-11x11-R
11"	11"	LH		30	3B-11x11-L
11"	12"		RH	30	3B-11x12-R
11"	12"	LH		30	3B-11x12-L
11"	13"		RH	30	3B-11x13-R
11"	13"	LH		30	3B-11x13-L
11"	14"		RH	30	3B-11x14-R
11"	14"	LH		30	3B-11x14-L
11"	15"		RH	30	3B-11x15-R
11"	15"	LH		30	3B-11x15-L
12"	7"		RH	30	3B-12x 7-R
12"	7"	LH		30	3B-12x 7-L
12"	8"		RH	30	3B-12x 8-R
12"	8"	LH		30	3B-12x 8-L
12"	9"		RH	30	3B-12x 9-R
12"	9"	LH		30	3B-12x 9-L
12"	10"		RH	30	3B-12x10-R
12"	10"	LH		30	3B-12x10-L
12"	11"		RH	30	3B-12x11-R
12"	11"	LH		30	3B-12x11-L
12"	12"		RH	30	3B-12x12-R
12"	12"	LH		30	3B-12x12-L
12"	13"		RH	30	3B-12x13-R
12"	13"	LH		30	3B-12x13-L
12"	14"		RH	30	3B-12x14-R
12"	14"	LH		30	3B-12x14-L
12"	15"		RH	30	3B-12x15-R
12"	15"	LH		30	3B-12x15-L
12"	16"		RH	30	3B-12x16-R
12"	16"	LH		30	3B-12x16-L
13"	7"	LH		30	3B-13x 7-L

Figura 4-29 Selección de helice comercial [38]

Como se puede observar la helice tipo B de la empresa Barcelona Propellers es la que más se ajusta a los resultados obtenidos, la diferencia entre diámetro y paso de la helice seleccionada con la calculada son mínimos.



## 4.5 Diseño de flotadores

Los flotadores son uno de los componentes de este proyecto que más cambios sufrió a lo largo del diseño, no por su dificultad, sino por el volumen que estos ocupan y la dificultad de hacerlos portátiles.

En un primer momento se planeó hacer el sistema de flotación mediante un kayak colocado en la base de la estructura. Esto proporcionaba una capacidad de flotación y portabilidad excelente, pero los costes eran demasiado elevados, por lo que se desechó esta posibilidad.

A partir de esto se propuso el uso de flotadores hinchables de gran tamaño, similares a los utilizados en salvamento y de un material similar al de las barcas de Rafting. El problema de nuevo fue el coste económico que eclipsaba cualquier ventaja que este pudiese tener. A falta de encontrar un proveedor capaz de satisfacer esta necesidad a un precio razonable se optó por renunciar a la portabilidad de los flotadores con tal de favorecer el aspecto económico de este.

Es aquí donde la idea de utilizar tubos de PVC surge, sus capacidades estructurales son buenas teniendo en cuenta el uso que se les quiere dar, su coste es muy bajo y son fáciles de incorporar al diseño, no obstante, al no ser hinchables estos no pueden ser transportados con facilidad, por lo que se renuncia a uno de los factores importantes del diseño.

Una vez sabido que se emplearán tubos de PVC queda saber la forma de estos.

Por un lado, sabemos que por normativa no podemos sobrepasar los 2,5 m de longitud en el diseño. Mientras que por el otro necesitamos una capacidad de flotación estimada a partir del peso del posible usuario y del conjunto incluyendo la bici montada. Además, tenemos que los diámetros normalizados disponibles de tubos de PVC llegan hasta los 200 mm de diámetro y 3 m de longitud antes de aumentar de precio de manera considerable. Estos factores llevan a la elección de dos tubos de 200 mm de 2,4 m de longitud, teniendo una seguridad de 10 cm menos que el límite admitido.

Estos tubos demuestran una capacidad de flotación de 146,3 kg, una cifra aceptable para la masa estimada que tendrá el dispositivo con piloto.

Para añadir fiabilidad y robustez al diseño, se aplica un relleno de espuma de poliuretano a los flotadores, cuya finalidad es la de evitar que una grieta o rotura inunde a estos por dentro. Tal como se verá en el apartado de materiales, esta espuma apenas aumenta el peso de estos gracias a sus particulares cualidades.

Ventajas del flotador de PVC rígido:

Ventajas	Desventajas
Económico	Difícil de transportar
Fiable	Más pesado que el modelo hinchable
Robusto	
Fácil de modificar	
Buena resistencia estructural	

Tabla 4-20 Ventajas y desventajas de flotador PVC

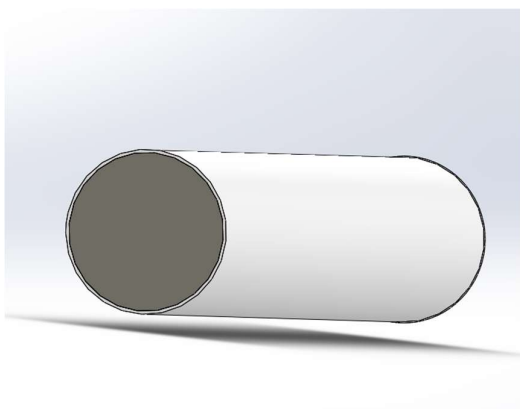


Figura 4-30 Sección del flotador

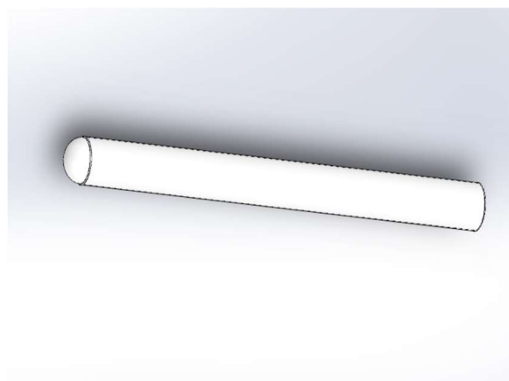


Figura 4-31 Flotador con mejora hidrodinámica

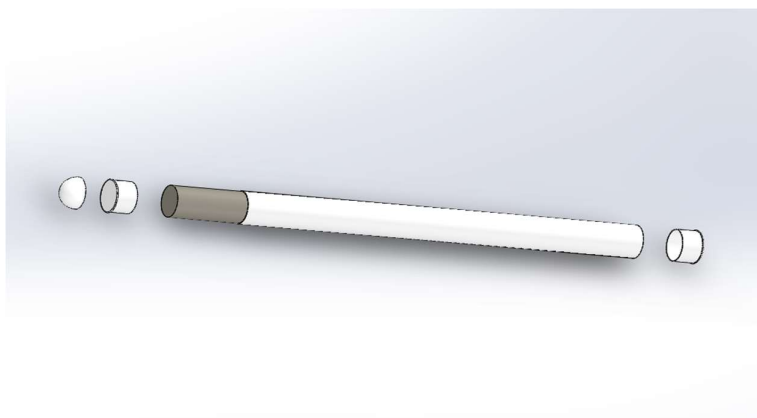


Figura 4-32 Vista explosionada de flotador

## 4.5.1 Materiales empleados en flotadores

Los dos flotadores que conforman el sistema de flotación están formados a partir de tubos y tapas que requieren modificaciones mínimas, pues estos se comercializan en el caso de los tubos en longitudes de hasta 3 m. Estos están formados de PVC rígido. El PVC rígido que es un termoplástico con estructura amorfa que se distingue por su gran resistencia a los agentes químicos y sus excelentes propiedades mecánicas.

Posee muy buena estabilidad química y una excelente resistencia al fuego (no propaga la llama) destaca por su notable resistencia frente a los ácidos diluidos y concentrados, es buen aislante eléctrico, absorbe poca agua y se puede soldar y pegar.

Es además fácil de manipular y ofrece una resistencia suficiente, así como un precio suficientemente asequible como para ser una opción más que atractiva en el proyecto que nos ocupa.

Para las simulaciones posteriores se utilizarán los valores proporcionados por la biblioteca de materiales de Solidworks para PVC rígido.

Property	Value	Units
Elastic Modulus	2410	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.3825	N/A
Shear Modulus	866.7	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	1300	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	40.7	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 4-21 Propiedades del PVC rígido. [15]

Los flotadores cuentan además de un relleno de espuma de poliuretano flexible. Esta espuma impide que los flotadores se llenen de agua en caso de rotura o grieta en el tubo exterior.

Este material se ha elegido debido a que puede aplicarse de manera proyectada, por lo que es fácil de incorporar en el diseño. Además, esta espuma tiene una densidad sólo el 3% del volumen ocupado, por lo cual es una opción ideal para añadir seguridad al montaje sin comprometer el funcionamiento de este.

Esta espuma no se tendrá en cuenta en las simulaciones, ya que sus propiedades mecánicas son muy pobres.

Finalmente tenemos las arandelas de sujeción de los flotadores, pese a que estas con técnicamente parte de la estructura, en pleno funcionamiento irán acopladas al flotador, sumergiéndose con él y actuando como una parte más de ellos.

Para estas arandelas se utilizará acero inoxidable al cromo, tal como el proveedor las vende. En este caso disponemos de dos necesidades principales; por un lado, es necesario que estas arandelas resistan la corrosión del agua de mar de manera consistente, además, también es necesario que estas aguanten esfuerzos mecánicos de cierta magnitud, ya que la presión que los flotadores puedan sufrir supondrá una deformación que estas abrazaderas tratarán de contener. Al mismo tiempo estas abrazaderas serán el nexo de unión con la estructura, por lo que utilizar un material más denso y resistente como el acero es algo imprescindible.

La decisión de utilizar acero inoxidable al cromo se empleará en más de una ocasión cuando sea necesario disponer de una resistencia mecánica superior en agarres y sujeciones.

Estas son las propiedades del acero inoxidable al cromo obtenidas de la biblioteca de materiales de Solidworks que se utilizará:

Property	Value	Units
Elastic Modulus	200000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.28	N/A
Shear Modulus	77000	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	7800	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	413.613	N/mm <sup>2</sup>
Compressive Strength		N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	172.339	N/mm <sup>2</sup>

*Tabla 4-22 Propiedades de acero inoxidable al cromo [15]*

Por último, se utilizará un adhesivo en gel para PVC rígido entre las uniones del tubo con las tapas laterales y el dispositivo de mejora hidrodinámica semiesférico.

## 4.5.2 Cálculo: velocidad desarrollada por la bicicleta

### 4.5.2.1 Planteamiento

Una de las características más importantes del dispositivo será su velocidad máxima. Esta viene determinada según la capacidad de empuje que nuestro mecanismo de impulsión sea capaz de producir en relación al Drag que los flotadores generen al estar en contacto con el agua.

Otro factor que interviene es el de la fricción de la bici y su usuario con el viento, este valor no obstante se descartará para el siguiente cálculo, ya que al ser la densidad del aire mucho menor que la del agua su impacto en el Drag total puede despreciarse.

### 4.5.2.2 Drag de flotador

El sistema de flotación utilizado para este proyecto consiste en dos tubos cilíndricos de 0,2 m de diámetro y 2,4 m de longitud. Ambas caras de este tubo son planas y la rugosidad vendrá determinada por la del PVC liso utilizado.

Para poder empezar con los cálculos necesarios primero de todo debemos saber en qué régimen trabaja el flotador, este puede ser laminar o turbulento dependiendo del número de Reynolds.

Este valor dependerá de la densidad ( $\rho$ ) del fluido por el que se navega, de la velocidad relativa del flotador respecto al fluido ( $c$ ), de la longitud de la cuerda ( $L$ ) y de la viscosidad dinámica ( $\mu$ ) según la siguiente ecuación de Reynolds [21]:

$$Re = \frac{\rho c L}{\mu}$$

Para la densidad del fluido se elige un valor de 1027 kg/m<sup>3</sup>, este valor es ligeramente superior al del agua pura, ya que hay que tener en cuenta la salinidad del mar.

Para la viscosidad dinámica el valor escogido será de 0,001139 N\*s/m<sup>2</sup>, valor correspondiente a la viscosidad del agua a 15 °C.

En el caso de la cuerda se utiliza el radio del tubo, ya que será la distancia que el flujo recorrerá.

El valor de la velocidad no es conocido, y por tanto se requiere de otro camino para poder conseguir el valor de Re. Es aquí donde el coeficiente de fricción o Drag nos será útil [21]:

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

Esta ecuación permite relacionar el coeficiente de Drag para un perfil determinado con la fuerza que este provocaría a una velocidad determinada. Sabemos por los datos de empuje del sistema de propulsión que este valor es de 124,65 N, por lo que la fuerza de Drag máxima que cada flotador puede llegar a producir es de 62,325 N cada uno.

Podemos hallar el área transversal (A) a partir de la sección del tubo empleado.

Seguimos sin tener el coeficiente de Drag ( $C_d$ ), pero si echamos un vistazo a los valores de este en función del perfil podemos realizar una suposición para la velocidad y de esta forma seguir con los cálculos hasta llegar al resultado final.

En este caso tenemos que para  $Re > 10.000$  se da lo siguiente:

Se puede ver que para el tipo de perfil del que disponemos nuestro  $C_d$  dependerá de  $L/D$ . Este valor en el caso de un tubo de 2,4 m de longitud y 0,2 m de diámetro es de 12, por lo que el valor correspondiente de  $C_d$  sería 1,0. Siempre y cuando el valor de  $Re$  sea superior a 10.000.

Para saber si esto se cumple se hará el cálculo inverso con la intención de saber a qué velocidad esto deja de ser cierto lo que nos dice la tabla superior.

Situando el valor de  $Re$  a exactamente 10.000 para la ecuación de Reynolds vista anteriormente:

$$Re = \frac{\rho * c * L}{\mu} \rightarrow c = \frac{Re * \mu}{\rho * L}$$

$$c = \frac{10000 * 0,001139}{1027 * 0,1571} = 0,071 \text{ m/s}$$

Este valor es demasiado bajo como para ser considerado realista en el caso del mecanismo que se tiene, por ello se realizarán los cálculos utilizando los valores de coeficiente de Drag siguientes:

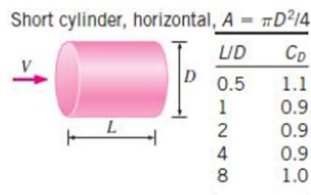


Figura 4-33 Perfil cilíndrico [20]

Utilizando  $C_D = 1$  y con la siguiente expresión variando la para el Drag:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho c^2 A} \rightarrow c = \sqrt{\frac{F_D}{C_D \frac{1}{2} \rho A}}$$

Se halla el valor correspondiente de C para este tipo de perfil de flotador:

$$c = \sqrt{\frac{62,325}{1 * \frac{1}{2} * 1027 * \pi * 0,1^2}} = 1,97 \text{ m/s}$$

El valor obtenido es de 1,97 m/s, por encima de los 1,54 m/s (3 nudos) admitidos por normativa en cuanto a velocidad costera, pero por debajo de los 5,14 m/s (10 nudos) permitidos antes de la necesidad de contratar un seguro de responsabilidad civil. Es por esto que se buscarán nuevas formas de mejorar la hidrodinámica del flotador con vistas a poder aumentar el valor de la velocidad máxima.

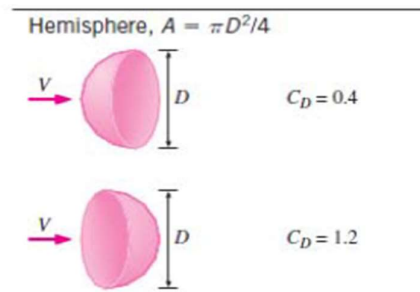


Figura 4-34 Perfil semiesférico [20]

Observando la tabla se puede encontrar un perfil con un valor de  $C_d$  mucho menor al que nos presenta el tubo de lateral recto. Además, añadir este tipo de carcasa al montaje del que se dispone no es una tarea compleja, es por esto que se comprobará que nueva velocidad máxima podríamos obtener con esta mejora.



Aplicando este cambio en el Cd de la ecuación anterior se obtiene:

$$c = \sqrt{\frac{62,325}{0,4 * \frac{1}{2} * 1027 * \pi * 0,1^2}} = 3,11 \text{ m/s}$$

Esta nueva velocidad es más adecuada teniendo en cuenta la potencia de la que se dispone y sabiendo que, al menos en cuanto a la hidrodinámica de los flotadores no hay mucho margen de mejora. Es por esto que el nuevo resultado se da como aceptable.

Dicho esto, la velocidad limitada por normativa costera es de 1,5 m/s, por lo que se determina que los flotadores no suponen una limitación en cuanto a la velocidad máxima dentro de este ámbito. No obstante, fuera de dicha zona, el dispositivo de moverá aproximadamente a un 60% de la velocidad permitida antes de tener contratar un seguro de responsabilidad civil.

### 4.5.2.3 Resultados y mejoras

Con lo visto hasta ahora tenemos el flotador simple, que permite una velocidad máxima de 1,97 m/s a 62,325 N de empuje con un coeficiente de Drag de 1.

Y el flotador mejorado, que permite una velocidad máxima de 3,11m/s a 62,325 N de empuje con un coeficiente de Drag de 0,4.



Figura 4-35 Flotador simple

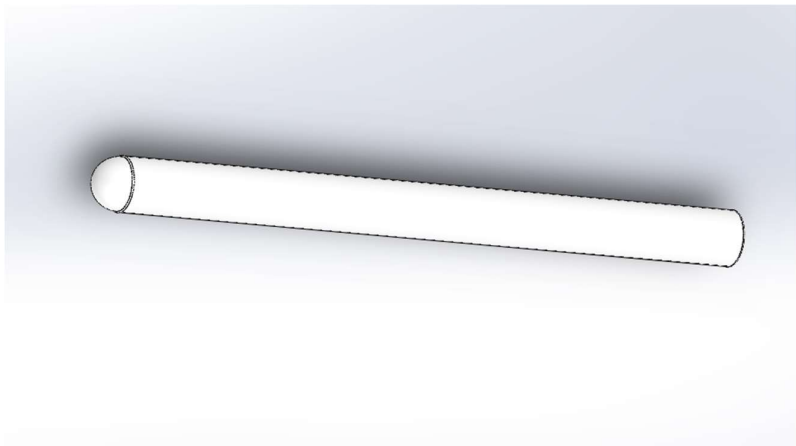


Figura 4-36 Flotador mejorado

### 4.5.3 Análisis de carga lateral del flotador

Para poder garantizar la integridad estructural del sistema de flotación elegido se procederá a simular por ordenador las cargas a las cuales este sistema será sometido en su funcionamiento habitual.

Para realizar dicha simulación se hará uso de la extensión “simulation” de Solidworks. Además, se deben establecer ciertas características de nuestro diseño que servirán como restricciones a la hora de introducir los datos. Estas incluyen los vectores de las cargas, materiales zonas fijas y malladas.

La flotación máxima estimada para el conjunto de flotadores es de 146,27 kg, esto incluye el volumen reducido impuesto por el relleno de espuma interno de un 3%. Conociendo esto se puede deducir que en circunstancias ideales la carga a la cual estaría sometido cada uno de los flotadores sería de  $\frac{1}{4}$  de este valor en cada uno de los agarres a la estructura. Pero asumir esto sería demasiado optimista, ya que por las condiciones del entorno en que este dispositivo piensa utilizarse es muy posible que la distribución de fuerzas sea cambiante debido al oleaje u oscilaciones del usuario durante su uso. Es por esto que a la hora de realizar la simulación se hará de manera que cada agarre aguante hasta  $\frac{1}{2}$  del peso total, o lo que es lo mismo, que cada flotador individual sea capaz de soportar todo el peso del usuario de manera singular. Esta suposición tendrá dos repercusiones importantes en el diseño que serán altamente beneficiosas.

Por un lado, si un solo flotador es capaz de resistir todo el peso del usuario de manera individual esto permitirá que este pueda subir a la bici utilizando uno de los flotadores como escalón sin que este colapse.

Además, asegurar que estos flotadores puedan resistir semejantes cargas nos da la certeza de un factor de seguridad mayor, lo cual se traduce en unas capacidades estructurales mayores.

Cabe destacar que en caso de que uno de los flotadores se vea sometido a unas cargas superiores a las diseñadas para mantenerse a flote, la respuesta inmediata de este no sería solo la de romperse, sino más bien la de hundirse. Por ello, se alerta de que esta simulación está más orientada a una posible sacudida por oleaje o impacto más que a la de una carga sostenida, ya que esta última provocaría un hundimiento para lo cual no hay otra solución que la de aumentar la capacidad de flotación del conjunto.

### 4.5.3.1 Condiciones de la simulación

Con el objetivo de realizar una simulación lo más ajustada posible a la realidad se aísla uno de los flotadores con su correspondiente arandela de sujeción. La idea principal es comprobar la magnitud tanto de la tensión Von Mises como el desplazamiento al que estará sometido dicho flotador en las zonas más expuestas a los esfuerzos producidos por un posible balanceo o sacudida y determinar si estas son suficientes para alterar el funcionamiento o integridad estructural del montaje.

Los componentes individuales involucrados en la simulación son el tubo principal de PVC de 200mm, las tapas laterales también de PVC y las dos piezas de la arandela de acero inoxidable que sujetan el tubo.

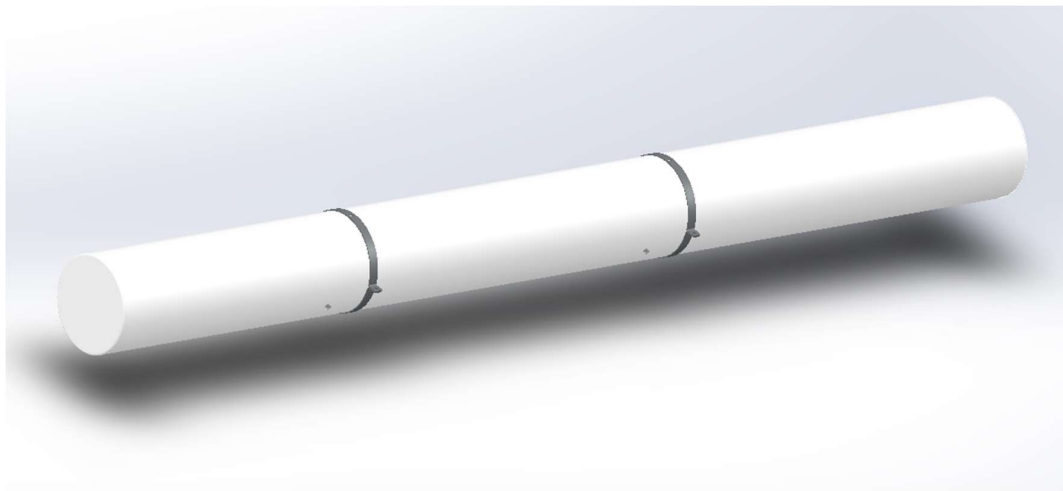


Figura 4-37 Modelo de flotador individual aislado

### 4.5.3.2 Cargas y restricciones

El enfoque de esta simulación se hará considerando que el flotador tendrá un empuje vertical debido al principio de Arquímedes que será equivalente a  $\frac{1}{2}$  de la carga total admitida por este, en otras palabras, la fuerza a la que será sometido será la máxima que este podría hacer antes de hundirse por exceso de peso.

Con este fin se aplica una fuerza de componente vertical sobre la mitad superior de ambas abrazaderas. Este valor es de 717,45 N, que corresponde a  $\frac{1}{2}$  de la carga total estimada como ya se ha comentado.

Las restricciones aplicadas en este ensayo serán la fijación de ambas abrazaderas inferiores del flotador con la intención de hacer que este se vea obligado a mostrar la deformación resultante sobre el tubo tras aplicar las cargas.

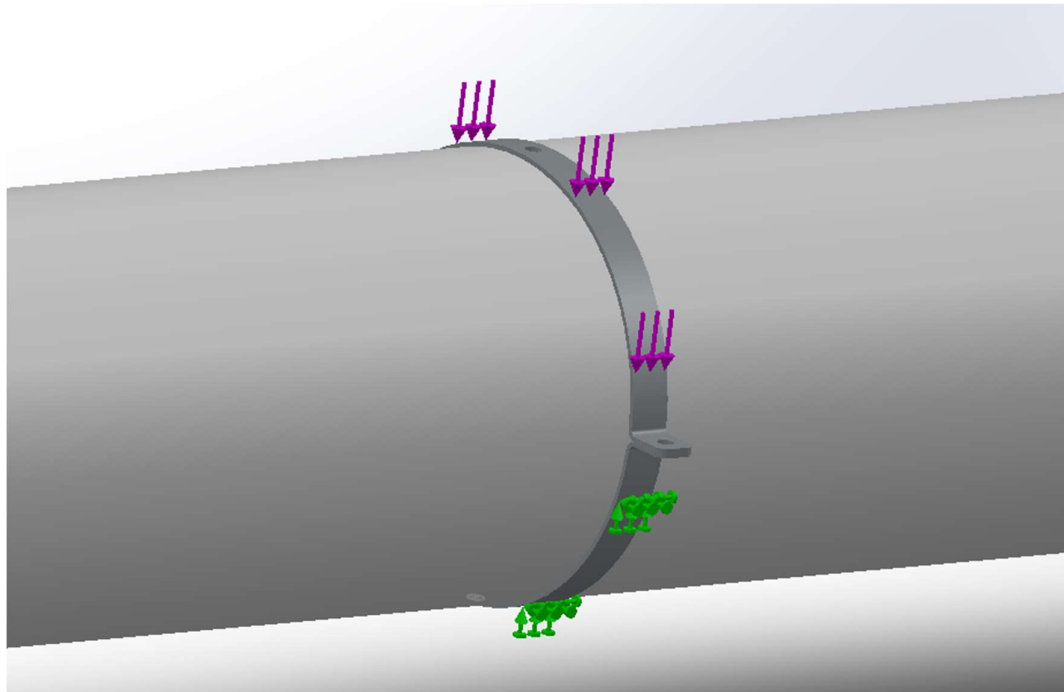


Figura 4-38 Restricción aplicada en abrazadera

### 4.5.3.3 Mallado

Debido a la relativa simplicidad del montaje, se realiza un mallado de finura determinada según los estudios de convergencia con tal de obtener unos resultados lo más cercanos a la realidad posibles.

El mallado generado ofrece las siguientes características:

Mesh Details	
Study name	Análisis cargas flotador (-Predeterminado-)
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Standard mesh
Automatic Transition	Off
Include Mesh Auto Loops	Off
Jacobian points for High quality mesh	4 points
Element size	8 mm
Tolerance	0,4 mm
Mesh quality	High
Total nodes	331927
Total elements	172780
Maximum Aspect Ratio	20.415
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	91,8
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	0,0781
% of distorted elements (Jacobian)	0
Number of distorted elements	0
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:01:38
Computer name	

Figura 4-39 Detalles del mallado del flotador

El número de nodos es 331927 y el de elementos totales 172780 con alta convergencia, lo cual garantiza una gran fiabilidad del conjunto analizado.

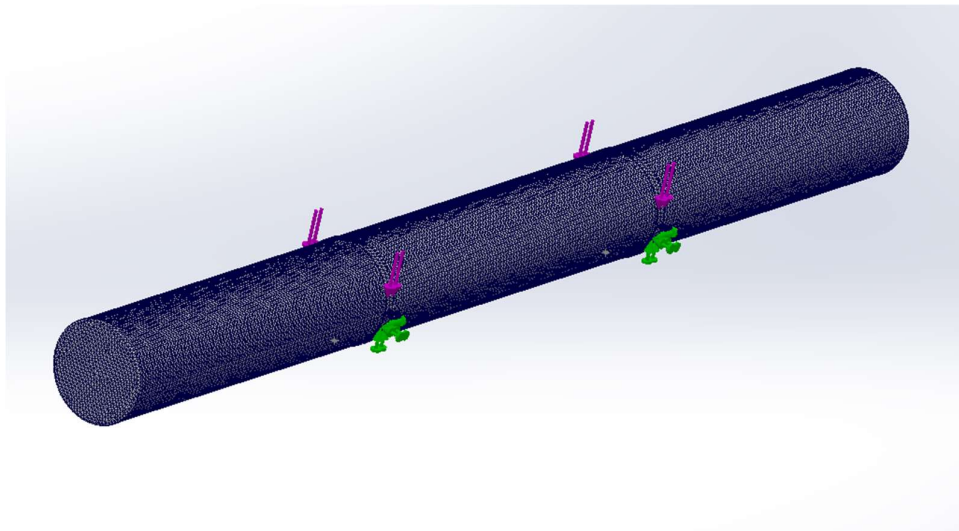


Figura 4-40 Conjunto de flotador mallado

### 4.5.3.4 Resultados

Tras realizar la simulación en las condiciones dadas se obtienen los siguientes resultados:

Estudio de convergencia de carga de flotador			
Tamaño de malla (mm)	Elementos	Nodos	Estrés (Mpa)
30	13352	25891	71,77
25	31586	54481	78,47
20	58481	96344	100,9
15	51319	98953	93,31
8	172780	331927	93,54

Tabla 4-23 Estudio de convergencia del flotador

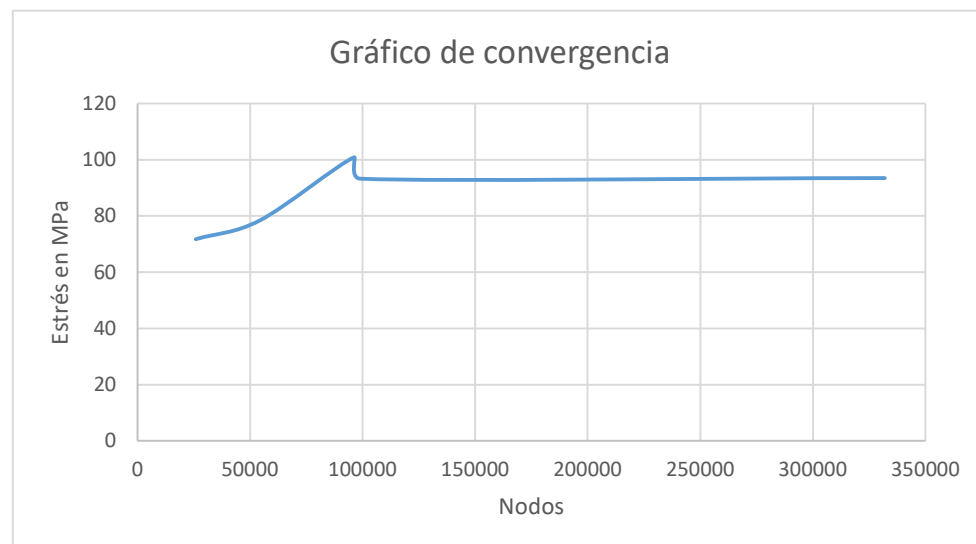


Figura 4-41 Gráfico de convergencia de flotador

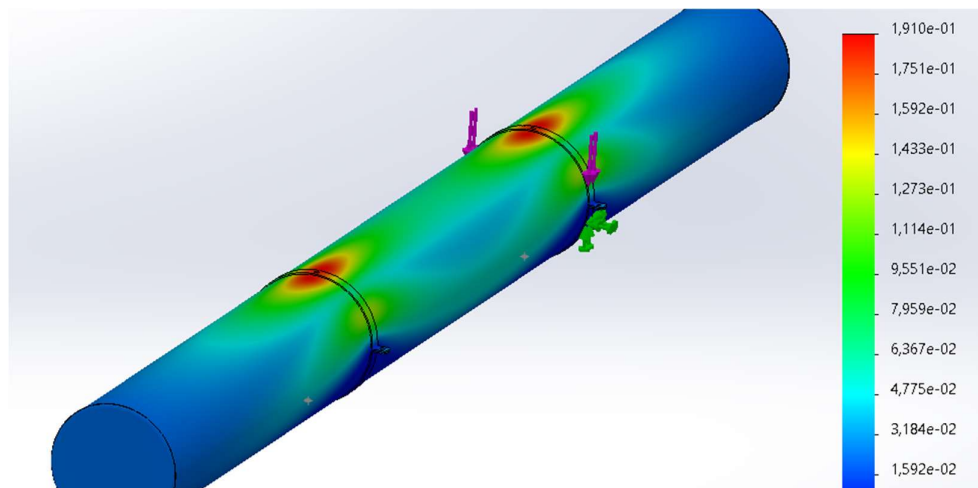


Figura 4-42 Desplazamientos de flotador 1

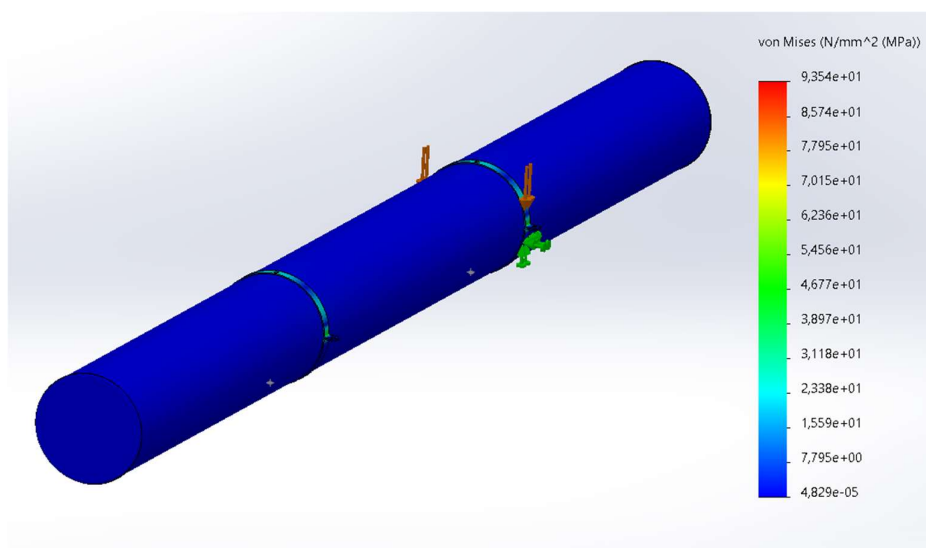


Figura 4-43 Tensiones Von Mises de flotador

Debido a la naturaleza de la simulación y las restricciones impuestas se obtienen picos de tensión en las uniones de las arandelas, estos no suponen un problema ya que aparte de estar hechas de acero y ser mucho más resistentes que el PVC del tubo, son producto de la restricción impuesta para fijar el montaje, esto ha generado unas tensiones que en condiciones normales se repartirían por toda la superficie del flotador.

Las deformaciones presentan un patrón esperado, siendo mayores cerca de la unión con la abrazadera superior, y por tanto de las zonas de aplicación de fuerza. Este valor es demasiado bajo como para provocar una grieta o rotura en el diseño, con lo que esta fase de la simulación queda superada.



#### 4.5.4 Análisis de carga frontal del flotador

Para poder garantizar la integridad estructural del sistema de flotación elegido se procederá a simular por ordenador las cargas a las cuales este sistema será sometido en su funcionamiento habitual.

Para realizar dicha simulación se hará uso de la extensión “simulation” de Solidworks. Además, se deben establecer ciertas características de nuestro diseño que servirán como restricciones a la hora de introducir los datos. Estas incluyen los vectores de las cargas, materiales, zonas fijas y malladas.

La fuerza de propulsión producida por la hélice en el punto en que el Drag de los flotadores llega al mismo valor es de 50N. Por ello, es necesario conocer si esta fuerza repartida de forma apropiada puede suponer un problema en el dispositivo.

#### 4.5.4.1 Condiciones de la simulación

Para realizar un estudio lo más cercano a la realidad posible, se aplica una fuerza de 124,85 N repartida en los dos flotadores para su zona frontal. El valor de 62,325 N surge del hecho de ser el punto en que propulsión y Drag son iguales, límite impuesto por la velocidad máxima del dispositivo según normativa.

Los componentes involucrados son los mismos que en el análisis del flotador visto anteriormente.

#### 4.5.4.2 Cargas y restricciones

Las cargas aplicadas se sitúan en 62,325 N por flotador aplicadas en el frontal semiesférico en dirección longitudinal del flotador.

Las restricciones se aplican en la base de la zona trasera del flotador y las arandelas de sujeción. De esta forma se simula de manera precisa el caso real esperable.

