

ULL

Universidad  
de La Laguna

Escuela Superior de  
Ingeniería y Tecnología  
Sección de Ingeniería Industrial

# Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Sección Industrial

## Grado en Ingeniería Mecánica

### Trabajo de Fin de Grado

#### Título:

Diseño de exoesqueleto: Tren inferior

#### **Autores**

Cintia Pérez Gutiérrez

Manuel Trujillo Acosta

**Tutor académico:** Carmelo Militello Militello

**Fecha:** Julio 2015

## Índice general

### Memoria

0.	Hoja de identificación .....	3
1.	Objeto/ Object .....	4
2.	Alcance/ Tasks not involved .....	4
3.	Antecedentes.....	5
4.	Normas y referencias .....	6
4.1	Disposiciones legales y normas aplicadas.....	6
4.2	Bibliografía.....	6
4.3	Programas de cálculo .....	8
5.	Requisitos de diseño .....	9
5.1	Estudio antropométrico .....	9
5.2	Definición de interfases .....	11
5.3	Dimensiones generales.....	12
5.3.1	Dimensiones preliminares de los brazos.....	12
5.3.2	Dimensiones preliminares del conjunto hombro-espalda .....	15
5.3.3	Dimensiones preliminares del tren inferior .....	22
5.4	Rangos de movimiento.....	25
5.4.1	Movimientos del hombro .....	25
5.4.2	Movimientos del codo.....	27
5.4.3	Movimiento de la cadera.....	28
5.5	Unificación de componentes .....	29
6.	Análisis de soluciones.....	30
6.1	Tipo de análisis .....	30
6.1.1	Análisis estático con elementos 3D .....	30
6.1.2	Parámetros.....	30
6.1.2.1	Material .....	30
6.1.2.2	Conexiones .....	30
6.1.2.3	Sujeciones .....	31
6.1.2.4	Cargas .....	31
6.1.2.5	Malla .....	32

6.2	Evolución del diseño de la estructura .....	32
6.2.1	Elementos comunes a los diferentes diseños: .....	33
6.2.1.1	Ruedas.....	33
6.2.1.2	Actuador.....	34
6.2.1.3	Perfil vertical, guías lineales y placa de sujeción. ....	37
6.2.1.4	Motor y sujeción del motor/ Batería. ....	45
6.2.2	Diseño 1 .....	46
6.2.3	Diseño 2 .....	49
6.2.4	Diseño3 .....	53
6.2.5	Diseño 4 .....	56
6.2.6	Optimización del diseño 4.....	62
7.	Análisis de vuelco.....	68
8.	Resultados finales .....	71
9.	Conclusión (Conclusion).....	73
10.	Especificaciones y limitaciones técnicas del aparato. ....	74
10.1	Dimensiones límite que debe tener la caja a transportar.....	74
10.2	Limitaciones de uso. Altura máxima de apilamiento de carga.....	81
10.3	Posición ideal de transporte de la carga .....	85
10.4	Maniobrabilidad.....	87
10.5	Almacenamiento .....	92
10.6	Hoja de especificaciones .....	95
	Índice de figuras de la memoria.....	98
	Índice de tablas de la memoria .....	102

## **Anexo 1: Anexo de cálculos analíticos**

1.	Abreviaturas y definiciones .....	2
2.	Cálculos referentes a la elección del actuador .....	4
3.	Cálculos referentes a la elección de la guía lineal .....	5
3.1	Cálculo del momento que tiene que soportar la guía lineal .....	5
3.2	Cálculo de esfuerzos sobre el conjunto patines-guías .....	14
3.2.1	Esfuerzo provocado por la flexión lateral (En torno al eje z) .....	14

3.2.2	Esfuerzo provocado por la flexión frontal (en torno al eje X) .....	15
3.2.3	Comprobación de valores soportados .....	16
4	Cálculos referentes a la elección de la rueda y el motor .....	18
4.1	Elección de la rueda .....	18
4.2	Cálculo de la potencia mínima necesaria para mover la rueda .....	19
4.3	Elección del motor .....	21
5	Resistencia a fatiga de elementos móviles .....	22
5.1	Estimación de la resistencia a fatiga de los ejes .....	22
5.1.1	Cálculo del diámetro mínimo de la sección AA' (empalme entre eje de diámetro 20 y eje de diámetro 25) .....	27
5.1.2	Cálculo del diámetro mínimo de la sección BB' (eje de diámetro 20 con chavetero) .....	30
5.2	Cálculo de la chaveta que transmite el movimiento del motor a la rueda .....	32
6	Cálculos referentes a la elección de las baterías .....	40
6.1	Cálculo de la potencia total requerida por el conjunto .....	40
6.2	Elección de la batería .....	40
7	Verificación de la resistencia de las ruedas .....	41
	Índice de figuras del anexo 1 .....	42
	Índice de tablas del anexo 1 .....	43

## **Anexo 2: Anexo de resultados de SolidWorks**

1.	Diseño 1 .....	3
1.1	Modelo .....	3
1.2	Esquema de cargas y mallado .....	3
1.3	Datos de mallado .....	4
1.4	Tensiones de Von Mises .....	4
1.5	Desplazamientos .....	5
1.6	Análisis de datos .....	6
2.	Diseño 2 .....	8
2.1	Modelo .....	8
2.2	Esquema de cargas y mallado .....	8
2.3	Datos de mallado .....	9



2.4	Tensiones de Von Mises .....	9
2.5	Desplazamientos .....	10
2.6	Análisis de datos .....	11
3.	Diseño 3 .....	12
3.1	Modelo .....	12
3.2	Esquema de cargas y mallado .....	12
3.3	Datos de mallado .....	13
3.4	Tensiones de Von Mises .....	13
3.5	Desplazamientos .....	14
3.6	Análisis de datos .....	15
4.	Diseño 4 .....	16
4.1	Modelo .....	16
4.2	Esquema de cargas y mallado .....	16
4.3	Datos de mallado .....	17
4.4	Tensiones de Von Mises .....	17
4.5	Desplazamientos .....	18
4.6	Análisis de datos .....	19
5.	Optimización del diseño 4 .....	19
5.1	Diseño 4.1 .....	19
5.1.1	Esquema de cargas y mallado .....	20
5.1.2	Datos de mallado .....	20
5.1.3	Tensiones de Von Mises .....	21
5.1.4	Desplazamientos .....	22
5.1.5	Análisis de datos .....	22
5.2	Diseño 4.2 .....	23
5.2.1	Esquema de cargas y mallado .....	23
5.2.2	Datos de mallado .....	24
5.2.3	Tensiones de Von Mises .....	24
5.2.4	Desplazamientos .....	25
5.2.5	Análisis de datos .....	26
5.3	Diseño 4.3 .....	26
5.3.1	Esquema de cargas y mallado .....	27
5.3.2	Datos de mallado .....	27

5.3.3	Tensiones de Von Mises .....	28
5.3.4	Desplazamientos.....	29
5.3.5	Análisis de datos.....	29
5.4	Diseño 4.4.....	30
5.4.1	Esquema de cargas y mallado .....	30
5.4.2	Datos de mallado .....	31
5.4.3	Tensiones de Von Mises .....	31
5.4.4	Desplazamientos.....	32
5.4.5	Análisis de datos.....	33
5.5	Diseño 4.5.....	33
5.5.1	Esquema de cargas y mallado .....	34
5.5.2	Datos de mallado .....	34
5.5.3	Tensiones de Von Mises .....	35
5.5.4	Desplazamientos.....	36
5.5.5	Análisis de datos.....	36
5.6	Elección de diseño .....	37
	Índice de figuras del anexo 2.....	38
	Índice de tablas del anexo 2 .....	40

### **Anexo 3: Catálogos**

1. Actuador ALI 4 24 Vdc MECVEL
2. Mesa lineal IGUS DryLin T TW-01-15
3. Rueda omniwheel HANGFA QLM20
4. Motor PM 63-50 GB9 de PARVALUX
5. Batería TROJAN J185 H-AC
6. TUBASOL Perfiles.

## Planos

<b>Conjunto Tren Inferior de Exoesqueleto</b> .....	Nº Plano: 1
Base soldada .....	Nº Plano: 2
Base soldada con indicación de soldaduras .....	Nº Plano: 3
Subconjunto Eje .....	Nº Plano: 4
Eje mecanizado .....	Nº Plano: 5
Espárrago roscado (M12) para sujeción del actuador .....	Nº Plano: 6
Espárrago roscado (M6) para sujeción de batería .....	Nº Plano: 7
Tapa para batería.....	Nº Plano: 8
Reposapiés.....	Nº Plano: 9
Rueda HANGFA QLM-20 mecanizada .....	Nº Plano: 10
Espárrago roscado (M8) para sujeción de motor.....	Nº Plano: 11

## Presupuesto

**Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología**  
**Sección Industrial**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Trabajo de Fin de Grado**

**Título:**

Diseño de exoesqueleto: Tren inferior

**Memoria**

**Autores**

Cintia Pérez Gutiérrez

Manuel Trujillo Acosta

**Tutor académico:** Carmelo Militello Militello

**Fecha:** Julio 2015

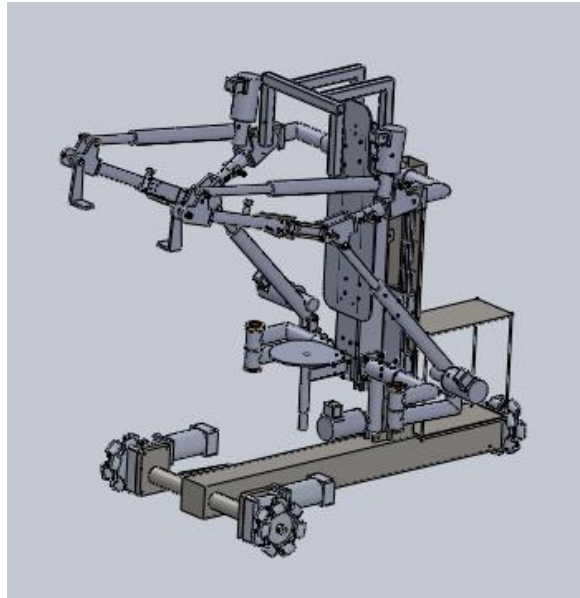
## Índice Memoria

0.	Hoja de identificación .....	3
1.	Objeto/ Object .....	4
2.	Alcance/ Tasks not involved .....	4
3.	Antecedentes.....	5
4.	Normas y referencias .....	6
4.1	Disposiciones legales y normas aplicadas.....	6
4.2	Bibliografía.....	6
4.3	Programas de cálculo .....	8
5.	Requisitos de diseño .....	9
5.1	Estudio antropométrico .....	9
5.2	Definición de interfases .....	11
5.3	Dimensiones generales.....	12
5.3.1	Dimensiones preliminares de los brazos .....	12
5.3.2	Dimensiones preliminares del conjunto hombro-espalda .....	15
5.3.3	Dimensiones preliminares del tren inferior .....	22
5.4	Rangos de movimiento.....	25
5.4.1	Movimientos del hombro .....	25
5.4.2	Movimientos del codo.....	27
5.4.3	Movimiento de la cadera.....	28
5.5	Unificación de componentes .....	29
6.	Análisis de soluciones.....	30
6.1	Tipo de análisis .....	30
6.1.1	Análisis estático con elementos 3D .....	30
6.1.2	Parámetros.....	30
6.1.2.1	Material .....	30
6.1.2.2	Conexiones .....	30
6.1.2.3	Sujeciones .....	31
6.1.2.4	Cargas .....	31
6.1.2.5	Malla .....	32
6.2	Evolución del diseño de la estructura .....	32

6.2.1	Elementos comunes a los diferentes diseños: .....	33
6.2.1.1	Ruedas.....	33
6.2.1.2	Actuador.....	34
6.2.1.3	Perfil vertical, guías lineales y placa de sujeción. ....	37
6.2.1.4	Motor y sujeción del motor/ Batería. ....	45
6.2.2	Diseño 1 .....	46
6.2.3	Diseño 2 .....	49
6.2.4	Diseño3 .....	53
6.2.5	Diseño 4 .....	56
6.2.6	Optimización del diseño 4.....	62
7.	Análisis de vuelco.....	68
8.	Resultados finales .....	71
9.	Conclusión (Conclusion).....	73
10.	Especificaciones y limitaciones técnicas del aparato. ....	74
10.1	Dimensiones límite que debe tener la caja a transportar.....	74
10.2	Limitaciones de uso. Altura máxima de apilamiento de carga.....	81
10.3	Posición ideal de transporte de la carga .....	85
10.4	Maniobrabilidad.....	87
10.5	Almacenamiento .....	92
10.6	Hoja de especificaciones .....	95
	Índice de figuras de la memoria.....	98
	Índice de tablas de la memoria .....	102

## 0. Hoja de identificación

**Título del Trabajo Fin de Grado:** Diseño de exoesqueleto: Tren inferior.



### Autores:

Nombre: Cintia Pérez Gutiérrez
DNI: 45937862 P
Correo electrónico: <a href="mailto:cintiaperezgutierrez@gmail.com">cintiaperezgutierrez@gmail.com</a>

Nombre: Manuel Trujillo Acosta
DNI: 78641840X
Correo electrónico: <a href="mailto:manueltrujilloacosta@gmail.com">manueltrujilloacosta@gmail.com</a>

**Universidad:** Universidad de La Laguna

**Titulación:** Grado en Ingeniería Mecánica

**Curso:** 2014-2015

**Tutor académico:** Carmelo Militello Militello

**Fecha:** Julio 2015

## 1. Objeto/ Object

El objeto del presente proyecto es el diseño del tren inferior del proyecto conjunto exoesqueleto. Este proyecto consta de 3 partes: tren inferior, torso y brazos, que serán desarrollados por 3 grupos de trabajo diferentes.

---

*The objective of this project is to design the lower body part of an exoskeleton. This project consists of 3 parts: lower body, torso and arms, which will be developed by three different working groups.*

## 2. Alcance/ Tasks not involved

El alcance de este proyecto llega hasta el diseño de un prototipo viable de exoesqueleto o Conceptual Design Review (CDR). Se excluyen del mismo los siguientes aspectos:

- Instalación eléctrica y electrónica necesaria para su funcionamiento.
- Sistemas de control y automatización que permitirían y facilitarían su correcto uso.

Al tratarse de un diseño conceptual, no se asegura la no existencia de riesgos en materia de Seguridad y Salud.

---

*The goal of this project comes to design a workable prototype of exoskeleton or Conceptual Design Review (CDR). The tasks that are not involved in the prosecution of the objective:*

- *Electrical and electronics installation necessary for operation.*
- *Control and automation systems that allow and facilitate proper use.*

*As a conceptual design, it does not ensure the absence of risk for Safety and Health.*



### 3. Antecedentes

El exoesqueleto surge como una solución a un problema presente en la sociedad: los trastornos musculoesqueléticos (TME):

Según la Agencia Europea para la Seguridad y la Salud en el Trabajo:

- Los trastornos musculoesqueléticos son la enfermedad profesional más común en la EU-27, pues el 25% de los trabajadores europeos se queja de dolores de espalda y el 23% declara tener dolores musculares.
- El 62% de los trabajadores de la EU-27 está expuesto durante una cuarta parte del tiempo o más a movimientos repetitivos de manos y brazos, el 46% a posturas dolorosas o extenuantes y el 35% transportan o mueven cargas pesadas.
- La agricultura y la construcción son los sectores más afectados por la exposición a riesgos físicos y por la aparición de TME. Sin embargo, todos los sectores se ven afectados.
- Los TME son afecciones costosas debido a sus costes directos (seguros, indemnizaciones, costes médicos y administrativos) e indirectos por la pérdida de productividad.

La elevación de cargas de peso medio supone un problema para muchos trabajadores y operarios en diferentes trabajos e industrias. Cargas de centenares de kilos son transportadas por elevadores de pallets o carretillas eléctricas elevadoras, pero hay cargas y volúmenes que son pequeños para ser transportados por estas máquinas de grandes dimensiones, pero grandes para ser transportados por las personas.

En este rango pretende encontrar su función el exoesqueleto, como máquina para elevar cargas entre 0 y 50 kilos, que de otro modo serían elevadas por los trabajadores, con las lesiones y enfermedades laborales que ello conlleva.

Su ámbito de aplicación puede ser muy diverso, siendo algunos ejemplos:

- La descarga y colocación de productos dentro de supermercados
- La descarga de materiales en obra por parte del personal de albañilería.

- La descarga y el transporte de productos por parte de los trabajadores del sector de la agricultura y la ganadería.
- El transporte de maletas tanto entre las cintas transportadoras de los aeropuertos, como a la hora de subirlas dentro del avión.
- La descarga y el transporte de paquetes o sacas de cartas en terminales de envíos como por ejemplo Correos.

## 4. Normas y referencias

### 4.1 Disposiciones legales y normas aplicadas

- Norma española UNE 1-039-94. Dibujos técnicos. Acotación.
- Norma española UNE: 157001. Criterios generales para la elaboración de proyectos.

Al tratarse de un prototipo no se ha tenido en cuenta ninguna disposición legal o norma específica en lo que respecta al diseño.

### 4.2 Bibliografía

Se tuvieron en consideración diversos títulos sobre cálculo y diseño de máquinas para la realización de este proyecto. A continuación se recogen dichas publicaciones:

L. NORTON, R. (2011). *Diseño de máquinas, un enfoque integrado, 4ª edición*. Estado de México: Pearson Education Inc.

L. MOTT, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas, 4ª edición*. Estado de México: Pearson Education Inc.

D. PILKEY, W. Y F. PILKEY, D. (2008). *Peterson's Stress Concentration Factors, 3ª Edition*. United States of America, New Jersey: John Wiley & Sons Inc.



### 4.3 Programas de cálculo

Los programas de cálculo que se han utilizado para el desarrollo de este proyecto son:

- Microsoft office Excel 2007
- Solidworks 2013 Edition.

Se utilizó el software Microsoft Office Excel 2007 para el cálculo analítico de parámetros necesarios para comprobar la validez de los elementos que conforman el diseño, de acuerdo con las necesidades. La disposición de dichos parámetros se representa en tablas. Esto permite mostrar los datos de una forma visual e intuitiva que facilita su comprensión.

Por otra parte, se utilizó el software de la empresa francesa Dassault Systemes Solidworks Corp. llamado Solidworks, en su edición del año 2013. Este programa brinda herramientas de software 3D completas para crear, simular, publicar y administrar los datos con una interfaz sencilla y funcional.

Se utilizó el software de Dassault Systems para el modelado y posterior estudio de los elementos que conforman el tren inferior del exoesqueleto.

## 5. Requisitos de diseño

En este apartado se detallan los requisitos de diseño que debe cumplir el exoesqueleto que es objeto de proyecto.

### 5.1 Estudio antropométrico

El exoesqueleto está pensado para ser utilizado por trabajadores de distinta complejión física y altura. Por ello, en la etapa de pre-diseño, se utilizaron una serie de datos antropométricos para delimitar los rangos de movimiento y las dimensiones preliminares de los elementos.

La página web y revista digital <http://www.efdeportes.com>, recoge en una tabla (véase Figura 1) un total de 29 variables antropométricas, basadas en los estudios presentes en el título “Felisberto e Pascuoarelli (2001)”, definidas mediante técnicas estadísticas. La tabla muestra, para cada variable, un valor máximo y mínimo que se tuvo en cuenta a la hora de acotar las dimensiones de la máquina.

Por otra parte, para ciertos parámetros necesarios para definir las dimensiones del torso, se recurrió al título “*Manual de Antropometría Normal Patológica, Pablo Lapunzina & Horacio Aiello, Ed. Masson*”. Este libro aporta información sobre ciertas medidas que añaden precisión y fiabilidad a las dimensiones del exoesqueleto.

Finalmente, se recurrió al Blog: <http://www.mueblesdomoticos.blogspot.com.es> para llevar a cabo el diseño del asiento. Este recurso digital cuenta con una detallada guía sobre diseño de asientos que sirve de fundamentación y apoyo para el asiento del exoesqueleto.

FAAC / UNESP / BAURU		Homens			Mulheres		
Dimensões dos Segmentos Corpóreos Humanos		% 05	% 50	% 95	% 05	% 50	% 95
01	Estatura	159	171	182	149	160	170
02	Altura Piso - Ombros	132	142	152	123	133	143
03	Altura Piso - Olhos	151	161	172	141	151	161
04	Altura Assento - Cabeça	82	88	93	76	83	89
05	Altura Assento - Ombro	54	58	63	46	54	59
06	Profundidade do Tórax	23	26	29	21	25	32
07	Profundidade do Abdome	19	22	26	17	21	26
08	Largura do Tórax	26	29	34	-	-	-
09	Largura do Bideltoide (ombros)	39	43	47	34	38	42
10	Distância alcance frontal máximo	69	76	83	62	71	79
11	Comprimento do Braço	33	36	40	-	-	-
12	Comprimento intercular Ombro - Cotovelo	24	29	32	-	-	-
13	Comprimento intercular Cotovelo - Punho	23	25	28	-	-	-
14	Comprimento Cotovelo - Ponta do dedo médio	45	49	55	36	43	50
15	Comprimento intercular Joelho - Maleolo	35	40	44	-	-	-
16	Altura Assento - Coxa	12	14	17	11	14	17
17	Altura Piso - Poplitea	34	44	55	36	40	44
18	Altura Piso - Joelho	50	54	58	49	54	59
19	Distância Nádega - Poplitea	43	48	53	42	47	52
20	Distância Nádega - Joelho	55	60	65	52	58	63
21	Largura do Quadril	30	34	38	31	36	41
22	Altura entre pernas	76	80	87	66	73	80
23	Altura da Cabeça a partir do queixo	21	23	24	19	22	24
24	Largura da Cabeça	17	18	19	14	15	16
25	Profundidade da Cabeça	18	19	20	16	18	19
26	Comprimento do Pé	24	26	28	22	24	26
27	Largura do Pé	9	10	11	9	10	11
28	Largura do Calcâneo	6	7	8	6	6	7
29	Comprimento das mãos	18	19	20	16	17	19

Figura 1. Tabla de características antropométricas (medidas en cm)

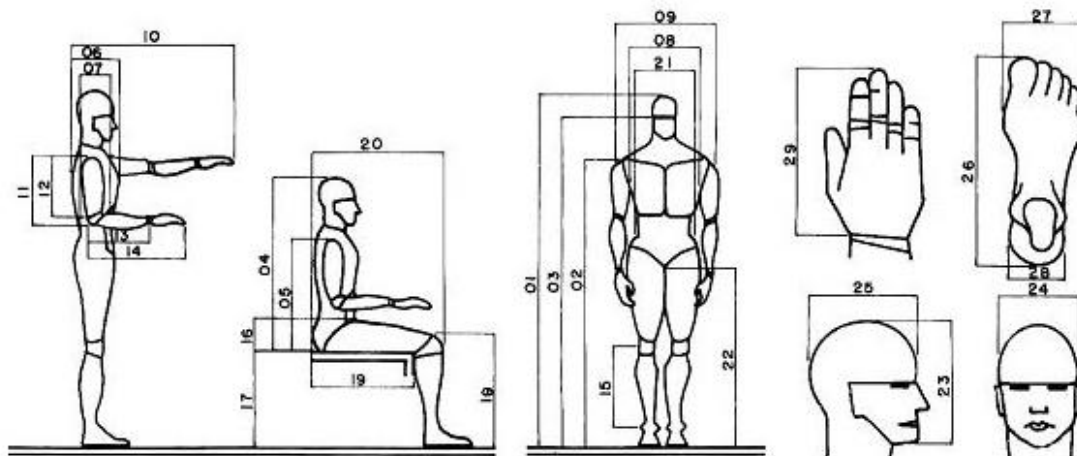


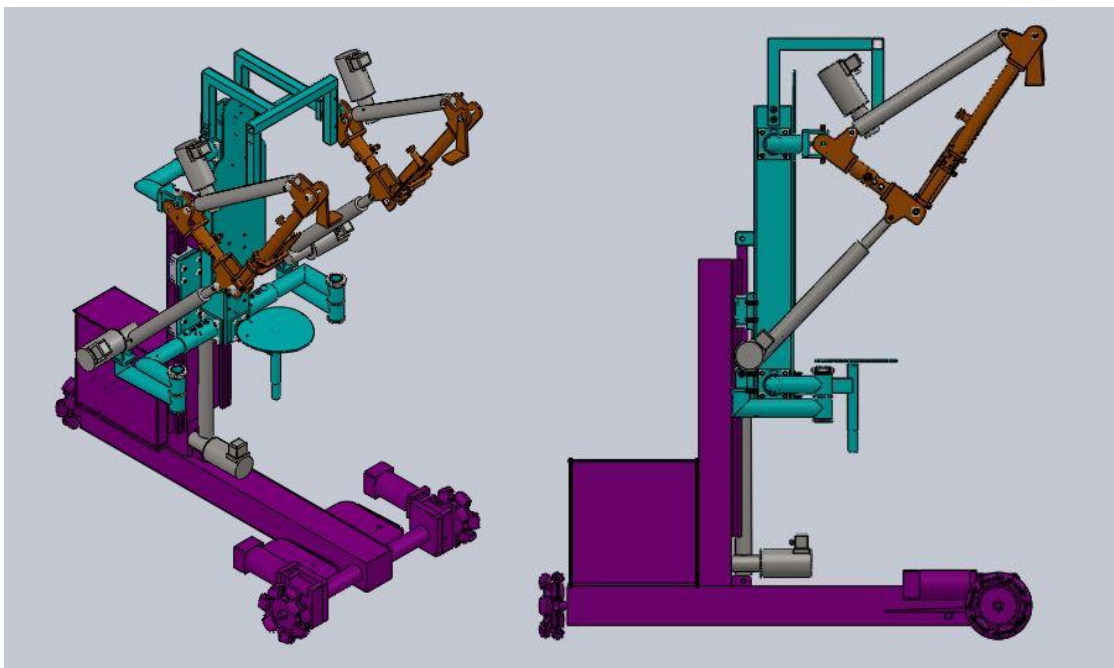
Figura 2. Representación bidimensional para la identificación de las medidas de la figura 1

Siguiendo las tablas anteriores, se estimaron las dimensiones totales del exoesqueleto y parciales de cada elemento. De forma análoga, se tuvieron en cuenta para definir algunos rangos de movimiento, como los puntos muertos superior e inferior para la acción de agacharse.

## 5.2 Definición de interfaces

De acuerdo con lo expuesto en el apartado 1 de este documento, la máquina se divide en tres partes fundamentales: brazos, torso y tren inferior. Al tratar de configurar las tres partes del exoesqueleto como un todo, aparecen puntos de unión intermedios entre una parte y otra. A estos puntos se les denominará interfaces.

En la figura que aparece a continuación aparecen las diferentes fases del exoesqueleto coloreadas para su diferenciación dentro del ensamblaje completo. Los brazos aparecen en tono naranja, el torso en azul y el tren inferior en tono violeta.



**Figura 3. Modelo 3D del exoesqueleto ensamblado con diferentes fases diferenciadas con colores.**  
Fuente propia.

Por analogía antropomórfica, a la interfase entre los brazos y el torso se le conocerá como hombro, y será realizada conjuntamente por los grupos *Exoesqueleto: Torso* y *Exoesqueleto: Brazos*. Por otra parte, a la unión entre torso y tren inferior se le llamará cadera, y será diseñada entre los grupos *Exoesqueleto: Torso* y *Exoesqueleto: Tren inferior*.

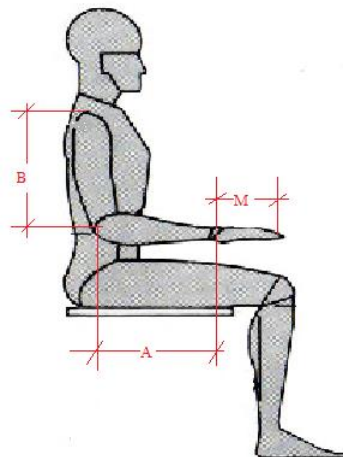
### 5.3 Dimensiones generales

Después de realizar una puesta en común de las expectativas de diseño preliminares, se decidió basar las dimensiones de cada elemento en las fuentes citada en el apartado 6.1 de este documento.

#### 5.3.1 Dimensiones preliminares de los brazos

De acuerdo con lo expuesto en el libro *“Manual de Antropometría Normal Patológica, Pablo Lapunzina & Horacio Aiello, Ed. Masson”*, se establecen unos valores iniciales en lo que a dimensiones del brazo se refiere.

Debe tenerse en cuenta que, el título antes citado, recoge medidas hasta los 16 años de edad. Esto ocurre, porque se entiende que es la edad en la que se completa el crecimiento para la población media. Estos datos son recogidos en el libro a partir de diferentes autores.



**Figura 4. Dimensiones utilizadas para el diseño del brazo del exoesqueleto**

- Longitud del brazo (distancia hombro-codo):

Se dimensionó de forma que pueda ser utilizado por todo individuo, independientemente de su envergadura. Por ello, puede considerarse como extremos del intervalo de medidas para el diseño el percentil 5 de las mujeres (valor mínimo) y el percentil 95 de los hombres (valor máximo) (véase Tabla 1). De esta forma la mayor parte de la población quedaría cubierta dentro del rango.

En la siguiente tabla se recogen las medidas mencionadas anteriormente:



Longitud del brazo B						
Edad	Mujeres			Hombres		
16 años	P5	P50	P95	P5	P50	P95
	27,8 cm	30,3 cm	33,5 cm	29,4 cm	32,8 cm	36,0 cm

**Tabla 1. Medidas antropométricas de la longitud del brazo para ambos sexos**

Por tanto, el rango dimensional escogido irá desde 27,8 cm de mínimo hasta 36 cm de máximo.

- Longitud del antebrazo (distancia codo-muñeca):

De forma análoga a la dimensión anterior, se toma la longitud de antebrazo para el percentil 5 de mujeres (mínimo) y la longitud del percentil 95 de hombres (máximo) para definir el rango dimensional.

Longitud del antebrazo A						
Edad	Mujeres			Hombres		
16 años	P5	P50	P95	P5	P50	P95
	20,7 cm	23,2 cm	25,7 cm	22,6 cm	25,4 cm	28,0 cm

**Tabla 2. Medidas antropométricas de la longitud del antebrazo para ambos sexos**

Por tanto, el rango dimensional escogido irá desde 20,7 cm de mínimo hasta 28 cm de máximo.

A pesar de tener la longitud de los brazos definido en concordancia de lo anterior, se deben tener en cuenta una serie de aspectos constructivos que limitan, en gran medida, el diseño.

En el caso del brazo, no se tomará como medida mínima el percentil 5 de las mujeres, sino 30 cm, por condiciones de instalación del actuador. Por otra parte, en lo que al antebrazo se refiere, se establece la medida máxima en 25 cm en lugar de los 28 cm según el percentil 95 de los hombres.

Debe entenderse que la longitud real del antebrazo mecánico es mucho mayor que la del antebrazo del usuario, ya que se requiere mayor longitud por condiciones de recogida de la carga, con lo que es suficiente fijar esa distancia en 25 cm. La tabla adjunta muestra los valores de diseño de las medidas antropométricas.

<b>Medidas antropométricas de diseño</b>		
	<b>Dimensión mínima</b>	<b>Dimensión máxima</b>
<b>Longitud hombro-codo (brazo), B</b>	30 cm	35 cm
<b>Longitud codo-muñeca (antebrazo), A</b>	20 cm	25 cm

**Tabla 3. Medidas antropométricas de diseño para el brazo y antebrazo**

Entendiendo que la mayor parte de los usuarios están representados en el conjunto de valores especificado, se dimensionarán las diferentes partes del brazo mecánico de manera que sus longitudes puedan regularse entre estos valores y adecuarse a gusto del usuario. Para ello, se añadieron tres posiciones disponibles sobre el perfil que simula el húmero y se convino que la diferencia entre una posición y la siguiente fuese de 2,5 cm.

De acuerdo a lo expuesto anteriormente en este mismo apartado, el antebrazo mecánico debe ser mayor que el del usuario para alcanzar cargas cercanas al firme (detallado en el apartado 11. Especificaciones y limitaciones técnicas del aparato, de este mismo documento). En la siguiente tabla se recogen las dimensiones finales de los brazos mecánicos del exoesqueleto (véase Tabla 4)

<b>Tipo de Medida</b>	<b>Valor Mínimo</b>	<b>Valor Máximo</b>
Longitud del brazo (desde el eje del hombro hasta el punto de fijación de la pala)	95 cm	100 cm

**Tabla 4. Rango dimensional de la longitud del brazo completo**

En conclusión, las dimensiones de los brazos en las distintas posiciones son:

<b>Número de Posición</b>	<b>Anchura biacromial</b>
Posición 1	95 cm
Posición 2	97,5 cm
Posición 3	100 cm

**Tabla 5. Longitud del brazo completo en las distintas posiciones reguladas**

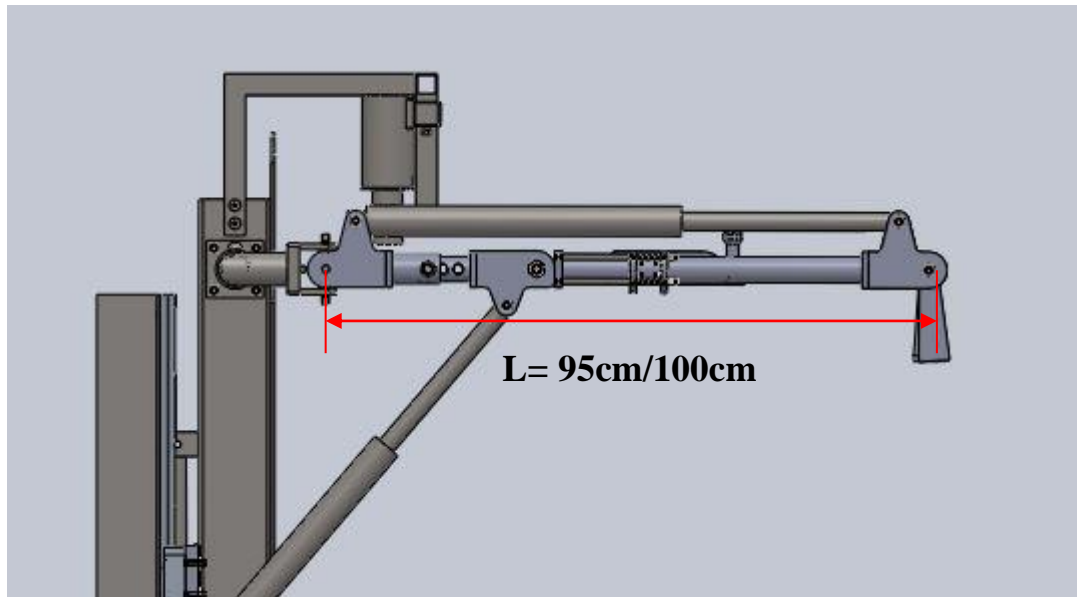


Figura 5. Longitud del brazo entendido en posición 3.

### 5.3.2 Dimensiones preliminares del conjunto hombro-espalda

En lo que al conjunto hombro-espalda se refiere, las medidas que sirvieron de apoyo para determinar las dimensiones generales fueron las siguientes.

- Distancia biacromial (entre deltoides):

Las dimensiones del ancho del torso se convinieron a partir de las medidas antropométricas para la población dadas en el libro *“Manual de Antropometría Normal Patológica, Pablo Lapunzina & Horacio Aiello, Ed. Masson”*.

La tabla adjunta muestra los valores dados de anchura de espalda biacromial para varones y mujeres de 19 años de edad en diferentes percentiles.

Distancia biacromial						
Edad	Mujeres			Hombres		
19 años	P3	P50	P97	P3	P50	P97
	34 cm	37 cm	40 cm	36,4 cm	39,9 cm	43,4 cm

Tabla 6. Distancia biacromial para ambos sexos

De este modo, la distancia biacromial mínima será de 34 cm mientras que la máxima será de 50 cm. Con el objetivo de que el exoesqueleto pueda ser utilizado por operarios

con unas dimensiones de espalda superiores a las dadas, se ha decidido dar una mayor holgura en lo que a distancia biacromial en el exoesqueleto se refiere.

Tipo de Medida	Valor Mínimo	Valor Máximo
Biacromial	57,5 cm	75,5 cm

**Tabla 7. Distancia biacromial de la máquina.**

Para que esto pueda llevarse a cabo, distancia biacromial deberá ser regulable. En concreto, se ha decidido que, para que la regulación sea más precisa, la anchura de la espalda variará cada 6 centímetros. La tabla adjunta muestra los valores de distancia biacromial para las diferentes posiciones.

Número de Posición	Anchura biacromial
Posición 1	57,5 cm
Posición 2	63,5 cm
Posición 3	69,5 cm
Posición 4	75,5 cm

**Tabla 8. Posiciones regulables de la distancia biacromial.**

- Altura de la espalda (asiento-hombros) (05):

En este caso, dado que el libro anteriormente citado no muestra un rango de valores de altura de espalda desde la base de esta hasta los hombros, se tomaron los rangos de medidas mínima y máxima a partir del libro de medidas antropométricas “Felisberto e Pascuoarelli (2001)” (véase Figura 6)

La tabla siguiente muestra los valores de altura de espalda tomados para hombres y mujeres para diferentes percentiles.

Del mismo modo que en apartados anteriores, se toma el valor mínimo de altura como el correspondiente al percentil 5 de las mujeres y el máximo como el correspondiente al percentil 95 de los hombres. De este modo, se abarca a la mayor parte de la población. Para este caso, estos serán los valores de diseño antropométricos.

FAAC / UNESP / BAURU Dimensões dos Segmentos Corpóreos Humanos	Homens			Mulheres		
	% 05	% 50	% 95	% 05	% 50	% 95
05   Altura Assento – Ombro	54	58	63	46	54	59

Figura 6. Distancia máxima y mínima entre asiento y hombros.

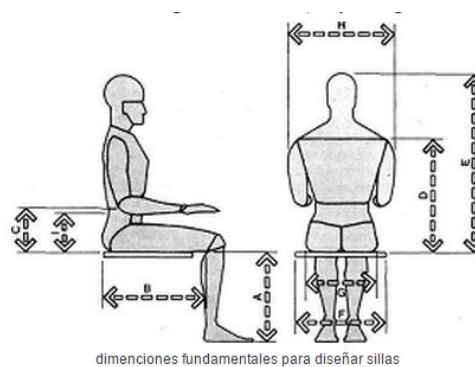
Tomando como base estas dos medidas y las limitaciones físicas impuestas por el diseño del exoesqueleto en lo que se refiere a interferencias con otras piezas de la parte inferior de éste, y con el objetivo de añadir una mayor holgura a las dimensiones del usuario anteriormente expuestas, se toman las siguientes medidas mínima/máxima para la altura de la espalda del exoesqueleto.

Tipo de Medida	Valor Mínimo	Valor Máximo
Altura espalda	46 cm	66 cm

Tabla 9. Rango dimensional de diseño de la altura de la espalda

- Dimensiones del asiento:

Se ha procurado tener en cuenta la comodidad y ergonomía del usuario en su puesto de trabajo. Respecto a las medidas antropométricas, se toman como referencia las medidas tomadas de la siguiente tabla.



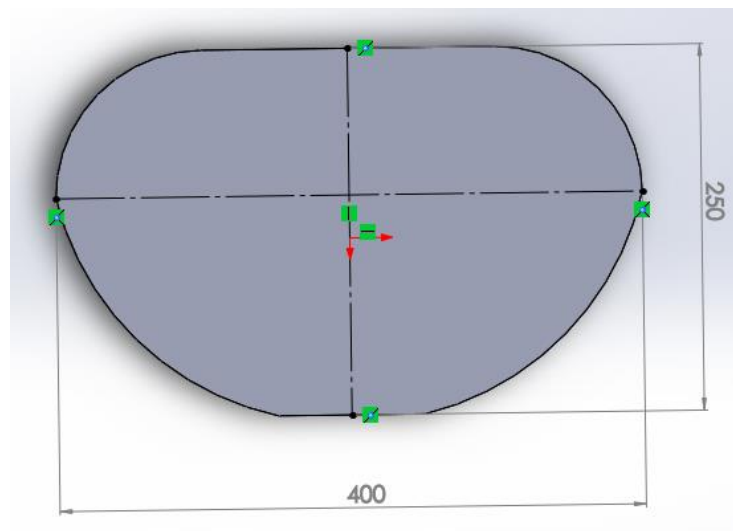
MEDIDA	HOMBRES				MUJERES			
	Percentil 5		Percentil 95		Percentil 5		Percentil 95	
	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm
A Altura poplitea	15.5	39.4	19.3	49.0	14.0	35.6	17.5	44.5
B Largura nalga-popliteo	17.3	43.9	21.6	54.9	17.0	43.2	21.0	53.3
C Altura codo reposo	7.4	18.8	11.6	29.5	7.1	18.0	11.0	27.9
D Altura hombro	21.0	53.3	25.0	63.5	18.0	45.7	25.0	63.5
E Altura sentado, normal	31.6	80.3	36.6	93.0	29.6	75.2	34.7	88.1
F Anchura codo-codo	13.7	34.8	19.9	50.5	12.3	31.2	19.3	49.0
G Anchura caderas	12.2	31.0	15.9	40.4	12.3	31.2	17.1	43.4
H Anchura hombros	17.0	43.2	19.0	48.3	13.0	33.0	19.0	48.3

Figura 7. Dimensiones antropométricas de un individuo sentado. Fuente:

<http://mueblesdomoticos.blogspot.com.es/2010/12/medidas-para-diseñar-sillas-o-asientos.html>

Siendo la altura del asiento adaptable al usuario, la medida más relevante para el diseño es la anchura de caderas (parámetro G de la Figura 7), siendo de 43,4 cm para el percentil 95 del conjunto de mujeres, el cual representa el caso más desfavorable. De cara al diseño se tomará 40 cm de anchura de cadera, puesto que al tratarse de medidas humanas, las pequeñas variaciones no son representativas.

La profundidad escogida es de 25 cm. Esta permite una relativa comodidad en el apoyo de los glúteos cuando el exoesqueleto se encuentra en su posición más alta respecto al suelo, y una situación cómoda al sentarse el operario

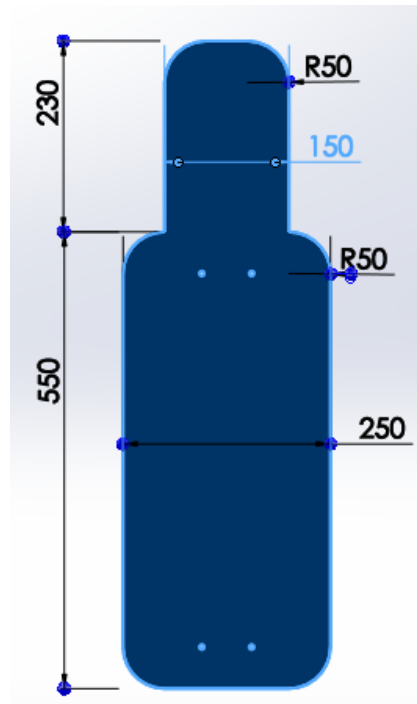


**Figura 8. Esquema dimensional del asiento.**

- Dimensiones del apoyo de la espalda:

El apoyo de la espalda en cualquier asiento común tiene como función esencial dotar de apoyo a la región lumbar. La configuración de este buscará recoger el perfil espinal, singularmente en la zona lumbar y evitará un acoplamiento completo que impida cambiar la posición del cuerpo.

En base a las condiciones impuestas y a la ausencia de datos concretos sobre patrones a seguir en cuanto a medidas se refiere, se han determinado unas medidas del apoyo a partir de medidas obtenidas sobre las dimensiones antropométricas de los integrantes del grupo, previendo posibles casos desfavorables de determinados operarios. Estas medidas se muestran en la siguiente ilustración.



**Figura 9. Esquema dimensional del apoyo de la espalda**

Las medidas en mm mostradas permiten un apoyo suficiente del operario, aportándole comodidad y sensación de estabilidad, todo ello contribuyendo a su comodidad y ergonomía. Tanto el apoyo de la espalda como de la cabeza conforman una única pieza.

Para la determinación de la altura máxima desde el sillín hasta el apoyo de la cabeza, se ha recurrido a la medida “altura sentado, normal” (véase parámetro E, Figura 10).

MEDIDA	HOMBRES				MUJERES			
	Percentil 5		Percentil 95		Percentil 5		Percentil 95	
	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm
A Altura poplitea	15.5	39.4	19.3	49.0	14.0	35.6	17.5	44.5
B Largura nalga-popliteo	17.3	43.9	21.6	54.9	17.0	43.2	21.0	53.3
C Altura codo reposo	7.4	18.8	11.6	29.5	7.1	18.0	11.0	27.9
D Altura hombro	21.0	53.3	25.0	63.5	18.0	45.7	25.0	63.5
<b>E Altura sentado, normal</b>	<b>31.6</b>	<b>80.3</b>	<b>36.6</b>	<b>93.0</b>	<b>29.6</b>	<b>75.2</b>	<b>34.7</b>	<b>88.1</b>
F Anchura codo-codo	13.7	34.8	19.9	50.5	12.3	31.2	19.3	49.0
G Anchura caderas	12.2	31.0	15.9	40.4	12.3	31.2	17.1	43.4
H Anchura hombros	17.0	43.2	19.0	48.3	13.0	33.0	19.0	48.3

**Figura 10. Dimensiones antropométricas de un individuo sentado**

Considerando el percentil 95 del conjunto de hombres como caso más desfavorable con 93 cm de altura, y tomando como apoyo de la cabeza un punto 4 cm por debajo de la zona superior de la misma, se ha determinado una altura máxima permisible por el

exo esqueleto de 89 cm, tomando de referencia la mínima altura del asiento. La medida se observa en la siguiente imagen.

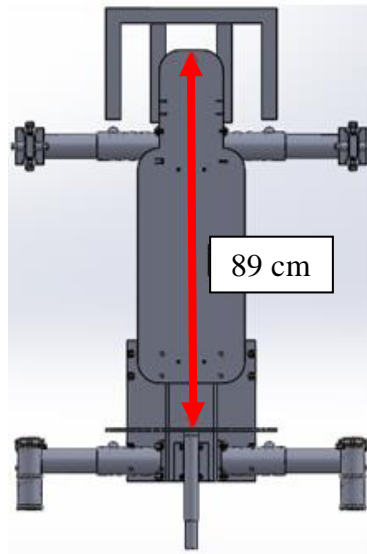


Figura 11. Altura del apoyo de la espalda

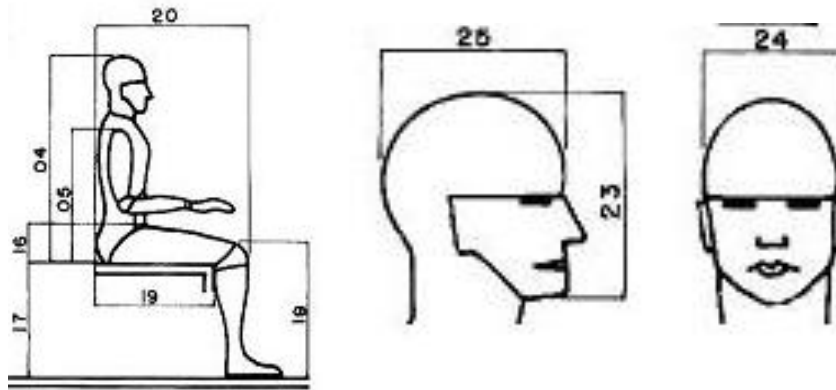
- Dimensiones de la estructura de seguridad para la cabeza:

Se recurre nuevamente a las medidas antropométricas expuestas en el libro “Felisberto e Paschoarelli (2001)”. De éste se extrapolaron los siguientes parámetros útiles:

Altura desde el asiento hasta la cabeza, 04					
Hombres			Mujeres		
P5	P50	P95	P5	P50	P95
82 cm	88 cm	93 cm	76 cm	83 cm	89 cm
Altura de la cabeza a partir del mentón, 23					
Hombres			Mujeres		
P5	P50	P95	P5	P50	P95
21 cm	23 cm	24 cm	19 cm	22 cm	24 cm
Anchura de la cabeza, 24					
Hombres			Mujeres		
P5	P50	P95	P5	P50	P95
17 cm	18 cm	19 cm	14 cm	15 cm	16 cm
Profundidad de la cabeza, 25					
Hombres			Mujeres		
P5	P50	P95	P5	P50	P95
18 cm	19 cm	20 cm	16 cm	18 cm	19 cm

Tabla 10. Dimensiones antropométricas de la cabeza humana

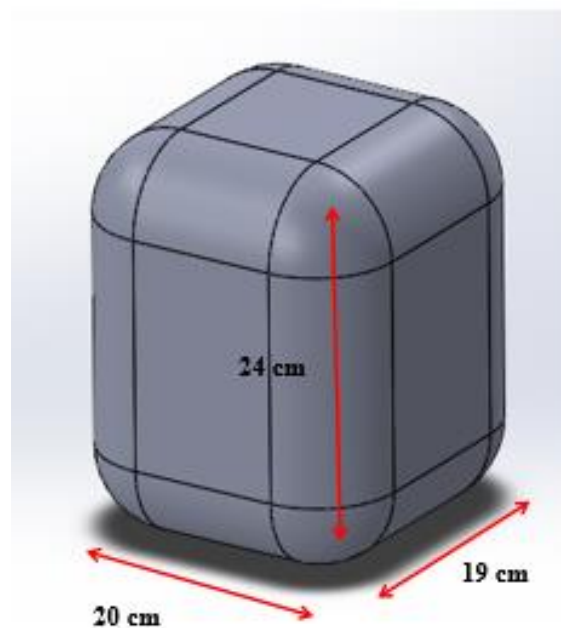




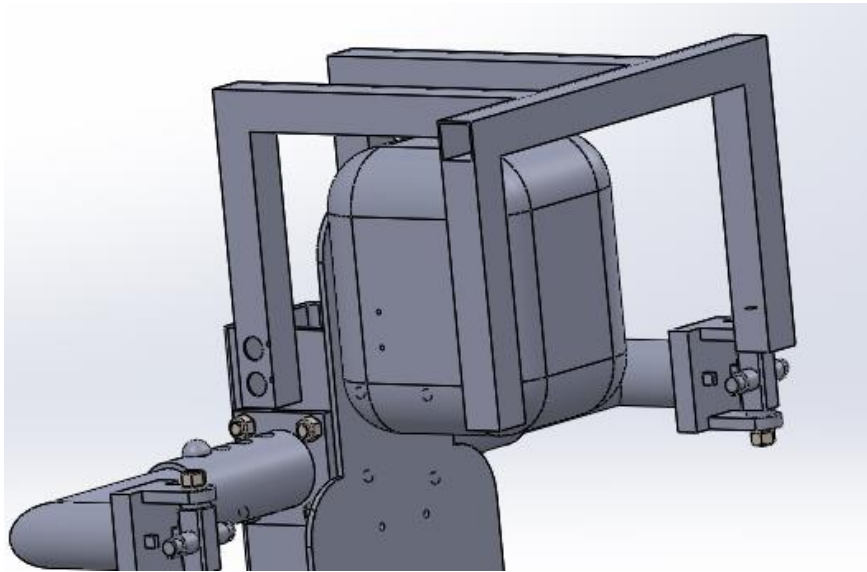
**Figura 12. Representación bidimensional para la identificación de las medidas de la tabla 10.**

Las medidas utilizadas en este apartado serán las correspondientes al ancho, alto y profundidad de la cabeza, al igual que la altura de ésta respecto de un asiento. Se tomarán las medidas más desfavorables para el diseño, con las que el exoesqueleto se encuentre ante la persona con las mayores dimensiones posibles. Este caso se encuentra en el percentil 95 del conjunto de hombres ya que muestra las mayores dimensiones.

En base a estas medidas se ha simulado el volumen de una cabeza humana en un cubo tridimensional para visualizar las dimensiones del mismo en el conjunto del ensamble y así evaluar las posibles sensaciones del operario. Esta visualización se muestra en la siguiente figura.



**Figura 13. Volumen simbólico de cabeza humana**



**Figura 14. Estructura de seguridad**

El cubo se localiza a 93 cm respecto la base del asiento, contemplando de este modo la altura del operario más desfavorable correspondiente a la medida 04 de la tabla de medidas antropométricas.

**5.3.3 Dimensiones preliminares del tren inferior**

En este caso, las tablas del libro “*Felisberto e Pascuoarelli (2001)*” (Figura 13) proporciona todas las medidas necesarias:

- Distancia entre glúteo y rodillas (bíceps femoral) (19):

Siguiendo la tónica de las consideraciones anteriores, el exoesqueleto debe poder ser utilizado por individuos de cualquier complejión y altura. Por esto, la distancia desde la parte trasera del asiento hasta los reposapiés debe ser de entre 42 y 53 cm aproximadamente (véase Tabla 11).

FAAC / UNESP / BAURU	Homens			Mulheres		
	% 05	% 50	% 95	% 05	% 50	% 95
Dimensões dos Segmentos Corpóreos Humanos						
19   Distância Nádega – Poplítea	43	48	53	42	47	52

**Figura 15. Distancia entre glúteo y rodillas**

Tipo de Medida	Valor Mínimo	Valor Máximo
Distancia entre glúteo y rodilla	42 cm	53 cm

Tabla 11. Rango dimensional de diseño entre glúteo y rodilla

- Anchura de la cadera (19):

Teniendo en cuenta el confort del usuario, y en términos de ergonomía y funcionalidad, se tuvo en cuenta la distancia entre los pies. El usuario del exoesqueleto pasará gran parte de su jornada con los pies en la misma posición, por ello ésta deberá ser lo más cómoda y natural posible.

De acuerdo con lo anterior, se optó por una posición tal que tobillo, rodilla y coxofemoral (cadera) quedasen en el mismo plano vertical. Para el diseño se utilizó la medida de anchura de la cadera según “*Felisberto e Pascuoarelli (2001)*” (véase figura 16).

FAAC / UNESP / BAURU	Homens			Mulheres		
Dimensões dos Segmentos Corpóreos Humanos	% 05	% 50	% 95	% 05	% 50	% 95
21   Largura do Quadril	30	34	38	31	36	41

Figura 16. Dimensiones de ancho de cadera para ambos sexos. Fuente: “*Felisberto e Pascuoarelli (2001)*”

Dado que el rango de medidas va desde 31 cm, para el percentil 5 de mujeres, hasta 41 cm, correspondiente al percentil 95 de mujeres, se convinieron las siguientes medidas:

Tipo de Medida	Valor Mínimo	Valor Máximo
Anchura de la cadera	31 cm	41 cm

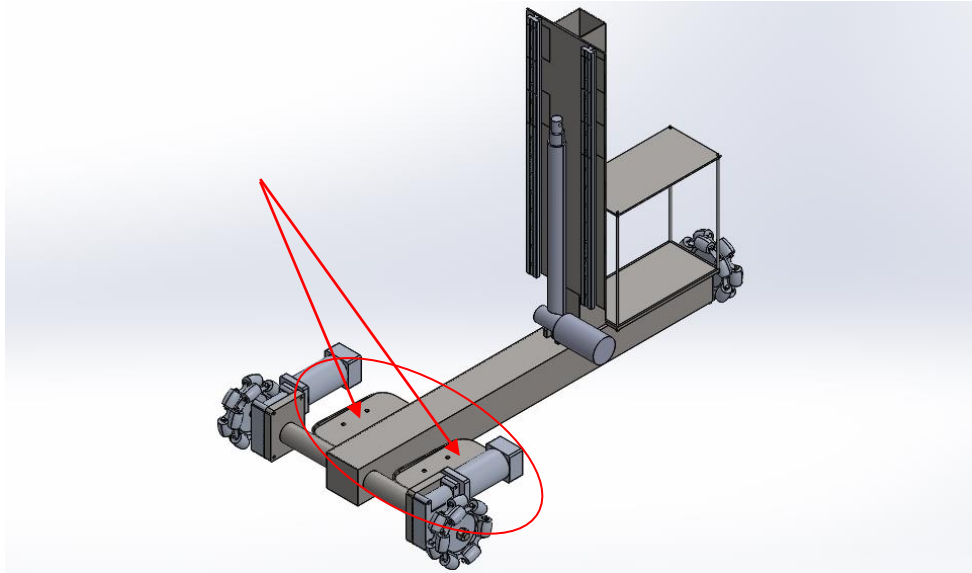
Tabla 12. Rango dimensional de la anchura de la cadera

Como se explica con mayor detenimiento en el apartado 7.2.2 de este documento, el primer diseño del exoesqueleto no contaba con reposapiés, por tanto la magnitud tratada anteriormente no tiene mayor importancia. Sin embargo, a partir del segundo diseño (véase apartados 7.2.3 en adelante) se incluyen reposapiés.

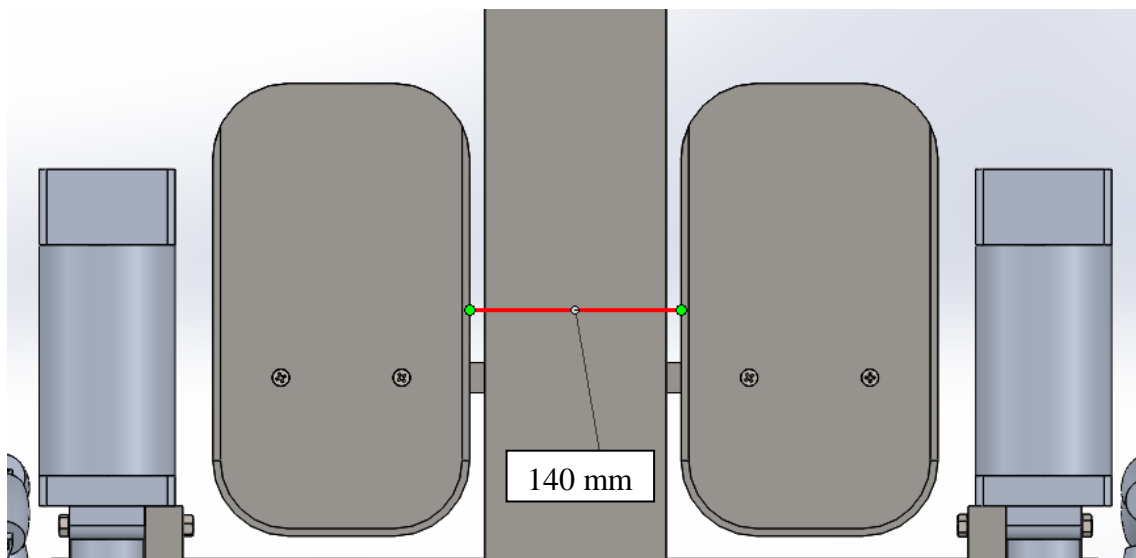
Para garantizar que todo el espectro dimensional se vea contemplado, se decidió que dichos reposapiés vayan desde 14 cm respecto a la vertical del cuerpo hasta 48 cm.

De esta forma, se posibilita la acción de cambiar ligeramente la posición de los pies durante el uso de la máquina.

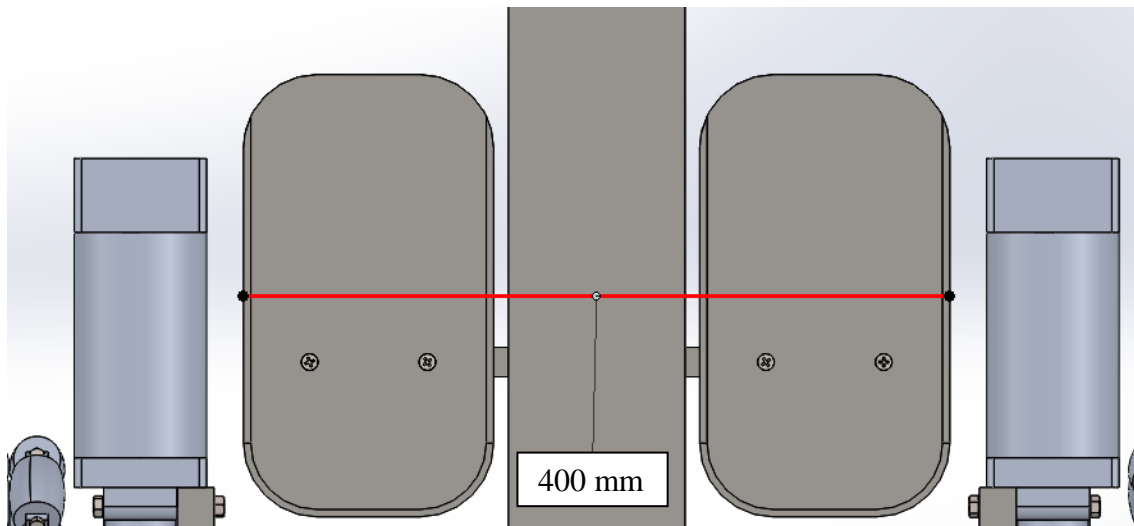
De acuerdo con lo expuesto, en las figura 18 y 19 se observan las dimensiones preliminares de los reposapiés.



**Figura 17. Situación de los reposapiés en el conjunto**



**Figura 18. Separación interior entre los reposapiés.**



**Figura 19. Separación máxima entre los reposapiés.**

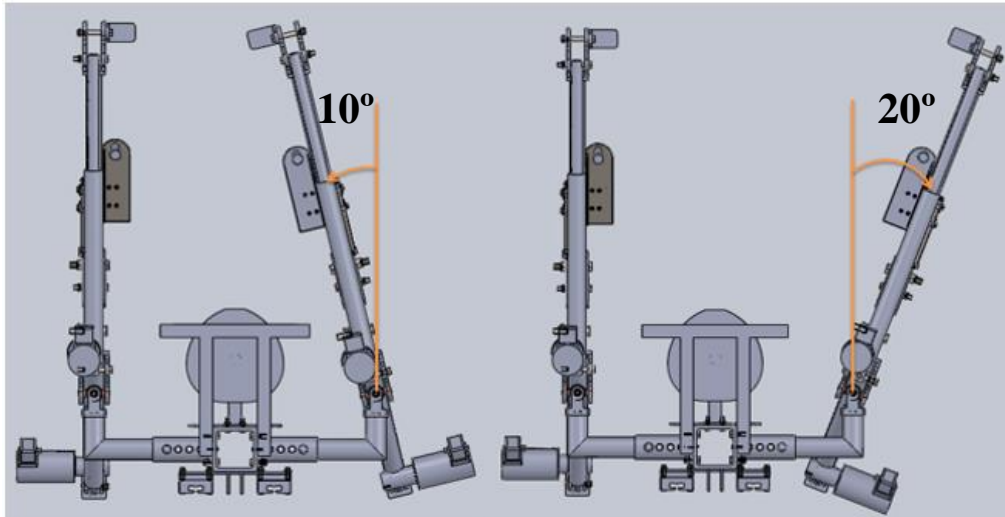
## **5.4 Rangos de movimiento**

Una vez definidas las interfaces, se acotaron los rangos de movimiento de los elementos regulables atendiendo a las dimensiones acordadas. Los movimientos acotados son: la apertura y cierre de los brazos (rotación del hombro en el plano horizontal), ángulo de subida y bajada de los brazos (rotación del hombro en el plano vertical) y el ascenso y descenso de la cadera en la acción de agacharse.

### **5.4.1 Movimientos del hombro**

- Ángulo de apertura y cierre de los brazos:

Se tuvo en cuenta que el usuario debía ser capaz de sostener firmemente cajas/pesos de diferentes formas y dimensiones. Por tanto, se convino que el rango de movimiento de los brazos iría desde los  $-10^\circ$  hasta los  $20^\circ$ , suponiendo que  $0^\circ$  equivale a los brazos estirados paralelamente a la superficie de apoyo y hacia delante (véase Figura 20).

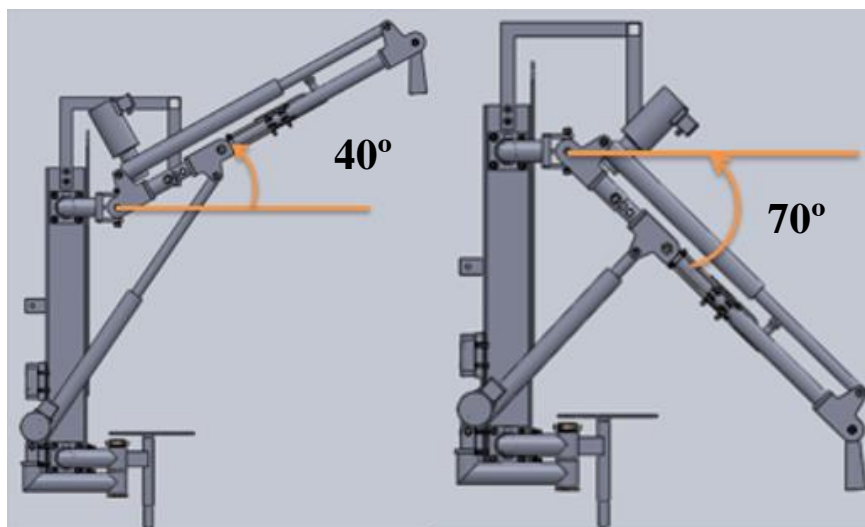


**Figura 20. Rango de apertura-cierre de los brazos**

Este ángulo está condicionado por cuestiones de estabilidad del conjunto y de utilización, así como por la facilidad para recoger y descargar cualquier tipo de carga permitida por las limitaciones de uso del exoesqueleto.

- Ángulo de subida y bajada de los brazos:

Con el fin de no poner en riesgo la seguridad del usuario, se decidió restringir el movimiento de elevar los brazos a  $40^\circ$  sobre la horizontal y el movimiento de bajar los brazos a  $-70^\circ$  respecto a la horizontal. De esta forma, de acuerdo con las dimensiones relativas a los brazos y sus posibles posiciones (estirado o flexionado), el individuo no puede en ningún momento colocar la carga sobre su cabeza, pues esto pondría en peligro tanto su seguridad como la estabilidad del exoesqueleto (véase Figura 21).



**Figura 21. Rango de subida-bajada de los brazos**

El ángulo de subida de los brazos se ve limitado por la fuerza máxima que es capaz de ejercer el actuador eléctrico lineal con su vástago completamente extendido. Por el contrario, el ángulo de bajada de los brazos se ve limitado por las dimensiones del propio actuador y las orejas a las que se ancla el mismo.

#### 5.4.2 Movimientos del codo

- Ángulo de flexión de los brazos:

El ángulo mínimo entre ejes axiales de brazo y antebrazo respecto el codo está limitado a la extensión máxima de un brazo humano y corresponde a la alineación de ambos ejes axiales. Por otra parte, el ángulo máximo entre ejes axiales de brazo y antebrazo respecto del codo está restringido a la vertical del sistema global en cualquier punto que se encuentre el conjunto brazo-antebrazo (véase Figura 22). Esta última condición está impuesta por cuestiones de seguridad del operario en cuanto al manejo de cargas próximas al usuario.

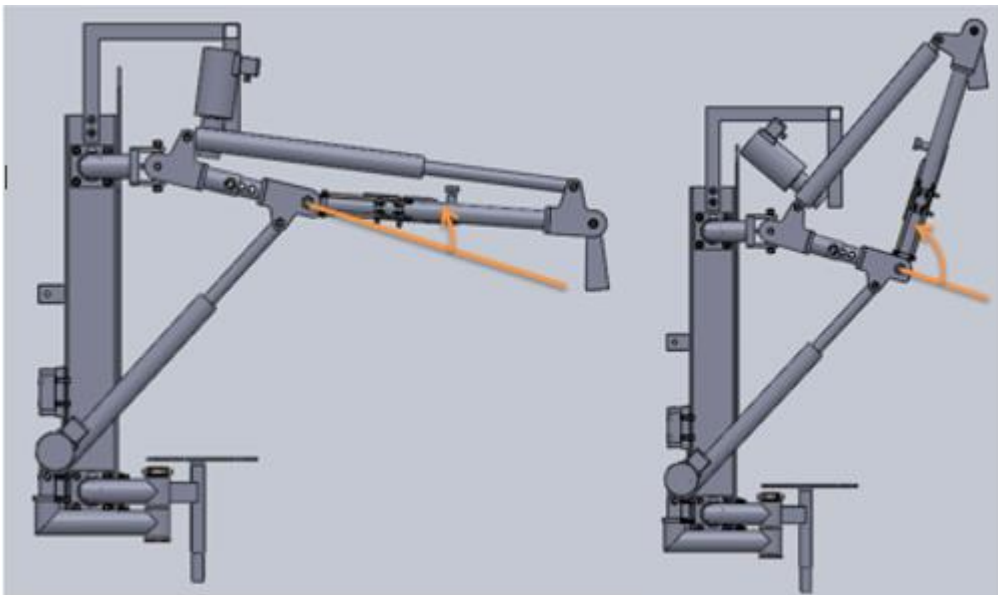


Figura 22. Rango de flexión-extensión de los antebrazos

### 5.4.3 Movimiento de la cadera

- Límites de movimiento: agacharse y ponerse en pie.

