

## ANEXO 1

### TIPOS DE ELEVADORES EXISTENTES

#### 1.1 Elevador de 1 columna.

Este tipo de elevador está destinado a vehículos turismos y furgonetas de carga medias. Se instala en zonas en las que el espacio no es muy propicio para instalar un elevador de dos columnas como mínimo. Está compuesto por una columna únicamente de gran robustez que sustenta el motor eléctrico que acciona el sistema hidráulico que mediante un pistón provoca la elevación o descenso del multibrazo que sustenta el vehículo.



*Fig.A.1.1. Elevador de una columna.*

El multibrazo de elevación, dispone de 4 brazos extensibles para ajustar el punto de descanso del vehículo con total garantía. La altura puede llegar hasta los 2 metros, en función de su fabricación. Se trata del elevador más sencillo y económico con el que se puede trabajar bajo el vehículo.

Su accionamiento puede ser eléctrico o hidráulico como el de la figura.

La estructura va anclada al suelo mediante tornillería sustentando la estructura metálica de perfil que hay en la parte inferior.

## 1.2 Elevador de 2 columnas.

Se trata del tipo de elevador más común y más usado por su versatilidad y sencillez de manejo. Se trata de un elevador similar al anterior pero con dos columnas y cada una de ellas posee un sistema de elevación con dos brazos extensibles para ajustar a la posición deseada de descanso del vehículo que corresponda.



*Fig.A.1.2. Elevador de dos columnas.*

El accionamiento suele ser eléctrico ya sea mediante un motor, generalmente de corriente trifásica accionando un sistema de polea y tornillo sinfín al que se encuentra acoplado el sistema de los dos brazos en una de las columnas y transmitiendo el movimiento al tornillo sinfín de la otra columna. Este movimiento se trasmite de una columna a otra mediante un entramado de cadena que discurre bajo la chapa protectora horizontal a nivel del suelo. Este tipo de elevadores es en el que nos vamos a centrar para realizar el análisis, cálculo y diseño en este Trabajo Fin de Grado.

Otro tipo de elevación de los brazos de las dos columnas es mediante un sistema e instalación hidráulica accionado por un motor eléctrico y que provoca el movimiento de dos pistones, uno en cada columna que elevan o descenden los soportes de los brazos de las dos columnas.

El elevador va anclado al suelo mediante tornillería y a la estructura de perfil metálico hueco que hay en la parte inferior.

### 1.3 Elevador de 4 columnas.

Este tipo de elevador es el más cómodo a la hora de elevar el vehículo ya que no dispone de brazos que hay que colocar estratégicamente en las posiciones indicadas por el fabricante. Únicamente es necesario subir el vehículo a las plataformas del elevador circulando con el mismo y con ayuda de las rampas existentes.

En caso de que el vehículo a reparar no se pueda subir en funcionamiento, es posible subirlo con ayuda de algún cabestrante o empujando entre varias personas, no queda inutilizado.



*Fig.A.1.3. Elevador de 4 columnas.*

Se trata de un elevador con 4 columnas de gran robustez y cuyo sistema de accionamiento en cada una de ellas se realiza con ayuda de una instalación y sistema hidráulico accionado por un motor eléctrico.

Las desventajas que posee son sus elevadas dimensiones así como que el vehículo tiene que subir funcionando ya que las plataformas se encuentran elevadas aproximadamente 20 centímetros, en caso de avería, se necesitaran medios auxiliares como cabestrantes o gatos para posicionarlo en las plataformas.

Las plataformas pueden tener incorporadas transversalmente un elevador de tijera de pequeñas dimensiones que se apoya en los bajos del vehículo, así como equipamiento para realizar otras tareas como la alineación de la dirección de los vehículos.

Se trata de un elevador muy completo de gran utilidad y sencillez de funcionamiento, si el lugar de trabajo dispone de espacio suficiente.

## 1.4 Elevadores de doble tijera.

Se trata de un elevador el cual está compuesto por una doble plataforma que se elevan con ayuda de unos cilindros hidráulicos y estructura de tijera. El vehículo se apoya en los bajos de manera longitudinal por lo que las ruedas quedan colgando en la parte delantera y trasera y el vehículo es accesible para trabajar en la zona del motor.



*Fig.A.1.4. Elevador de tijeras.*

Normalmente y para su instalación requiere la construcción de un foso ya que cuando se encuentra en la posición más baja, tanto las tijeras como las plataformas se encuentran a la altura del suelo. Van anclados con tornillería al suelo y disponen de un armario de maniobras en el que se encuentra el motor eléctrico que acciona el sistema hidráulico.

## 1.5 Elevador para servicio de ruedas.

Se trata de un elevador de tijeras similar al anterior aunque este tipo de elevadores está diseñado para elevar el vehículo con un máximo de 1 metro desde el suelo apoyado en los bajos del vehículo. De esta manera se consigue dejar las ruedas colgando y poder trabajar sobre ellas o el sistema de frenos. Está diseñado para talleres específicos de cambio de neumáticos.



*Fig.A.1.5. Elevador para servicio de ruedas.*

De igual manera que el elevador de tijeras, este también se encuentra a nivel de suelo, por lo resulta muy cómodo el acceso de un vehículo ya que no tienen que salvar una pequeña altura. Su anclaje al suelo se realiza con tornillería.

## 1.6 Elevador mesa de moto.

Se trata de un elevador para motocicletas en las que únicamente hay una plataforma donde se sube la motocicleta. El elevador se sube con ayuda de un cilindro hidráulico accionado mediante un motor o de manera manual.



*Fig.A.1.6. Elevador de motocicleta.*

Estos elevadores son los más sencillos que hay en el mercado, no requieren su anclaje al suelo debido a las cargas y no requieren de mucha estabilidad ya que tiene dimensiones de una mesa o banco de trabajo con cuatro puntos de apoyo.

## ANEXO 2

### NORMATIVAS

Actualmente la fabricación, comercialización, instalación y mantenimiento de los elevadores de vehículos se rigen por una serie de Directivas Europeas así como Normas UNE, siendo de obligado cumplimiento las descritas a continuación:

#### **UNE EN 1493 Elevadores de vehículos. (Norma principal).**

Esta norma europea se aplica a los elevadores de vehículos fijos, móviles y desplazables que no están previstos para la elevación de personas, pero que están diseñados para elevar todo el vehículo con el fin de permitir los trabajos de verificación, de mantenimiento y de reparación sobre o bajo el vehículo cuando está en posición elevada. El elevador de vehículos puede consistir en una o varias unidades de elevación.

No se considera el suministro de energía al elevador de vehículos mediante motores de combustión interna.

Esta norma es la que hemos consultado para realizar los cálculos y guiarnos en los resultados obtenidos. En la misma, se detallan:

- **Límites de velocidades de subida y bajada**, Apartado 5.6 Velocidades 5.6.1 Velocidad de subida y descenso; La velocidad de los movimientos de subida y de descenso no debe ser superior a 0,015 m/s para los elevadores de vehículos sobre raíles (trenes, tranvías, etc.) y de 0,15 m/s para el resto de elevadores.
- **Elementos de elevación**, Apartado 5.7.5 Elementos de elevación; 5.7.5.1 Dispositivos de retención y dispositivos.
- **Transmisiones de fuerza y movimiento**, Apartado 5.7.5.3 Transmisiones por cadena  
La carga de rotura mínima de las cadenas no debe ser inferior a cuatro veces la carga estática máxima admisible, considerando la carga nominal en la posición más desfavorable. La prueba de carga de rotura mínima debe figurar en un certificado suministrado por el fabricante.  
No se deben utilizar ruedas de cadenas ni piñones de diente corregido.  
La resistencia a la tracción de cada extremo no debe ser inferior al 80% de la resistencia de la cadena.
- **Transmisiones por tornillo**, Apartado 5.7.5.5 Transmisiones por tornillo  
El mecanismo de tornillos portantes y tuercas debe diseñarse para impedir que en uso normal el dispositivo de soporte de carga se separe del mecanismo.  
Cada tornillo de arrastre debe equiparse de una tuerca portante y una tuerca de seguridad no cargada o de otro dispositivo de seguridad de acción permanente. La tuerca de seguridad debe retomar la carga únicamente en caso de fallo de la tuerca portante.
- **Tacos de apoyo del vehículo**, Apartado 5.9.3 Tacos de apoyo del vehículo  
Si se utilizan tacos de apoyo del vehículo sobre el dispositivo soporte de carga del elevador de vehículos, deben respetarse los siguientes requisitos:

a) los tacos de apoyo del vehículo deben diseñarse para impedir cualquier deslizamiento, por ejemplo con una superficie de enclavamiento o fricción entre el taco de apoyo del vehículo y el dispositivo soporte de carga del elevador de vehículos. Este dispositivo de enclavamiento debe poder soportar la acción de una fuerza horizontal  $H = 1\ 000\ N$ , en la posición y condición más desfavorables (por ejemplo, aceite entre el taco y el soporte), y con el elevador cargado con  $1/3$  de la carga nominal, sin que como consecuencia resulte un movimiento del taco de apoyo;

b) los tacos de apoyo del vehículo deben tener forma cónica o cúbica a fin de prestar una utilización segura y evidente. La relación máxima entre la altura del taco de apoyo y el diámetro del círculo de mayor anchura que puede inscribirse en la base del taco de apoyo no debe ser superior al 1:1.

- **Restricciones de la carrera del elevador**, Apartado 5.11 Restricción de la carrera del dispositivo soporte de carga.

Antes que el dispositivo soporte de carga alcance sus posiciones extremas, debe pararse su movimiento.

En los elevadores de vehículos de transmisión mecánica, los dispositivos deben tener un sensor para desconectar el circuito de mando correspondiente en los límites normales del movimiento de subida y bajada.

- **Cálculos estructurales**, Anexo A (de la norma).

Los valores nominales de las características de los materiales concernientes a los aceros de construcción de uso general, véase la Tabla A.2.1.

	Espesor nominal del elemento			
	$t \leq 40\ mm$		$40\ mm < t \leq 80\ mm$	
	$f_y$	$f_u$	$f_y$	$f_u$
S 235	235	360	215	360
S 275	275	430	255	410
S 355	355	510	335	470

Tabla A.2.1. Características de los materiales (en  $N/mm^2$ ).

### Aceros de construcción de uso general

Esfuerzos admisibles:

Donde  $s$  es el coeficiente de seguridad dependiendo de la combinación de cargas A, B o C, como se indica en la Tabla A.2.2.

Combinación de cargas	A $s = 1,5$			B $s = 1,33$			C $s = 1,25$		
	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355
Material base y junta a tope									
$\sigma_a = \sigma_0$	157	183	237	176	206	266	188	220	284
$\tau_a = \sigma_0 / \sqrt{3}$	90	106	137	102	119	154	109	127	164
Soldadura en ángulo									
$\sigma_a = \sigma_0$	157	183	237	176	206	266	188	220	284
$\tau_a = \sigma_0 / \sqrt{2}$	111	130	167	125	146	188	133	156	201

Tabla A.2.2. – Esfuerzos admisibles (en  $N/mm^2$ )

## Pernos

### a) Pernos

Los esfuerzos admisibles se pueden comprobar en la tabla A.2.3.

Combinación de cargas	s	Clase f <sub>y</sub> X	4.6	5.6	6.6	6.8	8.8	10.9
			240	300	360	480	640	900
A	1,5	$\sigma_a$	160	200	240	280	373	467
		$\tau_a$	113	141	170	198	264	330
B	1,33	$\sigma_a$	180	225	270	315	420	525
		$\tau_a$	127	159	191	223	297	371
C	1,25	$\sigma_a$	192	240	288	336	448	560
		$\tau_a$	136	170	204	238	317	396

Tabla A.2.3 – Esfuerzos admisibles para los pernos (en N/mm<sup>2</sup>).

## UNE EN 60204-1 - Seguridad de la maquinaria.

Esta Norma IEC 60204 proporciona los requisitos y recomendaciones relativas al equipo eléctrico de las máquinas a fin de garantizar:

- la seguridad de personas y bienes;
- la coherencia en la respuesta de los mandos;
- la facilidad del mantenimiento.

Esta parte de la Norma IEC 60204 se aplica a los equipos y sistemas eléctricos, electrónicos y electrónicos programables de las máquinas fijas o amovibles en funcionamiento, incluyendo un grupo de máquinas que trabajan conjuntamente de forma coordinada.

Esta parte de la Norma IEC 60204 no cubre todos los requisitos (por ejemplo protección, enclavamiento, o mando) que son necesarios o indicados por otras normas o reglamentaciones destinadas a proteger las personas de peligros distintos a los eléctricos. Cada tipo de máquina tiene exigencias propias que deben tenerse en cuenta para obtener una seguridad adecuada.

## Directiva 2006/42/CE.

El sector de las máquinas constituye una parte importante del sector de la mecánica y uno de los núcleos industriales de la economía. El coste social debido al importante número de accidentes provocados directamente por la utilización de máquinas puede reducirse integrando la seguridad en las fases de diseño y fabricación de las máquinas y con una instalación y un mantenimiento correctos.

Uno de los objetivos de esta Directiva es garantizar la seguridad y la salud de las personas, especialmente de los trabajadores y los consumidores, así como, en su caso, de los animales domésticos y de los bienes, en particular ante los riesgos derivados de la utilización de máquinas.

Esta directiva está referida directamente a la seguridad en máquinas, componentes de seguridad, accesorios de elevación, cadenas cables y cinchas. Definiendo cada uno de los productos que lo componen, vigilancia en el mercado, comercialización y puesta en servicio, Mercado CE.

### **Directiva 2004/108/CE.**

Relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros en materia de compatibilidad electromagnética.

La presente Directiva regula la compatibilidad electromagnética de los equipos. Busca garantizar el funcionamiento del mercado interior exigiendo que los equipos cumplan un nivel adecuado de compatibilidad electromagnética.

### **Directiva 2006/95/CE y sucesivas modificaciones.**

Relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el material eléctrico destinado a utilizarse con determinados límites de tensión. Como material eléctrico se entiende cualquier clase de material eléctrico destinado a utilizarse con una tensión nominal comprendida entre 50 y 1 000 V en corriente alterna y entre 75 y 1 500 V en corriente continua.

Esta Directiva se centra en la Protección contra los peligros provenientes del propio material eléctrico previendo medidas de índole técnica, a fin de que:

- a) las personas y los animales domésticos queden adecuadamente protegidos contra el riesgo de heridas u otros daños que puedan sufrir a causa de contactos directos o indirectos.
- b) no se produzcan temperaturas, arcos o radiaciones peligrosas.
- c) se proteja convenientemente a las personas, los animales domésticos y los objetos contra los peligros de naturaleza no eléctrica causados por el material eléctrico y que por experiencia se conozcan.
- d) el sistema de aislamiento sea el adecuado para las condiciones de utilización previstas.

Protección contra los peligros causados por efecto de influencias exteriores sobre el material eléctrico estableciendo medidas de orden técnico, a fin de que:

- a) el material eléctrico responda a las exigencias mecánicas previstas con objeto de que no corran peligro las personas, los animales domésticos y los objetos.
- b) el material eléctrico resista las influencias no mecánicas en las condiciones previstas de medio ambiente con objeto de que no corran peligro las personas, los animales domésticos y los objetos.
- c) el material eléctrico no ponga en peligro a las personas, los animales domésticos y los objetos en las condiciones previstas de sobrecarga.

Para su proyección y construcción han sido utilizadas las siguientes normas y especificaciones:

### **UNE EN-ISO 12100 Seguridad de la maquinaria, Principios generales para el diseño y Evaluación del riesgo y reducción del riesgo.**

La finalidad principal de esta norma internacional es que los diseñadores dispongan de una estructura y una guía general para las decisiones durante el desarrollo de máquinas que les permita producir máquinas que sean seguras para el uso previsto.

El objeto de esta norma es especificar la terminología básica, los principios y una metodología para lograr la seguridad en el diseño de las máquinas. Especifica los principios de evaluación del riesgo y reducción del riesgo para ayudar a los diseñadores a alcanzar este objetivo. Estos principios están basados en el conocimiento y la experiencia en el diseño, utilización, incidentes, accidentes y riesgos asociados con las máquinas. Se describen los procedimientos para la identificación de peligros y la estimación y valoración de los riesgos durante las fases relevantes del ciclo de vida de las máquinas, y para la eliminación de los peligros o la provisión de la reducción del riesgo adecuada. Se proporcionan directrices sobre la documentación y la verificación de la evaluación del riesgo y el proceso de reducción del riesgo.

La evaluación del riesgo va seguida, siempre que sea necesario, de la reducción del riesgo. Puede ser necesario repetir este proceso para eliminar peligros, en la medida de lo posible, y para reducir adecuadamente los riesgos mediante la implementación de las medidas preventivas.

Está admitido que, si en una máquina existe un peligro, más tarde o más temprano dará lugar a un daño, si no se implementa(n) una (o varias) medida(s) preventiva(s).

Las medidas preventivas son una combinación de las medidas aplicadas por el diseñador y por el usuario. Las medidas que se pueden incorporar en la fase de diseño son preferibles y en general más efectivas que las implementadas por el usuario.

El objetivo a cumplir es reducir lo más posible el riesgo, teniendo en cuenta los siguientes factores:

- la seguridad de la máquina durante todas las fases de su ciclo de vida;
- la aptitud de la máquina para desempeñar su función;
- la manejabilidad de la máquina;
- los costes de fabricación, de explotación y de desmantelamiento de la máquina.

### **CEI EN 61000-6-4 - Compatibilidad electromagnética. Norma genérica sobre la emisión.**

Esta parte de la Norma IEC 61000 sobre los requisitos de emisión en materia de compatibilidad electromagnética se aplica a los aparatos eléctricos y electrónicos destinados a ser utilizados en los entornos industriales.

Esta norma cubre los requisitos de emisión en la gama de frecuencias de 0 Hz a 400 GHz.

## ANEXO 3

### CALCULO DEL MOTOR Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN

#### 3.1.-Cálculo del motor necesario.

Datos de interés.

-Carga máxima: 2.500 Kg.

-Velocidad de elevación:  $\frac{s}{t} \rightarrow \frac{1655 \text{ mm}}{60 \text{ seg.}} = 0.0275 \text{ m/s.} = 1,65 \text{ m/min.}$

S es el espacio recorrido por el soporte de los brazos desde la parte más baja hasta la parte más alta. Este espacio es inferior a la altura total de tornillo ya que hay que tener en cuenta la altura del propio soporte de los brazos que ocupa un hueco vertical del tornillo. Hemos estimado un espacio de elevación de 1655 mm. Y el tiempo que le cuesta recorrerlo de 1 minuto.

La velocidad a la que se desplaza el soporte es de 0.0275m/s. Según la norma UNE EN 1493 en su apartado 5.6 dice “5.6 Velocidades. 5.6.1 Velocidad de subida y descenso: La velocidad de los movimientos de subida y de descenso no debe ser superior a 0,015 m/s para los elevadores de vehículos sobre raíles (trenes, tranvías, etc.) y de 0,15 m/s para el resto de elevadores.”

Por lo tanto, el tiempo así como el espacio recorrido es correcto.

-En cuanto al paso del tornillo (L) y viendo los catálogos comerciales, lo hemos fijado en 10 mm/vuelta.

- $i_t = 9:1$ . El eje sinfín escogido en catálogos comerciales para la transmisión del eje del motor a la rueda dentada o piñón tiene 4 entradas así como la rueda tiene 36 dientes, por lo que la relación de transmisión es de 9:1.

- $\eta = 60 \%$ .

-Selección del motor.