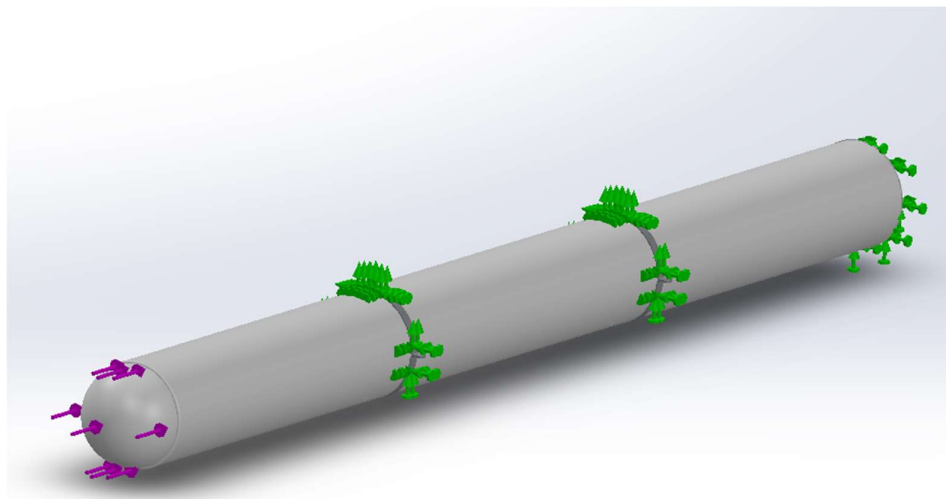


Figura 4-44 Cargas y restricciones de flotador en frontal

### 4.5.4.3 Mallado

Debido a la relativa simplicidad del montaje, se realiza un mallado de finura determinada según los estudios de convergencia con tal de obtener unos resultados lo más cercanos a la realidad posibles.

El mallado generado ofrece las siguientes características:

Mesh Details	
Study name	Análisis cargas flotador (-Predeterminado-)
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Standard mesh
Automatic Transition	Off
Include Mesh Auto Loops	Off
Jacobian points for High quality mesh	4 points
Element size	8 mm
Tolerance	0,4 mm
Mesh quality	High
Total nodes	365987
Total elements	197803
Maximum Aspect Ratio	228.32
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	92.3
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	0.089
% of distorted elements (Jacobian)	0
Number of distorted elements	0
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:01:38
Computer name	

Figura 4-45 Detalles de malla flotador frontal

El número de nodos es 365987 y el de elementos totales 197803 con convergencia en estos valores, lo cual garantiza una fiabilidad alta dadas las dimensiones del conjunto analizado.

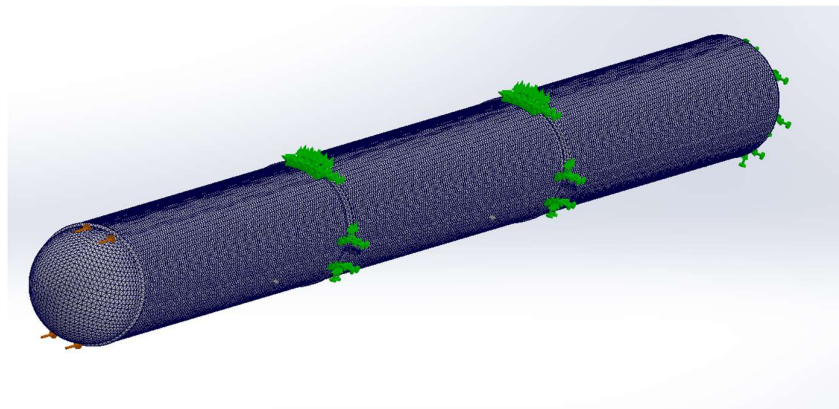


Figura 4-46 Malla flotador frontal

#### 4.5.4.4 Resultados

Tras realizar la simulación se obtienen los siguientes resultados:

Estudio de convergencia de esfuerzo Drag flotador			
Tamaño de malla (mm)	Elementos	Nodos	Estrés (Mpa)
30	14225	27095	0,09803
25	27622	49083	0,08827
20	36316	65864	0,08033
15	58284	108572	0,1148
8	197803	365987	0,1245

Tabla 4-24 Estudio de convergencia para Drag de flotador

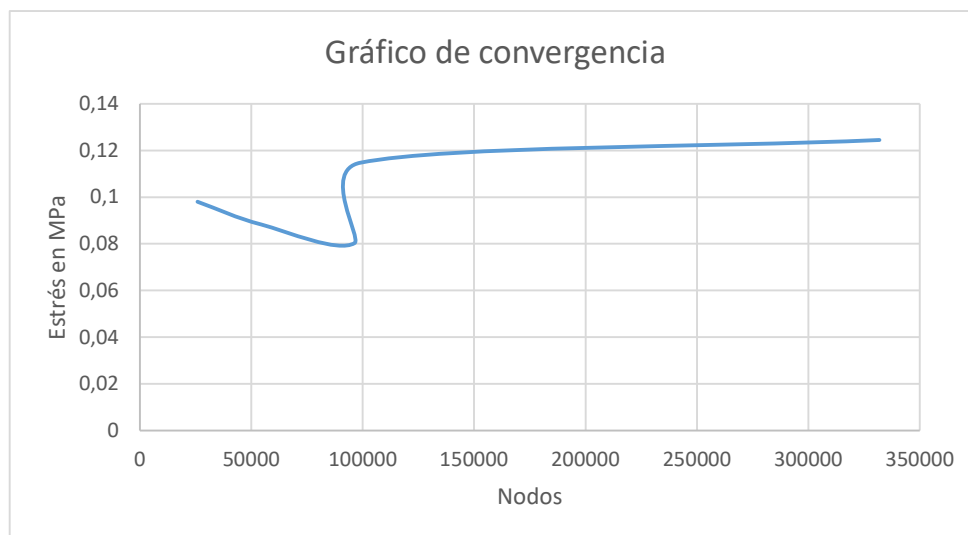


Figura 4-47 Gráfico de convergencia para Drag de flotador

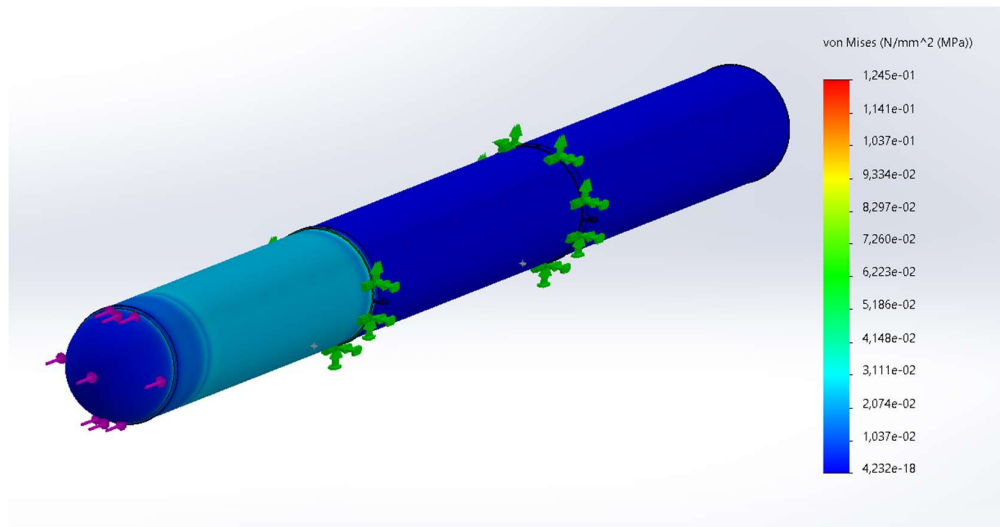


Figura 4-48 Tensión Von Mises en flotador

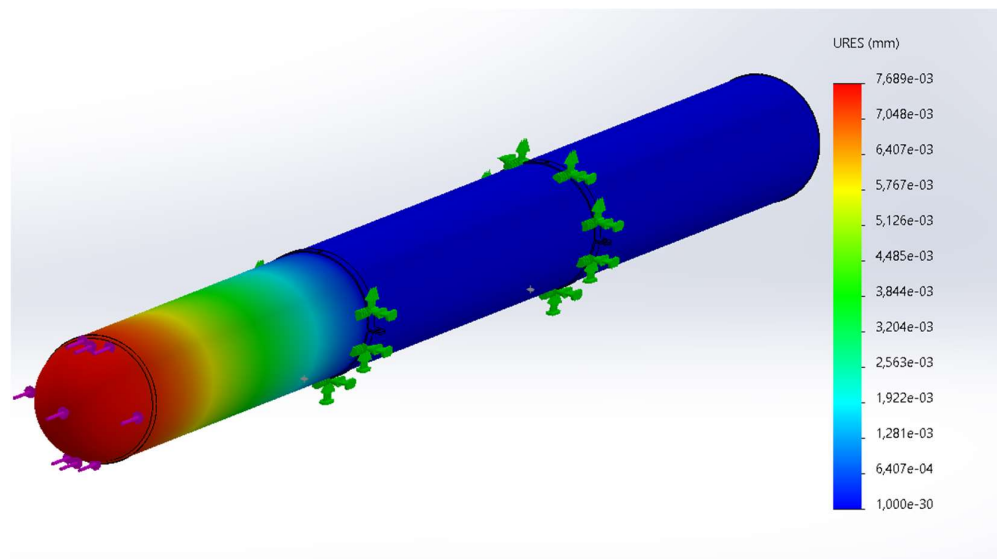


Figura 4-49 Desplazamientos en flotador

Los resultados obtenidos en la simulación muestran que los esfuerzos a los que se somete el conjunto son muy bajos como para considerar ningún tipo de acción al respecto. De hecho, aún combinándolos con los resultados del estudio anterior no suponen una adición significativa a los esfuerzos o desplazamientos.

Esto se debe al hecho de que las cargas se aplican en el borde semiesférico, lo cual provoca que estas generen un esfuerzo de compresión sobre el eje longitudinal del flotador, que es el más resistente.

Es por estas razones que esta fase de la simulación se da como superada.

## 4.6 Diseño de estructura delantera, trasera y dirección

El diseño de las dos partes que conforman la estructura ha seguido las pautas establecidas por los criterios principales de diseño de este proyecto como son un bajo coste, alta robustez y simplicidad.

Las principales necesidades que debe cumplir la estructura es la de proporcionar una base estable sobre la que colocar la bici con su usuario y la de poder anclar los flotadores con facilidad. Con este fin se opta por la incorporación de una estructura basada en dos travesaños que unen ambos flotadores a una distancia de 1,28 m entre centros. Estos travesaños permiten además extenderse verticalmente para unirse al cuadro de la bici mediante sujeciones de diverso tipo.

La estructura trasera constara de dos sujeciones normalizadas con el fin de anclarse al cuadro en su zona posterior. Estas sujeciones son regulables gracias a una caña que va introducida en un agarre que a su vez se introduce en el tubo vertical trasero. Dichos tubos estarán roscados a uniones de tipo T que a su vez se encuentran soldadas al travesaño.

Los codos y Ts utilizados serán de las mismas características que los tubos, pensados para acoplarse a estos de manera adecuada.

En cuanto a los agarres para el flotador, se opta por el uso de abrazaderas atornilladas a la estructura. Esto permite alterar fácilmente la posición sobre la cual recaerá el peso del conjunto, haciendo más fácil situar el centro de gravedad sobre la parte intermedia del flotador con el fin de conseguir un equilibrio mayor.

Estas abrazaderas son también una forma sencilla y económica de unir el sistema de flotación a la estructura.

#### 4.6.1 Materiales empleados en estructuras delantera, trasera y dirección

Tanto la estructura delantera como la trasera están sometidas a cargas de distinta magnitud que requieren del uso de un material relativamente resistente. No obstante, este no puede ser demasiado denso, ya que es necesario tener en cuenta la capacidad de flotación limitada de la que disponemos. Además, se requiere de una cierta resistencia a la corrosión, ya que el entorno de trabajo del dispositivo será principalmente el mar.

Con esto, se optará por el uso de tubos cilíndricos unidos entre si con codos y Ts hechos de aluminio, concretamente del tipo 6063 T1, que ofrece buenas propiedades mecánicas y contra la oxidación a un precio razonable. También es un material relativamente ligero, con lo que su elección es apropiada para esta tarea.

La aleación de aluminio 6063 es una aleación de resistencia media con magnesio y silicio como elementos de aleación. Comúnmente conocida como aleación arquitectónica, el aluminio 6063 presenta buenas propiedades mecánicas, un buen acabado superficial y alta resistencia a la corrosión. El aluminio 6063 es tratable térmicamente fácilmente y se puede soldar y anodizar fácilmente.

Las propiedades de este material se obtienen a partir de la biblioteca de materiales de Solidworks, y los valores dados son los siguientes:

Property	Value	Units
Elastic Modulus	69000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.33	N/A
Shear Modulus	25800	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	2700	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	150	N/mm <sup>2</sup>
Compressive Strength		N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	90	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 4-25 Propiedades del aluminio 6063 T1 [15]

En ciertos momentos durante el diseño se barajó la opción de utilizar tubos de PVC, ya que estos son más ligeros y económicos, pero su resistencia mecánica demostró ser insuficiente en este caso.

En algunas zonas de la estructura es posible que se encuentre una demanda mecánica excesiva que el aluminio elegido no pueda cubrir, en estos casos se optará por el uso del aluminio 6063 T5, más resistente, pero de un coste mayor. Las propiedades de este tipo de aluminio se recogen en la siguiente tabla:



Existen ciertos componentes dentro de la estructura en las que este tipo de aluminio podría no ser suficiente en cuanto a propiedades mecánicas o bien no estar disponible por parte de los proveedores en este caso. Es por ello que aquí se haría uso del acero inoxidable al cromo, pues presenta propiedades mecánicas superiores a las de los tipos de aluminio empleados mientras que gracias al uso de cromo en esta aleación se consiguen buenas propiedades anticorrosión.

Property	Value	Units
Elastic Modulus	69000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.33	N/A
Shear Modulus	25800	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	2700	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	185	N/mm <sup>2</sup>
Compressive Strength		N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	145	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 4-26 Propiedades del aluminio 6063 T5 [15]

Los componentes más indicados para ser de este material son sujeciones y agarres, ya que estas deberán tener partes ajustables que harán que el diseño sea más endeble.

Las propiedades de este material tal como se utilizará en las simulaciones serán las siguientes:

Property	Value	Units
Elastic Modulus	200000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.28	N/A
Shear Modulus	77000	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	7800	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	413.613	N/mm <sup>2</sup>
Compressive Strength		N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	172.339	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 4-27 Propiedades de acero inoxidable al cromo [15]

Todos los tubos de la estructura presentan uno de estos dos perfiles normalizados:

Dext x Dint	e	Peso	$I_{xc}=I_{yc}$	$W_{xc}=W_{yc}$
30x22	4	0,926	2,826	1,884
30x15	7,5	1,503	3,728	2,485

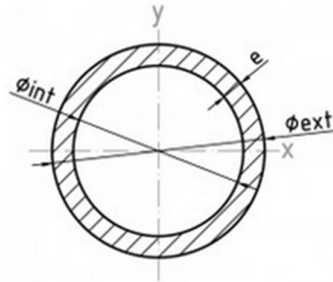


Figura 4-50 Perfil de 30x22 utilizado por defecto [41]

## 4.6.2 Estructura trasera

La estructura trasera presentara una disposición como la siguiente:

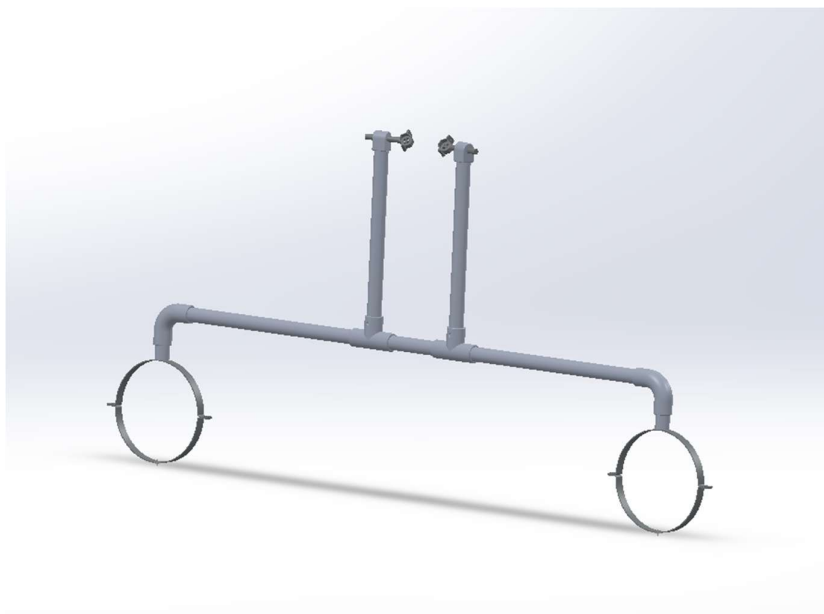


Figura 4-51 Estructura trasera

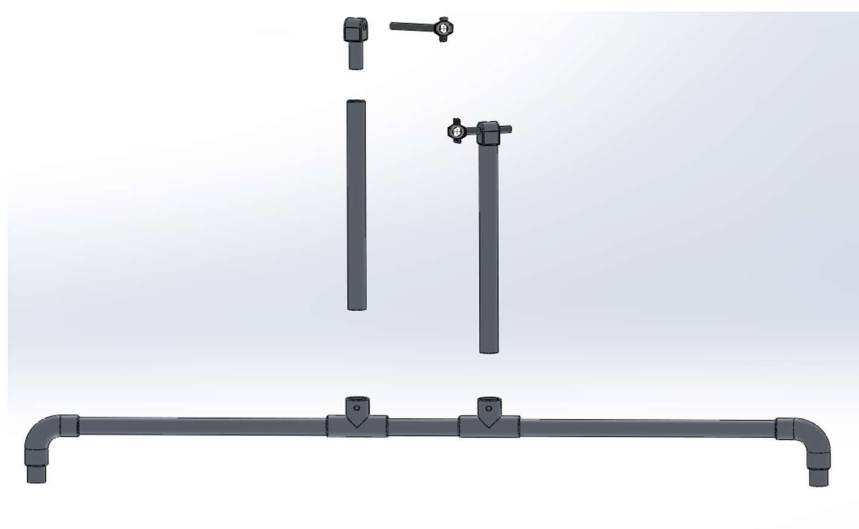


Figura 4-52 Montaje de estructura trasera en cuadro de bici



Figura 4-53 Método de agarre de estructura trasera al cuadro



Figura 4-54 Método de agarre de estructura a flotador

### 4.6.2.1 Análisis de la estructura trasera

Para poder garantizar la integridad estructural del sistema de sujeción trasera en su configuración propuesta se procederá a simular por ordenador las cargas a las cuales este sistema será sometido en su funcionamiento habitual.

Para realizar dicha simulación se hará uso de la extensión “simulation” de Solidworks. Además, se deben establecer ciertas características de nuestro diseño que servirán como restricciones a la hora de introducir los datos. Estas incluyen los vectores de las cargas, materiales zonas fijas y malladas.

Tal como se ha visto anteriormente, la estructura trasera constará de un travesaño que unirá ambos flotadores y, al mismo tiempo, proporcionará una base desde la cual se pueda apoyar el peso de la bicicleta y el usuario.

La estructura se unirá a la bici mediante el uso de dos agarres hexagonales normalizados de acero, los cuales se espera tengan una demanda mecánica importante debido a la finura relativa de las cañas que unen estos a las barras de la estructura. Este esfuerzo será mayormente de flexión.

Otra zona crítica esperada en el conjunto que se espera probar es el travesaño anteriormente mencionado. Este tiene una longitud de 1200 mm entre los puntos centrales de las uniones a los flotadores, por lo que existe un esfuerzo a flexión que es necesario analizar.

Una particularidad de este diseño es que dicho travesaño es el mismo que el utilizado en el montaje de la estructura delantera, por lo que los resultados obtenidos servirán como referencia para esta. No obstante, en este caso disponemos de un agarre doble de tipo “T” espaciados y se espera que por este motivo la flexión resultante sea ligeramente menor.

Tal como se hizo en el caso de la simulación de los flotadores, en el caso de la estructura trasera se empleará el mismo criterio, mediante el cual se considera que por condiciones del entorno como el oleaje y cambio del centro de gravedad por movimientos del usuario existe la posibilidad de que la estructura analizada deba soportar momentáneamente todo el peso del dispositivo y del usuario de manera individual. Esto será una masa de hasta 146,27 kg.

Además, tal como ya vimos anteriormente, no tiene sentido realizar un cálculo de cargas superior al de la capacidad de flotación, ya que en este caso en lugar de presenciar un colapso del sistema este procedería simplemente a hundirse.

#### **4.6.2.1.1 Condiciones de la simulación**

Con el objetivo de realizar una simulación lo más ajustada posible a la realidad se aísla la estructura trasera con sus correspondientes sujeciones. La idea principal es comprobar la magnitud tanto de la tensión Von Mises como el desplazamiento al que estará sometida dicha estructura en las zonas más expuestas a los esfuerzos producidos por un posible balanceo o sacudida y determinar si estas son suficientes para alterar el funcionamiento o integridad estructural del montaje.

Los componentes individuales involucrados en la simulación son las sujeciones hexagonales bici-estructura, las barras de soporte, el travesaño y las uniones de este con los flotadores.

#### 4.6.2.1.2 Cargas y restricciones

La aplicación de las cargas se hará considerando que el montaje se encuentra en pleno funcionamiento, y por ello se aplicaran cargas con valor de  $\frac{1}{2}$  de la capacidad máxima de flotación, 717,45 N, en cada una de las sujeciones de manera vertical apuntando hacia abajo.

Con tal de facilitar la aplicación de estas cargas, se posicionarán en la zona superior que representa un plano paralelo al plano de planta. Esta colocación está alineada con la que sería la fuerza resultante de aplicar las fuerzas en las dos caras interiores e inferiores del hexágono de sujeción.

Como ya se ha explicado, esto es un caso muy extremo, por lo que en caso de completar la simulación con resultados satisfactorios se puede garantizar la integridad del montaje en prácticamente cualquier situación.

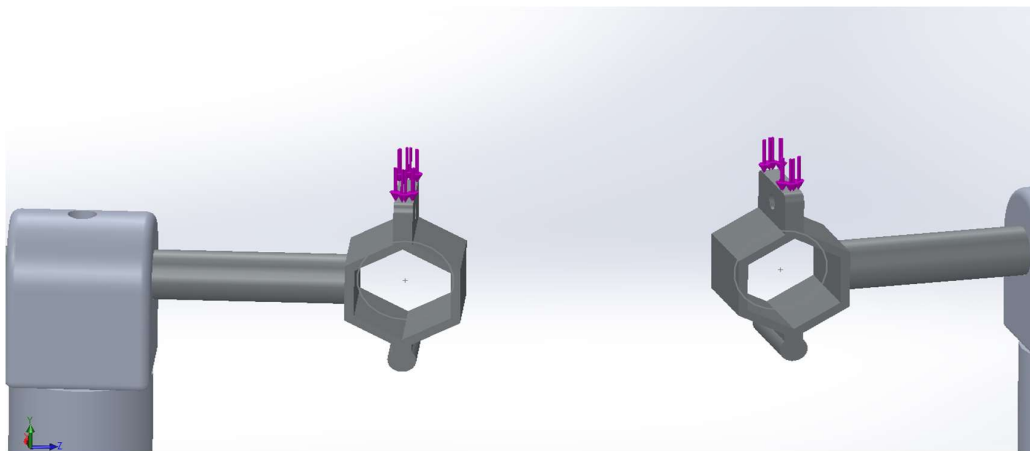


Figura 4-55 Cargas en agarres traseros

Las restricciones aplicadas en este ensayo serán la fijación de ambas sujeciones laterales que están unidas al travesaño mediante un codo de aluminio normalizado. Estas a su vez se unen a las abrazaderas del flotador mediante unos tornillos de métrica 10.

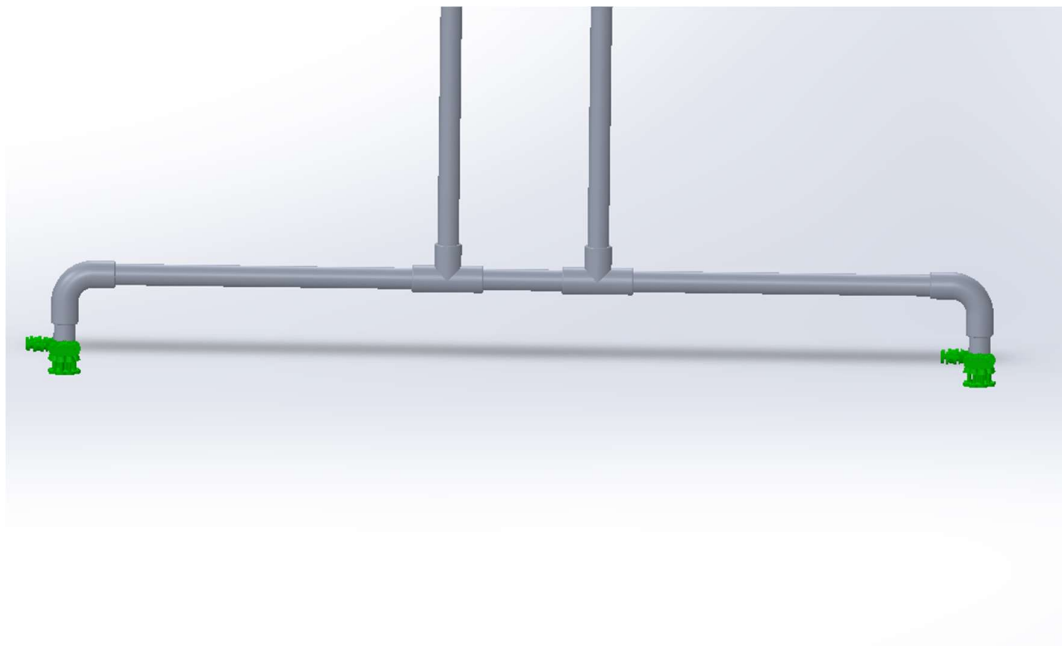


Figura 4-56 Restricciones estructura trasera



### 4.6.2.1.3 Mallado

El mallado convergente generado con elementos de 7mm triangulares de base según el método Voronoi-Delaunay nos ofrece las siguientes características:

Study name	Simulación estructura trasera (-Predeterminado-)
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Standard mesh
Automatic Transition	Off
Include Mesh Auto Loops	Off
Jacobian points	4 points
Element size	6.9864 mm
Tolerance	0.34932 mm
Mesh quality	High
Total nodes	61330
Total elements	32978
Maximum Aspect Ratio	10.496
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	92.7
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	0.0121
% of distorted elements (Jacobian)	0
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:00:10
Computer name	

Figura 4-57 Características de mallado de estructura trasera

El número de nodos es 61330 y el de elementos totales 32970, lo cual garantiza una fiabilidad alta dadas las dimensiones del conjunto analizado y la convergencia del mallado.

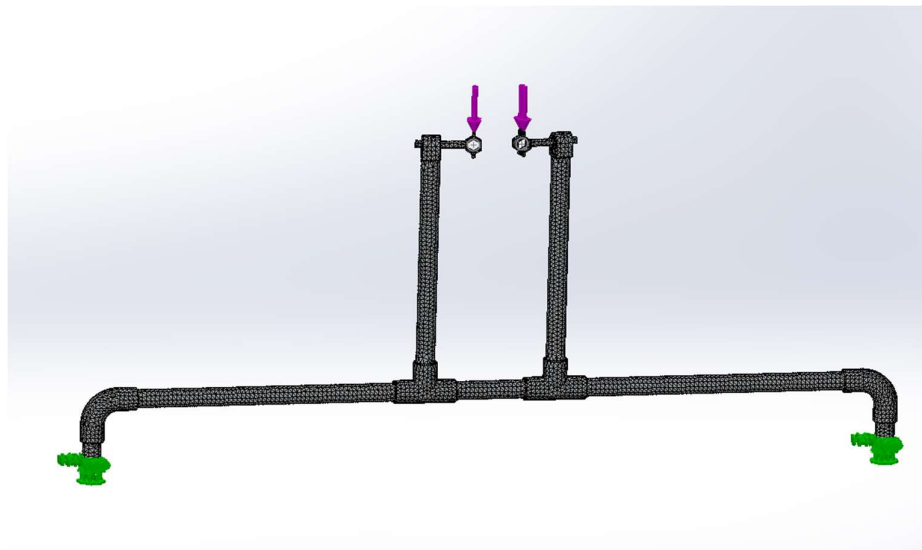


Figura 4-58 Estructura trasera mallada

#### 4.6.2.1.4 Resultados

Tras realizar la simulación en las condiciones dadas se obtienen los siguientes resultados:

Estudio de convergencia de estructura trasera			
Tamaño de malla (mm)	Elementos	Nodos	Estrés (Mpa)
15	11454	21409	80,487
10	17867	33374	98,914
8	26539	49212	116,531
7	32978	61330	116,992

Tabla 4-28 Estudio de convergencia de estructura trasera

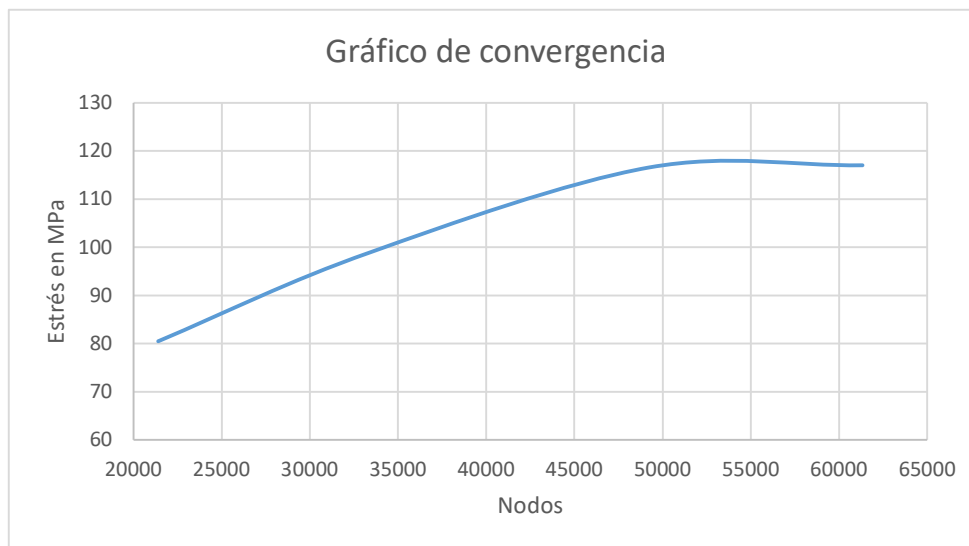


Figura 4-59 Gráfico de convergencia de estructura trasera

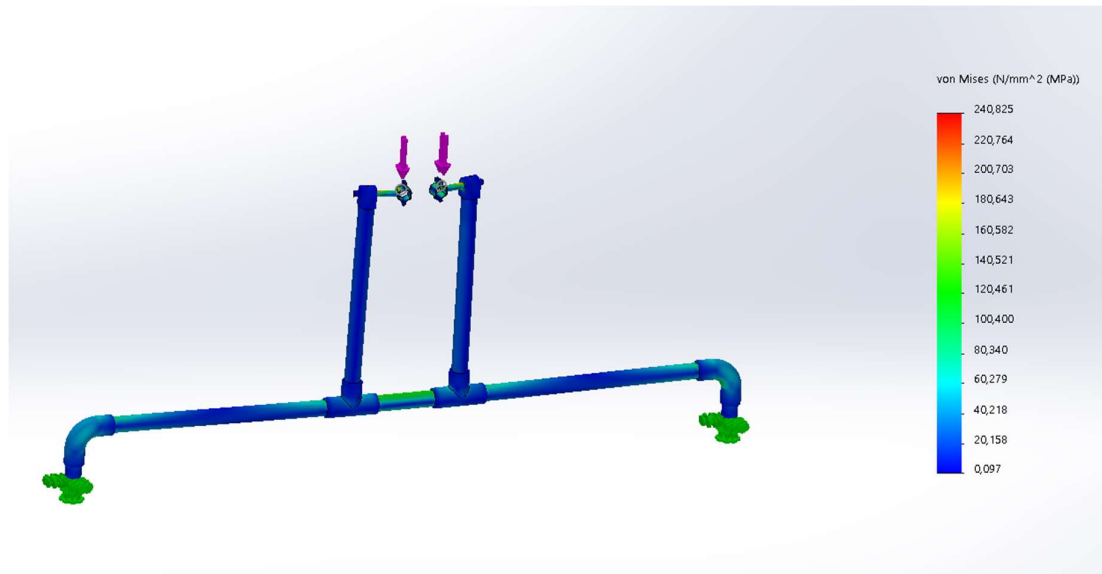


Figura 4-60 Tensión Von Mises en estructura trasera

En analizar los resultados obtenidos se encuentran dos problemas importantes relacionados con la resistencia de los materiales empleados que requieren de una solución que alterará el diseño de ciertos componentes.

El problema 1 consiste en un exceso de tensión en las sujeciones entre la bici y la estructura trasera. Estos pueden aguantar un valor de hasta 174 Mpa, por lo que al obtener picos de esfuerzo de hasta 243 Mpa se puede deducir que estos agarres no son adecuados para las cargas aplicadas sobre ellos si queremos mantenernos en la zona elástica del material.

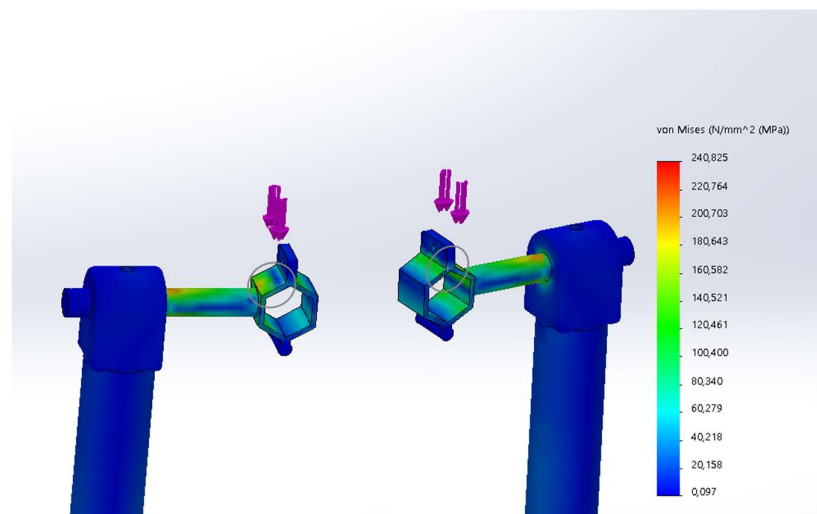


Figura 4-61 Tensión Von Mises en agarre trasero

La solución a este problema se puede encontrar en el uso de unas sujeciones más robustas. Por desgracia, aumentar el tamaño de estas requeriría aumentar también el tamaño del hexágono de sujeción, y al sobrepasar este el diámetro de sujeción mínimo de 20 mm es posible que muchos modelos de bici no sean aptos para este mecanismo.

Por esto, la solución por la que se opta se basa en un cambio en el montaje, haciendo que las sujeciones tengan una sección de la caña extendida menor, reduciendo así la flexión a la que se ven expuestas. Por el contrario, este ajuste provocará que las fuerzas sobre el travesaño inferior estén más concentradas en el centro, causando un aumento en la flexión que este recibirá, lo que nos lleva al problema número 2.

