



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO DE FIN DE GRADO

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**MECANISMO PARA ASISTENCIA AL CONDUCTOR DE  
AUTOMÓVIL EN EL GUARDADO Y RECOGIDA DE UNA SILLA  
DE RUEDAS**



**Memoria**

**Autor:** Sergio León Airabella  
**Director:** Pedro Ortiz Morón  
**Convocatoria:** Enero 2017



## Resum

Aquest treball ha sigut orientat al sector de la discapacitat, concretament s'ha valorat un possible problema quotidià per una persona que utilitza cadira de rodes y s'ha plantejat una solució per aquesta necessitat.

La situació plantejada es la de transportar una cadira de rodes en un automòbil. Sembla senzill el fet de guardar una cadira de rodes al maleter o als seients de darrera a l'hora de desplaçar-se en cotxe, però aquest problema s'incrementa quan es la pròpia persona amb discapacitat la que ha de guardar la cadira i entrar al cotxe per sí sola, sense ajuda de tercers. Per això, el mecanisme plantejat té la finalitat de donar una autonomia en el guardat i transport de la cadira de rodes per aquells conductors amb discapacitat que han de realitzar el procés per ells sols.

També en aquest treball es podrà veure el disseny del mecanisme, l'estudi realitzat de les diferents alternatives i el desenvolupament de la solució final adoptada.

## Resumen

Este trabajo ha sido orientado al sector de la discapacidad, en concreto se ha valorado un posible problema cotidiano para una persona que utiliza silla de ruedas y se ha planteado una solución para dicha necesidad.

La situación planteada es la de transportar una silla de ruedas en un automóvil. Parece sencillo el hecho de guardar la silla de ruedas en el maletero o en los asientos traseros a la hora de desplazarse en coche, pero este problema se incrementa cuando es la propia persona con discapacidad la que debe guardar la silla y entrar en el coche por sí misma, sin ayuda de una tercera persona. Por ello, el mecanismo planteado tiene la finalidad de dotar de autonomía en el guardado y el transporte de la silla de ruedas a aquellos conductores con discapacidad que deben valerse por sí mismos ante esta situación.

Así mismo, en este trabajo podrá verse el diseño de dicho mecanismo, el estudio llevado a cabo de las diferentes alternativas y el desarrollo de la solución final adoptada.

## **Abstract**

This work has been focused on the disability sector, in particular it has been valued a possible daily problem for a person who uses a wheelchair, and a solution has been proposed for this need.

The proposed situation is it of transporting a wheelchair in a car. It seems simple to keep the wheelchair in the trunk or in the back seats when traveling by car, but this problem increases when it is the person with the disability who must keep the chair and get into the car by itself, without the help of a third person. Therefore, the mechanism designed for this work has the purpose of providing autonomy to drivers with disabilities when they want to keep and transport the wheelchair.

As well, in this work we can see the design of this mechanism, the study of different alternatives and the development of the adapted final solution.

## Agradecimientos

Este proyecto se lo agradezco en especial a mis padres, no solo por darme la oportunidad de realizar unos estudios y poder formarme para lo que está por venir, sino también por apoyarme en el día a día y animarme en los momentos buenos como en los malos a realizar tanto estos estudios como otras actividades, siempre sacrificándose para que pueda tener lo mejor, gracias.

También agradecer a mi novia el apoyo que ha supuesto para mi estos años que hemos estado juntos ya que me ha ayudado en esta etapa de mi vida universitaria y también agradecer a los profesores y a mi tutor, que de una forma u otra han participado en el trabajo aconsejándome y haciendo el camino más llano. A todos ellos gracias.

# Índice

<b>RESUM</b>	<b>1</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>2</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>3</b>
<b>AGRADECIMIENTOS</b>	<b>4</b>
<b>1. PREFACIO</b>	<b>8</b>
1.1. Origen del trabajo .....	8
1.2. Motivación .....	8
<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>9</b>
1.1. Objetivos del trabajo.....	9
1.2. Alcance del trabajo .....	9
<b>2. CONTEXTUALIZACIÓN</b>	<b>10</b>
<b>3. ESTUDIO DE MERCADO</b>	<b>11</b>
<b>4. NORMATIVAS APLICADAS AL PROYECTO</b>	<b>13</b>
4.1. Normativa general de circulación:.....	13
4.2. Dimensiones plazas de estacionamiento BOE A-2010-4057 .....	13
4.3. Normativa engranajes.....	15
4.4. Normativa rodamientos.....	15
4.5. Normativa chavetas .....	15
4.6. Guía de buena práctica de cables de acero.....	15
<b>5. ESPECIFICACIONES BÁSICAS</b>	<b>16</b>
<b>6. ESTUDIO PREVIO DE LAS ALTERNATIVAS</b>	<b>19</b>
<b>7. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA</b>	<b>25</b>
7.1. Cubierta exterior .....	27
7.2. Gancho .....	28
7.3. Cables .....	30
7.3.1. Fatiga y abrasión:.....	32
7.3.2. Carga de rotura (RESISTENCIA) .....	35
7.3.3. Resistencia al aplastamiento.....	36

7.3.4.	Resistencia de reserva .....	37
7.3.5.	Resistencia a la corrosión.....	37
7.4.	Tambor.....	37
7.5.	Eje elevador de la silla .....	41
7.6.	Plataforma .....	44
7.7.	Soporte de la plataforma.....	47
7.8.	Guías.....	50
7.9.	Soporte guías .....	53
7.10.	Mecanismos de transmisión.....	53
7.10.1.	Tornillo de potencia .....	53
7.10.2.	Sistema de engranajes .....	57
7.11.	Motoreductores.....	70
7.11.1.	Motoreductor del tornillo de potencia: .....	70
7.11.2.	Motoreductor del sistema de engranajes .....	73
7.11.3.	Motoreductor de elevación/descenso de la silla de ruedas .....	76
7.12.	Valores después de la selección del motor.....	79
<b>8.</b>	<b>MOVIMIENTOS DEL MECANISMO _____</b>	<b>82</b>
8.1.	Movimiento de avance del carro .....	82
8.2.	Movimiento de giro de la plataforma .....	83
8.3.	Descenso del gancho .....	84
<b>9.</b>	<b>MATERIALES UTILIZADOS _____</b>	<b>87</b>
9.1.	Acero inoxidable AISI 304 .....	87
9.2.	Aleación Aluminio-Magnesio 5086 .....	88
9.3.	Otros materiales .....	89
<b>10.</b>	<b>RODAMIENTOS DEL MECANISMO _____</b>	<b>90</b>
10.1.	Rodamientos eje elevador.....	90
10.2.	Rodamientos bulones de la plataforma .....	93
10.3.	Rodamientos tornillo de potencia.....	94
10.4.	Rodamientos ejes engranajes .....	95
<b>11.</b>	<b>CHAVETAS _____</b>	<b>96</b>
11.1.	Chaveta eje elevador-tambor.....	96
11.2.	Chaveta engranaje 1 .....	98
11.3.	Chavetas engranaje 2 y 3.....	100



11.4. Chaveta engranaje 4 .....	101
<b>12. ACOPLAMIENTOS REDUCTOR – EJE _____</b>	<b>104</b>
<b>13. ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL _____</b>	<b>106</b>
13.1. Proceso de proyectización .....	106
13.2. Proceso de producción .....	106
13.3. Proceso de utilización .....	107
13.4. Fin de vida útil .....	107
<b>14. PLANIFICACIÓN DE LAS TAREAS PARA LA ELABORACIÓN DEL TRABAJO ____</b>	<b>108</b>
<b>15. CONCLUSIONES _____</b>	<b>111</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA _____</b>	<b>112</b>

# 1. Prefacio

## 1.1. Origen del trabajo

El origen del trabajo nace debido a la convivencia con personas mayores que eran dependientes, las cuales necesitaban de sistemas adaptados para sillas de ruedas para poder desplazarse y a su vez por conocimiento de las necesidades de personas discapacitadas debido a un grupo de amigos que trabajan con deportes adaptados.

## 1.2. Motivación

La motivación para realizar el proyecto es la de conocer cuáles son las condiciones de que disponen las personas discapacitadas en su día a día para ejercer su vida y poder desarrollar el trabajo final de grado de un mecanismo que pueda ofrecer para cubrir alguna necesidad.

# **1. Introducción**

## **1.1. Objetivos del trabajo**

Los objetivos de este trabajo son plantear un mecanismo para facilitar el transporte de la silla de ruedas en el automóvil para un conductor con movilidad reducida, desarrollar un diseño definitivo de dicho mecanismo y realizar el estudio de dicho diseño.

A su vez también se establecen como objetivos la ampliación de conocimientos por competencia del alumno y el desarrollo de la documentación necesaria para presentar dicho trabajo.

## **1.2. Alcance del trabajo**

En este trabajo se realizará el diseño del mecanismo, el desarrollo de los mecanismos de transmisión necesarios para su funcionamiento y los cálculos de resistencia para que no falle el mecanismo, quedando excluida la parte eléctrica del trabajo.

## 2. Contextualización

El mecanismo diseñado en este trabajo es un mecanismo creado para facilitar el día a día de una persona con movilidad reducida, en concreto para aquellas situaciones en las que una persona no puede dotarse por sí sola para realizar una acción sin los medios adecuados, por ello se ha planteado realizar un mecanismo que pueda dotar de autonomía a un conductor de un automóvil que necesita transportar su silla de ruedas.

A la hora de comprar un coche adaptado se sabe que este está habilitado para ser conducido por una persona con discapacidad, pero este conductor, el cual será nuestro caso, necesita de una silla de ruedas para desplazarse de modo que a la hora de conducir el automóvil este deberá guardar la silla de ruedas. Pues bien, es este el punto donde se desea entrar, es decir, se quiere facilitar este proceso de guardar la silla de ruedas a este conductor ya que en muchas ocasiones este debe depender de terceras personas para poder guardarla o realizar una serie de maniobras poco prácticas.

Lo que se pretende con este mecanismo es que cuando la persona llegue al automóvil se siente en el asiento del conductor, active un mecanismo y este recoja la silla del suelo y la guarde y la transporte. El mismo proceso a la inversa sería para recogerla una vez finalizado el trayecto.

De modo que lo que busca este proyecto es ofrecer un mecanismo para recoger, guardar, transportar y entregar una silla de ruedas. Será un mecanismo diseñado para incorporar en coches adaptados para que la persona con discapacidad pueda guardar cualquier silla de ruedas convencional de una forma rápida y sencilla.

### 3. Estudio de mercado

Para diseñar el objeto del proyecto se ha realizado un estudio de mercado previo. Este estudio de mercado se ha centrado en ver los diferentes métodos y mecanismos de adaptación dedicados al guardado de una silla de ruedas en un automóvil.

Al realizar este estudio de mercado se han encontrado una gran variedad de mecanismos adaptados a los vehículos, pero entre ellos ha habido dos que responden a las características por delante de los demás.

Estos son el robot recoge sillas y el producto Chair Topper.



**Figura 3.1.** Robot recoge sillas (Carbicar ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.)



**Figura 3.2.** Chair Topper (ARC-soluciones [2])

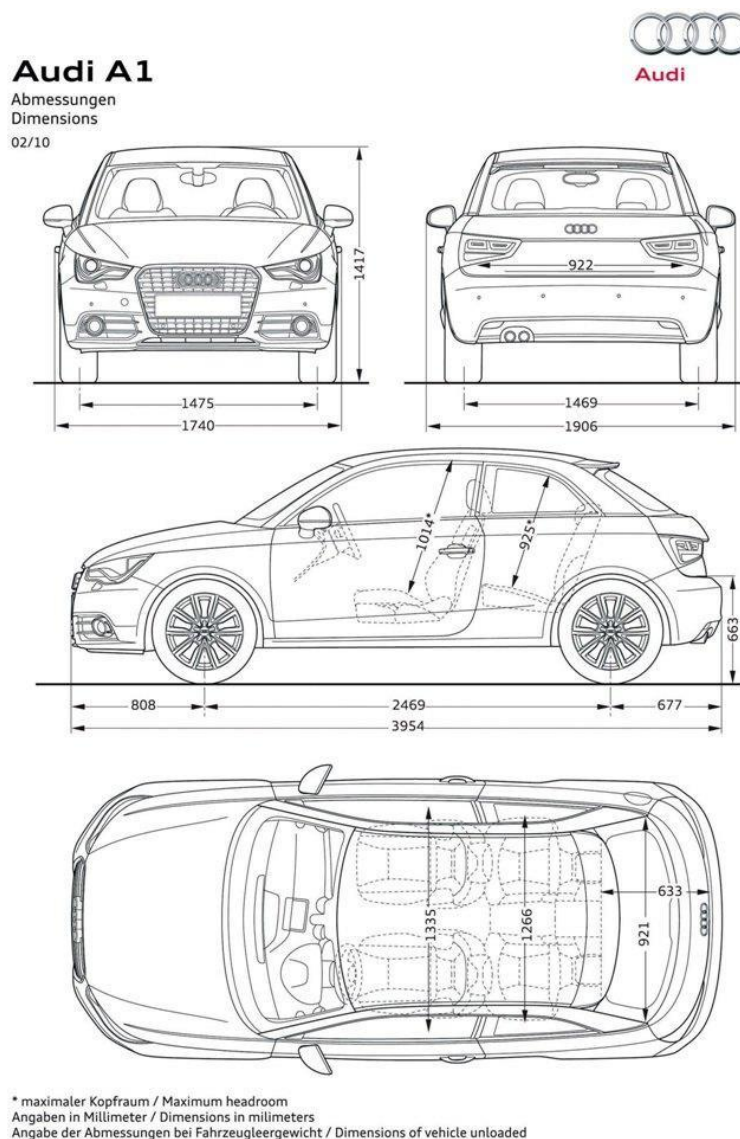
Se puede observar como el robot recoge sillas se comprende de un brazo mecánico instalado en el maletero del automóvil, el cual se desplaza hasta la posición de la silla, la coge y la lleva hasta el maletero para guardarla. En cambio, Chair Topper consiste en una cubierta situada en la baca del coche, la cual despliega un mecanismo y recoge la silla para guardarla.

Las ventajas que se han observado de Chair Topper respecto al robot recoge sillas es la posibilidad de instalarlo en cualquier automóvil, simplemente adaptándose a las dimensiones del techo, descartando así la necesidad de tener un automóvil con capacidad suficiente en el maletero para instalar dicho mecanismo, por ello, se ha decidido realizar un diseño del mecanismo Chair Topper ya presente con el objetivo de encontrar una mejora en el precio del producto y una mayor velocidad en el proceso de guardado.

De este modo, también se ha realizado un estudio de mercado de las dimensiones de los automóviles, ya que uno de los objetivos es adaptarlo al mayor número de modelos del mercado.

Para ver las dimensiones de los automóviles se han tenido en cuenta cuatro tipos de coches. Estos son automóviles utilitarios, automóviles compactos, coches familiares y monovolúmenes.

Se puede ver que la medida que más afecta al proyecto es la altura de los diferentes coches ya que determinará la altura a la que se deba guardar la silla, pero esto se solucionará variando la altura que es capaz de elevar la silla el elevador, sin embargo, los valores de ancho y largo serán los mismos para todos los tipos de coche por lo que se escoge un modelo de automóvil pequeño de modo que para automóviles mayores de tamaño también servirá. El modelo de automóvil escogido es el siguiente:



**Figura 3.3.** Dimensiones de un automóvil (Audi A1 [3])

## 4. Normativas aplicadas al proyecto

Una vez determinado cual será el mecanismo se necesitará tener en cuenta una serie de normativas para poder llevar a cabo este proyecto. Estas normativas se describen a continuación:

### 4.1. Normativa general de circulación:

#### Artículo 15. Dimensiones de la carga.

La primera normativa a tener en cuenta debe ser aquella que hace referencia a la carga que incorporamos al coche. Este artículo indica las dimensiones de la carga que se puede incorporar a la baca de un automóvil, del cual indicaremos aquellas relacionadas a nuestro proyecto. Este artículo nos dice que la carga no puede sobresalir de la proyección en planta del vehículo.

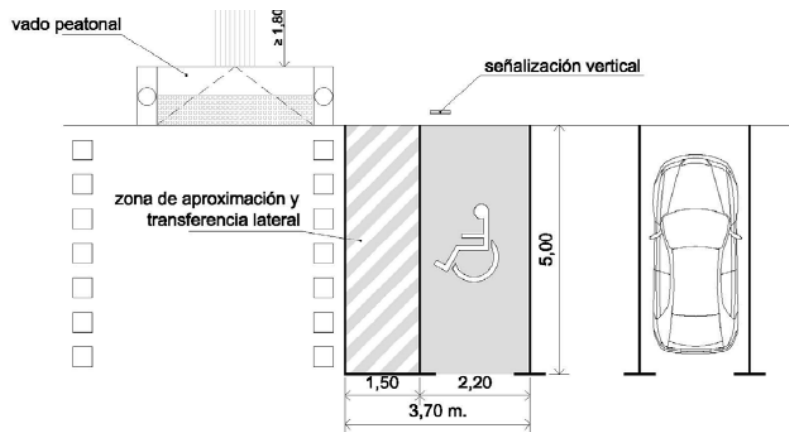
En el caso que se presenta en este proyecto, el mecanismo debe almacenar una silla de ruedas, por lo que las dimensiones del mecanismo que se necesitarán para su almacenamiento serán como máximo las de la proyección en planta del coche. A pesar de ello el espacio que se necesita es menor, de modo que se cumplirá esta normativa ya que la carga no sobresaldrá la proyección en planta del automóvil.

### 4.2. Dimensiones plazas de estacionamiento BOE A-2010-4057

#### BOE A-2010-4057

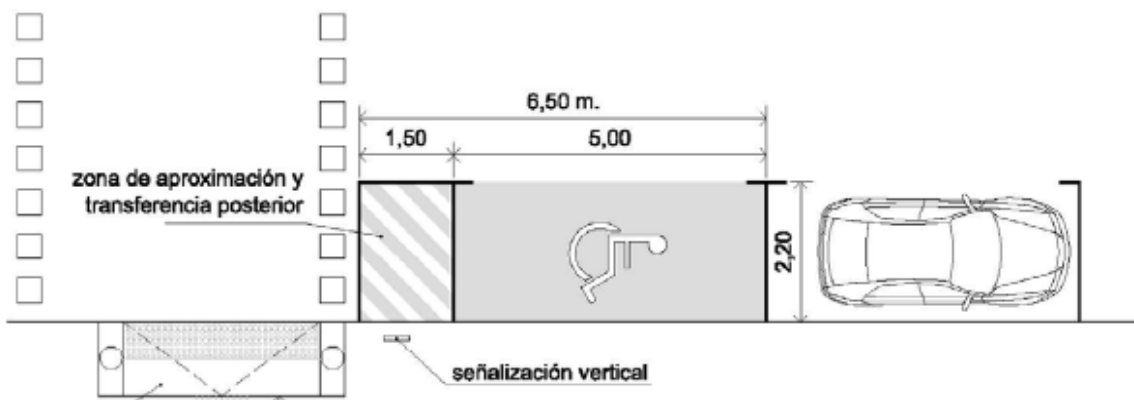
Esta normativa indica las dimensiones de las plazas de estacionamiento reservadas para personas con discapacidad. Necesitamos tenerla en cuenta ya que el mecanismo deberá salir a recoger la silla la cual estará posicionada fuera del coche, de modo que las dimensiones de estas plazas de aparcamiento nos servirán como base para saber si nuestro mecanismo interrumpe el tránsito y si el conductor puede guardar y recoger la silla sin problemas.

Según indica esta norma, tanto las plazas dispuestas en diagonal como perpendiculares, deberán tener unas dimensiones mínimas de 5 metros de longitud y 2,20 de ancho disponiendo además de una zona de aproximación lateral de longitud igual a la de la plaza de estacionamiento y de anchura mínima 1,5 metros. En el caso de tener dos plazas contiguas, esta zona de aproximación será compartida.



**Figura 4.1.** Plaza de aparcamiento perpendicular (BOE [4])

En el caso de las plazas dispuestas en línea las dimensiones de la plaza serán las mismas, mientras que la zona de aproximación se encontrará en la parte posterior del vehículo.



**Figura 4.2.** Plaza de aparcamiento en línea (BOE [4])

Ante estas dos posibilidades de plazas de estacionamiento, se ve que la anchura mínima que comparten ambas es de 2,20 metros, de modo que el mecanismo, al tener que sobresalir por un lateral para recoger la silla, esta longitud deberá sobresalir de la anchura de 2,20 metros de la plaza de estacionamiento lo menos posible para no molestar a los coches de la vía contigua.

En el caso de sobrepasarla se desarrollaría un mecanismo de alerta para los demás conductores.



### **4.3. Normativa engranajes**

#### **UNE 18 005-75**

Esta normativa se utiliza para escoger uno de los módulos normalizados indicados a partir del cual desarrollar el dimensionamiento del engranaje

### **4.4. Normativa rodamientos**

#### **ISO 281**

Esta normativa especifica el cálculo de la vida nominal de los rodamientos del mecanismo

### **4.5. Normativa chavetas**

Esta normativa especifica las dimensiones de las chavetas según los diámetros de los ejes.

### **4.6. Guía de buena práctica de cables de acero**

#### **NTP 155: Cables de acero**

Esta guía contiene indicaciones recogidas en la norma vigente para la correcta aplicación de los cables de acero.

## 5. Especificaciones básicas

Después de realizar el estudio de mercado y optar por que diseño se va a realizar, ya se pueden ofrecer unas primeras indicaciones de que es realmente este producto y cuál es su funcionamiento.

Este producto se encuentra situado en la baca del coche y se acciona mediante un interruptor en la caja de control, en ese momento dicho mecanismo recoge la silla y se pliega para almacenarla en el interior de una cubierta de plástico estanca.



**Figura 5.1.** Idea de producto a diseñar (ARC-soluciones [2])

La idea que se ha tenido de cómo debe funcionar este mecanismo es la siguiente.

Este proceso se realiza una vez el conductor está situado en el asiento, de modo que simplemente tiene que posicionar la silla correctamente y activar el mecanismo. Una vez activado el mecanismo, una plataforma sale de la cubierta de plástico, paralela al plano del techo del coche, hasta la altura de la silla de ruedas. Una vez llegados a este punto, la plataforma debe realizar un giro de 90° y, deslizará unos cables con un gancho, el cual bajará hasta la silla. Ésta deberá estar plegada, de forma que el conductor deberá pasar el gancho por debajo del pliegue del asiento y de esta forma el mecanismo pueda deshacer los movimientos anteriores volviendo a recoger el cable hasta llevar el gancho y la silla a su posición inicial, es decir, hasta la plataforma, y una vez se ha situado en dicha posición la plataforma girará de nuevo 90° en sentido inverso hasta situarse paralela al plano del techo del coche y se desplazará hacia dentro de la cubierta de plástico para ser almacenada y transportada.

De la misma forma, una vez finalizado el trayecto, el mecanismo realiza los mismos pasos para entregar la silla. Primero desliza la plataforma, la gira 90° y desciende la silla de ruedas hasta el suelo dejándola al alcance del conductor, el cual solo tiene que desenganchar la silla y volver a activar el mecanismo para que se recoja y se guarde en la cubierta.

Conocido su funcionamiento, también se deben destacar las características más importantes del mecanismo del proyecto, es decir, aquellos aspectos de carácter general que son necesarios saber a la hora de conocer el producto.

En cuanto a la silla de ruedas, se diseñará un mecanismo para albergar una silla de ruedas convencional plegable, por lo que las medidas de la silla de ruedas estándar a partir de las que se ha diseñado el producto son las siguientes:



**Figura 5.2.** Altura de 92 cm  
(Silla de ruedas[5])



**Figura 5.3** Anchura plegada de 27 cm  
(Silla de ruedas[5])



**Figura 5.4** Longitud: 103 cm  
(Silla de ruedas[5])

Tal y como se ha comentado anteriormente, el elevador de silla de ruedas consistirá en un mecanismo que está situado dentro de una cubierta de plástico. Dicha cubierta la formarán dos partes, una fija en el techo del automóvil y la otra parte se desplazará hacia el exterior junto con la plataforma que alberga la silla al poner en funcionamiento el mecanismo. Por ello se diferenciarán dos estados fijos de la cubierta, cerrada y abierta. Cuando la cubierta esté cerrada, el mecanismo permanece en reposo con o sin silla en su interior. Las dimensiones de la cubierta en reposo serán las siguientes.



**Figura 5.5.** Ejemplo de cubierta del mecanismo cerrada (BraunAbility [6])

Se debe destacar que la cubierta, sea cual sea su estado, cerrada o abierta, añadirá una altura de 315 mm al vehículo.

Sin embargo, al poner en marcha el mecanismo, dicha parte móvil de la cubierta se desplazará hasta la altura de la silla de ruedas hacia el exterior del automóvil, espacio que se necesitará para poder llevar a cabo el proceso de guardado. Este desplazamiento se producirá sobre unas guías laterales de baja fricción.



**Figura 5.6.** Ejemplo de cubierta del mecanismo abierta (ARC-soluciones [2])

Dicha cubierta exterior, deberá ser hermética para tener total impermeabilidad. Será de plástico polipropileno mientras que el mecanismo estará fabricado en su mayoría con aluminio y acero inoxidable. A partir de aquí cabe destacar que el peso total del mecanismo que se ha fijado, sin contar la silla de ruedas, será de unos 60 kg aproximadamente ya que posteriormente se obtendrás con exactitud, y teniendo en cuenta que el peso máximo de elevación se ha fijado en 20 kg, este peso puede aumentar hasta los 80 kg con la silla de ruedas. Veremos con exactitud este peso más adelante.

Dicho proceso de guardado/entrega de la silla de ruedas se realizará en un tiempo de *27 segundos*. Además todos los motores funcionarán a partir de la batería del automóvil por lo que la tensión de consumo de dichos motores es de 12 V.

Resumen delas especificaciones básicas:

- Cubierta de plástico hermética de polipropileno
- Material de la estructura del mecanismo de aluminio
- Tensión de trabajo de los motores → 12 V
- Tiempo del proceso de guardado/entrega de *27 segundos*
- Peso del mecanismo de 60 kg aproximadamente
- Peso máximo de la silla de ruedas → 20 kg

## 6. Estudio previo de las alternativas

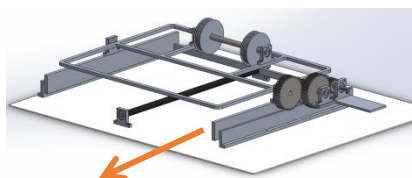
A la hora de diseñar el mecanismo se debe tener claro el funcionamiento que se quiere. En este caso se desea que el elevador recoja la silla situada al nivel del suelo, y para ello, el mecanismo debe ir a buscar la silla de ruedas. Aquí se encuentra el primer estudio que se debe realizar, es decir, un estudio sobre el proceso de recogida de la silla de ruedas.

Una vez planteado el problema y sabiendo que el elevador está ubicado en el techo del automóvil, este deberá desplazarse hasta el plano vertical de la silla de ruedas para poder recogerla, de modo que el segundo estudio que se lleva a cabo es el de como desplazar el mecanismo que recoge la silla hasta el mismo plano vertical de la silla.

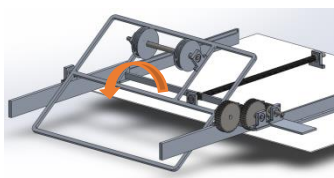
Estos son los puntos donde entran las diferentes alternativas de este proyecto, es decir, que movimientos necesita hacer el mecanismo para cumplir su función a partir de su ubicación, pero hay una gran variedad de métodos para conseguir que el mecanismo realice estos movimientos, por ello se han desarrollado diferentes soluciones y se ha escogido un mecanismo de transmisión entre los planteados para cada movimiento del mecanismo.

Además, las diferentes alternativas de los mecanismos de transmisión para conseguir los movimientos del elevador provocan cambios en el diseño de los componentes que lo conforman, por ello se explicarán los diferentes diseños y mecanismos de transmisión por los que ha pasado el producto antes de su diseño definitivo.

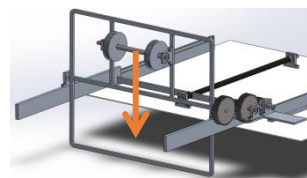
Para explicar las alternativas del diseño de una forma más clara se diferencian tres movimientos básicos del mecanismo y los cuales se estudiarán por separado. Estos movimientos son el avance lineal de una plataforma encargada de almacenar la silla hasta el plano vertical de esta para recogerla, el giro de la plataforma una vez situado en el final de carrera de las guías para recoger/entregar la silla de ruedas y por último el descenso de un gancho para recoger/entregar la silla.



**Figura 6.1.** Avance lineal  
(SolidWorks)



**Figura 6.2.** Giro de la plataforma  
(SolidWorks)

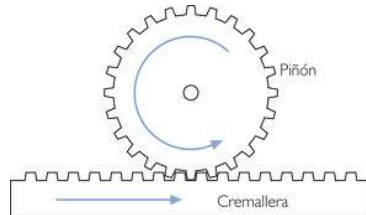


**Figura 6.3.** Descenso del gancho  
(SolidWorks)

Explicamos los tres movimientos por separado a continuación:

- **Avance lineal de la plataforma:** Se ha decidido disponer de una plataforma para almacenar la silla de ruedas. Esta plataforma está situada paralela al techo del coche en su posición de guardado, de modo que se debe desplazar por unas guías hasta llegar al plano vertical en el que está situado la silla.

