

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  
ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



**UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA**

**CAMPUS D'ALCOI**

**TRABAJO FIN DE GRADO  
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA  
DISEÑO Y ANALISIS DE UN SOPORTE ELEVADOR DE  
BICICELTAS PARA TALLER**

**Autor:**

**JORGE GARCÍA PALAO**

**Dirigido por:**

**OCTAVIO ÁNGEL FENOLLAR GIMENO**

**DAVID GARCÍA SANOGUERA**

**SEPTIEMBRE, 2019**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  
ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



**UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA**

**CAMPUS D'ALCOI**

**TRABAJO FIN DE GRADO  
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y DESARROLLO DE UN PROTOTIPO DE  
ELEVADOR PARA BICICLETA ELECTRICA**

**MEMORIA**

**Autor:**

**JORGE GARCÍA PALAO**

**Dirigido por:**

**OCTAVIO ÁNGEL FENOLLAR GIMENO  
DAVID GARCÍA SANOGUERA**

**SEPTIEMBRE, 2019**

# RESUMEN

## **Diseño y desarrollo de un prototipo de elevador para bicicleta eléctrica.**

El presente proyecto consiste en el diseño de un prototipo de soporte para reparación de bicicletas el cual será elevado mediante ayuda mecánica con la finalidad de facilitar la labor del mecánico a la hora de colocar, sobre todo, bicicletas pesadas como pueden ser las eléctricas; puesto que en la actualidad solo hay estructuras para la sujeción y reparación de la bicicleta.

En primer lugar, se realiza un estudio preliminar para obtener referencias de formas, componentes, así como sistemas de accionamiento para dicho banco de reparación para saber qué elementos podrían resultar útiles en el proyecto y poder realizar una elección correcta. Siendo el siguiente paso la elaboración del diseño del banco de reparación y su posterior desarrollo, para ello también será necesario determinar los materiales de todos los componentes según las características que deban de reunir, para posteriormente comprobar las tensiones generadas y proceder a ajustar las secciones críticas.

Finalmente se realiza el dimensionado en *solidworks* y se somete a un ensayo mediante el método de elementos finitos sabiendo de forma más precisa las tensiones que soporta cada componente y los cambios que se deben de realizar de no cumplir con los requisitos de resistencia. Concluyendo así con un presupuesto del proyecto.

**Palabras clave:** Prototipo, elevación, bicicleta, reparación, desarrollo.

# SUMMARY

## **Design and develop of the prototype of a bike lift workbench for a electric bikes.**

The Project is about the design of the protoype of a bike lift workbenches which will be raised mechanically to make it easier the mechanic to do this work, above all with the heavy bikes such as the eletric ones. At present there are only structural workbecnches.

To begin with a preliminary study is conducted to obtain information about shapes, components as well as the elevator system needed for such workbenches and determine which elements might be useful for the Project and make the right choice.

The next step is to make the design of the prototype and development, for which it will be essential to select the materials according to the neccesary chracteristics, and test the stress and strain generated.

Finally, is done on cad software to calculate and simulate the preliminary requirement and to know more accurately the information os each component and make the necessary changes.

In the last part, the total Budget of the Project is included.

**Keywords:** prototype, elevation, bicycle, repair, development.

# RESUM

## **Disseny i desenrotllament d'un prototip d'elevador per a bicicleta eléctrica.**

El present projecte consistix en el disseny d'un prototip de suport per a reparació de bicicletes el qual serà elevat per la d'ajuda mecànica amb la finalitat de facilitar la labor del mecànic a l'hora de col·locar, sobretot, bicicletes pesades com poden ser les elèctriques; ja que en l'actualitat només hi ha estructures per a la subjecció i reparació de la bicicleta.

En primer lloc, es realitza un estudi preliminar per a obtindre referències de formes, components, així com sistemes d'accionament per al dit banc de reparació per a saber quins elements podrien resultar útils en el projecte i poder realitzar una elecció correcta. Sent el següent pas l'elaboració del disseny del banc de reparació i el seu posterior desenrotllament, per a això també serà necessari determinar els materials de tots els components segons les característiques que deguen de reunir, per a posteriorment comprovar les tensions generades i procedir a ajustar les seccions crítiques.

Finalment es realitza el dimensionat en solidworks y se sotmet a un assaig per mitjà del mètode d'elements finits sabent de forma més precisa les tensions que suporta cada component i els canvis que es deuen de realitzar de no complir amb els requisits de resistència. Concloent així amb un pressupost del projecte.

**Paraules clau:** Prototip, elevació, bicicleta, reparació, desenrotllament.

## ÍNDICE

RESUMEN .....	3
SUMMARY .....	4
RESUM .....	5
ABREVIATURAS.....	9
I. INTRODUCCIÓN .....	10
I.1. ANTECEDENTES. ....	11
I.2. JUSTIFICACIÓN. ....	12
II. OBJETIVOS .....	13
II.1. OBJETIVO GENERAL.....	14
II.1.1 Objeto.....	14
II.1.2 Alcance .....	14
II.2. OBJETIVOS PARTICULARES. ....	14
III. DESARROLLO DEL TRABAJO.....	15
III.1. METODOLOGÍA DE TRABAJO. ....	16
III.2. NORMATIVA APLICABLE.....	17
III.3. Diseño del elevador de bicicletas. ....	17
III.4. SELECCIÓN DE MATERIALES.....	20
III.5. CÁLCULOS Y SIMULACIONES. ....	21
III.5.1 Reparto de fuerzas de la bicicleta.....	21
III.5.1.1 Fuerzas en la posición más alta.....	21
III.5.1.2 Fuerzas en el punto más bajo .....	22
III.5.2 Cálculo de fuerzas sobre el elevador .....	23
III.5.2.1 Fuerzas sobre el banco en estado de extensión .....	23

III.5.2.2 Fuerzas sobre el banco replegado.....	24
III.5.2.3 Fuerza del cilindro .....	25
III.5.3 Dimensionado de los componentes. ....	25
III.5.3.1 Selección de los perfiles laterales.....	26
III.5.3.2 Selección del eje central de los perfiles laterales .....	27
III.5.3.3 Eje fijo para la sujeción de barras laterales.....	29
III.5.3.4 Cálculo de eje de las ruedas .....	30
III.5.3.5 Barra de apoyo del cilindro .....	32
III.5.3.6 Perfiles para la estructura de la mesa .....	33
III.5.3.7 Barra de seguridad .....	33
III.5.3.8 Sujeción de la horquilla.....	33
III.5.3.9 Selección del cilindro.....	34
III.5.4 Modelo FEM proyecto. ....	36
III.5.4.1 Sujeción en la horquilla.....	36
III.5.4.2 Sujeción pedalier .....	38
III.5.4.3 Estructura de la bancada.....	39
III.5.4.4 Perfil lateral.....	40
III.5.4.5 Eje fijo para la sujeción de barras laterales.....	42
III.5.4.6 Barra del cilindro .....	44
III.5.4.7 eje de la rueda.....	45
III.6. DISEÑO FINAL. ....	47
III.7. FABRICACIÓN.....	49
III.7.1. Tolerancia y ajuste. ....	49

III.7.2. Perforación de huecos para ejes .....	52
III.7.3. Perforación de barras huecas. ....	52
III.7.4. Fabricación de los ejes.....	52
III.7.5. Cortes de chapa y perfiles .....	52
III.7.6. Unión de componentes. ....	52
III.8. ESTUDIO ECONÓMICO. ....	54
III.8.1. Coste directo.....	54
III.8.1.1 Mano de obra.....	54
III.8.1.2. Coste informático.....	55
III.8.1.3. Material .....	55
III.8.2. coste indirecto .....	56
III.8.5. Total .....	57
IV. CONCLUSIONES.....	58
V. APÉNDICES .....	60
V.1. REFERENCIAS.....	61
VI.2. PLANOS Y ESQUEMAS TÉCNICOS.....	63
VI.3. LISTADO DE NORMAS UTILIZADAS.....	63
VI. 4. LISTADO DE FIGURAS .....	65
VI.5. LISTADO DE TABLAS .....	67



# ABREVIATURAS

Cm	centímetro
E	Módulo elástico
Fa	Fuerza en a
Fb	Fuerza en b
Fc	Fuerza cilindro
Fh	Fuerza horizontal
Kg	kilogramos
m/min	metros/minutos
mm	milímetros
MPa	Mega Pascal
N	Newton
Pb	Peso bicicleta
Sut	Límite de rotura
Sy	límite elástico

# I. INTRODUCCIÓN

# I. Introducción

---

## I.1. ANTECEDENTES.

Actualmente en el mercado solo se dispone de bancos y soportes de reparación fijos para bicicletas, es por ello que ninguno dispone de un sistema de elevación que permita la elevación de la bicicleta para facilitar la labor de la persona encargada de la reparación.

El proyecto se desarrollará en base a ciertas características reunidas por estos tipos de banco para las reparaciones de bicicletas, ya que cumplen la misma finalidad, como pueden ser el mantener una base estable y fija donde poder trabajar cómodamente y permitir tener la bicicleta elevada para facilitar la reparación.

En cuanto a las formas de estas plataformas hay mucha variedad en el mercado, ya sean soportes plegables o fijos, con diferentes sistemas de sujeción para la bicicleta, ya que pueden ir fijados por la horquilla o por diferentes partes del cuadro de la bicicleta, también encontramos una gran variedad de materiales puesto que mayoritariamente se utilizan aceros para la fabricación de estos bancos pero también los hay de plástico o aluminio, todo ello dependiendo de si se desea una soporte más o menos ligero o con una mayor resistencia en el tiempo.



Ilustración 1. Soporte de bicicleta de pie.  
(fuente: [www.decathlon.es](http://www.decathlon.es))



Ilustración 2. Banco de reparación de bicicletas.  
(fuente: [www.ciclimolinari.it](http://www.ciclimolinari.it))

Todos los bancos de reparación constan de 3 partes bien diferenciadas como son:

La **base**: es la parte la cual soporta todo el peso, tanto de la bicicleta como de la estructura.

# I. Introducción

---

**Pie o patas:** algunos sistemas presentan un solo pie de apoyo mientras otros presentan 4 apoyos. Estos elementos son los encargados de proporcionar la altura y unen la base con el sistema de fijación de la bicicleta.

**Sistema de fijación:** permite la fijación de la bicicleta siendo muchos los tipos de fijación, destacando principalmente el sistema de mordaza que agarra cualquier parte del cuadro, dejando a este flotando, puesto que no tendrá ningún apoyo en la parte inferior de la bicicleta, por otra parte está el sistema de sujeción por la horquilla, simulando el buje de la rueda y fijándolo a una base, este sistema va acompañado de una extensión por debajo del eje pedalier que permite mantener la bicicleta en el aire sin necesidad de apoyar la rueda trasera.

## I.2. JUSTIFICACIÓN.

A lo largo del tiempo desde que pareció la bicicleta uno de los objetivos ha sido su desarrollo y constante evolución; dentro de la industria que rodea al ciclismo el principal objetivo ha sido la reducción del peso con cuadros, ruedas y demás componentes cada vez más ligeros, pero ante la gran demanda de bicicletas que existen actualmente y con los diferentes niveles de los clientes han salido al mercado las bicicletas eléctricas, siendo de un alto peso final, la diferencia de peso entre una bicicleta eléctrica y otra con las mismas características pero sin la ayuda eléctrica puede rondar los 10 kilogramos (kg).

Dado que en la actualidad no existe ningún sistema de elevación para bicicletas, o al menos comercialmente que se conozca, en este proyecto se pretende hacer un prototipo de banco de reparación de bicicletas que facilite a la persona encargada de la reparación tanto la elevación de la bicicleta como la sujeción de la misma para mantenerla en una posición fija, pudiendo ajustar la altura de elevación según se requiera, con el mínimo esfuerzo posible.

Pretendiéndose realizar un diseño final útil y resistente el cual cumpla con todas las características anteriormente mencionadas. Para poder realizar la comprobación de que el modelo es resistente se empleará *solidworks* con la finalidad de cotejar los valores de tensión y comprobar la deformación final.

## II. OBJETIVOS

## II. Objetivos

### II.1. OBJETIVO GENERAL.

#### II.1.1 Objeto

El objeto de este proyecto es el diseño y análisis de un prototipo de soporte de elevación para la reparación de bicicletas, con el que se pretende dotar de la máxima comodidad a la persona encargada de la reparación de la bicicleta.

#### II.1.2 Alcance

Para la realización del proyecto se procederá a la búsqueda de información con el fin de obtener la mayor cantidad posible de conocimiento sobre la forma más adecuada para el conjunto, los componentes de unión óptimos, o el sistema que podría ayudar a la elevación del mecanismo, pudiendo hacer así una comparación de elementos.

Se hará un estudio analítico para la comprobación de fuerzas y tensiones actuantes en el modelo para poder realizar la selección de materiales y componentes necesarios en el proyecto para posteriormente realizar un dimensionado y ensamblaje de todo lo anteriormente calculado y proceder a la comparación y validación de los resultados con *solidworks*, mediante el método de elementos finitos.

### II.2. OBJETIVOS PARTICULARES.

El objetivo particular es realizar un diseño útil y duradero, pero para ello primero se consultará la normativa aplicable a dicho proyecto, puesto que proporcionará unos requisitos de diseño que serán de obligatorio cumplimiento.

Conocidos esos requisitos se debe realizar el cálculo de fuerzas actuantes para poder dimensionar y seleccionar los componentes con la finalidad de no exceder las tensiones y deformaciones máximas. Se seleccionará un sistema de elevación capaz elevar una carga que no sobrepase los 35 kg, que debe de proporcionar una fácil elevación del conjunto, sin exceder la velocidad de elevación exigida que será de 0,15 metros/segundo (m/s), garantizando la variación de altura, a su vez debe de presentar un sistema de seguridad que evite la caída del conjunto.

### III. DESARROLLO DEL TRABAJO

## III.1. METODOLOGÍA DE TRABAJO.

Para este proyecto se han seguido una serie de pasos que han sido:

Planificación del tiempo disponible y tareas a realizar a lo largo de este proyecto para cumplir los plazos marcados, empezando con la búsqueda de información, como pueden ser la normativa a aplicar, componentes necesarios en el proyecto, tipos de sistema de elevación, etc. Y así poder obtener la mayor cantidad posible de información y proceder a establecer objetivos y requisitos que debe de tener el diseño. A continuación, se debe de elegir el sistema de elevación más apropiado a las necesidades establecidas, prosiguiendo con el diseño preliminar del banco de reparación de bicicletas y con los respectivos cálculos analíticos de todos los componentes, para hacer la selección de materiales, componentes y formas.

Como validación a estos cálculos se realizará el modelado de todas las piezas y componentes para poder realizar una simulación mediante el programa *Solidworks*, con ello podremos comprobar posibles errores, tanto de diseño como de cálculo, ya sea por el material o por el dimensionado, modificando las secciones más críticas en caso de tenerlas y volviendo a simular el banco hasta obtener unos valores adecuados. Con ellos podremos seguir con la fabricación y pasos a seguir en estos componentes.

Una vez realizado todo el dimensionado, seleccionados todos los componentes y asegurado su correcto funcionamiento se procede a realizar el presupuesto de todo el proyecto para terminar haciendo la redacción de todos los pasos y planos de dicho proyecto.