El problema 2 consiste en un exceso de tensión en el travesaño de la estructura trasera que une los flotadores con las "T" de soporte. Esta tensión excesiva es producto directo de la flexión a la que está sometido este componente:

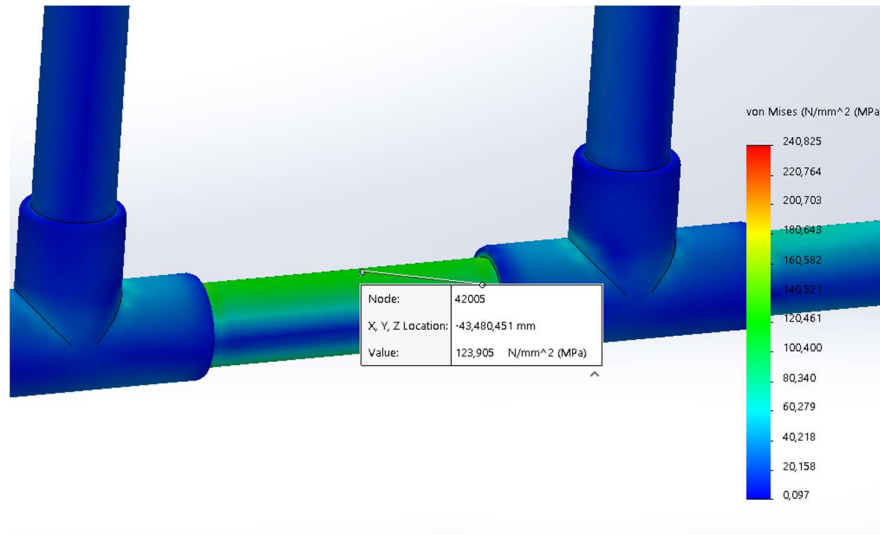


Figura 4-62 Pico de tensión Von Mises en estructura trasera

Al reducir la longitud de caña expuesta de las sujeciones superiores nos vemos obligados a juntar más las "T" del travesaño para que el conjunto pueda acoplarse a la bici. Esto provoca un aumento en la flexión producida sobre este que se traduce en un valor de 124 MPa, muy superiores a los 90 MPa que este tipo de aluminio nos permite soportar.

La solución en este caso vendrá dada por un aumento en el grosor del travesaño teniendo en cuenta las medidas normalizadas de las que disponemos.

En vista de los diámetros normalizados y espesores que se nos ofrece desde el proveedor elegido, tenemos varias opciones con un espesor mayor al actual.

En este caso se desestima el tubo de 30x20 con espesor de 5 mm ya que teniendo en cuenta la magnitud del problema que se tiene no se considera suficiente un aumento tan pequeño. Por lo que se opta finalmente por el tubo de 30x15 con espesor de 7,5 mm.

<b>30 x 14</b>	8,00	1,568	3,788	2,525	⊙	-
<b>30 x 15</b>	7,50	1,503	3,728	2,485	⊙	-
<b>30 x 20</b>	5,00	1,113	3,191	2,127	⊙	⊙
<b>30 x 22</b>	4,00	0,926	2,826	1,884	⊙	-
<b>30 x 23</b>	3,50	0,826	2,602	1,735	⊙	⊙
<b>30 x 24</b>	3,00	0,721	2,347	1,565	⊙	⊙

Figura 4-63 Tubos normalizados disponibles [41]

Con estos cambios en el diseño se obtienen los siguientes resultados:

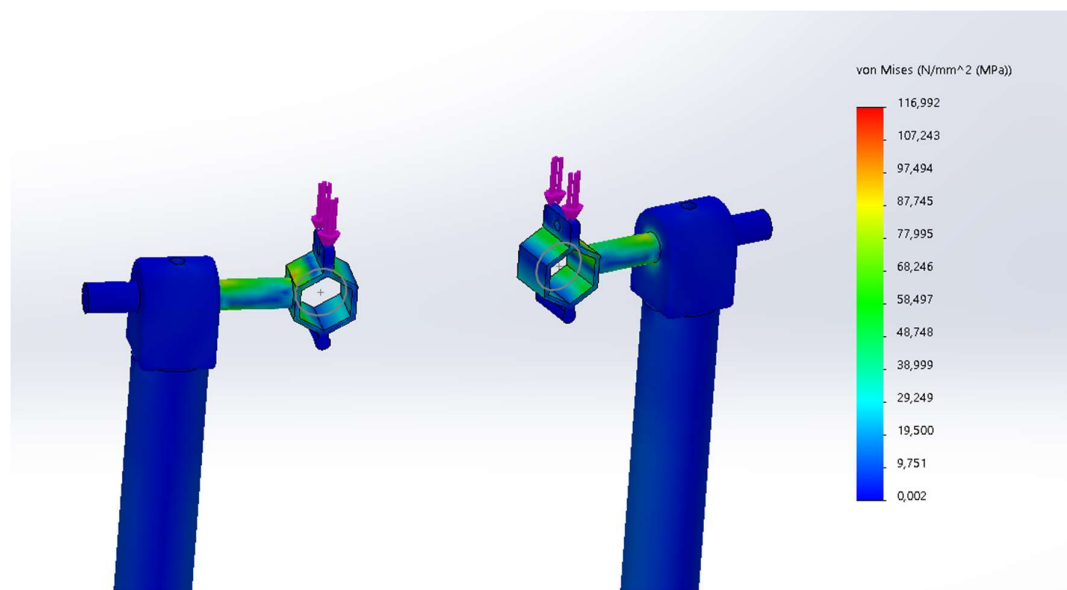


Figura 4-64 Nuevos resultados para problema 1

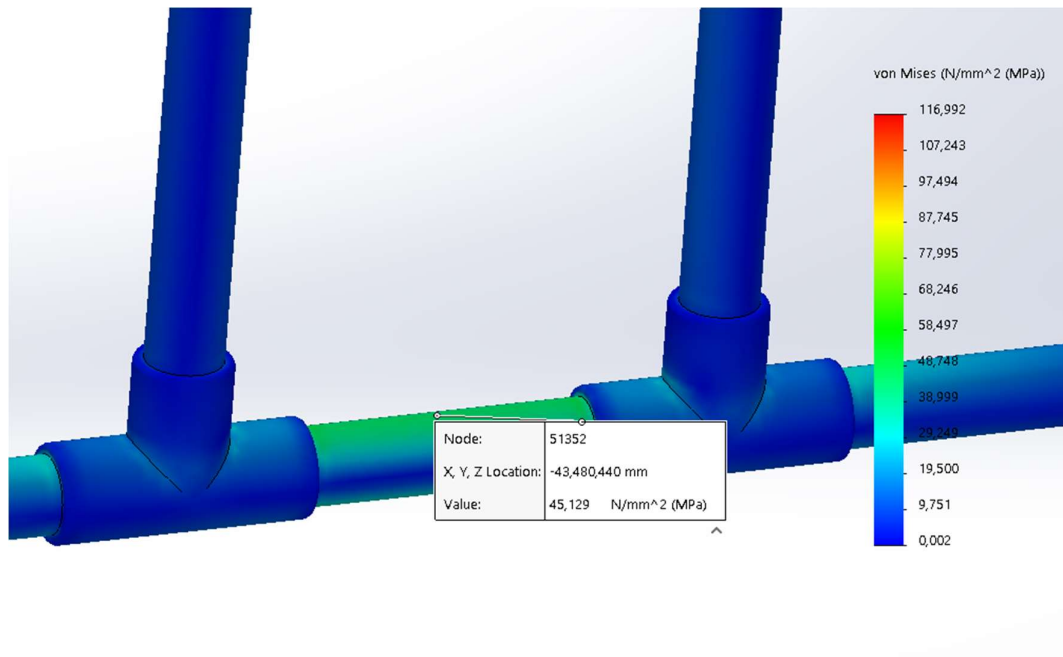


Figura 4-65 nuevos resultados problema 2

Con los ajustes hechos en el diseño las nuevas tensiones máximas son de 117 Mpa para el primer problema y de 45 Mpa para el segundo. Estos valores son inferiores a los que los materiales de los componentes afectados pueden soportar, por lo que se da por superado el análisis.

Con las tensiones resueltas se echa un vistazo a los desplazamientos resultantes.

Es importante mencionar que los desplazamientos en este caso no serán tan determinantes, ya que una vez esté todo el ensamblaje montado la propia bici hará de "tope" para evitar que las sujeciones bici-estructura se inclinen hacia dentro. No obstante, se comprobará que el desplazamiento en el travesaño no sea excesivo.

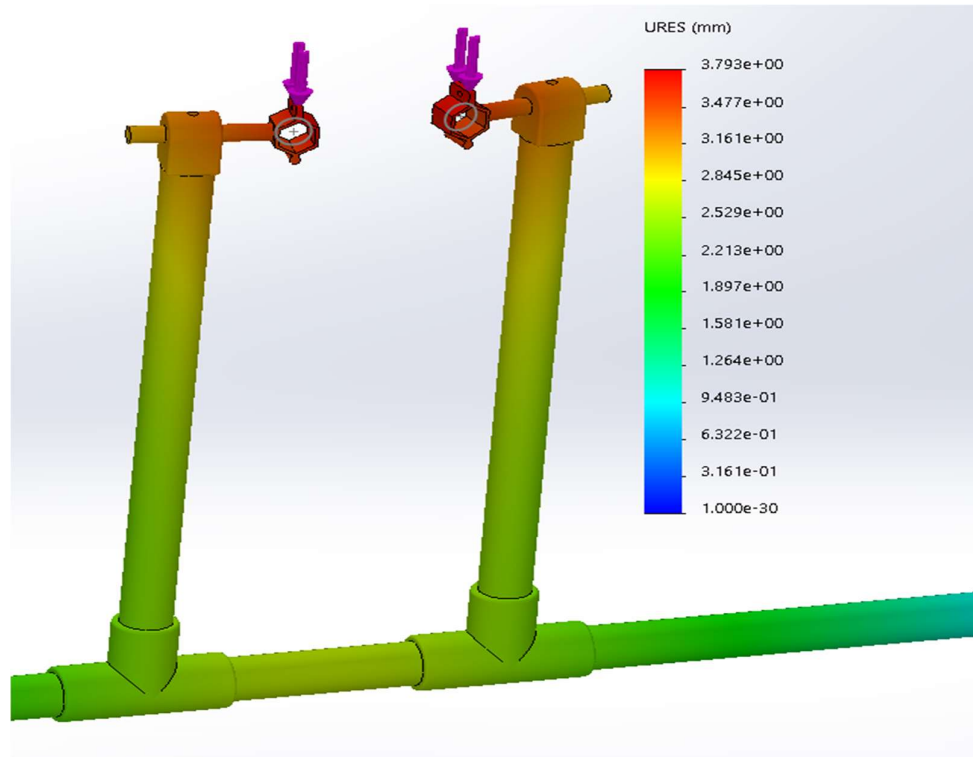


Figura 4-66 Desplazamientos estructura trasera

Tal como se esperaba, los desplazamientos serán mayores en la zona de las sujeciones, pero como se ha comentado, estos no son importantes gracias a la presencia de la bici entre estas, lo cual actúa como tope para limitar el desplazamiento. En cualquier caso, este no llega a los 4 mm, por lo que no es un valor que altere el funcionamiento del conjunto.

En cuanto al desplazamiento del travesaño inferior expuesto a flexión, se sitúa en torno a los 2,5 mm, un valor bajo que tampoco supone un peligro para la integridad del conjunto. Está claro que la elección de un tubo de mayor espesor ha influido en este valor, solucionando con un cambio lo que podría haber sido un nuevo problema.

Con todo lo mencionado, queda superada la fase de análisis de la estructura trasera.



### 4.6.3 Estructura delantera

La estructura delantera constara de una sujeción normalizada con el fin de anclarse al cuadro en su zona delantera inferior. Esta sujeción es regulable gracias a una articulación de tornillo. Esta sujeción se une a una barra normalizada que lleva hasta la unión en T con el travesaño, donde de la misma manera que en la estructura trasera se une a los flotadores.



*Figura 4-67 Delantera ensamblada*

### 4.6.3.1 Simulación de estructura de sujeción delantera

Para poder garantizar la integridad estructural del sistema de sujeción delantero en su configuración propuesta se procederá a simular por ordenador las cargas a las cuales este sistema será sometido en su funcionamiento habitual.

Para realizar dicha simulación se hará uso de la extensión “simulation” de Solidworks. Además, se deben establecer ciertas características de nuestro diseño que servirán como restricciones a la hora de introducir los datos. Estas incluyen los vectores de las cargas, materiales zonas fijas y malladas.

La estructura delantera consta de dos barras principales, un travesaño de iguales características al visto en la estructura trasera, y una barra que une este con el cuadro de la bici mediante un agarre tipo “T” y un agarre normalizado articulado modelo 29032 de directindustry. Además de esto, también se dispone de los dos codos que nos permite unir el montaje mediante su correspondiente conexión a las abrazaderas de ellos flotadores.

La propuesta para las cargas será la utilizada hasta ahora, simulando una supuesta sacudida que vuelca todo el peso del conjunto en esta estructura delantera. No obstante, debido a la ergonomía del dispositivo, siempre habrá una parte de la masa del usuario y estructura que descansarán sobre el sillín o los pedales, es por esto que se analizarán 2/3 de la masa total. Esta vez con una orientación distinta a la longitudinal de la barra, ya que esta se encontrará inclinada en mayor o menor grado en todas las configuraciones posibles.

Algunos de los factores a tener en cuenta son que el agarre articulado no será comprobado en esta simulación, ya que el fabricante garantiza hasta 200 kg de resistencia, un valor mayor al que se pretende aplicar. Tampoco se esperan problemas en el travesaño inferior, ya que este se modificó para poder superar la simulación anterior de manera exitosa y dadas las condiciones de este nuevo test a priori parece que la sollicitación de esta será menor, pues parte de la carga se disiparía con la barra que le une al cuadro.

Parte de esa carga se convertirá en un esfuerzo a compresión, y sabemos que este tipo de esfuerzo en presencia de flexión en barras relativamente esbeltas suele ser poco determinante. En cualquier caso, se pretende que esta simulación respalde todo esto.

#### 4.6.3.1.1 Condiciones de la simulación

Con el objetivo de realizar una simulación lo más ajustada posible a la realidad se aísla la estructura delantera con su correspondiente sujeción. La idea principal es comprobar la magnitud tanto de la tensión Von Mises como el desplazamiento al que estará sometida dicha estructura en las zonas más expuestas a los esfuerzos producidos por un posible balanceo o sacudida y determinar si estas son suficientes para alterar el funcionamiento o integridad estructural del montaje.

Los componentes individuales involucrados en la simulación son el agarre articulado, la barra cuadro-travesaño, el travesaño, la unión "T" entre estas y los codos laterales.



Figura 4-68 Estructura delantera

#### 4.6.3.1.2 Cargas y restricciones

La aplicación de las cargas se hará considerando que el montaje se encuentra en pleno funcionamiento con las condiciones descritas anteriormente, y por ello se aplicará una carga con valor de 950 N.

El vector de la carga será normal al plano longitudinal del agarre, y en caso de descomponerla en función de la barra unida al cuadro, esta tendría una componente normal o de compresión y otra perpendicular o de flexión. Es esta última la que más preocupación provoca.

Como ya se ha explicado, esto es un caso de carga extremo, por lo que en caso de completar la simulación con resultados satisfactorios se puede garantizar la integridad del montaje en prácticamente cualquier situación.

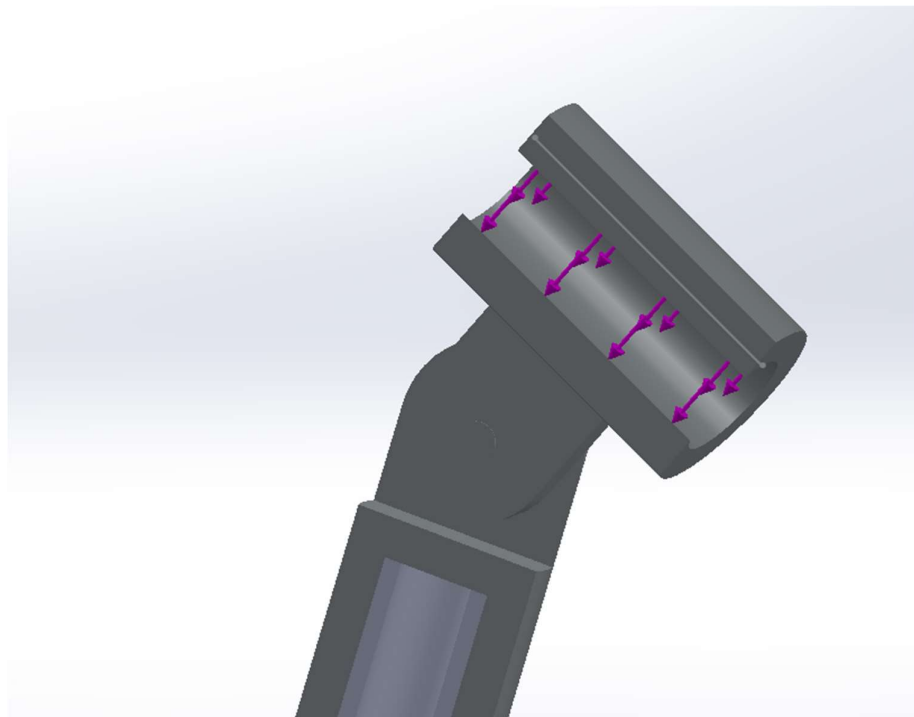
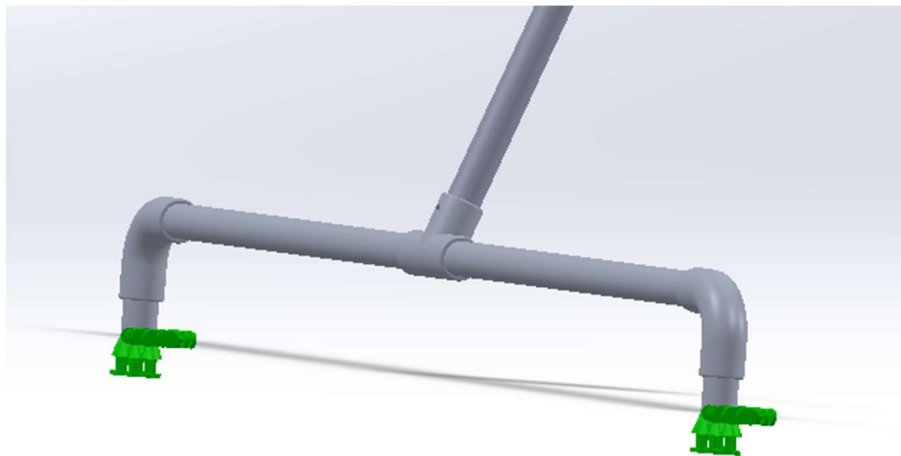


Figura 4-69 Vector de cargas aplicadas, vista de sección

Las restricciones aplicadas en este ensayo serán la fijación de ambas sujeciones laterales que están unidas al travesaño mediante un codo de aluminio normalizado. Estas a su vez se unen a las abrazaderas del flotador mediante unos tornillos de métrica 10.



*Figura 4-70 Restricción aplicada en base de la estructura delantera*

### 4.6.3.1.3 Mallado

El mallado convergente generado con elementos de 6,4mm triangulares de base según el método Voronoi-Delaunay nos ofrece las siguientes características:

Study name	Estructura delantera (-Predeterminado-)
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Standard mesh
Automatic Transition	Off
Include Mesh Auto Loops	Off
Jacobian points	4 points
Element size	6.40719 mm
Tolerance	0.32036 mm
Mesh quality	High
Total nodes	70728
Total elements	39930
Maximum Aspect Ratio	52.198
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	97.2
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	0.00501
% of distorted elements (Jacobian)	0
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:00:10
Computer name	

Figura 4-71 Detalles mallado de estructura delantera

El número de nodos es 70728 y el de elementos totales 39930, lo cual garantiza una fiabilidad alta dadas las dimensiones del conjunto analizado y el estudio de convergencia.

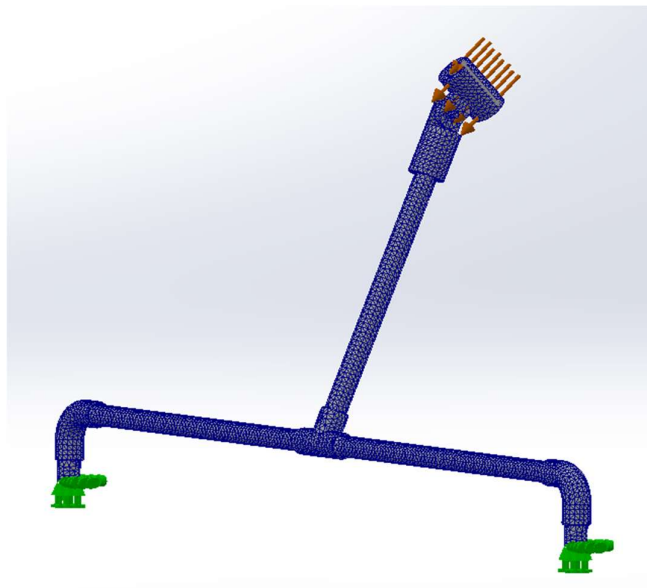


Figura 4-72 Mallado de estructura delantera

#### 4.6.3.1.4 Resultados

Tras realizar la simulación en las condiciones dadas se obtienen los siguientes resultados:

Estudio de convergencia de estructura delantera			
Tamaño de malla (mm)	Elementos	Nodos	Estrés (Mpa)
15	8964	16447	85
10	14563	27100	96
8	23426	42824	101
6,4	39930	70728	100

Tabla 4-29 Estudio de convergencia de estructura delantera

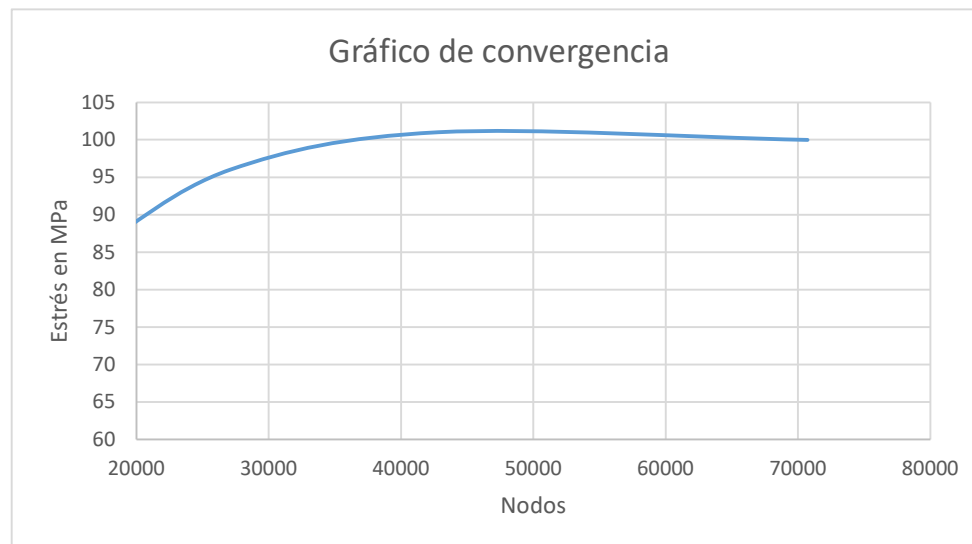


Figura 4-72 Gráfico de convergencia de estructura delantera

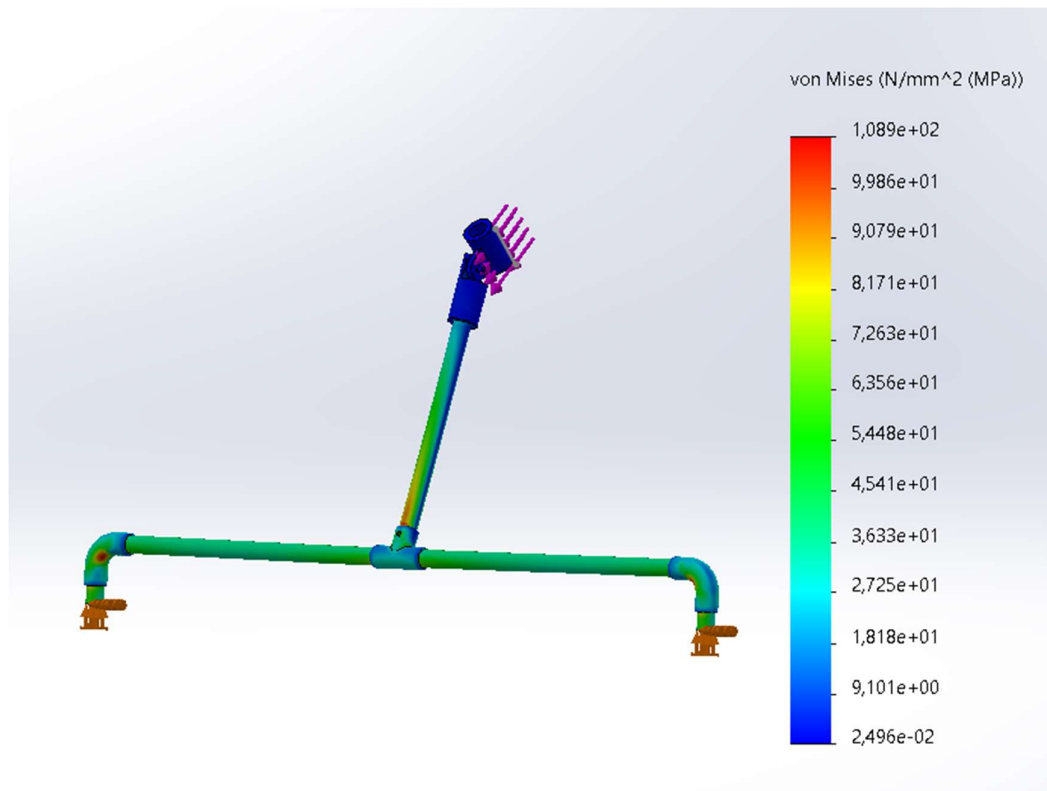
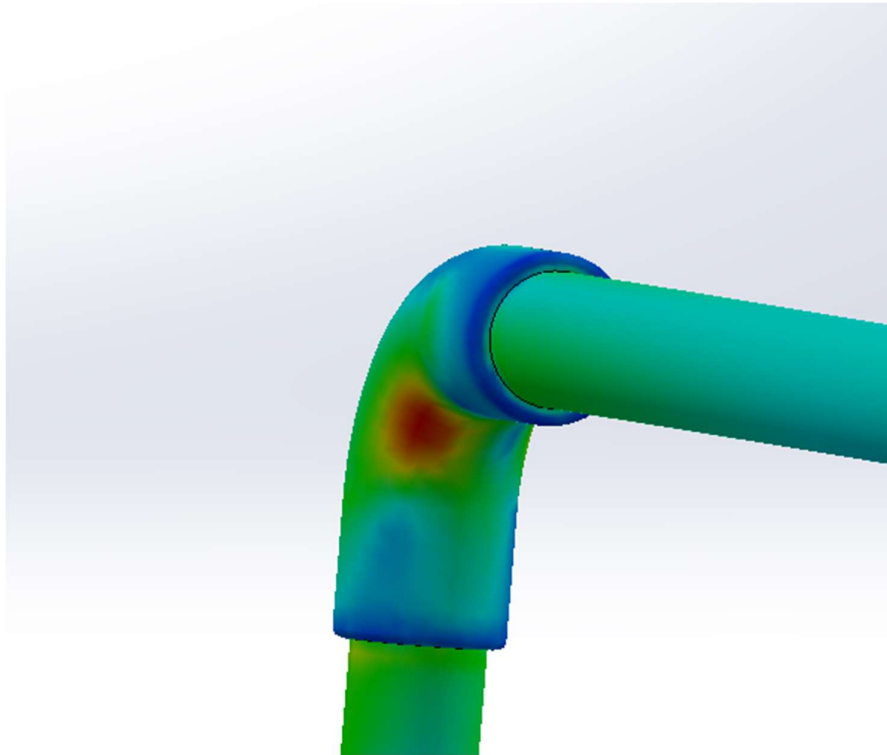


Figura 4-73 Tensiones Von Mises de estructura trasera

En analizar los resultados obtenidos se puede apreciar que el montaje parece resistir de manera ajustada, pero segura las cargas propuestas. No obstante, si se analiza de manera más detallada se pueden apreciar ciertos puntos en el cual las tensiones superan en 10 Mpa el valor máximo admitido.





*Figura 4-74 Pico de tensión Von Mises en codo de unión entre flotador y travesaño*

Este componente no se mantendría en la zona elástica en caso de aplicar las cargas tal como se han propuesto, por lo que requiere un cambio.

En este caso se quiere evitar un cambio en las dimensiones del componente, por esto se decide cambiar el tipo de aluminio empleado en su lugar, pasando del tipo 6063 T1 al 6063 T5 con una nueva resistencia de 145 MPa, capaz de aguantar los 100 Mpa que sugiere la simulación.

Este cambio tiene una ventaja añadida, y es que permitirá aumentar la resistencia del conjunto en caso de tener una configuración donde la inclinación de la barra de unión entre el cuadro y el travesaño sea mayor. Dicha inclinación provocaría una torsión en el travesaño, traduciéndose en un mayor requerimiento de los codos substituidos.

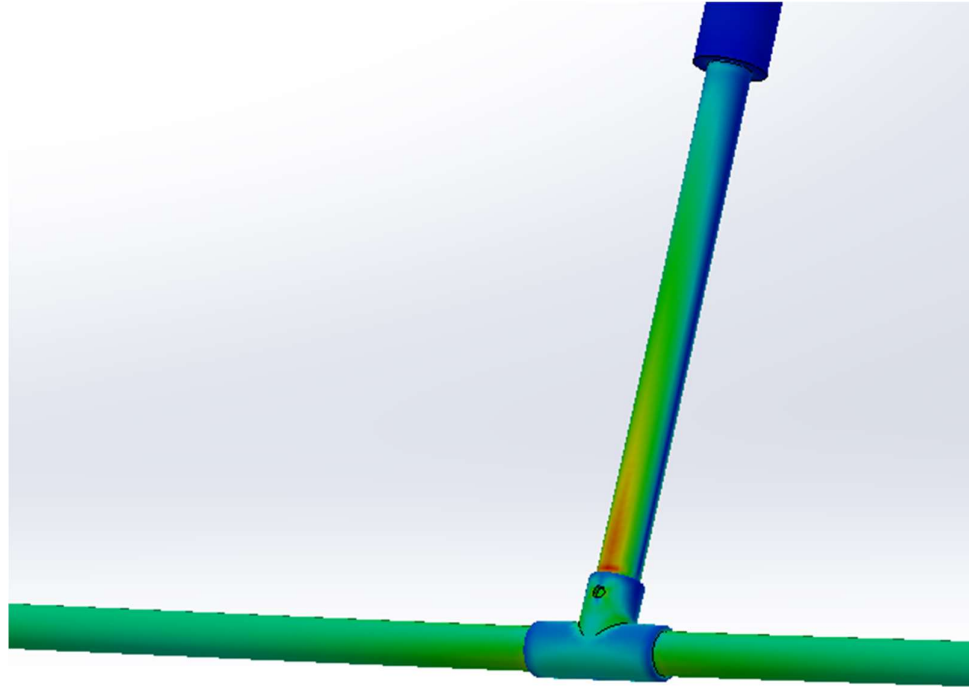


Figura 4-75 Pico de tensión en estructura delantera

De igual manera, el material para la barra vertical conectada a la unión T se cambia al mismo aluminio 6063-T5 para poder resistir la tensión de 100MPa a la que se le somete. A diferencia del rediseño del travesaño para la estructura trasera del apartado anterior, en este caso no se opta por aumentar el grosor de las paredes del tubo, ya que será necesario mantenerlo de cara a poder acoplar la caña del agarre superior que iría unida al cuadro de la bicicleta.

En cuanto a los desplazamientos se obtiene lo siguiente:

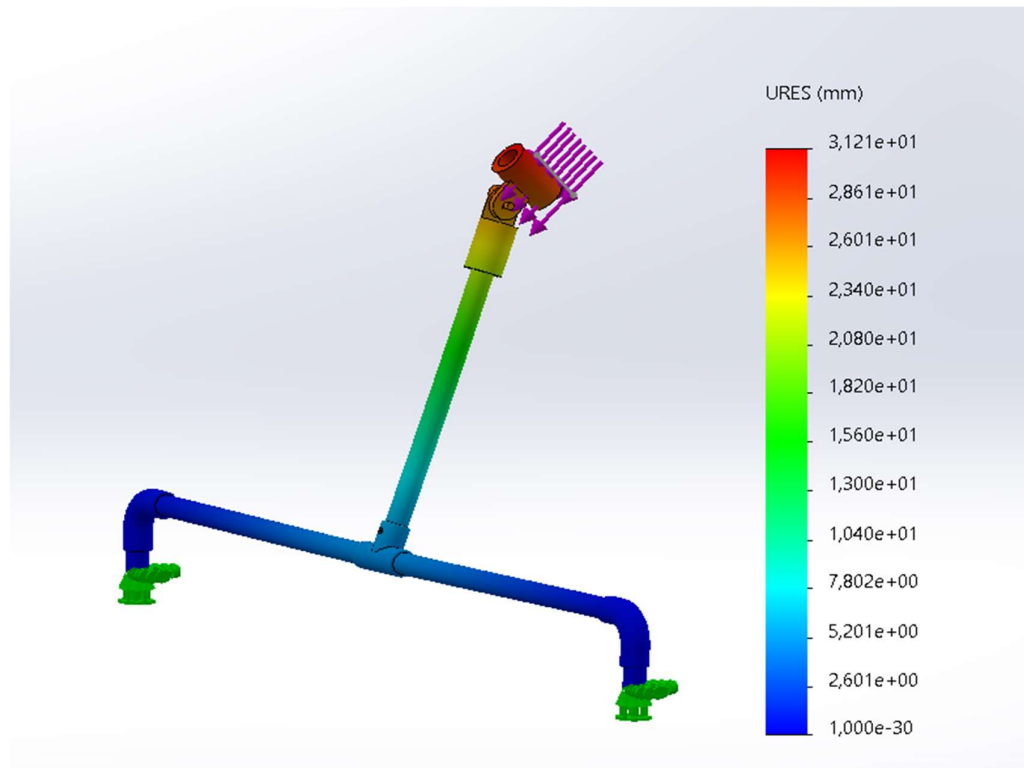


Figura 4-76 Desplazamientos estructura delantera

El desplazamiento se centra principalmente en la zona de la sujeción al cuadro, algo esperado ya que es el extremo más alejado de los agarres inferiores. Como ocurrió en el caso de la estructura trasera, esta sujeción irá unida al cuadro de la bici, por lo que este desplazamiento no tendría lugar.

Pese a todo, ninguno de los desplazamientos vistos supone un compromiso con el funcionamiento del montaje ni obstruye el mecanismo de barras o el sistema de dirección.

#### 4.6.4 Sistema de dirección

El diseño del sistema de dirección es de naturaleza sencilla, pues consiste en un tubo normalizado único al eje delantero mediante un agarre normalizado como el utilizado en la estructura trasera. Dicho tubo conecta con un kit de dirección para kayak de la marca Alomejor.