Se han planteado tres alternativas. Como primera idea surgió la transmisión piñón-cremallera.



**Figura 6.4.** Piñón – cremallera (Mecanismo Piñón cremallera [7])

Con esta idea se pretendía desplazar la plataforma paralelamente a la cremallera la cual avanzaba por medio del giro del piñón.

También se planteó la opción de mover la plataforma mediante un actuador eléctrico lineal. Un actuador eléctrico desplaza un cilindro situado en su interior de forma lineal hasta una distancia determinada.



**Figura 6.5.** Actuador eléctrico lineal (Actuador Lineal [8])

La tercera opción es la de avanzar el carro por las guías mediante un tornillo de potencia. Dicho tornillo permite el avance del carro transformando movimiento angular en movimiento lineal, es decir, desplaza la tuerca acoplada a él linealmente mientras el motor lo hace girar.



Figura 6.6. Tornillo de potencia (Miguel W [9])

El actuador eléctrico ha sido descartado debido a la necesidad de instalar un actuador demasiado grande, aproximadamente la anchura de la cubierta para poder desplazar completamente el carro, lo que suponía un diseño especial de actuador para el sistema, y entre el piñón cremallera y el tornillo de potencia se ha decidido apostar por este último debido a que permiten desarrollar grandes fuerzas a lo largo de su eje transmitiendo un gran par torsional mientras que se consiguen grandes reducciones de velocidad.

- **Giro de la plataforma contenedora de la silla:** Una vez la plataforma que almacena la silla de ruedas ha llegado a la posición de dicha silla para recogerla, esta se encuentra en posición horizontal, de modo que necesita girar  $90^\circ$  para situarse verticalmente en el plano de la silla y de esta manera descender un gancho para recoger la silla o entregarla.

Para conseguir esta operación se han planteado cuatro opciones. La primera de ellas consiste en un conjunto de barras que un motor hace rotar de modo que desplazan la plataforma del plano horizontal al plano vertical.

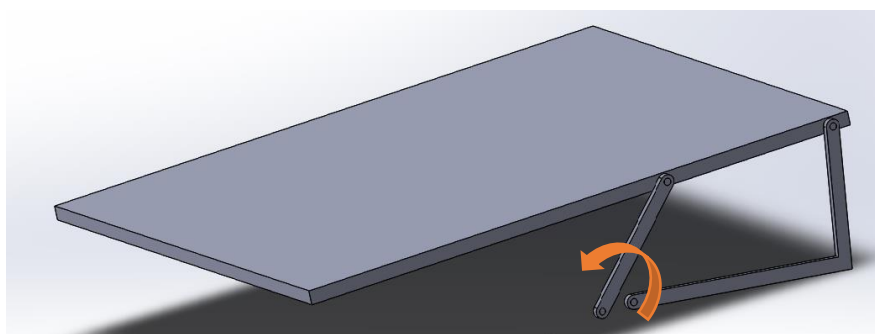
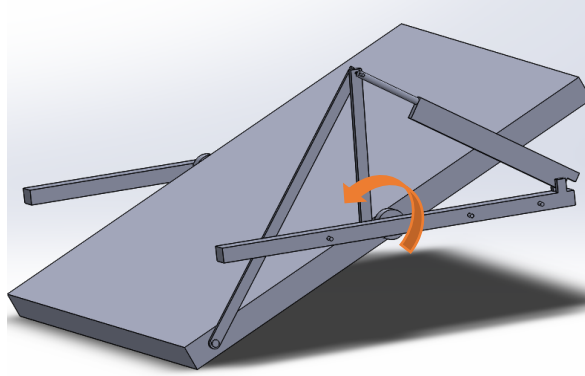


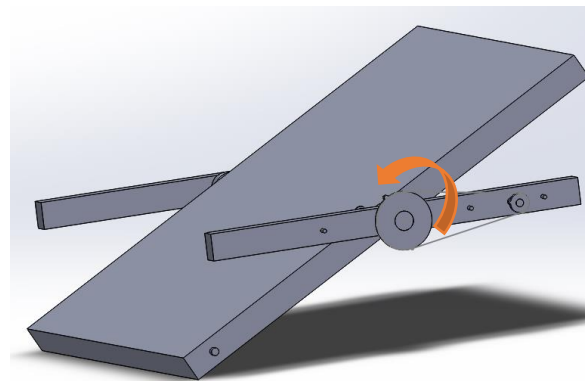
Figura 6.7. Juego de barras (SolidWorks)

La segunda opción que se ha barajado es la de instalar un actuador eléctrico que desplazase un conjunto de barra imitando el movimiento de un brazo de una excavadora. En este modelo la plataforma gira sobre unos rodamientos fijos en un cilindro anclado a ambas guías, por ello el actuador eléctrico, al accionarse, mueve el conjunto de barras desplazando la plataforma del plano horizontal al plano vertical.



**Figura 6.8.** Actuador eléctrico (SolidWorks)

La tercera opción corresponde a un mecanismo cadena-piñón. Este conjunto imita el mecanismo de una bicicleta, de modo que un motor mueve el piñón, este a su vez hace mover la cadena la cual transmite el movimiento a un plato de mayor tamaño que el piñón. Con esto buscamos más par a menos revoluciones.



**Figura 6.9.** Mecanismo piñón - cadena (SolidWorks)

La cuarta opción viene a seguir la línea de la tercera, es decir, sustituimos el mecanismo cadena-piñón por un tren de engranajes. En vez de transmitir el movimiento mediante una cadena este se transmite por engranajes. El objetivo, al igual que antes, es encontrar más par a menos revoluciones en la salida del mecanismo.

Para este segundo movimiento, la primera opción se ha descartado debido a que el mecanismo, al hacer el movimiento elevaba la plataforma una altura de 1 metro, lo que implicaba demasiada altura ya que requería una altura de la cubierta mucho más alta de la deseada, la segunda opción se ha descartado también debido a la complejidad del mecanismo ya que consideramos que la tercera y la cuarta opción son más económicas y sencillas de realizar.



Para decidirse por una de ambas, se han desarrollado y finalmente se ha optado por el tren de engranajes. Como se verá más adelante, esta elección se ha dado debido a la necesidad de colocar más de una etapa tanto de cadena-piñón como de engranajes, por lo que las dos etapas del tren de engranajes se adaptan mejor al espacio habilitado que las dos etapas de cadena-piñón, de modo que el mecanismo escogido es el conjunto de engranajes.

- **Descenso del gancho:** Este movimiento es el que se encarga de descender y ascender el gancho al que va anclado la silla de ruedas desde la plataforma hasta el nivel del suelo y viceversa.

Para este movimiento únicamente se han planteado dos posibilidades. Para ponerse en situación es necesario saber que en la plataforma se dispone de un eje, un cilindro horizontal macizo del cual desciende el gancho. Este gancho está sujeto por dos puntos y se ha propuesto la sujeción mediante cadena de eslabones o cables de acero. De este modo, mediante el giro del eje, conseguimos que o las cadenas o los cables, uno en cada extremo del gancho, se enrolle cada uno en su respectivo tambor acoplado al eje, y de esta manera descender y elevar la silla.



Figura 6.10. Cadena de eslabones ([10])

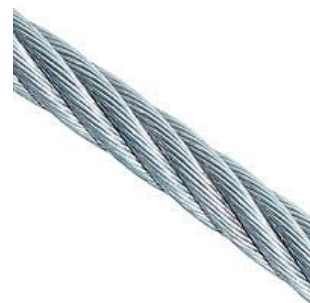
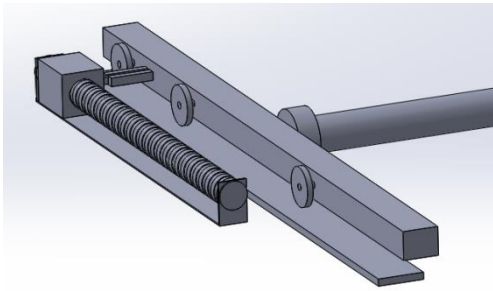


Figura 6.11. Cable de acero ([11])

Para esta opción se ha decidido optar por los cables ya que hay una gran variedad de catálogos para escoger y debido también al bajo esfuerzo al que estarán sometidos por lo que cumplirán con creces las condiciones de trabajo.

Esta han sido las diferentes alternativas que se han presentado a la hora de plantear los movimientos del mecanismo, pero no han sido las únicas, otra de las alternativas que se han planteado ha sido en los rodamientos para las guías.

Por lo que al movimiento de las guías se refiere, se ha planteado la opción de que se desplacen sobre unos carriles a partir de unas ruedas o mediante unas guías correderas como las de un cajón convencional.



**Figura 6.12.** Avance con ruedas (SolidWorks)



**Figura 6.13.** Avance con guías (Guías [12])

Para esta opción nos hemos quedado con las guías correderas de cajón ya es necesario contrarrestar el peso del mecanismo una vez este esté en estado abierto, de modo que al estar estas guías en su final de carrera, estas deben ser capaces de resistir este esfuerzo provocado por el peso de la plataforma y la silla, en definitiva, no volcar, por lo que las guías correderas que ofrecen los catálogos están diseñadas para aguantar tales esfuerzos de modo que hay que seleccionar aquella capaz de resistir, mientras que si utilizamos unas guías sobre las que se desplaza la plataforma mediante unas ruedas, hay que diseñar un mecanismo para contrarrestar este esfuerzo.

## 7. Descripción detallada de la solución adoptada

Después de realizar un estudio previo de diferentes posibilidades para encontrar unos mecanismos de transmisión adecuados y realizar varios diseños, se ha encontrado una solución óptima para que se adapte lo mejor posible al vehículo la cual desarrollamos en este apartado.

Tal y como se ha comentado anteriormente, el exterior del mecanismo estará formado por una cubierta de plástico, la cual tendrá los objetivos de proteger el mecanismo, dotar de estanqueidad y tener un diseño lo más aerodinámico posible.

Al activar el mecanismo dicha cubierta se abre mediante la acción de un tornillo de potencia, el cual desplaza a su vez una, sobre unas guías, una plataforma encargada de almacenar la silla de ruedas junto con el mecanismo encargado de elevarla y descenderla. Esta plataforma se desplaza una distancia 92 cm por las guías gracias a un tornillo de potencia, accionado por un motor de 12 V.

Al llegar a su final de carrera, la plataforma, situada en posición horizontal por el guardado de la silla, debe girar 90° para de esta manera poder descender y entregar la silla en el caso de que esta estuviera almacenada, o recogerla en caso de que estuviera situada en el suelo. Este giro lo realiza un sistema de engranajes de dos etapas, situados paralelos a la plataforma, los cuales se desplazan junto con ella. El giro es posible debido a que el engranaje número 4 lo encontramos anclado al bulón que tiene la plataforma, de modo que al accionar el motor encargado de poner el marcha el tren de engranajes, este último eje girará la plataforma.

Una vez girada la plataforma solo queda bajar la silla o recogerla. El encargado de mantener fijada la silla será un gancho, el cual estará anclado a dos tambores mediante unos cables de acero y a su vez, estos tambores forman parte del eje encargado de la elevación y descenso del conjunto gancho-silla. Para poder realizar el movimiento se utiliza un motor de 12 V, el cual deberá actuar el tiempo necesario para subir o bajar la silla una altura de 2 m, que es la distancia que recorre el gancho desde el suelo hasta su posición inicial en la plataforma.

Una vez realizado el proceso, el mecanismo solo tiene que deshacer los pasos explicados hasta ahora. El eje elevador subirá el gancho, con o sin silla, una vez en su posición inicial el sistema de engranajes girará la plataforma 90° en sentido contrario y el tornillo de potencia desplazará dicha plataforma y la tapa de la cubierta por las guías hasta su inicio de carrera, quedando de esta manera la silla almacenada y la cubierta totalmente estanca.

A continuación desarrollamos cada uno de estos pasos, explicando con detalle cada una de las partes que forman el mecanismo y su funcionamiento. En los puntos donde se requieren cálculos para la

justificación de la solución, se han realizado aquellos cálculos de poca envergadura y los que conllevan un desarrollo más amplio solo están citados. Estos cálculos más amplios están desarrollados en el anexo de cálculos, en este apartado encontraremos sus soluciones y la explicación de su desarrollo.

Para entender mejor cada una de las partes, estas se pueden diferenciar en tres grupos. Estos grupos son los siguientes:

- **Conjunto encargado de la elevación y descenso de la silla:** Este conjunto lo forman todas aquellas partes que se encargan de elevar la silla desde el nivel del suelo hasta la plataforma encargada de almacenarla y viceversa. Este grupo lo forman elementos como el gancho de sujeción de la silla, los cables de acero, los tambores junto con el eje elevador y el motor encargado del movimiento.
- **Conjunto encargado de la rotación de la plataforma:** Este conjunto lo forman aquellas partes del mecanismo que se encargan de girar la plataforma 90º para almacenar o entregar la silla de ruedas. Este conjunto lo forman la plataforma que soporta la silla, el sistema de engranajes encargados del movimiento y el motor que acciona este tren de engranajes.
- **Conjunto encargado del desplazamiento lineal del carro:** Este conjunto lo forman aquellas partes encargadas de desplazar el carro que almacena la silla desde el interior de la cubierta hasta el exterior (plano de recogida y entrega de la silla) y viceversa. Este conjunto lo forman las guías sobre las que se desplaza el carro, el tornillo de potencia que desplaza el carro, el motor encargado de dotar de movimiento al mecanismo.

Hay que destacar como elemento aparte la cubierta exterior, excluida de estos grupos pero también presente en el mecanismo y también cabe decir que en los tres grupos encontramos la presencia tanto de rodamientos como anclajes y elementos secundarios que permiten el funcionamiento de dicho mecanismo.

Como cada uno de los grupos depende del otro, es decir, que el diseño y cálculos de un grupo repercuten en los otros, por ello se empezará la explicación con los componentes del grupo encargado de la elevación de la silla, el cual plantea el problema del mecanismo y pone las bases para desarrollarlo, y a partir de él se explicarán y se justificarán los otros dos grupos ya que dependen de las condiciones iniciales de nuestro problema.

## 7.1. Cubierta exterior

La cubierta exterior es el elemento encargado de cubrir, proteger y guardar tanto el mecanismo como la silla de ruedas en su interior. Sus dimensiones son 1580 mm de largo, 1290 mm de ancho y 310 mm de altura.

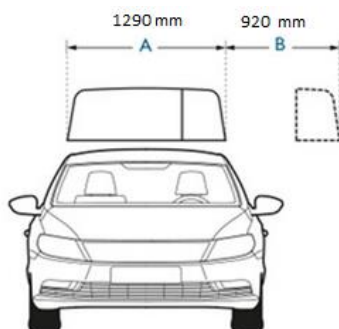


Figura 7.1. Dimensiones cubierta ([13])

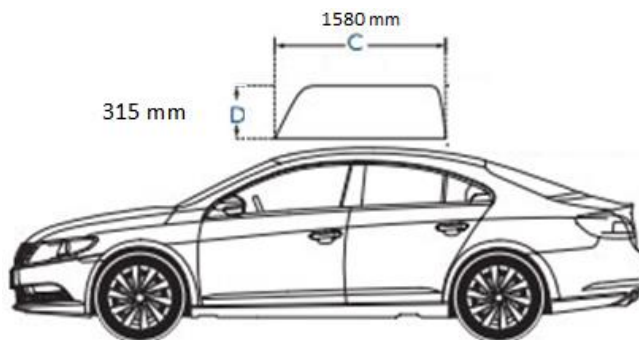


Figura 7.2. Dimensiones cubierta ([13])

Como se puede observar dicha cubierta está dividida en dos partes. Esto es debido a que cuando el mecanismo se activa, la plataforma encargada de recoger las guías debe salir al exterior para situarse en el mismo plano que la silla de ruedas para poder recogerla, de modo que la cubierta debe desplazarse con la plataforma para permitir la salida de esta de dentro de la cubierta. Esta parte móvil de la plataforma se desplaza hacia el exterior debido a que están fijadas al soporte de la plataforma, el cual se desplaza sobre las guías. La distancia que recorre la plataforma desde su posición inicial hasta su posición final es de 92 cm.

Está fabricada con fibra de vidrio, este material se ha escogido ya que es ligero y resistente. Además, uno de los objetivos es que cuando se encuentra cerrada sea totalmente hermética para evitar filtraciones de agua.

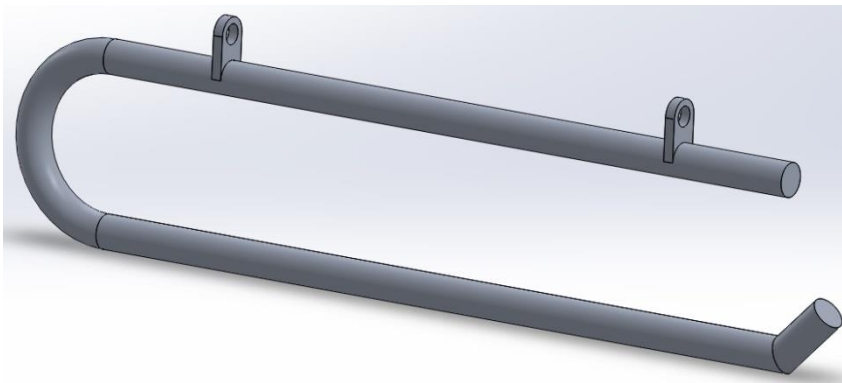
Uno de los problemas que nos podemos encontrar en su diseño es la resistencia al avance del coche que puede suponer, por ello se ha optado por realizar un buen acabado y un diseño algo aerodinámico, ya que esta plataforma está incrementando la altura del coche 315 mm, lo que lleva a una mayor resistencia del coche a la hora de desplazarse, de modo que con este diseño intentamos que este factor tenga la menor incidencia posible.

## 7.2. Gancho

El gancho es el encargado de coger la silla para elevarla. Durante todo el proceso de guardado, transporte y entrega, la silla estará cogida por el gancho.

Este gancho tiene una forma de U, con una leve inclinación final hacia el interior para asegurar un buen agarre, de modo que al estar la silla plegada, dicho gancho solo tiene que pasarse por el pliegue del asiento y ya se podrá elevar. De esta forma, en el momento en que la silla esté elevándose o descendiendo se mantendrá sujeta por el gancho por la acción del propio peso de la silla.

Este gancho, como se ha comentado anteriormente tiene forma de U y se coloca de forma que la U quede en posición horizontal, como se puede ver en la siguiente imagen:



**Figura 7.3.** Gancho (SolidWorks)

El diámetro del gancho es de  $20\text{ mm}$ , ocupa una anchura de  $500\text{ mm}$  y tiene una altura de  $120\text{ mm}$ . La parte inferior es la encargada de pasar por debajo del pliegue de la silla, de modo que el peso de dicha silla quedará sobre la pata inferior de la U. La zona en la que hay una leve inclinación se utiliza como elemento de seguridad para que la silla no resbale hacia el exterior del gancho y pueda caer. Para comprobar la resistencia del gancho se ha realizado un estudio de estática. Mediante el esquema que se puede ver a continuación se observa como el gancho debe soportar en total el peso de la silla, el cual se ha fijado como máximo en  $20\text{ kg}$ .



**Figura 7.4.** Fuerza sobre el gancho

De modo que la fuerza que ejerce el peso de la silla sobre el gancho es la siguiente:

$$F = P \cdot gravedad \tag{Eq. 7.1}$$

$$P = 20 \text{ kg} \rightarrow F_{\text{peso}} = 20 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 200 \text{ N}$$

En la pata superior del gancho encontramos dos amarres donde van situados los cables, cada uno enganchado mediante una gaza a uno de los salientes del gancho preparados para dicha función. La resistencia que ofrece el cable al peso del gancho junto con el de la silla está explicado en el punto de los cables de acero de este mismo apartado donde se desarrolla la selección del cable.

Hay que destacar que el gancho únicamente se verá afectado por el peso de la silla durante el ascenso y descenso y durante el giro de 90º que realiza la plataforma, una vez situada está en posición horizontal la silla descansará sobre la plataforma liberando al gancho de la fuerza a la que se ve sometido.

Se le ha realizado al gancho un estudio de estática mediante solidworks en el cual se ha simulado el peso de la silla de ruedas actuando sobre él. Los resultados son los siguientes:

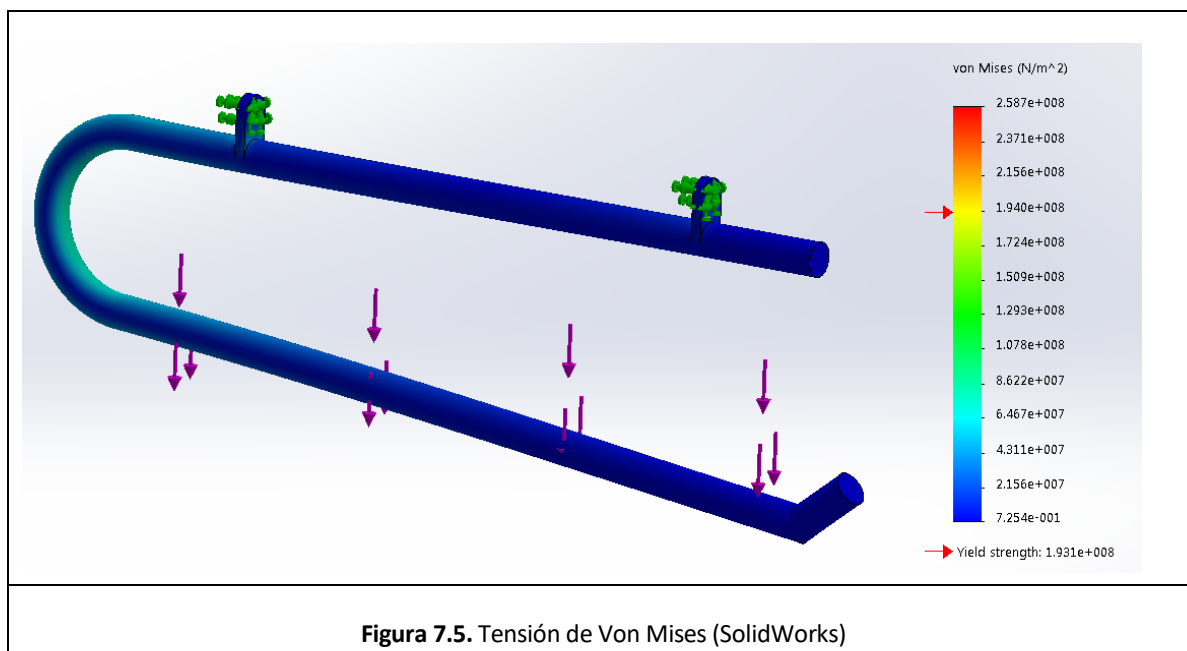
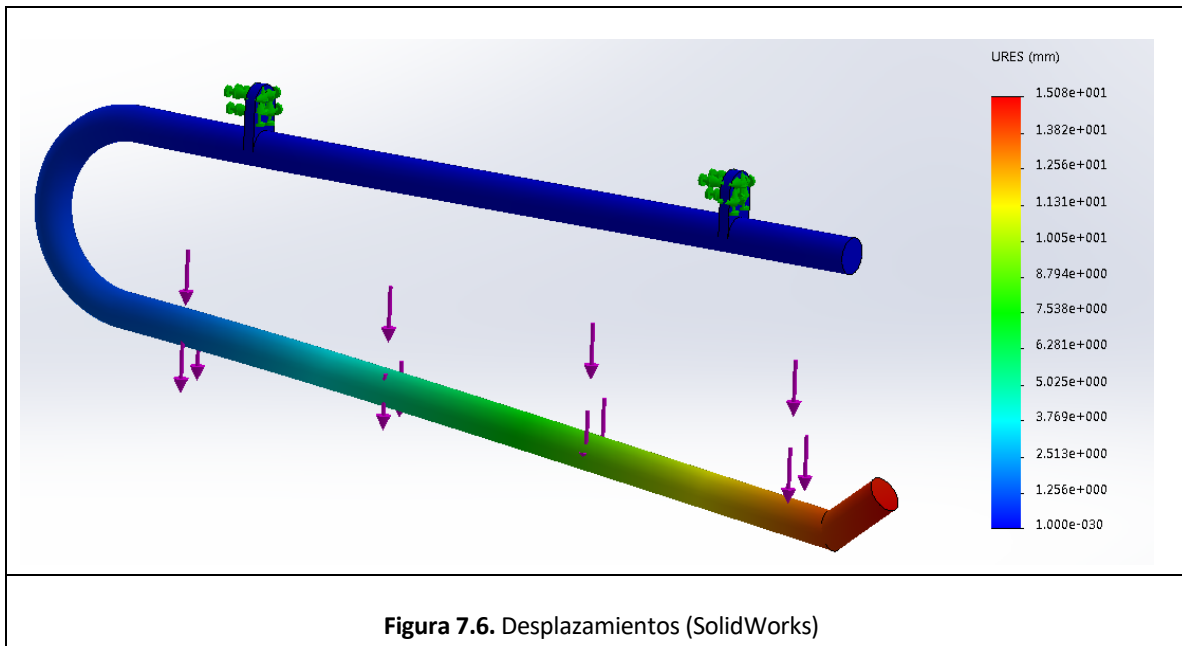


Figura 7.5. Tensión de Von Mises (SolidWorks)

Se puede apreciar que la zona más afectada es el interior del arco del gancho, pero este valor está por debajo del límite elástico. Según la escala estamos alrededor del factor de seguridad 2.



Se puede observar que la zona más crítica es el extremo inferior del gancho. Se producen desplazamientos de 1 *mm*. Se podría plantear un refuerzo de esa zona.

### 7.3. Cables

Los cables del mecanismo son los elementos encargados de la sujeción y la elevación del gancho y la silla de ruedas. Dichos cables van acoplados cada uno a su respectivo tambor del eje. La longitud total de cable necesaria para nuestro elevador es de 2 m cada cable, aunque no se utilice toda la longitud.

En este caso se ha decidido por incorporar cables de acero, los cuales están formados por los siguientes elementos.

- Alambre: Componente básico del cable. Su calidad dependerá del uso final del cable.
- Torón: Está formado por un conjunto de alambres enrollados helicoidalmente alrededor de un centro.
- Alma: Es el eje central donde se enrollan los torones.
- Cable: Producto final obtenido de enrollar varios torones alrededor del alma.



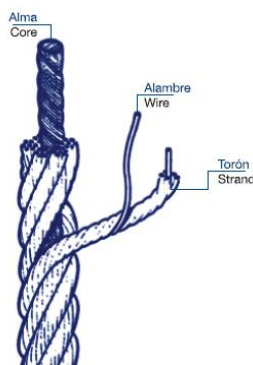


Figura 7.7. Partes de un cable de acero (Camesa [14])

Dichos elementos que conforman un cable varían de un grupo de cables a otro, es decir, en cada grupo encontramos un número de torones y/o alambres diferentes, ya que por ejemplo el grupo de cables  $6 \times 7$  lo forman un total de 6 torones y los alambres de cada torón varían de 3 a 14 alambres, mientras que el grupo de cables  $6 \times 19$  está formado por 6 torones y los alambres de cada torón pueden ir desde 15 a 26 alambres. Por ello, cada grupo de cables tiene unas características diferentes orientadas hacia un uso más particular.

Al haber una infinidad de usos para los cables de acero hay una gran cantidad de grupos de cables, por eso se debe seleccionar el cable que mejor se adapta a la función que realizan, pero además de su función en el mecanismo, en la selección debemos tener en cuenta que factores pueden afectar al deterioro y rotura de los cables.

Este conflicto en el funcionamiento de los cables puede originarse por diversos motivos como puede ser el desgaste severo producido por el rozamiento del cable con el tambor o el propio cable o también por sobreesfuerzos locales debido a la flexión excesiva del cable, por ello se han fijado unos factores a tener en cuenta para escoger un cable de acero.

Una correcta selección viene dada cuando se equilibran correctamente dichos factores, de modo que partiremos de ellos para realizar nuestra selección. Dichos factores son los siguientes:

- **Carga de rotura (Resistencia)** → Este factor determina la carga que el cable deberá soportar. Por motivos de seguridad se acostumbra a multiplicar dicha carga por un factor de seguridad sobredimensionando así la resistencia que exigirá el cable.
- **Fatiga** → Este factor se produce por la flexión de un cable, es decir, cuando este se dobla alrededor del tambor por ejemplo. En este caso se han fijado unos diámetros mínimos de tambor en función del cable escogido que minimizan la acción de la fatiga.
- **Resistencia a la abrasión** → Este factor se produce cuando el cable es arrastrado contra cualquier material como puede ser el arrastre que se produce sobre el tambor en

nuestro caso. Dicho desgaste abrasivo dependerá de los componentes que conforman el cable.

