

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN SILLÓN RECLINABLE
CON SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO
LATERAL PARA ASEGURAR LA
DISTANCIA DE SEGURIDAD FRENTE AL
COVID-19.”**

TRABAJO FIN DE GRADO

Julio – 2021

AUTOR: Nayara Herrero García

DIRECTOR/ES: David Abellán López

Abel Riquelme Navarro Arcas

RESUMEN

El ministerio de Sanidad, ante la nueva situación que ha provocado la pandemia mundial del COVID-19, publica en el documento técnico *“Evaluación del riesgo de transmisión de SARS-CoV-2 mediante aerosoles. Medidas de prevención y recomendaciones. Noviembre 2020”*, (MINISTERIO DE SANIDAD, 2020) dentro de las medidas de prevención, la recomendación del aumento de la distancia física interpersonal, haciendo especial mención a que la concentración de aerosoles de la persona emisora es superior a distancias cortas.

Con el presente Trabajo Fin de Grado se presenta el diseño de un modelo de sillón reclinable que integra un soporte con desplazamiento lateral. Mediante dicho mecanismo se consigue configurar la distribución de asientos dentro de una sala, creando grupos de asientos separados entre sí. Instalado en una sala de cine asegura, para cada disposición de asientos, la distancia de seguridad de los espectadores como medida de protección frente al coronavirus.

Se pretende adecuar las características de este producto a las necesidades actuales, apostando por un diseño que incorpora accionamientos mecánicos que permiten la reclinación del asiento.

“En todo caso, la tragedia fue una conmoción no solo entre su gente, sino que afectó por contagio al pueblo raso, que se asomó a las calles con la ilusión de conocer aunque fuera el resplandor de la leyenda.”

Gabriel García Márquez. *“El amor en tiempos del cólera”* (1985)



MEMORIA



ÍNDICE MEMORIA

1.	INTRODUCCIÓN	9
1.1	ANTECEDENTES	9
1.2	OBJETIVO	10
1.3	ALCANCE	11
2.	DISEÑO CONCEPTUAL	12
2.1	ESTUDIO DE MERCADO	12
2.1.1	BUTACAS DE CINE VIP	12
2.1.2	SISTEMAS DE ASIENTO MODULARES	15
2.2	FACTORES DE DISEÑO	18
2.3	ESTUDIO ANTROPOMÉTRICO	20
3.	DISEÑO MECÁNICO	24
3.1	BASTIDOR	24
3.2	REPOSAPIÉS	26
3.3	RESPALDO	28
3.4	ASIENTO	30
3.5	MECANISMO DE RECLINACIÓN	32
3.6	MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO	35
3.6.1	ACTUADOR LINEAL	36
3.6.2	GUÍAS LINEALES	37
4.	CÁLCULOS	40
4.1	ACTUADOR LINEAL	40
4.2	ELEMENTOS DEL MECANISMO DE RECLINACIÓN	42
4.3.	CÁLCULOS ANALÍTICOS	45
4.3.1.	GUÍAS LINEALES	45
4.3.2	SISTEMA DE GUIADO LINEAL	47
4.4	MOTOR Y ENGRANAJE	48
4.4.1	MOTOR DC	48
4.4.2	ENGRANAJE	50
5.	CONCLUSIÓN	53
6.	BIBLIOGRAFÍA	54

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1. Modelo Riva	12
Ilustración 2. Modelo Queen	13
Ilustración 3. Premium Privacy Panels.....	13
Ilustración 4. Sequel Seat.....	14
Ilustración 5. Modelo Two Be	15
Ilustración 6. Sofá Le Vele	16
Ilustración 7. Disposiciones Sofá Le Vele	16
Ilustración 8. Modelo Free Motion, Módulos Unidos	16
Ilustración 9. Modelo Free Motion. Módulos Separados.....	17
Ilustración 10. Sistema Mutaflex	17
Ilustración 11. Butaca con Ruedas.....	19
Ilustración 12. Modelo Janus	20
Ilustración 13. Ergonomía: Ref. Cotas.....	21
Ilustración 17. Fuerzas Actuantes.....	45
Ilustración 18. Coeficiente de fricción en condiciones de funcionamiento en seco o inicialmente lubricado (valores típicos) de diferentes materiales deslizantes SKF....	48
Ilustración 19. Magnitudes características engranaje	51

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Las dimensiones humanas en los espacios interiores.	21
Tabla 2. Resultados Resistencia	43
Tabla 3. Datos Técnicos Sistema de Guías Implementado	47
Tabla 4. Datos Específicos Motor Implementado.....	50
Tabla 5. Comparativa Datos Motor	50