Figura 4-77 Sistema de dirección ensamblado

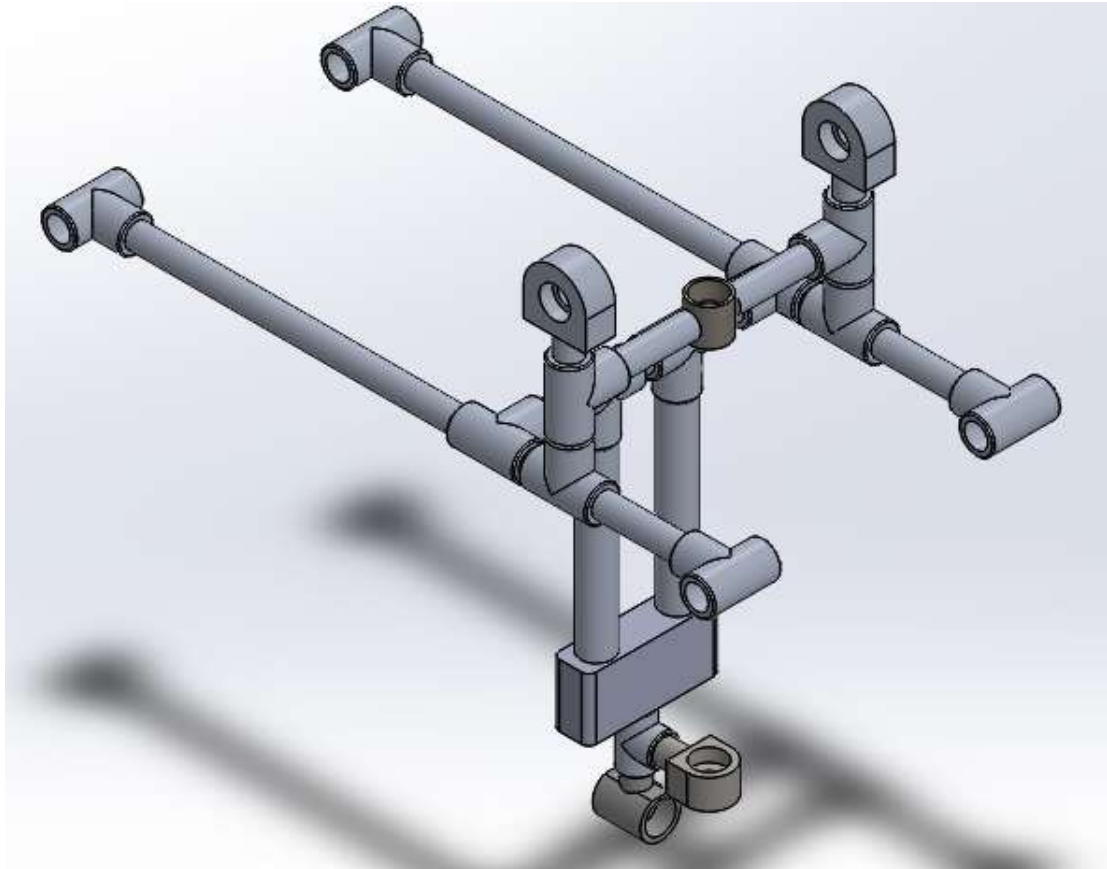


Figura 4-78 Aleta plegable de dirección [43]

Una de las grandes ventajas de utilizar este tipo de aleta es que tiene la posibilidad de cambiar su grado de inclinación respecto a la superficie del agua. Esto es muy ventajoso ya que dependiendo del modelo de bici al que se aplique el mecanismo de propulsión de barras es posible que sea necesario más o menos espacio. Además, en caso de colisión la aleta se plegaría minimizando daños que podrían ser fatales.

## 5. Estructura de soporte de transmisión

Es necesario realizar diseñar la estructura que sirve de soporte a todos los elementos de trasmisión que se calcularon para cumplir con las condiciones de funcionamiento de la bicicleta acuática, esta estructura deberá de ser capaz de soportar las cargas que se generan por la transmisión de movimiento por lo que se someterá el diseño a un análisis por elementos finitos para determinar si las tensiones generadas por dichas cargas son suficientes para que utilizando el material seleccionado esta seda y rompa.



*Figura 5- 1 Estructura de sujeción sistema de transmisión*

Como se puede observar para la construcción de esta estructura se empleó en su mayor parte tuberías normalizadas y uniones por tornillos.

### Elementos de que componen la estructura

Al igual que las estructuras de soporte esta estructura empleara tubos normalizados de diámetro exterior 30 mm y espesor de 7,5mm de pared.

Los otros elementos que se emplean son piezas que deberán ser mecanizadas siguiendo las medidas de los planos.

## 5.1 Condiciones de simulación

El objetivo de simular la estructura es obtener las tensiones equivalentes de Von Mises y desplazamientos de las partes que componen la estructura de sujeción al aplicar sobre la estructura las cargas generadas por la transmisión de movimiento.

Para obtener estos valores y al tratarse de una estructura compuesta por la unión de diferentes piezas se utilizara como tipo de unión para la simulación la de tipo rígido, esta opción hará que las partes donde las piezas tienen contacto el programa de cálculo los resuelva como si estas partes estuvieran unidos por soldadura.

Los materiales que se emplean son aluminio 6063 T6

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	69000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	25800	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	2700	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	240	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	215	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	2.34e-05	/K

Figura 5- 2 Propiedades mecánicas [15]

Además se descarta la opción de reducir la geometría por simetría debido a que la estructura está sometida a diferentes esfuerzos por lo que no es posible obtener una reducción de la geometría al no obtener una repartición equitativa de las cargas sobre la estructura.

### 5.1.1 Cargas y restricciones

Las cargas que se emplearon en la simulación son las cargas aplicadas en los rodamientos, estas cargas como se ha visto actúan en las 3 direcciones por lo que se añadirá cada una en el sentido correspondiente siguiendo el sistema de ejes global usado para el cálculo de árboles de transmisión.

En cuanto a las restricciones de movilidad, el diseño está pensado para que se limite el movimiento utilizando 4 puntos de anclaje, estos puntos se unen a las estructuras de sujeción de los flotadores, tanto la delantera como la trasera.

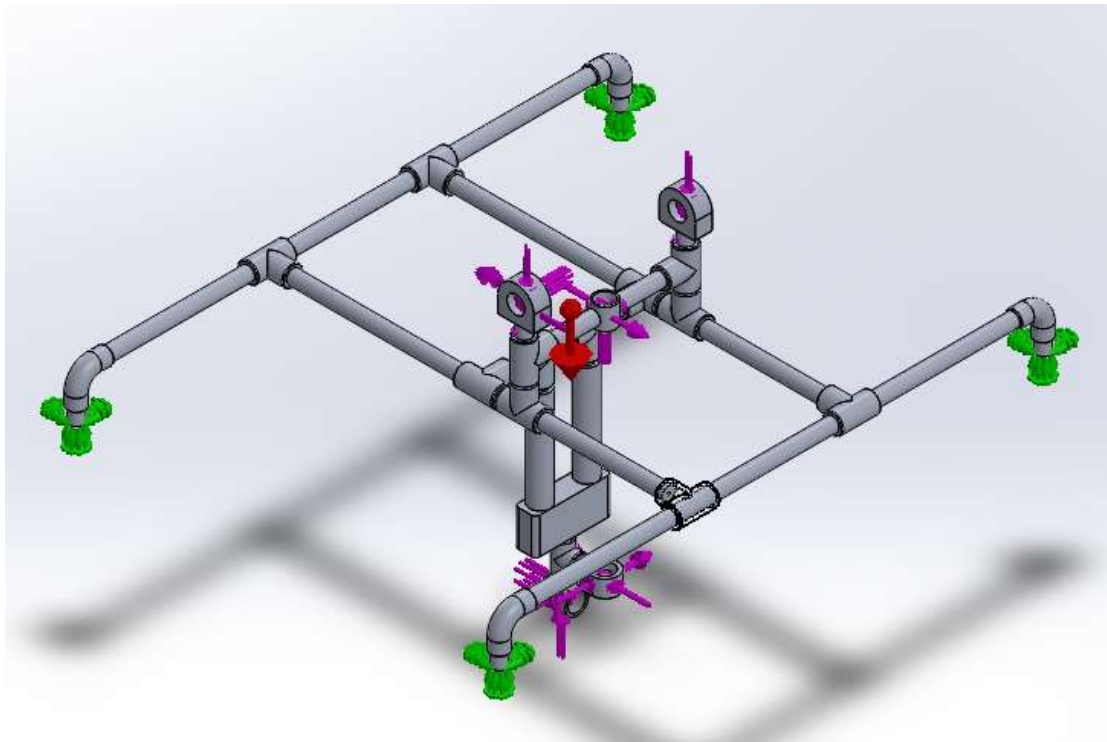


Figura 5- 3 Condiciones de cargas y restricciones

### 5.1.2 Mallado

Para el mallado de los elementos se utilizó la opción automática del programa que genera y selecciona el tipo de elemento de malla en función de los elementos que se deban mallar.

Esta opción dio como resultado la utilización de elementos de tipo triangular además de obtener un porcentaje alto de calidad de elementos de mallado.

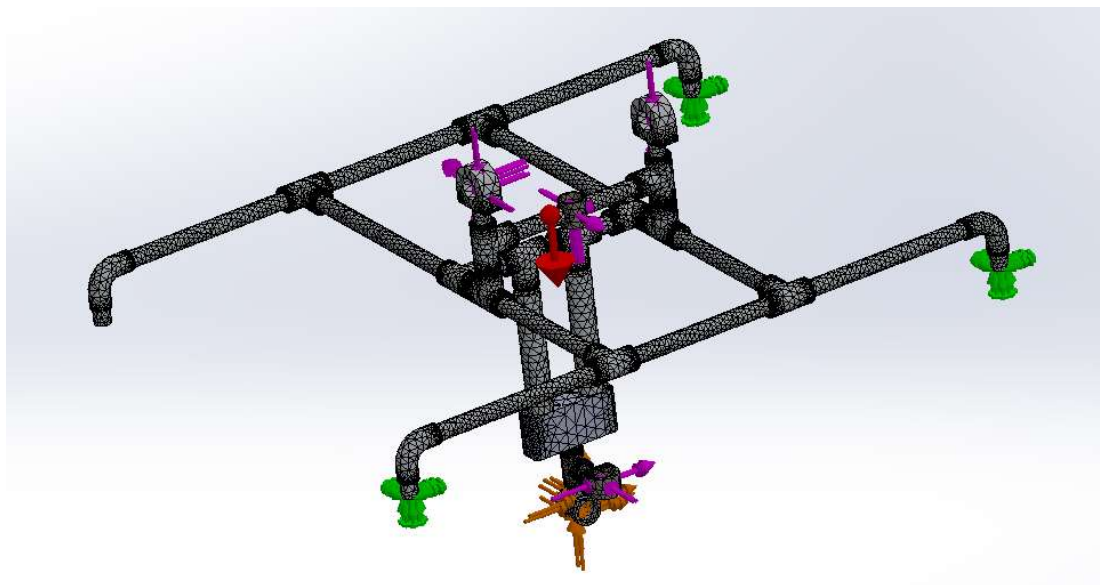


Figura 5- 4 mallado de geometría

Nombre de estudio	ESTRUCTURA (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Control de malla	Definida
Tamaño máx. de elemento	7 mm
Tamaño mín. de elemento	1.4 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	849971
Número total de elementos	516494
Cociente de aspecto máximo	6.1054
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	99
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:55
Nombre de computadora	ESTUDIOS

Figura 5- 5 Ejemplo de Características de mallado



### 5.1.3 Resultados obtenidos

Finalizada la simulación con una malla de 26,8mm se obtiene los siguientes resultados de tensión Von Mises y desplazamientos.

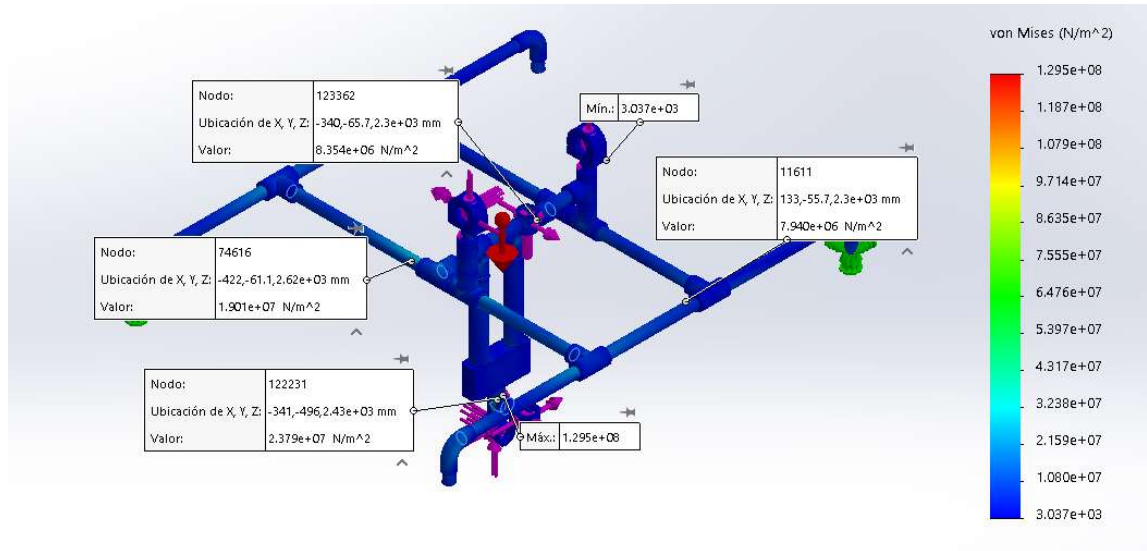


Figura 5- 6 Resultados tensión Von Mises

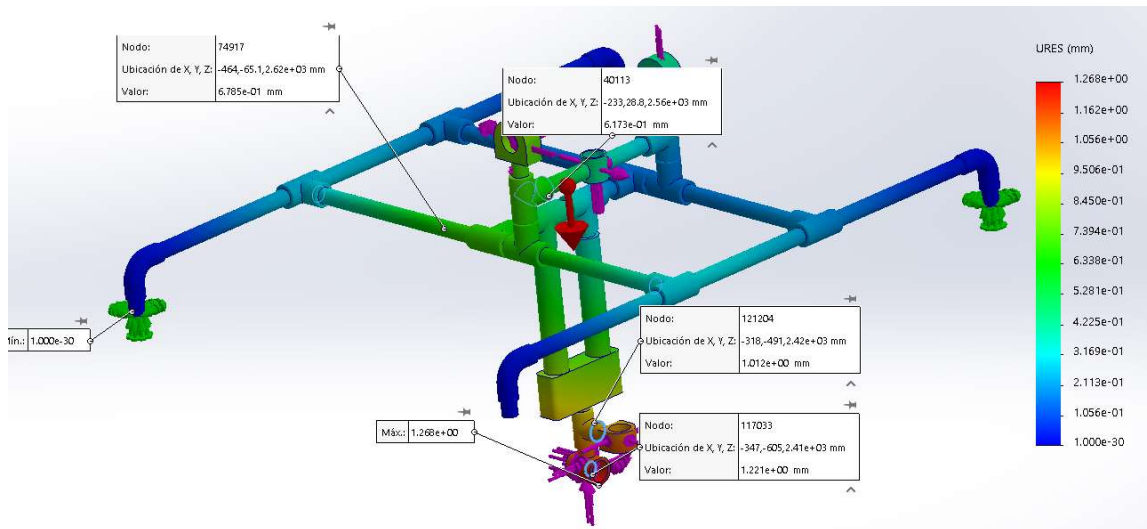


Figura 5- 7 Resultados desplazamientos

Como se puede observar en los resultados encontrados por la simulación muestran unos valores máximos en puntos en específicos, al comparar estos resultados con otros puntos de medida próximos a este no varían en gran magnitud por lo que podemos determinar que la simulación no arrojo falsos máximos debido al mallado.

Por otra parte utilizando los valores encontrados y el límite elástico del material se comprueba que estos resultados arrojaron valores de tensión por debajo del límite elástico del material por lo que las tensiones que se aplican al diseño no son suficientes para deformar de forma permanente la estructura.

### 5.1.4 Análisis de convergencia

De la misma forma en la que se realizó el análisis de convergencia de las estructuras de sujeción delantero y trasero se procede a realizar el análisis de convergencia de la estructura que soportara todos los elementos de transmisión.

Siguiendo el mismo procedimiento se realizaran estudios implementando una malla de elementos de tamaño grande y se ira refinado hasta un tamaño mucho más pequeño.

Una vez realizado estos pasos se resume los resultados en la siguiente tabla

Tamaño [mm]	Nº de elementos	Nº de nodos	Tensión [Mpa]	Desplazamientos[mm]
5	1451697	923614	295,8	1,376
7	849971	516494	182,7	1,377
9	578956	342630	146,4	1,335
15	283019	157577	114,6	1,404
25	201264	109290	111,7	1,334
35	138608	73636	92,8	1,28
50	122617	65227	146,8	1,27

Tabla 5-1 resultados estructura de sujeción

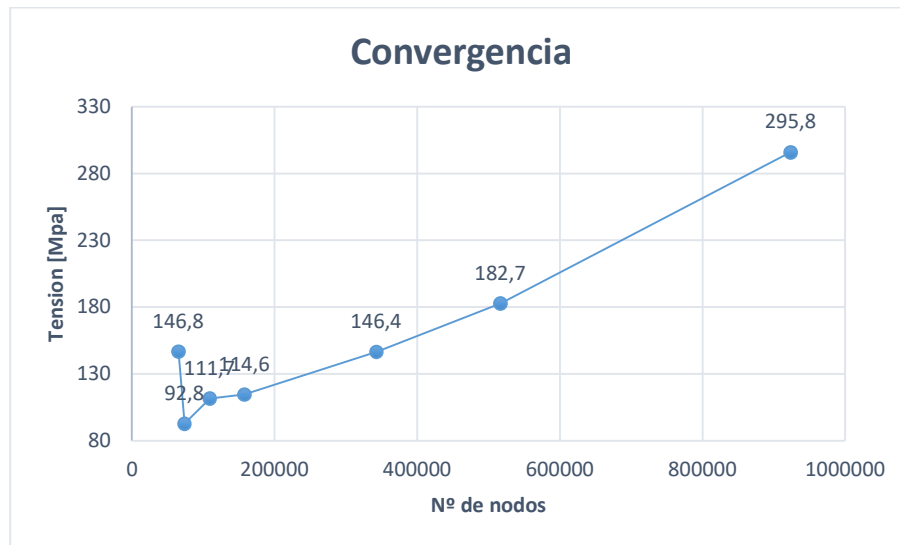


Figura 5.7 grafico de convergencia

Como se puede observar por la gráfica los resultados varían en un rango muy pequeño para después dispararse a un valor muy alto al refinar la malla a un tamaño muy pequeño

## 6. Especificaciones del dispositivo

Estas son las especificaciones que se obtienen en la fase de diseño:

Especificaciones	
Longitud	2,4 m
Ancho	1,5 m
Altura	1,3 m
Masa	40 kg aprox.
Capacidad de flotación	146,3 kg
Velocidad máxima	3,11 m/s

*Tabla 6-1 Especificaciones del dispositivo*

## 7. Análisis de impacto ambiental

Es necesario tener en cuenta el impacto ambiental que pueda tener el proyecto por lo que se reunirá toda la información posible referente a la contaminación ambiental de los componentes que se plantean utilizar para de esta manera plantear utilizar otras alternativas menos perjudiciales para el medio ambiente

### 7.2 Descripción general del proyecto

El objetivo es diseñar una bicicleta acuática modificando y agregando estructuras a una bicicleta normal y que una vez construido el precio de construirlo sea inferior a los precios de los modelos que actualmente pueden encontrarse en venta en el mercado.

Se intenta además en toda la fase de diseño que las modificaciones que se realicen a la bicicleta normal no sean permanentes o de lo contrario que sean las mínimas posibles para poder llegar a desarrollar la bicicleta acuática.

### 7.3 Estimación de emisiones

En este proyecto se encuentran emisiones debido a la construcción y al uso

#### Emisiones esperadas por uso

El diseño pensado utiliza solo la fuerza generada por el pedaleo de una persona por lo que es posible considerar que las cantidades de CO<sub>2</sub> que se generan serán idénticos a las emisiones de CO<sub>2</sub> que generaría el uso de la bicicleta en tierra.

Teniendo en cuenta esta suposición el CO<sub>2</sub> que se puede llegar a generar es de 5 g de CO<sub>2</sub> / km recorrido.

Aunque se toma en cuenta que las emisiones emitidas por el uso serán iguales al uso en tierra de la bicicleta, la bicicleta acuática está pensada para usarse en mayor parte en épocas de verano por lo que la frecuencia de uso es menor por lo cual desde un punto donde se toma en cuenta un margen de tiempo mayor, la bicicleta acuática emitirá menos CO<sub>2</sub> a lo largo del tiempo.

### Emissiones esperadas por la construcción

Para la construcción de la bicicleta acuática es necesario el mecanizado de piezas además de en algunos puntos utilizar uniones por soldadura.

En el caso del mecanizado es posible reutilizar los desprendimientos de material generados en la operación, pero en la soldadura se emitirían gases contaminantes a la atmosfera.

## **7.4 Tipos de residuos vertidos**

Los residuos que son posibles de verter al medio ambiente del prototipo de bicicleta acuática son generalmente los componentes que conforman, como pueden ser los siguientes:

1. Marco de bicicleta común
2. Cadena de bicicleta
3. Ruedas dentadas
4. Materiales de aluminio
5. Tornillos
6. Tubos de PVC
7. Pegamento de PVC
8. Arandelas de acero

Todos estos componentes, aunque fueron estudiados para que en su utilización no se rompan al estar sometidos a movimiento y al medio ambiente es posible que se genere un desgaste debido al uso que lleve a pequeños desprendimientos de material.

Podemos clasificar los desechos de la siguiente manera:

### Partes móviles

Pequeñas partículas de metal generadas por el contacto entre superficies en movimiento. En este grupo podemos encontrar los posibles desechos generados por los movimientos del mecanismo de 4 barras, así como los dientes de las ruedas dentadas cónicas en contacto.

### Partes fijas

La unión de estas partes es mayormente por soldadura o por la utilización de adhesivos por lo que los residuos que podrían generar estos son restos de pegamentos o restos del electrodo utilizado para la unión de las partes.

### Mantenimiento

La bicicleta estará en movimiento por lo que para un adecuado uso será necesario utilizar aceites y lubricantes en las partes que transmiten el movimiento por lo que los desechos que se podrán generar son los excesos de lubricantes y aceites utilizados en las partes móviles como la cadena.

## 7.5 Medidas preventivas y correctoras

Para poder intentar reducir todos los posibles residuos será necesario una comprobación en la fase de montaje y un mantenimiento de las partes móviles antes del uso.

### Comprobación:

En la fase de construcción será necesario limpiar y asegurarse de que los restos de soldadura han sido correctamente eliminados antes de poder utilizarlo en el mar, así como la retirada de excesos de lubricantes y aceites utilizados para el correcto funcionamiento de las partes móviles.

### Mantenimiento:

Una vez construido es necesario comprobar que las partes móviles están correctamente lubricadas y retirar el exceso de estas de ser necesario.

## Conclusiones

Después de desarrollar cada uno de los apartados descritos en este proyecto de diseño de bicicleta acuática se puede concluir que, aunque los cálculos arrojan resultados que desde el punto de vista teórico son suficientes para que el diseño pueda funcionar al construir un prototipo es muy probable que al ser probado en un entorno real se deba de rediseñar algunos aspectos del diseño.

El rediseño es debido a que en un entorno real existen muchas variables que no es posible recrear en programas de simulación al ser estos aleatorios, un ejemplo fácilmente puede ser el aumento de tamaños de olas de mar o una variación repentina en la velocidad de la marea.

Es por estas variables que la probabilidad de rediseñar es una posibilidad que deba aplicarse a este diseño hasta alcanzar un prototipo más eficiente al estudiar en detalle los primeros fallos que puedan presentarse.

## Presupuesto

A continuación, se presenta un presupuesto por partes y en conjunto del proyecto, incluyendo costes de gestión documental y administrativa, ingeniería, delineación, fabricación y componentes:

Capítulo 1: Ingeniería				
Descripción	Horas	Tipo	Precio ud.	Precio total
<b>Estudio preliminar</b>				
Estudio de mercado	10	Ing. Junior	30,00 €	300,00 €
Recopilación de requisitos	4	Ing. Junior	30,00 €	120,00 €
Estudio de normativa aplicable	10	Ing. Junior	30,00 €	300,00 €
Delimitación de diseño según normativa	2	ing. Senior	50,00 €	100,00 €
<b>Diseño de impulsión y propulsión</b>				
Estudio de propulsión aplicable	10	ing. Senior	50,00 €	500,00 €
Prototipado preliminar	15	ing. Senior	50,00 €	750,00 €
Modelado	10	Ing. Junior	30,00 €	300,00 €
Cálculo	5	ing. Senior	50,00 €	250,00 €
Simulación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Interpretación de resultados y verificación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Informe y documentación	1	Ing. Junior	30,00 €	30,00 €
<b>Diseño de flotadores</b>				
Modelado	2	Ing. Junior	30,00 €	60,00 €
Cálculo	2	ing. Senior	50,00 €	100,00 €
Simulación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Interpretación de resultados y verificación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Informe y documentación	1	Ing. Junior	30,00 €	30,00 €
<b>Diseño estructura delantera y trasera</b>				
Modelado	8	Ing. Junior	30,00 €	240,00 €
Cálculo	4	ing. Senior	50,00 €	200,00 €
Simulación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Interpretación de resultados y verificación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Informe y documentación	1	Ing. Junior	30,00 €	30,00 €
<b>Diseño de dirección</b>				
Modelado	1	Ing. Junior	30,00 €	30,00 €
Cálculo	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Simulación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Interpretación de resultados y verificación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Informe y documentación	1	Ing. Junior	30,00 €	30,00 €



<b>Diseño de estructura de soporte</b>				
Modelado	8	Ing. Junior	30,00 €	240,00 €
Cálculo	2	ing. Senior	50,00 €	100,00 €
Simulación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Interpretación de resultados y verificación	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Informe y documentación	1	Ing. Junior	30,00 €	30,00 €
<b>Estudio de impacto ambiental</b>				
Estudio de impacto ambiental	4	Ing. Junior	30,00 €	120,00 €
Cálculo de residuos	2	ing. Senior	50,00 €	100,00 €
Medidas de prevención	1	ing. Senior	50,00 €	50,00 €
Informe y documentación	1	Ing. Junior	30,00 €	30,00 €
<b>Informe final de ingeniería</b>				
Redacción	40	Ing. Junior	30,00 €	1.200,00 €
Aplicación de formato y distribución	2	Ing. Junior	30,00 €	60,00 €
<b>Subtotal Ing. Junior</b>				<b>3.150,00 €</b>
<b>Subtotal Ing. Senior</b>				<b>2.700,00 €</b>
<b>Subtotal Ingeniería</b>				<b>5.850,00 €</b>

## Capítulo 2: Materiales y Fabricación

Descripción	Cantidad	Precio ud.	Precio total
<b>Piezas Impulsión y propulsión</b>			
Hélice 4 palas	1	348,00 €	348,00 €
Juego piñón-engrane inferior	1	25,95 €	25,95 €
Juego piñón-engrane superior	1	39,95 €	39,95 €
Eje de hélice	1	49,95 €	49,95 €
Barra de 2m aluminio 6063-T1	1	13,95 €	13,95 €
<b>Piezas de flotadores</b>			
Tubo PVC 2,4m	2	19,99 €	39,98 €
Tapa PVC 210mm	4	6,99 €	27,96 €
Espuma de poliuretano	1	3,99 €	3,99 €
Pegamento PVC	1	4,99 €	4,99 €
<b>Piezas estructura delantera y trasera</b>			
Travesaño aluminio 1,2m 6063-T1	2	7,46 €	14,92 €
Codo aluminio 6063-T5	4	4,70 €	18,80 €
Sujeción T aluminio 6063-T1	3	5,50 €	16,50 €
Agarre frontal bici-estructura acero cromado	1	12,95 €	12,95 €
Sujeciones traseras bici-estructura acero cromado	2	8,99 €	17,98 €
Unión codo-arandela flotador de aluminio 6063-T1	4	3,99 €	15,96 €
Barras verticales traseras 0,37m aluminio 6063-T1	2	2,40 €	4,80 €
Barra frontal 0,45m aluminio 6063-T1	1	2,85 €	2,85 €
Pernos M8x50mm con tuercas de acero inoxidable	7	1,99 €	13,93 €
Pernos M8x20mm con tuercas de acero inoxidable	4	1,45 €	5,80 €
Pernos M6x50mm con tuercas de acero inoxidable	2	1,59 €	3,18 €
<b>Piezas de dirección</b>			
Sujeción bici-estructura acero cromado	1	8,99 €	8,99 €
Barras verticales traseras 0,37m aluminio 6063-T1	1	2,40 €	2,40 €
Aleta plegable PVC Alomejor	1	19,95 €	19,95 €
Pernos M8x50mm con tuercas de acero inoxidable	3	1,99 €	5,97 €
Adaptador de diámetro barra aluminio 6063-T1	1	2,99 €	2,99 €
Pernos M6x50mm con tuercas de acero inoxidable	1	1,59 €	1,59 €
<b>Piezas estructura de soporte</b>			
Travesaño de 0,71m aluminio 6063-T1	2	2,40 €	4,80 €
Sujeción T aluminio 6063-T1	10	5,50 €	55,00 €
Sujeción X aluminio 6063-T1	4	6,50 €	26,00 €
Barra de 0,18m aluminio 6063-T1	4	0,95 €	3,80 €
Pernos M8x50mm con tuercas de acero inoxidable	14	1,99 €	27,86 €
<b>Fabricación</b>			
Soldadura de tubos de aluminio	2	20,00 €	40,00 €
Taladro de agujeros para pernos	2	15,00 €	30,00 €
Mecanizado de roscas	1	15,00 €	15,00 €
Corte de tubos PVC de flotadores	1	0,00 €	0,00 €
		<b>Subtotal</b>	<b>926,74 €</b>

## Sumario

Descripción	Precio total
COSTE TOTAL DE INGENIERÍA	5.850,00 €
COSTE TOTAL DE CONSTRUCCIÓN	926,74 €
COSTE TOTAL DE PROYECTO	6.776,74 €

## Bibliografía

### Libros:

1. R. L. P.E, «Engranajes helicoidales, engranes cónicos y de tornillo sin fin y corona,» de *Diseño de elementos de máquina*. Cuarta edición, México, Pearson educación, 2006, pp. 463-469.
2. Mangonon, Pat L. *Ciencia de materiales*. 1ra edición, Pergamon press, 2020. ISBN 14003472-84.
3. Juan Tomás Celigüeta. *Método de los elementos finitos para análisis estructural*. 1ra edición. San Sebastián, 2011. ISBN 84-921970-2-1.
4. Juan Miquel Canet. *Resistencia de materiales y estructuras*. Edición digital, Ediciones CIMNE, 2020. ISBN 978-84-939640-4-7.
5. M. F. Ashby. *Materials selection in mechanical design*. 1ra edición. México, 2001. ISBN 970-26-0027-8.
6. Food and Agriculture Organization of the United Nations, «Medidas de ahorro de combustible y de costos para armadores de pequeñas embarcaciones pesqueras,» de *Medidas de ahorro de combustible y de costos para armadores de pequeñas embarcaciones pesqueras*, Roma, Organización de las naciones unidas para la alimentación y la agricultura, 2005, p. 33.

## Artículos y documentos:

7. J. G. López, S. Leal y J. R. marroyo, Eficiencia mecánica de pedaleo en ciclistas de diferente nivel competitivo, León: Universidad de león, 2009.
8. Gobierno de España, Real Decreto 607/1999, Ministerio de la Presidencia, 1999, 30 de abril.
9. Gobierno de España, Real Decreto 1434/1999, Ministerio de Fomento, 1999, 11 de septiembre.
10. Gobierno de España, Orden FOM/1144/2003, Ministerio de Fomento, 2003, 12 de mayo.
11. Gobierno de España, Real Decreto 1043/2003, Ministerio de Fomento, 2003, 2 de agosto.
12. Gobierno de España, Real Decreto 98/2016, Ministerio de Fomento, 2016, 15 de marzo.
13. Unión Europea, Directiva 2013/53/UE, Parlamento Europeo, 2003, 28 de diciembre.
14. Real Decreto 876/2014, de 10 de octubre. Reglamento de Costas.
15. Biblioteca de materiales de Solidworks. Versión: 2020. [Consultas: diciembre 2020 – mayo 2021].
16. Project engineering & management department, UPC. Project Time Management. PERT Program (or Project) Evaluation and Review Technique. UPC, EEBE, 2020.
17. Departamento de organización de la producción, UPC, EEBE. Organización de la producción. Documento de teoría de la asignatura. Noviembre 2020, p. 23-49.
18. Departamento de materiales de la EEBE. 17-Comportament mecànic polímers I. UPC, EEBE, 2020.
19. Departamento de materiales de la EEBE. 18-Comportament mecànic polímers II. UPC, EEBE, 2020.
20. Alfred Fontanals, departamento de ingeniería de fluidos de la EEBE. Flux extern. UPC, EEBE, 2020.

21. Departamento de mecánica de la EEBE. Tema 2: Metrología y calidad. UPC, EEBE, 2020, p.24-33.
22. Departamento de mecánica de la EEBE. Tema 1: Metrología y calidad. UPC, EEBE, 2020, p.13-21.
23. Departamento de mecánica de la EEBE. Procesos de fabricación por arranque de virutas. UPC, EEBE, 2020.
24. Departamento de mecánica de la EEBE. Metrología y calidad. UPC EEBE 2020
25. BOE, Legislación consolidada. Ley 14/2014, 24 de Julio, Navegación Marítima. Jefatura del Estado. BOE-A-2014-7877.
26. ESPAÑA. Ley 22/1988, de 28 de julio, de Costas, p.41. Modificada por 2/2013, de 29 de mayo de protección y uso sostenible del litoral.
27. ESPAÑA. Real Decreto Legislativo 2/2011, de 5 de septiembre, por el que se aprueba el Texto Refundido de la Ley de Puertos del Estado y de la Marina Mercante, modificado por Ley 14/2014, de 24 de julio, de Navegación Marítima y por la Ley 18/2014, de 15 de octubre, de medidas urgentes para el crecimiento, la competitividad y la eficiencia
28. ESPAÑA. Ley 30/1992, de 26 de noviembre, de Régimen Jurídico de las Administraciones Públicas y del Procedimiento Administrativo Común., p.58
29. Edwar Torres, Juan Arbeláez, Diego Andrés Hincapié, A.J. Ramírez. CARACTERIZACIÓN DE ALEACIÓN DE ALUMINIO AA6063-T5 MEDIANTE MICROSCOPIA ÓPTICA, ELECTRÓNICA DE BARRIDO Y ELECTRÓNICA DE TRANSMISIÓN. Revista Colombiana de Materiales, N. 5, p. 59-64.
30. David Boullosa Falces, Universidad del país vasco. Hidrodinámica, resistencia y propulsión marina: Diseño y rendimiento de helice.
31. Dr. S. Beji, Universidad tecnica de Estambul. Ship Theory propulsion.
32. Departamento de mecánica de la EEBE, Elementos de máquinas selección de rodamientos. UPC, EEBE 2018.

**Webs:**

33. Mundo Bici, «Aprende a dominar la cadencia de pedaleo,» 06 09 2018. [Consultado 24 febrero 2021]. Available: <https://www.mundobici.co/blog/domina-la-cadencia-de-pedaleo-y-mejora-tu-rendimiento/>.
34. Manta 5, «XE-1 SPECIFICATIONS,» 2021. [Consultado 20 febrero 2021]. Available: <https://eu.manta5.com/pages/specs>.
35. Hydrobike, «Hydrobike Explorer,» 2021. [Consultado 20 febrero 2021]. Available: <https://hydrobikes.com/products/explorer-1>.
36. Schiller, «Schiller Bike S1-C, » 2021. [Consultado 20 febrero 2021]. Available: <https://schillerbikes.com/>.
37. SBK ENGINEERING SRL, «SHUTTLEBIKE KIT, » [Consultado 20 febrero 2021]. Available: <https://www.shuttlebike.com/>.
38. Hélices suministro navales, «Propellers 3 blades type B,» [Consultado 15 Marzo 2021]. Available: <http://www.heliceshpn-pons.com/en/catalog/id/5>.
39. The Boat design & boat building site, «Pedal Powered Boats, » [Consulta 22 febrero 2021]. Available: <https://www.boatdesign.net/threads/pedal-powered-boats.23345/page-25>.
40. Engranaje Miralles, «Engranajes Cónicos,» [Consulta 12 junio 2021]. Available: <http://www.engranajemiralles.com/articulos.html>.
41. Teknika4, S.A. Teknika4 [en línea]. Madrid: Teknika4, 2021. [Consulta: 5 enero 2021]. Disponible en: <https://www.teknika4.com/es/aluminio-6063>.
42. Leroy Merlin, S.L. Leroy Merlin [en línea]. España: Leroy Merlin, 2019. [Consulta: 17 enero 2021]. Disponible en: <https://www.leroymerlin.es/construccion/evacuacion-agua/tubos-pvc>.
43. ACK, S.L. ACK [en línea]. Austin, Texas: ACK, 2019. [Consulta: 26 febrero 2021]. Disponible en: <https://www.austinkayak.com/subcategory/217009/Rudders>.
44. Direct Industry, S.A Direct Industry [en línea]. España: Direct Industry, 2021. [Consulta: 8 febrero 2021]. Disponible en: <https://www.directindustry.es/>.

