

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**ESCOLA POLITÈCNICA SUPERIOR D'ALCOI**



**UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA**

**CAMPUS D'ALCOI**

**Diseño y estudio técnico de un dispositivo de ayuda para sillas de ruedas de discapacitados**

Trabajo Final de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

**Autor:** Josep Ortiz Sarrió

**Tutor:** Miguel Reig

**Curso académico:** [2017-2018]

# Resumen

---

El presente TFG consiste en la realización del diseño de un dispositivo de ayuda para salvar escalones o aceras con sillas de ruedas para discapacitados.

En este TFG se contempla:

- Estudio y diseño del mecanismo de ayuda para elevación de la silla.
- Diseño del sistema de anclaje a la silla.
- Cálculo y análisis estructural de los componentes del conjunto.
- Estudio de costes y presupuesto de la solución técnica óptima.

El present TFG consistix en la realització del disseny d'un dispositiu d'ajuda per a salvar escalons o voreres amb cadires de rodes per a discapacitats.

En este TFG es contempla:

- Estudi i disseny del mecanisme d'ajuda per a elevació de la cadira.
- Disseny del sistema d'anclatge a la cadira.
- Càlcul i anàlisi estructural dels components del conjunt.
- Estudi de costos i pressupost de la solució tècnica òptima.

This TFG consists in the design of an aid device to save steps or sidewalks with wheelchairs for disabled people.

This TGF includes:

- Study and design of the support mechanism for lifting the chair.
- Design of the anchorage system to the Chair.
- Calculation and structural analysis of the components of the assembly.
- Cost and budget study of the optimal technical solution

**Palabras clave:** SILLA DE RUEDAS, DISPOSITIVO, AYUDA, ESCALONES, DISCAPACITADOS

# Índice

1	Objeto y objetivos del TFG. ....	9
2	Introducción /Historia .....	10
3	Antecedentes o justificación del proyecto .....	13
4	Planteamiento de soluciones alternativas, propuesta de diferentes mecanismos y mejor elección .....	13
4.1	Introducción .....	13
4.2	Mecanismo hidráulico .....	14
4.3	Mecanismo de gato .....	15
4.4	Mecanismo piñón cremallera .....	16
4.5	Elección definitiva .....	16
4.5.1	Tipo 1.....	17
4.5.2	Tipo 2.....	18
5	Funcionamiento del dispositivo.....	20
6	Descripción y justificación detallada de los elementos o componentes de la solución adoptada .....	23
6.1	Motor y batería .....	24
6.1.1	Cálculo del motor .....	24
6.1.2	Propiedades motor .....	26
6.1.3	Agarre del motor .....	29
6.1.4	Propiedades batería .....	30
6.1.5	Agarre de la batería .....	31
6.1.5.1	Proceso de fabricación y material seleccionado.....	32
6.1.5.2	Análisis estático (Simulación peso batería).....	32
6.2	Piñón .....	35
6.2.1	Análisis estático (Simulación compresión).....	38
6.2.2	Análisis estático (Simulación cortadura) .....	42
6.2.3	Cálculos Dinámicos .....	47
6.3	Cremallera .....	50
6.3.1	Proceso de fabricación y material seleccionado .....	51
6.3.2	Modificaciones de la cremallera .....	52
6.3.3	Análisis estático (Simulación compresión).....	54
6.3.4	Análisis estático (Simulación cortadura) .....	56
6.3.5	Cálculos Dinámicos .....	58

6.4	Barra de sujeción .....	59
6.4.1	Proceso de fabricación y material seleccionado .....	61
6.4.2	Análisis estático (Simulación reacción a compresión) .....	62
6.4.3	Análisis estático (Simulación dispositivo en desuso) .....	66
6.5	Barras estabilizadoras.....	69
6.5.1	Proceso de fabricación y material seleccionado .....	70
6.5.2	Análisis estático (Simulación cortadura) .....	71
6.6	Estructura y carcasa.....	73
6.6.1	Estructura .....	73
6.6.1.1	Proceso de fabricación y material seleccionado.....	73
6.6.1.2	Análisis estático (Simulación compresión).....	77
6.6.1.3	Análisis estático (Simulación cortadura).....	79
6.6.1.4	Análisis estático (Simulación dispositivo en desuso).....	81
6.6.2	Carcasa .....	83
6.6.3	Retén .....	84
6.7	Base.....	85
6.7.1	Proceso de fabricación y material seleccionado .....	85
6.7.2	Análisis estático (Simulación compresión).....	87
6.7.3	Análisis estático (Simulación cortadura).....	90
6.8	Conclusión .....	92
7	Presupuesto .....	93
7.1	Elementos fabricados .....	93
7.2	Elementos comprados .....	96
7.3	Conclusión .....	97
8	Planos.....	97
8.1	Dispositivo.....	98
8.2	Brida motor.....	99
8.3	Sujeción batería.....	100
8.4	Piñón.....	101
8.5	Cremallera.....	102
8.6	Base cremallera (pasador).....	103
8.7	Tope cremallera.....	104
8.8	Barra de sujeción.....	105

8.9	Agarre de barra de sujeción.....	106
8.10	Barra estabilizadora.....	107
8.11	Agarre de barra estabilizadora (derecha).....	108
8.12	Agarre de barra estabilizadora (izquierda).....	109
8.13	Estructura.....	110
8.14	Chapa de retén.....	111
8.15	Carcasa elevador.....	112
8.16	Base.....	113
9	Bibliografía .....	114
9.1	Libros.....	114
9.2	Paginas web.....	114

## Índice de figuras

Figura 1 Grabado chino.....	10
Figura 2 Primera silla de ruedas confirmada.....	11
Figura 3 Vehículo autopropulsable de Stephen Farfler.....	11
Figura 4 Silla de ruedas Bath.....	12
Figura 5 Sistema hidráulico básico.....	14
Figura 6 Ejemplo de extensibilidad de sistema hidráulico.....	14
Figura 7 Mecanismo de gato.....	15
Figura 8 Mecanismo piñón cremallera.....	16
Figura 9 Ejemplo tipo 1 mecanismo piñón cremallera (genérico).....	17
Figura 10 Ejemplo tipo 1 mecanismo piñón cremallera (parte baja).....	17
Figura 11 Ejemplo tipo 1 mecanismo piñón cremallera (sujeción).....	17
Figura 12 Ejemplo tipo 2 mecanismo piñón cremallera (genérico).....	18
Figura 13 Ejemplo tipo 2 mecanismo piñón cremallera (genérico desde arriba).....	18
Figura 14 Primera fase (funcionamiento).....	20
Figura 15 Segunda fase (funcionamiento).....	21
Figura 16 Tercera fase (funcionamiento).....	21
Figura 17 Ultima fase (dispositivo en desuso).....	22
Figura 18 Vista del dispositivo en desuso.....	22
Figura 19 Vista de la pestaña manteniendo elevada la barra.....	22
Figura 20 Partes del mecanismo.....	23
Figura 21 Motorreductor.....	24
Figura 22 Silla de ruedas 2D (Calculo estático).....	25
Figura 23 Catalogo motorreductor.....	27
Figura 24 Dibujo motorreductor con medidas.....	28
Figura 25 Dimensiones motorreductor.....	28
Figura 26 Brida del motor.....	29
Figura 27 Tornillos fijando motor y no interfiriendo en piñón ni cremallera.....	29
Figura 28 Batería.....	30
Figura 29 Propiedades de la batería.....	31
Figura 30 Sujeción batería.....	31
Figura 31 Fuerzas producidas por el peso de la batería.....	32

Figura 32 Fijación de la sujeción de batería.....	33
Figura 33 Tensiones en sujeción batería.....	33
Figura 34 Desplazamiento en sujeción de la batería.....	34
Figura 35 Factor de seguridad en sujeción batería.....	34
Figura 36 Piñón.....	35
Figura 37 Imagen catálogo piñón.....	35
Figura 38 Catálogo piñón.....	36
Figura 39 Anillas segeer fijando el piñón al eje.....	36
Figura 40 Catalogo anillos segeer.....	37
Figura 41 Fuerza de compresión (Simulación compresión).....	38
Figura 42 Base fija (simulación compresión).....	39
Figura 43 Control deslizante (simulación compresión).....	39
Figura 44 Tensión piñón (compresión).....	40
Figura 45 Desplazamiento piñón (compresión).....	41
Figura 46 Factor seguridad piñón.....	41
Figura 47 Fuerzas de cortadura (simulación cortadura).....	42
Figura 48 Fijación agarres barras de sujeción (simulación cortadura).....	43
Figura 49 Fijación base (Simulación cortadura).....	43
Figura 50 Caso desfavorable a cortadura.....	44
Figura 51 Tensión piñón (cortadura).....	45
Figura 52 Desplazamiento en piñón (cortadura).....	45
Figura 53 Factor de seguridad del piñón.....	46
Figura 54 Calculo dinámico parte 1.....	47
Figura 55 Calculo dinámico parte 2.....	47
Figura 56 Cremallera.....	50
Figura 57 Tope cremallera.....	50
Figura 58 Base cremallera.....	50
Figura 59 Dibujo cremallera.....	51
Figura 60 Catalogo cremallera.....	51
Figura 61 Modificación base cremallera.....	52
Figura 62 Agujero en cara cremallera.....	53
Figura 63 Agujero en parte lateral de la cremallera.....	53

Figura 64 Tensión cremallera (compresión).....	54
Figura 65 Desplazamiento cremallera (compresión).....	55
Figura 66 Factor seguridad cremallera (compresión).....	55
Figura 67 Tensión cremallera (cortadura).....	56
Figura 68 Desplazamiento en cremallera (cortadura).....	57
Figura 69 Factor de seguridad cremallera (cortadura).....	57
Figura 70 Calculo dinámico parte 1.....	58
Figura 71 Calculo dinámico parte 2.....	58
Figura 72 Barra de sujeción con sus agarres.....	59
Figura 73 Agarre de barra de sujeción.....	59
Figura 74 Pestaña de barra de sujeción.....	59
Figura 75 Barra de sujeción sujeta a la silla de ruedas.....	60
Figura 76 Agarres de barra de sujeción con sus tornillos.....	61
Figura 77 Fijación barras silla de ruedas.....	62
Figura 78 Fuerzas de reacción producidas en barra de sujeción.....	63
Figura 79 Tensiones en barra de sujeción (compresión).....	64
Figura 80 Tensiones en barra de sujeción (compresión).....	65
Figura 81 Factor de seguridad en barra de sujeción (compresión).....	65
Figura 82 Fuerzas producidas por el peso del dispositivo.....	66
Figura 83 Fijación barras de sujeción.....	66
Figura 84 Tensiones en barra de sujeción (en desuso).....	67
Figura 85 Desplazamiento en barra de sujeción (en desuso).....	67
Figura 86 Factor de seguridad en barra de sujeción (en desuso).....	68
Figura 87 Barras estabilizadoras con sus agarres.....	69
Figura 88 Agarre barra estabilizadora.....	69
Figura 89 Agujero en barra estabilizadora.....	69
Figura 90 Agarre de la barra estabilizadora con sus tornillos.....	70
Figura 91 Agujero para agarre.....	70
Figura 92 Agujero para unir con estructura.....	70
Figura 93 Tensiones en barras estabilizadoras y agarre.....	71
Figura 94 Desplazamiento en barras estabilizadoras y agarre.....	72
Figura 95 Factor de seguridad en barras estabilizadoras y agarre.....	72



Figura 96 Estructura/barra.....	73
Figura 97 Agujeros para unir las dos partes de la estructura y para fijar carcasa.....	74
Figura 98 Agujeros para fijar motor.....	74
Figura 99 Agujero para fijar barras estabilizadoras.....	75
Figura 100 Ranura de la estructura para cremallera.....	75
Figura 101 Agujero para unir a barra de sujeción.....	76
Figura 102 Tope físico para cremallera.....	76
Figura 103 Tensiones estructura (compresión).....	77
Figura 104 Desplazamiento en estructura (compresión).....	78
Figura 105 Factor de seguridad en estructura (compresión).....	78
Figura 106 Tensiones estructura (cortadura).....	79
Figura 107 Desplazamiento en estructura (cortadura).....	79
Figura 108 Factor de seguridad en estructura (cortadura).....	80
Figura 109 Tensiones en estructura (en desuso).....	81
Figura 110 Desplazamiento en estructura (en desuso).....	82
Figura 111 Factor de seguridad en estructura (en desuso).....	82
Figura 112 Carcasa.....	83
Figura 113 Zona de carcasa donde hay que soldar.....	83
Figura 114 Retén fijado mediante la chapa.....	84
Figura 115 Base.....	85
Figura 116 Asa de base.....	86
Figura 117 Tensión base (compresión).....	87
Figura 118 Desplazamiento base (compresión).....	88
Figura 119 Seguridad base (compresión).....	88
Figura 120 Tabla Factores de carga recomendados según situación.....	89
Figura 121 Tensión base (cortadura).....	90
Figura 122 Desplazamiento base (cortadura).....	91
Figura 123 Factor de seguridad (cortadura).....	91
Figura 124 Tabla coste de mecanizado.....	94

# 1 Objeto y objetivos del TFG.

-Objetivo de trabajo:

Diseñar un mecanismo el cual facilite la superación de obstáculos básicos a una persona la cual necesite desplazarse a partir de una silla de ruedas mecánica.

-Objetivo tecnológico:

Conseguir que el mecanismo sea:

1 Lo más ligero posible para evitar que la persona que lo use encuentre dificultades al desplazarse con la silla de ruedas como por ejemplo que tenga que hacer mucha más fuerza de lo normal para poder desplazarse debido a un exceso de peso.

2 Lo más pequeño posible, para que el sistema moleste lo mínimo y por ejemplo la persona al ir con la silla de ruedas y pretender girar el mecanismo no choque contra algún objeto, persona, etc.

3 Lo más sencillo de usar para que la persona no encuentre dificultades para utilizarlo.

4 Y lo más importante, que el mecanismo se adapte y acople correctamente y de forma segura a la mayor cantidad de modelos de sillas de ruedas mecánicas (ya que hay una cantidad grande de modelos de silla de ruedas).

-Objetivo comercial:

Encontrar el diseño más económico posible para conseguir que sea un producto fácil de adquirir para la gente que lo necesite.

## 2 Introducción /Historia

A lo largo de la historia siempre ha habido gente que, ya sea por un accidente o de nacimiento, han tenido problemas para poder desplazarse, problemas desde tener dificultad al andar e ir cojeando a simplemente no poder mover las piernas. Antes para la gente con ese estado vivir el día a día era muy complicado porque apenas había medios para poder desplazarse teniendo ese problema o los medios no eran adecuados, a parte las calles no estaban diseñadas para este tipo de personas por lo que vivir el día a día era bastante complicado. De todas formas, por el tiempo la tecnología ha ido avanzando y mejorando la condición de vida de la gente discapacitada.

Respecto a las sillas de ruedas, un medio el cual siempre ha ayudado a desplazarse a las personas incapaces de caminar, se cree que el primer intento de diseñar y crear una silla de ruedas fue alrededor del año 4000 AC, pero la primera representación gráfica que se puede observar de una silla de ruedas fue en el año 525 AC en la figura 1 se puede observar un grabado chino en el cual hay una persona sentada en un sillón con 3 ruedas destinado a ser impulsado por otra persona.



Figura 1 Grabado chino

Más adelante en el siglo III DC los chinos inventaron la carretilla, la cual usaban para transportar a la gente enferma.

Y fue en el año 1595 DC cuando se creó la primera silla de ruedas la cual, está confirmado, que estaba pensada para transportar a una persona y fue diseñada para el monarca Felipe II por un inventor del cual no se sabe su nombre.



Figura 2 Primera silla de ruedas confirmada.

Luego en el año 1665 Stephen Farfler un relojero alemán de aproximadamente 22 años inventó un vehículo autopropulsable el cual funcionaba manualmente (ver figura 3).



Figura 3 Vehículo autopropulsable de Stephen Farfler.

A partir del año 1783 es cuando ya oficialmente aparecieron las sillas "Bath" (figura 4).

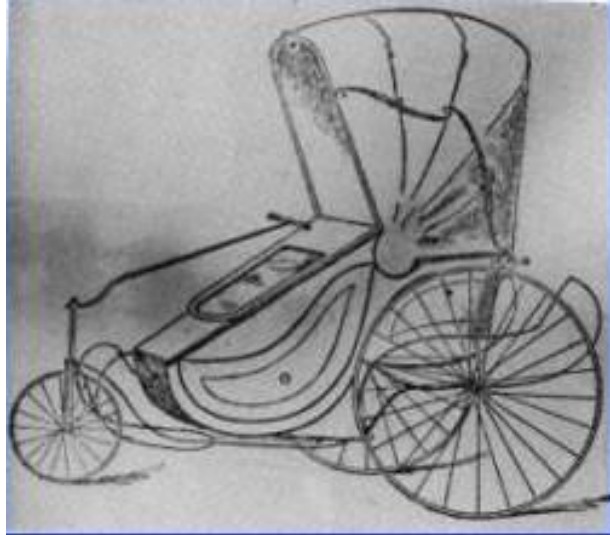


Figura 4 Silla de ruedas Bath.

las cuales se fabricaban específicamente para la gente discapacitada, el problema es que eran bastante incómodas y necesitaban muchas mejoras, pero por el tiempo han ido avanzando y mejorándose hasta llegar a las sillas de ruedas que existen actualmente.

Actualmente la tecnología ha avanzado muchísimo y la calle se ha adaptado para facilitar el desplazamiento de todos, por desgracia aún no se ha avanzado lo suficiente, a parte, a pesar de que las ciudades se han adaptado más para que la gente con movilidad reducida tenga más facilidad para acceder a los lugares aún no está todo lo suficientemente adaptado, por eso se necesita investigar más en la forma de superar los obstáculos para que estas zonas no adaptadas dejen de ser un problema.

### 3 Antecedentes o justificación del proyecto

Como se ha comentado antes en la introducción, a pesar de que se haya avanzado bastante en el campo de la tecnología para la gente discapacitada, todavía queda mucho más que investigar ya que por ejemplo hay veces que una persona que se desplaza por la calle por un simple obstáculo como un bordillo debe cambiar de destino.

Hoy en día, irónicamente, los obstáculos más simples son los que suelen dificultar más el desplazamiento debido a que las zonas más complejas que requieren de subir escaleras, por ejemplo, suelen estar bien adaptadas (hay rampas, ascensores, etc.), por lo tanto, es necesario indagar en el campo de los obstáculos más simples y es en esto en lo que se va a centrar el proyecto.

### 4 Planteamiento de soluciones alternativas, propuesta de diferentes mecanismos y mejor elección

#### 4.1 Introducción

Para encontrar el mecanismo adecuado con el cual sortear un obstáculo básico se han tenido en cuenta varias cosas:

- Primero que el mecanismo tiene que ser capaz de elevar alrededor de 100 Kg
- Otra cosa que se ha tenido en cuenta es que el mecanismo tendría que adaptarse a una silla de ruedas mecánica convencional.
- También, por razones obvias, este mecanismo tiene que tener una capacidad extensible para poder plegarse lo máximo y de esta manera molestar lo mínimo u ocupar el mínimo espacio posible para así evitar molestar.
- Finalmente este mecanismo deberá ser capaz de mover la silla, una vez apoyadas las ruedas pequeñas en la altura e inclinada, en las direcciones X e Y ya que primero tendría que elevarse hacia arriba y posteriormente empujar la silla de ruedas hacia delante (más o menos tendría que empujar diagonalmente) por lo tanto no valdría un movimiento rectilíneo.

## 4.2 Mecanismo hidráulico

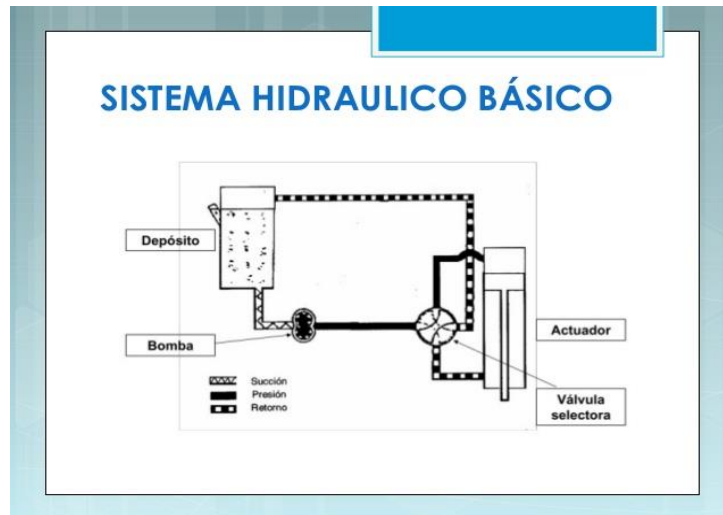


Figura 5 Sistema hidráulico básico.

La primera idea planteada ha sido un sistema hidráulico debido a varios motivos:

El primer motivo es la fuerza que puede llegar a hacer un sistema de este tipo el cual garantizaría que se levantara el peso propuesto (hasta 100Kg) a parte si se fabricara un sistema de este tipo se podría conseguir una gran capacidad extensible lo cual permitiría molestar lo mínimo a la persona que lo utiliza y ocultarlo debajo de la silla cuando no hiciera falta, en la siguiente figura se puede contemplar un ejemplo de esta extensibilidad y libertad que daría un sistema de este tipo.



Figura 6 Ejemplo de extensibilidad de sistema hidráulico.

A pesar de que cumpliría estos requisitos tan importantes incumpliría otros también muy importantes.

El primero es que un sistema de este tipo sería bastante pesado por lo que podría dificultar la movilidad de la propia persona que acoplara este accesorio a la silla de ruedas e irónicamente

se estaría consiguiendo lo contrario de lo que se quiere conseguir que es mejorar y facilitar la movilidad. La segunda pega es que este sistema al ser más complejo encarecería el producto y por lo tanto ya no sería tan asequible y alcanzable para todo el público y finalmente, el sistema podría llegar a ser demasiado grande y complejo y se necesita un tipo de mecanismo más simple y pequeño el cual quepa en la silla de ruedas, por estas razones se descarta cualquier tipo de sistema hidráulico.

### 4.3 Mecanismo de gato

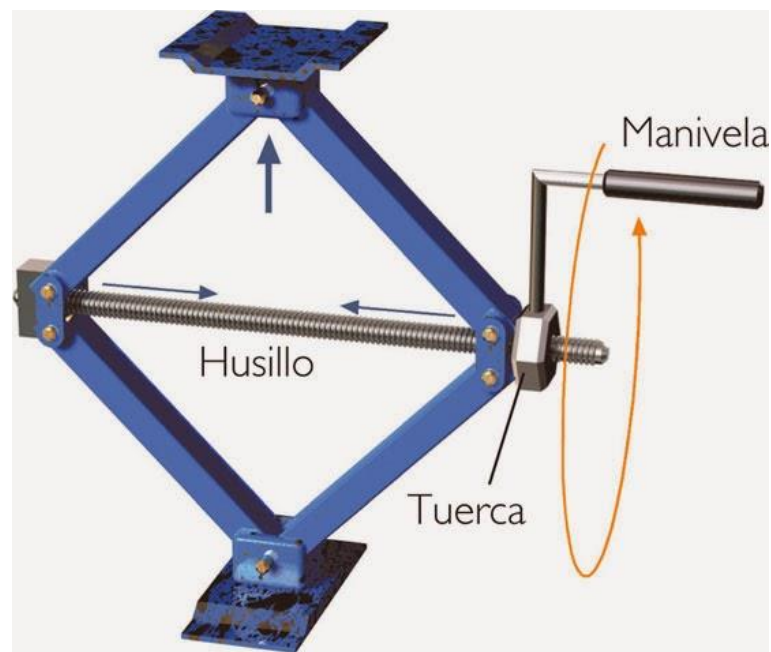


Figura 7 Mecanismo de gato.

Otra propuesta ha sido un sistema el cual funcionara a partir de un gato, la parte buena de este sistema es la simplicidad y lo económico que puede llegar a ser, ya que simplemente se necesitaría un gato con las dimensiones adecuadas, un motor, batería y otros elementos más que permitieran acoplar el mecanismo a la silla, a parte es un sistema perfectamente extensible el cual se podría ocultar o extender cuando hiciera falta permitiendo molestar lo mínimo.

El problema más básico y claro es que un gato tiene un movimiento rectilíneo, aparte si se utilizara para elevar una silla de ruedas esta se elevaría demasiado lentamente y lo que interesa es que se eleve en poco tiempo (entre 2 y 4 segundos) por lo tanto se descarta cualquier tipo de mecanismo que funcione con un gato.



#### 4.4 Mecanismo piñón cremallera

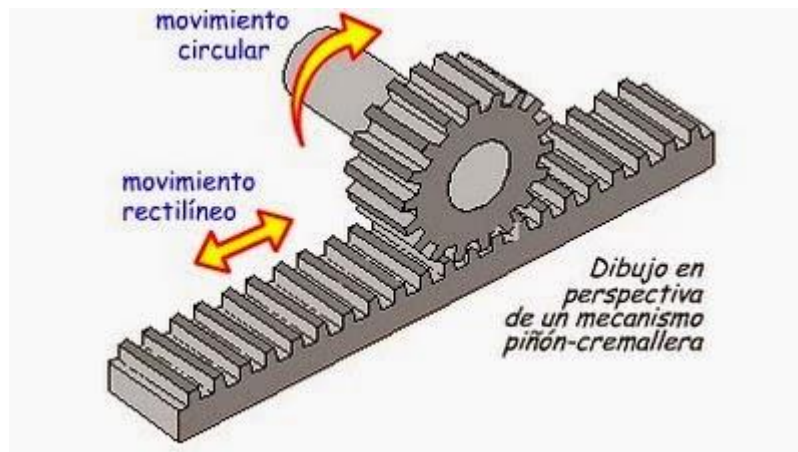


Figura 8 Mecanismo piñón cremallera.

Finalmente, la última idea ha sido la de usar un mecanismo el cual funcione con un piñón y cremallera.

La parte buena de un sistema que funcionara con este mecanismo es que también es un mecanismo bastante simple y económico por lo que se podría conseguir hacer bastante asequible, a parte cumple con casi todos los requisitos marcados que son, que sea ligero, que sea pequeño y que se adapte a la silla de ruedas. El único inconveniente de este mecanismo es que no tiene una extensibilidad tan buena como la de los dos anteriores, pero si lo suficientemente buena como para molestar lo mínimo.

Por estos motivos se elige el mecanismo piñón cremallera para el proyecto.

Una vez elegido el tipo de mecanismo que se va a usar se ha pensado en diversas formas de plantearlo.

#### 4.5 Elección definitiva

En las siguientes páginas se van a mostrar los dos tipos que se han planteado y finalmente cual se ha acabado eligiendo y las razones de porque se ha elegido.

#### 4.5.1 Tipo 1

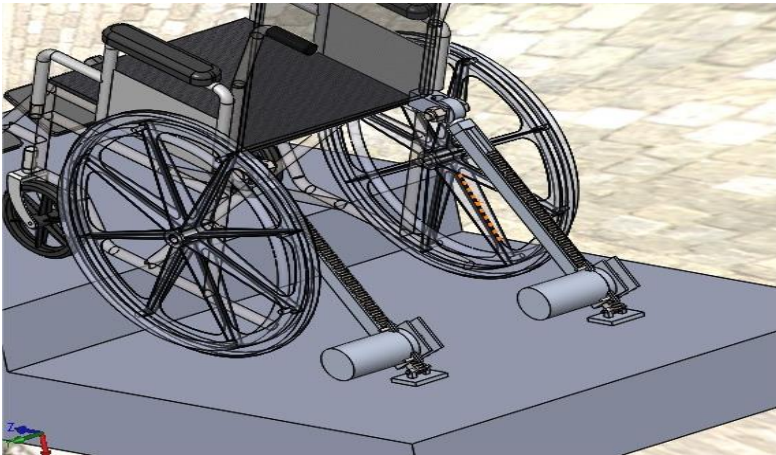


Figura 9 Ejemplo tipo 1 mecanismo piñón cremallera (genérico).

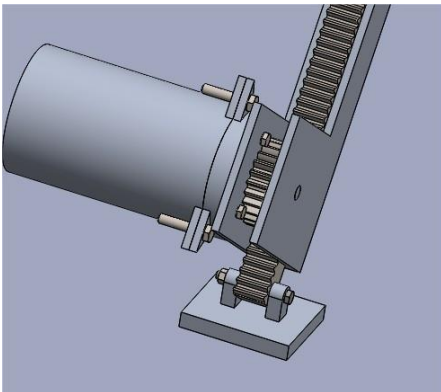


Figura 10 Ejemplo tipo 1 mecanismo piñón cremallera (parte baja).

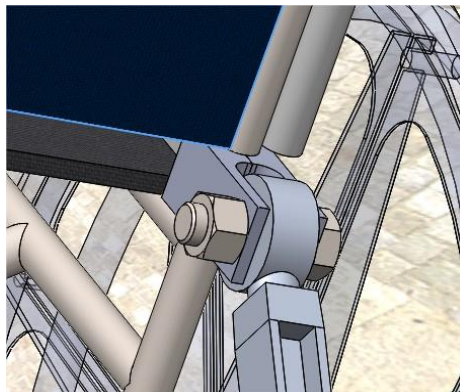


Figura 11 Ejemplo tipo 1 mecanismo piñón cremallera (sujeción).

El primer tipo planteado se puede ver en las figuras 9, 10 y 11 en las cuales se muestra un prediseño de dos estructuras montadas a cada parte de la silla, cada barra tendría su piñón, cremallera y motor el cual transmitiría la potencia al piñón y este piñón a la cremallera permitiendo elevar la silla sin ningún problema. La parte positiva de este tipo es la estabilidad que se le va a dar ya que al tener 2 barras simétricas e iguales esto va a asegurar que en ningún momento la silla se vaya de lado, aparte al estar repartido el peso esto va a asegurar que las dos estructuras tengan que resistir menos carga y por lo tanto se puede hacer una estructura más fina, finalmente la última ventaja de esto es que al estar repartidas las cargas se va a necesitar de un motor más pequeño y por lo tanto menos pesado y menos caro.

El contra es muy obvio, a pesar de la extrema estabilidad que da este tipo el problema es que todo está duplicado, doble de barras supone el doble de peso, el doble de caro y por supuesto más molesto por lo tanto puede ser conveniente considerar otro tipo de modelo el cual se base en el mismo mecanismo.

#### 4.5.2 Tipo 2

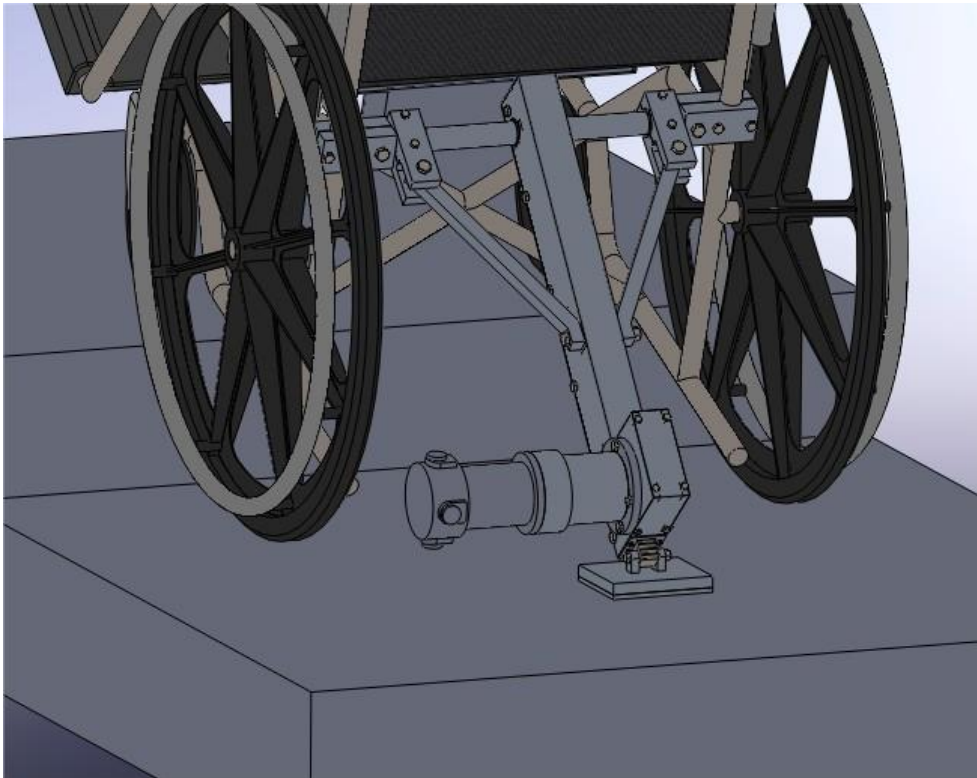


Figura 12 Ejemplo tipo 2 mecanismo piñón cremallera (genérico).

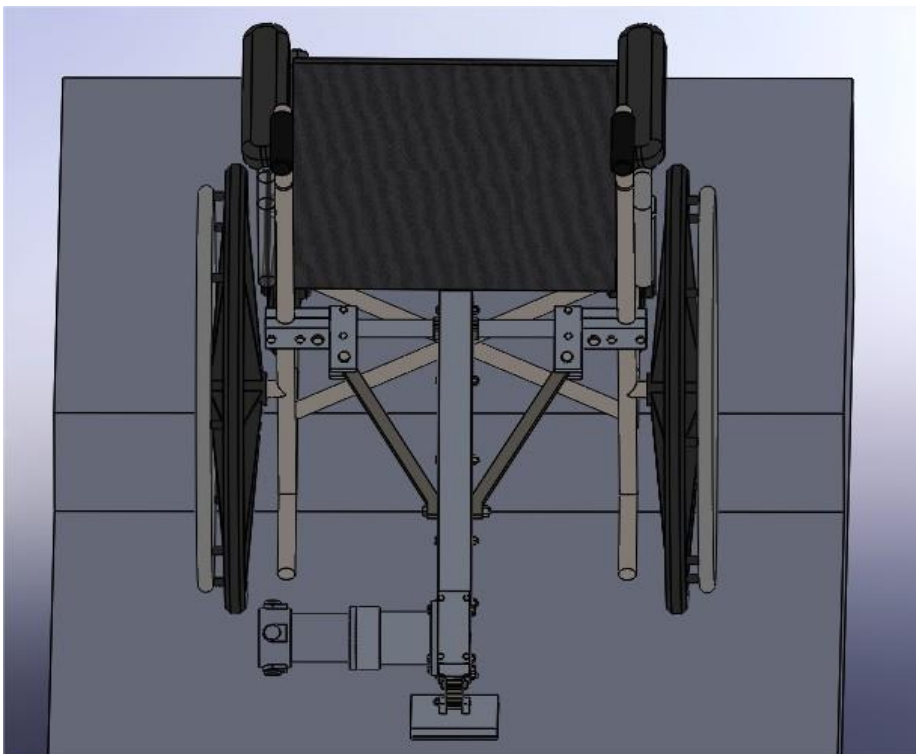


Figura 13 Ejemplo tipo 2 mecanismo piñón cremallera (genérico desde arriba).

El segundo tipo planteado se puede ver en las figuras 12 y 13, en las cuales se muestra un diseño más elaborado del mismo sistema diseñado de forma diferente. En este caso se puede observar una barra de sujeción a la cual este acoplado el mecanismo piñón y cremallera y en este caso solo hay una barra en vez de dos, con una base más grande y un motor ligeramente más grande y más potente a parte hay dos barras estabilizadoras la cuales se encargan de sujetar la estructura por los lados para darle la estabilidad que le hace falta.

La parte positiva de este tipo es que tiene todos los pros que tenía el anterior sin los contras ya que a pesar de solo tener una sola barra sigue teniendo una enorme estabilidad debido a la base aumentada y las dos barras estabilizadoras y al haber solo un motor y una sola barra disminuye bastante el peso, debido a este motivo se escoge el tipo 2 para el proyecto.

## 5 Funcionamiento del dispositivo

En este apartado se va a realizar una breve descripción de cómo funciona el dispositivo.

El dispositivo funciona de la siguiente manera:

Una persona con silla de ruedas la cual lleva incorporada este mecanismo en su silla de ruedas se encuentra con un obstáculo el cual es un bordillo de por ejemplo 15 cm. Entre 1 cm y 8 cm no hay problema para subir un bordillo, pero a partir de 9 la cosa se complica. Para subir mediante este dispositivo lo que habría que hacer es apoyar las ruedas pequeñas en el bordillo (cosa no muy complicada), entonces simultáneamente se apoyaría la barra del dispositivo en el suelo quedándose una situación como esta:

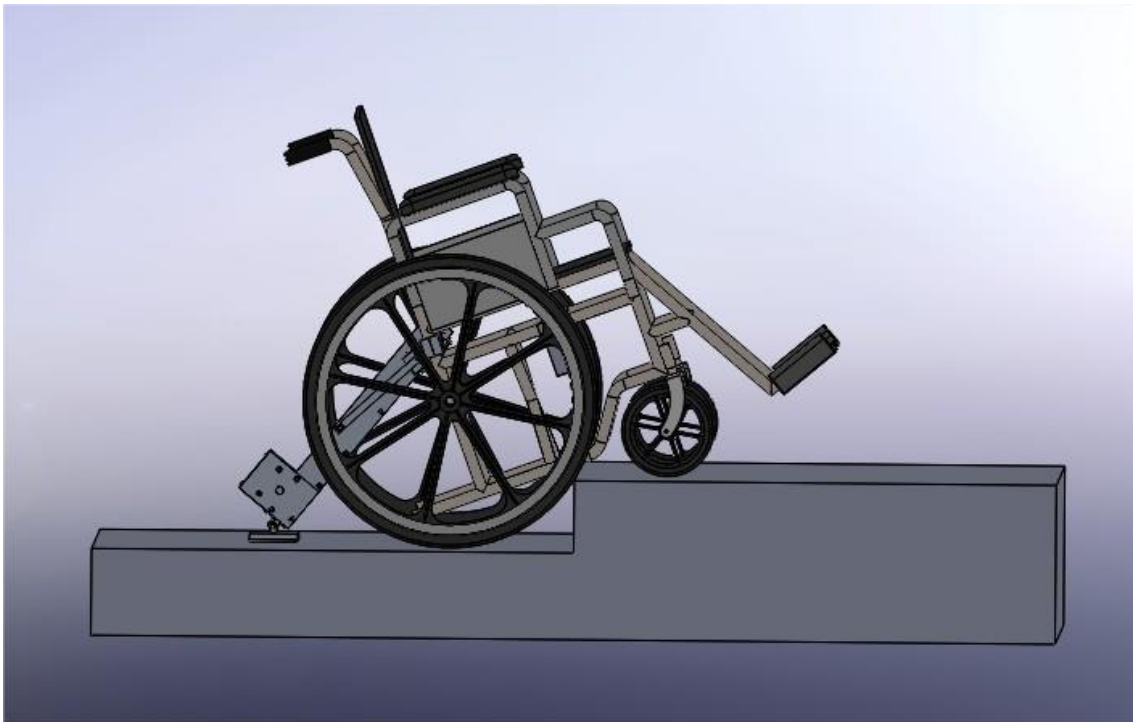


Figura 14 Primera fase (funcionamiento).

Una vez hecho se debe usar el mando para accionar el motor de CC i así este eleva la silla de ruedas hasta arriba:

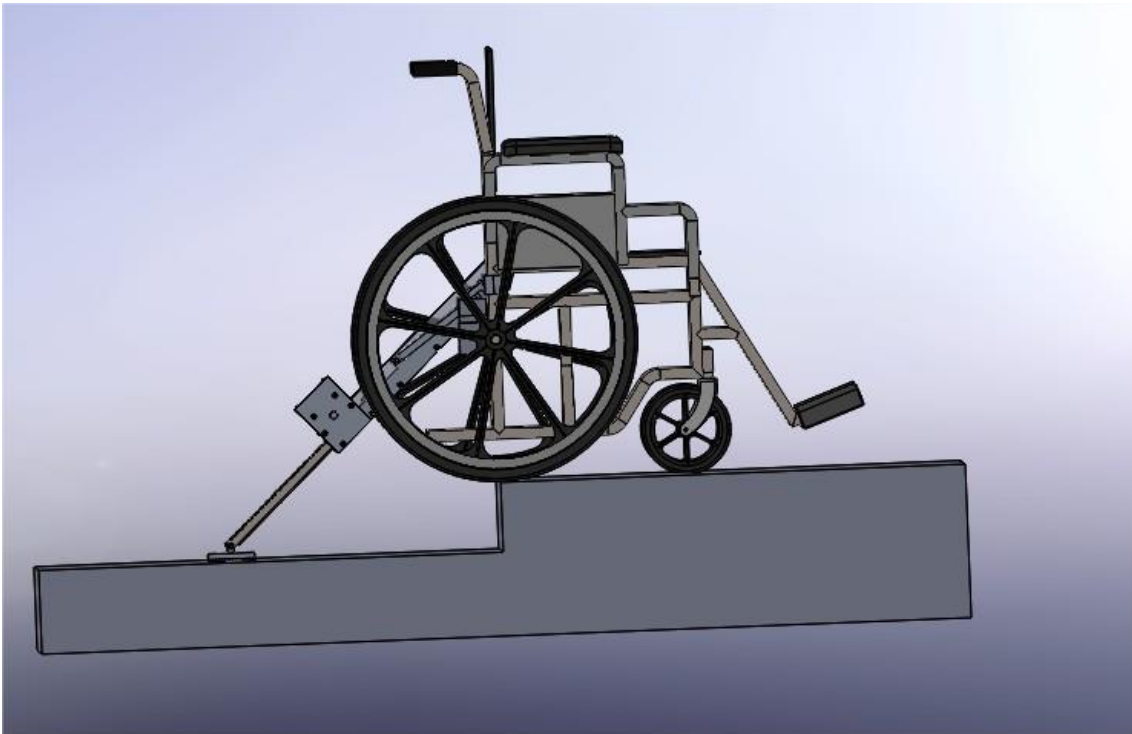


Figura 15 Segunda fase (funcionamiento).

Una vez subido al bordillo se vuelve a usar el mando para recoger la cremallera:

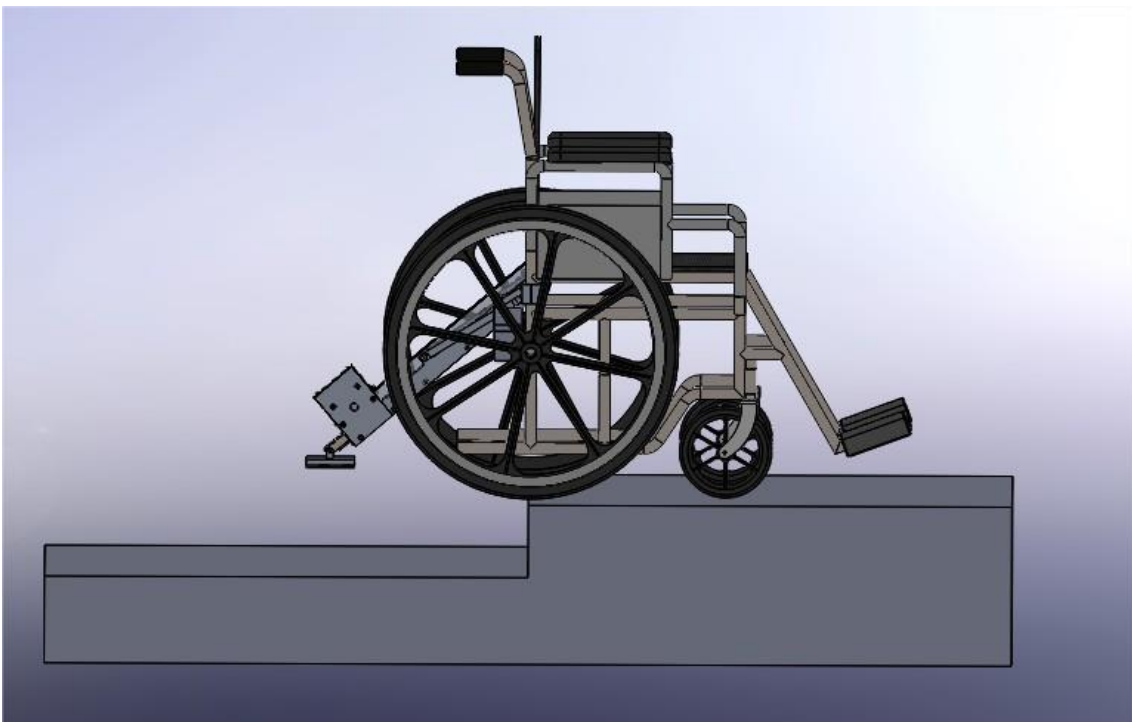


Figura 16 Tercera fase (funcionamiento).

Mientras no se use el dispositivo este permanecerá elevado gracias al diseño el cual lleva una pestaña mecanizada incorporada a la barra de sujeción la cual se adapta a la geometría de la barra, de esta manera el mecanismo molestará lo mínimo mientras no esté en uso:

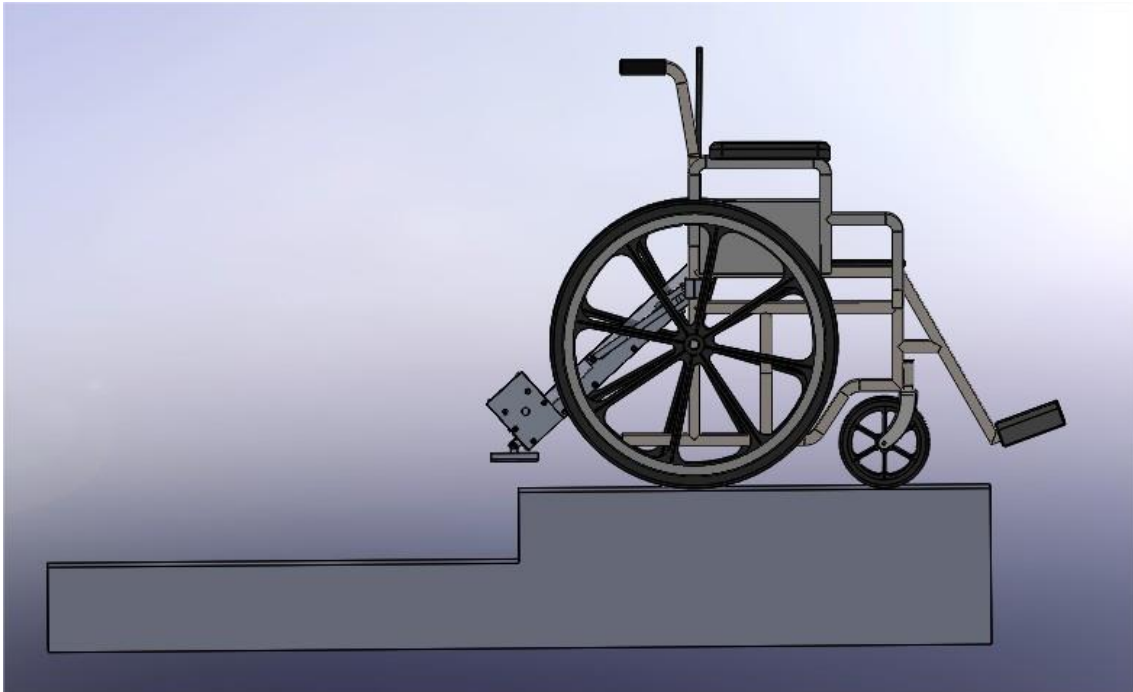


Figura 17 Última fase (dispositivo en desuso).