Se adjunta un diagrama de Gantt para observar el tiempo dedicado a cada actividad, diferenciando el tiempo planteado y el tiempo real.

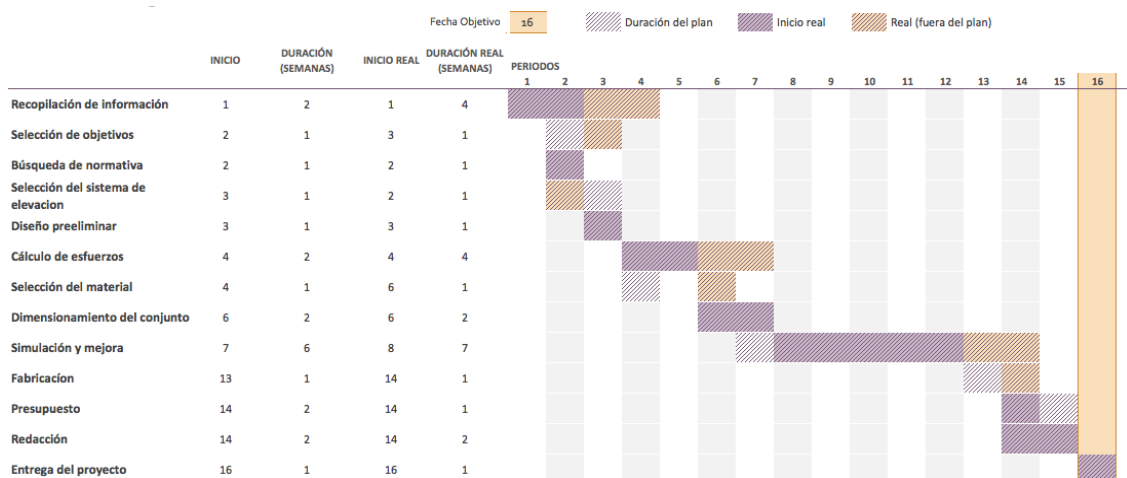


Ilustración 3. Diagrama de Gantt



### III.2. NORMATIVA APLICABLE.

Dado que la bicicleta se encuentra incluida dentro de la definición de vehículo se usa la normativa *UNE-EN1493:2011 “elevadores de vehículos”* con la finalidad de obtener los requisitos de diseño para dicho tipo de vehículos

El objeto de la norma es aplicado a la elevación de vehículos y no está contemplado para personas, su finalidad es permitir la elevación de dicho vehículo pudiéndolo así reparar o realizar los trabajos de mantenimiento oportunos. A su vez también supone que el suelo sobre el que estará apoyado es horizontal.

Uno de las principales condiciones a cumplir es que la carga estática aplicada debe de ser el 150% de la carga nominal, es decir la carga máxima que se podrá elevar, a su vez tendrá una fuerza horizontal que será de un 30% de la carga del vehículo o en el caso de vehículos ligeros como es este caso no podrá ser inferior a 300N, su ubicación será sobre la parte superior del elevador; para ello la velocidad de elevación debe de ser de 0,15m/s para evitar así movimientos bruscos.

Por otra parte, en lo que respecta a la seguridad, el elevador debe de tener un sistema anti caída, dado que en caso de fallo no habrá posibilidad de que el vehículo se caiga.

### III.3. Diseño del elevador de bicicletas.

El primer paso a seguir para poder realizar el diseño es seleccionar la geometría que se desea dar a el prototipo.

Para la sujeción de la bicicleta se puede optar por varias opciones, siendo dos las opciones finales entre las que poder elegir, la primera es una sujeción mediante un sistema de abrazadera con palanca, capaz de sujetar la bicicleta por casi cualquier parte del cuadro y la otra opción sería la sujeción de la horquilla, el sistema de fijación sería la simulación del eje de la bicicleta y en la que únicamente se podría fijarse por esa zona.

### III. Desarrollo del trabajo

---



Ilustración 5. Sujeción de bicicleta con sistema de abrazadera.



Ilustración 4. Sujeción de la bicicleta por la horquilla.

En lo que respecta a la primera opción es un sistema ideado casi en exclusiva para soporte de pie, dado que permite el agarre por varias zonas de la bicicleta y la puede mantener en el aire sin ningún problema, la principal desventaja que presenta son los posibles desperfectos que puede causar en la pintura y la posible inestabilidad en el momento de la reparación.

Por otra parte, la segunda opción es un sistema que únicamente sujeta la bicicleta por la zona inferior de la horquilla por lo que está destinada a bases tipo banco de reparación, la principal desventaja es gran variedad de medidas interiores en los bujes que existen en el mercado ya que pueden ser de 9 milímetros (mm), 12mm, 15mm o 20mm de diámetro, y en cuanto a las longitudes son de 100mm, 110mm y 150mm por lo que dificultaría el punto de la versatilidad.

A pesar de las desventajas de la última opción será la seleccionada, dado que permite una sujeción más segura y estable, con un mayor grado de comodidad y no dañando ningún componente estético, para conseguir el punto de la versatilidad se creará un sistema de intercambio que facilite este paso, tal y como se verá más adelante.

Esto hace que el prototipo deba de tener una forma de mesa, dado que el sistema de sujeción necesita de una base, por lo que se procede a la selección de la geometría entre dos modelos:

### III. Desarrollo del trabajo

---

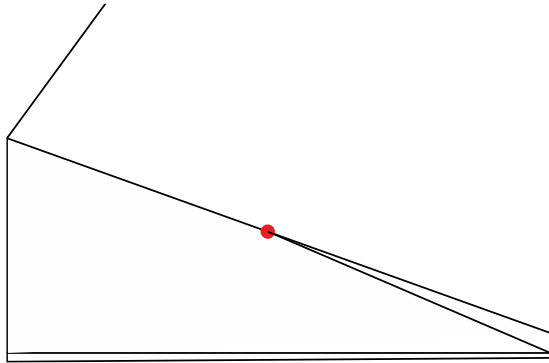


Ilustración 7. Opción 1 de la selección de la geometría

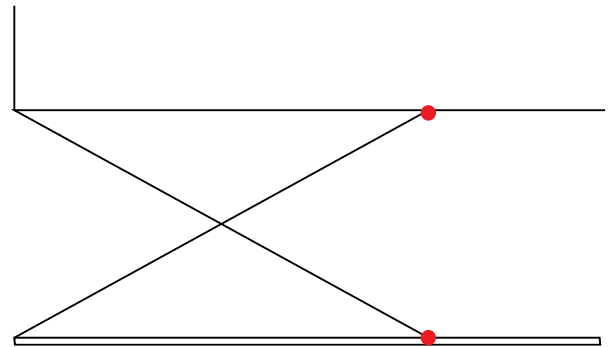


Ilustración 6. Opción 2 de la selección de la geometría

En ambos modelos la sujeción se produce por la horquilla en la zona más alta del elevador, dicho sistema de sujeción estaría situado a 40 centímetros (cm) de la mesa para así poder poner un soporte en la zona trasera, bajo la caja pedalier pudiendo ser elevada por esa zona, con la finalidad de tener la rueda trasera elevada además de tener la bicicleta horizontalmente, en caso de esa altura no sea de 40cm es posible que algunas bicicletas no sean elevadas en la zona trasera, ya que en bicicletas de montaña la distancia de la caja pedalier al suelo es de 35cm. Dicho sistema también será desarrollado posteriormente.

En lo que respecta a el primer modelo es un sistema que provoca la inclinación de la mesa, dejándola en forma de rampa facilitando el posicionamiento de la bicicleta dado que únicamente se debería de quitar la rueda delantera, y ajustarla con el soporte delantero.

En cuanto al segundo modelo es un sistema tipo elevador de tijera, cuya finalidad es la elevación de la mesa siempre de forma paralela al suelo, pudiendo ser ajustada a la posición de elevación.

Vistos los dos modelos, se escoge este último puesto que puede proporcionar una mayor utilidad en el diseño final, por su versatilidad a la hora de ponerlo a la altura deseada, por la estabilidad que podría proporcionar e incluso por la mayor facilidad a diseñar un sistema de seguridad evitando la caída del elevador en caso de que se produzca un fallo.

En lo que respecta a la altura que debe de alcanzar el elevador se realiza en base a la norma *UNE-EN ISO 7250-1:2017*, la cual indica que una persona que se encuentra de pie la altura de sus codos estará a 1000mm de altura con respecto al suelo y la altura de sus hombros a 1380 mm por lo que se decide que la altura máxima del elevador se encuentre entre estas dos medidas, es decir, la altura máxima aproximada debe de ser de 1019 mm.

### III. Desarrollo del trabajo

---

En cuanto a la elección del sistema de accionamiento el cual se encargará de elevar el banco de reparación existen muchos tipos ya sean hidráulicos, eléctricos, sistemas de cremallera, etc. pero debido a que se trata de un elevador el cual no presenta grandes cargas aunque puede estar sometido a ciertas cargas puntuales que provoquen movimiento bruscos se opta por un cilindro neumático, puesto que es el sistema que mejores características presenta, ya que es más económico que sistemas como el hidráulico, la relación fuerza-carga es mayor que uno eléctrico.

#### III.4. SELECCIÓN DE MATERIALES.

En la actualidad existen muchos tipos de materiales, con diversas características y muchos podrían ser adecuadas para su elección, en este caso se opta por la selección de materiales de acero, a pesar de que puede presentar un peso mayor en comparación a otros materiales como pueden ser plásticos, aluminio o los materiales compuestos, esto no es un factor influyente puesto que será un elevador el cual se mantendrá fijo y no debe de ser trasladado con frecuencia. Una de las principales ventajas del acero es su bajo coste en algunos casos y buenas propiedades siendo dos los tipos de materiales elegidos, el acero S-235JR que presenta una buena tenacidad en piezas con una responsabilidad mecánica moderada y un grado alto de soldabilidad puesto que su porcentaje en carbono es bajo, donde el grado JR indica que se trata de una pieza ordinaria dado que no proporciona ninguna cualidad extra cómo puede ser un mayor grado de soldabilidad o una resistencia mayor; será utilizado en todos los componentes a excepción de los pasadores y de los ejes de las ruedas ya que en estos componentes se empleará el acero F-1140, dado que presenta una mejor resistencia, además de las buenas propiedades mecánicas que reúne también es un material económico.

Tabla 1. Comparativa de propiedades para los diferentes materiales.

	<b>F-1140</b>	<b>S-235 JR</b>
Sy (MPa)	530	235
Sut (MPa)	850	510
E (MPa)	205000	210000

## III.5. CÁLCULOS Y SIMULACIONES.

### III.5.1 Reparto de fuerzas de la bicicleta

Para poder realizar el cálculo estático se necesita saber las fuerzas que se ejercerán sobre el banco de reparación es por ello que se procede a realizar la distribución de fuerzas dependiendo de si el banco está extendido o replegado.

Tras la consulta de varios catálogos de bicicletas se determina que la distancia entre puntos de apoyo será:

### **GEOMETRÍA & ERGONOMÍA**

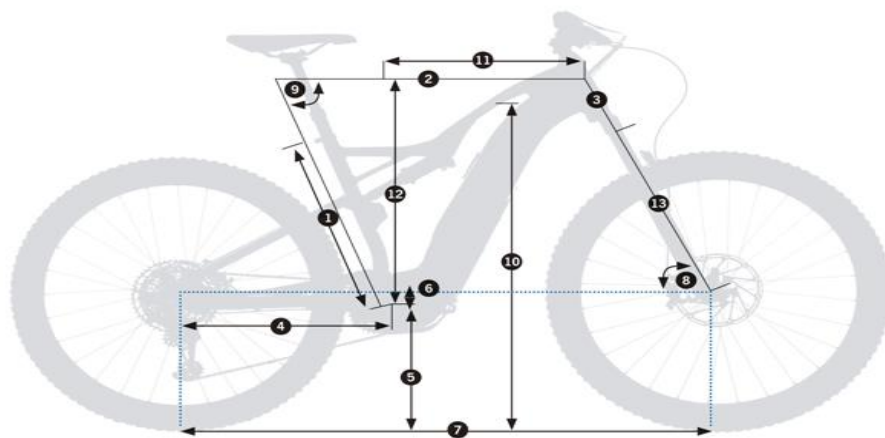


Ilustración 8. Geometría de la bicicleta. (fuente: [www.orbea.com](http://www.orbea.com))

La distancia 7 entre ejes es de 1262mm y la distancia entre la horquilla y la caja pedalier que corresponde a la distancia en 7 menos la distancia en 4 es de 799mm, considerando que el centro de gravedad de la bicicleta se encuentra en su centro, es decir, a 631mm del eje delantero de la bicicleta.

#### III.5.1.1 Fuerzas en la posición más alta

### III. Desarrollo del trabajo

---

Cuando el banco de reparación este extendido el mecánico colocará la bicicleta sobre el apoyo de la horquilla (A) y sobre el apoyo debajo de la caja pedalier (B), según normativa el banco debe de soportar el 150% del peso de la bicicleta, dado que el peso máximo es de 35 kg sumado el 150% tendrá que elevar un peso de 87,5 kg, es decir, una fuerza de 857,5N.

La distancia que habrá entre el centro de gravedad de la bicicleta y el punto A será de 630mm, y las distancia entre A y B será de 799mm.

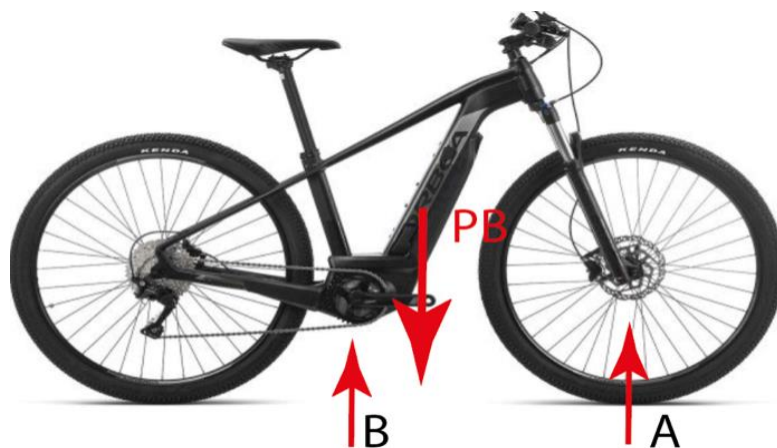


Ilustración 9. Distribución de fuerzas cuando la bicicleta esta elevada. (fuente: [www.orbea.com](http://www.orbea.com))

La fuerza en la horquilla (A) será de 180,4N y en la caja pedalier (B) será de 677N (anexo 1, punto I.1.1.1)

#### III.5.1.2 Fuerzas en el punto más bajo

Cuando el banco esté en estado de reposo, es decir, en el punto más bajo la bicicleta se habrá retirado del soporte de la caja pedalier, por lo tanto, será apoyada sobre la horquilla (A) y sobre la rueda trasera (B); en cuanto al peso será igual que en el caso anterior por lo tanto la fuerza de la propia bicicleta que será de 857,5N.

La distancia que habrá entre el centro de gravedad de la bicicleta y el punto A será de 631mm, y las distancia entre A y B será de 1262mm.