45. AluStock, S.A AluStock [en línea]. Vitoria-Gasteiz: AluStock, 2021. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <https://www.alu-stock.es/es/informacion-tecnica/el-aluminio/>.
46. AluStock, S.A AluStock [en línea]. Vitoria-Gasteiz: AluStock, 2021. [Consulta: 20 enero 2021]. Disponible en: <https://www.alu-stock.es/es/aluminio-industria/perfiles-normalizados/tubos-redondos/>.
47. GrabCAD, S.A GrabCAD [en línea]. Online: GrabCAD, 2021. [Consulta: 2 diciembre 2020]. Disponible en: <https://grabcad.com/>.
48. Gobierno de España Ministerio de Transportes, Movilidad y Agenda Urbana, «Balizamiento,» [Consultado 25 marzo 2021]. Available: <https://www.mitma.gob.es/marina-mercante/nautica-de-recreo/normas-de-seguridad-y-recomendaciones/balizamientos/balizamientos-de-playas>.
49. Pontificia universidad católica de chile, «Propiedades del agua de mar,» [consultado 5 mayo 21]. Available: [http://www7.uc.cl/sw\\_educ/geo\\_mar/html/h34.html](http://www7.uc.cl/sw_educ/geo_mar/html/h34.html).
50. Catalogo de Chaveteros segun Norma DIN6885 [Consultado 8 junio 2021] <https://www.opac.net/pdf/DIN%206885%20A.pdf>
51. Informacion tecnica sobre propulsion [consultado 6 de Abril 2021] <http://fundicionesrice.com/assets/frontend/cartas/TNL50/TNL50SP.htm>
52. Javaprop; manual de usuario [Consultado 12 de marzo 2021] <https://www.mh-aerotoools.de/airfoils/javaprop.htm>
53. Herramienta de calculo de rodamientos SKF [consultado 18 de mayo 2021] <https://www.skf.com/es/support/engineering-tools/bearing-select>
54. Uniones moviles, Universidad nacional del litoral Argentina. [Consultado 10 de mayo 2021] <http://www.eis.unl.edu.ar/z/adjuntos/239/Chaveta1.pdf>
55. Tornillos de cabeza hexagonal, Gardette S.A [Consultado 8 de junio 2021] <http://www.gardette.es/tornillos-pasadores-y-posicionadores-de-bolas/tornillos-pasadores>
56. Tornillos de cabeza hexagonal, Tornillería Reche, S.L.[Consultado 8 de junio 2021] <https://www.tornilleriareche.com/tornillo-cabeza-hexagonal-din-933-e-producto>



# Anexos

## Anexo A Determinación de longitud de árboles.

Es necesario determinar la longitud mínima de los árboles que se utilizarán en el diseño de la bicicleta acuática para determinar el tipo de rodamiento que se deberá emplear al calcular las cargas que soportara cada apoyo.

### Determinación de longitud árboles de transmisión 1

Para determinar la longitud mínima que debe de tener esta árbol es necesario tener en cuenta las siguientes medidas

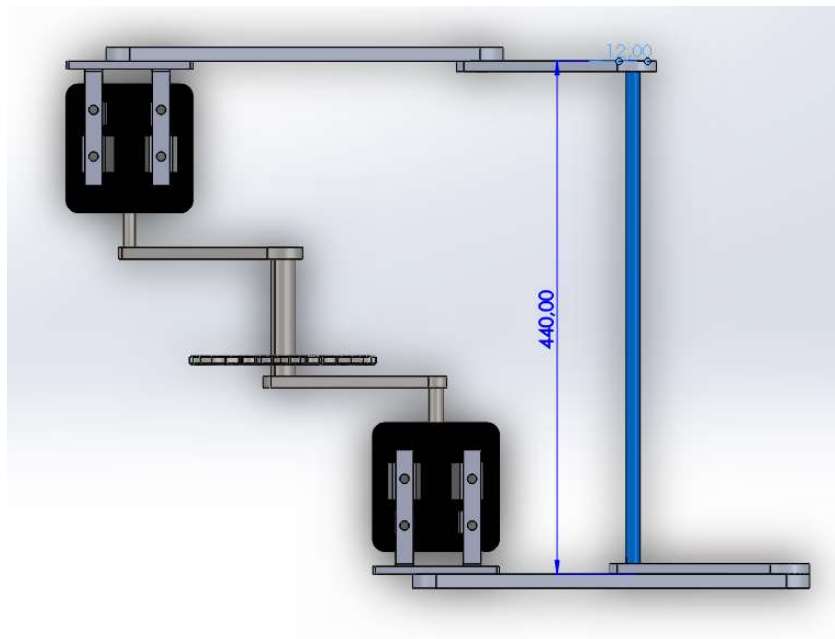


Figura Anexo A 1- 1

Elementos	Longitudes [mm]
pedales de la bicicleta [x2]	280
Separación de bielas de la bicicleta	120
Separación de pedal-sujeción de barra [x2]	40
Total	440

Tabla Anexo A 1- 1 Longitud Árbol N°1

Como se puede ver el árbol N°1 deberá de tener como mínimo una longitud de 440 mm

### Determinación de longitud árboles de transmisión 2

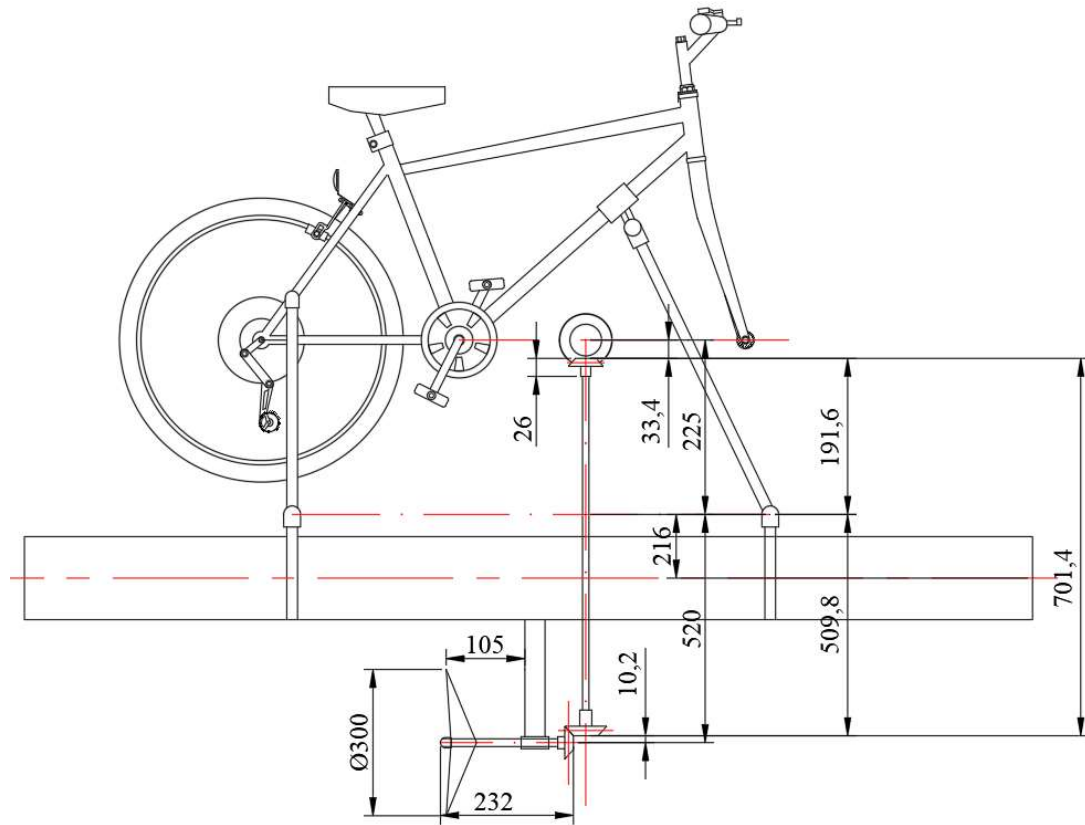


Figura Anexo A 1- 2 Longitud árbol Nº2 Aproximada

### Determinación longitud árbol nº2

Para la determinación del árbol nº2 es necesario determinar la distancia mínima que debe separar el casco (flotador) de la helice [6] además de otras medidas que se resumen en la siguiente tabla

Determinación de Longitud de sujeción	Distancias [mm]
radio de flotador	100
Distancia sujeción-centro flotador	216
Distancia mínima casco-helice	54
<b>Radio helice</b>	<b>150</b>
Longitud sujeción	520

Tabla Anexo A 1- 2 Longitud de sujeción

La longitud mínima que debe tener la sujeción es de 520 mm.

Una vez determinada la longitud de sujeción mínima se añade a esta el resto de medidas para determinar la longitud total que debe de tener el árbol como mínimo. Se Resume las longitudes que se tomaron en cuenta para el cálculo en la siguiente tabla

Determinación de Longitud Árbol Nº2	Distancias [mm]
Sujeción- eje de pedales	225
Longitud sujeción de helice	520
diferencia entre engrane y piñón [1 y 2]	-33,4
diferencia entre engrane y piñón [3 y 4]	-10,2
<b>Longitud Árbol Nº2</b>	<b>701,4</b>

Tabla Anexo A 1- 3 resumen de medidas árbol Nº2

Realizando la suma obtenemos que la longitud del árbol Nº2 debe ser de 701,4 mm

Determinación longitud árbol nº3

En este caso el árbol de transmisión es un elemento más que el fabricante pone a disposición del comprador en el catálogo, aunque estos son de longitudes de mínimo 1500mm es posible realizar un pedido de tamaño específico según exigencias por lo que se aproximara la longitud mínima que este debe de tener para el uso.

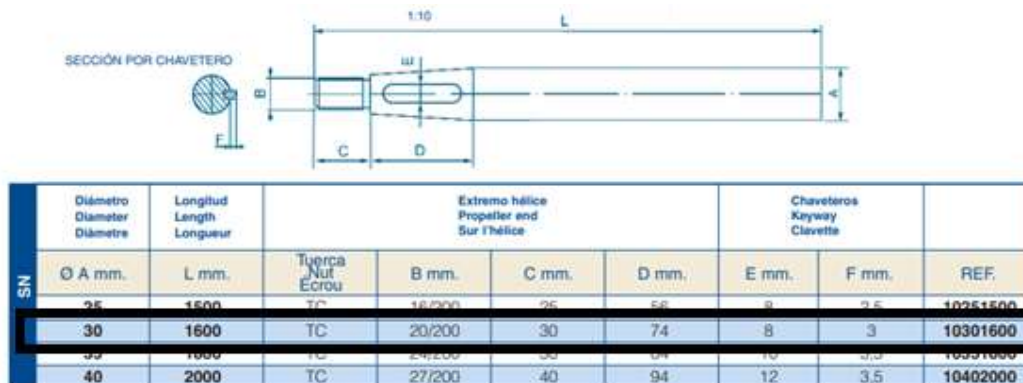


Figura Anexo A 1- 3 longitud árbol Nº3 [38]

Para la selección del árbol se tomó en cuenta el diámetro admisible en el rodamiento por lo que se utilizara el árbol de 30m de diámetro y se tomaran en cuenta las medidas del cono y longitud de rosca para la determinación de la longitud mínima.

Resumen de medidas utilizadas

Determinación de Longitud Árbol N°3	Distancias [mm]
Longitud de rosca	30
Longitud de cono de helice	74
Distancia mínima de helice-sujeción de goma	105
Longitud de rueda N°4	23
Longitud Árbol N°3	232

*Tabla Anexo A 1- 4 Longitud Árbol N°3*

Realizando la suma de las medidas se tiene que el árbol deberá de ser de una longitud mínima de 232 mm

## Anexo B características geométricas de barras

### Determinación de momentos de inercia y centros de gravedad

Debido a que el movimiento del mecanismo genera fuerzas que se deben tener en cuenta para el cálculo cinético del mecanismo, es por ello que es necesario determinar el centro de gravedad de cada barra que compone el mecanismo.

El centro de gravedad aunque es posible determinarlo mediante cálculo se utilizara el programa solidworks para determinarlo debido a que este programa lo realizara de manera casi instantánea debido su capacidad de cálculo.

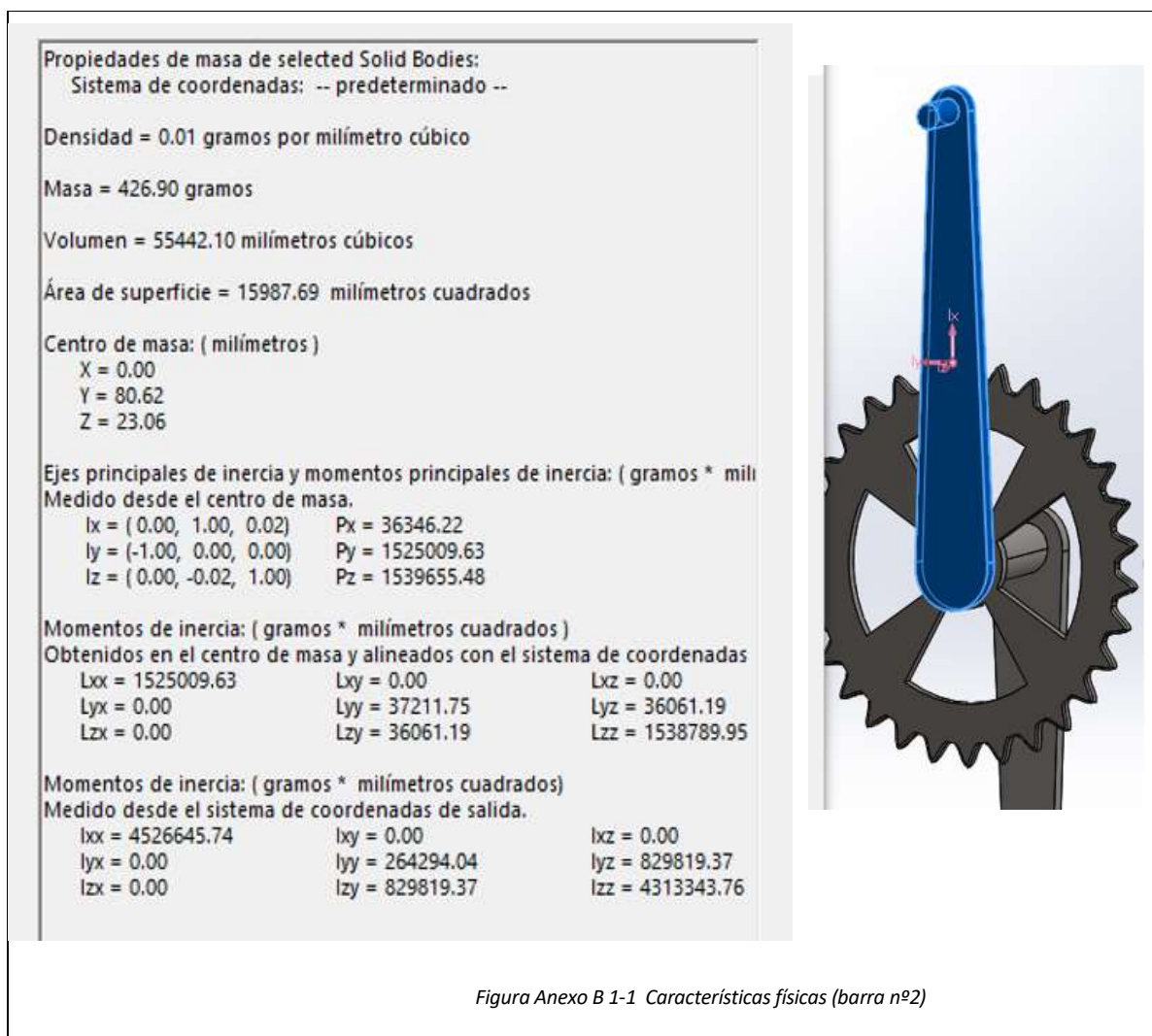


Figura Anexo B 1-1 Características físicas (barra nº2)

Como se puede observar el centro de gravedad se encuentra a 80,62 mm desde el punto más bajo, este 80,62 representa aproximadamente el 45 % de la longitud total de la biela.

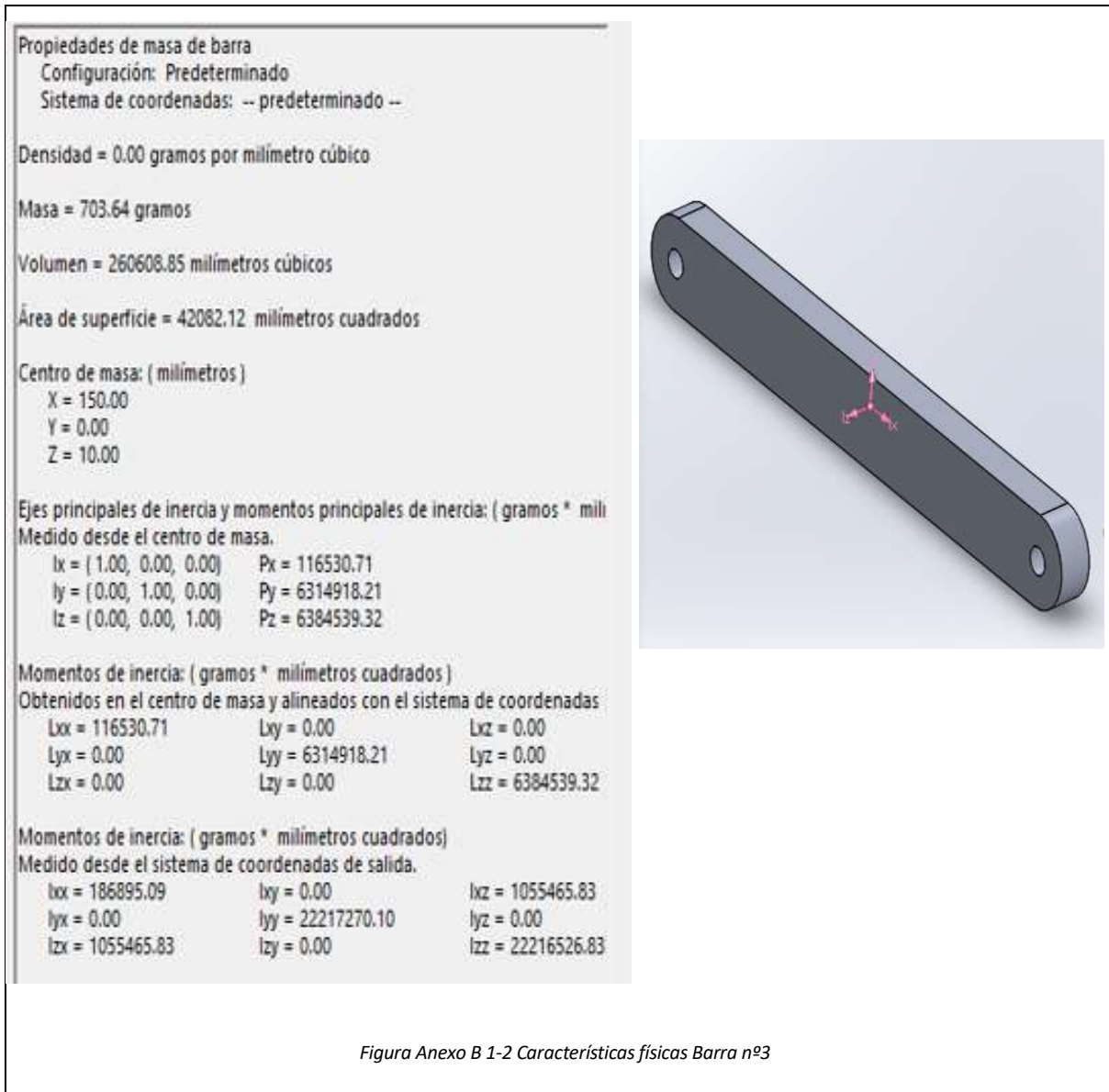


Figura Anexo B 1-2 Características físicas Barra n°3

Como se puede observar el centro de gravedad de esta barra se encuentra justo en la mitad de la longitud total de esta.

Propiedades de masa de barra\_impulsora  
 Configuración: Predeterminado  
 Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 0.00 gramos por milímetro cúbico

Masa = 222.22 gramos

Volumen = 82304.42 milímetros cúbicos

Área de superficie = 22071.50 milímetros cuadrados

Centro de masa: ( milímetros )  
 X = 90.00  
 Y = 0.00  
 Z = 5.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
 Medido desde el centro de masa.

$I_x = ( 1.00, 0.00, 0.00 )$	$P_x = 31109.80$
$I_y = ( 0.00, 1.00, 0.00 )$	$P_y = 807267.56$
$I_z = ( 0.00, 0.00, 1.00 )$	$P_z = 834673.66$

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
 Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas

$L_{xx} = 31109.80$	$L_{xy} = 0.00$	$L_{xz} = 0.00$
$L_{yx} = 0.00$	$L_{yy} = 807267.56$	$L_{yz} = 0.00$
$L_{zx} = 0.00$	$L_{zy} = 0.00$	$L_{zz} = 834673.66$

Momentos de inercia: ( gramos \* milímetros cuadrados )  
 Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 36665.35$	$I_{xy} = 0.00$	$I_{xz} = 99999.88$
$I_{yx} = 0.00$	$I_{yy} = 2612820.85$	$I_{yz} = 0.00$
$I_{zx} = 99999.88$	$I_{zy} = 0.00$	$I_{zz} = 2634671.41$

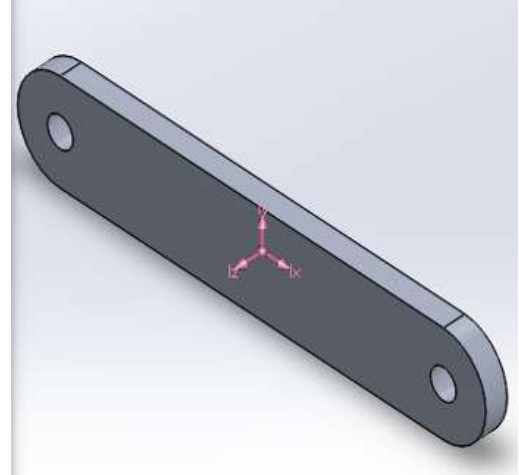


Figura Anexo B 1-3 Características físicas Barra nº4

Como se puede observar el centro de gravedad de esta barra se encuentra justo en la mitad de la longitud total.



## Anexo C: cálculo de momento torsor

Es necesario determinar cuál es el torque que es posible producir en el pedaleo de una bicicleta por lo que al no contar con los medios para poder realizar estas medidas se utilizaron los resultados obtenidos por un estudio de la eficiencia mecánica del pedaleo en ciclistas profesionales y no profesionales.

Para realizar el cálculo del sistema de transmisión se utilizaron los valores de momento torsor de la siguiente tabla

		PROFESIONALES (n= 11)		NO PROFESIONALES (n= 23)	
		Media±EEM	Rango	Media±EEM	Rango
200 W	FP (rpm)	91.44 ± 0.35	89.30 – 92.66	91.30 ± 0.14	90.61 – 93.48
	Tmax (N·m)	44.53 ± 0.96	39.53 – 50.99	47.61 ± 0.66*	41.59 – 54.71
	Tmin (N·m)	-10.43 ± 0.67	-13.60 – -6.37	-12.23 ± 0.58*	-19.51 – -8.28
	IP (N·s)	47.52 ± 0.58	43.25 – 50.17	49.58 ± 0.48*	44.53 – 54.25
	IN (N·s)	-10.54 ± 0.60	-13.15 – -6.64	-12.15 ± 0.49*	-17.20 – -8.75
	EM (%)	81.97 ± 0.73	79.23 – 86.68	80.46 ± 0.49	75.87 – 85.14
250 W	FP (rpm)	91.20 ± 0.34	89.72 – 92.98	91.17 ± 0.09	90.21 – 92.11
	Tmax (N·m)	51.20 ± 1.23#	45.89 – 58.77	54.03 ± 0.78*#	46.97 – 62.98
	Tmin (N·m)	-9.05 ± 0.63#	-11.28 – -5.79	-11.08 ± 0.53*#	-16.11 – -6.84
	IP (N·s)	55.06 ± 0.53#	52.87 – 57.62	57.01 ± 0.47*#	53.01 – 62.11
	IN (N·s)	-8.64 ± 0.59#	-11.18 – -6.06	-10.58 ± 0.46*#	-15.42 – -6.16
	EM (%)	86.54 ± 0.71#	83.20 – 89.91	84.48 ± 0.47*#	80.11 – 89.72
300 W	FP (rpm)	91.10 ± 0.31	89.32 – 92.9	91.24 ± 0.14	89.89 – 92.66
	Tmax (N·m)	57.15 ± 1.33#	52.18 – 66.94	58.73 ± 0.82#	53.48 – 68.33
	Tmin (N·m)	-7.68 ± 0.64#	-10.09 – -3.99	-9.06 ± 0.52#	-14.28 – -4.9
	IP (N·s)	63.07 ± 0.66#	59.68 – 66.66	63.83 ± 0.52#	58.71 – 69.05
	IN (N·s)	-6.37 ± 0.69#	-10.62 – -3.65	-8.40 ± 0.51*#	-13.61 – -3.77
	EM (%)	90.94 ± 0.84#	86.09 – 94.81	88.53 ± 0.53*#	83.53 – 94.17

Tabla Anexo B 1-1 Resultados estudio J. Garcia-Lopez [7]

Para el cálculo se utilizaron los valores del rango de las torques máximos en potencias de 200 w, 250w y 300w.

## Anexo D: determinación de reacciones en los apoyos

### Direcciones de fuerzas

Es necesario conocer las direcciones en las que actúan cada fuerza para de esta manera proceder a realizar el cálculo de equilibrio de fuerzas en los apoyos de cada árbol de transmisión.

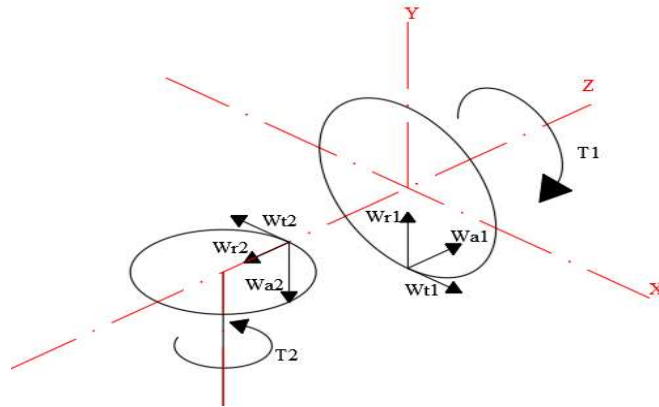


Figura Anexo D 1-1 Descomposición de fuerzas rueda n°1 y n°2

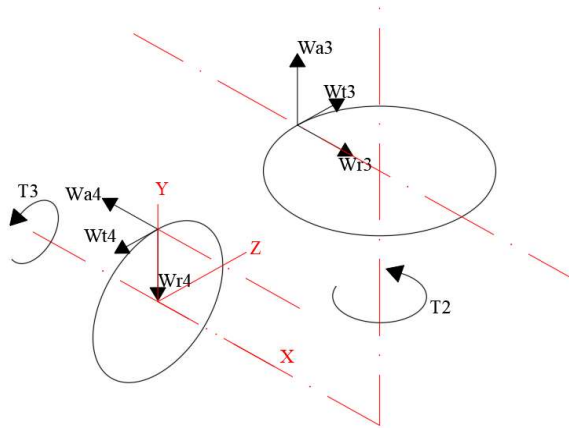


Figura Anexo D 1-2 Descomposición de fuerzas rueda n°3 y n°4

Calculo de reacciones en cada árbol respecto a ejes locales

Rodamientos en árbol N°1

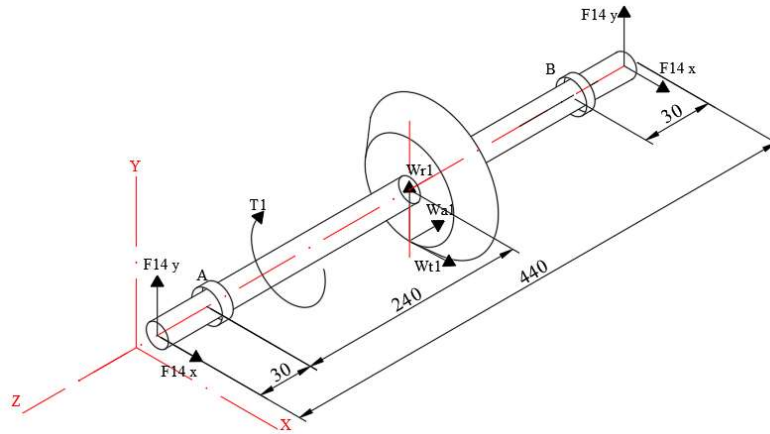


Figura Anexo D 1-3 Árbol de transmisión N°1

Ecuaciones de equilibrio

$\sum F_x = 0$	$\sum F_y = 0$	$\sum M_0 = 0$
----------------	----------------	----------------

Plano YZ

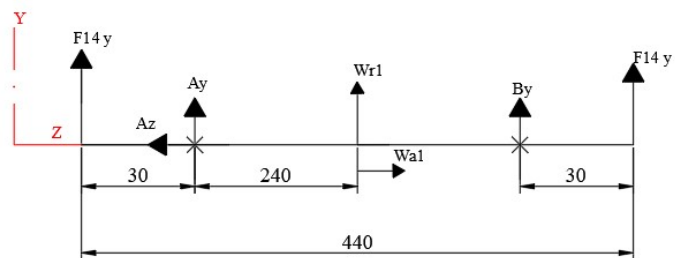


Figura Anexo D 1-4 Árbol de transmisión N°1 plano YZ

$$\sum F_Y = 2 F_{14} + A_y + B_y + W_{r1} = 0$$

$$\sum M_A = W_{a1}(r_m) + F_{14}(410) - F_{14}(30) + B_y(380) + W_{r1}(240) = 0$$