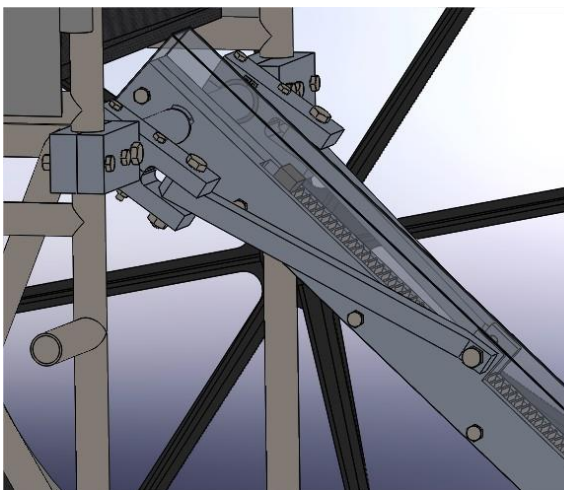


Figura 18 Vista del dispositivo en desuso.

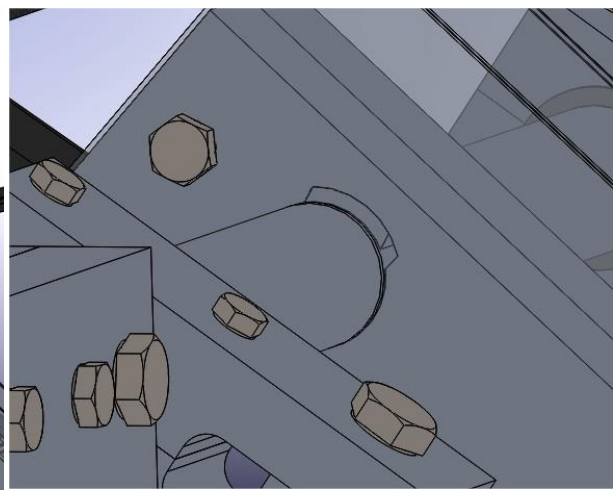


Figura 19 Vista de la pestaña manteniendo elevada la barra.

## 6 Descripción y justificación detallada de los elementos o componentes de la solución adoptada

En este apartado se va a describir cada componente del diseño, método de fabricación para conseguir este componente o pieza, material seleccionado (comentando porque se ha seleccionado ese material y mostrando un análisis o simulación que demuestre que ese material soportará las tensiones que recibirá) y en el caso de que se compre, se comentará las propiedades del componente

En la siguiente figura se puede observar en que partes se divide el proyecto.

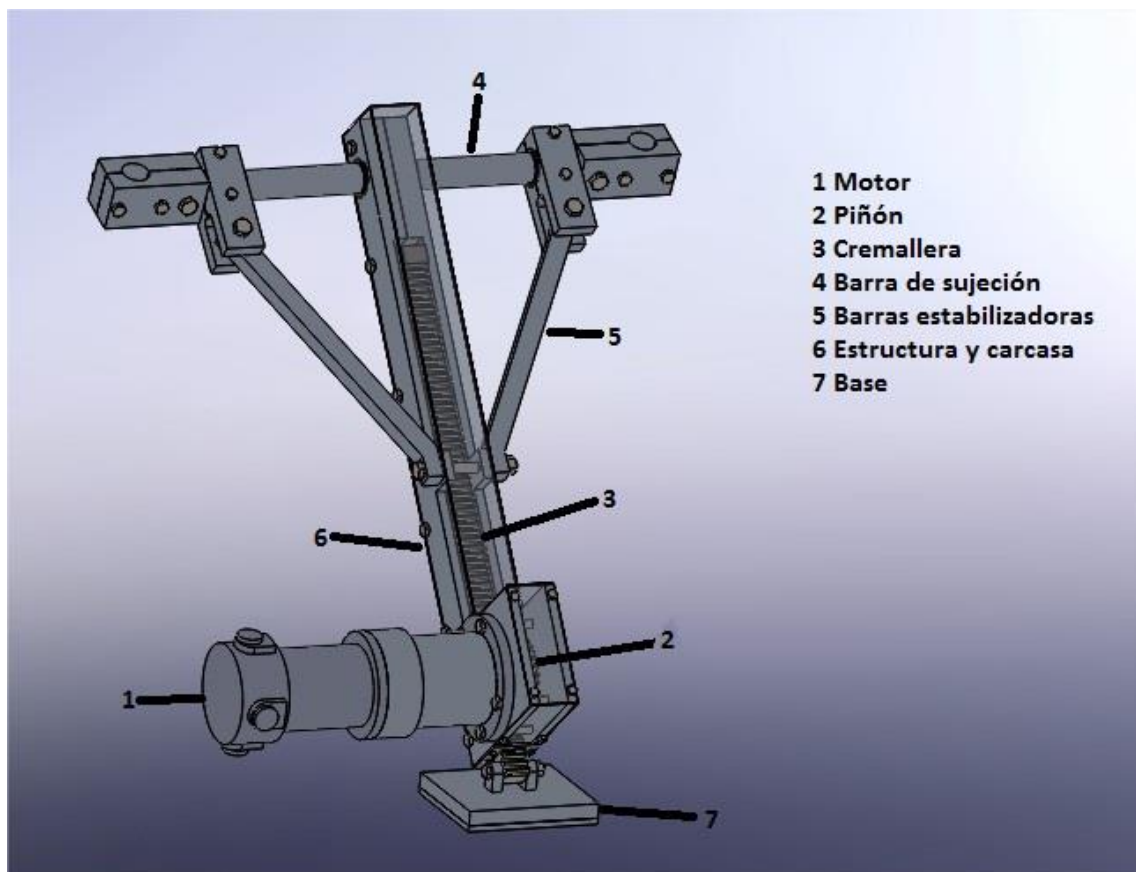


Figura 20 Partes del mecanismo.

(Comentar que la batería, no aparece en esta imagen, pero realmente estará enganchada debajo de la silla de ruedas, esto se verá más claro en el apartado “Motor y batería”).



## 6.1 Motor y batería

De lo primero que se va a hablar es del elemento que accionara el mecanismo que va a ser el motor.

### 6.1.1 Calculo del motor



Figura 21 Motorreductor.

Para elegir el motor necesario lo primero que hay que hacer es calcular la potencia que se necesitará. Pero antes de nada habrá que calcular la fuerza que va a tener que levantar el motor para así posteriormente poder averiguar la potencia necesaria.

Se sabe que en la silla de ruedas habrá un peso máximo de 100 kg, pero para saber exactamente la compresión que tendrá que soportar la barra (y por lo tanto el peso que tendrá que levantar el motor) se hará un cálculo estático en el que a partir de un dibujo en 2D, donde estarán todos los datos necesarios para el cálculo como distancias fuerzas y ángulos de la silla de ruedas, se calcularan las fuerzas en X, Y y lo momentos que se produzcan:

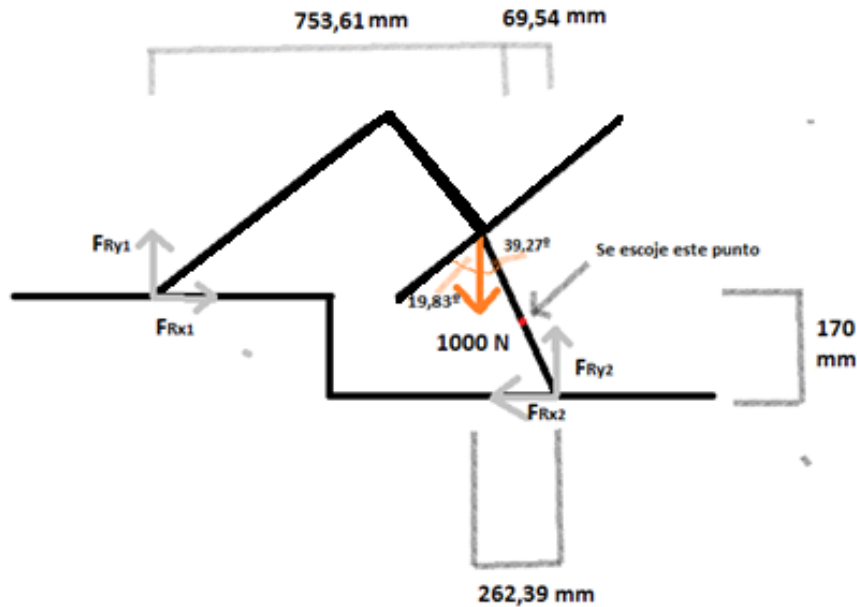


Figura 22 Silla de ruedas 2D (Calculo estático).

En esta imagen en 2 dimensiones se observa la silla de ruedas apoyada con la barra en el suelo. Como hay que pensar en el peor de los casos para estar en el lado de la seguridad, este cálculo se está realizando considerando un peso máximo de 1000 N (100Kg), una altura de 170 mm que sería la altura máxima que este accesorio podría asumir y sin considerar el apoyo de la rueda grande.

A continuación, se mostrará el cálculo realizado basándose en la imagen mostrada:

$$\sum F_x = 0$$

$$FR_{x1} - FR_{x2} = 0 \rightarrow FR_{x1} = FR_{x2}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$FR_{y1} + FR_{y2} = 1000N \rightarrow FR_{y1} = -FR_{y2} + 1000 \rightarrow FR_{y1} = -596,75 + 1000 = 403,24 N$$

$\sum M = 0$  (Para el cálculo del momento, se escogerá el punto rojo que se observa en la imagen)

$$FR_{x1} * 85 - FR_{y2} * 85 - FR_{y1} * 753,61 + 1000 * 262,39 + FR_{y2} * 69,54 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow -(-FR_{y2} + 1000) * 753,61 + 1000 * 262,39 + FR_{y2} * 69,54 = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow FR_{y2} * 753,61 + FR_{y2} * 69,54 = 753610 - 262390 \rightarrow FR_{y2} * 823,15 = 491220 \rightarrow$$

$$\rightarrow FR_{y2} = \frac{491220}{823,15} = 596,75 N$$

Una vez calculado  $FR_{y2}$  se puede averiguar  $FR_2$  por trigonometría que sería el resultado final, la compresión que debería soportar la barra:

$$\cos 39,27 = \frac{596,75}{FR_2} \rightarrow \frac{596,75}{\cos 39,27} = 769,53 N$$

Es decir, redondeando, la barra tendrá que soportar una compresión de 770 N.

Por lo tanto, el motor tendrá que levantar una fuerza de 770 N.

A continuación, se mostrarán los datos que se tienen para calcular la potencia necesaria:

-F= 770 N (fuerza que tendrá que levantar el motor).

-T= 2,5 (se quiere que la silla suba en 2,5 segundos).

-D= 0,40 m (esta distancia es la carrera, la que el piñón tendrá que recorrer).

Trabajo=  $770 \cdot 0,40 = 300$  J

Potencia=  $300/2,5 = 120$  W

Seguridad=  $120 \cdot 1,2 = 144$  W

Aunque el cálculo haya dado 145 W hay que considerar otros factores, el motor va a necesitar un par de al menos 23,1 Nm (cálculo obtenido mediante KissSoft véase figura 55) para poder levantar los 100 Kg, si se escogiera una potencia de 145 W el problema sería que se necesitaría una reducción muy grande para que con esta potencia el motor pudiera levantar la silla de rueda, esto se traduce en un reductor mucho más largo y grande de lo normal, más caro y sobre todo en que al reducir los rpm eso significa que la velocidad de subida sería muy lenta, por lo tanto, gracias a esto se sabe que el motor como mínimo tendría que tener 145 W, pero para evitar problemas y estar del lado de la seguridad se escogerá un motorreductor de 250 W.

### 6.1.2 Propiedades motor

Después de los cálculos realizados ya se sabe el tipo de motor que se va a necesitar, a continuación, se van a mostrar las propiedades del motor:

Se necesitará un motor con las siguientes características:

-24V

-Corriente continua

-Dimensión del eje: L=40 mm D=16 mm

-Material del eje: acero

-Potencia: 250w

-Par: 23,1 Nm (Véase figura 55)

Voltios= 24 V

-Agarre: Un agarre que se adapte al mecanismo y no interfiera en el piñón o cremallera.

Este motorreductor se adquiriría de la empresa Transtecno la cual se encarga de hacer motores. En la imagen se puede ver el máximo y mínimo de potencia y de par que puede llegar a tener un motor de esta empresa. En este caso se necesitará un motor de 250 W y con un par de 23,1 Nm.

En el catálogo se pueden observar sus diferentes potencias i pares:

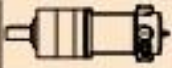
$P_1$ [W]	$n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	$M_2$ [Nm]	sf	i		Versione motore Motor version
<b>250</b>						
(3000 min <sup>-1</sup> )	59	28	1.8	50.89	NDP180/623	120/240
	51	33	1.5	58.85		120/240
	44	38	1.3	68.06		120/240
	42	40	1.3	71.16		120/240
	38	44	1.1	78.71		120/240
	32	52	1.0	92.70		120/240
	32	53	0.9	95.17		120/240
	30	56	0.9	99.50		120/240
	28	60	0.8	107.20		120/240
	26	64	0.8	115.07		120/240
	24	69	0.7	123.97		120/240
	23	71	0.7	129.62		120/240
	22	71	0.7	139.13		120/240
	20	71	0.7	149.90		120/240
	18	71	0.7	168.84		120/240
	17	71	0.7	181.24		120/240
	15	71	0.7	195.26		120/240
	13	71	0.7	236.09	120/240	
	9.8	71	0.7	307.54	120/240	
	579	3	4.2	5.18	NDP180/721	120/240
	444	4	3.2	6.75		120/240
	156	12	3.6	19.20	NDP180/722	120/240
	135	13	3.2	22.20		120/240
	120	15	2.8	25.01		120/240
	112	16	2.6	26.85		120/240
	104	17	2.4	28.93		120/240
	86	21	2.0	34.97		120/240
	66	27	1.5	45.56		120/240

Figura 23 Catalogo motorreductor.

Se escogerá el motor con 250 W i 27 Nm de par y con esto se podrá asegurar que el motor levantará los 100 Kg de sobra.

A continuación, se mostrarán las dimensiones del motor:

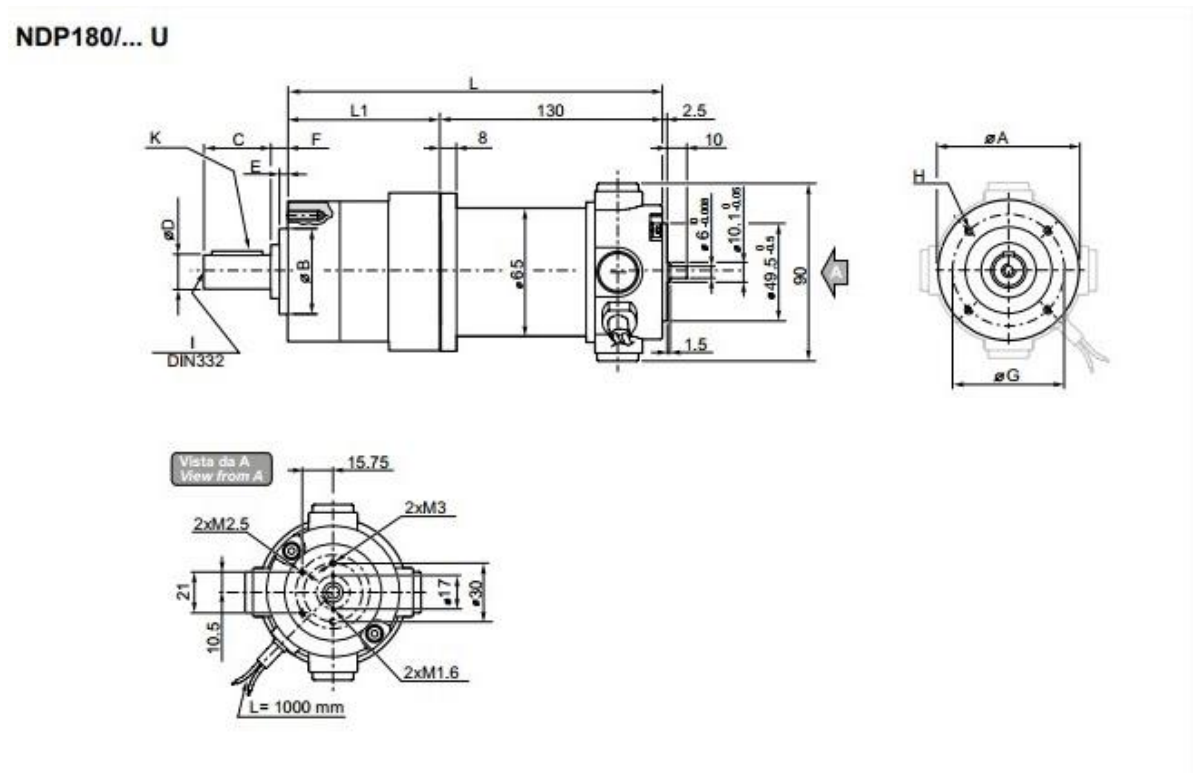


Figura 24 Dibujo motorreductor con medidas.

Tipo Type	Numero di stadi Stages number	Dimensioni / Dimensions											
		L1	L	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K
NDP180/52	1	74	204	52	32 h8	20.8	12 h7	3	4.2	40	M5x10	M4x10	4x4x16
	2	88	218										
	3	102	232										
NDP180/62	1	74	204	62	40 j7	30	14 h7	5	9	52	M5x10	M5x12	5x5x18
	2	90	220										
	3	106	236										
NDP180/72	1	83.4	213.4	72	45 j7	40	16 h7	5	9	60	M5x10	M5x12	5x5x20
	2	103	233										
	3	122.6	252.6										

Figura 25 Dimensiones motorreductor.

### 6.1.3 Agarre del motor

Finalmente, se va a necesitar un agarre el cual fije el motor a la barra.

Las empresas que venden motores normalmente ofrecen también bridas de sujeción para fijar el motor, el problema es que en este caso las bridas que ofrecen no se adaptan al diseño ya que los agujeros donde van los tornillos para fijar el motor interfieren en la cremallera por eso se procede a realizar el diseño de una brida que se adapte tanto a la barra como al motor.

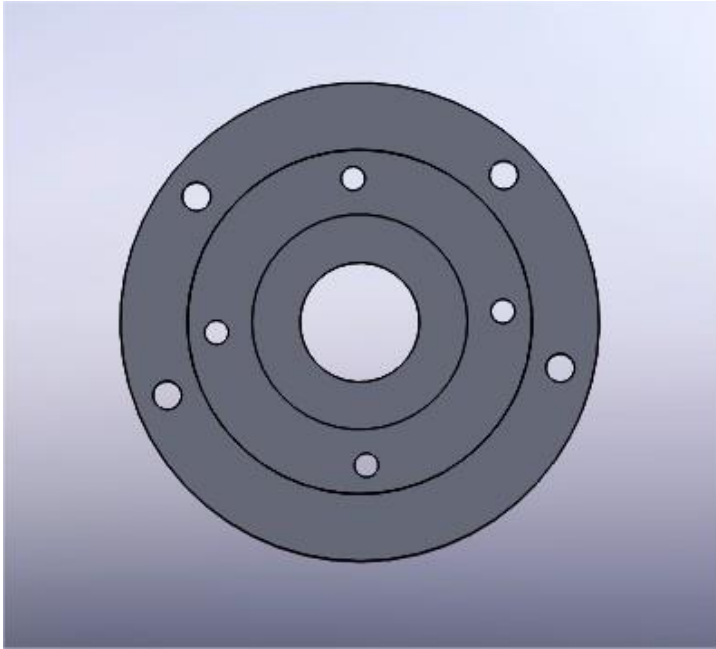


Figura 26 Brida del motor.

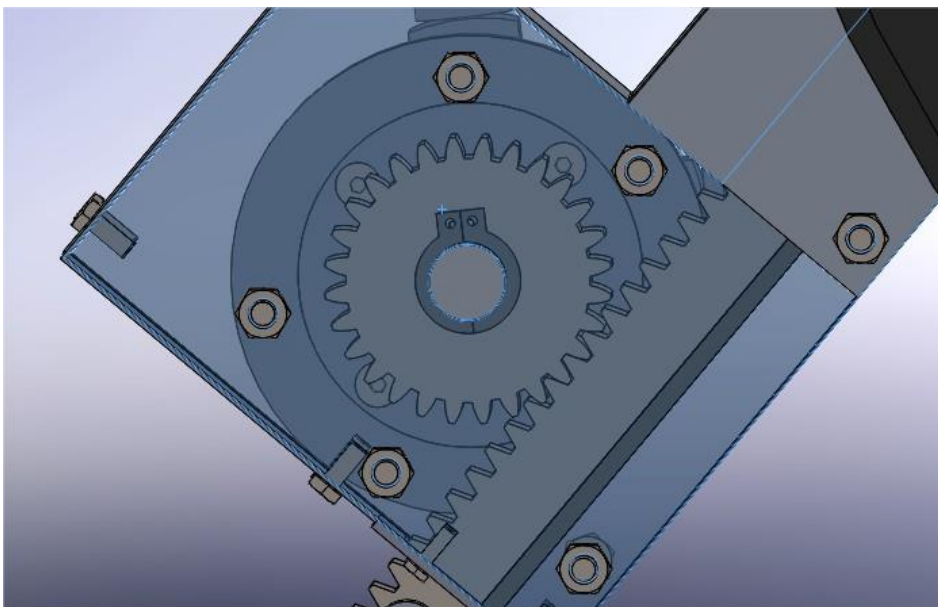


Figura 27 Tornillos fijando motor y no interfiriendo en piñón ni cremallera.

Como se puede observar en la segunda imagen, utilizando una brida de este tipo los tornillos no interfieren ni en el piñón ni en la cremallera.

Comentar que en este caso se pediría a la empresa una brida con estas medidas para que así se adapten al diseño.

#### 6.1.4 Propiedades batería

En el caso de la batería, como el motor será de 24 V, la batería también tiene que ser de 24 V para que no haya ningún tipo de problema.

Solamente se necesitará que la batería dure como mínimo media hora porque como el mecanismo se calcula que se podría utilizar unas 50 veces como máximo diarias, y cada vez que se usa solamente se usaría durante 6 segundos (3 subiendo y 3 recogiendo la cremallera) multiplicando esos 6 segundos por las 50 veces que se puede utilizar daría 5 minutos, es decir, diariamente se usaría unos 5 minutos de batería.

Como se desea una duración de como mínimo media hora se comprará un batería de 6 Amperios ya que:

$P = I \cdot V$  por lo tanto si se tiene una potencia de 250 W una batería podría alimentar esta potencia durante una hora si tiene 10,4 A y en el caso de una batería de 6 A, esta podría alimentar esta potencia durante un poco más de media hora

La batería escogida es la siguiente:



Figura 28 Batería.

Es una batería simple de ciclo profundo la cual tiene un cable positivo, negativo y cable para cargar la propia batería.

Las características de esta batería son:

Especificaciones del artículo	
Nombre de la marca: liitokala	Peso: 1.3KG
Capacidad nominal: 6000mah	Tamaño: 54*68*120mm
Tensión: 24 V	Número de modelo: 6S3P
Tipo: Li-Ion	

Figura 29 Propiedades de la batería

### 6.1.5 Agarre de la batería

La batería también necesitará un agarre para así poder mantenerla fija.

A continuación, se muestra el diseño de este agarre:

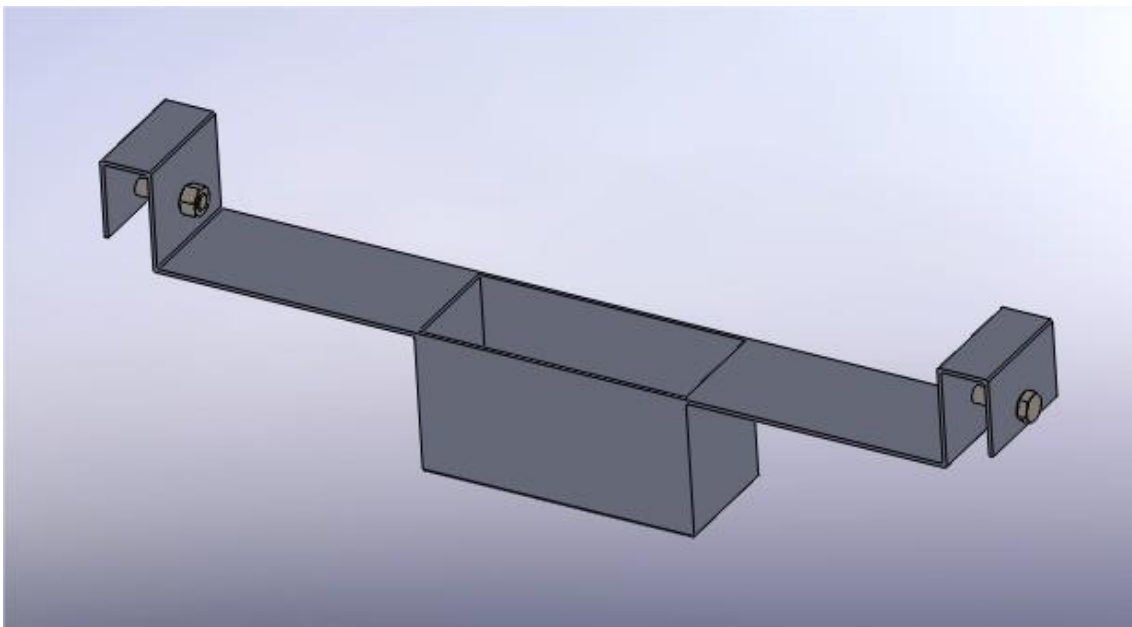


Figura 30 Sujeción batería.



### 6.1.5.1 *Proceso de fabricación y material seleccionado*

El material que se utilizará para fabricar esta pieza será el aluminio 3003 H18 debido a su ligereza y resistencia.

Para fabricarlo simplemente se cogerá la chapa de 2 mm se harán los cortes respectivos para que cuando se doble se pueda conseguir esa forma, tan solo habrá que soldar las aristas que forman el rectángulo para acabar de unirlo todo. Finalmente se realizarán los agujeros para poder poner los tornillos. A continuación, se explicará para que sirven los tornillos.

Para que la fijación sea segura se pondrán unos tornillos que garantizaran 2 cosas:

- 1 Que la sujeción no se salga hacia arriba ya que los tornillos lo impedirán.
- 2 Que la sujeción no se desplace a los lados ya que la presión que realizaran los tornillos creara una fricción que impedirán que se mueva a los lados.

### 6.1.5.2 *Análisis estático (Simulación peso batería)*

Finalmente, para garantizar que esta sujeción será capaz de soportar el peso de la batería se ha realizado una simulación considerando que la sujeción de la batería tendrá que soportar 1,3 Kg que es lo que pesa la batería. La simulación se ha planteado de la siguiente manera:

:

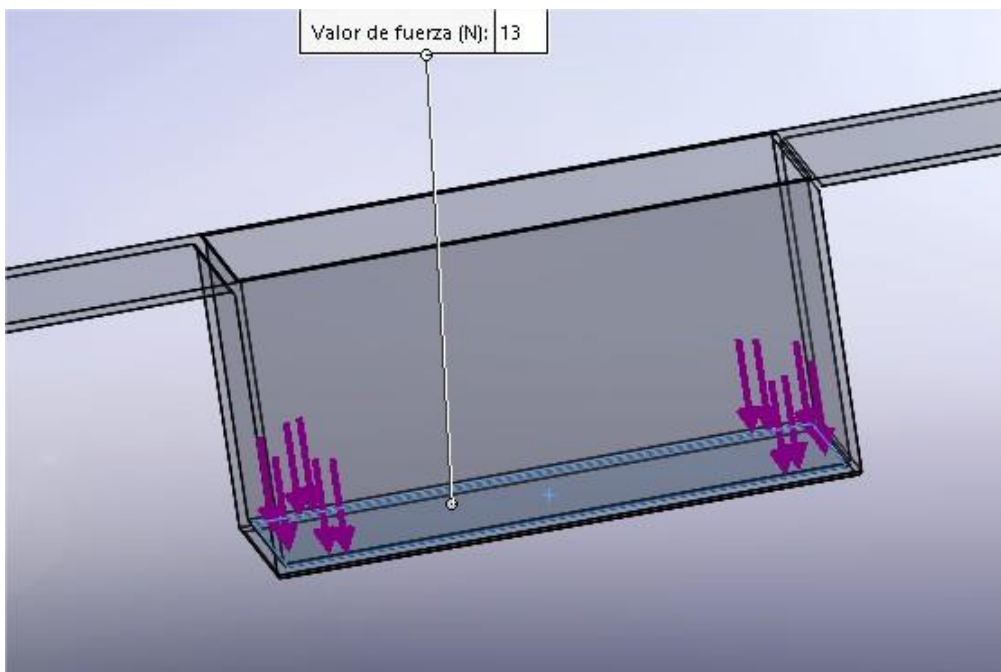


Figura 31 Fuerzas producidas por el peso de la batería.

Respecto a la fijación, se fijará a las barras de la silla de ruedas mediante los enganches:

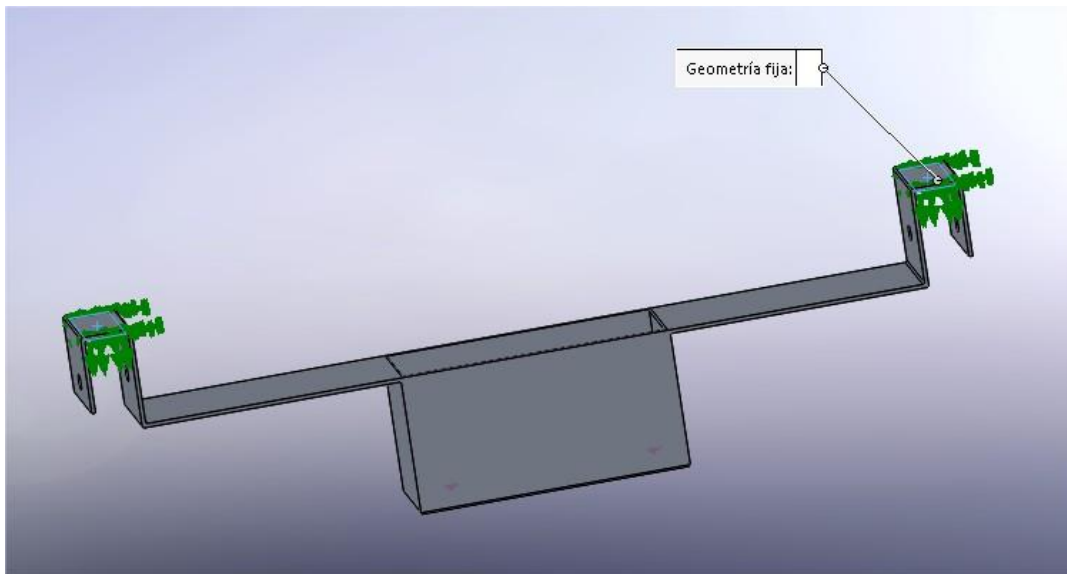


Figura 32 Fijación de la sujeción de batería.

A continuación, se van a mostrar los resultados obtenidos, estos resultados serán las tensiones sufridas por la sujeción, los desplazamientos y finalmente el factor de seguridad.

#### 6.1.5.2.1 Tensiones

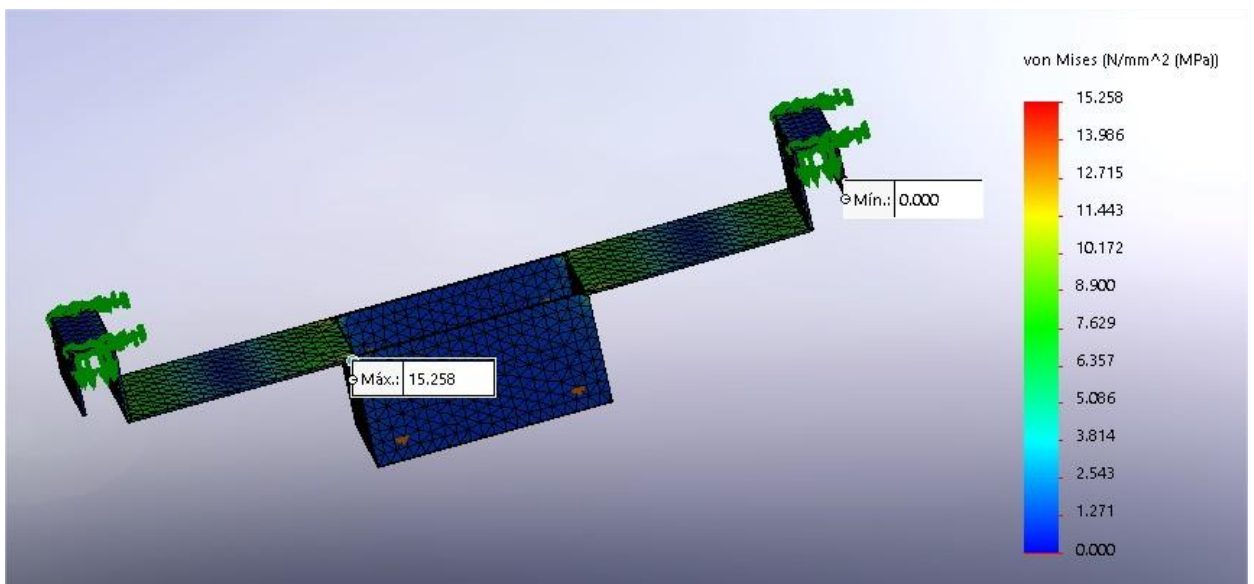


Figura 33 Tensiones en sujeción batería.

La máxima tensión no supera los 16 MPa.

### 6.1.5.2.2 Desplazamientos

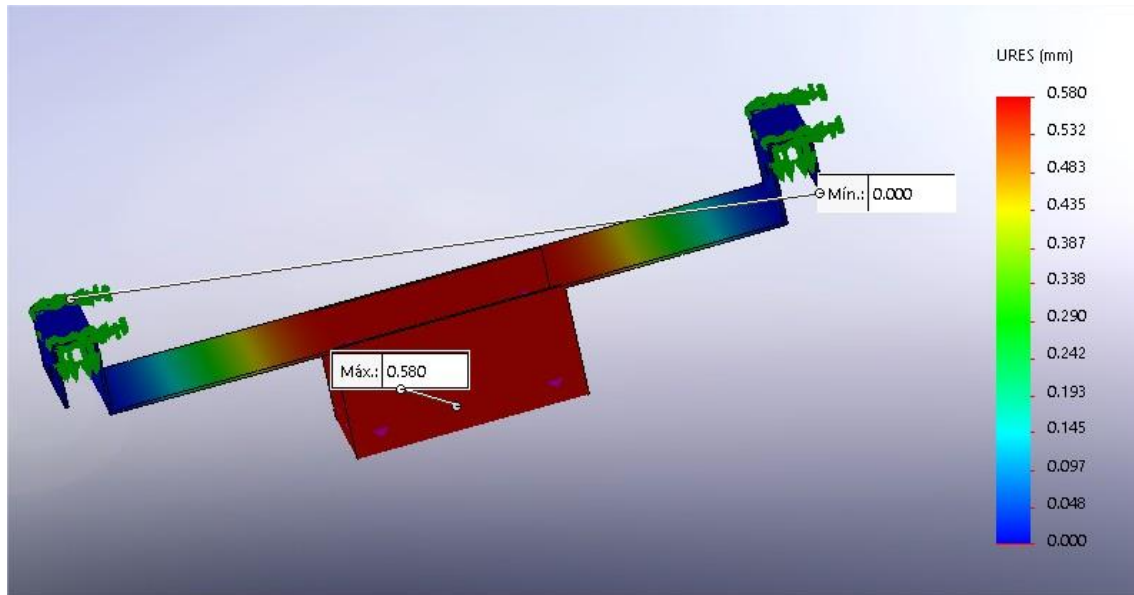


Figura 34 Desplazamiento en sujeción de la batería.  
El mayor desplazamiento será de casi 0,6 cosa asumible.

### 6.1.5.2.3 Factores de seguridad

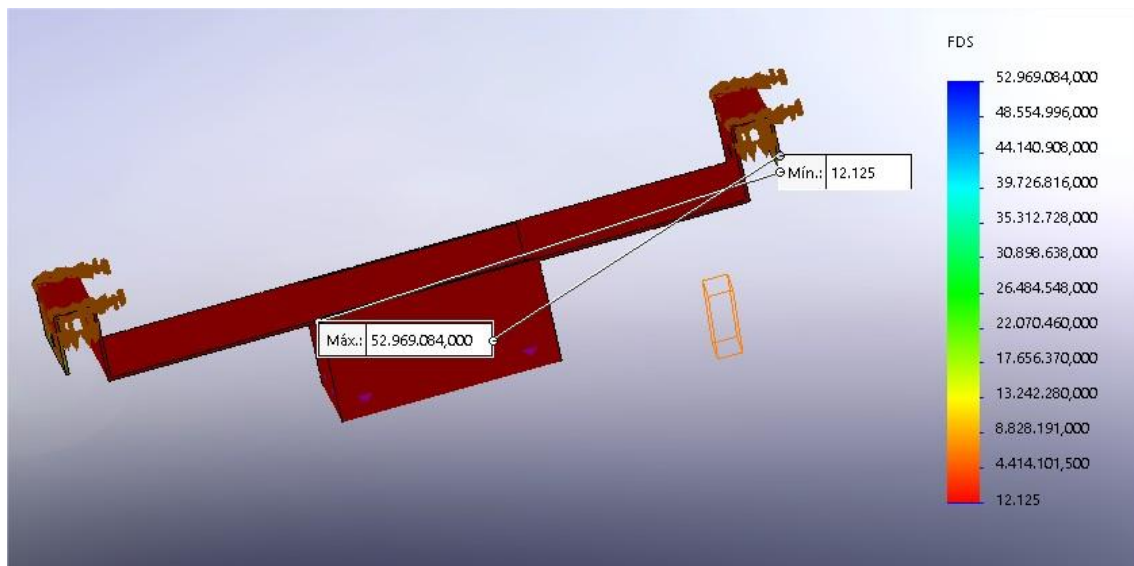


Figura 35 Factor de seguridad en sujeción batería.

Finalmente, y lo más importante es comprobar que el factor de seguridad es superior a 2 (en este caso es de 12,1) por lo tanto no habrá ningún tipo de problema, la sujeción aguantará perfectamente ese peso y mucho más.

## 6.2 Piñón

A continuación, se hablará de los elementos de transmisión de movimiento que serán el piñón y la cremallera.

Ahora que se sabe el motor que se va a necesitar se sabe también el tipo de piñón que hará falta para que se adapte al eje del motorreductor.

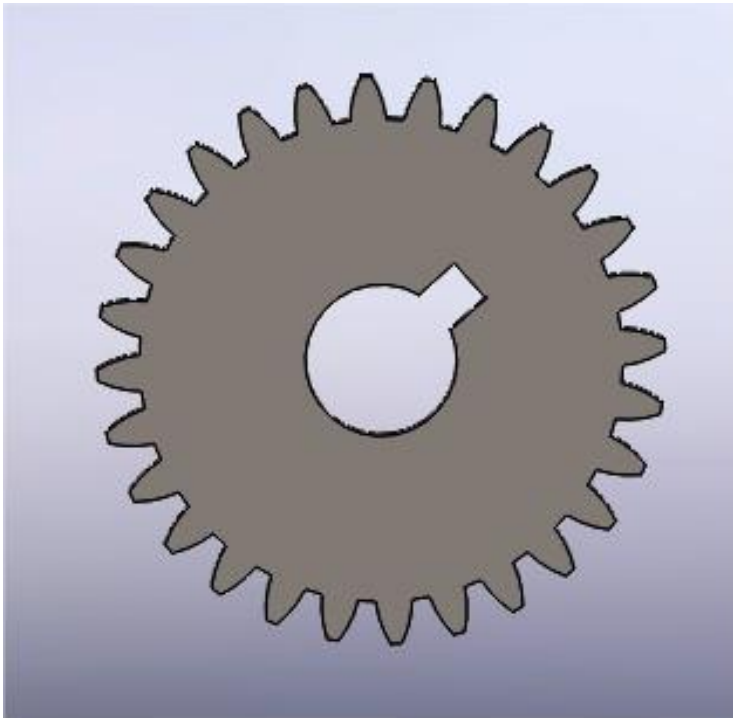


Figura 36 Piñón.

Respecto al piñón, para que se adapte al motorreductor, se necesitará un piñón con un agujero de 16 mm y un chavetero de 5 x 5 mm.

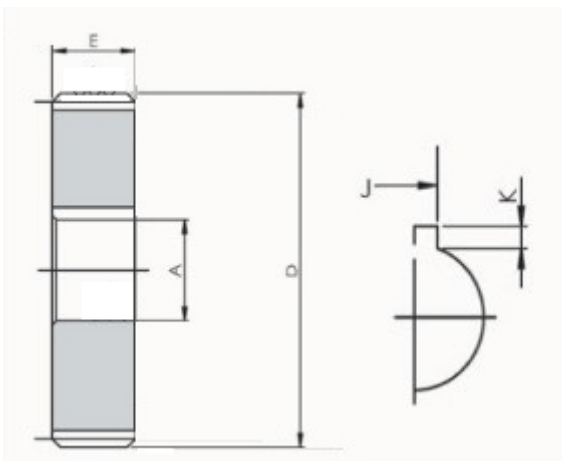


Figura 37 Imagen catálogo piñón.

Model	Module	Tooth No.	Bore	O. D.	Face Width	Keyway	Allowable Torque (Nm)	
	m	z	A	D	E	J X K	Bending Strength	Surface Durability
S40GHM2-2516	2	28	14	60	20	4 x 4	156.5	110.2
S40GHM2-2520			16			5 x 5		

Figura 38 Catálogo piñón.

Se elige A=16 y J x K=5 x 5.

Comentar que el material es acero de cementación debido a que se han hecho cálculos previos tanto estáticos como dinámicos y se ha comprobado que si se escoge un piñón de esa dimensión con ese material y tratamiento resistirá perfectamente las cargas estáticas y dinámicas (véase figura 54 y 55).

Este piñón ira unido al eje del motor el cual tendrá un anillo segeer a cada lado con la finalidad de fijar sólidamente el piñón, decir también que hay un pequeño margen para que así se puedan poner los anillos segeer y finalmente comentar que el eje del motor tendrá las respectivas ranuras para poder acoplar estos anillos.

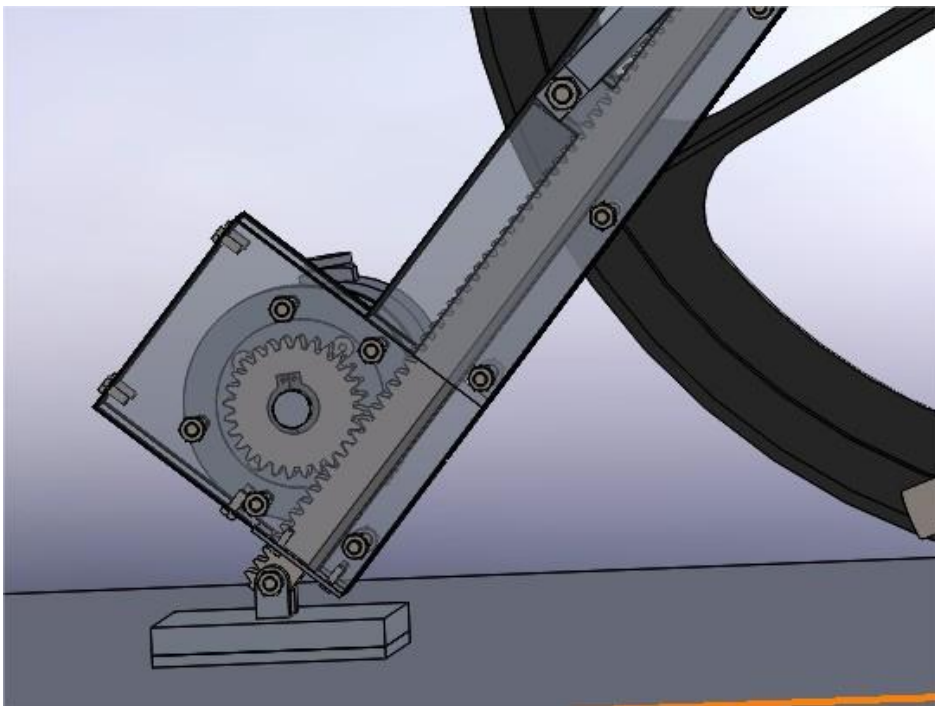
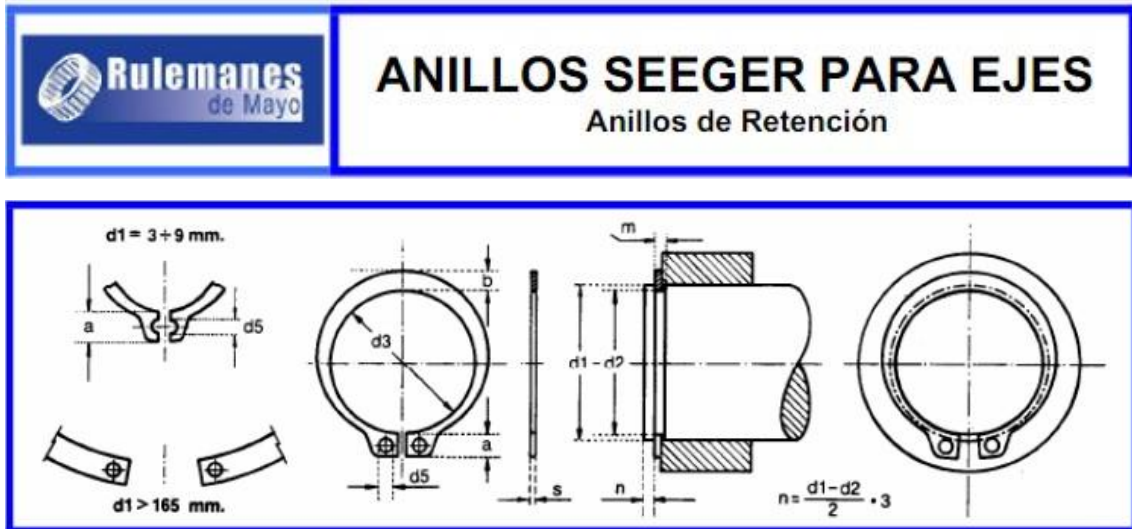


Figura 39 Anillas segeer fijando el piñón al eje.

En la siguiente imagen, se mostrará un catálogo de medidas donde pone tanto las medidas de la arandela como las medidas que tiene que tener las ranuras para que esta arandela segeer se adapte perfectamente sin ningún problema.

En este caso las arandelas se tienen que adaptar al eje del motor por lo tanto al tener que adaptarse a un eje de 16 mm de diámetro estas serán de 14,7 mm de diámetro, esto se puede ver en el catálogo:



Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2
13	1,0	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	12,4	-0,11	1,10
14		12,9		3,5	2,1		13,4		
15		13,8		3,6	2,2		14,3		
16	1,2	14,7	+0,13 -0,42	3,7	2,2	2,0	15,2	-0,15	1,30
17		15,7		3,8	2,3		16,2		
18		16,5		3,9	2,4		17,0		
19		17,5		4,0	2,5		18,0		
20		18,5		4,1	2,6		19,0		
21		19,5		4,2	2,7		20,0		
22		20,5		4,3	2,8		21,0		
23		21,5		4,4	2,9		22,0		
24		22,2		4,5	3,0		22,9		
25		23,2		4,6	3,1		23,9		
26	1,2	24,2	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	24,9	-0,21	1,30
27		24,9		4,8	3,3		25,6		
28		25,9					26,6		
29		26,9					27,6		

Figura 40 Catalogo anillos seeger.

Como se ha comentado antes, se escoge la arandela seeger de 14,7 mm de diámetro (interno) ya que esta se adaptará a un eje de 16 mm.