Se analizó de forma empírica la acción de agacharse de un individuo medio. De esta forma, se obtuvieron una serie de parámetros para que, en materia de ergonomía y confort, el usuario pudiese realizar dicha acción de forma funcional y satisfactoria.

Se obtuvo que la distancia pies-asiento más adecuada, en relación comodidad-funcionalidad, es de entre 35 y 40 cm. A continuación, se definió el punto muerto inferior (PMI) o lo que es igual, la distancia desde la base del exoesqueleto hasta el asiento en el punto más bajo del recorrido, en 30 cm (véase Figura 23). Según lo expuesto en los apartados del 7.2.3 en adelante, la distancia desde la base del exoesqueleto hasta los reposapiés es de 7 cm, resultando así una distancia total pies-asiento de alrededor de 37 cm.

Por otra parte, se asumió como punto muerto superior (PMS), es decir, la distancia desde la base del exoesqueleto hasta el asiento en el punto más alto del recorrido, en 80 cm (véase Figura 23). Por tanto, se consideraron dichos valores como suficientes para llevar a cabo el movimiento de forma funcional sin el riesgo que podría conllevar realizar una total extensión o flexión de la articulación de la rodilla, tal y como se lleva a cabo en la vida diaria.

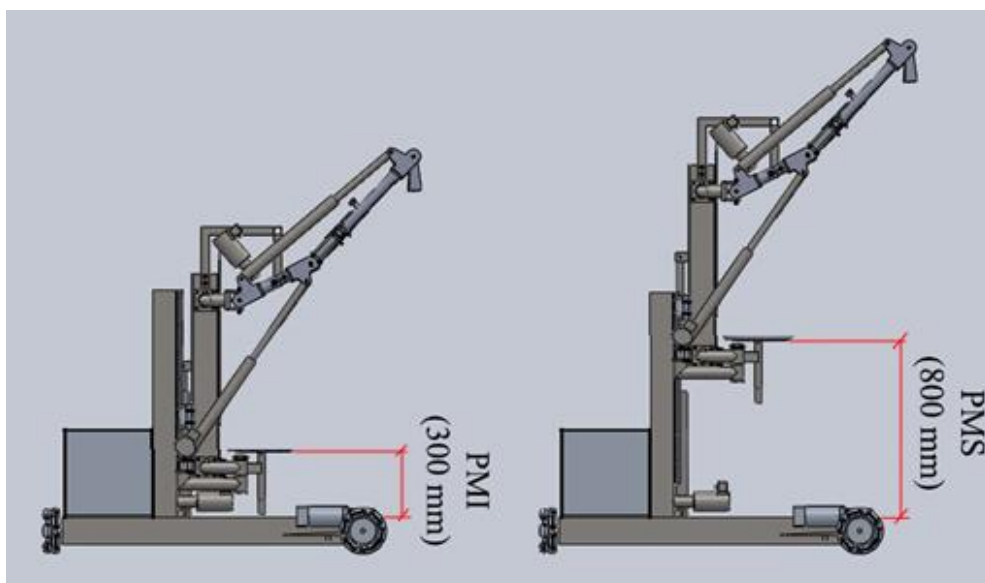


Figura 23. Punto muerto inferior (PMI) y punto muerto superior (PMS)



## **5.5 Unificación de componentes**

Con el fin de abaratar costes y unificar procesos de montaje se procuró, en la medida de lo posible, que los elementos que desempeñan una función similar fuesen iguales. De esta forma, se facilitan las labores de mantenimiento y se reduce el stock de repuestos, teniendo que almacenar menos tipos diferentes de elementos. Esto conlleva, a su vez, menor espacio dedicado al almacenamiento de dichos repuestos.

## **6. Análisis de soluciones.**

Con el fin de obtener resultados que se aproximen lo máximo posible a la realidad y poder verificar las zonas críticas de acumulación de tensiones así como los desplazamientos, se procede a realizar el análisis por el método de elementos finitos (MEF) con el software Solidworks.

### **6.1 Tipo de análisis**

#### **6.1.1 Análisis estático con elementos 3D**

Se utilizará el método de elementos finitos (MEF). Este método de cálculo permite estudiar estructuras complejas considerándolas como elementos discretos que, conectados entre sí, reproducen la superficie del cuerpo de estudio. Mediante un análisis matricial se obtienen los valores de deformación y esfuerzos de cada elemento discreto, permitiendo así conocer la tensión y desplazamiento en prácticamente cada punto de la superficie.

Dado el tamaño y la complejidad de algunas zonas del diseño, el método de elementos finitos facilita la tarea de conocer el comportamiento de la estructura en condiciones de servicio. La utilización del software Solidworks permite realizar el cálculo de la estructura por éste método mediante los estudios estáticos, cuyos parámetros principales se describen a continuación.

#### **6.1.2 Parámetros**

En este apartado se describen los parámetros característicos de cada estudio.

##### **6.1.2.1 Material**

Se indica de qué material se fabricarán las piezas que componen el equipo. En este caso se hará uso de un acero tipo AISI 1020.

##### **6.1.2.2 Conexiones**

Por defecto se establece el contacto entre componentes como contacto global de unión rígida para todos los diseños estudiados en este proyecto.

### 6.1.2.3 Sujeciones

Para los estudios, las sujeciones se representaron como desplazamientos remotos. Al hacer que dichos desplazamientos sean cero, se consigue una simulación aproximada a la realidad, teniendo en cuenta la reacción que ejercería la superficie donde se encuentre el exoesqueleto.

### 6.1.2.4 Cargas

Las cargas que se han tenido en cuenta para el análisis de los diseños fueron:

- **Gravedad:** se indican en las figuras como una flecha gruesa y roja.
- **Fuerza-1:** Reacción máxima que genera el actuador eléctrico lineal sobre la oreja de anclaje.
- **Fuerza-2:** Carga distribuida equivalente que ejerce la batería sobre la superficie de apoyo.
- **Desplazamiento remoto (Conexión rígida):** Se incluyen en los análisis las reacciones provocadas por el contacto de cada rueda con la superficie de apoyo (véase figura 22). Esto se hace para evitar incluir las ruedas en los estudios.
- **Carga remota (Transferencia directa):**

Al levantar una determinada carga de servicio, se genera un momento sobre la mesa deslizante y sus guías. Para simularlo se utiliza la función “Carga remota”, la cual permite simular la consecuencia que tendría, sobre una superficie, una carga que se encuentra en un punto alejado de la misma (véase figura 23). Esto se hace para no modelar el conjunto de torso y brazos, ya que de eso se encargan los grupos *Exoesqueleto: Torso* y *Exoesqueleto: Brazos*, respectivamente.

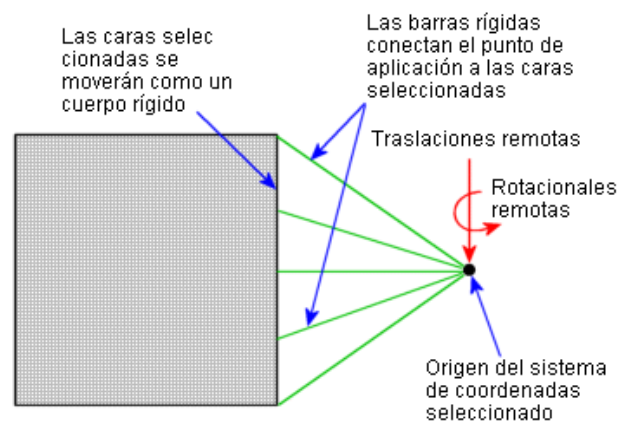
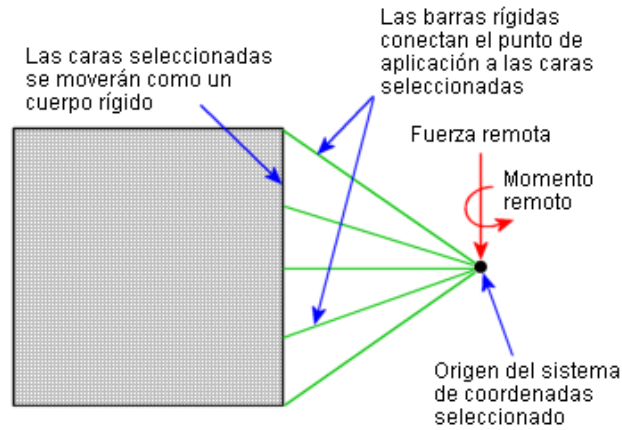


Figura 24. Función desplazamiento remoto en SolidWorks 2013



**Figura 25. Función carga remota en SolidWorks 2013**

### 6.1.2.5 Malla

Lo recomendable es utilizar una malla que cuente con el mayor número de elementos posibles (menor tamaño de los mismos). De esta forma, se consigue un resultado mucho más aproximado a la realidad, por ello todos los estudios se han realizado con la máxima densidad de malla que el ordenador permite.

## 6.2 Evolución del diseño de la estructura

A continuación se detalla el proceso de transformación que sufrió la estructura del tren inferior del exoesqueleto desde su concepción inicial hasta el resultado final, justificando cada una de las modificaciones hasta conseguir un diseño óptimo.

Para cada uno de los cuatro diseños planteados se especificará en qué consiste cada diseño, se enumerarán sus componentes, se realizará el análisis estructural, se analizarán los problemas que presenta desde el punto de vista del diseño y se propondrán posibles soluciones.

En el *Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks*, se muestran los estudios realizados con SolidWorks para cada diseño. Dichos estudios simulan la forma en la que cada diseño se comportaría en condiciones de servicio, brindando parámetros, como tensiones y desplazamientos resultantes máximos.

Esta serie de parámetros, unidos a los problemas de diseño que aparezcan servirán para justificar de manera fundamentada las modificaciones llevadas a cabo hasta llegar al diseño final.

## 6.2.1 Elementos comunes a los diferentes diseños:

### 6.2.1.1 Ruedas

En primer lugar, una de las cuestiones más importantes a tener en cuenta fue la elección del tipo de rueda más adecuado para los posibles futuros usos del exoesqueleto. Se consideró necesario que las ruedas fueran capaces de realizar tanto el movimiento de avance y retroceso, como el de giro en ambos sentidos.

Buscando información al respecto, se barajaron varias soluciones:

- **Ruedas de configuración normal.**

El inconveniente principal que presentaba este tipo de ruedas era la imposibilidad que tiene una rueda para moverse en la dirección lateral. Realmente colocando cuatro ruedas de este tipo, cada una en un lateral de la plataforma con un motor independiente, se podrían realizar los movimientos definidos anteriormente.

La rueda delantera girando en una dirección y la rueda trasera girando en la contraria harían que la estructura girara, y las ruedas laterales realizarían el movimiento hacia delante y hacia atrás. Pero con esta disposición, en los momentos en los que la máquina este avanzando o retrocediendo las ruedas delantera y trasera producirían arrastre lo que es perjudicial desde el punto de vista del diseño.

- **Ruedas omniwheel.**

Este tipo de ruedas permiten realizar a la misma rueda tanto el movimiento de avance y retroceso como movimientos laterales a derecha a izquierda.



Figura 26. Ejemplos de ruedas omniwheel.

Las principales ventajas que presentan respecto a las ruedas de configuración normal es la desaparición de la componente de arrastre que aparecía anteriormente, por lo que el exoesqueleto podría girar, avanzar lateralmente o avanzar hacia el frente sin ninguna restricción. Además, con este tipo de ruedas se mejoraría el aspecto de traslado y almacenamiento de la máquina cuando no está siendo utilizada por el operario.

Teniendo en cuenta la información anterior se optó por elegir las ruedas *omniwheel* para formar parte del diseño.

### 6.2.1.2 Actuador

Por otro lado, hubo que decidir qué tipo de sistema se utilizaba para la elevación de la carga, y del peso del propio operario.

En un primer momento el operario iría en un asiento anclado a la plataforma, como aparece en el croquis de la Figura 27, con lo que el actuador no debería levantar su peso. Pero tras el estudio de esta propuesta, teniendo en cuenta que el exoesqueleto debe poder ser utilizado por personas de muy diferente altura, se descubrió que era necesario, por un lado ajustar la altura del asiento y por otro ajustar la altura de los hombros para que coincidieran con los del exoesqueleto.

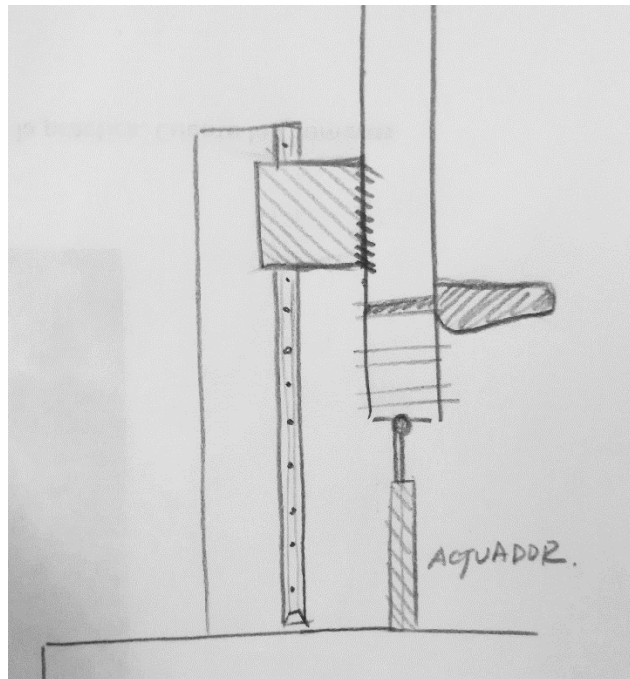
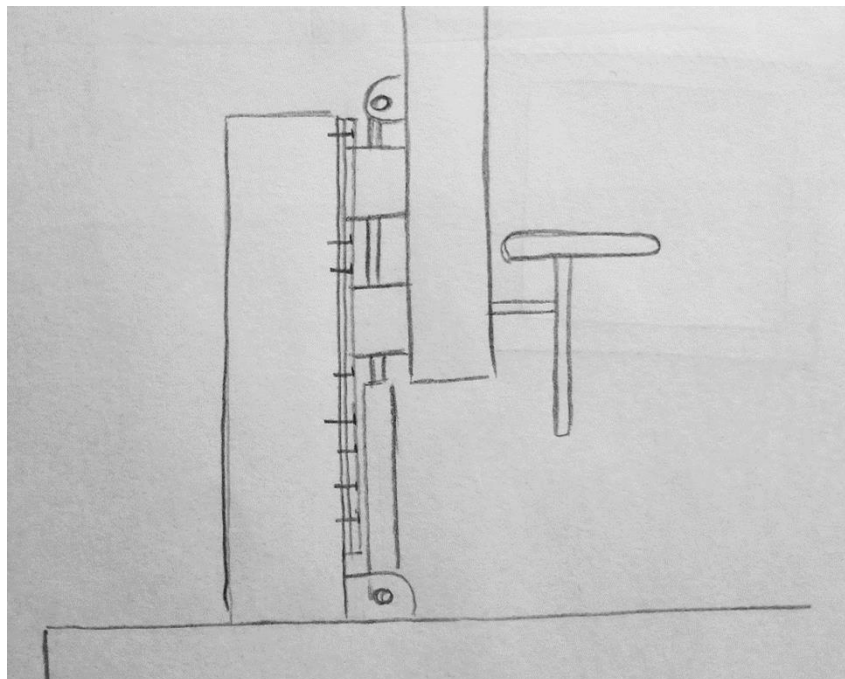


Figura 27. Croquis de diseño con asiento anclado a la plataforma.

Una forma mucho más fácil de solucionar este problema era hacer que hombros y asiento estuvieran unidos y suspendidos con respecto a la plataforma. De esta manera el operario solo tiene que sentarse y ajustar el asiento para hacer que sus hombros coincidan con los hombros de la estructura. Después el actuador movería toda la carga suspendida como un conjunto hasta que el operario se encuentre en la posición más cómoda con los pies situados en su lugar.

Esta solución aparece en el croquis de la figura 28, y es la que finalmente se seleccionó para formar parte del diseño.



**Figura 28. Croquis de diseño con asiento suspendido.**

- **Actuador hidráulico**

Es capaz de elevar grandes cargas con una gran precisión, pero en este caso debido a que la carga a elevar no es excesiva, las desventajas que ofrece este tipo de actuador superan los beneficios de las prestaciones que ofrece.

Principalmente el espacio necesario para el depósito de aceite, las dimensiones del actuador y el mantenimiento más costoso hace que se haya descartado esta opción.

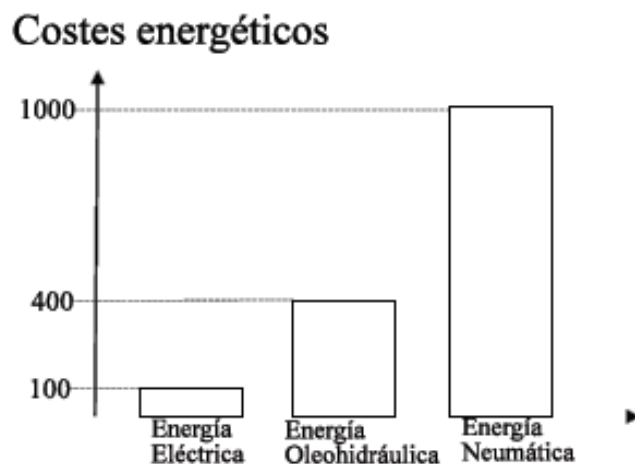
- **Actuador neumático.**

El actuador neumático es capaz de elevar cargas menores que el hidráulico pero actúa con mayor velocidad. En nuestro caso, una gran velocidad no es necesaria, y de la misma manera que el actuador hidráulico, el neumático se ha descartado principalmente por el espacio que ocuparían las instalaciones necesarias, tanto el compresor como el depósito de aire.

- **Actuador eléctrico.**

El actuador eléctrico lineal se ofrecía como la mejor alternativa para su aplicación en el exoesqueleto. Es capaz de elevar grandes cargas, y se podría almacenar la energía necesaria en baterías que alimentaran tanto los motores que mueven las ruedas como los motores de los actuadores.

Otro aspecto a tener en cuenta es el coste energético de estos tres tipos de energía, siendo la eléctrica la más rentable como se puede apreciar en la Figura 29.



**Figura 29.** Comparativa de coste energético entre la energía eléctrica, neumática y oleohidráulica.  
Fuente: Apuntes de asignatura Neumática e Hidráulica Industrial, Grado en Ingeniería Mecánica, ULL. Curso 2014-2015

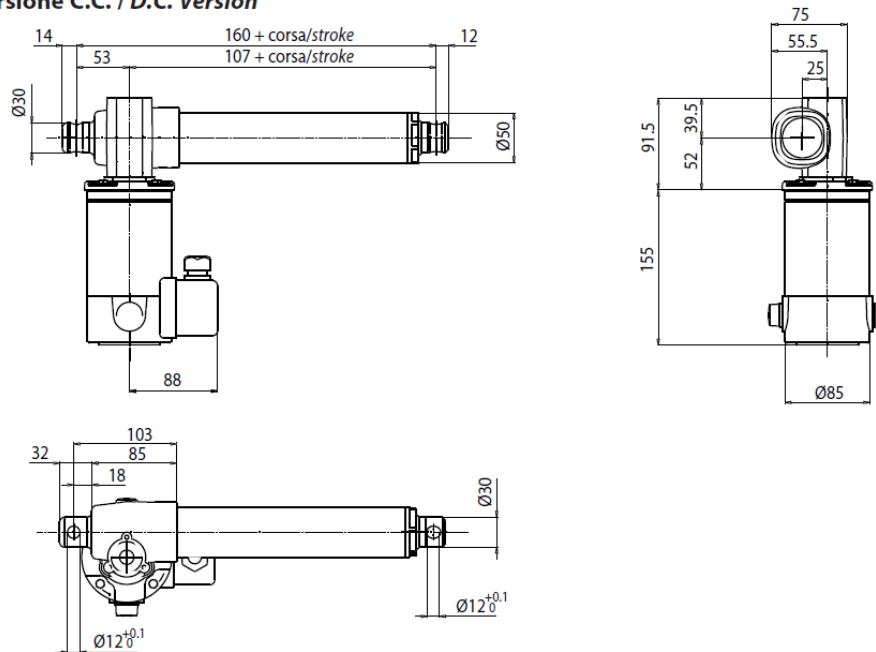
Finalmente teniendo en cuenta la información anterior, se optó por los actuadores eléctricos para formar parte del diseño.

Con los datos de carga máxima permitida mayorada, peso máximo del operario y peso aproximado de la espalda y los brazos se procede al cálculo del esfuerzo que soportara el actuador. Con ese dato, después se podrá elegir un actuador mediante catálogo. Los cálculos se encuentran en el *Anexo 1: Anexo de cálculos analíticos*.



*Apartado2: Cálculos referentes a la elección del actuador.* Se obtuvo un valor de carga máximo de 3087 N, por tanto se seleccionó el actuador ALI4 24 Vdc. de MECVEL que tiene una capacidad de 4100 N.

**ALI4 - versione C.C. / D.C. Version**



**Figura 30.**Actuador ALI4 24 Vdc. MECVEL. Fuente: catálogo del actuador.

### 6.2.1.3 Perfil vertical, guías lineales y placa de sujeción.

La unión entre la espalda y el tren inferior debía realizarse de modo que, como se ha explicado en el apartado anterior, el operario quedara suspendido con respecto a la plataforma y el actuador hiciera que se desplazara hacia arriba o hacia abajo.

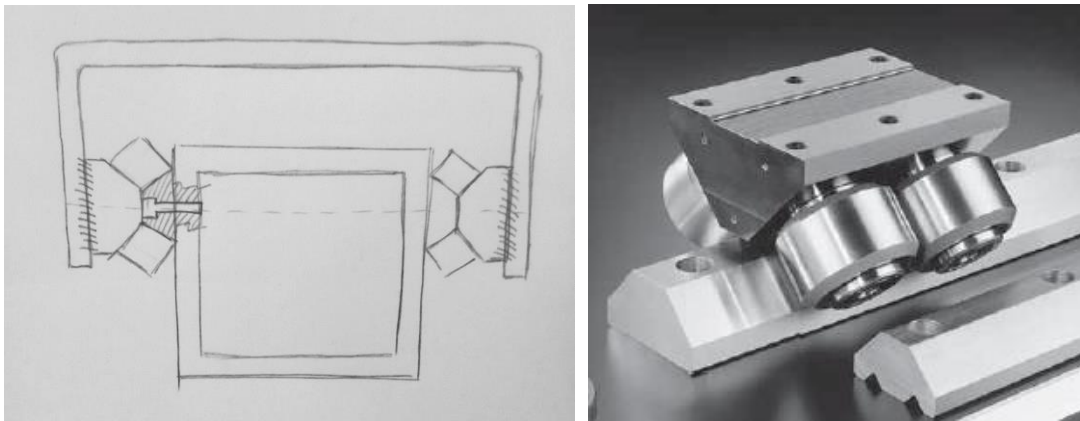
Pero las dos partes, tren inferior y espalda, debían quedar unidas, sin restringir el movimiento de subida y bajada, y esto podía solucionarse colocando una guía lineal. En la espalda irían atornilladas las guías, y en el tren inferior se colocarían los rieles correspondientes. Para colocar los rieles se decide soldar un perfil vertical cuadrado a la plataforma del tren inferior, quedando este perfil paralelo a la espalda.

Se plantearon dos opciones de guías para formar parte del diseño: las guías lineales con patín trapezoidal y las guías lineales con patín recto.

- **Guías lineales con patín trapezoidal**

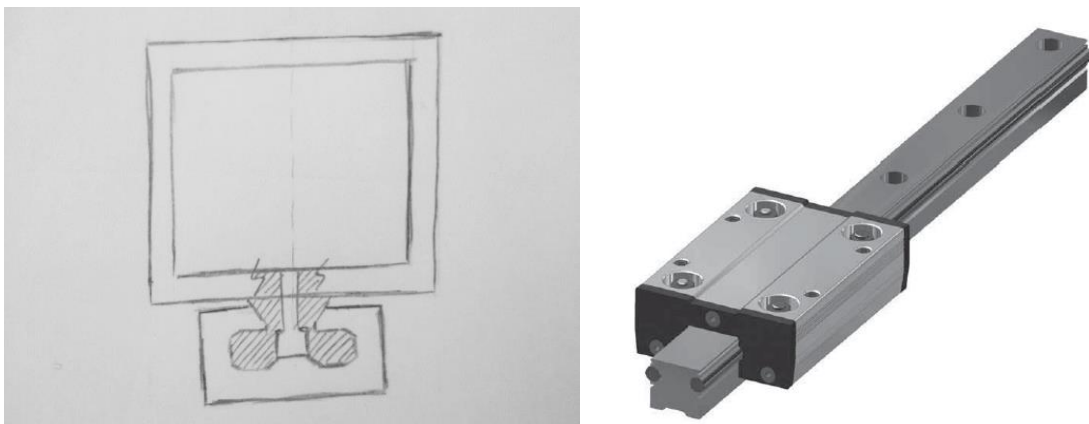
Este tipo de guías debido a su geometría presentan una alta complejidad en el montaje, además conllevan un mayor coste económico que las lineales.

Por otro lado, debido a la necesidad de situar el actuador centrado entre las dos guías, la única solución factible pasaba por añadir un perfil en U. A este perfil se soldarían los patines trapezoidales, y las guías se atornillarían al perfil vertical de la base, como aparece reflejado en el croquis de la Figura 31.



**Figura 31. Croquis de montaje e imagen de guía lineal con patín trapezoidal.**

- **Guías lineales con patín recto**



**Figura 32. Croquis de montaje e imagen de guía lineal con patín recto.**

En cambio, analizando la configuración de las guías lineales de patín recto, se puede observar que la sencillez es su geometría es un punto favorable, tanto económicamente como en lo relativo a las labores de montaje y mantenimiento.

En este caso, para incluir este elemento en el diseño no haría falta añadir ningún perfil, ya que puede ir directamente atornillado tanto a la espalda como al perfil vertical de la base.

Debido a estas ventajas, finalmente se eligieron las guías lineales de patín recto para formar parte del diseño.

A continuación se explicará que configuración se utiliza para incluir el actuador y el por qué se eligió colocar dos de estas guías en vez de una sola.

### **Elección de dos guías.**

En un principio se consideró la opción de utilizar un único conjunto guía-patín (a partir de ahora se utilizará la denominación “mesa lineal”). En primer lugar, esta disposición era contraproducente, ya que entraba en conflicto con la posición pensada preliminarmente para el actuador eléctrico lineal. Por otra parte, la estabilidad estructural del equipo se veía comprometida, ya que cualquier impacto, o parada espontánea durante el movimiento apertura-cierre de los brazos, sería soportado por una única guía. Este hecho aumenta la fragilidad del conjunto ante situaciones accidentales, por tanto y con el fin de garantizar el correcto funcionamiento del mismo, se decidió utilizar dos mesas lineales.

#### **a) Placa-soporte para las guías.**

Dado que el ancho del perfil sobre el que van atornilladas las guías no permite el montaje de dos de ellas paralelas, se decide añadir una placa que facilite la tarea (véase Figura 33). Las dimensiones propuestas para el elemento en cuestión, debían ajustarse a los demás elementos del diseño, garantizando que no interfiriese con los rangos de movimiento establecidos.

- **Altura:** La altura de la placa se adecua a la longitud de las guías que, a su vez, coincidirá con la carrera del actuador (500 mm). Se decide añadir un pequeño margen dimensional (en este caso de 50 mm a cada lado) para evitar impactos al llegar a PMS o PMI. La altura final de la placa es 600 mm. (véase Figura 35 y Tabla 13).

- **Ancho:** Debe ser suficiente para alojar dos guías atornilladas y permitir que el movimiento vertical alternativo del actuador se lleve a cabo entre ellas. (véase Figura 34).

De igual forma, se convino un margen dimensional de 35 mm en total. Esto resulta en un ancho de 270 mm. Suficiente para satisfacer las condiciones anteriores (véase Figura 35 y Tabla 13).

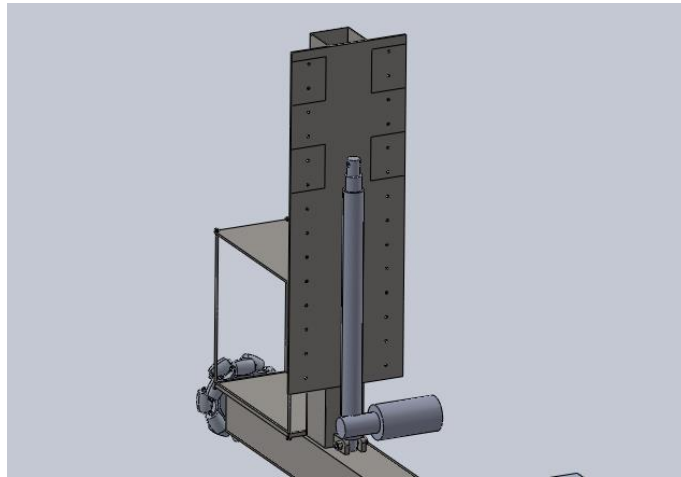
- **Espesor:** Se procuró que el espesor se adecuase lo mejor posible a las dimensiones preliminares del conjunto. Sin embargo, debía ser suficiente para soportar la tensión de servicio y resistir los esfuerzos provocados por las uniones atornilladas al montar las guías. Atendiendo a estas cuestiones, se decidió dotar a la placa de un espesor de 10 mm. (véase Figura 35 y Tabla 13).

La placa, que se soldará al perfil cuadrado vertical, se pensó para ser fabricada en aluminio y así reducir el peso del conjunto. Sin embargo, deben tenerse en cuenta ciertas consideraciones a la hora de soldar metales disímiles.

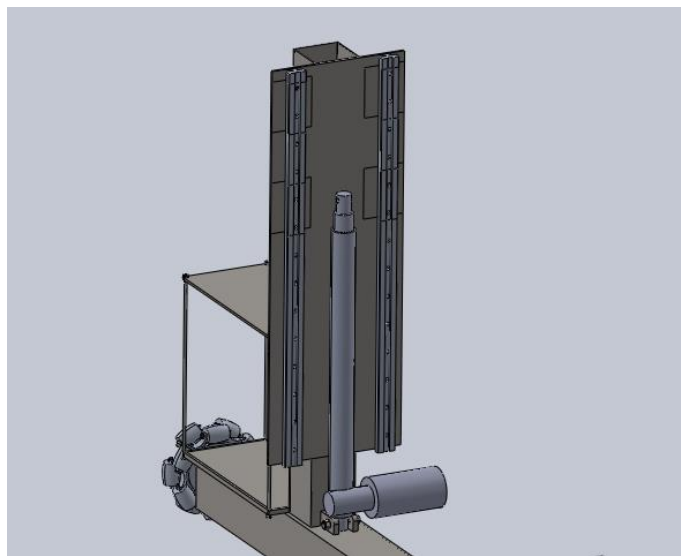
Los puntos de fusión de los materiales en cuestión, su coeficiente de dilatación térmica (puede provocar tensiones internas aumentando la fragilidad en servicio del cordón) y la diferencia en la composición electroquímica (puede aumentar el riesgo de corrosión si son muy dispares) son algunos de los aspectos a tener en cuenta.

En particular, al soldar directamente acero y aluminio, se generan compuestos químicos muy quebradizos que para evitarlos se deben emplear técnicas especiales como el revestimiento del acero (aluminización) o la adición de metales de aporte mencionada anteriormente.

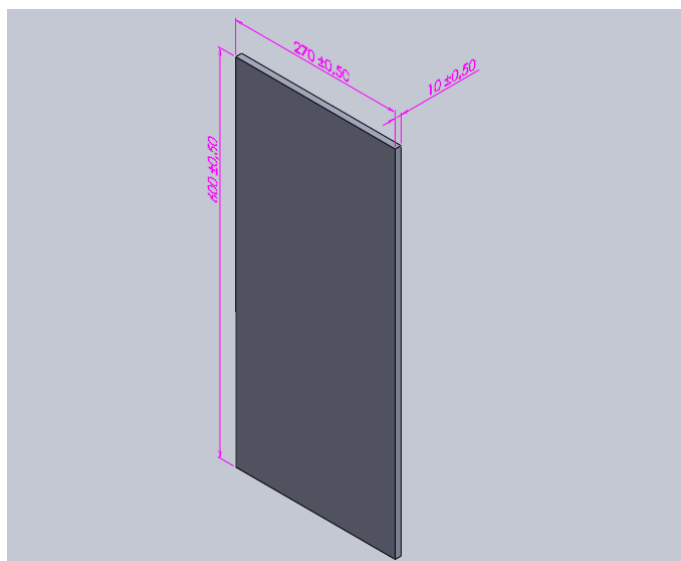
Por tanto, para reducir costes y facilitar el montaje, la placa se modeló en acero AISI 1020 al igual que el resto de la estructura.



**Figura 33. Placa soporte para guías lineales.**



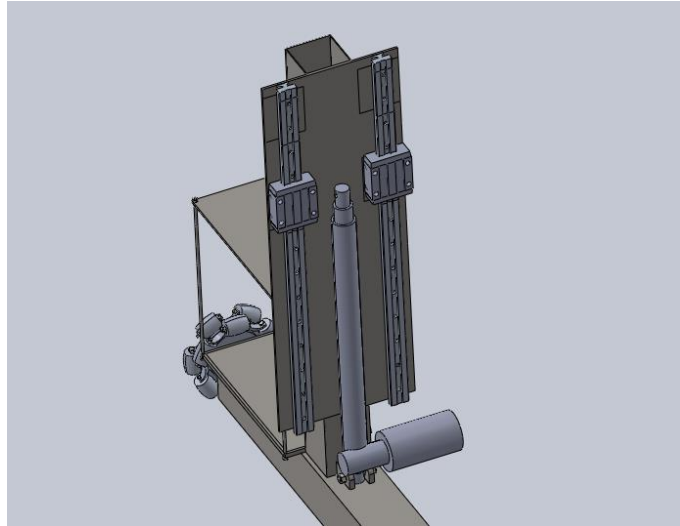
**Figura 34. Placa soporte con guías lineales atornilladas.**



**Figura 35. Dimensiones de la placa soporte.**

<b>Dimensiones de la placa (mm)</b>			
<b>Magnitud</b>	<b>Medida_min</b>	<b>Márgen</b>	<b>Medida_total</b>
Ancho	235	35	270
Altura	500	100	600
Espesor	10	0	10

**Tabla 13. Dimensiones de la placa soporte.**



**Figura 36. Montaje completo de placa soporte, dos guías y un patín por guía.**

### **b) Elección dos patines por guía**

Tras disponer dos guías en lugar de una, se encontró la posibilidad de incorporar un patín más a cada mesa lineal (véase Figura 36).

Si se coloca un solo patín por guía, el momento es soportado íntegramente por cada patín, ya que el centro de gravedad de este subconjunto se encuentra entre ellos (véase Figura 37). Sin embargo, al colocar dos patines por guía, la distancia desde el centro de gravedad del subconjunto hasta el centro de gravedad de cada patín aumenta, disminuyendo consecuentemente el esfuerzo que debe soportar cada uno (véase Figura 38).

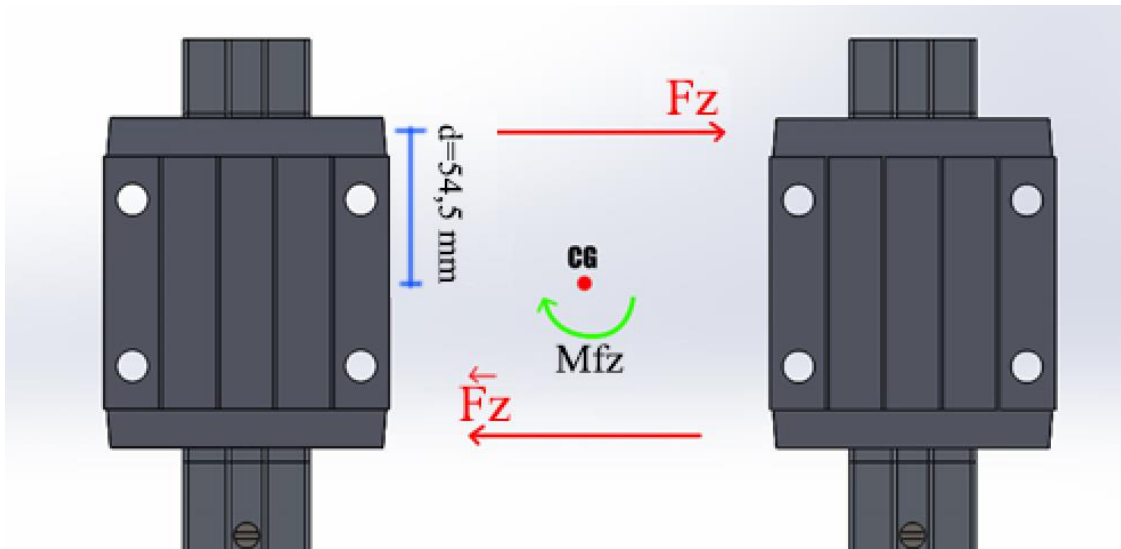


Figura 37. Esquema de esfuerzos con un patín por guía

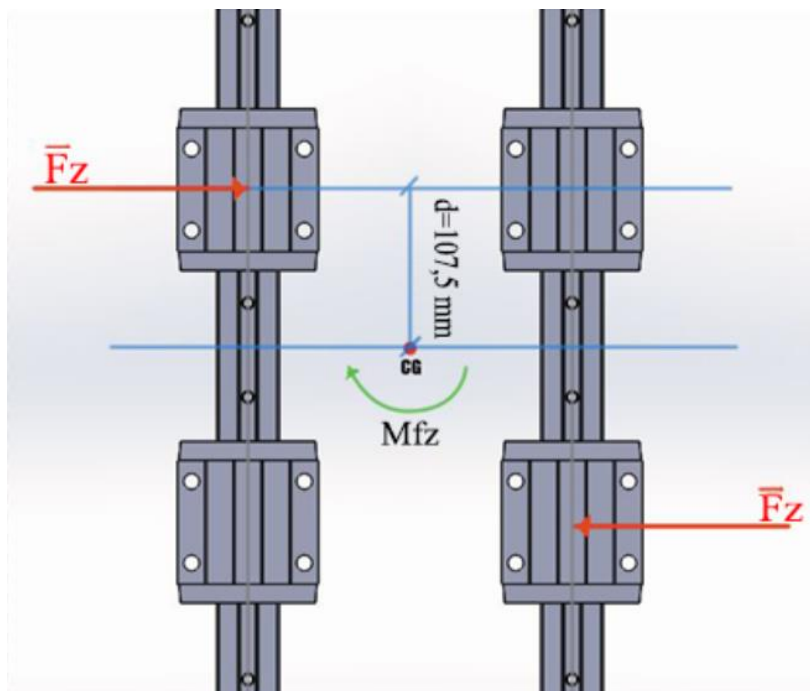
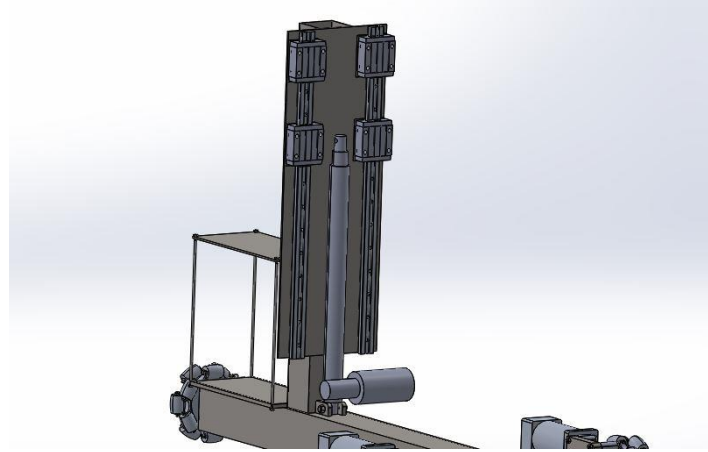


Figura 38. Esquema de esfuerzos con dos patines por guía

De esta forma, se observa que para un mismo momento, el esfuerzo soportado por los patines disminuye a medida que aumenta la distancia hasta el centro de gravedad.



**Figura 39. Montaje completo de placa soporte, dos guías y dos patines por guía.**

Los cálculos realizados para escoger la guía que soporta los esfuerzos a los que está sometido el exoesqueleto se encuentran en el *Anexo 1: Anexo de cálculos analíticos. Apartado 3: Cálculos referentes a la elección de la guía lineal.*

Se elige la guía lineal IGUS DryLin T TW-01-15



**Figura 40 .Guía lineal IGUS DryLin T TW-01-15. Fuente: catálogo de la guía lineal.**

En el *Anexo 1: Anexo de cálculos analíticos. Apartado 3: Cálculos referentes a la elección de la guía lineal*, se realizan diferentes suposiciones de posición de brazos y de carga para el exoesqueleto. De este análisis se obtiene que la peor posición es la que implica que un brazo este estirado a  $0^\circ$  y el otro esté abierto  $20^\circ$  hacia afuera y soportando éste la totalidad de la carga.

Este hecho hace que, de aquí en adelante, todos los estudios que se realicen a la estructura tengan esta suposición de carga. Al ser la posición más desfavorable,



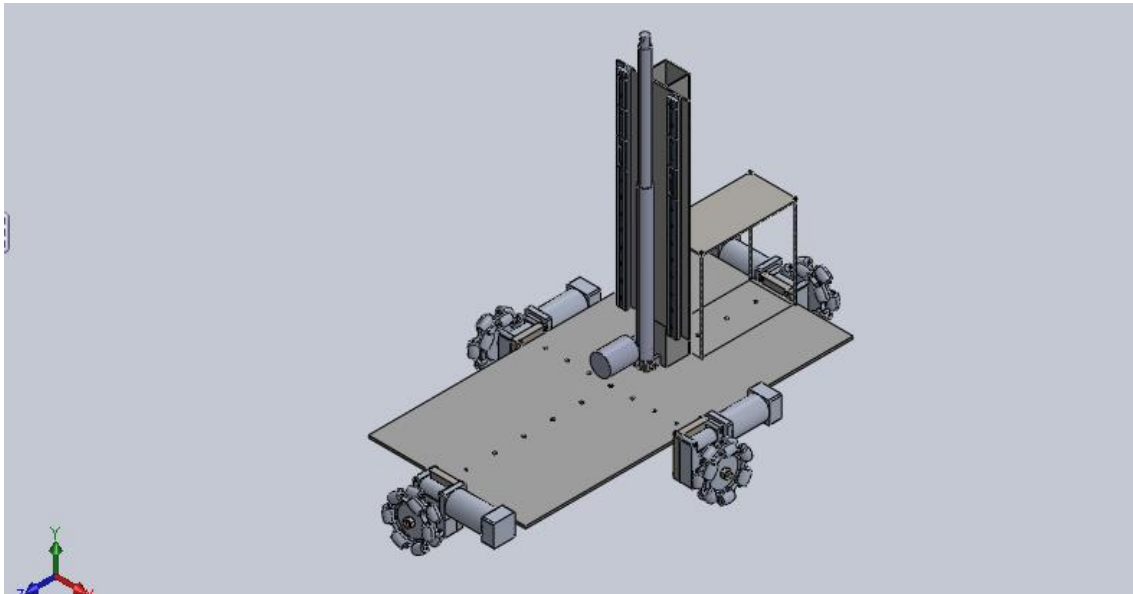
implícitamente cuando el diseño cumpla en esa posición, el resto de posiciones también cumplirán con los requisitos establecidos de tensiones y desplazamientos.

#### **6.2.1.4 Motor y sujeción del motor/ Batería.**

Otro elemento que será común a los diferentes diseños que irán evolucionando son el motor y su sujeción. Pero este elemento dependerá de la rueda que se escoja, que a su vez depende del peso total de la estructura. Por tanto estos elementos se definirían cuando se haya definido por completo el diseño final.

Además dependiendo del consumo de los motores y de los actuadores se elegirá una batería de diferente capacidad, así que este elemento también se definirá cuando se haya definido por completo el diseño final.

### 6.2.2 Diseño 1



**Figura 41. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 1. Fuente propia.**

Este primer diseño consiste en una plataforma de acero sobre la cual irían colocados todos los elementos del exoesqueleto, tanto espalda, brazos, como el propio operario.

A esta plataforma se une mediante tornillos una cruzeta también de acero. Tras lo cual, se sueldan los soportes de los motores a esta cruzeta, quedando cada uno en la mitad de los cuatro laterales de la plataforma rectangular.

#### **Componentes:**

- Perfil vertical de unión a la espalda.
- Plataforma.
- 4 Ruedas omniwheel.
- 4 Motores.
- 4 Sujeciones del motor.
- Cruzeta atornillada a la plataforma y soldada a las sujeciones del motor.
- 2 Guías lineales.
- 1 Actuador.

El perfil vertical de unión a la espalda se supuso en un primer momento como perfil cuadrado de lado 100mm y espesor 6 mm.

Este dato se tomó del catálogo de la empresa Metalco que puede consultarse en el *Anexo 3* de este proyecto.

### SOLDADOS CUADRADOS

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.  
Suministro en barras a largo comercial.  
Otras longitudes bajo pedido.



PESO EN KG/M PARA ESPESORES DE:											
Medidas (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	12,5
100x100	-	-	6.31	9.32	12.17	14.98	17.68	22.26	26.73	-	-

Figura 42. Detalle de catálogo Metalco.

#### Análisis estructural:

En el *Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks. Apartado 1: Diseño1* aparece detallado el análisis de tensiones de Von Mises y de desplazamientos resultantes que se le realizó al diseño 1. Obteniendo como resultado que la estructura soporta la carga impuesta sin sobrepasar los criterios establecidos de tensión admisible y desplazamiento máximo que se muestran a continuación:

- 1) La tensión máxima de trabajo debe ser inferior a la tensión admisible del material.

$$\sigma_{max} < \sigma_{adm}$$

- 2) El desplazamiento máximo debe ser inferior a un décimo del ancho del perfil.

$$d_{max} < \frac{1}{10} w$$

El diseño cumple estas condiciones, por tanto no va a ser descartado por problemas estructurales.

**Problemas de diseño:**

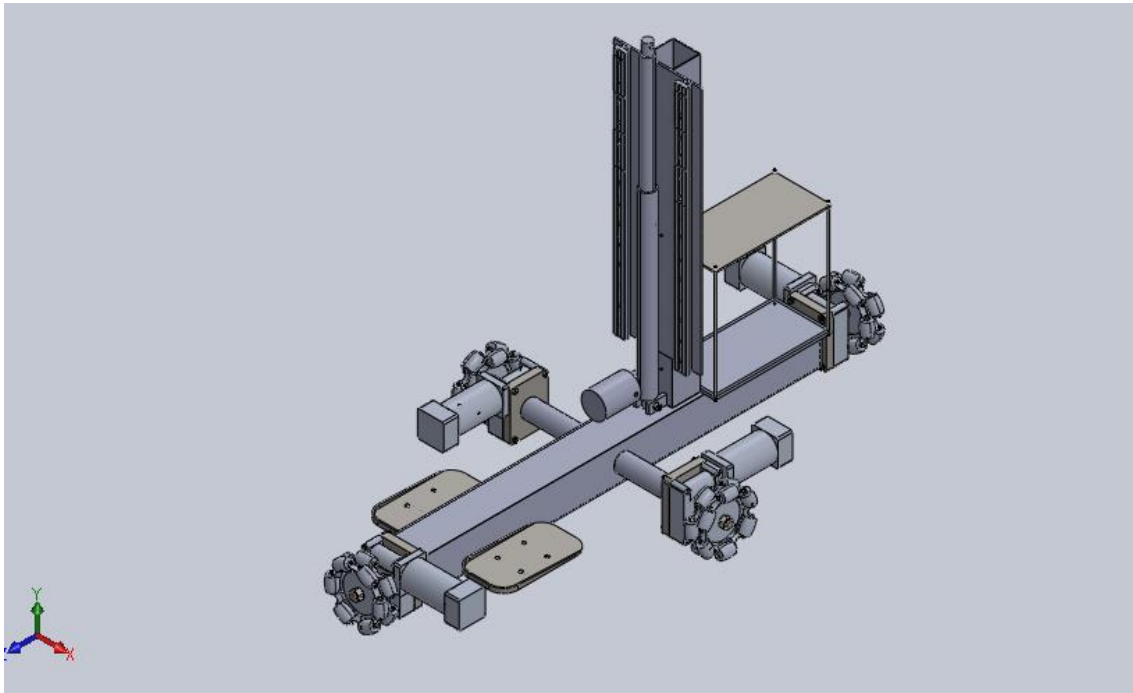
El problema principal que se presenta en este primer diseño es la excesiva altura a la que se encuentra el operario respecto al suelo al tener que estar subido a la plataforma. Este hecho dificulta gravemente la acción de recoger cajas o cualquier tipo de objeto que este en el suelo o una altura muy baja.

Si se quisiera llegar al suelo desde la plataforma, estando situado el operario en el punto muerto inferior habría que fabricar unos brazos de una longitud desmedida.

**Soluciones:**

Eliminar la plataforma y realizar un diseño en el que el operario puede estar situado a una altura más cercana al suelo.

### 6.2.3 Diseño 2



**Figura 43. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 2. Fuente propia.**

En este segundo diseño había que conseguir bajar la altura a la que se encuentra el operario respecto al suelo, anteriormente se encontraba en un plano superior al de eje de las ruedas, por lo que ahora debía colocarse en un plano igual o inferior al del eje.

Surgió como posible solución la idea de realizar unos reposapiés sobre los que se sostuviera el operario. Estos reposapiés serían el sustituto de la plataforma, con lo que el usuario estaría a menor altura que con la plataforma. Por lo tanto sus propios brazos también estarían a una menor altura, y asimismo los del exoesqueleto, haciendo que éstos pueda llegar lo más abajo posible sin tener que ser excesivamente largos.

Pero al desaparecer la plataforma había que buscar otra estructura que sostuviera el perfil vertical, las sujeciones de las ruedas, la batería y los propios reposapiés.

Así mismo, por analogía con la cruceta preliminar, se decidió reconvertir esta cruceta en dos perfiles redondos laterales y un perfil cuadrado situado horizontalmente y que serviría de base. Este perfil será del mismo tipo que el perfil vertical donde se

sostienen las guías lineales, y de mayores dimensiones para que pudiera resistir los esfuerzos a los que está expuesto.

Como se observa en la Figura 43, al perfil cuadrado base irán soldadas dos sujeciones de motor, el perfil vertical de unión a la espalda, la oreja de anclaje del actuador, y unos pequeños perfiles donde se atornillaran los reposapiés. Las otras dos sujeciones de motor irán soldadas a los perfiles redondos laterales mencionados anteriormente.

**Componentes:**

- Perfil vertical de unión a la espalda.
- Perfil horizontal base
- 2 perfiles circulares laterales.
- 4 Ruedas omniwheel.
- 4 Motores.
- 4 Sujeciones del motor.
- 2 Reposapiés.
- 2 Guías lineales.
- 1 Placa de soporte para las guías lineales.
- 1 Actuador.

El perfil vertical de unión a la espalda se mantiene igual que en el diseño 1, y el nuevo perfil de base se escoge como perfil cuadrado de 120x120mm y espesor 6 mm, para que el perfil vertical se pueda soldar a su superficie.

Los perfiles redondos se supusieron de diámetro 57 mm y espesor 4 mm.

Estos dos datos se tomaron del catálogo de la empresa Metalco, cuyas tablas aparecen a continuación.

**SOLDADOS CUADRADOS**

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.  
 Suministro en barras a largo comercial.  
 Otras longitudes bajo pedido.

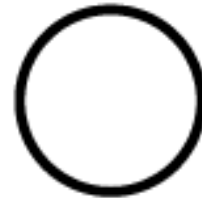
**PESO EN KG/M PARA ESPESORES DE:**

Medidas (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	12,5
<b>120x120</b>	-	-	-	11,23	14,77	18,20	21,53	27,46	33,28	37,44	38,48

Figura 44. Detalle de catálogo Metalco.

**SOLDADOS REDONDOS**

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.  
 Suministro en barras a largo comercial.  
 Otras longitudes bajo pedido.

**PESO EN KG/M PARA ESPESORES DE:**

Ø (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	10	12	12,5
55	1,4	2,06	2,71	4	5,23	-	-	-	-	-	-	-
<b>57</b>	-	2,14	2,82	4,16	5,44	-	-	-	-	-	-	-
60	1,5	2,25	2,97	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60,3	-	-	-	4,41	5,77	-	-	-	-	-	-	-

Figura 45. Detalle de catálogo Metalco.

**Análisis estructural:**

En el *Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks. Apartado 2: Diseño2* aparece detallado el análisis de tensiones de Von Mises y de desplazamientos resultantes que se le realizó al diseño 2. En este caso se obtuvo como resultado que la estructura sobrepasaba los criterios establecidos tanto en tensión como en desplazamiento, por lo que no era capaz de soportar la carga impuesta. Por este motivo este diseño debe quedar descartado.

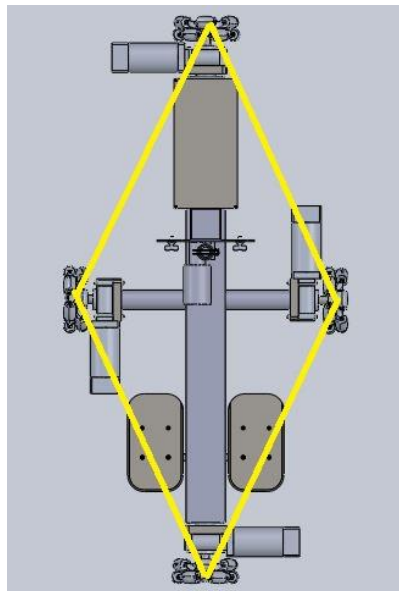
**Problemas de diseño:**

Además de no superar el análisis estructural, el diseño 2 también ha sido descartado por los siguientes problemas de diseño:

Aunque en este diseño los brazos pueden llegar a recoger objetos que están a menor altura que en el diseño 1, el motor y la rueda delantera resultan un impedimento.

Por otro lado, al tener 4 ruedas, en este diseño el exoesqueleto no puede sostenerse sobre un único plano. Tres puntos de apoyo definen siempre un plano, mientras que cuatro puntos, a menos que sean coplanarios, no lo definen, por lo que tendría dificultades en su estabilidad y a la hora de subir pequeñas rampas.

Este hecho también afecta al vuelco que podría sufrir la máquina. El centro de gravedad de la estructura (teniendo en cuenta el peso propio de la estructura, el peso del usuario y la carga a elevar) se desplaza a una posición menos estable al extender el brazo que lleva la carga y girarlo lateralmente. En este diseño, las 4 ruedas forman un rombo, y para que no se produzca el vuelco el centro de gravedad debe quedar dentro de este rombo en todo momento. (Véase Figura 46).



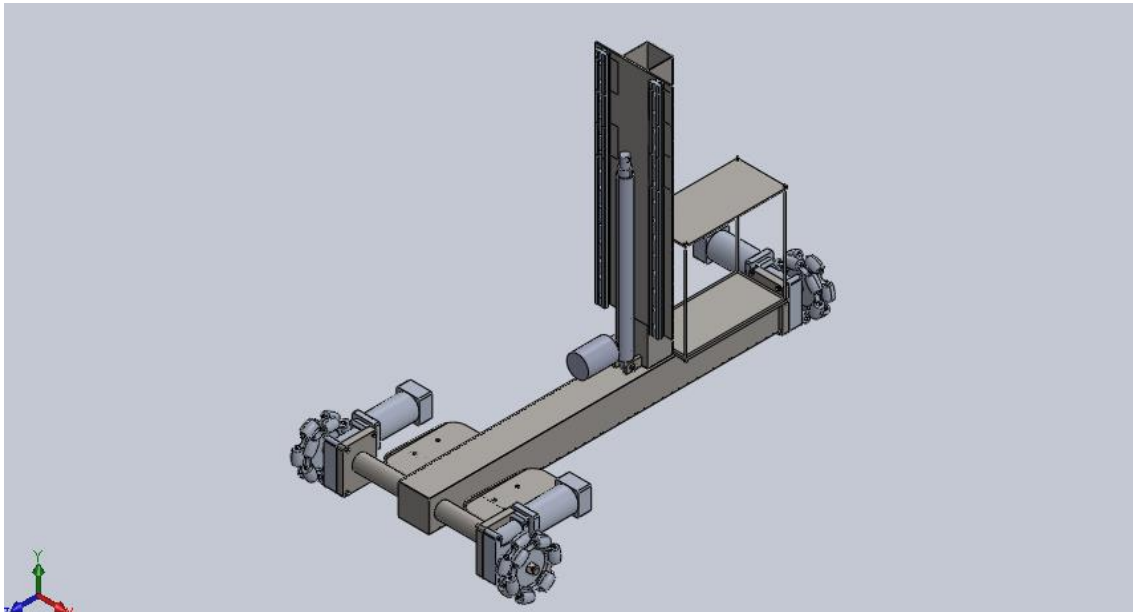
**Figura 46. Esquema del sistema con cuatro puntos de apoyo. Fuente propia.**

**Soluciones:**

Modificar el diseño para eliminar la rueda delantera, con lo que además el diseño quedaría más estable y se eliminaría el movimiento en cualquier dirección.

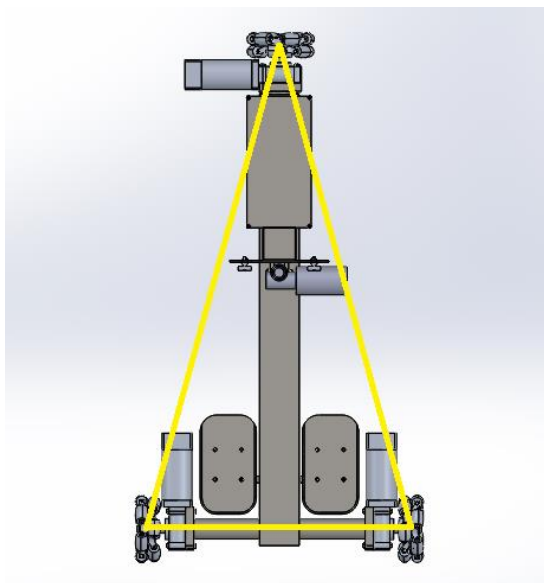


### 6.2.4 Diseño3



**Figura 47. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 3. Fuente propia**

Se decidió reconvertir el rombo original en un triángulo, siempre teniendo en cuenta que el ancho de la estructura debe ser lo menor posible para mejorar la maniobrabilidad (véase Figura 48). Con este objetivo se mantuvo la rueda trasera en su posición original, así como el perfil cuadrado de la base, y las dos ruedas laterales con su respectivo perfil redondo se colocaron lo más adelante posible. Al final se obtuvo una estructura que vista en planta tiene forma de T lugar de la cruz del diseño 2.



**Figura 48. Esquema del sistema con tres puntos de apoyo. Fuente propia.**

Aun con 3 ruedas se pueden realizar la serie de movimientos necesarios que se habían definido anteriormente. Para avanzar y retroceder se utilizaran las dos ruedas delanteras girando en el mismo sentido, para girar se utilizaran también las ruedas delanteras pero girando en sentidos opuestos, y para desplazarse lateralmente se utilizara la rueda trasera.

Por lo tanto en este diseño desaparece una rueda con su motor y su respectiva sujeción. Finalmente se conforma la estructura como un perfil central horizontal cuadrado, al que van soldados el perfil vertical cuadrado que sostiene las guías lineales, la oreja de anclaje del actuador, la sujeción del motor de la rueda trasera, los pequeños perfiles donde se atornillaran los reposapiés, y dos perfiles circulares en la parte delantera a donde van soldados a su vez la sujeción de las dos ruedas restantes.

**Componentes:**

- Perfil vertical de unión a la espalda
- Perfil en cruz
- 3 Ruedas omniwheel
- 3 Motores
- 3 Sujeciones del motor
- 2 Reposapiés
- 2 Guías lineales
- 1 Placa de soporte para las guías lineales.
- 1 Actuador

**Análisis estructural:**

En el *Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks. Apartado 3: Diseño3* aparece detallado el análisis de tensiones de Von Mises y de desplazamientos resultante que se le realizo al diseño 3. Obteniendo como resultado que la estructura soporta la carga impuesta sin sobrepasar los criterios establecidos, por lo que este diseño no va a ser descartado por problemas estructurales.

**Problemas de diseño:**

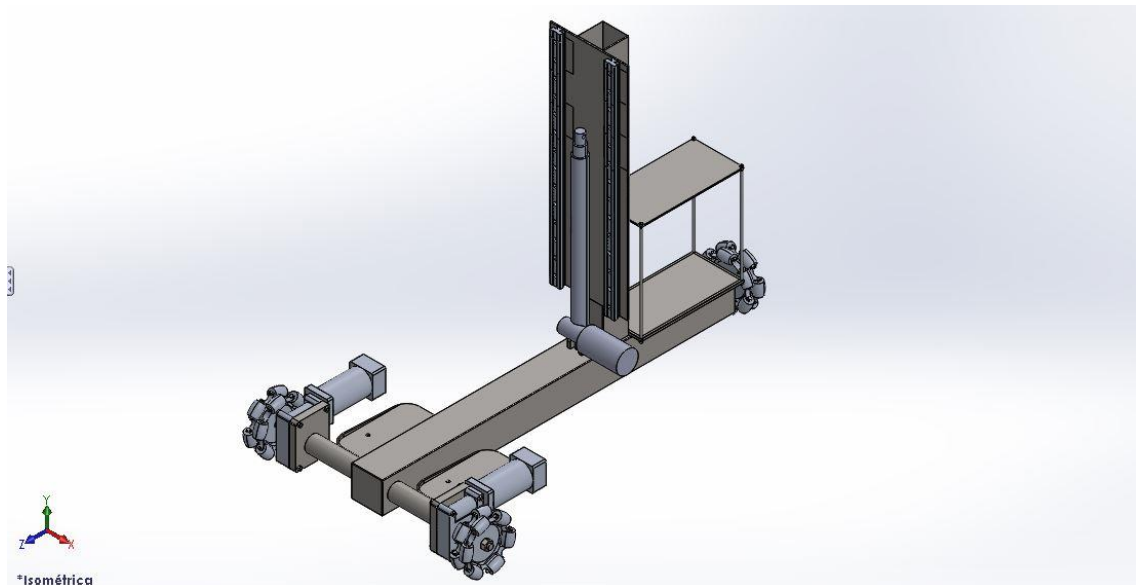
Aunque el diseño 3 cumpla con todos los requisitos estructurales aparecen problemas debido al peso del total de la estructura.

A diferencia del diseño 2, en este caso el peso que pueden soportar las ruedas ya no se divide entre cuatro ruedas sino entre tres, con lo que aumenta el peso que soporta cada rueda individualmente. Este hecho puede hacer que se sobrepase el límite de esfuerzo establecido por el fabricante.

**Soluciones:**

Intentar analizar el diseño actual para localizar en qué puntos se puede disminuir el peso.

### 6.2.5 Diseño 4



**Figura 49. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 4. Fuente propia.**

Analizando detenidamente el diseño anterior se observa que el exoesqueleto podría realizar los movimientos necesarios sin que la rueda trasera tenga motor, lo que supone la reducción del peso propio del total de la estructura así como un ahorro energético de cara a la capacidad necesaria de almacenamiento de las baterías.

Se puede eliminar el motor de la rueda trasera haciendo que el operario solo avance hacia el frente, eliminando los desplazamientos laterales convirtiéndolos en un giro y un avance. De esta manera las dos ruedas delanteras serían las encargadas de avanzar y retroceder si sus motores giran en el mismo sentido y de girar si los motores de ambas giran en sentido contrario.

Se podría pensar que de esta manera la rueda omniwheel trasera podría ser sustituida por una rueda loca similar a la de la Figura 50. El problema que aparece con este tipo de ruedas es que el punto de apoyo es variable lo que podría afectar tanto a los cálculos que se realicen como a la estabilidad del exoesqueleto. Además el peso que tienen que soportar las 3 ruedas no afectaría igual a cada una de ellas debido a su diferente resistencia y configuración.



**Figura 50. Ejemplo de rueda loca**

Por lo tanto finalmente el diseño 4 estaría compuesto por los mismos elementos que el diseño 3 pero eliminando el motor de la rueda trasera y su sujeción. Este elemento será sustituido por un pequeño eje soldado en la parte trasera del perfil central horizontal cuadrado. Este pequeño eje tendrá una reducción de diámetro que hará como tope para la rueda, a la que se le pondrá la misma tuerca que al resto de ruedas y quedará girando libre (sin motorizar) con un rodamiento en el eje, siguiendo así los movimientos que dicten las ruedas delanteras con motor.

#### **Análisis estructural:**

En el *Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks. Apartado 4: Diseño 4* aparece detallado el análisis de tensiones de Von Mises y de desplazamientos resultantes que se le realizó al diseño 4. Obteniendo como resultado que la estructura soporta la carga impuesta sin sobrepasar los criterios establecidos, por lo que este diseño no va a ser descartado por problemas estructurales.

#### **Componentes:**

- Perfil vertical de unión a la espalda.
- Perfil en cruz.
- 3 Ruedas omniwheel.
- 2 Motores.
- 2 Sujeciones del motor.
- 2 Reposapiés.
- 2 Guías lineales.
- 1 Placa de soporte para las guías lineales.
- 1 Actuador.

Finalmente, teniendo claro que se ha obtenido un diseño que no presenta problemas y que se ha desarrollado buscando su mayor sencillez, rentabilidad y facilidad de montaje, se puede pasar a determinar los componentes que faltaban en el apartado 6.2.1. *Elementos comunes a los diferentes diseños de la memoria: Ruedas, motor y sujeción del motor, y baterías.*

### **Ruedas, motor y sujeción del motor.**

En primer lugar se procede a elegir la rueda omniwheel que soporte un tercio de la carga total del exoesqueleto mediante catálogo. Este cálculo aparece *Anexo 1: Anexo de cálculos analíticos. Apartado 4: Cálculos referentes a la elección de la rueda y el motor.* Acorde con los resultados obtenidos de este apartado se elige la rueda HANGFA QLM20 que soporta una carga máxima de 160 kg y cuyo catálogo aparece en el *Anexo 3: Anexo de catálogos. Rueda omniwheel.*



**Figura 51. Rueda omniwheel HANGFA QLM20. Fuente: catálogo de la rueda.**

Con los datos de la rueda escogida y determinando una velocidad mínima para el avance del exoesqueleto, se puede calcular la potencia de motor necesaria. Estos cálculos aparecen desarrollados en el *Anexo 1: Anexo de cálculos analíticos. Apartado 4: Cálculos referentes a la elección de la rueda y el motor.*

De acuerdo con los resultados de ese apartado se elige el motor PM 63-50 GB9 de PARVALUX, cuyo catálogo aparece en el *Anexo 3: Anexo de catálogos. Motor*



Figura 52. Motor PM 63-50 GB9 de PARVALUX. Fuente: catálogo del motor.

Por último, conociendo las dimensiones del motor y su geometría, se planteó el problema de cómo unirlo a la base del diseño.

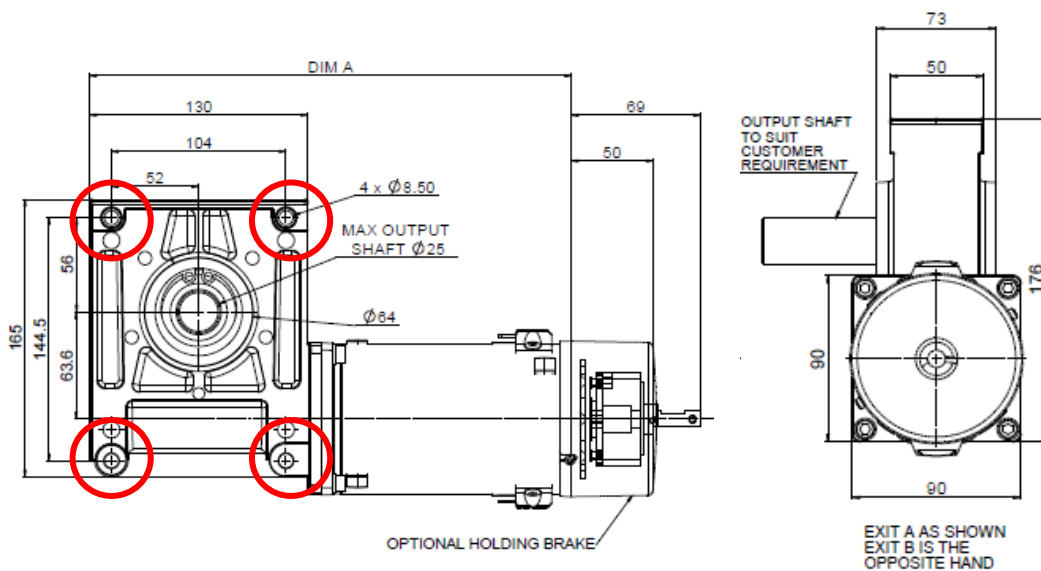


Figura 53. Planos de motor PM 63-50 GB9 de PARVALUX. Fuente: catálogo del motor.