### III. Desarrollo del trabajo

---

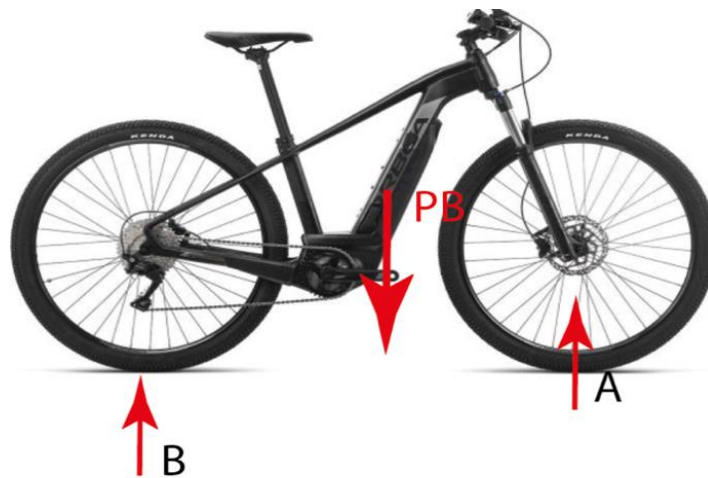


Ilustración 10. Distribución de fuerzas cuando la bicicleta esta sujeta solo por la horquilla.  
(Fuente: [www.orbea.com](http://www.orbea.com))

La fuerza en la horquilla (A) será de 428,7 N y en la caja pedalier (B) será de 428,7 N (anexo 1, punto I.1.1.2)

#### III.5.2 Cálculo de fuerzas sobre el elevador

Según normativa *UNE-EN 1493:2011 de elevadores de vehículos* para realizar los cálculos estáticos del elevador habrá que distribuir las fuerzas según los puntos de apoyo que tenga el vehículo a elevar, tal y como se han hechos en los dos apartados anteriores, pero también habrá que sumarle una fuerza horizontal en el punto más alto del elevador, que en este caso no podrá superar los 300N al tratarse de un vehículo ligero. Mediante las ecuaciones de equilibrio se procede al cálculo de las fuerzas que actúan sobre el banco.

##### III.5.2.1 Fuerzas sobre el banco en estado de extensión

Sabidas las medidas del banco de elevación y aplicando las fuerzas calculadas en el apartado III.5.1.1 se procede a plantear las ecuaciones de equilibrio.

Se empieza a calcular las reacciones en los puntos C y D pudiendo así trasladar esos resultados a los perfiles laterales, puesto que el punto C y D son los puntos que unen la bancada con los perfiles laterales (anexo 1, punto I.1.2), una vez obtenidos esos valores se puede proceder a calcular el resto de valores mediante las ecuaciones de equilibrio.

### III. Desarrollo del trabajo

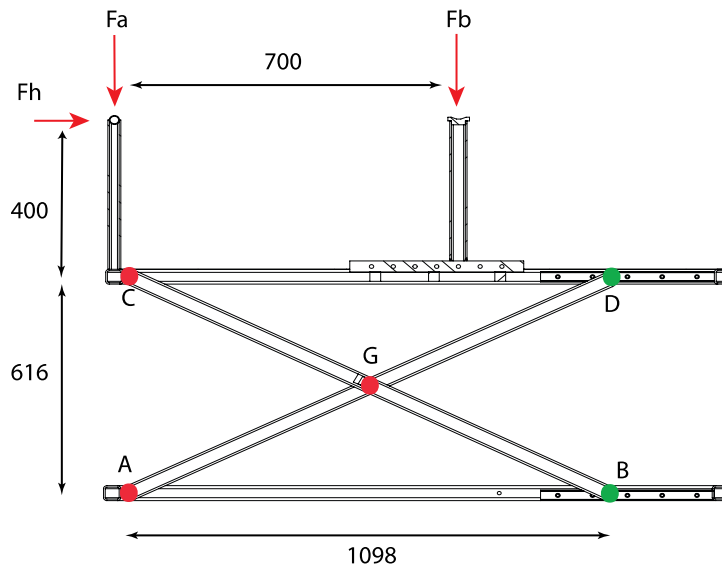


Ilustración 11. Fuerzas y medidas del elevador.

#### III.5.2.1.1 Resultados

Tabla 2. Resultado de la distribución de fuerzas cuando el banco está elevado.

PUNTO	FUERZA	
Ax	150	N
Ay	-187	N
By	-296	N
Cx	150	N
Cy	156,2	N
Dy	272	N
Gx	-150	N
Gy	452	N

#### III.5.2.2 Fuerzas sobre el banco replegado

Para las fuerzas en estado replegado se deben de coger los resultados del apartado III.5.1.2 añadiéndoles la fuerza horizontal de 300N para poder obtener los valores deseado igual que se hace en el apartado anterior. (anexo 1, punto I.1.3)



### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.5.2.2.1 Resultados

Tabla 3.. Resultado de la distribución de fuerzas cuando el banco está en la posición más baja.

BARRA	FUERZA	
RAx	150	N
RAy	-185	N
RBy	-241	N
RCx	-150	N
RCy	232	N
RDy	197	N
RGx	-150	N
RGy	382	N

#### III.5.2.3 Fuerza del cilindro

Puesto que su posición del cilindro será la misma que el punto G, se aprecia que el valor más grande en este punto es cuando esta elevada, siendo en X de 150N y en Y de 452N por lo tanto la resultante será:

$$F_g = \sqrt{(150^2 + 452^2)} = 476N$$

Ese es el valor necesario para poder elevar una mitad del banco por lo tanto para necesitará el doble de la fuerza para elevar el conjunto completo, decir, necesitará 952,4N.

### III.5.3 Dimensionado de los componentes.

Para realizar el dimensionado de los componentes se debe realizar un estudio de los diagramas de esfuerzo debido a las fuerzas que actúan sobre el elevador (anexo1, punto I.2.6), generándose 3 tipos de esfuerzos como son el axil, cortante y el momento flector; siendo este último el más importante puesto que es el que genera las mayores tensiones.

Posteriormente se debe de seleccionar el factor de seguridad que se le desea dar a la pieza debido a que durante el proceso se omiten ciertos parámetros es por ello que se debe de llevar a cabo la selección del coeficiente de seguridad, en este caso ha sido seleccionado según el criterio de *juvinal & marsheck* que recomiendan un factor de seguridad de 2 para materiales que trabajan bajo condiciones previamente determinadas, como es el caso de este proyecto dicho factor de seguridad será para todos los componentes.

### III. Desarrollo del trabajo

#### III.5.3.1 Selección de los perfiles laterales

Para estos componentes el material será acero estructural S 235JR con un límite elástico de 235MPa.

Para poder hacer el dimensionado se procede a seleccionar el mayor esfuerzo sobre las barras laterales. (anexo1, punto I.2.6)

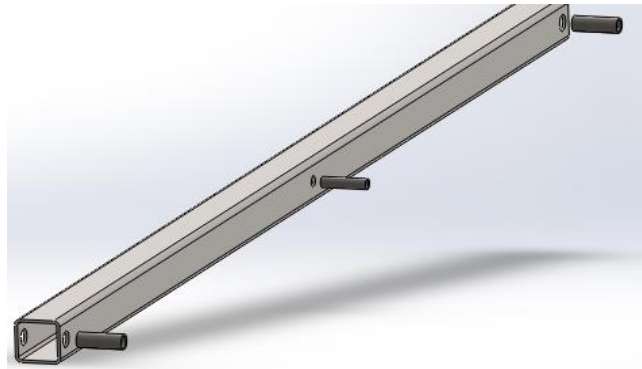


Ilustración 12. Perfiles lateral

Trabajando con la componente normal provocada por el momento flector dado que es la que mayor esfuerzo genera, la tensión será igual al momento flector entre el modulo resistente, dado que el momento flector es de  $1,5 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$  y sabido que la tensión debe de ser menor que el límite de fluencia entre el coeficiente de seguridad:

$$\sigma = \frac{Mf}{W} < \frac{Sy}{cs} \rightarrow \frac{150000}{w} < \frac{235}{2} \rightarrow w = 1276 \text{ mm}^3$$

Tabla 4. Perfiles huecos cuadrados.

Perfiles Huecos Cuadrados												
	<ul style="list-style-type: none"> <li>r = Radio exterior de redondeo</li> <li>u = Perímetro</li> <li>A = Área de la sección</li> <li>S = Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y</li> <li>I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y</li> <li>W = 2I : d. Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y</li> <li>i = <math>\sqrt{I/A}</math>. Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y</li> <li>It = Módulo de torsión de la sección</li> </ul>											
	Dimensiones				Términos de sección						Peso	
Perfil	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm <sup>2</sup>	S cm <sup>3</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm	I <sub>t</sub> cm <sup>4</sup>	p kp/m	
# 40.2	40	2	5	151	2,90	2,04	6,60	3,40	1,53	11,3	2,28	P
# 40.3	40	3	8	147	4,13	2,80	9,01	4,51	1,48	15,6	3,24	P
# 40.4	40	4	10	143	5,21	3,40	10,50	5,26	1,42	18,9	4,09	P
# 45.2	45	2	5	171	3,30	2,63	9,94	4,42	1,74	16,3	2,59	C
# 45.3	45	3	8	167	4,73	3,65	13,40	5,95	1,68	22,9	3,71	C
# 45.4	45	4	10	163	6,01	4,49	15,90	7,07	1,63	28,2	4,72	C

### III. Desarrollo del trabajo

---

Se selecciona el perfil de 40mm de lado y 2mm de espesor con un área de  $2,9\text{cm}^2$  y un módulo resistente de  $3,4\text{ cm}^3$ .

Generando así un a tensión de 44,7MPa (anexo1, punto I.2.6.1)

En dichos perfiles se realizarán unas perforaciones para poder introducir unos cilindros que irán soldados con la finalidad de poder alojar los ejes, dichas dimensiones serán calculados posteriormente.

#### III.5.3.2 Selección del eje central de los perfiles laterales

Los ejes centrales tendrán la finalidad de sujetar las dos barras que se cruzan en cada extremo, por lo tanto, serán dos los ejes empleados.

Todos los cálculos de selección de los ejes alojados en los perfiles laterales se realizarán según la teoría del cortante directo de tresca, mediante los cálculos de flexión de Von Mises y mediante los cálculos de la teoría de aplastamiento.

Debido a que los ejes deben de soportar una mayor cantidad de fuerzas el material será el F-1140 con un límite elástico de 530MPa, dado que el acero anteriormente empleado no resistiría la tensión en la mayoría de caso, por lo que se decide poner en todos los ejes el mismo tipo de material.

Por otra parte, en cada extremo llevará alojada una ranura con la finalidad de poder introducir un anillo elástico acompañado de una arandela con la que fijar los cojinetes que irán entre el tubo soldado y el propio eje.

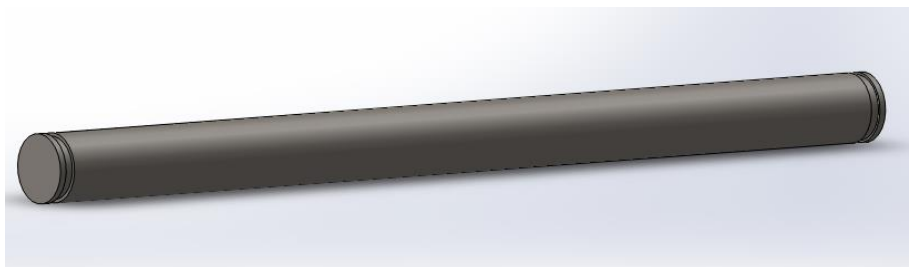


Ilustración 13. Eje central

Se procede a obtener el diámetro del eje según la teoría de **cortante directo**.

Sabido que:

$$t = \frac{F}{A} < t_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2 * C_s}$$

### III. Desarrollo del trabajo

Se obtiene una  $t_{m\acute{a}x}$  de 58,75MPa (anexo 1, punto I.1.2.6.2) en consecuencia el \u00e1rea es igual a 7,7mm<sup>2</sup>

Tabla 5. Tabla de barras redondas.

Barras de Redondos								
Producto	Dimensiones		T\u00e9rminos de secci\u00f3n				Peso	
	d mm	u mm	A cm <sup>2</sup>	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> cm	p kp/m	
∅ 6	6	18,8	0,283	0,006	0,021	0,150	0,222	P
∅ 7	7	22,0	0,385	0,012	0,034	0,175	0,302	C
∅ 8	8	25,1	0,503	0,020	0,050	0,200	0,395	P
∅ 10	10	31,4	0,785	0,049	0,098	0,250	0,617	P
∅ 12	12	37,7	1,130	0,102	0,170	0,300	0,888	P
∅ 14	14	44,0	1,540	0,189	0,269	0,350	1,210	P
∅ 16	16	50,3	2,010	0,322	0,402	0,400	1,580	P
∅ 18	18	56,5	2,550	0,515	0,573	0,450	2,000	C
∅ 20	20	62,8	3,140	0,785	0,785	0,500	2,470	P
∅ 22	22	69,1	3,80	1,15	1,05	0,550	2,98	C

Seleccionada una barra de 6 mm de di\u00e1metro, cuyas caracter\u00edsticas son:

$$A = 0,283\text{cm}^2$$

$$W = 0,021\text{cm}^3$$

En cuanto a los resultados por **aplastamiento**:

Di\u00e1metro de la barra es de 6 mm y su longitud de 40mm.

$$\sigma = \frac{F}{d * l} = 1,89\text{Mpa}$$

Sabido que la tensi\u00f3n m\u00e1xima es de 117,5 MPa cumple sobradamente.

Por tanto, se selecciona un casquillo auto lubricado del fabricante selfoil con una resistencia al aplastamiento de 140MPa, siendo el di\u00e1metro interior de 6mm y el exterior de 9mm con una tolerancia recomendadas de H7 para el tubo y e7 para el eje.

En consecuencia, los tubos soldados a las patas ser\u00e1n de di\u00e1metro interior 9mm y di\u00e1metro exterior 11mm.

#### III.5.3.3 Eje fijo para la sujeción de barras laterales

Para el cálculo de la barra que estarán situada en el punto A y en el punto C sujetando los perfiles laterales se procede a calcular el momento flector máximo que sufrirá. Dicho momento máximo es cuando se encuentra replegada en el punto C, ya que tendrá que soportar una mayor fuerza y estará a una mayor distancia de los apoyos. En C la fuerza es de 232N; la distancia a los apoyos será de 65mm.

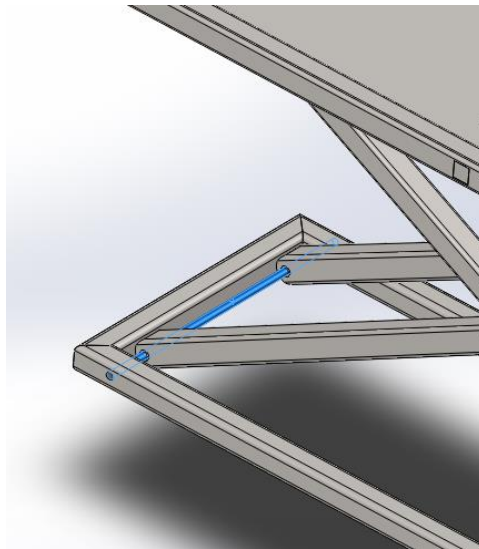


Ilustración 14. Eje fijo para la sujeción de los perfiles laterales.