- **Resistencia al aplastamiento** → Este factor se produce normalmente con cargas excesivas, un tambor inadecuado para el cable o en casos de enrollado en varias capas. Debemos tener en cuenta estos aspectos.
- **Resistencia de reserva** → La resistencia de reserva equivale a la resistencia combinada de todos sus alambres, por ello, a mayor número de alambres mayor resistencia de Reserva. Este factor tiene mayor importancia en casos donde la rotura del cable puede provocar accidentes importantes.
- **Exposición a la corrosión** → Al estar los cables expuestos a la atmósfera exterior sobre ellos afecta la corrosión de dicha atmósfera.

Es muy difícil encontrar un cable que cumpla al máximo con todos los requerimientos de abrasión y aplastamiento y posea también máxima resistencia a la fatiga, por ello lo que se hará es privilegiar las características que más afectan a nuestros cables y disminuir la importancia de las características que menos influyen.

Para la selección de cables se ha utilizado el catálogo de cables obtenido de BEZABALA.

### 7.3.1. Fatiga y abrasión:

Los dos primeros factores a tener en cuenta para seleccionar el cable son la fatiga y la abrasión.

Partimos de ellos ya que estos factores están inversamente relacionados, es decir, al seleccionar un cable con alta resistencia a la fatiga, obtenemos por el contrario un cable con menor resistencia a la abrasión. Para poder realizar una mejor selección del cable seguiremos la siguiente gráfica donde se muestra este efecto.

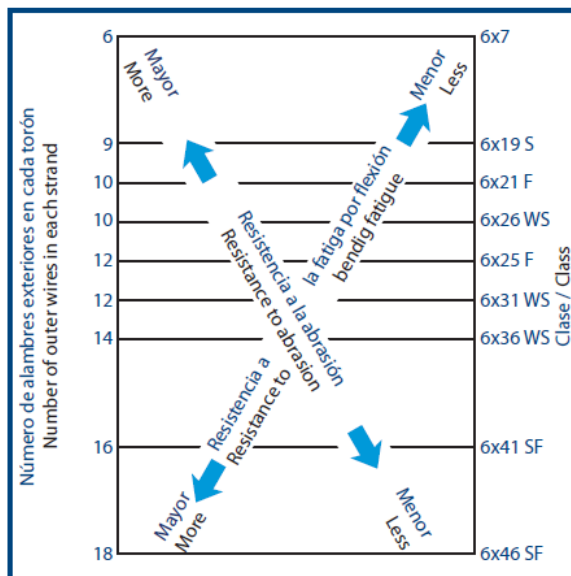


Figura 7.8. Gráfico fatiga - abrasión(Camesa [14])


Para poder seleccionar mediante esta gráfica, se debe determinar que factor es más influyente en nuestros cables.

En el mecanismo, tanto la fatiga como la abrasión se producirán cuando el cable se enrolle alrededor del tambor, es decir, la fatiga vendrá determinada por la flexión a la que se someterá el cable al enrollarse y la abrasión vendrá determinada por el arrastre que tendrá el cable sobre el tambor.

En el caso de la fatiga, se determina que el cable sufrirá flexión tanto en el proceso de elevación y descenso como en el tiempo que el cable está enrollado, y en la abrasión, esta será más crítica en el tiempo que se eleva o desciende la silla.

Con esto, aunque la fatiga puede verse afectada durante más tiempo, esta puede minimizarse teniendo un diámetro mínimo de tambor adecuado para el cable escogido, y como la abrasión es uno de los factores más influyentes en el fallo de un cable se escogerá un cable en el que encontremos un cierto equilibrio entre fatiga y abrasión, por ello, mediante la gráfica y el catálogo optamos por un cable tipo 6x37 + 1 GALVANIZADO.

Código	Ø (mm)	Peso (kg/m)	Carga de rotura mín. (kg)
1006371NGD06A	6	0,125	1.910
1006371NGD07A	7	0,170	2.600
1006371NGD08A	8	0,221	3.400
1006371NGD09A	9	0,280	4.300
1006371NGD10A	10	0,346	5.310
1006371NGD11A	11	0,419	6.420
1006371NGD12A	12	0,498	7.640
1006371NGD13A	13	0,585	8.970
1006371NGD14A	14	0,678	10.400
1006371NGD16A	16	0,886	13.600
1006371NGD18A	18	1,120	17.200
1006371NGD20A	20	1,380	21.200
1006371NGD22A	22	1,670	25.700
1006371NGD24A	24	1,990	30.600
1006371NGD26A	26	2,340	35.900
1006371NGD28A	28	2,710	41.600
1006371NGD30A	30	3,125	47.724
1006371NGD32A	32	3,540	54.300
1006371NGD34A	34	4,010	61.367
1006371NGD36A	36	4,480	68.800
1006371NGD40A	40	5,540	84.900
1006371NGD44A	44	6,700	103.000
1006371NGD48A	48	7,970	122.000
1006371NGD50A	50	8,650	133.100
1006371NGD55A	55	10,500	161.100
1006371NGD60A	60	12,500	191.700



**COMPOSICIÓN**  
6 x 37 + 1  
Galvanizado  
(180 kg/mm<sup>2</sup>)

Figura 7.9. Selección cable de acero (Bezalaba [15])

Dicho cable estará formado por 6 torones y cada torón estará compuesto por un total de 37 alambres, que además tendrá una capa de galvanizado. Dentro de este grupo de cables se decide escoger el siguiente cable con las siguientes características.

Código	Ø (mm)	Peso (kg/m)	Carga de rotura mín. (kg)
1006371NGD06A	6	0,125	1.910

Figura 7.10. Cable de acero seleccionado (Bezalaba [15])

Por lo que respecta a la fatiga, se ha fijado un diámetro mínimo de tambor en función del diámetro del cable escogido. Cumplir con este diámetro mínimo minimiza la acción de la fatiga sobre el cable. Dichas relaciones las encontramos a continuación:

Construcción del cable	Relación mínima recomendada
Wire rope construction	Suggested minimum ratio D/d
6x7	42
6x19S	34
6x21F	30
6x25F	26
6x26WS	30
6x31WS	26
6x36WS	23
6x41WS	20
6x41F	20
6x43SF	23
6x49SWS	20
8x19S	26
8x25F	20
8x36WS	18
18x7 & 19x7	34
35x7	20

Figura 7.11. Relación mínima recomendada Diámetro tambor-eje (Camesa [14])

El grupo de cable que se utiliza no aparece en la tabla mostrada, pero se escoge el grupo anterior al nuestro, el grupo  $6 \times 36WS$ , que demanda una relación mínima recomendada de diámetro cable-tambor de 23. Comprobamos si el diámetro de nuestro tambor ( $150 \text{ mm}$ ) cumple esta relación respecto al diámetro del cable ( $6 \text{ mm}$ ) calculando el diámetro mínimo de tambor exigido:

$$23 = \frac{D_{\text{min-tambor}}}{d_{\text{cable}}} \quad (\text{Eq. 7.2})$$

$$D_{\text{min-tambor}} = d_{\text{cable}} \cdot 23 = 6 \text{ mm} \cdot 23 = 138 \text{ mm}$$

$$D_{\text{min-tambor}} < D_{\text{tambor}} \rightarrow 138 \text{ mm} < 150 \text{ mm}$$

Se confirma que el diámetro del tambor cumple con la relación mínima recomendada.

### 7.3.2. Carga de rotura (RESISTENCIA)

Para cumplir con la resistencia de rotura de nuestro cable necesitamos imponer un factor de seguridad ( $FS$ ) que ofrezca un margen bastante amplio. En nuestro caso tenemos unos cables que en caso de fallo provocarían la caída de la silla desde una altura máxima de  $2 \text{ m}$ , lo que podría implicar una posible lesión si esta impacta con alguna persona que se encuentre al lado, por ello nuestro factor de seguridad subirá hasta 5, ya que es el factor de seguridad mínimo aceptable para cables que manejan cargas.

Este factor de seguridad lo obtenemos de comparar la resistencia a la ruptura respecto la carga segura de trabajo:

$$FS = \frac{\text{Resistencia a la ruptura}}{\text{Carga segura de trabajo}} \quad (\text{Eq. 7.3})$$

En este caso se tienen dos cables, los cuales aguantan entre los dos tanto el peso de la silla como el del gancho. Para calcular el caso crítico imponemos el peso máximo de silla de ruedas ( $20 \text{ kg}$ ) y el peso aproximado del gancho ( $2 \text{ kg}$ ), peso que se repartirá entre ambos cables de modo que cada uno aguanta el 50% del peso ya que están dispuestos simétricamente respecto al centro de masas. De modo que cada cable soportara el siguiente esfuerzo ( $F_1$  y  $F_2 \rightarrow$  Fuerza en los cables) :

$$F_1 + F_2 = P \quad (\text{Eq. 7.4})$$

$$F_1 + F_2 = P = 22 \text{ kg} \cdot 10 \text{ N} = 220 \text{ N} \rightarrow F_1 = F_2 = \frac{P}{2} = \frac{220 \text{ N}}{2} = 110 \text{ N}$$

Cada cable soportará como máximo 110 N de fuerza.

Ahora se compara este esfuerzo en cada cable con la carga segura de trabajo del cable escogido imponiendo el  $FS = 5$ . Debemos tener en cuenta que nuestro cable tiene una carga de rotura mínima de 1.910 kg que implica un esfuerzo de 19.100 N.

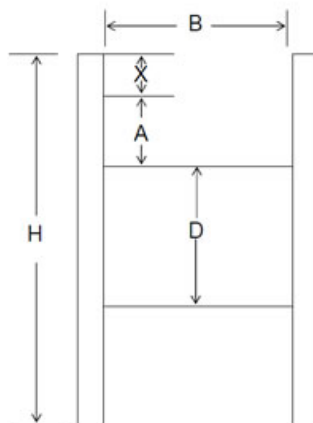
$$\text{Carga segura de trabajo} = \frac{\text{Resistencia a la ruptura}}{5} \quad (\text{Eq. 7.5})$$

$$\text{Carga segura de trabajo} = \frac{19100 \text{ N}}{5} = 3820 \text{ N}$$

Los cables trabajan a 110 N, que es inferior a 3820 N, por lo que estamos dentro de la carga segura de trabajo.

### 7.3.3. Resistencia al aplastamiento

Esta resistencia es la producida por el propio cable cuando se asienta sobre él mismo en el tambor. En nuestro caso, nuestro cable no tendrá ninguna capa superpuesta sobre una anterior debido a que nuestro tambor será diseñado para que disponga de la amplitud máxima para enrollar todas las vueltas de cable necesarias en la primera capa.



**Figura 7.12.** Tambor del eje (Fuente: ¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.)

De este modo nuestro tambor únicamente tendrá una capa de enrollado de cable, sin superponer una sobre otra. Además, este cable tiene alma de acero, lo que dota de mayor resistencia al aplastamiento del cable en caso de que se produzca dicho factor.

#### 7.3.4. Resistencia de reserva

Este factor tiene una gran relevancia en casos donde el fallo del cable puede provocar accidentes importantes. En nuestro caso minimizaremos este factor debido a que nuestros cables trabajan muy por debajo del límite de fatiga y de carga mínima de trabajo, lo que aseguran un margen bastante amplio de trabajo.

#### 7.3.5. Resistencia a la corrosión

Este factor lo encontramos cuando los cables están expuestos a un ambiente con presencia de factores corrosivos. En nuestro caso los cables estarán expuestos a la atmósfera, es decir, expuestos a las condiciones tanto de temperatura como climáticas, por ello se requerirá que nuestros cables presenten una buena resistencia a la corrosión. Esto lo conseguimos utilizando cables con alambres galvanizados, como es nuestro caso tal y como indica el catálogo, además de una adecuada lubricación protectora.

El inconveniente de utilizar cables galvanizados es la reducción de un 15% de la flexibilidad y de un 10% de la resistencia, por lo que nuestros cables verían reducidos la flexibilidad y la carga segura de trabajo:

$$\text{Carga segura de trabajo} = 3820 \text{ N} \rightarrow 90\% \text{ de la carga segura} = 3438 \text{ N}$$

Seguimos estando muy por debajo de la carga segura de trabajo de modo que la capa de galvanizado no afecta a nuestro cable.

En cuanto a la flexibilidad, al escoger este grupo de cables veíamos en la gráfica que estaba desplazado hacia una mayor resistencia de flexión que de abrasión, por lo que este porcentaje no lo consideramos significativo ya que el cable trabaja con una relación de diámetro cable-tambor por encima de la recomendada.

### 7.4. Tambor

El tambor es el elemento sobre el cual se enrolla el cable de acero. Se debe disponer de un total de dos tambores en el mecanismo, uno para cada cable, ambos situados en el eje de elevación de la silla de ruedas.

Estos tambores se diseñarán para adaptarse a nuestro mecanismo. Deben enrollar el cable anteriormente seleccionado, de modo que las guías del tambor deberán adaptarse al diámetro de 6 mm del cable. Además se ha decidido que el cable se enrolle en una única capa, evitando así la superposición de unas capas sobre otras, maximizando de esta manera la resistencia por aplastamiento. Además, nuestro tambor tendrá un diámetro de 150 mm, estando de esta forma por encima del diámetro mínimo recomendado para nuestro cable (150 mm > 138 mm), para de esta forma minimizar el efecto de la fatiga sobre el cable.

Sabiendo que nuestro tambor únicamente enrollará una capa de cable, nos fijaremos en la siguiente figura para determinar sus dimensiones:

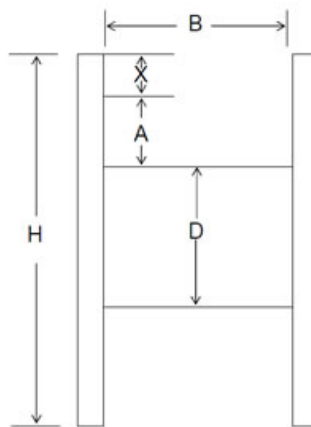


Figura 7.13. Tambor del eje (Sandoval, F [16])

Datos a tener en cuenta:

<i>Dimensiones</i>			
$D_{cable}$	$D_{tambor}$	Capas de cable	Longitud cable
6 mm	150 mm	1	2 m

Tabla 1. Dimensiones del tambor

Al tener el cable un diámetro de 6 mm y nuestro tambor un diámetro de 150 mm, comprobamos que para una longitud de 2 m de cable necesitamos que este de 4,5 vueltas al tambor, de modo que si cada vuelta ocupa un espacio de 6 mm, las 4,5 vueltas ocuparan en total 25 mm, que es el ancho de nuestro tambor.

$$Perímetro tambor = \pi \cdot D = \pi \cdot 0,15 m = 0,471 m$$

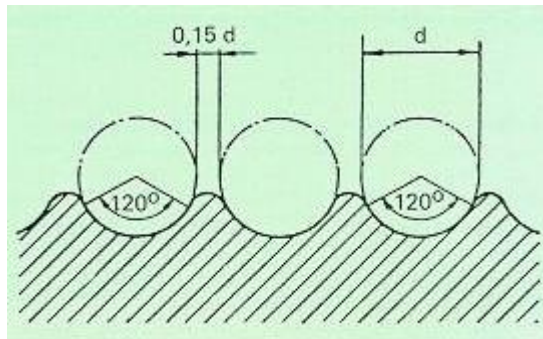


$$\text{Vueltas necesarias para el cable} = \frac{2 \text{ m}}{0,471 \text{ m}} = 4,25 \text{ vueltas}$$

$$4,25 \text{ vueltas} \cdot 6 \text{ mm de diámetro de cable} = 25,46 \text{ mm de ancho de tambor} \rightarrow B \\ = 25,46 \text{ mm}$$

Para poder enrollar únicamente una capa de cable necesitamos como mínimo una anchura de 25,46 mm.

Además de la anchura, se recomienda que los tambores sean de tipo acanalado, es decir, que el cable esté guiado. Seguiremos la siguiente figura donde se muestra dicha recomendación:



**Figura 7.14.** Dimensiones del hilo y del tambor ([17])

Siguiendo la figura, determinamos un total de 5 canales ya que necesitamos dar un total de 4,25 vueltas, de las cuales la última no llegará a ocupar todo el canal. Además, conociendo nuestro diámetro de cable (6 mm), el espacio comprendido entre cables corresponde al 15% del diámetro, de modo que este espacio será  $\rightarrow 0,15 \cdot 6 \text{ mm} = 0,9 \text{ mm}$ .

Partiendo del espacio intermedio entre canales y conociendo el número de canales y sus dimensiones, determinamos una nueva anchura de tambor, sabiendo que tenemos 6 espacios intermedios, cuatro entre cables y dos situados entre la primera vuelta de cable y la pared y el otro entre la última vuelta de cable y la pared:

$$B = (5 \cdot 6 \text{ mm}) + (6 \cdot 0,9 \text{ mm}) = 35,4 \text{ mm}$$

De este modo conocemos tanto el diámetro como la anchura necesarias para nuestro tambor.

<i>Dimensiones</i>	
$D_{tambor}$	<i>Anchura tambor (B)</i>
<b>150 mm</b>	35,4 mm

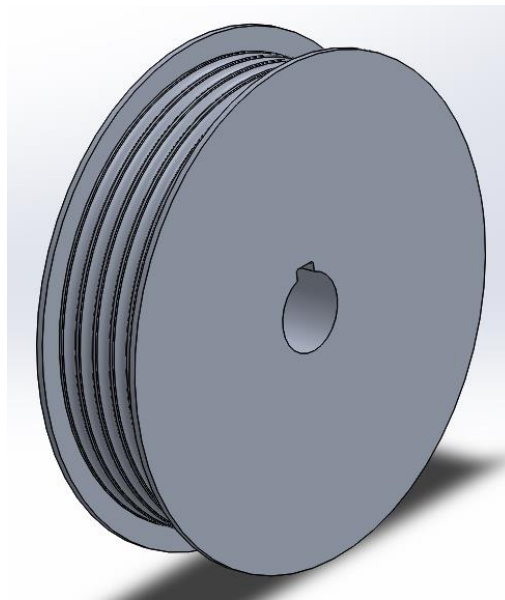
**Tabla 2.** Dimensiones del tambor

Para completar los valores indicados en la **Figura 7.11.**, partimos de que el valor de  $A$  corresponderá al diámetro del cable debido a que solo tenemos una capa, el valor de " $x$ " lo fijamos en 2 mm de modo que el valor de  $H$  corresponderá a la suma del valor del diámetro, dos veces " $x$ " y dos veces  $H$ .

<i>Dimensiones</i>		
$A$	$x$	$H$
<b>6 mm</b>	2 mm	166 mm

**Tabla 3.** Dimensiones del tambor

El tambor queda tal como se puede apreciar en la siguiente imagen:



**Figura 7.15.** Dimensiones del hilo y del tambor (SolidWorks)

## 7.5. Eje elevador de la silla

Este eje se encuentra situado en la plataforma y es el encargado de dejar caer el gancho y recoger los cables en un tambor para conseguir la elevación de la silla.

Este eje es un cilindro macizo de acero inoxidable AISI 304 sobre el cual encontramos acoplados dos tambores encargados de enrollar los cables. Es necesario acoplar dos tambores al eje ya que se exige un diámetro de tambor para enrollar los cables bastante grande ( $150\text{ mm}$ ), pero no necesariamente debe serlo todo el eje ya que esto implicaría un coste mucho más elevado de fabricación, pero tampoco puede tener un diámetro muy pequeño para guardar una cierta estética y correlación entre diámetros, por lo que se ha fijado un diámetro de  $26\text{ mm}$ .

El eje elevador de la silla es el siguiente:

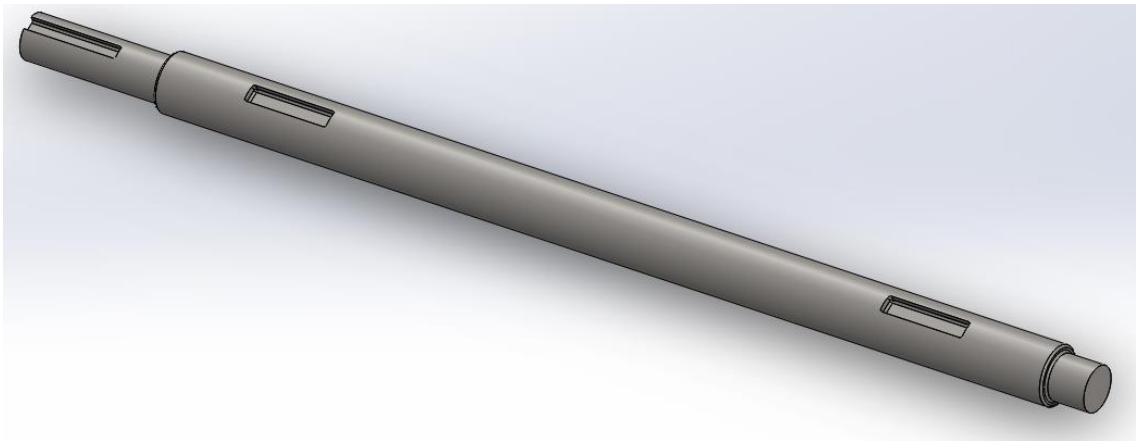


Figura 7.16. Dimensiones del hilo y del tambor (SolidWorks)

Este eje tiene una longitud total de  $XX\text{ mm}$  y se aprecian dos diámetros, uno de  $26\text{ mm}$  y otro de  $20\text{ mm}$  que es donde se sitúan los rodamientos que lo sujetan. En uno de los extremos se puede apreciar un chavetero que servirá para incorporar el acoplamiento que une el eje del motorreductor con el eje elevador. Los otros chaveteros son para acoplar los tambores.

Este eje junto a los tambores acoplados a él forman nuestro eje, el cual está apoyado sobre la plataforma mediante unos rodamientos encajados en dos bloques macizos que se incorporan a la plataforma. Estos rodamientos garantizan la rotación del eje manteniendo la posición fija, y además contrarrestan los esfuerzos provocados por el peso del conjunto silla-gancho-cables mediante las reacciones producidas en los rodamientos. Este cálculo de estática, junto al de fatiga del eje, lo podemos encontrar desarrollado en el anexo de cálculos, de momento se expondrán los resultados obtenidos de los cálculos realizados y las conclusiones obtenidas.

En el gráfico mostrado a continuación se pueden apreciar las fuerzas que actúan sobre el eje:

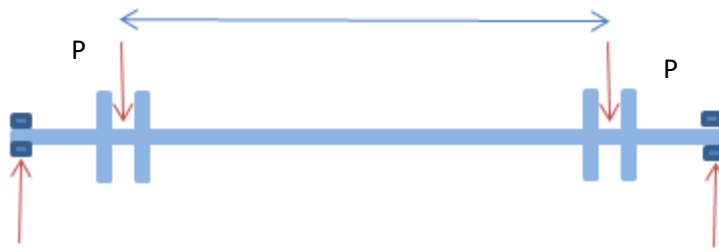


Figura 7.17. Fuerzas que actúan sobre el eje

Podemos ver que la fuerza de los cables hace aparecer unas reacciones sobre los rodamientos en que está apoyado el eje. Dichas fuerzas, al ser simétricas respecto al centro de gravedad donde actúa el peso de la silla más el gancho, tienen el mismo valor ( $F_1 = F_2 = 110\text{ N}$ ), y lo mismo pasa con las reacciones, al ser simétricas tienen el mismo valor que las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ , de modo que  $R_1 = R_2 = 110\text{ N}$

Para calcular estas reacciones se han aplicado las ecuaciones siguientes:

$$\sum M_{R1} = 0 \rightarrow R_2 \cdot d_{R1-R2} - F_1 \cdot d_{R1-F1} - F_2 \cdot d_{R1-F2} = 0 \quad (\text{Eq. 7.6})$$

$$\sum F_V = 0 \rightarrow R_1 + R_2 - F_1 - F_2 = 0 \quad (\text{Eq. 7.7})$$

Estas fuerzas provocan que el eje pueda fallar por fatiga, de modo que hay puntos críticos del eje (como son los acoples entre los tambores y el eje) que son críticos a este factor, por ello se realiza el cálculo de fatiga para ver qué puntos son los más críticos y que factor de seguridad tienen.

Para nuestro eje hemos obtenido que sobre el punto más crítico (acople entre tambor y eje, está explicado en el anexo de cálculos anteriormente comentado) existe una tensión de flexión ( $\sigma_{max-flex}$ ) de  $4,23\text{ MPa}$  y nuestro eje presenta una tensión de resistencia a la fatiga ( $\sigma_f$ ) de  $161,29\text{ MPa}$  de modo que el eje trabaja con un factor de seguridad tal que:

$$FS = \frac{\sigma_f}{\sigma_{max-flex}} \quad (\text{Eq. 7.8})$$

$$FS = 38 \rightarrow \text{Lo que provoca una vida del eje } \infty$$

Para poder obtener estos valores ha sido necesario conocer el material de que estará fabricado nuestro eje. Este material es Acero Inoxidable AISI 304. Este material nos proporciona las propiedades de resistencia necesarias para los cálculos siguientes:

<i>Características material</i>	
$\sigma_R$	$\sigma_F$
<b>620 MPa</b>	<b>310 MPa</b>

**Tabla 4.** Características del material

Pero no únicamente ha realizado el cálculo de fatiga para este eje, también ha sido necesario el cálculo del par que debe ejercer el motor para poder elevar la carga a una velocidad determinada, y obtener así los datos necesarios para su elección.

Los cálculos también los encontramos en el anexo de cálculos. Dichos cálculos se han realizado imponiendo que nuestra carga se eleve a una velocidad de  $0,5 \text{ m/s}$ , lo que implica que el eje gire a  $63,66 \text{ rpm}$ , de modo que el par que necesita realizar nuestro eje para elevar la carga es de  $16,5 \text{ Nm}$ . Por último obtenemos que la potencia que necesitara nuestro motor vendrá calculada por el producto del par y la velocidad angular, por ello la potencia requerida por nuestro eje es de  $110 \text{ W}$ .

*Condiciones de rotación del eje para la selección del motor*

<i>n eje</i>	<b>63,66 rpm</b>
<i>Par eje</i>	<b>16,5 Nm</b>
<i>Potencia</i>	<b>110 W</b>

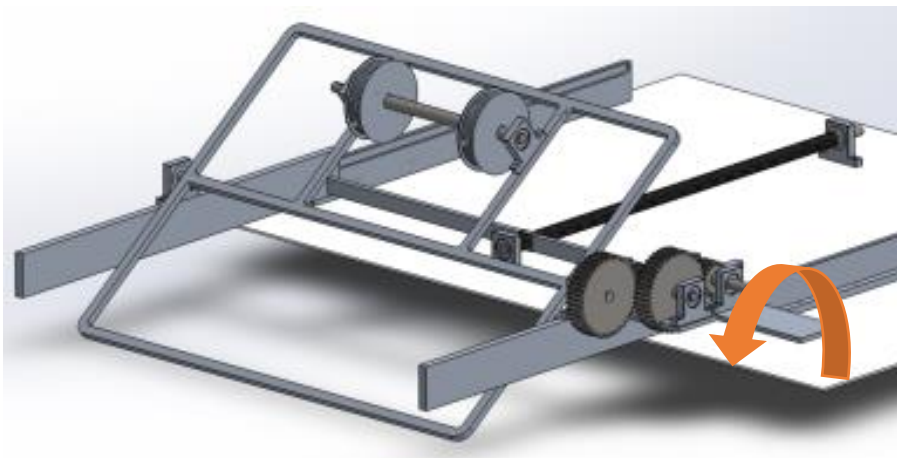
**Tabla 5.** Condiciones de rotación del eje

Estas condiciones permiten seleccionar un motorreductor para nuestro eje, el cual explicaremos con detalle en el punto de motores de este mismo apartado.

## 7.6. Plataforma

La plataforma es la base sobre la que se sitúa la silla de ruedas al guardarse, por lo tanto esta plataforma deberá contener el espacio necesario para poder almacenar la silla y llevar incorporado el eje elevador de la silla junto con el motor encargado de su funcionamiento.

Esta plataforma está situada en posición horizontal, paralela al techo del coche, cuando se encuentra situada en el interior de la cubierta ya que es posición de guardado de la silla, pero a su vez realiza una rotación de 90º para recoger la silla y girarla una vez elevada hasta su posición de guardado.



**Figura 7.18.** Fuerzas que actúan sobre el eje (SolidWorks)

Tiene unas dimensiones de 800 *mm* de ancho por 1040 *mm* de largo por 15 *mm* de alto, y está fabricada de aleación aluminio-magnesio 5086. Se fabrica por corte laser y dispone de dos bulones, uno en cada lateral, mediante los cuales se produce la rotación de la plataforma. Estos bulones se encuentran apoyados sobre dos rodamientos, los cuales se encuentran fijados a dos soportes anclados a la cubierta del mecanismo. Estos rodamientos son los encargados de fijar la plataforma, permitir la rotación de la misma sobre los soportes y contrarrestar el peso de todo el conjunto plataforma-eje-silla, de modo que se crean unas reacciones en los rodamientos las cuales estos deberán soportar.