Cálculo de par.

$$M_{\text{tornillo}}: \frac{mgL}{2\pi} = \frac{2.500 \cdot 9,8 \cdot 10}{2\pi} = 38.992,96 \text{ Nmm.}$$

$$M_{\text{eje motor}}: \frac{M_{\text{tornillo}}}{i} = \frac{38.992,96}{9} = 4.332,55 \text{ Nmm.}$$

$$M_{\text{motor}}: \frac{M_{\text{eje motor}}}{\eta} = \frac{4.332,55}{0,6} = 7.220,91 \text{ Nmm.} \rightarrow 7,22 \text{ Nm.}$$

$$V = \omega L \rightarrow \omega_{\text{tornillo}} = \frac{V}{L} = \frac{1,65}{10 \times 10^{-3}} = 165 \text{ r.p.m.}$$

$$\omega_{\text{motor}} = \omega_{\text{tornillo}} * i = 165 * 9 = 1.485 \text{ r.p.m.}$$

Según las tablas comerciales de motores (Tabla A.3.1., Fuente:ABB), el motor con una velocidad de 1.500 r.p.m. y un par  $M > 7,2$  Nm es el denominado como M2AA90s con un par de 7,5 Nm y una velocidad de giro de 1.410 r.p.m. El momento de inercia  $I_m$  es de 0,0032 Kgm<sup>2</sup>.

Potencia kW	Tipo de motor	Código de producto	Velocidad rpm	Eficiencia IEC 60034-2-1; 2007		Eficiencia IEC 60034-2; 1996		Factor de potencia cos φ 100%	Intensidad		Par			Momento de inercia J = 1/4 GD <sup>2</sup> kgm <sup>2</sup>	Peso kg	Nivel de presión de sonido LP dB(A)
				Carga completa 100%	3/4 carga 75%	Carga completa 100%	3/4 carga 75%		I <sub>N</sub> A	I <sub>s</sub> / I <sub>N</sub>	T <sub>N</sub> Nm	T <sub>s</sub> / T <sub>N</sub>	T <sub>max</sub> / T <sub>N</sub>			
<b>1.500 rpm = 4 polos</b>				<b>400 V 50 Hz</b>				<b>Diseño básico</b>								
0,06	M2AA 56 A	3GAA 052 001-••A	1340	51,1	45,8	51,3	46,2	0,67	0,26	2,5	0,43	2,2	2,2	0,00017	3,2	36
0,09	M2AA 56 B	3GAA 052 002-••A	1370	55,5	50,2	55,7	50,5	0,62	0,38	2,8	0,63	2,9	2,9	0,00018	3,4	36
0,12	M2AA 63 A	3GAA 062 001-••C	1400	63,7	58,4	64,0	58,6	0,59	0,46	3,1	0,82	2,6	2,6	0,00019	4	40
0,18	M2AA 63 B	3GAA 062 002-••C	1380	65,6	62,1	65,8	62,4	0,64	0,63	3,1	1,25	2,5	2,6	0,00026	4,5	40
0,25	M2AA 71 A	3GAA 072 001-••E	1375	66,0	65,5	66,2	65,8	0,78	0,72	3,8	1,74	2,1	1,9	0,00066	5,2	45
0,37	M2AA 71 B	3GAA 072 002-••E	1375	67,8	67,6	68,0	67,8	0,78	1,05	3,8	2,57	2,1	2,0	0,0008	5,9	45
0,55	M2AA 80 A	3GAA 082 001-••E	1390	73,0	73,5	73,3	73,8	0,80	1,45	4,4	3,78	1,9	2,4	0,0013	8,5	50
0,75	M2AA 80 B	3GAA 082 002-••E	1405	74,5	73,8	74,7	74,1	0,80	1,85	5,1	5,1	2,2	2,4	0,0019	10	50
1,1	M2AA 90 S	3GAA 092 001-••E	1410	76,8	75,9	77,5	76,4	0,81	2,59	5,0	7,5	2,2	2,7	0,0032	13	50
1,5	M2AA 90 L	3GAA 092 002-••E	1420	79,1	77,8	80,3	78,1	0,79	3,45	5,0	10	2,4	2,9	0,0043	16	50
2,2	M2AA 100 LA	3GAA 102 001-••E	1430	82,2	81,9	83,0	82,7	0,81	4,8	5,5	15	2,4	2,7	0,0069	21	64
3	M2AA 100 LB	3GAA 102 002-••E	1430	84,0	83,0	85,0	83,9	0,81	6,48	5,5	20	2,5	2,9	0,0082	24	66
4	M2AA 112 M	3GAA 112 101-••E	1430	85,0	86,3	84,9	85,9	0,82	8,4	6,2	26,8	2,3	2,8	0,01	29	60
5,5	M2AA 132 S	3GAA 132 001-••E	1455	86,3	87,0	87,5	88,0	0,80	12	6,0	36	2,2	2,8	0,031	42	66
7,5	M2AA 132 M	3GAA 132 002-••E	1450	88,5	89,0	89,0	89,6	0,80	15,6	6,0	49,4	2,4	2,9	0,038	49	66
11	M2AA 132 SMA	3GAA 132 005-••E	1455	88,4	88,6	88,9	89,3	0,81	22,5	6,5	72	2,3	3,0	0,0381	76	69
15	M2AA 132 SMC	3GAA 132 006-••E	1455	89,2	89,4	89,8	90,0	0,80	30,5	7,3	98	2,4	3,0	0,0485	88	69
11	M2AA 160 MLA	3GAA 162 041-••G	1459	88,2	89,0	89,0	89,8	0,81	22,5	6,5	72	2,3	2,6	0,068	84	62
15	M2AA 160 MLB	3GAA 162 042-••G	1462	89,2	89,8	89,9	90,5	0,82	29,5	7,1	98	2,6	3,3	0,085	98	62
18,5	M2AA 180 MLA	3GAA 182 041-••G	1465	89,8	90,3	90,5	91,0	0,82	36	7,7	121	3,2	3,5	0,103	116	64
22	M2AA 180 MLB	3GAA 182 042-••G	1463	90,4	90,9	91,0	91,5	0,83	42	8,3	144	3,3	3,9	0,122	131	64
30	M2AA 200 MLA	3GAA 202 041-••G	1475	91,1	91,5	91,8	92,2	0,83	57	7,7	194	2,7	3,2	0,22	187	67
37	M2AA 225 SMA	3GAA 222 041-••G	1477	91,6	91,9	92,4	92,7	0,84	69	6,9	239	2,3	2,7	0,317	231	68
45	M2AA 225 SMB	3GAA 222 042-••G	1478	92,1	92,4	92,9	93,2	0,84	84	7,4	291	2,4	3,0	0,374	257	68
55	M2AA 250 SMA	3GAA 252 041-••G	1478	92,4	92,7	93,3	93,6	0,85	100	7,8	355	2,7	2,7	0,485	297	68

Tabla A.3.1. Catálogo de motores.

-Comprobación del motor, tiempo de arranque.

$$\frac{M_a}{M_n} = \frac{T_a}{T_n} = 2,2$$

$$M_n = 7,5$$

$$M_m = \frac{M_{u,m} + M_{i,m}}{\eta}$$

$$M_m \approx M_a = 2,2 * M_n = 2,2 * 7,5 = 16,5 \text{ Nm.}$$

$$16,5 = \frac{4,33 + M_{i,m}}{0,6} \longrightarrow M_{i,m} = 5,57 \text{ Nm.}$$

$$M_i = I \alpha$$

$$i^2 * I = (I_m + I_{\text{tornillo}} + \frac{m L^2}{4 \pi^2} + I_{\text{polea}}) \times 2 \text{ pilares.}$$

\* Cálculo de  $I_{\text{tornillo}}$   $I_{\text{polea}}$ .

$$i^2 * I = (0,0032 + 5,31 \times 10^{-3} + \frac{2500 * (10 \times 10^{-3})^2}{4 \pi^2} + 2,34 \times 10^{-3}) \times 2 = 0,03436 \text{ Kgm}^2.$$

$$I = \frac{0,03436}{92} = 4,24 \times 10^{-4}.$$

$$M_i = I \alpha$$

$$5,57 = 4,24 \times 10^{-4} \alpha \longrightarrow \alpha = 13.130,67 \text{ rad/s}^2$$

$$\omega = \alpha t$$

$$1410 \frac{2\pi}{60} = 13.130,67 t \longrightarrow t = 0,01124 \text{ seg.}$$

\* Cálculo de  $I_{\text{tornillo}}$   $I_{\text{polea}}$ .

Inercia de la polea. Como ya hemos comentado anteriormente para suponer una relación de transmisión de 9:1, la rueda dentada, tiene 36 dientes y para ello, un diámetro exterior de 140 mm y un hueco para el acople del tornillo de 35 mm.

$$I_{\text{polea}} = \frac{1}{2} m (R^2 + r^2) = \frac{1}{2} 0,9 (70^2 + 17,5^2) = 2,34 \times 10^{-3} \text{ Kgm}^2.$$

$$M_{\text{polea}} = V * \rho_{\text{acero}} = 115,45 \text{ cm}^3 * 7,8 \text{ g/cm}^3 = 0,90 \text{ Kg.}$$

$$V_{\text{polea}} = \pi * h (R^2 - r^2) = \pi * 8 \text{ mm} (70^2 - 17,5^2) = 115,453 \text{ cm}^3.$$

$$I_{\text{tornillo}} = \frac{1}{2} m R^2 = \frac{1}{2} 24,098 \text{ Kg} * 21^2 = 5,31 \times 10^{-3} \text{ Kgm}^2.$$

$$m_{\text{tornillo}} = V * \rho_{\text{acero}} = 3089,53 \text{ cm}^3 * 7,8 \text{ g/cm}^3 = 24,098 \text{ Kg.}$$

$$V_{\text{tornillo}} = \pi * h * r^2 = \pi * 2230 \text{ mm} * 21^2 = 3.089,53 \text{ cm}^3.$$

$$\varnothing_{\text{tornillo}} = 42 \text{ mm.}$$

### 3.2.-Transmisión del movimiento entre columnas.



Fig.A.3.1. Base con pilares.

La transmisión de una columna a otra se realiza mediante un entramado de cadena que discurre por la parte inferior del elevador. Las columnas y bases de las mismas, descansan sobre una estructura de perfil metálico rectangular (ver Fig.A.3.2.) con un hueco libre en el centro destinado a la instalación de la cadena que transmitirá el movimiento.

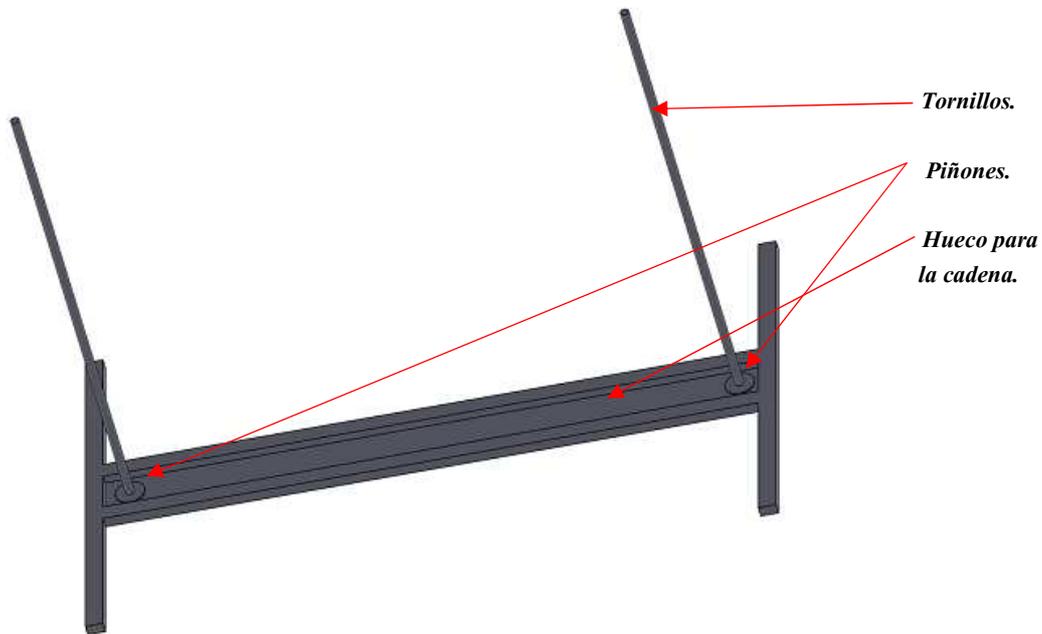


Fig.A.3.2. Base de estructura de perfil metálico con detalle de piñones y tornillo.

La parte inferior de la columna tiene acoplada un piñón de diámetro medio de 134,4 mm y 32 dientes al que se une una cadena de paso 12,7 mm con un hueco interior de 7,85 mm ligeramente superior que el ancho del diente del piñón. La cadena discurre horizontal por el hueco interior de la estructura de perfil hasta conectar con el piñón de las mismas características que el anterior y que se encuentra unido al tornillo de la segunda columna. El movimiento circular, hace girar el tornillo y transmitir el movimiento al soporte de brazos de dicha columna.

Buscado en catálogos de piñones y cadenas comerciales, hemos estimado las dimensiones de los mismos de la siguiente manera:

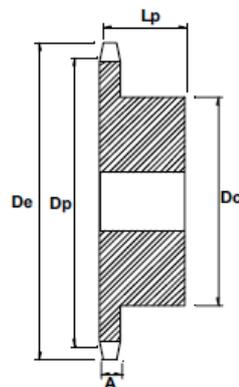


Fig.A.3.2. Acotación de piñón.

Piñones para cadena de rodillos ISO 1/2"  
Paso 12,7 mm Ancho diente A= 7 mm

Z = Dientes	DIAMETRO		SIMPLES		DOBLES		TRIPLES	
	Exterior	Primitivo	DC	LP	DC	LP	DC	LP
8	38	33,18	20	25	20	32	20	48
9	42	37,13	24	25	24	32	24	48
10	45	41,1	28	25	28	32	28	48
11	49,9	45,07	29	25	32	35	32	50
12	53	49,07	33	28	35	35	35	50
13	57,9	53,06	37	28	38	35	38	50
14	61,9	57,07	41	28	42	35	42	50
15	65,9	61,09	45	28	46	35	46	50
16	69,9	65,1	50	28	50	38	50	50
17	74	69,11	52	28	54	38	54	50
18	78	73,14	56	28	58	38	58	50
19	82	77,16	60	28	62	38	62	50
20	86	81,19	64	28	66	38	66	50
21	90,1	85,22	68	28	70	40	70	55
22	94,1	89,24	70	28	70	40	70	55
23	98,1	93,27	70	28	70	40	70	55
24	102,1	97,29	70	28	75	40	75	55
25	106,2	101,33	70	28	80	40	80	55
26	110,2	105,36	70	30	85	40	85	55
27	114,2	109,4	70	30	85	40	85	55
28	118,3	113,42	70	30	90	40	90	55
29	122,3	117,46	80	30	95	40	95	55
30	126,3	121,5	80	30	100	40	100	55
31	130,4	125,54	90	30	100	40	110	55
32	134,4	129,56	90	30	100	40	110	55
33	138,4	133,6	90	30	100	40	110	55
34	142,5	137,64	90	30	100	40	110	55
35	146,5	141,68	90	30	100	40	110	55
36	150,6	145,72	90	35	100	40	120	55
37	154,6	149,76	90	35	100	40	120	55
38	158,6	153,8	90	35	100	40	120	55
39	162,7	157,83	90	35	100	40	120	55
40	166,7	161,87	90	35	100	40	120	55
45	188,6	182,07	88	42	108	55	120	68
50	208,6	202,26	86	42	108	55	120	68
57	236	230,54	70	40	80	45	80	55
76	313	307,33	100	45	100	70	80	70
95	389,5	384,11	100	45	100	70	100	70

Tabla.A.3.2. Catálogo de piñones.

REFERENCIA	PASO	DIAMETRO DE RODILLO	ANCHO INTERIOR	DIAMETRO EJE	LONGITUD DEL EJE		ANCHO MALLAS	GROSOR DE MALLAS	CARGA DE ROTURA S/NORMA	CARGA DE ROTURA MEDIA	PESO POR METRO
					L máx	Lc máx					
DIN/ISO	P	d1 máx	b1 mín	d2 máx	L máx	Lc máx	hz máx	t/T máx	Q mín.	Qo	q
	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	kN	kN	kg/m.
*25SS	6,350	3,30	3,18	2,31	7,9	8,4	6,00	0,8	2,5	2,8	0,15
*35SS	9,525	5,08	4,77	3,58	12,4	13,17	9,00	1,30	5,5	6,6	0,33
40SS	12,700	7,95	7,85	3,96	16,6	17,8	12,00	1,50	9,6	10,8	0,63
50SS	15,875	10,16	9,40	5,08	20,7	22,2	15,09	2,03	15,2	17,2	1,03
60SS	19,050	11,91	12,57	5,94	25,9	27,7	18,00	2,42	21,7	26,4	1,51
80SS	25,400	15,88	15,75	7,92	32,7	35,0	24,00	3,25	38,9	46,6	2,62
100SS	31,750	19,05	18,90	9,53	40,4	44,7	30,00	4,00	60,0	70,2	3,94
120SS	38,100	22,23	25,22	11,10	50,3	54,3	35,70	4,8	88,9	104,8	5,72
04BSS	6,000	4,00	2,80	1,85	6,80	7,8	5,00	0,60	2,0	2,4	0,11
05BSS	8,000	5,00	3,00	2,31	8,20	8,9	7,10	0,80	3,5	4,1	0,20
#06BSS	9,525	6,35	5,72	3,28	13,15	14,1	8,20	1,30	6,2	6,8	0,41
08BSS	12,700	8,51	7,75	4,45	16,7	18,2	11,80	1,60	12,0	14,3	0,70
10BSS	15,875	10,16	9,65	5,08	19,5	20,9	14,70	1,70	14,5	17,2	0,94
12BSS	19,050	12,07	11,68	5,72	22,5	24,2	16,00	1,85	18,5	20,9	1,16
16BSS	25,400	15,88	17,02	8,28	36,1	37,4	21,00	4,15/3,1	40,0	47,6	2,73
20BSS	31,750	19,05	19,56	10,19	41,3	45,0	26,40	4,5/3,5	59,0	69,6	3,73
24BSS	38,100	25,40	25,40	14,63	53,4	57,8	33,20	6,0/4,8	112,0	126,6	7,20

Tabla A.3.3. Catálogo de cadenas de rodillos en acero inoxidable.

Teniendo en cuenta que el par del tornillo calculado anteriormente es  $M_{\text{tornillo}} = 38.992,46 \text{ Nmm}$  y el diámetro del piñón es 134,4 mm, calculamos la fuerza a la que es sometida la cadena con la ecuación:

$$M_{\text{tornillo}} = F \times r_{\text{piñon}} \quad \longrightarrow \quad 38.992,46 = F \times \frac{134,4}{2} \quad \longrightarrow \quad F = 580,25 \text{ N.}$$

Esta fuerza existente es muy inferior a la que puede soportar la cadena de 9,6 kN.

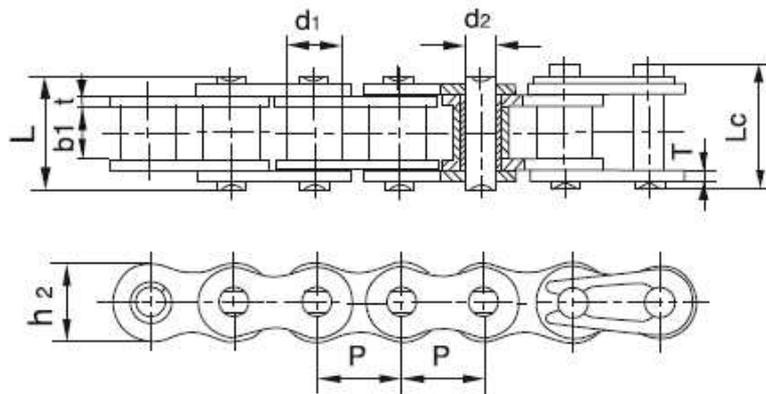


Fig.A.3.3.. Acotación de cadena.