Una solución viable consiste en crear una pieza de las mismas dimensiones del anclaje del motor con 4 agujeros de diámetro 8.5 mm, y que sean concéntricos con los 4 agujeros de diámetro 8.50 mm del propio motor (véase zona indicada en rojo de la Figura 53).

Se creó esta pieza con el software Solidworks (véase Figura 54). El método de unión a la estructura será mediante soldadura a los perfiles circulares de los laterales del

perfil central (véase Figura 55). Por otra parte, para unir esta sujeción al motor se utilizarán 4 pernos roscados en sus extremos.

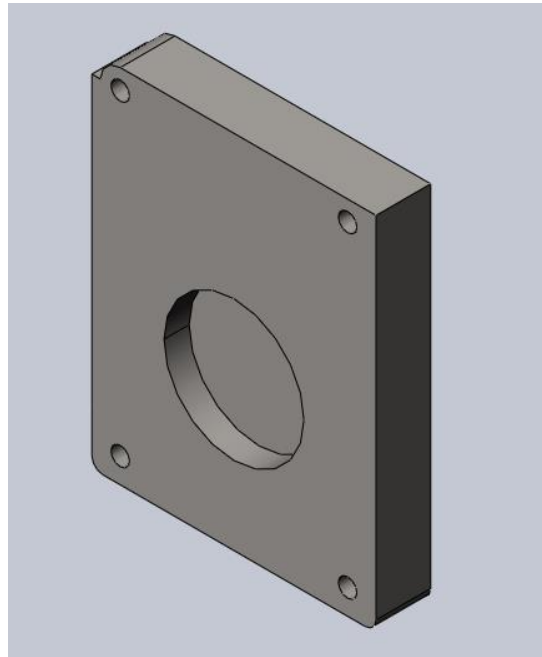


Figura 54. Asiento del motor modelado en SolidWorks. Fuente propia.

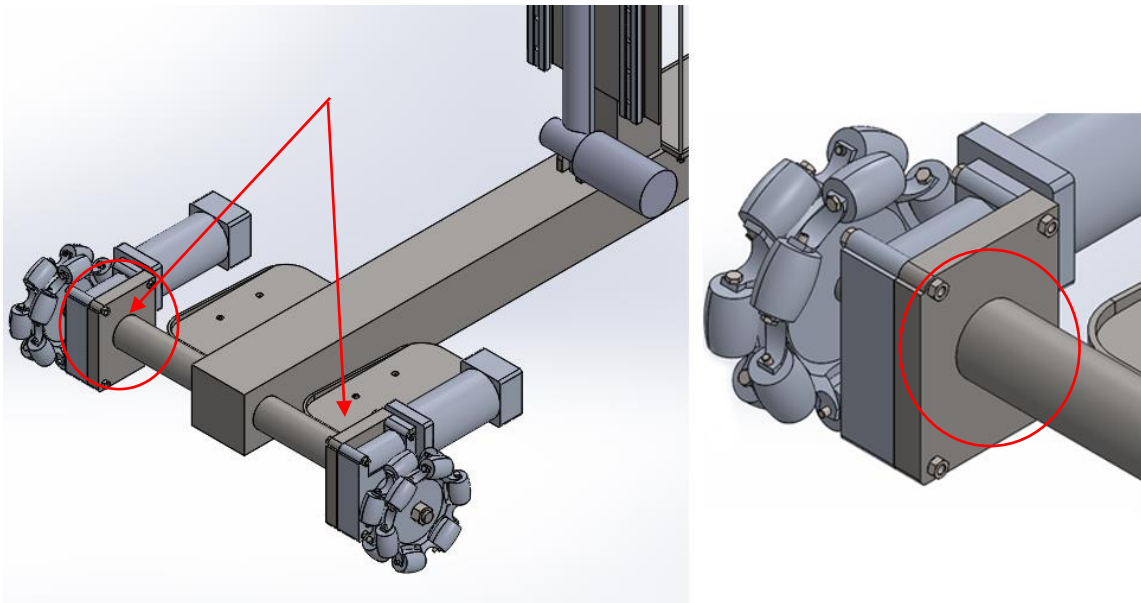
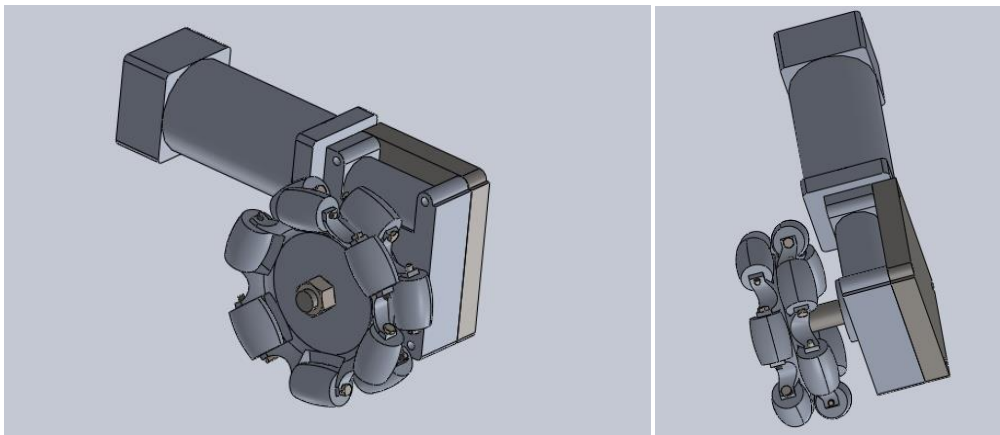


Figura 55. Puntos de soldadura de los asientos del motor a los perfiles circulares



### Eje de unión entre ruedas y motor

Con respecto a la unión entre rueda y motor, hay que realizar la comprobación a fatiga del eje que une ambas partes, teniendo en cuenta los ciclos alternativos de carga que soporta, la concentración de tensiones en la reducción de diámetro que sirve de tope, y en la chaveta que transmite el giro. Esta serie de comprobaciones aparece reflejada en el *Anexo 1: Anexo de cálculos analíticos. Apartado 5: Estimación de la resistencia a fatiga de los ejes.*



**Figura 56. Eje de unión entre rueda y motor. Fuente propia**

### Batería

Por otro lado, conociendo que el diseño 4 tiene tres ruedas, cada una de ellas con un motor; y sabiendo además que la totalidad de la estructura necesita 5 actuadores del mismo tipo: 2 en los brazos, dos en los hombros y uno en el tren inferior. Se puede calcular la potencia total consumida por el exoesqueleto, y consecuentemente las características de la batería necesaria.

Estos cálculos aparecen desarrollados en el *Anexo 1: Anexo de cálculos analíticos. Apartado 6: Cálculos referentes a la elección de las baterías.*

Se elige la batería TROJAN J185 H-AC



Figura 57 .Batería TROJAN J185 H-AC. Fuente: catálogo de la batería.

#### 6.2.6 Optimización del diseño 4.

Uno de los principales objetivos a la hora de realizar un diseño es que los materiales se optimicen al máximo posible, siempre dentro del rango donde no se superen los límites de su resistencia. Se va a analizar cómo optimizar el diseño 4 haciendo diferentes modificaciones.

En primer lugar, para conseguir este objetivo en el caso del tren inferior del exoesqueleto hay que analizar qué elementos se pueden modificar.

Las dimensiones generales de la estructura son fijas, ya que vienen determinadas por el estudio antropométrico (apartado 5.1 de la presente memoria). Por lo tanto, una manera de optimizar el diseño puede ser disminuir los espesores de los perfiles que forman la estructura: perfil cuadrado de la base, perfil vertical de unión a la espalda y perfil redondo que une el perfil base con las ruedas.

Estas variaciones de espesor se realizarán teniendo en cuenta en que zonas se encuentran las tensiones y los desplazamientos máximos y mínimos.

El diseño 4 tiene las medidas que aparecen en la tabla 14.

	<b>Espesor perfil base (mm)</b>	<b>Espesor perfil vertical (mm)</b>	<b>Espesor redondo (mm)</b>
<b>Diseño 4</b>	6	6	4

**Tabla 14. Espesores del diseño 4.**

En el *Anexo 2. Anexo de cálculos en Solidworks. Apartado 5: Optimización del diseño 4*, se realizan cinco modificaciones diferentes para finalmente elegir la que cumpla diferentes parámetros. Se tendrá en cuenta tanto el peso total de la estructura como el cumplimiento de las tensiones y los desplazamientos máximos permitidos.

Para comparar las diferentes estructuras también se debe tener en cuenta que el modelo 3D tenga un número similar de elementos para que los resultados sean fiables.

A continuación se enumerarán las diferentes modificaciones, justificando su descarte o su elección.

#### **Diseño 4.1**

Partiendo del diseño 4, en primer lugar se decide reducir los espesores del perfil base y el perfil vertical a 5 mm (Tabla 15) para definir el menor espesor que podría tener la estructura cumpliendo los parámetros requeridos.

	<b>Espesor perfil base (mm)</b>	<b>Espesor perfil vertical (mm)</b>	<b>Espesor redondo (mm)</b>
<b>Diseño 4.1</b>	5	5	4

**Tabla 15. Espesores del diseño 4.1.**

De las tablas 10 y 11 del *Apartado 5.1.5 del Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks* se obtiene que esta modificación cumple con los parámetros establecidos, por lo tanto se puede proceder a disminuir aun más los espesores mencionados.

#### **Diseño 4.2**

Tanto el perfil base, como el perfil vertical de unión a la espalda pasarán de tener un espesor de 5 mm a 4mm (véase tabla 16).

	Espesor perfil base (mm)	Espesor perfil vertical (mm)	Espesor redondo (mm)
Diseño 4.2	4	4	4

Tabla 16. Espesores del diseño 4.2

De las tablas 13 y 14 del *Apartado 5.2.5 del Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks* se obtiene que esta modificación si cumple con los parámetros establecidos, pero se decide descartarla debido a que su tensión máxima está demasiado próxima a la tensión admisible del material.

### Diseño 4.3

La zona de mayor tensión se encuentra en el extremo delantero del perfil base, por eso el perfil base volverá a su dimensión inicial con espesor 5 mm. En cambio el perfil redondo de unión a la rueda no es el que soporta los valores de tensión más altos así que se probará a reducirlo a 3mm. El perfil vertical a su vez, tampoco soporta altas concentraciones de tensiones y también se disminuirá. (Tabla 17)

	Espesor perfil base (mm)	Espesor perfil vertical (mm)	Espesor redondo (mm)
Diseño 4.3	5	4	3

Tabla 17. Espesores del diseño 4.3

De las tablas 16 y 17 del *Apartado 5.3.5 del Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks* se obtiene que esta modificación también cumple con los parámetros establecidos.

### Diseño 4.4

En esta ocasión como el diseño 4.3 cumple los requisitos, se probará a reducir aún más el perfil redondo de unión a la rueda, y el perfil vertical de unión a la espalda. La dimensión del perfil base, no se modificará de nuevo, ya que se ha comprobado que con espesor menor de 5mm surgen problemas estructurales.

	<b>Espesor perfil base (mm)</b>	<b>Espesor perfil vertical (mm)</b>	<b>Espesor redondo (mm)</b>
<b>Diseño 4.4</b>	5	3	2

**Tabla 18. Espesores del diseño 4.4**

De las tablas 19 y 20 del *Apartado 5.4.5 del Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks* se obtiene que esta modificación cumple con los parámetros establecidos.

Entre el diseño 4.3 y el 4.4 se elegiría el 4.4 debido a su menor peso y al ahorro en el coste de los materiales.

### **Diseño 4.5**

Por último, se va a probar a reducir el perfil vertical, para comprobar si con esta modificación la estructura sigue cumpliendo los parámetros establecidos. (Tabla 19)

	<b>Espesor perfil base (mm)</b>	<b>Espesor perfil vertical (mm)</b>	<b>Espesor redondo (mm)</b>
<b>Diseño 4.4</b>	5	2	2

**Tabla 19. Espesores del diseño 4.5.**

De las tablas 22 y 23 del *Apartado 5.5.5 del Anexo 2: Anexo de cálculos en Solidworks* se obtiene que esta modificación no cumple con los parámetros establecidos. Cumple con el requisito de desplazamiento pero en el punto de máxima tensión se supera la tensión admisible. Por lo tanto este diseño debe descartarse.

Debido a este hecho finalmente se elige el diseño 4.4 como diseño final. En la Tabla 20 se justifica esta elección, observando la comparativa entre el diseño 4 y sus diferentes modificaciones. Además en las figuras 58 y 59 se comprueba que los perfiles seleccionados se pueden suministrar por el mismo proveedor (Metalco), lo que conlleva un ahorro en distribución y en logística.

Por otro lado, se decidió añadir un soporte más para los reposapiés. De esta forma aumenta la solidez estructural del elemento y mejora la sensación de firmeza cuando el usuario apoya el peso de su cuerpo sobre los mismos. Esta modificación no supone un cambio significativo en los resultados de los estudios (presentes en el Anexo

2. Cálculos de Solidworks) ya que no se encuentra en una zona crítica en cuanto a valores de tensiones elevados.

	Espesor perfil base (mm)	Espesor perfil vertical (mm)	Espesor perfil redondo (mm)	Peso (Kg)	Nº elementos	Tensión máxima (MPa)	Desplazamiento máximo (mm)
<b>Diseño 4</b>	6	6	4	80,9	53349	236,5	6,29
<b>Diseño 4.1</b>	5	5	4	73,42	53081	280	7,667
<b>Diseño 4.2</b>	4	4	4	65,7	53000	351,3	9,982
<b>Diseño 4.3</b>	5	4	3	70,05	53100	279,2	8,17
<b>Diseño 4.4</b>	<b>5</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>66,6</b>	<b>53183</b>	<b>315,4</b>	<b>8,963</b>
<b>Diseño 4.5</b>	5	2	2	63,6	53214	394,2	8,261

Tabla 20. Comparativa entre las diferentes modificaciones al diseño 4.

### SOLDADOS CUADRADOS

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.  
 Suministro en barras a largo comercial.  
 Otras longitudes bajo pedido.



PESO EN KG/M PARA ESPESORES DE:

Medidas (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	12,5
90x90	-	-	5,75	8,33	10,92	13,31	15,70	19,66	-	-	-
<b>100x100</b>	-	-	<b>6,31</b>	<b>9,32</b>	<b>12,17</b>	<b>14,98</b>	<b>17,68</b>	<b>22,26</b>	<b>26,73</b>	-	-
110x110	-	-	-	10,30	13,52	16,64	19,66	24,86	29,85	-	-
<b>120x120</b>	-	-	-	<b>11,23</b>	<b>14,77</b>	<b>18,20</b>	<b>21,53</b>	<b>27,46</b>	<b>33,28</b>	<b>37,44</b>	<b>38,48</b>
125x125	-	-	-	11,75	15,50	19,03	22,57	28,81	34,84	39,42	40,56

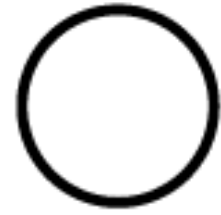
Figura 58. Detalle de catalogo de Metalco con perfiles cuadrados seleccionados

## SOLDADOS REDONDOS

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.

Suministro en barras a largo comercial.

Otras longitudes bajo pedido.



### PESO EN KG/M PARA ESPESORES DE:

∅ (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	10	12	12,5
55	1,4	2,06	2,71	4	5,23	-	-	-	-	-	-	-
57	-	2,14	2,82	4,16	5,44	-	-	-	-	-	-	-
60	1,5	2,25	2,97	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60,3	-	-	-	4,41	5,77	-	-	-	-	-	-	-

Figura 59. Detalle de catálogo de Metalco con perfil redondo seleccionado

## 7. Análisis de vuelco

Sabiendo que el diseño 4.4 es el seleccionado, y realizando el ensamblaje del total del exoesqueleto, formado por brazos, espalda y tren inferior, se realiza el análisis del vuelco de la estructura. Este análisis consiste en el estudio del centro de gravedad del exoesqueleto, con los brazos y la carga en la peor posición:

- Ambos brazos completamente extendidos horizontalmente.
- Un brazo abierto a  $20^\circ$
- Un brazo cerrado  $10^\circ$
- Toda la carga mayorada (100 Kg) soportada por el brazo abierto a  $20^\circ$ .
- Estructura situada en el punto muerto superior, PMS.

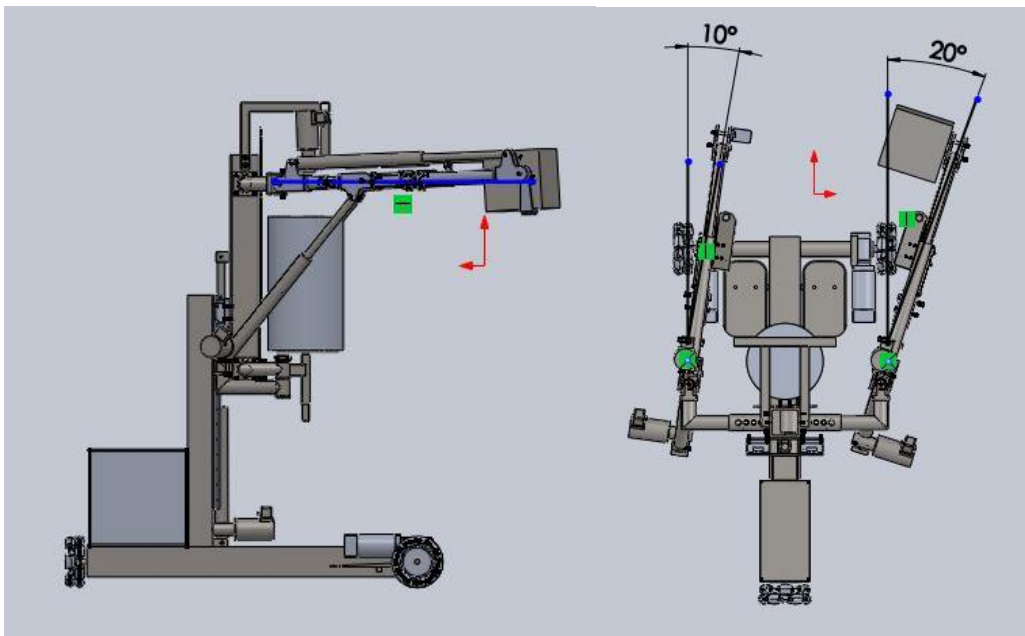


Figura 60. Vistas de la estructura situada en la posición más desfavorable. Fuente propia.

Al localizar el centro de gravedad, se puede conocer si este punto queda dentro del triángulo que forman los apoyos, con lo que no habría posibilidad de vuelco, o queda fuera del área de este triángulo, lo que supondría un grave riesgo para el operario dentro de la estructura.

A continuación, aparecen las imágenes de la planta y de la vista de perfil con el centro de gravedad indicado teniendo en cuenta el peso propio de la estructura.



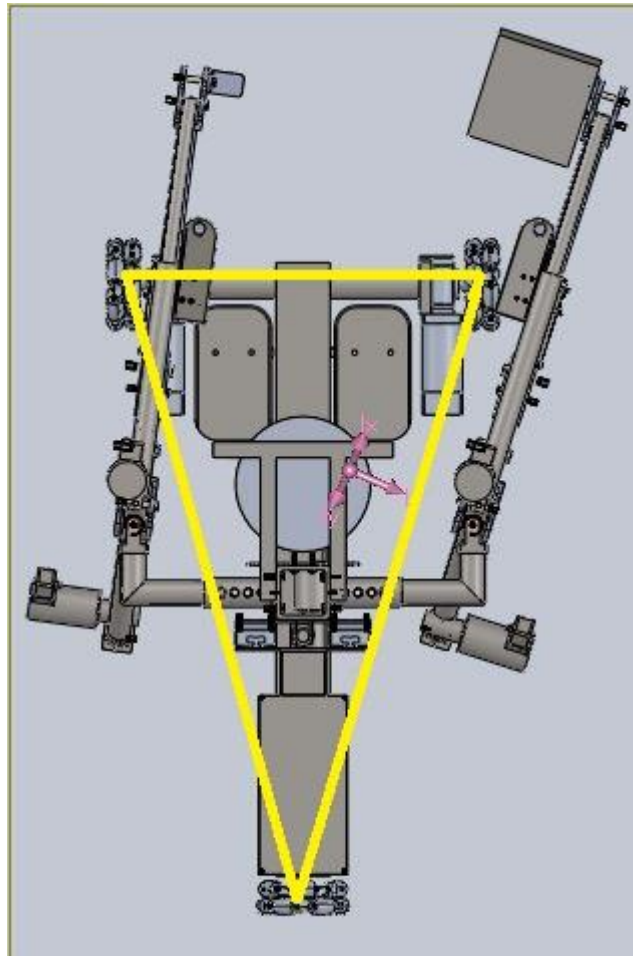


Figura 61. Planta del conjunto de exoesqueleto con centro de gravedad indicado. Fuente propia.

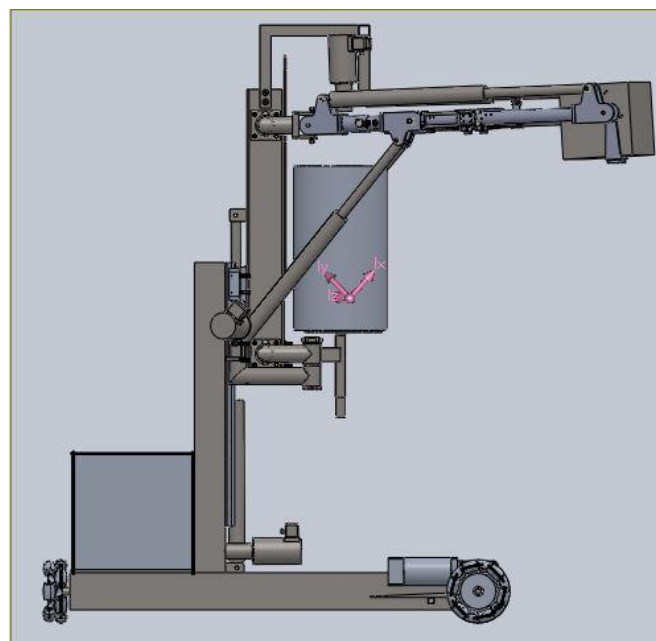


Figura 62. Perfil del conjunto de exoesqueleto con centro de gravedad indicado. Fuente propia.

En la Figura 61 se puede apreciar que el centro de gravedad CG queda dentro de dicho triángulo (delimitado en línea amarilla), por lo tanto se asegura que la estructura es estable para la peor posición de los brazos y la carga, e implícitamente es estable para el resto de posiciones

## 8. Resultados finales

De acuerdo con lo expuesto en el apartado anterior, se decidió tomar el diseño 4.4 como el óptimo para el objetivo que le atañe. Con esta geometría estructural se consigue un tren inferior del exoesqueleto mucho más ligero que sus antecesores, de dimensiones ajustadas y se salvan los problemas ocasionados por la altura de la estructura o la interferencia de algunos elementos con los rangos de movimiento.

En el documento *Planos* del proyecto aparecen los planos de los diferentes elementos que constituyen la totalidad del diseño 4.4, con sus dimensiones definitivas, acorde con lo expuesto en la presente memoria.

A continuación aparece dicho diseño, y el ensamblaje total del exoesqueleto con sus diferentes partes, donde se puede localizar la posición que ocupa el tren inferior.

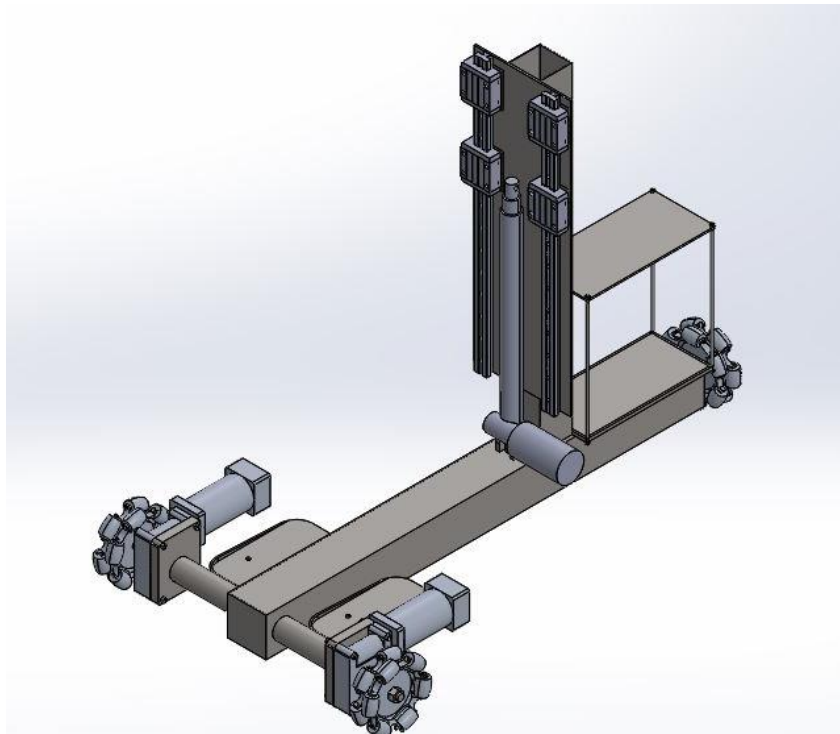
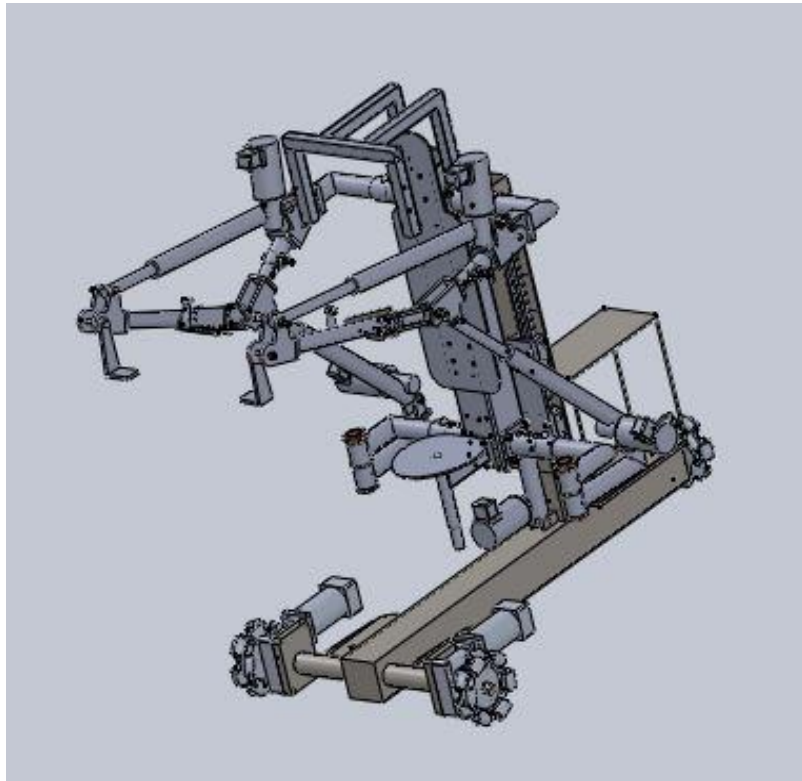
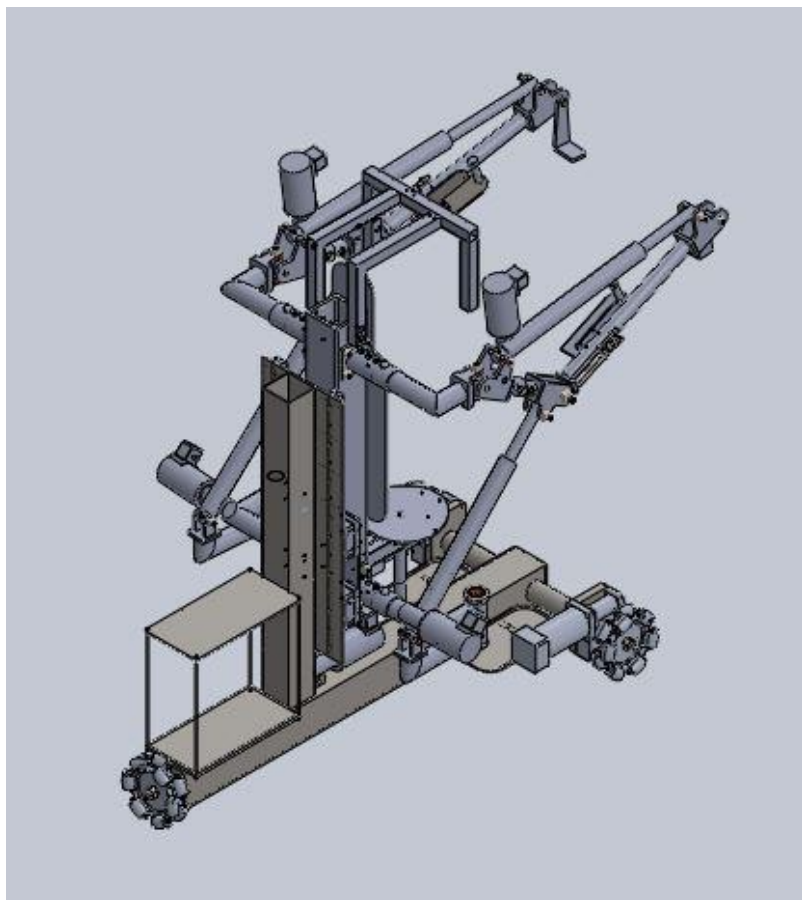


Figura 63. Diseño final, 4.3. Fuente propia.



**Figura 64. Ensamblaje total de exoesqueleto, vista 3D frontal.**



**Figura 65. Ensamblaje total de exoesqueleto, vista 3D posterior.**

## 9. Conclusión (Conclusion)

Después de realizar las modificaciones pertinentes que se desglosan en apartados anteriores, se ha obtenido un diseño que cumple con todos los requisitos planteados inicialmente, tanto requisitos de antropometría, como de dimensiones generales. Además este diseño es capaz de adaptarse a las estructuras de Torso y Brazos, haciendo que encajen los elementos de unión que conforman las interfases y pudiendo crear el exoesqueleto al completo sin la aparición de interferencias.

El diseño 4.3 es un diseño estable, como se demostró en el apartado de análisis de vuelco. Por otro lado, analizando su estructura con las cargas y las restricciones que se asemejan a la situación real que sufriría, los parámetros de tensión y desplazamiento resultante no superan los límites establecidos.

Por lo tanto se ha conseguido el objetivo principal, que era realizar un diseño que cumpliera con los parámetros requeridos, y además fuera sencillo tanto en la geometría de sus piezas como en la fabricación y el montaje de las mismas. La sencillez en el diseño reduce costes tanto en horas de mecanizado como en horas de montaje, y se consigue que ofrezca las prestaciones para las que fue concebido a un coste asumible.

---

*Once all modifications have been analyzed, it can be ensured that the final design meets the initial anthropometric and dimensional requirements. Furthermore, this design fits with the torso and arms structures, allowing the three parts to function without interferences.*

*The design 4.4 is stable, as it is explained in the paragraph called “Análisis de vuelco”. On the other hand, analyzing the structure under the forces and restrictions that emulate a real service situation, the stress and displacement values are both under the admissible limit.*

*The final design meets the requirements having a simple geometry, and does not need any special considerations for the manufacture of its elements and their assembly in the whole machine. That simplicity provides all the requested features with a restrained cost.*

## **10. Especificaciones y limitaciones técnicas del aparato.**

### **10.1 Dimensiones límite que debe tener la caja a transportar**

En primer lugar, hay que calcular las dimensiones límites que debe tener la carga que se quiere elevar.

El peor caso que se puede presentar es la elevación de una caja estando situada en el suelo. Las dimensiones límites de esta caja deben calcularse con la totalidad de la estructura situada en su punto muerto inferior, para que los brazos del exoesqueleto lleguen lo más cerca posible del suelo.

Además, se debe tener en cuenta que si se sitúan los brazos en su altura mínima (bajados  $70^\circ$  desde la horizontal) y cerrados cada uno de ellos  $10^\circ$  hacia dentro, las palas que deben recoger la carga chocarían con la plataforma. Por tanto, hay que hacer que se recoja la carga desde un punto más alto pero que este más adelantado respecto del perfil base, y de esta manera no chocaría.

Esta posición se consigue colocando la totalidad de la estructura en la siguiente posición (véase Figura 66 y 67).

- Ambos brazos completamente extendidos y cerrados  $10^\circ$
- Ambos brazos colocados  $40^\circ$  hacia abajo desde la horizontal.
- Estructura situada en el punto muerto inferior PMI.

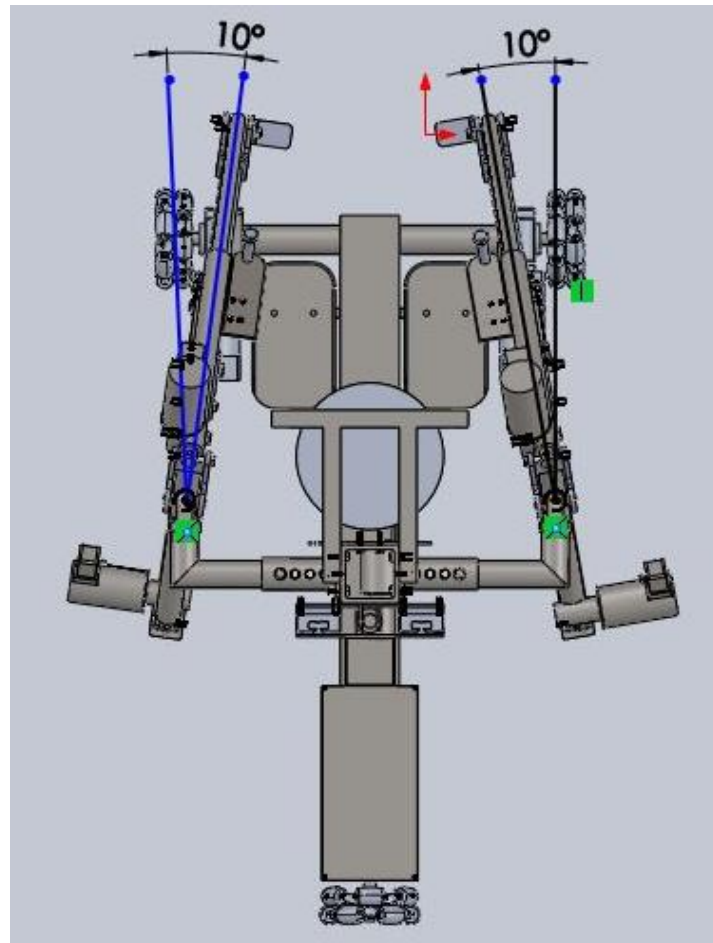


Figura 66. Posición de los brazos cerrados un ángulo de 10°. Fuente propia.

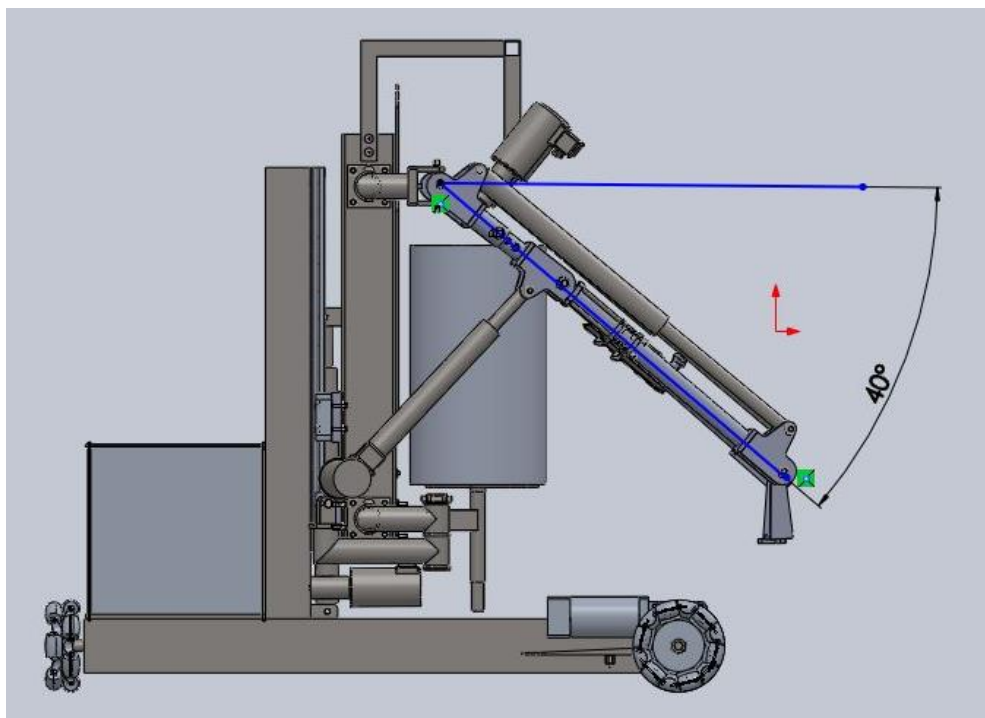


Figura 67. Posición de los brazos bajados 40° desde la vertical. Fuente propia.

Habiendo situado el ensamblaje total en la posición anteriormente determinada, es necesario aclarar de qué punto a qué punto se realiza cada una de las tres medidas necesarias.

- Al alto se medirá desde el suelo(al nivel de las ruedas), hasta la superficie superior de la pala, que estará en contacto con la caja.
- El largo será el doble de la distancia que haya entre el extremo delantero del perfil base y la mitad de las palas.
- El ancho de la caja será en que exista entre las palas de ambos brazos.

Estas medidas darán como resultado un volumen que tendrá la altura mínima requerida para poder elevar la caja desde el suelo, el largo máximo permitido para que la caja no choque con la plataforma , y la anchura mínima que debe tener para poder ser elevada con las palas de ambos brazos.

A continuación, en las Figuras 68, 69 y 70, aparecen las capturas realizadas al exoesqueleto posicionado, con las tres medidas anteriormente explicadas indicadas.

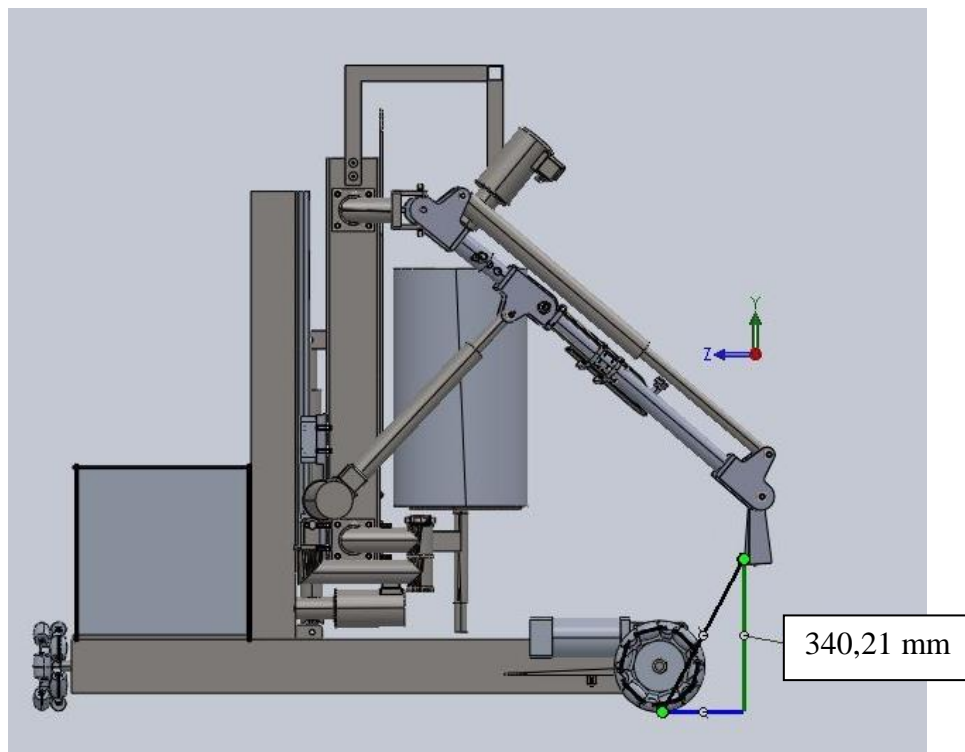


Figura 68. Altura mínima entre el suelo y el asa de la caja. Fuente propia.



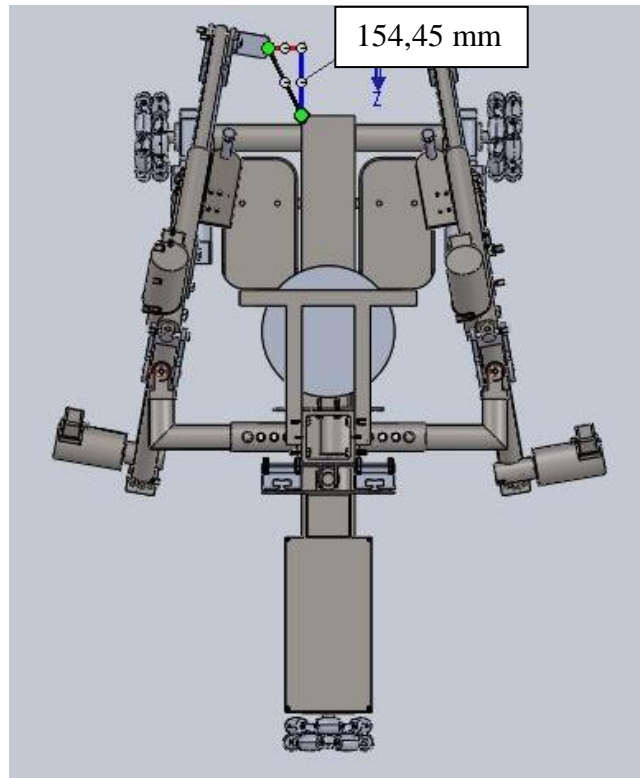


Figura 69. Largura máxima que puede haber entre el perfil base y el asa de la caja. Fuente propia.

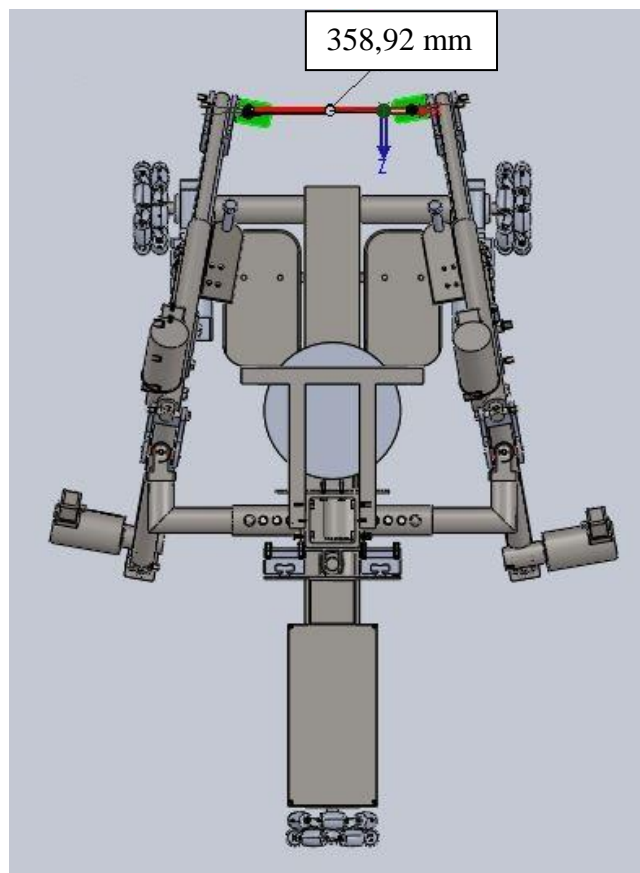
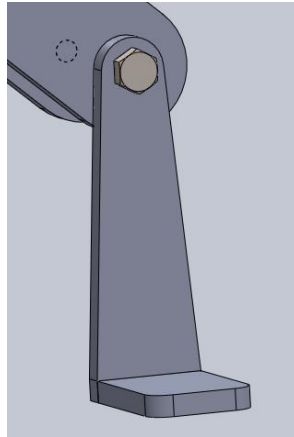


Figura 70. Anchura mínima de la caja entre asas. Fuente propia.

Además del volumen de la caja, hay que saber que tamaño mínimo debe tener el asa para poder ser elevado por las palas situadas en los extremos de los brazos. (Figura 71). Las dimensiones de dicha pala aparecen la Tabla 21.



**Figura 71. Palas de elevación situadas en los extremos de los brazos. Fuente: Diseño de exoesqueleto, brazos.**

	Alto (mm)	Largo (mm)	Ancho (mm)
Dimensiones de la pala	10	50	70

**Tabla 21. Dimensiones de la pala de elevación.**

En lo que respecta al ancho, no hay que tener ninguna consideración en cuenta para dimensionar el asa de la caja, ya que las palas nunca estarán unidas una distancia menor a aproximadamente 360 mm, como se puede apreciar en la figura 70.

En cambio el alto y el ancho si deben tener en cuenta. Si se toma como consideración que el asa debe tener una holgura del triple de las medidas del asa, y se quiere realizar dicha asa como una ranura redondeada en sus extremos, las medidas mínimas requeridas son las aparecen en la tabla 22.

	Alto (mm)	Largo (mm)
Dimensiones de la ranura	30	150

**Tabla 22. Dimensiones mínimas de la ranura.**

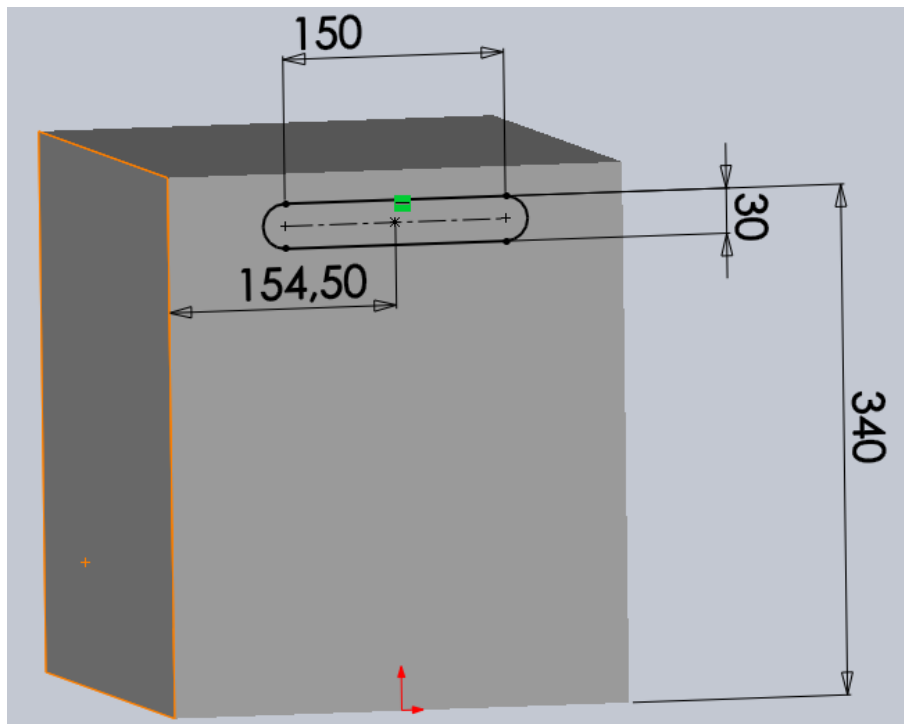


Figura 72. Dimensiones y posición de la ranura. Fuente propia.

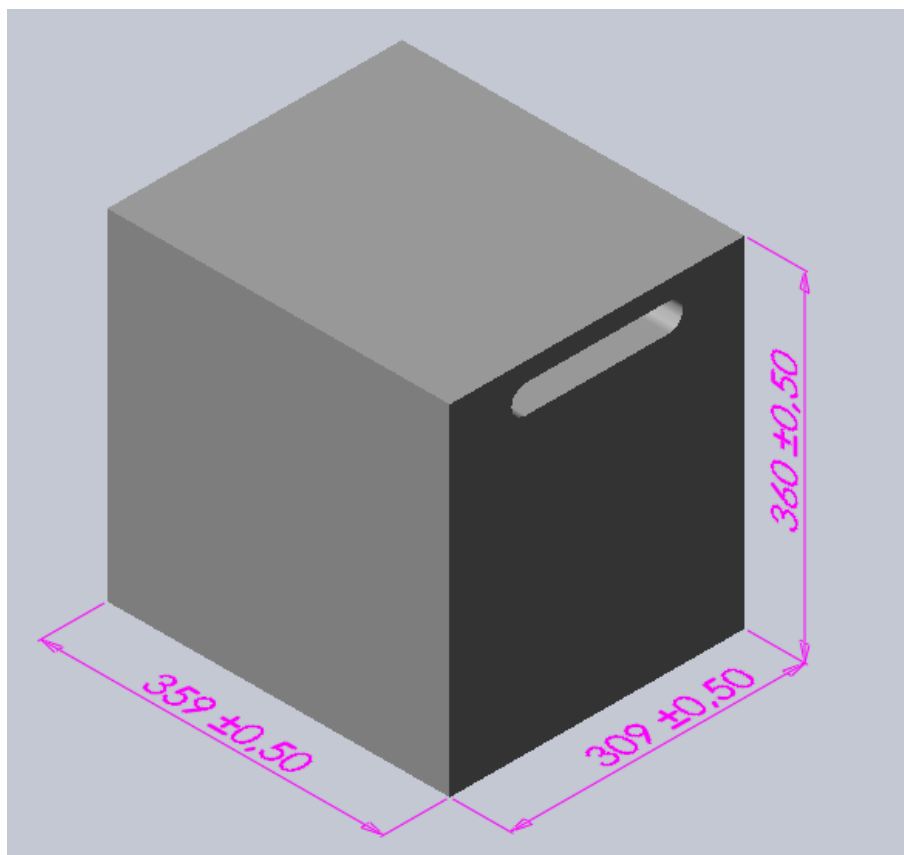


Figura 73. Dimensiones límite de la caja. Fuente propia

Por otro lado, hay que tener en cuenta otra situación diferente, si la caja no se quiere recoger desde la altura del suelo, y por ejemplo, están circulando por una cinta transportadora elevada.

En este caso, sin el riesgo de que las palas de los brazos choquen con la base de la estructura, las altura mínima necesaria ya no se tendría en cuenta, y la caja podría tener una altura menor de 360mm.

El ancho mínimo de la caja se mantendría ya que depende del ángulo límite de cierre de los brazos ( $10^\circ$ ).

En cuanto al largo de la caja, en este caso podría ser mayor que en el caso de elevación desde el suelo. Esto se debe a que los brazos al estar inclinados hacia abajo un ángulo menor de  $40^\circ$  respecto de la horizontal tienen las palas situadas a mayor distancia de la base de la estructura.

Para calcular este parámetro habría que conocer a qué altura se sitúa la cinta transportadora, y situar el exoesqueleto en una posición en la que sus brazos alcancen dicha altura. Por lo tanto esta dimensión queda sujeta a las condiciones específicas de cada puesto de trabajo y debería estudiarse de manera individual cada caso.

A continuación aparece una tabla comparativa de las dimensiones límite de la carga en el caso de elevación desde el suelo, y elevación desde una altura determinada (cinta transportadora).

	<b>Alto mínimo necesario de la caja (mm)</b>	<b>Largo máximo de la caja (mm)</b>	<b>Ancho mínimo necesario de la caja (mm)</b>
<b>Elevación desde el suelo</b>	360	309	359
<b>Elevación desde una altura determinada (cinta transportadora)</b>	Menor de 360, depende de la altura de la cinta	Depende de la altura de la cinta	359

**Tabla 23. Tabla comparativa de las dimensiones límite de la carga en diferentes situaciones de elevación.**

## 10.2 Limitaciones de uso. Altura máxima de apilamiento de carga.

Además de las dimensiones que debe tener la carga, hay que determinar a qué altura máxima puede apilar una caja sobre otra el exoesqueleto.

Para determinar este parámetro hay que colocar al exoesqueleto en la posición en la que la carga puede estar más elevada, teniendo en cuenta siempre que la base no interfiera con las cajas apiladas en la base. Esta posición se consigue colocando la totalidad de la estructura en la siguiente posición (véase Figura 74 y 75).

- Ambos brazos completamente extendidos y cerrados  $10^\circ$
- Ambos brazos colocados  $40^\circ$  hacia arriba desde la horizontal.
- Estructura situada en el punto muerto superior PMS.

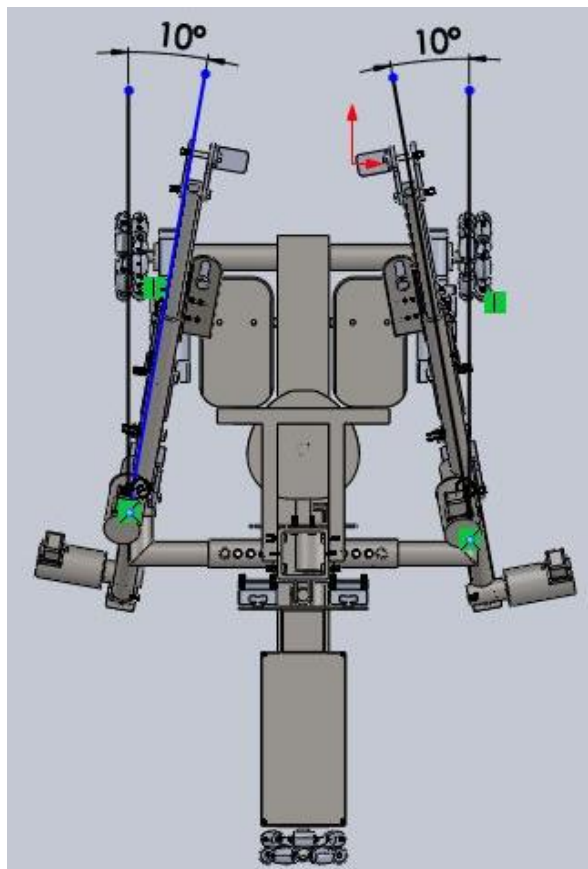
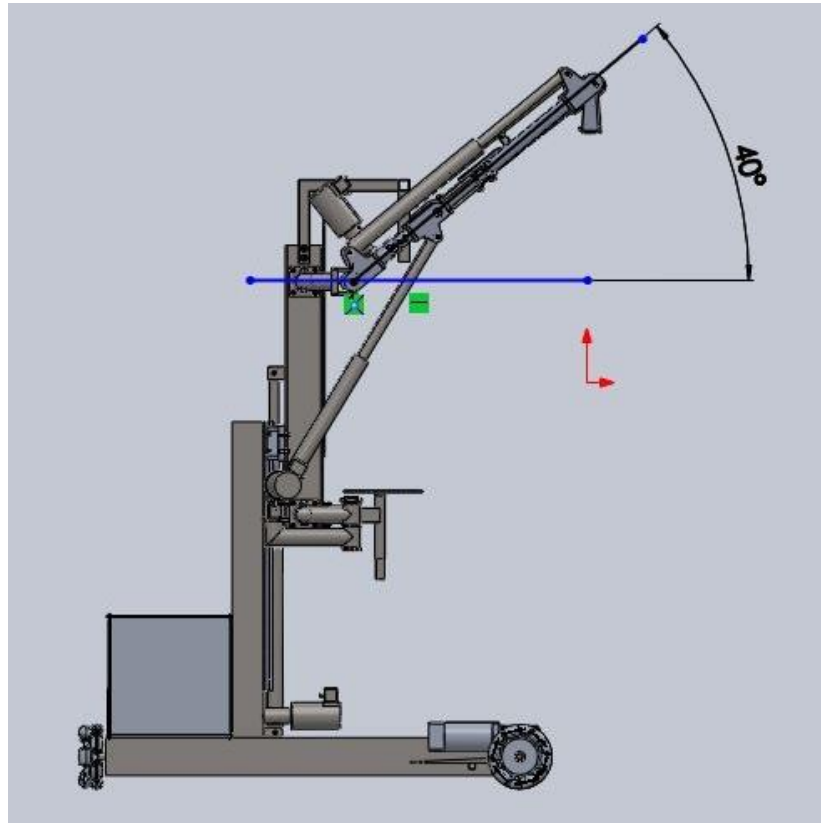


Figura 74. Posición de los brazos cerrados un ángulo de  $10^\circ$ . Fuente propia.



**Figura 75. Posición de los brazos elevados  $40^\circ$  desde la vertical. Fuente propia.**

Habiendo situado el ensamblaje total en la posición anteriormente determinada, se procede a medir la altura máxima a la que se puede apilar una caja, y además el largo que separa el centro del asidero de la caja a la base de la estructura. En ancho no varía respecto al apartado anterior, la caja continua teniendo la misma anchura mínima ya que esta depende del ángulo de cierre de los brazos.

- El alto se medirá desde el suelo (al nivel de las ruedas), hasta la superficie superior de la pala, que estará en contacto con la caja.
- El largo será el doble de la distancia que haya entre el extremo delantero del perfil base y la mitad de las palas.

A continuación, en las figuras 76 y 77 aparecen las capturas realizadas al exoesqueleto posicionado, con las dos medidas anteriormente explicadas indicadas. Y en la tabla 24 aparecen recogidas dichas medidas.

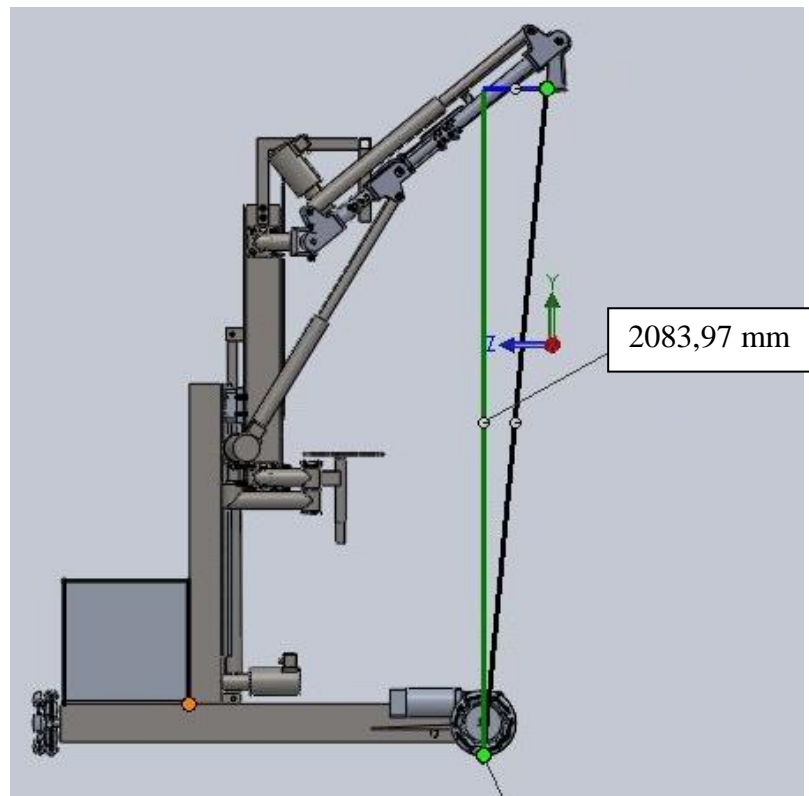


Figura 76. Altura máxima de apilamiento de cajas. Fuente propia.

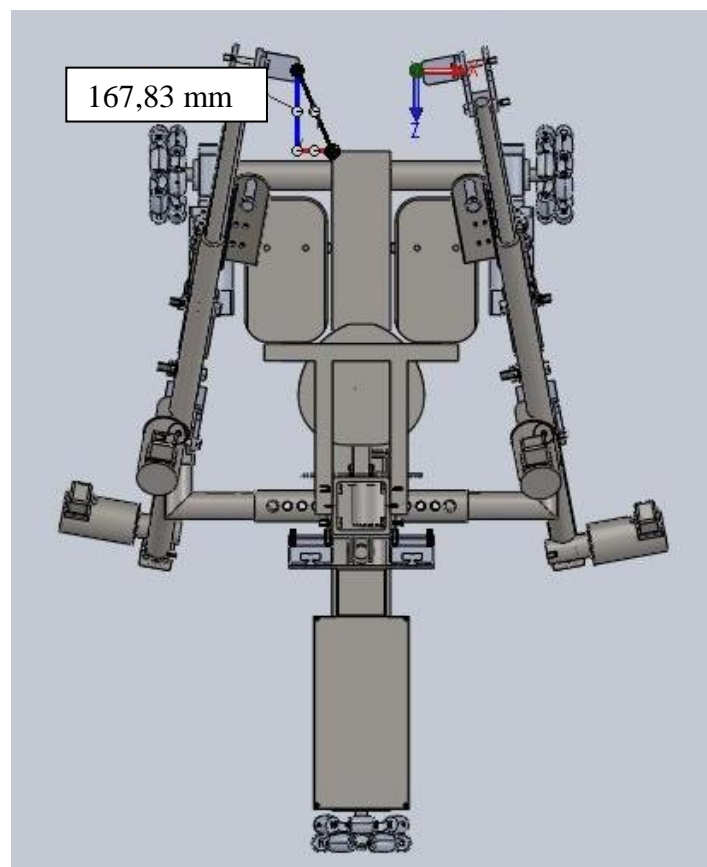


Figura 77. Largura máxima que puede haber entre la base de la estructura y el centro del asa de sujeción de la caja.

	<b>Altura máxima de apilamiento de cajas (mm)</b>	<b>Largo máximo permitido entre el perfil base y el centro de la pala del brazo (mm)</b>	<b>Ancho mínimo necesario de la caja (mm)</b>
<b>Posición de altura máxima de la carga</b>	2084	168	359

Tabla 24. Altura máxima de apilacion de cargas



### 10.3 Posición ideal de transporte de la carga

La posición ideal para trasladar la carga es en la que el centro de gravedad este más bajo, pero si atiende al confort del operario hay que tener en cuenta que el transporte debe realizarse en un postura cómoda. Una posición de altura media normal sería 500 mm, de esta manera el transporte no se realizaría estando situado en cuclillas en el PMI ni casi de pie en el PMS.

La posición ideal de transporte se consigue colocando la totalidad de la estructura de la siguiente manera (véase Figura 78, 79 y 80).

- Ambos brazos cerrados  $10^\circ$
- Brazo y antebrazo formando un ángulo de  $100^\circ$
- Asiento situado a 500mm de altura desde los reposapiés.
- Actuador lineal del codo completamente cerrado.

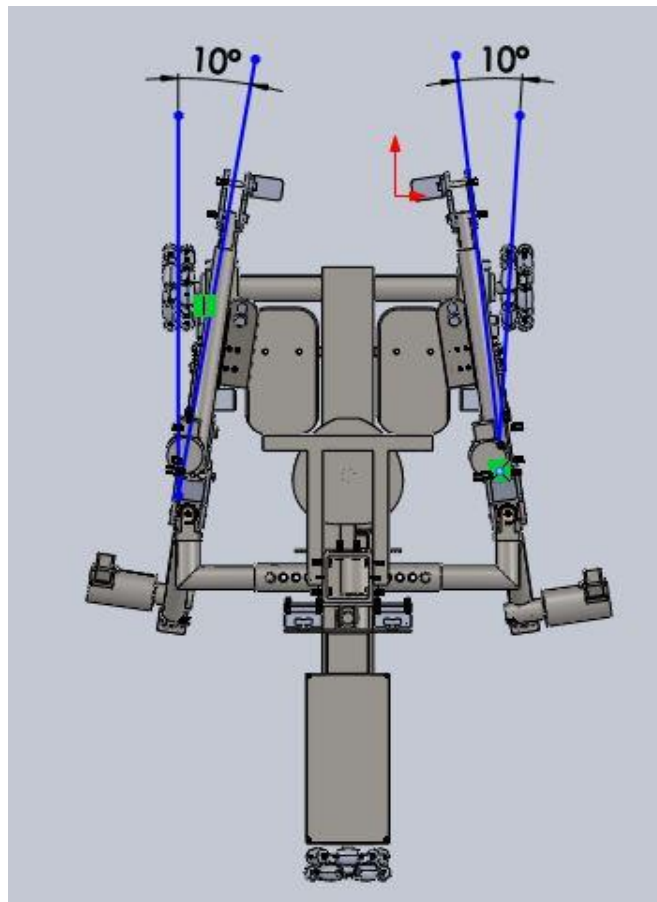


Figura 78. Posición de los brazos cerrados  $10^\circ$ . Fuente propia.

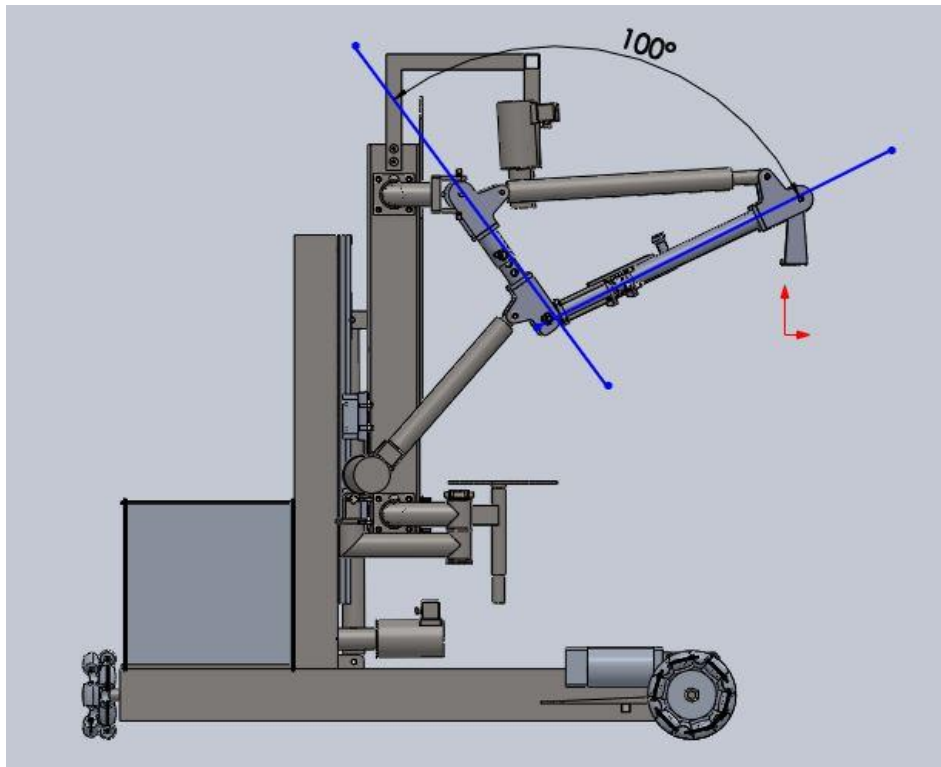


Figura 79. Posición de brazo y antebrazo formando un ángulo de 100°. Fuente propia.

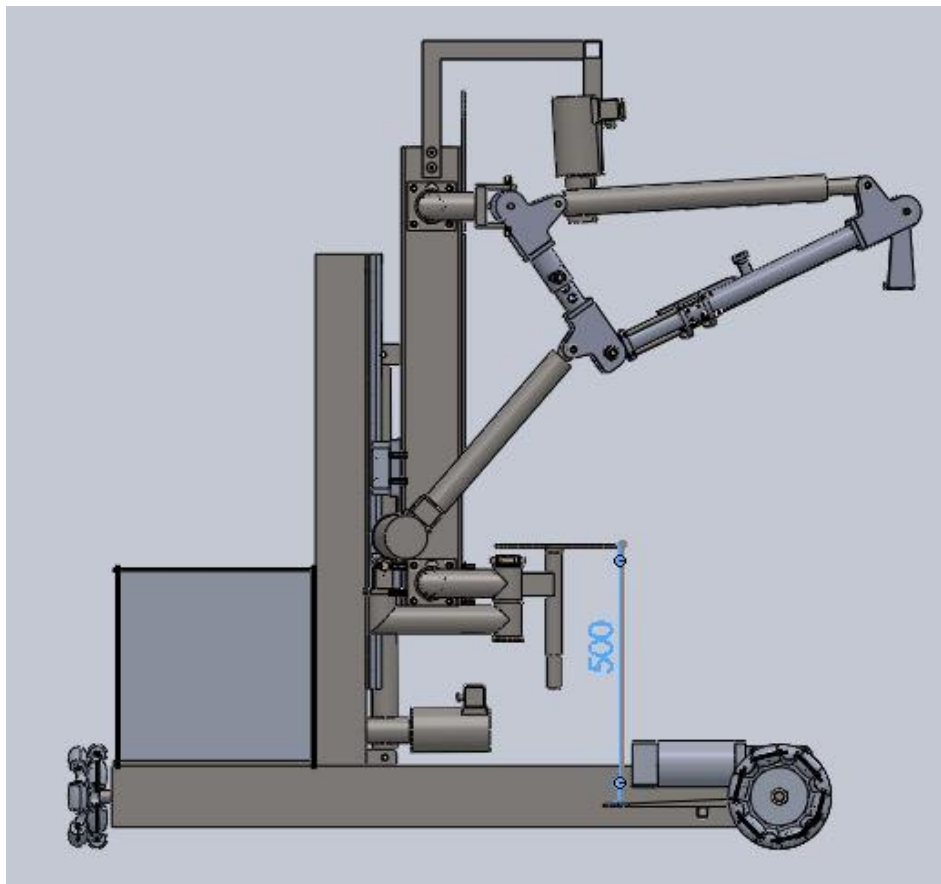


Figura 80. Posición del asiento respecto al reposapiés a una altura media establecida. Fuente propia.