Se realizará un estudio estático mediante SolidWorks para ver la resistencia de los bulones. La plataforma que contiene la silla se presenta a continuación:

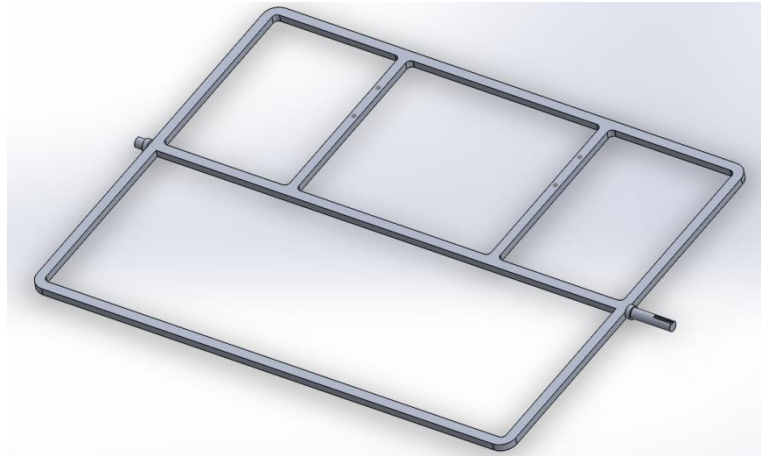


Figura 7.19. Fuerzas que actúan sobre el eje (SolidWorks)

Pero antes de entrar en las reacciones debemos ver como la fuerza del peso de la silla actúa a una distancia de  $200\text{ mm}$  del eje central de la plataforma, de modo que esta fuerza creará un par torsor sobre los bulones. Como sabemos esta fuerza tiene el valor de  $200\text{ N}$  por lo que este par torsor vendrá dado de multiplicar la fuerza por la distancia a la que actúa del eje, de modo que  $T = P \cdot d = 200\text{ N} \cdot 0,2\text{ m} = 40\text{ Nm}$



Figura 7.20. Fuerzas que actúan sobre el eje

*\*A efectos de cálculo se utiliza como peso total a girar el peso de la silla suponiendo que la plataforma junto con los elementos que incorpora tienen los pesos compensados.*

Este par torsor es el que tiene que ser capaz de superar el engranaje responsable de la rotación. El objetivo del mecanismo de engranajes que se verá más adelante es ofrecer este par en el bulón.

Podemos determinar las condiciones definitivas de par y velocidad que demanda nuestro eje para girar la plataforma. La velocidad la hemos fijado nosotros a  $3\text{ rpm}$ , mientras que el par necesario para girar el eje ha sido calculado anteriormente, que es el producido por el peso de la silla en su centro de gravedad. Este par nos da un valor de  $40\text{ Nm}$ .

Por último obtenemos que la potencia que necesitará nuestro eje vendrá calculada por el producto del par y la velocidad angular, por ello la potencia requerida por nuestro eje es de  $12,57\text{ W}$ .

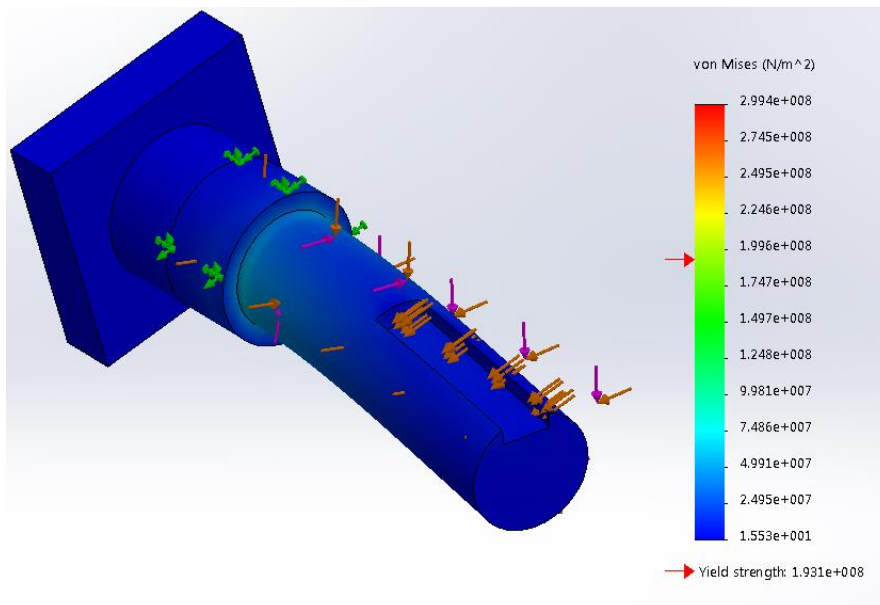
*Condiciones de rotación del eje para la selección del motor*

<i>n eje</i>	3 rpm
<i>Par eje</i>	40 Nm
<i>Potencia</i>	12,56 W

**Tabla 6.** Condiciones de rotación del eje

Estas condiciones permiten seleccionar un motorreductor para nuestro eje, el cual explicaremos con detalle en el punto de motores de este mismo apartado. Veremos que se necesitan realizar varias etapas de engranajes para poder ofrecer esas condiciones en el eje de salida.

Se ha realizado un estudio en Solidworks para ver cómo responden los bulones a estas condiciones de rotación. Se le ha impuesto un par torsional de 40 Nm y una fuerza tangencial de 508 N. Los resultados son los siguientes:



**Figura 7.21.** Tensión de von Mises (SolidWorks)

Se puede apreciar que la zona más afectada del bulón es donde limita con el rodamiento, pero este valor está por debajo del límite elástico del material. Viendo la escala estamos alrededor de un factor de seguridad de 2.



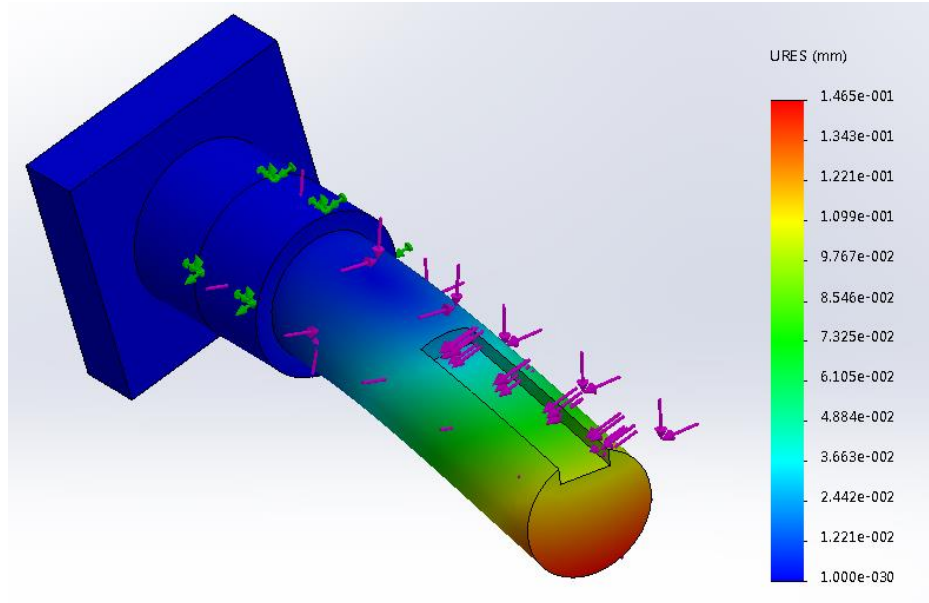


Figura 7.22. Desplazamientos (SolidWorks)

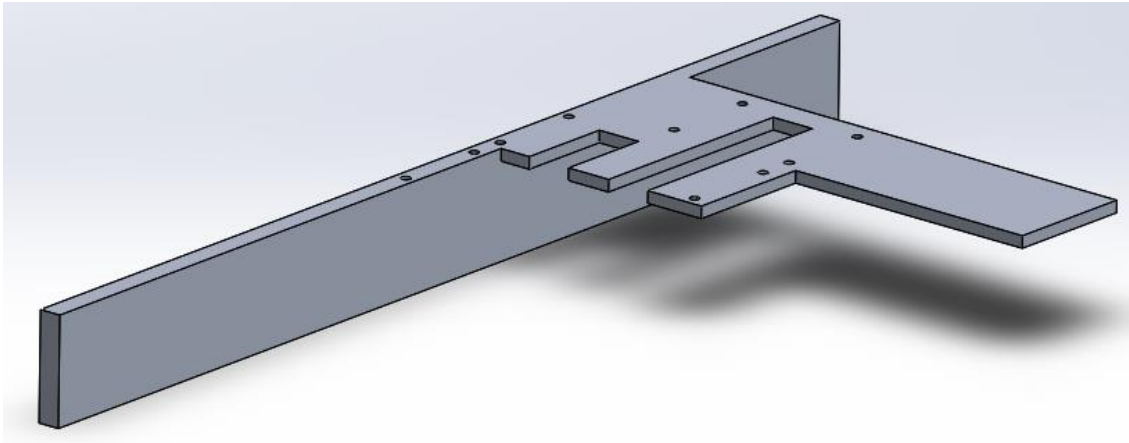
Se puede apreciar que donde más desplazamiento se produce es en el borde del bulón, donde se encuentra el engranaje. Este desplazamiento es muy pequeño, no llega al orden del milímetro.

## 7.7. Soporte de la plataforma

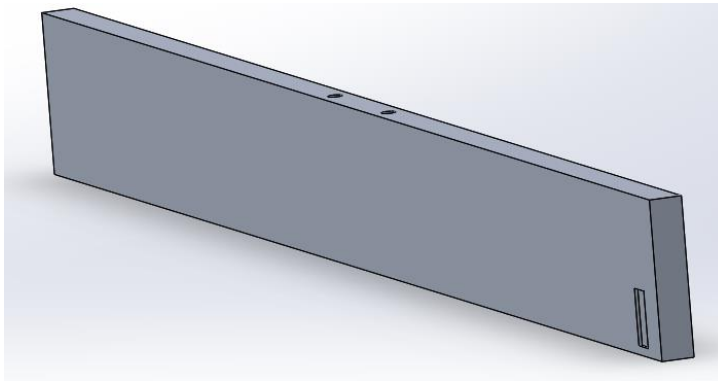
Este soporte es el elemento encargado de sujetar la plataforma que aloja la silla de ruedas. A este soporte se le incorporan los rodamientos sobre los que descansan los bulones de la plataforma, de modo que quedan fijados pero permiten su rotación.

Al ser el soporte el encargado de alojar la plataforma, este debe desplazarse junto con ella, de modo que es el elemento que va fijado a las guías. Estará fijado por la parte inferior, es decir, las guías sujetarán el soporte por la cara inferior de este.

Se tienen dos soportes de plataforma diferentes. Esto es debido a que uno de ellos aloja el mecanismo de transmisión de los engranajes que realiza el giro de la plataforma mientras que el otro está libre de cargas. Veamos ambos soportes:



**Figura 7.23.** Soporte que contiene el mecanismo de transmisión (SolidWorks)



**Figura 7.24.** Soporte que no contiene el mecanismo de transmisión (SolidWorks)

Al desplazarse con las guías, estos soportes son el elementos que transmiten el movimiento lineal a la plataforma. El movimiento vendrá dado por un tornillo de potencia que veremos más adelante en el punto de mecanismos de transmisión. Para poder conseguir desplazar el soporte linealmente, este lleva alojada una tuerca que es la que se desplaza sobre el tornillo de potencia.

Como pueden ver en el diseño del mecanismo, la plataforma está situada a una altura aproximada de  $176\text{ mm}$  de la base de la cubierta. Esto es debido a que los engranajes de mayor tamaño presentes en el tren de engranajes encargados de hacer girar la plataforma, en nuestro caso el engranaje fijado al eje de la plataforma es uno de ellos, tienen un tamaño de  $164,5\text{ mm}$  de modo que esto obliga a situar la plataforma a una distancia mínima de la base de la cubierta. Ante esta situación, disponemos del espacio suficiente bajo nuestro soporte para situar el mecanismo de transmisión para desplazar la plataforma. Veremos detalladamente este aspecto en el punto de mecanismo de transmisión, tornillo de potencia.

Se ha realizado un estudio estático al soporte que dispone del mecanismo de transmisión en el cual se ha simulado el peso de dicho mecanismo. Los resultados son los siguientes:

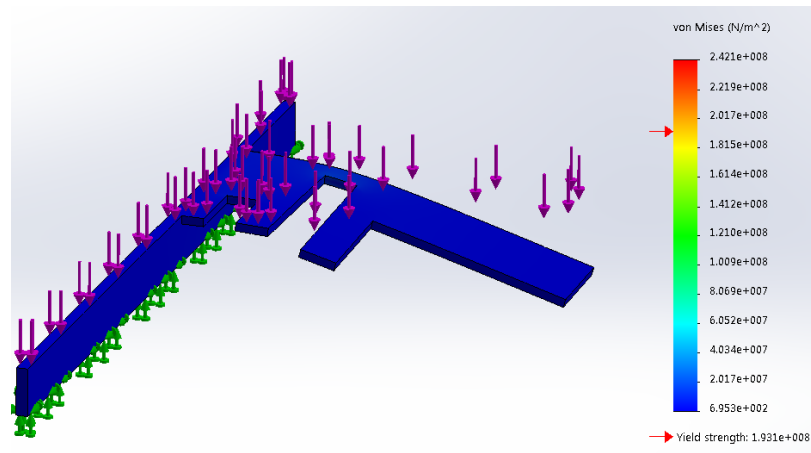


Figura 7.25. Tensión de Von Mises (SolidWorks)

Se puede apreciar que el soporte está muy lejos del límite elástico del material. Se dispone de un factor de seguridad muy grande.

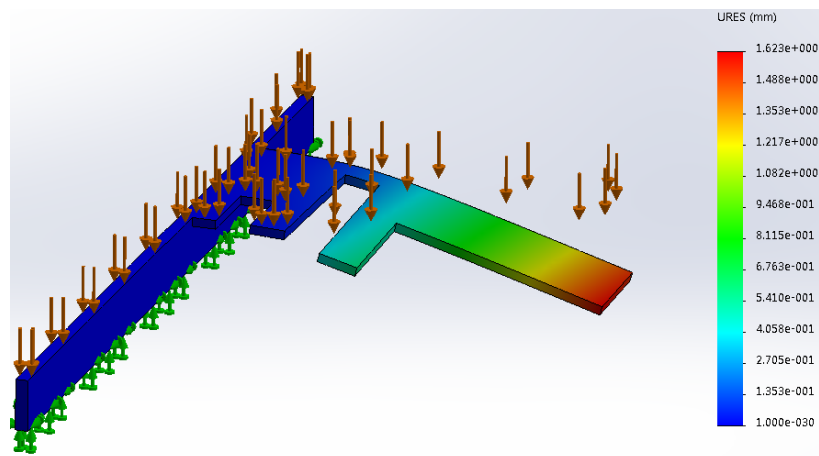


Figura 7.26. Desplazamientos (SolidWorks)

Se puede observar que hay desplazamientos de hasta 1 mm en el extremo del soporte donde va situado el motor del mecanismo, por lo que se podría plantear reforzar esa zona ante posibles fallos de alineación.

## 7.8. Guías

Las guías del mecanismo son las encargadas de desplazar tanto al interior como al exterior de la cubierta la plataforma junto con la silla de ruedas y el mecanismo de elevación de la silla. Además, también tienen como función aguantar todo el peso del carro, es decir, debe soportar el peso de todos aquellos elementos que desplaza.



Figura 7.27. Guías para el avance lineal ([18])

Estas guías van fijadas a unos bloques macizos que están situados en la cubierta. De esta manera, una parte de las guías permanece fijada a los bloques mientras que la parte móvil se desplaza sobre esta parte fija. La distancia que tienen que desplazarse estas guías es de 92 cm. Esta distancia se ha fijado desde el centro de la plataforma, que es el punto que debe estar situado en la misma vertical que la silla de ruedas para recogerla.

Nuestro coche tiene una anchura de 1790 mm, de modo que al estar la plataforma situada en el punto medio de la anchura del automóvil, debe recorrer como mínimo una distancia de 895 mm para superar esta anchura, mas después se le añade una distancia de 25 mm para tener una mayor comodidad y no dañar el coche en el proceso. De modo que nuestras guías se desplazaran en total 92 cm como hemos comentado. Hay que destacar que la parte móvil de la cubierta se desplazará esta misma distancia ya que está fijada al soporte de la plataforma, el cual se desplaza con las guías.

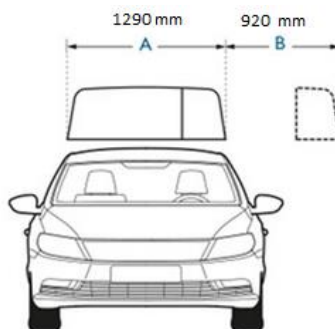


Figura 7.28. Desplazamiento de las guías ([13])

Pero como bien hemos comentado antes, estas guías deben soportar el peso del carro, que lo componen la plataforma, la silla, el eje elevador, el gancho, los cables de acero y los demás componentes que forman parte del mecanismo. El peso total que deben soportar las guías es el siguiente:

<b>Pesos</b>					
<b>Plataforma</b>	<b>Silla</b>	<b>Gancho</b>	<b>Cables acero</b>	<b>Eje</b>	<b>Varios</b>
<b>4,32 kg</b>	20 kg	2 kg	2 kg	1,97 kg	10 kg

Tabla 7. Condiciones de rotación del eje

Debemos tener presente que disponemos de dos guías, de modo que este peso se divide entre dos ya que se lo reparten.

*Las guías deben soportar un total de 40 kg → cada guía soporta 20 kg*

A partir de este punto ya tenemos las variables para seleccionar nuestras guías.

<b>Peso que deben soportar</b>	<b>Carrera mínima necesaria</b>
<b>40 kg</b>	920 mm

Tabla 8. Condiciones de las guías

Para seleccionarlas utilizaremos el catálogo Accuride E-catalogue ESI guía.

Como bien nos ha pasado en otras ocasiones, habrá una de las variables que será más restrictiva que la otra a la hora de seleccionar. En nuestro caso vemos que en el catálogo, si vamos hasta las guías

que tengan un recorrido mínimo de 920 mm, están soportan un peso mucho mayor del que nosotros necesitamos, de modo que la variable más restrictiva es la carrera de la guía.

Se ha seleccionado finalmente la guía DZ5321-0090-A, la cual tiene las siguientes características:

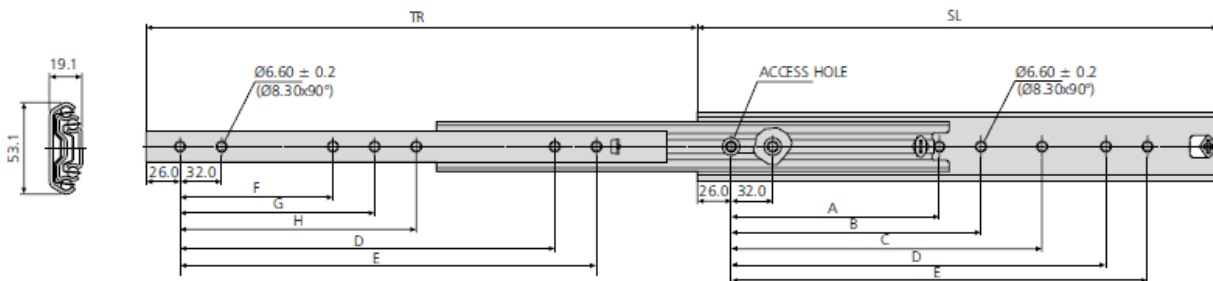


Figura 7.29. Guía DZ5321-0090-A ([18])

5321	mm										kg		
	SL	TR	A	B	C	D	E	F	G	H	W	L 10,000	L 80,000
DZ5321-0090-A	900	923.5	-	448	480	768	800	352	384	416	5.33	90	80

Figura 7.30. Dimensiones de la guía ([18])

- Capacidad de carga hasta 150/170kg
- 100%+ extensión
- Espesor de la guía de 19,1mm
- Dispositivo de sujeción en posición cerrada
- Escuadras de montaje en armarios opcionales
- Juego opcionales de escuadras para varias opciones de montaje

Podemos comprobar que cumplimos con todos los requisitos:

- Capacidad de carga hasta 150/170kg > XX kg
- Carrera máxima de desplazamiento 923,5 mm > 920 mm

Estas guías permiten el movimiento del carro gracias al tornillo de potencia al que va acoplada la plataforma, el cual veremos en detalle más adelante.

## 7.9. Soporte guías

Los soportes de las guías son los elementos que reciben el peso ya que estos soportes son los que van fijados a la cubierta. Tienen la función de sujetar las guías para que estas puedan realizar el avance lineal.

Los soportes se presentan a continuación:

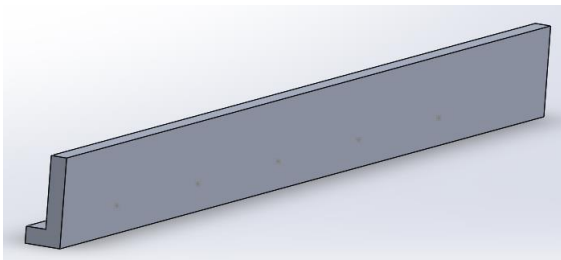


Figura 7.31. Soportes de las guías (SolidWorks)

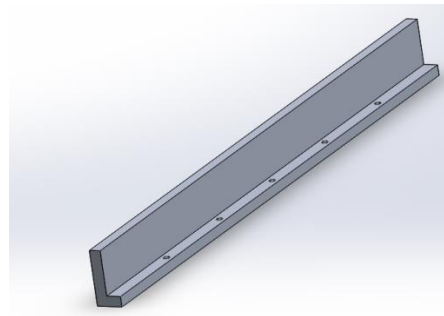


Figura 7.32. Soportes de las guías (SolidWorks)

## 7.10. Mecanismos de transmisión

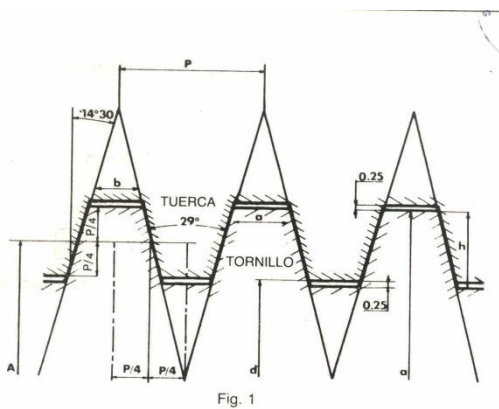
En este apartado se realizará la explicación de los tres mecanismos de transmisión que necesita nuestro mecanismo para realizar parte de la operación de guardado/entrega de la silla. Estos mecanismos que se verán son el encargado del movimiento lineal del carro del interior al exterior de la cubierta y viceversa y también el mecanismo encargado de girar la plataforma para orientarla a su posición de recogida/entrega de la silla de ruedas. En la explicación de ambos mecanismos se explica detalladamente su elección y la justificación de las medidas adoptadas, pero no se muestran las operaciones de cálculo realizadas, únicamente se cita el proceso de cálculo que se ha llevado a cabo junto con las ecuaciones utilizadas y los resultados obtenidos. El desarrollo de los cálculos se encuentra en el anexo de cálculos, allí podrán ver el proceso de cálculo detallado de los mecanismos. A continuación se explica cada uno de ellos:

### 7.10.1. Tornillo de potencia

El primer mecanismo de transmisión de movimiento que veremos es el tornillo de potencia. Este mecanismo es el encargado de desplazar el carro hacia fuera o dentro de la cubierta, es decir, su función es transformar el movimiento angular del motor en lineal del carro a través de las guías.

Este tornillo de potencia consta de dos partes básicas. La primera es el tornillo, el cual consiste en un cuerpo cilíndrico macizo sobre el cual se enrolla un plano inclinado formando los filetes de la rosca del tornillo, y la segunda parte del mecanismo es la tuerca, la cual va enroscada al tornillo de modo que, al girar 360º dicho tornillo, la tuerca avanza por la rosca.

Este avance de la rosca sobre el tornillo vendrá determinado por las dimensiones del tornillo, concretamente el paso y el número de entradas, que puede variar de uno hasta tres. Se ha seleccionado las siguientes dimensiones de rosca ACME:



*diámetro exterior* = 1,125 in = 28,575 mm

*diámetro medio* = 1,025 in = 26,035 mm

*paso* = 0,2 in = 5,08 mm

*número de entradas* = 3

El número de entradas de nuestra rosca viene a indicar que cuando las roscas tienen una entrada, el avance de la rosca al dar una vuelta completa el tornillo es igual al paso, si tienen dos entradas, el avance de la rosca es igual al doble del paso, mientras que si tienen tres este avance es tres veces el paso. En nuestro caso hemos escogido una rosca con tres entradas, de modo que al dar una vuelta completa el tornillo, nuestra rosca avanzará 15,24 mm.

A partir de aquí, se fija que el carro demore un total de 5 segundos en ir de la posición inicial a la posición final, de modo que sabiendo que la distancia que se tiene que desplazar nuestro carro es de 92 cm, tal y como hemos indicado en el punto “Guías”, podemos calcular la velocidad de avance que deseamos.

Para ello partimos de que el tornillo de potencia debe dar un total de 60,37 vueltas para desplazarse la longitud de 92 cm, de modo que si tarda 5 segundos esto nos impone una velocidad de giro del eje de 12,074 rps que equivale a 724,5 rpm.



*Velocidad de giro del tornillo* → 724,5 rpm ; *Tiempo de recorrido* → 5 s

Por lo tanto, al realizar 12,074 revoluciones en un segundo, nuestra rosca se desplaza una distancia de 184 mm cada segundo, de modo que la velocidad lineal de nuestra rosca será la siguiente:

$$v = 184 \text{ mm/s}$$

Vemos que nuestro motor necesitara girar a 724,5 rpm. Pero aparte de la velocidad necesitamos conocer el par que ha de superar el motor. Este par esta provocado por las fuerzas de rozamiento que realizan las ruedas de las guías, es decir, la fuerza que se opone al avance del carro. Este cálculo se ha desarrollado en el anexo de cálculos. En este punto comentaremos los resultados y la solución adoptada.

Siguiendo los cálculos del anexo indicado, vemos que nuestro tornillo de potencia deberá realizar un par de  $4,18 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$ . Es un par bastante bajo debido a que la fuerza de rozamiento de la guía es bastante baja.

En este punto ya podemos determinar las condiciones que necesita nuestro motor:

<i>Condiciones de motor</i>	
<i>Par</i>	<i>Velocidad</i>
<b><math>4,18 \times 10^{-3} \text{ Nm}</math></b>	<b>724,5 rpm</b>

**Tabla 9.** Condiciones del motor

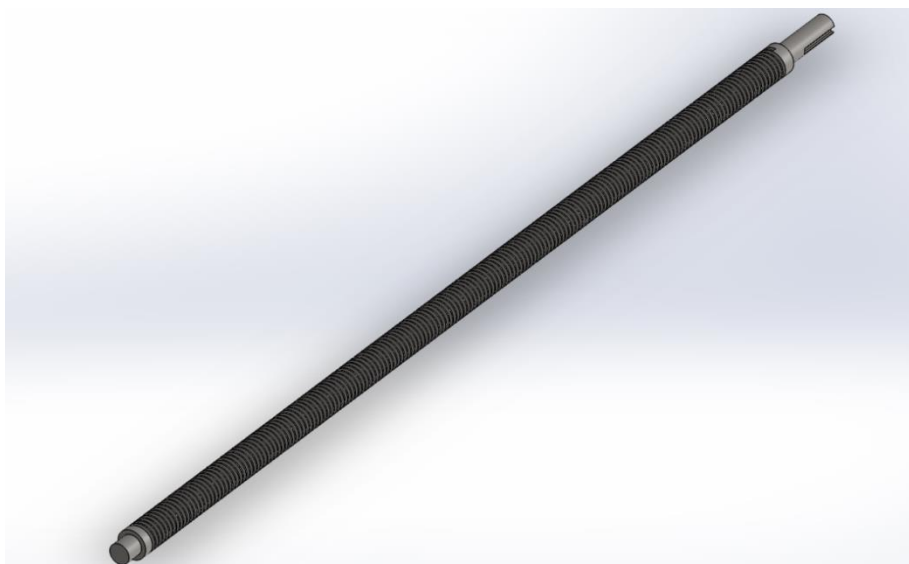
Hay que destacar que nuestro tornillo estará fijado a la cubierta del mecanismo por unos soportes, los cuales dispondrán de unos rodamientos en su interior para permitir el giro del tornillo.

Su ubicación en la cubierta será por debajo del soporte de la plataforma con el fin de aprovechar el espacio. Tal y como se ha comentado en el punto del soporte de la plataforma, hay un espacio de 176 mm debajo de esta en la que se ubicará nuestro tornillo de potencia. Por ello, nuestro soporte

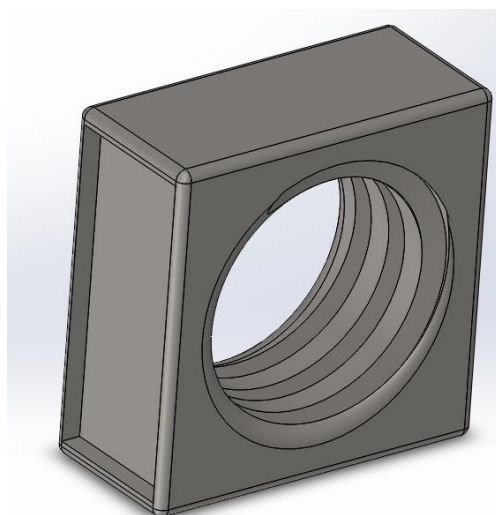
lleva incorporada la tuerca encargada de desplazar linealmente la plataforma sobre las guías y estará situada en el punto central entre ambas guías.