La cadena tiene una longitud total de 3.200 mm. El ajuste y tensado de la misma se realiza incorporando un entramado de tensores en el hueco interior del perfil metálico como los indicados en la Fig A.3.4. los cuales van anclados a la base mediante un tornillo donde basculan según la fuerza que requiera la cadena hasta tener unas tensión correcta.

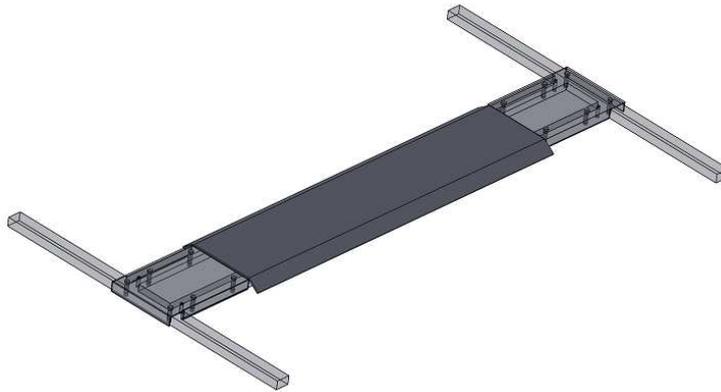


Fig. A.3.4. Tensores para cadenas.

De esta manera se consigue elevar los dos soportes de brazos al mismo tiempo consiguiendo elevar el vehículo apoyado en los cuatro brazos de una forma segura y dinámica.

El hueco del perfil metálico se tapa con una plancha metálica de acero de 2mm de espesor atornillada a dicho perfil mediante tornillos avellanados quedando la cabeza a la misma altura que la planta para evitar obstáculos. Esta unión se realiza con tornillos para poder realizar mantenimientos preventivos sobre la transmisión por cadena.

Este perfil, tiene una cierta pendiente con un ángulo de  $45^\circ$  hasta apoyar en el suelo para que el vehículo pueda salvar la pequeña altura de la estructura sin dificultad.



*Fig.A.3.5. Detalle de la tapa metálica de la estructura.*

## ANEXO 4

### Análisis estructural de los brazos

A continuación, vamos a realizar el estudio completo de los brazos en su conjunto así como de las piezas que lo componen individualmente para determinar las dimensiones, materiales y características que deberían tener en cuenta según los siguientes cortes por las diferentes secciones a estudiar.

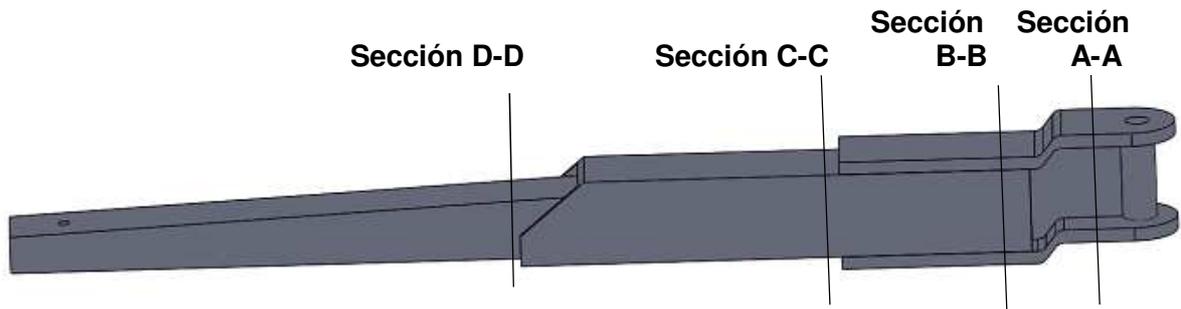


Fig.A.4.1. Conjunto de brazo.

#### 4.1.-Corte por sección I (sección A-A).

Como ya hemos explicado en la memoria, se trata de la unión de las dos tapetas con el perfil que es perpendicular a ellas. Esta unión forma una sección en I de dimensiones:

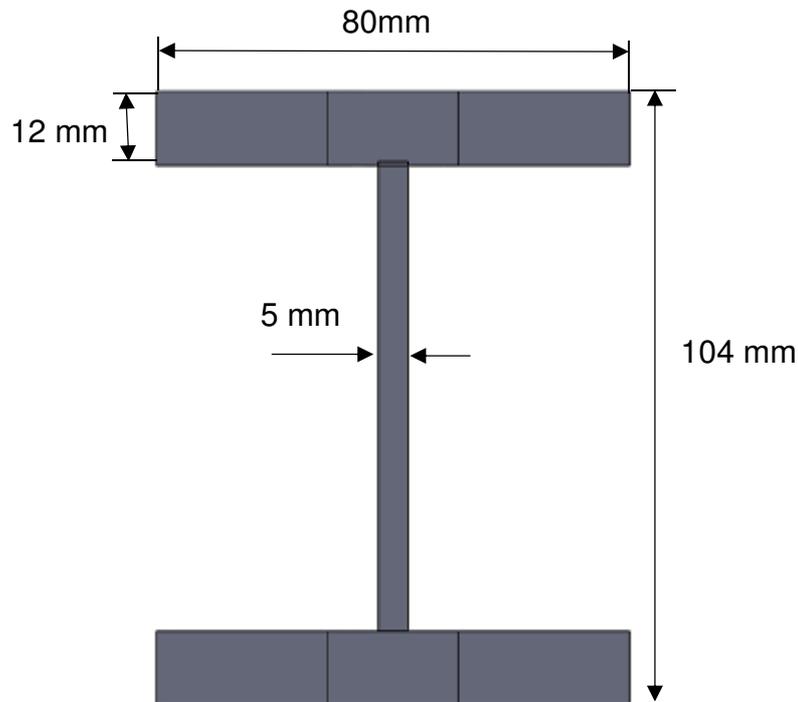


Fig.A.4.2. Dimensiones del corte.

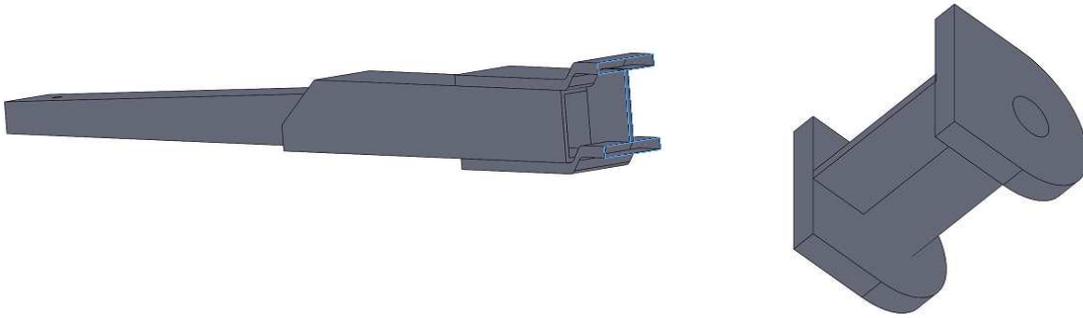


Fig.A.4.3. Detalle del corte de la sección I.

Calculo del momento de inercia ( $I_z$ ).

Para realizar el cálculo del momento de inercia del perfil en I, calcularemos el momento de inercia del rectángulo completo, restándole seguidamente los dos huecos vacíos de la siguiente manera.

$$I_z = \frac{bh^3}{12} - 2 \cdot \left( \frac{37,5 \cdot 80^3}{12} \right) = 4,3 \times 10^6 \text{ mm}^4.$$

$$W_z = \frac{I_z}{y} = \frac{4,3 \times 10^6}{52} = 82674,87 \text{ mm}^3.$$

$$\sigma_y = \frac{M}{W_f} = \frac{6945750}{82674,87} = 84 \text{ MPa}.$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_y}{2} = \frac{84}{2} = 42 \text{ MPa}.$$

En base al Anexo A de la Norma UNE-EN ISO 1493:2010, el acero de construcción utilizado es de tipo A. En esta norma, hay tres clases diferentes de acero según su tensión de fluencia  $\sigma_y$  (S235, S275 y S355) a todos ellos se les aplica un coeficiente de seguridad ( $C_s$ ) de 1,5.

Combinación de cargas	A $s = 1,5$		
	S 235	S 275	S 355
Material base y junta a tope			
$\sigma_a = \sigma_0$	157	183	237
$\tau_a = \sigma_0 / \sqrt{3}$	90	106	137
Soldadura en ángulo			
$\sigma_a = \sigma_0$	157	183	237
$\tau_a = \sigma_0 / \sqrt{2}$	111	130	167

Tabla A.4.1.. – Esfuerzos admisibles (en  $N/mm^2$ ).

Para el caso que nos ocupa, hemos elegido el acero de menor calidad S235.

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot Cs} \quad \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{235}{2 \cdot 1,5} = 78,33 \text{ MPa.}$$

Incluso con este tipo de acero S235, el más bajo de los que permite la norma, podemos comprobar como el perfil estudiado soporta las condiciones de carga a las que puede ser sometido.

$$\tau_{\max} < \tau_{\max \text{ adm.}} \quad 42 \text{ MPa} < 78,33 \text{ MPa admitidos.}$$

#### 4.2.-Corte por la sección cuadrada con solapes en parte superior (sección B-B).

Se trata de la sección que comprende el perfil cuadrado de 80 x 80 y las tapetas con una anchura de 12mm.

Las dimensiones son las siguientes:

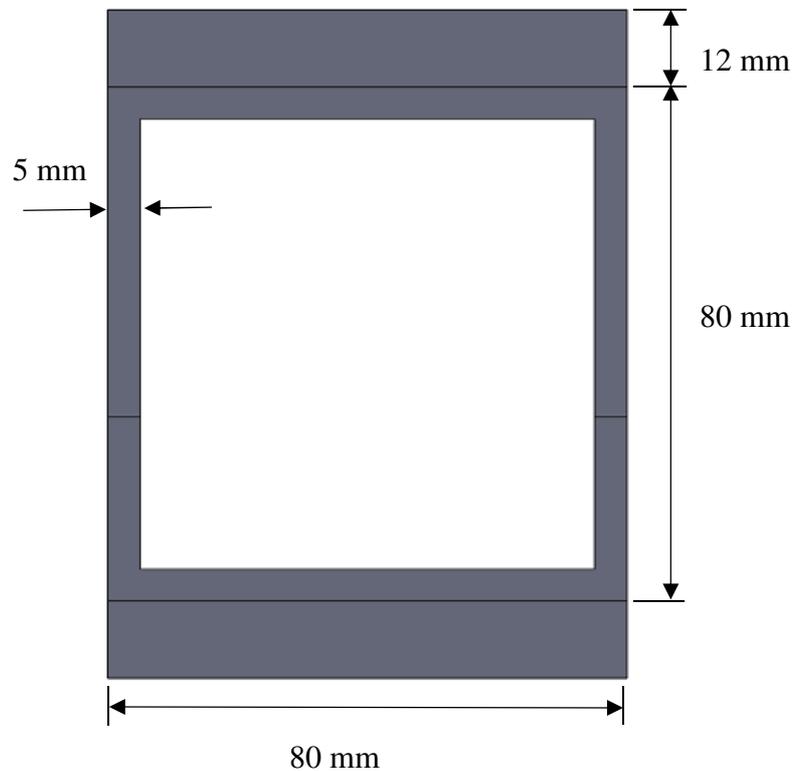


Fig.A.4.4. Dimensiones del corte.

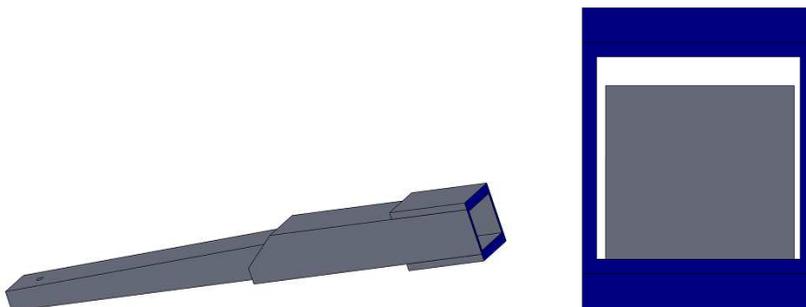


Fig.A.4.5. Corte perfil cuadrado y solapes.

Calcularemos primero el momento de inercia del conjunto  $I_z$  que se encuentra formado por un perfil cuadrado de 80x80 con anchura de 5 mm y dos solapes en parte superior e inferior soldados al perfil de 80x12.

En lo que se refiere al momento de inercia del perfil cuadrado hueco de 80x80 y 5mm de anchura, se encuentra establecido en las propiedades de los perfiles estructurales del acero, concretamente para el caso que nos ocupa y al tratarse de un perfil comercial, el momento de inercia  $I_z$  es de  $128 \text{ cm}^4$  con un área de  $14,1 \text{ cm}^2$ .

En cuanto al momento de inercia de los solapes lo calculamos de la siguiente manera.

$$I_z = \frac{bh^3}{12} \quad I_z = \frac{80 \cdot 12^3}{12} = 11.520 \text{ mm}^4.$$

El área de esta sección es  $A = b \cdot h = 80 \cdot 12 = 960 \text{ mm}^2$ .

La  $y$  es de 46 mm.

Por lo tanto, la  $I_z$  de uno de los solapes es

$$I_{c1} = I_1 + A_1 y_1^2 = 11.520 + 960(46^2) = 2.042.880 \text{ mm}^4.$$

El momento de inercia total del conjunto es la suma de la inercia del perfil más la inercia de dos solapes.

$$I_{\text{TOTAL}} = 1.280.000 + 2(2.042.880) = 5.365.760 \text{ mm}^4.$$

$$W_z = \frac{I_z}{y} \quad W_z = \frac{5365760}{52} = 103.187,69 \text{ mm}^3.$$

El momento creado en el punto de corte de la pieza y que afecta a la sección estudiada se encuentra a una distancia de la fuerza de 815,00mm. Por lo que tiene un valor de  $M_z = (750,00 \text{ kg})(9,8 \text{ m/s}^2)(815 \text{ mm}) = 5.990,25 \text{ Nm}$ .

$$\sigma_y = \frac{M}{W_f} \quad \sigma_y = \frac{5.990,25}{103.187,69} = 58,052 \text{ MPa}.$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_y}{2} \quad \tau_{\text{max}} = \frac{58}{2} = 29,026 \text{ MPa}.$$

Al igual que en el apartado anterior y en base al Anexo A de la Norma UNE-EN ISO 1493:2010, el acero de construcción utilizado es de tipo A.

Para el caso que nos ocupa, hemos elegido el acero de menor calidad S235.

$$\tau_{\text{max adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \tau_{\text{max adm.}} = \frac{235}{2 \cdot 1,5} = 78,33 \text{ MPa}.$$

Incluso con este tipo de acero S235, podemos comprobar como el perfil estudiado soporta las condiciones de carga a las que puede ser sometido.

$$\tau_{\text{max}} < \tau_{\text{max adm.}} \quad 29,026 \text{ MPa} < 78,33 \text{ MPa admitidos}.$$

### 4.3.- Corte por la sección cuadrada de perfil 80x80 y 5mm de espesor (seccion C-C).

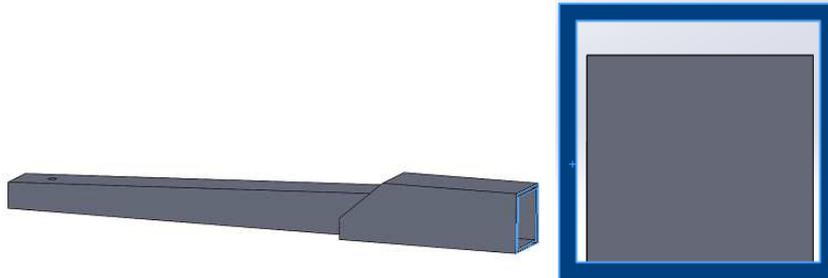


Fig.A.4.6. Corte por perfil cuadrado de 80x80.

Se trata de un perfil cuadrado hueco de 80x80 y 5mm de anchura, un perfil comercial cuyas características y propiedades se encuentran establecidas en las propiedades de los perfiles estructurales del acero, concretamente para el caso que nos ocupa y al tratarse de un perfil comercial, el momento de inercia  $I_z$  es de  $128 \text{ cm}^4$  con un área de  $14,1 \text{ cm}^2$  y  $W_z$  de  $32 \text{ cm}^3$ .

El momento creado en el punto de corte de la pieza y que afecta a la sección estudiada se encuentra a una distancia de la fuerza de 635,00mm. Por lo que tiene un valor de  $M_z = (750 \text{ kg})(9,8\text{m/s}^2)(635\text{mm}) = 4.667,25 \text{ Nm}$ .

$$\sigma_y = \frac{M}{W_f} \quad \sigma_y = \frac{4.667,25}{0,000032} = 14,585 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_y}{2} \quad \tau_{\max} = \frac{14,585}{2} = 72,92 \text{ MPa.}$$

Al igual que en el apartado anterior y en base al Anexo A de la Norma UNE-EN ISO 1493:2010, el acero de construcción utilizado es de tipo A.

Para el caso que nos ocupa, hemos elegido el acero de menor calidad S235.

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 * C_s} \quad \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{235}{2 * 1,5} = 78,33 \text{ MPa.}$$

Incluso con este tipo de acero S235, podemos comprobar como el perfil estudiado soporta las condiciones de carga a las que puede ser sometido.

$$\tau_{\max} < \tau_{\max \text{ adm.}} \quad 72,92 \text{ MPa} < 78,33 \text{ MPa admitidos.}$$

#### 4.4.-Corte por la sección maciza (sección D-D).

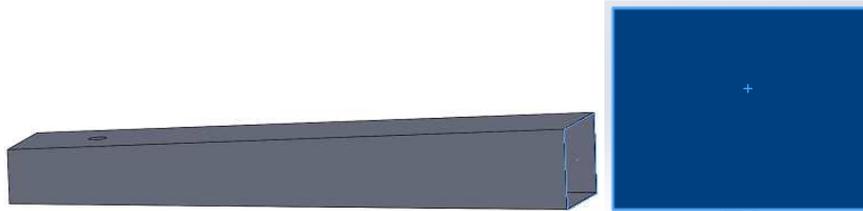


Fig.A.4.7.-Corte por sección maciza.

Se trata del último tramo del brazo que se desliza por el interior del perfil cuadrado y modifica la longitud total del brazo. Es un perfil rectangular de 65 x 60 mm en su parte más alta que es la que queda dentro del perfil.

Conforme el tramo se acerca al extremo, la altura disminuye hasta los 35 mm.

Realizaremos el cálculo en su extremo más desfavorable que es donde se encuentra completamente fuera del perfil cuadrado haciendo la distancia más larga del brazo. En este punto, las dimensiones del perfil son de 65 x 60 mm.

Calculo del momento de inercia ( $I_z$ ).