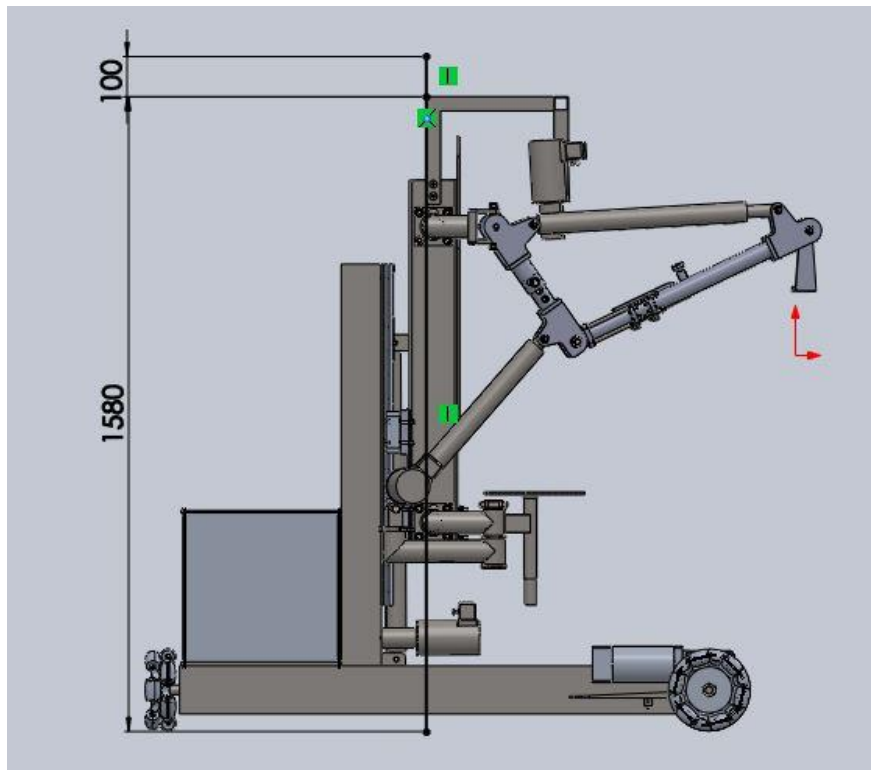
## 10.4 Maniobrabilidad

En este punto hay que conocer cuál sería el espacio de trabajo necesario para que el exoesqueleto pueda desarrollar la labor para la que está diseñado, que es el transporte de cargas de peso medio, entre 0 y 50Kg.

En primer lugar, dentro de este capítulo debe especificarse la anchura y altura mínima que deben tener los pasillos por donde circule el exoesqueleto, para realizar libremente tanto el avance como el giro sobre sí mismo.

Estas dimensiones se establecerán suponiendo que el exoesqueleto transporta la carga estando el operario situado en la posición ideal, que aparece desarrollada en el apartado anterior 11.3. Y siempre dejando una holgura entre la estructura y las paredes de 10 cm.

En relación a la altura mínima necesaria del pasillo (véase figura 81), se obtiene que este valor es 1680mm. Por lo tanto la altura no es una restricción ya que cualquier pasillo de una zona de trabajo industrial tiene una altura mínima de 3 o 4 metros.



**Figura 81. Dimensión mínima de altura necesaria para el tránsito del exoesqueleto por un pasillo. Fuente propia.**

Con respecto al ancho mínimo que debe tener el pasillo, se van a plantear diferentes casos posibles dependiendo de la zona de trabajo donde tenga que maniobrar el aparato.

- a) Si solo se requiere que el exoesqueleto transite por un pasillo avanzando en línea con la carga sin tener que realizar ningún giro dentro de él.

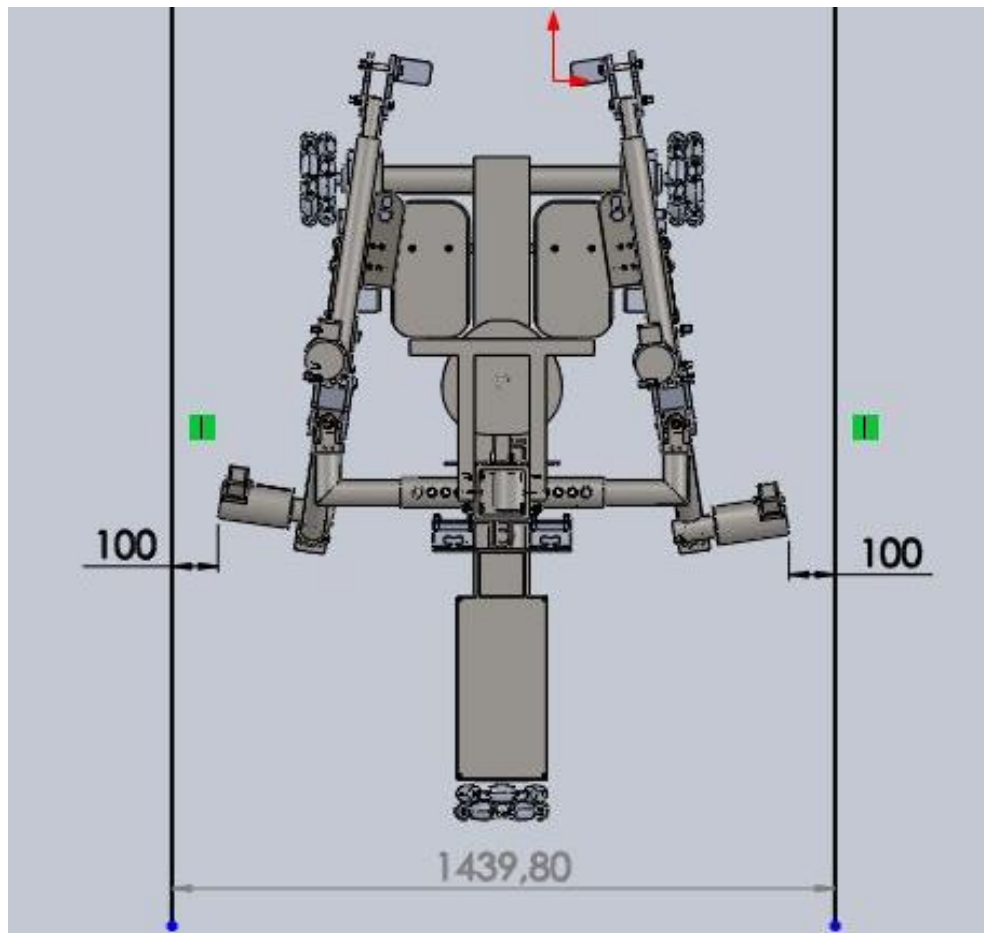
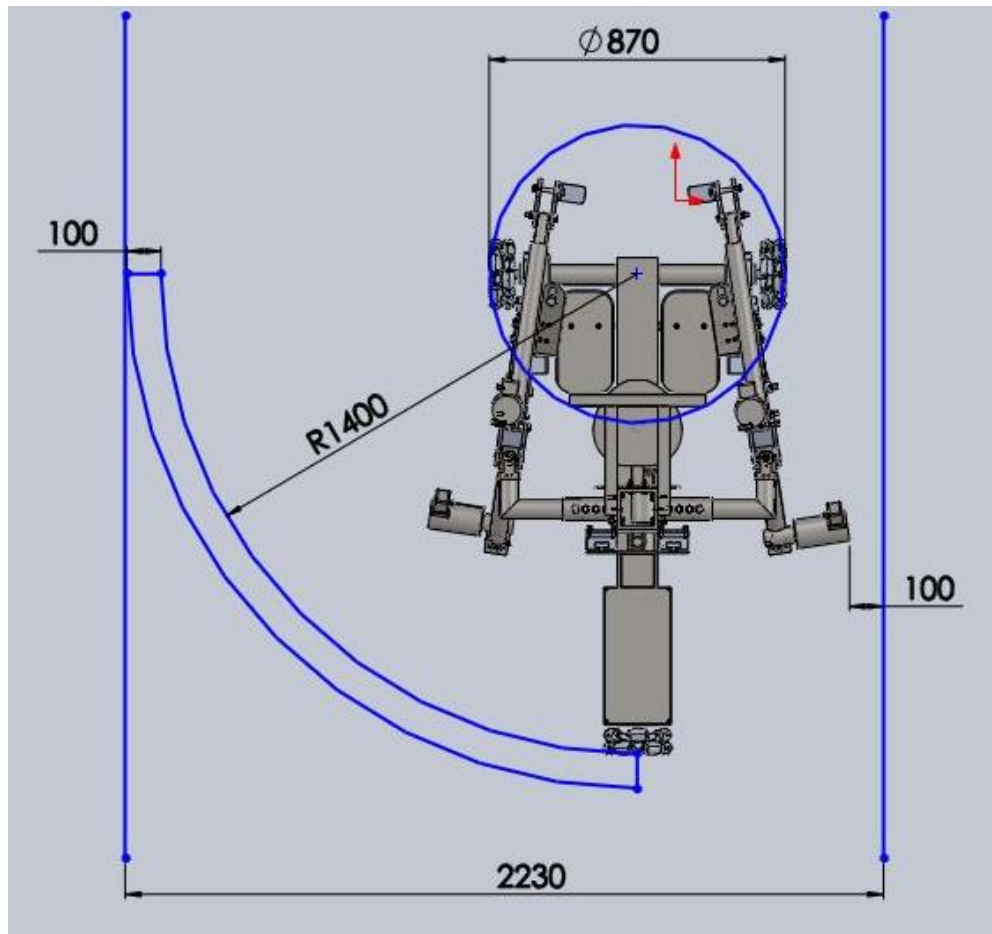


Figura 82. Dimensión mínima para realizar el avance en línea recta. Fuente propia.

- b) Si se requiere que el exoesqueleto transite por un pasillo avanzando en línea recta con la carga y además tiene que poder realizar giros dentro del propio pasillo.



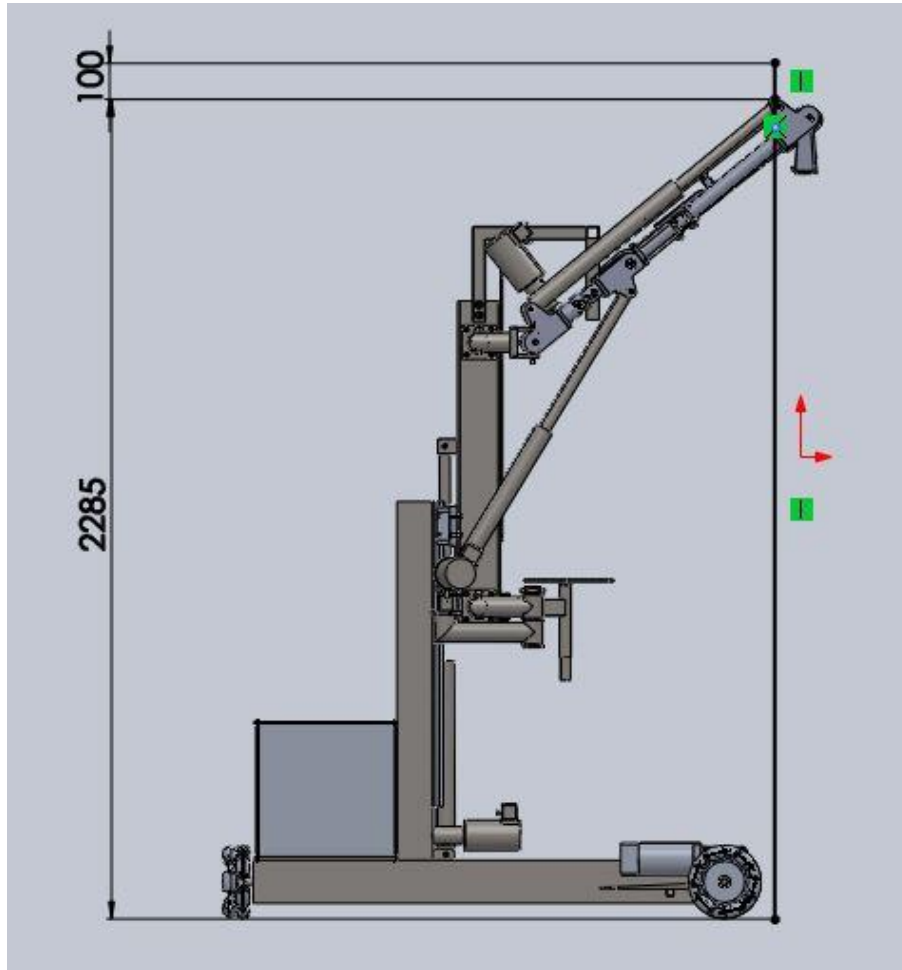
**Figura 83. Dimensiones mínimas para realizar el giro sobre sí mismo. Fuente propia.**

En segundo lugar, debe especificarse la anchura y altura mínima que deben tener el área de trabajo por donde circule el exoesqueleto, para realizar libremente tanto el avance como el giro sobre sí mismo.

Estas dimensiones se establecerán suponiendo que se realiza el manejo de la carga en su posición más alta, que aparece desarrollada en el apartado anterior 11.2. Y siempre dejando una holgura desde la estructura hasta las paredes de 10cm.

En relación a la altura mínima necesaria del espacio de trabajo (véase figura 84), se obtiene que este valor es 2385 mm. Por lo tanto, en este caso la altura tampoco

supone una restricción ya que cualquier pasillo de una zona de trabajo industrial tiene una altura mínima de 3 o 4 metros.



**Figura 84. Dimensión mínima de altura necesaria para el tránsito del exoesqueleto por un pasillo. Fuente propia.**

Los datos de ancho del ancho necesario en la zona de trabajo, pudiendo realizar solo avance, o avance y giros, son los mismos que se pueden observar en la figura 82 y 83. Esto se debe a que el exoesqueleto visto en planta tiene las mismas medidas estando situado en el PMS o en PMI indistintamente. A continuación aparece una tabla comparativa de las medidas necesarias para realizar las diferentes maniobras de transporte.

	<b>Altura mínima necesaria del techo (mm)</b>	<b>Ancho mínimo necesario para avance en línea recta (mm)</b>	<b>Ancho mínimo necesario para realizar giro sobre sí mismo (mm)</b>
<b>Posición de altura máxima de apilamiento de carga</b>	2385	1440	2230
<b>Posición ideal de transporte de la carga</b>	1680	1440	2230

Tabla 25. Medidas mínimas necesarias del área de trabajo.

## 10.5 Almacenamiento

Por último, un aspecto importante a tener en cuenta dentro del ámbito industrial es el almacenamiento de la maquinaria.

En este caso es necesario tener en cuenta el alto, largo y ancho que tiene el exoesqueleto es su posición más compacta. Esta posición se constituye:

- Situando los brazos completamente extendidos y abiertos  $0^\circ$ .
- Bajando los brazos  $50^\circ$  bajo la horizontal. Los brazos pueden bajar un ángulo mayor, pero al estar el asiento situado en el PMI lo máximo que pueden bajar los brazos son  $50^\circ$  sin chocar con la base.
- Situando el asiento en su punto muerto inferior, PMI.

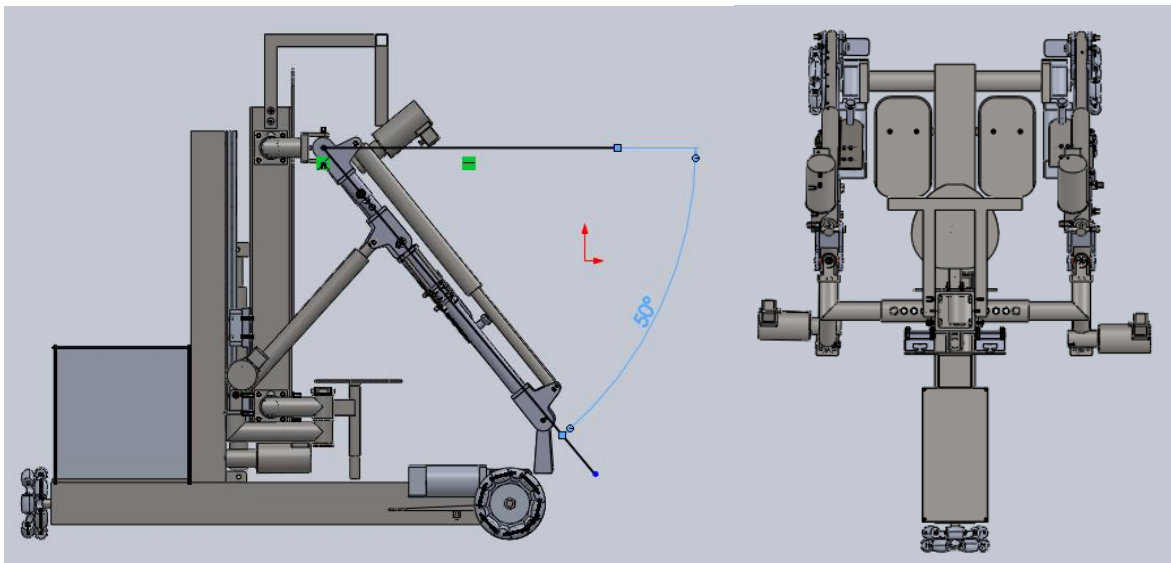


Figura 85. Posición recomendada para almacenamiento. Fuente propia.



Cuando se ha colocado el exoesqueleto en esta posición, hay que medir el alto largo y ancho que ocupa la estructura para conocer el volumen mínimo necesario de almacenamiento (Figuras 86, 87 y 88). Además, se debe tener en cuenta una holgura de 5 cm a cada lado del prisma resultante para facilitar el manejo por parte de los operarios y evitar que la estructura sufra daños.

Las dimensiones definitivas aparecen en la Tabla 26 y en la Figura 89.

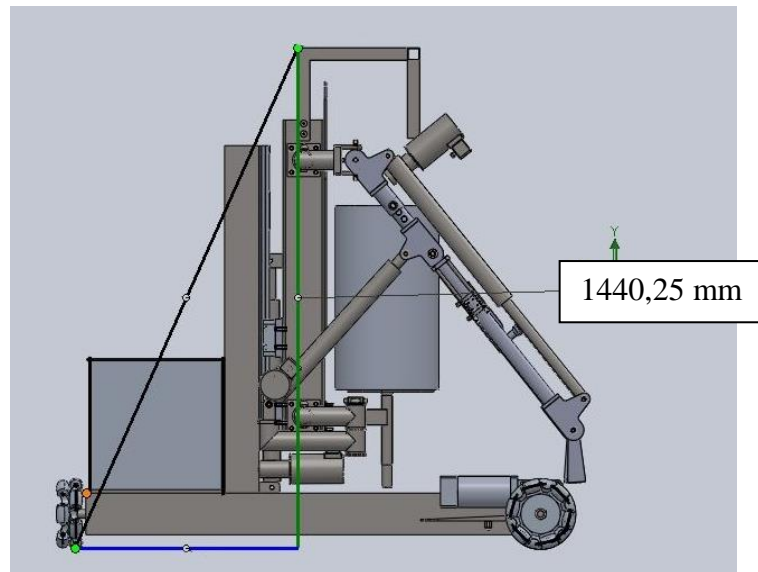


Figura 86. Altura mínima de almacenamiento. Fuente propia.

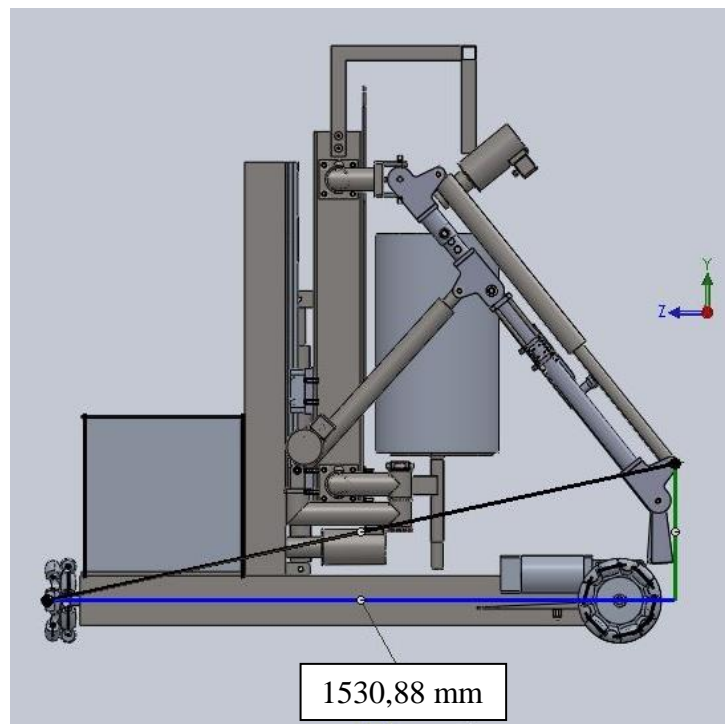


Figura 87. Largura mínima de almacenamiento. Fuente propia.

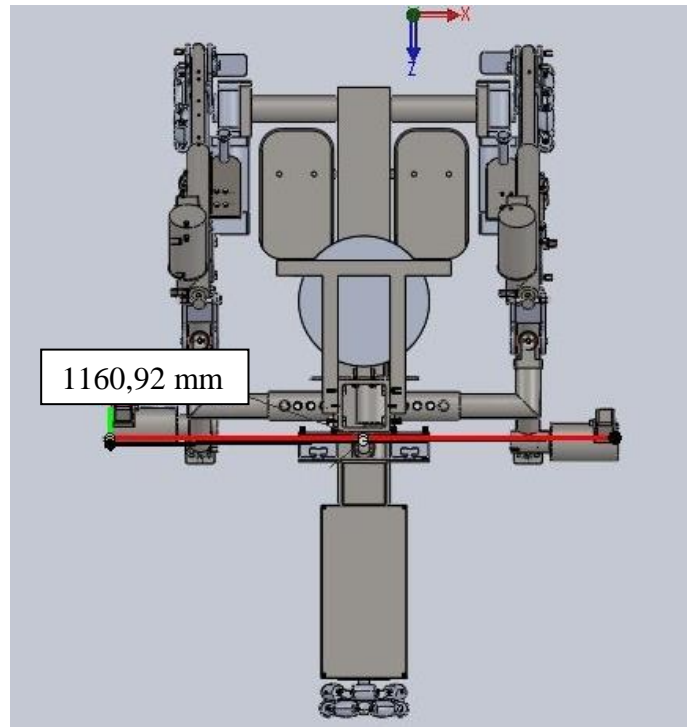


Figura 88. Ancho mínimo de almacenamiento. Fuente propia.

	Dimensiones tomadas del ensamblaje en Solidworks (mm)	Holgura (mm)	Dimensión final aproximada (mm)
Alto	1440,25	100	1540
Largo	1530,88	100	1630
Ancho	1160,92	100	1260

Tabla 26. Dimensiones mínimas necesarias para el almacenamiento.

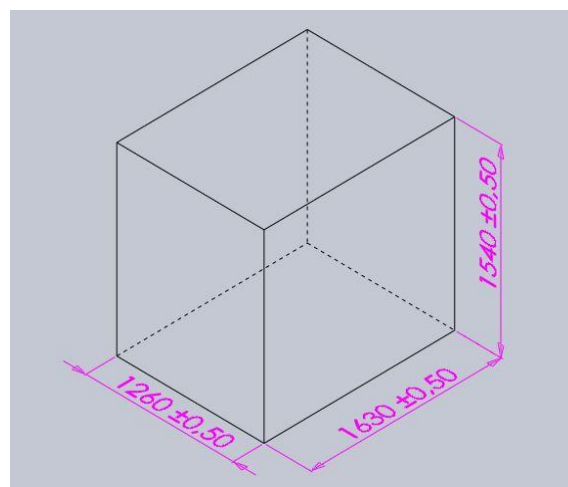
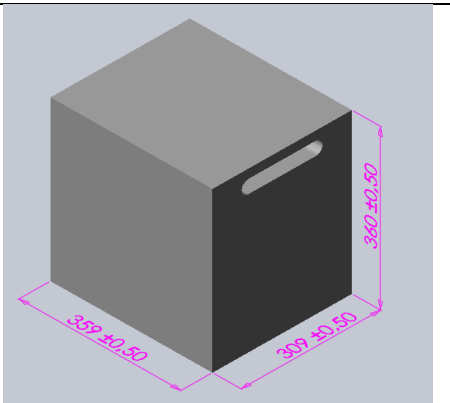
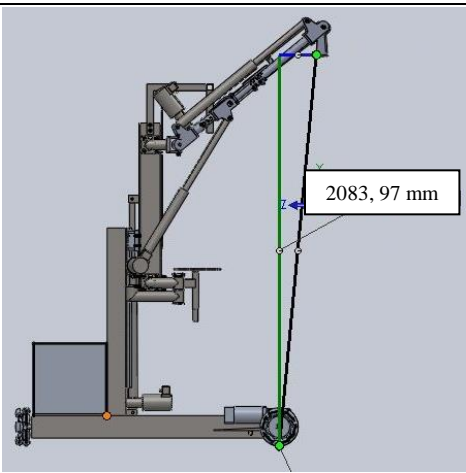


Figura 89. Dimensiones del volumen mínimo necesario para el almacenamiento del exoesqueleto. Fuente propia.

### 10.6 Hoja de especificaciones

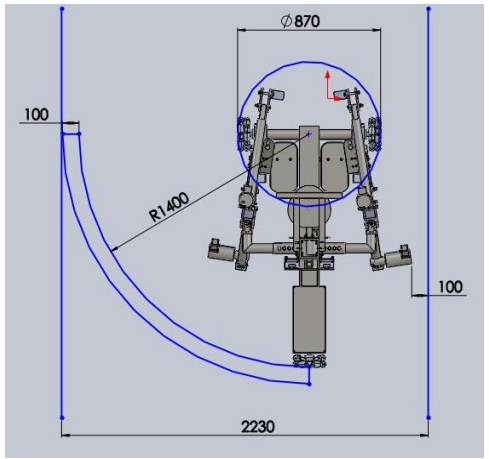
<u>Hoja de especificaciones</u>				
<b>Dimensiones límite de la caja a transportar</b>	<b>Posición</b>		<b>Elevación desde el suelo</b>	
	Brazos extendidos cerrados 10°	<b>Alto mínimo necesario de la caja (mm)</b>	360	
	Brazos bajados 40° desde la horizontal	<b>Largo máximo de la caja (mm)</b>	309	
	PMI	<b>Ancho mínimo necesario de la caja (mm)</b>	359	
<b>Limitación de uso: Altura máxima de apilamiento de cajas</b>	<b>Posición</b>		<b>Posición de altura máxima de la carga</b>	
	Brazos extendidos cerrados 10°	<b>Altura máxima de apilamiento de cajas (mm)</b>	2084	
	Brazos elevados 40° desde la horizontal	<b>Largo máximo permitido entre el perfil base y el centro de la pala del brazo (mm)</b>	168	
	PMS	<b>Ancho mínimo necesario de la caja (mm)</b>	359	

**Hoja de especificaciones**

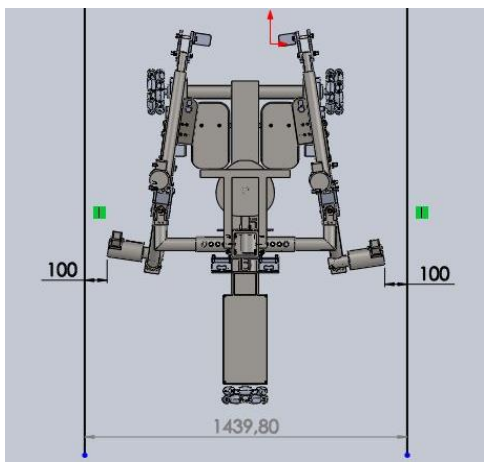
<b>Posición ideal de transporte</b>	<b>Posición</b>	
	Brazo y antebrazo formando un ángulo de 100 °	
	Brazos cerrados 10°	
Asiento a 500 mm del reposapiés		

<b>Almacenamiento</b>	<b>Posición</b>	<b>Dimensiones que conforman del volumen de almacenamiento (mm)</b>		
	Brazos entendidos abiertos 0°	<b>Alto</b>	1540	
	Brazos bajados 50° desde la horizontal	<b>Largo</b>	1630	
	PMI	<b>Ancho</b>	1260	

**Hoja de especificaciones**

<b>Maniobrabilidad</b>	<b>Posición</b>	<b>Altura mínima necesaria del techo (mm)</b>	<b>Ancho mínimo necesario para avance en línea recta (mm)</b>	<b>Ancho mínimo necesario para realizar giro sobre sí mismo (mm)</b>		
		Posición ideal de transporte	2385	1440		2230
		Posición para altura máxima de apilamiento	1680	1440		2230

	
--	--

## Índice de figuras de la memoria

Figura 1. Tabla de características antropométricas (medidas en cm) .....	10
Figura 2. Representación bidimensional para la identificación de las medidas de la figura 1 .....	10
Figura 3. Modelo 3D del exoesqueleto ensamblado con diferentes fases diferenciadas con colores. Fuente propia.....	11
Figura 4. Dimensiones utilizadas para el diseño del brazo del exoesqueleto .....	12
Figura 5. Longitud del brazo entendido en posición 3.....	15
Figura 6. Distancia máxima y mínima entre asiento y hombros. ....	17
Figura 7. Dimensiones antropométricas de un individuo sentado. Fuente: <a href="http://mueblesdomoticos.blogspot.com.es/2010/12/medidas-para-disenar-sillas-o-asientos.html">http://mueblesdomoticos.blogspot.com.es/2010/12/medidas-para-disenar-sillas-o-asientos.html</a> .....	17
Figura 8. Esquema dimensional del asiento. ....	18
Figura 9. Esquema dimensional del apoyo de la espalda.....	19
Figura 10. Dimensiones antropométricas de un individuo sentado .....	19
Figura 11. Altura del apoyo de la espalda .....	20
Figura 12. Representación bidimensional para la identificación de las medidas de la tabla 10. ....	21
Figura 13. Volumen simbólico de cabeza humana .....	21
Figura 14. Estructura de seguridad .....	22
Figura 15. Distancia entre glúteo y rodillas .....	22
Figura 16. Dimensiones de ancho de cadera para ambos sexos. Fuente: “ <i>Felisberto e Pascuoarelli (2001)</i> ” .....	23
Figura 17. Situación de los reposapiés en el conjunto .....	24
Figura 19. Separación máxima entre los reposapiés.....	25
Figura 20. Rango de apertura-cierre de los brazos .....	26
Figura 21. Rango de subida-bajada de los brazos.....	26
Figura 22. Rango de flexión-extensión de los antebrazos.....	27
Figura 23. Punto muerto inferior (PMI) y punto muerto superior (PMS).....	28
Figura 24. Función desplazamiento remoto en SolidWorks 2013.....	31
Figura 25. Función carga remota en SolidWorks 2013 .....	32
Figura 26. Ejemplos de ruedas omniwheel. ....	33
Figura 27. Croquis de diseño con asiento anclado a la plataforma.....	34

Figura 28. Croquis de diseño con asiento suspendido. ....	35
Figura 29. Comparativa de coste energético entre la energía eléctrica, neumática y oleohidráulica. Fuente: Apuntes de asignatura Neumática e Hidráulica Industrial, Grado en Ingeniería Mecánica, ULL. Curso 2014-2015 .....	36
Figura 30. Actuador ALI4 24 Vdc. MECVEL. Fuente: catálogo del actuador.....	37
Figura 31. Croquis de montaje e imagen de guía lineal con patín trapezoidal.....	38
Figura 32. Croquis de montaje e imagen de guía lineal con patín recto. ....	38
Figura 33. Placa soporte para guías lineales.....	41
Figura 34. Placa soporte con guías lineales atornilladas.....	41
Figura 35. Dimensiones de la placa soporte.....	41
Figura 36. Montaje completo de placa soporte, dos guías y un patín por guía. ....	42
Figura 37. Esquema de esfuerzos con un patín por guía.....	43
Figura 38. Esquema de esfuerzos con dos patines por guía .....	43
De esta forma, se observa que para un mismo momento, el esfuerzo soportado por los patines disminuye a medida que aumenta la distancia hasta el centro de gravedad. ....	43
Figura 39. Montaje completo de placa soporte, dos guías y dos patines por guía. ....	44
Figura 40. Guía lineal IGUS DryLin T TW-01-15. Fuente: catálogo de la guía lineal. .	44
Figura 41. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 1. Fuente propia. ....	46
Figura 42. Detalle de catálogo Metalco. ....	47
Figura 43. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 2. Fuente propia. ....	49
Figura 44. Detalle de catálogo Metalco. ....	51
Figura 45. Detalle de catálogo Metalco. ....	51
Figura 46. Esquema del sistema con cuatro puntos de apoyo. Fuente propia. ....	52
Figura 47. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 3. Fuente propia .....	53
Figura 48. Esquema del sistema con tres puntos de apoyo. Fuente propia. ....	53
Figura 49. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 4. Fuente propia. ....	56
Figura 50. Ejemplo de rueda loca .....	57
Figura 51. Rueda omniwheel HANGFA QLM20. Fuente: catálogo de la rueda. ....	58
Figura 52. Motor PM 63-50 GB9 de PARVALUX. Fuente: catálogo del motor. ....	59
Figura 53. Planos de motor PM 63-50 GB9 de PARVALUX. Fuente: catálogo del motor. ....	59
Figura 54. Asiento del motor modelado en SolidWorks. Fuente propia.....	60
Figura 55. Puntos de soldadura de los asientos del motor a los perfiles circulares .....	60
Figura 56. Eje de unión entre rueda y motor. Fuente propia.....	61

Figura 57 .Batería TROJAN J185 H-AC. Fuente: catálogo de la batería. ....	62
Figura 58. Detalle de catalogo de Metalco con perfiles cuadrados seleccionados .....	66
Figura 59. Detalle de catálogo de Metalco con perfil redondo seleccionado.....	67
Figura 60. Vistas de la estructura situada en la posición más desfavorable. Fuente propia.....	68
Figura 61. Planta del conjunto de exoesqueleto con centro de gravedad indicado. Fuente propia.....	69
Figura 62. Perfil del conjunto de exoesqueleto con centro de gravedad indicado. Fuente propia.....	69
Figura 63. Diseño final, 4.3. Fuente propia. ....	71
Figura 64. Ensamblaje total de exoesqueleto, vista 3D frontal. ....	72
Figura 65. Ensamblaje total de exoesqueleto, vista 3D posterior.....	72
Figura 66. Posición de los brazos cerrados un ángulo de 10°. Fuente propia. ....	75
Figura 67. Posición de los brazos bajados 40 ° desde la vertical. Fuente propia.....	75
Figura 68. Altura mínima entre el suelo y el asa de la caja. Fuente propia.....	76
Figura 69. Largura máxima que puede haber entre el perfil base y el asa de la caja. Fuente propia. ....	77
Figura 70. Anchura mínima de la caja entre asas. Fuente propia. ....	77
Figura 71. Palas de elevación situadas en los extremos de los brazos. Fuente: Diseño de exoesqueleto, brazos. ....	78
Figura 72. Dimensiones y posición de la ranura. Fuente propia. ....	79
Figura 73. Dimensiones límite de la caja. Fuente propia.....	79
Figura 74.Posición de los brazos cerrados un ángulo de 10°. Fuente propia. ....	81
Figura 75.Posición de los brazos elevados 40 ° desde la vertical. Fuente propia. ....	82
Figura 76.Altura máxima de apilamiento de cajas. Fuente propia. ....	83
Figura 77. Largura máxima que puede haber entre la base de la estructura y el centro del asa de sujeción de la caja.....	83
Figura 78. Posición de los brazos cerrados 10°. Fuente propia. ....	85
Figura 79. Posición de brazo y antebrazo formando un ángulo de 100°. Fuente propia. ....	86
Figura 80. Posición del asiento respecto al reposapiés a una altura media establecida. Fuente propia. ....	86
Figura 81. Dimensión mínima de altura necesaria para el tránsito del exoesqueleto por un pasillo. Fuente propia. ....	87
Figura 82. Dimensión mínima para realizar el avance en línea recta. Fuente propia. ....	88
Figura 83. Dimensiones mínimas para realizar el giro sobre sí mismo. Fuente propia. ....	89



Figura 84. Dimensión mínima de altura necesaria para el tránsito del exoesqueleto por un pasillo. Fuente propia. ....	90
Figura 85. Posición recomendada para almacenamiento. Fuente propia. ....	92
Figura 86. Altura mínima de almacenamiento. Fuente propia. ....	93
Figura 87. Largura mínima de almacenamiento. Fuente propia. ....	93
Figura 88. Ancho mínimo de almacenamiento. Fuente propia. ....	94
Figura 89. Dimensiones del volumen mínimo necesario para el almacenamiento del exoesqueleto. Fuente propia. ....	94

## Índice de tablas de la memoria

Tabla 1. Medidas antropométricas de la longitud del brazo para ambos sexos .....	13
Tabla 2. Medidas antropométricas de la longitud del antebrazo para ambos sexos .....	13
Tabla 3. Medidas antropométricas de diseño para el brazo y antebrazo.....	14
Tabla 4. Rango dimensional de la longitud del brazo completo .....	14
Tabla 5. Longitud del brazo completo en las distintas posiciones reguladas .....	14
Tabla 6. Distancia biacromial para ambos sexos.....	15
Tabla 7. Distancia biacromial de la máquina. ....	16
Tabla 8. Posiciones regulables de la distancia biacromial. ....	16
Tabla 9. Rango dimensional de diseño de la altura de la espalda.....	17
Tabla 10. Dimensiones antropométricas de la cabeza humana .....	20
Tabla 11. Rango dimensional de diseño entre glúteo y rodilla .....	23
Tabla 12. Rango dimensional de la anchura de la cadera .....	23
Figura 18. Separación interior entre los reposapiés. ....	24
Tabla 13. Dimensiones de la placa soporte. ....	42
Tabla 14. Espesores del diseño 4.....	63
Tabla 15. Espesores del diseño 4.1. ....	63
Tabla 16. Espesores del diseño 4.2.....	64
Tabla 17. Espesores del diseño 4.3.....	64
Tabla 18. Espesores del diseño 4.4.....	65
Tabla 19. Espesores del diseño 4.5.....	65
Tabla 20. Comparativa entre las diferentes modificaciones al diseño 4.....	66
Tabla 21. Dimensiones de la pala de elevación.....	78
Tabla 22. Dimensiones mínimas de la ranura. ....	78
Tabla 23. Tabla comparativa de las dimensiones límite de la carga en diferentes situaciones de elevación.....	80
Tabla 24. Altura máxima de apilación de cargas.....	84
Tabla 25. Medidas mínimas necesarias del área de trabajo. ....	91
Tabla 26. Dimensiones mínimas necesarias para el almacenamiento. ....	94

**Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología**

**Sección Industrial**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Trabajo de Fin de Grado**

**Título:**

Diseño de exoesqueleto: Tren inferior

**Anexo1: Anexo de cálculos  
analíticos**

**Autores**

Cintia Pérez Gutiérrez

Manuel Trujillo Acosta

**Tutor académico:** Carmelo Militello Militello

**Fecha:** Julio 2015

## Índice Anexo 1

1.	Abreviaturas y definiciones .....	2
2.	Cálculos referentes a la elección del actuador .....	4
3.	Cálculos referentes a la elección de la guía lineal .....	5
3.1	Cálculo del momento que tiene que soportar la guía lineal .....	5
3.2	Cálculo de esfuerzos sobre el conjunto patines-guías.....	14
3.2.1	Esfuerzo provocado por la flexión lateral (En torno al eje z).....	14
3.2.2	Esfuerzo provocado por la flexión frontal (en torno al eje x) .....	15
3.2.3	Comprobación de valores soportados.....	16
4	Cálculos referentes a la elección de la rueda y el motor .....	18
4.1	Elección de la rueda. ....	18
4.2	Cálculo de la potencia mínima necesaria para mover la rueda.....	19
4.3	Elección del motor .....	21
5	Resistencia a fatiga de elementos móviles .....	22
5.1	Estimación de la resistencia a fatiga de los ejes .....	22
5.1.1	Cálculo del diámetro mínimo de la sección AA' (empalme entre eje de diámetro 20 y eje de diámetro 25).....	27
5.1.2	Cálculo del diámetro mínimo de la sección BB' (eje de diámetro 20 con chavetero) .....	30
5.2	Cálculo de la chaveta que transmite el movimiento del motor a la rueda .....	32
6	Cálculos referentes a la elección de las baterías.....	40
6.1	Cálculo de la potencia total requerida por el conjunto .....	40
6.2	Elección de la batería.....	40
7	Verificación de la resistencia de las ruedas. ....	41
	Índice de figuras del anexo 1 .....	42
	Índice de tablas del anexo 1.....	43

## 1. Abreviaturas y definiciones

Símbolo	Variable	Unidades en SI	véase
F <sub>max</sub>	Fuerza máxima que debe soportar el actuador	N	Apartado 2
M	Momento total soportado	Nm	Apartado 3
M <sub>fx</sub>	Momento flector en torno al eje x	Nm	Apartado 3
M <sub>fz</sub>	Momento flector en torno al eje z	Nm	Apartado 3
F <sub>x</sub>	Fuerza soportada por los patines en la dirección del eje x	N	Apartado 3
F <sub>z</sub>	Fuerza soportada por los patines en la dirección del eje y	N	Apartado 3
F total	Peso total del exoesqueleto en condición de servicio	N	Apartado 4a
F rueda	Fuerza que debe soportar cada rueda	N	Apartado 4a
M arranque	Momento necesario para vencer la resistencia a la rodadura	Nm	Apartado 4b
M resistente	Momento que se resiste a la rodadura	Nm	Apartado 4b
μ <sub>r</sub>	Excentricidad de aplicación de la fuerza normal respecto al centro de la rueda	m	Apartado 4b
F <sub>min</sub>	Fuerza mínima necesaria para vencer la resistencia a la rodadura	N	Apartado 4b
P rueda	Potencia necesaria para mover la rueda	W	Apartado 4b
w	Velocidad angular mínima necesaria para hacer girar la rueda	rad/s	Apartado 4b
M <sub>f</sub>	Momento flector ejercido por la rueda sobre el eje de la reductora	Nm	Apartado 5.1
M <sub>t</sub>	Momento torsor que transmite el motor a las ruedas	Nm	Apartado 5.1
S <sub>ut</sub>	Resistencia última a rotura	N/mm <sup>2</sup>	Apartado 5.1
S <sub>y</sub>	Límite de fluencia del material	N/mm <sup>2</sup>	Apartado 5.1
S <sub>e'</sub>	Límite de resistencia a fatiga	N/mm <sup>2</sup>	Apartado 5.1
S <sub>e</sub>	Resistencia a fatiga corregida	N/mm <sup>2</sup>	Apartado 5.1
q	factor de sensibilidad a la entalla	-	Apartado 5.1
K <sub>t</sub>	Factor de concentración geométrica para esfuerzos a flexión	-	Apartado 5.1
K <sub>ts</sub>	Factor de concentración geométrica para esfuerzos de torsión	-	Apartado 5.1
K <sub>f</sub>	Factor de concentración de tensión de flexión	-	Apartado 5.1
K <sub>fs</sub>	Factor de concentración de tensión de torsión	-	Apartado 5.1

$d_{min}$	Diámetro mínimo del eje para garantizar vida infinita del material	-	Apartado 5.1
W	Ancho de la chaveta	m	Apartado 5.2
H	Altura de la chaveta	m	Apartado 5.2
L	Longitud de la chaveta	m	Apartado 5.2
$d_{eq}$	Diámetro equivalente para un cuerpo de sección transversal no circular	m	Apartado 5.2
$M_{ta}$	Componente alternativa del momento torsor que soporta la chaveta	Nm	Apartado 5.2
$M_{tm}$	Componente media del momento torsor que soporta la chaveta	Nm	Apartado 5.2
$F_a$	Componente alternativa de la fuerza que soporta la chaveta	N	Apartado 5.2
$F_m$	Componente media de la fuerza que soporta la chaveta	N	Apartado 5.2
$A_c$	Área resistente al corte de la chaveta	m <sup>2</sup>	Apartado 5.2
$\tau_a$	Componente alternativa de la tensión de corte que soporta la chaveta	N/mm <sup>2</sup>	Apartado 5.2
$\tau_m$	Componente media de la tensión de corte que soporta la chaveta	N/mm <sup>2</sup>	Apartado 5.2
$\sigma_{max}$	Tensión máxima de presión por contacto sobre la chaveta	N/mm <sup>2</sup>	Apartado 5.2
$N_f$	Factor de seguridad contra la fatiga	-	Apartado 5.2
$N_s$	Factor de seguridad de fallo por presión por contacto	-	Apartado 5.2
$P_{actuador}$	Potencia consumida por el actuador lineal	W	Apartado 6.1
$P_{equipo}$	Potencia total consumida por el equipo	W	Apartado 6.1
$N_{simult}$	Coefficiente de simultaneidad de uso	-	Apartado 7

## 2. Cálculos referentes a la elección del actuador

Para realizar el cálculo del actuador que va situado en la base de la plataforma hay que conocer el peso aproximado que deberá soportar. Se conoce que debido a su configuración el actuador tiene que soportar el peso propio de los brazos y la espalda, el peso del operario, que se supondrá como máximo 100 Kg y el peso de la carga mayorada (100 Kg).

A continuación, aparece una tabla con los pesos anteriormente mencionados desglosados:

	Unidades	Peso (Kg)	Total (Kg)
<b>Brazos</b>	2	20	40
<b>Espalda</b>	1	75	75
<b>Operario</b>	1	100	100
<b>Carga</b>	1	100	100
			<b>315</b>

Tabla 1. Sumatoria de pesos que debe soportar el actuador situado en la base del exoesqueleto.

$$F_{max} = 315 \text{ Kg} \cdot \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 3087 \text{ N}$$

Calculando la reacción total que debe soportar, y teniendo en cuenta un margen de seguridad, ya que hay que sumar el peso de los propios actuadores de la espalda al peso total anteriormente calculado, se ha elegido el actuador ALI 4 24Vdc que soporta como máximo 4100 N. Ver catálogo en *Anexo 3: catálogos*.

ALI4 24 Vdc											
Fmax	Velocità	Versione	Taglia motore	Potenza motore	Giri motore	Rapporti Riduzione	D vite	Passo	Rendimento	Corsa max (mm)	
Fmax	Speed	Version	Motor size	Motor power	Motor speed	Gearbox Reduction Ratio	Screw D	Pitch	Efficiency	Max stroke [mm]	
(N)	(mm/s)			(KW)	(rpm)		(mm)	(mm)		ALI4-F	ALI4
600	100	M20	D.85		3000	1.4	18	8	0,31	1000	1040
1100	50	M21	D.85		3000	1.4	18	4	0,29	500	1040
2800	20	M22	D.85		3000	1-10	18	4	0,28	500	905
4100	13	M23	D.85		3000	1:16	18	4	0,26	500	750
6800	7	M24	D.85		3000	1:30	18	4	0,22	500	580
10000	4	M25	D.85		3000	1:50	18	4	0,20	480	480

Figura 1. Detalle de catálogo de actuador ALI 24Vdc

### 3. Cálculos referentes a la elección de la guía lineal

#### 3.1 Cálculo del momento que tiene que soportar la guía lineal

A la hora de elegir una mesa lineal que permita el movimiento vertical alternativo, simulando la acción de agacharse del usuario, se deben tener en cuenta los esfuerzos a los que va a estar sometida dicha mesa. Para ello, se calcula el momento que genera las cargas (carga a elevar y peso propio de elementos estructurales) sobre la unión de las guías sobre el conjunto. Las cargas que se tuvieron en cuenta son:

- 1) Carga a elevar
- 2) Peso propio de los brazos (incluyendo el actuador que permite la flexión de los mismos)
- 3) Peso propio del actuador que permite elevar y descender el brazo
- 4) Peso propio del conjunto del torso
- 5) Peso mayorado del usuario

Se escogen tres posiciones de los brazos para estudiar posteriormente cuál de ellas es la más desfavorable, es decir, la que obligaría a la mesa lineal a soportar esfuerzos de mayor magnitud.

Con el fin de tener en cuenta la condición tridimensional del sistema, se utilizará cálculo vectorial para obtener los esfuerzos anteriormente nombrados. Las posiciones escogidas son con los brazos completamente estirados ya que, de esta forma, la carga se encuentra más alejada del punto de estudio, generando así esfuerzos mayores.

Todas las matrices mostradas a continuación se basan en la siguiente expresión del producto vectorial entre los vectores de fuerza y posición:

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F}$$

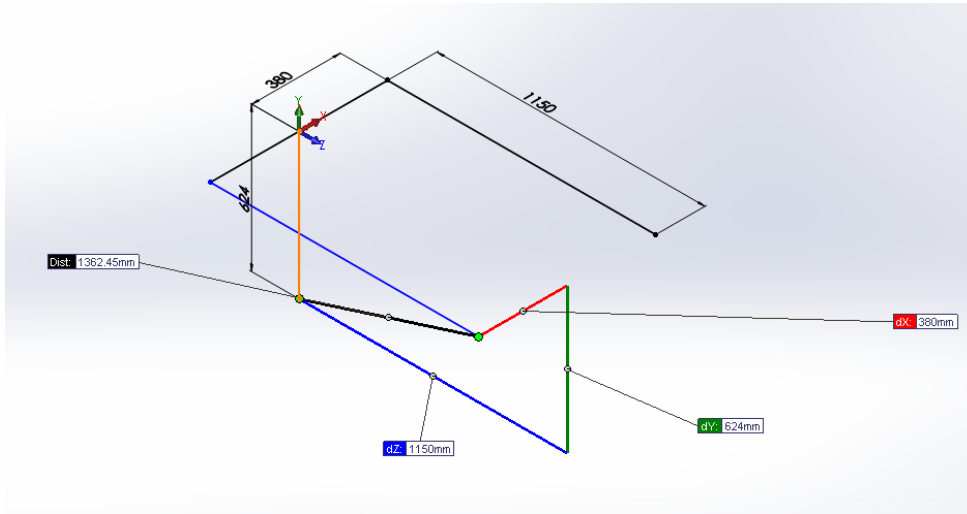
$$\vec{M} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \vec{r}_i & \vec{r}_j & \vec{r}_k \\ \vec{F}_i & \vec{F}_j & \vec{F}_k \end{vmatrix}$$

Figura 2. Expresión del momento como producto vectorial



**Posición 1:**

**Brazos a 0° respecto a la horizontal, ambos cargados.**



**Figura 3. Esquema de posición 1. Fuente propia**

En primer lugar, se muestran los determinantes utilizados para el cálculo del momento que ejerce cada carga:

1) Carga a elevar

Suponiendo que en esta posición, la carga se levanta con ambos brazos por igual (50 Kg con cada brazo) y de acuerdo con la figura 2, se tiene:

Carga brazo derecho (50 Kg)		
i	j	k
0,43	0,64	1,28
0	-500	0

Carga brazo izquierdo(50 Kg)		
i	j	k
-0,43	0,64	1,28
0	-500	0

2) Peso propio de los brazos (incluyendo el actuador que permite la flexión de los mismos):

Brazo derecho (25 Kg)		
i	j	k
0,43	0,64	0,7
0	-500	0

Brazo izquierdo (25 Kg)		
i	j	k
-0,43	0,64	0,7
0	-500	0

3) Peso propio del actuador que permite elevar y descender los brazos:

Actuador derecho (5Kg)		
i	j	k
0,39	0,3	0,32
0	-50	0

Actuador Izquierdo (5Kg)		
i	j	k
-0,39	0,3	0,32
0	-50	0

4) Peso propio del torso:

Torso (75 Kg)		
i	j	k
0	0,36	0,1
0	-750	0

5) Peso mayorado del usuario:

Usuario (100 kg)		
i	j	k
0	0,05	0,3
0	-1000	0

Resolviendo los determinantes anteriores, y sumándolos, se obtiene el momento resultante que debería soportar el conjunto de la mesa lineal en esta posición:

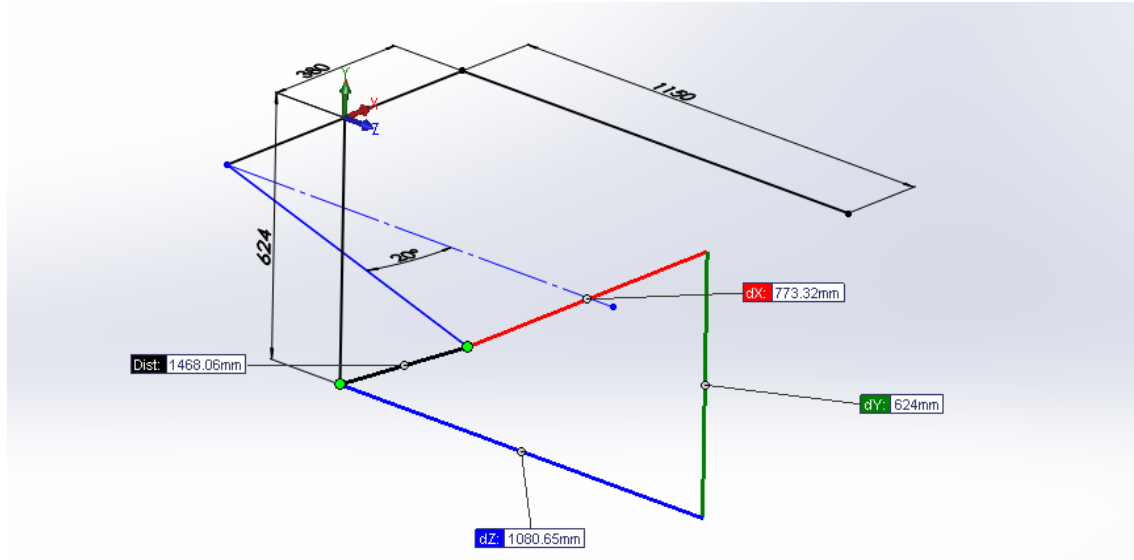
	i	j	k	Resultante	
M_carga	1280	0	0	1280	Nm
M_brazos	350	0	0	350	Nm
M_actuador	32	0	0	32	Nm
M_torso	75	0	0	75	Nm
M_Asiento	300	0	0	300	Nm
<b>M_total</b>	<b>2037</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>2037</b>	Nm

Se observa que en esta posición las guías de la mesa lineal trabajarían únicamente a flexión en torno al eje x. El momento resultante en posición 1 es:

$$|M_{posicion1}| = |2037\vec{i} + 0\vec{j} + 0\vec{k} \text{ Nm}| = 2037 \text{ Nm}$$

**Posición 2:**

**Brazos a 0° respecto a la horizontal: Brazo derecho con carga girado 20° respecto a la vertical, brazo izquierdo sin carga.**



**Figura 4. Esquema de posición 2. Fuente propia.**

En este caso, se supondrá que toda la carga está siendo soportada por un solo brazo mientras que el otro se encuentra descargado. Para el cálculo se multiplicará la carga de 50 Kg por un factor de seguridad de 2. De esta manera se contempla cualquier tipo de efecto dinámico de la carga y el peso propio del brazo o cualquier tipo de impacto lateral no previsto.

Este caso de carga es hipotético y no se podrá dar en la realidad. Esto se debe a que tanto los brazos como el actuador que los sostiene están diseñados para soportar una carga máxima de 50 Kg. Sin embargo, teniendo en cuenta la consideración de duplicar la carga, se asegura la estabilidad estructural del exoesqueleto en un punto crítico como es la unión entre el conjunto torso-brazos y el tren inferior.

Siguiendo el mismo procedimiento que para la posición 1, se muestran primero los productos vectoriales que dan como resultado el momento generado por cada carga:

1) Carga a elevar

En esta posición, la situación más desfavorable sería que la carga máxima (100 Kg) la elevase únicamente uno de los brazos.

Carga brazo derecho (100 Kg)			Carga brazo izquierdo (0Kg)		
i	j	k	i	j	k
0,74	0,64	1,2	-0,43	0,64	1,28
0	-1000	0	0	0	0

- 2) Peso propio de los brazos (incluyendo el actuador que permite la flexión de los mismos):

Brazo derecho (25 Kg)			Brazos (25 Kg)		
i	j	k	i	j	k
0,55	0,64	0,7	-0,343	0,64	0,7
0	-250	0	0	-250	0

- 3) Peso propio del actuador que permite elevar y descender los brazos:

Actuador derecho (5Kg)			Actuador izquierdo (5Kg)		
i	j	k	i	j	k
0,43	0,3	0,32	-0,39	0,3	0,32
0	-50	0	0	-50	0

- 4) Peso propio del torso:

Torso (75 Kg)		
i	j	k
0	0,36	0,1
0	-750	0

- 5) Peso propio del usuario:

Usuario (100 Kg)		
i	j	k
0	0,05	0,3
0	-1000	0

Resolviendo los determinantes anteriores, y sumándolos, se obtiene el momento resultante que debería soportar el conjunto de la mesa lineal en esta posición:

	i	j	k	Resultante	
M_carga	1200	0	-740	1409,82	Nm
M_brazos	350	0	-51,75	353,81	Nm
M_actuador	32	0	-2	32,06	Nm
M_torso	75	0	0	75,00	Nm
M_Asiento	300	0	0	300,00	Nm
<b>M_total</b>	<b>1957</b>	<b>0</b>	<b>-793,75</b>	<b>2111,84</b>	Nm

Se observa que en esta posición las guías de la mesa lineal trabajarían a flexión frontal en torno al eje x y a flexión lateral en torno al eje z. El momento resultante en posición 2 es:

$$|M_{posicion2}| = |1957\vec{i} + 0\vec{j} - 793,75\vec{k} \text{ Nm}| = 2111,84 \text{ Nm}$$

### Posición 3:

**Brazos a 40° respecto a la horizontal: Brazo derecho con carga girado 20° respecto a la vertical, brazo izquierdo sin carga.**

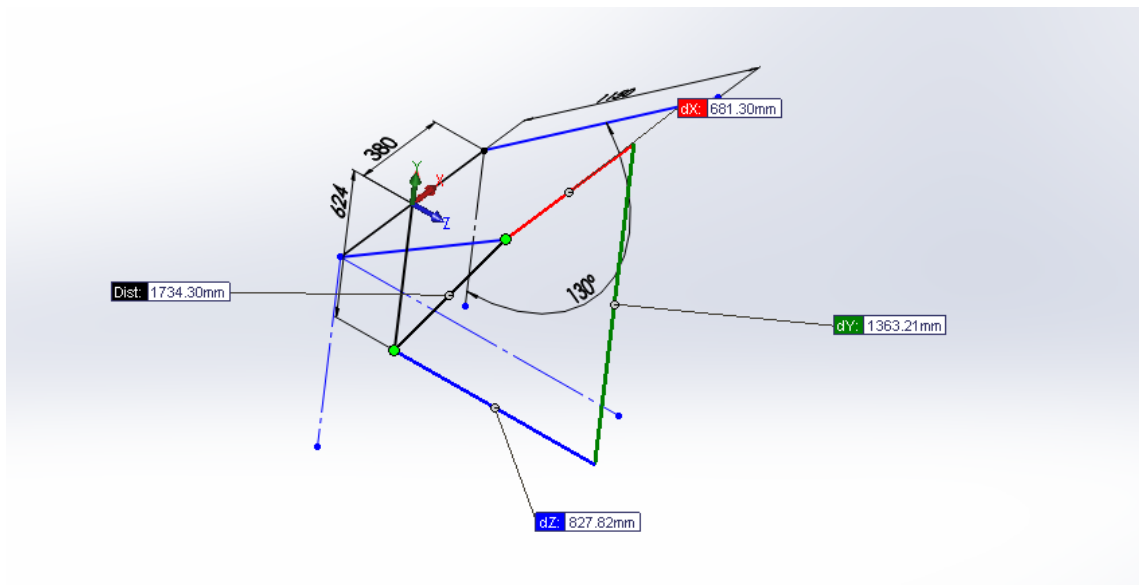


Figura 5. Esquema de posición 3. Fuente propia.

Al igual que para la posición 2, se supondrá que toda la carga está siendo soportada por un solo brazo mientras que el otro se encuentra descargado y se mantiene el uso de un factor de seguridad de 2 para absorber cualquier tipo de efecto dinámico de la carga y el peso propio del brazo o cualquier tipo de impacto lateral no previsto.

## 1) Carga a elevar

Al igual que en la posición anterior, la situación más desfavorable sería que la carga máxima (100 Kg) la elevarse únicamente uno de los brazos.

Carga brazo derecho (100 Kg)			Carga brazo izquierdo (0 Kg)		
i	j	k	i	j	k
0,65	1,33	0,94	-0,43	0,64	1,28
0	-1000	0	0	0	0

## 2) Peso propio de los brazos (incluyendo el actuador que permite la flexión de los mismos):

Brazo derecho (25 Kg)			Brazo izquierdo (25Kg)		
i	j	k	i	j	k
0,5	0,95	0,56	-0,368	0,95	0,56
0	-250	0	0	-250	0

## 3) Peso propio del actuador que permite elevar y descender los brazos:

Actuador derecho (5 Kg)			Actuador izquierdo (5Kg)		
i	j	k	i	j	k
0,43	0,35	0,25	-0,43	0,35	0,25
0	-50	0	0	-50	0

## 4) Peso propio del torso:

Torso (75 Kg)		
i	j	k
0	0,36	0,1
0	-750	0

## 5) Peso propio del usuario:

Usuario (100 Kg)		
i	j	k
0	0,05	0,3
0	-1000	0

Resolviendo los determinantes anteriores, y sumándolos, se obtiene el momento resultante que debería soportar el conjunto de la mesa lineal en esta posición:

	i	j	k	Resultante	
M_carga	940	0	-650	1142,85	Nm
M_brazos	280	0	-33	281,94	Nm
M_actuador	25	0	0	25,00	Nm
M_torso	75	0	0	75,00	Nm
M_Asiento	300	0	0	300,00	Nm
<b>M_total</b>	<b>1620</b>	<b>0</b>	<b>-683</b>	<b>1758,09</b>	Nm

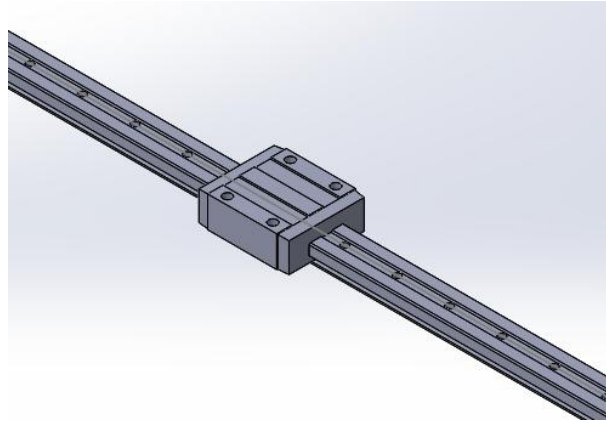
Se observa que en esta posición las guías de la mesa lineal trabajarían a flexión frontal en torno al eje x y a flexión lateral en torno al eje z. El momento resultante en posición 3 es:

$$|M_{posicion3}| = |1620\vec{i} + 0\vec{j} - 683\vec{k} \text{ Nm}| = 1759 \text{ Nm}$$

Como se puede observar, el momento de flexión frontal más desfavorable se produce con los brazos en posición 1, sin embargo, el mayor momento de flexión lateral se da en posición 2. Por otra parte, en ningún caso aparecen esfuerzos de torsión (en torno al eje y). Esto era de esperar, pues la carga permanece vertical en todo momento.

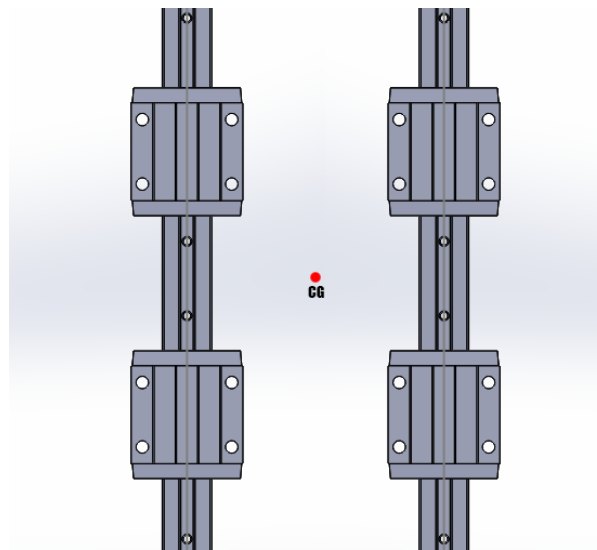
Una vez obtenidos los momentos más desfavorables que debe soportar la mesa lineal (conjunto de patines y guías), se busca una que se adecúe a las necesidades y dimensiones generales del diseño y, seguidamente, se descompondrán los momentos obtenidos en dos fuerzas para comprobar si el elemento escogido soporta las sollicitaciones.

Tras consultar los catálogos de diversos fabricantes, se comprueba la que mejor se adapte al diseño y sus dimensiones. La escogida es la mesa lineal **IGUS DryLin T TW-01-15**.



**Figura 6. Diseño en Solidworks de la Mesa lineal IGUS DryLin T TW-01-15. Fuente propia.**

Para garantizar el correcto funcionamiento y con la intención de distribuir los esfuerzos y así aminorarlos, se decide colocar dos guías fijas con dos patines cada una como se ve en el esquema que se muestra a continuación:



**Figura 7. Diseño en Solidworks de las guías lineales con sus correspondientes patines. Fuente propia.**

La distancia entre guías es la necesaria para evitar que existan interferencias con el actuador y se asume la distancia vertical entre patines igual a la altura de uno de ellos. Las dimensiones de los patines y de la guía son las facilitadas por el fabricante en su catálogo.



### 3.2 Cálculo de esfuerzos sobre el conjunto patines-guías

#### 3.2.1 Esfuerzo provocado por la flexión lateral (En torno al eje z)

En primer lugar se estudia la flexión lateral (en torno al eje z). Para ello se tomará como valor de momento ( $M_{fz}$ ) el mayor de los calculados previamente. En este caso se tomará el momento de flexión lateral asociado a la posición 2:

$$M_{\text{posicion2}} = 1957\vec{i} + 0\vec{j} - 793,75\vec{k} \text{ Nm}$$

Por tanto:

$$M_{f_z} = 793,75 \text{ Nm}$$

El esquema de fuerzas que se utiliza para el cálculo es el siguiente:

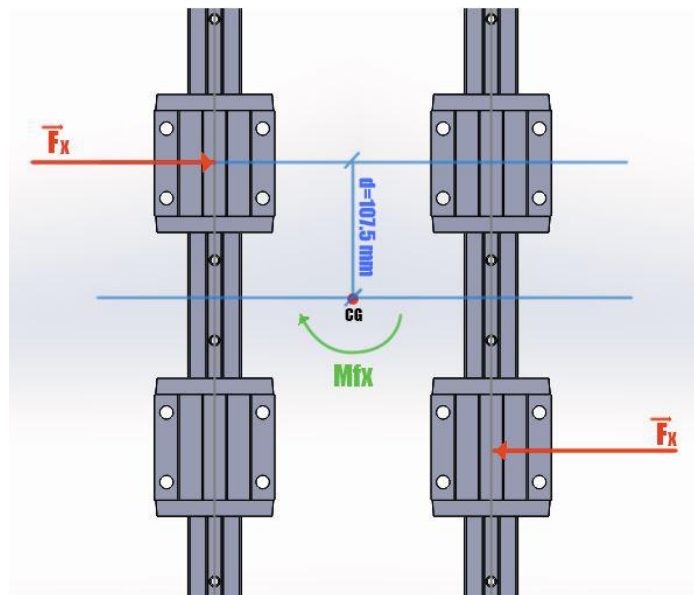


Figura 8. Esquema de esfuerzos para el conjunto de guías y patines en flexión lateral. Fuente propia.

$$M_{f_z} = Fz \cdot d$$

El momento respecto al eje z será la fuerza por la distancia desde el punto de aplicación de la misma hasta el centro de gravedad. Para el cálculo de la fuerza, se asume que sólo dos de los patines estarán soportando la mayor parte del esfuerzo, por tanto:

$$Mf_z = 2 \cdot Fz \cdot d$$

Mfz (vuelco lateral)		
Mfz	793,75	Nm
d	0,1075	m
Fz	3691,87	N

Tabla 2. Cálculo de esfuerzo de flexión lateral (Fz)

### 3.2.2 Esfuerzo provocado por la flexión frontal (en torno al eje x)

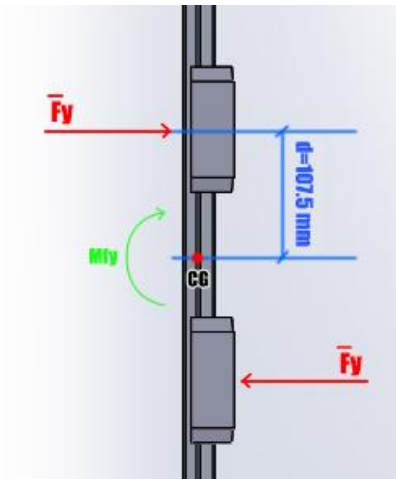
A continuación, se analiza el fenómeno de flexión frontal (en torno al eje x). Para ello se tomará como valor de momento (Mfx) el mayor de los calculados previamente. En este caso se tomará el momento de flexión frontal asociado a la posición 1:

$$M_{posicion1} = 2037\vec{i} + 0\vec{j} + 0\vec{k} \text{ Nm}$$

Por tanto:

$$Mf_x = 2037 \text{ Nm}$$

El esquema de fuerzas que se utiliza para el cálculo es el siguiente:



**Figura 9. Esquema de esfuerzos sobre el conjunto de guías y patines en flexión frontal. Fuente propia**

$$Mf_x = Fx \cdot d$$

El momento respecto al eje x será la fuerza por la distancia desde el punto de aplicación de la misma hasta el centro de gravedad. Para el cálculo de la fuerza, se asume que los 4 patines estarán soportando el esfuerzo, por tanto:

$$Mf_x = 4 \cdot Fx \cdot d$$

Mfx (vuelco hacia adelante)		
Mfx	2037	Nm
d	0,1075	m
<b>Fx</b>	<b>4737,21</b>	<b>N</b>

**Tabla 3. Cálculo de esfuerzo de flexión frontal**

### 3.2.3 Comprobación de valores soportados

Se consultó el catálogo de IGUS en busca de las especificaciones técnicas del modelo DryLin T TW-01-15 escogido. La relación entre los esfuerzos máximos admisibles del conjunto patín-guía y los que soportará en condición de servicio es:

DryLin T TW-01-15			
Fz_adm (N)	Fz (N)	Fx_adm (N)	Fx (N)
7000	3691,87	14000	4737,21

**Tabla 4. Comparativa entre esfuerzos admisibles y en servicio en ambas direcciones del espacio.**

Como se observa en la tabla 4, en ningún caso se alcanzan los esfuerzos admisibles. Por tanto, se tomará la mesa lineal DyLin de IGUS como definitiva para el diseño del exoesqueleto.