El primer paso para obtener la tensión de von mises es poder calcular el momento flector máximo y la tensión máxima de trabajo. (anexo 1, punto I.1.2.6.3)

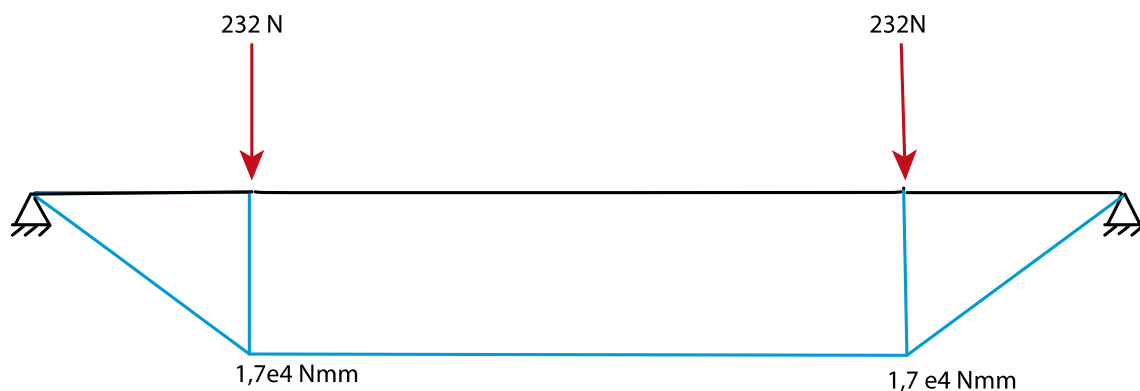


Ilustración 15. Momento flector en la barra fija

### III. Desarrollo del trabajo

---

Siendo la tensión máxima admitida de 265MPa y el momento flector de  $1,7 \cdot 10^4 \text{Nmm}$

Por lo tanto, el modulo resistente debe de ser mayor a  $52,83 \text{mm}^3$

Por ello se selecciona la barra de 10mm puesto que es la que cumple con los requisitos del módulo resistente, siendo este de  $0,098 \text{cm}^3$  con un área de  $0,785 \text{cm}^2$

La tensión generada será igual a 173MPa con un coeficiente de seguridad de 3.

Comprobación del **cortante**:

$$t = \frac{F}{A} < t_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2 * C_s}$$

$$t = 3,4 \text{MPa}$$

$$t_{\text{máx}} = 132,5 \text{MPa}$$

Por lo que cumplirá ampliamente

Comprobándose también los cálculos por **aplastamiento**.

Diámetro de la barra es de 10 mm y su longitud de 40mm.

$$\sigma = \frac{F}{d * l} = 0,68 \text{Mpa}$$

puesto que la tensión de trabajo máxima será de 265MPa cumple ampliamente.

En cuanto al casquillo auto lubricado del fabricante *selfoil* se selecciona con un diámetro interior de 10mm y el exterior de 13mm con una tolerancia recomendadas de H7 para el tubo y e7 para el eje.

En consecuencia, los tubos soldados a las patas serán de diámetro interior 13mm y diámetro exterior 15mm.

#### III.5.3.4 Cálculo de eje de las ruedas

El banco elevador llevará dos tipos de longitud de eje, según este más cerca o lejos del rail sobre el que irán las ruedas, a pesar de ello se pretende hacer los dos ejes del mismo diámetro, por lo tanto, se procede a dimensionar el más largo puesto que será el más desfavorable.

### III. Desarrollo del trabajo

---



Ilustración 16. Eje de la rueda.

Dicho eje debe de soportar una fuerza de 295N con una distancia total de 92mm.

Una vez calculado la tensión máxima de trabajo y el momento flector (anexo 1, punto I.2.6.4) se calcula el módulo resistente, siendo este de  $90,88\text{mm}^3$

El mínimo diámetro de la barra debe ser de 10mm puesto que es la mínima que cumple con los requisitos del módulo resistente, es por eso que tras analizar las ruedas de deslizamiento del mercado se seleccionan unas con un diámetro interior del rodamiento de 12mm, siendo este el diámetro a usar en el eje.

$$\begin{aligned}D &= 12\text{mm} \\A &= 1,13\text{cm}^2 \\W &= 0,17\text{cm}^3\end{aligned}$$

En cuanto a la tensión generada será de 142MPa con un coeficiente de seguridad de 3,2

Comprobando el cortante se obtiene un valor de 2,6 MPa. cumpliendo ampliamente el requisito de seguridad.

El diámetro máximo del eje será de 15mm, puesto que debe tener esa altura para poder sujetar la rueda lateralmente, En cuanto al casquillo auto lubricado del fabricante selfoil se selecciona con un diámetro interior de 15mm y el exterior de 17mm con una tolerancia recomendadas de H7 para el tubo y e7 para el eje.

En consecuencia, los tubos soldados a las patas serán de diámetro interior 17mm y diámetro exterior 18mm.

### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.5.3.5 Barra de apoyo del cilindro

Igual que en el caso anterior se procede al cálculo del momento flector a partir de la fuerza que ejercerá el cilindro sobre la barra, es decir 940N.

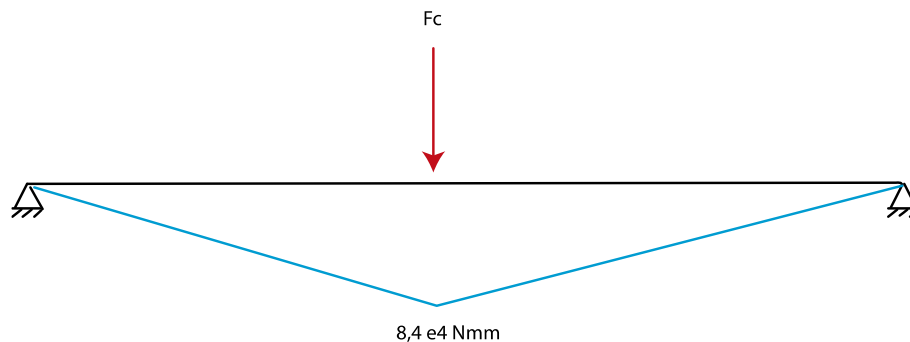


Ilustración 17. Momento flector en el apoyo inferior del cilindro.

Dado que el material será un acero F-1140 su tensión máxima soportada cumpliendo con el coeficiente de seguridad es de 265 MPa, y calculado el momento flector que es de  $8,4 \cdot 10^4$  Nmm se puede calcular el modulo resistente

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow w = 316,83 \text{mm}^3$$

Observando la Tabla 5. se procede a seleccionar un diámetro de 16mm con un módulo resistente de  $0,402 \text{cm}^3$  y un área de  $2,01 \text{cm}^2$

Por lo tanto, la tensión generada será: (anexo 1, punto I.2.6.5)

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow 170 \text{MPa}$$

con un coeficiente de seguridad de 5.

En cuanto a la tensión por cortante se aprecia un valor de 4,5 MPa siendo la tensión máxima admisible de 225,5MPa. cumpliendo ampliamente el requisito de seguridad.

En cuanto a los cálculos por **aplastamiento**:

Diámetro de la barra es de 16 mm y su longitud de 20mm.

$$\sigma = \frac{F}{d * l} \rightarrow 2,8 \text{Mpa}$$

Puesto que la tensión de trabajo máxima será de 450MPa cumple sobradamente.



#### III.5.3.6 Perfiles para la estructura de la mesa

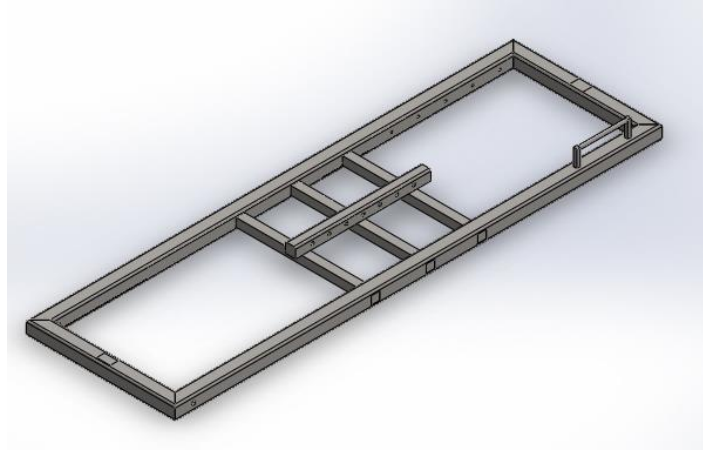


Ilustración 18. Estructura de la mesa.

El primer paso debe de ser calcular el momento flector actuante, que este caso será de  $1,3 \cdot 10^5$  Nmm (anexo 1, punto I.2.6.7)

Una vez obtenido el momento flector se selecciona el perfil cuadrado de 40x40mm y 2mm de espesor para posteriormente calcular la tensión que le generaría:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow 38,23MPa$$

Obteniendo un coeficiente de seguridad de 6,1.

#### III.5.3.7 Barra de seguridad

La finalidad de dicha barra es evitar la caída del banco en caso de que el cilindro falle, es por ello que debe de soportar la misma carga que soporta el cilindro neumático seleccionado más el peso del elevador, el cual se estima en 40kg, es por ello que se procede a seleccionar una barra de 20mm de diámetro (anexo1, punto I.2.6.8)

#### III.5.3.8 Sujeción de la horquilla

Para el dimensionamiento de la sujeción de la horquilla se pretende hacer que el tubo donde se aloja sea intercambiable con la finalidad de poder tener un elevador versátil, es por ello que estará compuesto de dos tubos rectangulares, uno de 60x40mm en el cual estará soldado a la mesa y en su interior albergará otro de 50x30mm que será el encargado de sujetar la bicicleta, y este será el que se puede cambiar según las necesidades del buje requerido.

### III. Desarrollo del trabajo

---

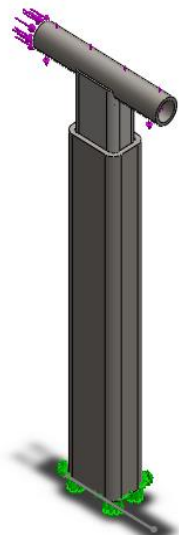


Ilustración 19. Sujeción de la horquilla

A pesar de que el momento flector será elevado ya que es de  $1,2 \cdot 10^5$  Nmm al ser un perfil rectangular el que soportará la carga, solo soportará una tensión de 16,9N. (anexo1, punto I. I.2.6.10), se considera poner este tipo de perfil con la finalidad de poder proporcionar la mayor rigidez posible al modelo cuando sobre el se aplique una fuerza lateral.

Por otra parte, en la barra que estará situada bajo el eje pedalier, estará compuesto de un tubo de sección cuadrada de 40x40mm el cual soportará una fuerza de 600N, por lo que la tensión de cortante que será la crítica solo será de 4MPa.

#### III.5.3.9 Selección del cilindro

Para obtener el cilindro neumático deseado se necesita saber el diámetro del émbolo, pudiéndolo obtener a partir del área, es decir de la relación entre fuerza necesaria para la elevación y la presión de funcionamiento. Siendo la fuerza que se desea elevar de 958N y la presión de 6 bar. (Anexo 1, punto I.2.6.9)

$$r = 22,5mm^2$$

Según catálogo de FESTO se selecciona el cilindro neumático DSNU-50-200-P-A, tendrá un diámetro del embolo de 50mm con una carrera d 200mm.

### III. Desarrollo del trabajo

#### Diagrama presión-fuerza

FESTO

Fuerza del émbolo [N]								
∅	Presión de funcionamiento [bar]							
	1	2	3	4	5	6	7	8
2,5	0,4	0,9	1,3	1,8	2,2	2,7	3,1	3,5
3,5	0,9	1,7	3,8	3,5	4,3	5,2	6,1	6,9
5,35	2	4	6,1	8,1	10,1	12,1	14,2	16,2
6	2,5	5,1	7,6	10,2	12,7	15,3	17,8	20,4
8	4,5	9	13,6	18,1	22,6	27,1	31,7	36,2
10	7,1	14,1	21,2	28,3	35,3	42,4	49,5	56,5
12	10,2	20,4	30,5	40,7	50,9	61,0	71,3	81,4
16	18,1	36,5	54,3	72,4	90,5	109	127	145
20	28,3	56,5	84,8	113	141	170	198	226
25	44,2	88,4	133	177	221	265	309	353
32	72,4	145	217	290	362	434	507	579
40	113	226	339	452	565	679	792	905
50	177	353	530	707	884	1060	1240	1410
63	281	561	842	1120	1400	1680	1960	2240
80	452	905	1360	1810	2260	2710	3170	3620

Ilustración 20. Diagrama presión-fuerza. (Festo.com)

Por otro lado según un diagrama de presión-fuerza proporcionado por FESTO se puede apreciar que para una presión de 6 bares y un diámetro de émbolo de 50mm se obtiene que la fuerza que ejercerá será de 1060N como valor máximo, validando así el resultado anteriormente obtenido.

#### Diagrama de pandeo

FESTO

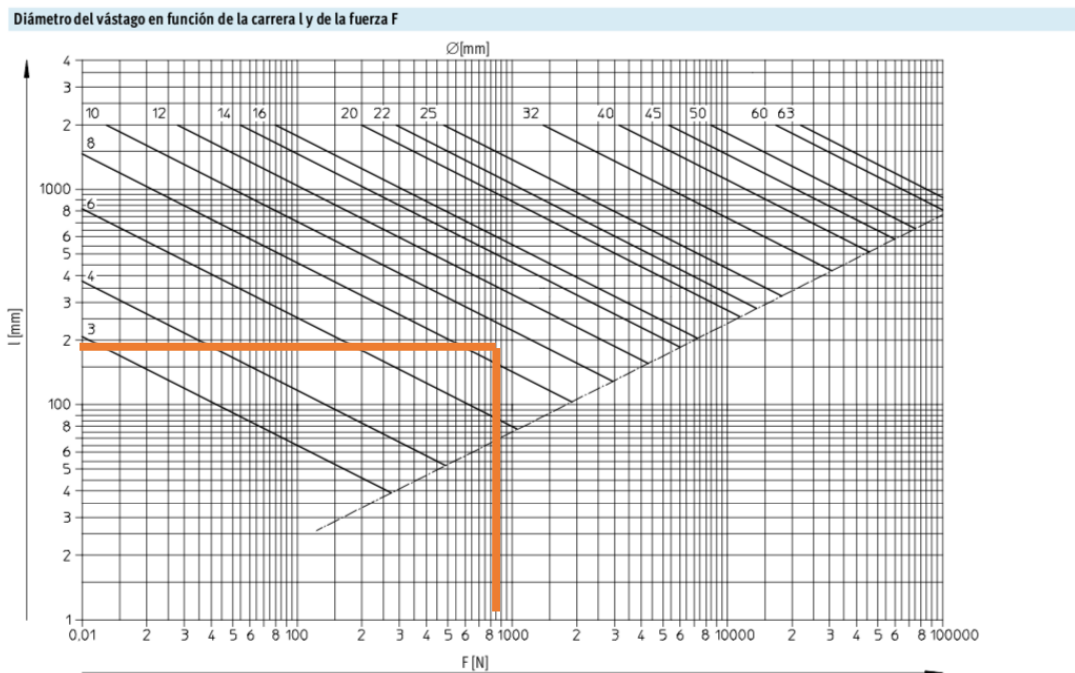


Ilustración 21. Diagrama de pandeo. (www.festo.com)

Para la comprobación del pandeo se ve como en la intersección de líneas para una fuerza de 958N y una longitud de carrera de 200mm el diámetro de vástago necesario será de 10mm, dado que el seleccionado presenta un diámetro de 16mm cumple ampliamente este requisito.