Para realizar el cálculo del momento de inercia del perfil rectangular lo realizaremos en la parte más desfavorable de dimensiones 65 x 60 mm y que se encuentra a una distancia.

$$I_z = \frac{bh^3}{12} \quad I_z = \frac{65 \cdot 60^3}{12} = 1,17 \times 10^6 \text{ mm}^4.$$

$$W_z = \frac{I_z}{y} \quad W_z = \frac{1,17 \times 10^6}{30} = 39.000,00 \text{ mm}^3.$$

El momento creado en el punto de corte de la pieza y que afecta a la sección estudiada se encuentra a una distancia de la fuerza de 345,00mm. Por lo que tiene un valor de  $M_z = (750,00 \text{ kg})(9,8\text{m/s}^2)(345\text{mm}) = 2.535,75 \text{ Nm}$ .

$$\sigma_y = \frac{M}{W_f} \quad \sigma_y = \frac{2.535,75}{39} = 65 \text{ MPa}.$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_y}{2} \quad \tau_{\max} = \frac{65}{2} = 32,5 \text{ MPa}.$$

En base al Anexo A de la Norma UNE-EN ISO 1493:2010, el acero de construcción utilizado es de tipo A. En esta norma, hay tres clases diferentes de acero según su tensión de fluencia  $\sigma_y$  (S235, S275 y S355) a todos ellos se les aplica un coeficiente de seguridad ( $C_s$ ) de 1,5.

Para el caso que nos ocupa, hemos elegido el acero de menor calidad S235.

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{235}{2 \cdot 1,5} = 78,33 \text{ MPa}.$$

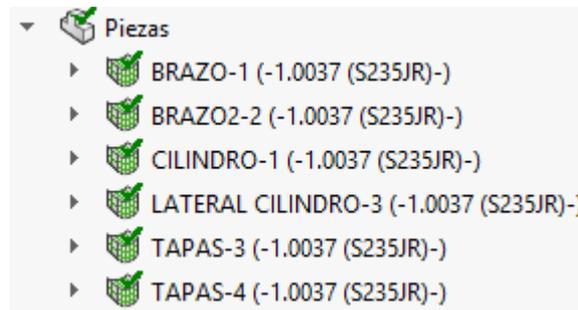
Incluso con este tipo de acero S235, podemos comprobar como el perfil estudiado soporta las condiciones de carga a las que puede ser sometido.

$$\tau_{\max} < \tau_{\max \text{ adm.}} \quad 32,5 \text{ MPa} < 78,33 \text{ MPa admitidos.}$$

#### 4.5.-Estudio realizado en SolidWorks.

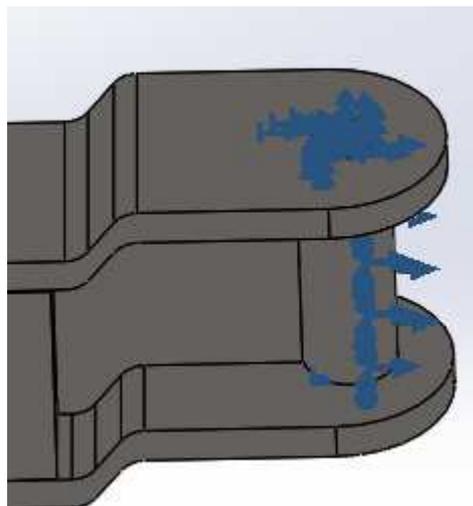
Hemos realizado el estudio del conjunto formado por todos los elementos que componen el brazo mediante el estudio de elementos finitos en el programa SolidWorks para comprobar si los cálculos teóricos realizados son los correctos.

Hemos aplicado el material a cada uno de los elementos tal y como se ha detallado anteriormente siendo este un acero estructural S235.



*Fig.A.4.8.-Detalle de los materiales de los componentes.*

Seguidamente hemos aplicado restricciones fijando el alojamiento del bulón para simular un empotramiento del mismo.



*Fig.A.4.9.-Detalle del empotramiento.*

Cargas aplicadas en el extremo opuesto del brazo y calculadas anteriormente siendo de 750 N.

Realizamos el mallado estándar dado que no presenta ninguna zona de excesiva resistencia de tensiones.

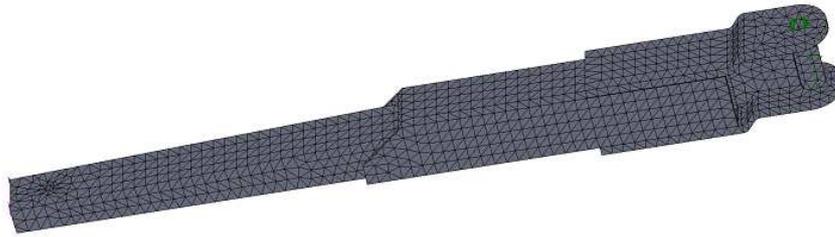


Fig.A.4.10.- Mallado del conjunto.

Resultados obtenidos.

- Tensiones. En cuanto a las tensiones se refiere, comprobamos que la zona mas solicitada es el perfil en I calculado en el apartado 4.1 de este mismo anexo.

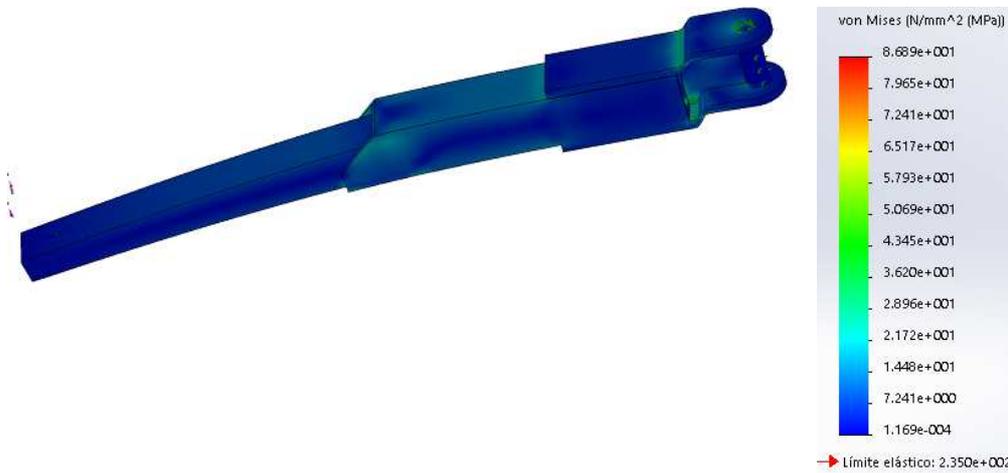


Fig.A.4.11.- Detalle de las tensiones generadas.

Las tensiones máximas calculadas en el apartado anterior no superan los 84 MPa, mientras que las calculadas con el programa llegan hasta los 86,9 MPa. Debido a la escasa diferencia existente entendemos que los cálculos realizados son correctos y se pueden dar por válidos.

- Desplazamientos.- En cuanto a los desplazamientos comprobamos que la máxima se encuentra en el extremo libre y es de 0,8159 mm. La proporción de desplazamiento frente a la longitud del brazo (945 mm) es muy pequeña y representa el 0,0863%.

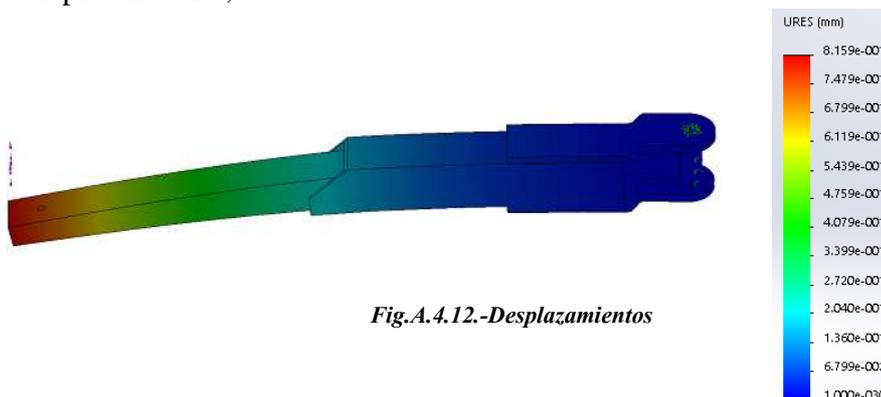


Fig.A.4.12.-Desplazamientos

## ANEXO 5

### Calculo de diámetro del pasador mediante el fallo a cortadura del mismo y espesor de la placa de solape por aplastamiento.

En base al Anexo A de la Norma UNE-EN ISO 1493:2010, el acero de construcción utilizado es de tipo A. En esta norma, hay diferentes clases diferentes de pernos según su tensión de fluencia  $f_y$  (4.6, 5.6, 6.6, 6.8, 8.8, 10.9) a todos ellos se les aplica un coeficiente de seguridad ( $C_s$ ) de 1,5.

Combinación de cargas	s	Clase $f_y$ X	4.6	5.6	6.6	6.8	8.8	10.9
			240	300	360	480	640	900
A	1,5	$\sigma_a$	160	200	240	280	373	467
		$\tau_a$	113	141	170	198	264	330
B	1,33	$\sigma_a$	180	225	270	315	420	525
		$\tau_a$	127	159	191	223	297	371
C	1,25	$\sigma_a$	192	240	288	336	448	560
		$\tau_a$	136	170	204	238	317	396

Tabla A.5.1. Esfuerzos admisibles para pernos (en N/mm<sup>2</sup>).

Para el caso que nos ocupa, hemos elegido el perno de calidad 8.8 con una  $f_y$  de 640 MPa.

$$\text{Área a cortadura} = A_c = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$$

$$\tau = \tau_{\max} = \frac{F_x}{A_c} \quad \tau_{\max} = \frac{75497,28}{A_c}$$

$$\tau = \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{640}{2 \cdot 1,5} = 213,33 \text{ MPa.}$$

$$\tau = \tau_{\max \text{ adm.}} \implies \frac{75497,28}{A_c} = 213,33$$

$$A_c = 353,89 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \implies d_p = 21,22 \text{ mm.} \quad \approx \quad \mathbf{D = 22,00 \text{ mm.}}$$

Calculo del espesor de la placa del solape mediante el método de aplastamiento de la placa.

Como ya hemos mencionado anteriormente en el cálculo de los esfuerzos del corte en el solape, hemos elegido el acero de menor calidad S235 y coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\sigma = \frac{F_x}{A_{ap}} \quad \sigma = \frac{75497,28}{e \cdot d}$$

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{235}{2 \cdot 1,5} = 78,33 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_y}{2} \quad \tau_{\max} = \frac{75497,28}{2 \cdot e \cdot 22}$$

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \tau_{\max} \longrightarrow 78,33 = \frac{75497,28}{2 \cdot e \cdot 22} \longrightarrow e = 21,90 \text{ mm.}$$

Este espesor de 21,90 mm es muy grande para la solapa seleccionada.

Vamos a probar con una calidad del Acero mayor con S355 y coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{355}{2 \cdot 1,5} = 118,33 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_y}{2} \quad \tau_{\max} = \frac{75497,28}{2 \cdot e \cdot 22}$$

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \tau_{\max} \longrightarrow 118,33 = \frac{75497,28}{2 \cdot e \cdot 22} \longrightarrow e = 14,5 \text{ mm.}$$

Este espesor se adecua más al diseño que habíamos realizado anteriormente de los solapes.

Por lo tanto, el material de estos solapes deberá ser de un acero S355 en vez de un acero S235 como habíamos supuesto en el Anexo 3 apartado 3.2.

Esto no modifica lo anteriormente calculado en el Anexo 3 apartado 3.2 ya que a mayor calidad del acero, más tensiones podrá soportar.

El conjunto estudiado sale más reforzado de lo que estaba calculado.

## ANEXO 6

### Calculo de los pasadores que contienen los rodillos y que sustentan lateralmente el soporte de los brazos

En base al Anexo A de la Norma UNE-EN ISO 1493:2010, el acero de construcción utilizado es de tipo A. En esta norma, hay diferentes clases diferentes de pernos según su tensión de fluencia  $f_y$  (4.6, 5.6, 6.6, 6.8, 8.8, 10.9) a todos ellos se les aplica un coeficiente de seguridad ( $C_s$ ) de 1,5.

Para el caso que nos ocupa, hemos elegido el perno de calidad 6.6 con una  $f_y$  de 360 MPa.

$$\text{Área a cortadura} = A_c = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$$

$$\tau = \tau_{\max} = \frac{F_x}{A_c} \quad \tau_{\max} = \frac{26414,06}{A_c}$$

$$\tau = \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{360}{2 \cdot 1,5} = 120 \text{ MPa.}$$

$$\tau = \tau_{\max \text{ adm.}} \implies \frac{26414,06}{A_c} = 120$$

$$A_c = 220,11 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \implies d_p = 16,74 \text{ mm.} \quad \approx \quad \mathbf{D = 17 \text{ mm.}}$$

Calculo del espesor de la placa de sujeción de los bulones mediante el método de aplastamiento de la placa.

Para el cálculo del espesor de la placa que sustenta los bulones, hemos elegido el acero de menor calidad S235 y coeficiente de seguridad de 1,5.

$$\sigma = \frac{F_x}{A_{ap}} \quad \sigma = \frac{26414,06}{e \cdot d}$$

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_s} \quad \tau_{\max \text{ adm.}} = \frac{235}{2 \cdot 1,5} = 78,33 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_y}{2} \quad \tau_{\max} = \frac{26414,06}{2 \cdot e \cdot 17}$$

$$\tau_{\max \text{ adm.}} = \tau_{\max} \implies 78,33 = \frac{26414,06}{2 \cdot e \cdot 17} \implies e = 9,91 \text{ mm.} \quad \approx \quad \mathbf{e = 10 \text{ mm.}}$$

Se trata de un espesor suficiente para soportar las cargas existentes.

## ANEXO 7

### Calculo del soporte de los brazos.

Para realizar el estudio en el programa SolidWorks, una vez diseñado el ensamblaje, hemos aplicado las fuerzas correspondientes en las zonas solicitadas como:

- Huecos de los bulones que unen los brazos al soporte con un valor de 75.497,28 N calculado en el apartado 4.3 de la Memoria con su dirección correspondiente. (Fuerzas 2,7,8,9 en SolidWorks).

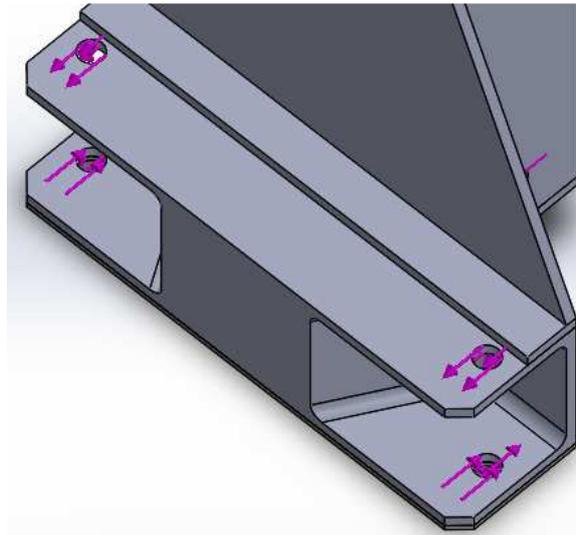


Fig.A.7.1. Fuerzas en huecos de bulones del soporte.

- Huecos de los bulones de los rodillos, con un valor de 26.414,06 N calculado en el apartado 4.4 de la Memoria con sus respectivas direcciones y en los dos lados del soporte, es decir, en las dos placas. (Fuerzas 1, 4, 5, 6 en SolidWorks).

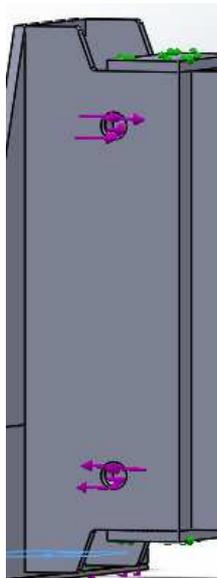
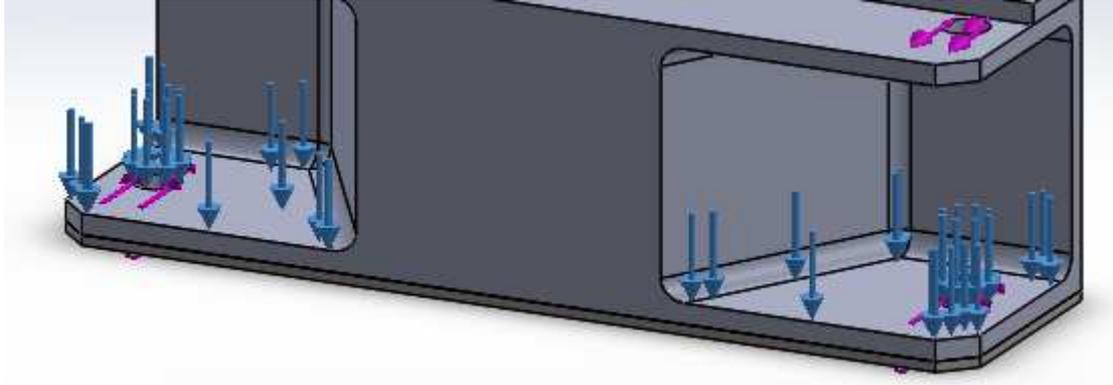


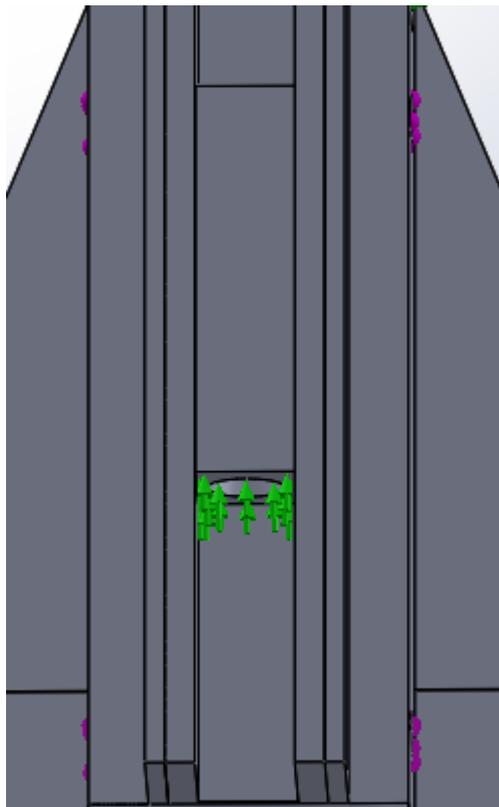
Fig.A.7.2. Fuerzas en los huecos de los bulones para los rodillos.

- Fuerzas en las orejetas horizontales de los rodillos donde se genera un cortante por apoyo de los brazos de 7.350 N tal y como se ha calculado en el apartado 4.3 y 4.4 de la Memoria. (Fuerza 3 en SolidWorks).



*Fig. A.7.3. Fuerzas en verticales del soporte.*

- Para restringir el movimiento vertical del soporte, se ha colocado una restricción en la base de la pieza destinada a alojamiento roscado del tornillo.



*Fig.A.7.4. Restricción vertical del soporte.*

↓ Cargas externas

- ↓ Fuerza-1 (:Total: -26414.06 N:)
- ↓ Fuerza-2 (:Por elemento: -75497.28 N:)
- ↓ Fuerza-3 (:Total: 7350 N:)
- ↓ Fuerza-4 (:Total: -26414.06 N:)
- ↓ Fuerza-5 (:Total: 26414.06 N:)
- ↓ Fuerza-6 (:Total: -26414.06 N:)
- ↓ Fuerza-7 (:Por elemento: -75497.28 N:)
- ↓ Fuerza-8 (:Por elemento: -75497.28 N:)
- ↓ Fuerza-9 (:Por elemento: 75497.28 N:)

Tabla A.7.1. Detalle de las fuerzas aplicadas.