En los siguientes apartados, se hablará sobre las simulaciones en las cuales está involucrado el piñón, comentar que estas simulaciones tienen la finalidad de comprobar que el piñón será capaz de soportar las tensiones recibidas debido a ciertas situaciones de las que se hablará a continuación:

### 6.2.1 Análisis estático (Simulación compresión)

(El análisis se aplicará a todo el conjunto, pero una vez analizado (realizada la simulación) se mostrarán las piezas aisladas para así comprender mejor visualmente el resultado para cada elemento)

En esta simulación se comprobará que la estructura, piñón, cremallera, y base soportarán la compresión que sufrirán al tener que sostener el peso de la silla y la persona cuando se apoye la barra en el suelo. Como este apartado trata del piñón, solamente se mostrarán los datos obtenidos (tensiones, desplazamientos y factor de seguridad) del piñón, posteriormente se mostrarán los demás datos en los apartados “estructura”, “cremallera” y “base” enseñando como afecta esta compresión a cada pieza del dispositivo.

Esta fuerza de compresión se producirá en el caso en el que prácticamente todo el peso esté apoyado en la barra cosa que pasará cuando el elevador este prácticamente abajo del todo por esta razón el análisis se realiza desde esa posición:

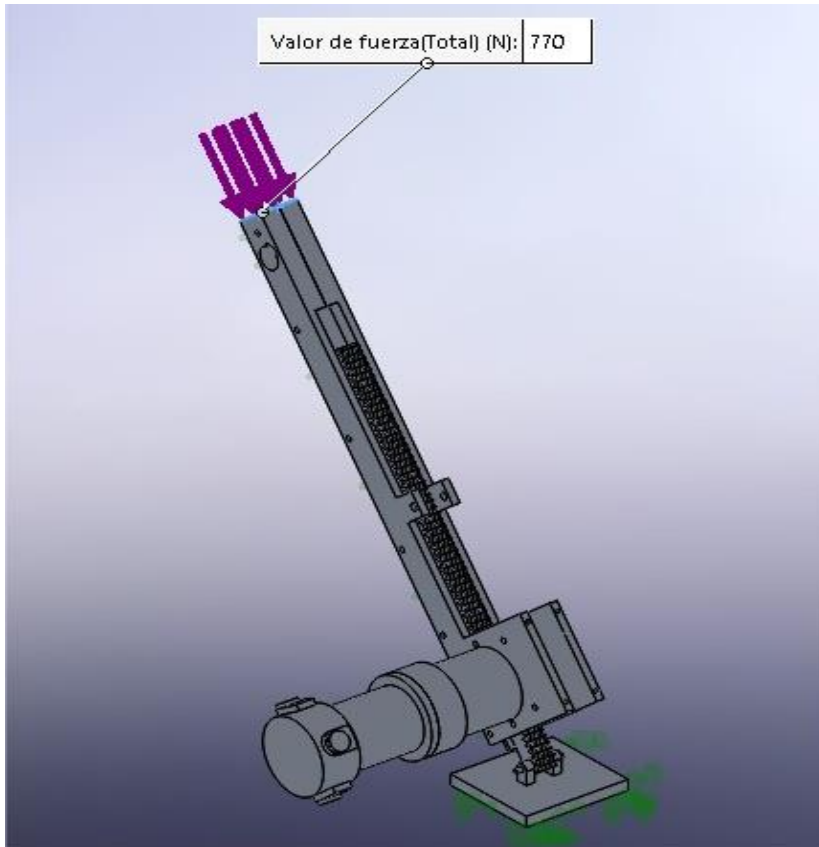


Figura 41 Fuerza de compresión (Simulación compresión).

La parte fija será la base debido a que estará apoyada al suelo:

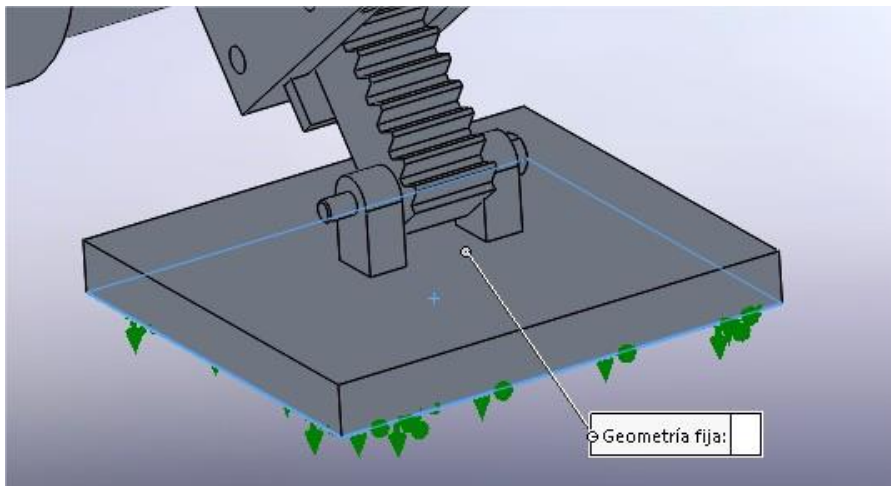


Figura 42 Base fija (simulación compresión).

Comentar que para que la simulación sea más correcta y no haya errores se pondrá un control deslizante ya que si no se pone el programa considerara que la barra está libre y al aplicarse esa compresión el resultado que dará será un desplazamiento excesivo de la barra cosa que no tiene sentido porque lo que ocurrirá realmente es que la barra no se desplazará debido a que está sujeta a la barra de sujeción y apoyada en el suelo:

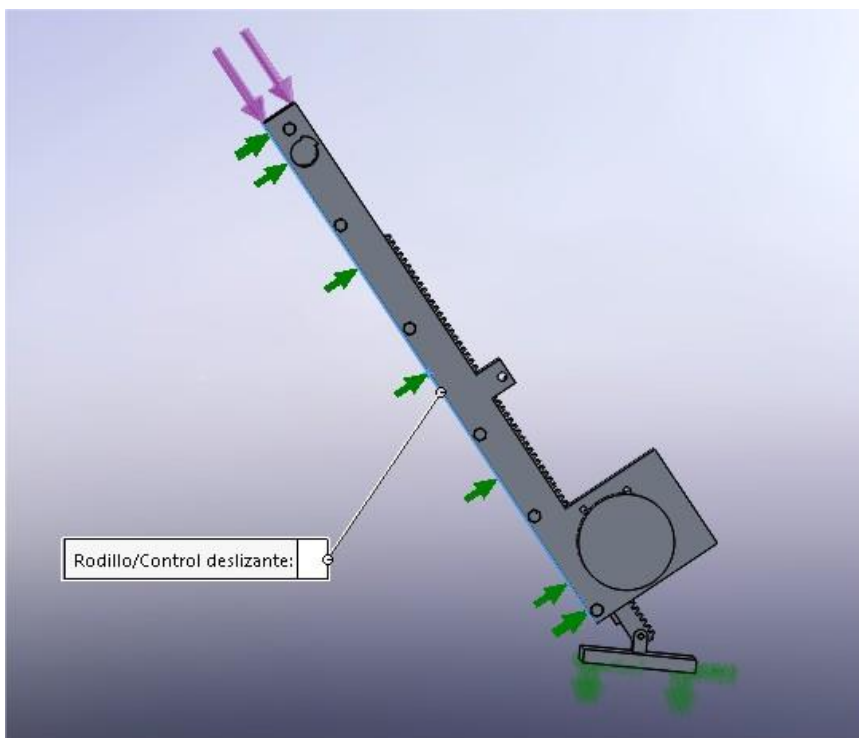


Figura 43 Control deslizante (simulación compresión).



Respecto al análisis estático (simulación compresión) se han obtenido los siguientes resultados:

### 6.2.1.1 Tensiones

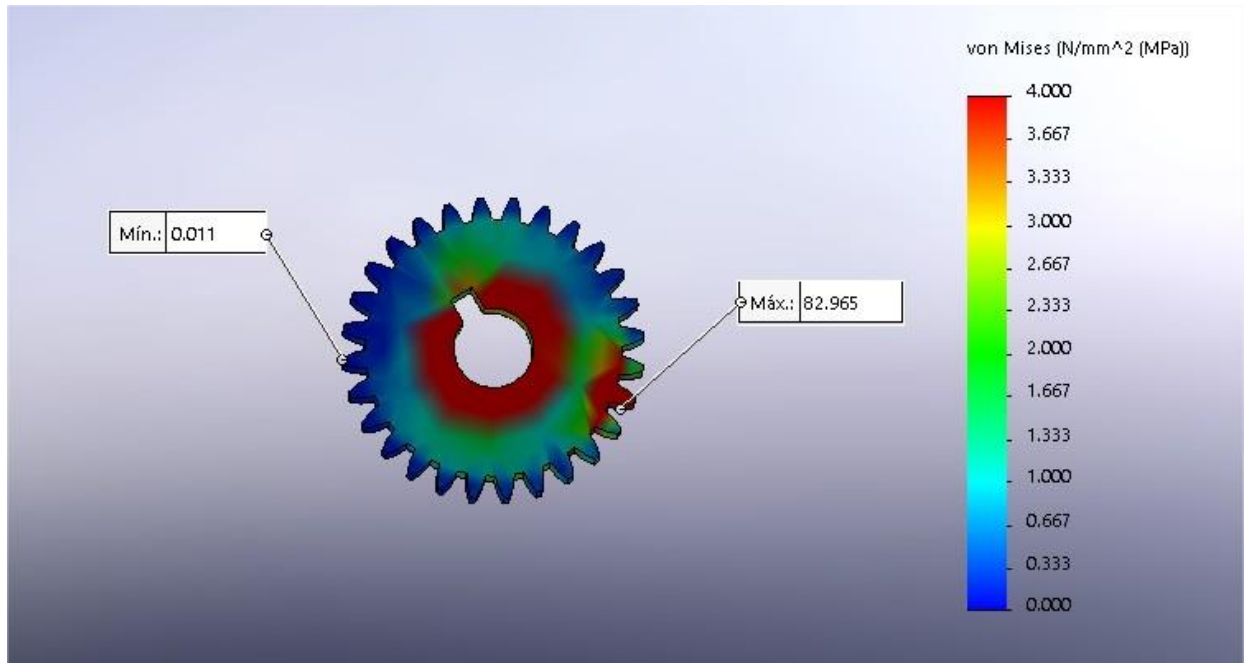


Figura 44 Tensión piñón (compresión).

En la figura se puede observar como las áreas rojas son las que más tensiones van a sufrir (4 o más MPa). En uno de los dientes también se observa una zona roja, este diente es el que está apoyado con el diente de la cremallera y por ello ahí está la tensión máxima.

### 6.2.1.2 Desplazamientos

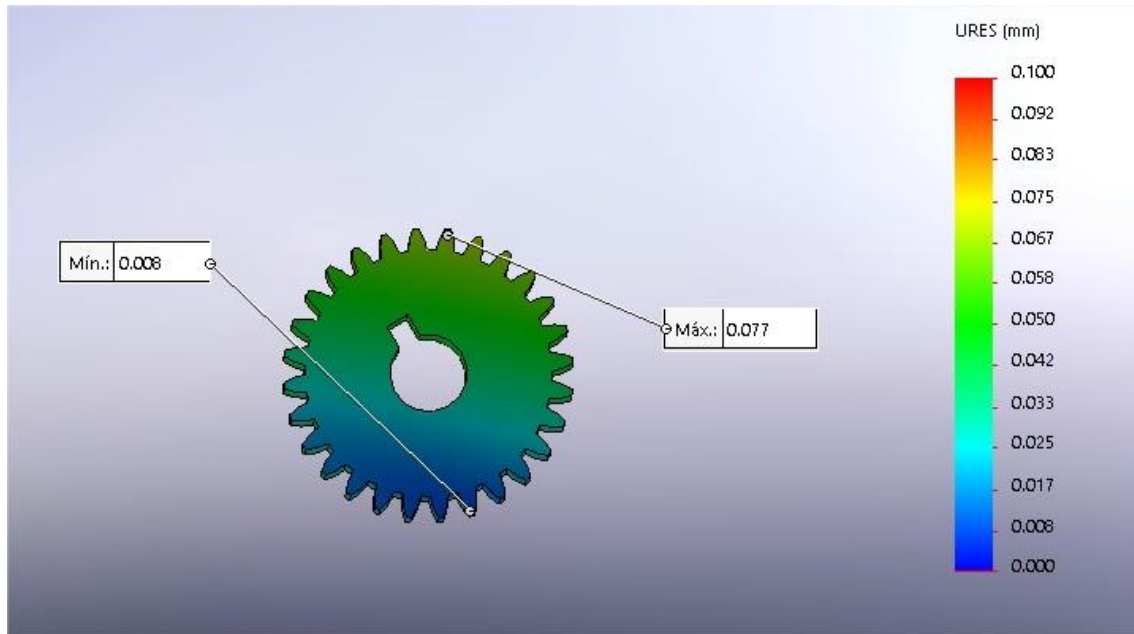


Figura 45 Desplazamiento piñón (compresión).

En la figura se ve como el máximo desplazamiento no supera los 0,080 mm, algo muy importante ya que si el piñón sufriera grandes desplazamientos esto podría afectar al mecanismo.

### 6.2.1.3 Factores de seguridad

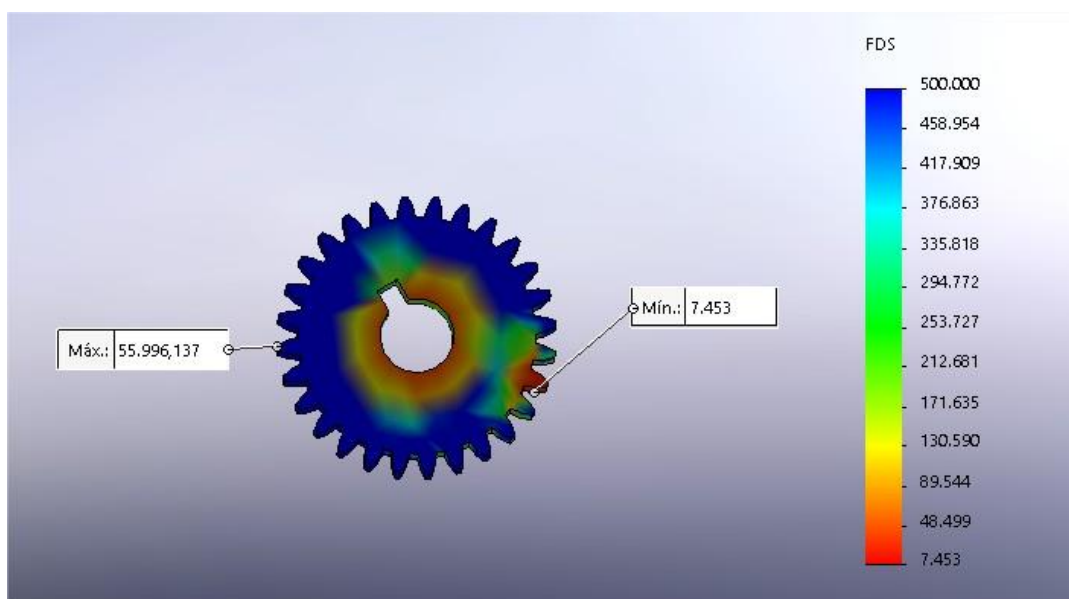


Figura 46 Factor seguridad piñón.

Finalmente se comprueba el factor de seguridad del piñón. El mínimo va a ser de 7,4 por lo que no habrá ningún tipo de problema.

## 6.2.2 Análisis estático (Simulación cortadura)

Esta simulación se realizará para comprobar que las barras estabilizadoras son capaces de estabilizar la estructura sin romperse o deformarse en el momento en el que reciba tensiones de cortadura debido a un movimiento lateral hecho por la persona al moverse mientras sube la silla de ruedas. En este caso también se analiza como afectara al piñón, estructura, base y cremallera y barras estabilizadoras para así ver cuantas tensiones reciben y por lo tanto poder comprobar como de positivo es que existan estas barras estabilizadoras. Como en el caso anterior en este apartado solo se analizarán los resultados del piñón.

Si hubiera un movimiento lateral de la silla al moverse la persona mientras sube (un caso poco común y en el cual la fuerza raramente superaría los 300 N de cortadura) se producirían unas fuerzas de cortadura que nacerían desde arriba, esto se entiende fácilmente observando la dirección de las fuerzas de la siguiente imagen:

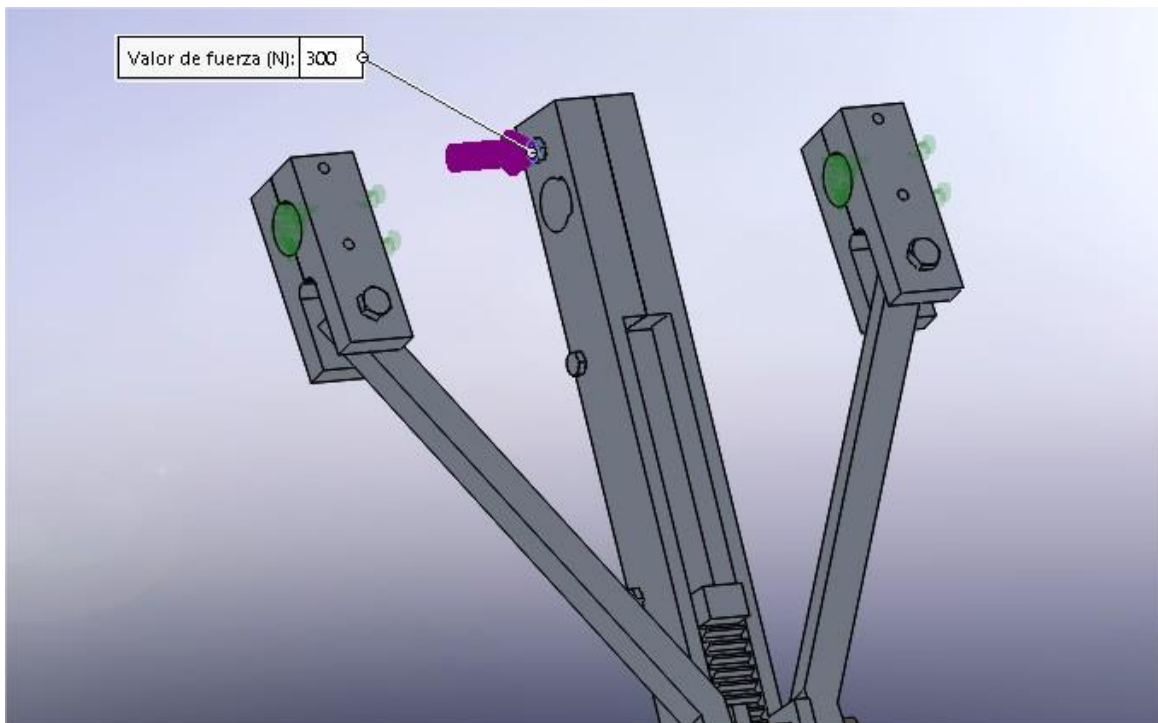


Figura 47 Fuerzas de cortadura (simulación cortadura).

Los agarres de las barras estabilizadoras estarían fijas, sujetadas a la barra de sujeción:

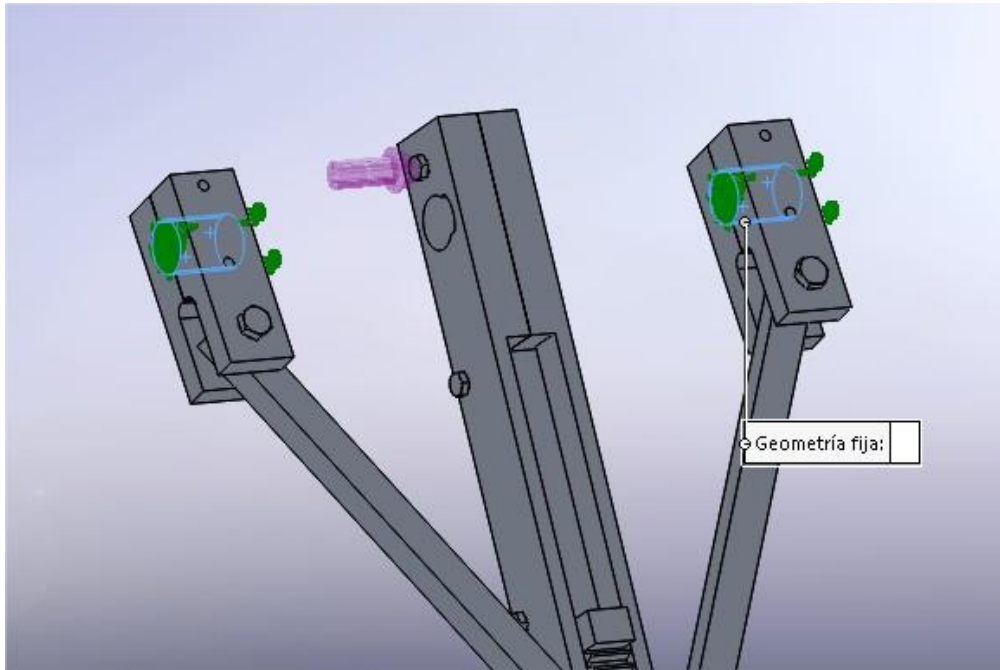


Figura 48 Fijación agarres barras de sujeción (simulación cortadura).

La base también estará fija al suelo:

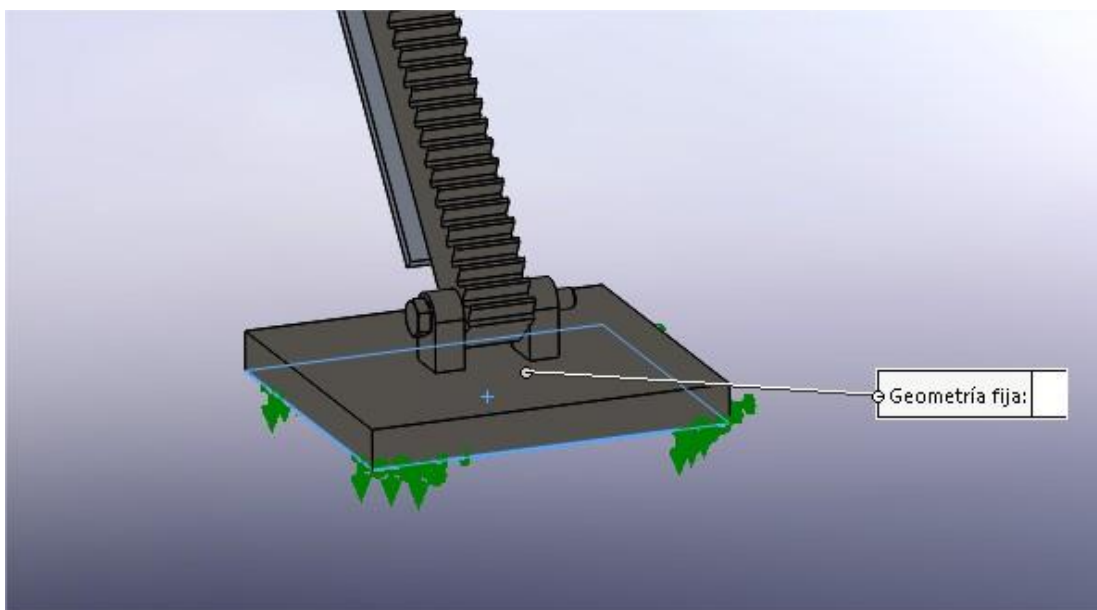


Figura 49 Fijación base (Simulación cortadura).

Comentar que este segundo análisis se hace desde la posición en la que la cremallera está desplegada, ya que cuanto mayor longitud tenga más cortadura se producirá. Solo que en este caso el análisis no se hace en la posición en la que la cremallera está totalmente desplegada ya que en ese caso la silla de ruedas ya habrá llegado a la parte de arriba y las ruedas estarán apoyadas en el suelo, el análisis se hará desde una posición intermedia en la que la rueda grande apenas este apoyada en el bordillo ya que este sería el peor de los casos:

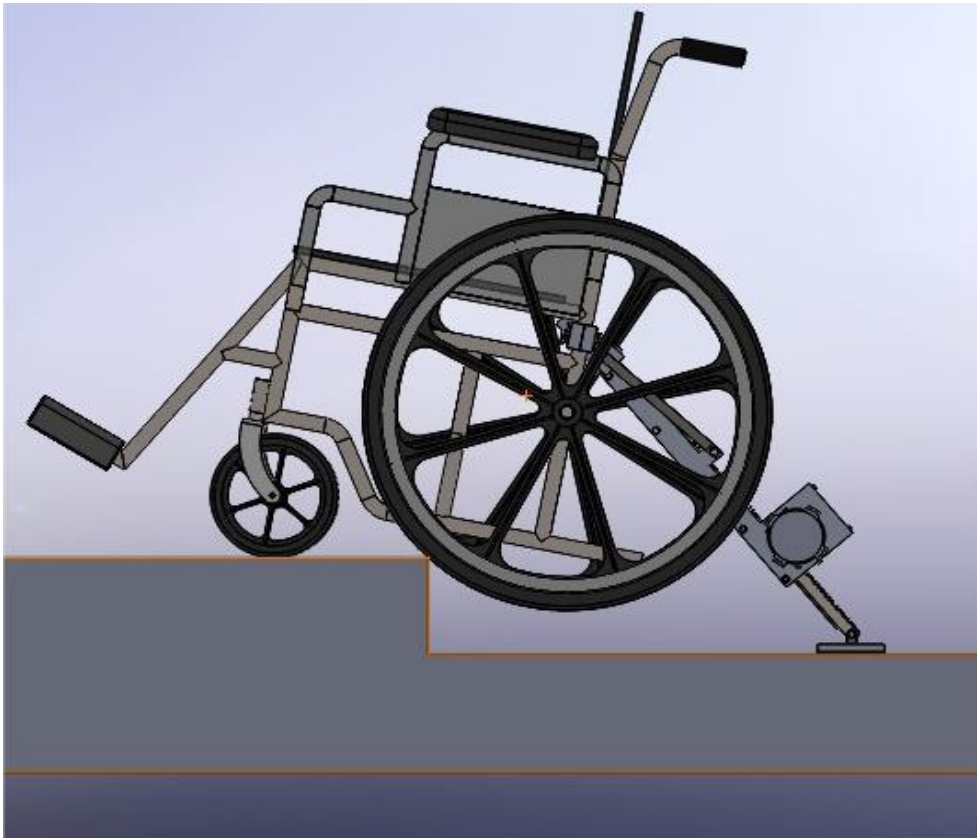


Figura 50 Caso desfavorable a cortadura.

### 6.2.2.1 Tensiones

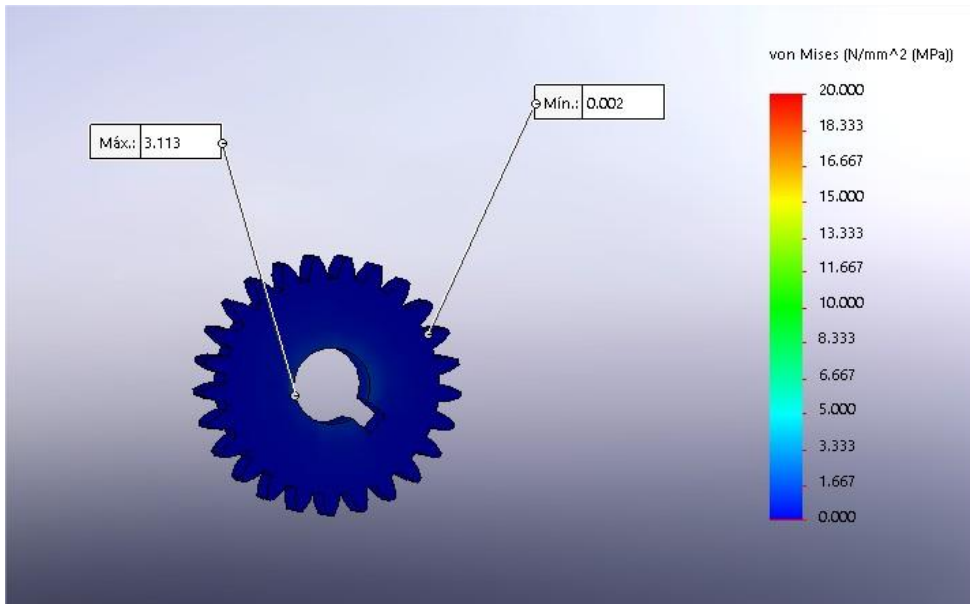


Figura 51 Tensión piñón (cortadura).

En el caso de que haya una cortadura el piñón no recibirá prácticamente casi nada de tensión.

### 6.2.2.2 Desplazamientos

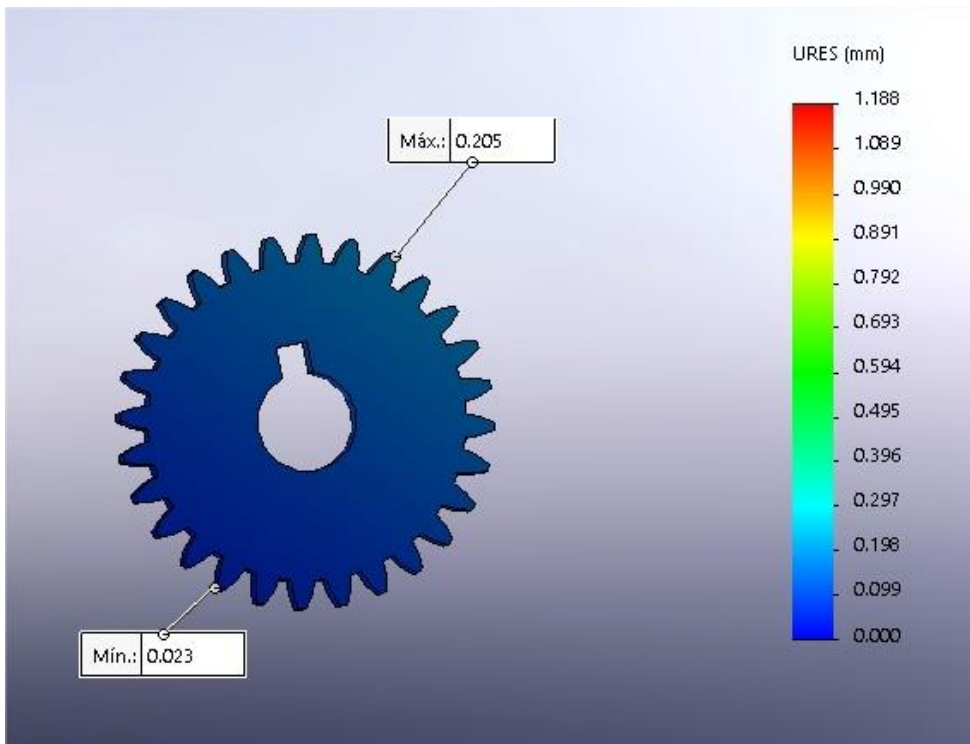


Figura 52 Desplazamiento en piñón (cortadura).

En este caso se observa un desplazamiento de casi 0,3mm, esto es lo que en teoría pasaría i no estuvieran las arandelas, pero como estarán este desplazamiento que se ve en la imagen no será realmente tan grande.

### 6.2.2.3 Factores de seguridad

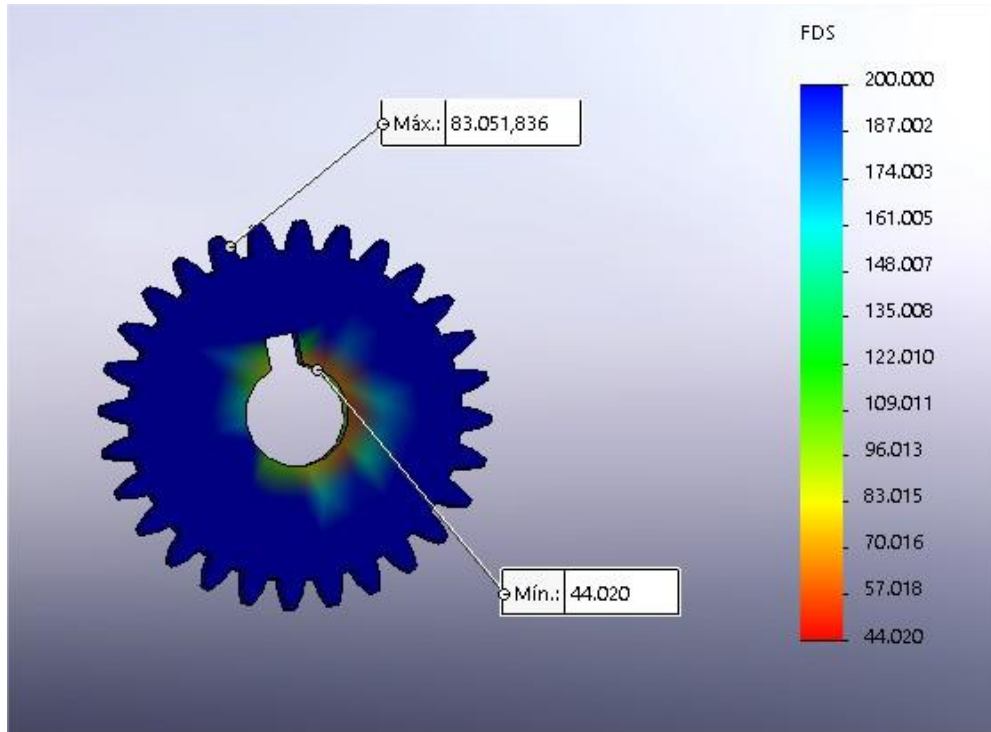


Figura 53 Factor de seguridad del piñón.

En este caso el factor de seguridad será mayor ya que las fuerzas de cortadura que empiezan desde abajo apenas afectarán al piñón.

## 6.2.3 Cálculos Dinámicos

Respecto a los cálculos dinámicos se tiene lo siguiente:

Datos básicos Perfil de referencia Tolerancias Esfuerzo Factores

Geometría

Módulo normal  $m_n$  2.0000 mm

Ángulo de presión normal  $\alpha_n$  20.0000 °

Piñón dentado recto

Ángulo de hélice en el círculo primitivo  $\beta$  0.0000 °

Distancia entre centros  $a$  47.0000 mm

Piñón Cremallera Detalles...

Número de dientes  $z$  28

Ancho del diente  $b$  20.0000 20.0000 mm

Coefficiente de desplazamiento de perfil  $x^*$  0.5000

Calidad (ISO 1328)  $Q$  6 6

Materiales y lubricación

Piñón 18CrNiMo7-6, Acero de cementación, templado por cementación, ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Resistencia del núcleo  $\geq 25\text{HRC}$  Jominy  $J=12\text{mm}$  <HRC28

Cremallera 18CrNiMo7-6, Acero de cementación, templado por cementación, ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Resistencia del núcleo  $\geq 25\text{HRC}$  Jominy  $J=12\text{mm}$  <HRC28

Lubricación Grasa: Microlube GB 0 Lubricación con grasa

Resultados

Recubrimientos (perfil/salto/total) 1.6489 / 0.0000 / 1.6489

	Piñón	Cremallera
Circunferencia exterior efectiva (mm)	62.000	20.000
Seguridad del pie del diente	5.4712	5.0471
Seguridad del flanco	2.1754	2.5162
Seguridad contra gripado (temperatura integral)		4.7815
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)		74.4986

Figura 54 Calculo dinámico parte 1

Datos básicos Perfil de referencia Tolerancias Esfuerzo Factores

Resistencia

Método de cálculo ISO 6336:2006 Método B

Método de cálculo gripado según método de cálculo

Método de cálculo rotura de flancos Ningún cálculo

Rueda motriz Piñón

Flanco de trabajo rueda 1 flanco derecho

Sentido de giro rueda 1 en el sentido de las agujas del reloj

Rueda de referencia Piñón Detalles...

Potencia  $P$  0.2500 kW

Momento torsor  $T_1$  23.1000 Nm

Velocidad  $n_1$  103.3474 1/min

Duración de vida exigida  $H$  20000.0000 h

Factor de aplicación de carga  $K_A$  1.2500

Espectro de carga

Carga única (sin espectro)  Considerar el espectro de carga

Resultados

Recubrimientos (perfil/salto/total) 1.6489 / 0.0000 / 1.6489

	Piñón	Cremallera
Circunferencia exterior efectiva (mm)	62.000	20.000
Seguridad del pie del diente	5.4712	5.0471
Seguridad del flanco	2.1754	2.5162
Seguridad contra gripado (temperatura integral)		4.7815
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)		74.4986

Figura 55 Calculo dinámico parte 2



Luego del análisis estático se ha realizado un análisis dinámico para comprobar que el piñón resistirá también de forma dinámica. Los datos introducidos (dimensiones del piñón y la cremallera) son los siguientes:

**Piñón:**

- Modulo nominal: 2
- Angulo de presión: 20 mm
- Ancho de dientes: 20 mm
- Número de dientes: 28
- Distancia entre centros: 47 mm

**Cremallera:**

- Ancho de dientes: 20 mm
- Altura: 20 mm
- Modulo: 2
- Distancia entre centros: 47 mm

**Otros datos:**

- Dirección: sentido de las agujas del reloj
- Potencia de transmisión: 0,25 KW (Los cálculos de la potencia se mostrarán en el apartado "motor y batería")
- Momento torsor: 23,1 N\*m
- Velocidad: 103,347 1/m

Una vez introducidos los cálculos se ha realizado el análisis dinámico y se han obtenido los siguientes resultados:

Piñón:

-Seguridad del pie del diente: 5,4

-Seguridad del flanco: 2,1

Cremallera:

-Seguridad del pie del diente: 5

-Seguridad del flanco: 2,5

-Seguridad contra gripado 4,7

Como el nivel de seguridad es bastante superior a 1 en todos los casos, se puede asegurar que tanto el piñón como la cremallera podrán resistir también de forma dinámica por lo tanto las dimensiones de ambos elementos el material y el tratamiento es adecuado.

### 6.3 Cremallera

El siguiente elemento del que se va a hablar va a ser de la cremallera.

Ahora que se sabe las dimensiones y propiedades del piñón, se puede escoger una cremallera adecuada la cual se adapte al piñón.

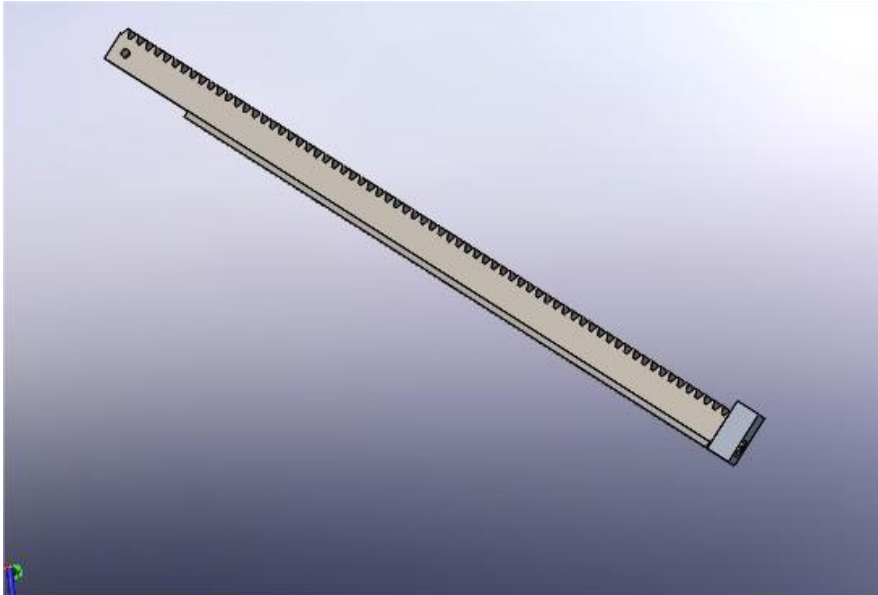


Figura 56 Cremallera.

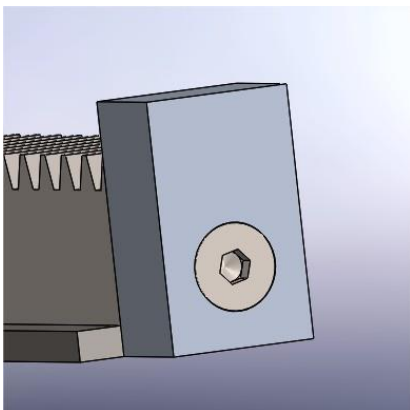


Figura 57 Tope cremallera.

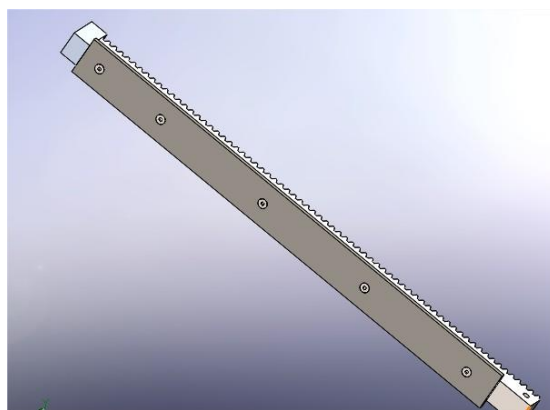


Figura 58 Base cremallera.

Respecto a la cremallera esta tampoco se va a fabricar, sino que va a ser comprada. El catálogo de esta cremallera se puede observar en la siguiente figura:

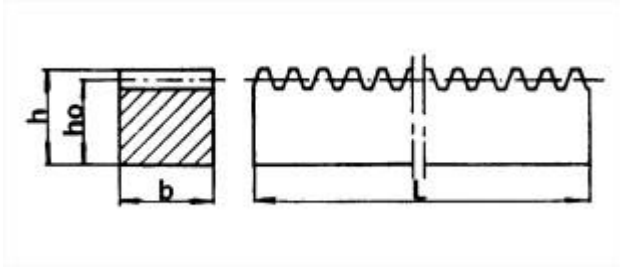


Figura 59 Dibujo cremallera.

Module	Dimensions b x h		h <sub>0</sub>	L	kg.
	b	h			
1	15	15	14	500	0.820
	15	15	14	1000	1.640
	15	15	14	2000	3.200
1.5	17	17	15.5	500	1.000
	17	17	15.5	1000	2.050
	17	17	15.5	2000	4.000
2	20	20	18	500	1.410
	20	20	18	1000	2.750
	20	20	18	2000	5.500

Figura 60 Catalogo cremallera.

Se escoge la cremallera de módulo 2 (ya que el piñón tendrá un módulo 2), altura de 20 mm y anchura de 20 mm ya que el piñón también tendrá esa anchura.

A esta cremallera se le tendrán que añadir 2 elementos más, un tope de cremallera físico (véase plano “tope cremallera”) para que en el caso que fallara el final de carrera, no se saliera la cremallera del sitio y se pudiera producir un accidente y una base (véase plano “base cremallera (pasador)”) con la finalidad de que sirva de pasador para así poder introducirlo en la ranura de la estructura sin que pueda salirse de la estructura consiguiendo de esta manera que la cremallera se mueva unilinealmente, hacia dentro y hacia fuera.

Estos 2 elementos sí que serán fabricados.

### 6.3.1 Proceso de fabricación y material seleccionado

-Para el tope de cremallera lo que se hará es comprar un pequeño bloque de acero (que será el material que se utilizará) y este se fresará consiguiendo un pequeño rectángulo como el que se puede ver en la figura 30, luego se hará un pequeño agujero de 8 milímetros y de 6 mm de diámetro en el tope, esto se hará mediante un taladro. Finalmente, este tope de cremallera se fijará mediante un tornillo de cabeza plana para que la cabeza no sobresalga y no choque con ningún otro elemento.

-En el caso de la base de cremallera se comprará una chapa de espesor 4mm de acero (ya que el espesor de la base es de estas dimensiones) y se cortará en las dimensiones indicadas (véase plano cremallera) luego se realizarán 5 perforaciones de 4 mm mediante un taladro en la base y mediante tornillos de cabeza plana se fijará la base, gracias a la cabeza plana y unos agujeros adecuados la cabeza de tornillo no interferirá en el mecanismo.

### 6.3.2 Modificaciones de la cremallera

Para poder fijar estos dos elementos a la cremallera habrá que adaptarla, por lo tanto, se cortará hasta que queden 428,35 mm (ya que la cremallera es de 500 mm).

También se realizarán en la base de la cremallera 5 agujeros con rosca de 4 mm de diámetro:

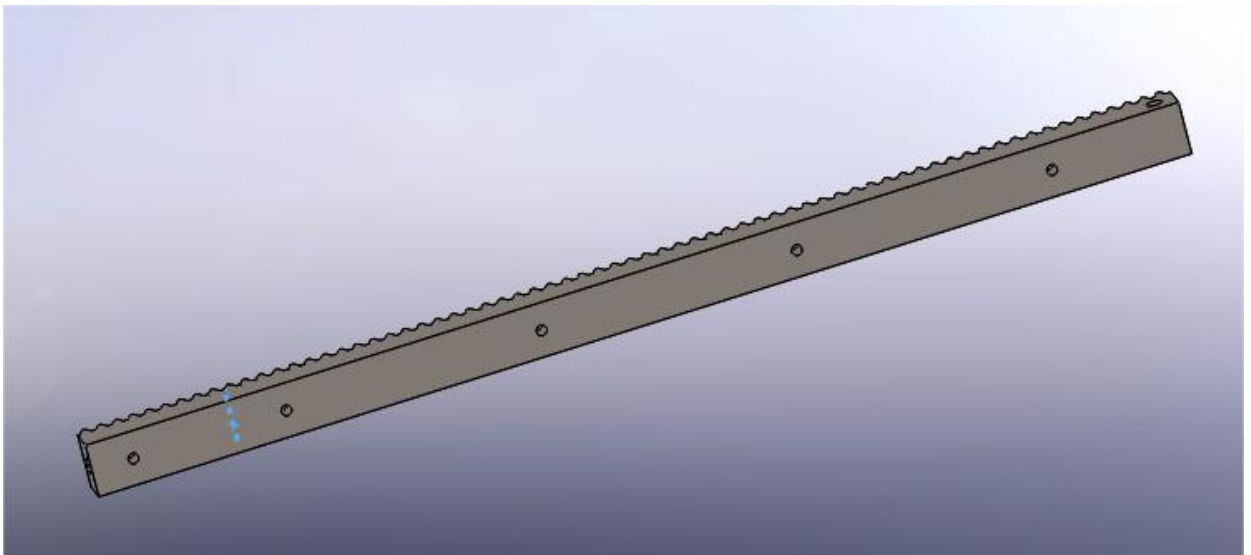


Figura 61 Modificación base cremallera.

En el final de la cremallera, en la cara se realizará otro agujero con rosca para poder fijar el tope de cremallera:

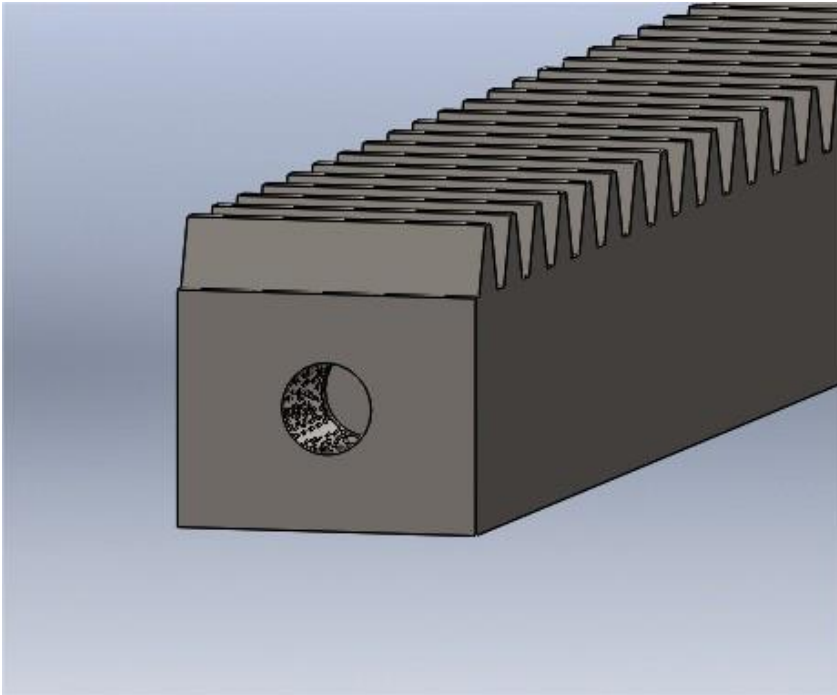


Figura 62 Agujero en cara cremallera.