## 4 Cálculos referentes a la elección de la rueda y el motor

### 4.1 Elección de la rueda.

A diferencia del actuador calculado en el apartado 1 del presente anexo, las tres ruedas que constituyen el diseño definitivo deben soportar un peso total que contiene: el propio de los brazos y la espalda, el peso del operario, que se supondrá como máximo 100 Kg, el peso de la carga mayorada, el peso de la base soldada, el de los 5 actuadores que aparecen en la totalidad del diseño de exoesqueleto, y el de las guías y los patines calculados en el apartado anterior.

A continuación, aparece una tabla con los pesos anteriormente mencionados desglosados:

	Unidades	Peso (Kg)	Total (Kg)
<b>Brazos</b>	2	20	40
<b>Espalda</b>	1	75	75
<b>Operario</b>	1	100	100
<b>Carga</b>	1	100	100
<b>Base</b>	1	66,6	66,6
<b>Actuadores</b>	5	5	25
<b>Guía lineal</b>	2	0,6	1,2
<b>Patines</b>	4	0,11	0,44
			408,24

Tabla 5. Sumatoria de pesos que deben soportar las ruedas omniwheel que se seleccionen.

Hay que tener en cuenta que las ruedas que se seleccionen deberán soportar también el peso de los motores que se escojan y de la batería, cuyos valores aún se desconocen. Por lo tanto, hay que encontrar en catalogo una rueda que soporte un tercio de la carga calculada en la tabla 8, y suponer que entre las tres deberán soportar además al menos 70 Kg más.

$$F_{total} = 408,24 \text{ Kg} + 70 \text{ Kg} = 478,24 \text{ Kg}$$

$$F_{rueda} = \frac{478,24 \text{ Kg}}{3 \text{ ruedas}} \approx 160 \text{ Kg}$$

Calculando la reacción total que debe soportar cada una de las ruedas omniwheel que se necesitan, se ha elegido el tipo de rueda HANGFA QLM20 que soporta exactamente 160 Kg. Ver catálogo en *Anexo 3: catálogos*.

Product Details		Company Profile	
<b>Quick Details</b>			
Place of Origin:	Sichuan China (Mainland)	Brand Name:	HANGFA
weight:	2200g	diameter:	203.2mm
wheels:	12	bearings:	24
wheel material:	polvurethane	mount:	M6*6
load:	160KG		

Figura 10. Detalle de catálogo de la rueda HANGFA QLM20

#### 4.2 Cálculo de la potencia mínima necesaria para mover la rueda.

En las situaciones reales, los cuerpos no son cuerpos rígidos ideales, siempre se deforman. El contacto no se realiza entonces a lo largo de una generatriz en la que se encuentran las reacciones P y N (Figura 11). Ello da lugar a que aparezcan reacciones en los apoyos; reacciones que dan lugar a la aparición de un par que se debe vencer para dar movimiento de la rueda. Eso equivale a considerar que la fuerza normal N aparece desplazada una longitud determinada  $\mu_r$ , el llamado coeficiente de resistencia a la rodadura.

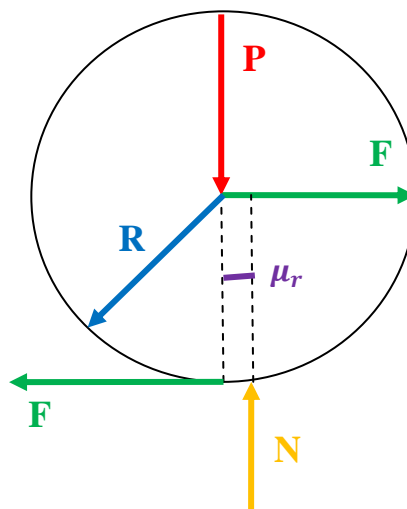


Figura 11. Distribución de fuerzas en la rueda. Fuente propia.

$$M_{resistente} = \mu_r \cdot N$$

$$M_{aplicado} = F \cdot R$$

En las condiciones críticas, para que comience la rodadura, el par aplicado, que en ese momento será par de arranque, tiene que ser mayor que el par resistente.

$$M_{arranque} > M_{resistente}$$

Siendo F la fuerza aplicada para mover la rueda

$$M_{arranque} > M_{resistente}$$

$$F \cdot R > \mu_r \cdot N$$

$$F > \frac{\mu_r \cdot N}{R}$$

Para los siguientes datos de la rueda ya escogida:

$$R = 203.2mm$$

$$P_{max} = 160kgf$$

$$P_{propio} = 2.2 kgf$$

$$R = \frac{D}{2} = \frac{203.2mm}{2} = 101.6mm = 0.1016m$$

$$N = P_{max} + P_{propio} = 160 + 2.2 = 162.2kgf$$

Y suponiendo una excentricidad:

$$\mu_r = 5mm = 0.005m$$

Se procede al cálculo de la fuerza mínima que necesitaría la rueda para moverse.

$$F_{min} > \frac{\mu_r \cdot N}{R}$$

$$F_{min} > \frac{0.005m \cdot 162.2kg}{0.1016m} = 7.98kgf$$

$$F_{min} = 7.98kgf \cdot \frac{9.81 N}{1kg} = 78.28 N$$

Por último, para calcular la potencia se debe suponer la velocidad a la que se quiere que se mueva el conjunto:

$$v = 1m/s$$

$$P = F \cdot v$$

$$P_{rueda} = 78.28 N \cdot 1 \frac{m}{s} = 78.28W$$

Aplicando un factor de seguridad:

$$N_{seg} = 2$$

$$P_{trueda} = P_{rueda} \cdot N_{seg} = 78.28W \cdot 2 = 156.56W \approx 160W$$

Cada rueda necesitaría un motor de 160 W para comenzar a moverse.

### 4.3 Elección del motor

A la hora de elegir el motor que debe transmitir el movimiento a las ruedas hay que tener varios parámetros en cuenta, como son la potencia, el momento que debe transmitir y la velocidad.

En primer lugar, se calcula el momento resistente ( $M_{res}$ ) que será necesario vencer para desplazar el conjunto. De acuerdo con lo visto anteriormente, se tiene:

$$M_{res} = \mu_r \cdot N = 0.005 m \cdot 162.2 Kg = 0.811 Kgm = 8.11 Nm$$

Conocido el Momento a vencer ( $M_{res}$ ) y la potencia ( $P_{trueda}$ ) necesaria hallada en el apartado anterior, se calcula la velocidad angular ( $w$ ) mínima necesaria.

$$P_{trueda} = M_{res} \cdot w$$

$$w = \frac{P_{trueda}}{M_{res}} = \frac{160 W}{8.11 Nm} = 19.73 \frac{rad}{s} = 188 rpm$$



Definidos ya los parámetros característicos del motor, se procede a la búsqueda de un modelo comercial capaz de suministrar tales valores. El más adecuado es el MD PM63-50GB9, cuyo catálogo aparece en el *Anexo 3: catálogos*.

PM63-50GB9				
	Power (W)	Speed (rpm)	Torque (Nm)	
			Delrin	Bronze
Continuous S1 duty (assuming 24V supply)	200	516	3.5	3.4
	200	438	4.3	4.2
	218	303	6.4	6.2
	200	219	8.3	8
	218	100	*18.3	17.8
	218	50	*33.3	*32.5
	200	30	*47.7	*46.5
	200	20	*60	*58.3

Figura 12. Detalle de catálogo de motor MD PM63-50GB9

## 5 Resistencia a fatiga de elementos móviles

### 5.1 Estimación de la resistencia a fatiga de los ejes

El eje que transmite el movimiento del motor hacia la rueda se ve expuesto a esfuerzos de tensión continuos. Por ello se considera necesaria la comprobación de los mismos a fatiga. Por la condiciones de servicio, el eje se encontrará bajo la acción de una carga flexionante alternativa y de un esfuerzo de torsión constante.

Como fundamentación y apoyo para esta comprobación, se utilizarán los capítulos del 4 al 6 del título “*Diseño de máquinas, un enfoque integrado*” por Robert L. Norton, en su 4ª edición, dedicados a la estimación de la resistencia a fatiga y al diseño de ejes, cuñas y acoplamientos.

Las cargas que actúan, así como las dimensiones propuestas, quedan plasmadas en el siguiente esquema. Se utilizará para la comprobación a fatiga posterior en la

sección AA' y BB', siendo éstas la correspondiente al empalme (cambio de diámetro) y al eje con chaveta respectivamente.

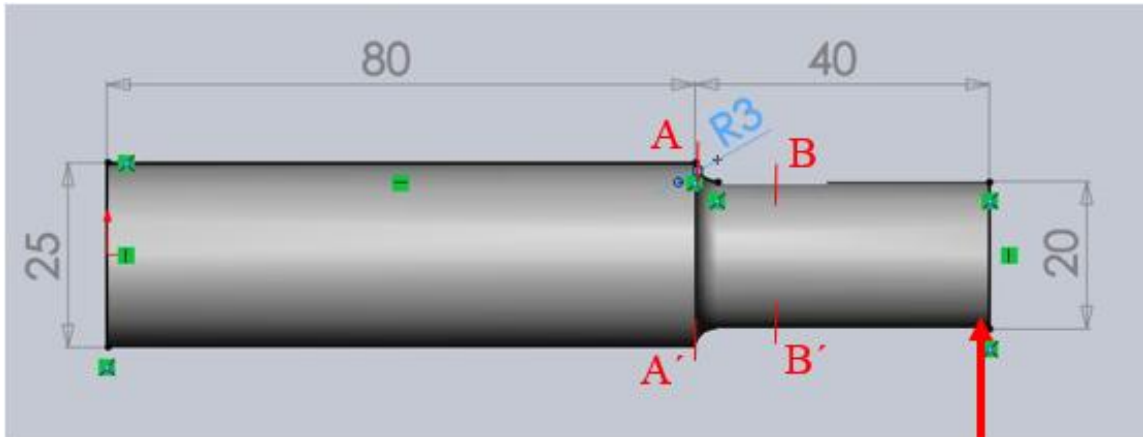


Figura 13. Esquema de cargas del eje de las ruedas

El orificio central de las ruedas escogidas, destinado a albergar el eje, es de 20 mm. Mediante el siguiente procedimiento, se calculará el diámetro mínimo necesario en las secciones expuestas a mayor riesgo de falla por fatiga, como lo son las nombradas anteriormente (AA' y BB'). De los diámetros mínimos obtenidos se comparará el mayor de ambos con el orificio de la rueda para comprobar su validez.

En primer lugar, se supone que la carga que provocará la rueda sobre el eje será la máxima que la misma puede resistir según el fabricante (160 Kg). Así mismo, para simplificar los cálculos se aproximará la aceleración de la gravedad a 10 m/s<sup>2</sup>.

A continuación, se calcula el momento flector (M<sub>f</sub>) originado por dicha carga ascendente, que actúa en el extremo en voladizo del eje. Por tanto, de acuerdo a lo establecido en el esquema de cargas y las consideraciones anteriores, se tiene:

$$160 \text{ Kg} \cdot \frac{10 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 1600 \text{ N}$$

$$M_f = F \cdot b = 1600 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} = 64000 \text{ Nmm}$$

Por otra parte, se utilizará el siguiente momento torsor, cuyo cálculo se detalla en el apartado 3.3 de este documento, referente a la elección del motor:

$$M_t = 8,11 Nm \cdot \frac{1000 mm}{1 m} = 8110 Nmm$$

Se decide utilizar un acero AISI 1045 para aumentar la resistencia del eje. De acuerdo con el anexo E del libro de Robert L. Norton, las propiedades esperables de este tipo de acero son las siguientes:

**Tabla E-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono**  
 Datos de varias fuentes.\* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1045	rolado en caliente	45	310	82	565	16	163
	rolado en frío	77	531	91	627	12	179

**Figura 14. Propiedades del acero al carbono AISI 1045. Fuente: “Diseño de máquinas, un enfoque integrado” por Robert L. Norton**

Con el fin de garantizar la validez del eje propuesto, se utilizarán las propiedades de un AISI 1045 procesado en caliente y con un acabado maquinado, por ser más desfavorables a la hora del cálculo de la resistencia a fatiga que las del mismo acero pero estirado en frío. (Véase figura 14)

Conocida la resistencia ultima del material ( $S_{ut}$ ), se calcula el límite de resistencia a fatiga  $S_e'$  de acuerdo con el apartado 4.5 del libro mencionado al comienzo de este apartado.

$$\text{aceros: } \left. \begin{cases} S_e' \cong 0.5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ S_e' \cong 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \end{cases} \right\} (4.5a)$$

**Figura 15. Cálculo del límite de resistencia a fatiga para distintos materiales**

Basándose en la figura 15, se tiene:

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} = 0,5 \cdot 570 MPa = 285 MPa$$

A continuación se calcula la resistencia a fatiga corregida  $S_e$ , reduciéndola, para el cálculo posterior, con los siguientes factores:

$$S_e = S_e' \cdot C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{superficie} \cdot C_{temperatura} \cdot C_{confiabilidad}$$

Se calcula el coeficiente de carga de acuerdo a la figura 4.7a del capítulo 4.

$$\begin{array}{ll} \text{flexión:} & C_{\text{carga}} = 1 \\ \text{carga axial:} & C_{\text{carga}} = 0.70 \end{array} \quad (4.7a)$$

$$C_{\text{carga}} (\text{flexión} + \text{torsión}) = 1$$

El coeficiente de tamaño se obtiene de la figura 4.7b del mismo capítulo:

$$\begin{array}{ll} \text{para } d \leq 0.3 \text{ in (8 mm):} & C_{\text{tamaño}} = 1 \\ \text{para } 0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in:} & C_{\text{tamaño}} = 0.869d^{-0.097} \\ \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm:} & C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097} \end{array} \quad (4.7b)$$

$$8 \text{ mm} < d = 20 \text{ mm} < 250 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189 \cdot d^{-0.097} = 1,189 \cdot 20^{-0.097} = 0,889$$

Mediante la figura 16 se obtiene el efecto de la superficie. Como se ha mencionado anteriormente, el acabado es maquinado, por tanto:

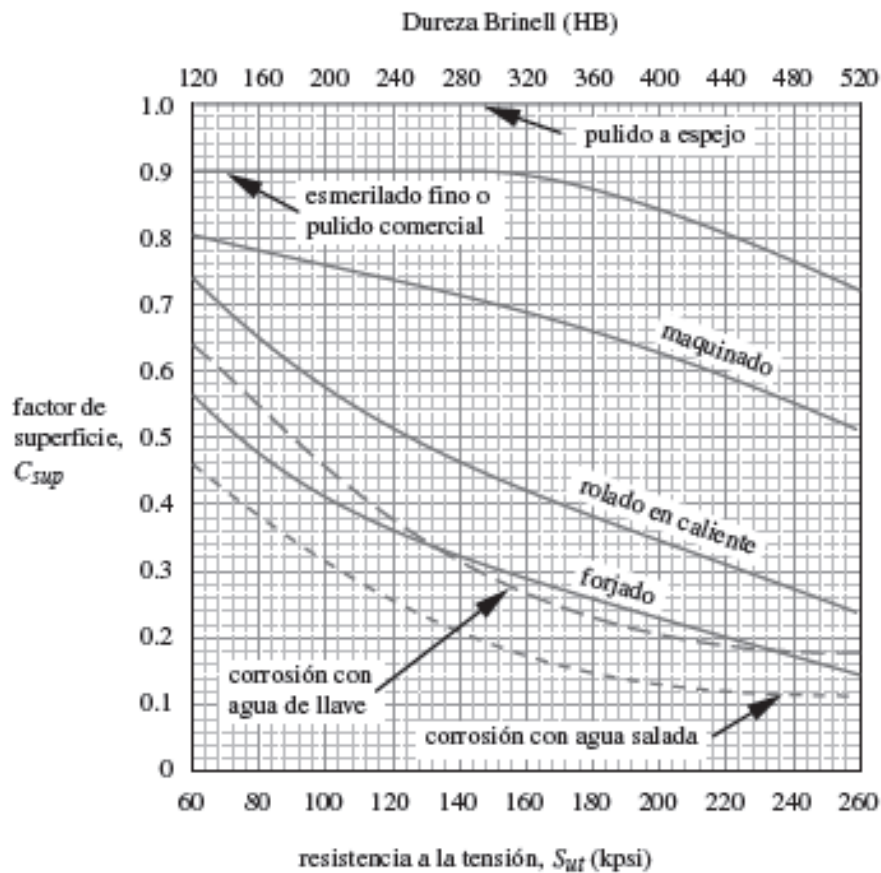


Figura 16. Factor de superficie en función de la resistencia última (Sut)

$$S_{u_t} = 570 \text{ MPa} \cong 82 \text{ kpsi}$$

$$C_{\text{superficie}} \cong 0,8$$

Se tomara como apoyo para el cálculo del efecto de la temperatura, la figura 4.7f del citado capítulo 4.

$$\begin{aligned} \text{para } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C (840 }^\circ\text{F): } & C_{temp} = 1 \\ \text{para } 450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C: } & C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450) \\ \text{para } 840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F: } & C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840) \end{aligned} \quad (4.7f)$$

Dado que no está previsto que el eje en cuestión trabaje a elevadas temperaturas (en todo caso menor a 450°C) se tiene:

$$C_{\text{temperatura}} = 1$$

Por último, se utilizará la tabla 4-4 del mismo capítulo para obtener el coeficiente de confiabilidad.

**Tabla 4-4**  
Factores de confiabilidad  
para  $S_d = 0.08 \mu$

% de confiabilidad	$C_{\text{conf}}$
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

En este caso, por simplicidad de cálculos y en base a lo expuesto en el capítulo 6 del libro, se tomará el factor correspondiente al 50% de confiabilidad.

$$C_{\text{confiabilidad}} (50\%) = 1$$

Los factores reductores obtenidos se recogen en la siguiente tabla, que contiene además el valor de resistencia a fatiga corregida ( $S_e$ ):

Cálculo de la resistencia a fatiga corregida Se	
Se'	285
C_carga	1
C_tamaño	0,889
C_superficie	0,8
C_temperatura	1
C_confiabilidad	1
<b>Se</b>	<b>202,692</b>

Mpa  
MPa

Tabla 6. Tabla resumen de factores reductores de la resistencia a fatiga (Se')

### 5.1.1 Cálculo del diámetro mínimo de la sección AA' (empalme entre eje de diámetro 20 y eje de diámetro 25)

Ya calculada la resistencia a fatiga corregida, se calculará el diámetro mínimo en la sección AA'. Para ello, se calculará primero la sensibilidad a la muesca (q) en la sección de estudio. Conociendo la resistencia última del material (Sut) y el radio de empalme en la sección AA', se obtiene un factor de sensibilidad a la muesca para esfuerzos de flexión (qf). Para ello se utilizará la figura 4-36 del libro de apoyo.

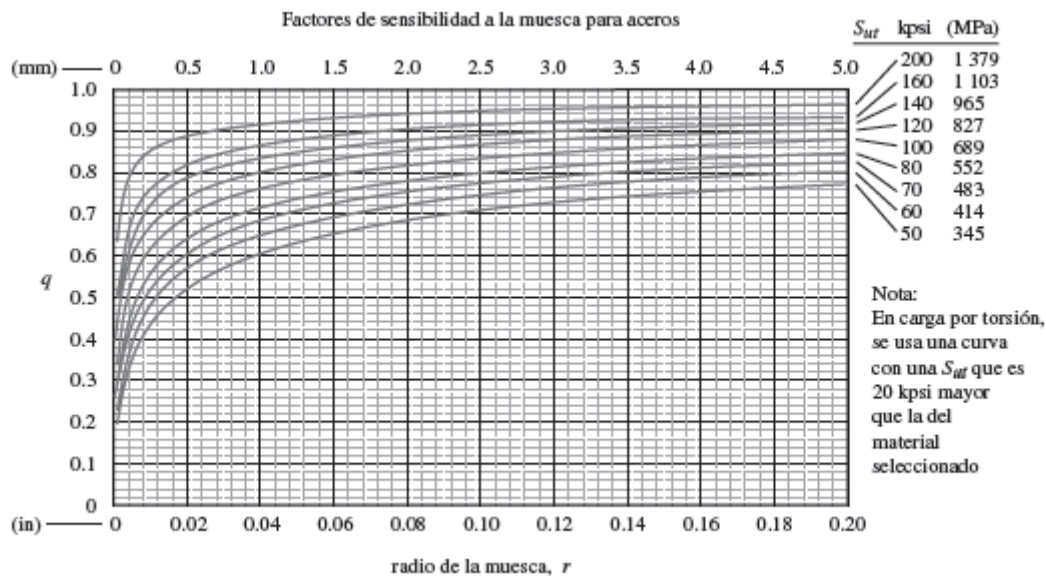


Figura 17. Coeficiente de sensibilidad a la entalla (q) en función del radio de la muesca (r)

Para  $S_{ut} = 570 \text{ MPa}$  y  $r = 3 \text{ mm}$

$$q_f = 0,83$$

Para calcular sensibilidad a la muesca para esfuerzos de torsión ( $q_t$ ) se utilizará la misma figura, pero en esta ocasión se añadirán 138 MPa (20 kpsi) a la resistencia última del material:

$$S_{u_t} = 570 \text{ MPa} = 82 \text{ Kpsi}$$

$$S_{ut} = 82 + 20 \text{ kpsi} = 102 \text{ kpsi} = 703 \text{ MPa}$$

Para  $S_{ut} = 703 \text{ MPa}$  y  $r = 3 \text{ mm}$

$$q_t = 0,85$$

Seguidamente se obtienen los coeficientes de concentración geométricos en la sección de empalme ( $K_t$  para flexión y  $K_{ts}$  para torsión), utilizando la figura G2 y G3 del anexo G del libro, referente a factores de concentración geométricos para ejes a flexión y torsión respectivamente:

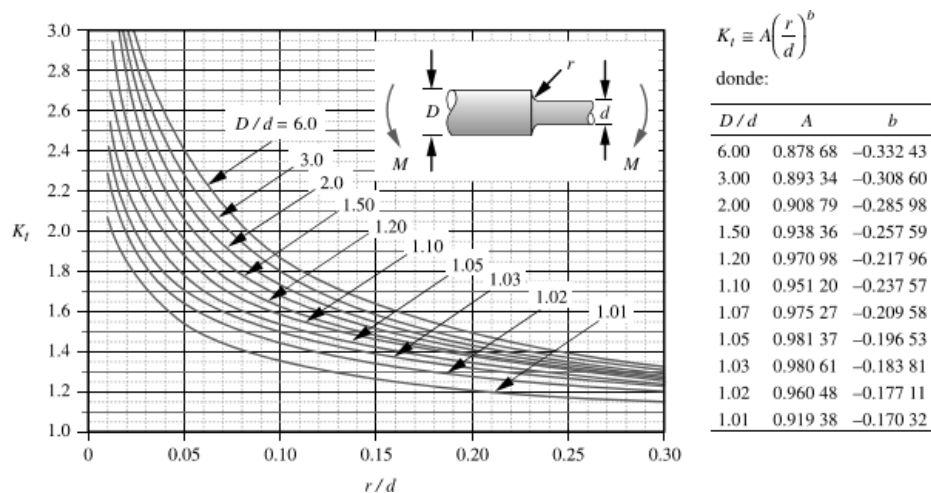


Figura 18. Coeficiente de concentración geométrico para ejes a flexión.

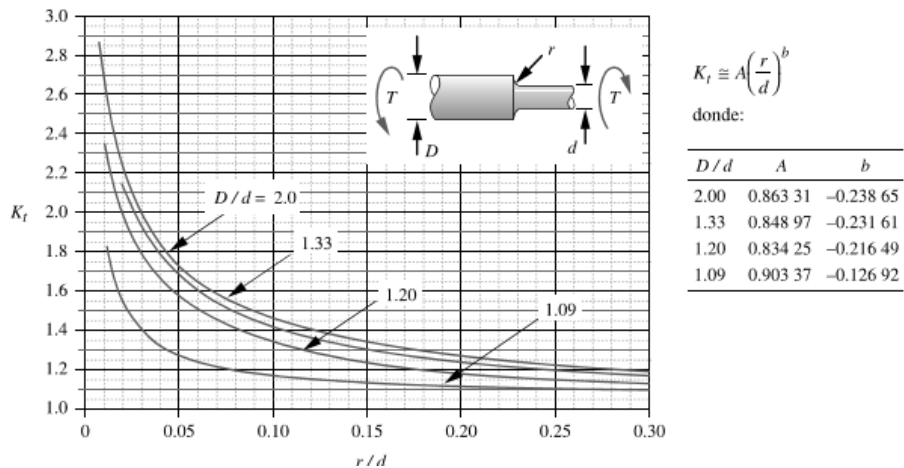


Figura 19. Factores de concentración geométricos para ejes a torsión.

Para la sección AA' se tiene la siguiente relación radio de muesca (r) – diámetro del eje en AA' (d) y diámetro de eje mayor (D) - diámetro de eje menor (d):

$$\frac{r}{d} = \frac{3\text{mm}}{20\text{mm}} = 0,15$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25\text{mm}}{20\text{mm}} = 1,25$$

Con estos valores y las gráficas anteriores se obtienen los valores de coeficiente de concentración geométricos ( $K_t$  y  $K_{ts}$ ) y posteriormente, se calculan los valores de los coeficientes de concentración de esfuerzos de flexión ( $K_f$ ) y de torsión ( $K_{fs}$ ). Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

$$K_f = 1 + q_f(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_t(K_{ts} - 1)$$

Factores de concentración de esfuerzos para flexión ( $K_f$ ) y para torsión ( $K_{fs}$ )	
r/d	0,15
D/d	1,25
$K_t$	1,5
$K_{ts}$	1,28
<b><math>K_f</math></b>	<b>1,415</b>
<b><math>K_{fs}</math></b>	<b>1,238</b>

Tabla 7. Factores de concentración de esfuerzos de flexión y torsión ( $K_f$  y  $K_{fs}$ )

La bibliografía recomienda, para estimaciones de resistencia a fatiga estándar, factores de seguridad N de entre 2 y 2,5. Sin embargo, el eje estudiado no se encontrará expuesto a ciclos de trabajo continuo de larga duración, por lo que se dispondrá un factor de seguridad  $N=1,5$  para el cálculo del diámetro mínimo:

Para dicho cálculo se utilizara la siguiente expresión (detallada su obtención en el apartado 6.8 del libro relativo a diseño de ejes):

$$d_{min}^{AA'} = \left[ 32 \cdot \frac{N}{\pi} \left[ \left( K_f \cdot \frac{M_f}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fs} \cdot \frac{M_t}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$



Al sustituir los valores hallados en la expresión, se obtiene:

$$d_{min}^{AA'} = 18,98 \text{ mm} < 20\text{mm}$$

### 5.1.2 Cálculo del diámetro mínimo de la sección BB' (eje de diámetro 20 con chavetero)

Para el cálculo del diámetro mínimo en la sección BB' se seguirá un procedimiento similar al utilizado en el apartado anterior. En este caso, se utilizará la figura 6-16 del capítulo 6 del libro para la obtención de los factores de concentración geométricos ( $K_t$  y  $K_{ts}$ ) para la sección del eje con chavetero.

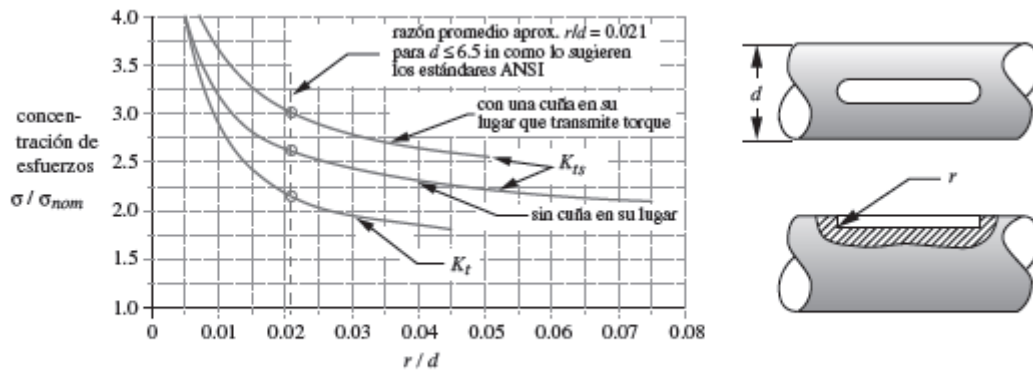


FIGURA 6-16 Factores de concentración de esfuerzos de cuñero, con extremo fresado, en flexión ( $K_t$ ) y en torsión ( $K_{ts}$ ) Fuente: R.E. Peterson, *Stress Concentration Factors*, 1974, figuras 182 y 183, pp. 266-267, reimpresso con autorización de John Wiley & Sons, Inc.

Se estima un radio de muesca  $r$  de 1 mm, y conociendo el diámetro de la sección ( $d=20\text{mm}$ ) se tiene:

$$\frac{r}{d} = \frac{1\text{mm}}{20\text{mm}} = 0,05$$

Se obtuvieron los siguientes valores de  $K_t$  y  $K_{ts}$ :

Coeficientes de concentración geométricos	
r/d	0,05
$K_t$	1,75
$K_{ts}$	2,55

Tabla 8. Coeficientes de concentración geométricos para esfuerzos de flexión y torsión.

Se obtendrá ahora los coeficientes de concentración de esfuerzos por fatiga para escalones cargados a flexión ( $K_f$ ) y a torsión ( $K_{fs}$ ). Para ello se utilizarán las siguientes ecuaciones:

$$K_f = 1 + q_f(K_t - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + q_t(K_{ts} - 1)$$

Factores de concentración de esfuerzos por fatiga	
qf	0,83
Kt	1,75
<b>Kf</b>	<b>1,6225</b>
qt	0,85
Kts	2,55
<b>Kfs</b>	<b>2,3175</b>

Tabla 9. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga

De forma análoga a la utilizada para la sección AA', se calcula el diámetro mínimo para la sección BB' con la siguiente expresión:

$$d_{min}^{BB'} = \left[ 32 \cdot \frac{N}{\pi} \left[ \left( K_f \cdot \frac{M_f}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fs} \cdot \frac{M_t}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Al sustituir los valores hallados, se obtiene:

$$d_{min}^{BB'} = 19,93mm < 20mm$$

diámetros mínimos calculados	
dmin (AA')	18,98 mm
dmin (BB')	19,93 mm
drueda	20 mm

Tabla 10. Diámetros mínimos calculados para las secciones críticas.

Se observa que el diámetro mínimo que condiciona es el correspondiente a la sección BB'. Sin embargo, el orificio de la rueda escogida es mayor que el mínimo para dicha sección, por tanto se considera válido y será éste el utilizado en el diseño final.

Además, como el diámetro mínimo es menor que el del eje propuesto, se puede garantizar la vida infinita del mismo en términos de resistencia a fatiga.

Las dimensiones finales del eje serán:

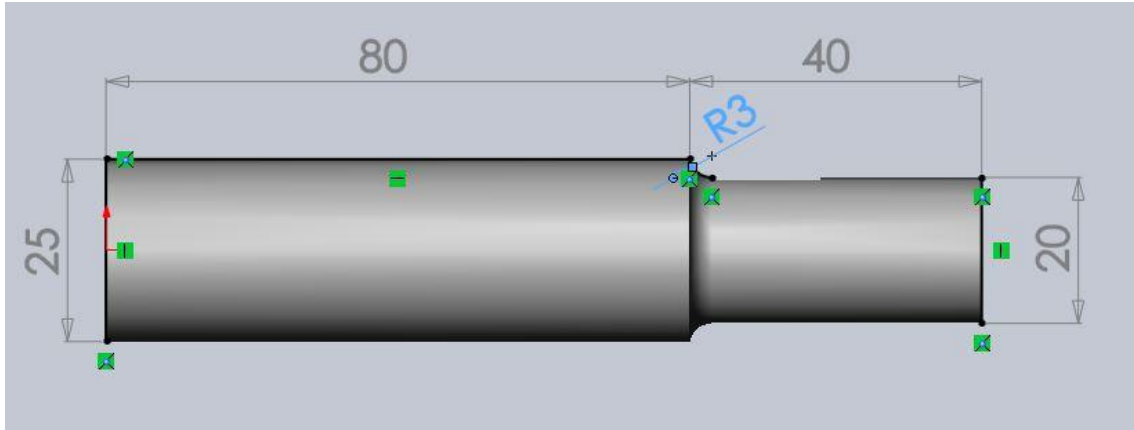


Figura 20. Dimensiones generales del eje dimensionado

## 5.2 Cálculo de la chaveta que transmite el movimiento del motor a la rueda

Siguiendo el esquema utilizado en el apartado anterior (véase figura 13) la chaveta irá colocada en el tramo de eje de 20 mm de diámetro. Siendo las cargas y dimensiones presentes en el citado esquema válidas para este cálculo.

De forma análoga al apartado anterior, se utilizará como fundamentación y apoyo para esta comprobación, el capítulo 6 del libro “*Diseño de máquinas, un enfoque integrado*” por Robert L. Norton, en su 4ª edición, dedicados al diseño de ejes, cuñas y acoplamientos.

En concordancia con lo expuesto anteriormente, se conoce el momento torsor que transmite el motor a las ruedas:

$$Mt = 8,11 \text{ Nm} \cdot \frac{1000\text{mm}}{1\text{m}} = 8110 \text{ Nmm}$$

Dado el diámetro del eje (20 mm) y con el apoyo de la tabla 6-2 del libro, se obtienen las dimensiones características de la chaveta:

**Tabla 6-2** Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	<b><math>17 &lt; d \leq 22</math></b>	<b>6 x 6</b>
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Se utilizará una chaveta de 6 mm de ancho por 6 mm de alto. Además, se convino la longitud de la misma, al ser ajustable según los requisitos del diseño, será de 15 mm. De esta forma, la chaveta ocupará todo el ancho de la rueda. (Véase figura 21).

QLM-20 Dimensional:

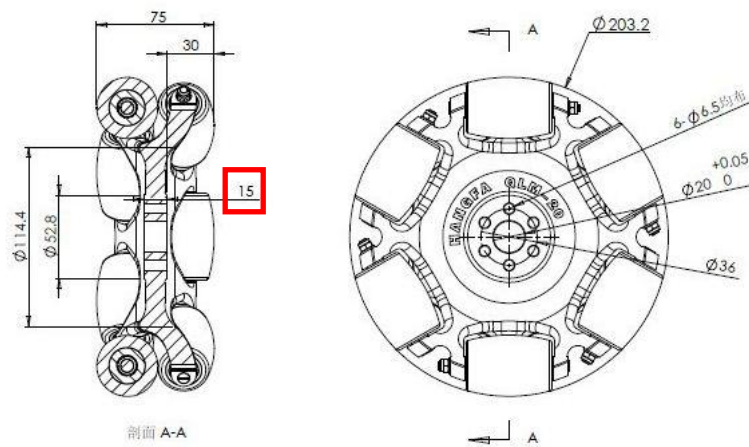
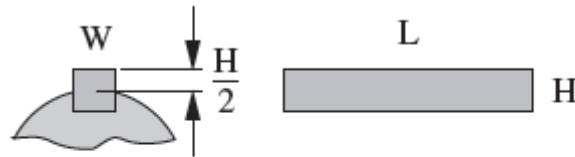


Figura 21. Plano de la rueda HANGFA QLM-20



(a) Cuña paralela

**Figura 22. Parámetros característicos de una chaveta cuadrada paralela**

Siguiendo la nomenclatura de la figura anterior las dimensiones finales de la chaveta son:

Dimensiones características de la chaveta		
W	H	L
6 mm	6mm	15 mm

**Tabla 11. Dimensiones de la chaveta utilizadas**

A continuación se calcularán los factores de seguridad del eje. Se decidió emplear cuñas cuadradas paralelas con cuñeros fresados en los extremos. Se empleará un acero AISI 1020. De acuerdo con el anexo E del libro de Robert L. Norton, las propiedades esperables de este tipo de acero son las siguientes:

**Tabla E-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono**  
 Datos de varias fuentes.\* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1020	rolado en caliente	30	207	55	379	25	111
	rolado en frío	57	393	68	469	15	131

**Figura 23. Propiedades del acero al carbono AISI 1020. Fuente: “Diseño de máquinas, un enfoque integrado” por Robert L. Norton**

Con el fin de garantizar la validez del eje propuesto, se utilizarán las propiedades de un AISI 1020 procesado en caliente y con un acabado maquinado, por ser más desfavorables a la hora del cálculo de la resistencia a fatiga que las del mismo acero pero estirado en frío. (Véase figura 23)

Basándose en la figura 15, se tiene:

$$Se' = 0,5 \cdot Su_t = 0,5 \cdot 400 \text{ MPa} = 200 \text{ MPa}$$

Siguiendo el procedimiento explicado en el apartado anterior, se calcula la resistencia a fatiga corregida con los siguientes factores reductores:

Cálculo de la resistencia a fatiga corregida Se	
Se'	200
C_carga	1
C_tamaño	0,6
C_superficie	0,8
C_temperatura	1
C_confiabilidad	1
<b>Se</b>	<b>96</b>

MPa

MPa

Tabla 12. Cálculo de la resistencia a fatiga corregida Se para la chaveta

Cabe aclarar que los factores de carga, temperatura y confiabilidad se mantienen del apartado anterior ya que la chaveta trabaja en las mismas condiciones que el eje.

Por otra parte, se calculó el coeficiente de superficie aproximando la resistencia última del acero de 55 kpsi a 60 kpsi para poder tomar como válida la información obtenida de la figura 24.

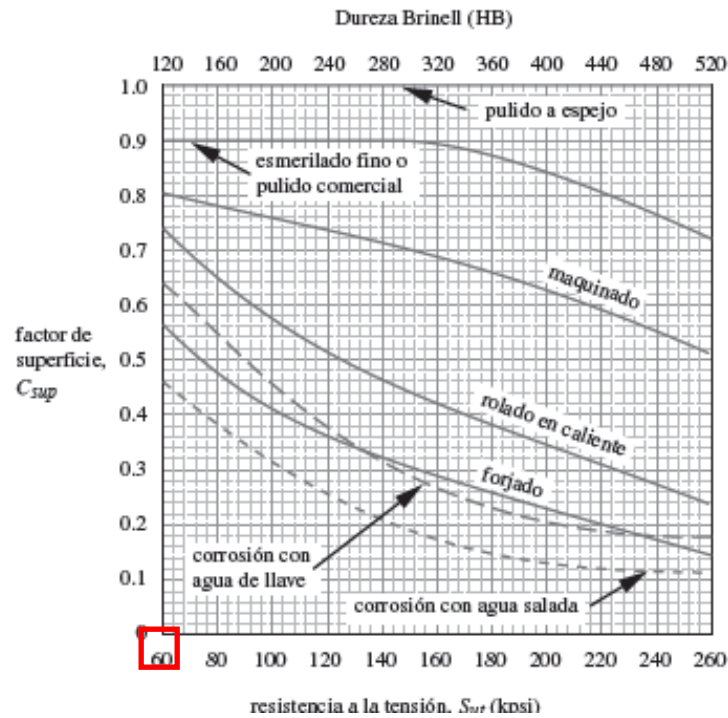


Figura 24. Efecto del acabado superficial

El coeficiente de tamaño se calculó en base al apartado 4.6 del capítulo 4 del libro que sirve de apoyo a la causa que atañe. Por tanto, como la sección transversal de la chaveta no es redonda, es necesario calcular un diámetro equivalente para poder utilizar las expresiones de dicho apartado. Para llevarlo a cabo, se igualan el área de la sección transversal de la chaveta con el área similar sometida a esfuerzo de una muestra de viga giratoria (véase figura 25).

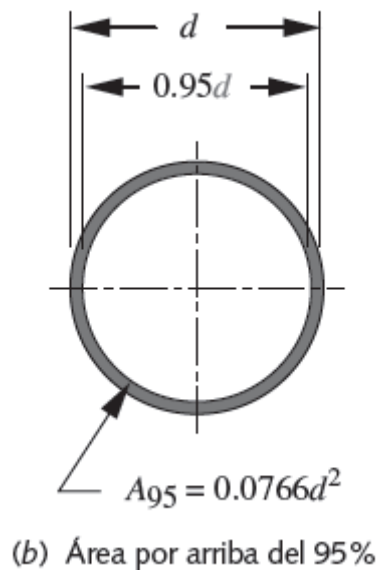


Figura 25. Área sometida a esfuerzo en una viga giratoria

Conocidas ya las dimensiones de la chaveta e igualando:

$$A_{t_{chaveta}} = 6mm \cdot 6mm = 36mm^2$$

$$A_{95} = 0,0466d^2$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0466}} = \sqrt{\frac{36}{0,0466}} = 27,79 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{para } d \leq 0.3 \text{ in (8 mm):} & \quad C_{\text{tamaño}} = 1 \\ \text{para } 0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in:} & \quad C_{\text{tamaño}} = 0.869d^{-0.097} \\ \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm:} & \quad C_{\text{tamaño}} = 1.189d^{-0.097} \end{aligned} \quad (4.7b)$$

Para tamaños más grandes, se usa  $C_{\text{tamaño}} = 0.6$ . (Los datos de prueba sobre los cuales se basan estas ecuaciones son de piezas de acero. La exactitud de la ecuación 4.7b para metales no ferrosos es algo cuestionable.)

De acuerdo con la figura 4.7b anterior y lo explicado en el resto del capítulo se utilizará un factor de tamaño siguiente:

$$C_{\text{tamaño}} = 0,6$$

Como se observa en la tabla 13 se calcula una resistencia a la fatiga corregida de la chaveta ( $S_e$ ) de 96 MPa.

Seguidamente, se calcula las componentes alternativa y media de la fuerza sobre las cuñas a partir del torque aplicado:

$$F_a = \frac{Mt_a}{R}$$

$$F_m = \frac{Mt_m}{R}$$

Cálculo de esfuerzos sobre la cuña			
Mta=Mtm	R	Fa	Fm
8110 Nmm	10mm	<b>811 N</b>	<b>811 N</b>

Tabla 13. Componentes alternativa y media de la fuerza sobre la chaveta

Conociendo el esfuerzo que soporta y las dimensiones de la chaveta se calcula el área cortante (véase figura 26) y las tensiones de corte media y alternativa (ésta última se tiene en cuenta previendo posibles cambios de sentido en el giro del motor durante su funcionamiento):



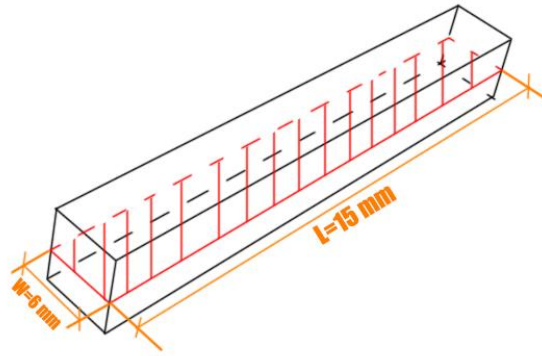


Figura 26. Esquema área cortante (Ac)

$$A_c = w \cdot L$$

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_c}$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_c}$$

Los resultados obtenidos se recogen en la siguiente tabla:

Cálculo tensiones de corte alternativa y media				
W (mm)	L (mm)	Ac (mm <sup>2</sup> )	τa (MPa)	τm (MPa)
6	15	90	9	9

Tabla 14. Cálculo de las componentes alternativa y media de la tensión de corte sobre la claveta

A continuación se calculan las tensiones alternativa y media equivalente utilizando la expresión de Von Mises:

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{m_{eq}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Calculo de tensiones equivalentes			
τa (MPa)	τm (MPa)	σa_eq (MPa)	σm_eq (MPa)
9	9	15,58	15,58

Tabla 15. Cálculo de las tensiones alternativa y media

Siguiendo lo expuesto en el libro, se calcula el factor de seguridad contra la fatiga (Nf) con la siguiente expresión:

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_e} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_{ut}}}$$

Cálculo del factor de seguridad contra fatiga (Nf)		
$\sigma_{a_{eq}}$	15,58	MPa
Se	96	MPa
$\sigma_{m_{eq}}$	15,58	MPa
Sut	400	MPa
<b>Nf</b>	<b>4,97</b>	

Tabla 16. Factor de seguridad contra fatiga

El esfuerzo de presión por contacto sobre la cuña es de compresión, por tanto se calcula a tensión que genera tomándolo como carga estática.

$$\sigma_{max} = \frac{F_a + F_m}{A_c}$$

Cálculo de presión máxima de contacto		
Fa	811	N
Fm	811	N
Ac	90	mm <sup>2</sup>
<b><math>\sigma_{max}</math></b>	<b>18,02</b>	MPa

Tabla 17. Cálculo de la presión máxima de contacto

Finalmente se calcula el factor de seguridad por falla de presión por contacto (Ns) sabiendo el límite de fluencia del material (véase figura 23).

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Cálculo del factor de seguridad de falla de presión por contacto		
Sy	220	MPa
$\sigma_{max}$	18,02	MPa
<b>Ns</b>	<b>12,20715166</b>	

Tabla 18. Factor de seguridad de falla de presión por contacto

## 6 Cálculos referentes a la elección de las baterías

### 6.1 Cálculo de la potencia total requerida por el conjunto

Para llevar a cabo el cálculo de la potencia total que puede consumir el conjunto con todos sus elementos funcionando a la misma vez hay que tener en cuenta tanto los motores de las ruedas como los actuadores que se encuentran situados en los brazos, los hombros y en la plataforma.

$$P_{trueda} = 160W$$

$$P_{actuador} = 500W$$

$$P_{tequipo} = 2 \cdot P_{trueda} + 5 \cdot P_{actuador}$$

$$P_{equipo} = 2 \cdot 160 W + 5 \cdot 500W = 2820W = 2.82KW$$

El valor calculado anteriormente es un valor teórico ya que hay que suponer que en ningún momento estarán funcionando los 5 actuadores y los dos motores de las ruedas a la vez, por lo tanto se aplica un factor de simultaneidad.

$$N_{simult} = 0.6$$

$$P_{tequipo} = P_{equipo} \cdot N_{simult} = 2.82KW \cdot 0.6 = 1.692 KW$$

### 6.2 Elección de la batería

Todos los elementos que consumen energía deben ser alimentados por una fuente que sea capaz de abastecer la potencia necesaria que se ha calculado en el apartado 6.1.

Tras realizar una búsqueda en catálogos la batería más adecuada es el modelo TROJAN J185H, cuyo catálogo aparece en el *Anexo 3: catálogos*.

## 7 Verificación de la resistencia de las ruedas.

Llegado este momento, sabiendo los valores del peso que tiene la batería y los motores (datos que faltaban en el apartado 4.1), se puede verificar que las ruedas seleccionadas en dicho aparatado soportan la totalidad del peso de la estructura.

A continuación, aparece una tabla con los pesos desglosados:

	Unidades	Peso (Kg)	Total (Kg)
<b>Brazos</b>	2	20	40
<b>Espalda</b>	1	75	75
<b>Operario</b>	1	100	100
<b>Carga</b>	1	100	100
<b>Base soldada</b>	1	66,6	66,6
<b>Actuadores</b>	5	5	25
<b>Guía lineal</b>	2	0,6	1,2
<b>Patines</b>	4	0,11	0,44
<b>Motor</b>	2	4,1	8,2
<b>Batería</b>	1	58	58
			474,44

Tabla 19. Sumatoria de pesos que deben soportar las ruedas omniwheel seleccionadas.

$$F_{rueda} = 160 \text{ Kg}$$

$$F_{total} = 160 \text{ Kg} \cdot 3 = 480 \text{ Kg}$$

$$F_{total} = 480 \text{ Kg} > 474,44 \text{ Kg}$$

Por lo tanto se cumple que el peso total que pueden resistir es mayor que el peso completo de la totalidad de la estructura, y por lo tanto las ruedas escogidas son válidas.

## Índice de figuras del anexo 1

Figura 1. Detalle de catálogo de actuador ALI 24Vdc .....	4
Figura 2. Expresión del momento como producto vectorial .....	5
Figura 3. Esquema de posición 1. Fuente propia.....	6
Figura 4. Esquema de posición 2. Fuente propia.....	8
Figura 5. Esquema de posición 3.Fuente propia.....	10
Figura 6. Diseño en Solidworks de la Mesa lineal IGUS DryLin T TW-01-15. Fuente propia. ....	13
Figura 7. Diseño en Solidworks de las guías lineales con sus correspondientes patines. Fuente propia. ....	13
Figura 8. Esquema de esfuerzos para el conjunto de guías y patines en flexión lateral. Fuente propia. ....	14
Figura 9. Esquema de esfuerzos sobre el conjunto de guías y patines en flexión frontal. Fuente propia .....	16
Figura 10. Detalle de catálogo de la rueda HANGFA QLM20.....	19
Figura 11. Distribución de fuerzas en la rueda. Fuente propia.....	19
Figura 12. Detalle de catálogo de motor MD PM63-50GB9 .....	22
Figura 13. Esquema de cargas del eje de las ruedas .....	23
Figura 14. Propiedades del acero al carbono AISI 1045. Fuente: “ <i>Diseño de máquinas, un enfoque integrado</i> ” por Robert L. Norton.....	24
Figura 15. Cálculo del límite de resistencia a fatiga para distintos materiales.....	24
Figura 16. Factor de superficie en función de la resistencia última (Sut) .....	25
Figura 17. Coeficiente de sensibilidad a la entalla (q) en función del radio de la muesca (r) .....	27
Figura 18. Coeficiente de concentración geométrico para ejes a flexión.....	28
Figura 19. Factores de concentración geométricos para ejes a torsión. ....	28
Figura 20. Dimensiones generales del eje dimensionado.....	32
Figura 21. Plano de la rueda HANGFA QLM-20 .....	33
Figura 22. Parámetros característicos de una chaveta cuadrada paralela .....	34
Figura 23. Propiedades del acero al carbono AISI 1020. Fuente: “ <i>Diseño de máquinas, un enfoque integrado</i> ” por Robert L. Norton.....	34
Figura 24. Efecto del acabado superficial .....	36
Figura 25. Área sometida a esfuerzo en una viga giratoria .....	36
Figura 26. Esquema área cortante (Ac) .....	38

## Índice de tablas del anexo 1

Tabla 1. Sumatoria de pesos que debe soportar el actuador situado en la base del exoesqueleto. ....	4
Tabla 2. Calculo de esfuerzo de flexión lateral (Fx) .....	15
Tabla 3. Cálculo de esfuerzo de flexión frontal.....	16
Tabla 4. Comparativa entre esfuerzos admisibles y en servicio en ambas direcciones del espacio. ....	17
Tabla 5. Sumatoria de pesos que deben soportar las ruedas omniwheel que se seleccionen.....	18
Tabla 6. Tabla resumen de factores reductores de la resistencia a fatiga ( $S_e'$ ).....	27
Tabla 7. Factores de concentración de esfuerzos de flexión y torsión ( $K_f$ y $K_{fs}$ ).....	29
Tabla 8. Coeficientes de concentración geométricos para esfuerzos de flexión y torsión. ....	30
Tabla 9. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga .....	31
Tabla 10. Diámetros mínimos calculados para las secciones críticas. ....	31
Tabla 11. Dimensiones de la chaveta utilizadas .....	34
Tabla 13. Cálculo de la resistencia a fatiga corregida $S_e$ para la chaveta .....	35
Tabla 14. Componentes alternativa y media de la fuerza sobre la chaveta .....	37
Tabla 15. Cálculo de las componentes alternativa y media de la tensión de corte sobre la chaveta .....	38
Tabla 16. Cálculo de las tensiones alternativa y media .....	38
Tabla 17. Factor de seguridad contra fatiga .....	39
Tabla 18. Cálculo de la presión máxima de contacto .....	39
Tabla 19. Factor de seguridad de falla de presión por contacto .....	39
Tabla 20. Sumatoria de pesos que deben soportar las ruedas omniwheel seleccionadas.	41

**Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología**

**Sección Industrial**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Trabajo de Fin de Grado**

**Título:**

Diseño de exoesqueleto: Tren inferior

## **Anexo 2: Anexo de resultados de SolidWorks**

**Autores**

Cintia Pérez Gutiérrez

Manuel Trujillo Acosta

**Tutor académico:** Carmelo Militello Militello

**Fecha:** Julio 2015

## Índice anexo 2

1.	Diseño 1.....	3
1.1	Modelo.....	3
1.2	Esquema de cargas y mallado.....	3
1.3	Datos de mallado.....	4
1.4	Tensiones de Von Mises.....	4
1.5	Desplazamientos.....	5
1.6	Análisis de datos.....	6
2.	Diseño 2.....	8
2.1	Modelo.....	8
2.2	Esquema de cargas y mallado.....	8
2.3	Datos de mallado.....	9
2.4	Tensiones de Von Mises.....	9
2.5	Desplazamientos.....	10
2.6	Análisis de datos.....	11
3.	Diseño 3.....	12
3.1	Modelo.....	12
3.2	Esquema de cargas y mallado.....	12
3.3	Datos de mallado.....	13
3.4	Tensiones de Von Mises.....	13
3.5	Desplazamientos.....	14
3.6	Análisis de datos.....	15
4.	Diseño 4.....	16
4.1	Modelo.....	16
4.2	Esquema de cargas y mallado.....	16
4.3	Datos de mallado.....	17
4.4	Tensiones de Von Mises.....	17
4.5	Desplazamientos.....	18
4.6	Análisis de datos.....	19
5.	Optimización del diseño 4.....	19
5.1	Diseño 4.1.....	19
5.1.1	Esquema de cargas y mallado.....	20



5.1.2	Datos de mallado .....	20
5.1.3	Tensiones de Von Mises.....	21
5.1.4	Desplazamientos.....	22
5.1.5	Análisis de datos.....	22
5.2	Diseño 4.2 .....	23
5.2.1	Esquema de cargas y mallado.....	23
5.2.2	Datos de mallado .....	24
5.2.3	Tensiones de Von Mises.....	24
5.2.4	Desplazamientos.....	25
5.2.5	Análisis de datos.....	26
5.3	Diseño 4.3 .....	26
5.3.1	Esquema de cargas y mallado.....	27
5.3.2	Datos de mallado .....	27
5.3.3	Tensiones de Von Mises.....	28
5.3.4	Desplazamientos.....	29
5.3.5	Análisis de datos.....	29
5.4	Diseño 4.4 .....	30
5.4.1	Esquema de cargas y mallado.....	30
5.4.2	Datos de mallado .....	31
5.4.3	Tensiones de Von Mises.....	31
5.4.4	Desplazamientos.....	32
5.4.5	Análisis de datos.....	33
5.5	Diseño 4.5 .....	33
5.5.1	Esquema de cargas y mallado.....	34
5.5.2	Datos de mallado .....	34
5.5.3	Tensiones de Von Mises.....	35
5.5.4	Desplazamientos.....	36
5.5.5	Análisis de datos.....	36
5.6	Elección de diseño .....	37
	Índice de figuras del anexo 2.....	38
	Índice de tablas del anexo 2.....	40

# 1. Diseño 1

## 1.1 Modelo

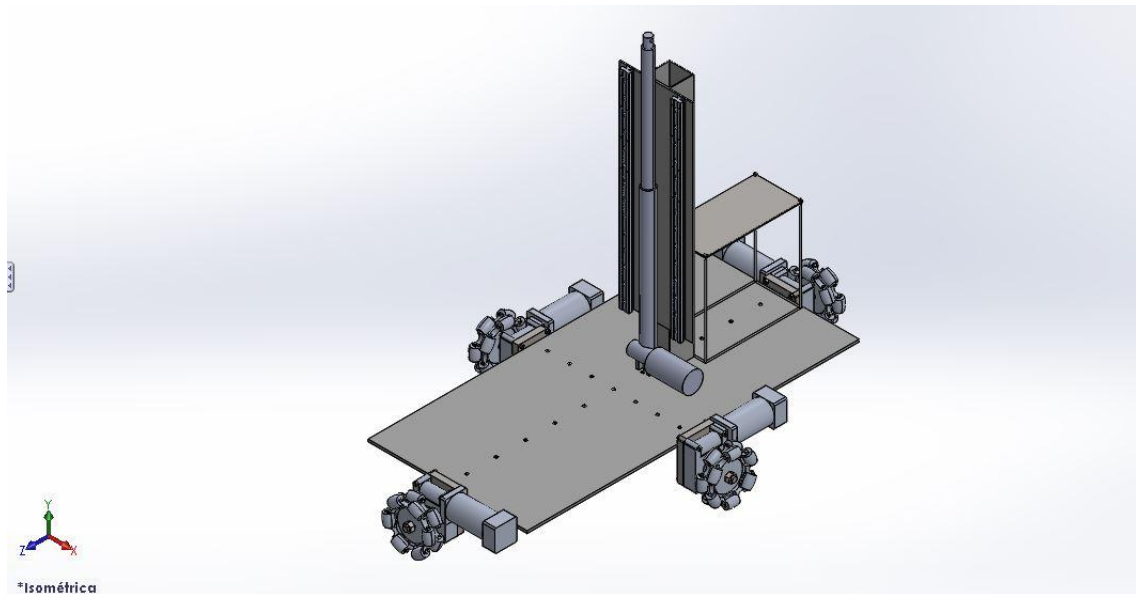


Figura 1. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 1. Fuente propia

## 1.2 Esquema de cargas y mallado

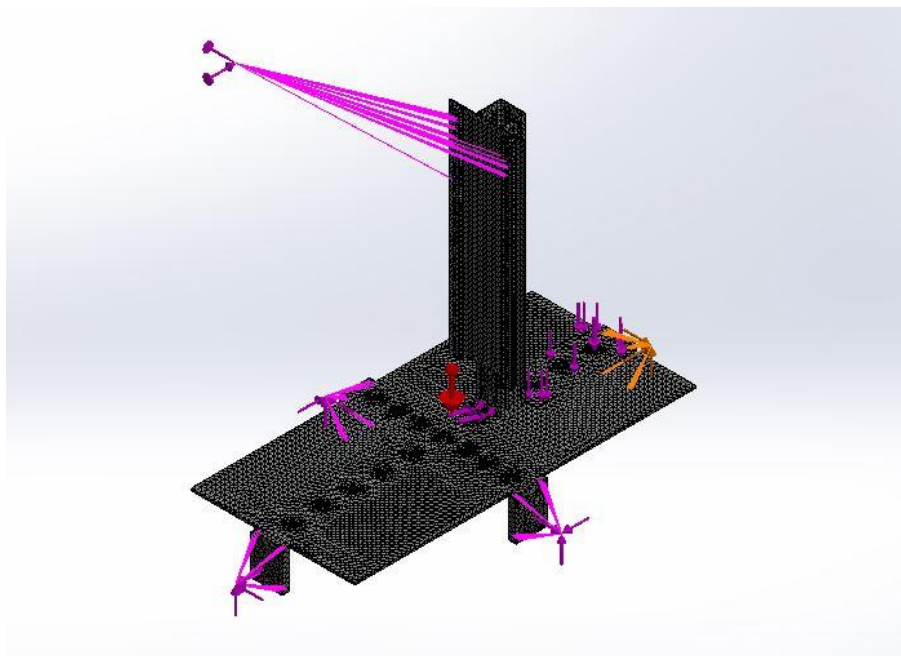


Figura 2. Modelo 3D del diseño 1 mallado. Fuente propia

### 1.3 Datos de mallado

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Estudio 1 (-Default-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	15.9597 mm
Tolerancia	0.797984 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	154143
Número total de elementos	80942
Cociente de aspecto máximo	67.319
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	62
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	1.34
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:01:27
Nombre de computadora	

Figura 3. Tabla de datos de mallado del diseño 1.

### 1.4 Tensiones de Von Mises

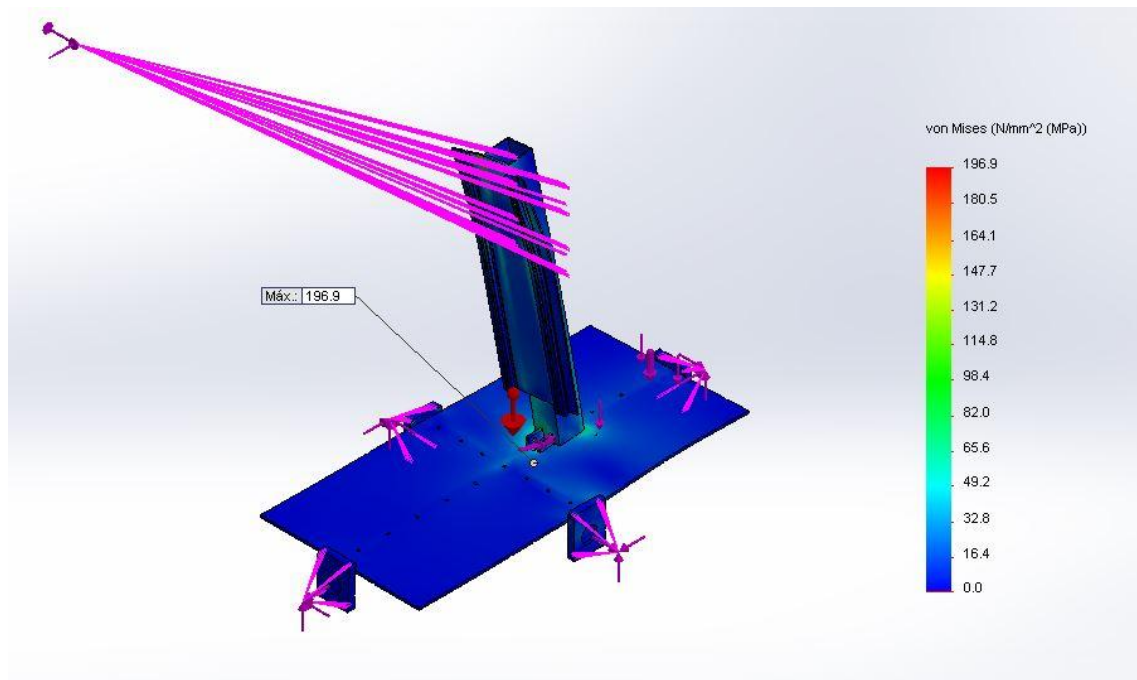


Figura 4. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 1 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia

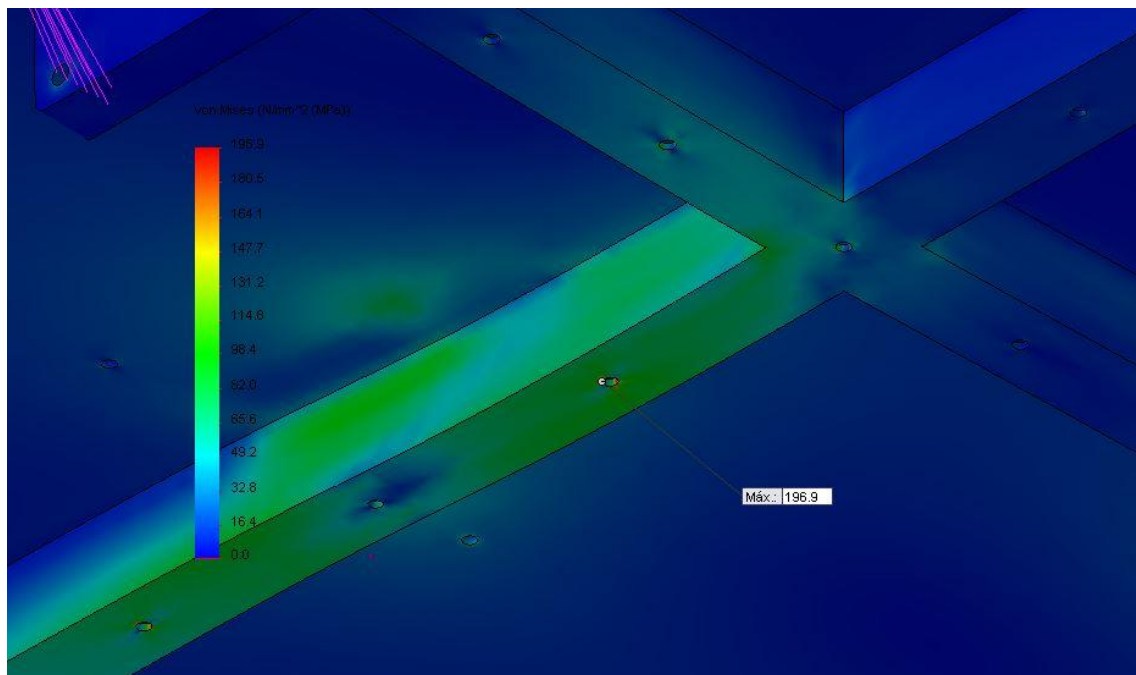


Figura 5. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en cruceta inferior del diseño 1. Fuente propia.

## 1.5 Desplazamientos

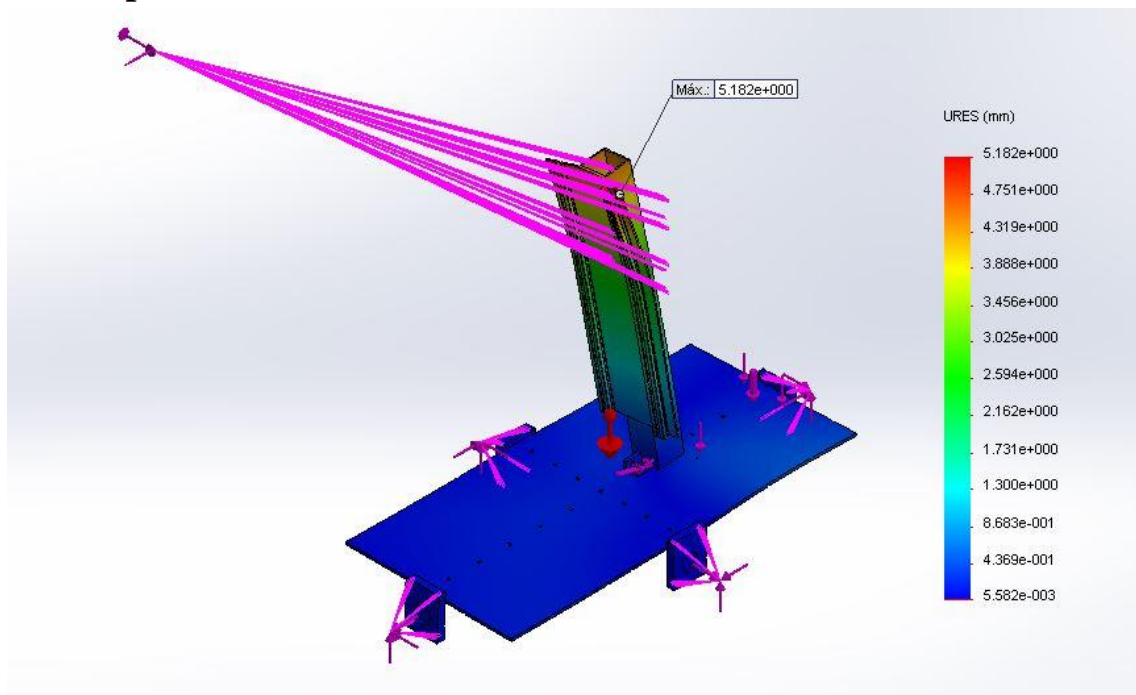


Figura 6. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 1 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia

## 1.6 Análisis de datos

En primer lugar hay que analizar si en algún punto de la estructura se supera el límite elástico de material utilizado. En este caso, el tren inferior está fabricado en acero 1020, cuyos parámetros aparecen en la figura 9.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2e+011	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	7.7e+010	N/m <sup>2</sup>
Densidad	7900	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	420507000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión en X		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	351571000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.5e-005	/K
Conductividad térmica	47	W/(m·K)
Calor específico	420	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Figura 7. Tabla de propiedades del acero 1020. Fuente: Solidworks

Llegado este punto se puede comparar la tensión máxima que aparece en la estructura, en la figura 6, con la tensión admisible del acero 1020:

- $\sigma_{adm}$ : Límite elástico del material utilizado.
- $\sigma_{max}$ : Tensión máxima de Von Mises que aparece en la estructura.

$$\sigma_{max} < \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{max} = 196,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = 351571000 \frac{N}{m^2} = 351,57 \text{ MPa}$$

$$196,9 \text{ MPa} < 351,57 \text{ MPa}$$

Se demuestra que este diseño cumple ya que no supera el límite elástico en ninguno de sus puntos.