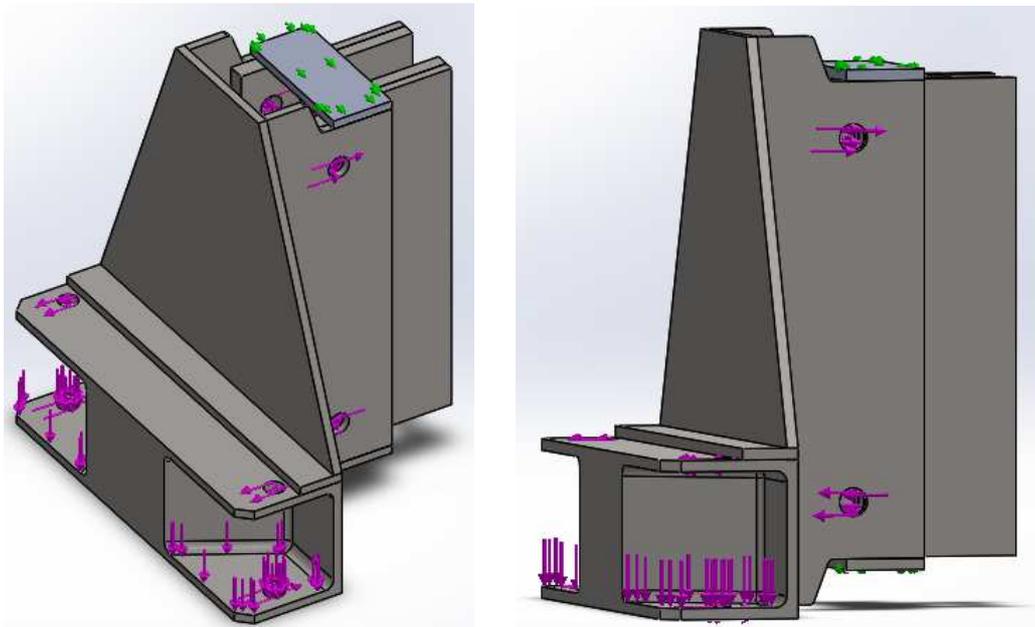


Fig.A.7.5.Cargas aplicadas.

Al igual que para las piezas donde se solicita mayor resistencia, hemos escogido un acero de alta calidad S355.

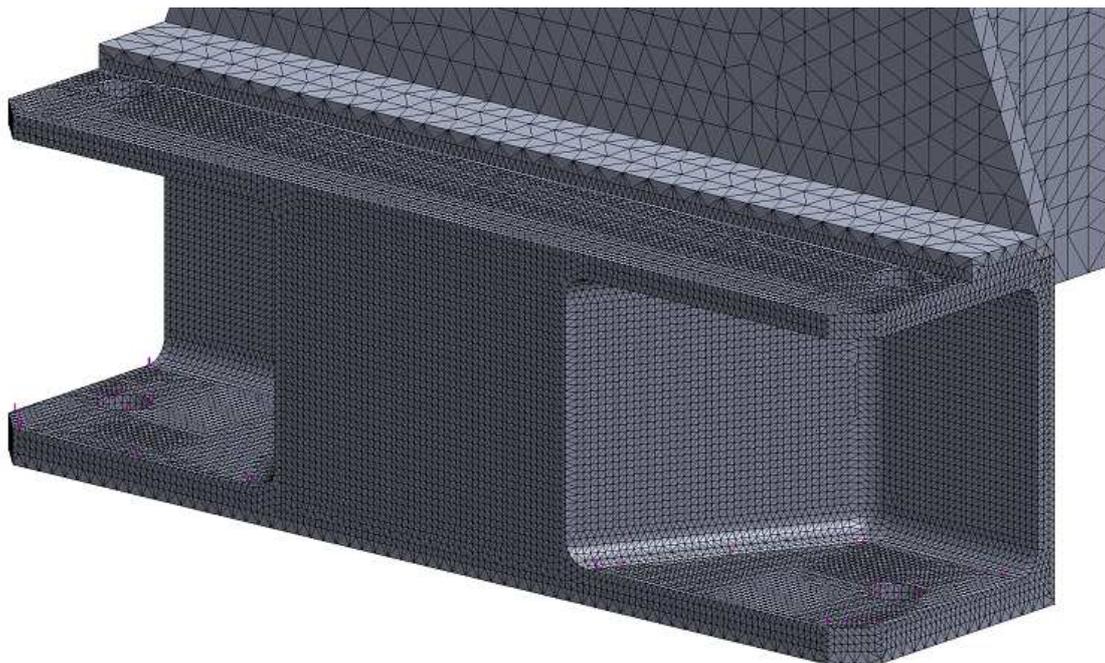
Por lo tanto, las tensiones máximas admitidas deberían ser de

$$\sigma = \frac{\sigma_f}{C_s} \quad \sigma = \frac{355}{1,5} = 236,66 \text{ MPa.}$$

El mallado se ha realizado de dos formas diferentes, en las piezas del soporte que no sufren tanto esfuerzo, se ha realizado un mallado estándar y en la pieza que soporta directamente los brazos, se ha realizado un mallado más fino para conseguir mayor detalle de los esfuerzos soportados.

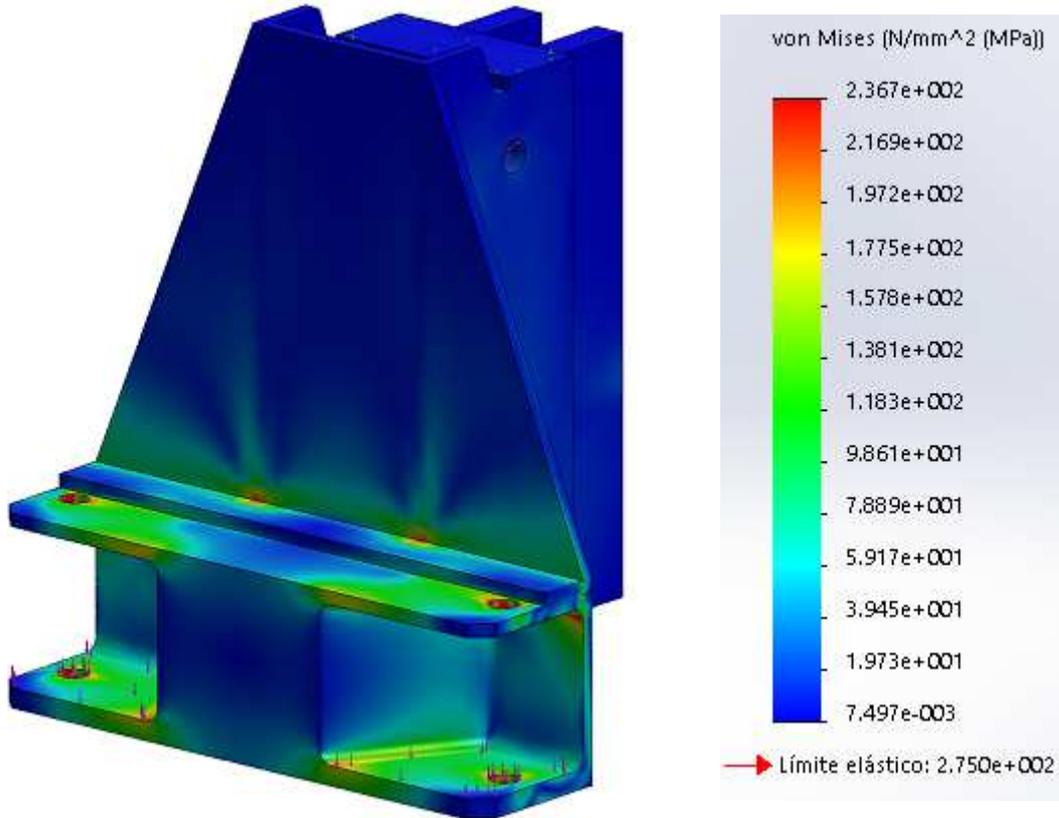


*Fig.A.7.6. Malla general.*

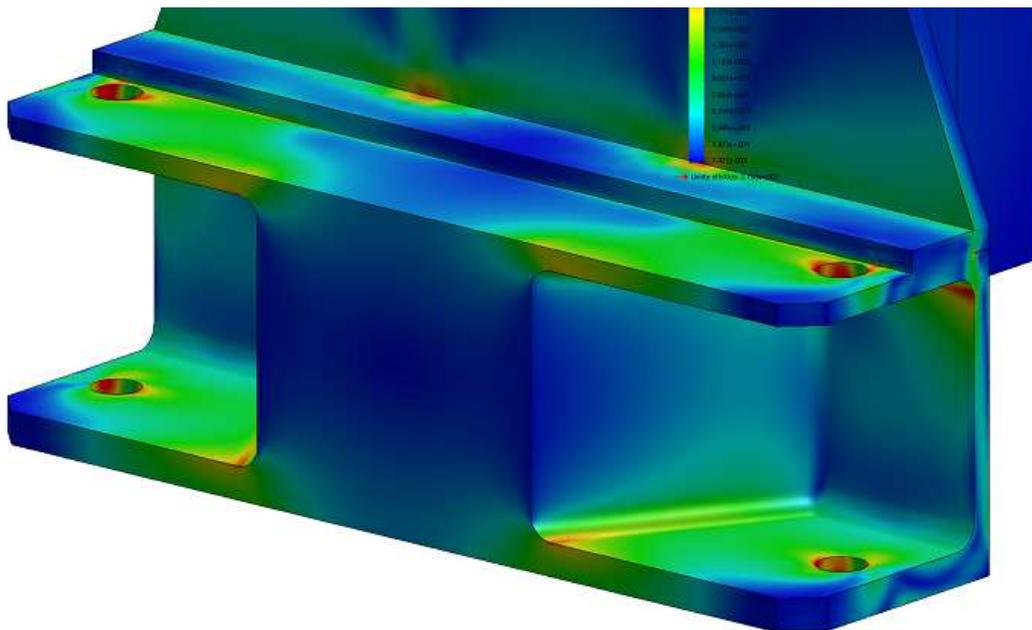


*Fig.A.7.7. Malla fina en soporte.*

Ejecutado el estudio de cálculo del programa SolidWorks, en base a los parámetros incluidos, el resultado para las tensiones soportadas es el siguiente:



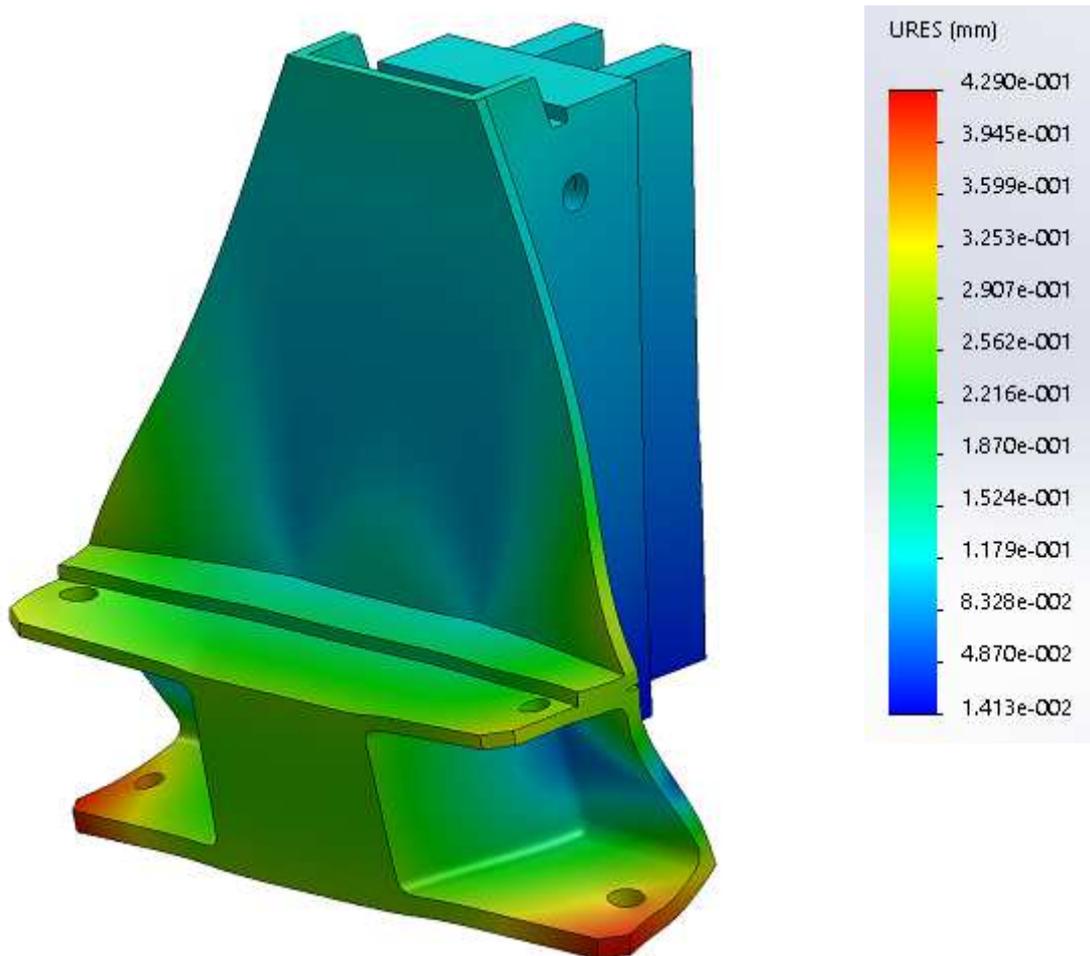
*Fig.A.7.8. Esfuerzos sufridos.*



*Fig.A.7.9. Detalle de las zonas críticas (en rojo).*

Podemos comprobar en el estudio realizado que existen zonas en las que se producen esfuerzos que se encuentran alrededor de la zona de la tensión máxima, entendemos que se trata de zonas puntuales en las que se produciría una plastificación del material sin afectar a la estructura del componente.

En cuanto a los desplazamientos sufridos, vemos que el máximo se encuentra en las puntas inferiores del soporte donde se generan desplazamientos máximos de 0,429mm, valor que podríamos dar como aceptable.



*Fig.A.7.10. Desplazamientos.*

## ANEXO 8

### Calculo de los pilares

Para realizar el cálculo de los pilares, hemos aplicado las fuerzas calculadas en el apartado 4.3 de la Memoria en función del contacto que realizaran las ruedas del soporte sobre los angulares incorporados al pilar, siendo que las ruedas inferiores aplicaran una fuerza contra los angulares traseros y las ruedas superiores aplicaran el esfuerzo contra los angulares delanteros.

Estas fueras son las calculadas en el apartado 4.4 de la Memoria cuyo valor es de  $F_x = 26.414,06 \text{ N}$ .

Para el mallado del conjunto, hemos realizado un mallado estándar ya que no requiere más precisión (Fig. 1).



*Fig.A.8.1. Mallado del conjunto.*

Así pues, aplicando las fuerzas en la parte inferior donde entran en contacto las ruedas con los angulares y aplicando las restricciones de acoplamiento (Fig. A.8.2.) de la placa inferior contra el suelo como si estuviera empotrado, los esfuerzos generados son los siguientes (Fig. A.8.3).

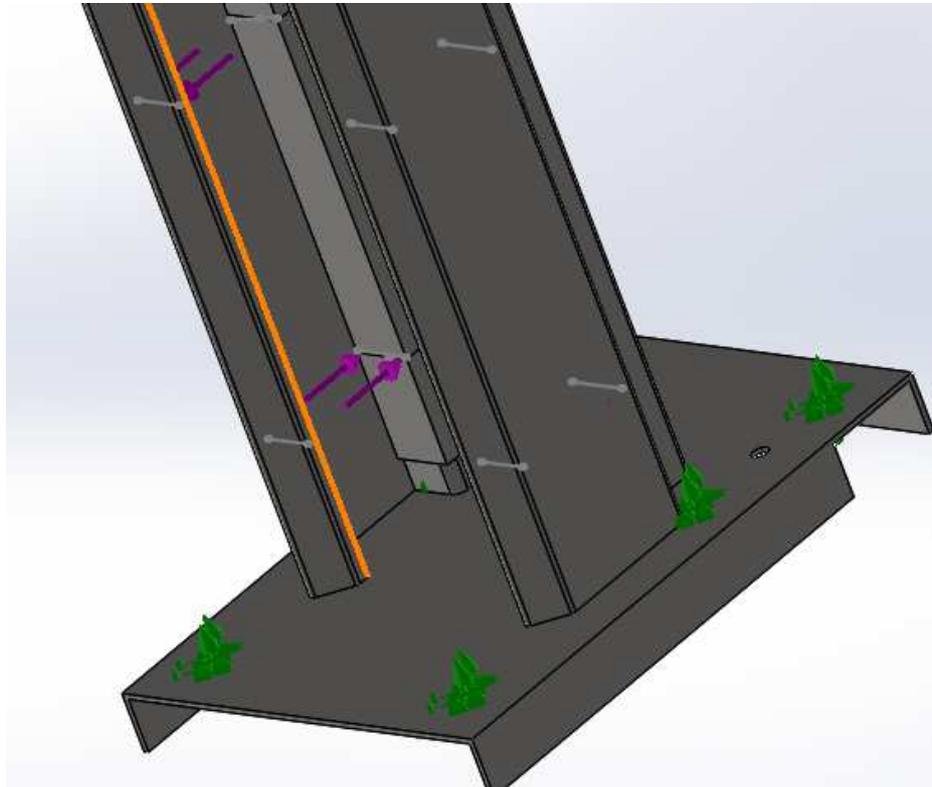


Fig.A.8.2. Detalle de las fuerzas en la parte inferior.

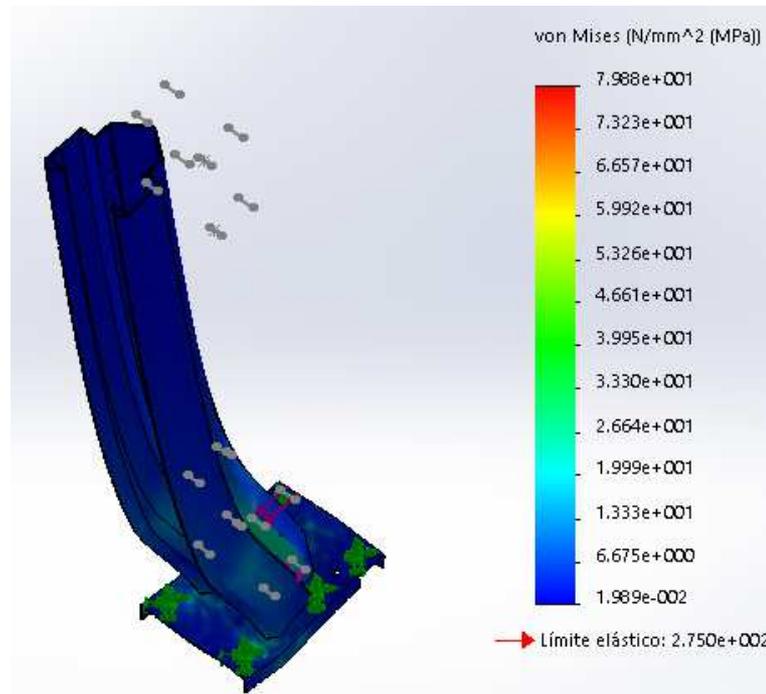
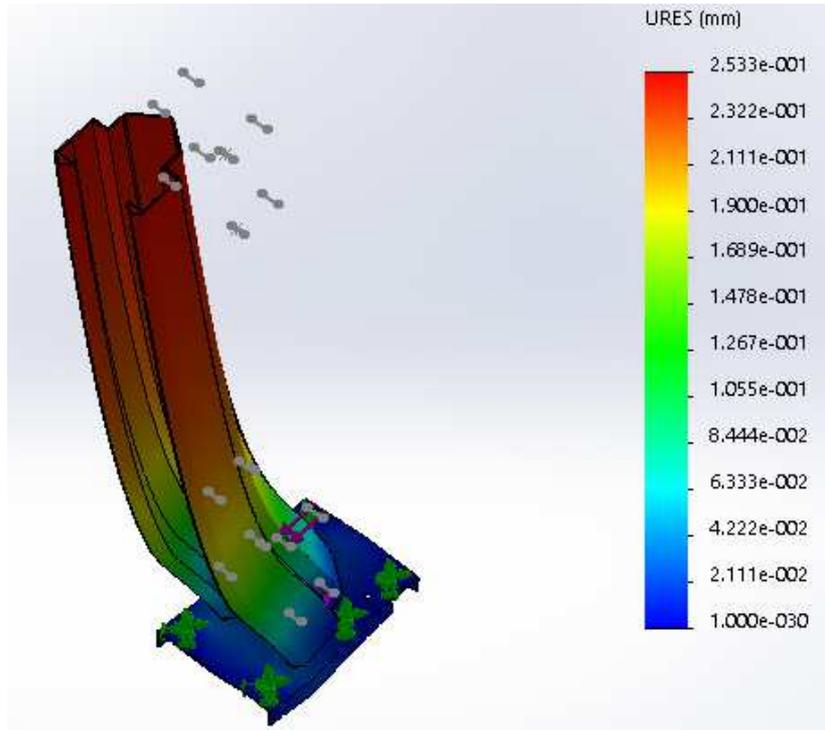


Fig.A.8.3. Tensiones.