Esta tuerca deberá adaptarse al tornillo de potencia, de modo que deberá tener el mismo paso de rosca y diámetros que este.

El tornillo de potencia se presenta a continuación junto con la tuerca:



**Figura 7.33.** Tornillo de potencia (SolidWorks)



**Figura 7.34.** Tuerca (SolidWorks)

### 7.10.2. Sistema de engranajes

El segundo sistema de transmisión de movimiento que veremos es el tren de engranajes. Este mecanismo de transmisión es el encargado de girar la plataforma 90º y se desplaza en el soporte de la plataforma paralela a esta para poder realizar su función.

Este sistema de engranajes está formado por dos etapas. Esto es debido a que no se ha encontrado un motor que nos ofrezca la velocidad demandada con un par tan elevado. Recordamos que ambas sollicitaciones han sido vistas en la explicación del eje de la plataforma. Estas fijaban el par necesario en el eje en 40 Nm y la velocidad de salida de la plataforma de 3 rpm. A su vez, esta velocidad y par serán los del engranaje que está fijado al eje, de modo que ya tenemos las variables de salida de nuestro sistema de engranajes.

Hemos especificado que nuestro sistema tiene dos etapas, esto no significa que una etapa de engranajes no fuera suficiente para transmitir el movimiento, el problema era la gran dimensión que tenía que tener el engranaje del eje para poder conseguir el par y la velocidad deseados a la salida. Más adelante, en este mismo punto, veremos una pequeña explicación de esta situación.

Al tener dos etapas de engranajes, tenemos un total de 4 engranajes. Dichos engranajes se han nombrado del 1 al 4 tal como se ve en la figura.

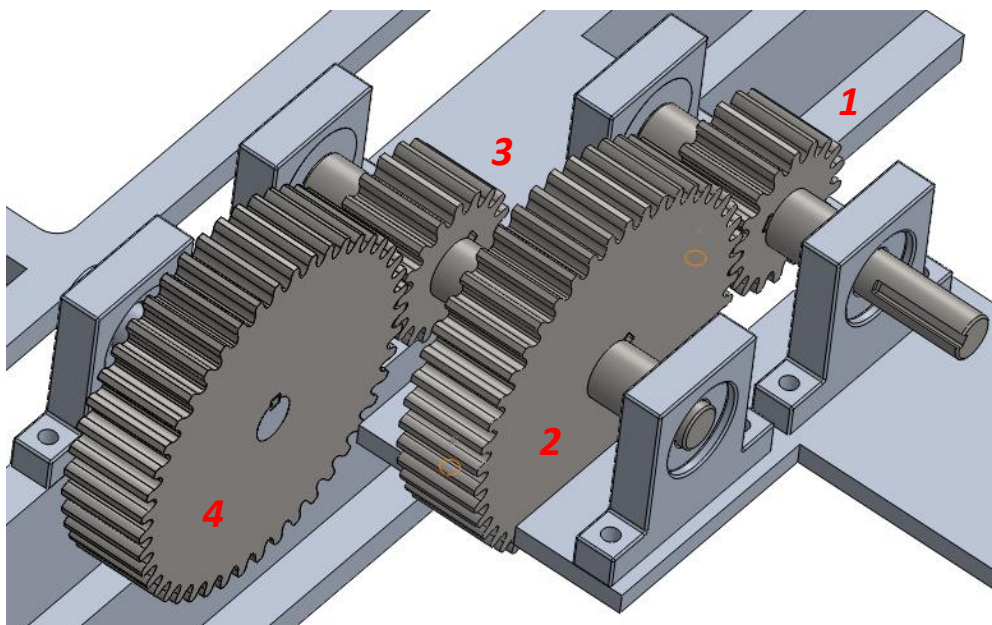


Figura 7.35. Sistema de engranajes (SolidWorks)

El engranaje 1 es el engranaje que se encuentra a la salida del motor el cual engrana con el engranaje 2, mientras que el engranaje 3 es el que engrana con el engranaje 4, que es el que tenemos en el bulón de la plataforma. De esta manera obtendremos una relación de transmisión entre el engranaje 1 y 2 y otra entre el 3 y 4.

Partiendo entonces de los datos exigidos a la salida del engranaje, calculamos mediante las ecuaciones de la relación de transmisión entre engranajes el par y la velocidad que tiene que ofrecer nuestro motorreductor. Estos cálculos están explicados en detalle en el anexo de cálculos, en este punto se citará el proceso realizado y los resultados obtenidos para justificar la solución adoptada. Las ecuaciones de la relación de transmisión son las siguientes:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (\text{Eq. 7.9})$$

$$i_{3,4} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{d_4}{d_3} = \frac{M_4}{M_3} = \frac{z_4}{z_3} \quad (\text{Eq. 7.10})$$

Los datos para la selección del motor serán las condiciones de trabajo del engranaje número 1. Además, como podemos ver en la imagen, el engranaje 2 y el engranaje 3 están situados en el mismo eje, de modo que ambos tendrán el mismo par y velocidad.

$$n_2 = n_3 \quad ; \quad M_2 = M_3$$

Pero para poder encontrar estas variables debemos fijar también la relación de transmisión. Como tenemos una amplia selección de motorreductores en el catálogo, se ha decidido imponer una relación de transmisión de 2,5 en cada etapa. De modo que:

$$i_{1,2} = i_{3,4} = 2,5$$

Como última imposición, ya que tienen la misma relación de transmisión ambas etapas, se ha decidido que el engranaje 1 y 3, que son los engranajes motores de las etapas, tengan ambos el mínimo número de dientes de engranajes, en este caso 18.

De esta manera, realizando los cálculos obtenemos los siguientes resultados:

Tren de engranajes			
n1	n2	n3	n4
18,75	7,5	7,5	3
M1	M2	M3	M4
6,4	16	16	40
z1	z2	z3	z4
18	45	18	45
d1	d2	d3	d4
63	157,5	63	157,5

Tabla 10. Tren de engranajes

Como resultado obtenemos que las condiciones de salida del motorreductor deben ser las mismas que las del engranaje 1, de modo que la salida del motor cumplir los siguientes requisitos:

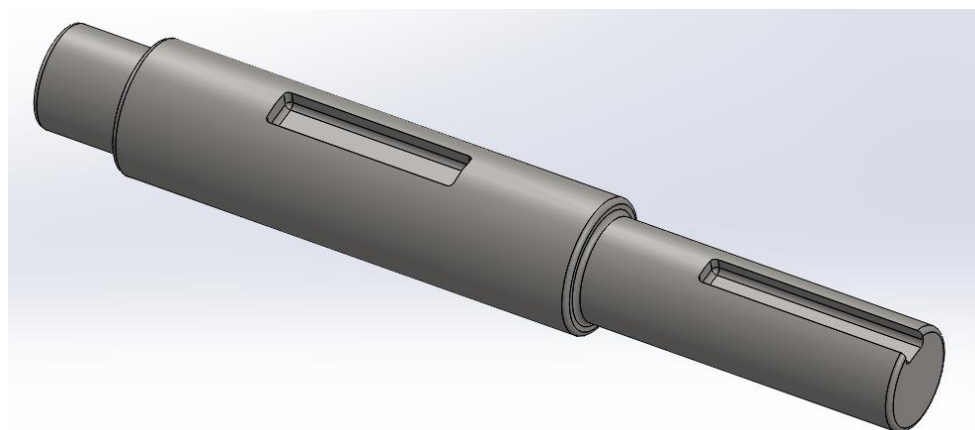
<i>Condiciones en el motor</i>	
$n_{motor} = n_1$	$M_{motor} = M_1$
<b>18,75 rpm</b>	<b>6,4 Nm</b>

Tabla 11. Tren de engranajes

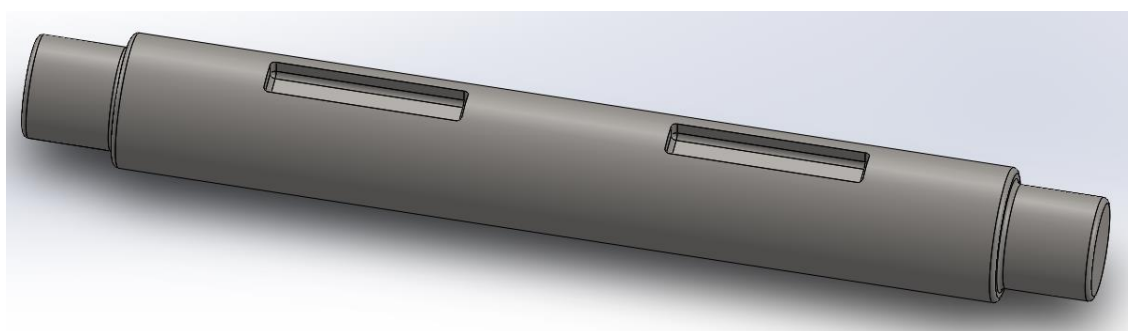
La selección de este motorreductor la veremos en el siguiente punto.

Hay que destacar que dicho mecanismo va colocado sobre el soporte de la plataforma, es decir, va situado en una aleta exterior que lleva incorporada el soporte. Está situado a esta altura porque al tener dos etapas en las cuales dos de los tornillos tienen el mismo diámetro de 157,5 mm, es esta la posición que minimiza el espacio necesario en altura. De modo que sobre el lado derecho del soporte, visto desde fuera, se encuentra situado el motor del mecanismo y las dos etapas de engranajes.

Estos engranajes están fijados en unos ejes, los cuales descansarán sobre unos rodamientos situados en unos soportes. En total tenemos dos ejes en este tren de engranajes. El primer eje contiene el engranaje número 1, que va acoplado al motor, y el segundo eje contiene los engranajes número 2 y 3. El cuarto engranaje es el que encontramos acoplado al bulón de la plataforma.



**Figura 7.36.** Eje engranaje 1 (SolidWorks)



**Figura 7.37.** Eje engranaje 2 – 3 (SolidWorks)

#### 7.10.2.1. DIMENSIONAMIENTO ENGRANAJES

Una vez obtenidas las condiciones de transmisión del sistema de engranajes se deben dimensionar los engranajes. Las ecuaciones junto con los cálculos necesarios para el dimensionamiento de los engranajes están explicados en el anexo de cálculos.

Las dimensiones a tener en cuenta para el diseño de los engranajes son las siguientes

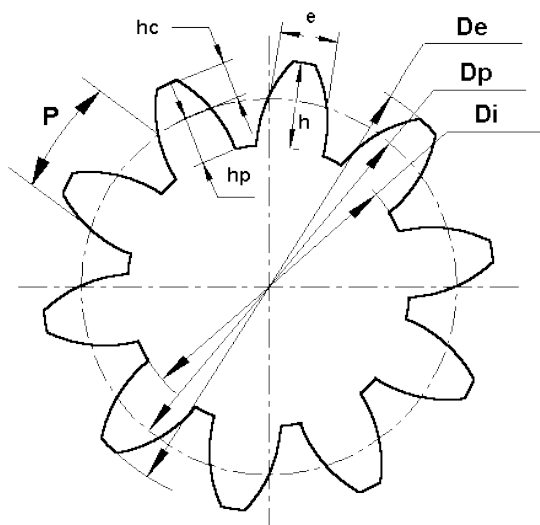


Figura 7.38. Dimensiones engranajes ([19])

Los resultados después de los cálculos quedan de la siguiente manera:

	Engranaje 1	Engranaje 2	Engranaje 3	Engranaje 4
M	6,4	16	16	40
n	17,16	6,87	6,87	2,75
m	3,5	3,5	3,5	3,5
z1	18	45	18	45
dp1	63	157,5	63	157,5
h1	7,88	7,88	7,88	7,88
hc1	3,5	3,5	3,5	3,5
hp1	4,375	4,375	4,375	4,375
p1	11,00	11,00	11,00	11,00
de1	70	164,5	70	164,5
di1	54,25	148,75	54,25	148,75
$\alpha$	20	20	20	20
b	38,5	38,5	38,5	38,5

Figura 7.39. Dimensiones engranajes

Los engranajes se presentan a continuación:

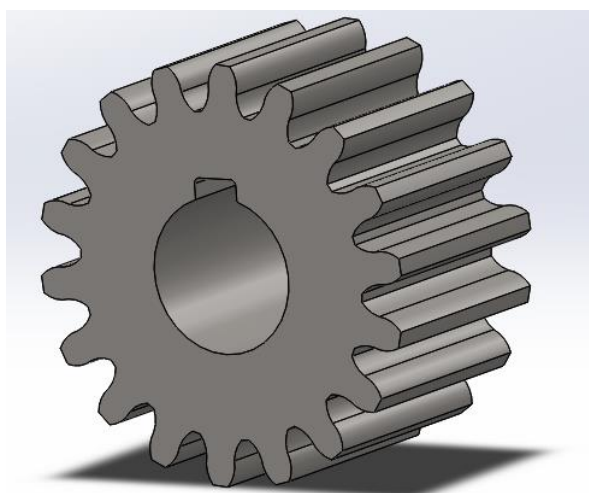


Figura 7.40. Engranaje 1 y 3 (SolidWorks)

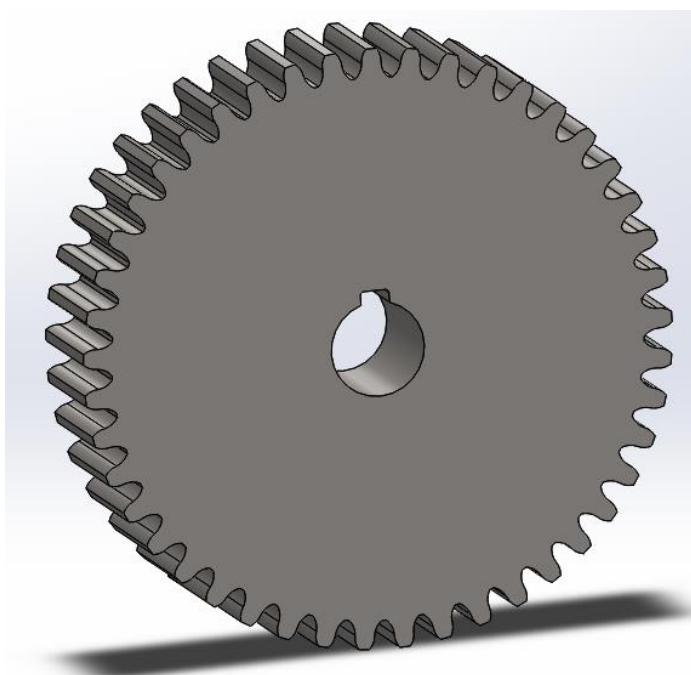


Figura 7.41. Engranaje 2 (SolidWorks)



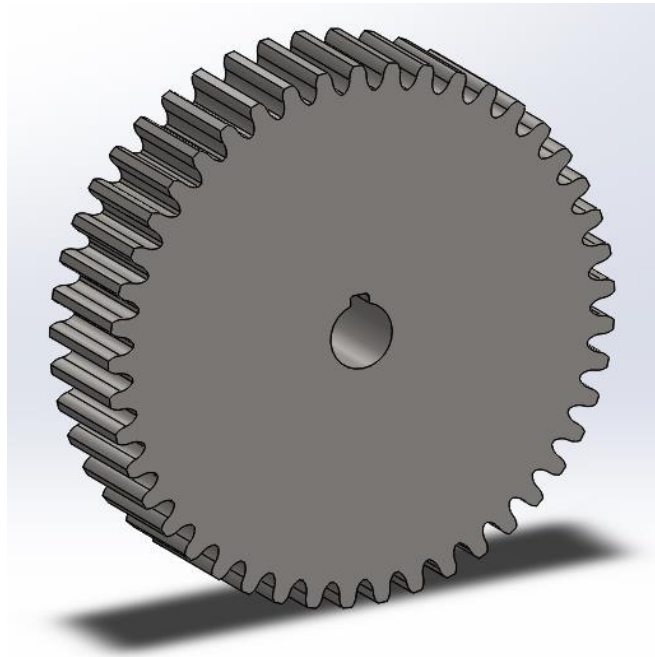


Figura 7.42. Engranaje 4 (SolidWorks)

#### 7.10.2.2. CALCULOS DE RESISTENCIA DE LOS ENGRANAJES

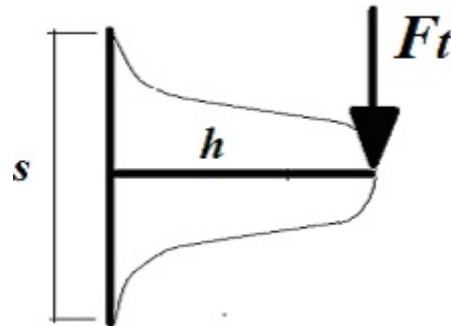
Es necesario que los engranajes tengan la resistencia suficiente para soportar las fuerzas y momentos transmitidos en el mecanismo. Para ello, se han modificado las dimensiones comentadas en el punto anterior para que estas cumplan con el mínimo valor de resistencia exigido para los engranajes.

Para que los engranajes cumplan con estas resistencias, los dientes de dichos engranajes deben cumplir con los factores de seguridad para las siguientes resistencias:

- Resistencia del diente a flexión
- Resistencia a fatiga del diente
- Resistencia del diente al desgaste superficial

Es necesario calcular la resistencia a flexión del diente ya que el engranaje ofrece una resistencia a la flexión máxima, por lo que superarla implica la rotura de este, de modo que se debe saber el valor de dicha resistencia para no superarlo.

Para calcular la resistencia a flexión del diente se compara la fuerza tangencial máxima admisible del diente con la fuerza tangencial dinámica que ejerce el engranaje. El objetivo es que la fuerza tangencial dinámica no supere a la fuerza tangencial admisible.



**Figura 7.43.** Fuerza tangencial sobre el diente (Ingemecánica [20])

Siempre que la fuerza tangencial dinámica no supere la máxima admisible, se estará trabajando con un factor de seguridad  $> 3$ , que es el mínimo factor de seguridad recomendado. Esto se puede afirmar debido a que la fuerza tangencial admisible se calcula utilizando un tercio de la tensión admisible del material, por lo que esta fuerza tangencial admisible calculada será un tercio más baja de la tensión admisible normal, de modo que si la fuerza tangencial dinámica no supera ese valor, esta está por encima del factor de seguridad de 3.

$$F_{t\ din} < F_{t\ max} \rightarrow FS > 3 \quad (\text{Eq. 7.11})$$

En el caso de la fatiga, los engranajes están sometidos a cargas fluctuantes y cíclicas en el tiempo que hacen que en la mayoría de los casos se produzca un fallo por agotamiento ya que se genera en la base de los dientes una concentración de tensiones. Este factor debe evitarse.

Para el cálculo de esta resistencia a fatiga de la base del diente se compara la tensión admisible por el diente con la tensión que ejerce el engranaje al trabajar. Esta comparación ofrecerá un factor de seguridad que al igual que antes deberá ser mayor de 3.

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} \quad (\text{Eq. 7.12})$$

Y por último, la resistencia al desgaste superficial se tiene que calcular ya que es otro factor que condiciona el fallo de un engranaje. El desgaste superficial de los dientes está influido por factores como el número de ciclos, la dureza de la cara del diente...

Para calcular esta resistencia al desgaste se compara la tensión de contacto admisible del diente con la tensión de contacto que ejerce el engranaje. Esta comparación ofrecerá un factor de seguridad que al igual que antes deberá ser mayor de 3.

$$FS = \frac{\sigma_{c adm}}{\sigma_c} \tag{Eq. 7.13}$$

Los cálculos de estas resistencias están desarrollados en el anexo de cálculos. A continuación se presentan los resultados de dichos cálculos:

**Engranaje 4**

<i>Fuerza tangencial máxima</i>	
$F_{t máx}$	1121,93 N
$F_{t dinámica}$	657,98 N
$F_{t din} < F_{t max} \rightarrow 657,98 N < 1121,93 N \rightarrow FS > 3$	

**Tabla 12.** Fuerza tangencial

<i>Resistencia por flexión a fatiga del diente</i>	
$\sigma$	18,76 MPa
$\sigma_{adm}$	184,59 MPa
$FS$	9,84 (> 3)

**Tabla 13.** Resistencia a fatiga

<i>Resistencia al desgaste superficial del diente</i>	
$\sigma_c$	109,47 MPa
$\sigma_{c adm}$	687,49 MPa
$FS$	6,28 (> 3)

**Tabla 14.** Resistencia a desgaste superficial

## Engranaje 3

<i>Fuerza tangencial máxima</i>	
$F_{t\text{ máx}}$	914,80 N
$F_{t\text{ dinámica}}$	834,15 N
$F_{t\text{ din}} < F_{t\text{ max}} \rightarrow 834,15\text{ N} < 914,80\text{ N} \rightarrow FS > 3$	

Tabla 15. Fuerza tangencial

<i>Resistencia por flexión a fatiga del diente</i>	
$\sigma$	21,61 MPa
$\sigma_{adm}$	184,59 MPa
$FS$	8,54 (> 3)

Tabla 16. Resistencia a fatiga

<i>Resistencia al desgaste superficial del diente</i>	
$\sigma_c$	173,09 MPa
$\sigma_{c\text{ adm}}$	687,49 MPa
$FS$	3,97 (> 3)

Tabla 17. Resistencia a desgaste superficial

**Engranaje 2**

<b>Fuerza tangencial máxima</b>	
$F_{t\text{ máx}}$	1121,92 N
$F_{t\text{ din}}$	333,66 N
$F_{t\text{ din}} < F_{t\text{ max}} \rightarrow 333,66\text{ N} < 1121,92\text{ N} \rightarrow FS > 3$	

**Tabla 18.** Fuerza tangencial

<b>Resistencia por flexión a fatiga del diente</b>	
$\sigma$	7,50 MPa
$\sigma_{adm}$	184,59 MPa
$FS$	24,59 (> 3)

**Tabla 19.** Resistencia a fatiga

<b>Resistencia al desgaste superficial del diente</b>	
$\sigma_c$	69,23 MPa
$\sigma_{c\text{ adm}}$	687,49 MPa
$FS$	9,92 (> 3)

**Tabla 20.** Resistencia a desgaste superficial

## Engranaje 1

<i>Fuerza tangencial máxima</i>	
$F_{t\text{ máx}}$	914,80 N
$F_{t\text{ din}}$	536,97 N
$F_{t\text{ din}} < F_{t\text{ max}} \rightarrow 536,97\text{ N} < 914,80\text{ N} \rightarrow FS > 3$	

Tabla 21. Fuerza tangencial

<i>Resistencia por flexión a fatiga del diente</i>	
$\sigma$	8,64 MPa
$\sigma_{adm}$	184,59 MPa
$FS$	21,35 (> 3)

Tabla 22. Resistencia a fatiga

<i>Resistencia al desgaste superficial del diente</i>	
$\sigma_C$	109,47 MPa
$\sigma_{C adm}$	687,49 MPa
$FS$	6,28 (> 3)

Tabla 23. Resistencia a desgaste superficial

Se puede observar que el engranaje más crítico es el número 3. Esto es debido a que es uno de los engranajes motores, por lo cual tiene unas dimensiones inferiores a los engranajes conducidos, y a su vez debe transmitir las fuerzas más grandes del mecanismo.

Ahora se procede a calcular la fatiga de los ejes encargados de la rotación de los engranajes.

### 7.10.2.3. CALCULOS FATIGA EJES ENGRANAJES

Para que el mecanismo de engranajes pueda funcionar, los ejes deben estar correctamente dimensionados para que no fallen por fatiga.

El sistema de engranajes dispone de un total de dos ejes. El engranaje 1 estará situado en el primer eje mientras que los engranajes 2 y 3 estarán situados en el segundo eje. Cabe recordar que no se dispone de eje para el engranaje 4 ya que este va acoplado directamente al bulón de la plataforma y su estudio se simulará mediante SolidWorks.

Como primer paso se ha decidido imponer como diámetro de los ejes el valor de  $26\text{ mm}$  y que estos ejes están ubicados sobre dos rodamientos cada uno, un rodamiento en cada extremo del eje, por lo tanto se producen una serie de reacciones en los ejes provocadas por las fuerzas tangenciales y radiales que debe transmitir cada engranaje. Además no hay que olvidar el par torsional al que se somete el eje.

El eje número 1, que es el que hace girar al engranaje 1, tiene una longitud de  $108\text{ mm}$  entre rodamientos y el engranaje se encuentra situado en el punto medio del eje, exactamente a  $54\text{ mm}$  de cada rodamiento.

El eje número 2, sin embargo tiene una longitud entre rodamientos de  $186\text{ mm}$ . Esto es debido a que este eje lleva acoplados el engranaje 2, el cual se encuentra a una distancia de  $54\text{ mm}$  del primer rodamiento, y el engranaje 3, el cual se encuentra a una distancia de  $132\text{ mm}$  del primer rodamiento.

Las fuerzas tangenciales y radiales de cada engranaje están calculadas en los anexos de cálculos

Partiendo de estos datos, se calcula el factor de seguridad a fatiga de ambos ejes. Los factores de seguridad obtenidos son los siguientes.

<i>Factores de seguridad</i>	
$FS_{eje\ 1}$	$FS_{eje\ 2}$
33,11	13,43

**Tabla 24.** Factor seguridad

Los ejes de los engranajes tienen un factor de seguridad elevado.

## 7.11. Motoreductores

En ese apartado se verán los motores que se han escogido para cada uno de los movimientos de nuestro mecanismo. Recordamos que hay tres procesos en los que nuestro mecanismo necesita de un motor. Estos son el tornillo de potencia, el tren de engranajes y la rotación del eje elevador de la silla. En este punto explicaremos que motor se ha escogido para cada operación en función de las exigencias demandadas.

Cada motor deberá adaptarse a las condiciones de nuestro mecanismo, de modo que se debe escoger un motor que sea capaz de ofrecer aquellas características que demanda la operación, pero es muy difícil encontrar un motor que trabaje exactamente como queremos, por lo que partiendo de las condiciones de nuestro mecanismo se realizará una selección de un motor y posteriormente se indicará que características de velocidad, par y potencia ofrece realmente nuestro motor, las cuales serán muy similares a las demandadas.

De este modo disponemos de dos tipos de información, aquella que demanda el mecanismo que son las características que obtenemos a partir del diseño del mecanismo sobre las cuales se seleccionará el motor y posteriormente a la selección tendremos las características reales de nuestro motor que harán variar los valores calculados en el diseño.

El proceso de cálculo para obtener las condiciones de salidas reales del motor después de su selección no está desarrollado en este apartado. Este desarrollo lo podemos encontrar en el anexo de cálculos. En este punto únicamente encontramos la explicación del proceso de selección y las características de velocidad, par y potencia reales que nos ofrece el motor.

### 7.11.1. Motoreductor del tornillo de potencia:

Este motor será el encargado de la rotación del tornillo de potencia, de modo que debe cumplir con los requisitos para desplazar el carro sobre las guías.

Para comenzar la selección del motor se debe partir de tres factores, la velocidad de nuestro eje para girar en *rpm*, el par necesario que debe realizar el motor y la potencia que necesita. Estos tres valores se han calculado anteriormente. De este modo sabemos que nuestro motor debe proporcionar los siguientes valores de velocidad, par y potencia:

*Condiciones de salida del motor*



<i>N</i>	724,5 rpm
<i>Par</i>	$4,18 \times 10^{-3} \text{ Nm}$
<i>Potencia</i>	0,31 W
<i>Voltaje</i>	12 V

**Tabla 25.** Condiciones del motor

Para conseguir estas condiciones es necesario acoplar un reductor a nuestro motor ya que los motores del catálogo utilizado ofrecen una relación velocidad-par que no cumple con los requisitos. Como condición extra, el motor utilizado debe ser alimentado con un voltaje de 12 V ya que es el voltaje de la batería del coche y todo motor funcionará a partir de la batería del automóvil.

A partir de las condiciones demandadas en el motor se realiza la selección del motorreductor a partir del catálogo Kelvin:


### Motor

El motor seleccionado es un motor DC de la serie 28.41. Sus características son las siguientes:

Valores nominales	Nominal values			
Velocidad de giro	Speed	r.p.m.	4.970	4.300
Tensión	Voltaje	V	12	24
Intensidad	Courrent	A	0,27	0,16
Potencia	Power	W	2,1	2,1
Par	Torque	mNm	4,0	4,7
Valores en vacío	No load values			
Velocidad de giro	Speed	r.p.m.	5.550	5.300

### Reductor

El tipo de reductor que se adapta mejor a nuestro motor y nuestras condiciones es el Gearbox K30. Dentro de este modelo escogemos el que se adapta en cuanto a par y velocidad a nuestras condiciones.