Y finalmente para poder unir la base del dispositivo en la cremallera se realizará un agujero con rosca lateral de 6 mm de diámetro en el principio de la cremallera:

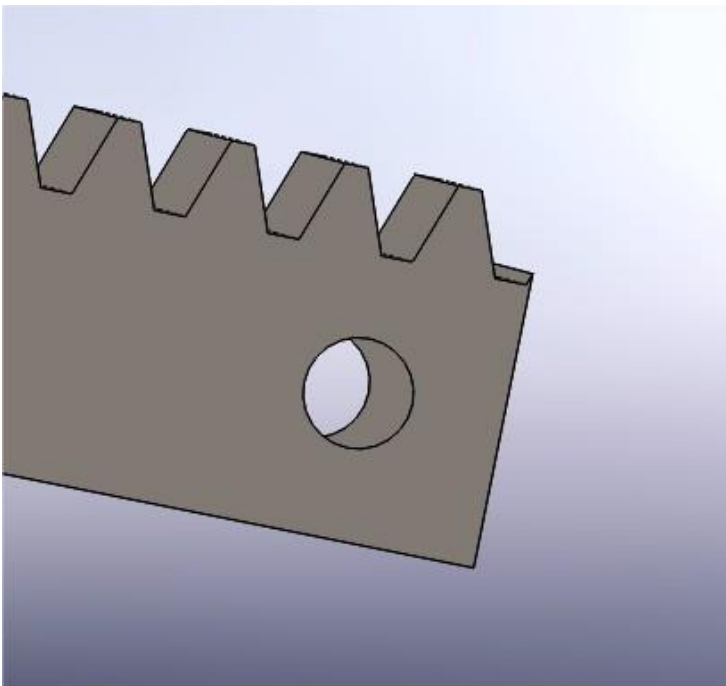


Figura 63 Agujero en parte lateral de la cremallera.

### 6.3.3 Análisis estático (Simulación compresión)

En este apartado se analizarán los resultados obtenidos en la simulación de compresión mencionada anteriormente en el apartado “piñón” (véase pág. 38) solo que en este caso se observarán los resultados referentes a la cremallera.

Respecto al análisis estático (simulación compresión) se han obtenido los siguientes resultados:

#### 6.3.3.1 Tensiones

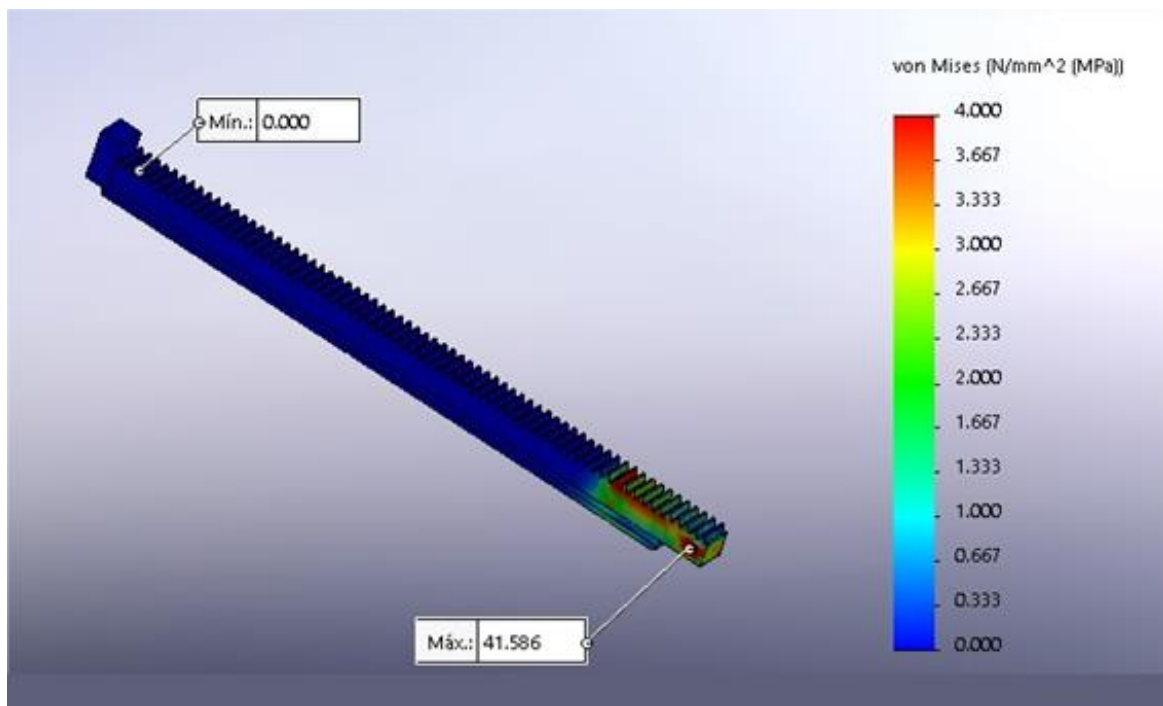


Figura 64 Tensión cremallera (compresión).

En este caso cómo donde más tensiones habrá va a ser en la parte baja. Esta tensión no es superior a 50 MPa y como el limite elástico del acero cementado es superior no habrá ningún tipo de problema.

### 6.3.3.2 Desplazamiento

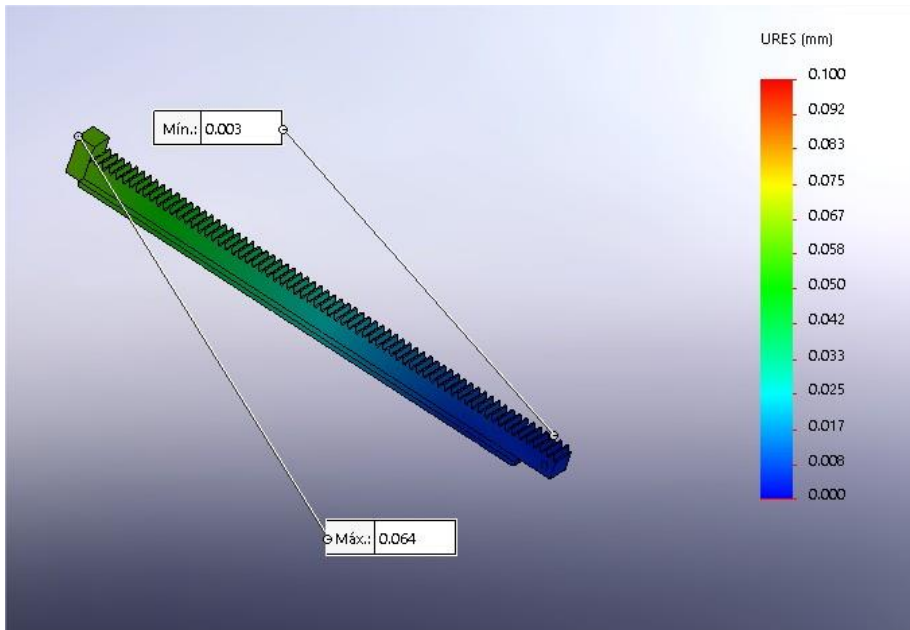


Figura 65 Desplazamiento cremallera (compresión).

Respecto al desplazamiento de la cremallera el máximo desplazamiento producida será en el final de la cremallera donde está la tope cremallera) y no supera los 0.07 mm por lo que apenas habrá desplazamiento cosa positiva para el mecanismo.

### 6.3.3.3 Factor de seguridad

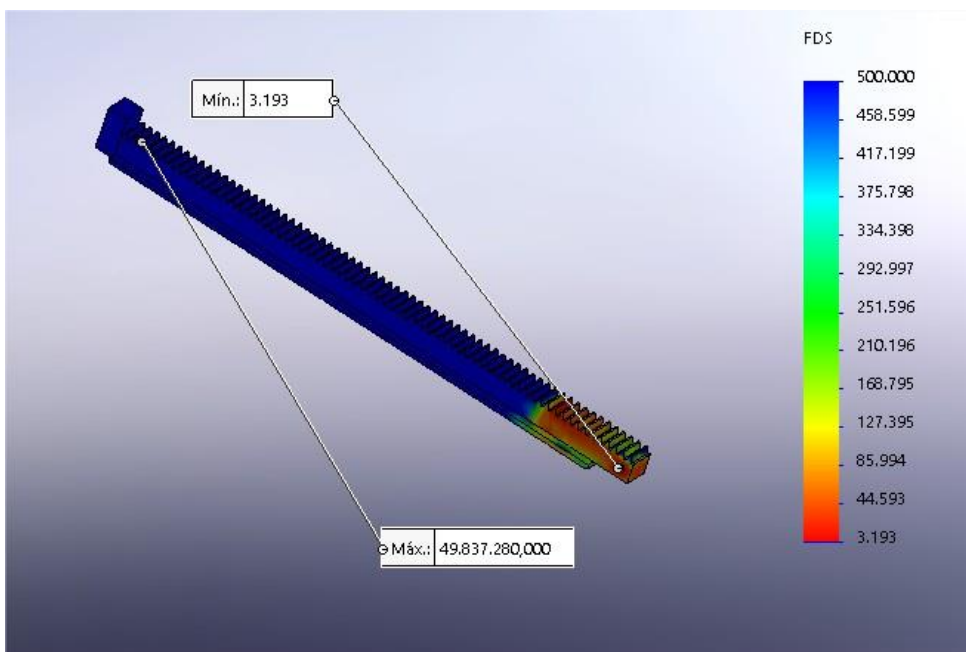


Figura 66 Factor seguridad cremallera (compresión).



Finalmente, en el caso del factor de seguridad, el mínimo factor de seguridad será de 3,2 superando sin problema el 1,25 cosa que demuestra que esta cremallera con estas dimensiones soportará perfectamente 770 N estáticamente hablando.

### 6.3.4 Análisis estático (Simulación cortadura)

En este apartado se mostrarán los datos obtenidos de la simulación de cortadura (véase pág. 42) en este caso centrándose en la cremallera.

#### 6.3.4.1 Tensiones

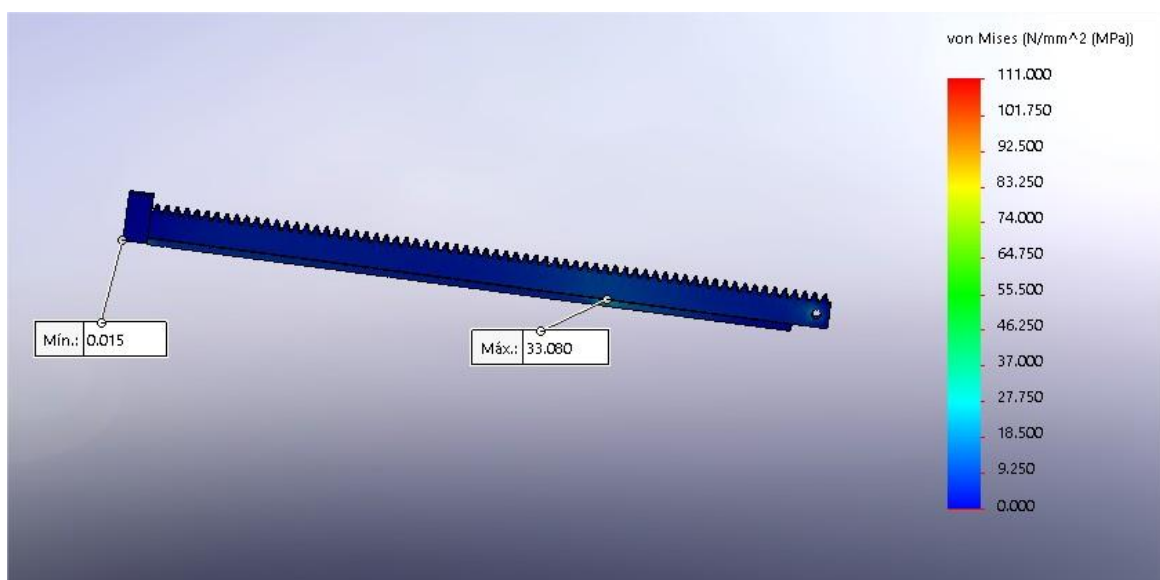


Figura 67 Tensión cremallera (cortadura).

Aquí como la base es la que está tocando directamente la estructura, debido a eso una parte de la base sufre unas considerables tensiones, donde mayores tensiones se observa es casi en medio.

### 6.3.4.2 Desplazamientos

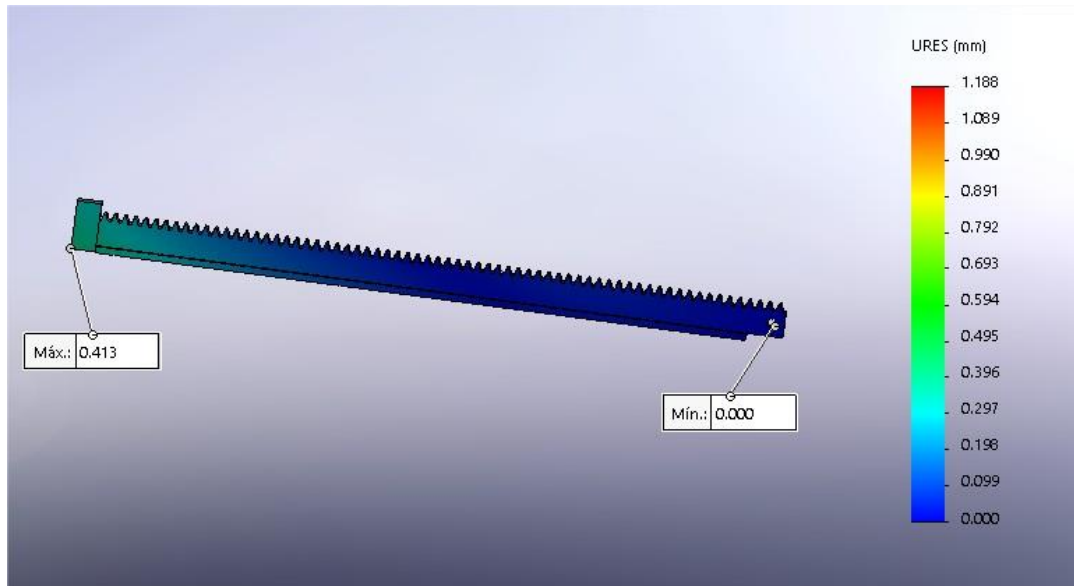


Figura 68 Desplazamiento en cremallera (cortadura).

En este caso se observa un desplazamiento de casi 0,5 mm, pero pasa como en el caso de la base, no es un desplazamiento real, el desplazamiento va a ser mucho menor al que se puede observar en la imagen, de todas formas, si tuviera un desplazamiento de 0,42 mm tampoco sería tan grave porque esto no es suficiente para dañar la cremallera.

### 6.3.4.3 Factores de seguridad

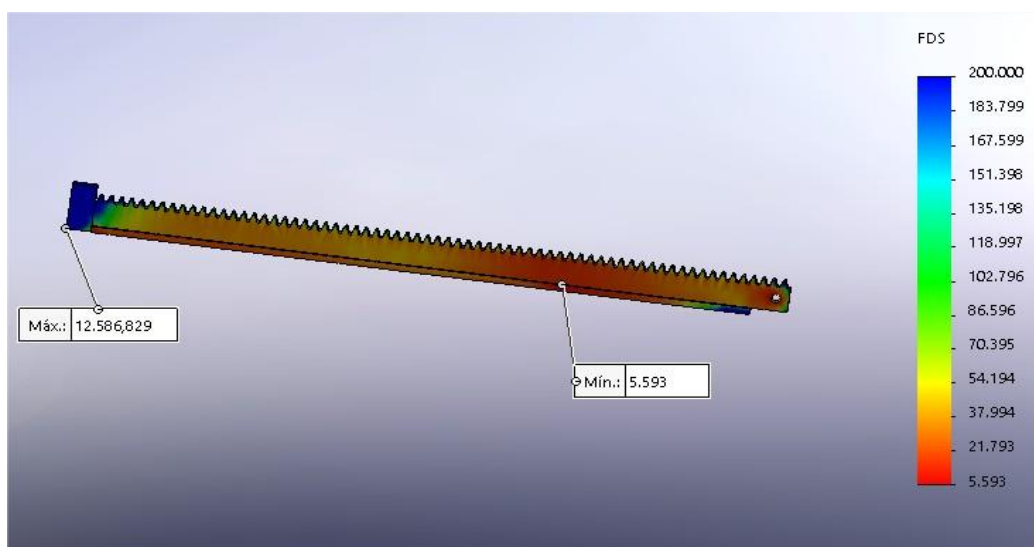


Figura 69 Factor de seguridad cremallera (cortadura).

En este caso será en el medio donde mayor área no tendrá un factor superior a 5 debido a que las tensiones de cortadura se centraran en esta zona, aun así, un valor superior a 3,8 es más que suficiente para resistir las tensiones.

### 6.3.5 Cálculos Dinámicos

Respecto a los cálculos y simulaciones dinámicos se tiene lo siguiente:

**Datos básicos** | Perfil de referencia | Tolerancias | Esfuerzo | Factores

**Geometría**

Módulo normal  $m_n$ : 2.0000 mm

Ángulo de presión normal  $\alpha_n$ : 20.0000 °

Piñón: dentado recto

Ángulo de hélice en el círculo primitivo  $\beta$ : 0.0000 °

Distancia entre centros  $a$ : 47.0000 mm

Número de dientes  $z$ : 28

Ancho del diente  $b$ : 20.0000 mm

Coefficiente de desplazamiento de perfil  $x^*$ : 0.5000

Calidad (ISO 1328)  $Q$ : 6

**Materiales y lubricación**

Piñón: 18CrNiMo7-6, Acero de cementación, templado por cementación, ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Resistencia del núcleo  $\geq 29\text{HRC}$  Jominy J=12mm <HRC28

Cremallera: 18CrNiMo7-6, Acero de cementación, templado por cementación, ISO 6336-5 Imagen 9/10 (MQ), Resistencia del núcleo  $\geq 29\text{HRC}$  Jominy J=12mm <HRC28

Lubricación: Grasa: Microlube GB 0

**Resultados**

Recubrimientos (perfil/salto/total): 1.6489 / 0.0000 / 1.6489

	Piñón	Cremallera
Circunferencia exterior efectiva (mm)	62.000	20.000
Seguridad del pie del diente	5.4712	5.0471
Seguridad del flanco	2.1754	2.5162
Seguridad contra gripado (temperatura integral)		4.7815
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)		74.4986

Figura 70 Calculo dinámico parte 1.

**Datos básicos** | Perfil de referencia | Tolerancias | Esfuerzo | Factores

**Resistencia**

Método de cálculo: ISO 6336:2006 Método B

Método de cálculo gripado: según método de cálculo

Método de cálculo rotura de flancos: Ningún cálculo

Rueda motriz: Piñón

Flanco de trabajo rueda 1: flanco derecho

Sentido de giro rueda 1: en el sentido de las agujas del reloj

Rueda de referencia: Piñón

Potencia  $P$ : 0.2500 kW

Momento torsor  $T_1$ : 23.1000 Nm

Velocidad  $n_1$ : 103.3474 1/min

Duración de vida exigida  $H$ : 20000.0000 h

Factor de aplicación de carga  $K_a$ : 1.2500

**Espectro de carga**

Carga única (sin espectro)

Considerar el espectro de carga

**Resultados**

Recubrimientos (perfil/salto/total): 1.6489 / 0.0000 / 1.6489

	Piñón	Cremallera
Circunferencia exterior efectiva (mm)	62.000	20.000
Seguridad del pie del diente	5.4712	5.0471
Seguridad del flanco	2.1754	2.5162
Seguridad contra gripado (temperatura integral)		4.7815
Seguridad contra gripado (temperatura instantánea)		74.4986

Figura 71 Calculo dinámico parte 2.

Estos datos que se observan en la figura 60 y 61 en el cálculo del piñón y como se ha podido observar anteriormente tanto el piñón como la cremallera tienen una seguridad de pie de diente y de flancos bastante alta por lo tanto la cremallera no se romperá en un caso dinámico.

## 6.4 Barra de sujeción

Una vez determinadas las propiedades del accionamiento y de los elementos de transmisión ahora se puede determinar los elementos de sujeción que son: la barra de sujeción y las barras estabilizadoras (aunque sí que es verdad que las barras estabilizadoras se van a fijar a la barra de sujeción, se considera un elemento de sujeción ya que sujetara la estructura, le dará estabilidad y la protegerá contra las fuerzas de cortadura.

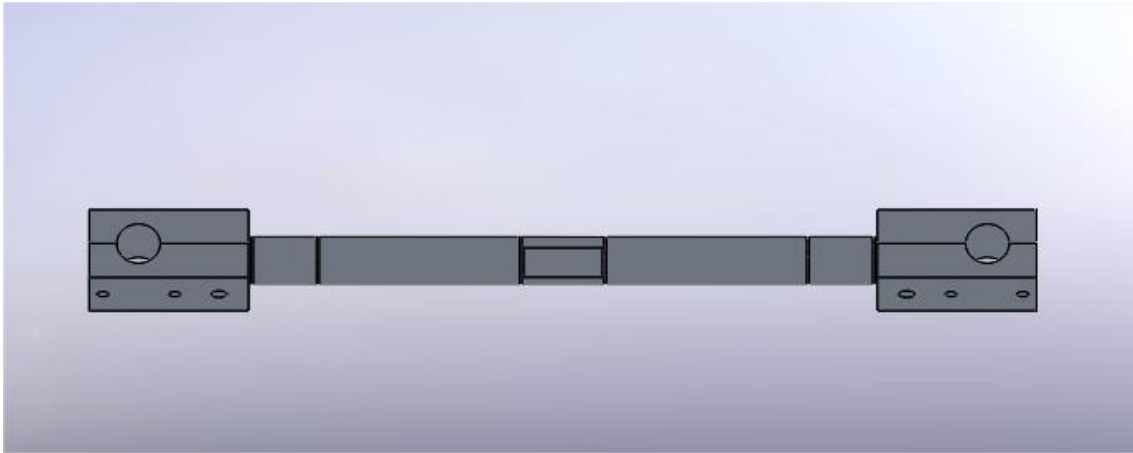


Figura 72 Barra de sujeción con sus agarres.

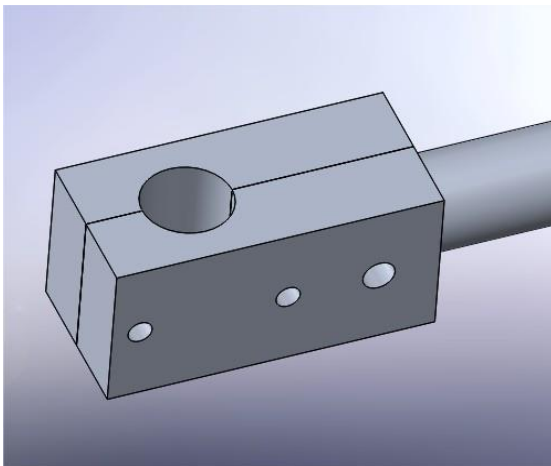


Figura 73 Agarre de barra de sujeción.

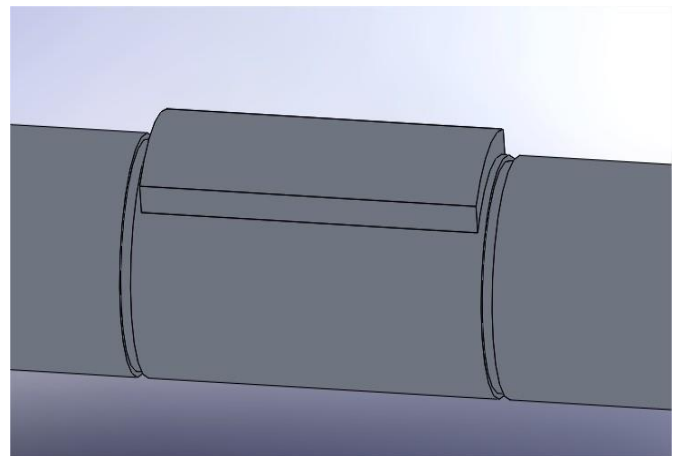


Figura 74 Pestaña de barra de sujeción.

Para poder fijar la barra a la silla de ruedas se tendrá que crear también una barra de sujeción la cual sujete tanto la estructura como las barras estabilizadoras, esto es debido a que una silla convencional no tiene una barra que una un lateral con el otro, por lo tanto, no hay lugar donde acoplar la estructura, pero si se crea una barra de sujeción la cual se sujete en las barras laterales de la silla de ruedas entonces se puede acoplar el accesorio sin ningún problema.

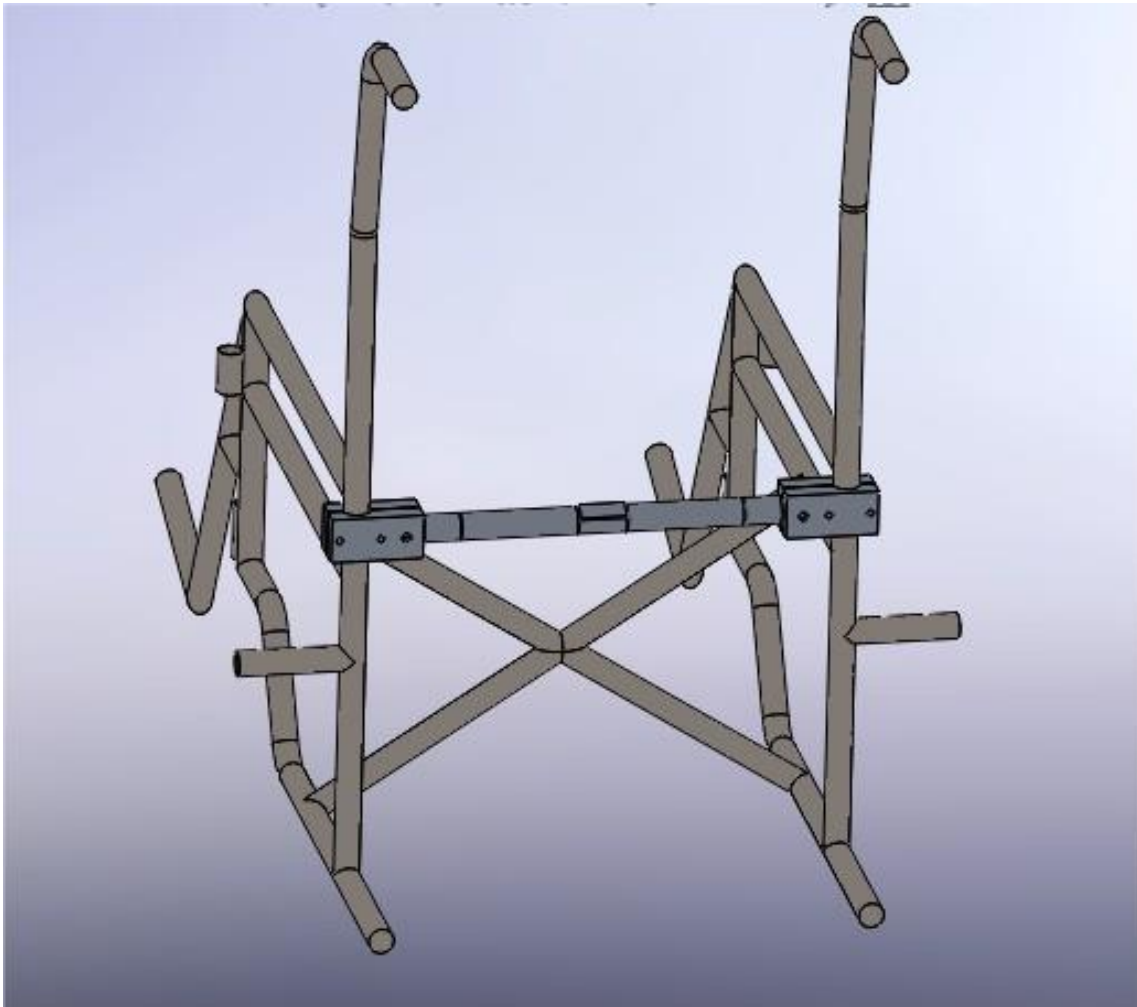


Figura 75 Barra de sujeción sujeta a la silla de ruedas.

La parte buena de añadir esto a la silla es que luego si se quisiera quitar temporalmente este dispositivo solamente habría que quitar las sujeciones y con eso se quitara todo.

#### 6.4.1 Proceso de fabricación y material seleccionado

Para fabricar los agarres que unidos con tornillos sujetaran la barra de sujeción se cogerán barras de acero que se mecanizaran hasta darles su forma rectangular y posteriormente se crearán los agujeros mediante taladrado. Se escoge esta vez el acero debido a que en este caso se necesita una unión más resistente entre la estructura de la silla de ruedas y la barra de sujeción.

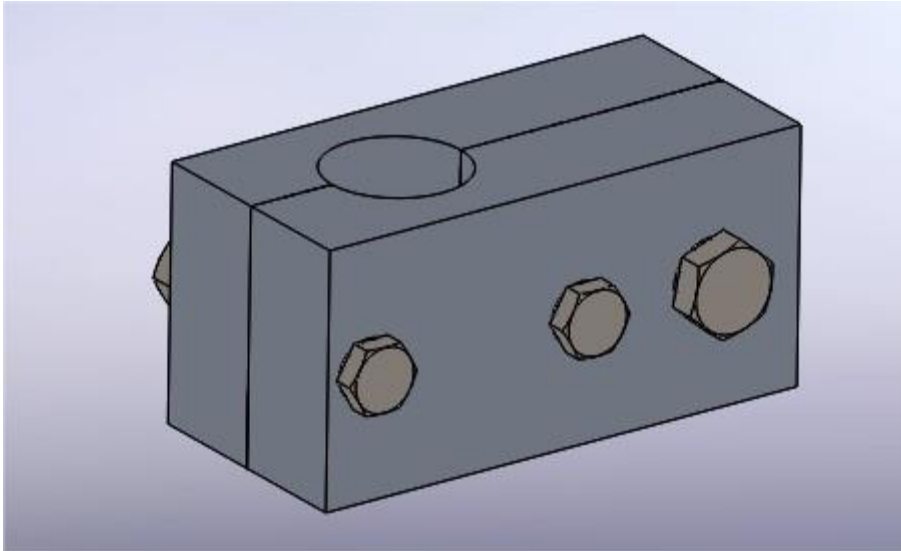


Figura 76 Agarres de barra de sujeción con sus tornillos.

Para la fabricación de la barra se comprará una barra de 27 mm de diámetro maciza de acero, va a ser maciza y de acero porque va a tener que soportar una cortadura de 770 N por lo que para que soporte las tensiones de forma segura van a ser necesarios estos dos requisitos (aunque interesaría hacer todo el mecanismo de aluminio por reducción de peso esto no va a poder ser en todos los casos como en la cremallera, piñón y barra de sujeción debido a que en estos casos concretos se necesita una mayor resistencia).

Posteriormente se mecanizará mediante torneado quitándole material hasta dejarla con 24 mm de diámetro y dejando en el medio esa pestaña que se puede observar en la imagen, la finalidad de esta pestaña es limitar el Angulo de movimiento de la barra para que así no gire libremente los 360 grados y mantener elevada la barra cuando este en desuso. Otro motivo de porque se usa el acero es para que la pestaña sea capaz de soportar las fuerzas del peso de la barra y del motor. Finalmente se realizarán unas ranuras en la barra para poder poner posteriormente arandelas segeer para poder fijar axialmente tanto las barras estabilizadoras como la estructura.

Las ranuras se realizarán basándose en el catálogo de arandelas segeer mostrado en el apartado “piñón” (véase figura 40)

#### 6.4.2 Análisis estático (Simulación reacción a compresión)

En esta simulación se comprobará que la barra de sujeción tampoco se deforme cuando reciba las tensiones debido a la reacción de la barra apoyada al suelo (acción reacción, la estructura recibirá una tensión (de compresión) y la barra de sujeción la misma tensión, pero en dirección contraria a la de la barra)

En este caso la parte fija va a ser la propia estructura de la silla de ruedas:

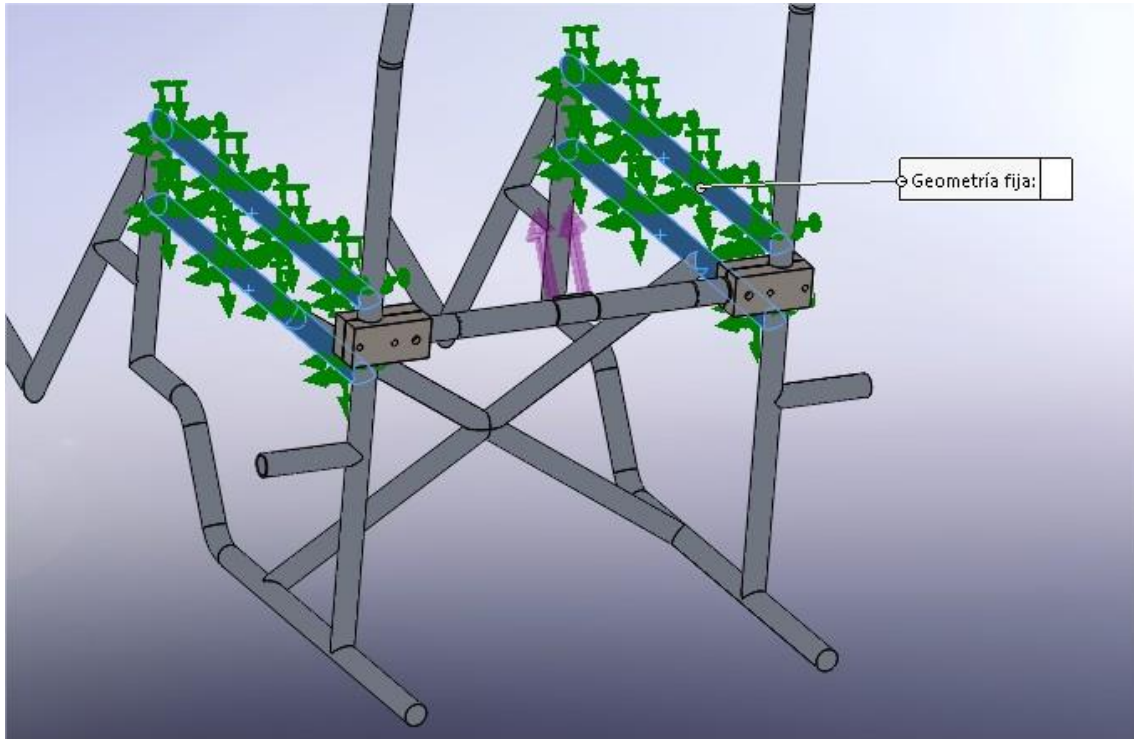


Figura 77 Fijación barras silla de ruedas.

Y las fuerzas recibidas serán debido a la reacción al apoyar la estructura en el suelo, estas fuerzas van a concentrarse en el centro de la barra ya que es ahí donde la estructura del accesorio está sujeta. La dirección de estas fuerzas se ve en la siguiente imagen:

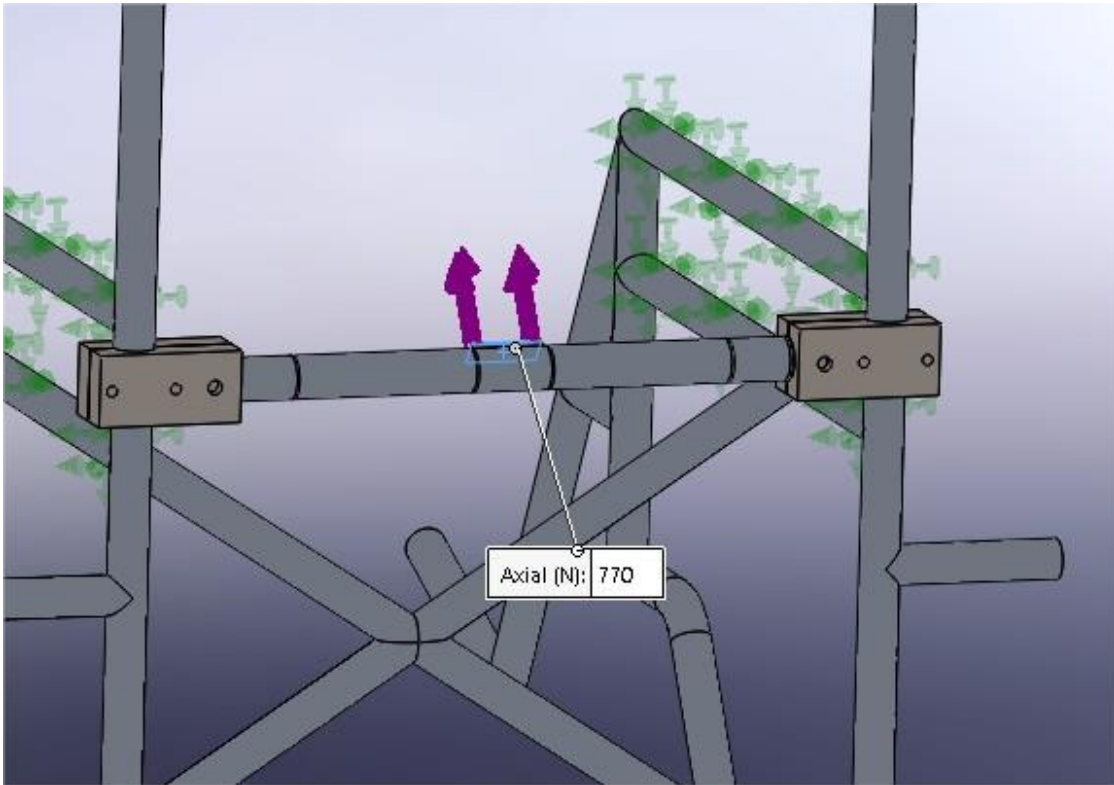


Figura 78 Fuerzas de reacción producidas en barra de sujeción.

En este caso será como en el primero, se hará el análisis desde el momento antes de desplegar la cremallera que es cuando más peso tiene que soportar la estructura y por lo tanto cuando más tensión recibe también la barra de sujeción.

El cálculo de este análisis será genérico, es decir, el análisis será considerando las partes del mecanismo afectadas por las tensiones, pero los resultados del análisis se mostrarán aisladamente y pieza a pieza para que se pueda entender con más facilidad.



Respecto al análisis estático (simulación reacción a compresión) se han obtenido los siguientes resultados:

#### 6.4.2.1 Tensiones

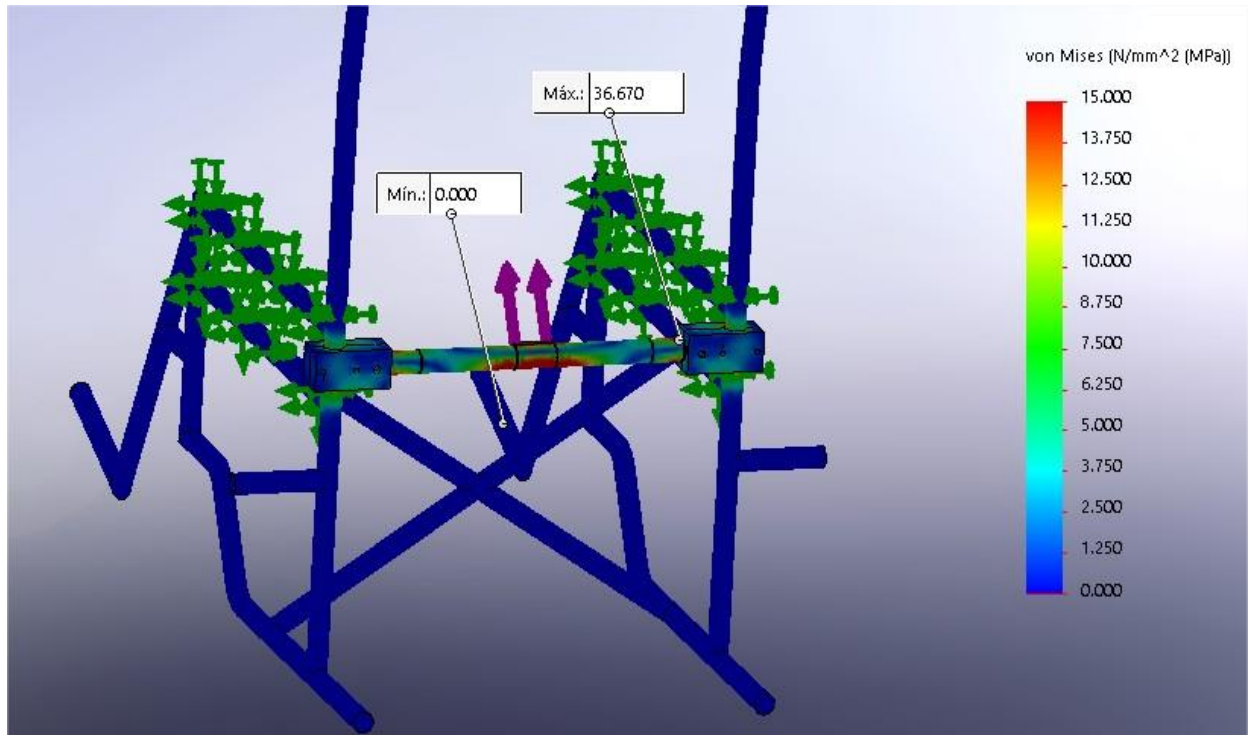


Figura 79 Tensiones en barra de sujeción (compresión).

Como se puede observar, la barra no sufre una gran tensión y esto es debido a que a pesar de que las tensiones van a estar concentradas en el medio ya que la barra será la que transmita las fuerzas de reacción, la barra está hecha de acero y tiene 24 mm de diámetro cosa que garantiza que reciba menor cantidad de tensiones (tiene mayor superficie).

### 6.4.2.2 Desplazamiento

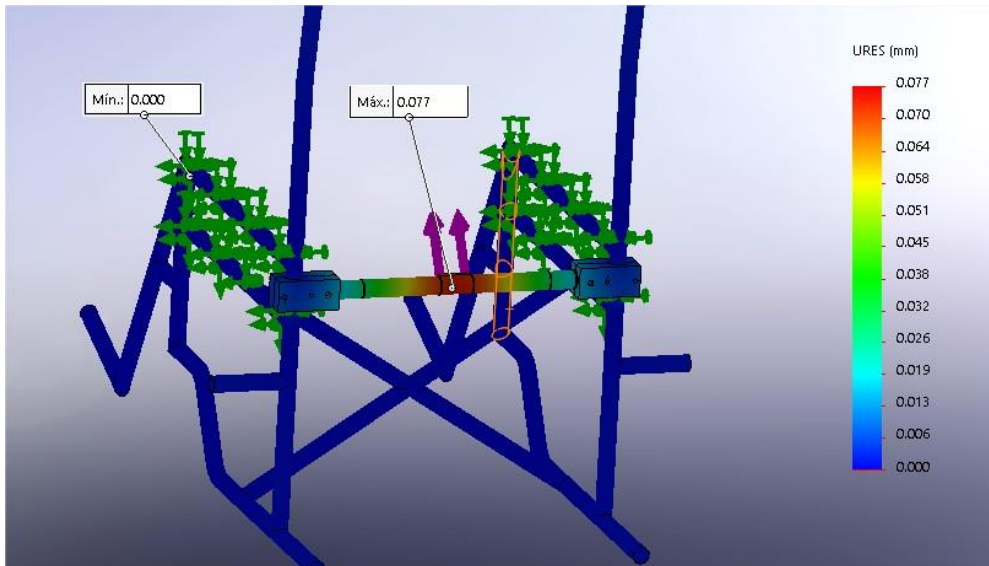


Figura 80 Tensiones en barra de sujeción (compresión).

En este caso también habrá unos desplazamientos considerables por lo dicho anteriormente, de todas maneras, no va a ser muy grande este desplazamiento gracias a que la barra es maciza y de que está hecha de acero (0,080 mm).

### 6.4.2.3 Factor de seguridad

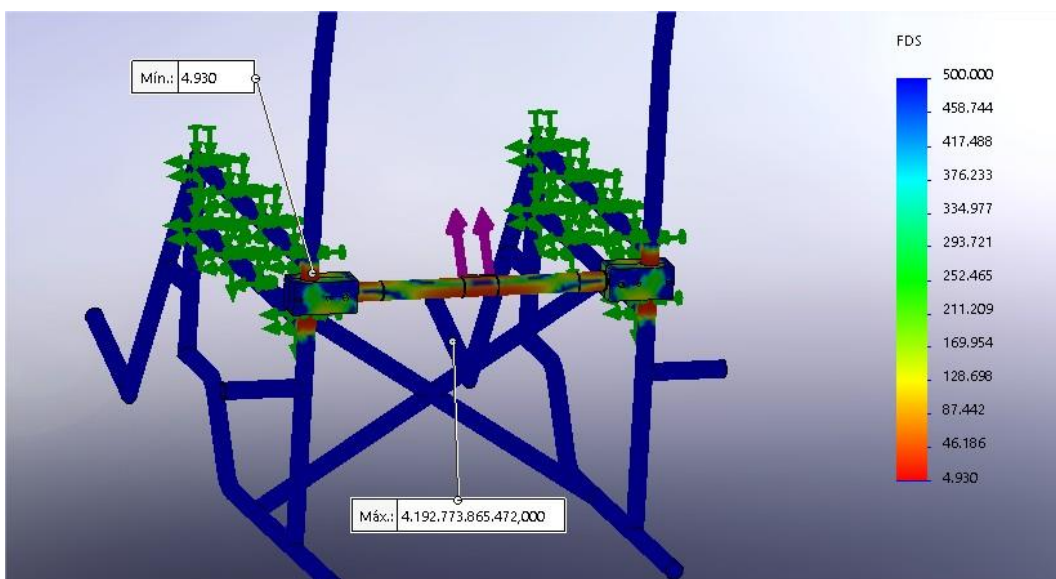


Figura 81 Factor de seguridad en barra de sujeción (compresión).

EL factor de seguridad no baja de 4 por lo tanto todo correcto.

### 6.4.3 Análisis estático (Simulación dispositivo en desuso)

En la siguiente simulación se comprobará que tanto la pestaña la cual esta mecanizada en la barra de sujeción como la ranura de la propia estructura resistirán las tensiones en el momento en el que la barra esté en el aire cuando esté en desuso:

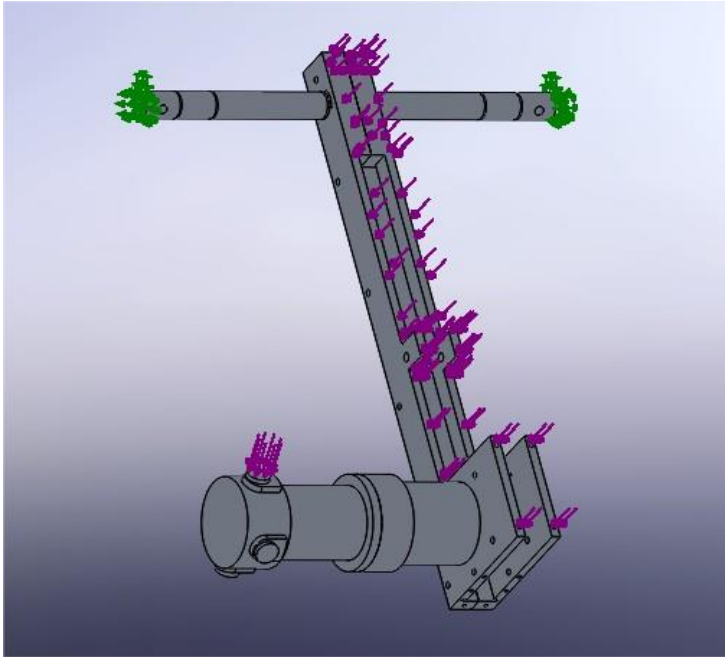


Figura 82 Fuerzas producidas por el peso del dispositivo.