Por otro lado, atendiendo a los desplazamientos resultantes (URES), que aparecen en la figura 8, el desplazamiento máximo se produce en el extremo superior del perfil vertical y tiene un valor de 5,182 mm.

Como criterio se ha tomado que el desplazamiento máximo debe ser inferior a un décimo del ancho del perfil. Con este criterio se puede definir si el diseño cumple los requisitos definidos o los supera.

- $d_{max}$ : Desplazamiento máximo resultante (URES) que aparece en la estructura.
- $w$ : Ancho del perfil vertical (Cuyo extremo superior sufre el mayor desplazamiento)
- $\frac{1}{10}w$ : Valor máximo permitido para los desplazamientos.

$$d_{max} < \frac{1}{10}w$$

$$d_{max} = 5,182 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{10}w = \frac{1}{10} \cdot 100\text{mm} = 10\text{mm}$$

$$5,182 \text{ mm} < 10 \text{ mm}$$

Se demuestra que este diseño cumple ya que no se infringe el criterio límite establecido para los desplazamientos.

Los cálculos realizados anteriormente para llevar a cabo el análisis se realizarán de forma análoga para los tres diseños restantes, apareciendo los datos resumidos en dos tablas, Tabla 1 y Tabla 2.

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)	
Tensión	351,57	196,9	Cumple

Tabla 1. Comprobación de tensiones para el diseño 1.

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)	
Desplazamiento	10	5,182	Cumple

Tabla 2. Comprobación de desplazamientos para el diseño 1.

## 2. Diseño 2

### 2.1 Modelo

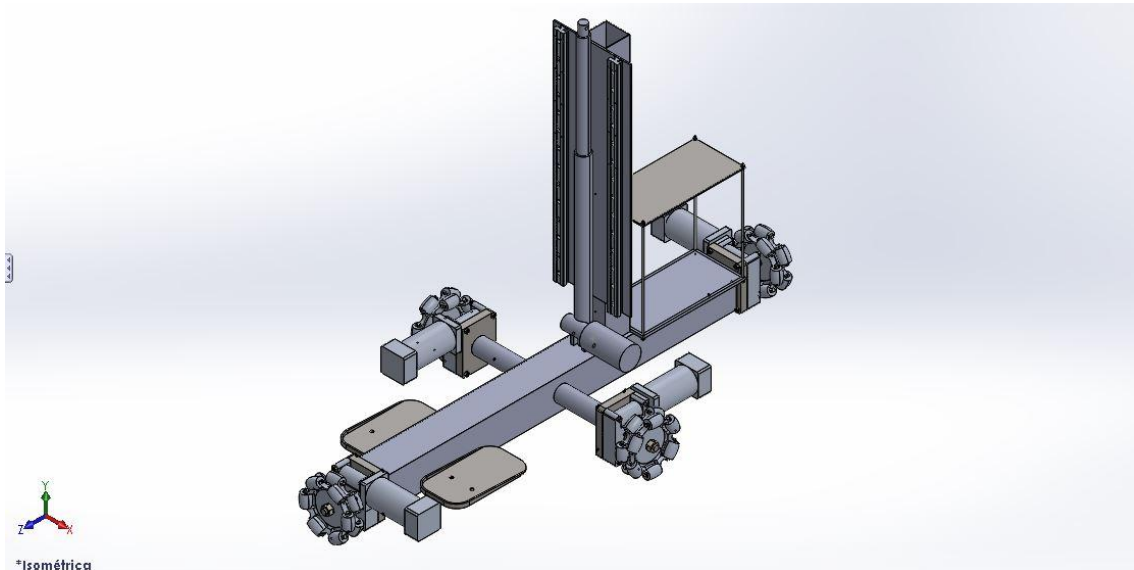


Figura 8. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 2. Fuente propia.

### 2.2 Esquema de cargas y mallado

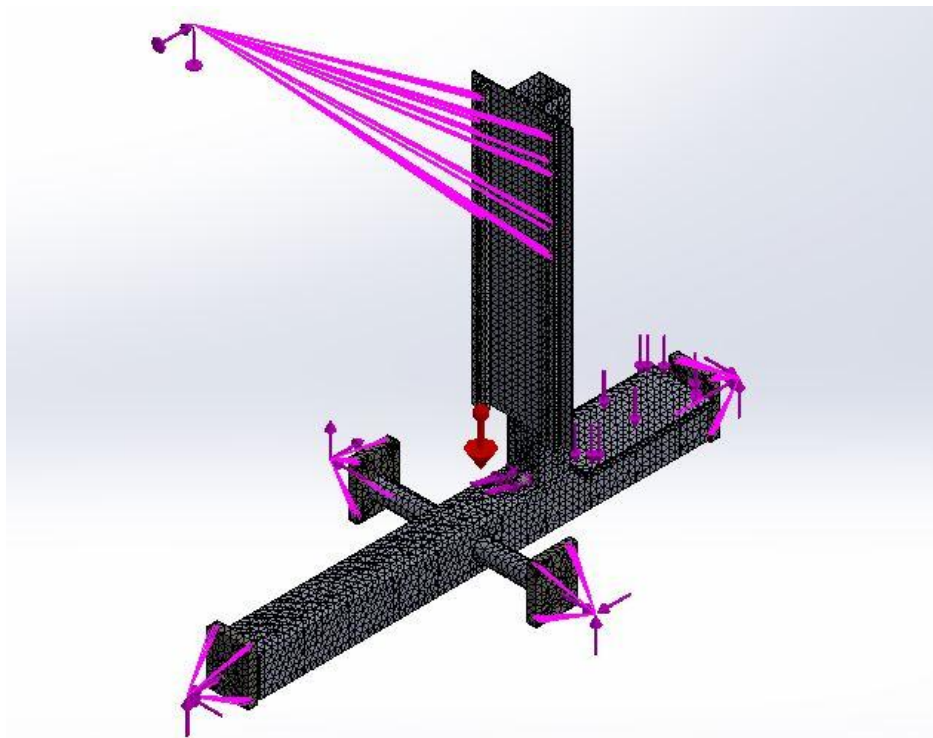


Figura 9. Modelo 3D del diseño 2 mallado. Fuente propia



## 2.3 Datos de mallado

Malla Detalles	
Nombre de estudio	Estudio 4 - ACERO (-Predeterminado-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	17.8612 mm
Tolerancia	0.89306 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	107362
Número total de elementos	56517
Cociente de aspecto máximo	731.21
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	45.8
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	4.35
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:29
Nombre de computadora	☐

Figura 10. Tabla de datos de mallado del diseño 2.

## 2.4 Tensiones de Von Mises

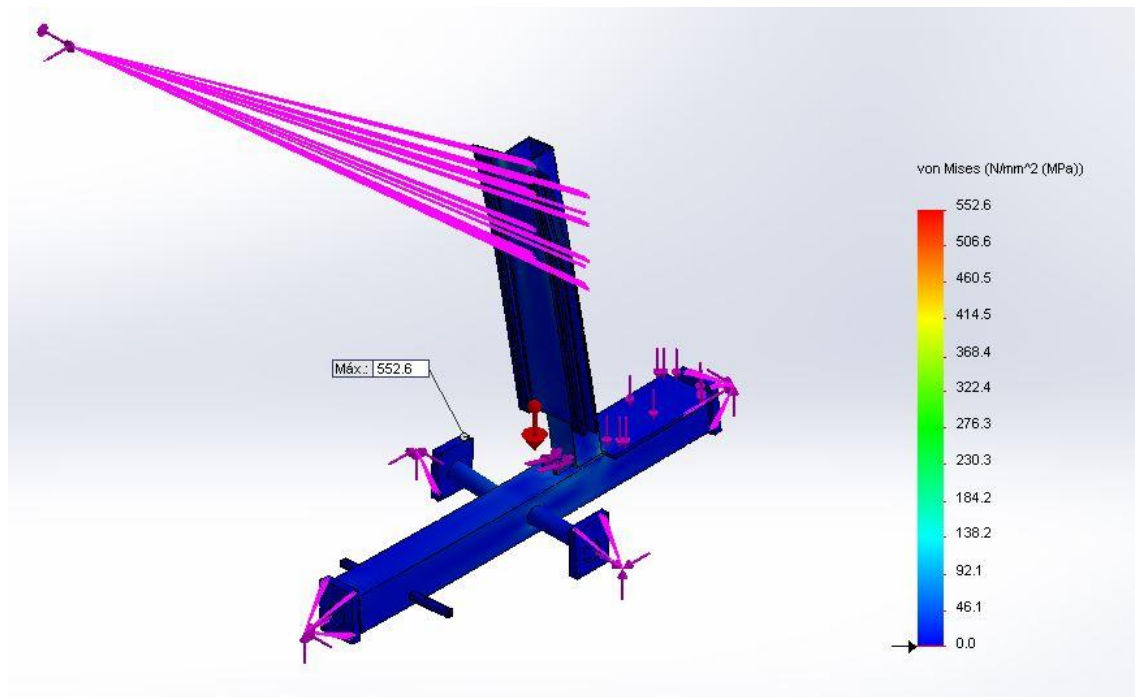


Figura 11. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 2 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.



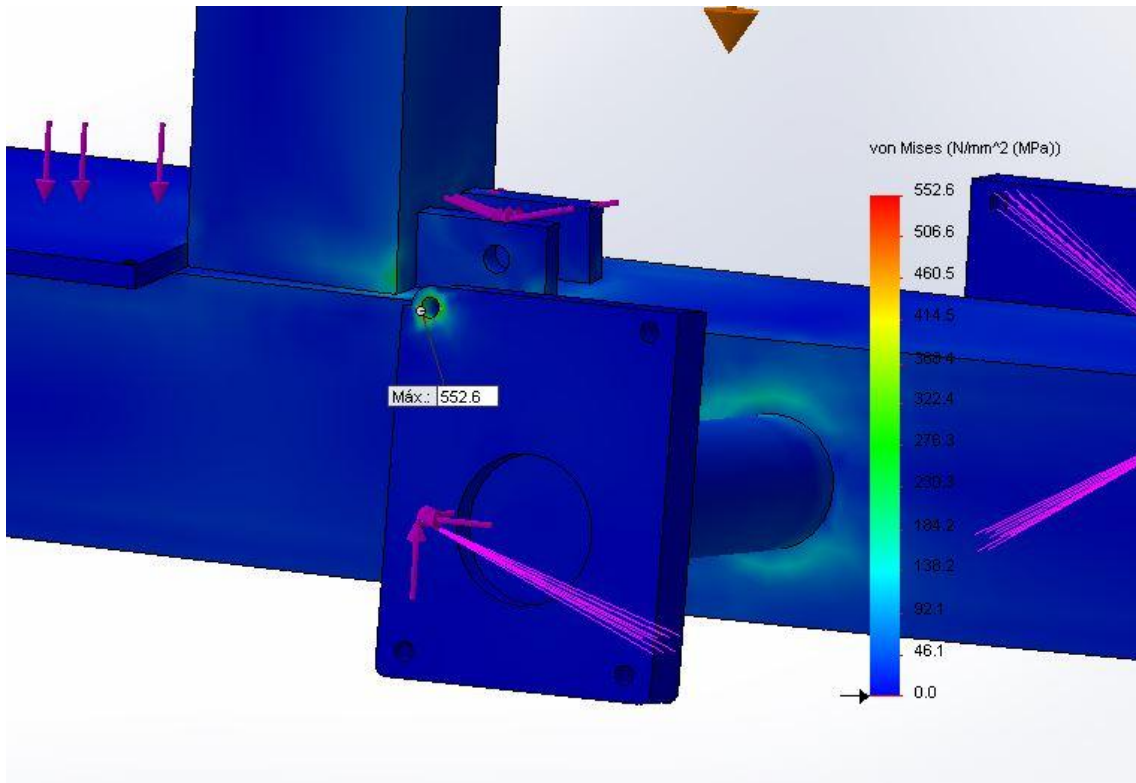


Figura 12. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en orificio de sujeción de motor del diseño 2. Fuente propia.

### 2.5 Desplazamientos

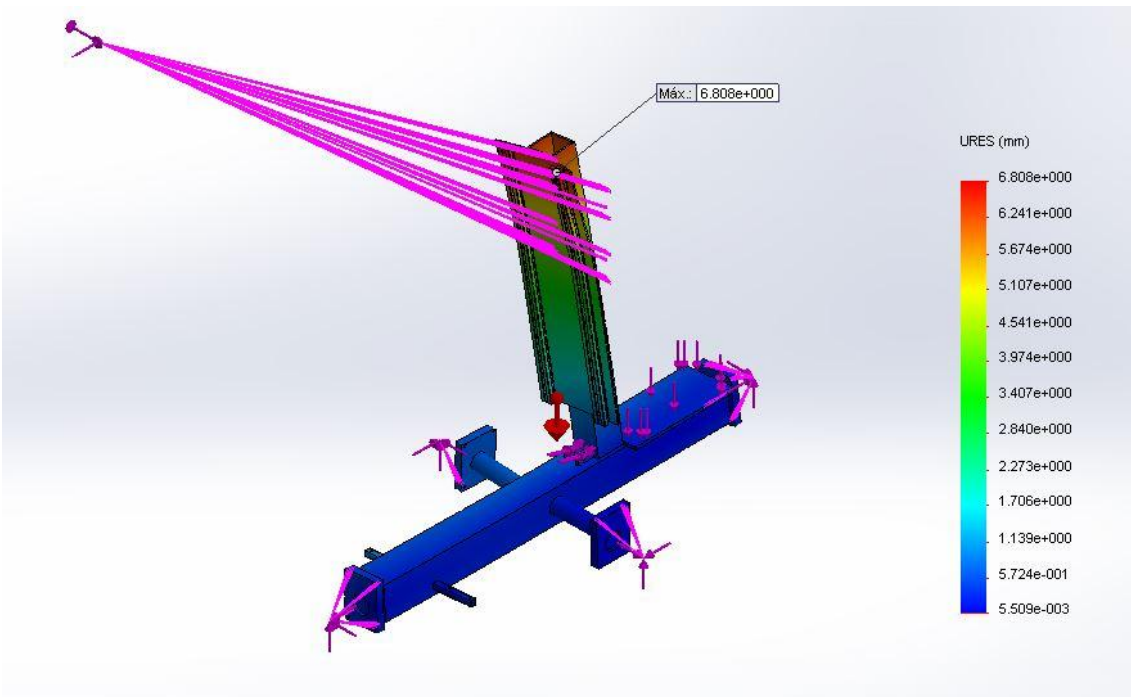


Figura 13. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 2 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia.

## 2.6 Análisis de datos

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)	
Tensión	351,57	552,6	No cumple

Tabla 3.Comprobación de tensiones para el diseño 2.

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)	
Desplazamiento	10	6,81	Cumple

Tabla 4.Comprobación de desplazamientos para el diseño 2.

Los cálculos realizados de manera análoga al apartado 1.7 han dado como resultado las tablas 3 y 4. En ellas se puede observar que al contrario de lo que sucedía en el diseño 1, el diseño 2 no cumple con los requisitos de tensiones. Sin embargo, si cumple en cuanto a desplazamientos máximos se refiere.

Por lo tanto, teniendo en cuenta los problemas que presentaba el diseño y fueron expuestos en la memoria, y añadiendo que el diseño no cumple estructuralmente, el diseño 2 queda descartado.

### 3. Diseño 3

#### 3.1 Modelo

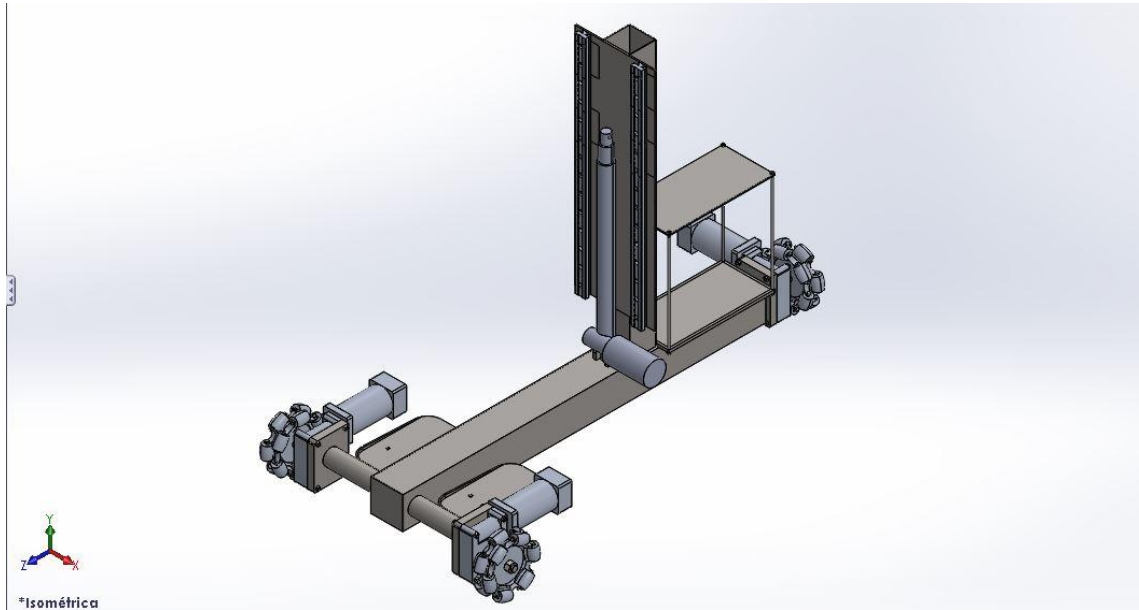


Figura 14. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 3. Fuente propia.

#### 3.2 Esquema de cargas y mallado

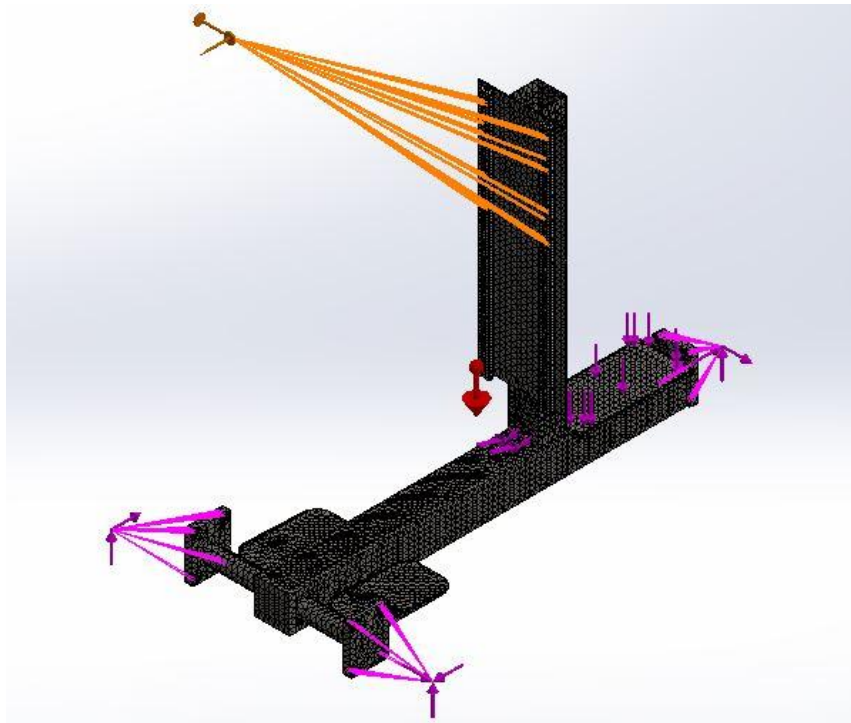


Figura 15. Modelo 3D del diseño 3 mallado. Fuente propia

### 3.3 Datos de mallado

Malla Detalles	
Nombre de estudio	acero (-Default-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	18.3386 mm
Tolerancia	0.916931 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	106651
Número total de elementos	55926
Cociente de aspecto máximo	293.71
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	44.2
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	4.9
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:30
Nombre de computadora	

Figura 16. Tabla de datos de mallado del diseño 3.

### 3.4 Tensiones de Von Mises

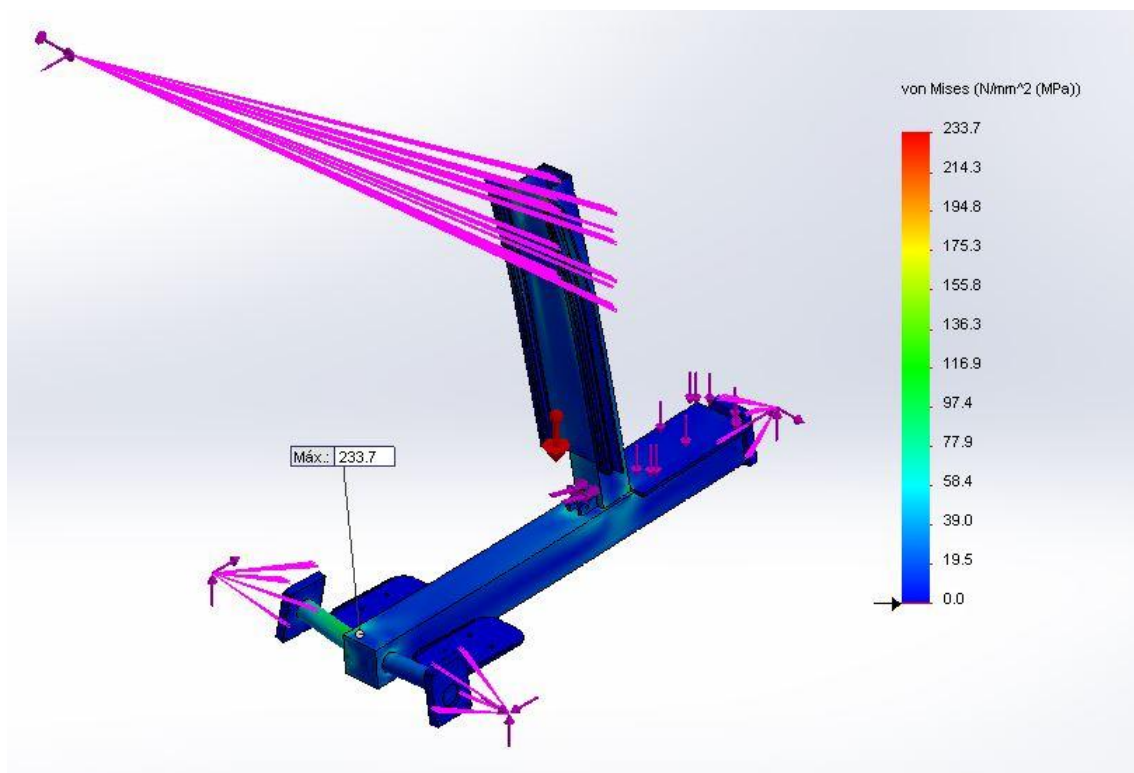


Figura 17. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 3 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.

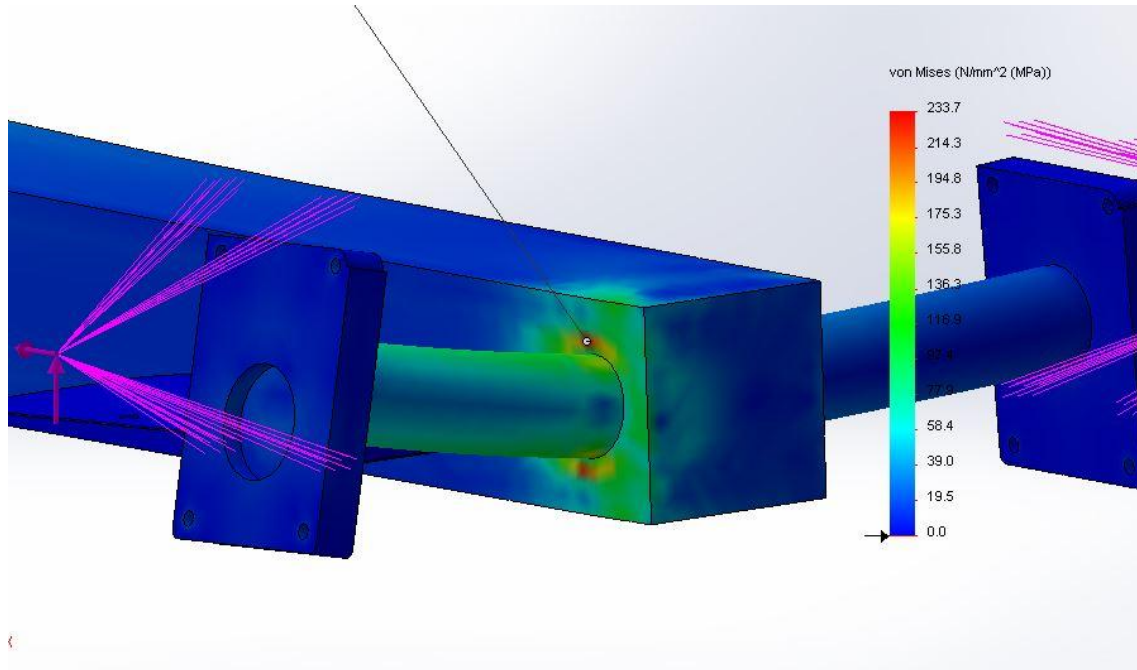


Figura 18. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el perfil base del diseño 3. Fuente propia.

### 3.5 Desplazamientos

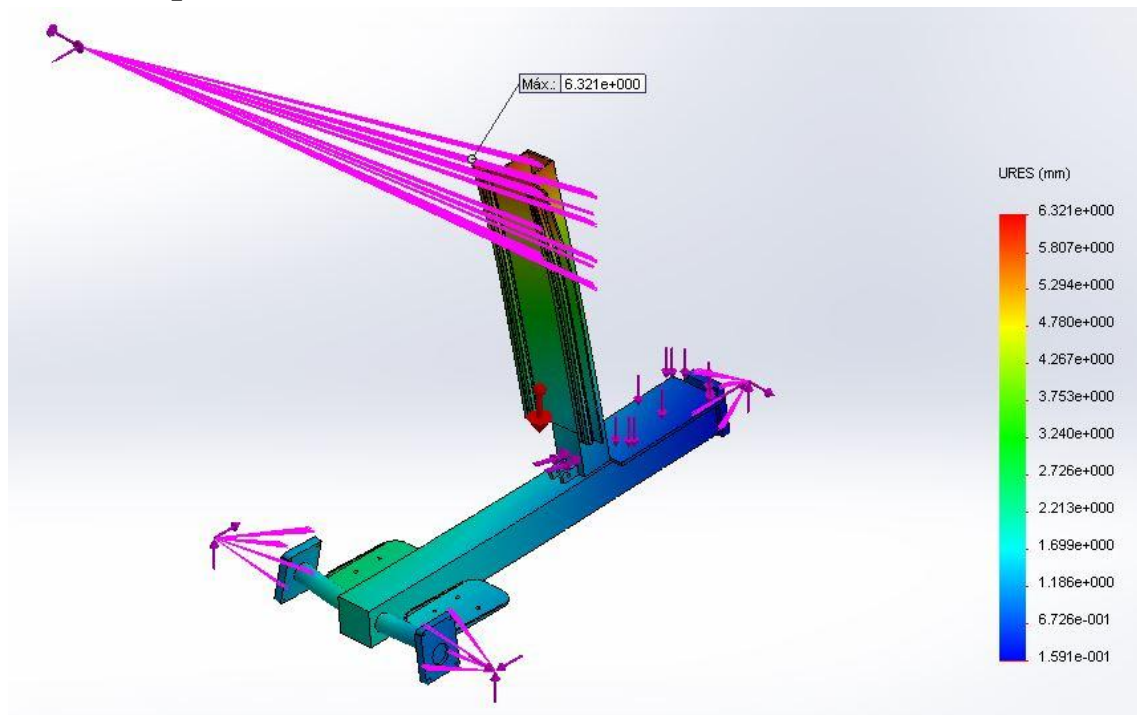


Figura 19. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 3 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia.

### 3.6 Análisis de datos

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)	
Tensión	351,57	233,7	Cumple

Tabla 5. Comprobación de tensiones para el diseño 3.

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)	
Desplazamiento	10	6,321	Cumple

Tabla 6. Comprobación de desplazamientos para el diseño 3.

Los cálculos realizados de manera análoga al apartado 1.7 han dado como resultado las tablas 5 y 6. En ellas se puede observar que el diseño 3 cumple con los requisitos de tensiones y desplazamientos máximos.

Por lo tanto este diseño queda descartado únicamente por los problemas que se habían expuesto en la memoria, y no por problemas estructurales.

## 4. Diseño 4

### 4.1 Modelo

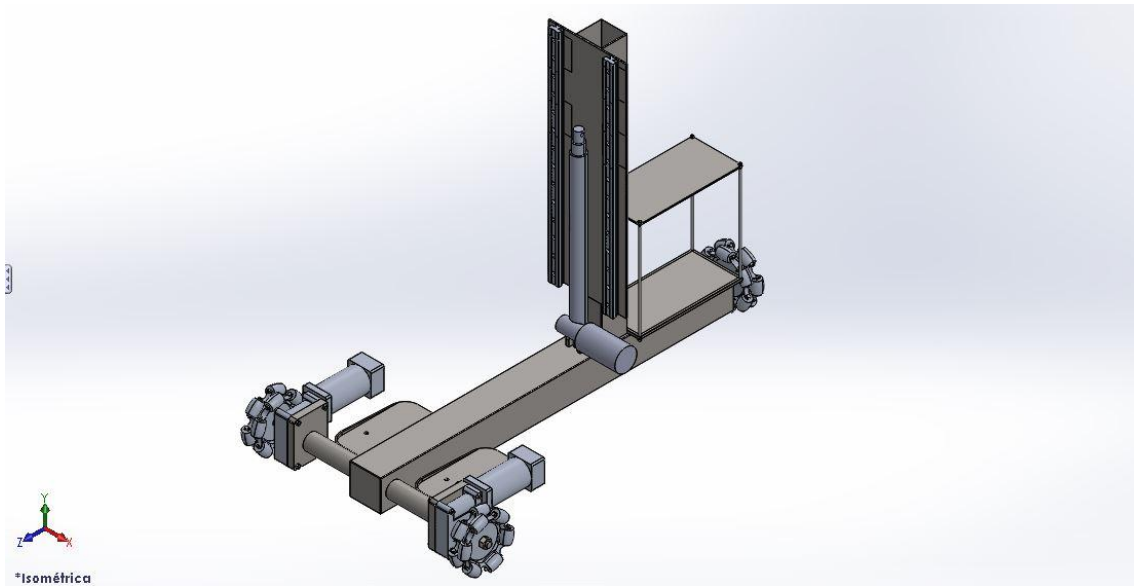


Figura 20. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 4. Fuente propia.

### 4.2 Esquema de cargas y mallado

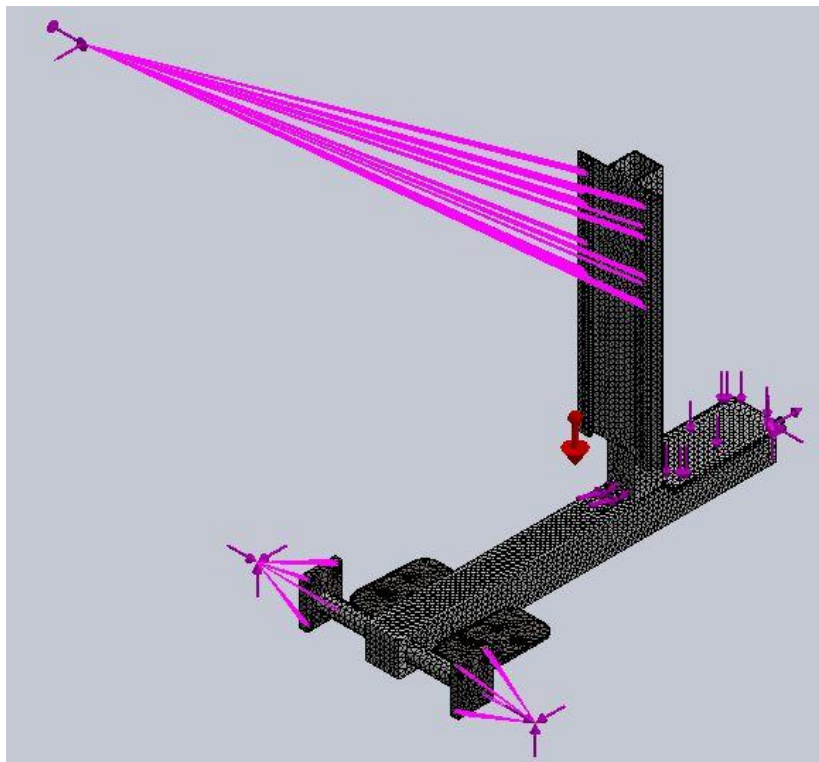


Figura 21. Modelo 3D del diseño 4 mallado. Fuente propia







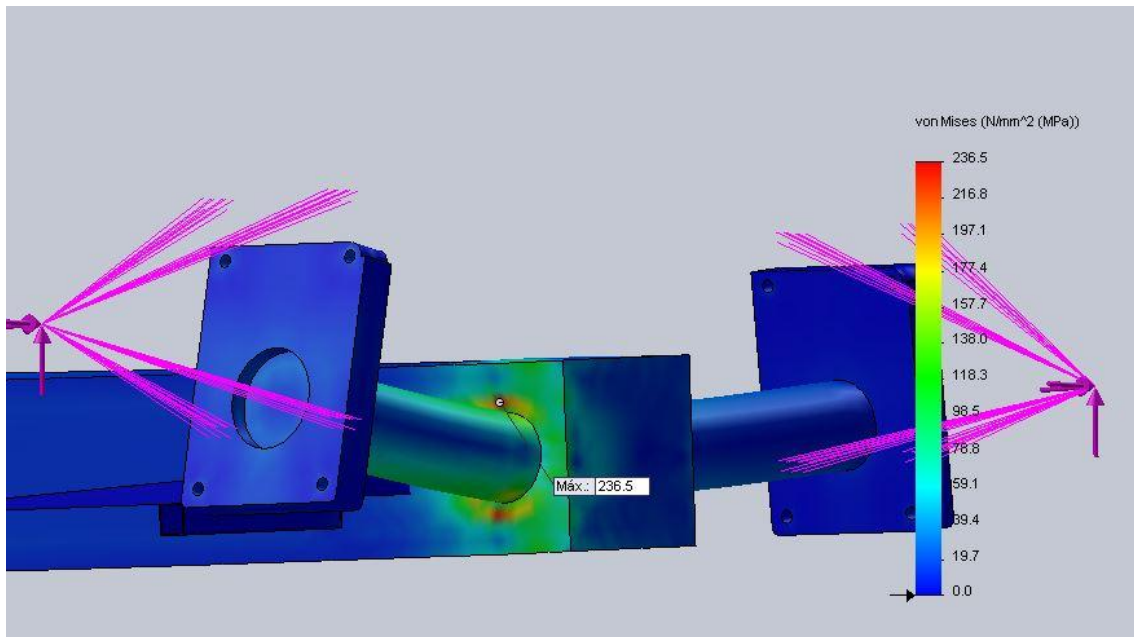


Figura 24. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el perfil base del diseño 4. Fuente propia.

#### 4.5 Desplazamientos

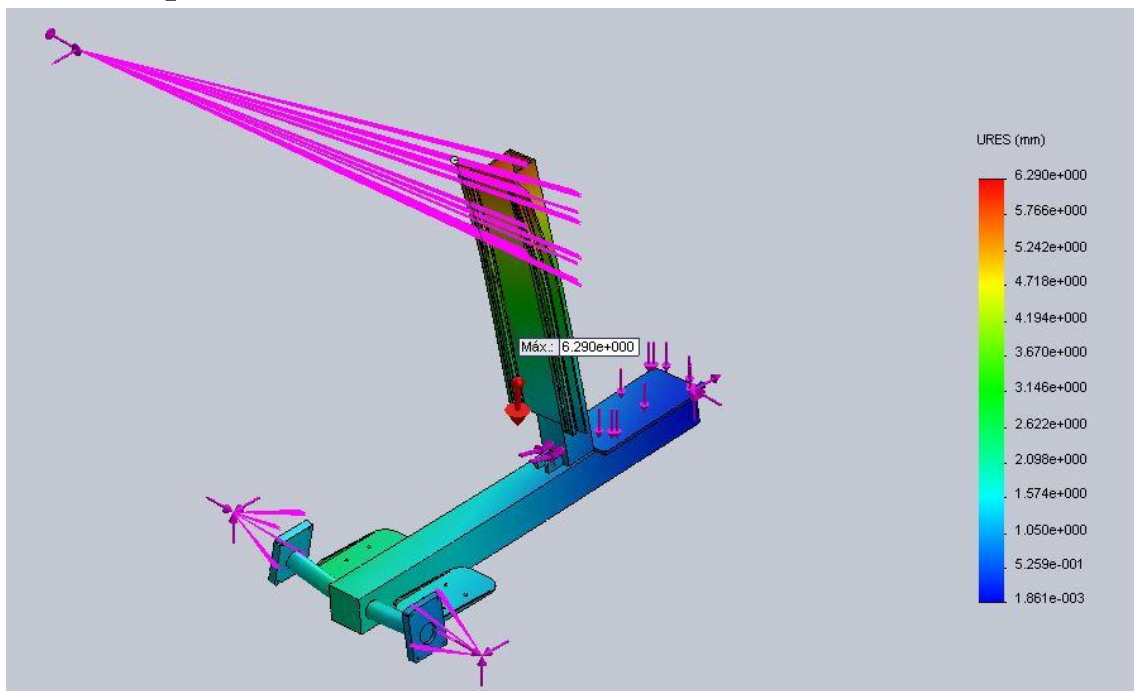


Figura 25. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia.

## 4.6 Análisis de datos

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)	
Tensión	351,57	236,5	Cumple

Tabla 7. Comprobación de tensiones para el diseño 4.

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)	
Desplazamiento	10	6,29	Cumple

Tabla 8. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.

Los cálculos realizados de manera análoga al apartado 1.7 han dado como resultado las tablas 7 y 8. En ellas se puede observar que el diseño 4 cumple con los requisitos de tensiones y desplazamientos máximos.

En el apartado 5, que aparece a continuación, se desglosan las cinco modificaciones surgidas a partir del diseño 4 y el análisis de tensiones y desplazamientos realizado a cada una de ellas.

## 5. Optimización del diseño 4

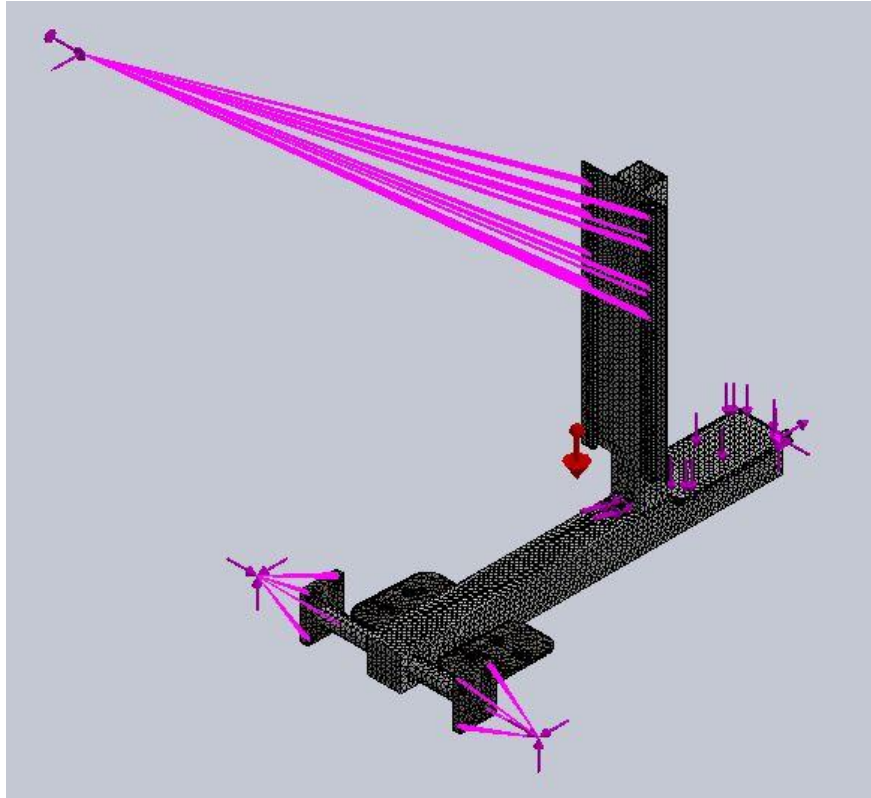
### 5.1 Diseño 4.1

En primer lugar se decide reducir los espesores del perfil base y del perfil vertical, tal y como se aprecia en la Tabla 9.

	Espesor perfil base (mm)	Espesor perfil vertical (mm)	Espesor perfil redondo (mm)
Diseño 4	6	6	4
Diseño 4.1	5	5	4

Tabla 9. Modificación de diseño 4 a diseño 4.1.

**5.1.1 Esquema de cargas y mallado**



**Figura 26. Modelo 3D del diseño 4.1 mallado. Fuente propia**

**5.1.2 Datos de mallado**

Malla Detalles	
Nombre de estudio	acero 2 [-Default-]
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	18.3265 mm
Tolerancia	0.916323 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	102083
Número total de elementos	53081
Cociente de aspecto máximo	512.58
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	36.2
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	4.8
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:01:58
Nombre de computadora	DE

**Figura 27. Tabla de datos de mallado del diseño 4.1.**

### 5.1.3 Tensiones de Von Mises

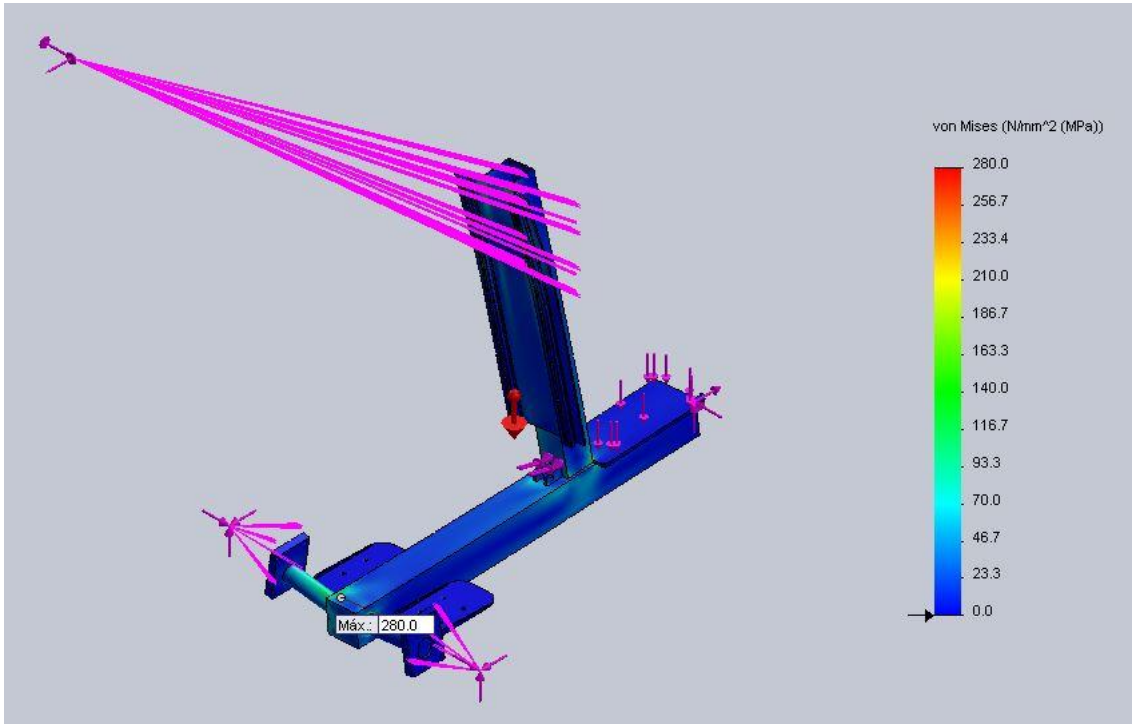


Figura 28. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.1 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.

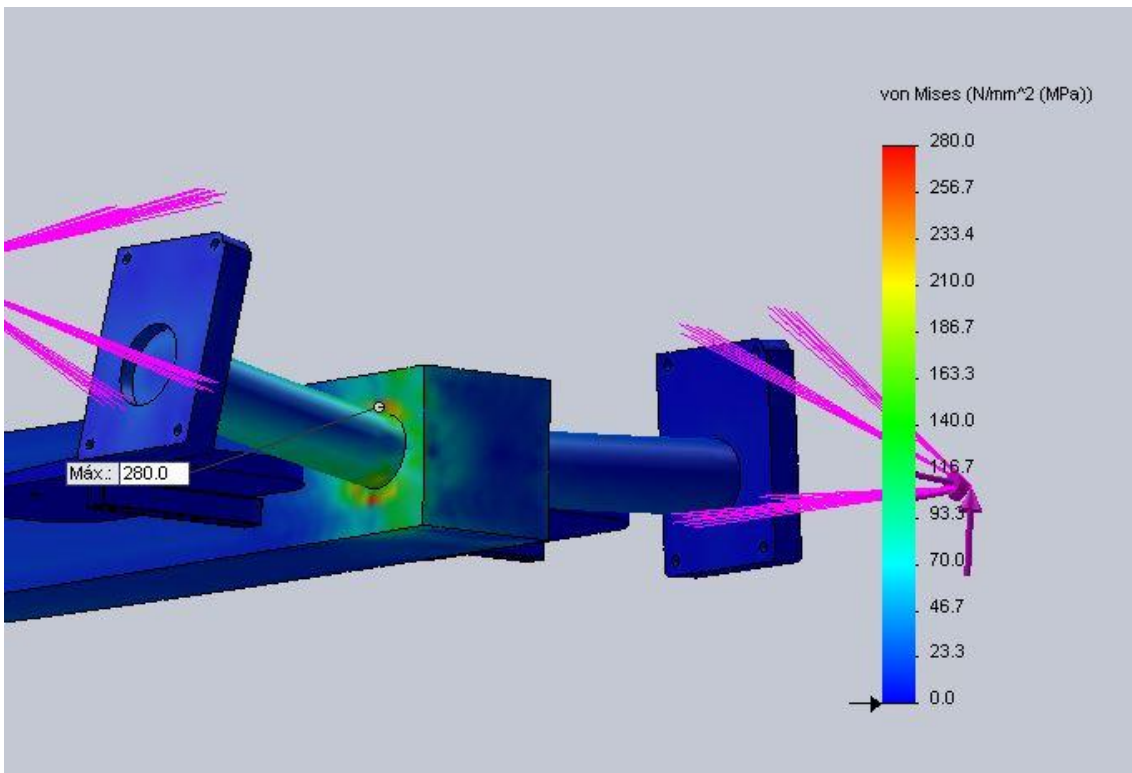


Figura 29. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el perfil base del diseño 4.1. Fuente propia.

### 5.1.4 Desplazamientos

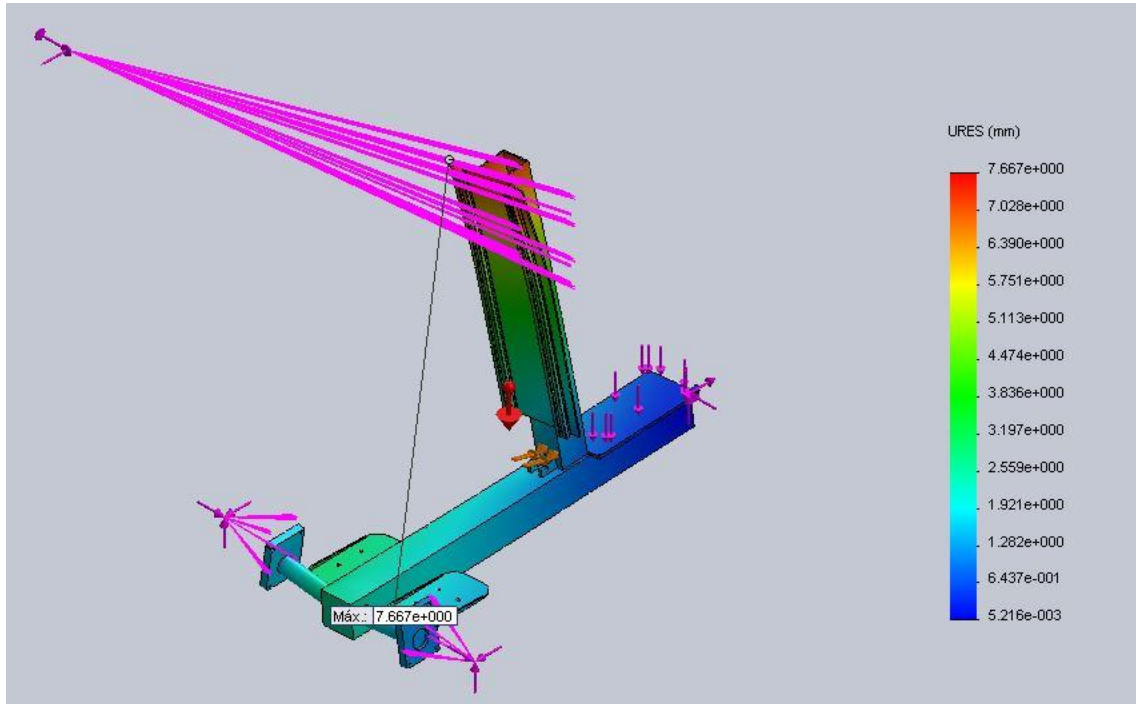


Figura 30. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.1 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia.

### 5.1.5 Análisis de datos

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)	
Tensión	351,57	280	Cumple

Tabla 10. Comprobación de tensiones para el diseño 4.1

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)	
Desplazamiento	10	7,667	Cumple

Tabla 11. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.1

Los cálculos realizados de manera análoga al apartado 1.7 han dado como resultado las tablas 10 y 11. En ellas se puede observar que la primera modificación que se le ha realizado al diseño 4 también cumple los requisitos de tensiones y de desplazamiento. Por lo tanto, se puede continuar optimizando el diseño.

## 5.2 Diseño 4.2

En este caso, se opta por disminuir tanto el perfil base, ya que no llega al límite de tensión permitido, y el perfil vertical, ya que este no soporta en ninguno de sus puntos la tensión máxima.

	Espesor perfil base (mm)	Espesor perfil vertical (mm)	Espesor perfil redondo (mm)
Diseño 4.1	5	5	4
Diseño 4.2	4	4	4

Tabla 12. Modificación de diseño 4.1 a diseño 4.2.

### 5.2.1 Esquema de cargas y mallado

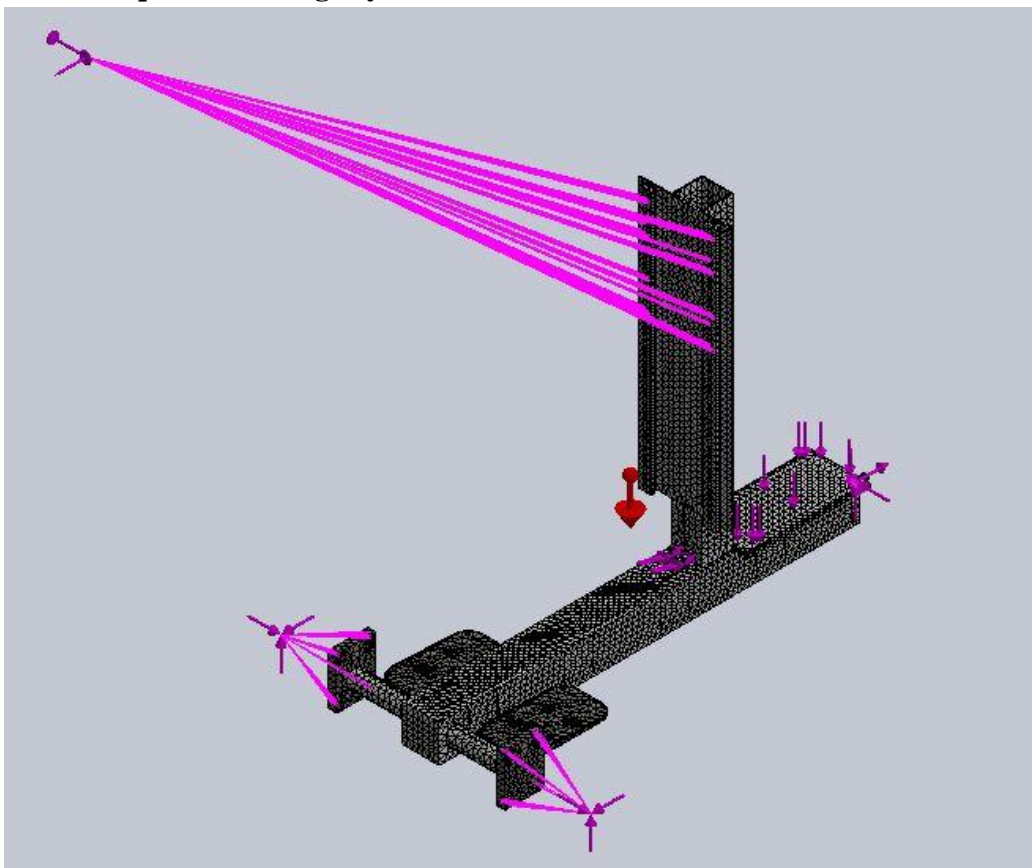


Figura 31. Modelo 3D del diseño 4.2 mallado. Fuente propia.

**5.2.2 Datos de mallado**

Malla Detalles	
Nombre de estudio	acero 2 (-Default-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	18.3265 mm
Tolerancia	0.916323 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	101988
Número total de elementos	53000
Cociente de aspecto máximo	512.58
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	32.7
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	5.9
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:01:18
Nombre de computadora	DESKTOP-...

Figura 32. Tabla de datos de mallado del diseño 4.2.

**5.2.3 Tensiones de Von Mises**

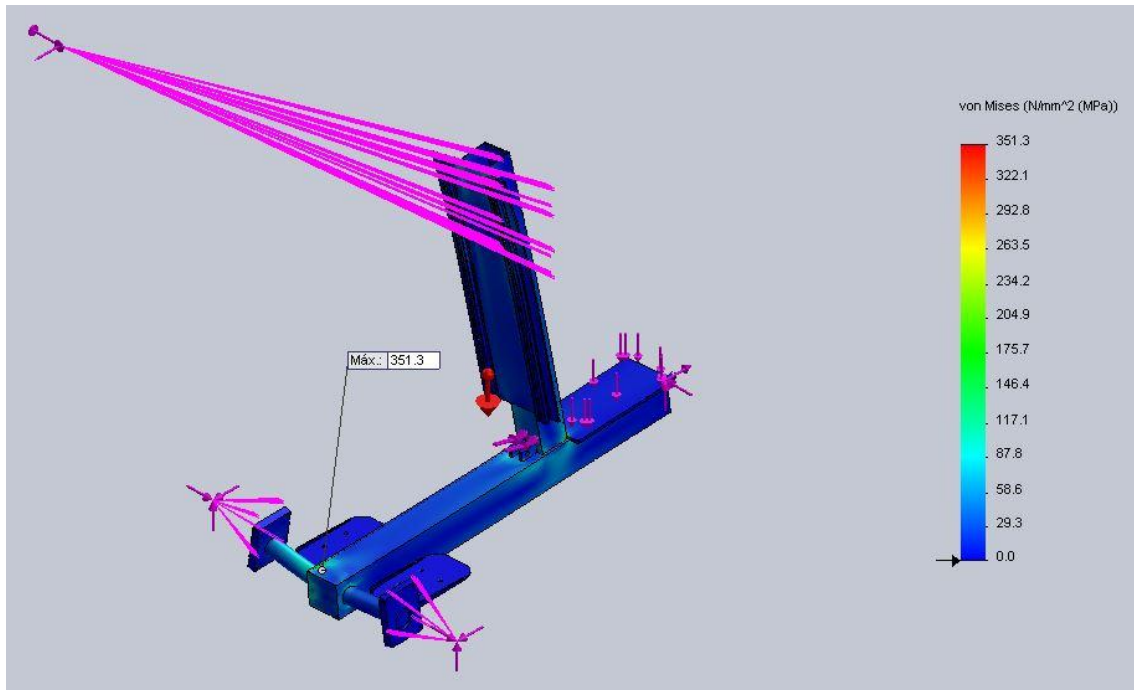


Figura 33. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.2 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.



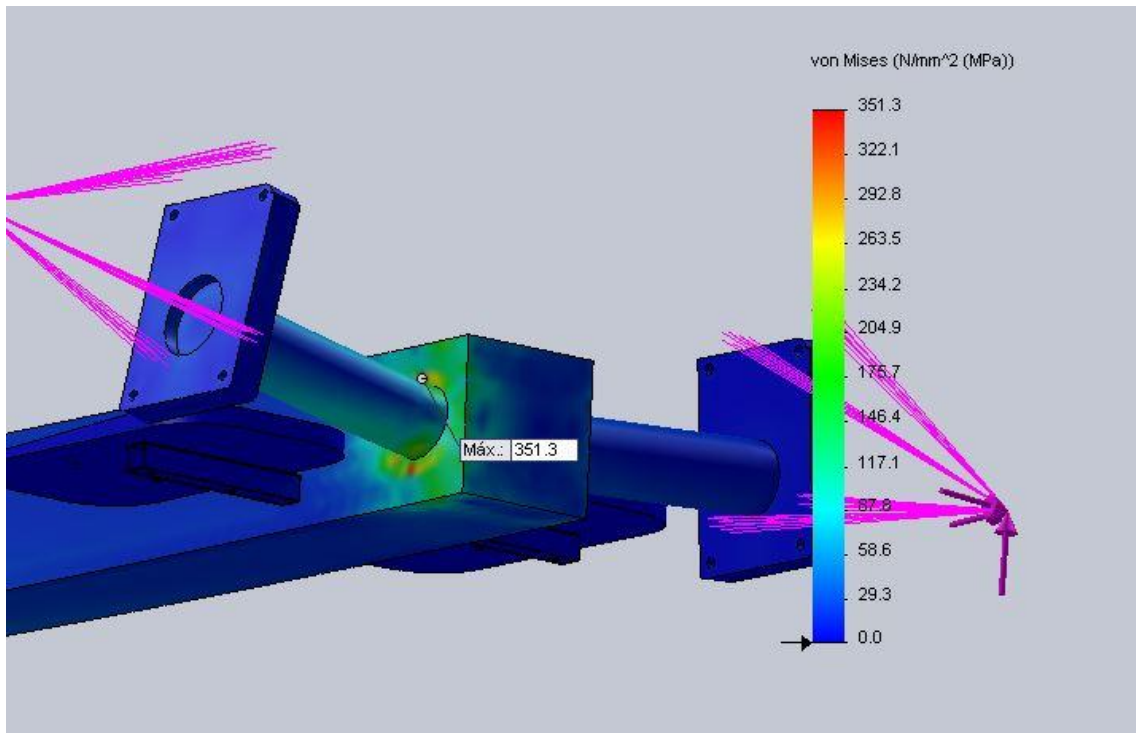


Figura 34. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el perfil base del diseño 4.2. Fuente propia.

### 5.2.4 Desplazamientos

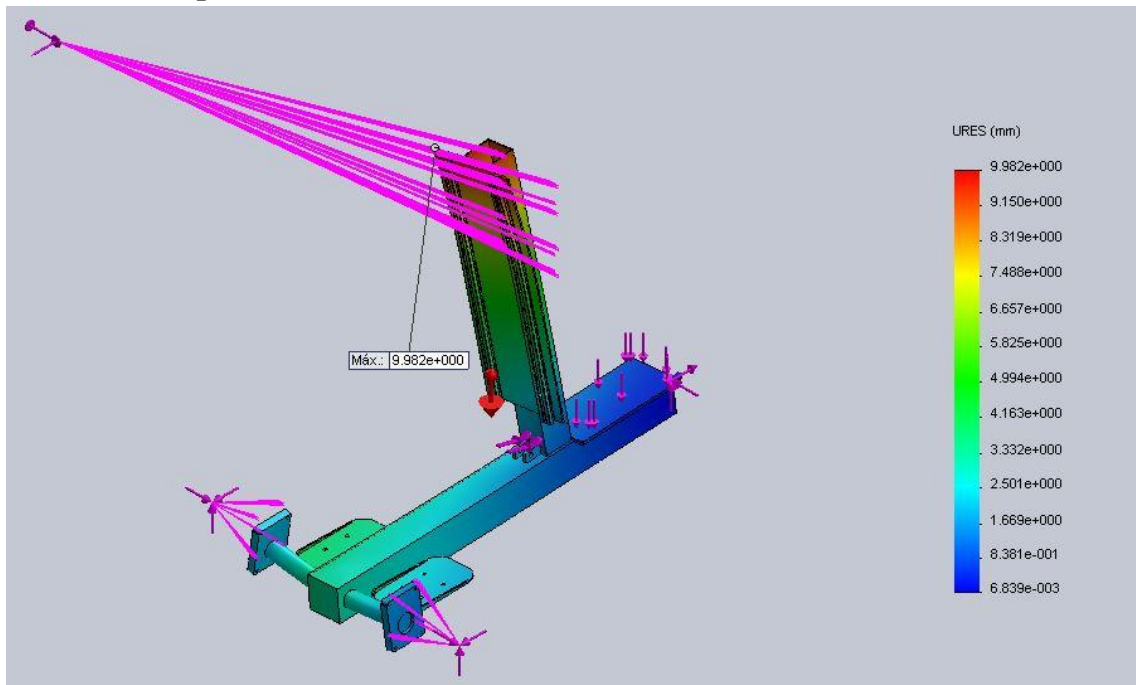


Figura 35. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.2 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia.



### 5.2.5 Análisis de datos

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)
Tensión	351,57	351,3

Cumple

Tabla 13. Comprobación de tensiones para el diseño 4.2

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)
Desplazamiento	10	9,982

Cumple

Tabla 14. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.2

Los cálculos realizados de manera análoga al apartado 1.7 han dado como resultado las tablas 13 y 14. En ellas se puede observar que el diseño 4.2 cumple con los requisitos de tensiones y desplazamientos máximos. Pero en este caso, la tensión máxima de la estructura es muy próxima al valor de tensión admisible, con lo que no quedaría ningún margen de seguridad. Debido a este hecho se decide descartar este diseño considerando que no cumple el requisito de tensión máxima permitida.

### 5.3 Diseño 4.3

Observando que el punto de máxima tensión se localiza en el perfil base, se va a deshacer la modificación de espesor de este perfil, y volverá a ser 5 mm en vez de 4mm. En cambio, se puede apreciar en la figura 34 que el perfil redondo no es el que soporta los máximos valores de tensión, y por tanto se puede probar a reducir su espesor de 4mm a 3mm.

	Espesor perfil base (mm)	Espesor perfil vertical (mm)	Espesor perfil redondo (mm)
Diseño 4.2	4	4	4
Diseño 4.3	5	4	3

Tabla 15. Modificación de diseño 4.2 a diseño 4.3.

### 5.3.1 Esquema de cargas y mallado

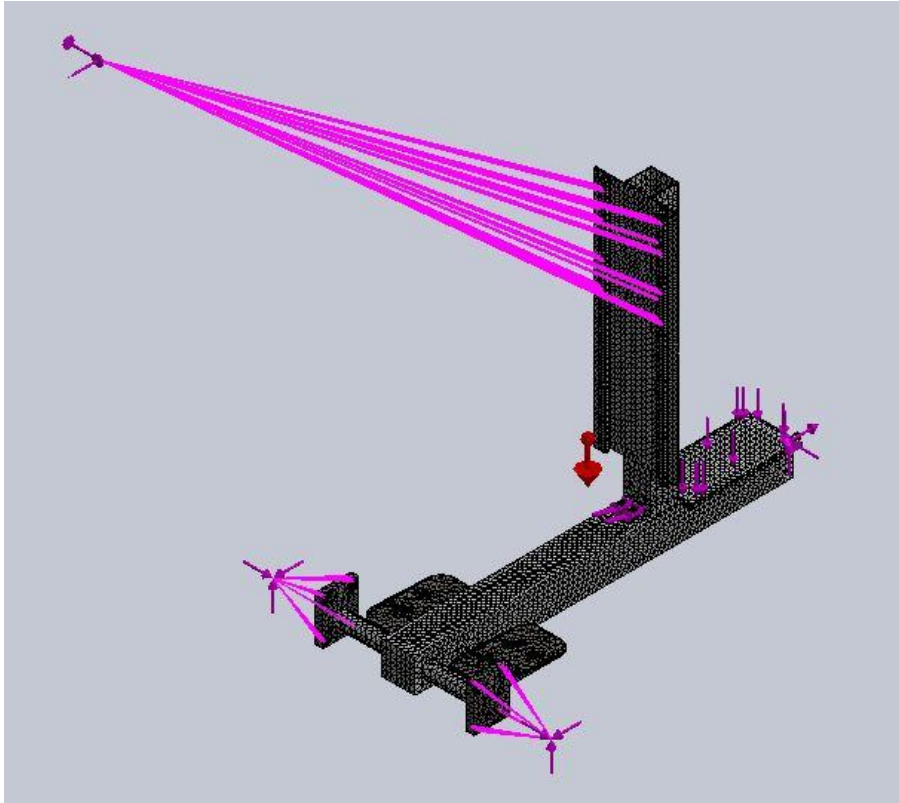


Figura 36. Modelo 3D del diseño 4.3 mallado. Fuente propia.

### 5.3.2 Datos de mallado

Malla Detalles	
Nombre de estudio	acero 2 (-Default-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	18.3265 mm
Tolerancia	0.916323 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	102125
Número total de elementos	53100
Cociente de aspecto máximo	512.58
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	36
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	4.86
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:01:20
Nombre de computadora	□□□□

Figura 37. Tabla de datos de mallado del diseño 4.3.

### 5.3.3 Tensiones de Von Mises

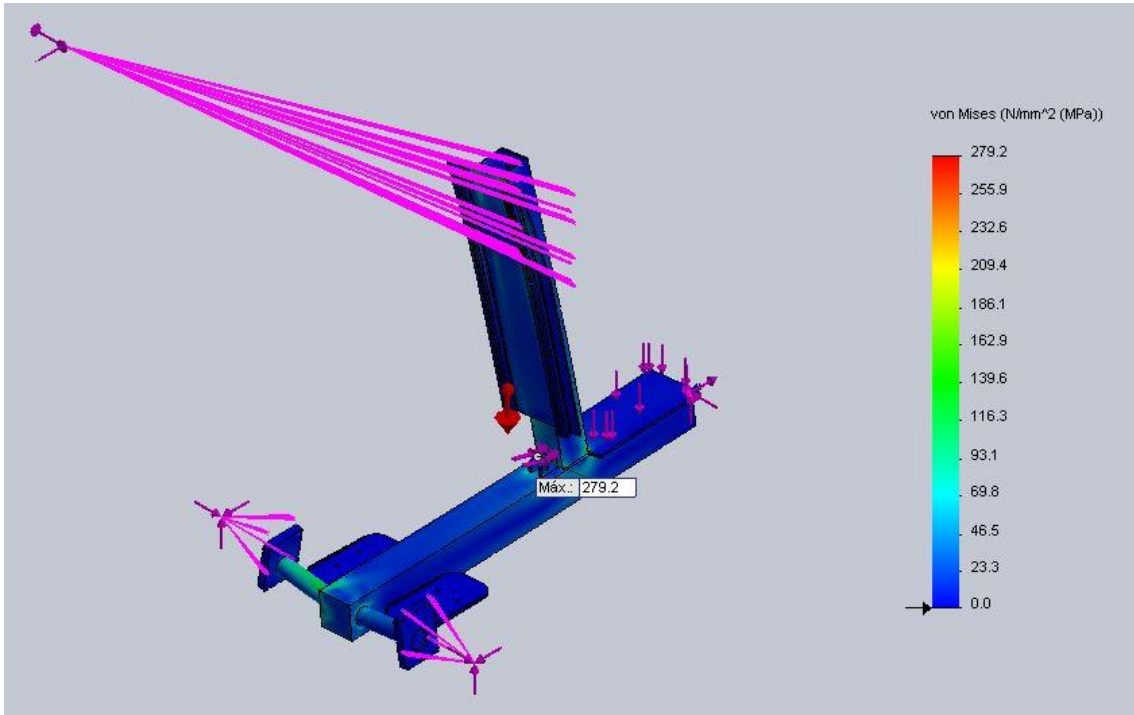


Figura 38. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.3 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.