			MOTORES DE C.C. - DC MOTORS					
			Serie/Series : 28.41					
			12 V			24 V		
Reducción Ratio $i = X:1$	Nº Pasos Stages	Factor de par Torque factor	Velocidad en vacío No load speed $V_0$ (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed $V_n$ (r.p.m.)	Par Nominal Nominal torque (m.N.m)	Velocidad en vacío No load speed $V_0$ (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed $V_n$ (r.p.m.)	Par Nominal Nominal torque (m.N.m)
5,34	2	4,33	1039	927	17,30	993	805	20,33
6,32	2	5,12	878	783	20,48	839	680	24,06
7,44	2	6,03	746	665	24,11	712	578	28,32
8,79	2	7,12	631	563	28,48	603	489	33,46
9,94	2	8,05	558	498	32,21	533	433	37,84
10,54	2	8,54	527	470	34,15	503	408	40,13
11,75	2	9,52	472	421	38,07	451	366	44,73
17,81	3	12,98	312	278	51,93	298	241	61,02
21,05	3	15,35	264	235	61,38	252	204	72,12
24,79	3	18,07	224	200	72,29	214	173	84,94
31,55	3	23,00	178	157	92,00	168	136	108,10
33,14	3	24,16	167	149	96,64	160	130	113,55
35,16	3	25,63	158	141	102,53	151	122	120,47
39,17	3	28,55	142	126	114,21	135	110	134,20
42,17	3	30,74	132	117	122,97	126	102	144,49
48,99	3	34,26	118	105	137,02	113	92	161,00
59,37	4	38,95	93	83	155,81	89	72	183,08
70,17	4	46,04	79	71	184,15	76	61	216,38
82,64	4	54,22	67	60	216,88	64	52	254,83
90,68	4	59,50	61	55	237,98	58	47	279,63
97,67	4	64,08	57	51	256,33	54	44	301,18
101,04	4	66,29	55	49	265,17	52	43	311,57
110,45	4	72,47	50	45	289,86	48	39	340,59
126,22	4	82,81	44	39	331,25	42	34	389,22
130,53	4	85,64	43	38	342,56	41	33	402,51
140,64	4	92,27	39	35	369,10	38	31	433,69
168,69	4	110,68	33	29	442,71	31	25	520,18
187,97	4	123,33	30	26	493,31	28	23	579,64
197,91	5	116,86	28	25	467,46	27	22	549,26
233,89	5	138,11	24	21	552,44	23	18	649,12
275,47	5	162,66	20	18	650,65	19	16	764,51
325,56	5	192,24	17	15	768,96	16	13	903,53
362,71	5	214,18	15,3	14	856,71	15	11,9	1.006,63
368,18	5	217,41	15,1	13	869,83	14	11,7	1.021,81
404,16	5	238,65	14	12	954,61	13	11	1.121,67
435,11	5	256,93	13	11	1.027,71	12	10	1.207,56
562,56	5	332,19	10	9	1.328,74	9	8	1.561,27
674,75	5	398,43	8	7,3	1.593,73	8	6,4	1.872,64
751,87	5	443,97	7	6,6	1.775,89	7	5,7	2.086,67

Reducción Ratio $i = X:1$	Nº Pasos Stages	Factor de par Torque factor	Velocidad en vacío No load speed $V_0$ (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed $V_n$ (r.p.m.)	Par Nominal Nominal torque (mN.m)	Velocidad en vacío No load speed $V_0$ (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed $V_n$ (r.p.m.)	Par Nominal Nominal torque (mN.m)
7,44	2	6,03	746	665	24,11	712	578	28,32

Figura 7.44. Motor escogido (Kelvin [21])

Mediante esta información se puede comprobar que el motorreductor tiene una velocidad y par nominales ligeramente superiores a las demandadas por el mecanismo, por lo que es necesario calcular los valores reales que ofrecerá nuestro motorreductor.

Como se ha comentado anteriormente, este cálculo está desarrollado en el anexo de cálculos, por lo que en este punto únicamente se citarán los resultados de este cálculo.

Las condiciones de salida reales de nuestro motor, que son las condiciones del tornillo de potencia, son las siguientes:

<i>N tornillo</i>	732 rpm
<i>M tornillo</i>	$4,18 \times 10^{-3} Nm$
<i>Potència</i>	0,32 W

Tabla 26. Condiciones reales del motor

Vemos que los valores de velocidad y potencia varían ligeramente de los marcados en el diseño de cálculo de modo que esto hará variar la velocidad final impuesta en el diseño del eje de la plataforma. Este punto lo veremos con más detalle en el siguiente apartado.

Al cumplir con los requisitos demandados, se determina que el motor seleccionado será el siguiente:

<b>Motor para mecanismo de engranajes</b>	Motor DC, serie 28.41
<b>Reductor para mecanismo de engranajes</b>	Reductor Gearbox K30

Tabla 27. Motor y reductor

### 7.11.2. Motoreductor del sistema de engranajes

Este motor será el encargado de accionar el tren de engranajes encargado de hacer girar la plataforma 90º para orientarla hasta la posición de recogida/descenso de la silla o a la posición de guardado.

Para comenzar la selección del motor se debe partir de tres factores, la velocidad de nuestro eje para girar en rpm, el par necesario que debe realizar el motor y la potencia que necesita. Estos tres valores se han calculado con anterioridad. De este modo sabemos que nuestro motor debe proporcionar los siguientes valores de velocidad, par y potencia:

<i>N</i>	18,75 rpm
----------	-----------

<i>Para</i>	6,4 Nm
<i>Potencia</i>	12,57 W
<i>Voltaje</i>	12 V

**Tabla 27.** Condiciones del motorreudctor

Para conseguir estas condiciones es necesario acoplar un reductor a nuestro motor ya que los motores del catálogo utilizado ofrecen una relación velocidad-par que no cumple con los requisitos. Como condición extra, el motor utilizado debe ser alimentado con un voltaje de 12 V ya que es el voltaje de la batería del coche y todo motor funcionará a partir de la batería del automóvil.

A partir de las condiciones demandadas en el motor se realiza la selección del motorreductor a partir del catálogo Kelvin:


## Motor

El motor seleccionado es un motor DC de la serie 42.85. Sus características son las siguientes:

<b>Valores nominales</b>	<b>Nominal values</b>				
Velocidad de giro	Speed	r.p.m.	2.670	3.070	2.000
Tensión	Voltaje	V	12	24	48
Intensidad	Courrent	A	3,05	1,71	0,6
Potencia	Power	W	20	22	15
Par	Torque	mNm	70	70	72
<b>Valores en vacío</b>	<b>No load values</b>				
Velocidad de giro	Speed	r.p.m.	3.920	4.010	2.800
<b>Valores al freno</b>	<b>Stall values</b>				
Par	Torque	mNm	219	298	210
Intensidad	Courrent	A	9	6,16	1,51

## Reductor

El tipo de reductor que se adapta mejor a nuestro motor y nuestras condiciones es el Gearbox K80, el cual permite alcanzar hasta los 8 Nm de par. Dentro de este modelo escogemos el que se adapta a nuestras condiciones.

			MOTORES DE C.C. - DC MOTORS					
			Serie/Series : 42.85					
			12 V			24 V		
Reducción Ratio $i = X:1$	Nº Pasos Stages	Factor de par Torque factor	Velocidad en vacío No load speed Vo (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed Vn (r.p.m.)	Par Nominal torque (N.m)	Velocidad en vacío No load speed Vo (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed Vn (r.p.m.)	Par Nominal torque (N.m)
9,9	2	8,02	396	270	0,56	405	310	0,56
12,0	2	9,72	327	223	0,68	334	256	0,68
16,0	2	12,96	245	167	0,91	251	192	0,91
23,6	3	17,20	166	113	1,20	170	130	1,20
28,8	3	21,00	136	93	1,47	139	107	1,47
36,9	3	26,90	106	72	1,88	109	83	1,88
40,0	3	29,16	98	67	2,04	100	77	2,04
45,0	3	32,81	87	59	2,30	89	68	2,30
53,3	3	38,86	74	50	2,72	75	58	2,72
60,0	3	43,74	65	45	3,06	67	51	3,06
64,0	3	46,66	61	42	3,27	63	48	3,27
69,1	4	45,34	57	39	3,17	58	44	3,17
86,4	4	56,69	45	31	3,97	46	36	3,97
92,2	4	60,49	43	29	4,23	43	33	4,23
96,0	4	62,99	41	28	4,41	42	32	4,41
108,0	4	70,86	36	25	4,96	37	28	4,96
120,0	4	78,73	33	22	5,51	33	26	5,51
128,0	4	83,98	31	21	5,88	31	24	5,88
135,0	4	88,57	29	20	6,20	30	23	6,20
150,0	4	98,42	26	18	6,89	27	20	6,89
160,0	4	104,98	25	17	7,35	25	19	7,35
180,0	4	118,10	22	15		22	17	
200,0	4	131,22	20	13		20	15	
240,0	4	157,46	16	11		17	13	
259,2	5	153,06	15	10	Ex par/torque máx. 8 N.m	15	12	Ex par/torque máx. 8 N.m
288,0	5	170,06	14	9		14	11	
360,0	5	212,58	11	7,4		11	9	
400,0	5	236,20	10	6,7		10	8	
500,0	5	295,25	8	5		8	6	
600,0	5	354,29	7	4		7	5	
800,0	5	472,39	5	3,3	5	4		
1.024,0	5	604,66	4	2,6	4	3		
2.250,0	6	1195,74	2	1,2		2	1,4	
2.880,0	6	1530,55	1	1		1	1,1	

Reducción Ratio $i = X:1$	Nº Pasos Stages	Factor de par Torque factor	Velocidad en vacío No load speed Vo (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed Vn (r.p.m.)	Par Nominal torque (N.m)	Velocidad en vacío No load speed Vo (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed Vn (r.p.m.)	Par Nominal torque (N.m)
150,0	4	98,42	26	18	6,89	27	20	6,89

Figura 7.45. Motor escogido (Kelvin [21])

Mediante esta información se puede comprobar que el motorreductor tiene una velocidad y par nominales ligeramente superiores a las demandadas por el mecanismo, por lo que es necesario calcular los valores reales que ofrecerá nuestro motorreductor.

Como se ha comentado anteriormente, este cálculo está desarrollado en el anexo de cálculos, por lo que en este punto únicamente se citarán los resultados de este cálculo.

Las condiciones de salida reales de nuestro motor, que son las condiciones del engranaje 1, son las siguientes:

*Condiciones engranaje 1*

$n_1$	48,519 rpm
$M_1$	2,5 Nm
Potència	12,71 W

**Tabla 27.** Condiciones del motorreudctor

Vemos que los valores de velocidad y potencia varían ligeramente de los marcados en el diseño de cálculo de modo que esto hará variar la velocidad final impuesta en el diseño del eje de la plataforma. Este punto lo veremos con más detalle en el siguiente apartado.

Al cumplir con los requisitos demandados, se determina que el motor seleccionado será el siguiente:

<b>Motor para mecanismo de engranajes</b>	Motor DC, serie 42.85
<b>Reductor para mecanismo de engranajes</b>	Reductor Gearbox K80

**Tabla 28.** Motor y reductor escogidos**7.11.3. Motoreductor de elevación/descenso de la silla de ruedas**

Este motor es el encargado de poner en marcha el eje encargado de elevar o descender la silla de ruedas.

Para comenzar la selección del motor se debe partir de tres factores, la velocidad de nuestro eje para girar en rpm, el par necesario que debe realizar el motor y la potencia que necesita. Estos tres valores se han desarrollado anteriormente.

De este modo sabemos que nuestro motor debe proporcionar los siguientes valores de velocidad, par y potencia:

*Condiciones de salida del reductor*

<i>n eje</i>	63,66 rpm
<i>Par eje</i>	16,5 Nm
<i>Potencia</i>	110 W
<i>Voltaje</i>	12 V

**Tabla 29.** Condiciones motorreductor

Para conseguir estas condiciones es necesario acoplar un reductor a nuestro motor ya que los motores del catálogo utilizado ofrecen una relación velocidad-par que no cumple con los requisitos. Como condición extra, el motor utilizado debe ser alimentado con un voltaje de 12 V ya que es el voltaje de la batería del coche y todo motor funcionará a partir de la batería del automóvil.

A partir de las condiciones demandadas en el motor se realiza la selección del motorreductor a partir del catálogo Kelvin:


**Motor**

El motor seleccionado es un motor DC de la serie 81.185. Sus características son las siguientes:

<b>Valores nominales</b>	<b>Nominal values</b>		<b>81.153</b>		<b>81.185</b>	
Velocidad de giro	Speed	r.p.m.	3.000	3.000	3.000	3.000
Tensión	Voltaje	V	12	24	12	24
Intensidad	Courrent	A	12	6	21,5	10,8
Potencia	Power	W	100	100	180	180
Par	Torque	mNm	310	310	570	570

**Reductor**

El tipo de reductor que se adecua mejor a nuestro motor y nuestras condiciones es el Gearbox K200, el cual permite alcanzar hasta los 20 Nm de par. Dentro de este modelo escogemos el que se adapta en cuanto a par y velocidad a nuestras condiciones.

			MOTORES DE C.C. - DC MOTORS					
			Serie/Series : 81.185					
			12 V			24 V		
Reducción Ratio $i = X:1$	Nº Pasos Stages	Factor de par Torque factor	Velocidad en vacío No load speed Vo (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed Vn (r.p.m.)	Par Nominal Nominal torque (N.m)	Velocidad en vacío No load speed Vo (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed Vn (r.p.m.)	Par Nominal Nominal torque (N.m)
5,01	2	4,06	639	559	2,31	659	599	2,31
7,65	2	6,20	418	366	3,53	431	392	3,53
9,81	2	7,95	326	285	4,53	336	306	4,53
12,31	3	8,97	260	227	5,12	268	244	5,12
15,04	3	10,96	213	186	6,25	219	199	6,25
18,78	3	13,89	170	149	7,80	176	160	7,80
20,39	3	14,86	157	137	8,47	162	147	8,47
22,95	3	16,73	139	122	9,54	144	131	9,54
27,07	3	19,73	118	103	11,25	122	111	11,25
29,45	3	21,47	109	95	12,24	112	102	12,24
34,74	3	25,33	92	81	14,44	95	86	14,44
39,92	3	29,10	80	70	16,59	83	75	16,59
45,14	4	29,62	71	62	16,88	73	66	16,88
50,06	4	32,84	64	56	18,72	66	60	18,72
56,35	4	36,97	57	50	20,00	59	53	20,00
68,87	4	45,19	46	41	Ex par/torque máx. 25 N.m	48	44	Ex par/torque máx. 25 N.m
76,38	4	50,11	42	37		43	39	
88,36	4	57,97	36	32		37	34	
98,00	4	64,30	33	29		34	31	
119,78	4	78,59	27	23		28	25	
162,37	4	106,53	20	17		20	18	
187,49	5	110,71	17	15		18	16	
199,39	5	117,74	16	14		17	15	
209,31	5	123,60	15	13		16	14	
229,15	5	135,31	14	12		14	13	
255,82	5	151,06	13	11	13	12		
270,20	5	159,55	12	10,4	12	11		
294,00	5	173,60	11	9,5	11	10		
346,78	5	204,77	9	8	10	9		
398,54	5	235,33	8	7	8	8		

Reducción Ratio $i = X:1$	Nº Pasos Stages	Factor de par Torque factor	Velocidad en vacío No load speed Vo (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed Vn (r.p.m.)	Par Nominal Nominal torque (N.m)	Velocidad en vacío No load speed Vo (r.p.m.)	Velocidad nominal Nominal speed Vn (r.p.m.)	Par Nominal Nominal torque (N.m)
45,14	4	29,62	71	62	16,88	73	66	16,88

Figura 7.46. Motor escogido (Kelvin [21])

Mediante esta información se puede comprobar que el motorreductor tiene una velocidad y par nominales ligeramente superiores a las demandadas por el mecanismo, por lo que es necesario calcular los valores reales que ofrecerá nuestro motorreductor.



Como se ha comentado anteriormente, este cálculo está desarrollado en el anexo de cálculos, por lo que en este punto únicamente se citarán los resultados de este cálculo.

Las condiciones de salida reales de nuestro motor, que son las condiciones del eje, son las siguientes:

*Características eje de salida*

$n_{eje}$	65,412 rpm
$M_{eje}$	16,5 Nm
Potencia	113,025 W

**Tabla 29.** Condiciones reales motorreductor

Vemos que los valores de velocidad y potencia varían ligeramente de los marcados en el diseño de cálculo de modo que esto hará variar la velocidad final impuesta en el diseño del eje de la plataforma. Este punto lo veremos con más detalle en el siguiente apartado.

Al cumplir con los requisitos demandados, se determina que el motor seleccionado será el siguiente:

<b>Motor para elevación/descenso silla</b>	Motor DC, serie 81.185
<b>Reductor para elevación/descenso silla</b>	Reductor Gearbox K200

**Tabla 30.** Motor y reductor escogidos

## 7.12. Valores después de la selección del motor.

En este apartado se determinarán cuáles son las características del mecanismo una vez se han escogido los motores, es decir, en el diseño del mecanismo se han impuesto unos valores de velocidad y potencia los cuales se han visto afectados por la selección del motor tal y como se ha visto en el apartado anterior, por ello este apartado incluye todas aquellas características del mecanismo que han variado respecto al diseño inicial.

Por lo que respecta al tornillo de potencia, se fijó en el diseño inicial una velocidad de giro de 580,8 rpm y una potencia de 0,42 W. Con estas condiciones, el carro tardaba un total de 5 s en realizar el recorrido total de 92 cm desde el interior de la cubierta hasta el exterior y viceversa, pero estas condiciones se han visto afectadas después de la selección del motor.

El motorreductor escogido ha sido el motor serie 28.41 junto con un reductor  $k30$ , lo que ha impuesto una velocidad y potencia reales, las cuales son similares a las de diseño. Esta velocidad y potencia de salida reales en el tornillo son de  $615 \text{ rpm}$  y  $0,444 \text{ W}$  respectivamente, lo que hará variar el tiempo de recorrido del carro. Este tiempo está fijado con las condiciones reales en el tornillo de potencia, de modo que si el tornillo gira a  $615 \text{ rpm}$  esto indica que el carro demorará  $4,72 \text{ segundos}$  en desplazarse desde el punto inicial hasta el punto final. Además, la velocidad lineal del carro será de  $194,92 \text{ mm/s}$ .

Una vez llegado el carro al final de carrera entra en juego el giro de la plataforma. Las condiciones de diseño de este giro imponían una velocidad de  $18,75 \text{ rpm}$  y una potencia de  $12,57 \text{ W}$  en el engranaje número 1, que es el que va acoplado al motor. Estas condiciones implicaban que la plataforma tardase un tiempo de  $5 \text{ segundos}$  en realizar el giro ya que el eje de la plataforma giraba a  $3 \text{ rpm}$ , pero después de la selección del motor estos valores se han visto afectados.

El motorreductor escogido ha sido el motor serie 42.85 y el reductor  $k80$ , lo que ha impuesto una velocidad y potencia reales en el engranaje número 1 de  $17,16 \text{ rpm}$  y  $11,5 \text{ W}$  respectivamente. Estos nuevos valores hacen variar el tiempo de giro de la plataforma, por lo que partiendo de estos nuevos valores y sabiendo que el eje de giro tendrá una velocidad de  $2,74 \text{ rpm}$  después del motor, el tiempo que tarda la plataforma en girar será de  $5,47 \text{ segundos}$ .

Por último, después del giro de la plataforma viene el descenso de la silla de ruedas. Los valores de diseño de este proceso imponían una velocidad de  $63,66 \text{ rpm}$  y una potencia de  $110 \text{ W}$  en el eje, pero estos valores se han visto afectados después de la selección del motor. La velocidad y potencia reales en el eje después de la selección son de  $65,41 \text{ rpm}$  y  $113,025 \text{ W}$ , lo que implica una variación en el tiempo de diseño fijado para el descenso de la silla. Este nuevo tiempo, partiendo de los valores reales del motorreductor, será de  $3,84 \text{ segundos}$ , cuando antes estaba fijado en 4 segundos.

De este modo, podemos determinar el tiempo que tarda el mecanismo en realizar la operación de guardado o entrega de la silla de ruedas. Para ello partimos de los tiempos que tarda cada uno de los procesos:

### *Tiempos de actuado*

<i>Avance carro</i>	<i>Giro plataforma</i>	<i>Ascenso – descenso silla</i>
<b>4,72 s</b>	<b>5,47 s</b>	<b>3,84 s</b>

**Tabla 31.** Tiempos de actuado

$$\textit{Tiempo total entrega de silla} \rightarrow \sum \textit{Tiempos} \rightarrow 14 \textit{ segundos}$$

Este es el tiempo que tarda el mecanismo en entregar la silla de ruedas, por lo que es el tiempo que tarda en realizar la mitad del proceso ya que faltaría le tiempo de guardado, pero este tiempo será tomado como el mismo que tarda en realizar la entrega, de modo que el tiempo total que llevará al mecanismo en realizar la totalidad de la operación de guardado o entrega de la silla es el siguiente:

$$\textit{Tiempo total de la operación} \rightarrow 28 \textit{ segundos}$$

Hay que destacar que en este tiempo no está incluida la demora del conductor en pasar el gancho por la silla para elevarla o en retirarlo para recogerla. Este tiempo es el del mecanismo cuando trabaja.

## 8. Movimientos del mecanismo

Hasta ahora se han explicado los movimientos que debe realizar el mecanismo pero no se han podido observar. A continuación se muestran estos tres movimientos que realiza después de diseñar el mecanismo mediante SolidWorks.

### 8.1. Movimiento de avance del carro

Este es el movimiento que debe realizar el mecanismo para salir desde la posición de reposo dentro de la cubierta hasta el exterior para recoger la silla. El movimiento se muestra a continuación.

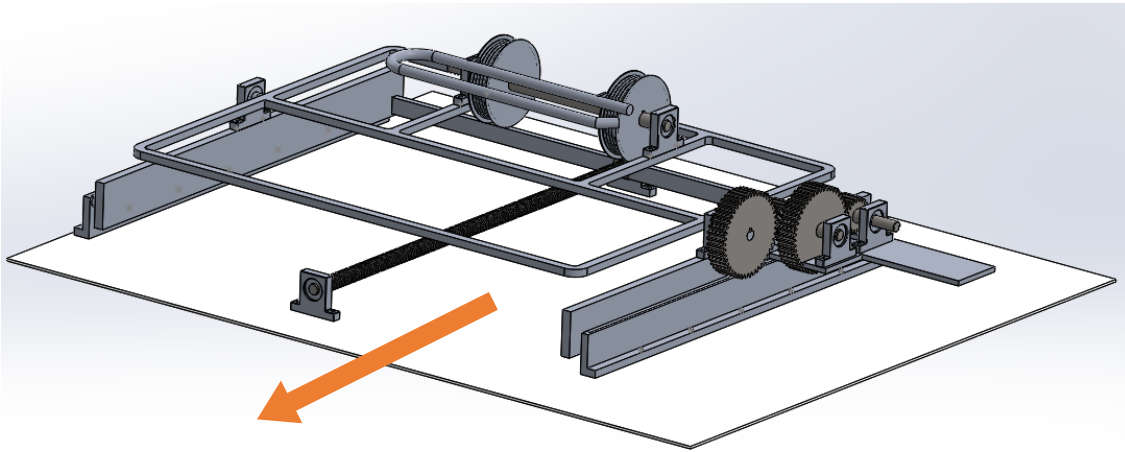


Figura 8.1. Posición de reposo del mecanismo (SolidWorks)

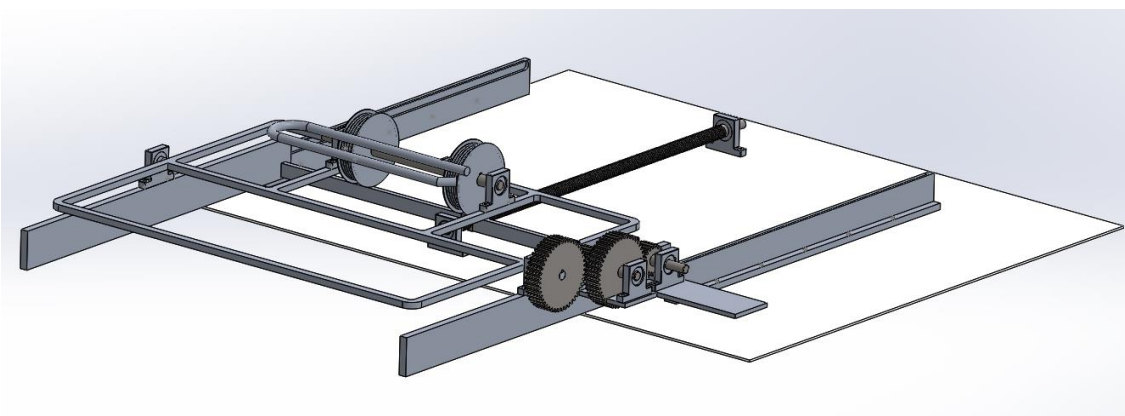


Figura 8.2 Carrera final del avance (SolidWorks)

Se puede observar como el mecanismo pasa de estar en el interior de la cubierta al exterior. Como se ha explicado antes esto es debido a la acción del tornillo de potencia que desplaza el mecanismo sobre las guías.

## 8.2. Movimiento de giro de la plataforma

Este movimiento es el que realiza la plataforma para posicionarse coincidente con el plano donde está situada la silla de ruedas. El movimiento se muestra a continuación.

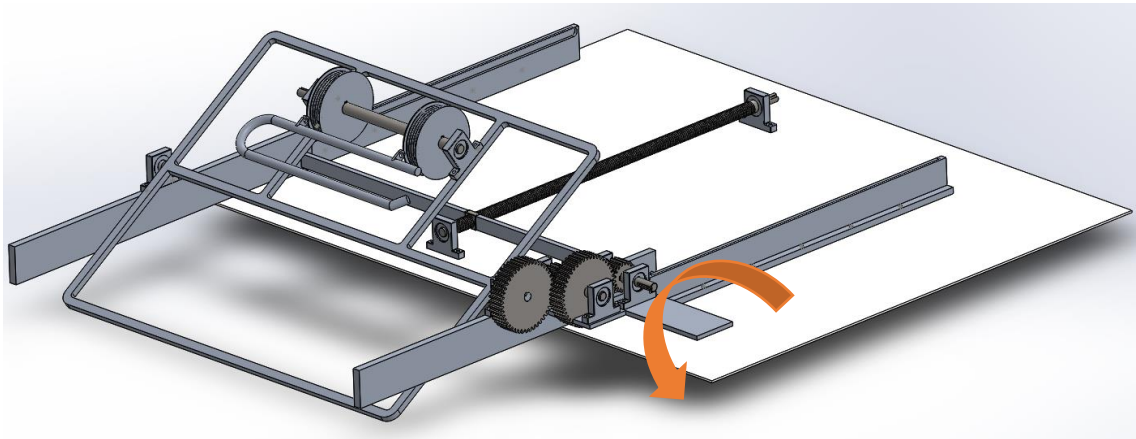


Figura 8.3. Giro de la plataforma (SolidWorks)

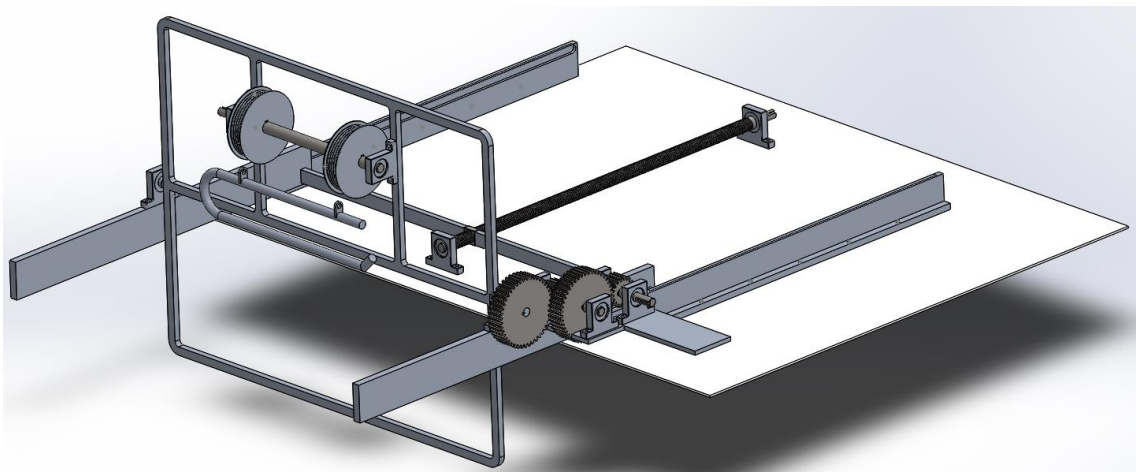


Figura 8.4. Giro de la plataforma (SolidWorks)

Se puede observar como la plataforma gira el total de 90°. Esto es debido a la acción del sistema de engranajes que se puede apreciar en la parte inferior de la imagen, al cual va acoplado el bulón de dicha plataforma.