Las fuerzas que tendrá que resistir esta pestaña serán las del propio peso tanto del motor como de la barra. Como se observa en la imagen estará la fuerza que ejercerá el motor debido a su peso que será de 65 N (6,5 Kg) y la fuerza repartida que se deberá al peso de la propia estructura (junto al peso del piñón, cremallera, base y otros elementos los cuales no aparecen en la imagen para simplificarla, pero sí que se consideran) que será de 55 N (5,5 Kg)

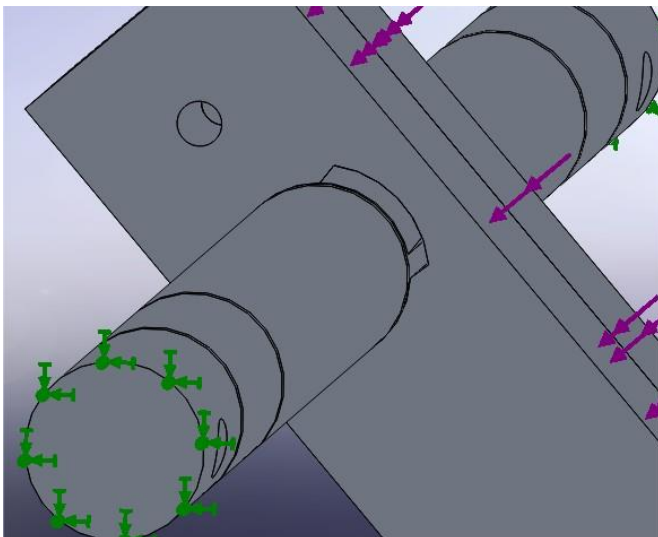


Figura 83 Fijación barras de sujeción.

Respecto al análisis estático (simulación dispositivo en desuso) se han obtenido los siguientes resultados:

#### 6.4.3.1 Tensiones

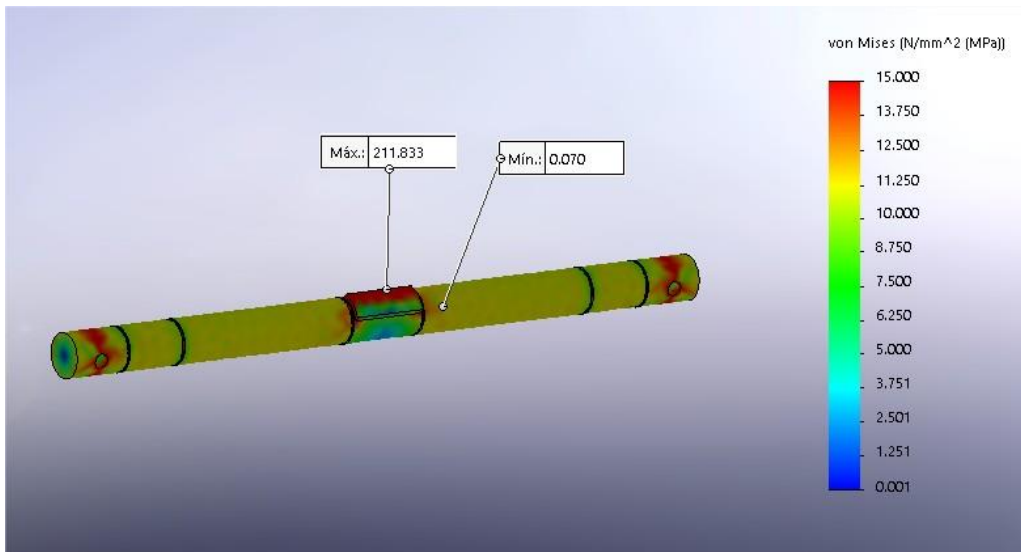


Figura 84 Tensiones en barra de sujeción (en desuso).

Como se observa en la imagen se producen tensiones muy grandes en la pestaña, esto es debido al momento que se produce en ese punto ya que, cuando la barra está en el aire sujeta gracias a la pestaña, el peso de la barra y del motor produce ese momento y gran parte de las tensiones se concentra en ese punto, por esa razón se fabrica la barra de acero, para que sea capaz de soportar las tensiones.

#### 6.4.3.2 Desplazamiento

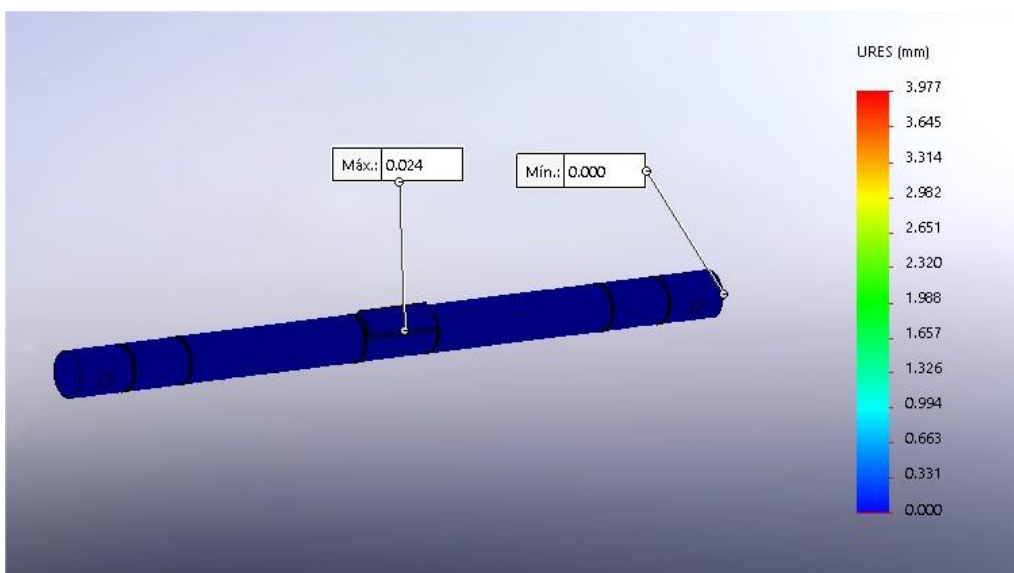


Figura 85 Desplazamiento en barra de sujeción (en desuso).

Prácticamente no hay ningún tipo de desplazamiento.

#### 6.4.3.3 Factor de seguridad

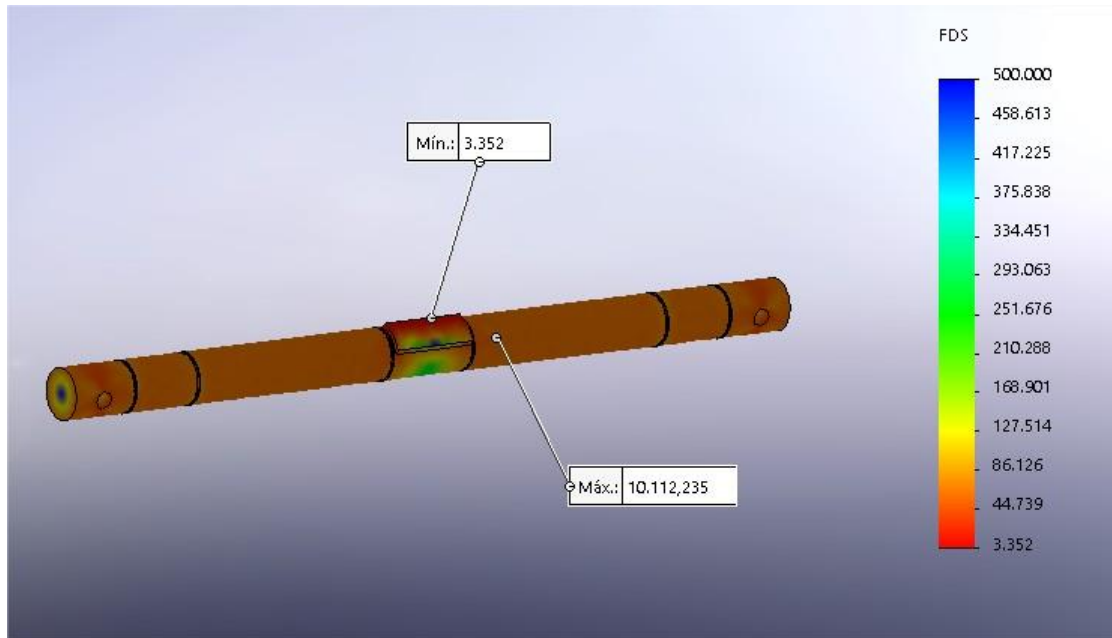


Figura 86 Factor de seguridad en barra de sujeción (en desuso).

El factor de seguridad es superior a 3 por lo tanto se garantiza que la barra soportara perfectamente las tensiones recibidas por el peso de la estructura y motor.

## 6.5 Barras estabilizadoras

A continuación, se hablará de las barras de sujeción las cuales se encargarán de dar estabilidad a la estructura y de absorber las fuerzas de cortadura en el caso de que las hubiera.

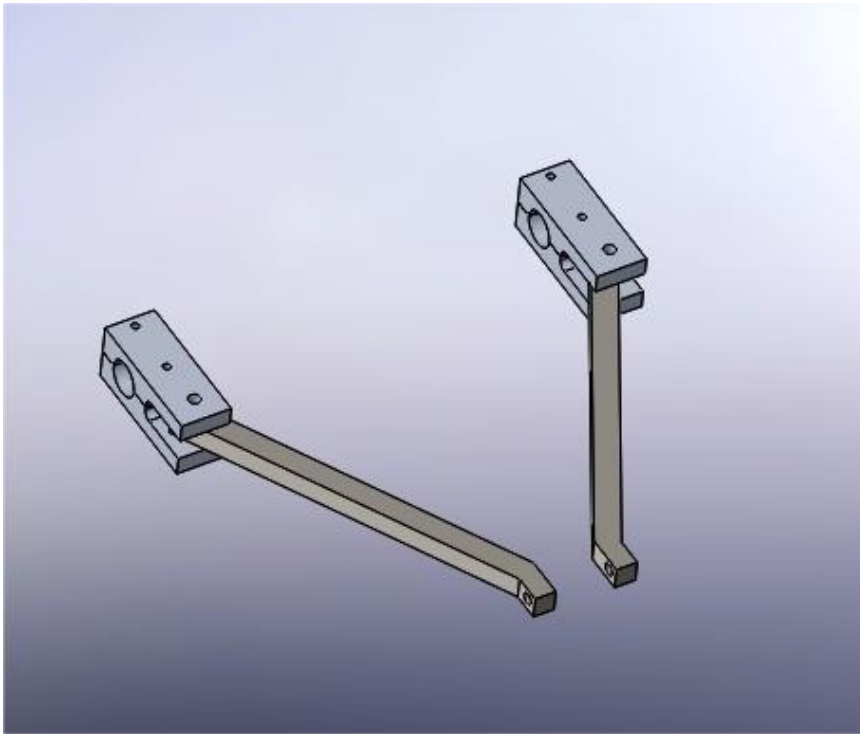


Figura 87 Barras estabilizadoras con sus agarres.

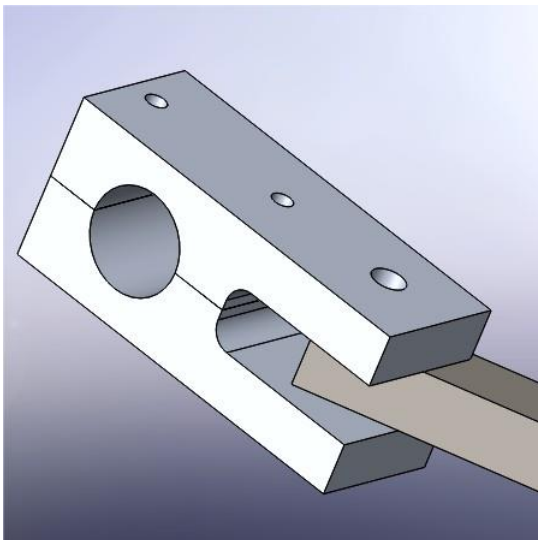


Figura 88 Agarre barra estabilizadora.

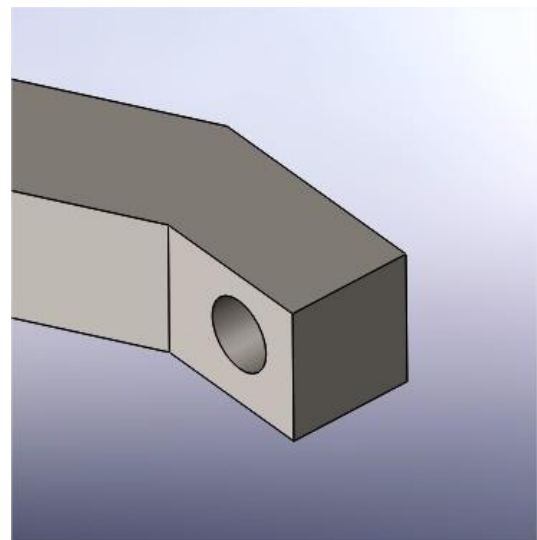


Figura 89 Agujero en barra estabilizadora.

Aparte de la estructura serán necesarias 2 barras para estabilizar la estructura ya que si hubiera un movimiento de cortadura muy fuerte la estructura podría no resistir la cortadura y en el peor de los casos romperse, así que básicamente la finalidad de este elemento será amortiguar la cortadura que podría recibir la estructura y por supuesto estas barras tendrán un agarre que una las barras estabilizadoras con barra de sujeción.

### 6.5.1 Proceso de fabricación y material seleccionado

Habrá que fabricar tanto la barras como los agarres ya que ninguno de estos elementos se puede obtener en el mercado convencional.

-Para la fabricación de los agarres se comprará una barra rectangular de aluminio 3003 H18. Posteriormente para la creación de los agujeros se usará un taladro, para la parte que unirá la sujeción a la barra estabilizadora se fresará.

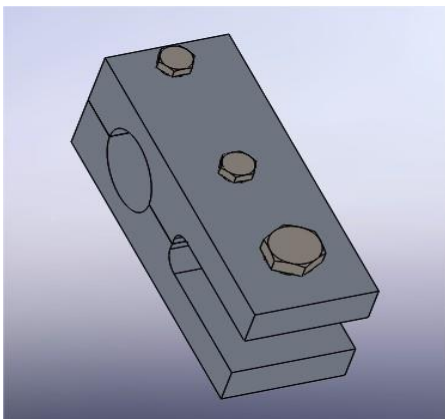


Figura 90 Agarre de la barra estabilizadora con sus tornillos.

-Para la elaboración de las barras estabilizadoras se cogerán dos barras de aluminio y se mecanizaran hasta darles la forma rectangular que tienen, que una de las barras tendrá que tener un Angulo (la pequeña) ya que posteriormente se soldaran para obtener la estructura total. Recordar que se escoge el aluminio en este caso porque es ligero.

Posteriormente se realizará 1 agujero en cada extremo uno será para sujetarlo al agarre y otro para sujetarlo a la barra.

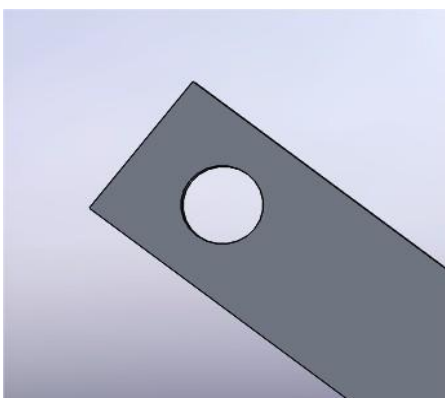


Figura 91 Agujero para agarre.

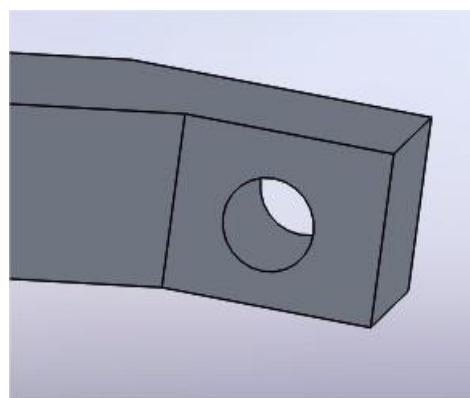


Figura 92 Agujero para unir con estructura.

## 6.5.2 Análisis estático (Simulación cortadura)

Anteriormente en el apartado “piñón” se ha hablado de la simulación de cortadura y a lo largo del análisis se ha comprobado que tanto el piñón como la cremallera apenas sufren tensiones cuando se produce cortadura, esto es debido a que la gran parte de las tensiones las absorben las barras estabilizadoras, a continuación, se analizarán los resultados de esta simulación en las barras estabilizadoras y sus agarres.

Respecto al análisis estático (simulación cortadura) se han obtenido los siguientes resultados:

### 6.5.2.1 Tensiones

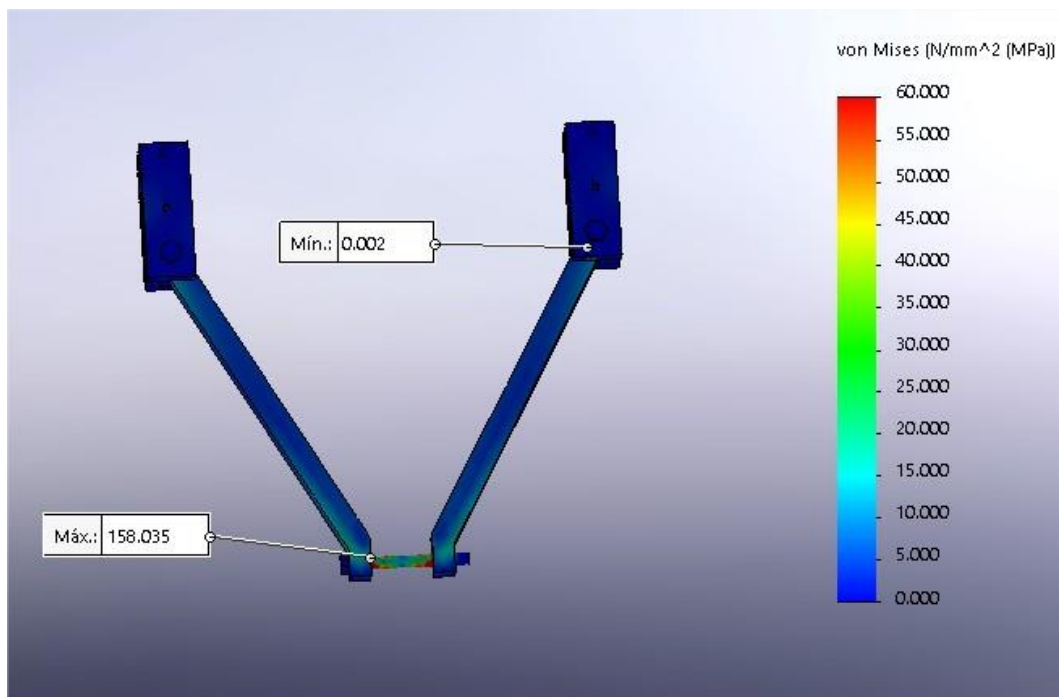


Figura 93 Tensiones en barras estabilizadoras y agarre.

No supera los 160 MPa. Sin ningún problema ya que lo que está sufriendo esas tensiones es el tornillo que es de acero y no las barras estabilizadoras que son de aluminio 3003 H18, de todas maneras, este tipo de aluminio tiene un límite elástico de 185 MPa entonces considerando que 160 MPa va a ser la máxima tensión, no hay ningún tipo de problema.



### 6.5.2.2 Desplazamiento

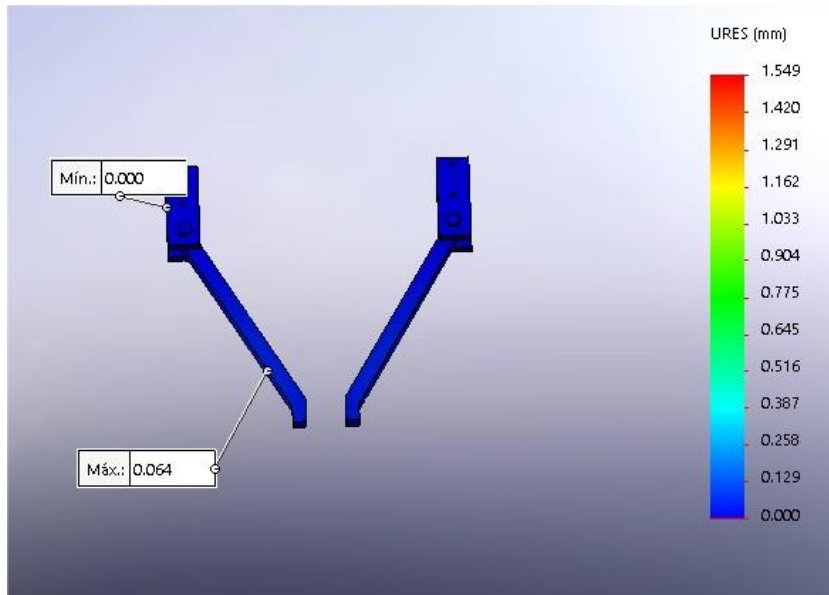


Figura 94 Desplazamiento en barras estabilizadoras y agarre.

Aquí también se observa que el desplazamiento de las barras es mínimo por lo tanto todo correcto.

### 6.5.2.3 Factor de seguridad

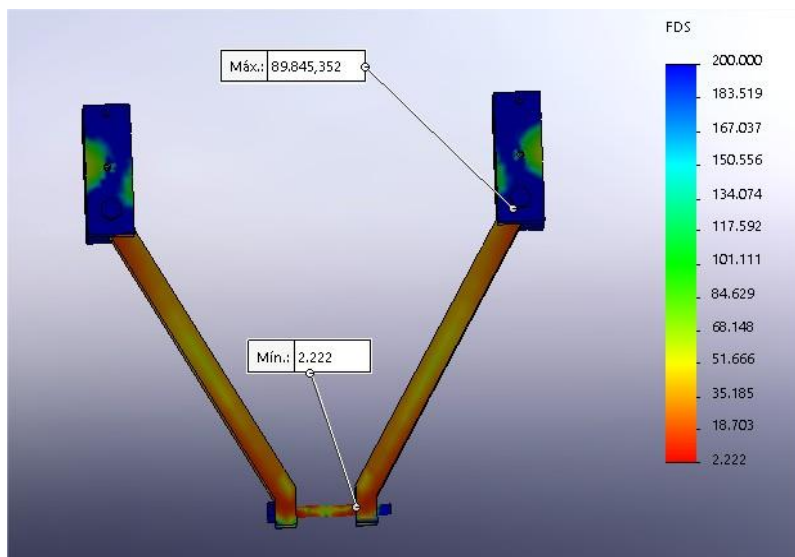


Figura 95 Factor de seguridad en barras estabilizadoras y agarre.

Finalmente el factor de seguridad mínimo no baja de 2, este se encuentra en un extremo de la barra, por lo que con esto se confirma que las barras estabilizadoras absorberán las tensiones de cortadura con éxito y sin romperse.

## 6.6 Estructura y carcasa

Ahora que se ha hablado sobre los elementos de sujeción se puede determinar las propiedades que tendrá que tener la estructura para adaptarse tanto a la barra de sujeción como a las barras estabilizadoras.

### 6.6.1 Estructura

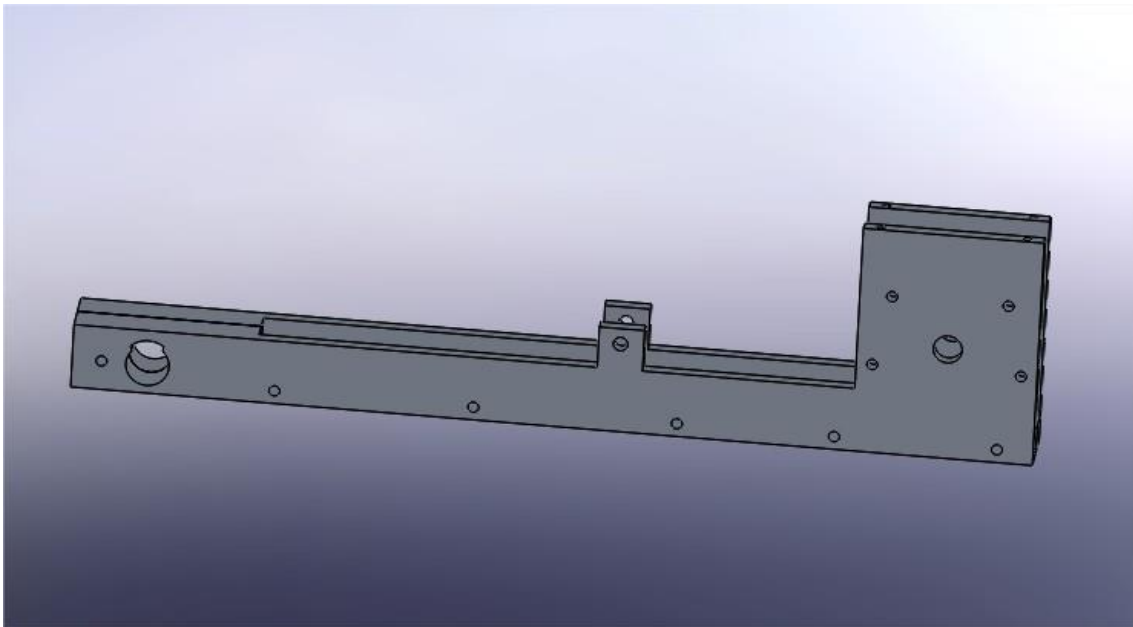


Figura 96 Estructura/barra.

#### 6.6.1.1 *Proceso de fabricación y material seleccionado*

En el caso de la estructura el material seleccionado va a ser el mismo que la mayoría del mecanismo, aluminio 3003- H18.

Para la creación de la estructura, debido a su compleja geometría, se hará dividida en 2 partes simétricas. Se cojera el aluminio aleado y se mecanizará, primero se hará un fresado para vaciar las partes necesarias y se creará la geometría que se puede observar en el plano.

Luego mediante un taladro se harán los respectivos agujeros de 6 i 8 mm de diámetro, los agujeros que están en la parte de debajo de la barra de 6 mm servirán para fijar la carcasa a la estructura y para unir ambas partes simétricas, la ventaja de esto es que luego será más fácil de desmontar para el mantenimiento, esto se observa en la siguiente imagen:

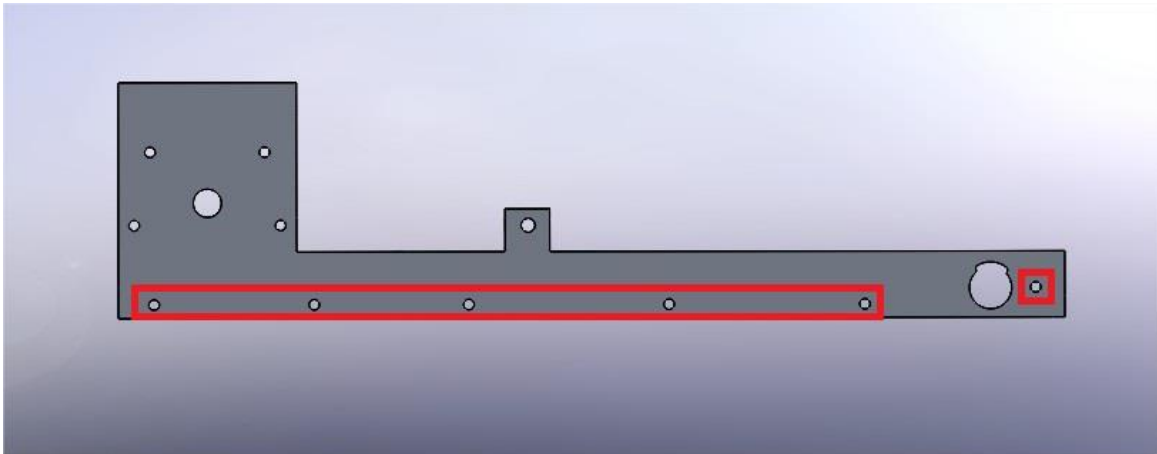


Figura 97 Agujeros para unir las dos partes de la estructura y para fijar carcasa.

Los otros agujeros de la parte izquierda que también son e 6 mm (mirar imagen) servirán para fijar el motor (a partir de una brida la cual se adapte al motor):

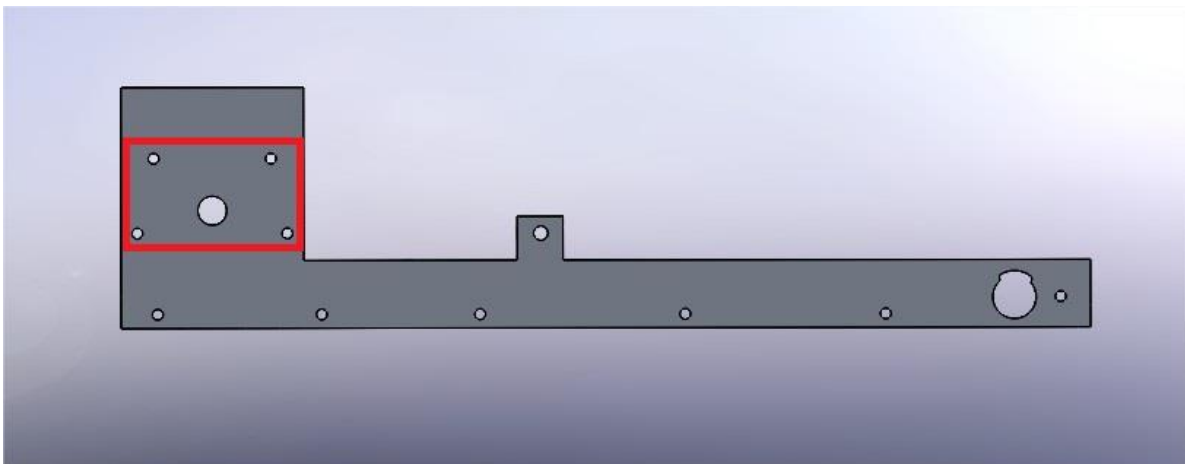


Figura 98 Agujeros para fijar motor.

Y los de 8 mm de diámetro será para fijar las barras estabilizadoras, todo mediante atornillamiento:

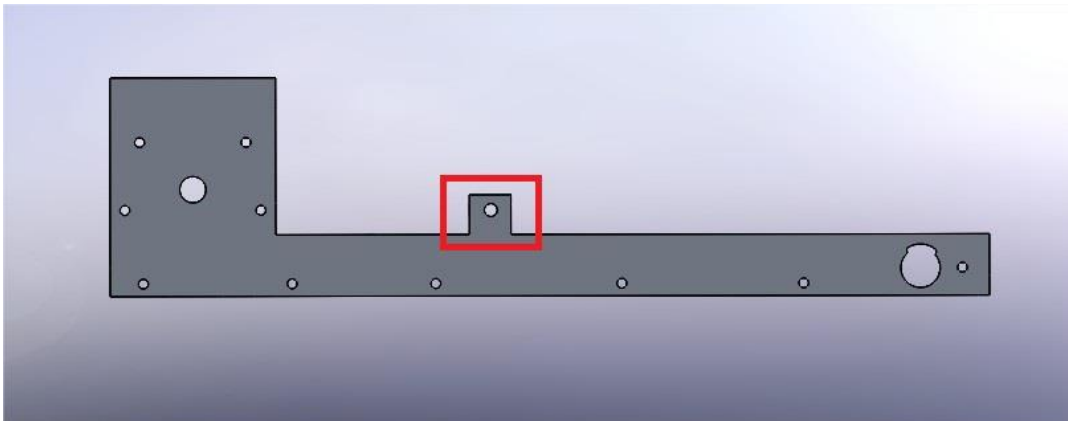


Figura 99 Agujero para fijar barras estabilizadoras.

Luego, para crear la ranura se hará un ranurado con la finalidad de que la cremallera, con el pasador atornillado, encaje adecuadamente y de esta forma la cremallera no se salga.

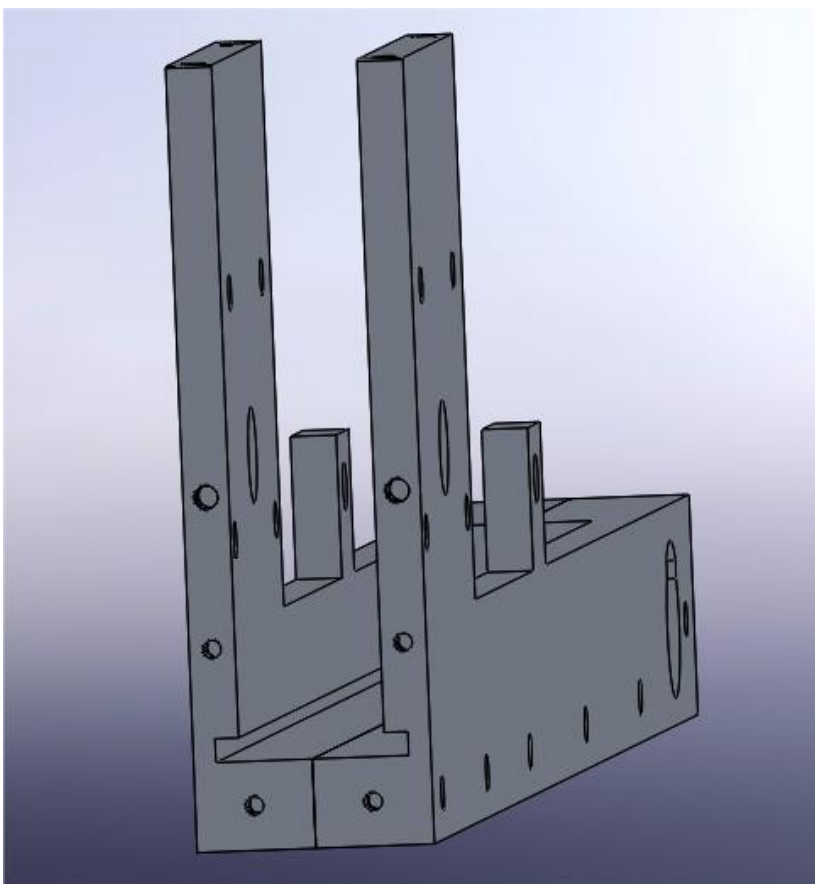


Figura 100 Ranura de la estructura para cremallera.

El agujero más grande será de 24 mm de diámetro, este agujero servirá para poder colocar la estructura en la barra de sujeción y se realizará mediante taladrado, la parte más compleja que se puede observar servirá para darle un tope de ángulo a la estructura i no que gire los 360 grados a parte también servirá para mantener la barra en el aire cuando no se esté usando y así evitar que se arrastre sobre el suelo. Al ser más compleja de realizar esta parte se tendrá que usar un láser para poder cortarlo de forma eficaz y darle esa forma.

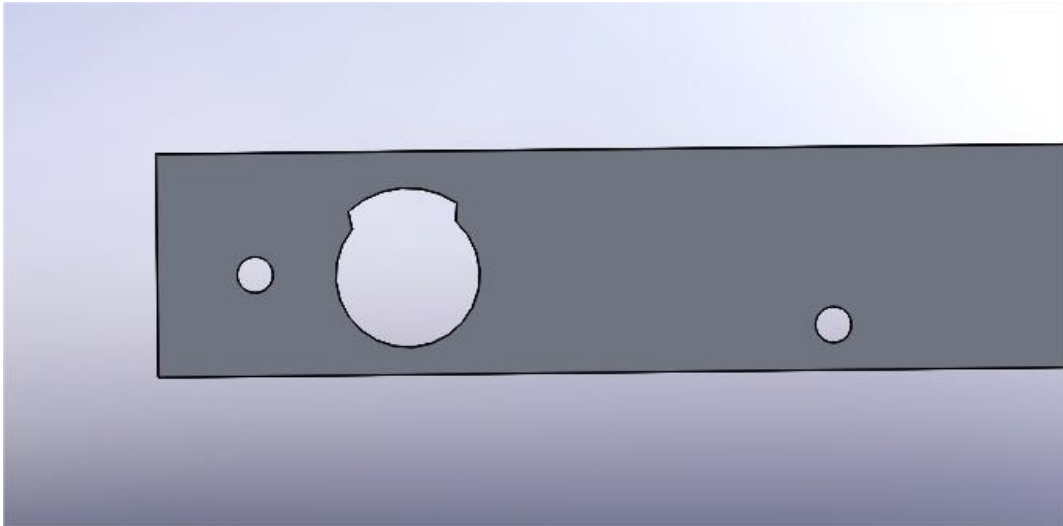


Figura 101 Agujero para unir a barra de sujeción.

Comentar que se dejara una parte de arriba sin mecanizar con la finalidad de crear un tope físico para cuando la cremallera se recoja del todo:

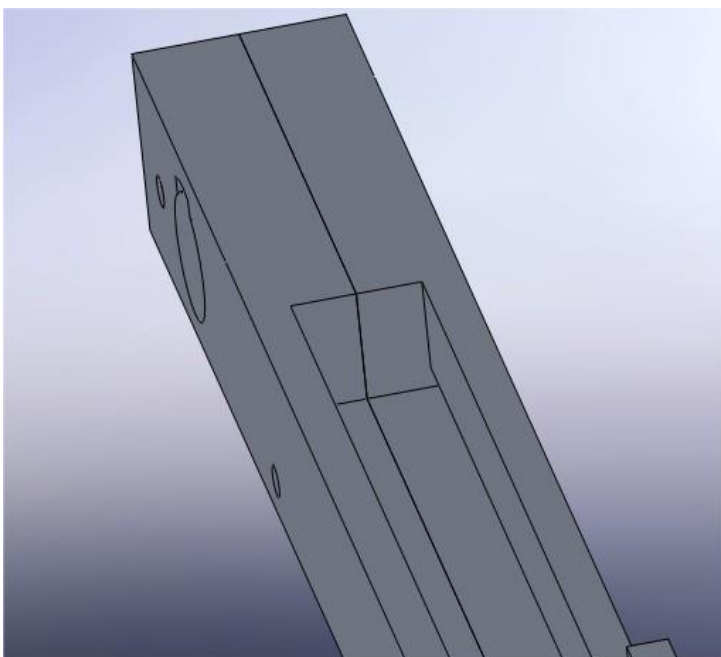


Figura 102 Tope físico para cremallera.

### 6.6.1.2 Análisis estático (Simulación compresión)

Como se ha comentado en los otros apartados, anteriormente se ha realizado una simulación de compresión, en este apartado se analizarán los resultados de esta simulación referentes a la estructura

Respecto al análisis estático (simulación compresión) se han obtenido los siguientes resultados:

#### 6.6.1.2.1 Tensiones

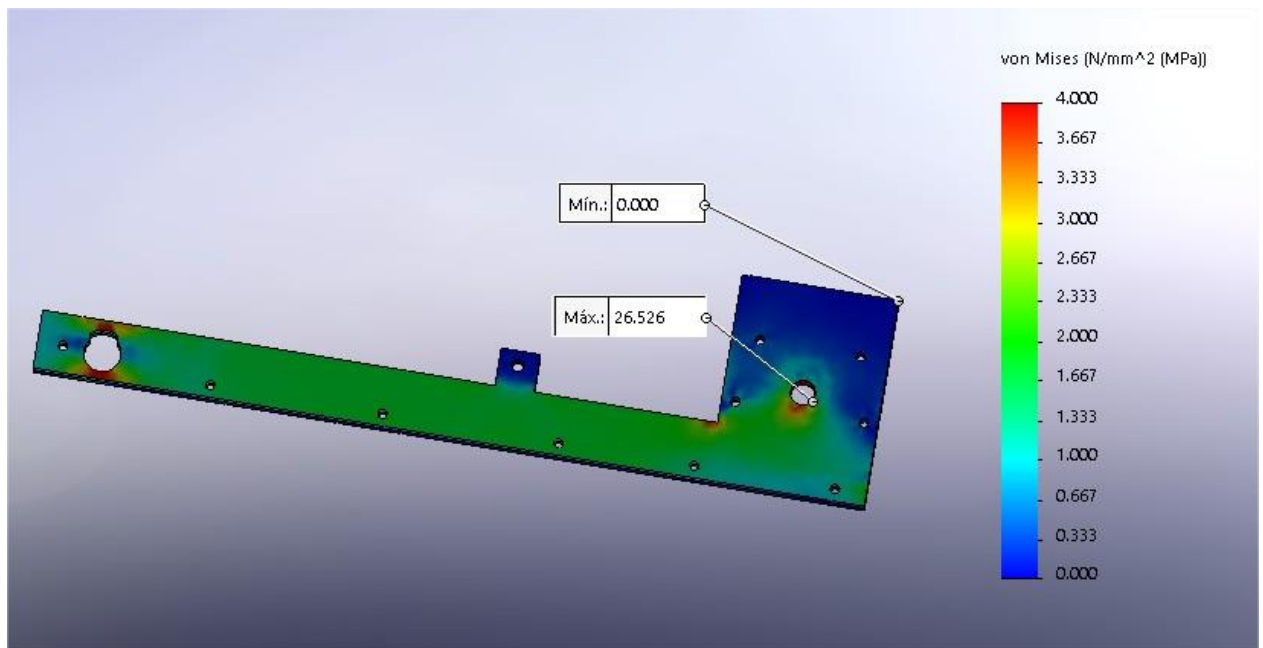


Figura 103 Tensiones estructura (compresión).

En este caso la tensión máxima estará en el agujero donde estará el eje del motor y no superará los 30 MPa.

### 6.6.1.2.2 Desplazamiento

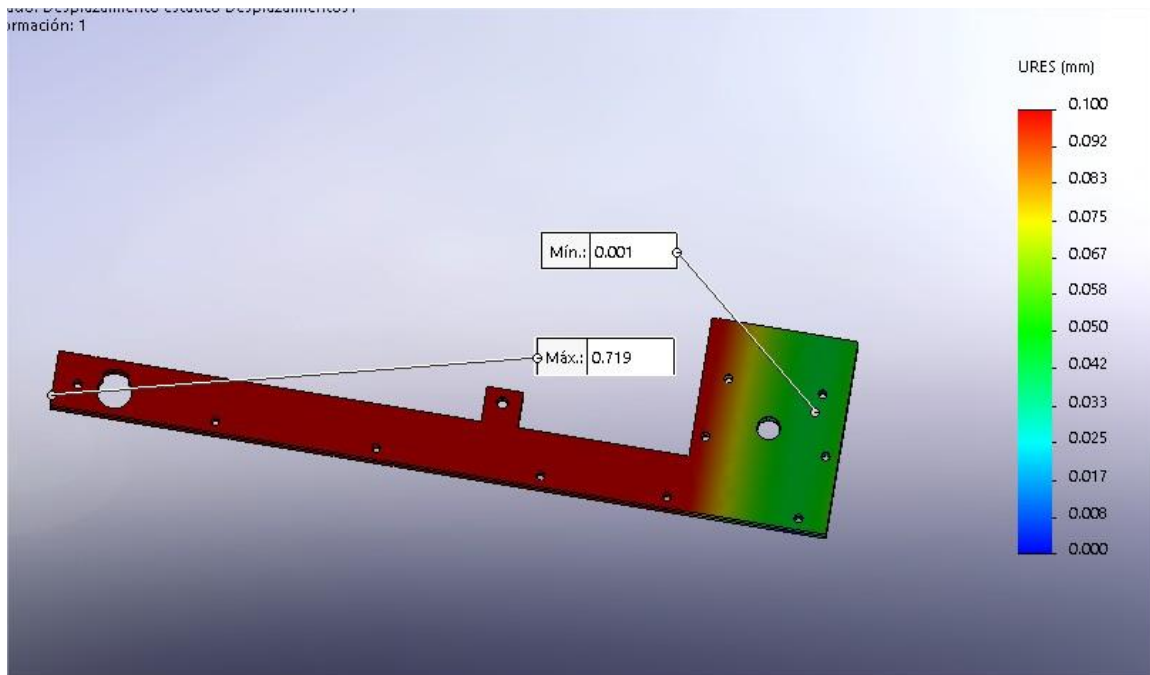


Figura 104 Desplazamiento en estructura (compresión).

El desplazamiento en el caso de compresión será mínimo, no superior a 1 mm, por lo que no hay peligro.

### 6.6.1.2.3 Factor de seguridad

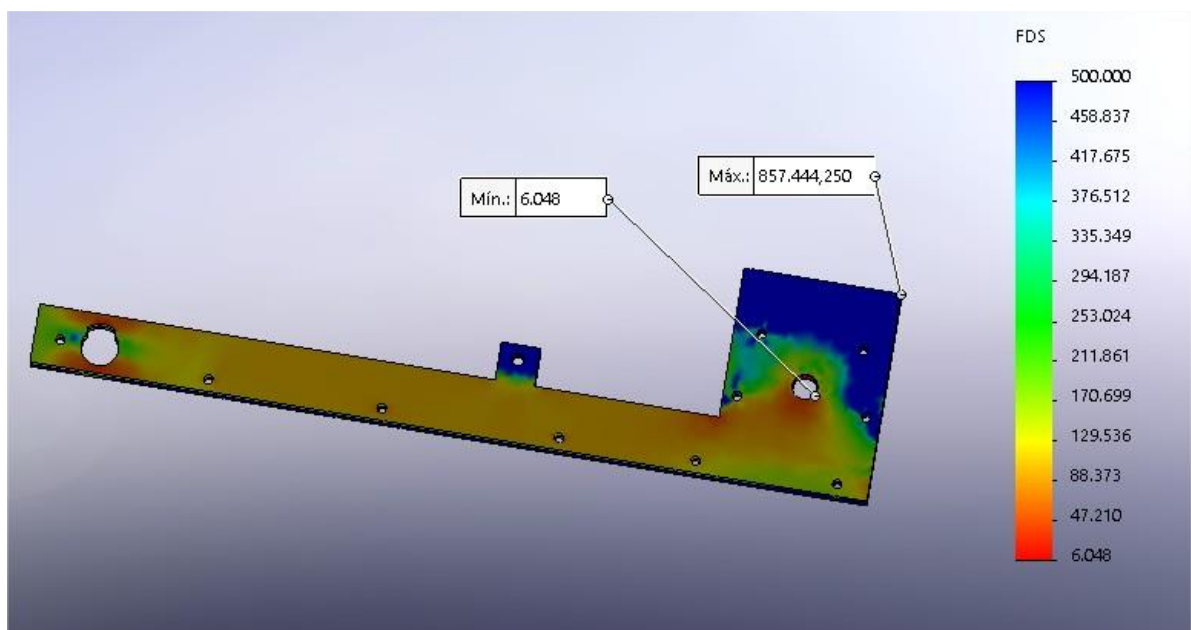


Figura 105 Factor de seguridad en estructura (compresión)

El factor de seguridad es superior a 1,25, cumple

### 6.6.1.3 Análisis estático (Simulación cortadura)

En este apartado se analizarán las tensiones de la estructura producidas por la fuerza de cortadura

#### 6.6.1.3.1 Tensiones

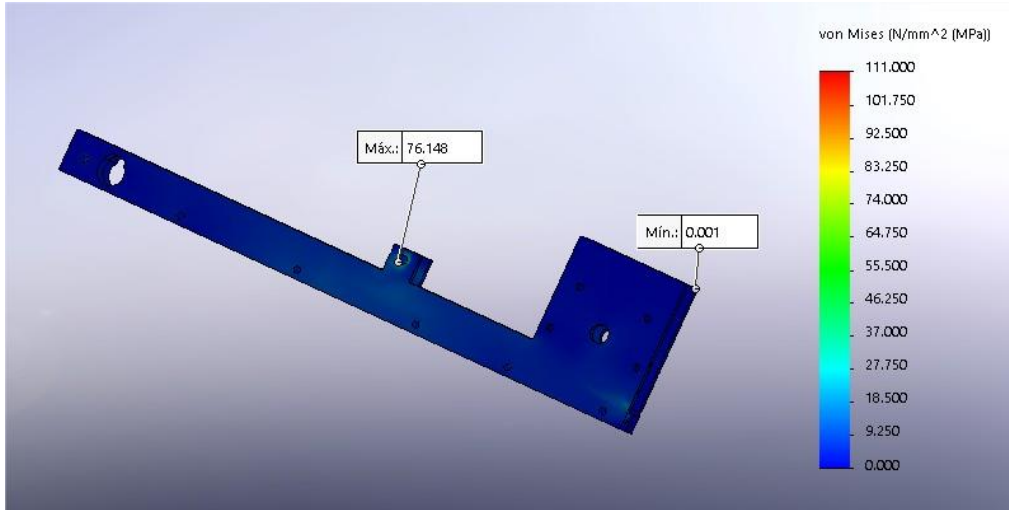


Figura 106 Tensiones estructura (cortadura).