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Análisis dinámico del actuador del mecanismo de reclinación.	42
--	----



ÍNDICE DE CAPTURAS DEL MODELO

Captura Modelo 1. Dimensiones Ergonomía.....	23
Captura Modelo 2. Bastidor.....	24
Captura Modelo 3. Soporte	25
Captura Modelo 4. Elementos fijos	25
Captura Modelo 5. Reposapiés.....	26
Captura Modelo 6. Reposapiés Retraído.....	27
Captura Modelo 7. Reposapiés Extendido	27
Captura Modelo 8. Respaldo	28
Captura Modelo 9. Uniones en el mecanismo de inclinación	29
Captura Modelo 10. Asiento.....	30
Captura Modelo 11. Muelle Zig-Zag	31
Captura Modelo 12. Asientos + Uniones	31
Captura Modelo 13. Posición sentada.....	32
Captura Modelo 14. Posición reclinada.....	32
Captura Modelo 15. Unión: Reposapiés respaldo	33
Captura Modelo 16. Barra Transversal.....	34
Captura Modelo 17. Detalle Apoyabrazos.....	35
Captura Modelo 18. Mecanismo Desplazamiento	36
Captura Modelo 19. Instalación Actuador Lineal	36
Captura Modelo 20. Modelo terminado	39
Captura Modelo 21. Análisis de Tensión Pieza 1. Respaldo	43
Captura Modelo 22. Análisis de Tensión. Pieza 4. Respaldo	44
Captura Modelo 23. Análisis de Tensión. Pieza 1.	44
Captura Modelo 24. Análisis de Tensión. Pieza 3.....	44
Captura Modelo 25. Detalle engranaje	52

1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

Las circunstancias en las que vivimos en la actualidad están claramente afectadas por el impacto que ha generado la pandemia mundial provocada por el Covid-19. El sistema sanitario fue el primer y principal afectado desde que estalló la epidemia del coronavirus, pero, con él, los efectos a corto y largo plazo en todos los demás sectores de la sociedad se han visto evidenciados.

La crisis del coronavirus ha dejado una huella social importante, ha generado en las personas nuevos comportamientos y nuevas actitudes para mantener la convivencia. Se habla de una “nueva normalidad” que plantea soluciones, que establece normas, que nos enseña de nuevo a vivir.

Medidas como el distanciamiento social para limitar el contagio, se han convertido en imprescindibles. Sin embargo, en lo que respecta a nuestro proyecto, el distanciamiento social ha supuesto un hándicap enorme en el ámbito cultural y, más aún, si la actividad tiene lugar en un espacio cerrado como es el caso de las salas de cine, teatros y auditorios.

“Mientras el mundo se esfuerza por hacer frente al peligro que representa el COVID-19, debemos buscar medidas para apoyar a los artistas y facilitar el acceso a los bienes y servicios culturales, a corto y medio plazo”.

Ernesto Ottone R., Subdirector General de Cultura de la UNESCO.

Por lo tanto, es primordial hacer frente a las necesidades actuales de los espectadores y tras un tiempo de incertidumbre surge, en este momento, la oportunidad de mejorar, de plantear soluciones, de crecer y fomentar el desarrollo social.

Bajo esta premisa, el Ministerio de Cultura y Deporte con el objetivo de dotar a las salas de cine de unos instrumentos que garanticen la seguridad de sus usuarios ha

publicado un Protocolo Sanitario en el que, dentro de sus medidas, hace referencia a la necesidad del distanciamiento entre sus espectadores (MINISTERIO DE CULTURA Y DEPORTE, 2020).

Otra iniciativa como la de *CinemaSafe*, un programa liderado por *The National Association of Theatre Owners (NATO)*, organización con sede en EEUU cuyos miembros son propietarios de salas de cine, establece un listado de protocolos como: descripción de políticas integrales de uso de mascarillas y nuevas políticas de limpieza, optimización de la filtración del aire, capacitación de la salud de los empleados sobre higiene de manos y signos y síntomas del Covid-19 con el objetivo de categorizar las salas como seguras frente al coronavirus. (THE NATIONAL ASSOCIATION OF THEATRE OWNERS, 2020)

1.2 OBJETIVO

Se plantea la adecuación de las salas de cine con el fin de cumplir con las medidas sanitarias oportunas manteniendo el distanciamiento físico entre los usuarios. Garantizando, de este modo, entornos seguros frente al Covid-19.