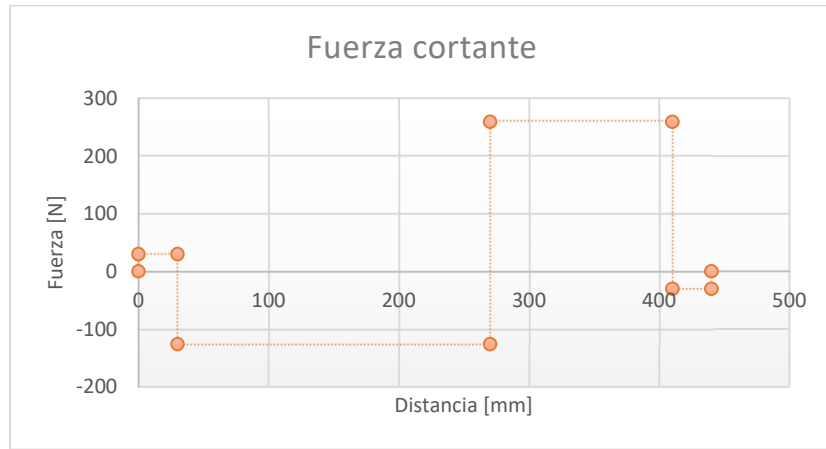


Figura Anexo D 1- 5 Diagrama fuerza cortante árbol N°1

Plano XZ

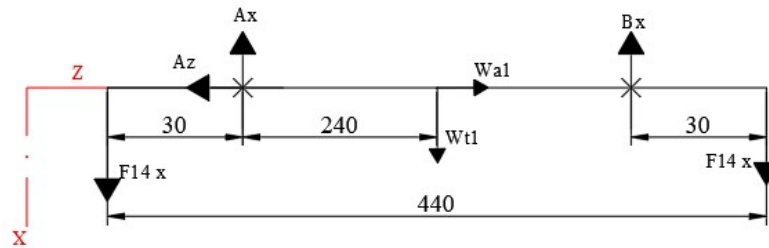


Figura Anexo D 1-5 Árbol de transmisión N°1 plano XZ

$$\sum F_x = 2 F_{14} - A_x - B_x + W_{t1} = 0$$

$$\sum F_z = W_{a1} - A_z = 0$$

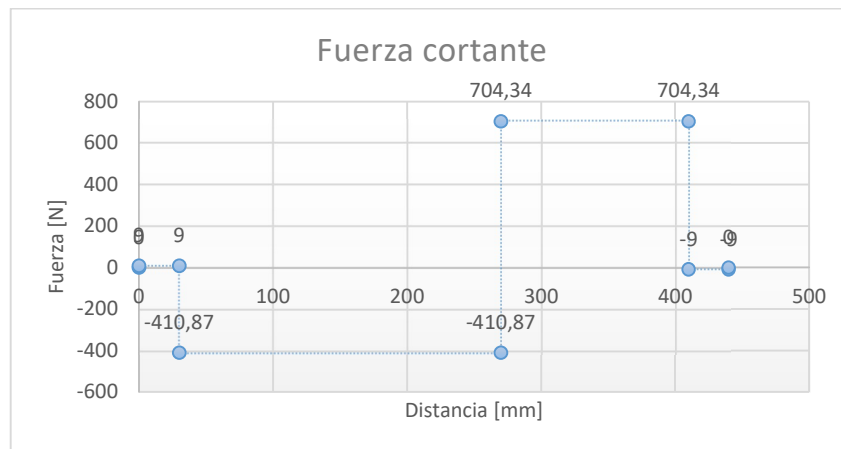


Figura Anexo D 1-6 Diagrama de fuerza cortante

## Rodamientos en árbol N°2

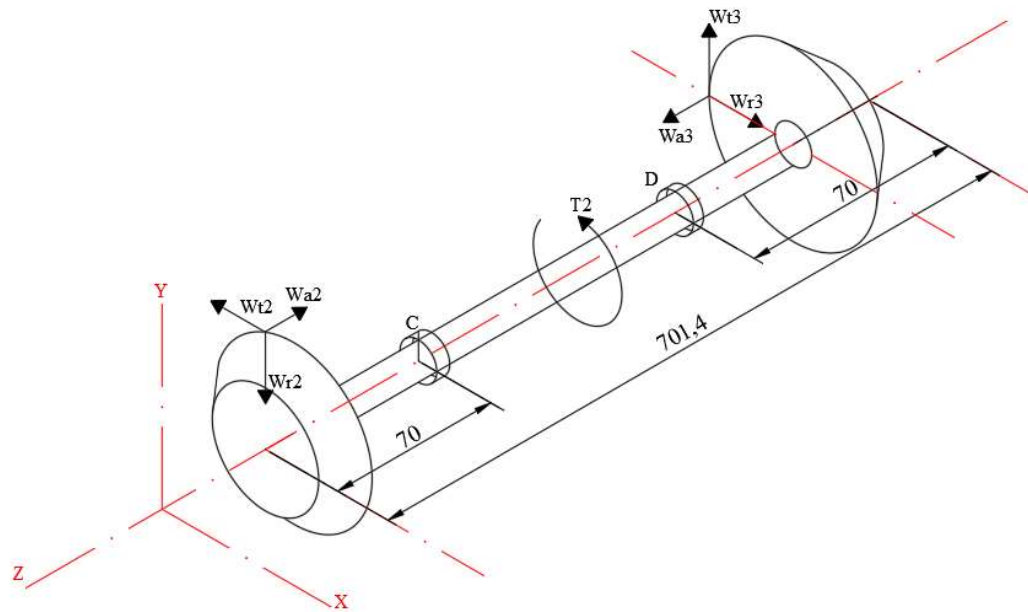


Figura Anexo D 1-7 Árbol de transmisión nº2

## Plano YZ

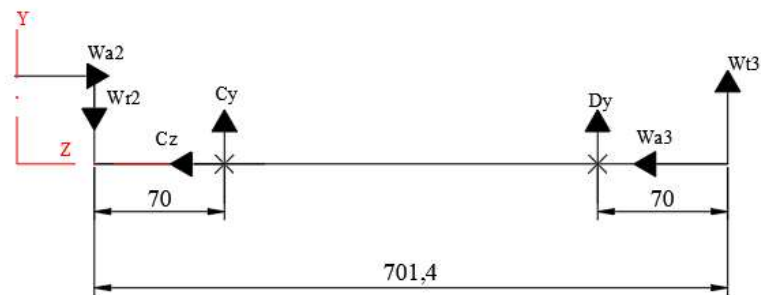


Figura Anexo D 1- 18 Árbol de transmisión N°2 plano YZ

$$\sum M_C = -Wa2(rm) + Wr2(70) + Dy(561,4) + Wt3(631,4) = 0$$

$$\sum F_Y = Wt3 - Wr2 + Cy + Dy = 0$$

$$\sum F_z = Wa2 - Cz + Wa3 = 0$$

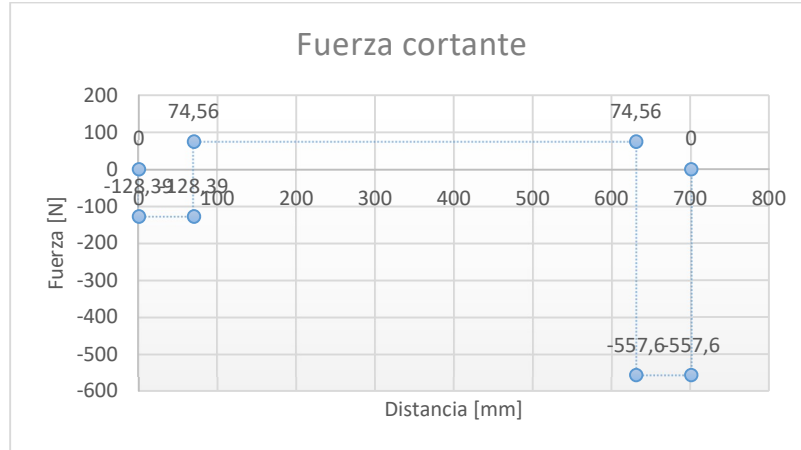


Figura Anexo D 1- 19 Diagrama de fuerza cortante

Plano XZ

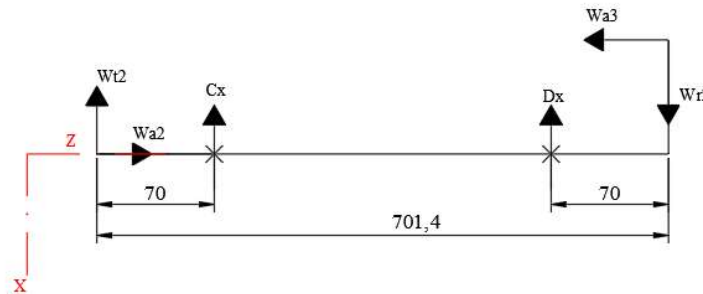


Figura Anexo D 1- 20 Árbol de transmisión N°2 plano XZ

$$\sum F_x = -Wt2 - Cx - Dx + Wr3 = 0$$

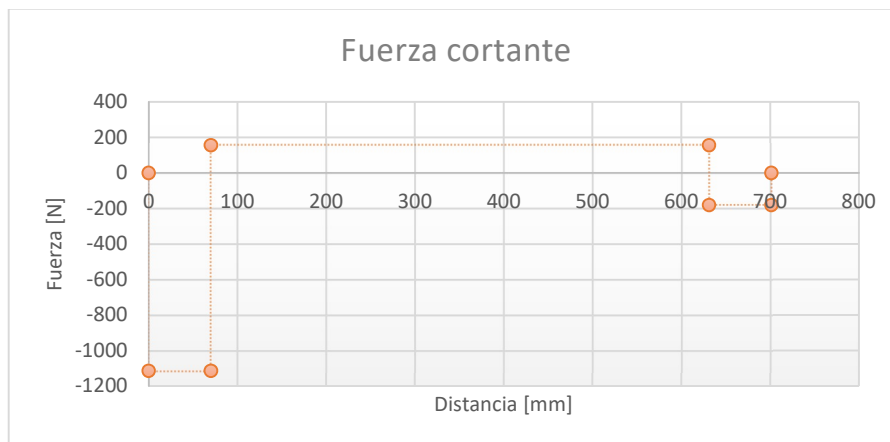


Figura Anexo D 1- 21 Diagrama de fuerza cortante

## Rodamientos en árbol N°3

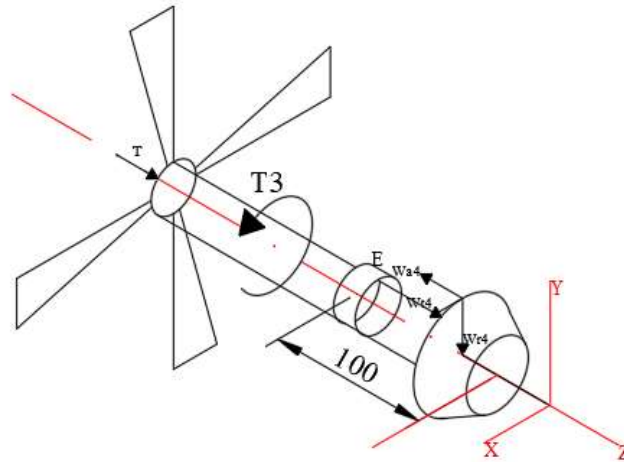


Figura Anexo D 1- 22 Árbol de transmisión N°3

## Plano YZ

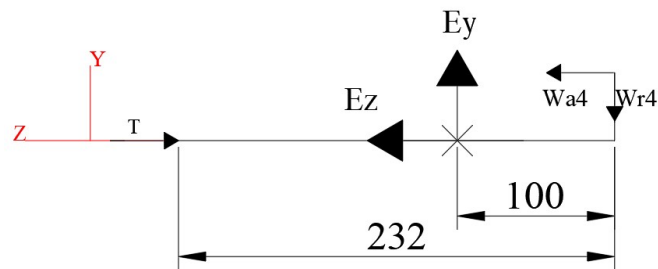


Figura Anexo D 1- 23 Árbol de transmisión N°3 plano YZ

$$\sum F_z = -T + E_z + W_{a4} = 0$$

$$\sum F_y = E_y - W_{r4} = 0$$

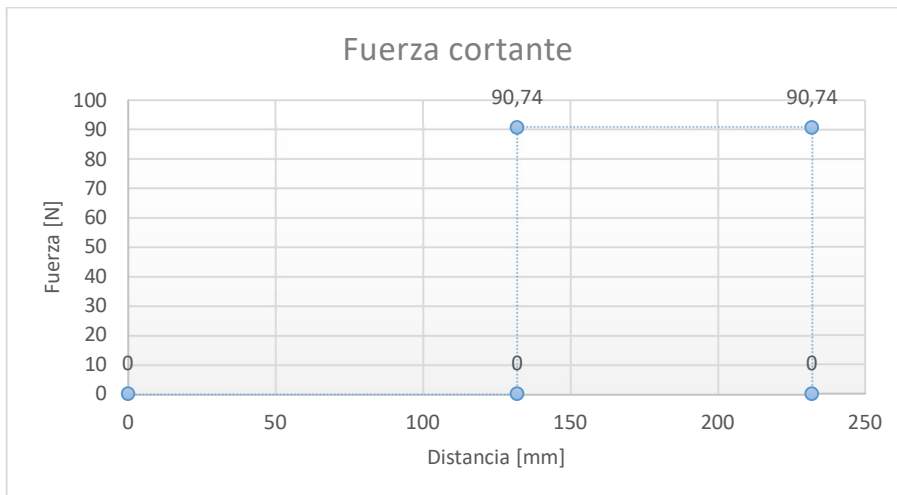


Figura Anexo D 1- 24 Diagrama de fuerza cortante

Plano XZ

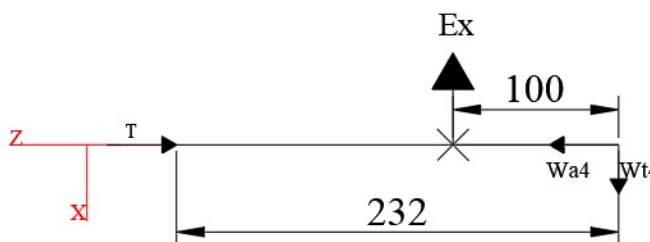


Figura Anexo D 1- 25 Árbol de transmisión N°3 plano XZ

$$\sum F_x = -Ex + Wt4 = 0$$

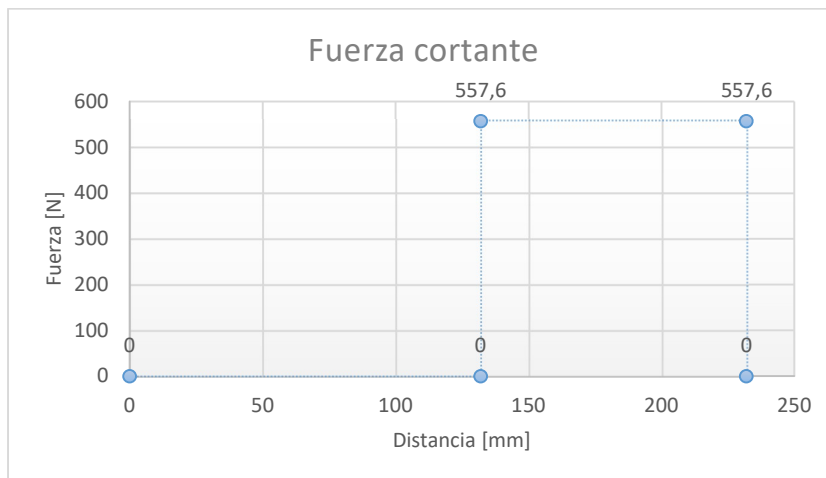


Figura Anexo D 1- 26 Diagrama de fuerza cortante



Resultados según los ejes locales de cada árbol

Rodamientos	Carga en X [N]	Carga en Y [N]	Carga en Z [N]	Diámetro [mm]
Rodamiento A	-419,87	-155,65	128,39	15
Rodamiento B	-713,34	-289,41	-	15
Rodamiento C	1271,72	202,95	294,32	20
Rodamiento D	-338,04	-632,16	-	20
Rodamiento E	-557,6	90,74	56,53	30

*Tabla Anexo D 1- 1 Reacciones en los apoyos*

## Anexo E: Selección de rodamientos calculador SKF

SKF Bearing Select (Herramienta SKF para la selección de rodamientos)

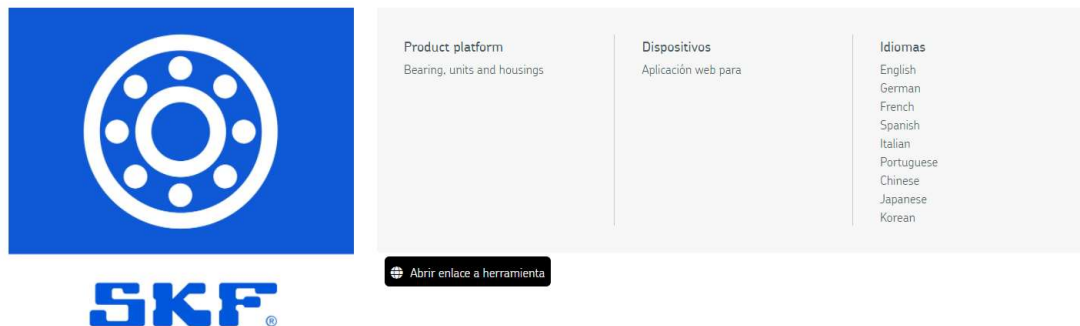


Figura Anexo E 1-1 Software de cálculo SKF [52]

Utilizando el calculador de la empresa SKF se buscara rodamientos que se adapten a los cálculos realizados.

### Proceso de selección

1. Se selecciona diámetro interior
2. Seleccionar rodamiento
3. Añadir cargas radiales y axiales
4. Evaluar rango de vida
5. En caso de vida baja se seleccionara otro tipo de rodamiento.



Figura Anexo E 1-2 evaluaciones de rodamiento [52]

## Calculo teórico de rodamientos

Los rodamientos utilizados fueron calculados por el software desarrollado por la empresa SKF, este cálculo se realizó automáticamente por lo que se realizara el cálculo teórico para comprobar los resultados obtenidos.

Para realizar este cálculo es necesario utilizar los siguientes datos de los rodamientos utilizados.

Rodamientos	Modelo de rodamiento	Carga Radial [N]	Carga axial [N]	Factor de suciedad	Carga dinámica [KN] Co	Carga a fatiga PO [KN]	Factor de fiabilidad [a1]
Rodamiento A	6302-Z	447,7920716	128,39	0,8	11,9	0,23	90%
Rodamiento B	6302-Z	769,8130317	-	0,8	11,9	0,23	90%
Rodamiento C	6204	1287,812277	294,32	0,8	13,5	0,28	90%
Rodamiento D	6204	716,8663105	-	0,8	13,5	0,28	90%
Rodamiento E	16006	564,9349587	55,92	0,8	11,9	0,31	90%

Tabla Anexo E 1-1 resumen de características de rodamientos

La expresión por la cual se realizara la estimación de la duración del rodamiento es la siguiente:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^x \cdot 10^6 [rev]$$

Donde:

- $a_1$  es el factor de fiabilidad
- $a_2$  es el factor de vida por material (para acero toma el valor de 1)
- $a_{skf}$  es el factor de ajuste de vida por condiciones operativas
- $C$  capacidad de carga dinámica del rodamiento [N]
- $x$  es el coeficiente de duración de vida (vale 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos)
- $P$  es la carga equivalente [N]

Carga dinámica equivalente

Como se puede observar los rodamientos está sometidos en algunos casos por fuerzas axiales y radiales por lo que se calculara la carga equivalente utilizando la siguiente expresión:

$$P = XVF_R + YF_A$$

Donde:

- P es la carga equivalente
- X es el factor radial
- V es el factor de giro
- Y es el factor de empuje
- Fr es la carga radial aplicada
- Fa carga axial aplicada

Para determinar los valores de los factores X e Y es necesario utilizar la siguiente tabla.

Tipo de cojinete			En relación con la carga, el anillo interior es		Cojinetes de una hilera 1)		Cojinetes de dos hileras 2)				ε	
			Giratorio	Estacionario	$\frac{F_a}{VF_r} > \epsilon$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq \epsilon$		$\frac{F_a}{VF_r} > \epsilon$			
					V	V	X	Y	X	Y		X
3)	4)	5)										
	$\frac{F_a}{C_e}$	$\frac{F_a}{i Z D_e^3}$										
Cojinetes de bolas con ranura contacto radial	0.014	25	↑	↑	↑	2.30	↑	↑	↑	2.30	0.19	
	0.028	50				1.99				1.99	0.22	
	0.056	100				1.71				1.71	0.26	
	0.084	150				1.55				1.55	0.28	
	0.11	200	1	1.2	0.56	1.45	1	0	0.56	1.45	0.30	
	0.17	300				1.31				1.31	0.34	
	0.28	500				1.15				1.15	0.38	
	0.42	750	↓	↓	↓	1.04	↓	↓	↓	1.04	0.42	
	0.56	1000				1.00				1.00	0.44	

Figura Anexo E 1-3 Figura tabla de valores de X e Y [32]

Teniendo en cuenta las cargas y el factor V = 1 obtenemos que los siguientes resultados:

Rodamientos	Factor X	Factor Y	Carga equivalente [N]
Rodamiento A	0,56	1,55	449,77
Rodamiento B	0,56	0	769,81
Rodamiento C	0,56	1,99	1306,87
Rodamiento D	0,56	0	716,86
Rodamiento E	0,56	0	564,93

Tabla Anexo E 1-2 Resumen de resultados cargas equivalentes en rodamientos

Factor de fiabilidad

Utilizando la siguiente tabla se determina que el valor del factor de fiabilidad para el 90% es 1

Fiabilidad	90%	95%	96%	97%	98%	99%
$a_1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Figura Anexo E 1-4 Tabla de fiabilidad para rodamientos [32]

Factor SKF

El  $a_{skf}$  es el factor de ajuste de vida por condiciones operativas esta se obtiene a partir de los siguientes parámetros:

$$a_{skf} = f\left(K; \eta_c \frac{P_U}{P}; \text{tipo de rodamiento}\right)$$

K: es la relación de viscosidades, esta se obtiene de dividir la viscosidad real del lubricante (V) y la viscosidad necesaria para una lubricación adecuada ( $V_1 = f(\text{diámetro medio, Rpm})$ )

$$K = \frac{V}{V_1}$$

$$\eta_c \cdot \frac{P_U}{P}$$

$\eta_c$  Es el coeficiente de suciedad (esta esta tabulada para aproximar el valor)

$P_U$  es la carga límite de fatiga del rodamiento

P es la carga aplicada

Tipología de suciedad ambiental	Coefficiente, $\eta_c$
Máxima limpieza (condiciones de laboratorio)	1
Limpieza elevada (rodamientos engrasados y obturados)	0,8
Limpieza normal (aceite con filtración fina)	0,5
Suciedad ligera	0,5 – 0,3
Suciedad típica (contaminación por la absorción de otros elementos)	0,3 – 0,1
Suciedad fuerte (muy sucios, rodaduras insuficientemente obturadas)	0,1 – 0
Suciedad muy fuerte, obstructiva	0

Figura Anexo E 1-5 Valores de coeficiente de suciedad ambiental [32]

Para este caso utilizaremos los valores de la viscosidad obtenidas por el cálculo que realizo automáticamente el software de la empresa SKF.

Con este valor y la gráfica de factor SKF para rodamientos de bolas se obtendrán los valores del factor SKF

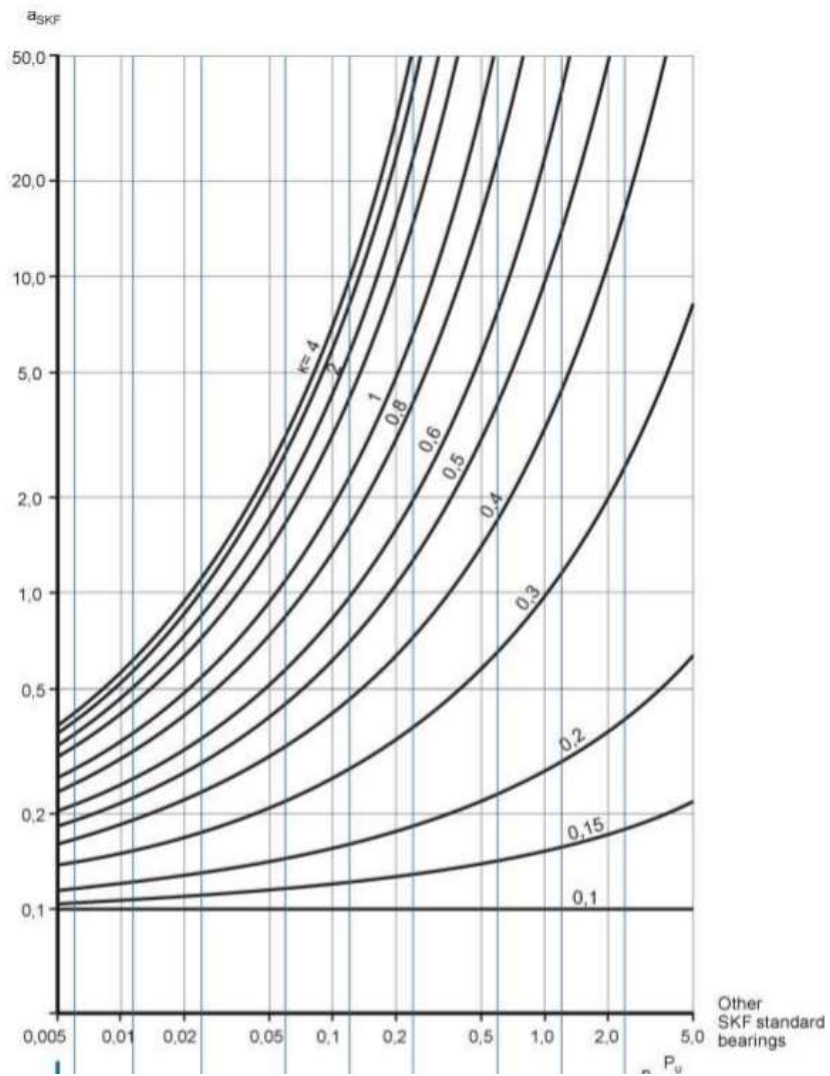


Figura Anexo E 1-6 Factor  $a_{skf}$  [32]

Realizo los cálculos se obtiene los siguientes resultados

Rodamientos	Modelo de rodamiento	Factor de viscosidad [K]	hpu/p	Factor SKF
Rodamiento A	6302-Z	0,1	0,41	0,1
Rodamiento B	6302-Z	0,1	0,24	0,1
Rodamiento C	6204	0,3	0,17	0,19
Rodamiento D	6204	0,3	0,31	0,17
Rodamiento E	16006	0,63	0,44	4

Tabla Anexo E 1-3 Resumen de resultados Factor SKF

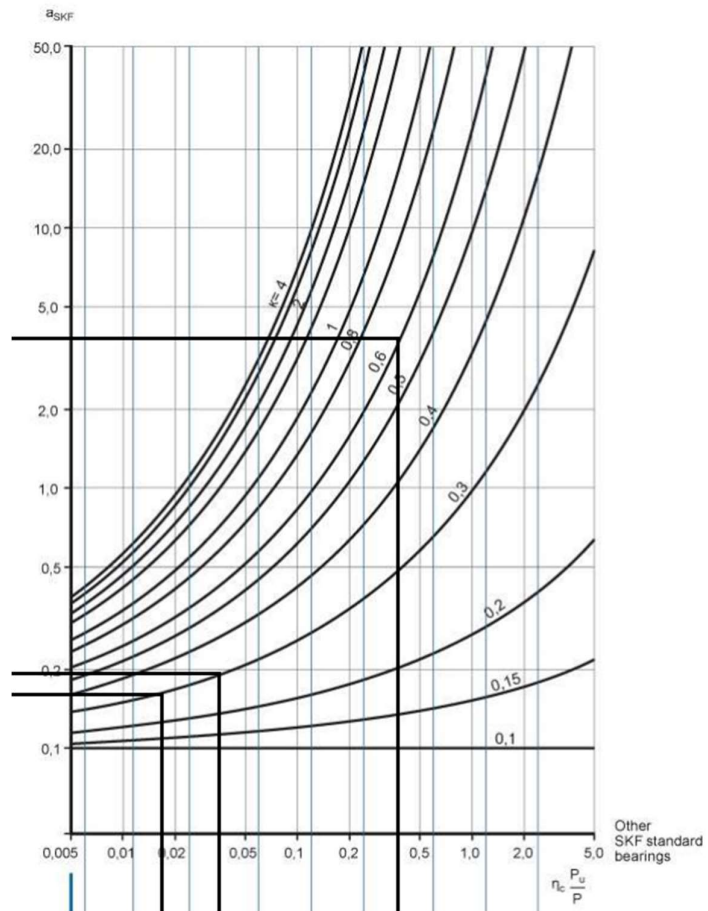


Figura Anexo E 1-7 Factor SKF resultados [32]

Determinación de duración teórica de rodamientos

Utilizando los datos obtenidos se procede a calcular la duración de los rodamientos en cada caso

$$L_{nah} = \frac{a_1 \cdot a_2 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^x \cdot 10^6}{60 \cdot rpm}$$

Donde:

$$a_2 = 1$$

$$X = 3$$

Reemplazando se obtiene los siguientes resultados:

Rodamientos	Modelo de rodamiento	rpm	Carga dinámica [KN]	Factor de fiabilidad [a1]	Factor SKF	Carga equivalente [N]	Vida del rodamiento [horas]
Rodamiento A	6302-Z	60	11,9	90%	0,1	449,77	514478
Rodamiento B	6302-Z	60	11,9	90%	0,1	769,81	102609
Rodamiento C	6204	180	13,5	90%	0,19	1306,87	19428,6
Rodamiento D	6204	180	13,5	90%	0,17	716,86	105129
Rodamiento E	16006	360	11,9	90%	4	564,93	1730865

Tabla Anexo E 1-4 Vida en horas de rodamiento teórico



## Anexo F: Selección de elementos Mecánicos

### Chaveteros

Los chaveteros se seleccionaron siguiendo la norma DIN 6865 A, esta norma hace referencia a los chavetas de forma paralela de bordes redondos y sin tornillo de retención.

Utilizando la tabla de para chavetas paralelas se obtuvieron los valores de sección de chavetas para cada uno de las ruedas dentadas y bielás.

Chavetero para chavetas paralelas														
Dimensiones en mm.														
Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia					Profundidad				Chafilón R1		
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado			Eje y Cubo p9/P9	Eje h1		Cubo h2		Mfn.	Máx.	
Más de	hasta	Libre		Normal	Ajustado	Nominal		Toler.	Nominal	Toler.				
10	12	4X4	4					2,5		1,8		0,08	0,16	
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	3	+0,1	2,3	+0,1	0,16	0,25	
17	22	6X6	6					3,5		2,8		0,16	0,25	
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	4		3,3		0,16	0,25	
30	38	10X8	10		+0,040	-0,036		5		3,3		0,25	0,40	
38	44	12X8	12					5		3,3		0,25	0,40	
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	5,5		3,8		0,25	0,40	
50	58	16X10	16		+0,050	-0,043		6		4,3		0,25	0,40	
58	65	18X11	18					7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40	
65	75	20X12	20					7,5		4,9		0,40	0,60	
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	9		5,4		0,40	0,60	
85	95	25X14	25		+0,065	-0,052		9		5,4		0,40	0,60	
95	110	28X16	28					10		6,4		0,40	0,60	
110	130	32X18	32					11		7,4		0,40	0,60	
130	150	36X20	36					12		8,4		0,70	1,00	
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	13		9,4		0,70	1,00	
170	200	45X25	45		+0,080	-0,062		15		10,4		0,70	1,00	
200	230	50X28	50					17		11,4		0,70	1,00	
230	260	56X32	56					20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00	
260	290	63X32	63		+0,220	0		20		12,4		1,20	1,60	
290	330	70X36	70	+0,074	+0,100	-0,074	±0,037	22		14,4		1,20	1,60	
330	380	80X40	80			0		25		15,4		2,00	2,50	
380	440	90X45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	28		17,4		2,00	2,50	
440	500	100X50	100		+0,120	-0,087		31		19,5		2,00	2,50	

Figura Anexo F 1-1 Tabla de medidas de chaveteros [54]

Una vez seleccionado los valores de sección se pasa comprobar por fallo de cizalladura y cortante para obtener la longitud mínima de cada chavetero

Localización	Diámetros [mm]	Torque [Nm]	b [mm]	h [mm]	Material Chavetero	Factor de seguridad [Fs]
Árbol Nº1	12	53,53	4	4	Acero C45+C (F-114)	1,5
Árbol Nº1	12	53,53	4	4	Acero C45+C (F-114)	1,5
Árbol Nº1	15	53,53	5	5	Acero C45+C (F-114)	1,5
Árbol Nº2	12	17,84	4	4	Acero C45+C (F-114)	1,5
Árbol Nº2	12	17,84	4	4	Acero C45+C (F-114)	1,5
Árbol Nº3	10	8,92	4	4	Acero C45+C (F-114)	1,5

Tabla Anexo F 1-1 Características de chaveteros

Fallo por cizallamiento

$$L_{chavetero} \geq \frac{4 T F_s}{\emptyset h \sigma_{fluencia}}$$

Donde

T torque

Fs factor de seguridad

$\emptyset$  Diámetro del eje

h altura de la chaveta

$\sigma_{fluencia}$  Tensión de límite elástico del material del chavetero

Fallo por cortante

$$L_{chavetero} \geq \frac{2 T F_s}{\emptyset b \sigma_{fluencia}}$$

T torque

Fs factor de seguridad

$\emptyset$  Diámetro del eje

b ancho de la chaveta

$\sigma_{fluencia}$  Tensión de fluencia

## Resumen de resultados

Localización	Diámetros [mm]	Longitud por Cortante [mm]	Longitud por cizallamiento [mm]	Longitud normalizada [mm]	Tipo de juego	Numero de Chavetero
Árbol Nº1	12	5,57	11,15	12	Ajustado	1
Árbol Nº1	12	5,57	11,15	12	Ajustado	2
Árbol Nº1	15	3,56	7,13	10	Normal	3
Árbol Nº2	12	1,86	3,71	8	Normal	4
Árbol Nº2	12	1,86	3,71	8	Normal	5
Árbol Nº3	10	1,11	2,23	8	Normal	6

Tabla Anexo F 1-2 resumen de longitud de chaveteros

Con estas medidas y utilizando la tabla de chaveteros proporcionada por el fabricante se toman las medidas necesarias para determinar las tolerancias que se deben de cumplir en cada uno de los casos que se representaran en los planos de las piezas correspondientes.

## Tolerancias chaveteros

Árbol Nº1	Ajuste	Tipo	Profundidad [mm]	Tolerancia profundidad	Tolerancia Ancho [b]
chavetero Nº1 y 3	Apriete	Cubo	1,8	+ 0,1/0	P9
Chavetero Nº1 y 3	Apriete	Eje	2,5	+ 0,1/0	p9
chavetero Nº2	Normal	Cubo	2,3	+ 0,1/0	S9
Chavetero Nº2	Normal	Eje	3	+ 0,1/0	n9

Tabla Anexo F 1-3 Tolerancias árbol Nº1

Árbol Nº2	Ajuste	Tipo	Profundidad [mm]	Tolerancia profundidad	Tolerancia Ancho [b]
chavetero Nº4 y 5	Normal	Cubo	1,8	+ 0,1/0	S9
chavetero Nº4 y 5	Normal	Eje	2,5	+ 0,1/0	n9

Tabla Anexo F 1-4 Tolerancias árbol Nº2

Árbol Nº3	Ajuste	Tipo	Profundidad [mm]	Tolerancia profundidad	Tolerancia Ancho [b]
chavetero Nº6	Normal	Cubo	1,8	+ 0,1/0	S9
chavetero Nº6	Normal	Eje	2,5	+ 0,1/0	n9

Tabla Anexo F 1-5 Tolerancias árbol Nº3

## Tornillos

Para el montaje del diseño de bicicleta acuática se pensó utilizar uniones de tipo desmontable por lo que es necesario seleccionar el tipo e indicar las características geométricas necesarias que deben de cumplir.

### Mecanismo de 4 barras

Para el funcionamiento del mecanismo es necesario utilizar un total de 4 uniones que permitan el movimiento de articulación por lo que se emplearan tornillos de tipo pasador, estos presentan una longitud cilíndrica que servida de unión entre las barras.

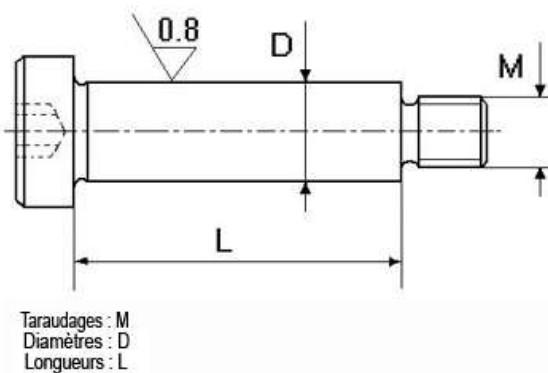


Figura Anexo F 1-2 Diagrama de tornillo pasador

Estos tornillos tienen una tolerancia en el diámetro [D] de f9 por lo que teniendo en cuenta que el agujero de las barras es de 12 mm de diámetro se obtiene utilizando las tablas de tolerancias AIT y PIT Que sus medidas admisibles son

Diámetro [mm]	Tolerancias [mm]
12 f9	11,984
	11,957

Tabla Anexo F 1-6 Cotas de tornillo

Definida la tolerancia del diámetro exterior del tornillo se pasa a determinar las tolerancias para los agujeros teniendo en cuenta que deberá de existir un juego que permita el giro por lo que utilizando la tabla del campo de tolerancia y las calidades usuales de los proceso de fabricación y mecanizado se utiliza como tolerancia de agujeros F9

Por lo que las medidas admisibles son [para un diámetro de 12 mm]

Diámetro [mm]	Tolerancias [mm]
12 H9	12,059
	12,016

Tabla Anexo F 1-7 Cotas de agujero

Como se puede observar las tolerancias hacen posible que exista juego entre las uniones por lo que estas giraran libremente sin problemas.

### Selección de tornillos pasadores

Utilizando el catalogo del fabricante seleccionamos las siguientes longitudes de tornillos Allen.

Articulación	Longitud [mm]	Cantidad	Rosca
pedal-barra	16	2	M10
Barra 2-3	30	2	M10
Barra 3-4	30	2	M10

Tabla Anexo F 1-8 Selección de tornillos

### Selección de tornillos para sujeción de pedal

Para la sujeción del pedal se pensó utilizar tornillos de cabeza hexagonal simples, en este caso esta unión entre el pedal y las placas de metal se hacen por presión por lo que no es necesario el uso de grandes tolerancias para los orificios.

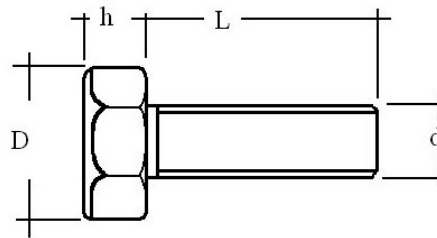


Figura Anexo F 1-3 Diagrama de tornillo cabeza hexagonal [56]

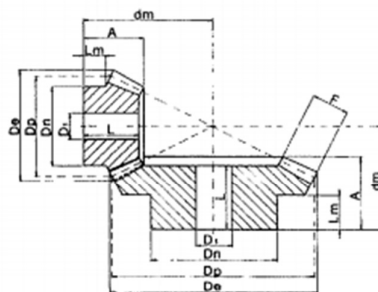
Sujeción pedal	Longitud [mm]	Cantidad	Rosca	Altura de cabeza [mm]
Placas paralelas	35	4	M5	3,8
Placa- perfil L	10	2	M5	3,8

Tabla Anexo F 1-9 Selección de tornillos

## Selección de ruedas dentadas

Utilizando el catálogo de productos de la empresa Barcelona Miralles se seleccionan las ruedas dentadas cónicas con la relación de transmisión necesaria para cumplir con lo calculado anterior mente.