Como podemos comprobar en el estudio realizado, la tensión máxima soportada (Fig. A.8.3.) se produce en la parte inferior donde se ha aplicado la carga y tiene un valor aproximado de 46 MPa. Para la construcción de los pilares y los angulares, podemos elegir un acero de calidad S275, con el que cumplimos claramente los esfuerzos soportados.

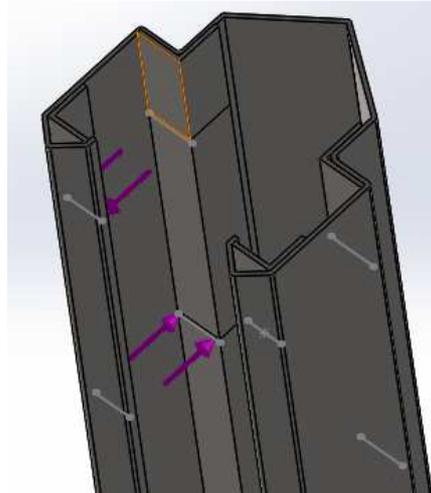
$$\sigma_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{C_s} \quad \sigma_{\max \text{ adm.}} = \frac{275}{1,5} = 183,33 \text{ MPa.}$$



*Fig.A.8.4. Desplazamientos.*

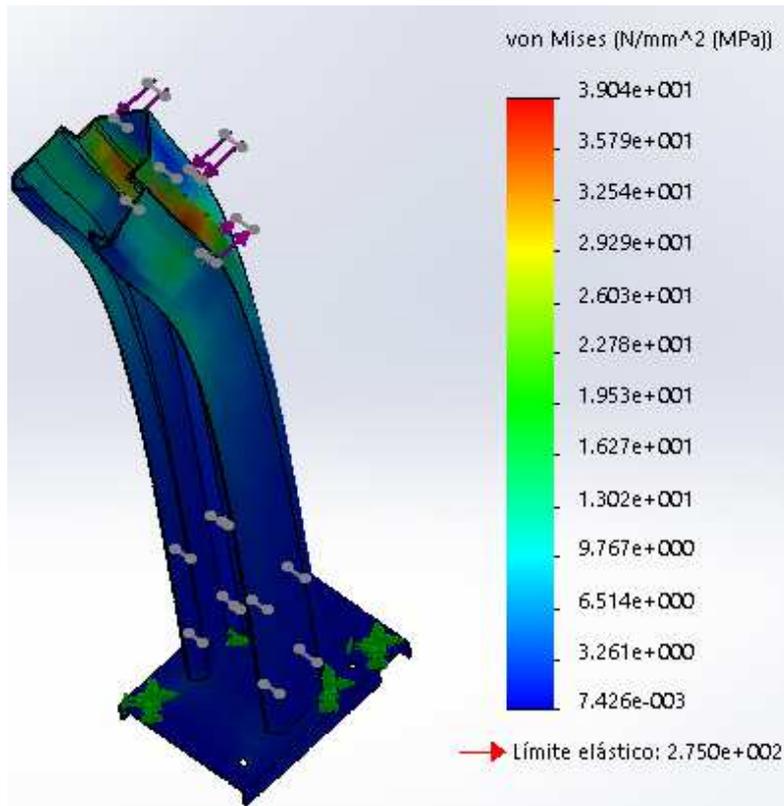
En cuanto a los desplazamientos (Fig.A.8.4) el máximo producido en la parte superior del pilar es de 0,25 mm, una distancia prácticamente despreciable.

Si aplicamos las fuerzas en la parte superior del pilar del mismo modo que anteriormente y con el mismo valor de la fuerza en los dos lados del pilar.

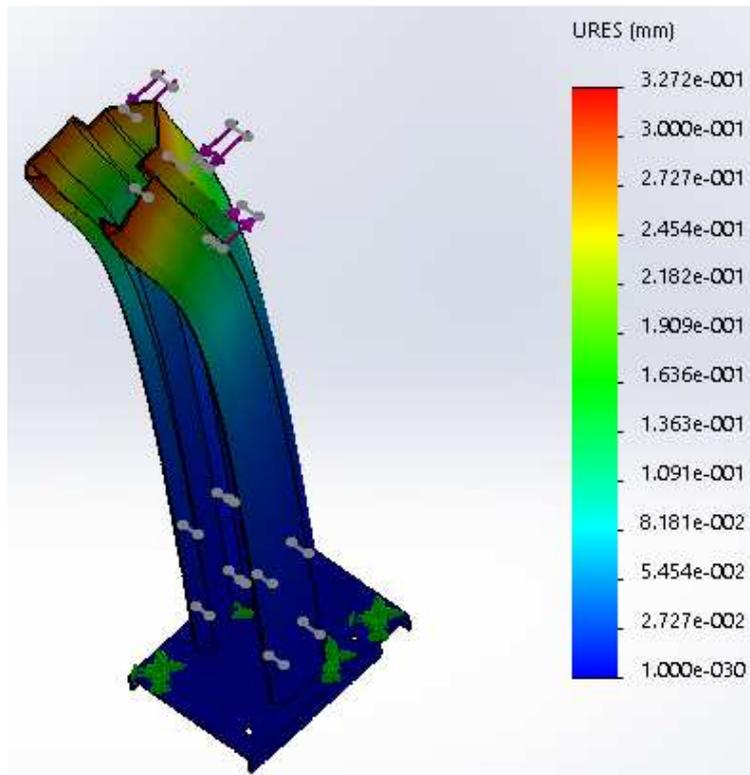


*Fig.A.8.5. Detalle de las fuerzas aplicadas en parte superior.*

Realizando el mallado de igual manera y el estudio de fuerzas obtenemos unas tensiones:



*Fig.A.8.6. Tensiones.*



*Fig.A.8.7. Desplazamientos.*

En el caso que nos ocupa, la tensión máxima soportada (Fig. A.8.6) se produce en la parte inferior (angular trasero) donde se ha aplicado la carga y tiene un valor aproximado de 39 MPa. De igual manera que en el estudio anterior, eligiendo un acero de calidad S275, cumplimos claramente los esfuerzos soportados.

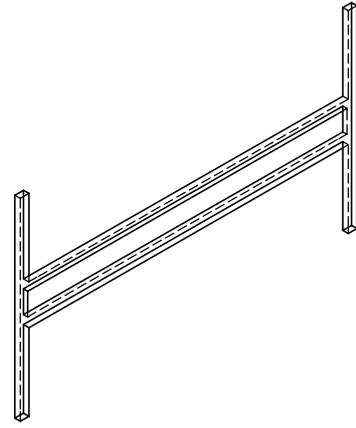
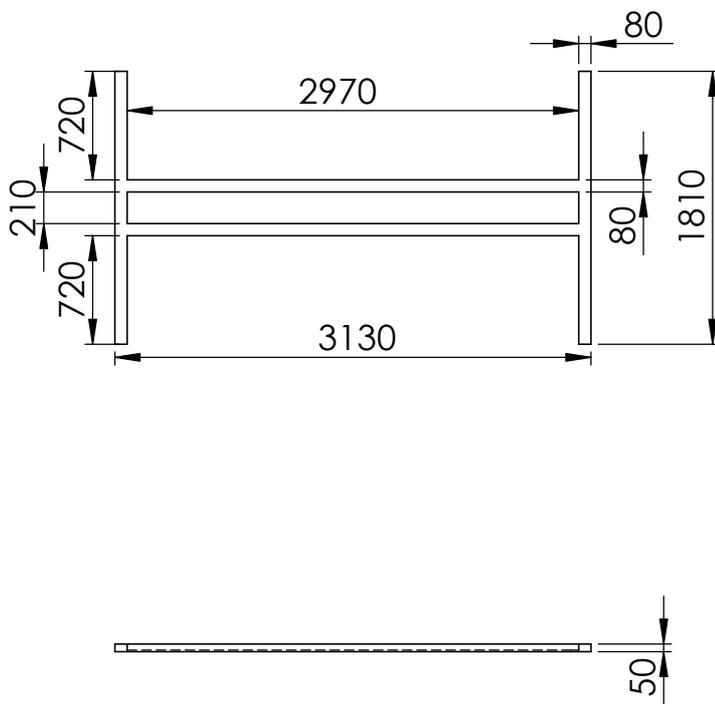
$$\sigma_{\max \text{ adm.}} = \frac{\sigma_f}{C_s} \qquad \sigma_{\max \text{ adm.}} = \frac{275}{1,5} = 183,33 \text{ MPa.}$$

En cuanto a los desplazamientos (Fig.A.8.7), el máximo producido en la parte superior del pilar es de 0,32 mm, nuevamente, una distancia prácticamente despreciable teniendo en cuenta la altura del pilar de 2.230,00mm, se trata de un  $1,434 \times 10^{-2}\%$ .



## **ANEXO 9**

# **Planos**



F  
E  
D  
C  
B  
A

F  
E  
D  
C  
B  
A

4 3 2 1

4 3 2 1

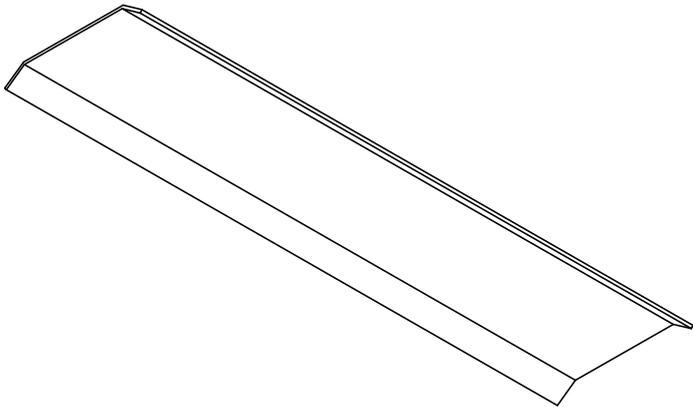
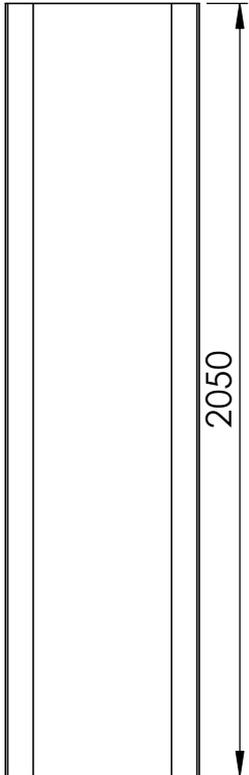
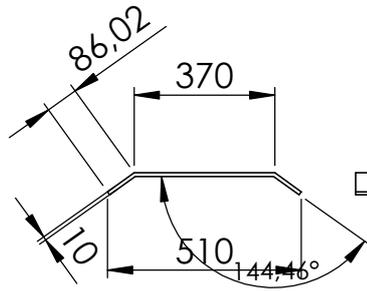
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
Análisis, Cálculo y Diseño de un  
elevador de dos columnas

Escuela de  
Ingeniería y Arquitectura  
Universidad Zaragoza

N.º DE DIBUJO  
**Base**  
ESCALA: 1:50

A4  
HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

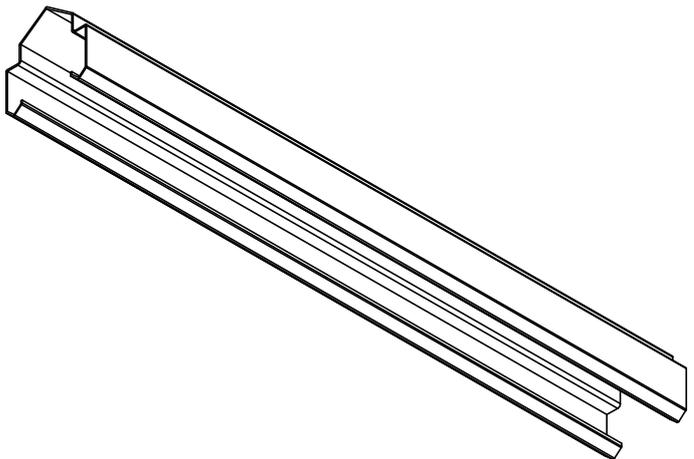
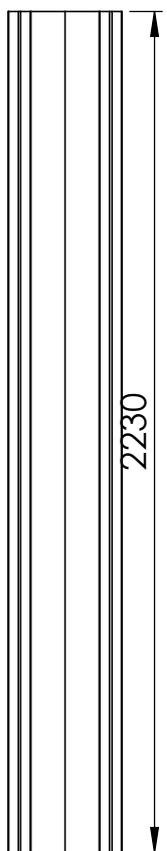
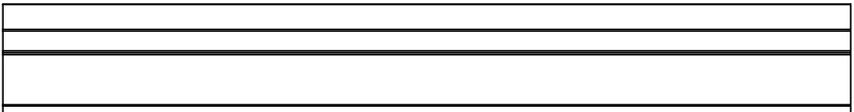
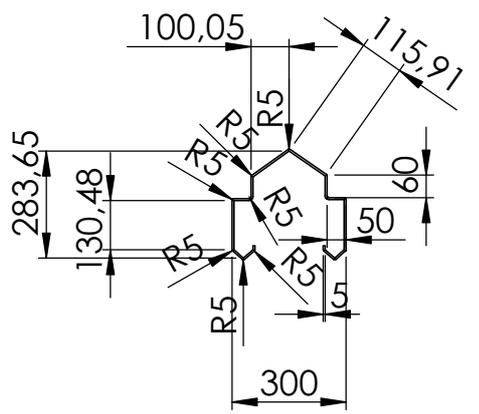
TÍTULO:  
**Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas**



Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
**Universidad Zaragoza**

N.º DE DIBUJO  
**2.plancha** A4

ESCALA:1:50 HOJA 1 DE 1



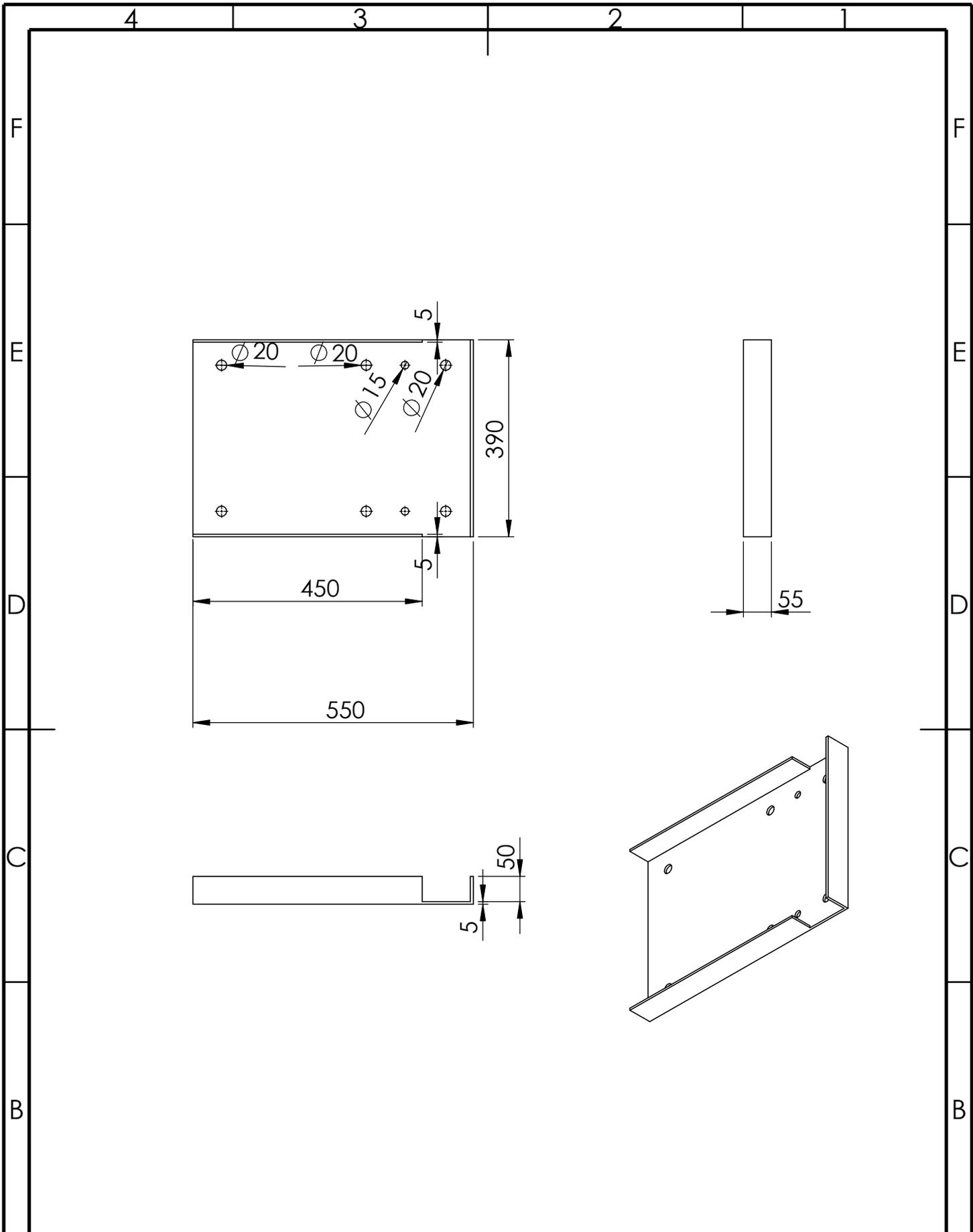
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
**Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas**



N.º DE DIBUJO  
**Pilar** A4

ESCALA:1:50 HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
 Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas

Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
 Universidad Zaragoza

N.º DE DIBUJO  
**Tapa inferior**      A4

ESCALA:1:10      HOJA 1 DE 1

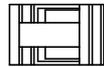
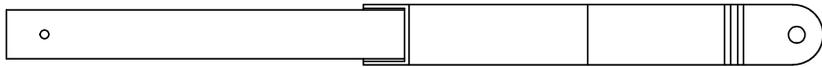
4 3 2 1