### 8.3. Descenso del gancho

Este movimiento produce el descenso del gancho para recoger la silla de ruedas. Se muestra a continuación:

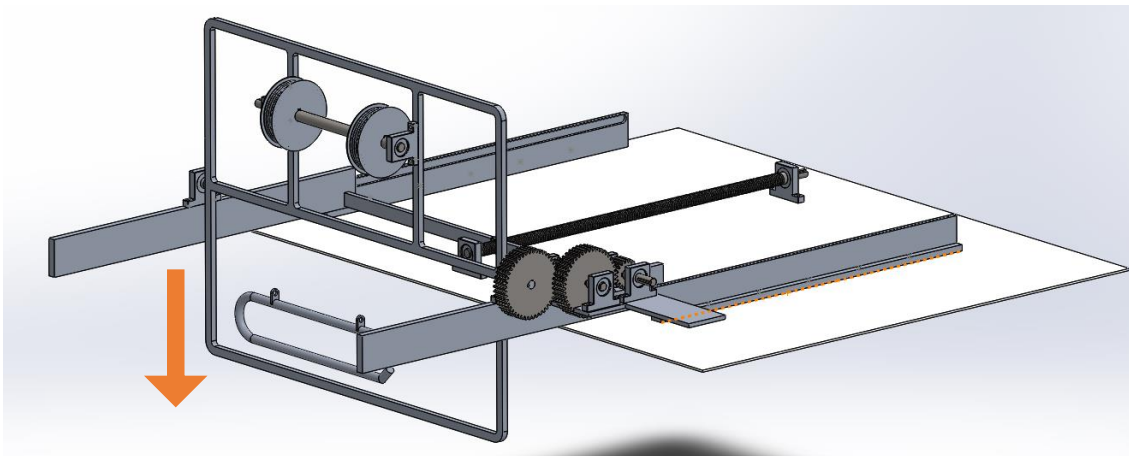


Figura 8.5. Descenso del gancho (SolidWorks)

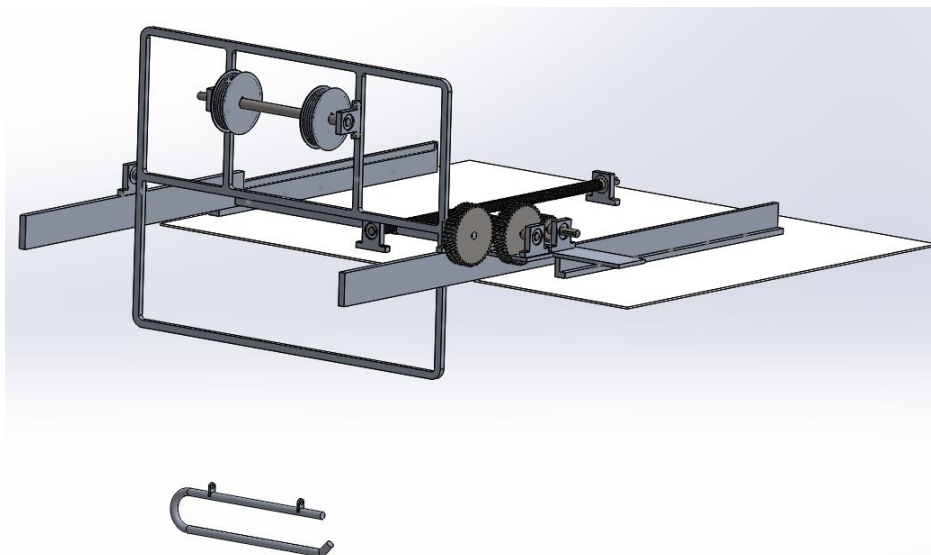


Figura 8.6. Descenso del gancho (SolidWorks)

Se puede apreciar como el gancho desciende hasta la altura de la silla.

Hay que destacar que para el diseño en SolidSorks del mecanismo no se han diseñado ni los motores ni los cables de acero por lo que no aparecen en las imágenes como se puede apreciar. Esto es debido a que no son necesarios realizarlos para obtener su simulación.

Aunque los motores no han sido representados, si se ha tenido en cuenta su ubicación en el mecanismo.

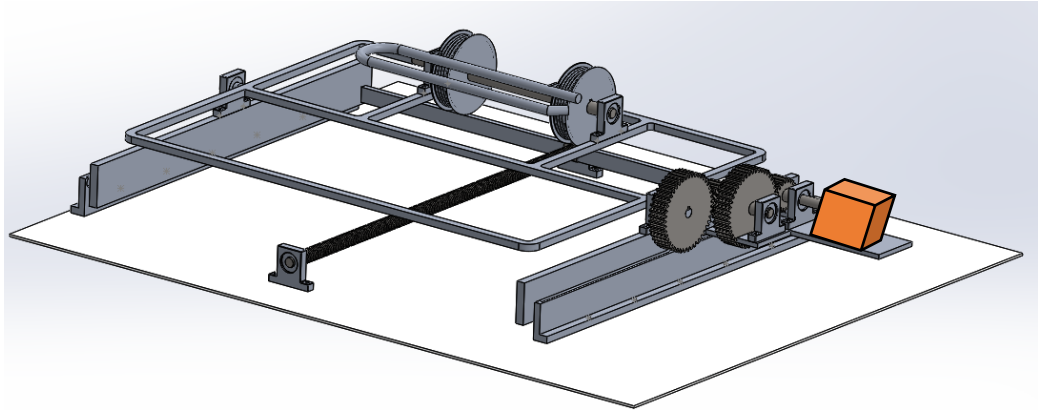


Figura 8.7. Ubicación motor serie 42.85 y reductor K80 (SolidWorks)

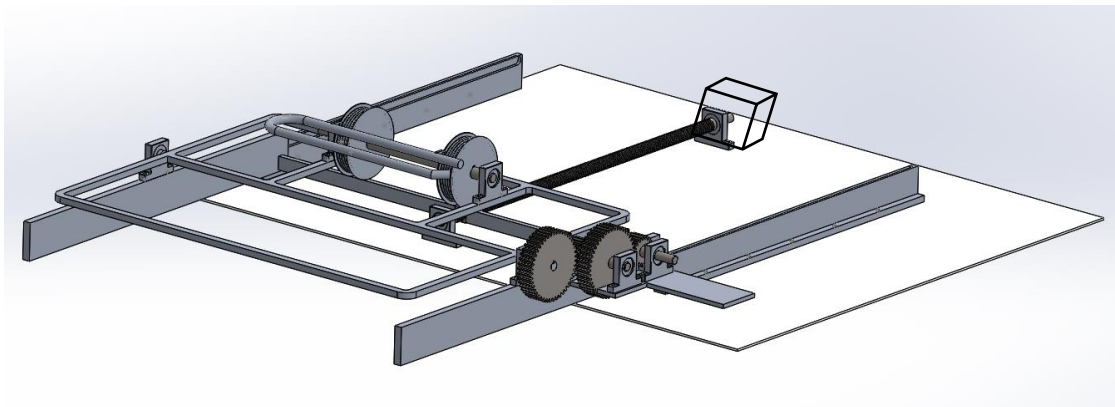


Figura 8.8. Ubicación motor serie 28.41 y reductor K30 (SolidWorks)

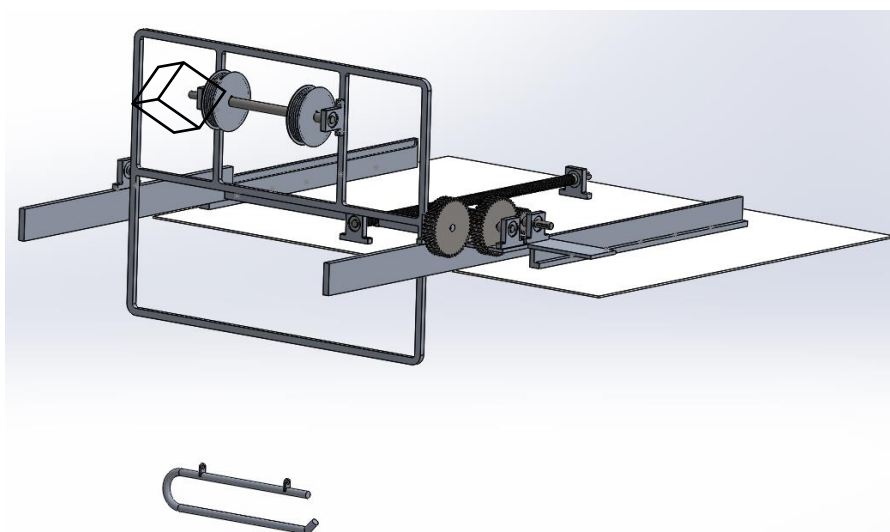


Figura 8.9. Ubicación motor serie 81.185 y reductor K200 (SolidWorks)



## 9. Materiales utilizados

En este apartado se especifican los materiales utilizados para cada parte del mecanismo.

<b><i>Eje elevador de la silla</i></b>	<i>Acero inoxidable AISI 304</i>
<b><i>Eje engranaje 1</i></b>	<i>Acero inoxidable AISI 304</i>
<b><i>Eje engranaje 2 – 3</i></b>	<i>Acero inoxidable AISI 304</i>
<b><i>Engranajes (todos ellos)</i></b>	<i>Acero inoxidable AISI 304</i>
<b><i>Chavetas</i></b>	<i>Acero inoxidable AISI 304</i>
<b><i>Tornillo de potencia</i></b>	<i>Acero inoxidable AISI 304</i>
<b><i>Plataforma</i></b>	<i>Aleación Aluminio – Magnesio 5086</i>
<b><i>Soporte de la plataforma</i></b>	<i>Aleación Aluminio – Magnesio 5086</i>
<b><i>Soporte de las guías</i></b>	<i>Aleación Aluminio – Magnesio 5086</i>
<b><i>Gancho</i></b>	<i>Aleación Aluminio – Magnesio 5086</i>
<b><i>Cables</i></b>	<i>Acero inoxidable</i>
<b><i>Cubierta exterior</i></b>	<i>Plástico Polipropileno</i>
<b><i>Tambores</i></b>	<i>Según fabricante</i>
<b><i>Rodamientos</i></b>	<i>Según fabricante</i>
<b><i>Guías</i></b>	<i>Según fabricante</i>

A continuación se explican las características de los materiales del mecanismo.

### 9.1. Acero inoxidable AISI 304

Este material será utilizado para la fabricación de los ejes del mecanismo (eje elevador de la silla, eje del engranaje 1 y eje del engranaje 2-3), también se utilizará para la fabricación de los 4 engranajes y para las chavetas encargadas de acoplar los ejes con los engranajes.

Ha sido escogido ya que es uno de los más usados de la serie 300 ya que tiene unas propiedades mecánicas elevadas capaces de soportar grandes esfuerzos y tiene una excelente resistencia a la corrosión, principal motivo de su elección. Cabe recordar que este mecanismo estará en contacto con el medio ambiente por lo que hay que disminuir lo máximo posible el efecto de la corrosión.

Las propiedades de este material son las siguientes:

**Composición química**

	% C	%Cr	%Ni
<b>AISI 304</b>	< 0,07	17 – 19,5	8 – 10,5

**Tabla 32.** Composición química

**Propiedades mecánicas**

<b>Resistencia a la fluencia (<math>\sigma_f</math>)</b>	~310 MPa
<b>Resistencia a la tracción (<math>\sigma_t</math>)</b>	540 – 720 MPa
<b>Dureza Brinell</b>	160 – 190
<b>Módulo de Elasticidad</b>	190 – 210 GPa
<b>Densidad</b>	7,8

**Tabla 33.** Propiedades mecánicas

## 9.2. Aleación Aluminio-Magnesio 5086

Esta aleación de aluminio se utilizará para la fabricación de la plataforma que contiene la silla, el soporte de la plataforma, el gancho encargado de la sujeción de la silla y el soporte de las guías.

Este material ha sido escogido debido a su buena resistencia a la corrosión y aun que su resistencia a la rotura sea más baja que en aceros, es suficiente para soportar las fuerzas a las que están sometidas la plataforma, los soportes y los ganchos.

Para la protección de este material se aplicará un tratamiento superficial anodizado, que es un proceso químico electrolítico por el que se permite obtener de manera artificial espesores de la capa

de alúmina que genera el aluminio mayores que los que se forman naturalmente. Además este acabado aumenta la dureza superficial teniendo mayor resistencia a la abrasión y desgaste y es una capa más duradera que las obtenidas por pinturas.

Las propiedades de este material son las siguientes:

**Composición química**

<i>% Si</i>	<i>% Fe</i>	<i>% Cu</i>	<i>% Mn</i>	<i>% Mg</i>	<i>% Cr</i>	<i>% Zn</i>	<i>% Ti</i>	<i>% Al</i>
<b>0,4</b>	0,5	0,1	0,2 – 0,7	3,5 – 4,5	0,05 – 0,25	0,25	0,15	<i>El resto</i>

**Tabla 34.** Composición química

**Propiedades mecánicas**

<b>Módulo de Elasticidad</b>	71000 MPa
<b>Dureza brinell</b>	63 – 86
<b>Carga de rotura</b>	270 – 330 MPa
<b>Densidad</b>	2,66 gr/cm <sup>3</sup>

**Tabla 35.** Propiedades mecánicas

### 9.3. Otros materiales

- **Fibra de vidrio:** Para la cubierta exterior del mecanismo se utilizará fibra de vidrio. Se ha escogido este material ya que es ligero y resistente.
- **Acero para los cables:** Los cables encargados de la elevación y descenso de la silla de ruedas serán de acero inoxidable. Estos cables estarán bañados en zinc para evitar la corrosión.
- **Material externo:** En los elementos como los rodamientos, las guías o los tambores, el material lo determina el fabricante.

## 10. Rodamientos del mecanismo

### 10.1. Rodamientos eje elevador

Para escoger los rodamientos sobre los cuales girará el eje encargado de elevar y descender la silla de ruedas debemos tener en cuenta su diámetro.

El diámetro nominal de dicho eje es de  $26\text{ mm}$ , de modo que este se deberá ver reducido en sus extremos donde van situados los rodamientos. Para nuestro rodamiento se ha decidido partir de un diámetro nominal de  $20\text{ mm}$ .

Este diámetro, sin embargo, debe tener unas tolerancias para ajustarse correctamente al rodamiento. Para ello recurriremos a las tablas donde se indican las tolerancias mínimas de un eje a la hora de ajustarlo a un rodamiento. La tabla es la siguiente:

Carga Rotatoria en Aro Interior o Dirección de Carga Indeterminada	Carga Ligera ( $< 0.06 C_r$ (!)) Carga Variable	Bombas, Ventiladores, Vehículos de Transporte, Maquinaria de Precisión, Maquinaria-Herramienta.	18~100	< 40	—	js6(j6)	Se puede usar k6 y m6 para rodamientos de una hilera de rodillos cónicos y rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular, en lugar de k5 y m5.
			100~200	40~140	—	k6	
				140~200	—	m6	
	Carga Normal (0.06 to 0.13 $C_r$ (!))	Aplicaciones Generales de Rodamientos, Motores Medios y Grandes, Bombas, Turbinas, Rodamientos Principales de Motores Engranajes, Maquinaria para la Madera.	< 18	—	—	js5~6(j5~6)	Se puede usar k6 y m6 para rodamientos de una hilera de rodillos cónicos y rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular, en lugar de k5 y m5.
			18~100	< 40	< 40	k5~6	
			100~140	40~100	40~65	m5~6	
			140~200	100~140	65~100	m6	
			200~280	140~200	100~140	n6	
			—	200~400	140~280	p6	
			—	—	280~500	r6	

Figura 10.1. Tabla tolerancias rodamientos ([22])

Para poder determinar el juego se escoge un rodamiento de bolas para una carga normal, de modo que si nuestro diámetro es de  $20\text{ mm}$  esto nos deja una tolerancia  $k5$ , por lo que se tendrá un ajuste de interferencia.

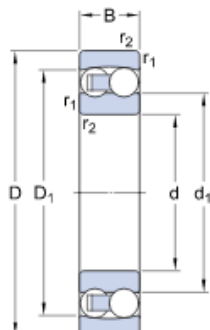
Se determinan a continuación los valores de la tolerancia del eje a partir de las tablas normalizadas de tolerancias que encontramos en los anexos. De esta manera, se comprueba que la tolerancia del eje es de  $9\text{ }\mu\text{m}$ , lo que deja una desviación inferior de  $+2$  y una superior de  $+11$ . El diámetro del eje será el siguiente:

$$20\text{ k}5 \rightarrow 20^{+0,011}_{+0,002}$$

Ahora se procede a la selección del rodamiento. Se realizará mediante el catálogo de SKF. El rodamiento escogido es el siguiente:

SFK 1204 ENT9

Este rodamiento presenta las siguientes características:



d	20	mm
D	47	mm
B	14	mm
d <sub>1</sub>	≈ 28.88	mm
D <sub>1</sub>	≈ 40	mm

Figura 10.2. Rodamiento SFK 1204 ENT9 (SFK [23])

Vemos que el rodamiento indica el diámetro del aro exterior, en este caso 47 mm, por lo que también se debe determinar el diámetro que debe tener el agujero del cojinete que aloja el rodamiento. Para ello se recurren otra vez a las tablas de tolerancias aconsejadas.

Esta tabla determina el juego del rodamiento-cojinete en función del aro del rodamiento (exterior o interior) donde rota la carga y en función del alojamiento. Se presenta a continuación:

Dirección de Carga	Indeterminada	Normales	Rodamiento Principal de Eje de Cigüeñal Motores Grandes y Medios	Imposible	Desplazamiento axial del aro exterior	
		Cargas Ligeras y Normales	JS7(J7)	Posible	El desplazamiento axial del aro exterior es necesario	
Alojamiento Sólido o Partido	Carga Rotatoria en Aro Interior	Cargas de Todo Tipo	Aplicaciones Generales de Rodamientos Cajas de Ejes de Ferrocarril	H7	Desplazamiento Fácil	—
		Cargas Normales y Ligeras	Soportes de Fundición	H8		
		Altos Incrementos de Temperatura en Aro Interior a través del eje.	Secadoras de Papel	G7		
Alojamiento Sólido	Dirección de Carga Indeterminada	Es deseable un funcionamiento preciso bajo cargas normales y ligeras.	Rodamiento a bolas trasero de cabezal de rectificadora. Rodamientos libres de alta velocidad de compresores centrífugos.	JS6(J6)	Posible	—
			Rodamiento a bolas frontal de cabezal de rectificadora. Rodamientos fijos de alta velocidad de compresores centrífugos.	K6	Generalmente Imposible	
	Carga Rotatoria en Aro Interior	Se desea alta rigidez y funcionamiento preciso bajo cargas variables	Rodamiento de Rodillos Cilíndricos para Cabezal Principal de Máquina-Herramienta	M6 ó N6	Imposible	
		Se requiere un nivel	Electrodinámicas		Fácilmente	

Figura 10.3. Tabla tolerancias soporte rodamientos ([22])

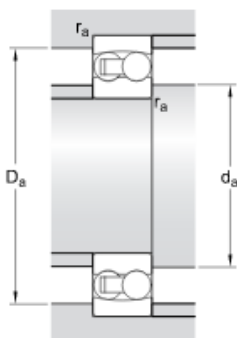
En el caso que se presenta, se dispone de un rodamiento donde la carga del rodamiento gira en el aro interior, lo que se traduce en la tabla como Carga Rotatoria en aro Interior, y esta carga se selecciona como Cargas de todo tipo. Además se utilizará un alojamiento sólido.

Con estos parámetros, nos queda una tolerancia H7, de modo que el agujero del cojinete no tendrá un ajuste de interferencia. Esto es debido a que la carga actúa siempre en la misma dirección, por lo que no forzara al aro exterior a girar sobre el cojinete.

Se determinan a continuación los valores de la tolerancia del eje a partir de las tablas normalizadas de tolerancias. De esta manera, se comprueba que la tolerancia del eje es de  $18 \mu m$ , lo que deja una desviación inferior de  $0 \mu m$  y una superior de  $+18 \mu m$ . El diámetro de nuestro eje será el siguiente:

$$47 H7 \rightarrow 47_{+0}^{+0,018}$$

Además, este catálogo marca unas dimensiones de los resaltes mínimas y máximas, las cuales se ven a continuación:



$d_a$	min.	25.6	mm
$D_a$	max.	41.4	mm
$r_a$	max.	1	mm

**Figura 10.4.** Rodamiento SFK 1204 ENT9 (SFK [23])

Se puede apreciar en la **figura 9.4** que el diámetro mínimo del eje  $d_a$  para este rodamiento debe ser de  $25,6 mm$ . En el eje que se ha dimensionado este diámetro es de  $26 mm$ , por lo que se cumple con la dimensión mínima.

Además, indica que el resalte del soporte debe ser como máximo de  $41,4 mm$ .

Por último, se han realizado los cálculos de vida útil del rodamiento, los cuales se encuentran desarrollados en el anexo de cálculos.

*Vida nominal rodamientos eje elevador  $\rightarrow 4 \cdot 10^8$  horas de funcionamiento*

## 10.2. Rodamientos bulones de la plataforma

Para escoger los rodamientos sobre los cuales girará la plataforma debemos tener en cuenta su diámetro.

En este caso, los bulones de la plataforma tienen el mismo diámetro que el eje elevador de la silla (26 mm), de modo que se escogerían los mismos rodamientos que se han utilizado para el eje elevador.

Se recuerda que el diámetro escogido de aro interior para este rodamiento es de 20 mm y siguiendo la selección de la tabla de la **figura 9.1** se comprueba que el eje necesita el ajuste *k5* ya que la carga rotatoria se encuentra en el aro interior, con una carga normal y un rodamiento de bolas de modo que igual que en el apartado anterior, el eje tendrá el diámetro con las tolerancias siguientes:

$$20 \text{ } k5 \rightarrow 20_{+0,002}^{+0,011}$$

Por lo que el rodamiento escogido es el siguiente:

*SFK 1204 ENT9*

Al ser el mismo rodamiento que el escogido para el eje elevador, el diámetro del aro exterior debe ser de 47 mm, de modo que siguiendo la tabla de la **figura 9.3** y sabiendo que la carga rotatoria se encuentra en el aro interior, el juego del rodamiento será un *H7*. Así que el diámetro del soporte será el siguiente:

$$47 \text{ } H7 \rightarrow 47_{+0}^{+0,018}$$

Además, este catálogo marca unas dimensiones de los resaltes mínimas y máximas, las cuales están reflejadas en la **figura 9.4**, así que el diámetro mínimo del eje  $d_a$  para este rodamiento debe ser de 25,6 mm. En el eje que se ha dimensionado este diámetro es de 26 mm, por lo que se cumple con la dimensión mínima.

Por último, se han realizado los cálculos de vida útil del rodamiento, los cuales se encuentran desarrollados en el anexo de cálculos.

*Vida nominal rodamientos eje elevador*  $\rightarrow 8,2 \cdot 10^7$  horas de funcionamiento

### 10.3. Rodamientos tornillo de potencia

Para escoger los rodamientos sobre los cuales girará el tornillo de potencia debemos tener en cuenta su diámetro.

En este caso, el eje exterior del tornillo de potencia tiene un diámetro de  $28,575 \text{ mm}$ , de modo que como su diámetro es parecido al de los ejes, se escogerían los mismos rodamientos que se han utilizado para estos.

Se recuerda que el diámetro escogido de aro interior para este rodamiento es de  $20 \text{ mm}$  y siguiendo la selección de la tabla de la **figura 9.1**, carga giratoria en aro interior y carga normal (no variable), se comprueba que el eje necesita el ajuste  $k5$  de modo que igual que en el apartado anterior, el eje tendrá el diámetro con las tolerancias siguientes:

$$20 \text{ k5} \rightarrow 20_{+0,002}^{+0,011}$$

Por lo que el rodamiento escogido es el siguiente:

*SFK 1204 ENT9*

Al ser el mismo rodamiento que el escogido para ambos ejes, el diámetro del aro exterior debe ser de  $47 \text{ mm}$ , de modo que siguiendo la tabla de la **figura 9.3** y sabiendo que la carga rotatoria se encuentra en el aro interior, el juego del rodamiento será un  $H7$ . Así que el diámetro del soporte será el siguiente:

$$47 \text{ H7} \rightarrow 47_{+0}^{+0,018}$$

Además, este catálogo marca unas dimensiones de los resaltes mínimas y máximas, las cuales están reflejadas en la **figura 9.4**, así que el diámetro mínimo del eje  $d_a$  para este rodamiento debe ser de  $25,6 \text{ mm}$ . En el eje que se ha dimensionado este diámetro es de  $28,575 \text{ mm}$ , por lo que se cumple con la dimensión mínima.

Por último, se han realizado los cálculos de vida útil del rodamiento, los cuales se encuentran desarrollados en los anexos de cálculos.



## 10.4. Rodamientos ejes engranajes

Los ejes encargados de la rotación de los engranajes tienen un diámetro de  $26\text{ mm}$ , igual que los ejes vistos anteriormente, por lo que se seguirá el mismo proceso de selección de rodamientos que para los otros ejes.

Se recuerda que el diámetro escogido de aro interior para estos rodamientos es de  $20\text{ mm}$  y siguiendo la selección de la tabla de la **figura 9.1** se comprueba que los ejes necesitan un ajuste  $k5$  ya que la carga rotatoria se encuentra en el aro interior, con una carga normal y un rodamiento de bolas, de modo que igual que en el apartado anterior, el eje tendrá el diámetro con las tolerancias siguientes:

$$20\ k5 \rightarrow 20_{+0,002}^{+0,011}$$

Por lo que los rodamientos escogidos es el siguiente:

*SFK 1204 ENT9*

Al ser los mismos rodamiento que el escogido para el eje elevador, el diámetro del aro exterior debe ser de  $47\text{ mm}$ , de modo que siguiendo la tabla de la **figura 9.3** y sabiendo que la carga rotatoria se encuentra en el aro interior, el juego de los rodamientos será un  $H7$ . Así que el diámetro de los soportes será el siguiente:

$$47\ H7 \rightarrow 47_{+0}^{+0,018}$$

Además, este catálogo marca unas dimensiones de los resaltes mínimas y máximas, las cuales están reflejadas en la **figura 9.4**, así que los diámetros mínimos de los ejes  $d_a$  para estos rodamiento debe ser de  $25,6\text{ mm}$ . Los ejes de los engranajes, que tienen todos el mismo diámetro, este es de  $26\text{ mm}$ , por lo que se cumple con la dimensión mínima.

Por último, se han realizado los cálculos de vida útil del rodamiento, los cuales se encuentran desarrollados en el anexo de cálculos.

### *Vida nominal de los rodamientos de los ejes de los engranajes*

<i>Rodamientos eje engranaje 1</i>	$2,25 \cdot 10^8$ horas de funcionamiento
<i>Rodamientos eje engranaje 2 – 3</i>	$3,91 \cdot 10^6$ horas de funcionamiento
<i>Rodamientos eje engranaje 4</i>	$5,64 \cdot 10^7$ horas de funcionamiento

## 11. Chavetas

Las chavetas son elementos rectangulares, en este caso, que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para transmitir una potencia y evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre otra.

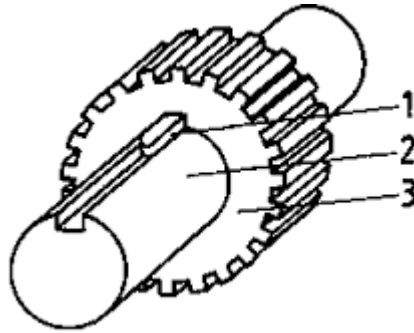


Figura 11.1. Chaveta ([24])

En este proyecto se utilizarán chavetas para los casos que se estudian a continuación.

### 11.1. Chaveta eje elevador-tambor

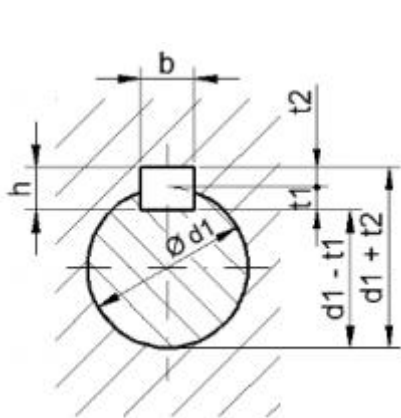
Esta chaveta tendrá la función de hacer que el eje elevador de la silla y el tambor encargado de enrollar el cable sean solidarios entre sí. Esta chaveta vendrá determinada por la dimensión del eje elevador.

Siguiendo las tablas normalizadas de chavetas, donde sus dimensiones se seleccionan a partir del diámetro del eje, se pueden obtener las dimensiones en anchura y altura de esta así como de los chaveteros donde se aloja.

El diámetro del eje es de  $26\text{ mm}$  por lo que a partir de las tablas se obtienen los datos de la chaveta.

Ø eje d mm desde- hasta	Medida chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas chavetero del eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886, 6887		t <sub>1</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol.H-7 m/m
		d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	d + t <sub>2</sub> m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
6-8	2x2	d+0,9	+0,1	-	-	1,1	+0,1	6-10	+0,015 0
8-10	3x3	d+1,3		-	-	1,7			
10-12	4x4	d+1,6		d+1,4	-0,1	2,4			
12-17	5x5	d+2,1		d+1,9		2,9			
17-22	6x6	d+2,6		d+2,1		3,5			
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			

Figura 11.2. Dimensiones chaveta ([25])



$$b \rightarrow 8 \text{ mm}$$

$$h \rightarrow 7,1 \text{ mm}$$

$$d + t_2 \rightarrow d + 3 \text{ mm}$$

$$t_1 \rightarrow 4,1 \text{ mm}$$

En el caso de la longitud, se especifica que para que esta pueda transmitir el par necesario a desarrollar por el motor, la longitud debe ser mínimo 1,5 veces el diámetro del eje. En el caso del eje elevador, la longitud de la chaveta debe ser  $\geq 39 \text{ mm}$ .