El objetivo del presente Trabajo Fin de Grado (TFG) es diseñar un modelo de sillón reclinable cuyo soporte integre un accionamiento mecánico que permita el desplazamiento lateral del mismo. Ofrece la posibilidad de personalizar la sala de cine en función de la disposición necesaria de cada proyección, permitiendo ubicar a los usuarios garantizando la distancia de seguridad entre ellos.

Pensado para uso en salas de cine, este modelo podría extenderse a otros espacios como son teatros, auditorios, salas de conferencias... En definitiva, espacios que pueden albergar un gran número de personas, deban cumplir con la distancia de seguridad durante la actividad y opten por implementar medidas físicas como solución.

Se desglosan finalmente unos objetivos específicos que contemplan:

- ✓ Diseño de una estructura de sillón e incorporación de un mecanismo de reclinación.
- ✓ Definición de un mecanismo de desplazamiento lateral integrado en el sillón.

1.3 ALCANCE

Se va a efectuar en este TFG un diseño mecánico del modelo contemplando dimensionamiento de las piezas, características de los mecanismos, cálculos justificativos de los elementos incorporados y análisis conceptual de la simulación del conjunto.

No se contempla en este trabajo ni el diseño eléctrico, ni el sistema de control automático necesarios para el correcto funcionamiento del modelo, tratándose estos apartados como objeto de estudio en proyectos complementarios.

La fabricación y certificación del prototipo sería posterior a la finalización de los trabajos anteriormente citados, con lo que no se ha considerado, en este punto, normativa de aplicación al modelo diseñado.



2. DISEÑO CONCEPTUAL

2.1 ESTUDIO DE MERCADO

Derivado de la incorporación del mecanismo de inclinación y también por la implantación del sistema de desplazamiento del sillón resulta acertado contemplar la instalación del modelo en salas de cine “premium” (comúnmente denominados cines VIP).

Las salas de cine VIP son espacios que tratan de ofrecer una mejor experiencia al consumidor basándose en la mejora de las prestaciones ofertadas tanto en tecnología como en servicios. Pero su mayor diferencia, respecto a las salas de cine convencional, es el confort que caracteriza sus instalaciones. Para el diseño de nuestro modelo se realizarán dos análisis.

2.1.1 BUTACAS DE CINE VIP

Se analiza, en primer lugar, las prestaciones que ofrecen algunos modelos de butaca de alta gama que existen en el mercado diseñados para ser instalados en salas de cine VIP. Enumerando las características más diferenciadoras con respecto a butacas de cine estándar.

1. **FIGUERAS GROUP**, destaca por incluir innovación y tecnología a sus productos. (FIGUERAS SEATING EUROPE S.L.)



Ilustración 1. Modelo Riva

- Inclinación del respaldo y reposapiés automática e independiente.

- Accionamiento mediante pulsador integrado.
- Sistema de retorno automático del respaldo y el reposapiés.
- Incorpora bandeja con mecanismo de rotación y posavasos.
- Disponible butaca individual o butaca doble que comparte brazo.

2. Apostando por diseños minimalistas con líneas simples y sencillas para el sector del cine se nombra a **JOSPER**. (INDUSTRIAS JOSPER S.L)



Ilustración 2. Modelo Queen

- Laterales compactos tapizados fabricados en tablero de fibras DMF.
- Cojines ergonómicos en espuma de poliuretano moldeado en frío de alta densidad.
- Estructura interior de respaldo en madera, previamente mecanizada y ensamblada.
- Estructura interior de asiento en perfil de acero laminado en frío y electrosoldado con aporte de hilo continuo.

3. **FERCO SEATING** ofrece un modelo que incorpora paneles de privacidad diseñados para proporcionar un espacio acogedor y separar asientos. (FERCO SEATING SYSTEMS)



Ilustración 3. Premium Privacy Panels

- El sillón reclina sin invadir el espacio de atrás (ZeroWall).
- Extras: punto de luz individual, puerto USB, botón de llamada, numeración de asientos LED, colgador para ropa, bandeja y posavasos.

4. Considerando la prevención frente al Covid-19 como una premisa en el diseño de butacas de cine se nombra a **LAYER**, un estudio de diseño de Londres que ha presentado un prototipo de asiento anticovid. (LAYER)



Ilustración 4. Sequel Seat

Características Sequel Seat:

- Tapicería inspirada en la película de Wes Anderson *The Grand Budapest Hotel*, 2014.
- Altavoces con control de volumen en el reposacabezas.
- LED's integrados para iluminar el número de asiento y el nombre del espectador en el respaldo.
- Control mediante pulsador que permite al espectador adaptar el ángulo de inclinación, el apoyo lumbar y la temperatura del asiento.
- Iluminación ultravioleta de irradiación germicida que esteriliza el asiento y los objetos personales.
- Mamparas de metacrilato entre sitios.
- Bandeja extraíble.
- Confección con hilos de cobre antibacterianos y sin costuras con el fin de eliminar todos los huecos susceptibles de ser un foco de infección.
- Permite unir tantos asientos como sean necesarios según la longitud que el dueño de la sala decida para las filas.