F

F

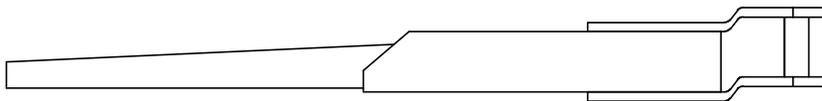
E

E



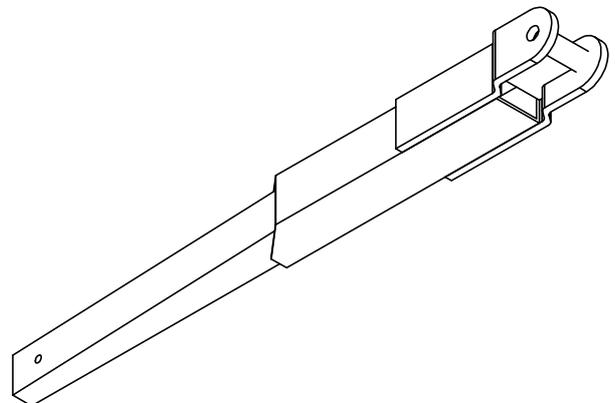
D

D



C

C



B

B

A

A

	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
 Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas

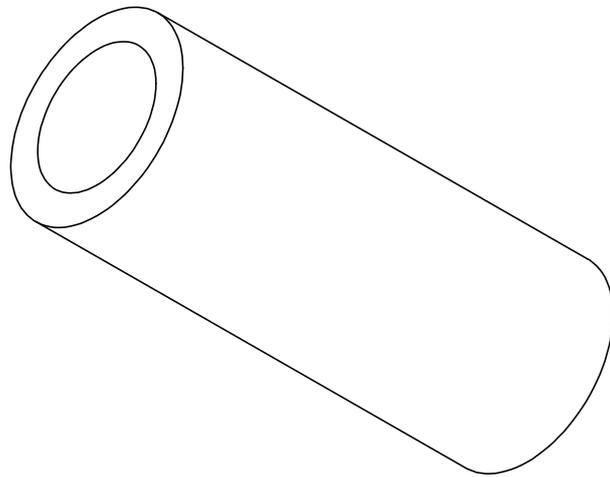
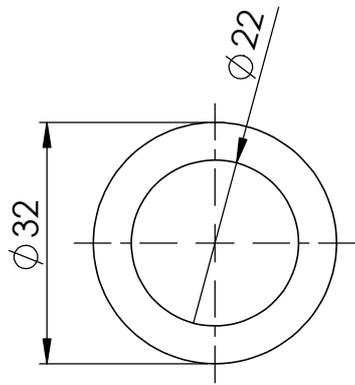


Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
 Universidad Zaragoza

N.º DE DIBUJO  
**5.Ensamblaje BRAZO** A4

ESCALA:1:20 HOJA 1 DE 1

4 3 2 1



	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:	Análisis, Cálculo y Diseño de un elevador de dos columnas
N.º DE DIBUJO	



Escuela de  
Ingeniería y Arquitectura  
**Universidad Zaragoza**

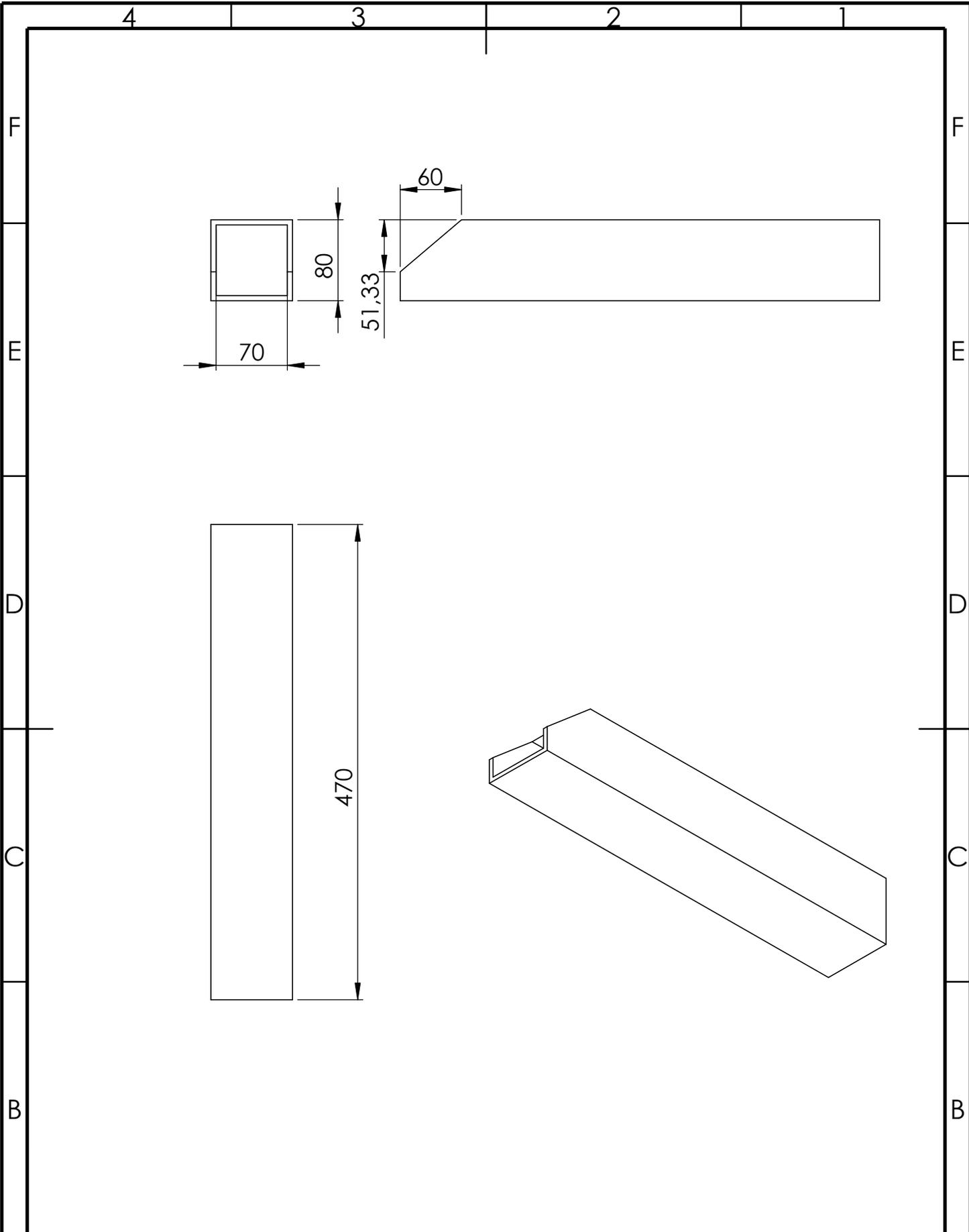
6.CILINDRO

A4

ESCALA:1:1

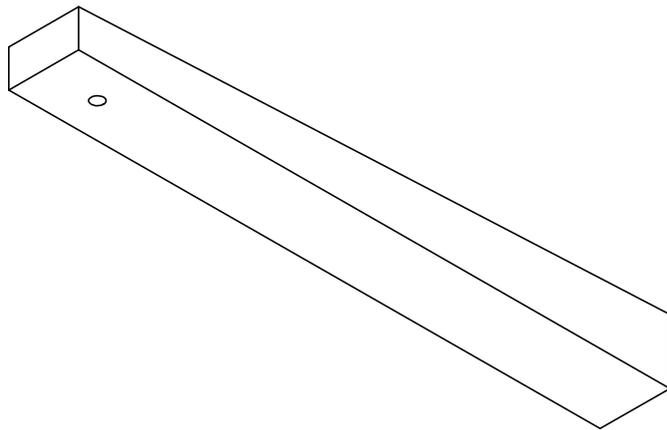
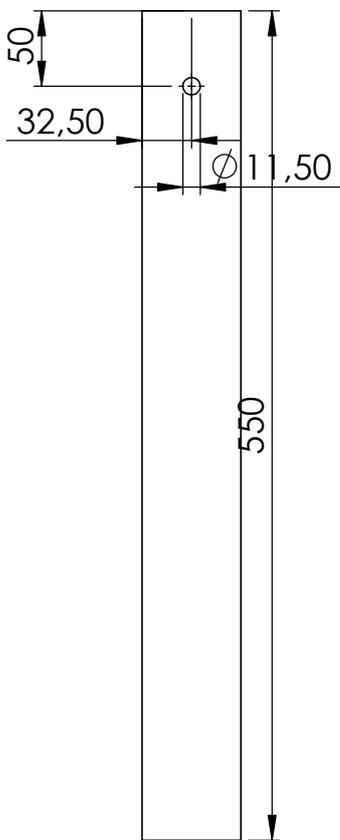
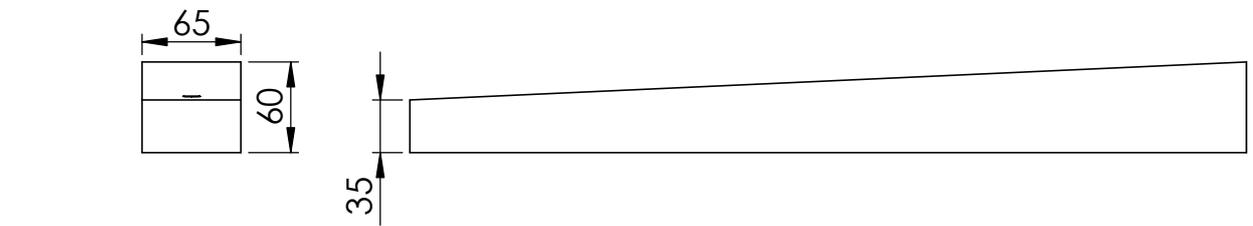
HOJA 1 DE 1





	NOMBRE	FECHA			TÍTULO:
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017			Análisis, Cálculo y Diseño de un elevador de dos columnas
VERIF.					
APROB.					
FABR.					

 <p>Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza</p>	N.º DE DIBUJO	8.PERFIL CUADRADO	A4
	ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1	



	NOMBRE	FECHA	
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017	
VERIF.			
APROB.			
FABR.			

TÍTULO:  
 Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas

Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
 Universidad Zaragoza

N.º DE DIBUJO  
**Perfil macizo**

A4

ESCALA:1:10 HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

F

E

D

C

B

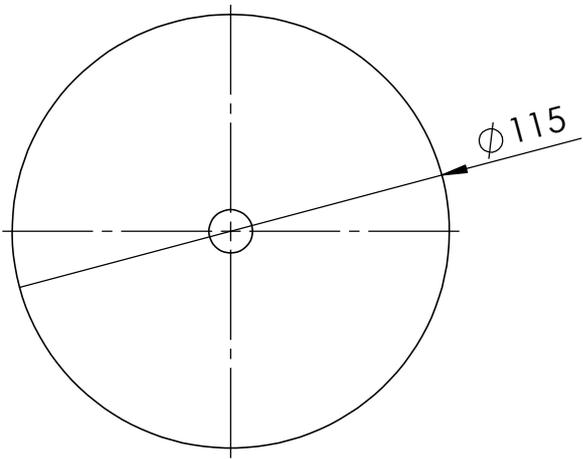
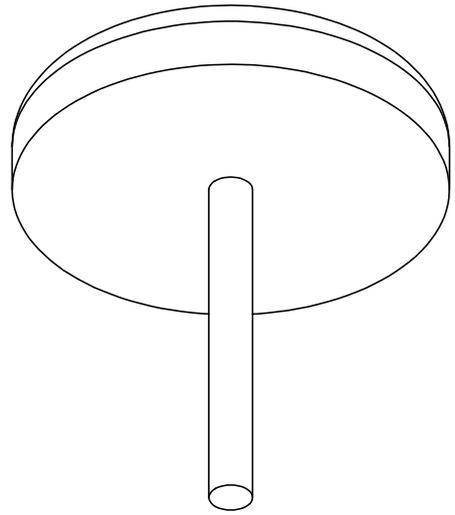
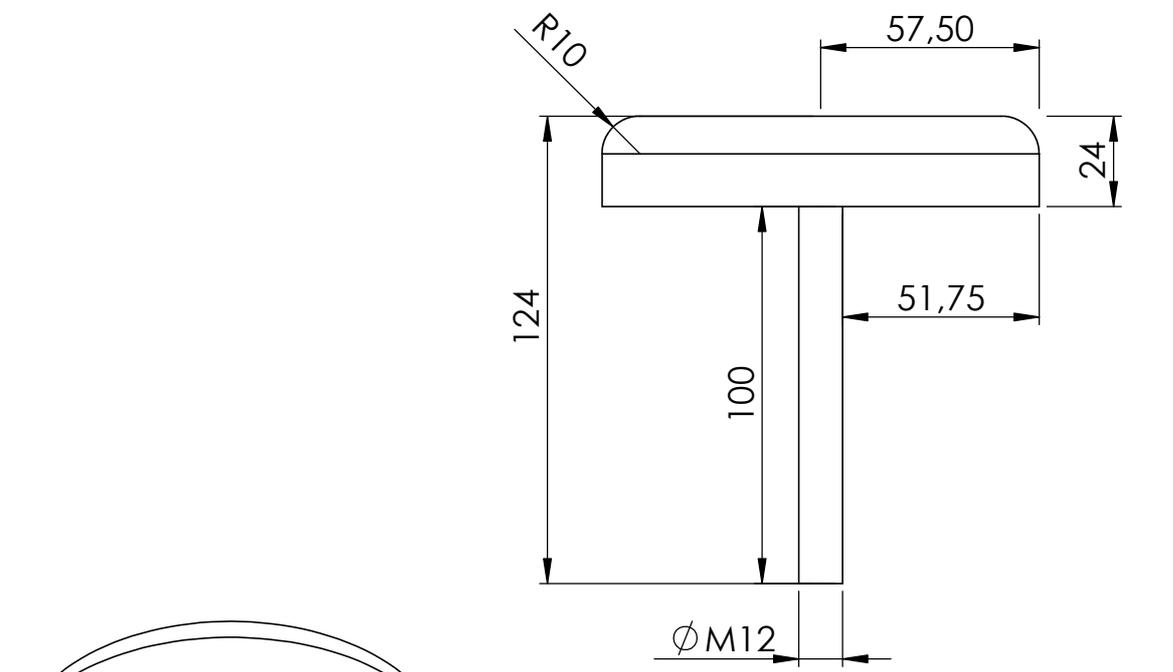
F

E

D

C

B



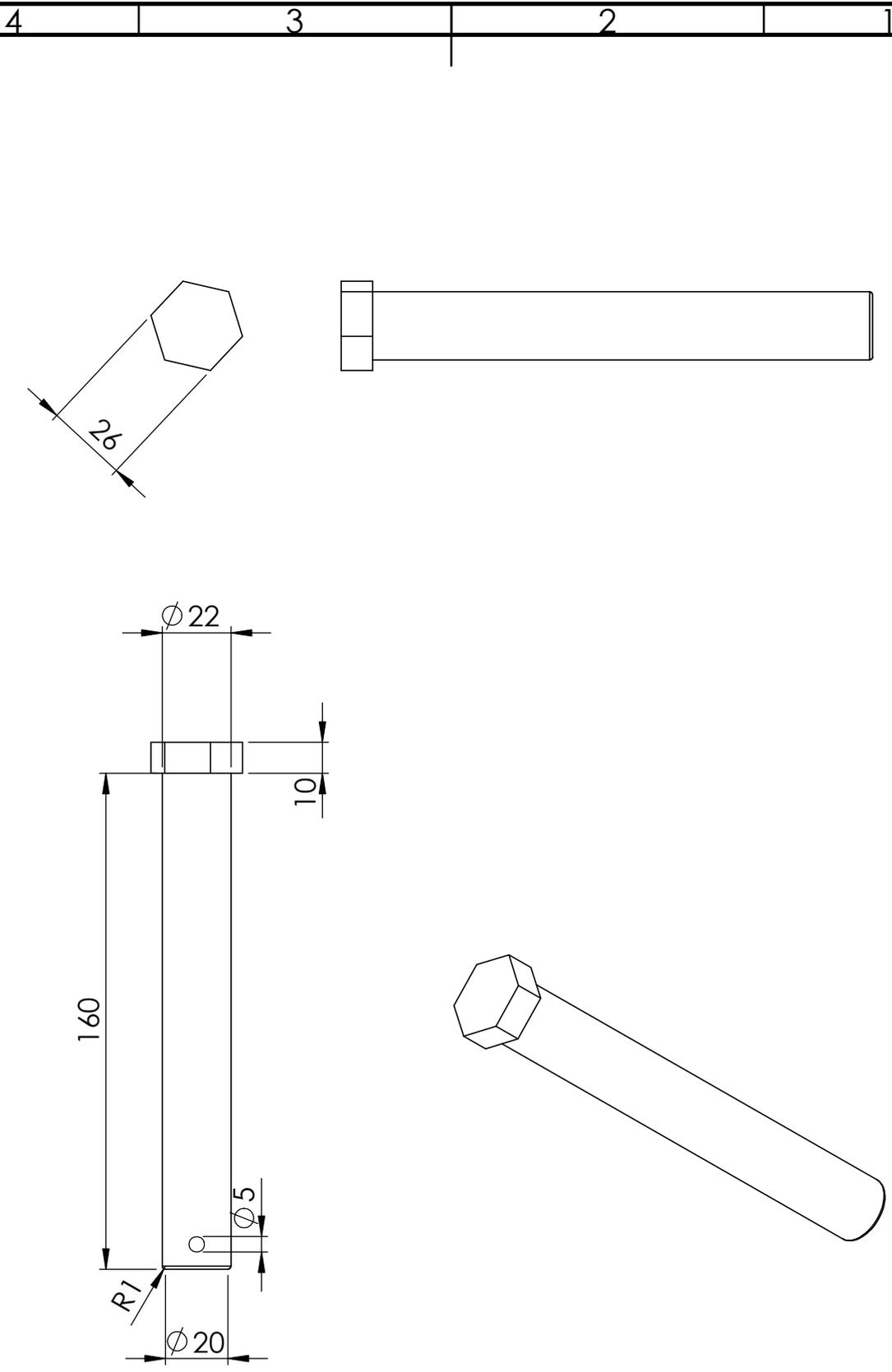
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
 Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas

Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
 Universidad Zaragoza

N.º DE DIBUJO  
**Tacos**  
 A4

4 3 2 1



	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

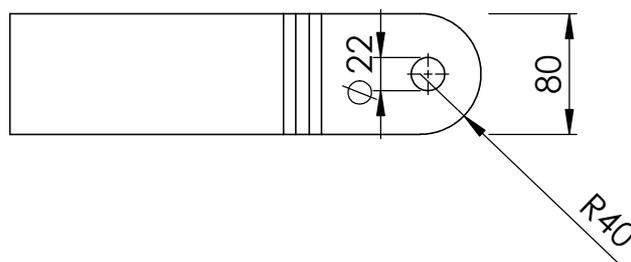
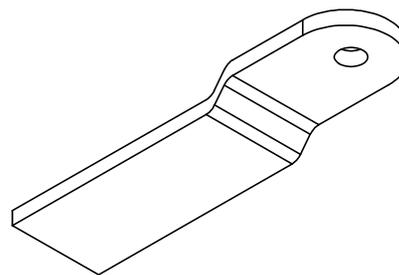
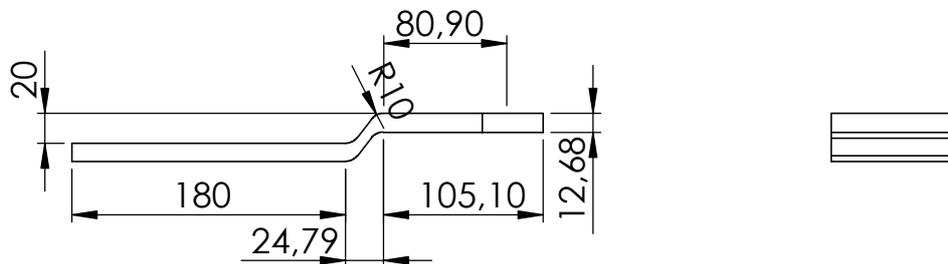
TÍTULO:  
**Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas**



**Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
 Universidad Zaragoza**

N.º DE DIBUJO  
**11.PASADOR BRAZO**      A4

ESCALA:1:2      HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
 Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas



Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
 Universidad Zaragoza

N.º DE DIBUJO  
**Tapetas**

A4

ESCALA:1:5 HOJA 1 DE 1

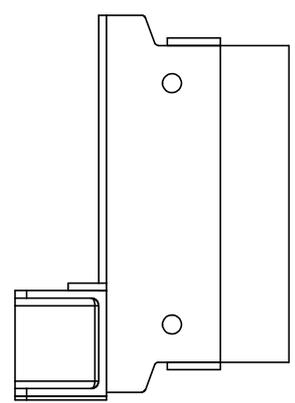
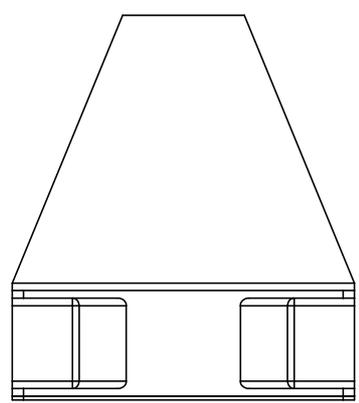
4 3 2 1

F

F

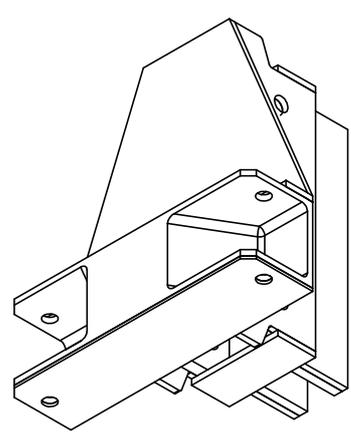
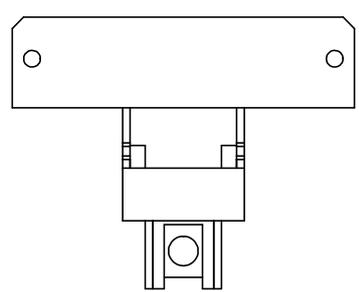
E

E



D

D



C

C

B

B

A

A

	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
 Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas



Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
 Universidad Zaragoza

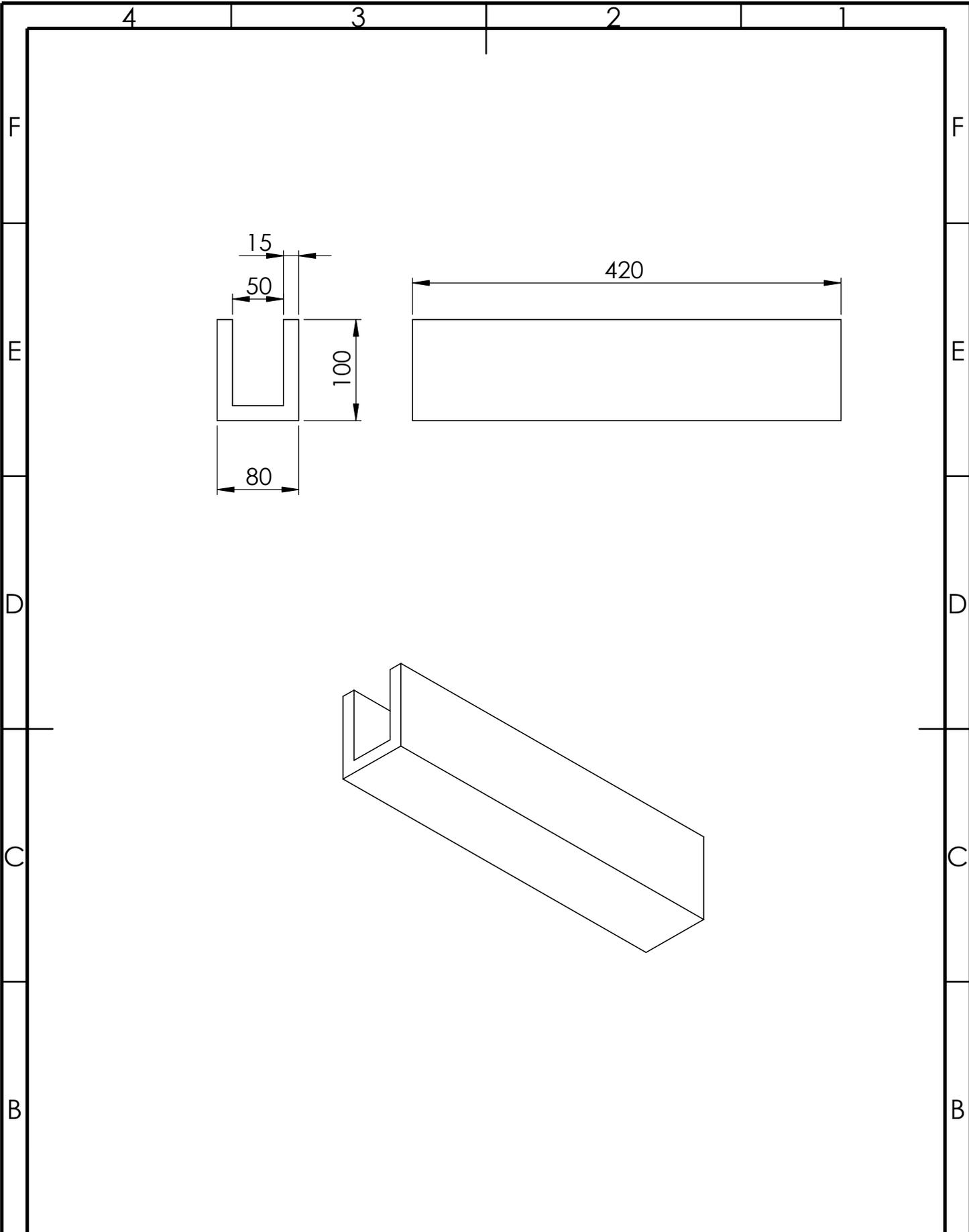
N.º DE DIBUJO  
**Soporte de brazos**

A4

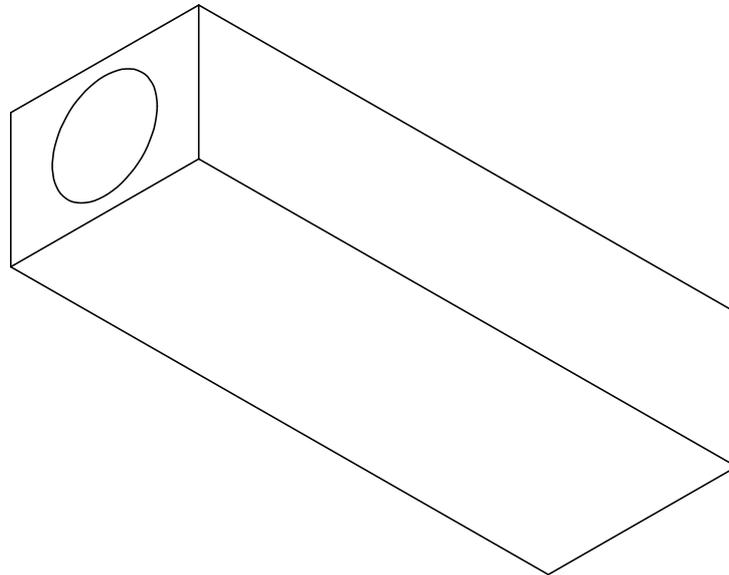
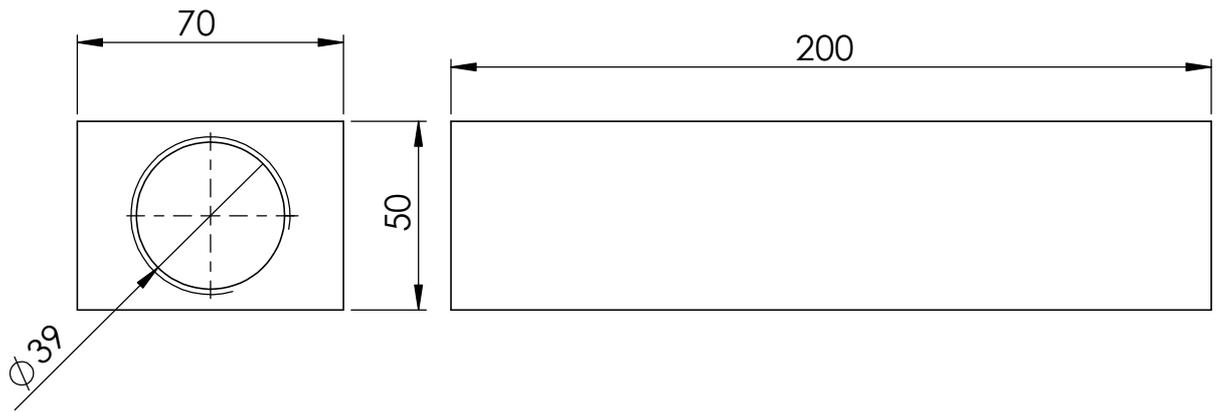
ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1



NOMBRE		FECHA		TÍTULO:	
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		Análisis, Cálculo y Diseño de un elevador de dos columnas	
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
 Escuela de Ingeniería y Arquitectura <b>Universidad Zaragoza</b>				N.º DE DIBUJO	
				Soporte pieza roscada	
				A4	
ESCALA:1:5			HOJA 1 DE 1		



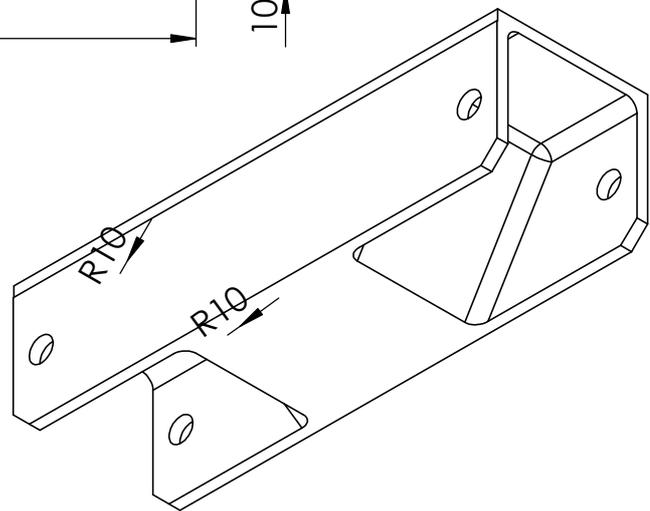
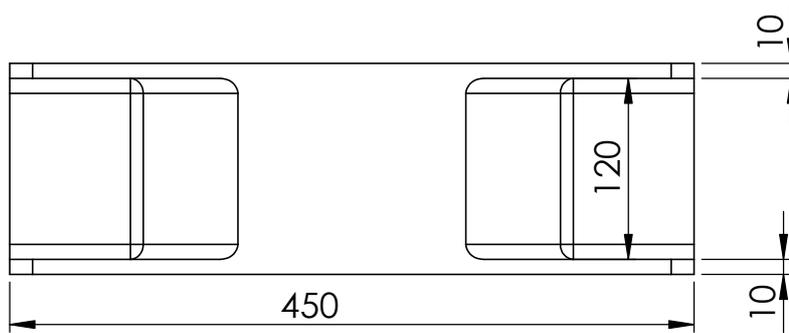
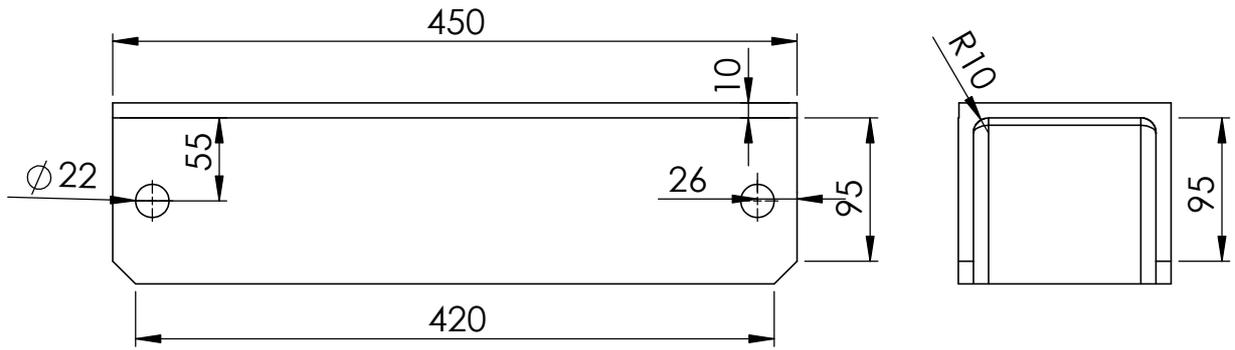
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
 Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas

Escuela de  
 Ingeniería y Arquitectura  
 Universidad Zaragoza

N.º DE DIBUJO Soporte tornillo  
 de potencia A4

ESCALA:1:5 HOJA 1 DE 1



	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
 Analisis, Calculo y Diseño de un  
 elevador de dos columnas



N.º DE DIBUJO  
**Soporte brazos** A4

ESCALA:1:10 HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

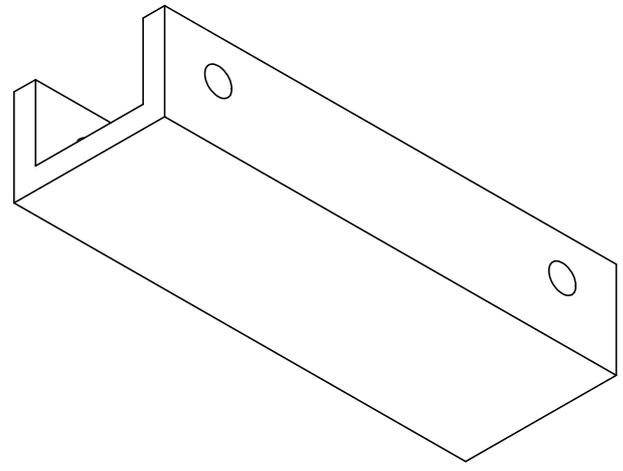
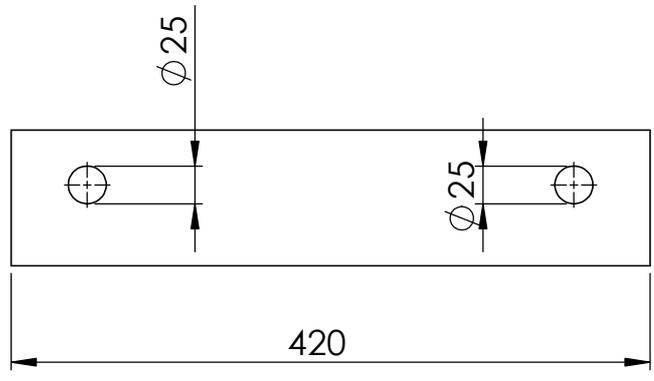
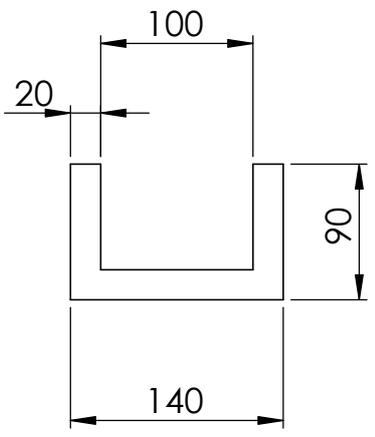
D

C

C

B

B



A

A

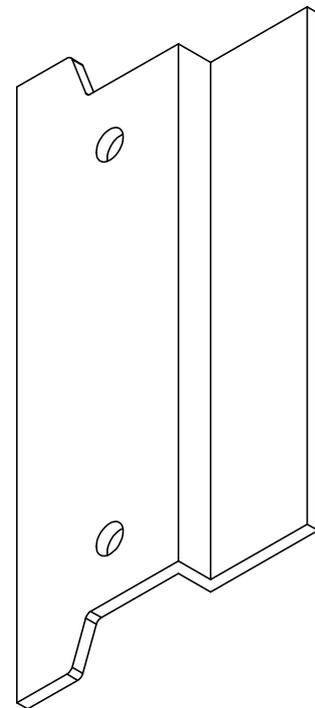
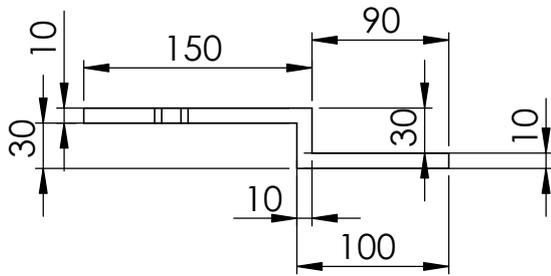
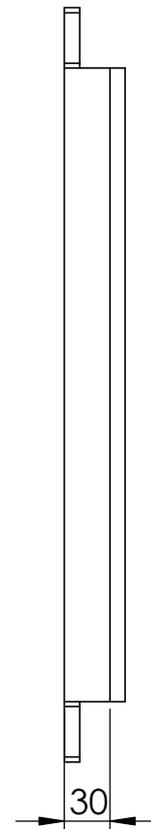
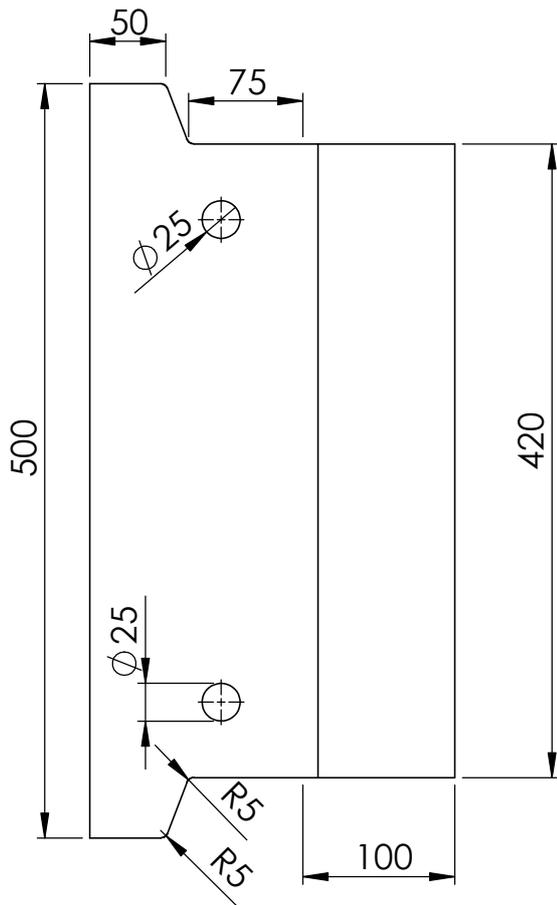
	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:	Análisis, Cálculo y Diseño de un elevador de dos columnas
N.º DE DIBUJO	

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
Universidad Zaragoza

Refuerzo interior para los bulones	A4
ESCALA:1:5	HOJA 1 DE 1

4 3 2 1



	NOMBRE	FECHA		
DIBUJ.	Javier Sales Lamarca	31.01.2017		
VERIF.				
APROB.				
FABR.				

TÍTULO:  
**Analisis, Calculo y Diseño de un elevador de dos columnas**

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
**Universidad Zaragoza**

N.º DE DIBUJO  
**Plancha lateral** A4

ESCALA:1:5 HOJA 1 DE 1