Para comprobar si esta longitud es correcta, se calcula la longitud mínima de la chaveta para no fallar tanto por cizallamiento como por aplastamiento. Estos cálculos están desarrollados en el anexo de cálculos.

Las longitudes mínimas de chaveta para cada caso son las siguientes.

$l_{\text{cizallamiento}}$	$l_{\text{aplastamiento}}$
$\geq 6,15 \text{ mm}$	$\geq 7,02 \text{ mm}$

A partir de estos resultados se comprueba que la longitud de la chaveta de 39 mm cumple con la longitud mínima de fallo que es 7,02 mm. De todas maneras, debido a que la anchura del tambor es de 40 mm, esta longitud de la chaveta se aumentará hasta 40 mm para ocupar la totalidad del ancho del tambor.

La chaveta escogida es:

**Chaveta paralela 8 x 7 x 40 DIN 6885**

Los chaveteros del eje y el tambor tendrán la misma longitud y anchura de la chaveta mientras que la altura se reparte la mitad de la altura total de la chaveta por cada chavetero. Dependiendo del juego que se desea, las anchuras de los chaveteros tendrán unas tolerancias u otras.

Se ha determinado tener un ajuste NO deslizante entre chaveta y chaveteros, de modo que según la siguiente tabla DIN 6885/1-6886 y 6887 determina una tolerancia P9 para el chavetero del eje y para el chavetero de la rueda.

Zonas de tolerancia en el ancho de los chaveteros	Tipo de ajuste		
	A presión (forzado) <i>forced</i>	Chavetero eje	Chavetero rueda
	Ligero	P9	P9
	Deslizante	N9	J9
		H8	D10

Figura 11.3. Ajuste anchura chaveteros ([25])

Estas tolerancias en las anchuras de los chaveteros dejan las tolerancias siguientes siguiendo la estructura del sistema de tolerancias ISO.

*Tolerancias anchura chaveteros*

<i>Chavetero eje</i>	$8 P9 \rightarrow 8_{-0,074}^{-0,022}$
<i>Chavetero rueda</i>	$8 P9 \rightarrow 8_{-0,074}^{-0,022}$

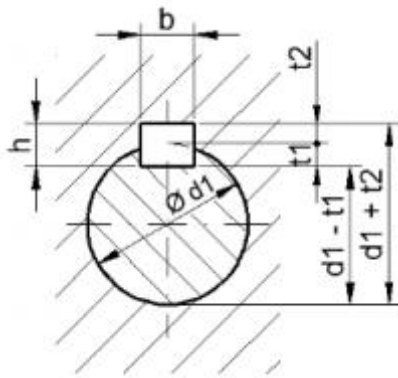
Tabla 36. Tolerancias chaveteros

**11.2. Chaveta engranaje 1**

Esta chaveta tendrá la función de hacer que el eje elevador del engranaje 1 y dicho engranaje sean solidarios entre sí. Esta chaveta vendrá determinada por la dimensión del eje.

Siguiendo las tablas normalizadas de chavetas, donde sus dimensiones se seleccionan a partir del diámetro del eje, se pueden obtener las dimensiones en anchura y altura de esta así como de los chaveteros donde se aloja.

El diámetro del eje es de 26 mm por lo que a partir de las tablas se obtienen los datos de la chaveta.



$$b \rightarrow 8 \text{ mm}$$

$$h \rightarrow 7,1 \text{ mm}$$

$$d + t_2 \rightarrow d + 3 \text{ mm}$$

$$t_1 \rightarrow 4,1 \text{ mm}$$

En el caso de la longitud, se especifica que para que esta pueda transmitir el par necesario a desarrollar por el motor, la longitud debe ser mínimo 1,5 veces el diámetro del eje. En el caso del eje elevador, la longitud de la chaveta debe ser  $\geq 39 \text{ mm}$ .

Para comprobar si esta longitud es correcta, se calcula la longitud mínima de la chaveta para no fallar tanto por cizallamiento como por aplastamiento. Estos cálculos están desarrollados en el anexo de cálculos.

Las longitudes mínimas de chaveta para cada caso son las siguientes.

$l_{\text{cizallamiento}}$	$l_{\text{aplastamiento}}$
$\geq 1 \text{ mm}$	$\geq 1,06 \text{ mm}$

A partir de estos resultados se comprueba que la longitud de la chaveta de 39 mm cumple con la longitud mínima de fallo que es 1,06 mm. De todas maneras, debido a que la anchura del engranaje es de 48 mm, esta longitud de la chaveta se aumentará hasta 48 mm para ocupar la totalidad del ancho del engranaje.

La chaveta escogida es:

**Chaveta paralela 8 x 7 x 38,5 DIN 6885**

En cuanto a los chaveteros del eje y el engranaje, se determina un juego de interferencia, de modo que sus tolerancias en anchura son las siguientes según la **figura 10.3**. Estas tolerancias en las anchuras de los chaveteros son las siguientes:

*Tolerancias anchura chaveteros*

<i>Chavetero eje</i>	$8 P9 \rightarrow 8_{-0,074}^{-0,022}$
<i>Chavetero rueda</i>	$8 P9 \rightarrow 8_{-0,074}^{-0,022}$

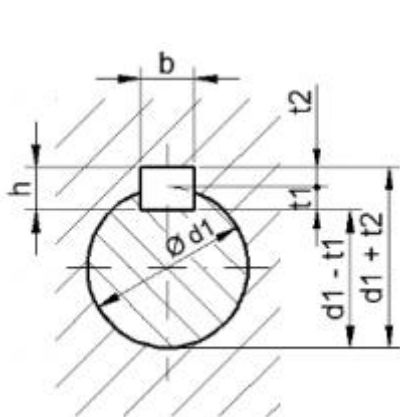
**Tabla 37.** Tolerancias chaveteros

### 11.3. Chavetas engranaje 2 y 3

Estas chavetas tendrán la función de hacer que el eje elevador del engranaje 2 - 3 y dichos engranajes sean solidarios entre sí. Estas chavetas vendrán determinadas por la dimensión del eje.

Siguiendo las tablas normalizadas de chavetas, donde sus dimensiones se seleccionan a partir del diámetro del eje, se pueden obtener las dimensiones en anchura y altura de esta así como de los chaveteros donde se aloja.

El diámetro del eje es de 26 mm por lo que a partir de las tablas se obtienen los datos de la chaveta.



- $b \rightarrow 8 \text{ mm}$
- $h \rightarrow 7,1 \text{ mm}$
- $d + t_2 \rightarrow d + 3 \text{ mm}$
- $t_1 \rightarrow 4,1 \text{ mm}$

En el caso de la longitud, se especifica que para que esta pueda transmitir el par necesario a desarrollar por el motor, la longitud debe ser mínimo 1,5 veces el diámetro del eje. En el caso del eje elevador, la longitud de la chaveta debe ser  $\geq 39 \text{ mm}$ .

Para comprobar si esta longitud es correcta, se calculan las longitudes mínimas de las chavetas para no fallar tanto por cizallamiento como por aplastamiento. Estos cálculos están desarrollados en el anexo de cálculos.

Las longitudes mínimas de chaveta para cada caso son las siguientes.

$l_{\text{cizallamiento}}$	$l_{\text{aplastamiento}}$
$\geq 3,72 \text{ mm}$	$\geq 4,25 \text{ mm}$

A partir de estos resultados se comprueba que las longitudes de las chaveta de 39 mm cumplen con la longitud mínima de fallo que es 4,25 mm. De todas maneras, debido a que las anchuras de los engranajes son de 48 mm, estas longitudes de las chavetas se aumentarán hasta 48 mm para ocupar la totalidad del ancho de los engranajes.

Las chavetas escogidas son:

### **Chaveta paralela 8 x 7 x 38,5 DIN 6885**

En cuanto a los chaveteros del eje y los engranajes, se determina un juego de interferencia, de modo que sus tolerancias en anchura son las siguientes según la **figura 10.3**. Estas tolerancias en las anchuras de los chaveteros son las siguientes:

<i>Tolerancias anchura chaveteros</i>	
<i>Chavetero eje</i>	8 P9 → $8_{-0,074}^{-0,022}$
<i>Chavetero rueda</i>	8 P9 → $8_{-0,074}^{-0,022}$

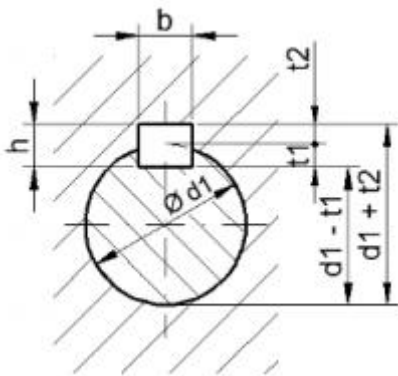
**Tabla 38.** Tolerancias chaveteros

## **11.4. Chaveta engranaje 4**

Esta chaveta tendrá la función de hacer que el bulón de la plataforma y dicho engranaje sean solidarios entre sí. Esta chaveta vendrá determinada por la dimensión del eje.

Siguiendo las tablas normalizadas de chavetas, donde sus dimensiones se seleccionan a partir del diámetro del eje, se pueden obtener las dimensiones en anchura y altura de esta así como de los chaveteros donde se aloja.

El diámetro del bulón es de 20 mm por lo que a partir de las tablas se obtienen los datos de la chaveta.



$$b \rightarrow 6 \text{ mm}$$

$$h \rightarrow 6,1 \text{ mm}$$

$$d + t_2 \rightarrow d + 2,6 \text{ mm}$$

$$t_1 \rightarrow 3,5 \text{ mm}$$

En el caso de la longitud, se especifica que para que esta pueda transmitir el par necesario a desarrollar por el motor, la longitud debe ser mínimo 1,5 veces el diámetro del eje. En el caso del eje elevador, la longitud de la chaveta debe ser  $\geq 30 \text{ mm}$ .

Para comprobar si esta longitud es correcta, se calcula la longitud mínima de la chaveta para no fallar tanto por cizallamiento como por aplastamiento. Estos cálculos están desarrollados en el anexo de cálculos.

Las longitudes mínimas de chaveta para cada caso son las siguientes.

$l_{\text{cizallamiento}}$	$l_{\text{aplastamiento}}$
$\geq 25,81 \text{ mm}$	$\geq 25,81 \text{ mm}$

A partir de estos resultados se comprueba que la longitud de la chaveta de  $30 \text{ mm}$  cumple con la longitud mínima de fallo que es  $25,81 \text{ mm}$ . De todas maneras, debido a que la anchura del engranaje es de  $38,75 \text{ mm}$ , esta longitud de la chaveta se aumentará hasta  $38,75 \text{ mm}$  para ocupar la totalidad del ancho del engranaje.

La chaveta escogida es:

**Chaveta paralela 6 x 6 x 38,75 DIN 6885**

En cuanto a los chaveteros del eje y el engranaje, se determina un juego de interferencia, de modo que sus tolerancias en anchura son las siguientes según la **figura 10.3**. Estas tolerancias en las anchuras de los chaveteros son las siguientes:



*Tolerancias anchura chaveteros*

<i>Chavetero eje</i>	$8 P9 \rightarrow 8_{-0,074}^{-0,022}$
<i>Chavetero rueda</i>	$8 P9 \rightarrow 8_{-0,074}^{-0,022}$

**Tabla 39.** Tolerancias chaveteros

## 12. Acoplamientos reductor – eje

Para poder girar de forma solidaria los ejes de los reductores del mecanismo y sus respectivos mecanismos, estos deben estar acoplados. Para conseguir esto se ha decidido utilizar acoplamientos mecánicos flexibles del catálogo Cotransa.

El motivo de la utilización de acoplamientos flexibles es debido a que si se pudiera alinear perfectamente los ejes y se tuviera la seguridad de mantener esa alineación, se podrían conectar mediante cubos con bridas o pernos, sin embargo, es fácil que se produzca alguna desalineación y por ello, el propósito principal de los acoplamientos flexibles es transmitir el par torsional del reductor al eje compensando el desalineamiento angular, paralelo o una combinación de ambos.

Ahora se debe seleccionar que tipo de acoplamiento se utiliza. Para ello se realiza una selección a partir del par torsional y de los diámetros de los ejes acoplados. El par torsional se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$T_n = 955 \cdot \frac{P_n}{n} \cdot k \quad (\text{Eq. 12.1})$$

Donde:

$P_n$	<i>Potencia nominal [kW]</i>
$n$	<i>Velocidad [rpm]</i>
$k$	<i>Factor de servicio en función de la máquina a acoplar</i>

El factor  $k$  se determina a partir de una tabla presente en el anexo. Este factor depende de la carga a mover y el elemento motriz que la mueve.

En este proyecto se necesitan un total de tres acoplamientos. El primero para acoplar el reductor K30 con el tornillo de potencia, otro para acoplar el reductor K80 con el eje del engranaje 1 y un último acoplamiento para el reductor K200 y el eje elevador de la silla.

Después de realizar los cálculos oportunos, los cuales se encuentran en el anexo, los acoplamientos escogidos son los siguientes:

*Acoplamientos*

<i>Reductor K30 – Tornillo de potencia</i>	<i>Acoplamiento HA – tamaño 10</i>
<i>Reductor K80 – Eje engranaje 1</i>	<i>Acoplamiento HA – tamaño 10</i>
<i>Reductor K200 – Eje elevador de la silla</i>	<i>Acoplamiento HA – tamaño 10</i>

**Tabla 40.** Acoplamientos

Los ejes motrices de los mecanismos, girarán solidarios a los acoplamientos gracias a la incorporación de una chaveta. Los cálculos de estas chavetas se han desarrollado en el anexo y los resultados son los siguientes:

*Chavetas*

<i>Chaveta tornillo de potencia – acoplamiento</i>	<b><i>Chaveta paralela 6 x 6 x 43 DIN 6885</i></b>
<i>Chaveta eje engranaje 1 – acoplamiento</i>	<b><i>Chaveta paralela 6 x 6 x 43 DIN 6885</i></b>
<i>Chaveta eje elevador – acoplamiento</i>	<b><i>Chaveta paralela 6 x 6 x 43 DIN 6885</i></b>

**Tabla 41.** Chavetas de los coplamientos

En cuanto al ancho de los chaveteros, como todas las chavetas son iguales, este será el mismo para todos los ejes. Se ha decidido que tengan un juego de interferencia, por lo que la tolerancia de la anchura de los chaveteros, será  $P9$ , por lo que queda la dimensión siguiente:

$$6 P9 \rightarrow 6 \begin{matrix} -0,022 \\ -0,074 \end{matrix}$$

## 13. Análisis del impacto ambiental

Para realizar el estudio del impacto ambiental que tiene dicho producto se diferenciarán los diferentes procesos por los que este pasa a lo largo de su utilización. Se diferencia los procesos siguientes:

- Proceso de proyectización
- Proceso de producción
- Proceso de utilización
- Fin de vida útil

Veamos cómo afecta al medio ambiente cada uno de estos procesos.

### 13.1. Proceso de proyectización

Este proceso es aquel en que se diseña el mecanismo. En este proceso el impacto ambiental es bajo ya que es el proceso de estudio, pero aun así, el impacto ambiental que se puede tener viene dado por el consumo de la energía para la utilización de los ordenadores o el gasto de papel para diseñar, calcular o redactar.

### 13.2. Proceso de producción

Este proceso es de los que más impacto puede realizar ya que es el que se produce durante la fase que se está fabricando el mecanismo. Aunque hay elementos como los materiales y algunas partes del mecanismo que se importan, también se considerarán parte del impacto debido a la demanda que se realiza de ellos. Los impactos ambientales a destacar en este proceso son los siguientes:

- **Emisión atmosférica:** Cualquier emisión de gases durante la producción de alguno de los elementos del mecanismo.
- **Alteración del medio perceptual:** Modificación del terreno y la naturaleza para la obtención de los materiales necesarios para su fabricación. También puede verse contaminada el agua.
- **Alteración del medio biótico:** Alteración del hábitat de la flora y fauna debido a la extracción de los materiales necesarios.

- **Contaminación del medio ambiente:** Contaminación debido a los residuos obtenidos en los diferentes procesos de fabricación del mecanismo como pueden ser virutas o residuos líquidos.
- **Consumo eléctrico:** Consumo eléctrico exigido para la fabricación de los elementos del mecanismo.

### 13.3. Proceso de utilización

Este proceso tiene poco impacto ambiental. Es la etapa de utilización del mecanismo, el cual no produce residuos ni contaminación durante su funcionamiento.

El impacto ambiental que se puede destacar en este proceso es el ruido. Este puede verse afectado durante la utilización del mecanismo.

### 13.4. Fin de vida útil

Este proceso es el que se produce al finalizar la vida útil del mecanismo. El impacto ambiental que se puede dar en este proceso es aquel provocado por una mala gestión del reciclaje de todos aquellos elementos que se puedan reutilizar.

Este mal reciclaje podría afectar al medio biótico y perceptual ocupando espacios naturales y contaminando el suelo, las aguas etc...

## 14. Planificación de las tareas para la elaboración del trabajo

En este apartado se explica que planificación del trabajo se ha realizado y cómo se han organizado cada una de las tareas que han llevado para la elaboración del proyecto.

Para planificar este proyecto es necesario definir las tareas que se han realizado. Separamos estas en varias etapas:

- Selección del proyecto:
  - Selección del tema del proyecto
  - Definición de los objetivos
  - Definición del alcance
  
- Familiarización con el proyecto:
  - Contextualización del proyecto (situación que afrontamos)
  - Estudio de mercado
  - Definición del objeto a realizar
  - Especificación de los requisitos mínimos que debe ofrecer el objeto
  - Estudio de la normativa aplicada al proyecto
  
- Desarrollo del proyecto:
  - Realización del diseño del mecanismo
  - Cálculos de estática
  - Cálculos de elementos de transmisión
  - Propiedades de los materiales
  - Diseño gráfico en solidworks
  
- Documentación final
  - Desarrollo de la memoria

Estas son las etapas sobre las que se ha desarrollado el proyecto.

Como se puede ver se parte de la selección del proyecto, es decir, se hizo un estudio sobre qué tema se quería tratar en este proyecto, definiendo así los objetivos y el alcance del mismo una vez seleccionado.

Para poder desarrollar esta idea, primero se ha planteado la situación que se quería desarrollar y posteriormente se ha realizado un estudio de mercado para ver los diferentes mecanismos que se ofrecían. Este estudio de mercado ha servido para determinar definitivamente que mecanismo se quería realizar de modo que ha sido necesario, como primer paso antes de su desarrollo, valorar que normativas afectaban al desarrollo del proyecto. Se ha dedicado un tiempo a estudiar todas aquellas posibles normativas que podían hacer variar tanto el diseño como los cálculos del mecanismo.

También, en esta fase se han decidido unas especificaciones básicas que debía cumplir el objeto partiendo de las normativas encontradas. Estas especificaciones sirven como punto de partida para desarrollar el diseño del mecanismo.

Por lo que posteriormente ya se ha desarrollado el proyecto. Se han realizado bocetos de diseño hasta encontrar un mecanismo viable y se han realizado los cálculos respectivos para realizar las comprobaciones de diseño y para seleccionar los mecanismos de transmisión.

Por último se ha ido elaborando la memoria a lo largo del proyecto junto con los anexos y cálculos.

Para poder tener una buena organización a la hora de completar todas estas etapas se ha realizado una planificación inicial del tiempo dedicado a cada una de ellas.

El inicio de este proyecto se marca una vez conocido el tema del que tratará junto con los objetivos y el alcance del mismo. Desde ese momento se marcaron unos intervalos de tiempo para llevar las tareas lo más amenas posibles y no retrasar el proyecto.

Las tareas se dividieron de la siguiente manera:

- Estudio de mercado y elección del mecanismo.
- Determinación del funcionamiento del mecanismo.
- Definición de las condiciones de trabajo del mecanismo.
- Definición de las partes que forman el mecanismo.
- Desarrollo de propuestas de mecanismos de transmisión del elevador.
- Cálculos orientativos para la selección del diseño a desarrollar.
- Definición de los mecanismos de transmisión definitivos.
- Diseño de las partes básicas del mecanismo.
- Cálculos a estática de los ejes
- Cálculos de los mecanismos de transmisión
- Selección de los motores.
- Selección de los rodamientos y chavetas.
- Cálculo de rodamientos y chavetas.

- Selección de los materiales.
- Diseño definitivo de los elementos restantes del mecanismo.
- Desarrollo del presupuesto.
- Redacción de la memoria.
- Redacción de los cálculos.

Todos estos puntos forman parte de cada una de las etapas anteriormente explicadas y cada uno de ellos se ha repartido en tiempo de la siguiente forma:



## 15. Conclusiones

El diseño del mecanismo elaborado en este trabajo ha cumplido los objetivos indicados al inicio del mismo. Se considera así ya que se ha conseguido un mecanismo funcional y fiable.

Por lo que al diseño se refiere, se ha elaborado un mecanismo que ocupa ligeramente más longitud en el coche de la esperada al comienzo del trabajo, sin embargo, se ha rebajado considerablemente la altura de los mecanismos presentes en el mercado. Además, los mecanismos de transmisión diseñados han conseguido rebajar el tiempo de recogida de la silla en unos segundos.

El apartado que requiere más mejoría es el económico. Este mecanismo está situado a la par de los que hay presentes en el mercado por lo que sería conveniente reducir el coste de dicho mecanismo para poder hacerlo más accesible para todas las personas.

Esta reducción de coste puede conseguirse mediante cambios en el mecanismo o reduciendo dimensiones ya presentes. Esta última es importante controlarla ya que algunos de los resultados de resistencia tanto a fatiga como a desgaste tienen un factor de seguridad ligeramente por encima del mínimo recomendado, por lo que esto podría suponer el fallo del mecanismo.

A pesar de ello, en general los factores de seguridad obtenidos otorgan todos un nivel muy elevado de seguridad y los elementos simulados a estática mediante SolidWorks también ofrecen una resistencia de Von Mises correcta.

Con todos los resultados obtenidos se determina el mecanismo como un mecanismo fiable y eficiente, cumpliendo así el objetivo para el cual ha sido diseñado.

A nivel personal destacar que el aprendizaje durante la realización de este trabajo ha sido grande e interesante. He podido tocar aspectos no vistos hasta el momento los cuales han requerido un aprendizaje autónomo satisfactorio. De igual modo el hecho de desarrollar la documentación necesaria para elaborar el proyecto ha sido una experiencia innovadora.

## Bibliografía

- [1] Carbicaradaptaciones.com. (2017). *Carbicar Adaptaciones*. [en línea] Disponible en: [http://carbicaradaptaciones.com/robots\\_recogesillas.htm](http://carbicaradaptaciones.com/robots_recogesillas.htm) [Consulta 9 Ene. 2017].
- [2] Arc-soluciones.com. (2017). *Chair Topper*. [en línea] Disponible en: <http://www.arc-soluciones.com/es/productos-adaptacion-vehiculos/soluciones-de-elevacion-y-almacenamiento/transporte-de-sillas/chair-topper> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [3] Arpem.com. (2017). *Audi A1, imagen dimensiones automovil, Audi*. [en línea] Disponible en: <http://www.arpem.com/noticias/2010/coches/audi/audi-a1/fotos-noticias-motor/3p-dimensiones.html> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [4] Boletín oficial del Estado, (2017). *Orden VIV/561/2010, de 1 de febrero, por la que se desarrolla el documento técnico de condiciones básicas de accesibilidad y no discriminación para el acceso y utilización de los espacios públicos urbanizados*. pp.17-20.
- [5] Sillasderuedas.es. (2017). *SILLA DE RUEDAS PC 20 IM*. [en línea] Disponible en: [http://www.sillasderuedas.es/epages/ea0570.sf/es\\_ES/?ObjectPath=/Shops/ea0570/Products/466](http://www.sillasderuedas.es/epages/ea0570.sf/es_ES/?ObjectPath=/Shops/ea0570/Products/466) [Consulta 9 Ene. 2017].
- [6] BraunAbility. (2017). *Chair Topper – Car Top Wheelchair Carrier by BraunAbility*. [en línea] Disponible en: <https://www.braunability.com/chair-topper-wheelchair-lift/> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [7] Energia9.webnode.es. (2017). *Mecanismo piñón-cremallera :: ENERGÍA Y TECNOLOGÍA*. [en línea] Disponible en: <http://energia9.webnode.es/maquinas/los-operadores-mecanicos/mecanismo-pi%C3%B1on-cremallera/> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [8] Bogota-capital.doplim.com.co. (2017). *ACTUADOR LINEAL, MOTORREDUCTOR, LINEAR ACTUATOR, MOTOR ELECTRICO, BRAZO ELECTRICO - Bogotá - Electrónica - Mazuren*. [en línea] Disponible en: <http://bogota-capital.doplim.com.co/actuador-lineal-motorreductor-linear-actuador-motor-electrico-brazo-electrico-id-2229.html> [Consulta 9 Ene. 2017].

- [9] Miguel, W. and perfil, V. (2017). *TORNILLOS DE POTENCIA*. [en línea] Dia-tronik.blogspot.com.es. Disponible en: <http://dia-tronik.blogspot.com.es/p/tornillos-de-potencia-son-que-cambian.html> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [10] Fixiedreams.com. (2017). *Cadena medio eslabón Taya Mezzo - Fixiedreams.com*. [en línea] Disponible en: <http://www.fixiedreams.com/es/cadenas-fixie/170-cadena-medio-eslabon-taya-mezzo-plata.html> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [11] Rationalstock.es. (2017). *cable - Rational Stock*. [en línea] Disponible en: [http://www.rationalstock.es/catalogo/buscar?input\\_search=cable](http://www.rationalstock.es/catalogo/buscar?input_search=cable) [Consulta 9 Ene. 2017].
- [12] Niuboshop.com. (2017). *Guías Cajones - Herrajes Muebles | Bricolaje Online*. [en línea] Disponible en: <http://www.niuboshop.com/guias-para-cajones> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [13] Handi-drive.fr. (2017). *Aide au chargement du fauteuil*. [en línea] Disponible en: <http://www.handi-drive.fr/aide-au-chargeement-du-fauteuil.php> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [14] Camesa Steel Rope Cataloge. (2017). 1st ed. [pdf] p.1-40. Disponible en: [http://www.camesawire.com/Resource\\_/TechnicalReference/1929/CamesaSteelRopeCatalog\\_Bilingual.pdf](http://www.camesawire.com/Resource_/TechnicalReference/1929/CamesaSteelRopeCatalog_Bilingual.pdf) [Consulta 9 Ene. 2017].
- [15] Cables de acero. (2017). 1st ed. [pdf] p.1-20. Disponible en: [http://www.bezabala.es/descargas/2cables\\_acero.pdf](http://www.bezabala.es/descargas/2cables_acero.pdf) [Consulta 9 Ene. 2017].
- [16] Sandoval, F. (2011). *Cables, poleas y tambores en general*. 1st ed. [libro electrónico] Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/52384213/Cables-Poleas-Tambores> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [17] Tenso.es. (2017). *Glosario de términos*. [en línea] Disponible en: <http://www.tenso.es/utilidades/glosario.asp?termino=Tambores> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [18] E-Cataloge ESI guía. (2017). 1st ed. [pdf] p.80. Disponible en: <http://www.accuride-europe.com/es/products/catalogue-download> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [19] Polamalu.50webs.com. (2017). *Engranajes*. [en línea] Disponible en: <http://polamalu.50webs.com/OF1/mecanica/engranajes.htm> [Consulta 9 Ene. 2017].

- [20] Ingemecanica.com. (2017). *Transmisiones por Engranajes*. [en línea] Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutorialesemanal/tutorialn151.html> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [21] Catálogo Kelvin. (2017). 1st ed. [pdf] Disponible en: <http://aatechniek.nl/wp-content/uploads/Catalogo-KELVIN-2008.pdf> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [22] Fijación y juego de los rodamientos. (2017). 1st ed. [pdf] pp.1-31. Disponible en: <http://www.transmisionesgranada.com/pdf/04-fijacion%20y%20juego%20de%20los%20rodamientos.pdf> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [23] Self-aligning ball bearings - 1204 ETN9. (2017). 1st ed. [pdf] pp.1-2. Disponible en: <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/self-aligning-ball-bearings/index.html?designation=1204%20ETN9> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [24] Nzdl.org. (2017). *Uniones de chaveta - Curso: Ajuste y montaje de piezas sueltas en grupos de estructuras sencillas. Material de trabajo para los aprendices: 1. Finalidad de las uniones de chaveta*. [en línea] Disponible en: <http://www.nzdl.org/gsd/mod?e=d-00000-00---off-0gtz--00-0---0-10-0---0---0direct-10---4-----0-1l--11-en-50---20-preferences---00-0-1-00-0--4----0-0-11-10-0utfZz-8-00&a=d&c=gtz&cl=CL2.7&d=HASHdb4ad4954bf4c121abd55f.3> [Consulta 9 Ene. 2017].
- [25] Elementos de máquinas. (2017). 1st ed. pp.1-35.