### III.5.4 Modelo FEM proyecto.

Con el siguiente estudio se pretende hacer una comparación de los datos calculados analíticamente, con la finalidad de comparar las tensiones y deformaciones de los principales componentes de los cuales se debe de garantizar su seguridad. Pudiendo encontrarse en el anexo 2 los procedimientos seguidos.

Para la obtención de la deformación unitaria máxima admisible se obtiene de la relación entre la tensión y deformación es igual al módulo elástico.  $E = \frac{\sigma}{\epsilon}$ ; a partir de dicha ecuación de podrá obtener la deformación unitaria admisible, que será igual a las relaciones entre el incremento de la longitud y la propia longitud inicial, pudiendo obtener así la deformación admisible.

#### III.5.4.1 Sujeción en la horquilla

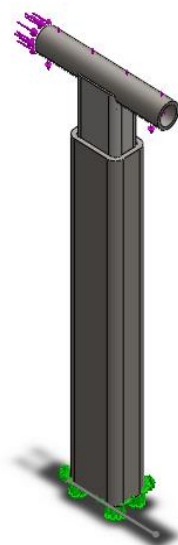


Ilustración 22. Sujeción delantera de la bicicleta

Estará compuesto de 3 componentes, el tubo rectangular exterior, el cual se encontrará soldado a la estructura del banco, y en él se podrá introducir el otro tubo, con la finalidad de poder intercambiarlo según el tipo de buje que lleve la bicicleta que se desee reparar, el otro componente es un tubo hueco que simulará el buje de la bicicleta, el cual en este caso es de 15mm de diámetro interior y 150mm de longitud, puesto que es el buje más desfavorable para poder realizar el cálculo, su espesor ha sido calculado mediante *solidworks* y será de 3mm.

Mediante *solidworks* se pretende validar las fuerzas que generará, por lo tanto, en el interior del buje se colocará una fuerza de 180N y en la cara lateral una fuerza de 300N

### III. Desarrollo del trabajo

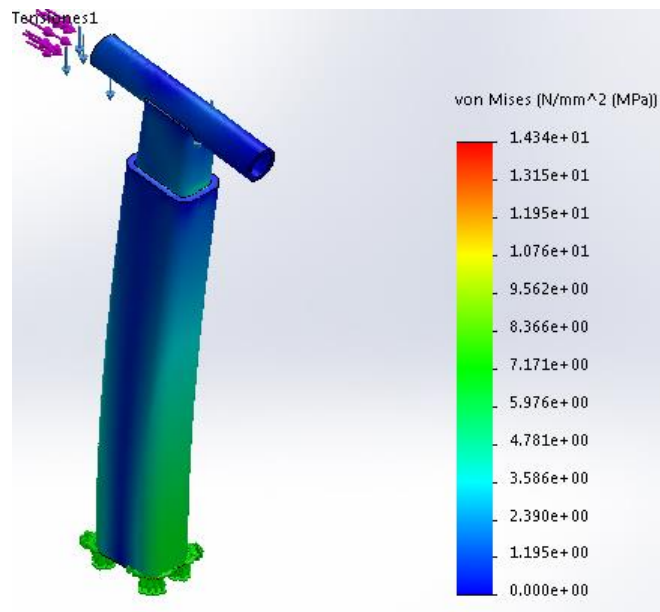


Ilustración 23. Tensión de la sujeción delantera

obteniendo los siguientes valores de tensión:

Tabla 6. Comparación de tensión en la sujeción delantera

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión von mises	16,9MPa	14,3MPa
Cs	13,93	15,77

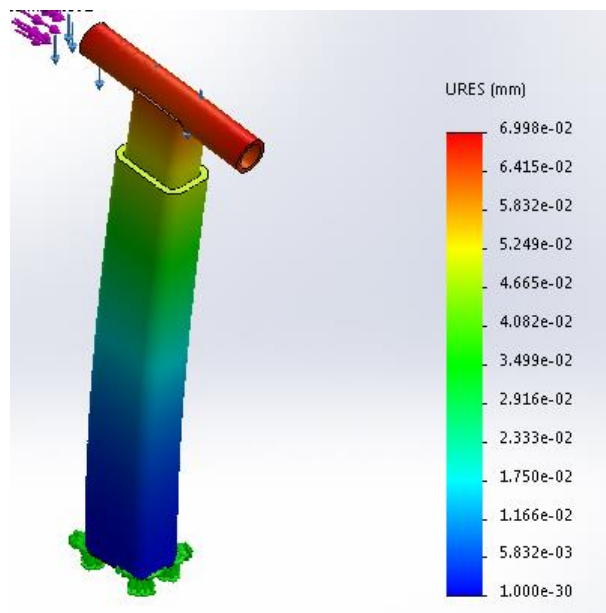


Ilustración 24. Deformación en la sujeción delantera

### III. Desarrollo del trabajo

---

En lo relacionado a la deformación el elemento más desfavorable es el buje y arroja un resultado de 0,16mm como valor máximo, siendo el real de 0,069mm por lo tanto cumplirá ampliamente.

Por otra parte, mediante un estudio del diseño de ha obtenido que el espesor mínimo para el cilindro debe ser de 2mm para no tener un coeficiente de seguridad inferior a 2 y sobrepasar la deformación unitaria

#### III.5.4.2 Sujeción pedalier



Ilustración 25. Sujeción trasera de la bicicelta

Estará compuesta por un único tubo de 40x40mm y 2mm de espesor y sobre ella en la parte superior actuará una fuerza de 677N, se encontrará fijada sobre la guía que irá soldada a la estructura de la mesa.

Tabla 7. Comparación de resultados de tensión en la sujeción trasera

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión	4 MPa	6,2 MPa
Cs	59	37,9

### III. Desarrollo del trabajo

#### III.5.4.3 Estructura de la bancada

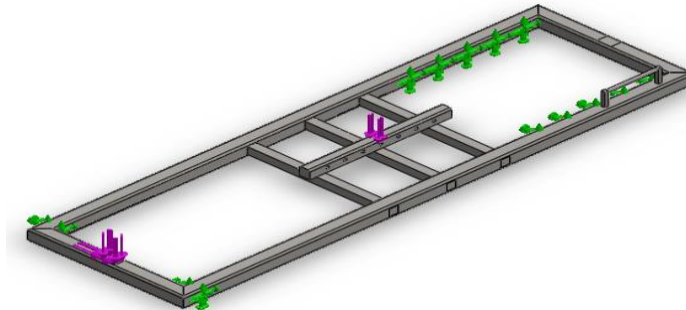
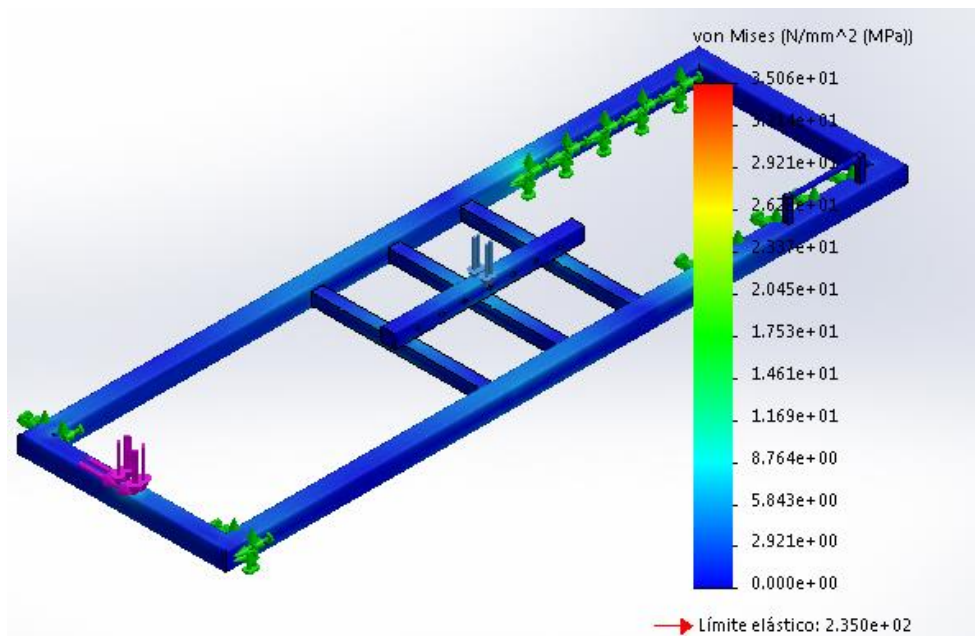


Ilustración 26. Estructura de la mesa

La bancada estará compuesta de 4 perfiles de 40x40mm soldados entre ellos, a ello se le sumarán 3 barras cuadradas de 25x25mm con la finalidad de soportar la guía sobre la cual irá el soporte trasero que elevará la bicicleta por la parte baja la caja pedalier.

En cuanto a las tensiones generada en la bancada se aprecia una ligera diferencia, esto es debido a las pequeñas diferencias de medidas, así como en la carga que actúa sobre la bancada, puesto que analíticamente se realiza el cálculo en base a una carga distribuida uniforme y en la simulación esa distribución de la carga puede no ser uniforme.

Arrojando los valores máximos bajo la guía de la estructura, a pesar de ello se obtiene un amplio margen de coeficiente de seguridad.



### III. Desarrollo del trabajo

---

Tabla 8. comparación de la tensión en la restructura de la mesa

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión	38,2MPa	35,05MPa
Cs	6,1	6,7

En lo que respecta a la deformación se obtiene un valor de 0,1mm en la zona de la guía frente a los 0,3mm máximo que debe de soportar, por lo tanto, cumple.

#### III.5.4.4 Perfil lateral

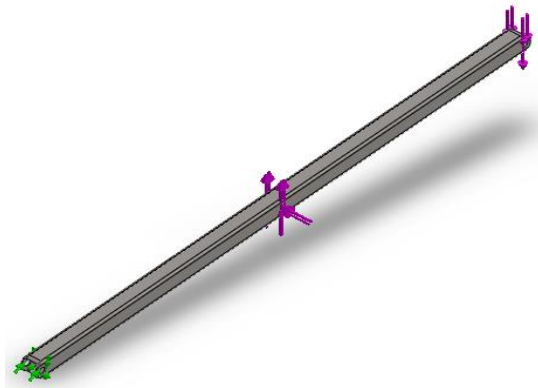


Ilustración 27. Perfil lateral

Para el cálculo de la barra lateral se colocarán una sujeción de geometría cilíndrica en el extremo inferior que sería el punto A, y colocándose las fuerzas en el punto superior que representarían el punto D.

En cuanto a la tensión máxima se obtiene un valor de 37MPa, algo inferior a los 44MPa calculados analíticamente, aunque consiguiendo un coeficiente de seguridad superior a 2.



### III. Desarrollo del trabajo

---

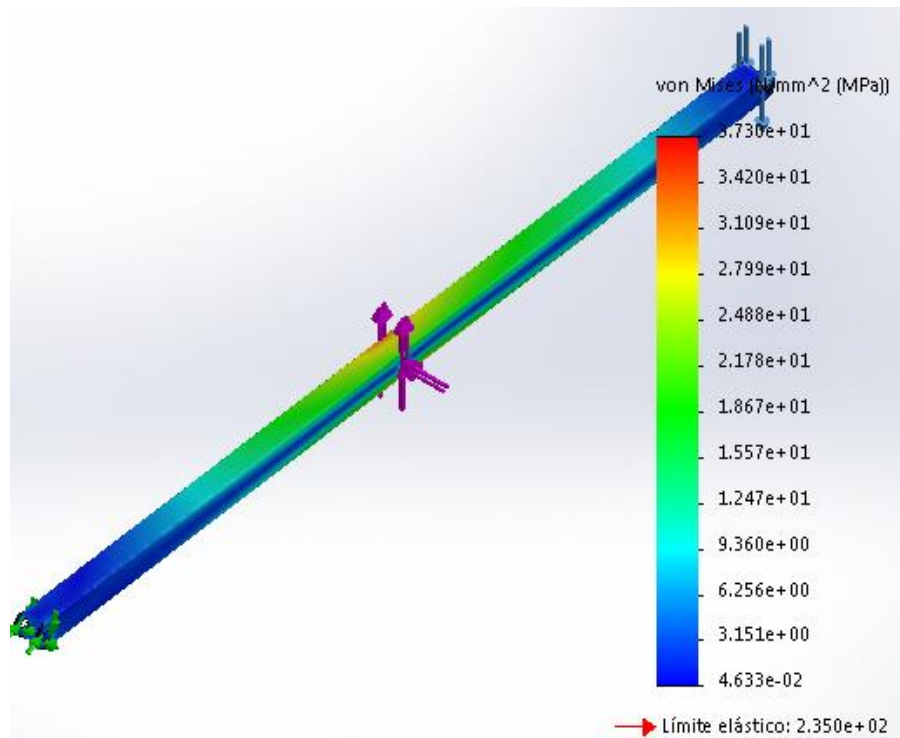


Ilustración 28. Tensión en el perfil lateral

Tabla 9. Comparación de la tensión del perfil lateral

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión aplastamiento	44 MPa	37,3MPa
Cs	5,3	6,3

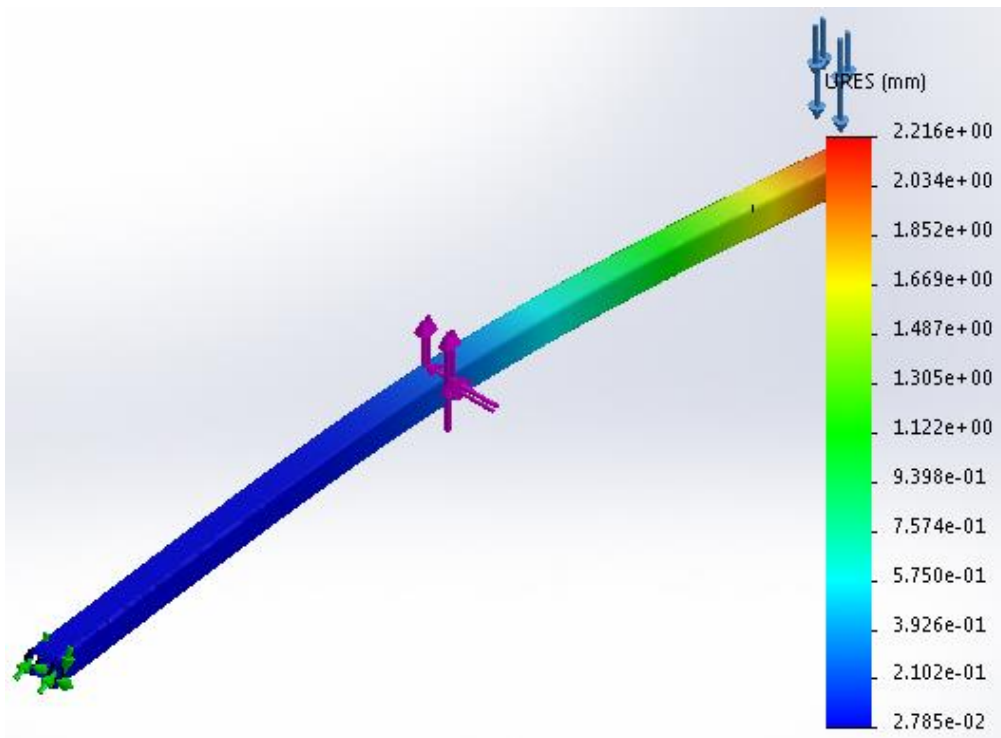


Ilustración 29. Deformación en el perfil lateral.