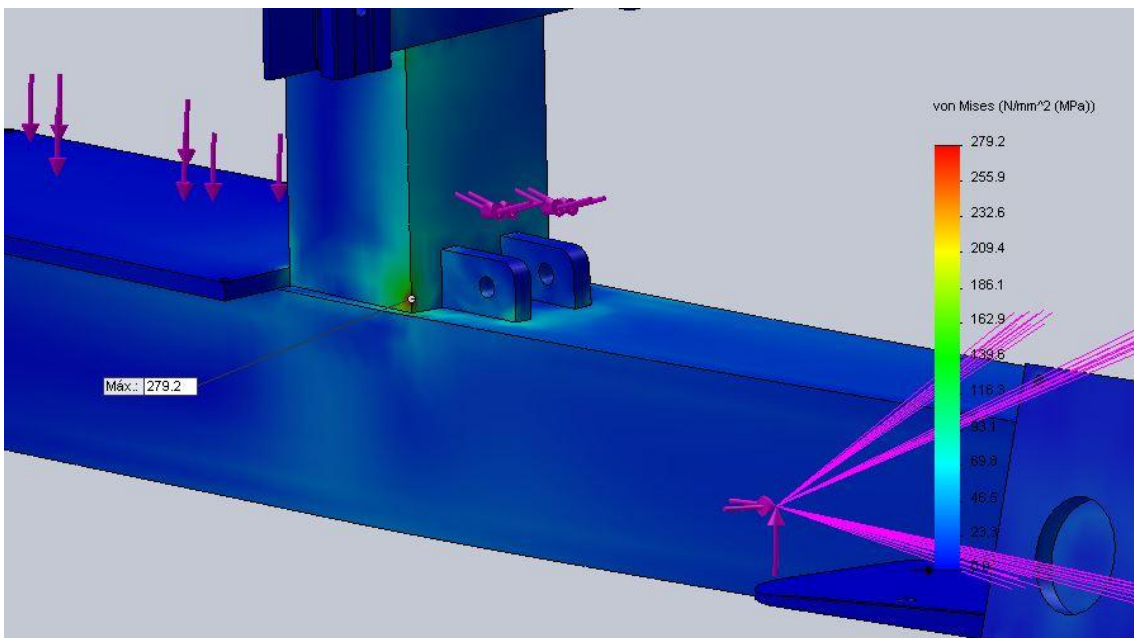


Figura 39. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el extremo inferior del perfil vertical del diseño 4.3. Fuente propia.

### 5.3.4 Desplazamientos

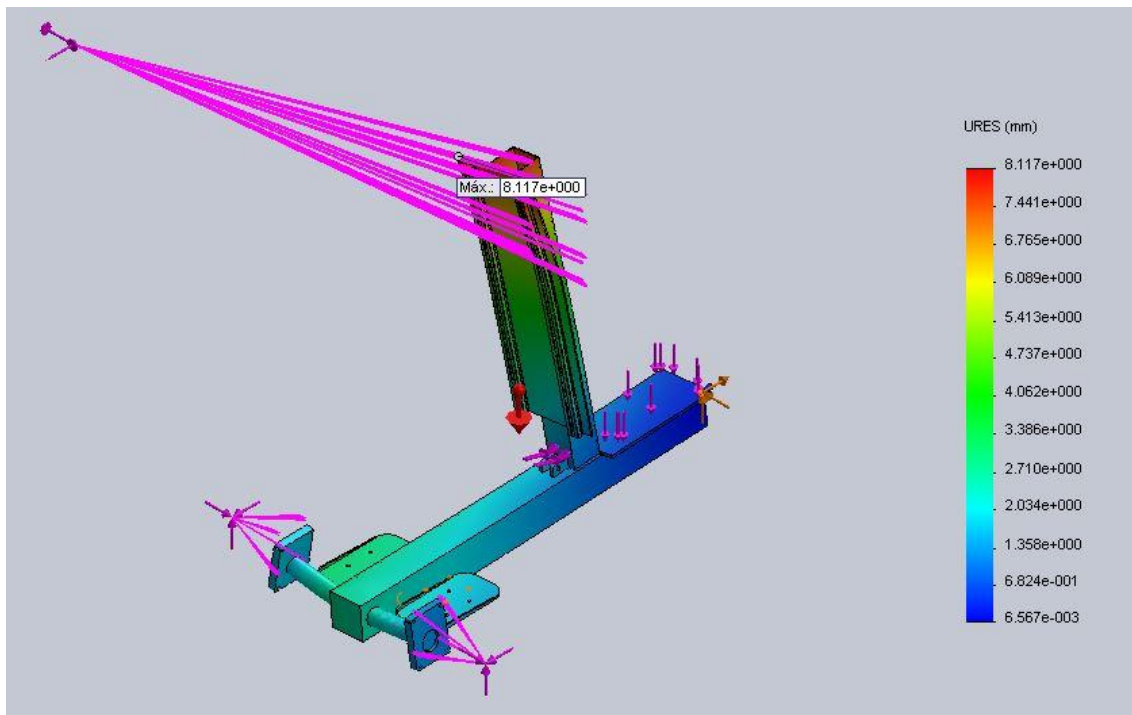


Figura 40. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.3 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia.

### 5.3.5 Análisis de datos

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)	
<b>Tensión</b>	351,57	279,2	Cumple

Tabla 16. Comprobación de tensiones para el diseño 4.3.

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)	
<b>Desplazamiento</b>	10	8,117	Cumple

Tabla 17. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.3.

Los cálculos realizados de manera análoga al apartado 1.7 han dado como resultado las tablas 16 y 17. En ellas se puede observar que el diseño 4.3 cumple con los requisitos de tensiones y desplazamientos máximos.

### 5.4 Diseño 4.4

Sabiendo que el perfil base no se puede reducir más, y observando que aun no se superan los requisitos de tensión ni desplazamiento en la estructura, en el este diseño se probará a reducir tanto el perfil vertical como el perfil redondo de unión a la rueda.

	Esesor perfil base (mm)	Esesor perfil vertical (mm)	Esesor perfil redondo (mm)
Diseño 4.3	5	4	3
Diseño 4.4	5	3	2

Tabla 18. Modificación de diseño 4.3 a diseño 4.4.

#### 5.4.1 Esquema de cargas y mallado

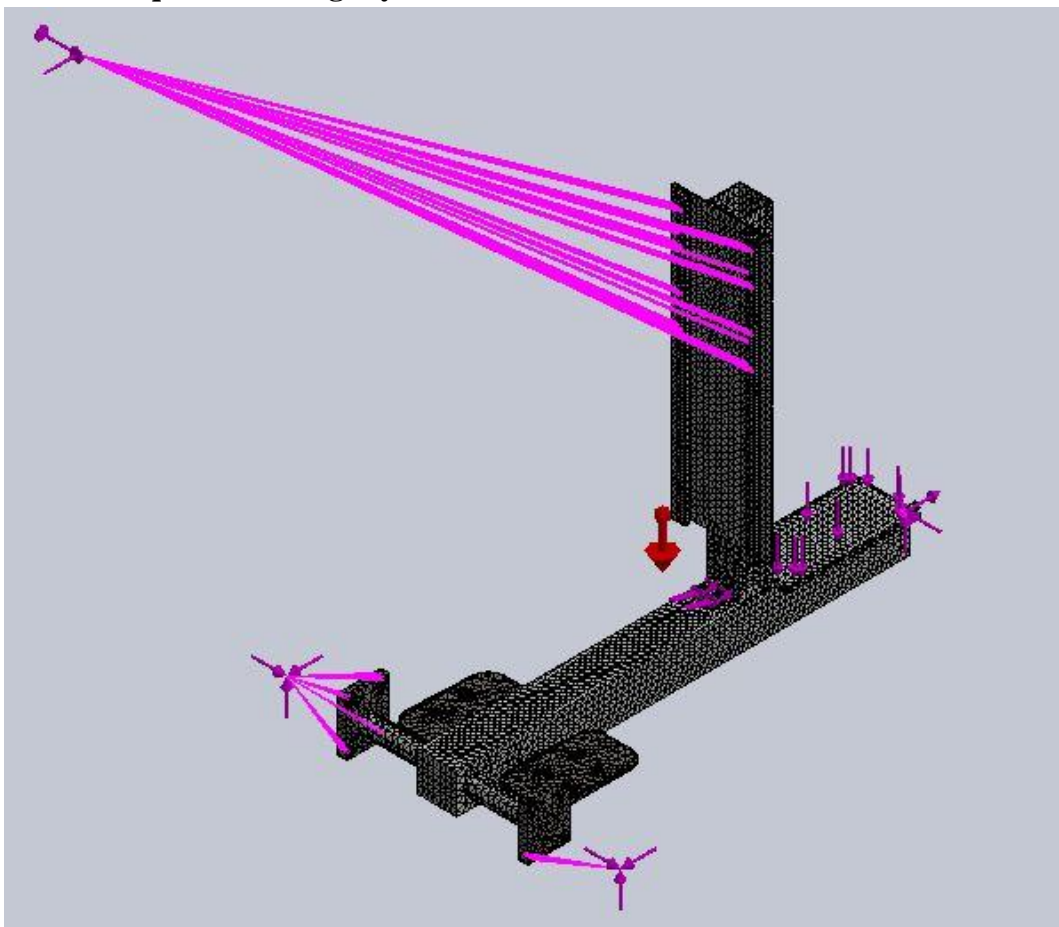


Figura 41. Modelo 3D del diseño 4.4 mallado. Fuente propia.

### 5.4.2 Datos de mallado

Malla Detalles	
Nombre de estudio	acero 2 (-Default-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	18.3265 mm
Tolerancia	0.916323 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	102284
Número total de elementos	53183
Cociente de aspecto máximo	512.58
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	35
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	5.75
¿ de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:01:16
Nombre de computadora	☐

Figura 42. Tabla de datos de mallado del diseño 4.4.

### 5.4.3 Tensiones de Von Mises

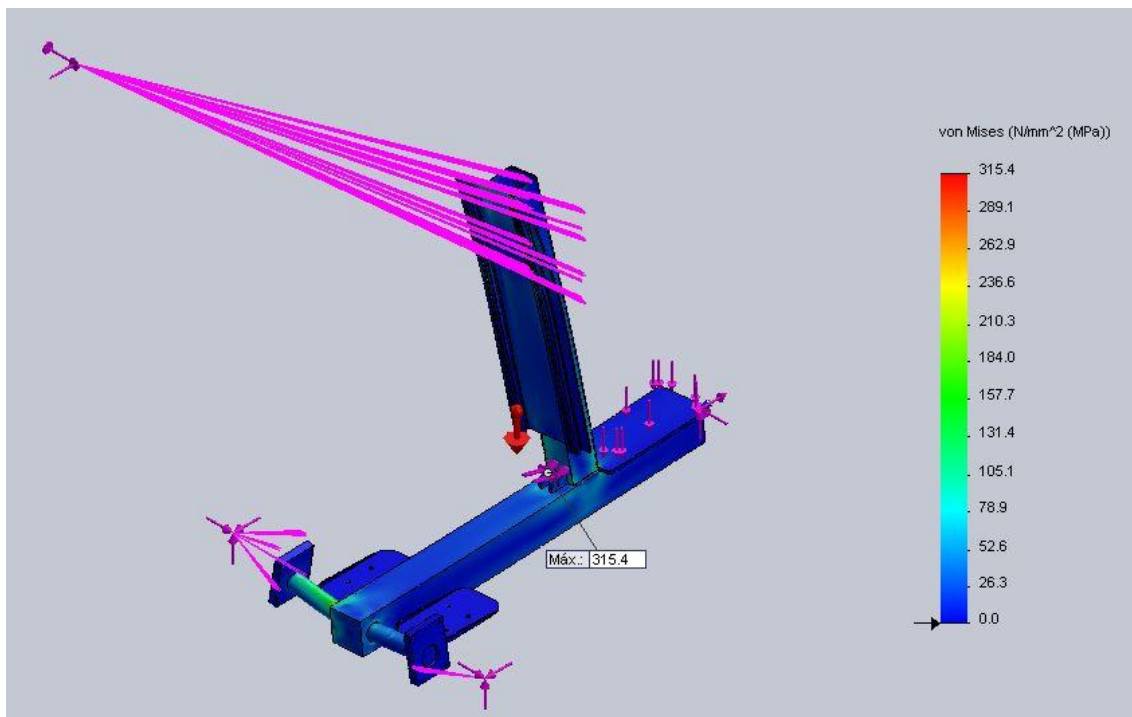


Figura 43. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.4 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.



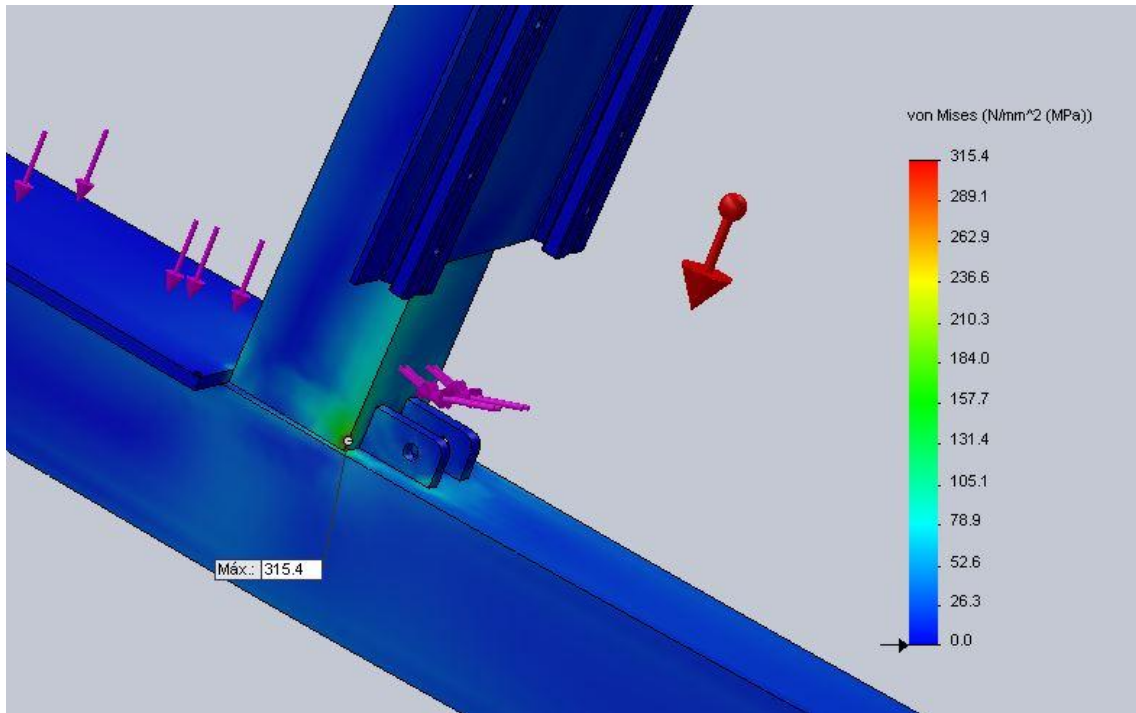


Figura 44. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el extremo inferior del perfil vertical del diseño 4.4. Fuente propia.

#### 5.4.4 Desplazamientos

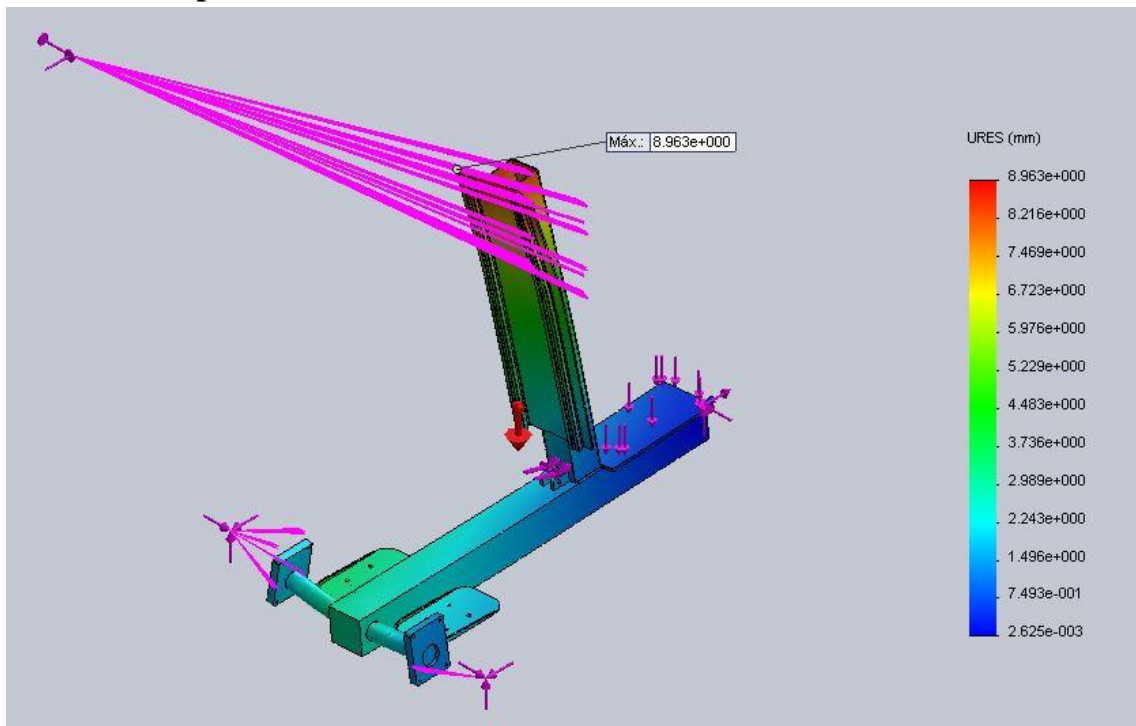


Figura 45. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.4 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia.

### 5.4.5 Análisis de datos

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)	
Tensión	351,57	315,4	Cumple

Tabla 19. Comprobación de tensiones para el diseño 4.4.

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)	
Desplazamiento	10	8,963	Cumple

Tabla 20. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.4.

Los cálculos realizados de manera análoga al apartado 1.7 han dado como resultado las tablas 19 y 20. En ellas se puede observar que el diseño 4.4 cumple con los todos los requisitos establecidos.

## 5.5 Diseño 4.5

Por último, de manera análoga a la modificación del diseño que se ha realizado en el apartado anterior, en el diseño 4.5 se probará a reducir aún más el espesor tanto del perfil vertical como de perfil redondo de unión a la rueda.

	Espesor perfil base (mm)	Espesor perfil vertical (mm)	Espesor perfil redondo (mm)
Diseño 4.4	5	3	2
Diseño 4.5	5	2	2

Tabla 21. Modificación de diseño 4.4 a diseño 4.5.



**5.5.1 Esquema de cargas y mallado**

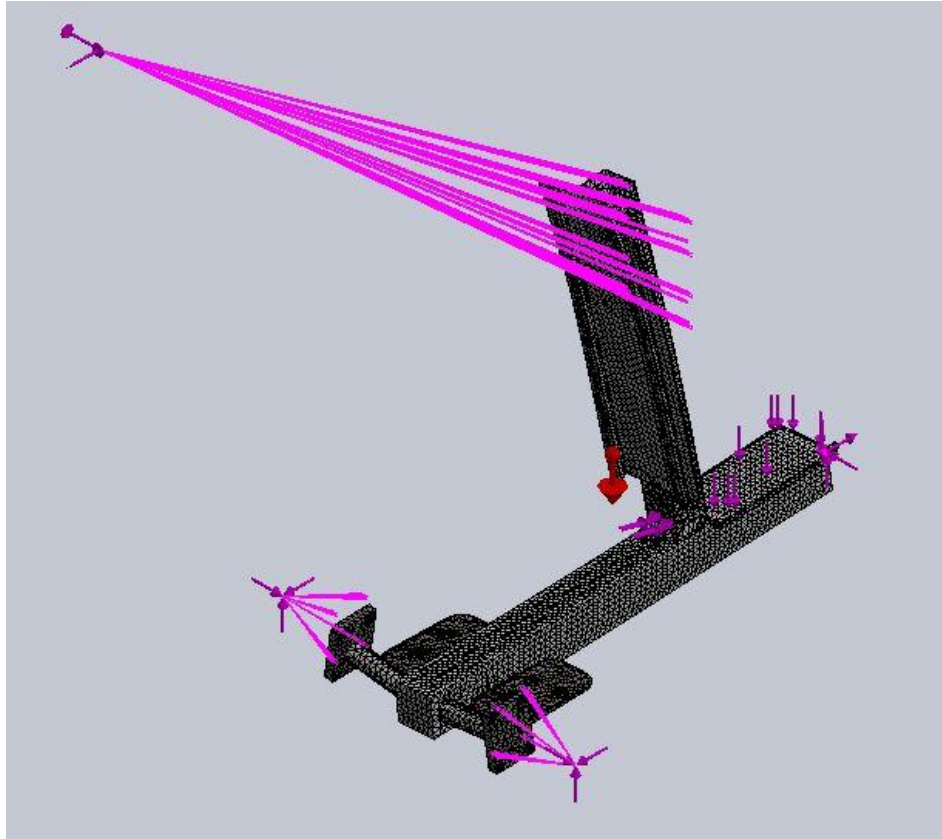


Figura 46. Modelo 3D del diseño 4.5 mallado. Fuente propia.

**5.5.2 Datos de mallado**

Malla Detalles	
Nombre de estudio	acero 2 (-Default-)
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Transición automática	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla	Desactivar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño de elementos	18.3265 mm
Tolerancia	0.916323 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	102325
Número total de elementos	53214
Cociente de aspecto máximo	512.58
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	34.4
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	9.42
% de elementos distorsionados (Jacobiano)	0
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:01:11
Nombre de computadora	...

Figura 47. Tabla de datos de mallado del diseño 4.5.

### 5.5.3 Tensiones de Von Mises

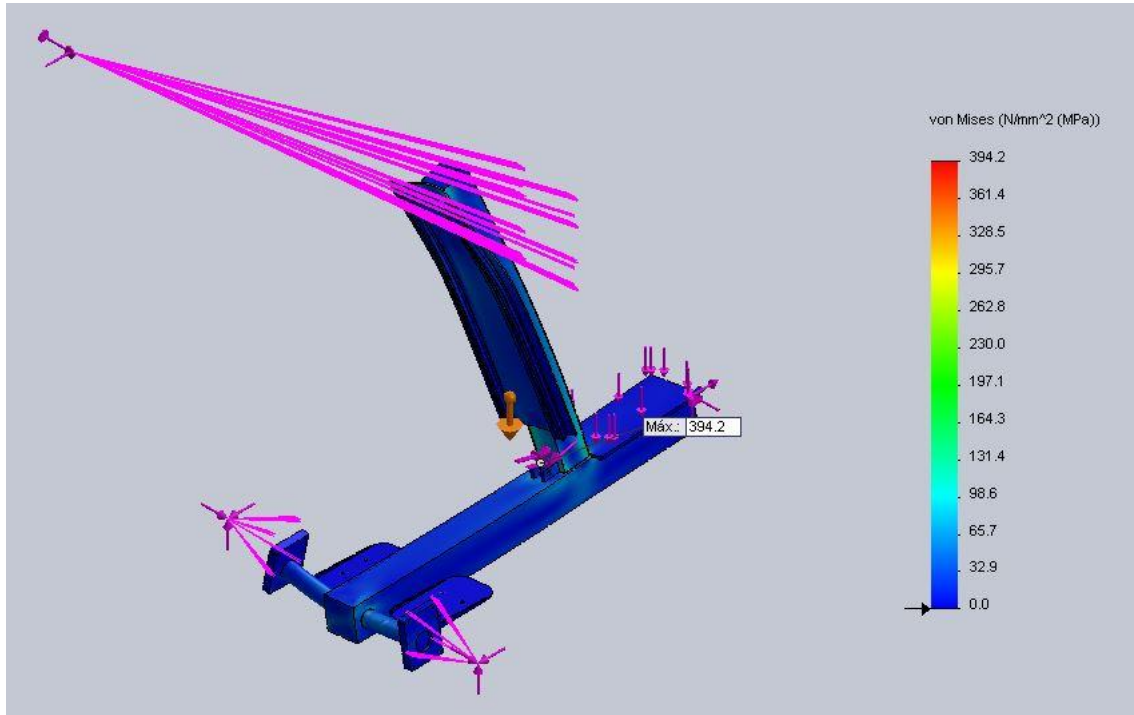


Figura 48. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.5 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.

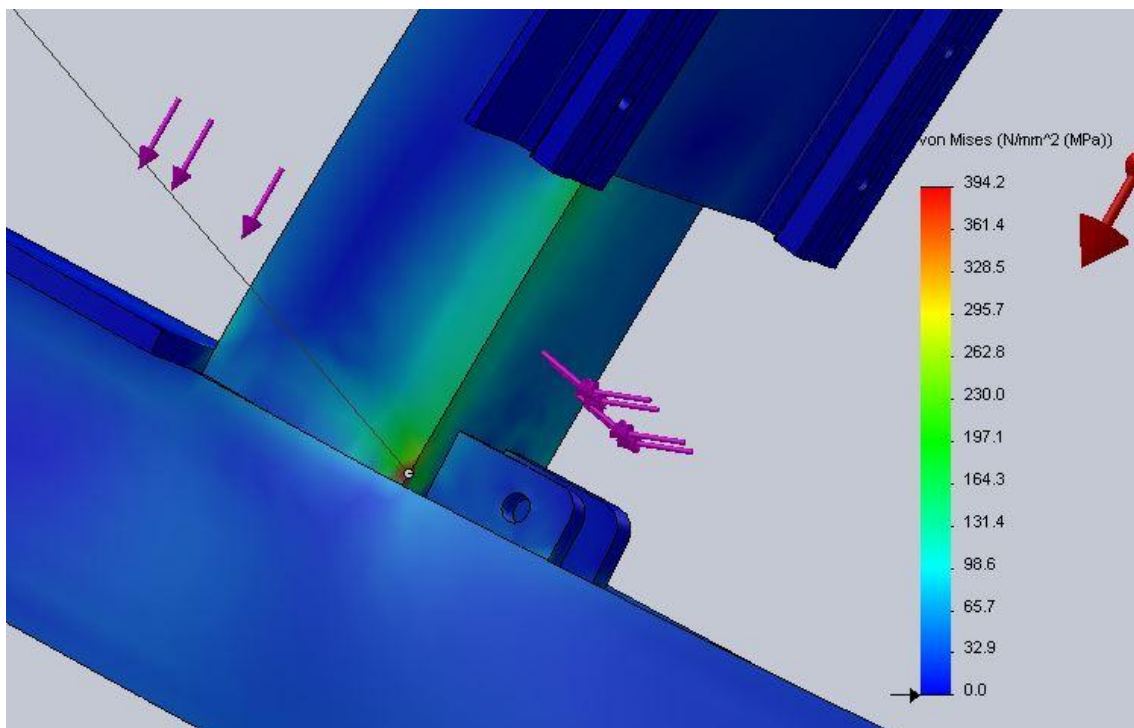


Figura 49. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el extremo inferior del perfil vertical del diseño 4.5. Fuente propia.

### 5.5.4 Desplazamientos

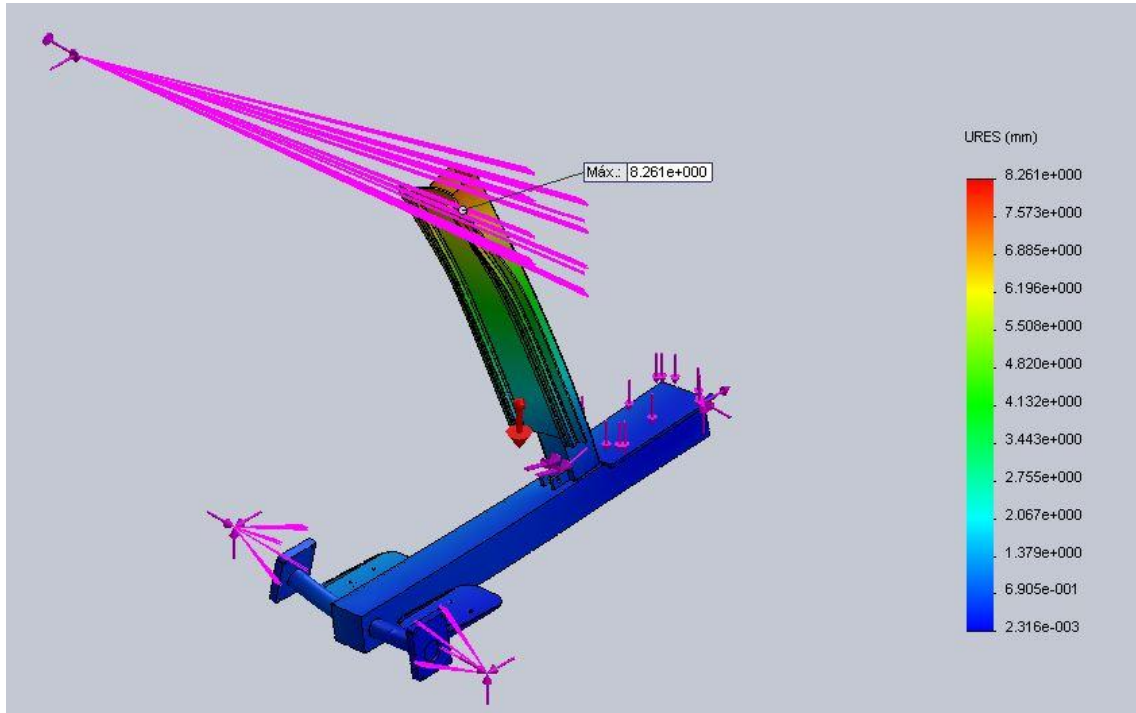


Figura 50. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.5 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia.

### 5.5.5 Análisis de datos

	Tensión admisible (MPa)	Tensión máxima (MPa)	
<b>Tensión</b>	351,5	394,2	No cumple

Tabla 22. Comprobación de tensiones para el diseño 4.5

	Valor máximo permitido (mm)	Desplazamiento máximo (mm)	
<b>Desplazamiento</b>	10	8,261	Cumple

Tabla 23. Comprobación de desplazamiento para el diseño 4.5

Los cálculos realizados de manera análoga al apartado 1.7 han dado como resultado las tablas 22 y 23. En ellas se puede observar que el diseño 4.5 no cumple con los requisitos de tensiones aunque sí con los desplazamientos.

## 5.6 Elección de diseño

Finalmente, analizando los datos obtenidos de las cinco modificaciones realizadas al estudio 4, que quedan recogidos en la tabla 24, se decide que el diseño óptimo es el diseño 4.4.

	Espesor perfil base (mm)	Espesor perfil vertical (mm)	Espesor perfil redondo (mm)	Peso (Kg)	Nº elementos	Tensión máxima (MPa)	Desplazamiento máximo (mm)
<b>Diseño 4</b>	6	6	4	80,9	53349	236,5	6,29
<b>Diseño 4.1</b>	5	5	4	73,42	53081	280	7,667
<b>Diseño 4.2</b>	4	4	4	65,7	53000	351,3	9,982
<b>Diseño 4.3</b>	5	4	3	70,05	53100	279,2	8,17
<b>Diseño 4.4</b>	<b>5</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>66,6</b>	<b>53183</b>	<b>315,4</b>	<b>8,963</b>
<b>Diseño 4.5</b>	5	2	2	63,6	53214	394,2	8,261

Tabla 24. Comparativa entre las diferentes modificaciones al diseño 4.

## Índice de figuras del anexo 2

Figura 1. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 1. Fuente propia .....	3
Figura 2. Modelo 3D del diseño 1 mallado. Fuente propia .....	3
Figura 3. Tabla de datos de mallado del diseño 1. ....	4
Figura 4. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 1 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia .....	4
Figura 5. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en cruceta inferior del diseño 1. Fuente propia.....	5
Figura 6. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 1 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia .....	5
Figura 7. Tabla de propiedades del acero 1020. Fuente: Solidworks.....	6
Figura 8. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 2. Fuente propia. ....	8
Figura 9. Modelo 3D del diseño 2 mallado. Fuente propia .....	8
Figura 10. Tabla de datos de mallado del diseño 2. ....	9
Figura 11. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 2 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia. ....	9
Figura 12. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en orificio de sujeción de motor del diseño 2. Fuente propia. ....	10
Figura 13. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 2 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia. ....	10
Figura 14. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 3. Fuente propia. ....	12
Figura 15. Modelo 3D del diseño 3 mallado. Fuente propia .....	12
Figura 16. Tabla de datos de mallado del diseño 3. ....	13
Figura 17. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 3 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia. ....	13
Figura 18. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el perfil base del diseño 3. Fuente propia.....	14
Figura 19. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 3 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia. ....	14
Figura 20. Modelo 3D realizado en Solidworks del diseño 4. Fuente propia. ....	16
Figura 21. Modelo 3D del diseño 4 mallado. Fuente propia .....	16
Figura 22. Tabla de datos de mallado del diseño 4. ....	17
Figura 23. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia. ....	17

Figura 24. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el perfil base del diseño 4. Fuente propia.....	18
Figura 25. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia. ....	18
Figura 26. Modelo 3D del diseño 4.1 mallado. Fuente propia.....	20
Figura 27. Tabla de datos de mallado del diseño 4.1. ....	20
Figura 28. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.1 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.....	21
Figura 29. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el perfil base del diseño 4.1. Fuente propia.....	21
Figura 30. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.1 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia. ....	22
Figura 31. Modelo 3D del diseño 4.2 mallado. Fuente propia. ....	23
Figura 32. Tabla de datos de mallado del diseño 4.2. ....	24
Figura 33. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.2 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.....	24
Figura 34. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el perfil base del diseño 4.2. Fuente propia.....	25
Figura 35. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.2 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia. ....	25
Figura 36. Modelo 3D del diseño 4.3 mallado. Fuente propia. ....	27
Figura 37. Tabla de datos de mallado del diseño 4.3. ....	27
Figura 38. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.3 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.....	28
Figura 39. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el extremo inferior del perfil vertical del diseño 4.3. Fuente propia. ....	28
Figura 40. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.3 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia. ....	29
Figura 41. Modelo 3D del diseño 4.4 mallado. Fuente propia.....	30
Figura 42. Tabla de datos de mallado del diseño 4.4. ....	31
Figura 43. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.4 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia.....	31
Figura 44. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el extremo inferior del perfil vertical del diseño 4.4. Fuente propia. ....	32
Figura 45. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.4 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia. ....	32
Figura 46. Modelo 3D del diseño 4.5 mallado. Fuente propia. ....	34
Diseño de exoesqueleto: Tren inferior	39

Figura 47. Tabla de datos de mallado del diseño 4.5. ....	34
Figura 48. Tensiones de Von Mises en el modelo 3D del diseño 4.5 con punto de tensión máxima indicado. Fuente propia. ....	35
Figura 49. Detalle del punto de tensión máxima de Von Mises en el extremo inferior del perfil vertical del diseño 4.5. Fuente propia. ....	35
Figura 50. Desplazamientos resultantes en el modelo 3D del diseño 4.5 con punto de mayor desplazamiento indicado. Fuente propia. ....	36

## Índice de tablas del anexo 2

Tabla 1. Comprobación de tensiones para el diseño 1. ....	7
Tabla 2. Comprobación de desplazamientos para el diseño 1. ....	7
Tabla 3. Comprobación de tensiones para el diseño 2. ....	11
Tabla 4. Comprobación de desplazamientos para el diseño 2. ....	11
Tabla 5. Comprobación de tensiones para el diseño 3. ....	15
Tabla 6. Comprobación de desplazamientos para el diseño 3. ....	15
Tabla 7. Comprobación de tensiones para el diseño 4. ....	19
Tabla 8. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4. ....	19
Tabla 9. Modificación de diseño 4 a diseño 4.1. ....	19
Tabla 10. Comprobación de tensiones para el diseño 4.1. ....	22
Tabla 11. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.1. ....	22
Tabla 12. Modificación de diseño 4.1 a diseño 4.2. ....	23
Tabla 13. Comprobación de tensiones para el diseño 4.2. ....	26
Tabla 14. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.2. ....	26
Tabla 15. Modificación de diseño 4.2 a diseño 4.3. ....	26
Tabla 16. Comprobación de tensiones para el diseño 4.3. ....	29
Tabla 17. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.3. ....	29
Tabla 18. Modificación de diseño 4.3 a diseño 4.4. ....	30
Tabla 19. Comprobación de tensiones para el diseño 4.4. ....	33
Tabla 20. Comprobación de desplazamientos para el diseño 4.4. ....	33
Tabla 21. Modificación de diseño 4.4 a diseño 4.5. ....	33
Tabla 22. Comprobación de tensiones para el diseño 4.5. ....	36
Tabla 23. Comprobación de desplazamiento para el diseño 4.5. ....	36
Tabla 24. Comparativa entre las diferentes modificaciones al diseño 4. ....	37

**Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología**  
**Sección Industrial**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Trabajo de Fin de Grado**

**Título:**

Diseño de exoesqueleto: Tren inferior

**Anexo 3: Catálogos**

**Autores**

Cintia Pérez Gutiérrez

Manuel Trujillo Acosta

**Tutor académico:** Carmelo Militello Militello

**Fecha:** Julio 2015



## **Índice Anexo 3**

1. Actuador ALI 4 24 Vdc MECVEL
2. Mesa lineal IGUS DryLin T TW-01-15
3. Rueda omniwheel HANGFA QLM20
4. Motor PM 63-50 GB9 de PARVALUX
5. Batería TROJAN J185 H-AC
6. METALCO Prolians Perfiles.

## Modello ALI4

- Motore a magneti permanenti CE
- Motore A.C. monofase-trifase CE
- Riduttore vite senza fine - ruota elicoidale
- Stelo filettato trapezoidale o a ricircolo di sfere (VRS)
- Asta traslante in acciaio cromato
- Lubrificazione a grasso
- Attuatore IP 65, testato secondo norma CEI EN 60529 motore C.A. IP55 standard - IP65 a richiesta motore C.C. IP44 standard - IP65 a richiesta
- Temperatura di funzionamento -10°C +60°C
- Impiego intermittente S3 30% (5 min) a 30°C\*
- Fine corsa, potenziometro ed encoder a richiesta

(\*) Per impieghi diversi contattare il Ns. Ufficio Tecnico

## Model ALI4

- Permanent magnet motor CE
- Three phase or single phase motor CE
- Worm gearbox
- Acme lead screw or ballscrew (VRS)
- Chrome plated steel push rod
- Grease lubricated
- Actuator IP65, tested according to rule CEI EN 60529 A.C. motor IP 55 standard - IP65 on request D.C. motor IP 44 standard - IP65 on request
- Working temperature range -10°C +60°C
- Intermittent duty S3 30% (5 min) a 30°C\*
- Limit switches, potentiometer and encoder on request

(\*) For any special duty please contact our technical dept.

ALI4 - (Vac)												
Fmax Fmax (N)	Velocità Speed (mm/s)	Versione Version	Taglia motore Motor size	Potenza motore Motor power (KW)	Giri motore Motor speed (rpm)	Rapporti Riduzione Gearbox Reduction Ratio	D vite Screw D (mm)	Passo Pitch (mm)	Rendimento Efficiency	Corsa max (mm) Max stroke [mm]		
										ALI4-F	ALI4	
2100	93	M01	IEC71	0,55	2800	1.4	18	8	0,31	1000	1040	
3900	47	M02	IEC71	0,55	2800	1.4	18	4	0,29	500	770	
5300	23	M03	IEC71	0,37	1400	1.4	18	4	0,29	500	660	
8600	9	M04	IEC71	0,25	1400	1:10	18	4	0,28	500	520	
9400	6	M05	IEC63	0,18	1400	1:16	18	4	0,26	495	495	
10000	3	M06	IEC63	0,13	1400	1:30	18	4	0,22	485	485	
10000	2	M07	IEC56	0,09	1400	1:50	18	4	0,20	480	480	

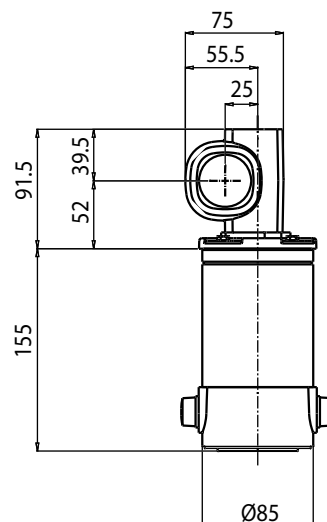
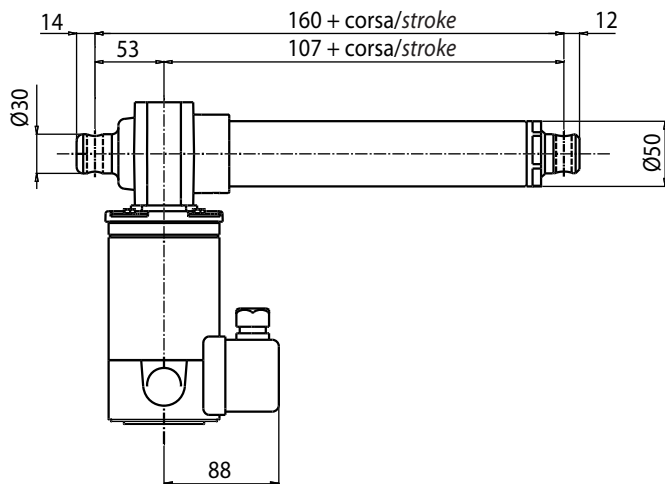
ALI4-VRS (ballscrew 16x5) (Vac)												
Fmax Fmax (N)	Velocità Speed (mm/s)	Versione Version	Taglia motore Motor size	Potenza motore Motor power (KW)	Giri motore Motor speed (rpm)	Rapporti Riduzione Gearbox Reduction Ratio	D vite Screw D (mm)	Passo Pitch (mm)	Rendimento Efficiency	Corsa max (mm) Max stroke [mm]		
										ALI4-F	ALI4	
2500	58	M08	IEC63	0,25	2800	1.4	16	5	0,77	625	825	
3100	29	M09	IEC63	0,18	1400	1.4	16	5	0,77	625	825	
3400	23	M10	IEC56	0,14	2800	1:10	16	5	0,74	625	780	
5000	15	M11	IEC56	0,14	2800	1:16	16	5	0,38	620	620	
6000	7	M12	IEC56	0,09	1400	1:16	16	5	0,68	620	620	
7500	4	M13	IEC56	0,09	1400	1:30	16	5	0,59	570	570	

ALI4-VRS (ballscrew 20x5) (Vac)												
Fmax Fmax (N)	Velocità Speed (mm/s)	Versione Version	Taglia motore Motor size	Potenza motore Motor power (KW)	Giri motore Motor speed (rpm)	Rapporti Riduzione Gearbox Reduction Ratio	D vite Screw D (mm)	Passo Pitch (mm)	Rendimento Efficiency	Corsa max (mm) Max stroke [mm]		
										ALI4-F	ALI4	
3000	58	M32	IEC63	0,25	2800	1.4	20	5	0,77	625	880	
3800	29	M33	IEC63	0,18	1400	1.4	20	5	0,77	625	850	
4200	23	M34	IEC56	0,14	2800	1:10	20	5	0,74	625	850	
6000	15	M35	IEC56	0,14	2800	1:16	20	5	0,38	620	800	
7500	7	M36	IEC56	0,09	1400	1:16	20	5	0,68	620	800	
9000	4	M37	IEC56	0,09	1400	1:30	20	5	0,59	570	720	

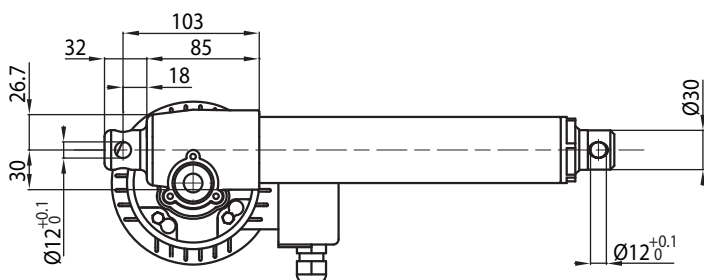
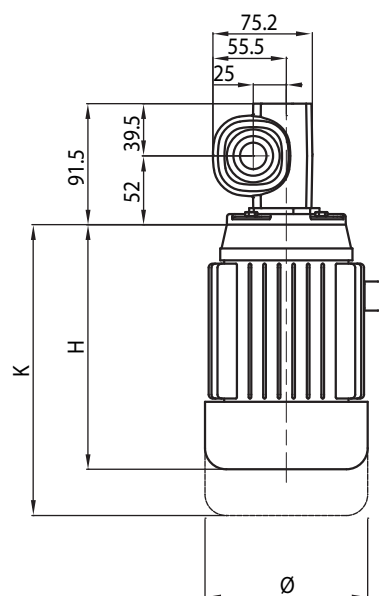
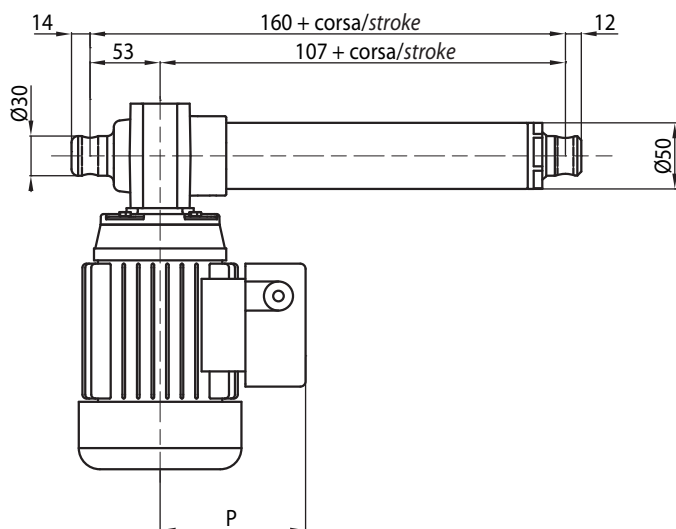
ALI4 24 Vdc												
Fmax Fmax (N)	Velocità Speed (mm/s)	Versione Version	Taglia motore Motor size	Potenza motore Motor power (KW)	Giri motore Motor speed (rpm)	Rapporti Riduzione Gearbox Reduction Ratio	D vite Screw D (mm)	Passo Pitch (mm)	Rendimento Efficiency	Corsa max (mm) Max stroke [mm]		
										ALI4-F	ALI4	
600	100	M20	D.85		3000	1.4	18	8	0,31	1000	1040	
1100	50	M21	D.85		3000	1.4	18	4	0,29	500	1040	
2800	20	M22	D.85		3000	1:10	18	4	0,28	500	905	
4100	13	M23	D.85		3000	1:16	18	4	0,26	500	750	
6800	7	M24	D.85		3000	1:30	18	4	0,22	500	580	
10000	4	M25	D.85		3000	1:50	18	4	0,20	480	480	

## ATTUATORE SENZA FINE CORSA / ACTUATOR WITHOUT LIMIT SWITCHES

### ALI4 - versione C.C. / D.C. Version



### ALI4 - versione C.A. / A.C. Version



DIMENSIONI MOTORI C.A. / A.C. MOTORS DIMENSIONS					
GR. / SIZE	VERSIONE / TYPE	H	K	Ø	P
56	Standard	168	116	108	
	Autofrenante / Brake motors		200		
63	Standard	190	129	110	
	Autofrenante / Brake motors		235		
71	Standard	220	146	121	
	Autofrenante / Brake motors		267		



## Special properties

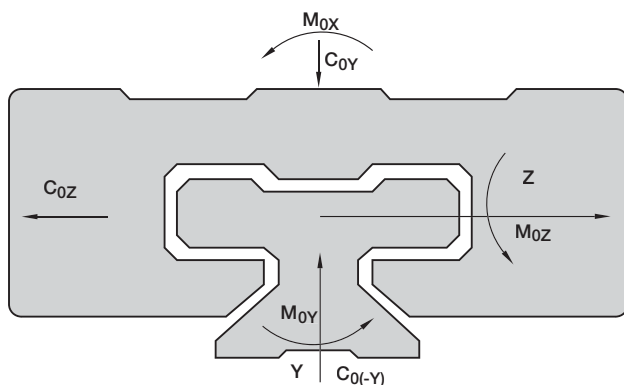
- With a low rate of inertia, high accelerations and short term extreme speeds up to 30 m/s are possible
- DryLin®T linear guide systems run dry. Dirt cannot settle in lubricants
- Recommended for use in food, medical, and clean room technologies, as no lubricants are present
- The corrosion resistance of DryLin® T means that it can also be used in wet environments
- High pressure washdown does not damage the system
- Vibration dampening and extremely quiet operation
- The aluminium rail provides good thermal dissipation. The aluminium only retains heat at continuously high speeds
- The combination of anodized aluminium and iglidur® J results in a low initial breakaway force
- DryLin® T is dimensionally interchangeable with standard ball bearing systems



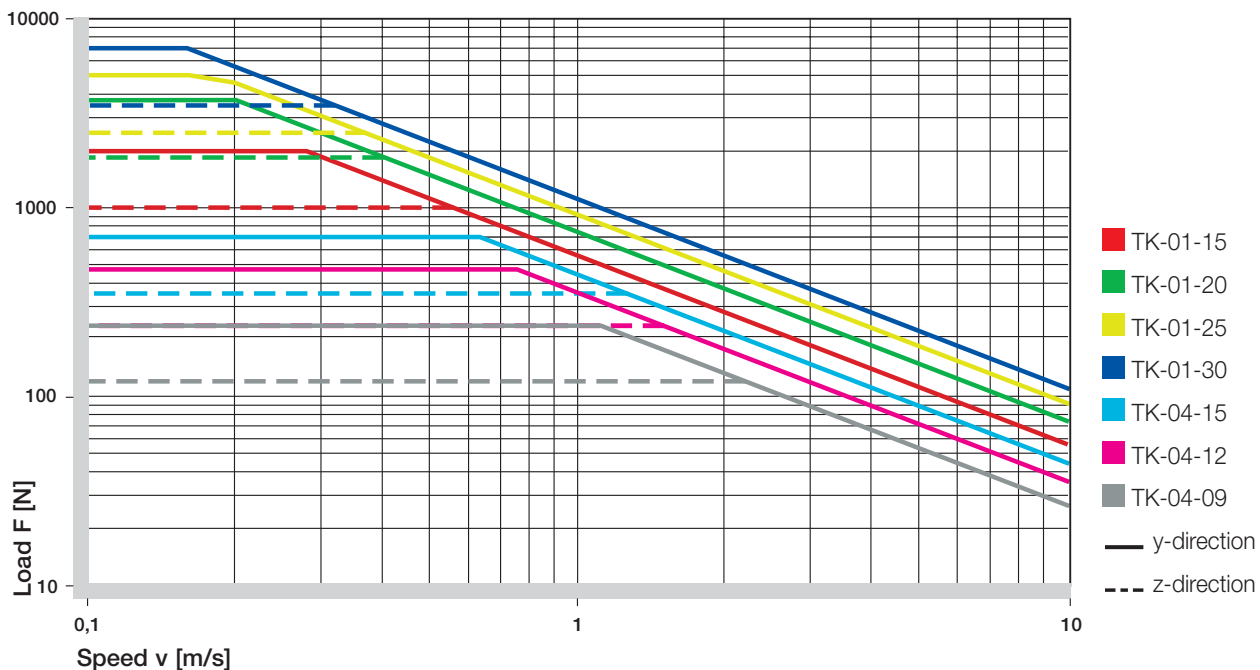
Picture 60.1: DryLin® T in a demanding packaging machine application

Type	$C_{0Y}$ [kN]	$C_{0(-Y)}$ [kN]	$C_{0Z}$ [kN]	$M_{0X}$ [Nm]	$M_{0Y}$ [Nm]	$M_{0Z}$ [Nm]
04-09	0,48	0,48	0,24	3,4	1,8	1,8
04-12	0,96	0,96	0,48	9,2	4,4	4,4
04-15	1,4	1,4	0,7	17	8	8
01-15	4	4	2	32	25	25
01-20	7,4	7,4	3,7	85	45	45
01-25	10	10	5	125	65	65
01-30	14	14	7	200	100	100

Table 61.1: DryLin® T-01 – Permissible static load capacity



Graph 61.1: Designation of load directions



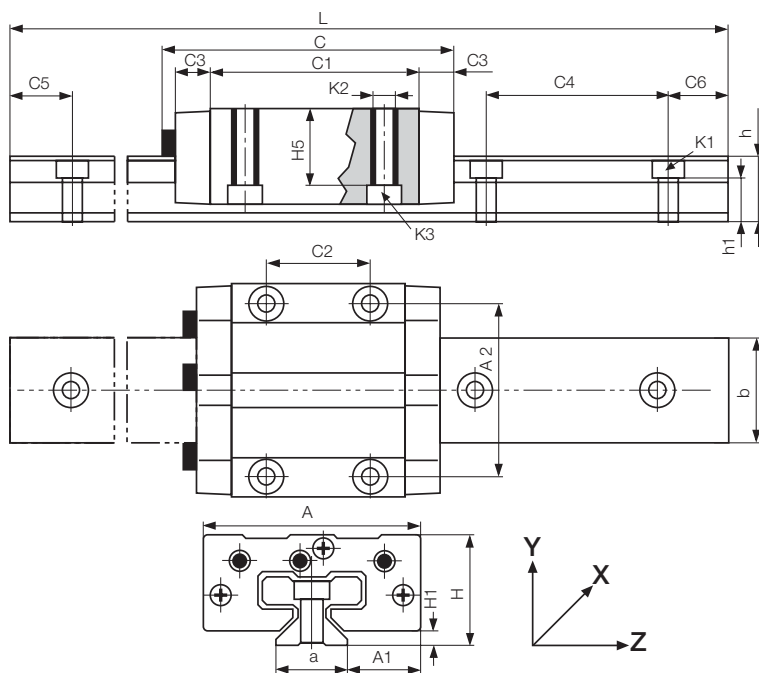
Graph 61.2: DryLin® T – Permissible dynamic load





# DryLin® TK-01... | Adjustable clearance | mm

DryLin® T



- Slide carriage with manual adjustable clearance
- Maintenance-free, dry operation
- Resistant to corrosion
- Hard anodized aluminium rails
- Standard bore pattern symmetrical C5 = C6

Phone +44 (0) 16 04 - 67 72 40  
Fax +44 (0) 16 04 - 67 72 45

## DryLin® T Guide Rails

Part No.	Weight [kg/m]	L [mm]	a [mm]	C4 [mm]	C5		C6		h [mm]	h1 [mm]	K1 for Screw DIN 912 [mm]	b [mm]	ly [mm <sup>2</sup> ]	lz [mm <sup>2</sup> ]	Wby [mm <sup>3</sup> ]	Wbz [mm <sup>3</sup> ]
					Max.	Min.	Max.	Min.								
TS-01-15	0,6	4000	15	60	20	49	20	49	15,5	10,0	M 4	22	6440	4290	585	488
TS-01-20	1,0	4000	20	60	20	49	20	49	19,0	12,3	M 5	31	22570	11520	1456	1067
TS-01-25	1,3	4000	23	60	20	49	20	49	21,5	13,8	M 6	34	34700	19300	2041	1608
TS-01-30	1,9	4000	28	80	20	59	20	59	26,0	15,8	M 8	40	70040	40780	3502	2832

Order example: TS-01-15, 2000 for a guide rail TS-01-15 of 2 m length  
For rails without mounting holes, please use part number suffix "without mounting hole"

## DryLin® T Guide Carriages

Part No.	Weight [kg]	H [mm]	A [mm]	C [mm]	A1		C1 [mm]	C2 [mm]	C3 [mm]	H1 [mm]	H5 [mm]	K2 Thread	Torque Max. [Nm]	K3 for Screw DIN 912
					±0,35	±0,35								
TW-01-15	0,11	24	47	74	16,0	38	50	30	9	4,0	16,0	M 5	1,5	M 4
TW-01-20	0,19	30	63	87	21,5	53	61	40	10	5,0	19,8	M 6	2,5	M 5
TW-01-25	0,29	36	70	96	23,5	57	68	45	11	5,0	24,8	M 8	6,0	M 6
TW-01-30	0,50	42	90	109	31,0	72	79	52	12	6,5	27,0	M 10	15,0	M 8

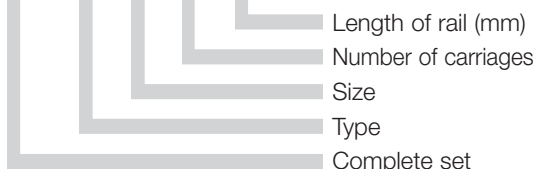
Order examples: TW-01-20 for a guide carriage  
TW-01-20, LLy for a guide carriage with floating bearing in y-direction  
TW-01-20, LLz for a guide carriage with floating bearing in z-direction

## DryLin® TK-01 Complete System



Structure – part no.

TK	-01	-15	-2	,500
----	-----	-----	----	------



This order example (TK-01-15-2, 500) corresponds to a complete DryLin® system of size 15 with 2 carriages and 500 mm rail length.

Order TK-01-15-2, 500, LLy for a complete system with floating bearing in y-direction.

Internet [www.igus.co.uk](http://www.igus.co.uk)  
E-mail [sales\\_uk@igus.co.uk](mailto:sales_uk@igus.co.uk)

# HANGFA QLM-20 OMNIWHEEL

200mm double aluminum omni robot wheel



ZOOM



See larger image

Promotion Price: **US \$205.00** / Piece

Wholesale Price: **US \$216.00** / Piece

Min. Order: 4 Pieces

Shipping: Please confirm the quantity of the goods.  
Ships out within 5 days.  
Estimated Delivery Time: 5-10 days

Quantity:

**Buy Now**

★ Add to My Favorites

## Supplier Details

Hangfa Hydraulic Engineering Co., Ltd (Chengdu)

3 Years Gold Supplier

7 Transactions

37 Products sold

[Visit Minisite](#)

[Contact Now](#)

## Product Details:



### Product Details

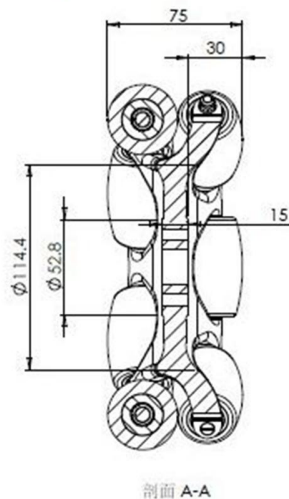
### Company Profile

## Quick Details

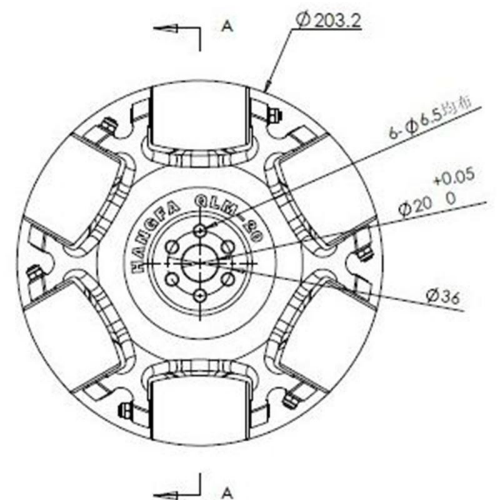
Place of Origin:	Sichuan China (Mainland)	Brand Name:	HANGFA	Model Number:	QLM-20
weight:	2200g	diameter:	203.2mm	wide:	75mm
wheels:	12	bearings:	24	hub material:	aluminum
wheel material:	polyurethane	mount:	M6*6	hole:	20mm
load:	160KG				

## QLM-20 Dimensional:

- Model Number: QLM-20
- Diameter: 203.2mm
- Width: 75mm
- Number of Rollers: 12
- Number of Bearings: 24
- Hub Material: Aluminum
- Roller Material: Polyurethane
- Hole size: 20
- Mount: 6\*6mm Key
- Weight: 2200g
- Load Capacity: 160Kg



剖面 A-A



The hole size in the middle can be customized as your order .



## PM63-50 / PM63-75 / PM63-100 with GB9 gearbox

standard motor-gearbox configured and customised for your application

<b>MOTOR</b>	Permanent magnet DC	<b>GEARBOX</b>	Worm and wheel
<b>SPEED</b>	1500 - 8000 rpm	<b>RATIOS</b>	12.5:1, 25:1, 30:1, 60:1, 75:1
<b>PROTECTION</b>	up to IP66	<b>EFFICIENCY</b>	up to 95%
<b>POWER</b>	up to 900 Watts	<b>MATERIALS</b>	Delrin or phosphor bronze
<b>VOLTAGE</b>	12 - 240V DC	<b>SHAFT</b>	single or double up to 25mm diameter
<b>INSULATION</b>	Class F	<b>CONSTRUCTION</b>	Steel worm shaft; CNC machined aluminium housing; sealed for life - maintenance free; cushioned 1-piece coupling; steel output shaft with 2 ball-bearings
<b>CONSTRUCTION</b>	Ferrite magnets; aluminium end castings; single piece steel body; replaceable carbon brushes; spade connectors	<b>OPTIONS</b>	Stainless steel shaft; black finish; dog clutch
<b>EXTRAS</b>	Ventilated motor with internal fan (IP2x); encoder to RoHS standard; 12V or 24V 2Nm failsafe holding brake		



	PM63-50GB9				PM63-75GB9				PM63-100GB9				Gearbox GB9			
	Power (W)	Speed (rpm)	Torque (Nm)		Power (W)	Speed (rpm)	Torque (Nm)		Power (W)	Speed (rpm)	Torque (Nm)		Ratio	Efficiency†	Momentary overload (Nm)	
			Delrin	Bronze			Delrin	Bronze			Delrin	Bronze			Delrin	Bronze
Continuous S1 duty (assuming 24V supply)	200	516	3.5	3.4	247	560	4	3.9	270	515	4.8	4.6	12.5	95%	171	359
	200	438	4.3	4.2	247	424	5.3	5.1	270	380	6.4	6.2	12.5	95%	171	359
	218	303	6.4	6.2	256	334	6.9	6.7	275	300	8.2	8	12.5	94%	171	359
	200	219	8.3	8	247	212	10	9.8	270	190	12.2	11.9	25	90%	192	359
	218	100	*18.3	17.8	256	93	22.9	*22.3	275	103	*24.2	23.6	30	87%	145	160
	218	50	*33.3	*32.5	256	47	*41.5	*39.4	275	51	*40.7	*39.6	60	79%	148	316
	200	30	*47.7	*46.5	247	33	*53.3	*50.6	270	30	*65.5	*63.8	60	76%	104	316
	200	20	*60	*58.3	247	22	*76.3	*74.3	270	21	*86.2	*81	75	70%	104	266
Intermittent duty S3 30% (assuming 24V supply)	318	500	5.8	5.6	356	544	5.9	5.8	380	504	6.8	6.6	12.5	95%	171	359
	318	420	6.8	6.6	356	408	7.8	7.7	380	368	9.3	9	12.5	95%	171	359
	328	288	10.1	10	365	316	10.3	9.8	385	292	11.8	11.5	12.5	94%	171	359
	318	210	13	12.6	356	204	*15	*14.6	380	184	*17.8	17.3	25	90%	192	359
	328	103	*26.3	*25.6	365	90	*33.9	*33.1	385	98	*32.7	*31.8	30	87%	145	160
	328	52	*47.7	*46.5	365	45	*61.6	*60.1	385	49	*59.4	*57.9	60	79%	148	316
	318	33	*69.2	*67.5	356	32	*80.9	*78.9	375	29	*94	*91.6	60	76%	104	316
	308	20	*103.2	*100.7	356	19	-	*106.4	375	19	-	*128	75	70%	104	266



ISO 9001:2000 Certificate No. FM548688

Notes: Designed to operate with PWM controllers.

Graphs are available showing the motor performance throughout the speed range.

The GB9 gearbox may be coupled with many of our other standard AC or DC motors.

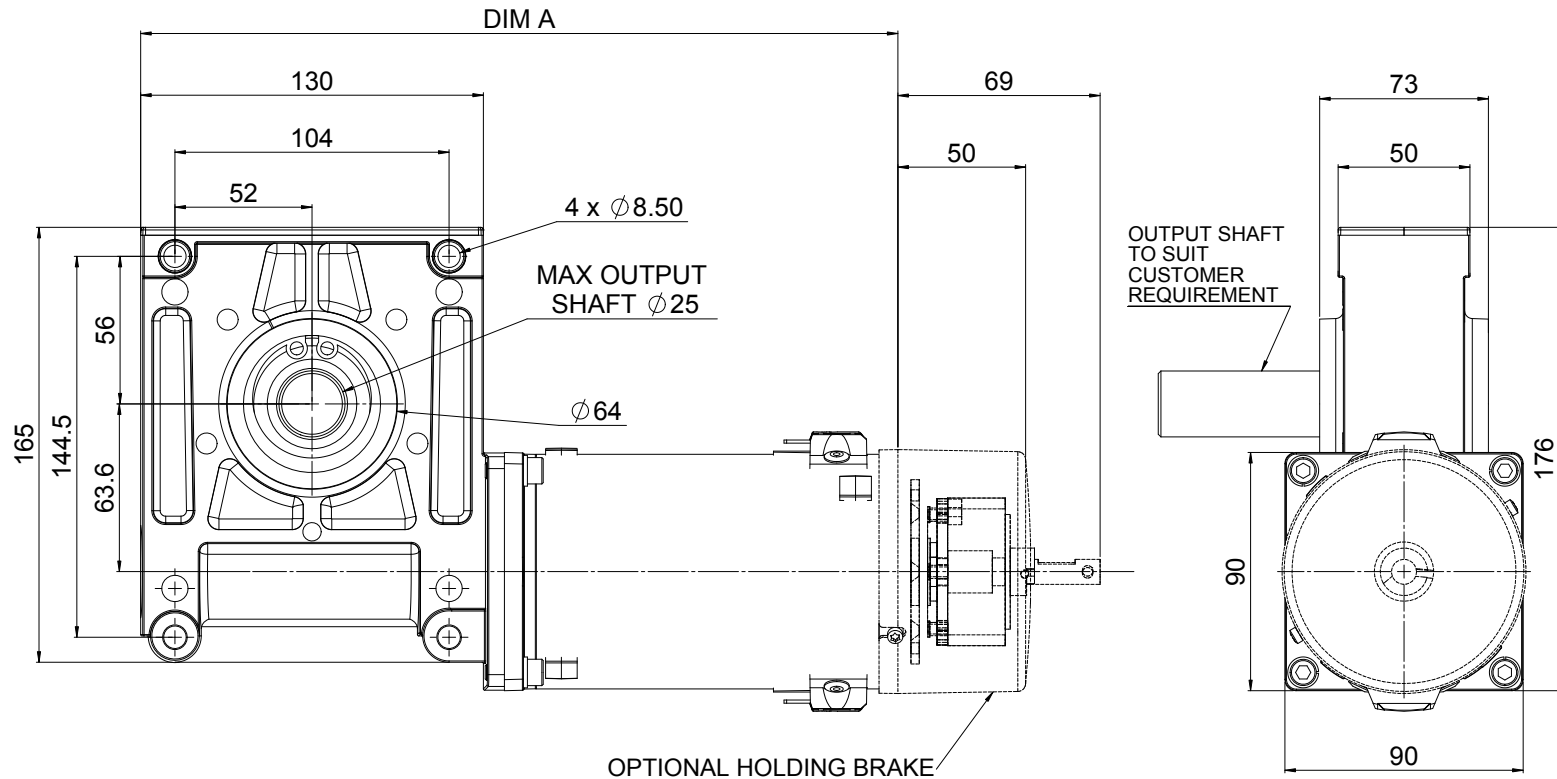
For customers who require in excess of 5000 units per year we offer a totally bespoke design service to fit the application; at zero cost premium. This service enables customers to outline any number of mechanical, electrical, environmental or even aesthetic requirements in order to realise their preferred motor-gearbox solution.