En el caso de la cortadura se mantiene una tensión no superior a 80 MPa pero esta vez no es en la misma posición, sino que la máxima tensión se encuentra cerca de dónde está el tornillo el cual unirá las barras estabilizadoras con la estructura.

#### 6.6.1.3.2 Desplazamientos

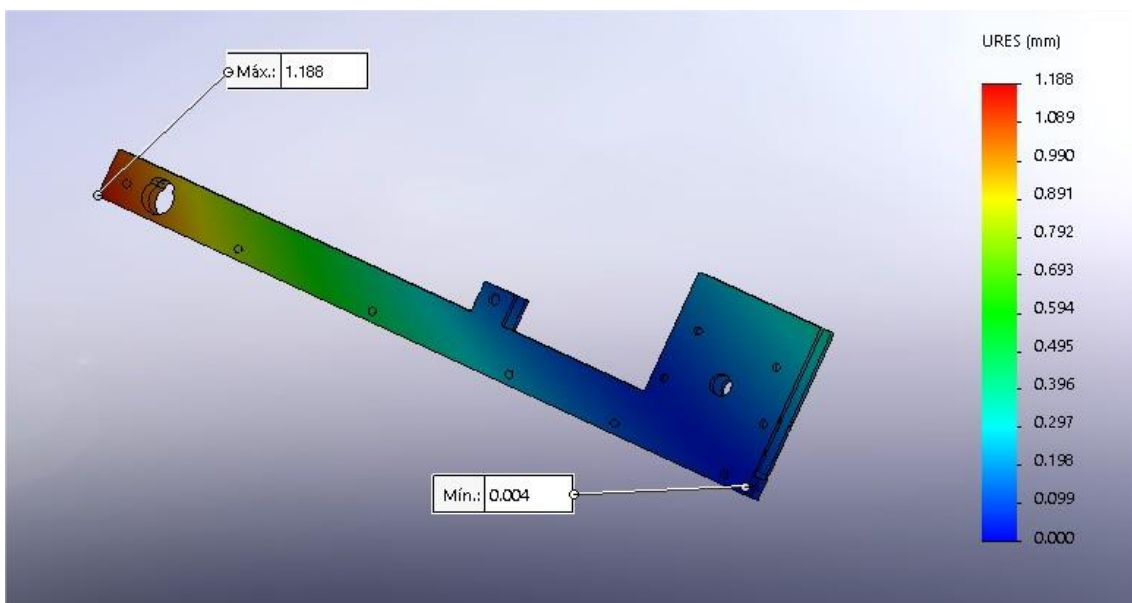


Figura 107 Desplazamiento en estructura (cortadura).



En este caso hay un mayor desplazamiento el cual supera los 2,5 mm, pero el análisis sigue mostrando un desplazamiento más grande de lo que sería, de todas maneras, cumple ya que el desplazamiento en este caso es aceptable.

### 6.6.1.3.3 Factores de seguridad

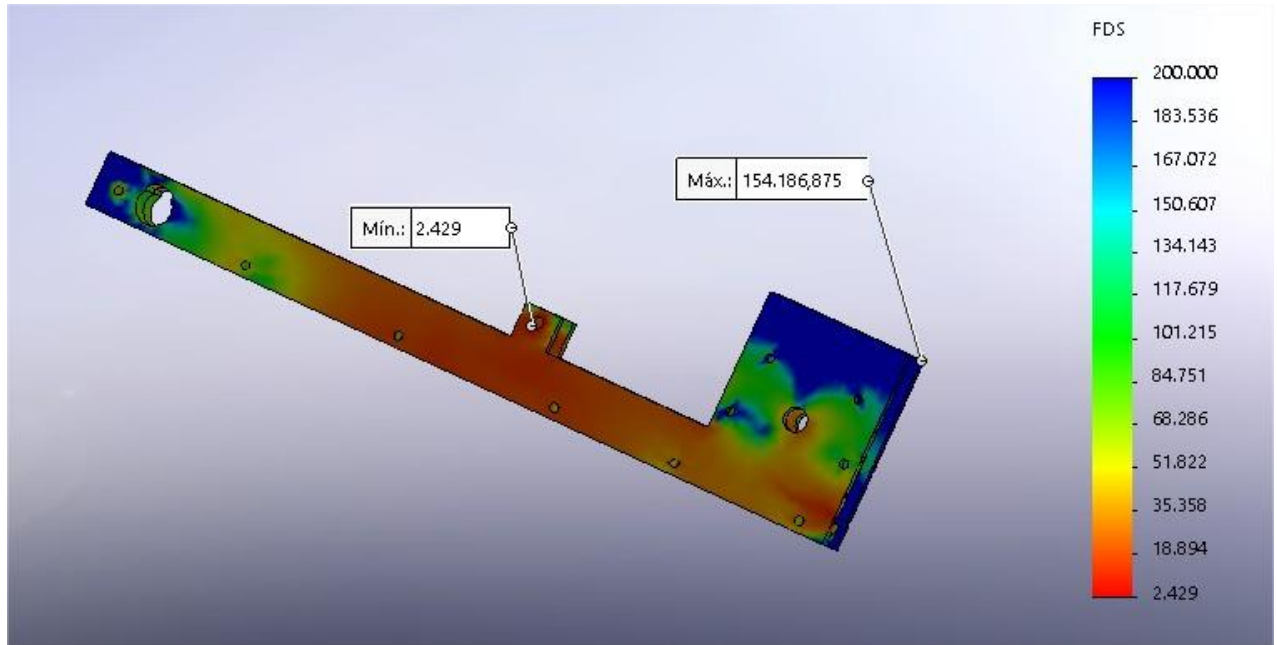


Figura 108 Factor de seguridad en estructura (cortadura).

El factor de seguridad es relativamente bajo (2,429) esto es debido a que si la estructura recibiera esas fuerzas de cortadura gran parte de las tensiones se concentrarían en la zona donde está fijada las barras estabilizadoras, de todas maneras 2,429 cumple perfectamente.

#### 6.6.1.4 Análisis estático (Simulación dispositivo en desuso)

Anteriormente en el apartado “barra de sujeción” se ha mostrado una simulación de cuando el dispositivo está en desuso y se han mostrado los datos obtenidos de la barra de sujeción, en este caso se mostrarán los datos obtenidos de la estructura.

##### 6.6.1.4.1 Tensiones

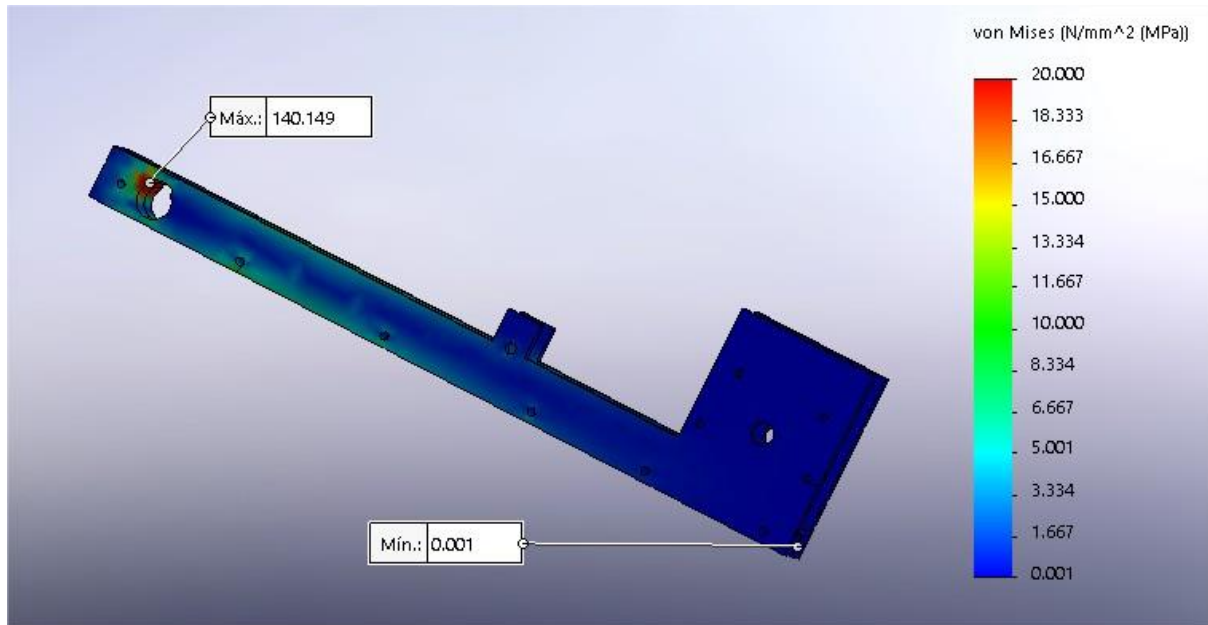


Figura 109 Tensiones en estructura (en desuso).

En este caso se producen menos tensiones de las que se producen en la pestaña de la barra de sujeción, aun así, hay bastante tensión.

#### 6.6.1.4.2 Desplazamientos

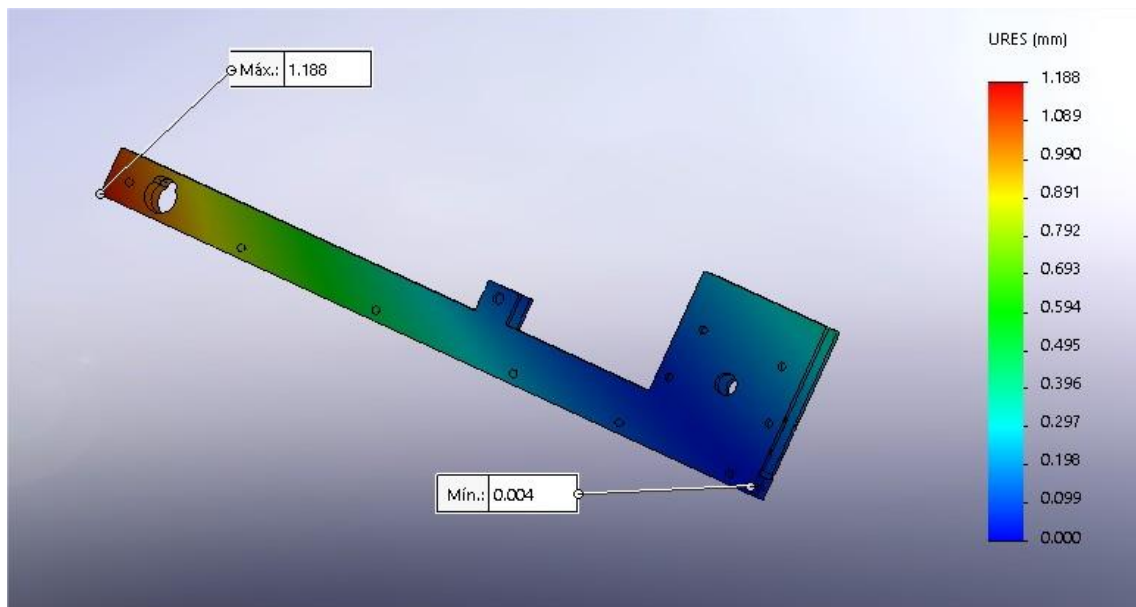


Figura 110 Desplazamiento en estructura (en desuso).

El desplazamiento que se observa no es real ya que la barra estará sujeta mediante las arandelas segeer.

#### 6.6.1.4.3 Factor de seguridad

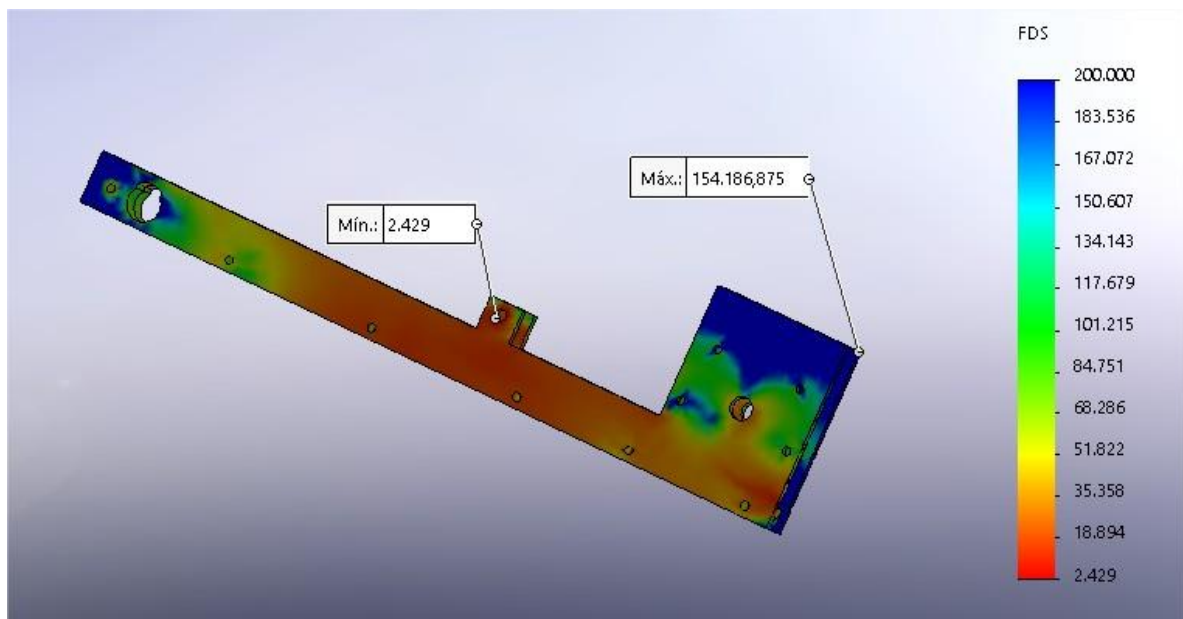


Figura 111 Factor de seguridad en estructura (en desuso).

El punto con menor factor de seguridad encuentra donde estará sujeta la barra estabilizadora cosa que demuestra que barra estabilizadora estará haciendo su función, absorber las fuerzas de cortadura para que no se rompa estructura.

## 6.6.2 Carcasa

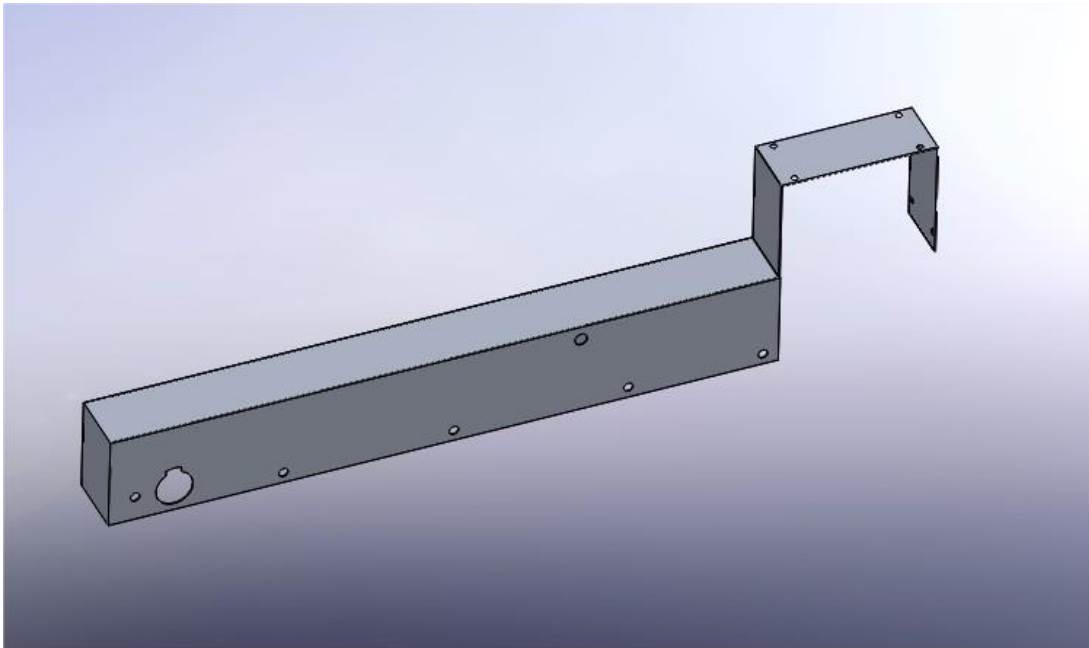


Figura 112 Carcasa

### 6.6.2.1 Proceso de fabricación y material seleccionado

En el caso de la carcasa se hará de acero.

Para fabricar la carcasa lo que se hará es comprar una lámina de acero de 0,75 mm de espesor y mediante doblado se creara la carcasa. Solamente habrá una parte soldada debido a que mediante doblado no se puede crear:

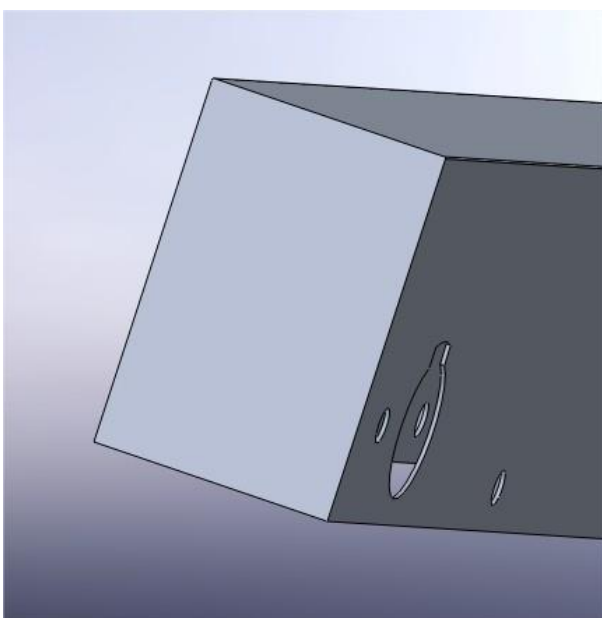


Figura 113 Zona de carcasa donde hay que soldar.

Una vez unida la estructura se realizarán perforaciones de 6 mm de diámetro para así poder fijar la carcasa a la estructura y de esta manera proteger la estructura evitando que entren objetos dentro que puedan dañar el mecanismo.

Finalmente se realizará un agujero de 24 mm para así poder encajarlo en la barra de sujeción y también se realizará esa ranura con ángulo mediante laser.

Comentar que en este caso no se va a incluir en el análisis la carcasa debido a que la función de la carcasa no es estructural sino protectora (evitar que se metan elementos extraños dentro del mecanismo como se ha dicho antes).

### 6.6.3 Retén

Finalmente comentar que se pondrá un retén en la estructura ya que en el interior llevará grasa para lubricar la cremallera y así evitar la fricción entre la base de la cremallera y la ranura creada en la estructura.

El retén será un filtro en lámina que se fijará a la estructura mediante una chapa atornillada para así cuando se deba hacer el mantenimiento simplemente se tenga que desatornillar.

Comentar que se comprará.

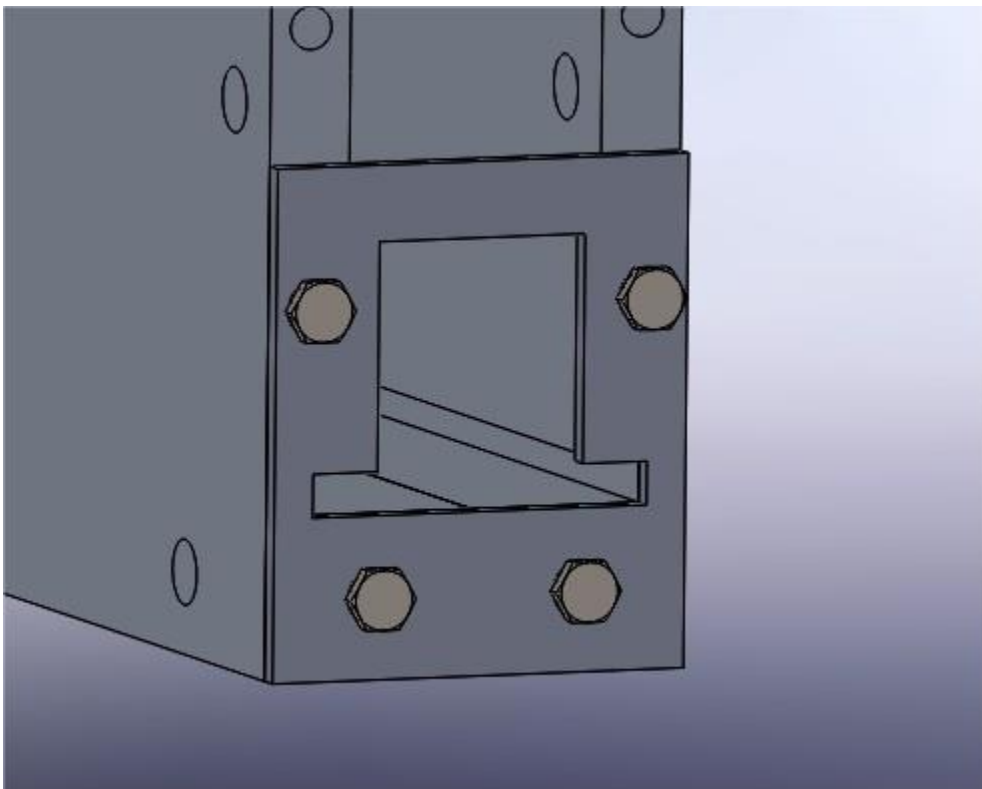


Figura 114 Retén fijado mediante la chapa.

## 6.7 Base

Finalmente, ahora que se sabe las propiedades que tendrá la cremallera, se procede a hablar sobre la base.

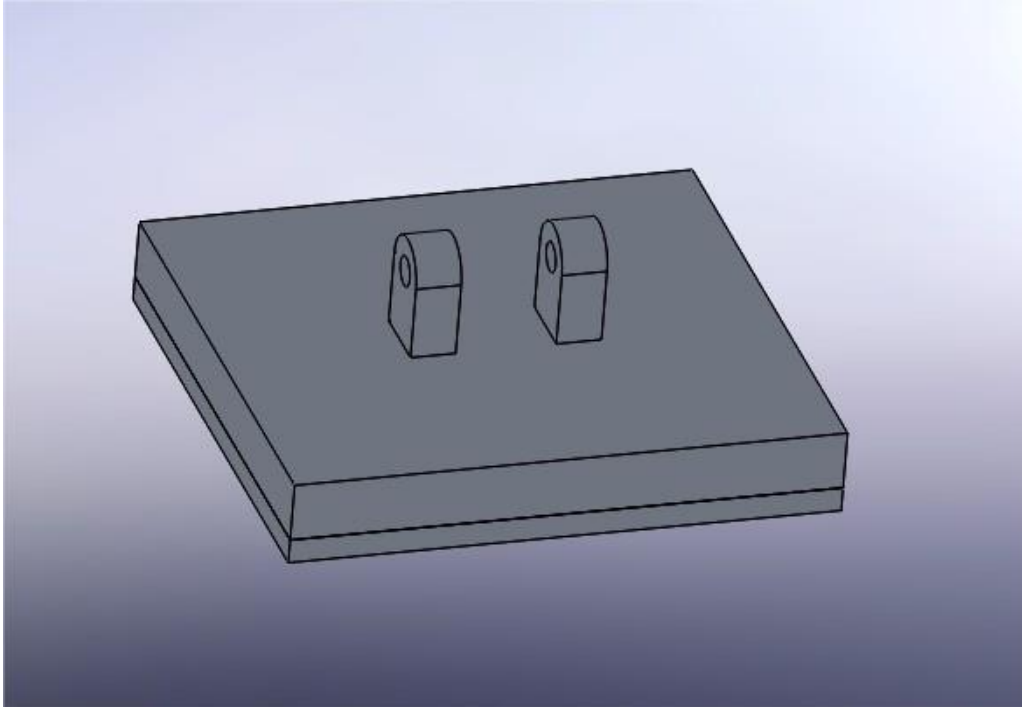


Figura 115 Base.

### 6.7.1 Proceso de fabricación y material seleccionado

La base se fabricará debido a que no se puede obtener en una tienda convencional.

Para la fabricación de este elemento se utilizará un método muy básico llamado fresado y el material utilizado será el acero normalizado, se utilizara este material debido a varias razones: la primera y muy importante es que a pesar de que la base no tendrá que soportar un peso muy elevado (solamente 770 N) las anillas por su geometría pueden tender a ser menos tenaces y por lo tanto para compensar esto se utiliza el acero, a parte esto ayuda a dar más seguridad en las anillas en el momento en que recibiera fuerzas de cortadura, la segunda razón

de porque elegimos el acero es porque el aluminio es más complicado de soldar y en este caso las anillas se tendrán que soldar, haciendo la base de acero facilitará la soldadura.

Respecto a cómo se mecanizará la pieza: la parte rectangular se puede obtener sin ningún tipo de problema ya que será adquirir directamente una pieza rectangular comprándola simplemente y luego mecanizarla dándole la forma rectangular que tiene y siguiendo las medidas del plano. Respecto a las asas de la base se mecanizarán empezando por una forma rectangular hasta darle ese aspecto redondeado por la parte superior como se puede observar en la figura 16, una vez creados estos dos elementos se perforara un agujero en cada asa de 6 mm de diámetro para así posteriormente poder unir mediante un tornillo la cremallera y la base y finalmente se unirán a la base mediante el proceso de soldadura llamado TIG ya que este proceso garantizará una unión segura de estos elementos a la base. Es decir, en un inicio se tendrá la base rectangular y las dos asas por separado (3 pieza en total) y mediante soldadura estas piezas se unirán.

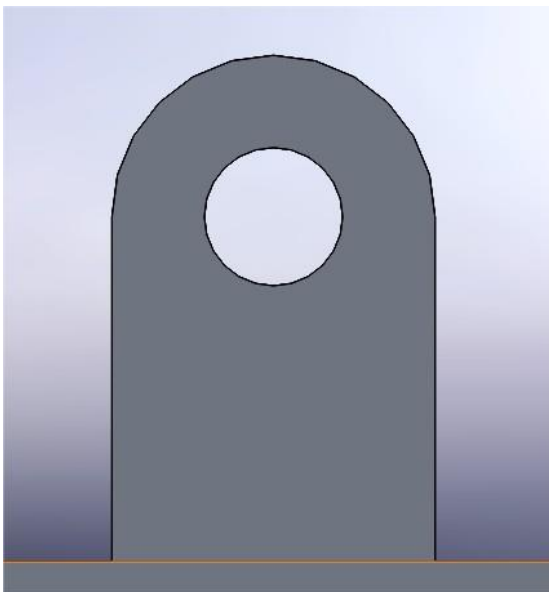


Figura 116 Asa de base.

Finalmente, a esta pieza se le añadirá una base de caucho con la finalidad de aumentar la fricción una vez apoyada la base al suelo ya que si no se pusiera este caucho no habría un apoyo seguro debido a que la base de acero podría deslizar. Esta base de caucho no será fabricada, sino que se pedirá a una empresa la cual se dedica a fabricar bases de caucho con las dimensiones que el comprador desee. Una vez comprada esta base la forma de fijación de la base será mediante un adhesivo ya que esto permitirá que, cuando se haya desgastado mucho la base de caucho, esta se pueda sustituir.

## 6.7.2 Análisis estático (Simulación compresión)

Finalmente se mostrarán los resultados de cómo afecta la compresión a la base.

Respecto al análisis estático (simulación compresión) se han obtenido los siguientes resultados:

### 6.7.2.1 Tensiones

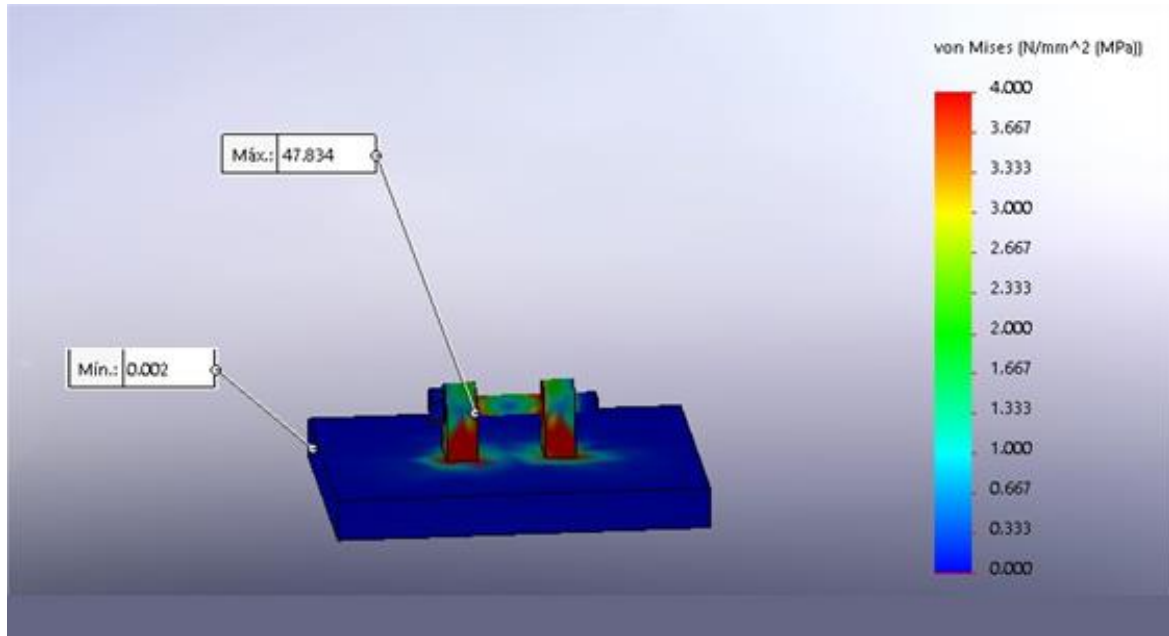


Figura 117 Tensión base (compresión).

En la figura 18 se puede observar las zonas que más tensiones tiene que soportar de la base que es en la zona donde las asas están unidas a la base, cabe recordar que este material tiene un módulo de elasticidad de 185 MPa y la zona con más tensión de la base no recibe más de 50 MPa por lo tanto esta parte del mecanismo soportará las tensiones sin ningún problema.

Respecto a la base de caucho, aunque no aparece en el análisis directamente se sabe que va a resistir debido a la posición en la que está (debajo de la base) y debido a su geometría por lo tanto se sabe que sufrirá unas tensiones inferiores a 0,01 MPa ya que la propia base de aluminio solamente soporta 0,001 MPa cosa que garantiza que resistirá ya que el módulo de elasticidad del caucho es de 7 MPa.



### 6.7.2.2 Desplazamientos

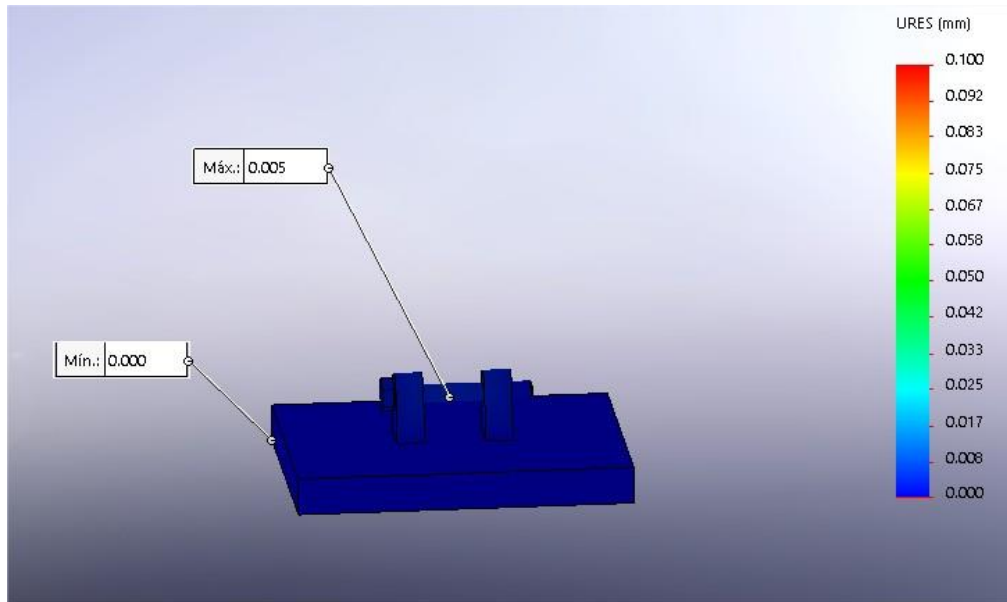


Figura 118 Desplazamiento base (compresión).

Como se puede observar en la figura 118 ni la base ni las asas de la base sufrirán ningún tipo de desplazamiento por lo que es otro factor que demuestra que estas dimensiones son adecuadas ya que no habrá ningún tipo de problema cuando la silla y la persona apoyen el peso indirectamente sobre la base.

### 6.7.2.3 Factor de seguridad

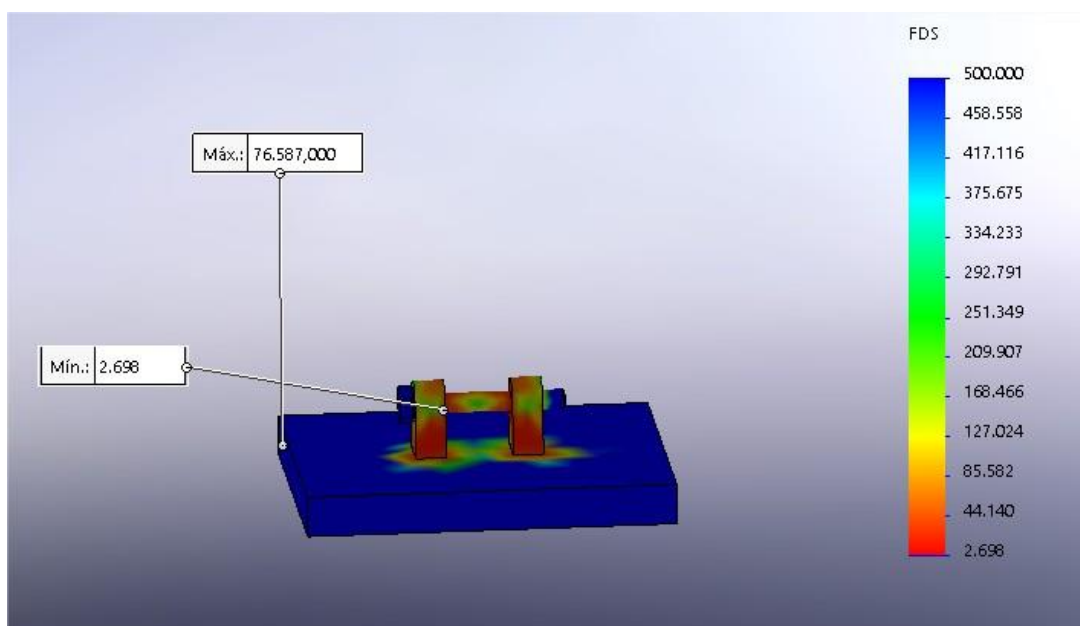


Figura 119 Seguridad base (compresión).

En este caso, en la base, se observa un grado de seguridad mínima bastante elevado ya que el mínimo es de 2,6. Comentar que según una tabla la cual guía sobre el factor de seguridad necesario según la situación. Como el sistema funcionara a partir de un motor eléctrico y lo máximo que se puede tener es una situación en la que haya un choque ligero en tener un grado de seguridad de al menos 1.25 será suficiente para asegurar que esa estructura va a resistir y no habrá ningún tipo de problema.

		FACTORES DE SOBRECARGA SUGERIDOS, K <sub>o</sub>			
Fuente de potencia		Máquina impulsada			
		Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Generador de trabajo pesado continuo			Ventiladores y bombas centrífugas de baja velocidad, agitadores de líquidos, generadores de régimen variable, transportadores con carga uniforme y bombas rotatorias de desplazamiento positivo	Bombas centrífugas de alta velocidad, bombas y compresores alternos, transportadores de trabajo pesado, impulsores de máquinas herramientas, mezcladoras de concreto, maquinaria textil, molidoras de carne y sierras	Trituradoras de roca, impulsores de punzonadoras o troqueladoras, pulverizadores, molinos de proceso, barmiles giratorios, cinceladores de madera, cribas vibratorias y descargadores de ferrocarril
Uniforme	Motor eléctrico o turbina de gas a velocidad constante	1,00	1,25	1,50	1,75
Choque ligero	Turbina hidráulica e impulsor de velocidad variable	1,10	1,35	1,60	1,85
Choque moderado	Motor de combustión interna multicilindrico	1,25	1,50	1,75	2,00
Choque pesado	Motor de combustión interna monocilindrico	1,50	1,75	2,00	2,25

Figura 120 Tabla Factores de carga recomendados según situación.

### 6.7.3 Análisis estático (Simulación cortadura)

Finalmente se mostrará cómo afectan las fuerzas de cortadura a la base.

#### 6.7.3.1 Tensiones

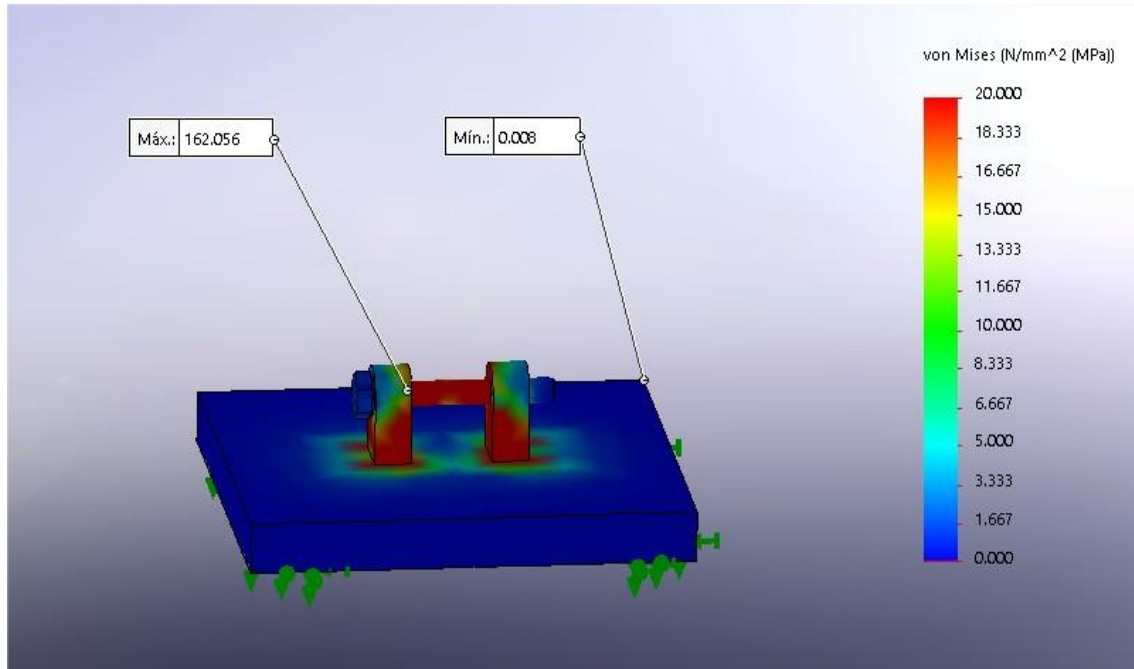


Figura 121 Tensión base (cortadura).

En este caso la tensión que recibirá la base en general será mucho mayor a pesar de que la fuerza es menor (350N) debido al momento que crea la propia cortadura, de todas formas, cabe destacar que no superará los 170 MPa y que donde está la mayor fuerza es en el tornillo el cual está hecho de acero por lo que tiene un mayor límite elástico, así que no habrá ningún tipo de problema. Respecto al caucho pasa lo mismo que en el caso anterior, igual que la base de aluminio, la base de caucho recibirá una tensión menor a 0,01 MPa por lo tanto podrá soportar las tensiones recibidas. Finalmente, respecto a la base, recordar que estará hecha de acero por lo que no habrá ningún problema. (Si estuviera hecha de aluminio 3003 T 18 estaría muy cerca de la rotura en casos poco comunes como este)

### 6.7.3.2 Desplazamientos

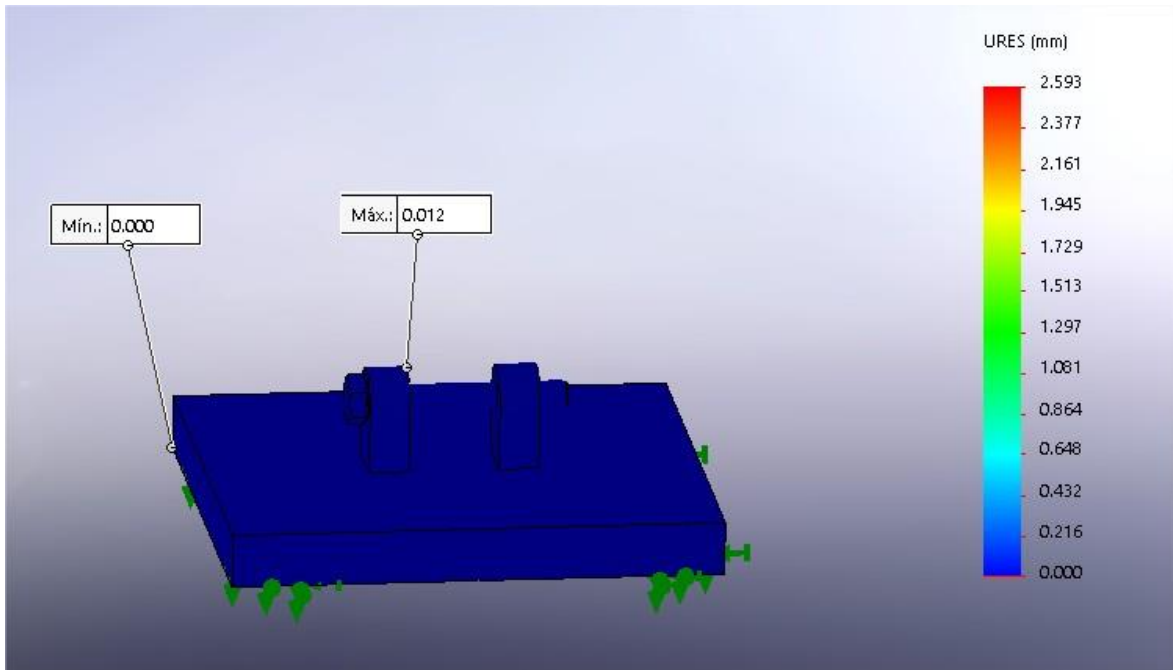


Figura 122 Desplazamiento base (cortadura).

Apenas hay desplazamiento.

### 6.7.3.3 Factores de seguridad

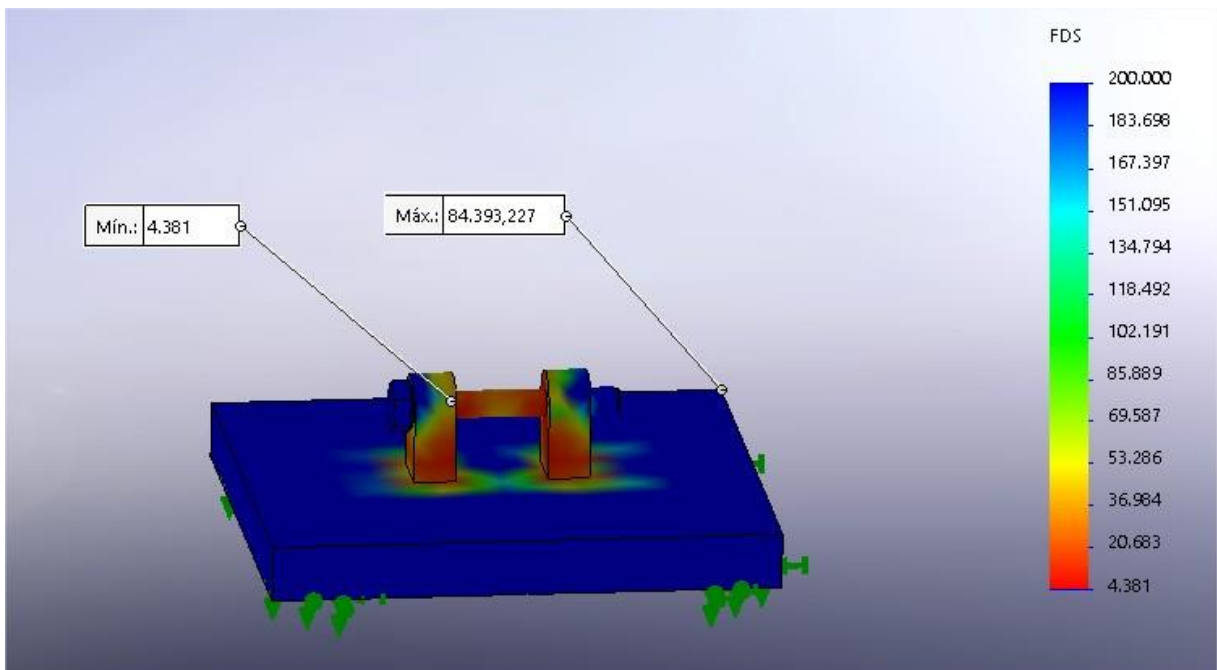


Figura 123 Factor de seguridad (cortadura).

En este caso el grado de seguridad es mayor que en el caso anterior por lo tanto cumple.

## 6.8 Conclusión

En conclusión, después de haber mostrado el diseño de cada pieza, material, etc. se puede asegurar que este dispositivo cumplirá tres de los objetivos más importantes que se han planteado al principio del escrito que es por una parte, que moleste lo mínimo ya que tiene una capacidad de plegarse y de mantenerse elevado mientras este en desuso y aunque sí que es cierto que al estar elevado sobresale un poco, no sobresale lo suficiente como para causar problemas al usuario por lo tanto se considera que este requisito se cumple, que se adapte a la mayoría de sillas de ruedas mecánicas ya que los agarres de la barra de sujeción y la creación de la barra de sujeción garantiza que se podrá acoplar a una gran cantidad de modelos de silla de ruedas, y que pese poco ya que después de diseñar el dispositivo se ha podido comprobar una aproximación del peso de cada pieza y estos son los resultados:

Peso aproximado de cada parte del mecanismo

Base: Masa = 0,353 Kg

Estructura: Masa = 1,8 Kg

Carcasa: Masa = 0,495 Kg

Barra de sujeción: Masa = 1,32 Kg

Agarre de barra de sujeción: Masa  $0,352 \times 4 = 1,408$  Kg

Barras estabilizadoras: Masa =  $0,341 \text{ Kg} \times 2 = 0,682$  Kg

Tope cremallera: Masa = 0,069Kg

Base cremallera: Masa = 0,4 Kg

Cremallera: 1,3 Kg

Sujeción barra estabilizadora: Masa =  $0,11\text{Kg} \times 4 = 0,44$  Kg

Brida de motor: Masa = 0,41 Kg

Piñón: 0,3 Kg

Total: 8,4 Kg

Peso motor: 6,5 Kg

Total 13,9 Kg

Como se ve, 13,9 Kg no va a suponer un peso excesivo el cual note el usuario por lo tanto también cumple esta parte tan importante que es que pese lo mínimo para no influir negativamente en el desplazamiento de la persona que vaya en silla de ruedas.