En cuanto a la deformación presenta un valor aceptable de 2mm, puesto que el valor máximo que no se debe de alcanzar es de 2,45mm.

#### III.5.4.5 Eje fijo para la sujeción de barras laterales

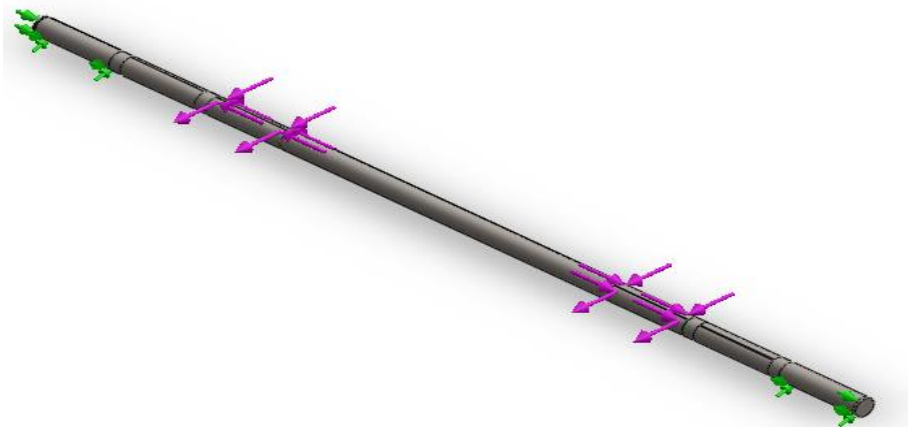


Ilustración 30. Eje fijo para la sujeción de barras laterales.

### III. Desarrollo del trabajo

El siguiente eje se encuentran sujetando las barras laterales, por una parte, en el punto A y por otra en el punto C, siendo en el punto C cuando mayor fuerza sufre, es por ello que se procede a calcular los esfuerzos según la fuerza alcanzada en este punto.

Para ello estarán fijada en los extremos y actuará una fuerza distribuida a lo largo del punto sobre el que actuarán los perfiles laterales.

En cuanto a la tensión de obtiene un valor similar a la calcula previamente.

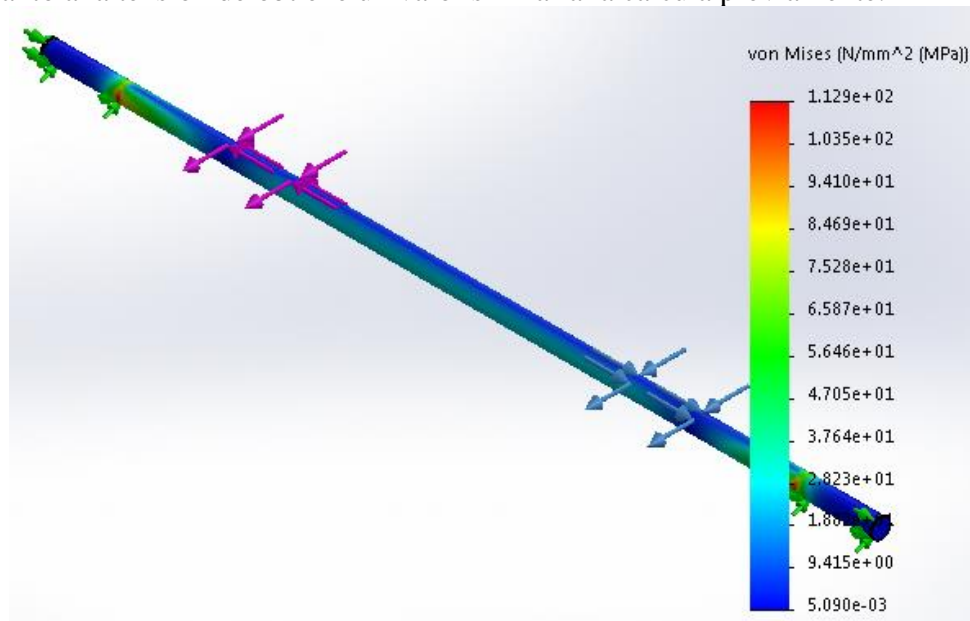


Ilustración 31. Tensión en Eje fijo para la sujeción de barras laterales

Tabla 10. Comparación de tensión en Eje fijo para la sujeción de barras laterales

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión de Von mises	122 MPa	112Mpa
Cs	4,3	4,7

### III. Desarrollo del trabajo

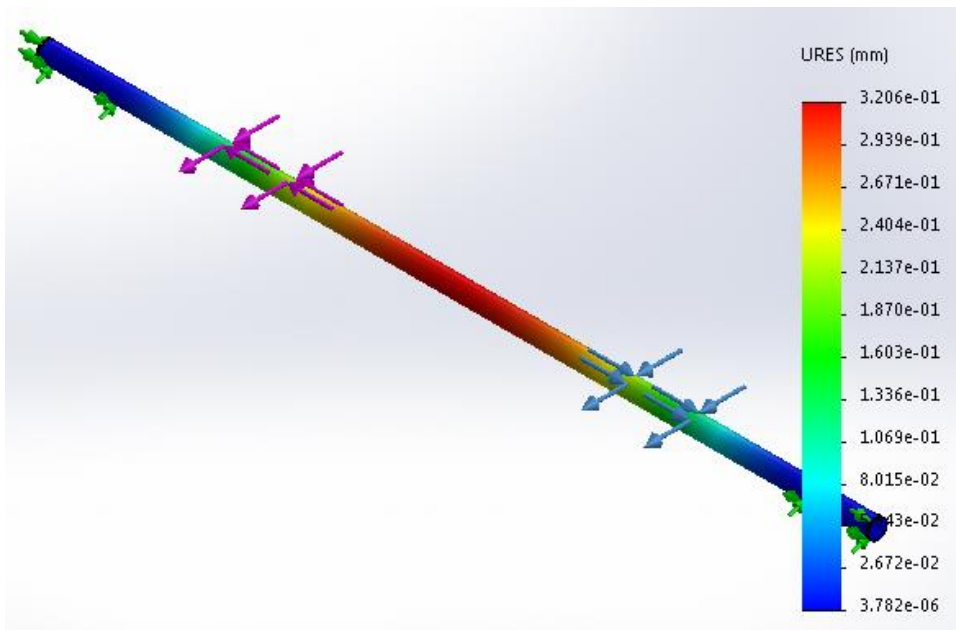
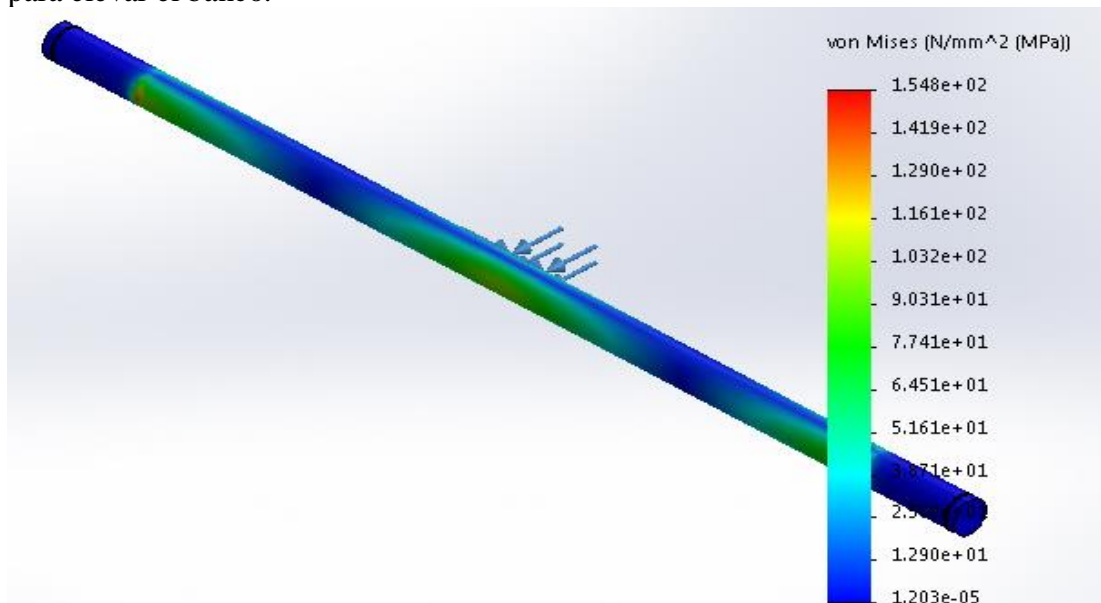


Ilustración 32. Deformación en eje fijo para la sujeción de barras laterales

En lo que respecta a la deformación máxima es de 0,3 mm siendo el límite de 0,49mm.

#### III.5.4.6 Barra del cilindro

La barra encargada de levantar el banco estará fijada al lateral de los perfiles laterales mediante uno anillos de seguridad con su respectiva arandela con la finalidad de poder llevar a cabo la elevación. Sobre ella actuará una fuerza de 940N que será la necesaria para elevar el banco.



### III. Desarrollo del trabajo

---

Tabla 11. comparación de tensión en la barra del cilindro

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión de Von mises	174 MPa	154 Mpa
Cs	3,11	3,4

En lo que respecta a la deformación, se obtiene un valor de 0,38mm siendo el máximo permitido de 1,1mm.

#### III.5.4.7 eje de la rueda

Como se mencionaba anteriormente se procede a simular el eje de la rueda que presenta una mayor longitud, puesto que es la más desfavorable.

Para dicho cálculo se estima que sobre ella actuará una fuerza de 296N a lo largo de los 40mm que tiene el perfil lateral sobre el que irá alojada, y sobre el apoyo donde irá la rueda de deslizamiento se colocará la sujeción cilíndrica que debe de soportar el eje.

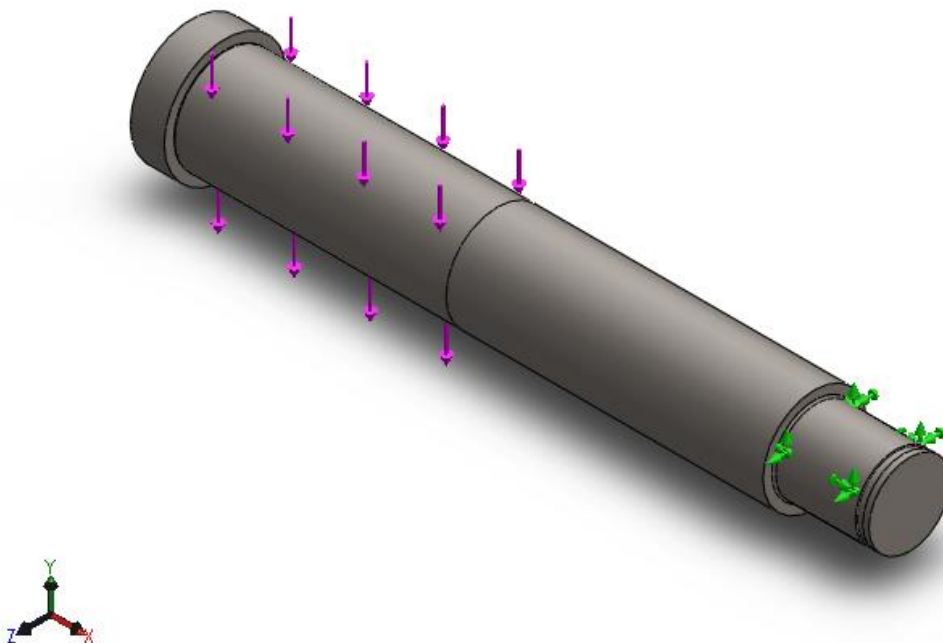


Ilustración 33. Eje largo de la rueda

### III. Desarrollo del trabajo

Debido a la longitud del eje que es de 95mm se obtiene un momento flector muy elevado, eso provoca que la tensión generada y la deformación sea elevada.