### ENGRANAJES CONICOS RECTOS RELACIÓN 1: 2

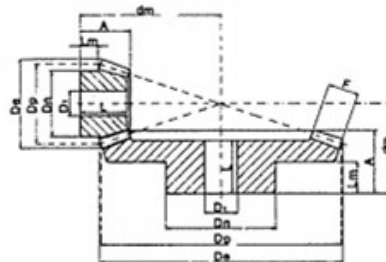


M	Z	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm	Tipo	
1	15	17,7	15	16,6	7,1	13,3	4	32,0	-	9,3	B	
	30	45,3	45	17,1	7,1	25,3	8	22,0	15,0	10,0	B	
1,5	16	26,7	24	18,5	8	21	10	34,9	17,0	10,3	A	
	32	49,3	48	20,0	8	32	12	27,5	17,5	10,0	A	
2	16	35,6	32	23,0	10	27	10	45,4	21,0	12,2	A	
	32	65,8	64	25,0	10	40	12	35,2	22,0	10,0	A	
2,5	16	44,4	40	27,5	12	34	12	56,0	25,0	14,4	A	
	32	82,2	80	30,0	12	50	15	43,0	26,5	15,0	A	
3	16	53,4	48	28,0	15	40	15	61,6	25,0	11,6	A	
	32	98,7	96	35,0	15	60	15	50,4	30,5	15,0	A	
4	16	71,1	64	36,0	20	50	20	80,8	32,0	13,4	A	
	32	131,6	128	45,0	20	80	20	65,5	39,5	23,0	A	
5	16	88,9	80	50,0	25	60	20	106,1	45,0	21,1	A	
	32	164,5	160	55,0	25	85	25	80,6	48,0	27,0	A	

Figura Anexo F 1-3 selección de ruedas 3 y 4 [40]

# ENGRANAJES CONICOS RECTOS

## RELACIÓN 1 : 3

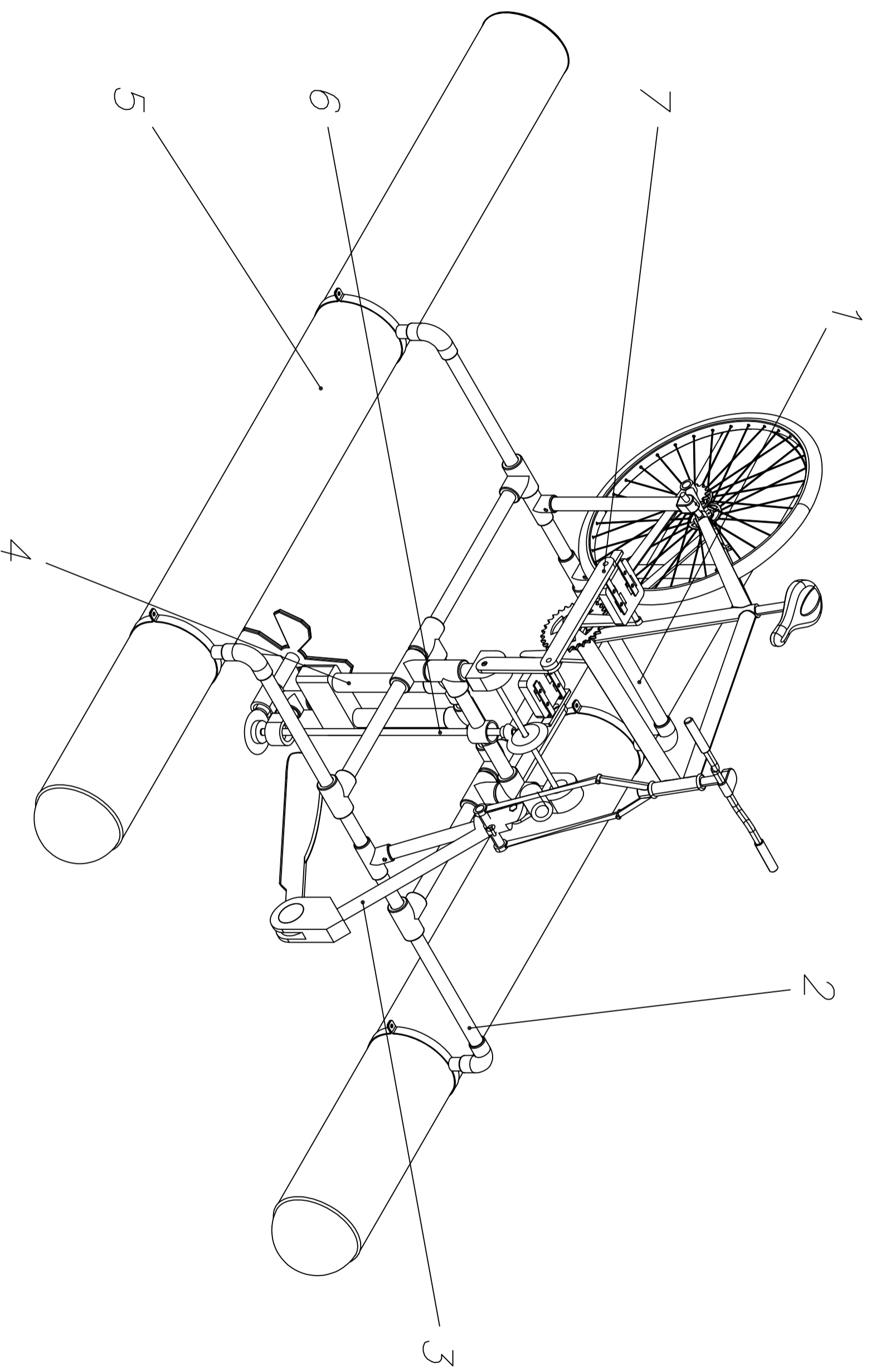


M	Z	De	Dp	A	F	Dn	Di	dm	L	Lm	Tipo
1	15	17,8	15,0	17,2	9,3	13,3	4	38,0	-	7,7	B
	45	60,3	60,0	17,1	9,3	30,3	8	22,0	15	10,0	B
1,5	16	26,9	24,0	22,0	12,0	20,0	10	46,3	21	9,7	A
	48	72,9	72,0	22,0	12,0	42,0	15	29,2	19	12,0	A
2	16	35,8	32,0	25,5	15,0	25,0	12	58,9	24	9,4	A
	48	97,3	96,0	26,0	15,0	50,0	15	35,9	22	13,0	A
2,5	16	44,7	40,0	28,0	18,0	33,0	14	70,4	26	9,2	A
	48	121,6	120	32,0	18,0	60,0	20	44,6	27	16,0	A
3	16	53,7	48,0	30,0	18,0	42,0	15	84,2	28	11,2	A
	48	145,9	144	38,0	18,0	65,0	20	54,1	32	19,0	A
4	16	71,6	64,0	42,0	25,0	55,0	20	113,3	39	15,7	A
	48	194,5	192	50,0	25,0	85,0	22	71,2	42	27,0	A
5	16	89,5	80,0	60,0	35,0	60,0	20	145,7	57	22,5	A
	48	243,1	240	65,0	35,0	100	28	90,5	55	35,0	A

Figura Anexo F 1-4 Selección de ruedas 1 y 2 [40]

## **Anexo G Planos**





7	Biola-manivela	1	-	00-07	
6	Transmisión	1	-	00-06	
5	Flotador	2	-	00-05	
4	Soporte de transmisión	1	-	00-04	
3	Dirección	1	-	00-03	
2	Estructura delantera	1	-	00-02	
1	Estructura trasera	1	-	00-01	
Marca		Denominación	Cant.	Material o n° de norma	Plano n°

Bicicleta acuática

Nombre

Fecha

Material o n° de norma

Diseñado

Miguel Espada

1-6-2021

Escola Industrial de Barcelona  
UPC Escola Industrial de Barcelona

Revisado

Mercedes Peña

14-6-2021

Escala:

Bicicleta

00-00-00

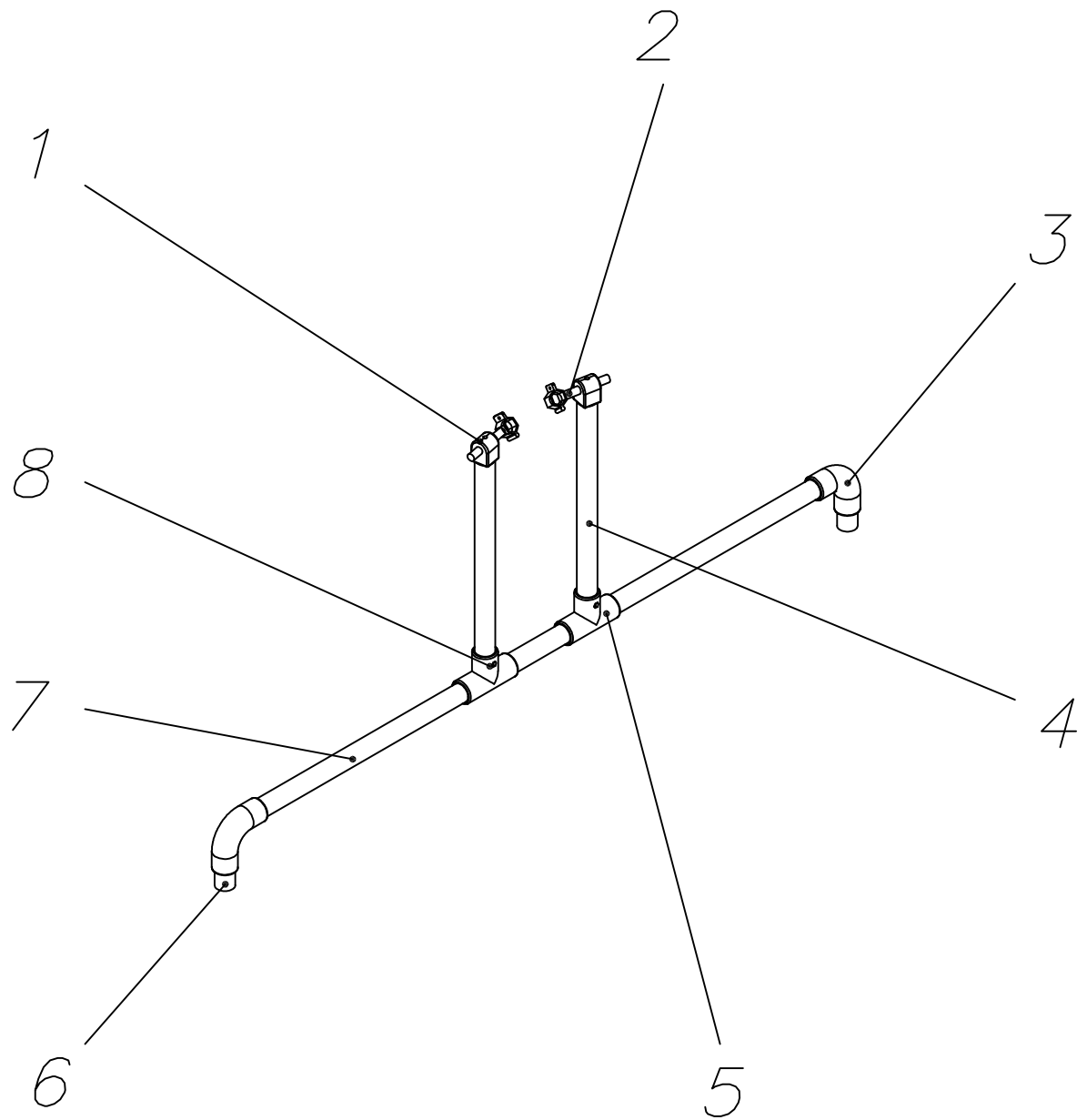
Tipo:

1:10

Bicicleta  
acuática

00-00-00

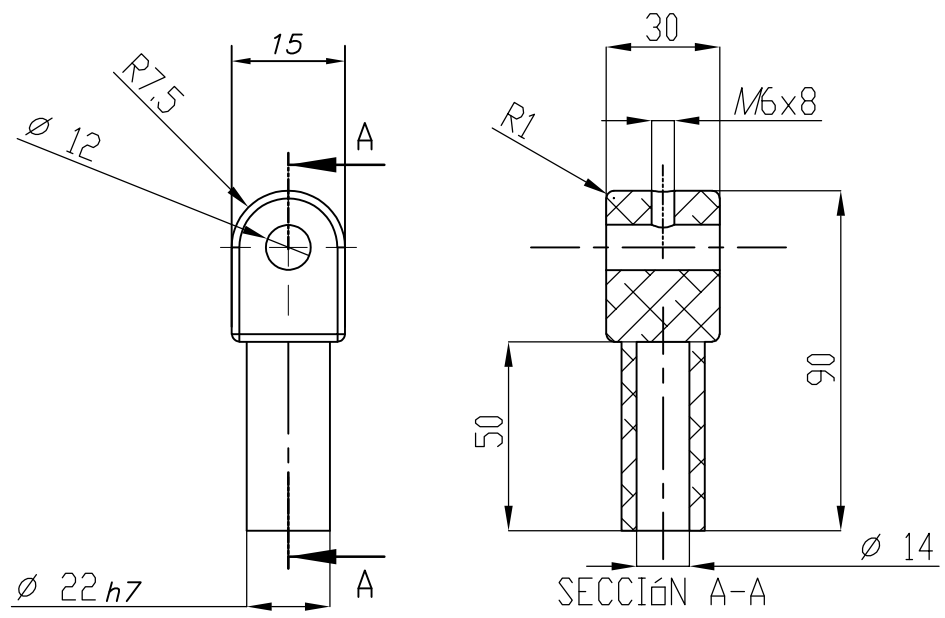
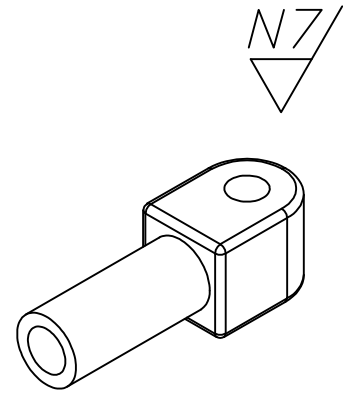
Ensamblaje



8	Perno M10x50	2	DIN-912	-
7	Travesaño 30x1200	1	AW-6063-T1	-
6	Unión flotador-estructura	2	AW-6063-T1	00-01-02
5	Unión "T"	2	AW-6063-T1	-
4	Barra sujeción trasera 30x370	2	AW-6063-T1	-
3	Codo	2	AW-6063-T3	-
2	Agarre regulable estructura	2	Inox. 304	-
1	Agarre estructura-bici	2	AW-6063-T1	00-01-01
Marca	Denominación	Cant.	Material o n° de norma	Plano n°
Bicicleta acuática		Nombre		Fecha
Diseñado		Miquel Espada		1-6-2021
Revisado		Mercedes Peña		14-6-2021
Escala:				
1:10		Est. trasera		00-01
				Tipo: Sub-ensamblaje





Escola Universitària d'Enginyeria  
Tècnica Industrial de Barcelona  
Consorci Escola Industrial de Barcelona

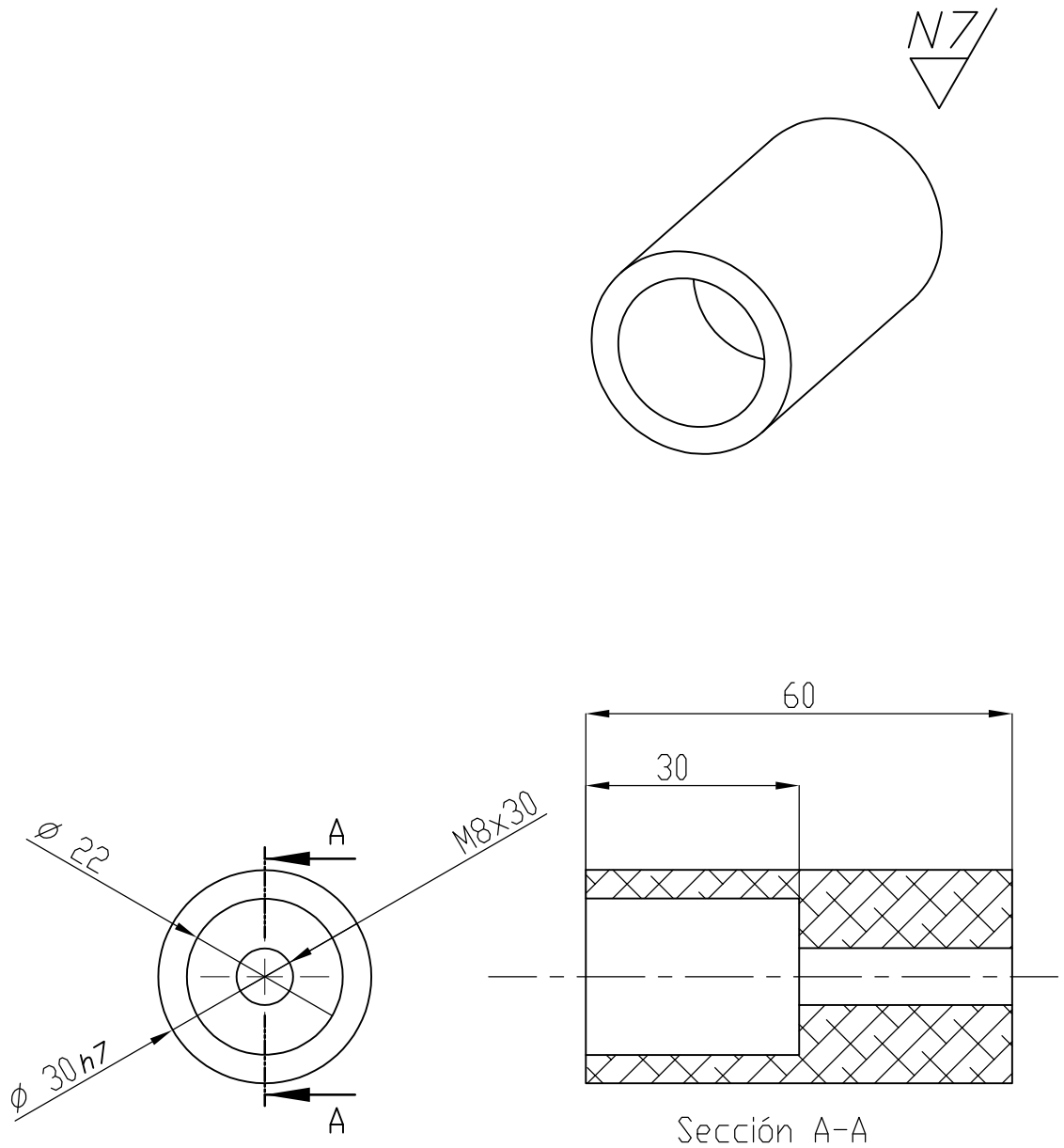


Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas



Bicicleta acuática		Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado		Miquel Espada	20-5-2021	
Revisado		Mercedes Peña	7-6-2021	
Escala: <span style="font-size: 2em;">1:2</span>	Agarre estructura trasera	0-01-01	Material: Aluminio 6063-T1	

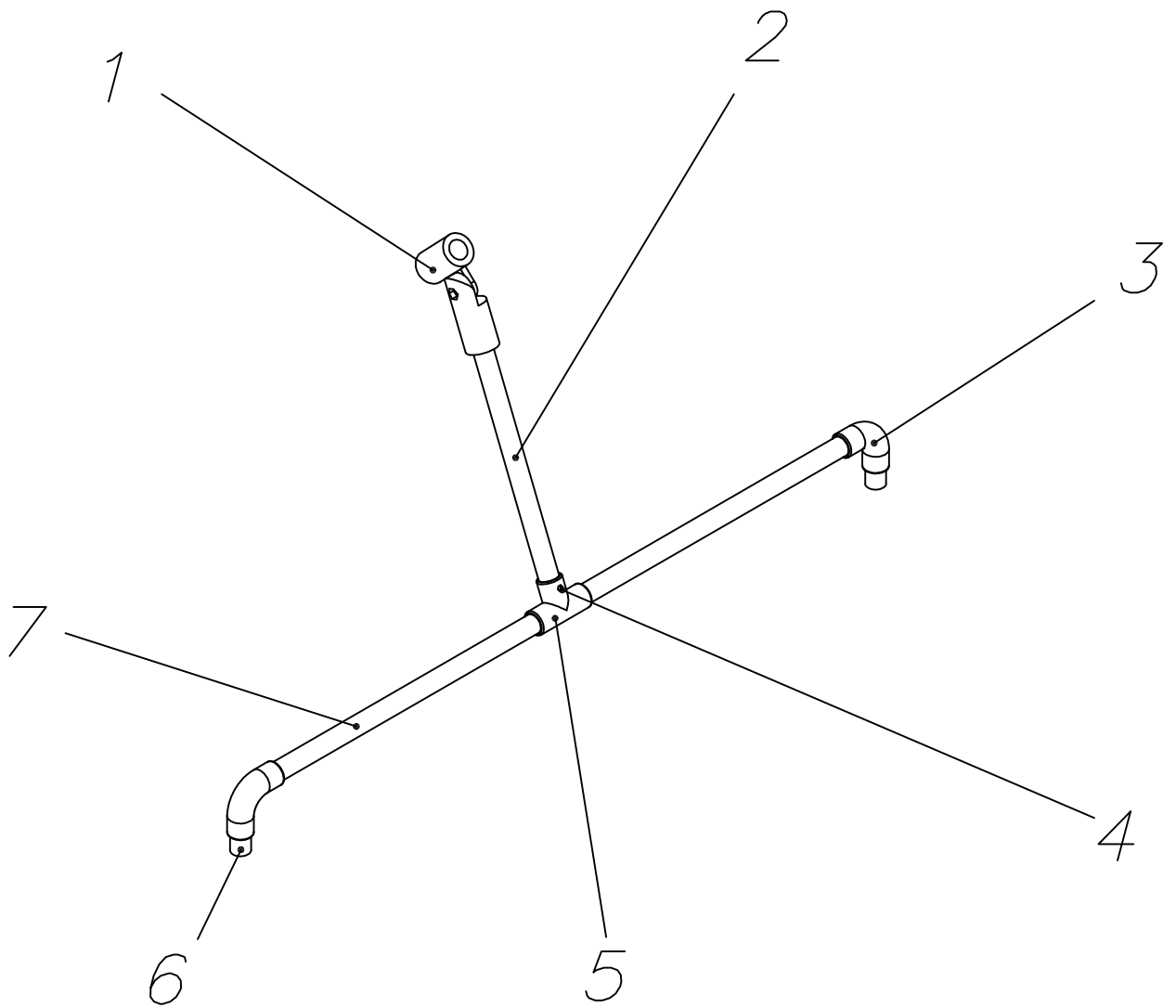


Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas

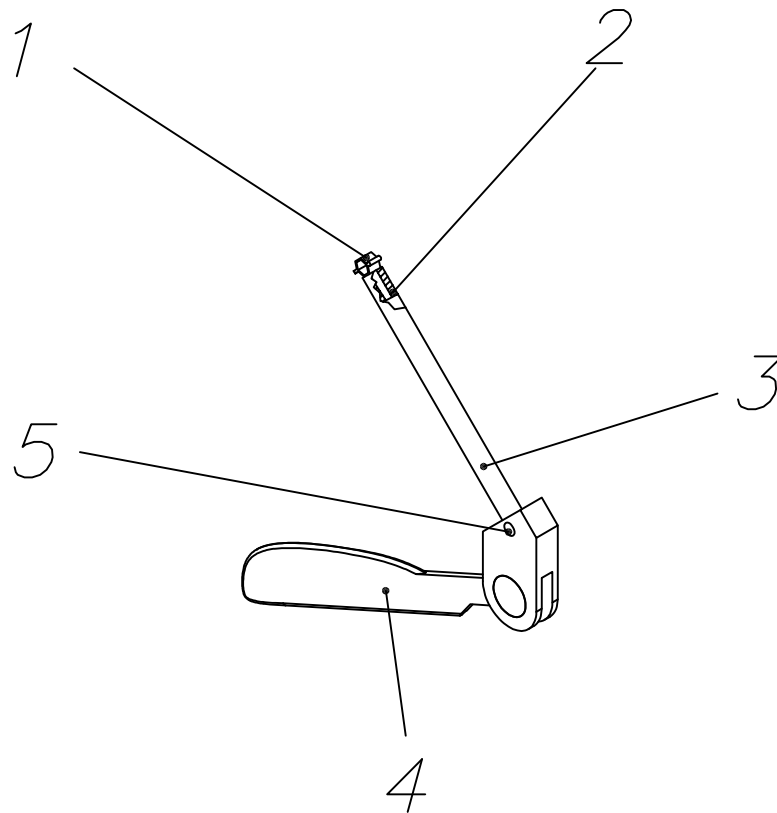
Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	20-5-2021	
Revisado	Mercedes Peña	7-6-2021	
Escala: <b>1:1</b>	Unión flotador-estructura	0-01-02	Material: Aluminio 6063-T5



7	Travesaño 30x1200	1	AW-6063-T1	-
6	Unión flotador-estructura	2	AW-6063-T1	00-01-02
5	Unión "T"	1	AW-6063-T1	-
4	Perno M10x50	1	DIN-912	-
3	Codo	2	AW-6063-T3	-
2	Barra travesaño-cuadro 30x450	1	AW-6063-T1	-
1	Agarre delantero est.-bici	1	Inox. 304	-
Marca	Denominación	Cant.	Material o n° de norma	Plano n°
Bicicleta acuática		Nombre		Fecha
Diseñado		Miquel Espada		1-6-2021
Revisado		Mercedes Peña		14-6-2021
Escala:				Tipo:
1:10		Est. delantera		Sub-ensamblaje
		00-02		

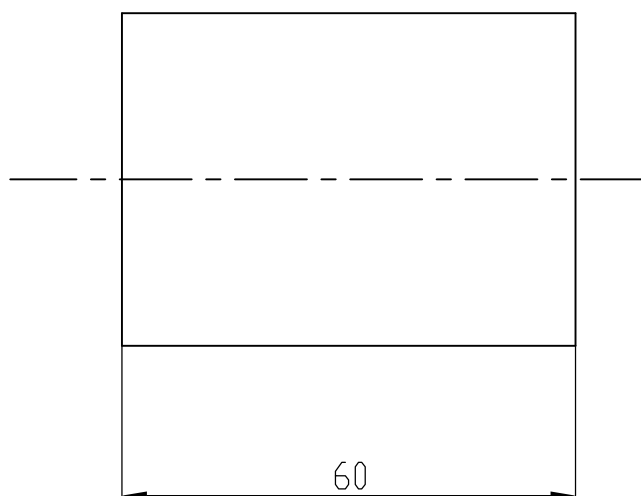
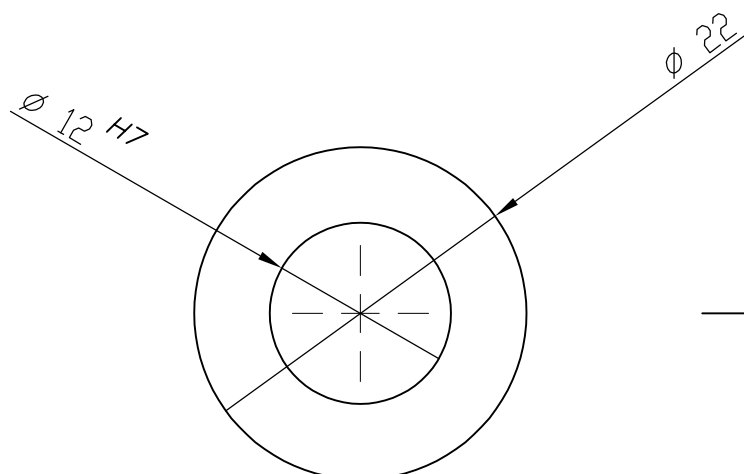
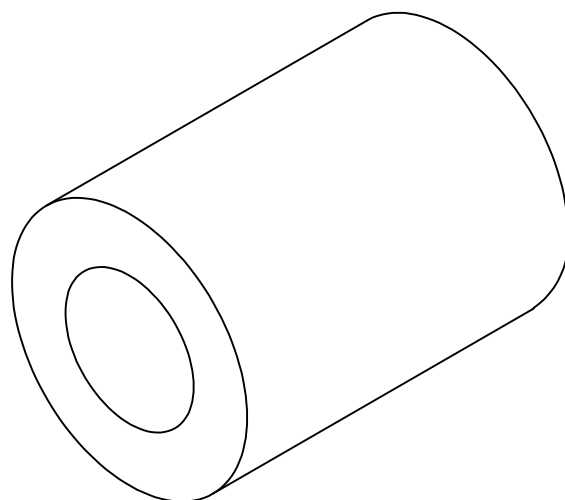


Escola Universitària d'Enginyeria  
Tècnica Industrial de Barcelona  
Consorci Escola Industrial de Barcelona





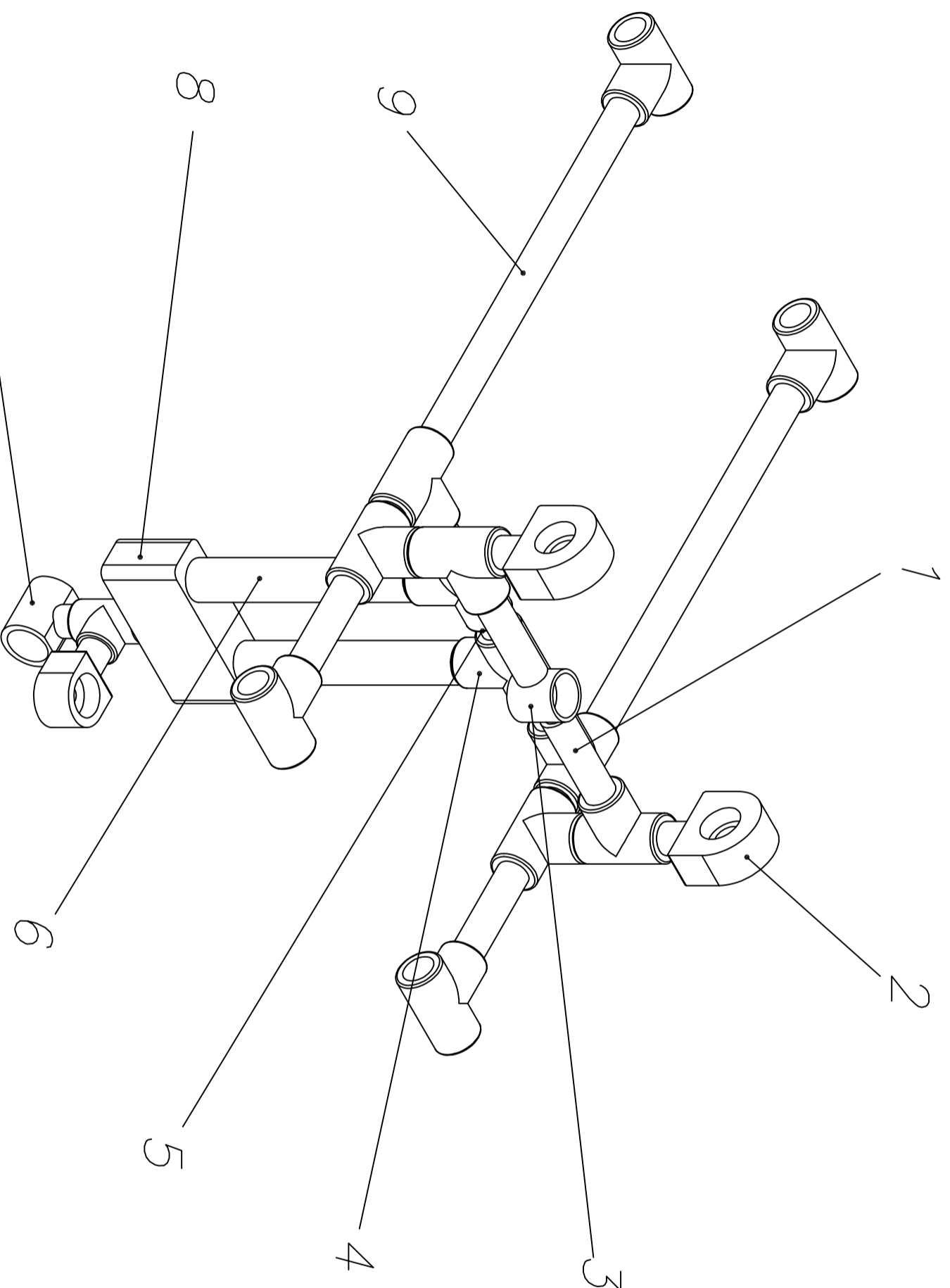
5	Perno M10x50	1	DIN-912	-
4	Aleta plegable "alomejor"	1	PVC rígido	-
3	Barra sujeción trasera 30x370	1	AW-6063-T1	-
2	Acople barra-agarre dirección	1	AW-6063-T1	00-03-01
1	Agarre estructura-bici	1	AW-6063-T1	00-01-01
Marca	Denominación	Cant.	Material o n° de norma	Plano n°
Bicicleta acuática		Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado		Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado		Mercedes Peña	14-6-2021	
Escala: 1:10	Dirección		00-03	Tipo: Sub- ensamblaje

N7



Obs.:  
 Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk  
 Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	7-6-2021	
Escala: 1:2	Acople barra-agarre direcció	0-03-01	Material: Aluminio 6063-T1



9	Barra de soporte 30x760	2	AW-6063-T6	-
8	Bloque de apoyo	1	AW-6063-T6	00-04-03
7	Cojinete de sujeción de hélice	1	AW-6063-T6	00-04-02
6	Barra soporte vertical 30x340	1	AW-6063-T6	-
5	Barra de soporte 30x340	1	AW-6063-T6	-
4	Unión "T"	12	AW-6063-T6	-
3	Soporte de cojinete vertical	1	AW-6063-T6	00-04-04
2	Cojinete de sujeción	3	AW-6063-T6	00-04-01
1	Barra de soporte 30x150	2	AW-6063-T6	-
<b>Marca</b> Denominación		<b>Cant.</b>	<b>Material o n° de norma</b>	<b>Plano n°</b>
Bicicleta acuática		Nombre		
Diseñado		Miguel Espada	Fecha	
Revisado		Mercedes Peña	1-6-2021	
			14-6-2021	

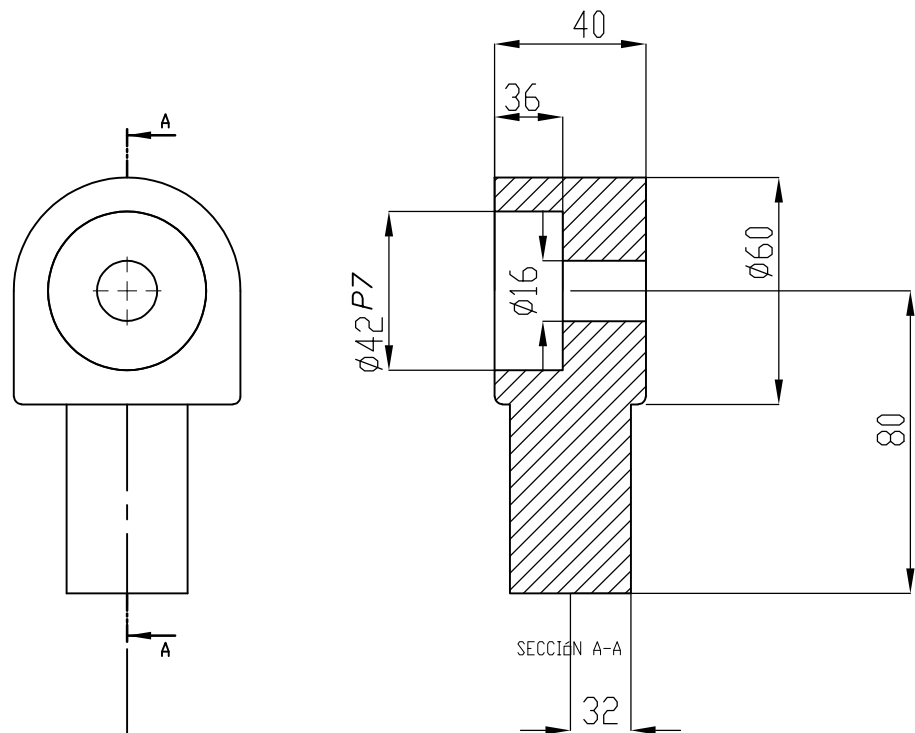
Escola:  
1:10

Est. soporte

00-04

Tipo:  
Sub-  
ensamblaje







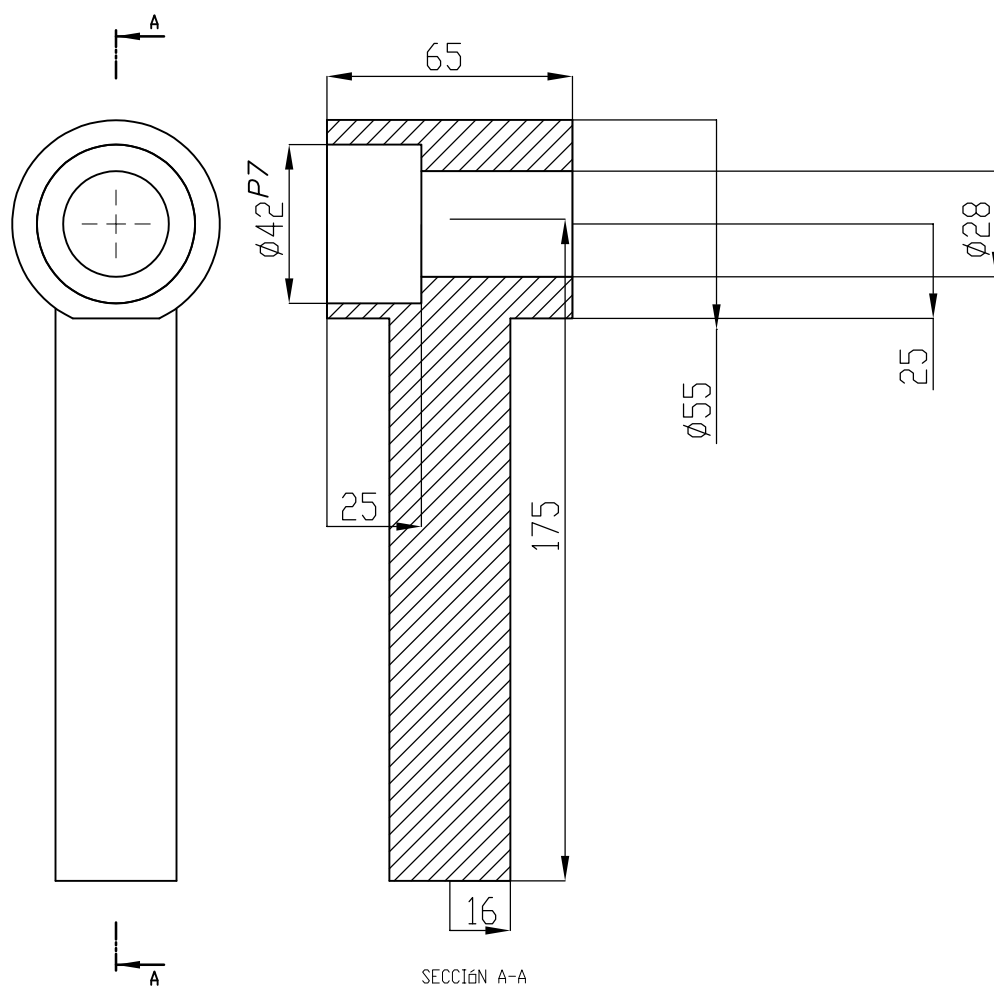
Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	14-6-2021	
Escala: <i>1:2</i>	Cojinete de sujeción	<i>0-04-01</i>	Material: Aluminio 6063-T1