## 7 Presupuesto

Como se ha dicho al principio del todo, uno de los objetivos importantes de este proyecto es que tenga un precio asequible y al alcance de todos, que todos puedan acceder al producto de forma fácil, por eso en la mayoría de casos se ha comprado o creado un elemento de la forma más económica posible pero también eficaz, es decir, que cumpla con los requisitos para que el mecanismo funcione de manera adecuada.

A continuación, se mostrará el presupuesto de los elementos comprados y posteriormente una aproximación de lo que costaría fabricar los otros elementos que no se pueden comprar en el mercado de forma convencional.

### 7.1 Elementos fabricados

Para calcular el precio de los elementos fabricados primero se calculará el precio del material a partir del peso y luego el precio aproximado del proceso de fabricación, luego se sumarán y así se obtendrá el precio total.

Peso aproximado de cada parte del mecanismo:

Base: Masa = 0,353 Kg

Estructura: Masa = 1,8 Kg

Carcasa: Masa = 0,495 Kg

Barra de sujeción: Masa = 1,32 Kg

Agarre de barra de sujeción: Masa  $0,352 \times 4 = 1,408$  Kg

Barras estabilizadoras: Masa =  $0,341 \text{ Kg} \times 2 = 0,682$  Kg

Tope cremallera: Masa = 0,069Kg

Base cremallera: Masa = 0,4 Kg

Agarre de barras estabilizadoras: Masa =  $0,11\text{Kg} \times 4 = 0,44$

Sujeción de batería: 0,489 g

Peso aluminio 3003 H18 total=  $3,5 \text{ Kg} \times 4 \text{ euros} = 14$  Euros

Peso acero normalizado total=  $2,8 \text{ Kg} \times 3,65 = 10,22$  Euros

Precio material= 24,22€

Respecto al precio debido al proceso de fabricación:

En la siguiente tabla se ve un precio orientativo del coste de mecanizado la hora:

TIPO	COSTO HORA
Materiales blandos (grafito, cobre electrolítico, bronce.)	25 €
Materiales semi-blandos (aluminio, duraluminio.)	30 €
Materiales duros (aceros al carbón, aceros aleados.)	35 €
Materiales endurecidos (aceros templados, aceros inoxidable.)	45€
Grandes dimensiones (piezas de 1000mm por 500mm o mayores.)	55 €
Cargas pesadas (hasta 0,5 toneladas.)	70 €

Figura 124 Tabla coste de mecanizado.

A continuación, se calculará el tiempo aproximado que se tardarán a en mecanizar todas las piezas y luego basándose en la tabla se calculara el precio aproximado.

Base:

La base no es muy complicada de mecanizar, solamente tiene la base rectangular y las asas.

Tiempo de fabricación: 4 min

Tiempo para soldar: 2 min

Total:  $4 + 2 = 6$  min

Estructura:

La estructura es la parte más complicada de fabricar puesto que tiene mucho detalle como los agujeros o diferentes alturas a parte una ranura:

Como está dividida en 2 partes simétricas se calculará el tiempo de una pieza y luego se multiplicará por 2

Tiempo para agujeros: 5 minutos

Crear ranura: 2 minutos

Fresar la estructura: 7 minutos aprox.

Total=  $5 + 2 + 7 = 14 \times 2 = 28$  min

Cremallera:

La cremallera habrá que modificarla, aparte se tendrá que crear el tope y la base de la cremallera:

Agujeros con rosca: 3 minutos.

Tope cremallera: 1 minuto.

Base cremallera: 2 minutos.

Total=  $3 + 1 + 2 = 6$  minutos.

Barras estabilizadoras:

En este caso se contará tanto el tiempo de fabricación de los agarres como de las barras

Agarres: solamente será un rectángulo al que se le realizaran perforaciones por lo tanto se tardara poco tiempo.

Agarres:  $2 * 4 = 8$  minutos (contando la realización de los agujeros).

Barras: solamente habrá que cortarlas para que tengan las medidas correctas y hacer 2 agujeros a cada lado por lo tanto tan solo se tardara aproximadamente 3 minutos. Posteriormente habrá que soldar para unir la barra pequeña con la grande y de esta manera darle la curvatura que tiene, esto puede tardar aproximadamente 2 minutos.

Total =  $8 + 3 + 2 = 13$  minutos.

Barra de sujeción

El agarre se considera que se tardara prácticamente el mismo tiempo en mecanizar puesto que es muy similar al agarre de las barras estabilizadoras por lo tanto se considerara que se tardan 5 minutos.

Respecto a la barra

Hay que torneear: 5 minutos

Finalmente hay que crear ranuras y realizar los agujeros a cada parte = 2 minutos

Respecto a los agarres se tardará aproximadamente lo mismo que en los agarres de las barras estabilizadoras: 8 minutos

Total =  $5 + 2 + 8 = 15$  minutos.



Carcasa:

Respecto a la carcasa se considera que cortar la chapa serían aproximadamente 4 minutos y doblar la chapa creando la geometría de la carcasa serían unos 2.

Total:  $2 + 4 = 6$  minutos.

Sujeción de la batería:

Finalmente se debería mecanizar la sujeción de la batería que en este caso sería más fácil que el de la carcasa por lo tanto se considera que se tardarían unos 2 minutos en cortar y 1 en doblar siendo en total 3 minutos.

Finalmente, para calcular el precio aproximado de fabricación de estas piezas se dividirá en 2 partes, los elementos hechos en acero inoxidable normalizado y los que están hechos en aluminio. Esto se hará mediante una regla de 3.

Elementos aluminio=  $28 + 13 + 3 = 44$  min  $\rightarrow$  Precio =  $(44 \cdot 30) / 60 = 22$  €

Elementos acero inoxidable=  $6 + 6 + 15 + 6 = 33$  min  $\rightarrow$   $(33 \cdot 45) / 60 = 24,75$ €

Precio total:  $22 + 24,75 = 46,75$ €  $\cdot 1,2 = 56,1$ € (se ha multiplicado por 1,2 el precio final para compensar los posibles errores de cálculo de tiempo poniéndose de esta manera en el peor de los casos)

Sumado al precio del material el total sería de=  $56,1 + 24,22$ € =  $80,32$ €

## 7.2 Elementos comprados

En este apartado simplemente se van a mostrar los precios de los elementos que han sido comprados. Comentar que estos precios pueden variar según la empresa a la que le compres el mismo producto en este caso se ha intentado obtener los productos a un precio económico.

Piñón: 5,55 €

Cremallera: 12,35 €

Motorreductor: 154,99 €

Batería: 47,08 €

Retén: 12,7 €

Tornillos:  $36 \cdot 0,1$ € = 3,6€

Anillos segeer=  $8 \cdot 0,05 = 0,2$ €

Total=  $5,55 + 12,35 + 154,99 + 47,08 + 3,6 + 0,2 = 223,77$ €

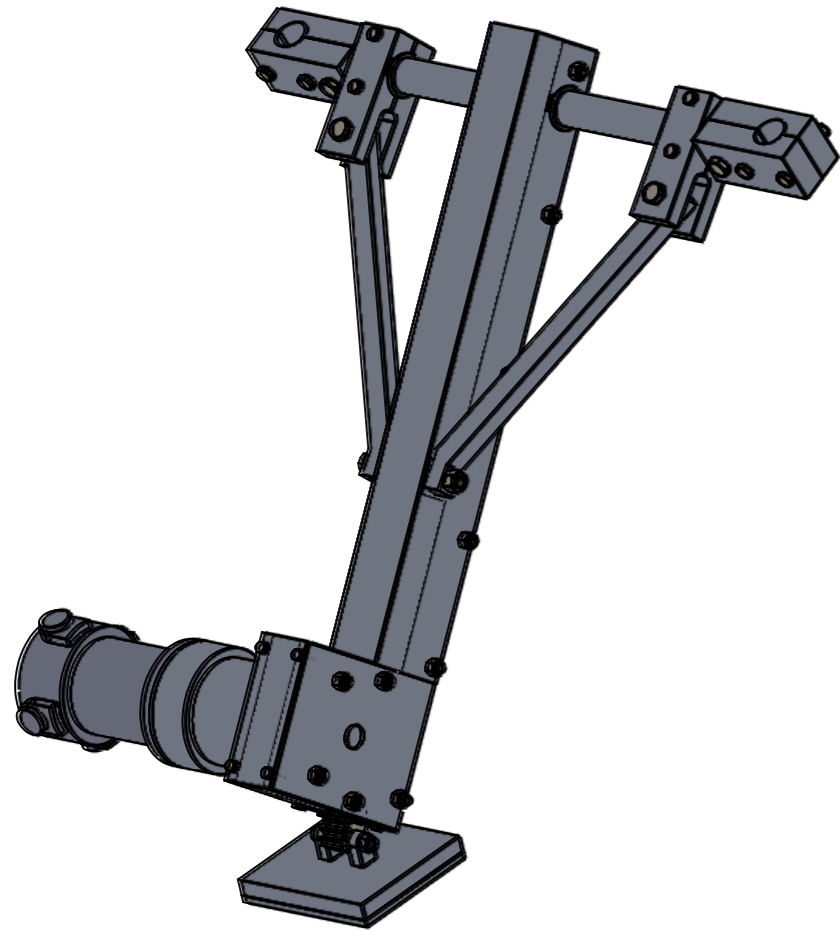
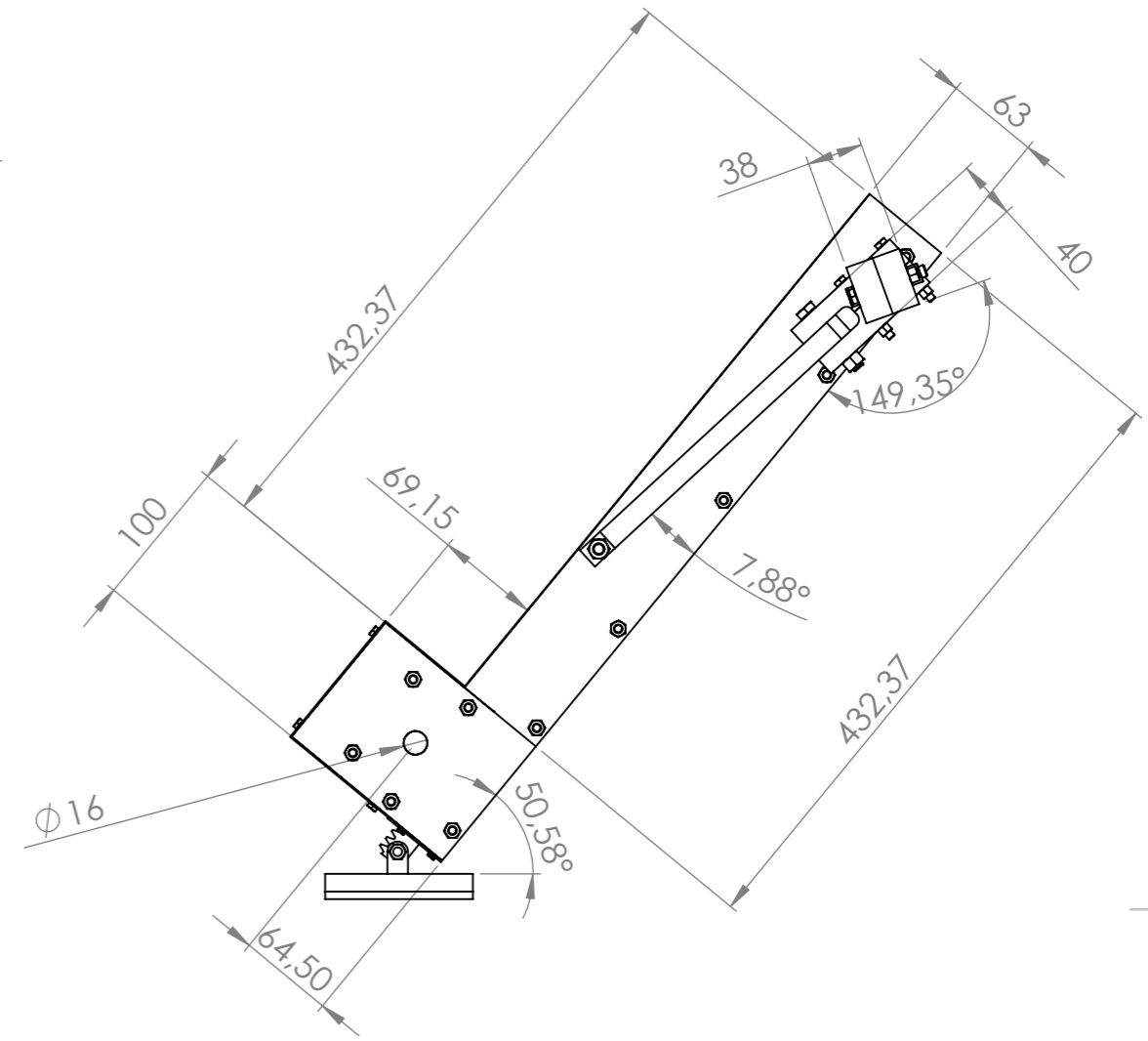
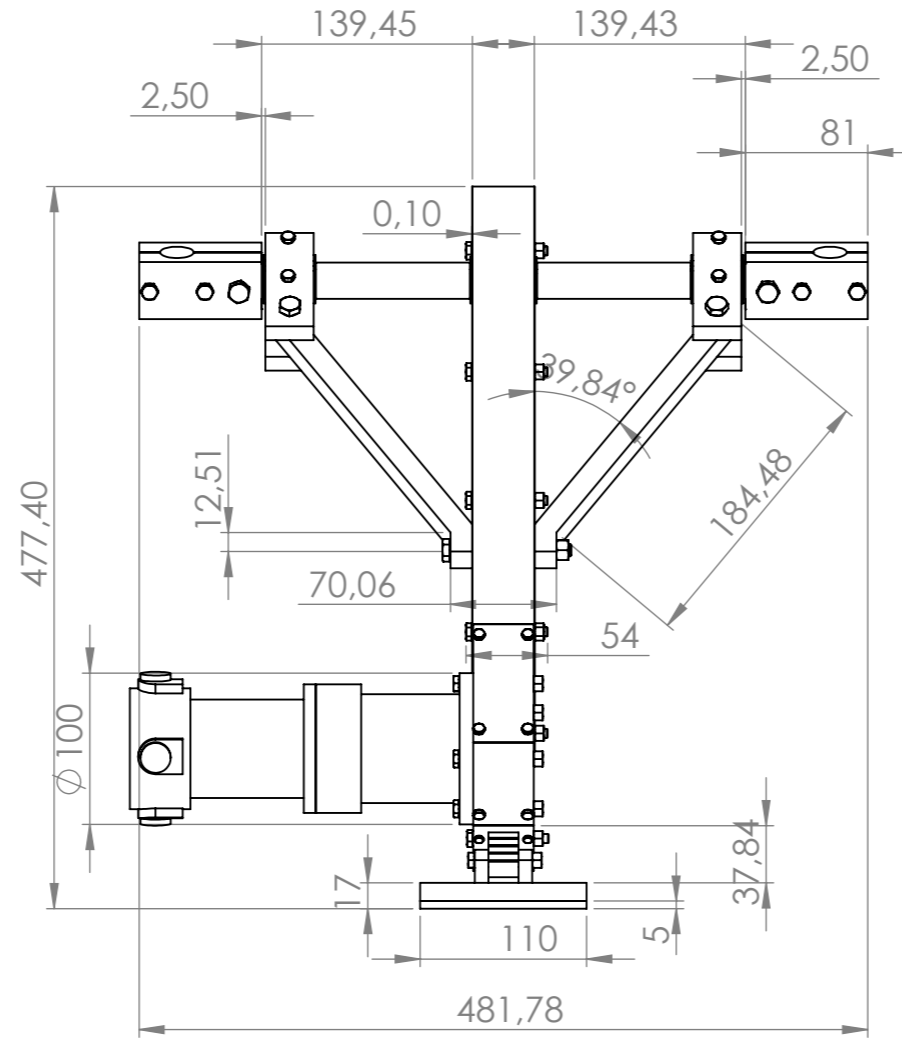
### 7.3 Conclusión

Se ha obtenido el precio total aproximado de lo que costaría la materia y la fabricación que es de 52,22€ y el precio total de los elementos comprados es de 223,77€ por lo tanto el total del dispositivo sería=  $223,77 + 80,32€ = 304,09€$

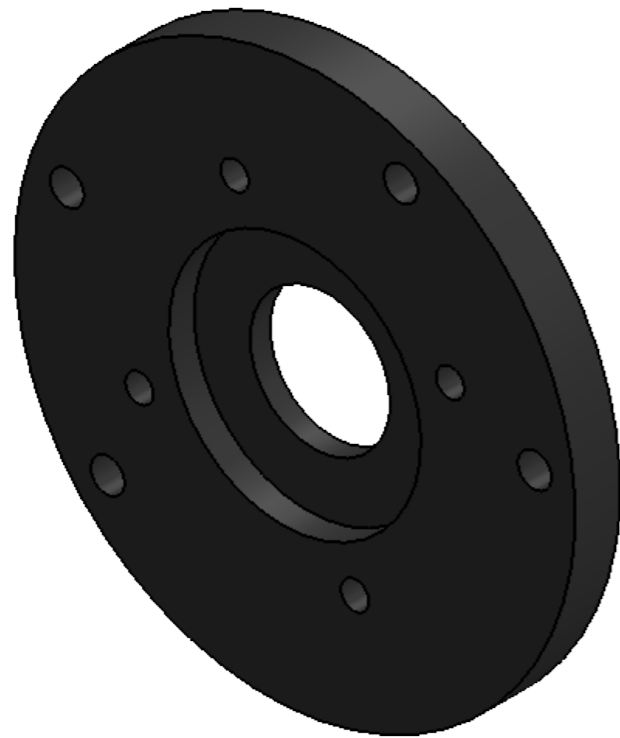
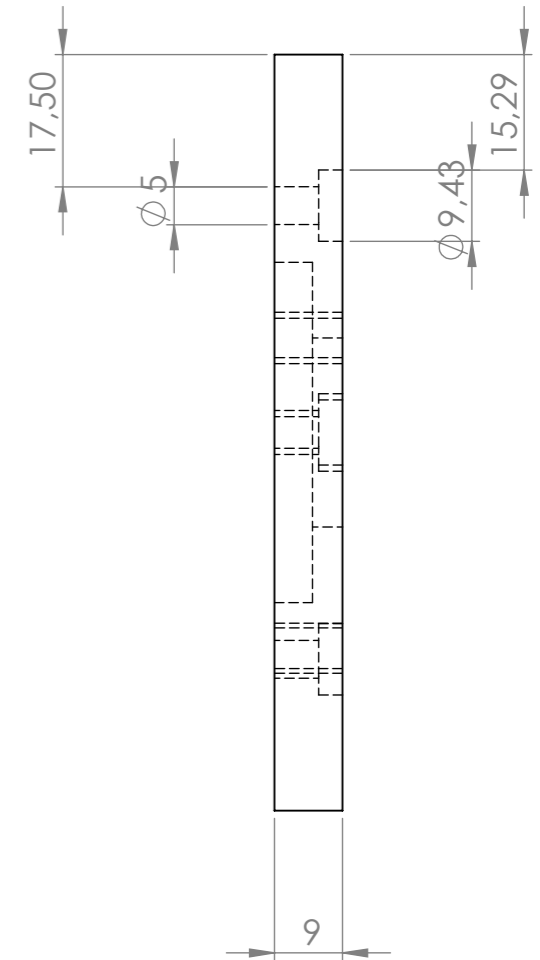
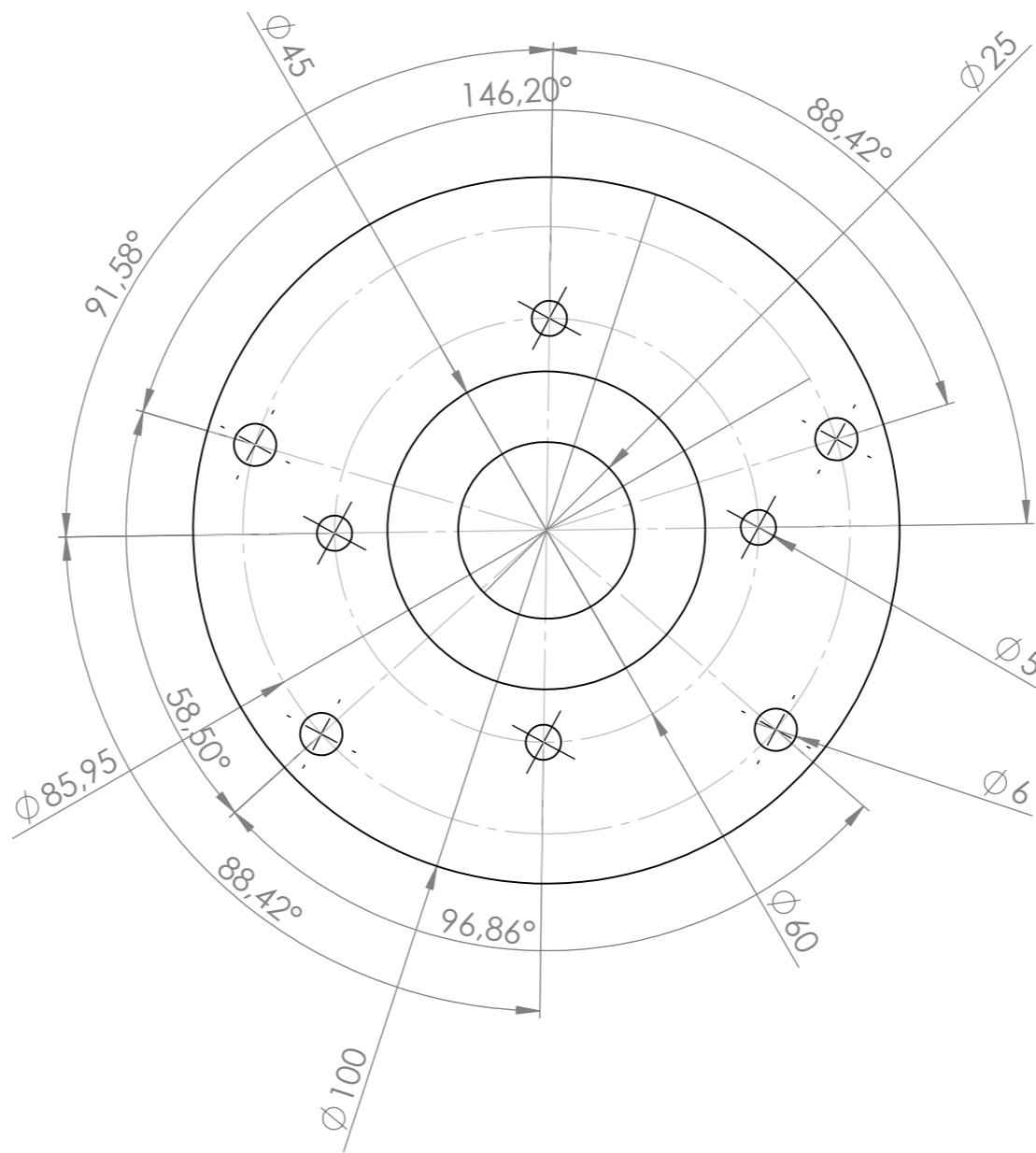
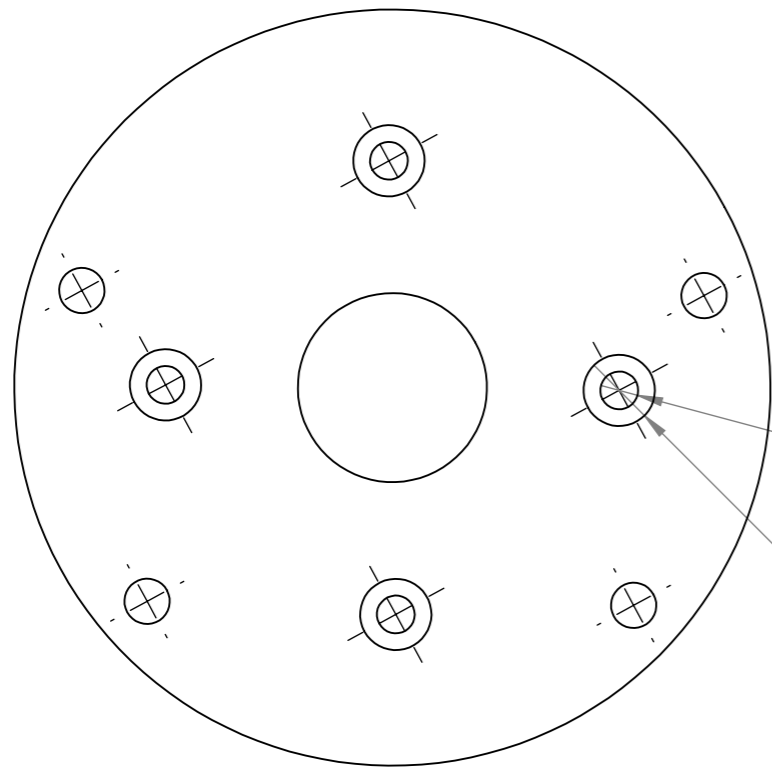
En conclusión, se sabe que el precio total será de 304,09€ que es un precio relativamente barato ya que, si se compara por ejemplo con los dispositivos que sirven para subir escaleras, estos rondan alrededor de los 3000€ y es que normalmente esta clase de dispositivos hecho para los minusválidos suelen ser bastante caros, por lo tanto, considerando esto se puede aceptar que no es un precio excesivo al no superar los 350€ de fabricación. Así que se cumple el cuarto y último objetivo, que es que sea asequible y económico.

## 8 Planos

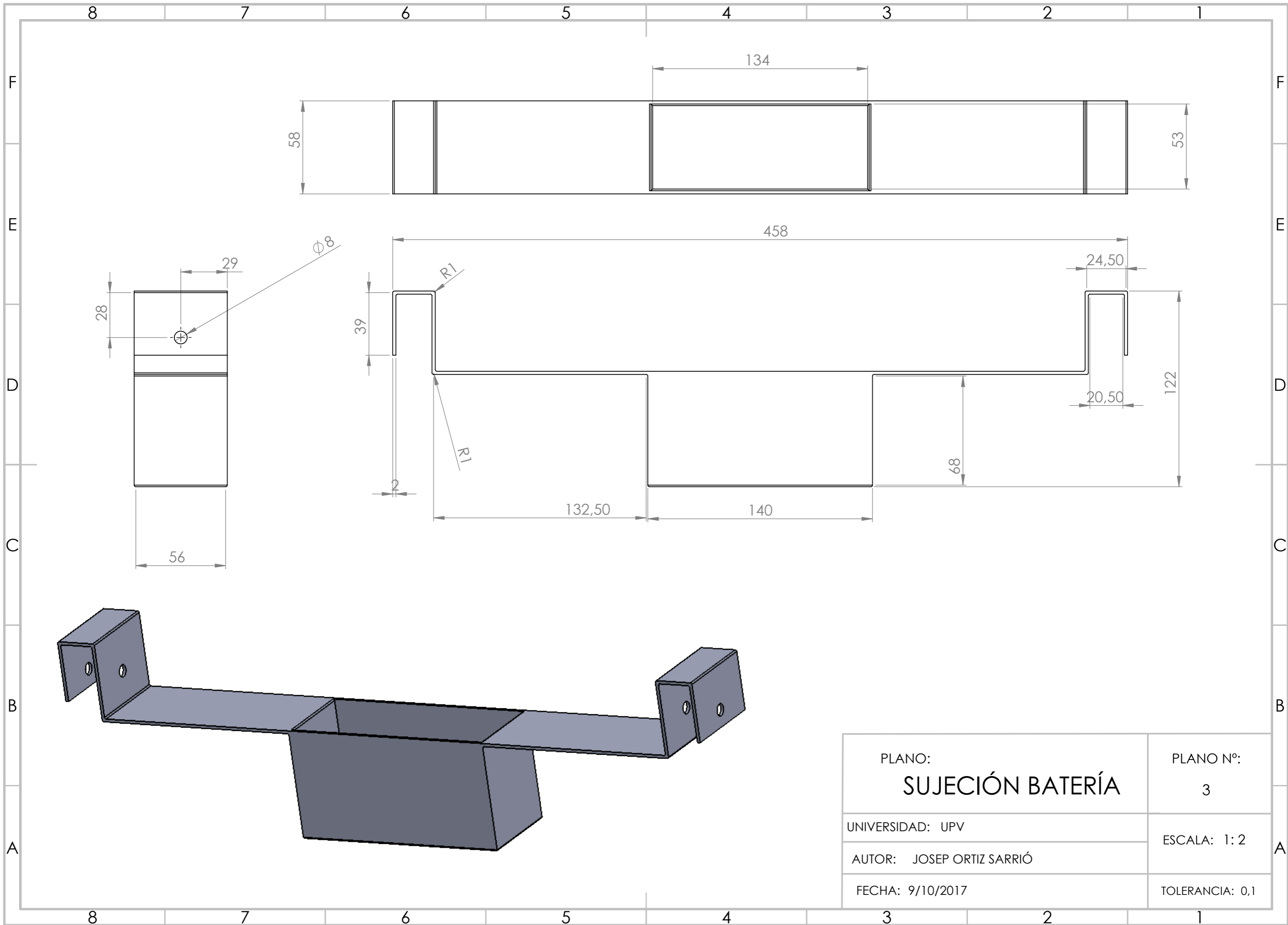
En este apartado se mostrará un plano de todo el dispositivo donde se podrá ver la posición de todos los elementos del dispositivo y también se expondrán los planos de las piezas, solamente de las piezas diseñadas o modificadas, por lo tanto, no aparecerá ni el plano de la batería ni del motor ya que las dimensiones de estos ya han sido mostradas en los apartados anteriores.



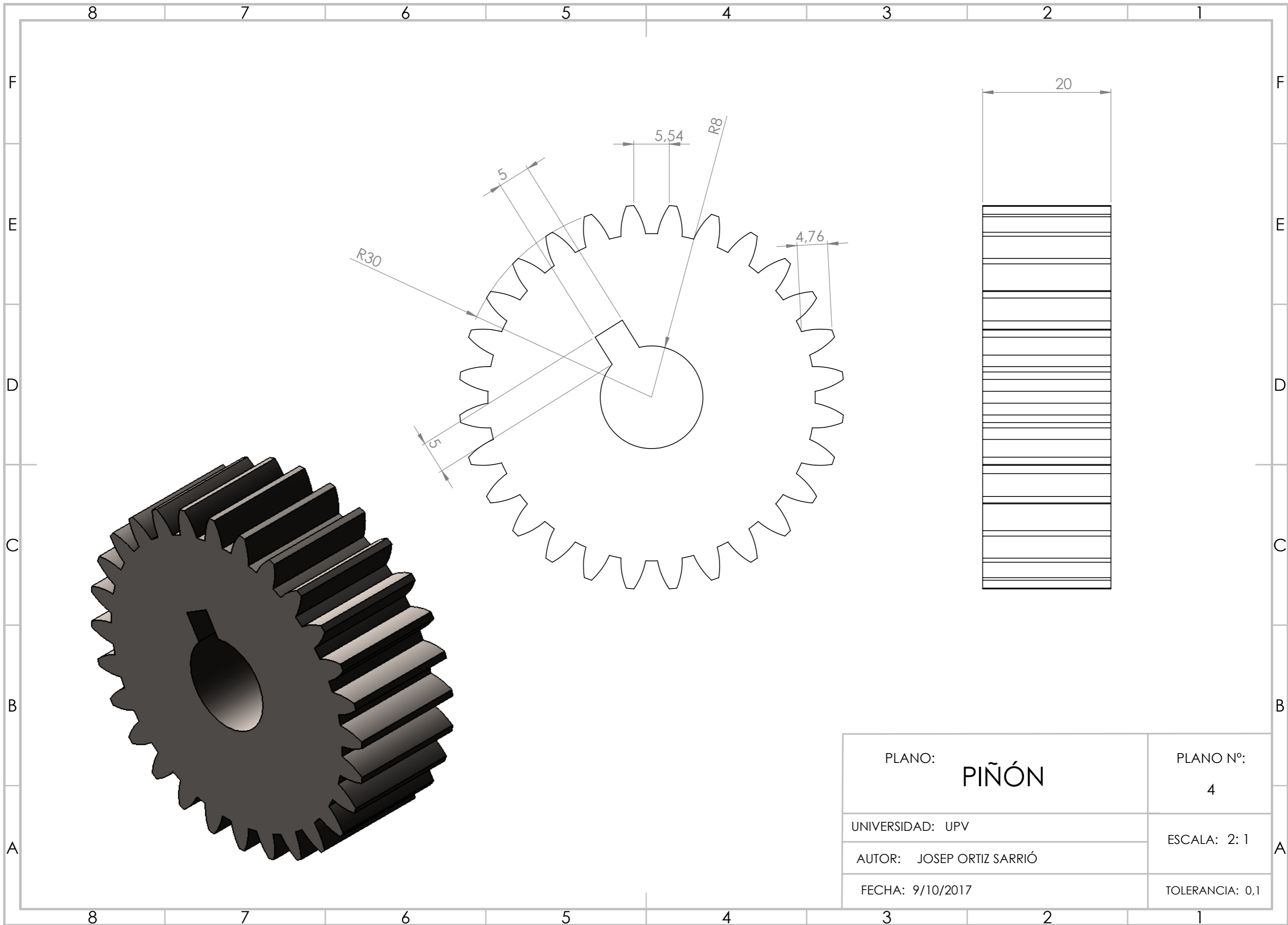
PLANO: <b>DISPOSITIVO</b>	PLANO Nº: 1
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:5
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA: 0,1
FECHA: 9/10/2017	



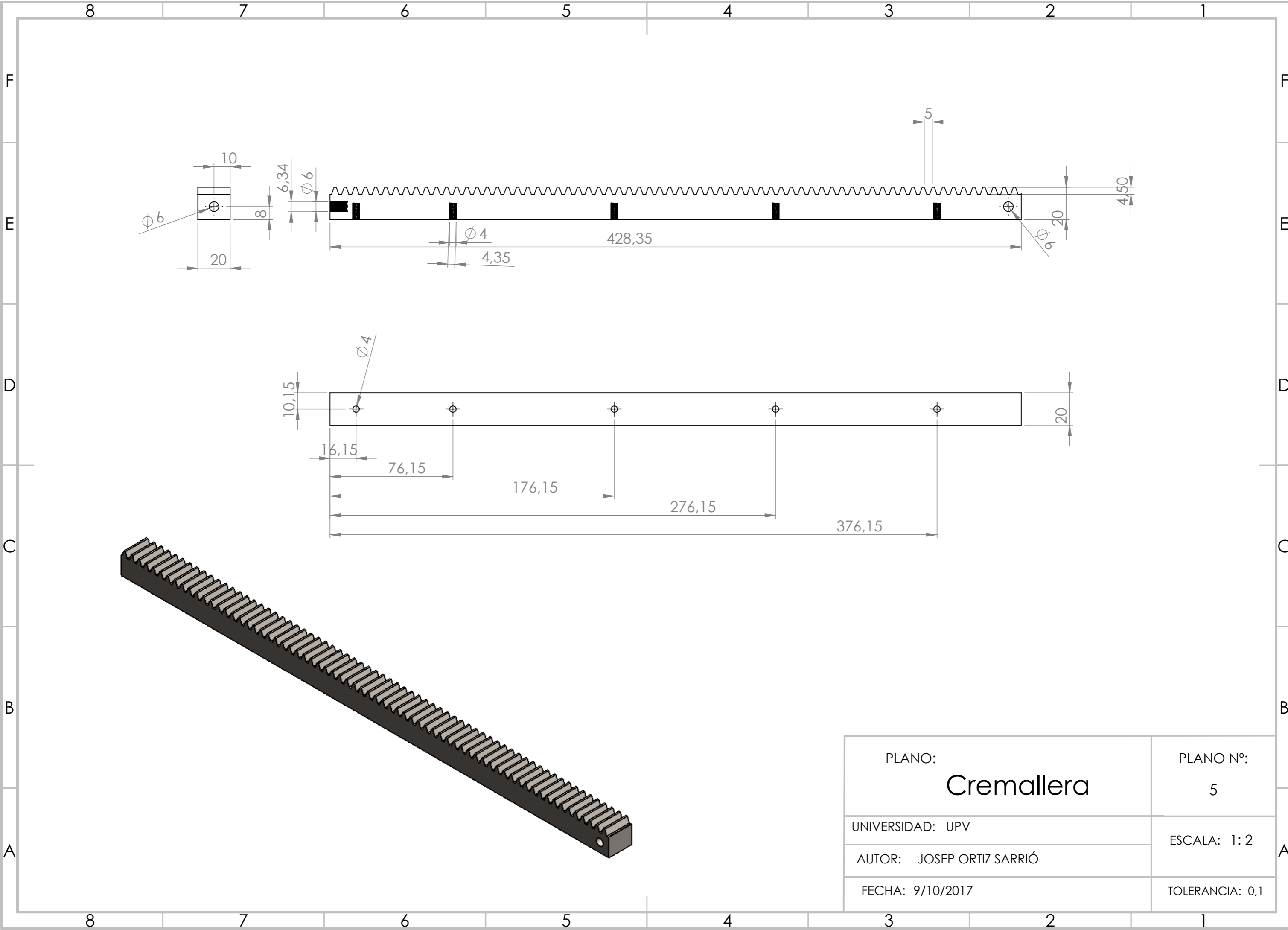
PLANO: <b>BRIDA MOTOR</b>		PLANO N°: 2
UNIVERSIDAD: UPV		ESCALA: 1:1
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ		TOLERANCIA: 0,1
FECHA: 9/10/2017		



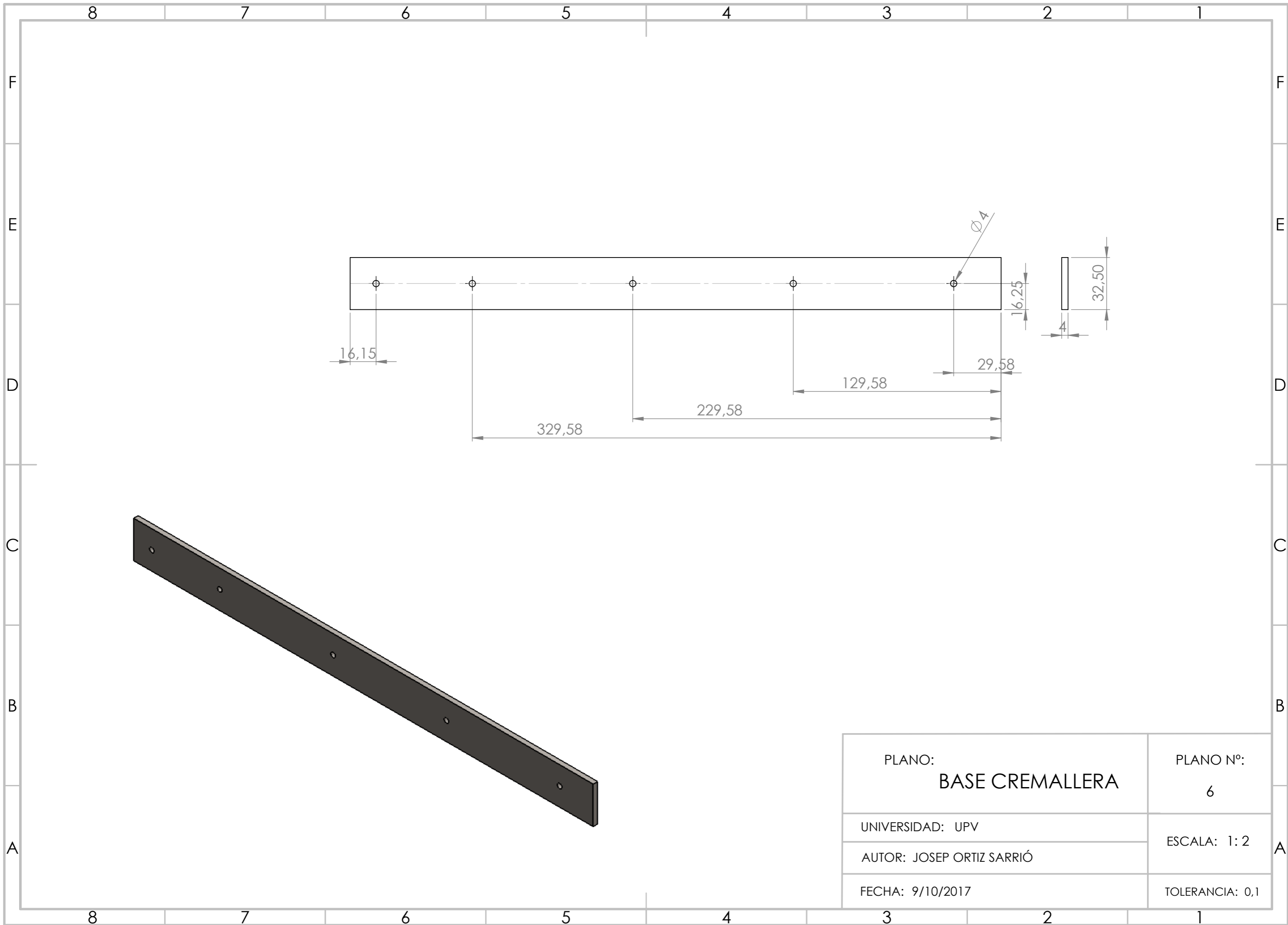
PLANO: <b>SUJECIÓN BATERÍA</b>	PLANO N°: 3
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:2
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA: 0,1
FECHA: 9/10/2017	



PLANO:	<b>PIÑÓN</b>	PLANO Nº:	4
UNIVERSIDAD:	UPV	ESCALA:	2:1
AUTOR:	JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA:	0,1
FECHA:	9/10/2017		

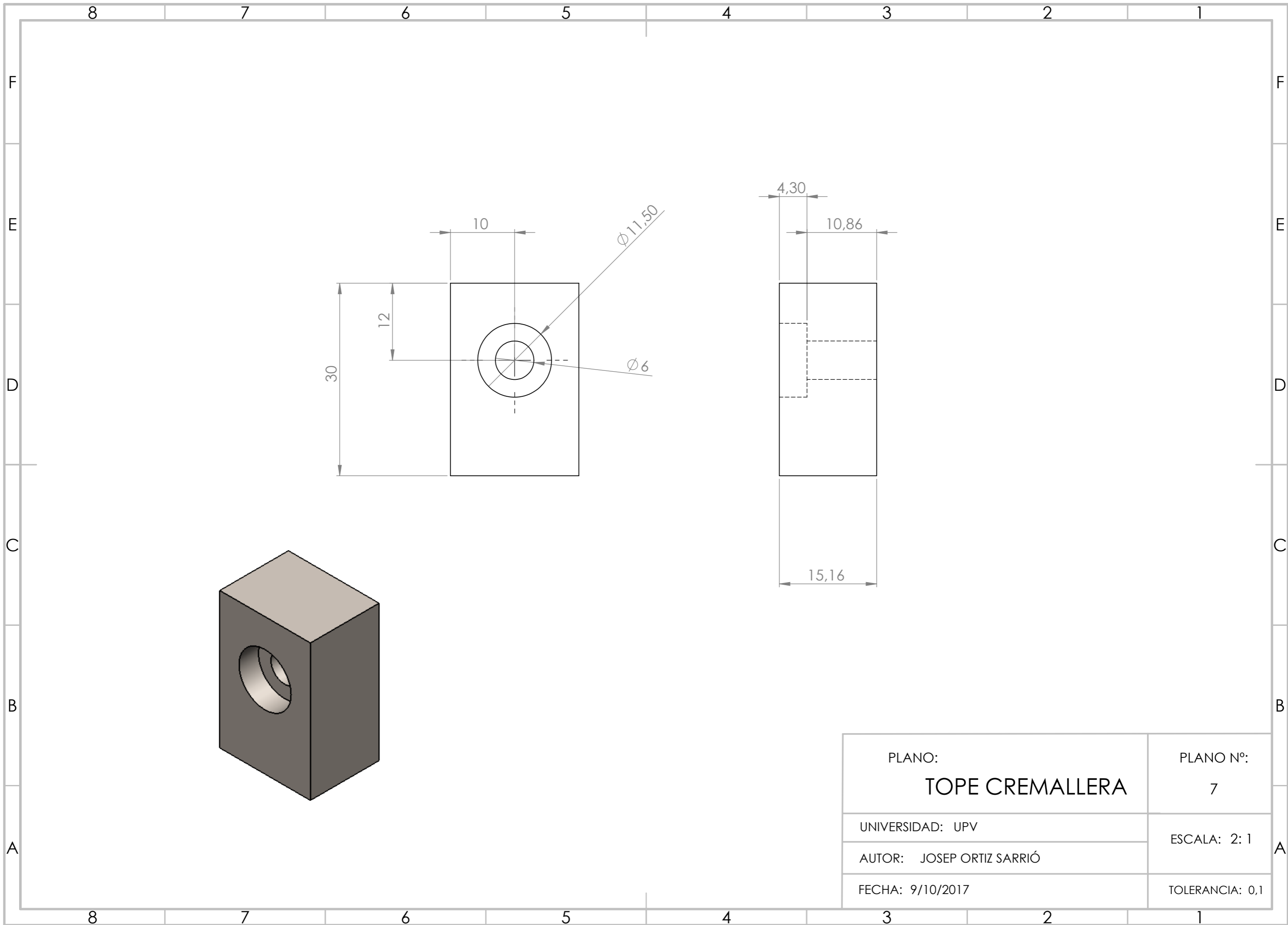


PLANO:	PLANO Nº:
<b>Cremallera</b>	5
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:2
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA: 0,1
FECHA: 9/10/2017	

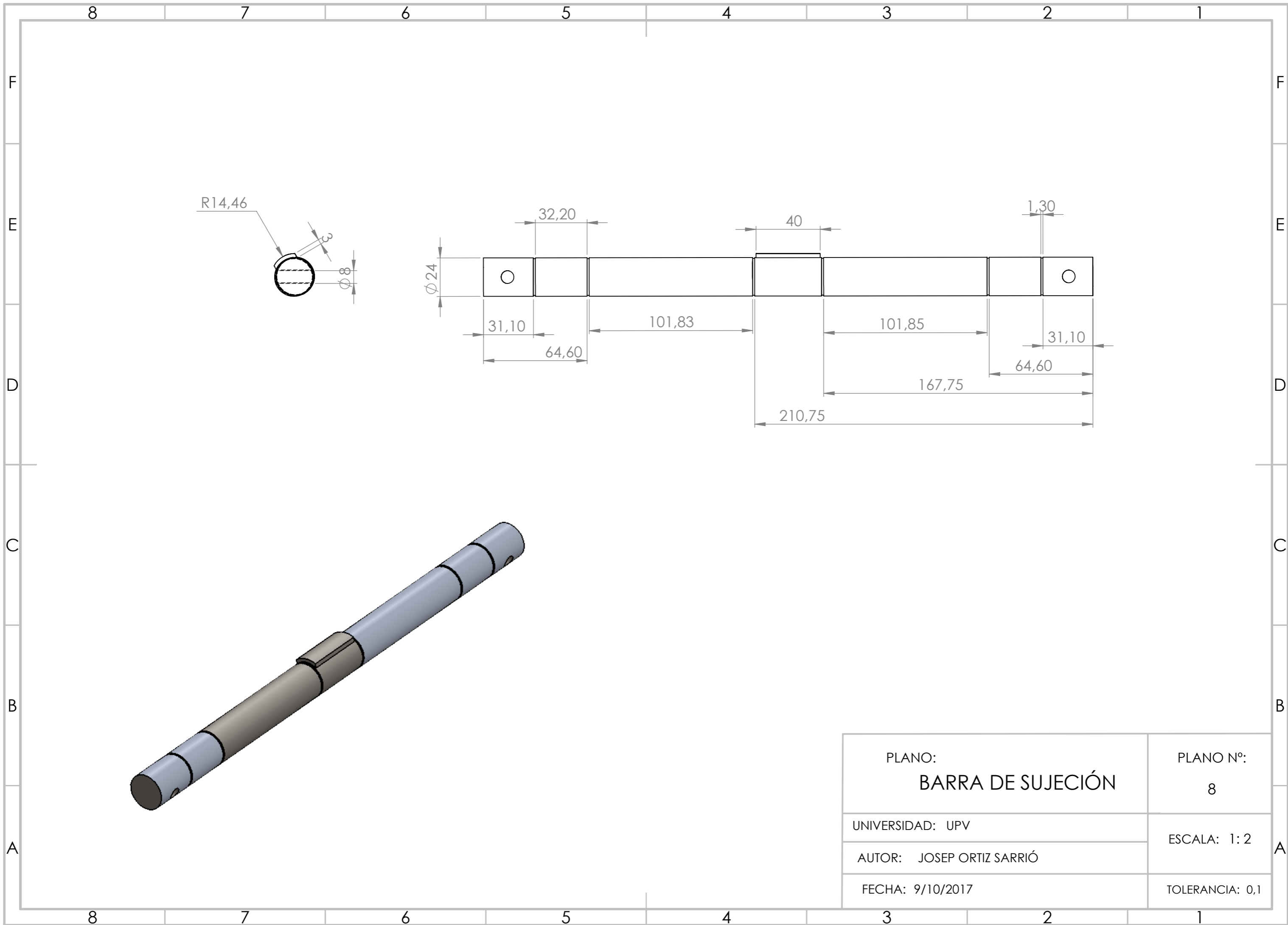


PLANO: <b>BASE CREMALLERA</b>	PLANO N°: 6
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:2
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	
FECHA: 9/10/2017	TOLERANCIA: 0,1