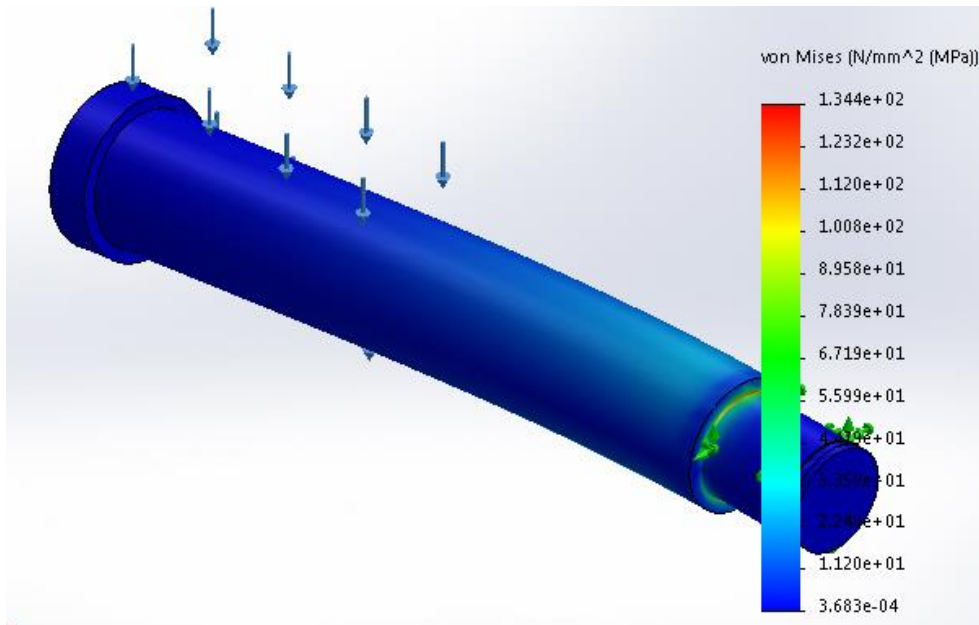
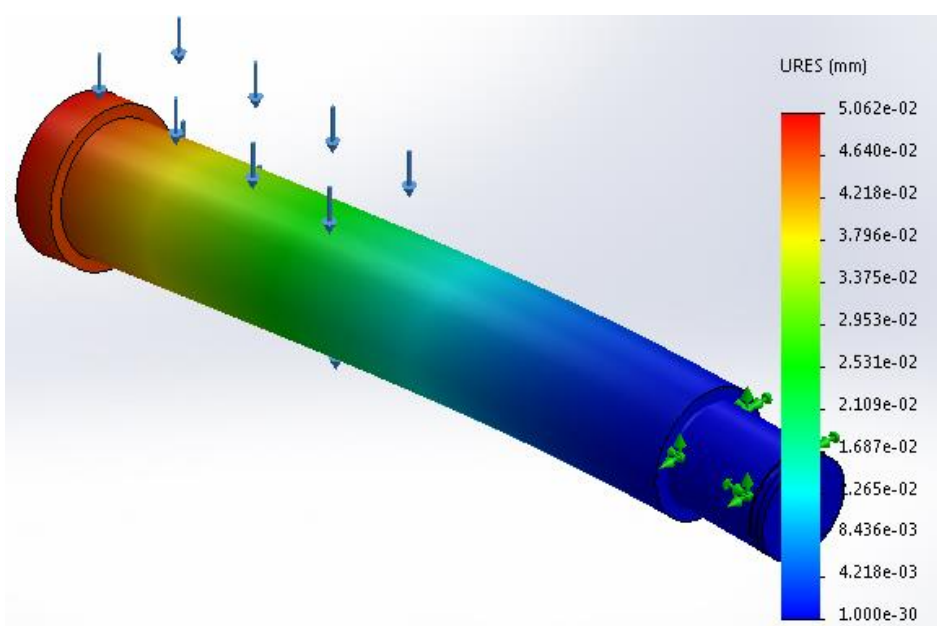


Ilustración 34. Tensión Eje largo de la rueda

Tabla 12. Comparación de resultados de tensión en el eje largo de la rueda

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión de Von mises	144 MPa	134 Mpa
Cs	3,6	3,8



#### Ilustración 35. Deformación en el eje largo de la rueda

En cuanto la deformación se presenta un valor muy elevado de 0,05mm, pero siempre de los límites establecidos, ya que el valor máximo sería de 0,22mm.

## III.6. DISEÑO FINAL.

Como se aprecia en los cálculos anteriormente mostrados el banco elevador para bicicletas eléctricas se podrá desglosar en tres partes:

**La bancada:** Es la parte superior del elevador, es la encargada de sujetar la bicicleta y estará compuesta de los cuatro perfiles cuadrados de 40mm de lado, sobre los cuales se soldará verticalmente en la parte delantera un perfil rectangular, que será el encargado de albergar el perfil que sujetará la bicicleta en la parte delantera, siendo en la zona central donde se colocarán las tres barras encargadas de soportar la guía que albergará el perfil que sujetará a la bicicleta por la parte inferior, bajo la caja pedalier. Sobre la estructura irá una chapa, con la única finalidad de poder apoyar las herramientas para facilitar la labor de reparación, no siendo posible soportar cargas superiores a 10kg, por último, sobre los extremos interiores traseros irán colocadas dos guías, sobre las que deslizarán las ruedas permitiendo la elevación del banco. Todos los materiales serán de acero S235JR.

**Barras laterales:** Son perfiles cuadrados que se encuentran en la zona media del elevador, estarán dispuestas en forma de tijera, con la finalidad de asegurar la elevación de forma segura y correcta. Cada barra llevará perforados tres agujeros, con la finalidad de albergar los tres tipos de ejes analizados, para la colocación de dichos ejes primero deben de ser soldadas un tubo hueco para poder introducir en ellos los cojinetes deslizantes encargados de que el eje tenga un correcto deslizamiento. Sobre ellas actuará el cilindro encargado de la elevación del conjunto. En cuanto a los materiales serán el acero S235JR para todos los componentes a excepción de los ejes, que serán de acero F1140.

**Base:** Compuesta por 4 perfiles cuadrados, es la encargada de soportar el peso del elevador, así como de proporcionar la estabilidad a la mesa. En la zona delantera del perfil lateral de la bancada albergará la barra encargada de sujetar las barras laterales en el punto A, en la zona media albergará la barra que se encarga del apoyo del cilindro, y por último en la parte trasera interior irán las guías encargadas de sujetar las ruedas para la elevación de la bicicleta. Todos los materiales serán de acero S235JR



Ilustración 36. Diseño final

El banco elevador de bicicletas tendrá un recorrido máximo de 530mm por lo que el punto más alto del elevador se encontrará a 1016mm del suelo. Por otra parte, la anchura establecida será de 440mm. En lo que respecta al peso será de 58,9kg, excluyendo de dicho peso al cilindro neumático.



## III.7. FABRICACIÓN.

### III.7.1. Tolerancia y ajuste.

Una de las principales premisas es que el conjunto tenga un acabado superficial aceptable en los componentes que deben de proporcionar un deslizamiento como son los ejes, siendo el grado de N7 para dichos componentes.

En lo que respecta al ajuste para los ejes y agujeros ha sido seleccionado según ajuste ISO, este ha sido el H7/f7 puesto que está recomendado para movimiento giratorio con poco juego.

Tabla 13. Tabla de ajuste.

Agujero Único		Eje Único		Características del asiento	Ejemplos
H 8	x 8			Prensado duro. Montaje a prensa. No necesita seguro.	Coronas de bronce, ruedas.
H 8	u 8				
H 7	s 6			Prensado. Montaje a prensa.	Piñón motor.
H 7	r 6			Prensado ligero. Necesita seguro.	Engranajes de máquinas.
H7	n 6			Muy forzado. Montaje a martillo.	Casquillos especiales.
H7	k 6			Forzado. Montaje a martillo.	Rodamientos a bolas.
H 7	j 6			Forzado ligero. Montaje a mazo.	Rodamientos a bolas.
H 7	h 6			Deslizante con lubricación.	Ejes de lira.
H 8	h 9			Deslizante sin lubricación.	Ejes de contrapunto.
H 11	h 9			Deslizante. Ajuste corriente.	Ejes de colocaciones.
H 11	h 11			Deslizante. Ajuste ordinario.	Ejes-guías atados.
H 7	g 6	G 7	h 6	Giratorio sin juego apreciable.	Émbolos de freno.
H 7	f 7	F 8	h 6	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H 8	f 7	F 8	h 9	Giratorio con poco juego.	Bielas, cojinetes.
H 8	e 8	E 9	h 9	Giratorio con gran juego.	Cojinetes corrientes.
H 8	d 9	D 10	h 9	Giratorio con mucho juego.	Soportes múltiples.
H 11	c 11	C 11	h 9	Libre (con holgura).	Cojinetes de máquinas agrícolas.
H 11	a 11	A 11	h 11	Muy libre.	Avellanados, taladros de tornillos.

### III. Desarrollo del trabajo

A partir de dicho ajuste se puede obtener la tolerancia:

Tabla 14. Calidad para la obtención de la tolerancia.

Grupos de Diámetros (mm)	CALIDADES																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
$d \leq 3$	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
$3 < d \leq 6$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
$6 < d \leq 10$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
$10 < d \leq 18$	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
$18 < d \leq 30$	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
$30 < d \leq 50$	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
$50 < d \leq 80$	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
$80 < d \leq 120$	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
$120 < d \leq 180$	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
$180 < d \leq 250$	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
$250 < d \leq 315$	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
$315 < d \leq 400$	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
$400 < d \leq 500$	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Como se aprecia en la tabla para una calidad 7 con un diámetro de entre 6 y 10mm se obtiene una tolerancia de 0,015mm y para una misma calidad con un eje entre 10 y 18 se obtiene una tolerancia de 0,018mm.

Tabla 15. Tolerancia según calidad en el eje

Posición	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j			k	
												5 y 6	7	8	>4 y ≤ 7	<4 y >7
Calidad																
Diferencia fundamental	Diferencia superior tsup											Diferencia inferior tinfi				
$m \leq 3$	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	0
$3 < m \leq 6$	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-	+1	0
$6 < m \leq 10$	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	-	+1	0
$10 < m \leq 14$	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	-3	-6	-	+1	0
$14 < m \leq 18$																
$18 < m \leq 24$	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	-4	-8	-	+2	0
$24 < m \leq 30$																
$30 < m \leq 40$	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	9	0	-5	-10	-	+2	0
$40 < m \leq 50$	-320	-180	-130													
$50 < m \leq 65$	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	-7	-12	-	+2	0
$65 < m \leq 80$	-360	-200	-150													
$80 < m \leq 100$	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	-9	-15	-	+3	0
$100 < m \leq 120$	-410	-240	-180													
$120 < m \leq 140$	-460	-260	-200													
$140 < m \leq 160$	-520	-280	-210	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0
$160 < m \leq 180$	-580	-310	-230													
$180 < m \leq 200$	-660	-340	-240													
$200 < m \leq 225$	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0	-13	-21	-	+4	0
$225 < m \leq 250$	-820	-420	-280													
$250 < m \leq 280$	-920	-460	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0	-16	-26	-	+4	0
$280 < m \leq 315$	-1050	-540	-330													
$315 < m \leq 355$	-1200	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0	-18	-28	-	+4	0
$355 < m \leq 400$	-1350	-680	-400													
$400 < m \leq 450$	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0
$450 < m \leq 500$	-1650	-840	-480													

### III. Desarrollo del trabajo

Observando la tabla según la posición para los ejes de entre 6 y 10 mm que son f7 se obtiene que la diferencia superior es de -0,013mm por lo tanto la inferior será de 0,028mm, en cuanto a los ejes entre 10 y 18mm la tolerancia superior será de -0,016mm en consecuencia la superior será de -0,031mm.

Tabla 16.Tolerancia según calidad en el agujero.

Posición	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
Calidad	Todas las calidades										
Medida Nominal	Diferencia inferior $T_{inf}$										
$m \leq 3$	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0
$3 < m \leq 6$	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0
$6 < m \leq 10$	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0
$10 < m \leq 18$	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0
$18 < m \leq 30$	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0
$30 < m \leq 40$	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0
$40 < m \leq 50$	+320	+180	+130								
$50 < m \leq 65$	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0
$65 < m \leq 80$	+360	+200	+150								
$80 < m \leq 100$	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0
$100 < m \leq 120$	+410	+240	+180								
$120 < m \leq 140$	+460	+260	+200								
$140 < m \leq 160$	+520	+280	+210	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0
$160 < m \leq 180$	+580	+310	+230								
$180 < m \leq 200$	+660	+340	+240								
$200 < m \leq 225$	+740	+380	+260	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0
$225 < m \leq 250$	+820	+420	+280								
$250 < m \leq 280$	+920	+480	+300	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0
$280 < m \leq 315$	+1050	+540	+330								
$315 < m \leq 335$	+1200	+600	+360	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0
$335 < m \leq 400$	+1350	+680	+400								
$400 < m \leq 450$	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0
$450 < m \leq 500$	+1650	+840	+480								

En lo que respecta a los agujeros de posición H de ente 6 y 10mm tendrán una tolerancia superior de 0 mm e inferior de -0,015mm, en cuanto a los agujeros de entre 10 y 18mm su tolerancia superior será de 0 mm y la inferior de -0,016mm

En las longitudes lineales se pretende una tolerancia de clase media siendo esta seleccionada según la longitud del componente.

### III. Desarrollo del trabajo

---

Tabla 17. Tolerancia lineal.

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al valor nominal							
Designación	Descripción	0,5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000
f	fina	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	-
m	media	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c	grosera	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	muy grosera	-	±0,5	±1	±1,15	±2,5	±4	±6	±8

#### III.7.2. Perforación de huecos para ejes

Para poder albergar los ejes sobre los perfiles laterales se debe de realizar unas perforaciones sobre dichos perfiles, debido a que no serán de gran diámetro se opta por realizar un taladrado mediante un taladro de columna, puesto que asegurará una mayor precisión dado que en el interior alojará un tubo hueco más el mencionado eje, la tolerancia entre centro de las perforaciones no debe de superar los 0,8mm establecidos. Para acabar limando los bordes, eliminando así rebabas generadas por el taladro.

#### III.7.3. Perforación de barras huecas.

En lo que respecta a los tubos alojados en el interior de los perfiles se fabricarán a partir de una barra de acero y se realizará mediante un torno, puesto que requiere de una mayor precisión con un buen acabado superficial en su interior, dependiendo las medidas según los diámetros requeridos.

#### III.7.4. Fabricación de los ejes.

Al igual que las barras huecas, los ejes se realizarán con un torno, por el mismo motivo anteriormente expuesto, se requiere de una buena precisión de mecanizado con un buen acabado superficial facilitando así el deslizamiento de los ejes.

#### III.7.5. Cortes de chapa y perfiles

Para la realización de cortes longitudinales dado que el espesor es pequeño y la precisión no debe de ser excesivamente alta se utilizará una pequeña sierra circular de corte, con ello se consigue dar la forma deseada.

#### III.7.6. Unión de componentes.

Una de las principales funciones de los ejes es la unión de los componentes, irán alojados entre los perfiles cuadrados, y para evitar el deslizamiento lateral y su posterior

### III. Desarrollo del trabajo

---

caída irán fijados mediante un anillo elástico de seguridad, evitando así que la fuerza axial provoque el deslizamiento lateral de dicho eje.

La unión de los diferentes perfiles de acero que hay en el conjunto, junto con los tubos que irán junto a las patas y deben de tener una unión rígida se producirá gracias a la soldadura de arco con electrodo revestido, dicha soldadura será producida a tope, en lo que respecta a la penetración será total, a excepción de la estructura del banco con la chapa que será una soldadura discontinua.

## III.8. ESTUDIO ECONÓMICO.

A la hora de realizar el estudio económico se han tenido varios factores en cuenta:

### III.8.1. Coste directo.

#### III.8.1.1 Mano de obra

Para el cálculo del coste de la gente que ha influido en el proyecto se ha realizado a partir de una estimación del tiempo que podrían tardar en realizar cada tarea, puesto que no es algo exacto, con todo ello se ha tenido en cuenta al ingeniero mecánico, que es el encargado de realizar el cálculo, análisis y dimensionamiento de dicho proyecto; el soldador, que será el encargado de soldar todos los componentes que necesiten soldadura, tornero fresador, siendo este el encargado de realizar todas las perforaciones y mecanizados de los componentes y por último el montador.

Tabla 18. Gasto en mano de obra

<b>Concepto</b>	<b>Coste hora (euros/h)</b>	<b>Tiempo (horas)</b>	<b>Total (euros)</b>
<b>Ingeniero mecánico</b>	25,00 €	280	7.000,00 €
<b>Soldador</b>	17,00 €	2	34,00 €
<b>Tornero fresador</b>	16,00 €	4	64,00 €
<b>Montador</b>	14,00 €	10	140,00 €
<b>SUBTOTAL</b>			7.238,00 €

### III. Desarrollo del trabajo

---

#### III.8.1.2. Coste informático.

Para hacer posible la realización del proyecto es necesario el uso de un ordenador, tanto para la búsqueda de información como para el cálculo del proyecto, así como su posterior redacción, en dicho ordenador se debe de disponer de SolidWorks, así como de Microsoft office.