To find out more please contact a member of our sales team on +44 (0)1202 512 575 or visit our website at [www.parvalux.com](http://www.parvalux.com) for further information.

\*Gearbox life may be less than 5000 hours. Contact us for application advice. † Maximum theoretical efficiency.

## drawing for PM63-50 / PM63-75 / PM63-100 with GB9 gearbox

standard motor-gearbox configured and customised for your application



OUTPUT SHAFT  
TO SUIT  
CUSTOMER  
REQUIREMENT

OPTIONAL HOLDING BRAKE

EXIT A AS SHOWN  
EXIT B IS THE  
OPPOSITE HAND

All dimensions are in mm  
Many of our drawings are available in  
3D format. Please contact us with your  
requirements

Motor Type	Motor Weight	Gearbox Weight with Delrin	Gearbox Weight with bronze	DIM A	
				Totally Enclosed	Ventilated
PM63-50	3.0 kg	1.1 kg	1.5 kg	290	303
PM63-75	4.0 kg	1.1 kg	1.5 kg	315	328
PM63-100	4.0 kg	1.1 kg	1.5 kg	340	353



**MODEL:** J185H-AC with Bayonet Cap

**DIMENSIONS:** inches (mm)

**BATTERY:** Flooded/wet lead-acid battery

**COLOR:** Maroon (case/cover)

**MATERIAL:** Polypropylene



### PRODUCT SPECIFICATION


BCI GROUP SIZE	TYPE	CAPACITY <sup>A</sup> Amp-Hours (AH)								ENERGY (kWh)	VOLTAGE	TERMINAL Type <sup>**</sup>	DIMENSIONS <sup>B</sup> Inches (mm)			WEIGHT lbs. (kg)
		2-Hr Rate	5-Hr Rate	10-Hr Rate	20-Hr Rate	48-Hr Rate	72-Hr Rate	100-Hr Rate	100-Hr Rate				Length	Width	Height <sup>C</sup>	
<b>SIGNATURE LINE - DEEP-CYCLE FLOODED BATTERIES</b>																
921	J185H-AC*	146	185	207	225	240	245	249	2.99	12VOLT	6	15 (381)	7 (178)	14-5/8 (371)	128 (58)	

### CHARGING INSTRUCTIONS

CHARGER VOLTAGE SETTINGS (AT 77°F/25°C)	
	Voltage per cell
Absorption charge	2.35-2.45
Float charge	2.20
Equalize charge	2.58

Do not install or charge batteries in a sealed or non-ventilated compartment. Constant under or overcharging will damage the battery and shorten its life as with any battery.

### TERMINAL CONFIGURATIONS

6	DT	Automotive Post & Stud Terminal
		
<i>Terminal Height Inches (mm)</i> 29/32 (20)		
<i>Torque Values in-lb (Nm)</i> Bolt: 95 – 105 (11 – 12) AP: 50 – 70 (6 – 8) ST: 120 – 180 (14 – 20)		
<i>Bolt Size</i> 5/16 – 18		

\* Polyon™ Case



### OPERATIONAL DATA

Operating Temperature	Self Discharge	Specific Gravity
-4°F to 113°F (-20°C to +45°C). At temperatures below 32°F (0°C) maintain a state of charge greater than 60%.	Up to 4% per week	The specific gravity at 100% state-of-charge is 1.280

### CHARGING TEMPERATURE COMPENSATION

To the Voltage Reading -- Subtract 0.005 volt per cell (VPC) for every 1°C above 25°C or add 0.005 volt per cell for every 1°C below 25°C.

### EXPECTED LIFE VS. TEMPERATURE

Chemical reactions internal to the battery are driven by voltage and temperature. The higher the battery temperature, the faster chemical reactions will occur. While higher temperatures can provide improved discharge performance the increased rate of chemical reactions will result in a corresponding loss of battery life. As a rule of thumb, for every 10°C increase in temperature the reaction rate doubles. Thus, a month of operation at 35°C is equivalent in battery life to two months at 25°C. Heat is an enemy of all lead acid batteries, FLA, AGM and gel alike and even small increases in temperature will have a major influence on battery life.

A. The amount of amp-hours (AH) a battery can deliver when discharged at a constant rate at 77°F (25°C) and maintain a voltage above 1.75 V/cell. Capacities are based on peak performance.

B. Dimensions are based on nominal size. Dimensions may vary depending on type of handle or terminal.

C. Dimensions taken from bottom of the battery to the highest point on the battery. Heights may vary depending on type of terminal.

\*\* Additional terminals available.

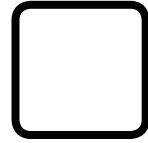
Trojan's battery testing procedures adhere to both BCI and IEC test standards.

## SOLDADOS CUADRADOS

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.

Suministro en barras a largo comercial.

Otras longitudes bajo pedido.



### PESO EN KG/M PARA ESPESORES DE:

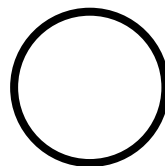
Medidas (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	12,5
10x10	0,32	0,47	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12x12	0,38	0,56	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14x14	0,44	0,63	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16x16	0,49	0,71	-	-	-	-	-	-	-	-	-
18x18	0,54	0,80	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-
20x20	0,62	0,90	1,16	-	-	-	-	-	-	-	-
22x22	0,68	1,00	1,30	-	-	-	-	-	-	-	-
25x25	0,78	1,14	1,50	-	-	-	-	-	-	-	-
28x28	0,87	1,29	1,69	-	-	-	-	-	-	-	-
30x30	0,95	1,39	1,82	-	-	-	-	-	-	-	-
32x32	1,03	1,52	2,00	-	-	-	-	-	-	-	-
35x35	1,10	1,63	2,15	2,94	-	-	-	-	-	-	-
38x38	1,21	-	-	3,24	-	-	-	-	-	-	-
40x40	1,26	1,88	2,48	3,43	4,37	-	-	-	-	-	-
45x45	-	2,13	2,80	3,92	-	-	-	-	-	-	-
50x50	-	2,37	3,13	4,42	5,67	6,82	7,86	-	-	-	-
55x55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60x60	-	2,87	3,79	5,40	6,98	8,46	9,83	-	-	-	-
70x70	-	3,37	4,43	6,38	8,29	10,09	11,75	-	-	-	-
75x75	-	-	4,76	-	-	-	-	-	-	-	-
80x80	-	3,85	5,10	7,35	9,59	11,75	13,73	17,06	-	-	-
90x90	-	-	5,75	8,33	10,92	13,31	15,70	19,66	-	-	-
100x100	-	-	6,31	9,32	12,17	14,98	17,68	22,26	26,73	-	-
110x110	-	-	-	10,30	13,52	16,64	19,66	24,86	29,85	-	-
120x120	-	-	-	11,23	14,77	18,20	21,53	27,46	33,28	37,44	38,48
125x125	-	-	-	11,75	15,50	19,03	22,57	28,81	34,84	39,42	40,56
130x130	-	-	-	12,27	16,12	19,86	23,50	30,06	36,40	41,19	42,54
140x140	-	-	-	13,31	17,47	21,53	25,48	32,66	39,73	45,24	46,80
150x150	-	-	-	14,25	18,72	23,19	27,46	35,26	43,16	49,40	50,96
160x160	-	-	-	15,18	20,07	24,75	29,43	37,96	46,28	53,04	54,81
175x175	-	-	-	16,64	22,05	27,25	32,34	41,81	51,48	59,28	61,05
180x180	-	-	-	17,16	22,67	28,08	33,38	43,16	52,73	60,84	62,92
200x200	-	-	-	-	25,27	31,30	37,23	48,36	59,28	68,64	71,03
220x220	-	-	-	-	-	-	41,18	53,56	65,73	76,44	79,25
250x250	-	-	-	-	-	-	47,01	61,46	75,61	88,19	91,52
260x260	-	-	-	-	-	-	-	64,06	78,83	92,14	95,58

## SOLDADOS REDONDOS

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.

Suministro en barras a largo comercial.

Otras longitudes bajo pedido.



### PESO EN KG/M PARA ESPEORES DE:

Ø (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	10	12	12,5
10	0,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	0,3	0,40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13	0,3	0,44	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	0,3	0,48	0,62	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15	0,4	0,52	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16	0,4	0,56	0,72	-	-	-	-	-	-	-	-	-
18	0,4	0,63	0,82	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	0,5	0,67	0,87	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	0,5	0,71	0,92	-	-	-	-	-	-	-	-	-
22	0,5	0,79	1,03	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	0,6	0,90	1,18	-	-	-	-	-	-	-	-	-
26	-	-	1,23	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	0,7	1,02	1,33	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	0,7	1,09	1,44	-	-	-	-	-	-	-	-	-
32	0,8	1,18	1,54	-	-	-	-	-	-	-	-	-
33,7	-	-	-	2,36	-	-	-	-	-	-	-	-
35	0,9	1,29	1,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-
38	1,0	1,40	1,85	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40	1,0	1,48	1,94	2,85	-	-	-	-	-	-	-	-
42	1,1	1,56	2,05	-	-	-	-	-	-	-	-	-
42,4	3,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
43	1,1	1,60	2,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
45	1,1	1,67	2,2	3,23	-	-	-	-	-	-	-	-
48	1,2	1,79	2,36	-	-	-	-	-	-	-	-	-
48,3	-	-	-	3,48	4,54	-	-	-	-	-	-	-
50	1,3	1,86	2,46	3,62	4,72	-	-	-	-	-	-	-
55	1,4	2,06	2,71	4	5,23	-	-	-	-	-	-	-
57	-	2,14	2,82	4,16	5,44	-	-	-	-	-	-	-
60	1,5	2,25	2,97	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60,3	-	-	-	4,41	5,77	-	-	-	-	-	-	-
63	-	2,37	3,13	4,62	6,05	-	-	-	-	-	-	-
65	1,7	2,44	3,23	-	-	-	-	-	-	-	-	-

**Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología**  
**Sección Industrial**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Trabajo de Fin de Grado**

**Título:**

Diseño de exoesqueleto: Tren inferior

**Planos**

**Autores**

Cintia Pérez Gutiérrez

Manuel Trujillo Acosta

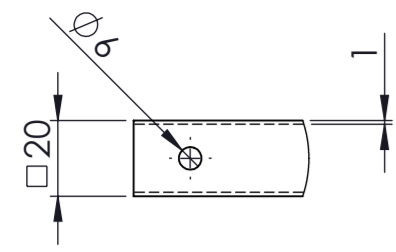
**Tutor académico:** Carmelo Militello Militello

**Fecha:** Julio 2015

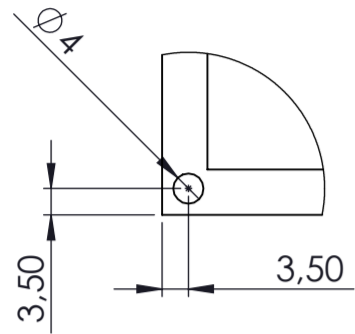
## Índice de planos

<b>Conjunto Tren Inferior de Exoesqueleto</b> .....	Nº Plano: 1
Base soldada .....	Nº Plano: 2
Base soldada con indicación de soldaduras .....	Nº Plano: 3
Subconjunto Eje .....	Nº Plano: 4
Eje mecanizado .....	Nº Plano: 5
Espárrago roscado (M12) para sujeción del actuador .....	Nº Plano: 6
Espárrago roscado (M6) para sujeción de batería .....	Nº Plano: 7
Tapa para batería.....	Nº Plano: 8
Reposapiés .....	Nº Plano: 9
Rueda HANGFA QLM-20 mecanizada .....	Nº Plano: 10
Espárrago roscado (M8) para sujeción de motor .....	Nº Plano: 11

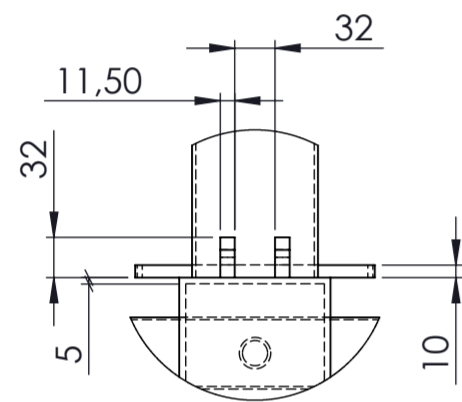




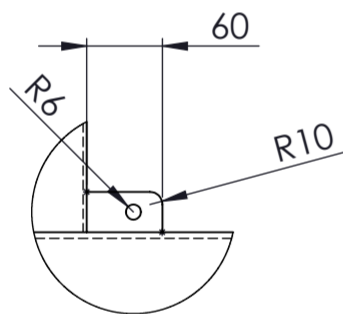
DETALLE A  
ESCALA 1 : 2



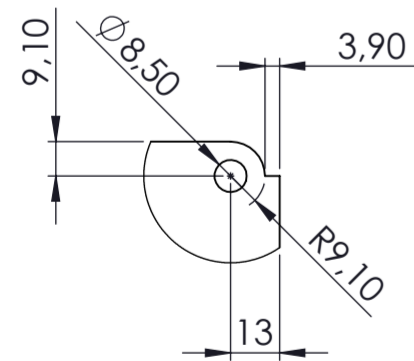
DETALLE B  
ESCALA 1 : 1



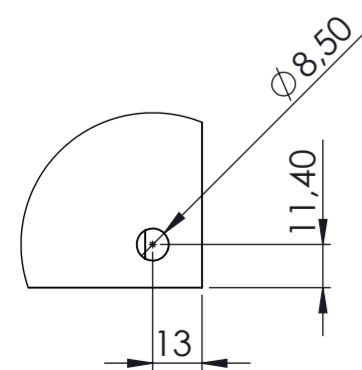
DETALLE C  
ESCALA 1 : 6



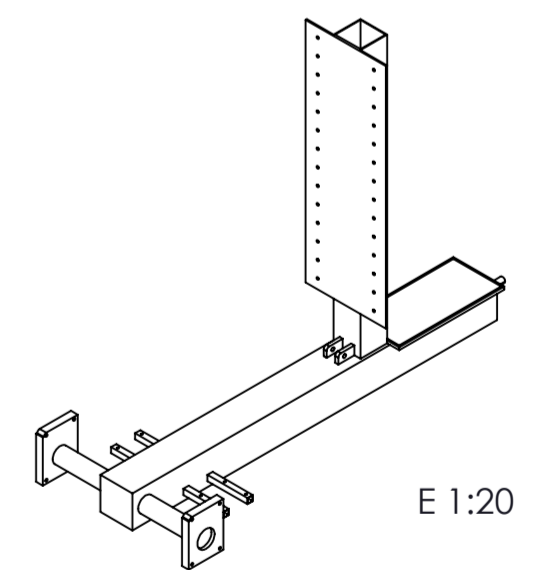
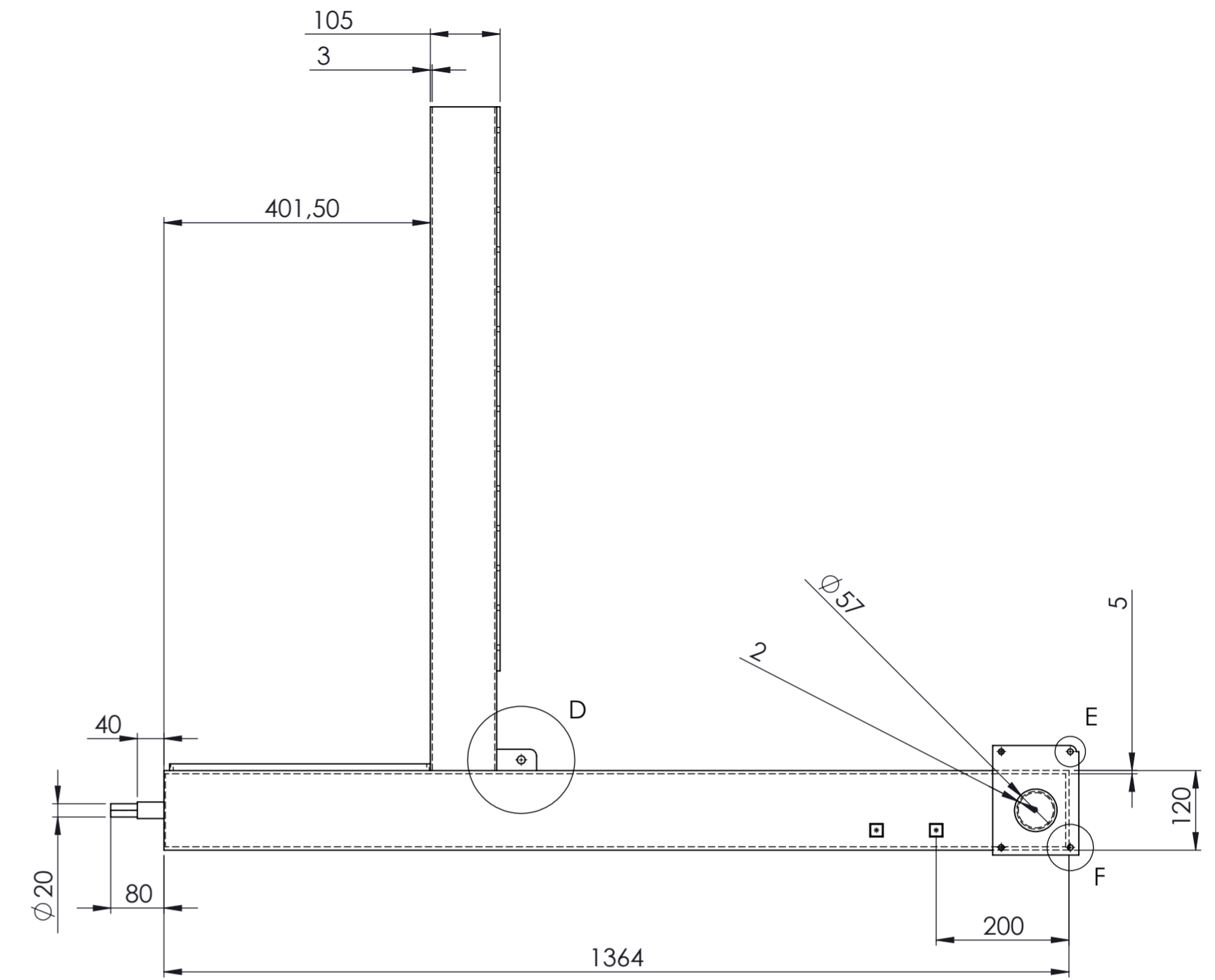
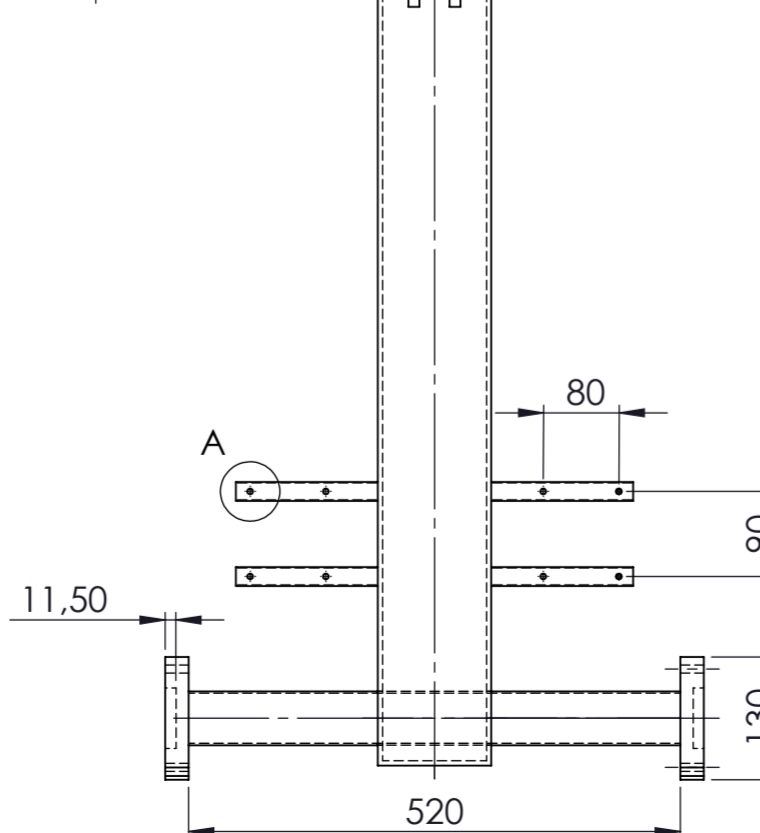
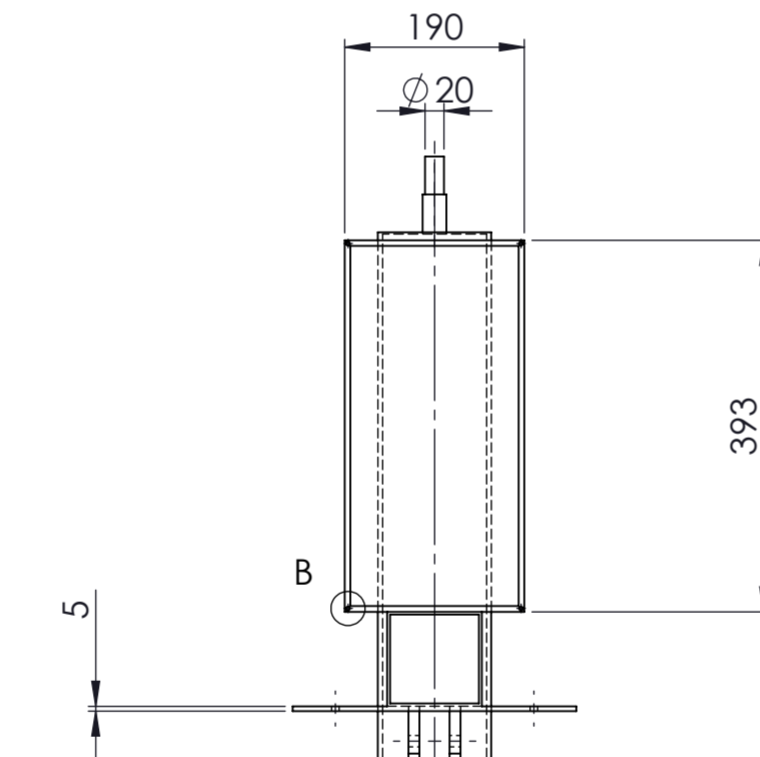
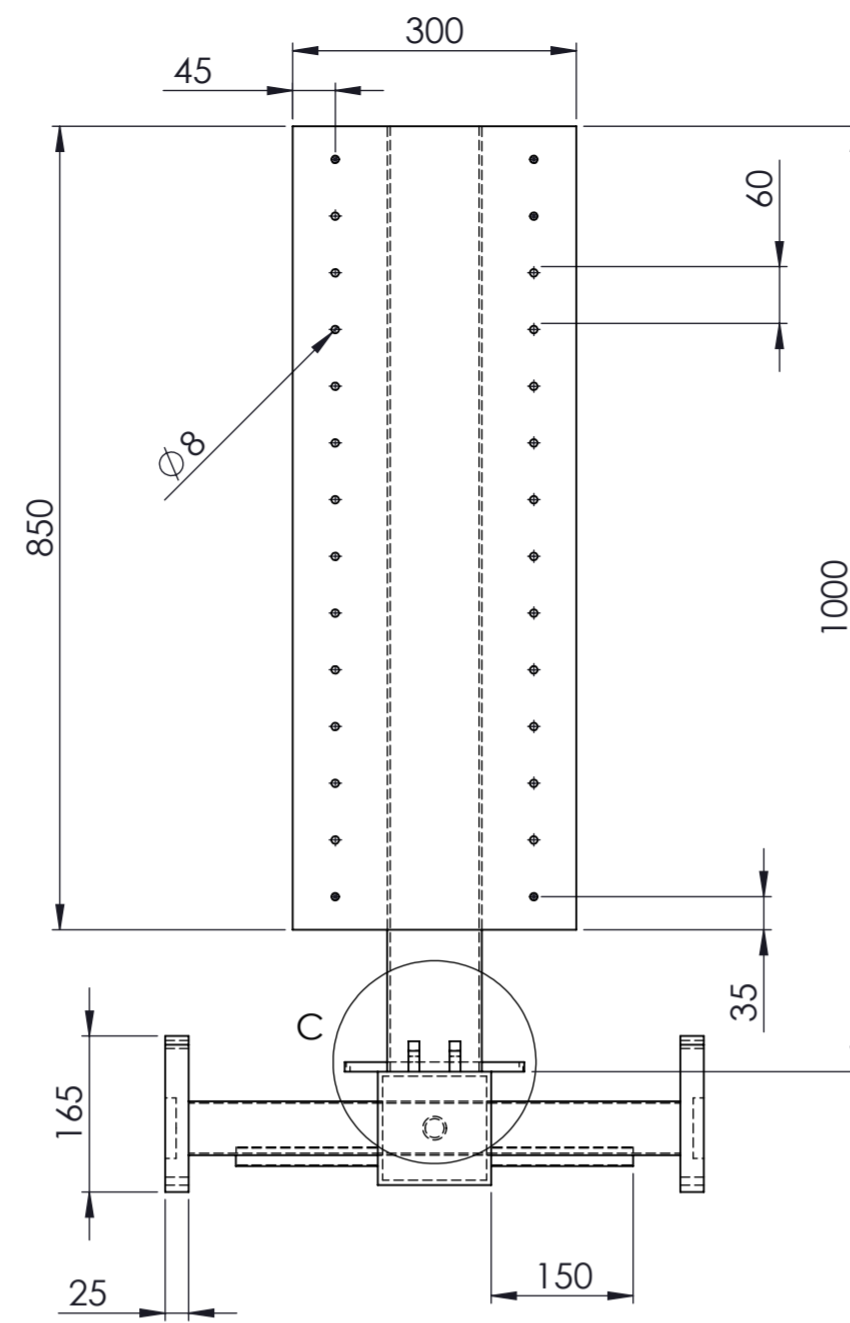
DETALLE D  
ESCALA 1 : 6




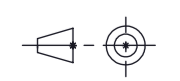
DETALLE E  
ESCALA 1 : 2

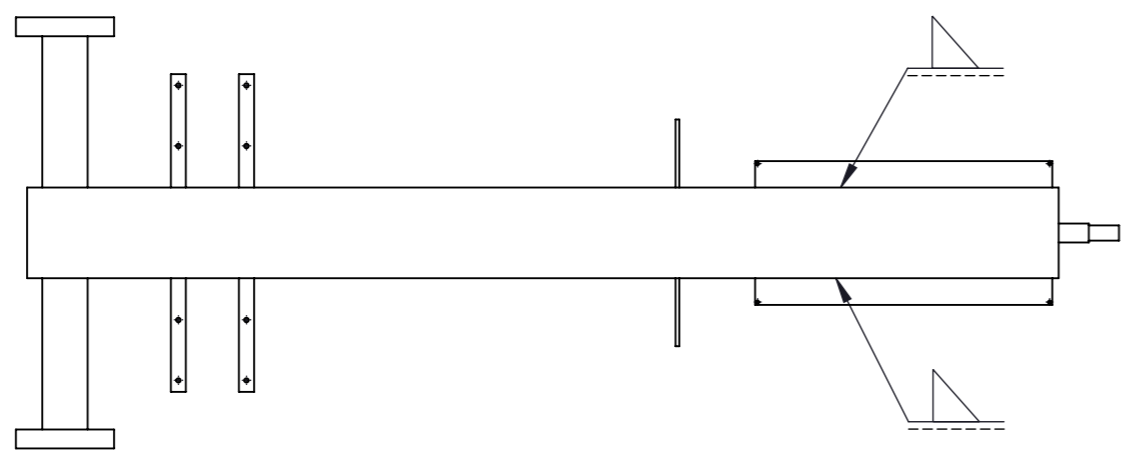
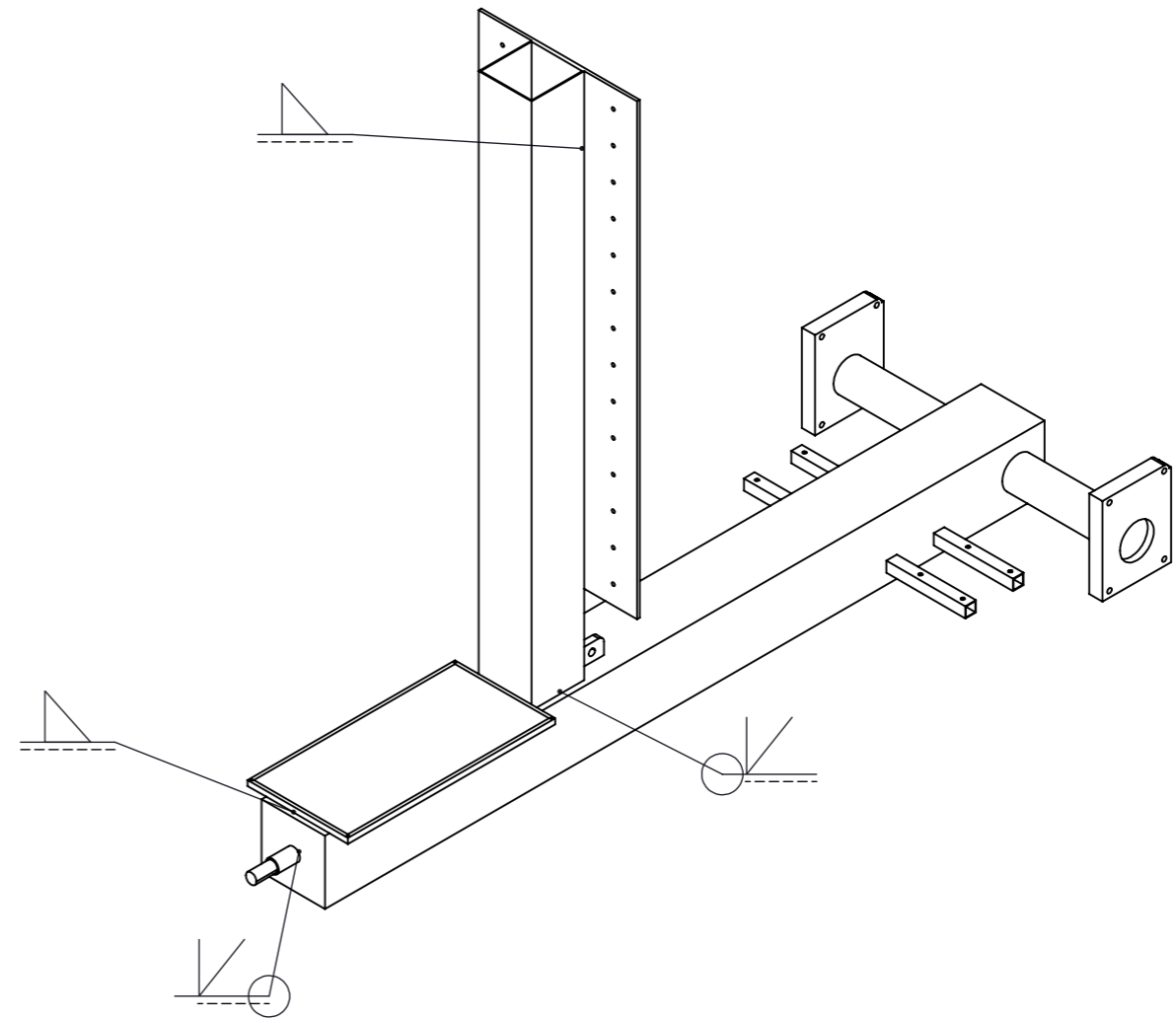
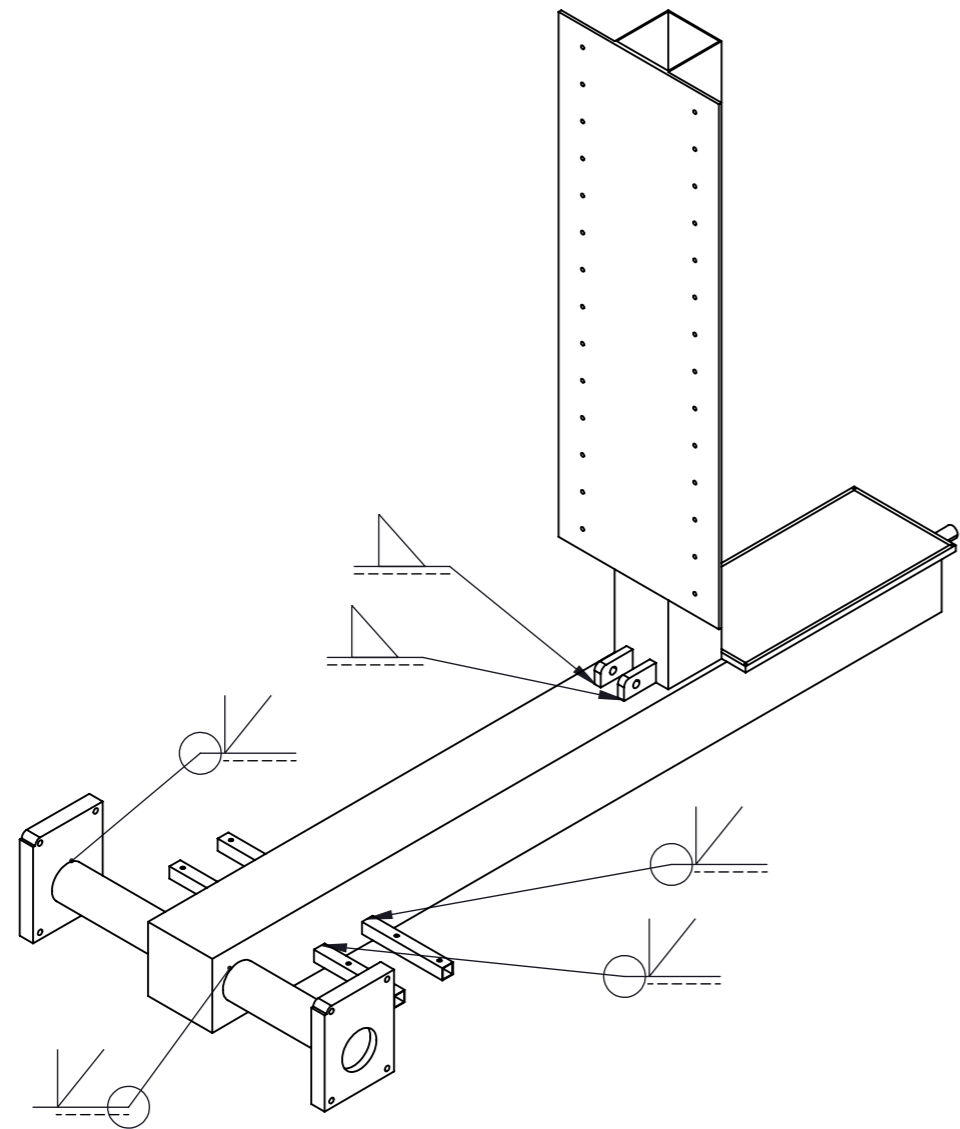



DETALLE F  
ESCALA 1 : 2



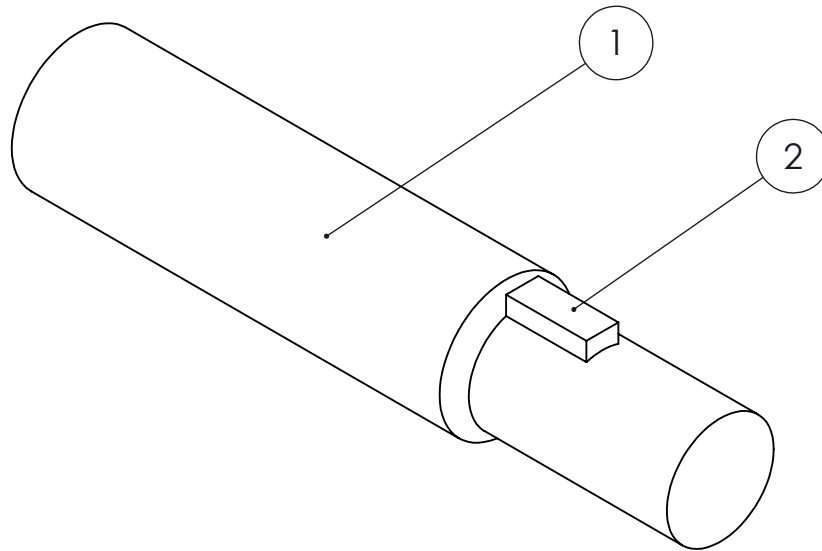
Tolerancias generales de 0.1 mm salvo especificación

MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
1	Base soldada	1	-	AISI 1020
<b>DISEÑO DE EXOSQUELETO: TREN INFERIOR</b>				
Nombre	Fecha	Autor	 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	CUADRANTE
Apellidos				
Id. s. normas				
ESCALA: 1:8	BASE SOLDADA		Nº Plano: 2	
			Nom.Arch:	



MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
1	Base soldada	1	-	AISI 1020
<b>DISEÑO DE EXOSQUELETO: TREN INFERIOR</b>				
Nombre	Fecha	Autor		 <b>Universidad de La Laguna</b> ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Apellidos	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C		
Id. s. normas		TRUJILLO ACOSTA, M		
		UNE-EN-DIN		
ESCALA:	<b>BASE SOLDADA CON INDICACIÓN DE SOLDADURAS</b>		Nº Plano:3	CUADRANTE
1:10			Nom.Arch:	

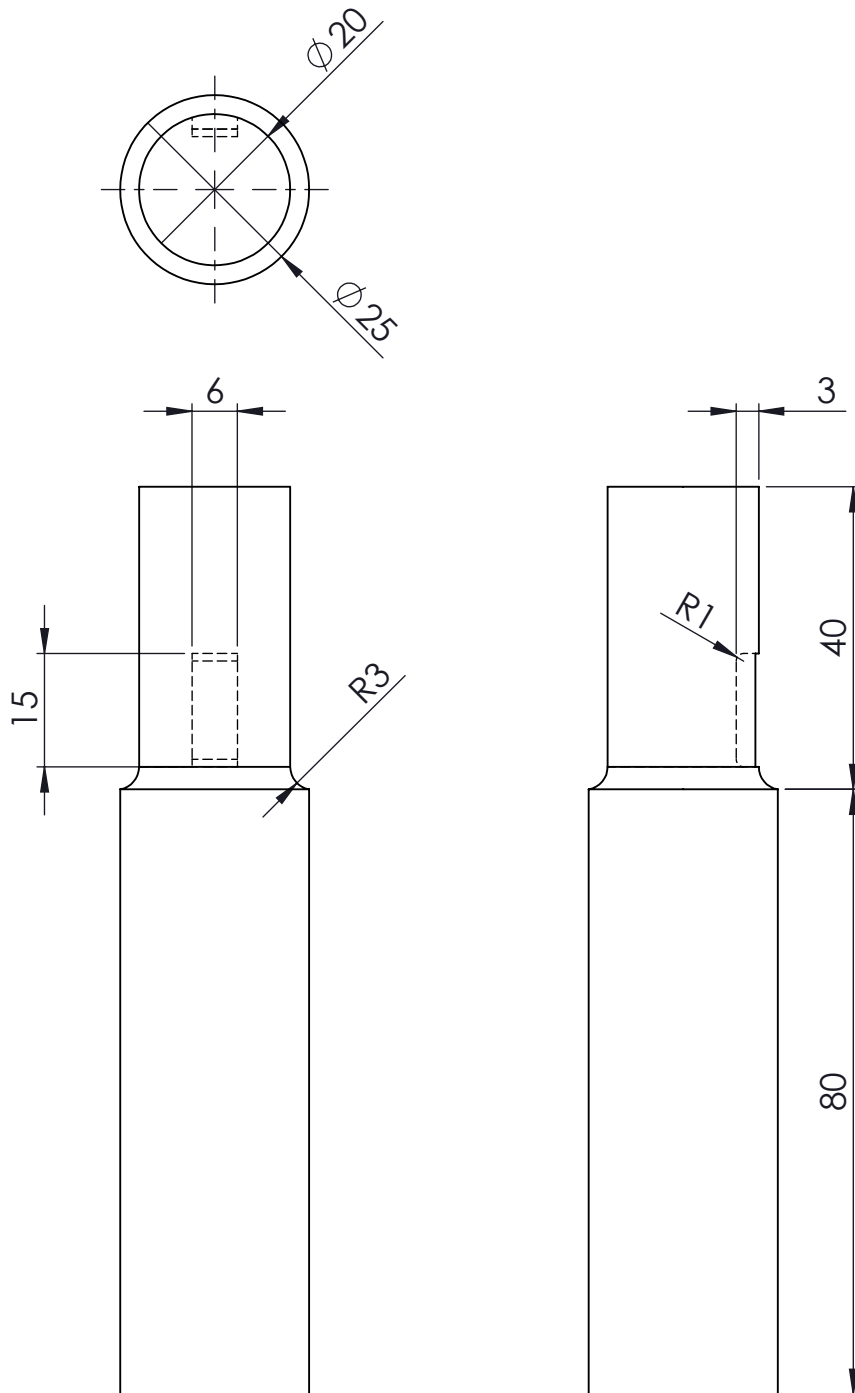





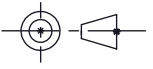
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
4.1	Eje mecanizado	1	-	AISI 1045
4.2	Chaveta 6x6x15	1	DIN 6880	AISI 1020

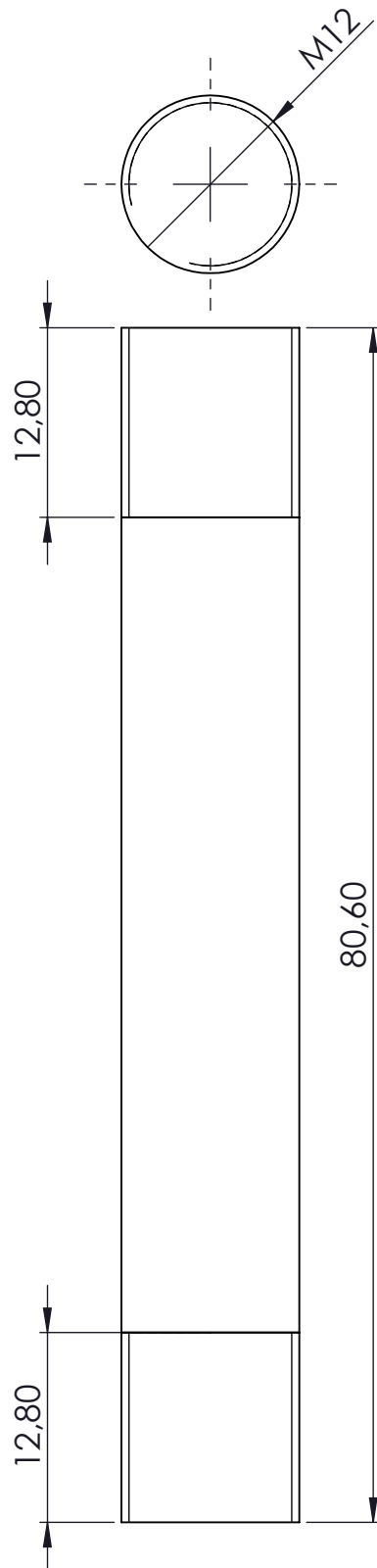
### DISEÑO DE EXOESQUELETO: TREN INFERIOR

	Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C			
Apellidos		TRUJILLO ACOSTA,M			
Id. s. normas		UNE-EN-DIN			
ESCALA:	SUBCONJUNTO EJE			Nº Plano: 4	CUADRANTE
1:1				Nom.Arch:	


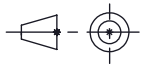


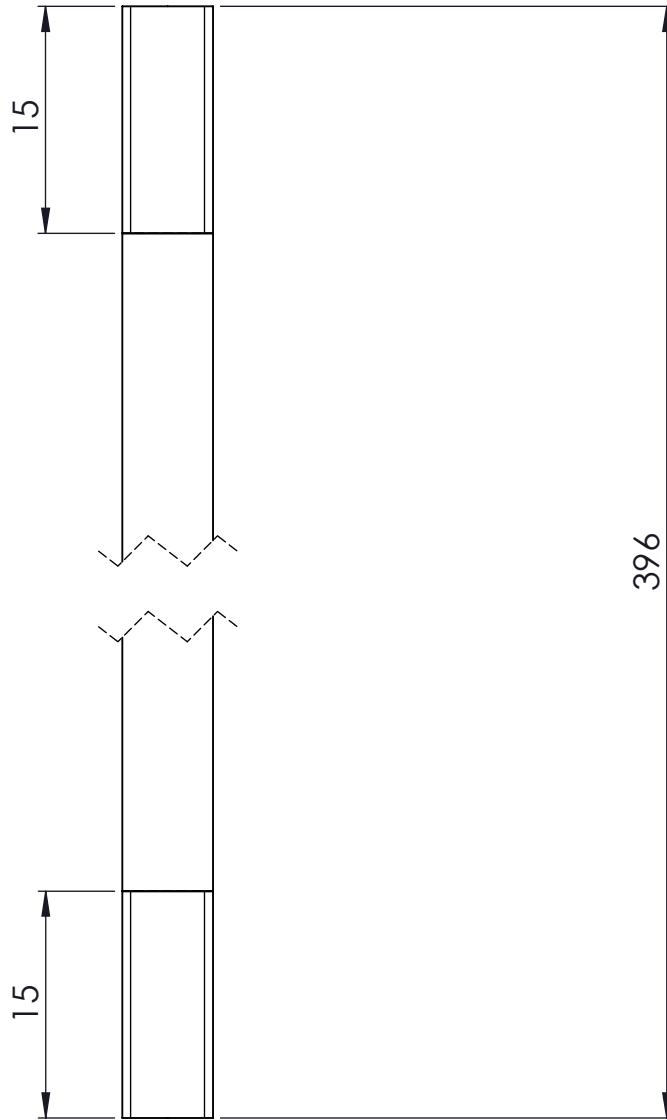
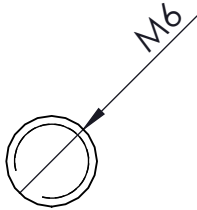
Tolerancias generales de 0.1 mm salvo especificación

MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL	
4.1	Eje mecanizado	1	-	AISI 1045	
<b>DISEÑO DE EXOESQUELETO: TREN INFERIOR</b>					
	Fecha	Autor		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C			
Apellidos		TRUJILLO ACOSTA, M			
Id. s. normas		UNE-EN-DIN			
ESCALA:	<b>EJE MECANIZADO</b>			Nº Plano: 5	CUADRANTE
1:1				Nom.Arch:	



Tolerancias generales de 0.1 mm salvo especificación

MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
7	Espárrago roscado para sujeción del actuador	1	-	AISI 1020
<b>DISEÑO DE EXOESQUELETO: TREN INFERIOR</b>				
	Fecha	Autor		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C		
Apellidos		TRUJILLO ACOSTA,M		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA: 2:1	<b>ESPÁRRAGO ROSCADO (M12) PARA SUJECIÓN DEL ACTUADOR</b>		Nº Plano: 6 Nom.Arch:	CUADRANTE 

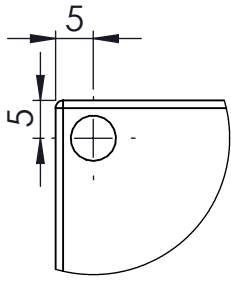


Tolerancias generales de 0.1mm salvo especificación

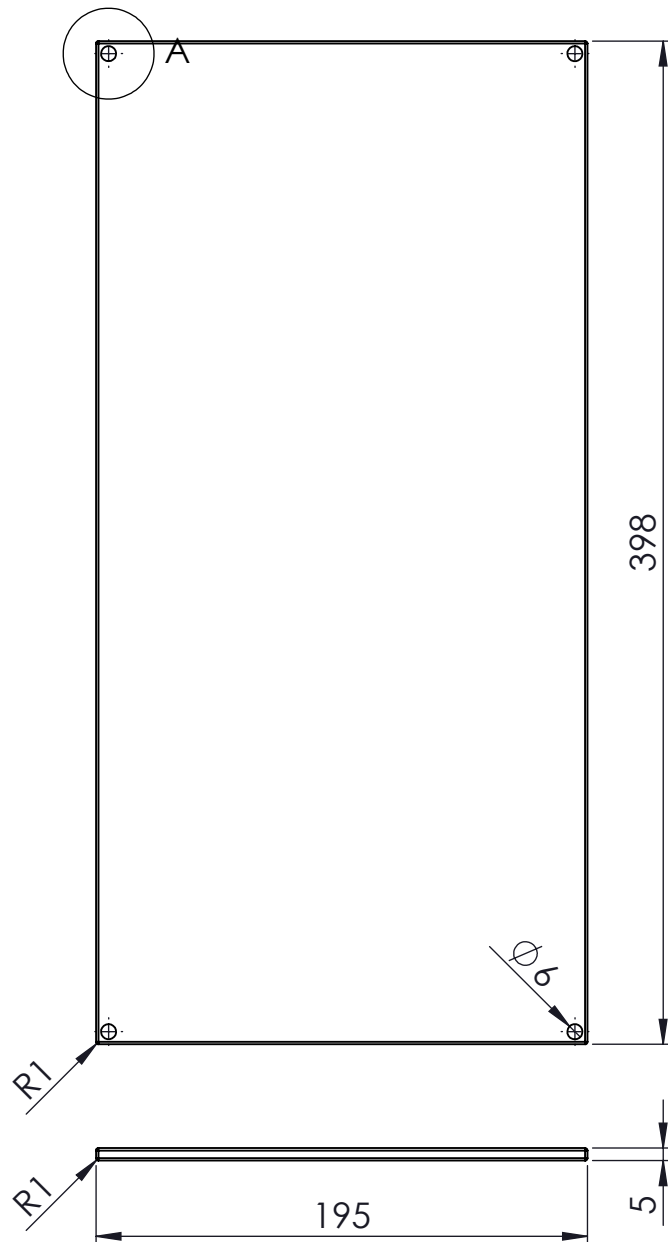
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
10	Espárrago roscado para sujeción de batería	4	-	AISI 1020

### DISEÑO DE EXOESQUELETO: TREN INFERIOR


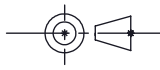
	Fecha	Autor		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C			
Apellidos		TRUJILLO ACOSTA,M			
Id. s. normas		UNE-EN-DIN			
ESCALA: 2:1	ESPÁRRAGO ROSCADO(M6) PARA SUJECIÓN DE BATERÍA			Nº Plano: 7	CUADRANTE
				Nom.Arch:	

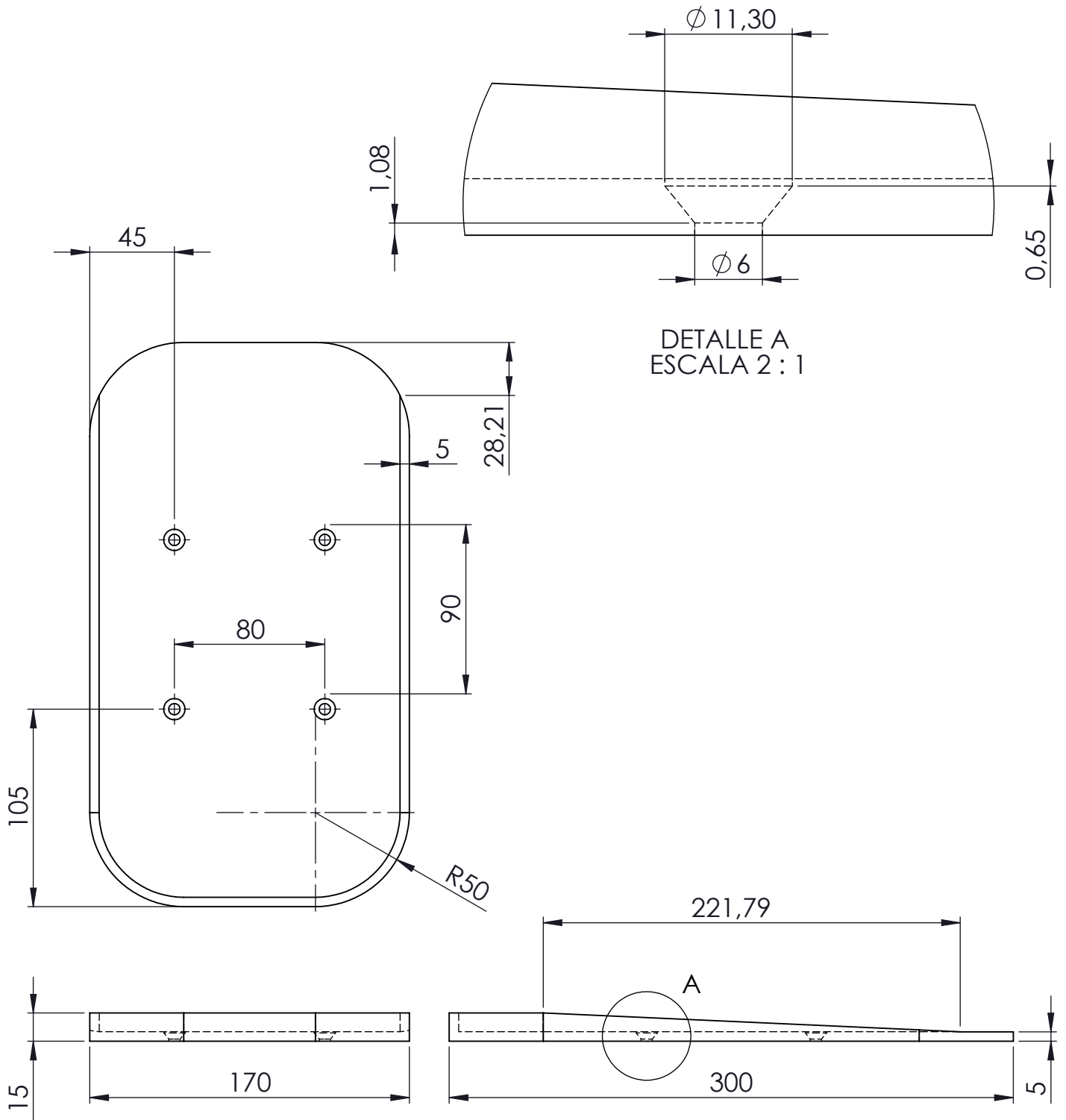


DETALLE A  
ESCALA 1 : 1


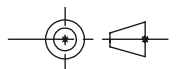


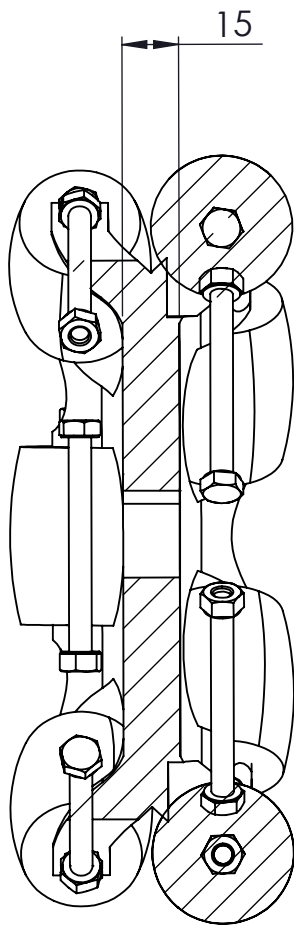
Tolerancias generales de 0.1mm salvo especificación

MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL	
11	Tapa batería	1	-	AISI 1020	
<b>DISEÑO DE EXOESQUELETO: TREN INFERIOR</b>					
	Fecha	Autor		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C			
Apellidos		TRUJILLO ACOSTA,M			
Id. s. normas		UNE-EN-DIN			
ESCALA:	<b>TAPA PARA BATERÍA</b>			Nº Plano: 8	CUADRANTE
1:3				Nom.Arch:	

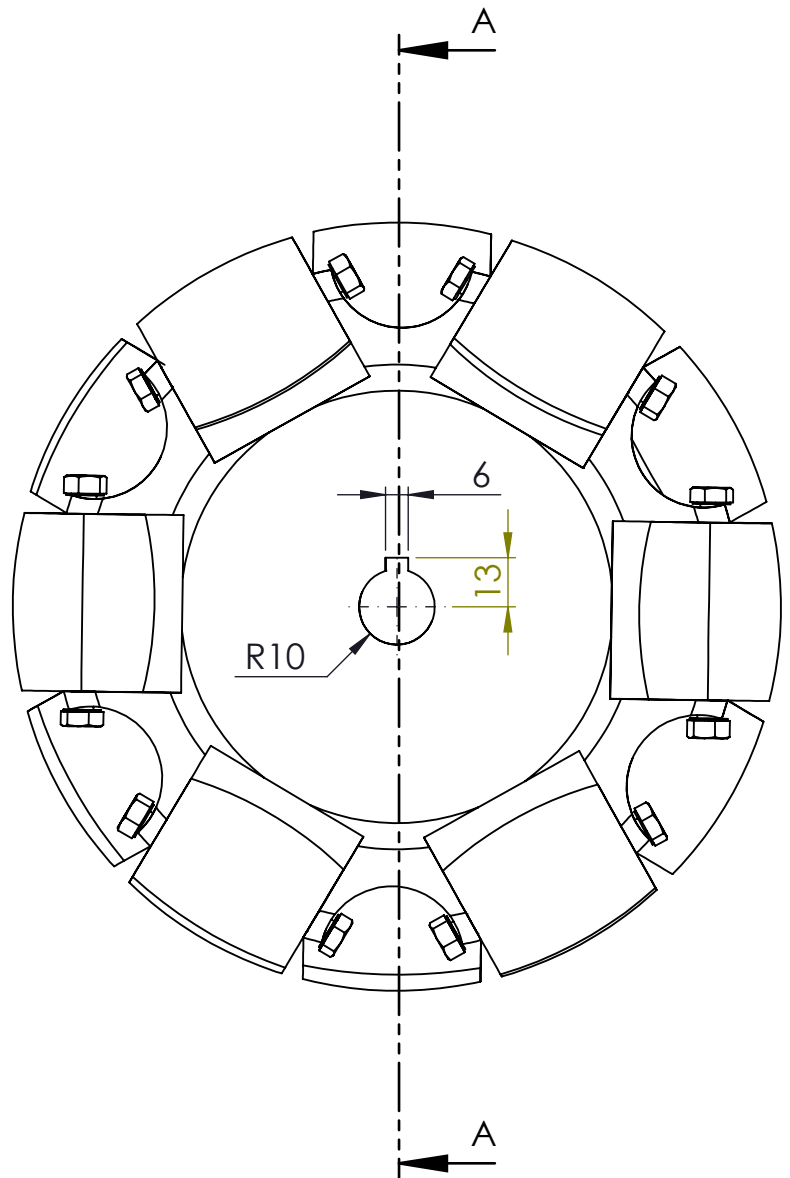


Tolerancias generales de 0.1mm salvo especificación


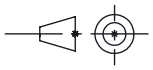
MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
14	Reposapiés	2	-	AISI 1020
<b>DISEÑO DE EXOESQUELETO: TREN INFERIOR</b>				
	Fecha	Autor		 <b>Universidad de La Laguna</b> ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C		
Apellidos		TRUJILLO ACOSTA, M		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:3	REPOSAPIÉS			Nº Plano: 9
			Nom.Arch:	CUADRANTE 

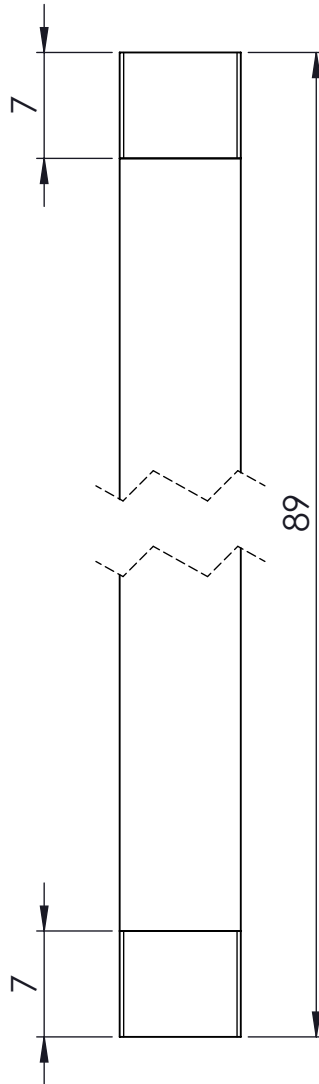
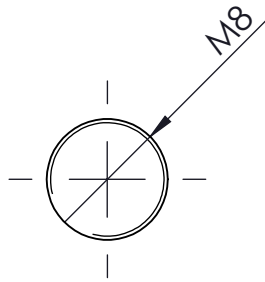


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2



Tolerancias generales de 0.1mm salvo especificación

MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
17	Rueda HANGFA QLM-20 mecanizada	2	-	
<b>DISEÑO DE EXOESQUELETO: TREN INFERIOR</b>				
	Fecha	Autor		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C		
Apellidos		TRUJILLO ACOSTA,M		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:2	RUEDA HANGFA QLM-20 MECANIZADA		Nº Plano: 10 Nom.Arch:	CUADRANTE 



Tolerancias generales de 0.1 mm salvo especificación

MARCA	DENOMINACIÓN	Nº PIEZAS	NORMA	MATERIAL
17	Espárrago roscado para sujeción de motor	8	-	AISI 1020
<b>DISEÑO DE EXOESQUELETO: TREN INFERIOR</b>				
	Fecha	Autor		 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
Nombre	JUL.15	PÉREZ GUTIERREZ, C		
Apellidos		TRUJILLO ACOSTA, M		
Id. s. normas		UNE-EN-DIN		
ESCALA:	<b>ESPÁRRAGO ROSCADO (M8) PARA SUJECIÓN DE MOTOR</b>		Nº Plano: 11	CUADRANTE
2:1			Nom.Arch:	



**Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología**  
**Sección Industrial**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Trabajo de Fin de Grado**

**Título:**

Diseño de exoesqueleto: Tren inferior

**Presupuesto**

**Autores**

Cintia Pérez Gutiérrez

Manuel Trujillo Acosta

**Tutor académico:** Carmelo Militello Militello

**Fecha:** Julio 2015

## Presupuesto

Para la realización del siguiente presupuesto se van a crear una serie de tablas con la hoja de cálculo Excel de Office.

En primer lugar se desglosan los diferentes materiales necesarios para la construcción del Tren inferior del exoesqueleto, con sus respectivos precios aproximados.

Los materiales se han dividido en:

1. Elementos que se han comprado por catálogo a diferentes proveedores.
2. Tubos de diferente geometría, que serán la estructura básica del exoesqueleto
3. Barras macizas de acero que se usaran principalmente para crear los espárragos roscados necesarios en las sujeciones
4. Placas de acero
5. Tornillería

A continuación aparecen estas cinco tablas, donde se especifican diferentes parámetros que sirven para realizar el cálculo del coste de material

<b>ELEMENTOS COMPRADOS A FABRICANTE</b>					
<b>FABRICANTE</b>	<b>CÓGIDO</b>	<b>DESCRIPCION DEL PRODUCTO</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO (€)</b>	<b>PRECIO TOTAL (€)</b>
<b>MECVEL</b>	ALI 4 24 Vdc	Actuador eléctrico lineal	1	750	750,00 €
<b>IGUS</b>	DryLin T TW-01-15	Guía	2	42,03	209,14 €
		Patín	4	31,27	
<b>HANGFA</b>	QLM-20	Rueda Omniwheel	3	183,17	549,51 €
<b>PARVALUX</b>	PM 63-50 GB9	Motor eléctrico	2	150	300,00 €
<b>TROJAN</b>	J185 H-AC	Batería	1	346,52	346,52 €
				<b>TOTAL</b>	<b>1.196,03 €</b>

**Tabla 1. Elementos comprados a fabricante.**

<b>TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS</b>					
<b>CÓGIDO</b>	<b>DESCRIPCION DEL PRODUCTO</b>	<b>LONGITUD (m)</b>	<b>PESO (Kg/m)</b>	<b>PRECIO (€/Kg)</b>	<b>PRECIO TOTAL (€)</b>
120x120x5	Tubo cuadrado soldado de acero al carbono. Laminados en caliente (Perfil base)	2	18,2	0,55	20,02 €
100x100x3	Tubo cuadrado soldado de acero al carbono. Laminados en caliente (Perfil vertical)	1	9,32	0,55	5,13 €
20x20x1	Tubo cuadrado soldado de acero al carbono. Laminados en caliente (Perfil de soporte reposapiés)	0,3	0,62	0,55	0,10 €
57x2	Tubo redondo soldado de acero al carbono. Laminado en caliente (Perfil de unión a la rueda)	0,4	2,82	0,55	0,62 €
				<b>TOTAL</b>	<b>25,87 €</b>

Tabla 2. Tubos cuadrados y redondos.

<b>BARRAS MACIZAS DE ACERO</b>				
<b>CÓGIDO</b>	<b>DESCRIPCION DEL PRODUCTO</b>	<b>LONGITUD (m)</b>	<b>PRECIO (€/m)</b>	<b>PRECIO TOTAL (€)</b>
D20	Barra maciza redonda (Eje rueda trasera)	0,12	1,53	0,18 €
D12	Barra maciza redonda (Espárrago sujeción actuador)	0,0806	0,87	0,07 €
D8	Barra maciza redonda (Espárrago sujeción motor)	0,328	0,39	0,13 €
D6	Barra maciza redonda (Espárrago sujeción batería)	1,584	0,27	0,43 €
			<b>TOTAL</b>	<b>0,81 €</b>

Tabla 3. Barras macizas de acero

<b>PLACAS DE ACERO</b>					
<b>CÓGIDO</b>	<b>DESCRIPCION DEL PRODUCTO</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>PESO (Kg)</b>	<b>PRECIO (€/Kg)</b>	<b>PRECIO TOTAL (€)</b>
850x300x5	Placa de acero (Vertical)	1	10	0,56	5,60 €
398x195x5	Placa de acero (Batería)	2	3,05	0,56	3,42 €
170x300x15	Placa de acero (Reposapiés)	2	6	0,56	6,72 €
165x130x25	Placa de acero (Sujeción del motor)	2	4,21	0,56	4,72 €
60X32X11,50	Placa de acero (Oreja actuador)	2	0,17	0,56	0,19 €
<b>TOTAL</b>					<b>20,64 €</b>

Tabla 4. Placas de acero

<b>TORNILLERIA</b>			
<b>DESCRIPCION DEL PRODUCTO</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>PRECIO (Unid)</b>	<b>PRECIO TOTAL (€)</b>
Tuerca hexagonal tipo M20 ISO 4032	3	2,15	6,45 €
Tuerca hexagonal tipo M12 ISO 4032	2	0,44	0,88 €
Tuerca hexagonal tipo M8 ISO 4032	44	0,14	6,16 €
Tuerca hexagonal tipo M6 ISO 4032	16	0,105	1,68 €
Tornillo de cabeza chata ranurada M8x30 ISO 1207	28	0,17	4,76 €
Tornillo con cabeza ranurada avellanada plana M6x30 ISO 7646-1	8	0,09	0,72 €
Rodamiento de bolas de contacto angular	1	4,3	4,30 €
<b>TOTAL</b>			<b>24,95 €</b>

Tabla 5. Tornillería.

En segundo lugar, se deben calcular las horas destinadas a los procesos de mecanizado, soldadura y montaje de las diferentes piezas que conforman el diseño. Con el precio por hora de cada una de estas tareas se puede aproximar el presupuesto que se deberá destinar a estos fines.

		<b>HORAS</b>	<b>PRECIO (€/h)</b>	<b>PRECIO TOTAL (€)</b>
<b>MECANIZADO</b>	<b>Corte</b>	5	35	175,00 €
	<b>Taladrado</b>	6	35	210,00 €
	<b>Fresado</b>	3	35	105,00 €
	<b>Torneado</b>	3	35	105,00 €
<b>SOLDADURA</b>		8	35	280,00 €
<b>MONTAJE</b>		2	35	70,00 €
			<b>TOTAL</b>	<b>945,00 €</b>

Tabla 6. Precio de horas de mecanizado, soldadura y montaje

Por último, realizando la suma tanto de los materiales necesarios, como de mecanizado, soldadura y montaje, se obtiene un presupuesto total.

La fabricación del tren inferior del exoesqueleto supondría una inversión de alrededor de unos 2200€.

	<b>PRECIO TOTAL (€)</b>
<b>ELEMENTOS COMPRADOS A FABRICANTE</b>	1.196,03 €
<b>TUBOS CUADRADOS Y REDONDOS</b>	25,87 €
<b>BARRAS MACIZAS DE ACERO</b>	0,81 €
<b>PLACAS DE ACERO</b>	20,64 €
<b>TORNILLERIA</b>	24,95 €
<b>MECANIZADO, SOLDADURA Y MONTAJE</b>	945,00 €
<b>TOTAL</b>	<b>2.213,30 €</b>

Tabla 7. Presupuesto total de fabricación.