2.1.2 SISTEMAS DE ASIENTO MODULARES

En un segundo análisis, se estudiarán algunos sistemas de deslizamiento en módulos de asientos, ya que el objetivo final del proyecto es el de presentar un sistema de varios sillones que mejore las capacidades de uso y disposiciones frente a los productos en módulos que ofrece el mercado actualmente.

Recordamos, en este punto, que la incorporación del sistema de desplazamiento lateral en el modelo está inducida por el hecho de asegurar el distanciamiento social para prevenir contagios por coronavirus.

De los sistemas de asiento modulares que se analizan se van a destacar los aspectos técnicos de interés que se consideran posibles influencias al diseño del modelo.

1. El Modelo *Two Be* se define como un híbrido entre sofá y mueble auxiliar. Realizado por el estudio de diseño Vitale, en colaboración con la empresa **KOO INTERNATIONAL** fue el ganador del *Concurso Internacional de Diseño Industrial del Mueble CETEM, 2013*. (VITALE)

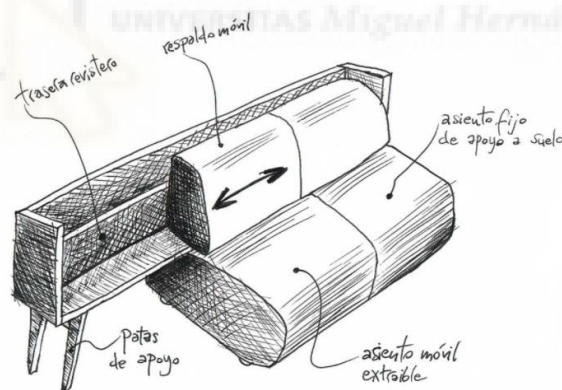


Ilustración 5. Modelo Two Be

- Sofá + Estructura de mueble.
- Deslizamiento manual.
- Multifunción: Permite el desplazamiento del asiento y el respaldo de uno de los módulos a través de la estructura de madera que actúa como mueble auxiliar ofreciendo la posibilidad de distintas configuraciones.

2. Fabricado por **FUTURA**, el modelo Le Vele, está constituido por dos sillones independientes abatibles que comparten la misma base de estructura metálica.

Permite configurar varias posiciones adaptándose a la disposición más adecuada en cada momento. (LUXURY INTERIORS MR)



- Los sillones giran de forma individual 360°.
- Accionamiento manual.
- Fundas de cojín extraíbles.

Ilustración 6. Sofá Le Vele

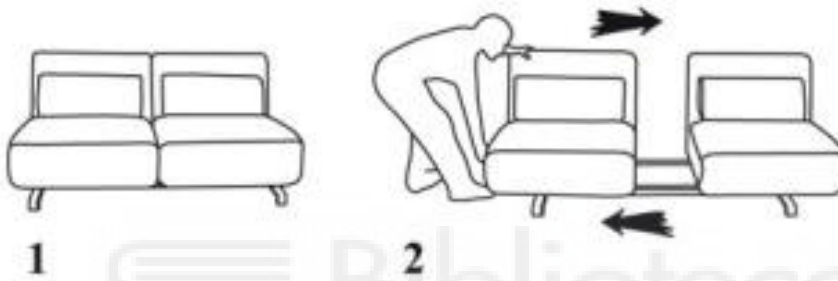


Ilustración 7. Disposiciones Sofá Le Vele

3. **KOINOR** ofrece una combinación de diseño y movimiento automatizado. (KOINOR)



Ilustración 8. Modelo Free Motion, Módulos Unidos



Ilustración 9. Modelo Free Motion. Módulos Separados

- Estabilidad manual de hasta 320°.
- Movimiento lateral automático (desplazamiento horizontal).
- Extras: estación multimedia, sistema de sonido, iluminación LED.
- Manejo mediante control remoto o mediante App.
- Elección de acabados de la tapicería y la base de la estructura.

4. Existe en el mercado un concepto implementado de sistemas que se conocen como gradas móviles, telescópicas o retráctiles. Su objetivo es recrear, y posteriormente recoger, espacios de asientos en salas, estadios, pabellones, auditorios... para permitir adaptar el entorno según las circunstancias de su utilización en cada momento. Consiguen una completa flexibilización del espacio.