Tabla 19. Gasto informático

CONCEPTO	GASTO (euros)	PERIODO AMORTIZACION	GASTO ANUAL
Ordenador	2100€	5	420,00 €
Licencia SOLIDWORKS Professional	4350€	1	4.350,00 €
Licencia Microsoft office	149€	1	149,00 €
<b>TOTAL</b>		5.209,28 €	
<b>COSTE PROYECTO</b>		868,21 €	

#### III.8.1.3. Material

Para el cálculo del coste de materiales se ha separado en tres partes, por un lado, el gasto de los componentes neumáticos, por el otro el gasto de perfiles y barras de acero y por último el gasto de diversos componentes de unión.

Tabla 20. Gasto componentes neumáticos.

COMPONENTE	PRECIO/UNIDAD	UNIDADES	TOTAL
Accionamiento hidráulico DSNU-40-200-P-A	143,40 €	1	143,40 €
Válvula de estrangulación	12,10 €	1	12,10 €
Tubo flexible	5,00 €	1	5,00 €
Electroválvulas	44,90 €	1	44,90 €
Racor rápido roscado	2,90 €	4	11,60 €
Silenciador	2,70 €	1	2,70 €
Cabeza de rótula	55,80 €	1	55,80 €
<b>SUBTOTAL</b>		230,60 €	

### III. Desarrollo del trabajo

---

Tabla 21. Gasto en perfiles y barras

	<b>Longitud</b>	<b>precio</b>	<b>cantidad</b>	<b>total</b>
<b>Perfil 40x40x2mm</b>	1500	7,57 €	10	75,70 €
<b>Perfil 60x40x3mm</b>	21	21,40 €	2	42,80 €
<b>Barra redonda 6mm</b>	500	1,08 €	1	1,08 €
<b>Barra redonda 10 mm</b>	500	1,14 €	1	1,14 €
<b>Barra redonda 14mm</b>	500	2,38 €	2	4,76 €
<b>Barra redonda 15mm</b>	500	2,38 €	1	2,38 €
<b>Barra redonda 20mm</b>	500	4,22 €	3	12,66 €
<b>Chapa acero 1000x1500x6</b>	1500	8,00 €	1	8,00 €
<b>Barra cuadrada 25mm</b>	1000	13,67 €	2	27,34 €
<b>SUBTOTAL</b>				175,86 €

Tabla 22. Gasto en componentes

	<b>Medida</b>	<b>Precio/unidad</b>	<b>Unidades</b>	<b>Total</b>
<b>Cojinete bronce auto lubricado</b>	6x10x10	0,69 €	16	11,04 €
<b>Cojinete bronce auto lubricado</b>	10x12x20	1,20 €	8	9,60 €
<b>Cojinete bronce auto lubricado</b>	12x14x20	0,96 €	8	7,68 €
<b>Tornillo avellanado</b>	M5x50mm	0,12 €	8	0,96 €
<b>Tuerca</b>	M5	0,20 €	8	1,60 €
<b>Anillo de seguridad</b>	-	0,80 €	12	6,40 €
<b>Pasador</b>	8 x44mm	11,40 €	1	11,40 €
<b>Rueda de deslizamiento</b>	35x12mm	20,80 €	4	83,20 €
<b>Rail de guía</b>	400x40x18mm	34,00 €	4	8,50 €
<b>Arandela</b>	6mm	0,20 €	8	1,60 €
<b>SUBTOTAL</b>				141,98 €

#### III.8.2. coste indirecto

El último gasto computado son los gastos indirectos, son gastos producidos durante el proceso tales como el gasto en material de oficina (bolígrafos, papel, fundas, etc.) el gasto en la compra de la normativa necesaria durante el proyecto, al igual que otros gastos como podrían ser los gastos de la factura del móvil o la factura de la luz generada por los aparatos eléctricos.



### III. Desarrollo del trabajo

---

Tabla 23. Gastos indirectos

<b>COSTE INDIRECTO</b>	<b>precio</b>
<b>Material oficina, normativa, etc.</b>	600,00 €
<b>Gastos personales (móvil, material, gastos de luz, etc.)</b>	150,00 €
<b>SUBTOTAL</b>	750,00 €

#### III.8.5. Total

En conclusión, habrá un gasto de personal de 7238 euros, un gasto informático de 868 euros, 548,46 euros serán gastados en materiales y por último se sumará un gasto indirecto de 750 euros.

El total del presupuesto asciende a **NUEVE MIL CUATROCIENTOS CUATRO CON CUARENTA Y CINCO EUROS.**

## IV. CONCLUSIONES

### III. Conclusiones

---

La finalidad de realizar este proyecto consistía en la creación de un prototipo de elevador de bicicletas, con el objetivo de que fuese útil a la par que resistente, para ello se debía de proceder al cálculo de la resistencia, primero analíticamente para posteriormente cotejarlo con *Solidworks*.

Es por ello que uno de los puntos más importantes ha consistido en la búsqueda precisa de información, para así tener la mayor cantidad posible de conocimientos con los que poder ser más objetivo a la hora de poder realizar una selección, ya fuese de componentes como de forma o materiales.

En cuanto a la utilidad final del elevador, se considera que sí que se ha conseguido, puesto que se ha conseguido un elevador capaz de elevar bicicletas del peso exigido, con diferentes características y a diferentes alturas, que en la actualidad es difícil de conseguir.

Por otra parte, a la hora del dimensionado se ha comprobado que algunos componentes han quedado sobredimensionados, con factores de seguridad superiores a 5, pudiendo ser este un punto de mejora, con el fin de reducir peso al conjunto, no se ha considerado esta mejora ya que la optimización máxima del conjunto no era un objetivo, dado que podría incrementar el presupuesto final. El objetivo real era el de tener un elevador con un coeficiente de seguridad superior a dos, dándose este por conseguido.

En lo que respecta a seguridad se han cumplido los requisitos principales, dado que se han minimizado al máximo los posibles peligros por atrapamiento, se ha creado un sistema de seguridad con la finalidad de evitar la caída del modelo y en cuanto a la velocidad de elevación podrá ser regulada por el cilindro que actuará sobre el elevador, evitando así que supere los 0.15m/s.

Por último, se ha podido apreciar cómo puede diferir los cálculos analíticos de los proporcionados por *solidworks*, pudiendo ser debido a la varianza de criterios al seleccionar los factores influyentes en el proceso, a pesar de ello son muy similares en el resultado final.

## V. APÉNDICES

### V.1. REFERENCIAS

#### [1] Uso de la bicicleta

[https://www.lainformacion.com/espana/espana-mundo-donce-crece-bicicleta\\_0\\_955406106.html](https://www.lainformacion.com/espana/espana-mundo-donce-crece-bicicleta_0_955406106.html)

<https://www.bikester.es/info/uso-bicicleta-espana-2017/>

#### [2] Normativa

[https://portal.aenormas.aenor.com/aenor/Suscripciones/Personal/pagina\\_per\\_sus.asp](https://portal.aenormas.aenor.com/aenor/Suscripciones/Personal/pagina_per_sus.asp)

#### [3] Diagrama de Gantt

<https://templates.office.com/es-es/planificador-de-proyectos-de-gantt-tm02887601>

#### [4] Información sobre cálculos y materiales.

Larburu Arrizabalaga, Nicolás (s.f): *Máquinas prouuario. Técnicas, máquinas, herramientas.*

Riba Romeva, Carles: *Selección de materiales en el diseño de máquinas.* Barcelona, Edicions UPC. 2008

Robert C. Juvinall; Kurt M. Marshek(2000):*Fundamentals of machine component design.* J.Wiley, hoboken,N.J.,2000, pp. 250-280.

<https://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html>

#### [5] Ergonomía

[http://comisionnacional.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/TextosOnline/Rev\\_INSHT/2001/14/artFondoTextCompl.pdf](http://comisionnacional.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/TextosOnline/Rev_INSHT/2001/14/artFondoTextCompl.pdf)

<http://direct.awardspace.info/directoriow/PedroMondeloErgonomia3DisenoDePuestosDeTrabajo.pdf>

#### [6] Componentes neumáticos

[https://www.festo.com/cat/es-ar\\_ar/products\\_010000](https://www.festo.com/cat/es-ar_ar/products_010000)

## VI. Apéndices

---

### [7] Dimensiones de la bicicleta

<https://www.orbea.com/es-es/#featured>

<https://www.canyon.com/es-es/>

<https://www.drwl.es/diferentes-opciones-bujes-ejes-mtb/>

### [8] anillo elástico

<https://webcatalog.epidor.com/es/category/arandela-din-471-para-eje-id-31363>

### [9] cilindro neumático

[https://www.festo.com/cat/es-ar\\_ar/products\\_010000](https://www.festo.com/cat/es-ar_ar/products_010000)

<https://www.rs-online.com>

### [10] Componentes

<https://www.ferreteriasindustriales.es/193-tornillos-de-rosca-metrica?page=1>

<https://www.norelem.es/es/es/Productos/Vista-general-de-producto/>

## VI. Apéndices

---

### VI.2. PLANOS Y ESQUEMAS TÉCNICOS.

En lo respectivo a los planos se ha realizado según la normativa, siendo adjuntados todos los planos para el correcto desarrollo de dicho proyecto en el anexo 3.

### VI.3. LISTADO DE NORMAS UTILIZADAS.

UNE-EN 1493:2011 Elevador para vehículos

EN 983:1996+A1:2008 *Seguridad de las máquinas. Requisitos de seguridad para sistemas y componentes para transmisiones hidráulicas y neumáticas. Neumática.*

EN ISO 12100:2012 Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo. (ISO 12100:2010).

EN ISO 12100-2:2003 *Seguridad de las máquinas. Conceptos básicos, principios generales para el diseño. Parte 2: Principios técnicos (ISO 12100-2:2003).*

EN ISO 13849-1:2016 Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño (ISO 13849-1:2015).

EN ISO 13849-2:2016 *Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 2: Validación (ISO 13849-2:2015)*

UNE-EN ISO 7250-1:2017: Definiciones de las medidas básicas del cuerpo humano para el diseño tecnológico. Parte 1: Definiciones de las medidas del cuerpo y referencias

UNE 1032:1982 Dibujos técnicos. Principios generales de representación.

UNE 1039:1994 Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales.

UNE 1135:1989, Dibujos técnicos. Lista de elementos.

## VI. Apéndices

---

UNE 157001:2014 Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.

UNE-EN ISO 5455:1996, Dibujos técnicos. Escalas.

UNE-EN ISO 80000-1:2014, Magnitudes y unidades. Parte 1 Generalidades.

UNE-EN ISO 80000-4:2014, Magnitudes y unidades. Parte 4 Mecánica



### VI. 4. LISTADO DE FIGURAS

Ilustración 1. Soporte de bicicleta de pie. (fuente: <a href="http://www.decathlon.es">www.decathlon.es</a> ) .....	11
Ilustración 2. Banco de reparación de bicicletas. (fuente: <a href="http://www.ciclimolinari.it">www.ciclimolinari.it</a> ).....	11
Ilustración 3. Diagrama de Gantt.....	16
Ilustración 4. Sujeción de la bicicleta por la horquilla. ....	18
Ilustración 5. Sujeción de bicicleta con sistema de abrazadera. ....	18
Ilustración 6. Opción 2 de la selección de la geometría .....	19
Ilustración 7. Opción 1 de la selección de la geometría .....	19
Ilustración 8. Geometría de la bicicleta. (fuente: <a href="http://www.orbea.com">www.orbea.com</a> ).....	21
Ilustración 9. Distribución de fuerzas cuando la bicicleta esta elevada. (fuente: <a href="http://www.orbea.com">www.orbea.com</a> ).....	22
Ilustración 10. Distribución de fuerzas cuando la bicicleta esta sujeta solo por la horquilla. (Fuente: <a href="http://www.orbea.com">www.orbea.com</a> ) .....	23
Ilustración 11. Fuerzas y medidas del elevador. ....	24
Ilustración 12. Perfiles lateral .....	26
Ilustración 13. Eje central .....	27
Ilustración 14. Eje fijo para la sujeción de los perfiles laterales. ....	29
Ilustración 15. Momento flector en la barra fija .....	29
Ilustración 16. Eje de la rueda.....	31
Ilustración 17. momento flector en el apoyo inferior del cilindro.....	32
Ilustración 18. Estructura de la mesa.....	33
Ilustración 19. Sujeción de la horquilla .....	34
Ilustración 20. Diagrama presión-fuerza. (Festo.com).....	35
Ilustración 21. Diagrama de pandeo. ( <a href="http://www.festo.com">www.festo.com</a> ).....	35

## VI. Apéndices

---

Ilustración 22. Sujeción delantera de la bicicleta .....	36
Ilustración 23. Tensión de la sujeción delantera .....	37
Ilustración 24. Deformación en la sujeción delantera .....	37
Ilustración 25. Sujeción trasera de la bicicelta.....	38
Ilustración 26. Estructura de la mesa.....	39
Ilustración 27. Perfil lateral.....	40
Ilustración 28. Tensión en el perfil lateral.....	41
Ilustración 29. Deformación en el perfil lateral.....	42
Ilustración 30. Eje fijo para la sujeción de barras laterales. ....	42
Ilustración 31. Tensión en Eje fijo para la sujeción de barras laterales .....	43
Ilustración 32. Deformación en eje fijo para la sujeción de barras laterales .....	44
Ilustración 33. Eje largo de la rueda .....	45
Ilustración 34. Tensión Eje largo de la rueda .....	46
Ilustración 35. Deformación en el eje largo de la rueda .....	47
Ilustración 36. Diseño final .....	48

### VI.5. LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Comparativa de propiedades para los diferentes materiales. ....	20
Tabla 2. Resultado de la distribución de fuerzas cuando el banco está elevado. ....	24
Tabla 3.. Resultado de la distribución de fuerzas cuando el banco está en la posición más baja. ....	25
Tabla 4. Perfiles huecos cuadrados.....	26
Tabla 5. Tabla de barras redondas. ....	28
Tabla 6. Comparación de tensión en la sujeción delantera .....	37
Tabla 7. Comparación de resultados de tensión en la sujeción trasera .....	38
Tabla 8. comparación de la tensión en la restructura de la mesa.....	40
Tabla 9. Comparación de la tensión del perfil lateral .....	41
Tabla 10.Comparación de tensión en Eje fijo para la sujeción de barras laterales.....	43
Tabla 11. comparación de tensión en la barra del cilindro .....	45
Tabla 12. Comparación de resultados de tensión en el eje largo de la rueda.....	46
Tabla 13. Tabla de ajuste. ....	49
Tabla 14. Calidad para la obtención de la tolerancia. ....	50
Tabla 15. Tolerancia según calidad en el eje.....	50
Tabla 16.Tolerancia según calidad en el agujero. ....	51
Tabla 17. Tolerancia lineal.....	52
Tabla 18. Gasto en mano de obra.....	54
Tabla 19. Gasto informático .....	55
Tabla 20. Gasto componentes neumáticos.....	55
Tabla 21. Gasto en perfiles y barras.....	56
Tabla 22. Gasto en componentes.....	56

## VI. Apéndices

---

Tabla 23. Gastos indirectos .....	57
-----------------------------------	----

## VI. Apéndices

---