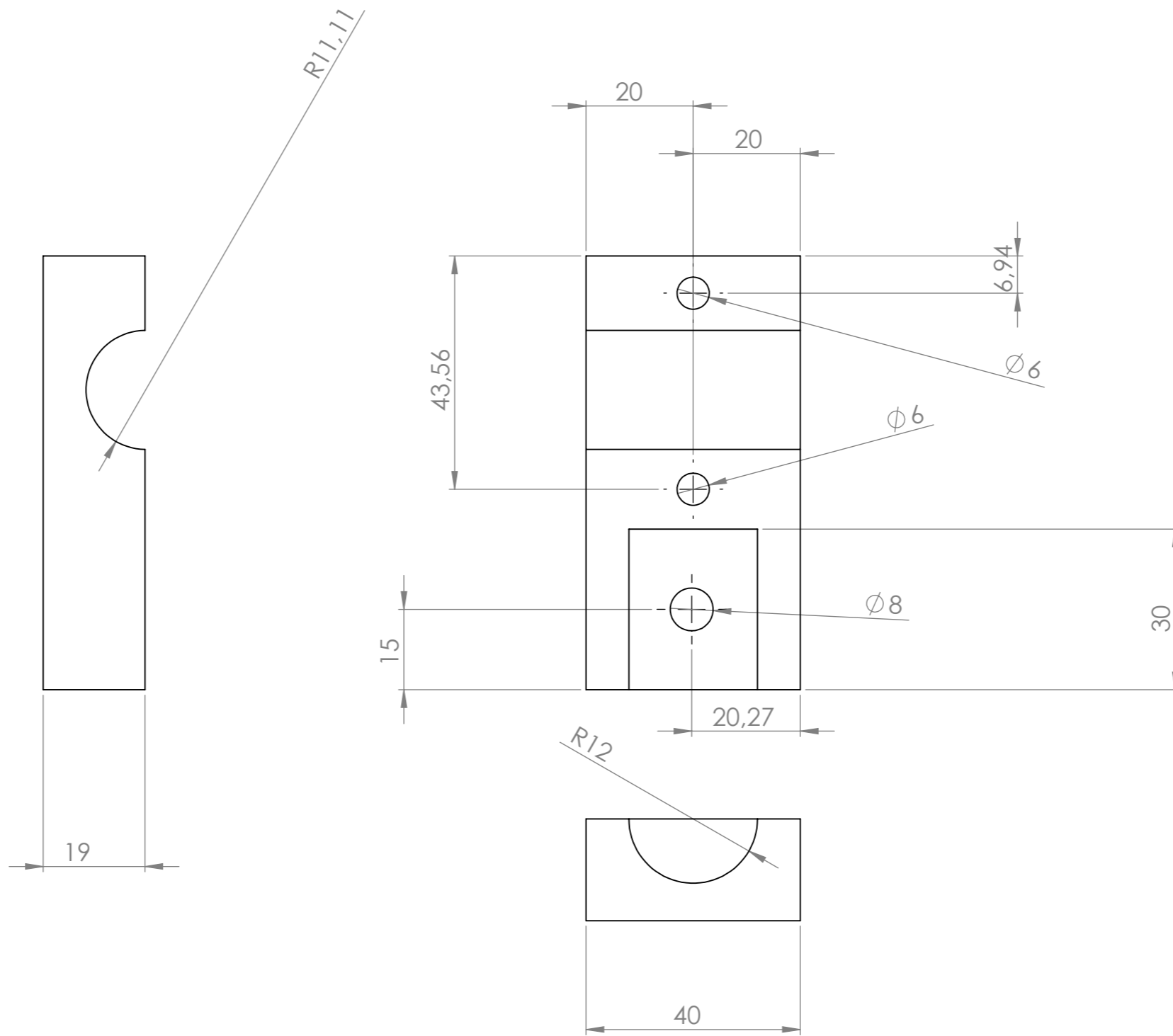
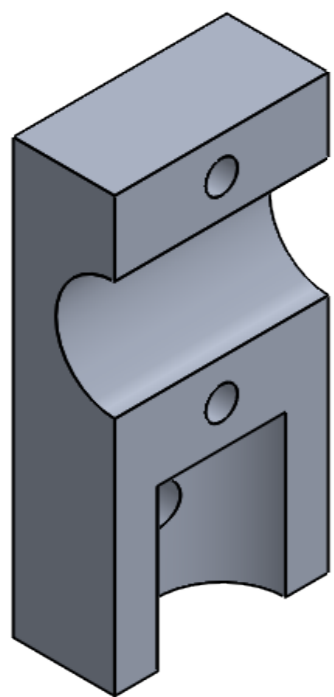




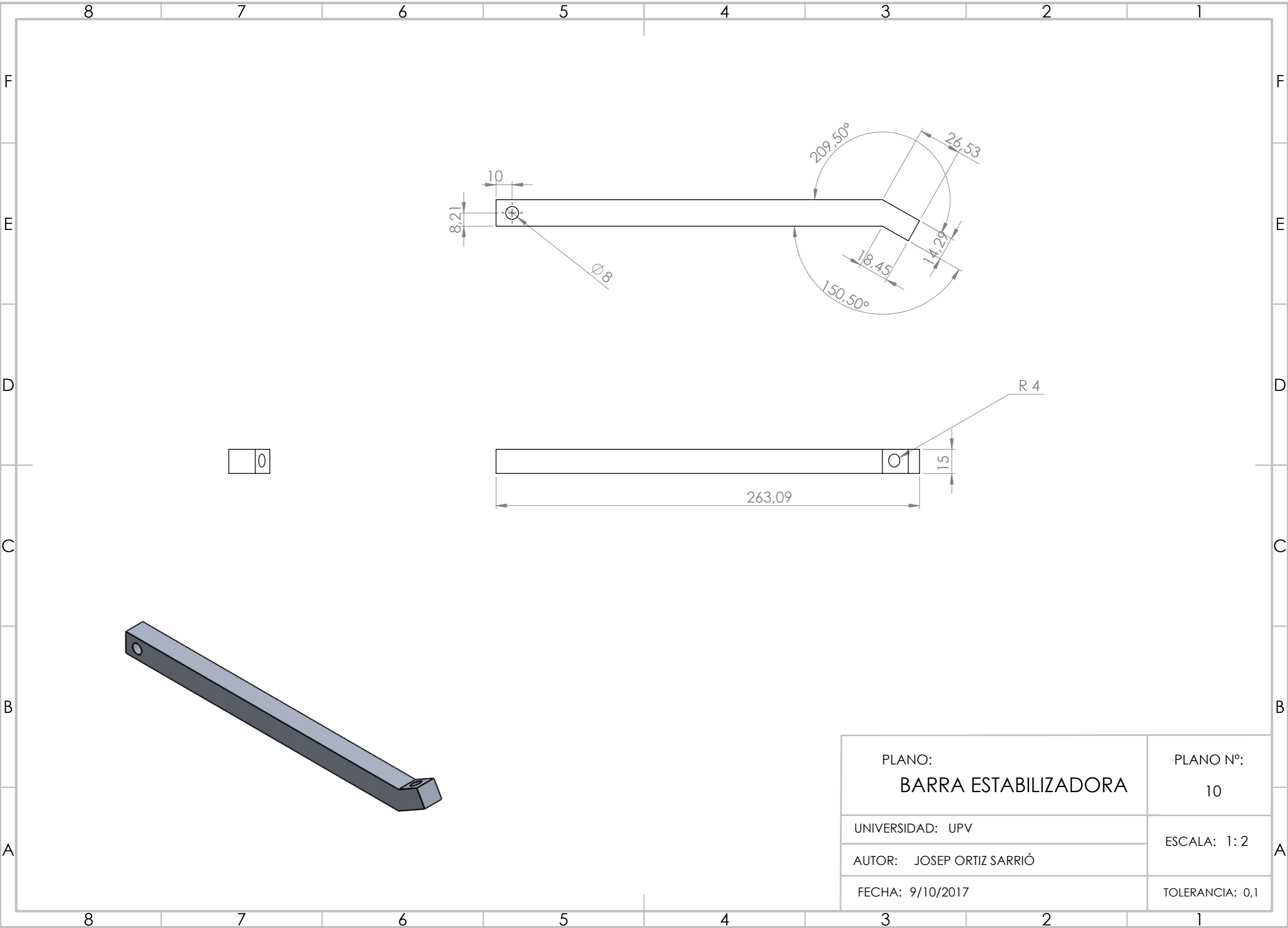
PLANO: <b>TOPE CREMALLERA</b>	PLANO N°: 7
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 2: 1
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	
FECHA: 9/10/2017	TOLERANCIA: 0,1



PLANO: <b>BARRA DE SUJECIÓN</b>	PLANO N°: 8
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:2
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	
FECHA: 9/10/2017	TOLERANCIA: 0,1

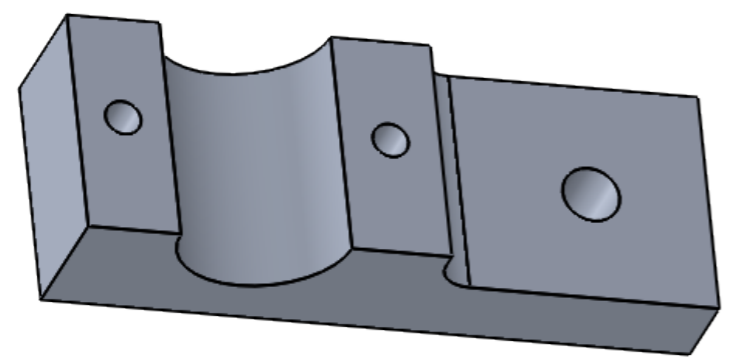
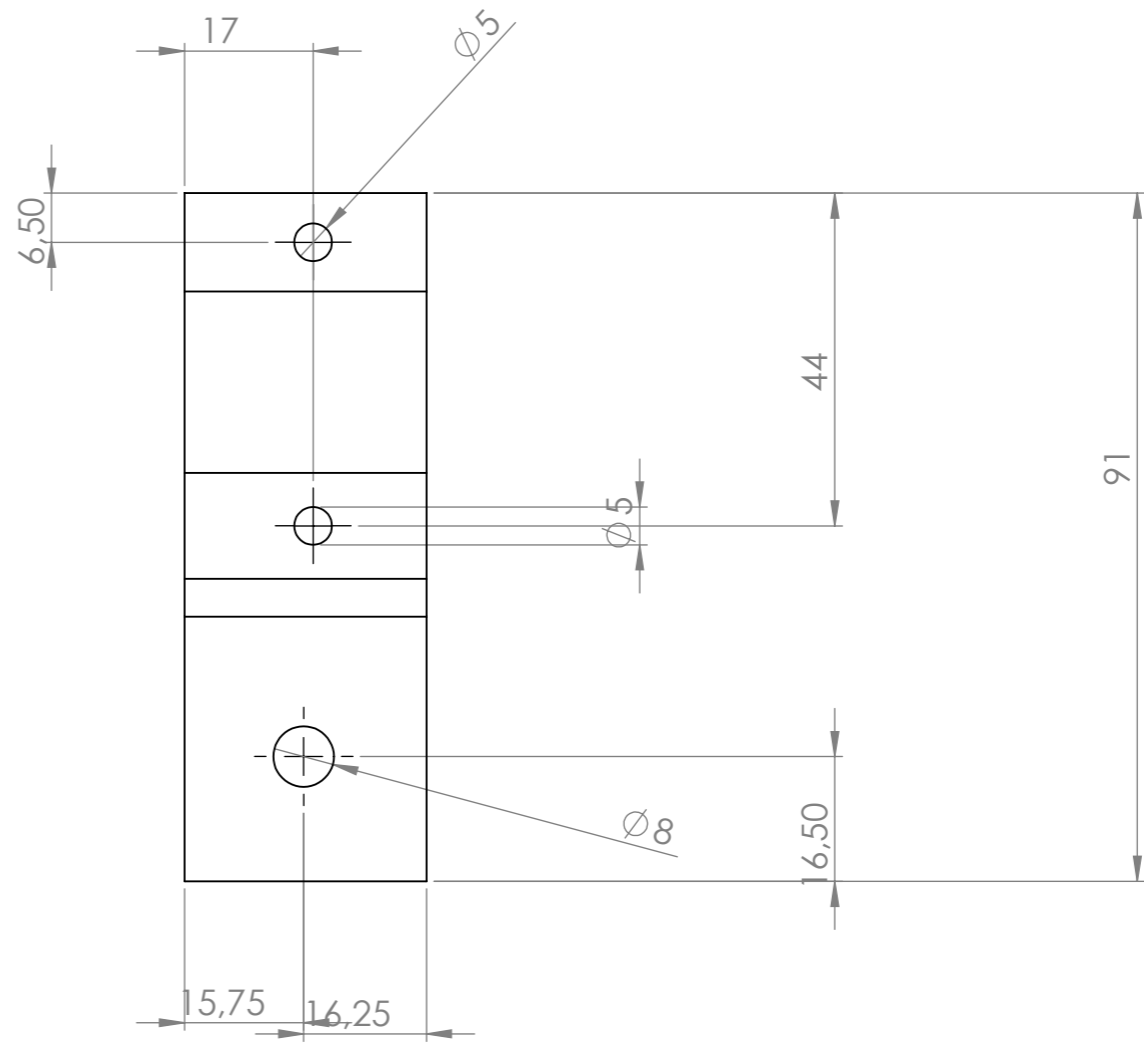
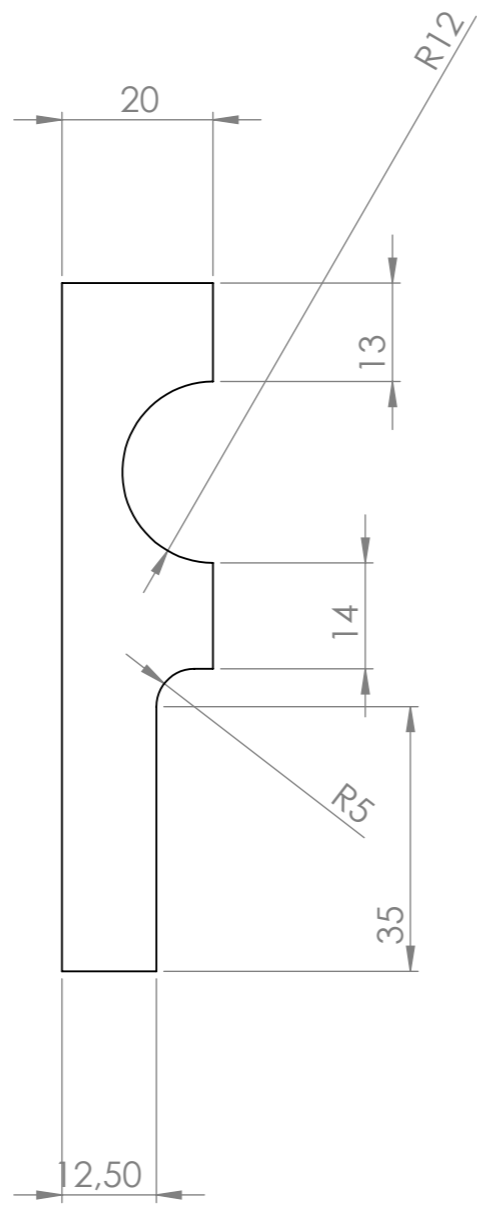


PLANO: AGARRE BARRA DE SUJECIÓN	PLANO N°: 9
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:1
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA: 0,1
FECHA: 9/10/2017	

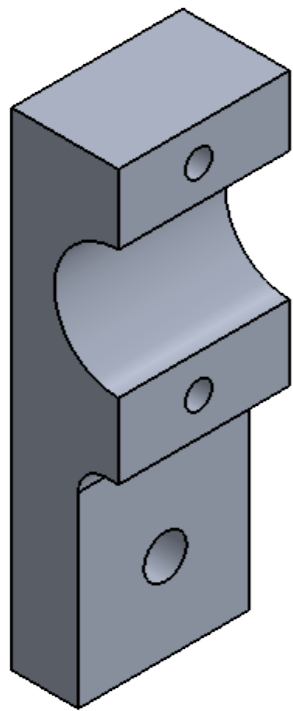
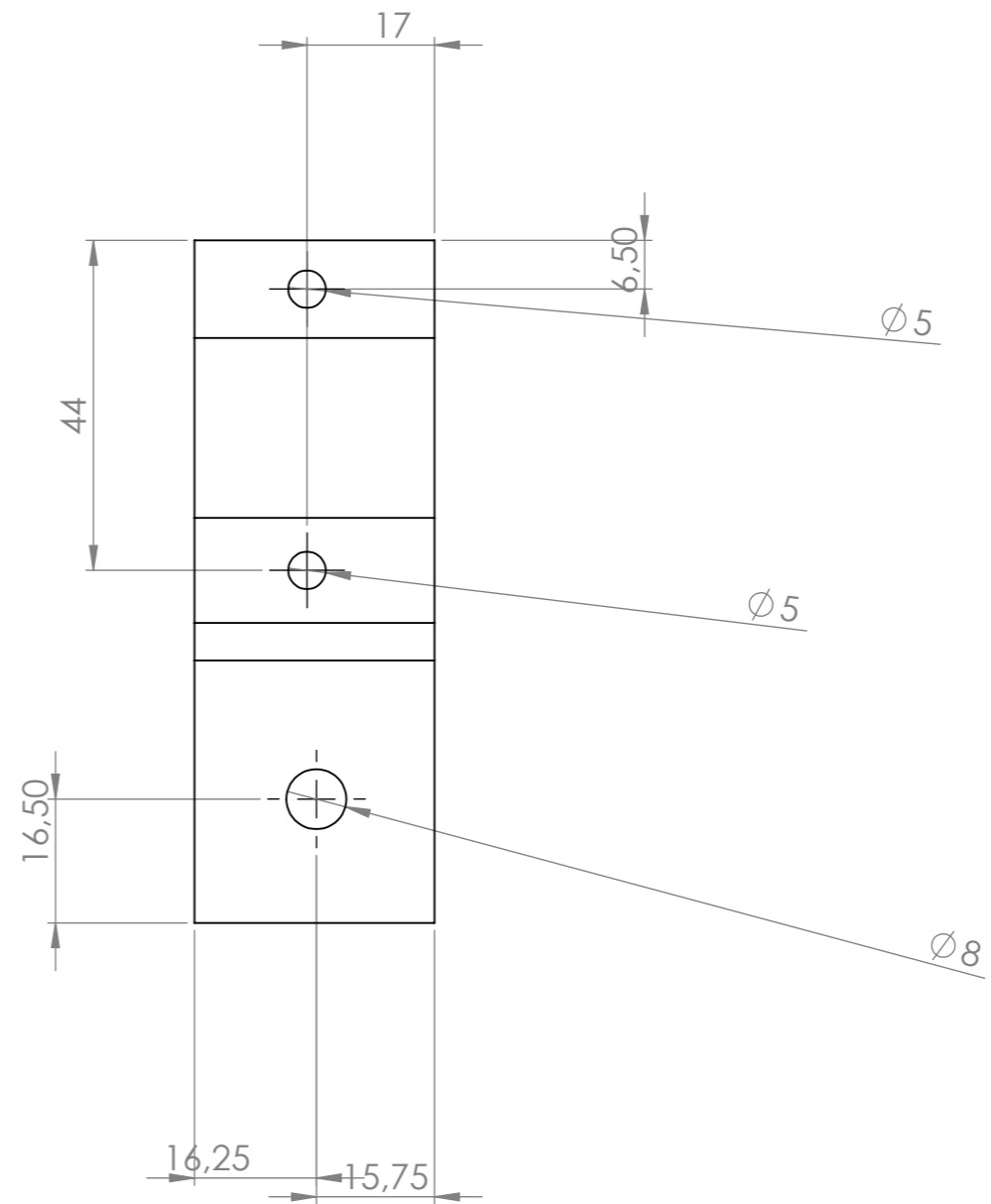
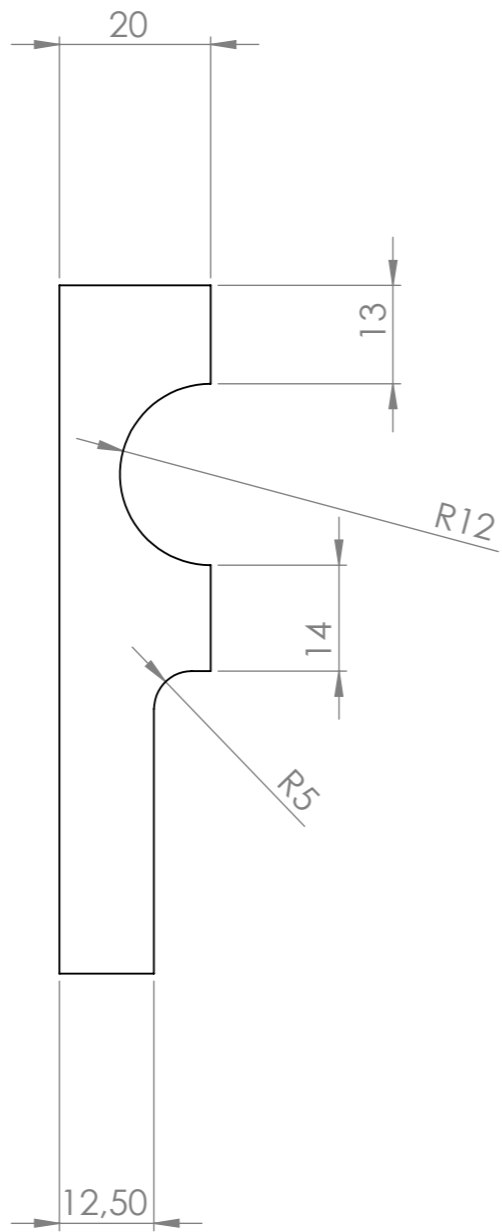


0

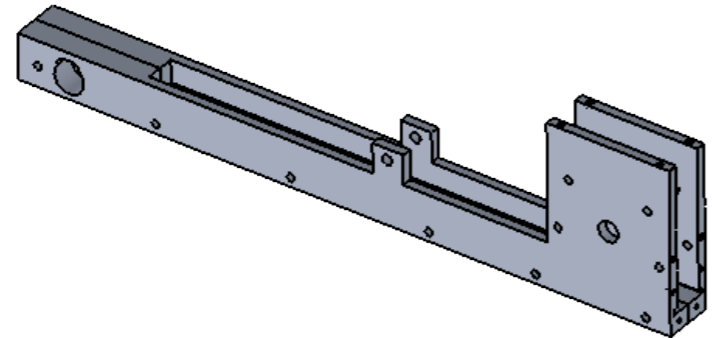
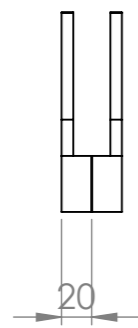
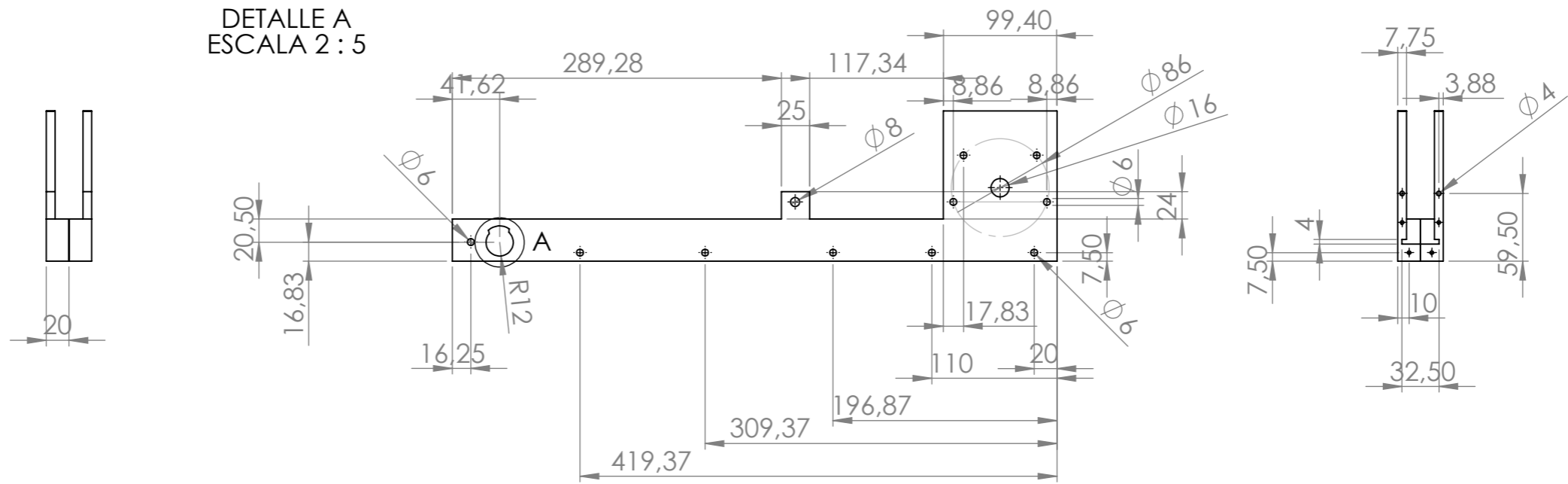
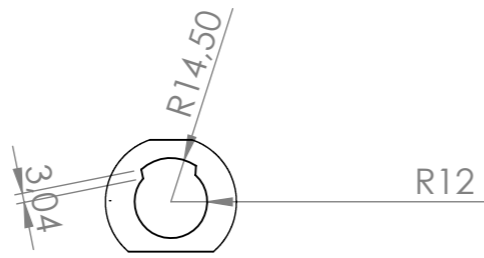
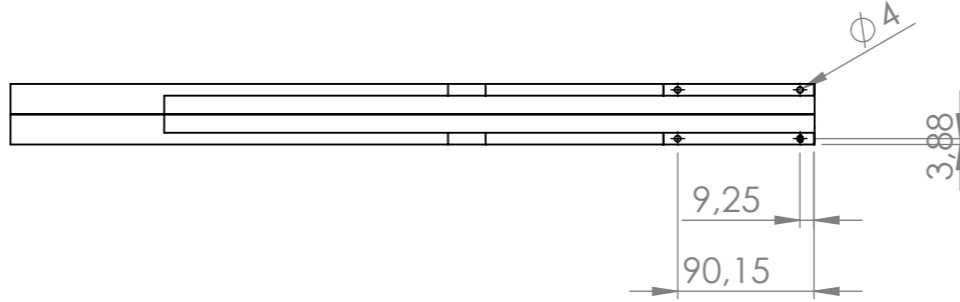
PLANO: <b>BARRA ESTABILIZADORA</b>	PLANO N°: 10
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:2
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	
FECHA: 9/10/2017	TOLERANCIA: 0,1



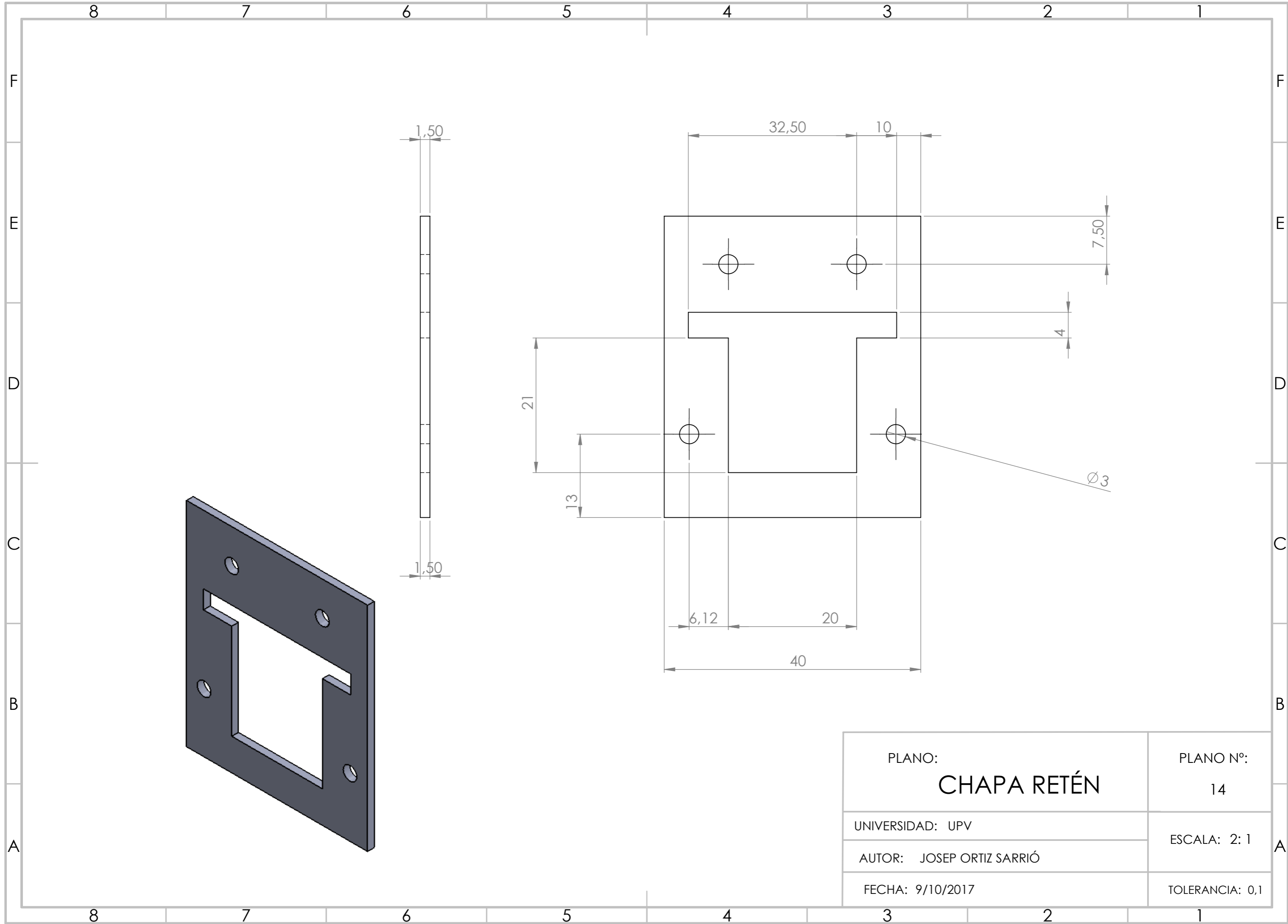
PLANO: AGARRE BARRA ESTABILIZADORA (DERECHA)	PLANO N°: 11
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:1
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA: 0,1
FECHA: 9/10/2017	



PLANO: AGARRE BARRA ESTABILIZADORA (IZQUIERDA)	PLANO N°: 12
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:1
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA: 0,1
FECHA: 9/10/2017	

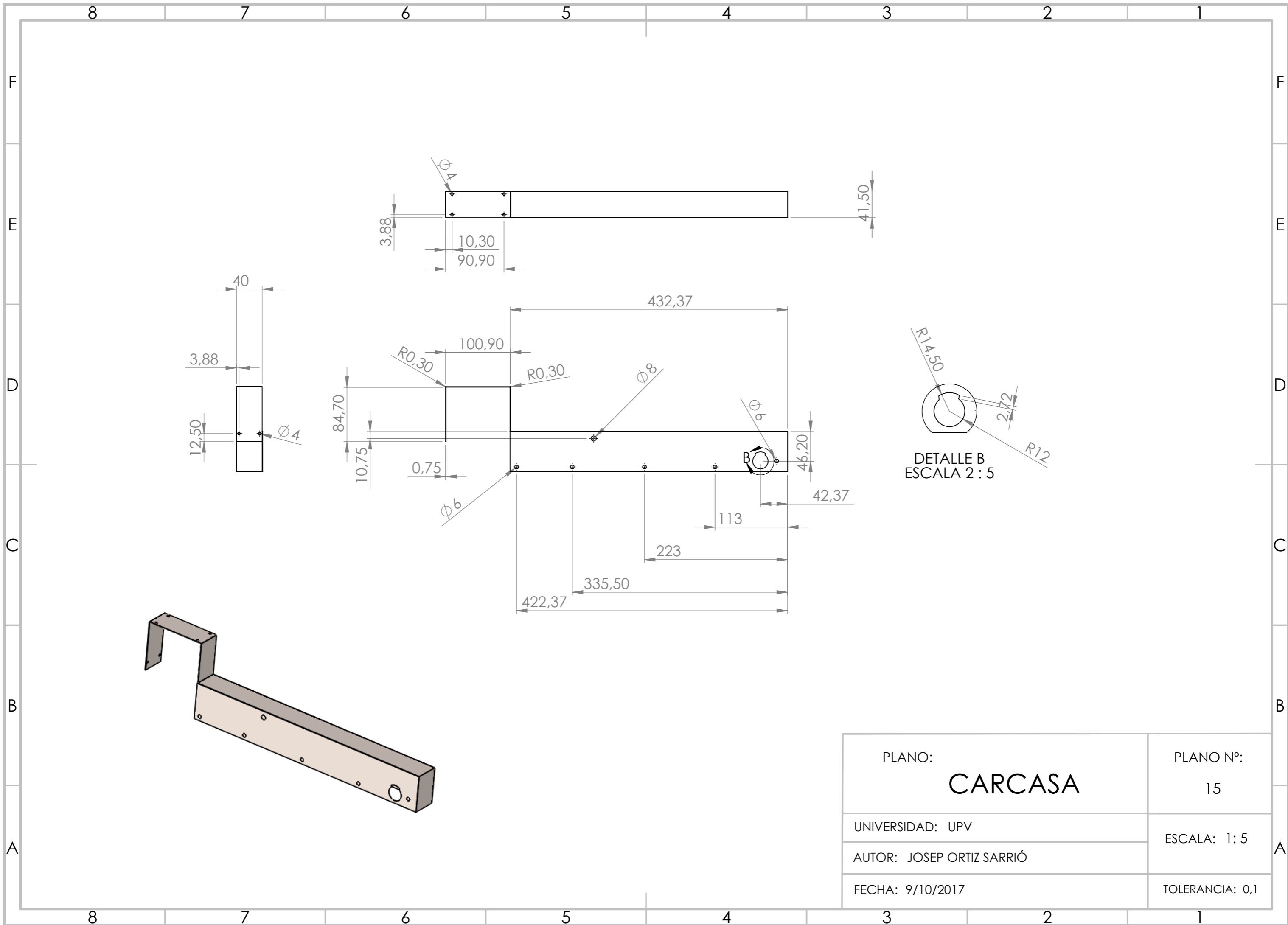


PLANO: <b>ESTRUCTURA</b>	PLANO N°: 13
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:5
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	
FECHA: 9/10/2017	TOLERANCIA: 0,1

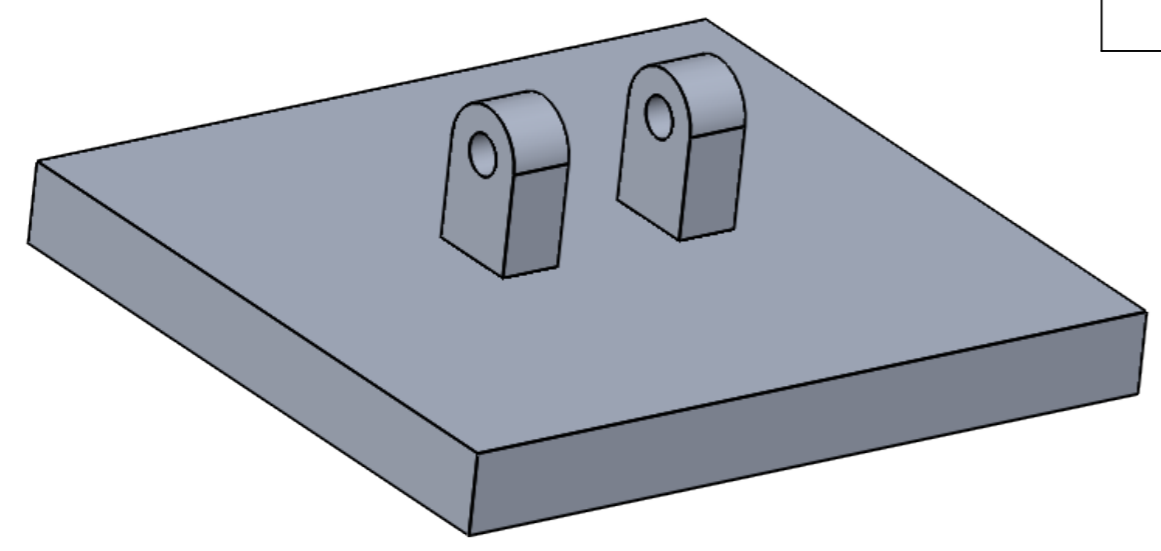
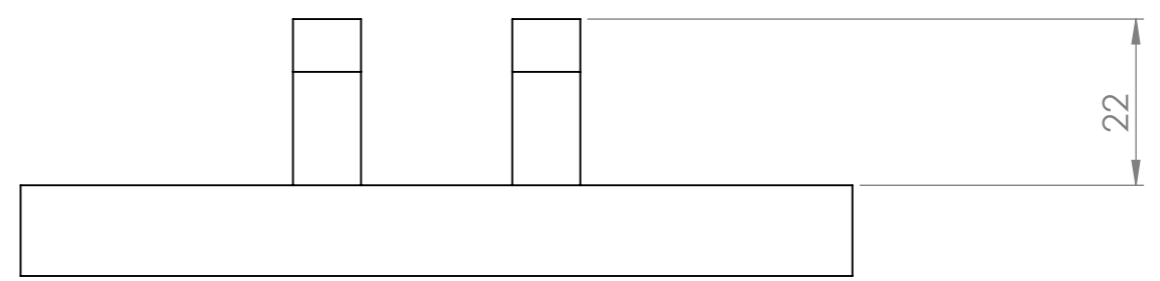
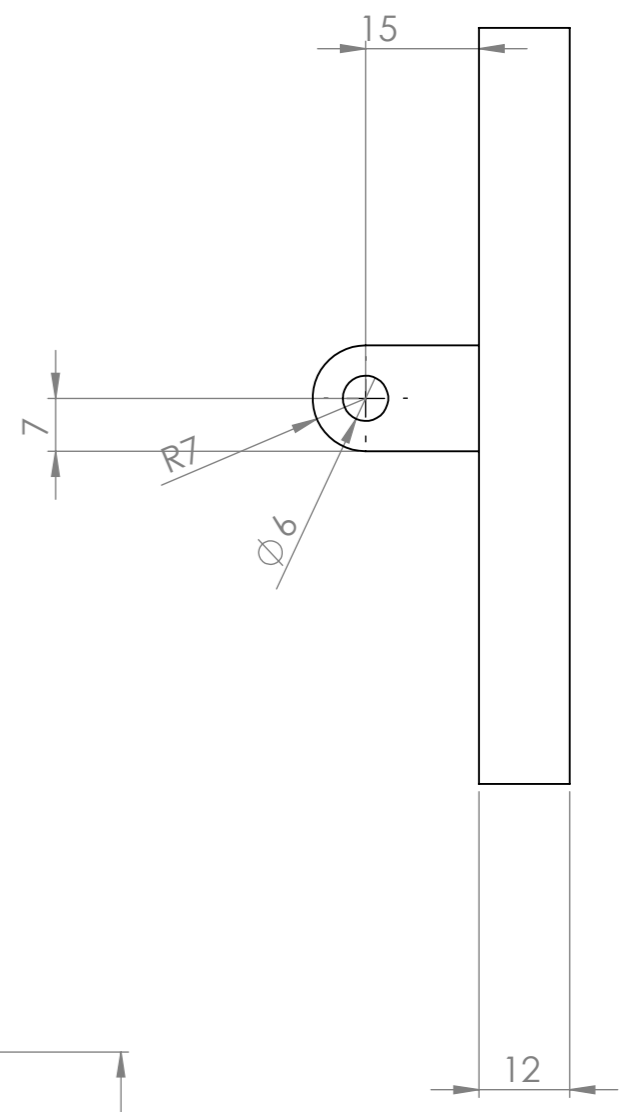
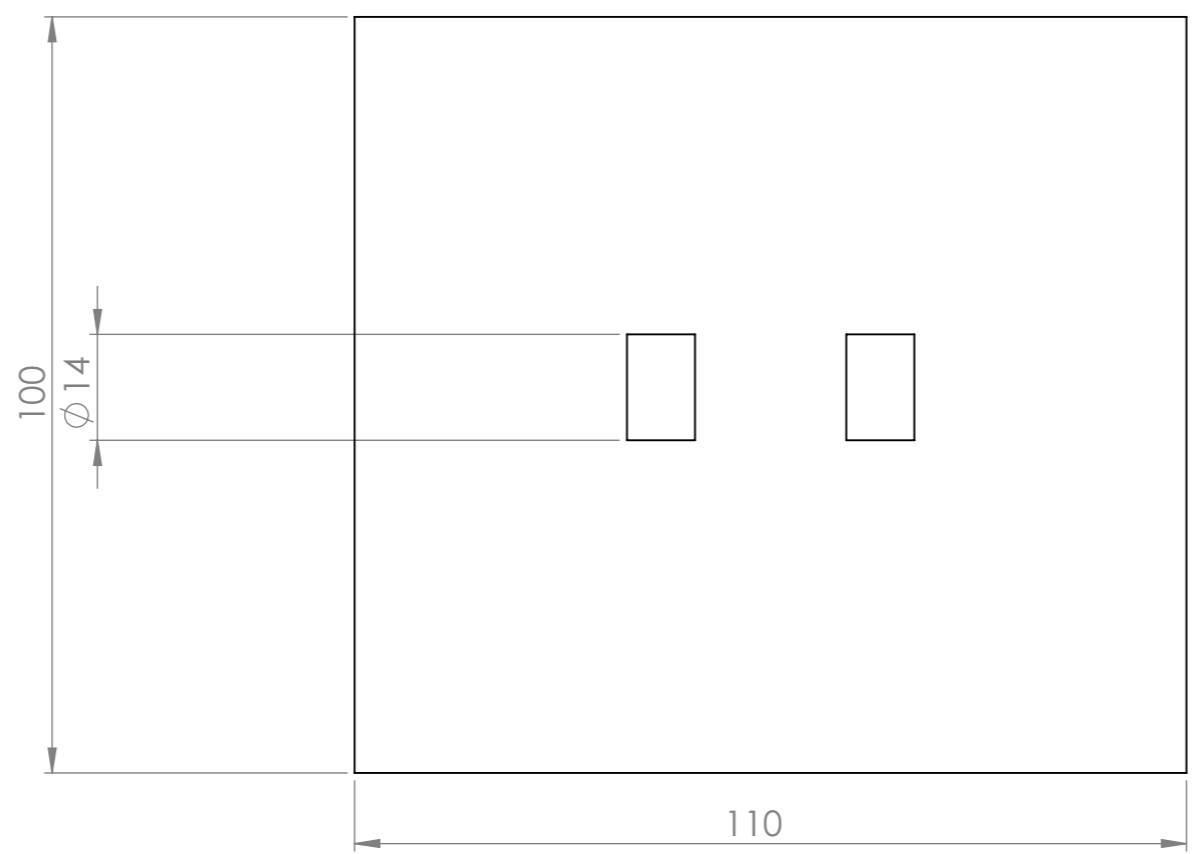


PLANO: <b>CHAPA RETÉN</b>	PLANO N°: 14
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 2: 1
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	
FECHA: 9/10/2017	TOLERANCIA: 0,1





PLANO:	PLANO N°:
<b>CARCASA</b>	15
UNIVERSIDAD: UPV	ESCALA: 1:5
AUTOR: JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA: 0,1
FECHA: 9/10/2017	



PLANO:	<b>BASE</b>	PLANO N°:	16
UNIVERSIDAD:	UPV	ESCALA:	1:1
AUTOR:	JOSEP ORTIZ SARRIÓ	TOLERANCIA:	0,1
FECHA:	9/10/2017		

## 9 Bibliografía

### 9.1 Libros:

DISEÑO DE MAQUINAS TEORIA Y 320 PROBLEMAS RESUELTOS A.S.Hall

DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA DE SHIGLEY Richard G.Budynas

DISEÑO DE LA INGENIERIA MECANICA Joseph E. Shigley

### 9.2 Paginas web:

[http://www.minusval2000.com/otros/reportajes/historia\\_silla\\_de\\_ruedas/index.html](http://www.minusval2000.com/otros/reportajes/historia_silla_de_ruedas/index.html)

<http://www.vtx-precision.com>

<https://es.scribd.com/doc/54779468/01-Anillos-Seeger-DIN-471-y-472>

<http://indarbelt.es/html/productos/engranesycremalleras.htm>

<http://www.transtecno.com>

<https://elementos.org.es/aluminio>

[http://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa\\_3003\\_aluminio.pdf](http://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_3003_aluminio.pdf)

<https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/3319/55868-4.pdf?sequence=4>

[https://es.wikipedia.org/wiki/Bater%C3%ADa\\_el%C3%A9ctrica](https://es.wikipedia.org/wiki/Bater%C3%ADa_el%C3%A9ctrica)

<https://es.wikipedia.org/wiki/Ret%C3%A9n>

<http://elmecsal.es/>

[http://www.tallereshemen.es/es/?utm\\_source=BING&utm\\_medium=cpc&utm\\_campaign=79716](http://www.tallereshemen.es/es/?utm_source=BING&utm_medium=cpc&utm_campaign=79716)

<http://www.cocemfeyl.es/index.php/discapacidad-y-tu/65-las-sillas-de-ruedas>

[https://muyfitness.com/tipos-de-sillas-de-rueda\\_13176628/](https://muyfitness.com/tipos-de-sillas-de-rueda_13176628/)

<http://comprartornillos.com/>

<http://www.cofan.es/es/categoria/2465/tornilleria/>

<http://www.wurth.es/anillo-seeger-exterior-fosfatado-d-10mm-din-471>

[https://es.wikipedia.org/wiki/Gato\\_\(dispositivo\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Gato_(dispositivo))

<http://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>

<https://es.wikipedia.org/wiki/Hidr%C3%A1ulica>

[http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec\\_cremallera-pinion.htm](http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_cremallera-pinion.htm)