N7



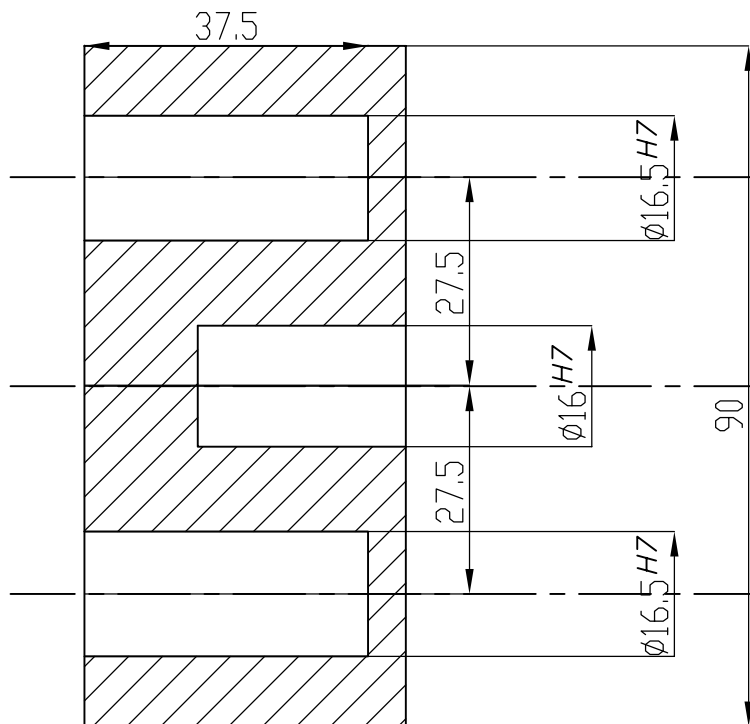
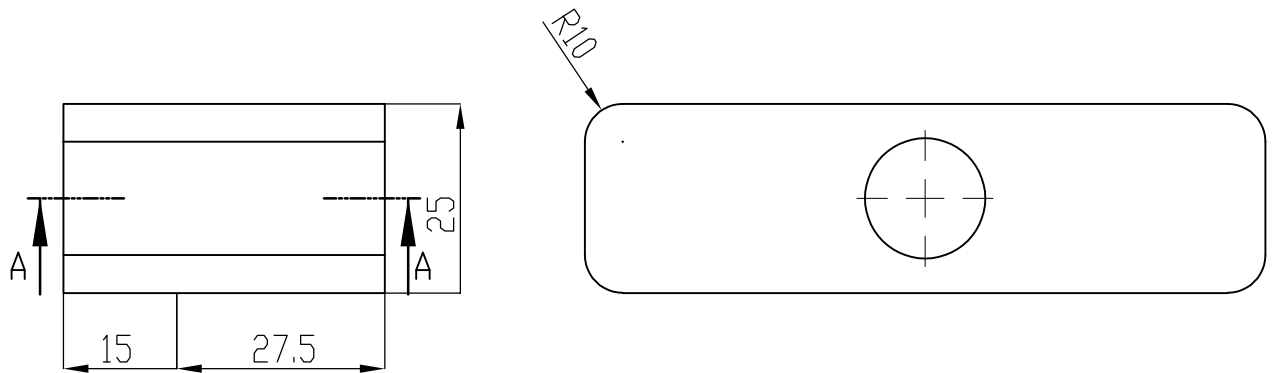
Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	14-6-2021	
Escala: <i>1:2</i>	Cojinete de sujeción de hélice	<i>0-04-02</i>	Material: Aluminio 6063-T1

N7





SECCIÓN A-A

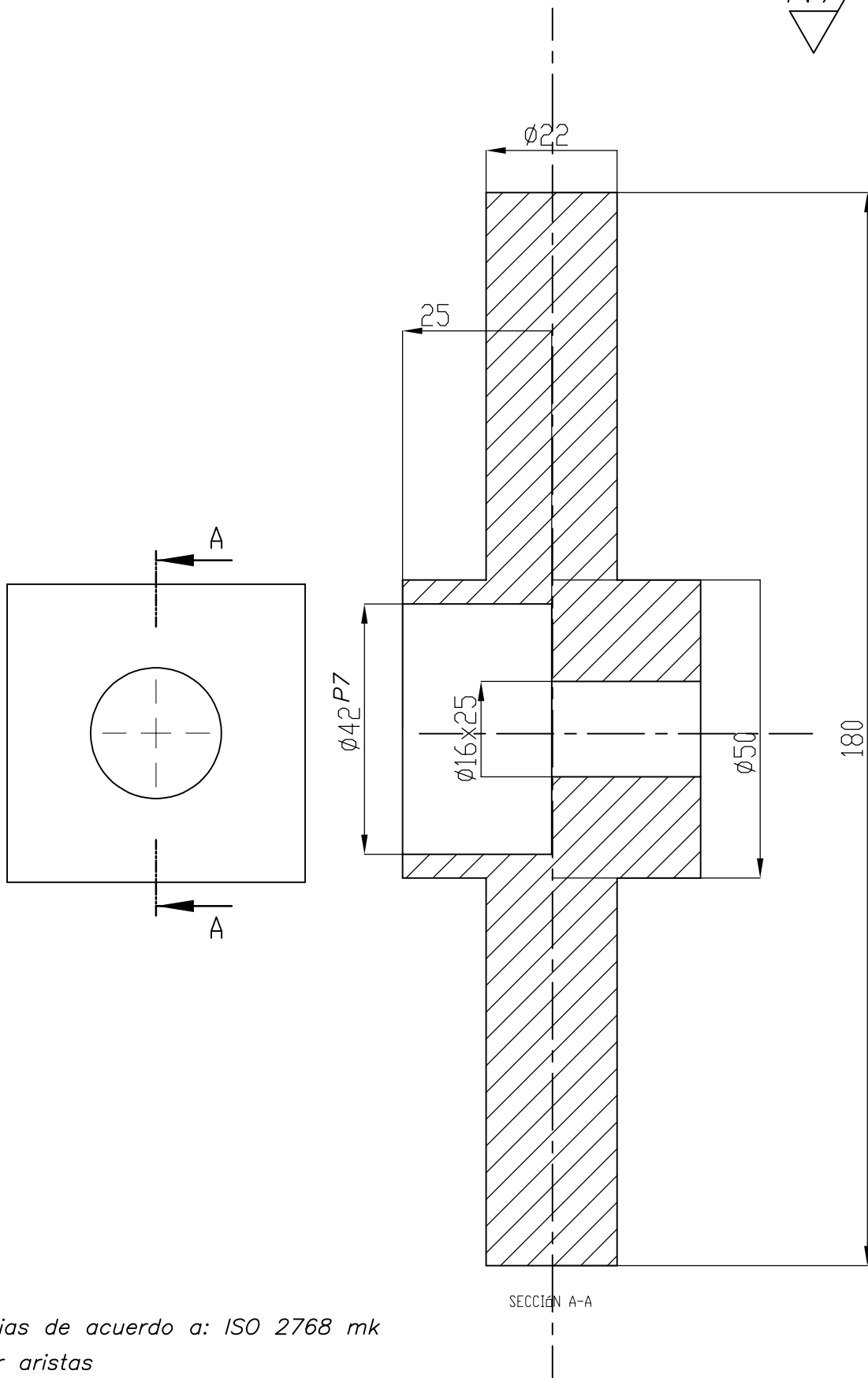
Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk



Suavizar aristas

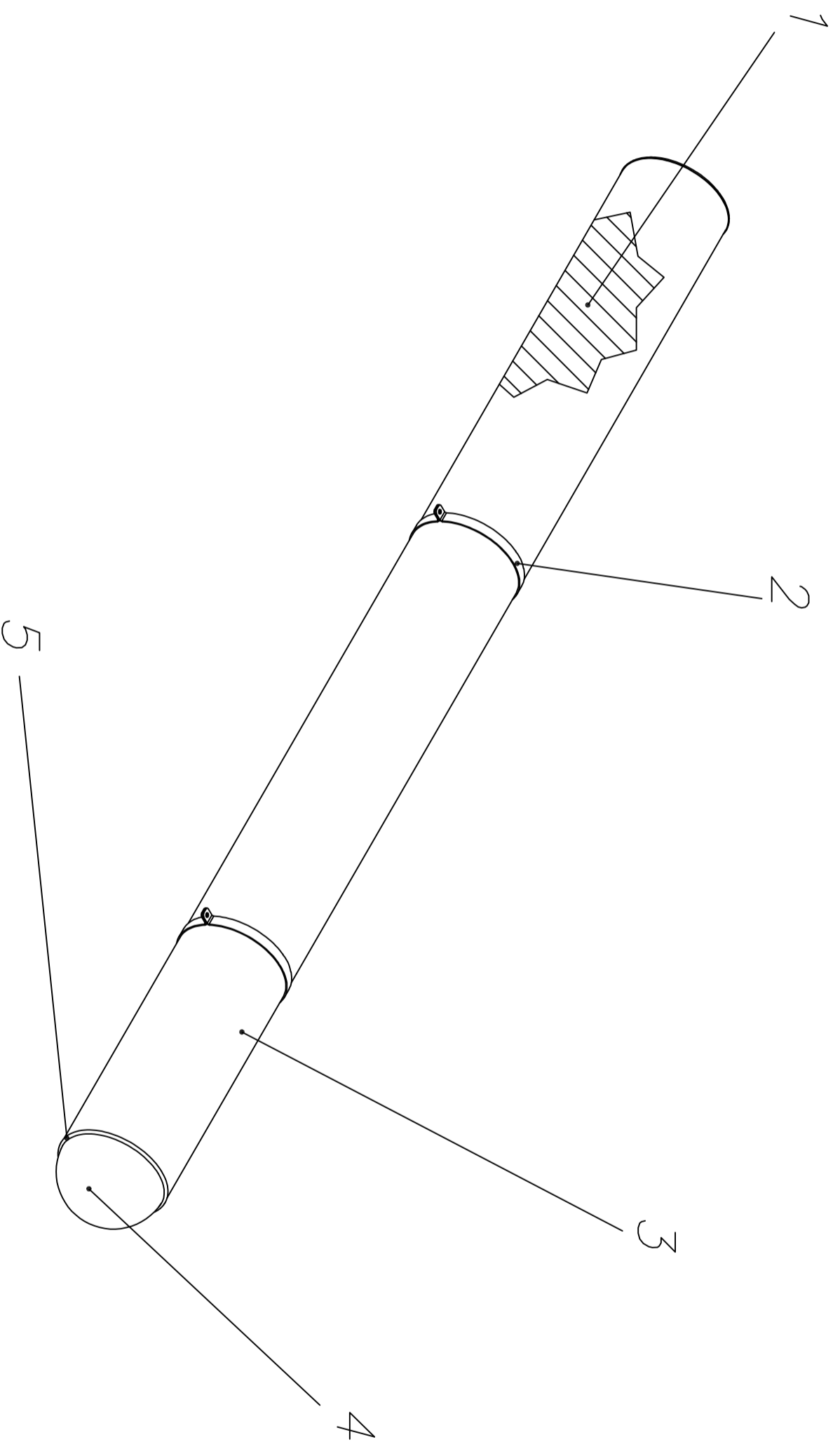
Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	14-6-2021	
Escala: <b>1:1</b>	Bloque de apoyo	0-04-03	Material: Aluminio 6063-T1



N7



Obs.:  
 Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk  
 Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	14-6-2021	
Escala: 1:1	Soporte de cojinete vertical	0-04-04	Material: Aluminio 6063-T1



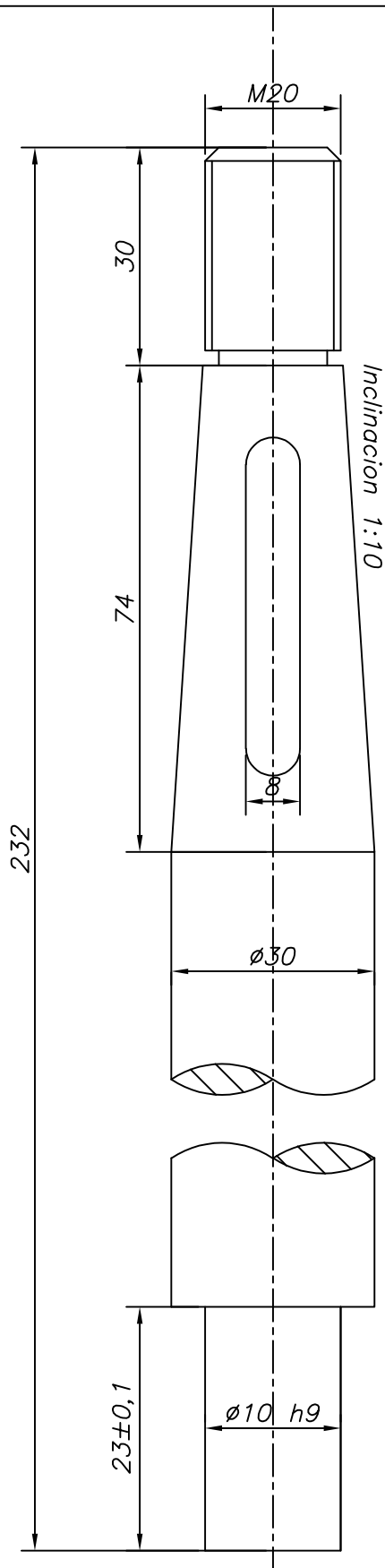
5	Tapa de cuerpo de flotador	2	PVC rígido	-
4	Caso semiesférico de flotador	1	PVC rígido	-
3	Cuerpo de flotador 200x2400	1	PVC rígido	-
2	Arandela de sujeción	2	inox. 304	-
1	Relleno espuma de poliuretano	1	Espuma PU	-
Marca	Denominación	Cant.	Material o n° de norma	Plano n°
Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitaria d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Comercial Escola Industrial de Barcelona	
Diseñado	Miguel Espada	1-6-2021		
Revisado	Mercedes Peña	14-6-2021		

Escala:  
1:10

Flotador

00-05

Tipo:  
Sub-  
ensamblaje



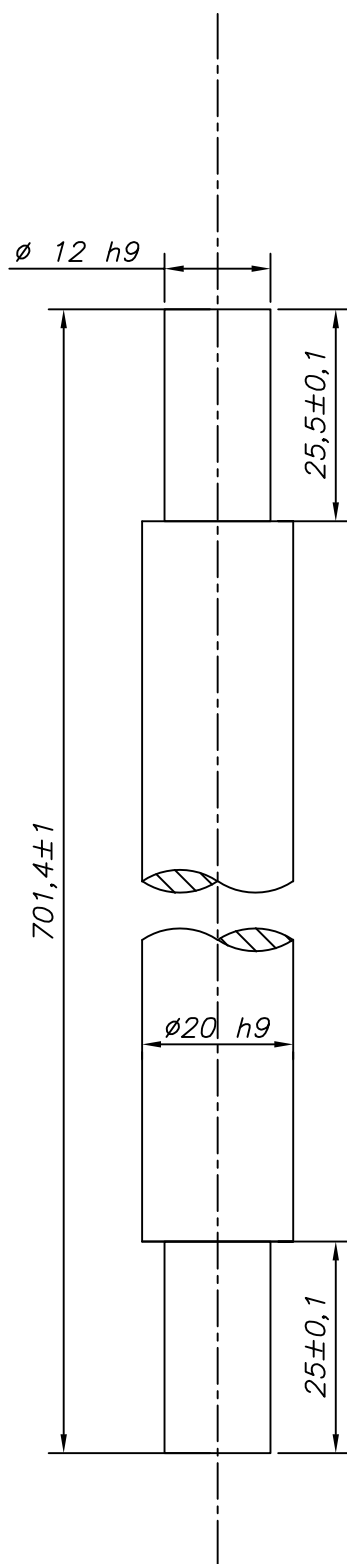
Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	14-6-2021	
Escala: <b>1:1</b>	Árbol 232mm	0-06-01	Material: Acero inox. 316

N7



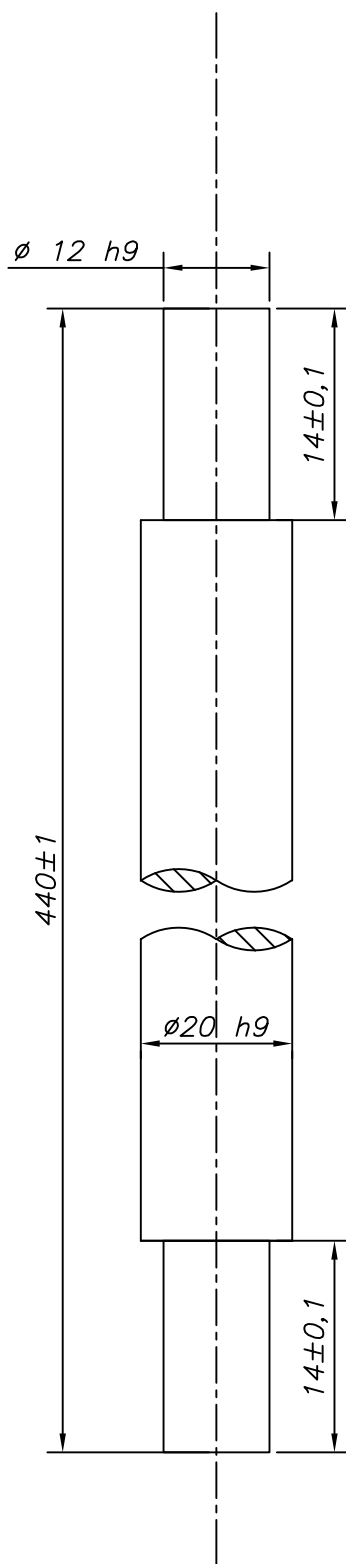
Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	14-6-2021	
Escala: $1:2$	Árbol 701,4mm	0-06-02	Material: Aluminio 6063-T6

N7



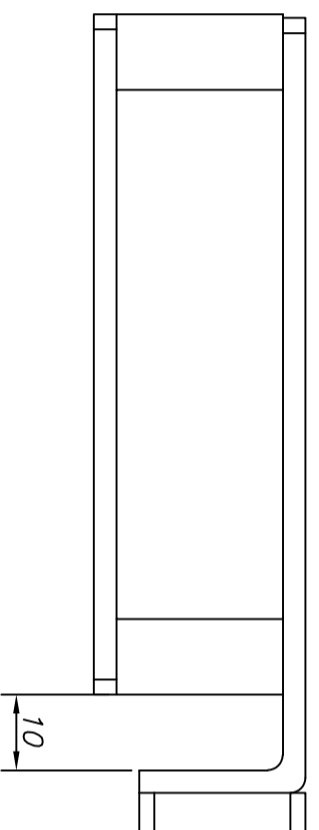
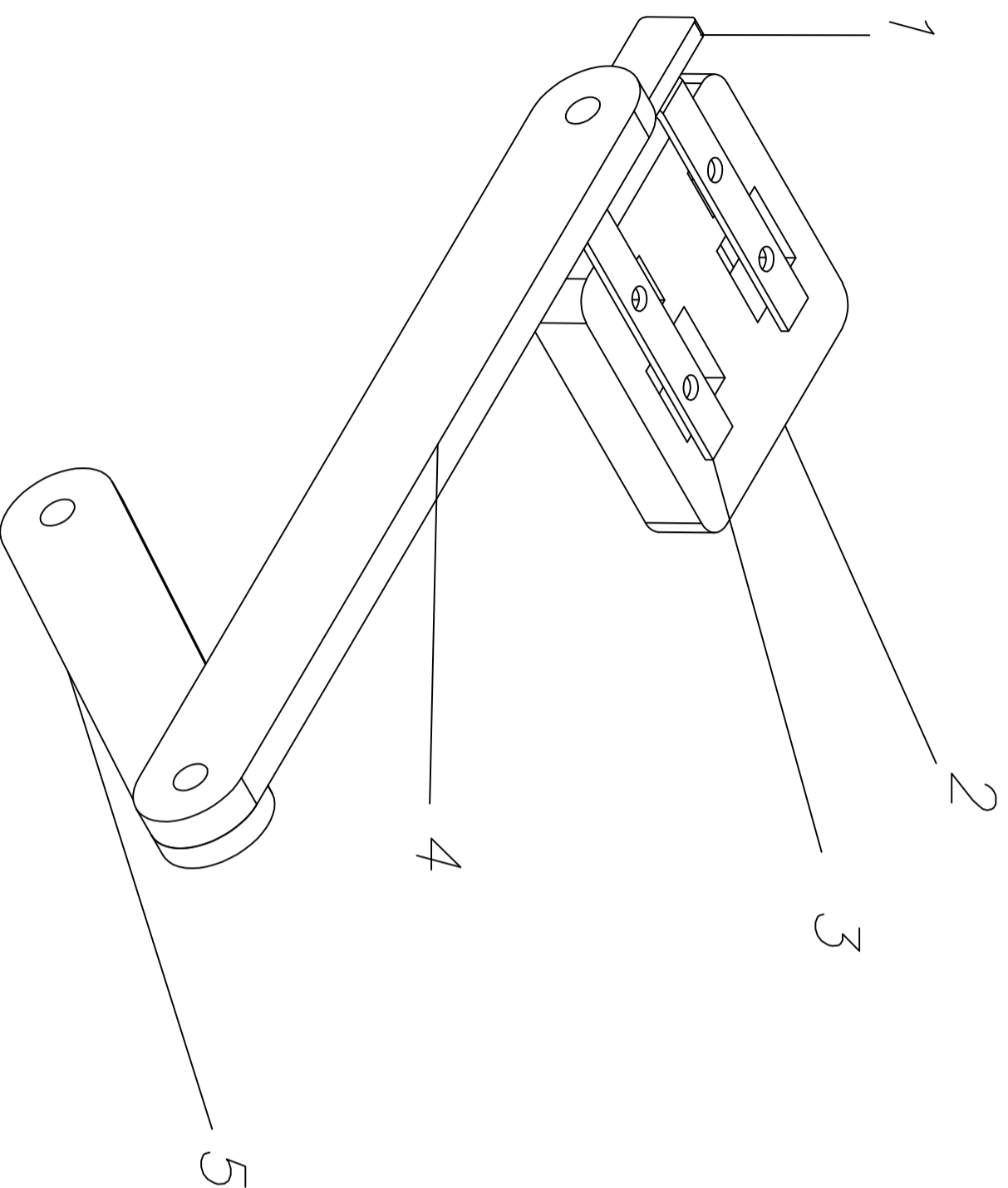
Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	14-6-2021	
Escala: $1:2$	Árbol 440mm	0-06-03	Material: Acero s450





5	BIELA	1	Aluminio 6063-T6	00-07-05
4	MANVELA	1	Aluminio 6063-T6	00-07-04
3	Perfil L	2	Acero inox 304 L	00-07-03
2	Placa de metal 22x3	2	Acero inox 304 L	00-07-02
1	Placa de metal 22x6	1	Acero inox 304 L	00-07-01
<b>Marc</b>		<b>Denominación</b>	<b>Cant.</b>	<b>Material o n° de norma</b>
Bicicleta acuática		Nombre	Fecha	
Diseñado		Miguel Espada	1-6-2021	
Revisado		Mercedes Peña	7-6-2021	



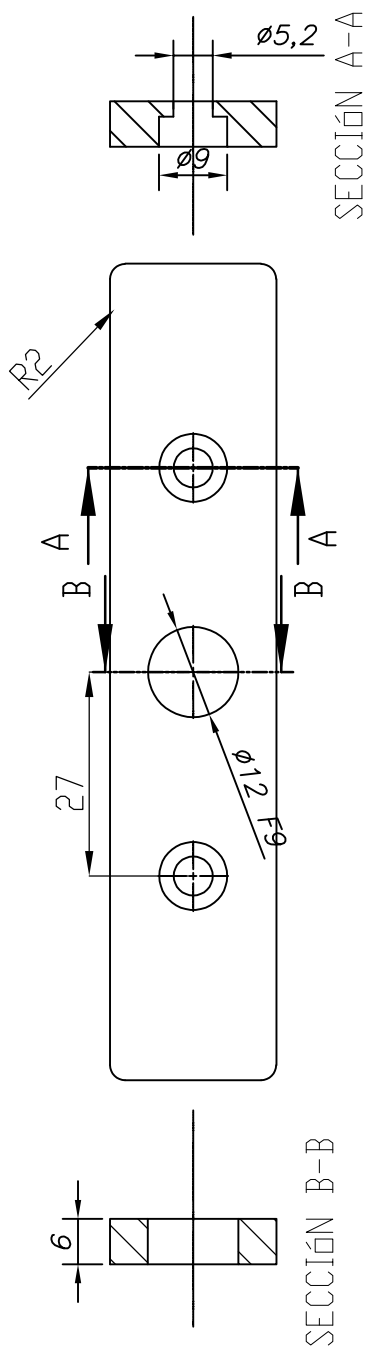
Escala:

1:1

Mecanismo

00-07



Tipo:  
Sub-  
ensamblaje

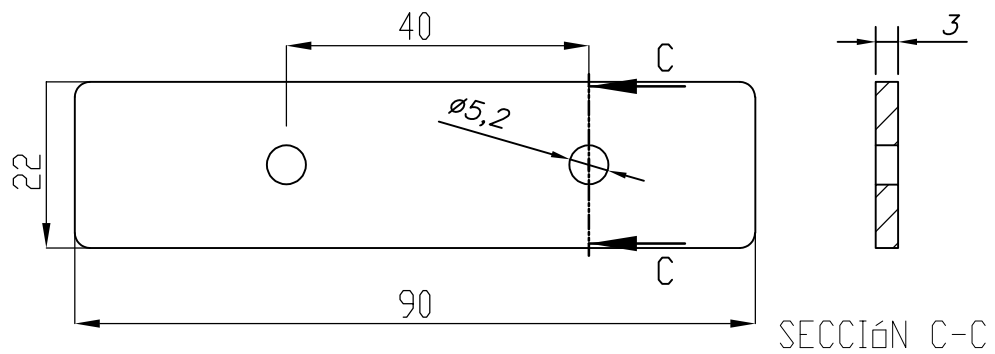


Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas



Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	7-6-2021	
Escala: <i>1:1</i>	PLacas de metal 22X6	<i>0-07-01</i>	Material: ACERO INOX 304L

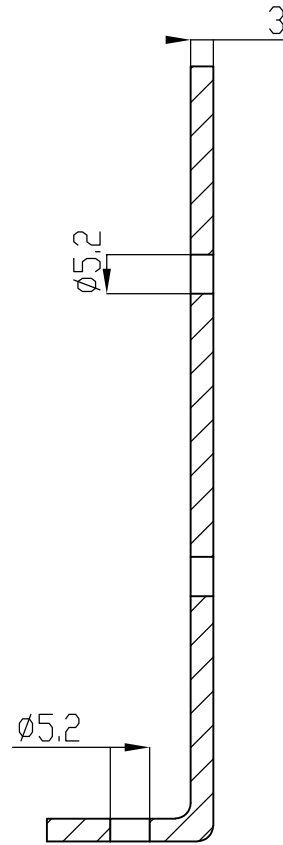
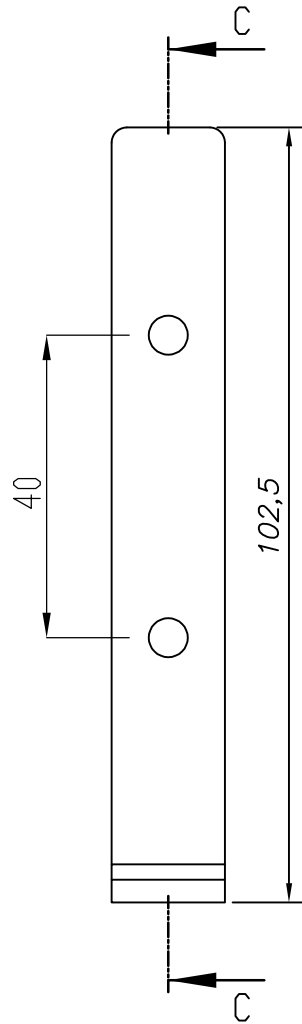


Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	7-6-2021	
Escala: <b>1:1</b>	PLacas de metal 22X3	<b>0-07-02</b>	Material: ACERO INOX 304L





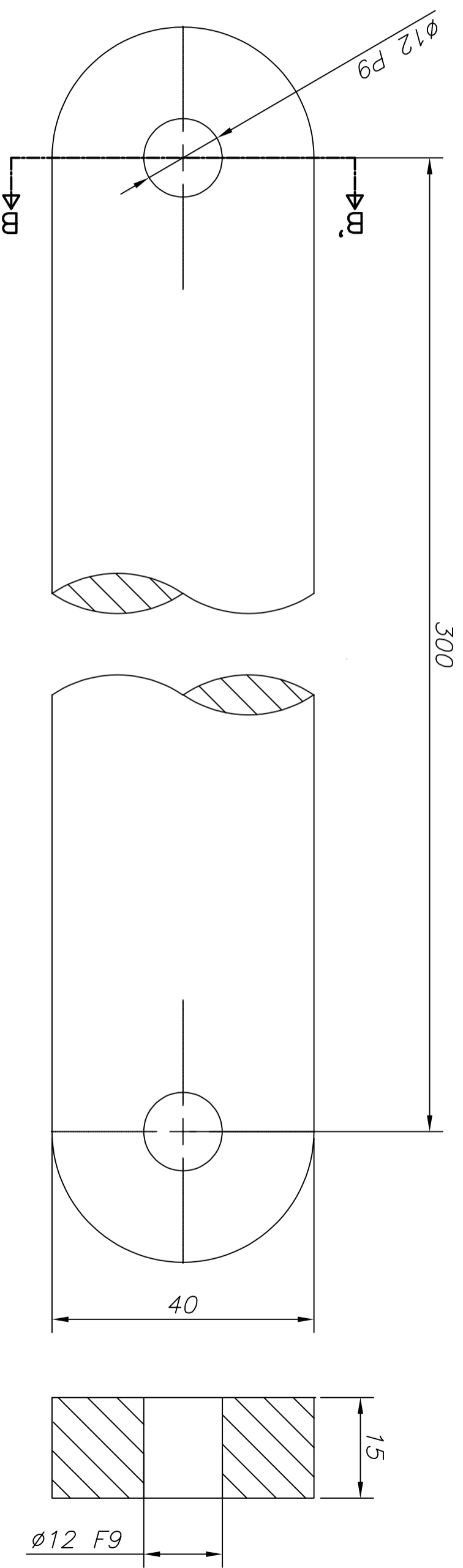
SECCIÓN C-C

Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk



Suavizar aristas

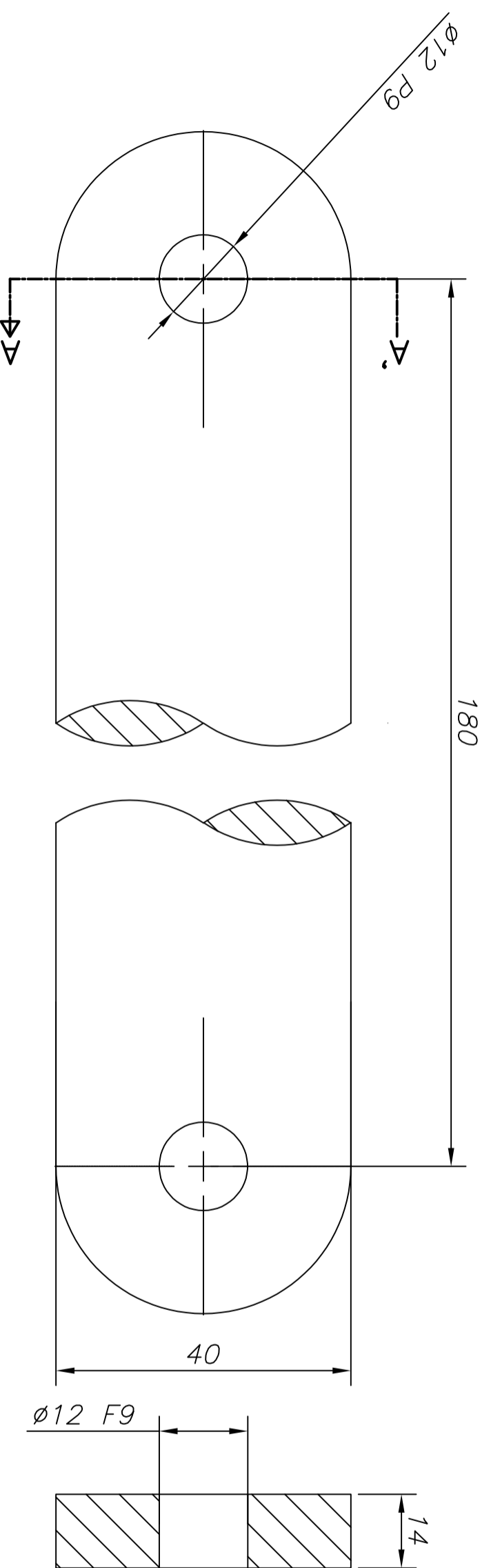
Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	7-6-2021	
Escala: <i>1:1</i>	Perfil L	<i>0-07-03</i>	Material: ACERO INOX 304L



Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk  
Suavizar aristas



Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona	Material: Aluminiu 6063-T6
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021		
Revisado	Mercedes Peña	7-6-2021		
Escala: 1 : 1	Biela [barra N�3]		0-07-04	



Obs.:

Tolerancias de acuerdo a: ISO 2768 mk

Suavizar aristas

Bicicleta acuática	Nombre	Fecha	  Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona Consorci Escola Industrial de Barcelona
Diseñado	Miquel Espada	1-6-2021	
Revisado	Mercedes Peña	7-6-2021	
Escala:	Manivela [barra N�2]		Material:
1 : 1			Aluminiu 6063-T6