Figueras Group tiene patentado un Sistema de Desplazamiento de Conjunto de Butacas con el que consigue optimizar el uso del espacio. (FIGUERAS MITJANS , 2007)

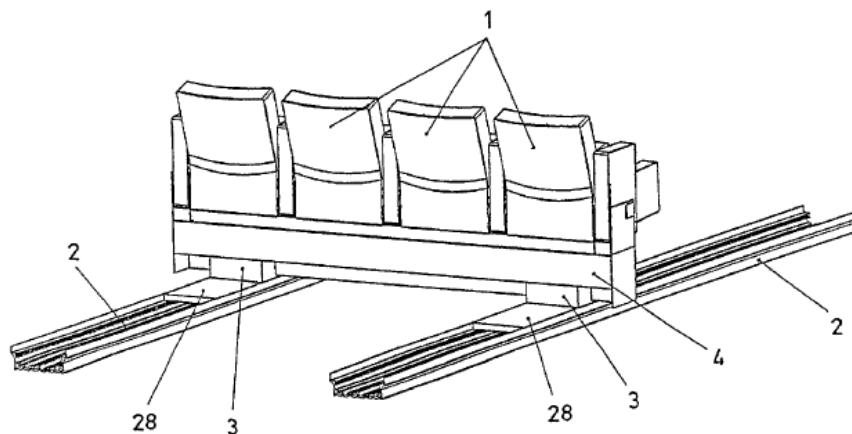


Ilustración 10. Sistema Mutaflex

- Fila de butacas (1)
- Guías dispuestas en el suelo (2)
- Carros portadores de las filas de butacas (3)
- Bancada de sustentación de las butacas de la fila (4)
- Placas de cubrimiento de las guías (28)

- Desplazamiento automático de filas completas de asientos.

Tras los dos análisis realizados, se busca aunar características esenciales de ambos cumpliendo con las premisas de funcionamiento, diseñando un modelo completo, que solvete las necesidades requeridas.

2.2 FACTORES DE DISEÑO

Completando la fase de diseño conceptual, se citan a continuación, algunos factores que se han tenido en cuenta en el diseño antes de describir el modelo. Se concluye, en el apartado siguiente, con un estudio antropométrico que determina las dimensiones finales del sillón.

Público objetivo.

Usuario consumidor de cine. La única salvedad, por dimensiones, es que el usuario sea una persona adulta. Están disponibles en muchas salas de cine adaptadores para niños, sin embargo, en este caso, se desaconseja por tratarse de un sillón reclinable.

Tecnología.

La modernización y tecnificación de productos está ligada a la evolución de la sociedad. La incorporación de tecnología es un imprescindible en el diseño del modelo. Incluyendo un manejo sencillo e intuitivo del dispositivo de accionamiento de este, la tecnología aplicada debe ser fácilmente accesible y económica.

Individualización.

La tendencia a la individualización caracteriza cada vez más las relaciones sociales en la actualidad. Sin embargo, es importante otorgar a los espacios de equilibrio, cumpliendo las necesidades de cada individuo en particular y también las necesidades colectivas.

Flexibilidad del espacio.

Haciendo relación a la adecuación de interiores, se debe satisfacer la idoneidad y utilidad de los tamaños en los espacios a configurar.

Funcionalidad.

Ofrecer la posibilidad de varias disposiciones de producto. Teniendo en cuenta que debe asegurar la comodidad en todas las configuraciones.

Estética.

Tendencia a la simplicidad de los diseños, con la utilización mínima de elementos. Ofrecer un producto con prestaciones de alta gama que, además de cumplir con las expectativas de diseño y confort, garantice la seguridad del usuario (esquinas redondeadas, evitar cantos afilados...)

Medidas Anticovid

Bajo el objetivo de ofrecer entornos seguros tras la crisis del Covid-19. Cumplir con la distancia de seguridad y la limpieza de las instalaciones se posicionan como medidas de aplicación indispensables en el sector del cine.

A la hora de efectuar la limpieza de los sillones existen ya en el mercado líquidos hidroalcohólicos especiales para butacas que no dejan manchas. De modo que permiten elegir, para el tapizado de las espumas del sillón, cualquier tejido.

Con respecto a garantizar el distanciamiento, reflexionamos acerca de algunas posibles soluciones a adoptar:

- a. Instalación de ruedas. Permitiría mover la butaca y limpiarla por todas las caras. También aportaría movilidad al asiento y se podría implementar, de este modo, la distancia de seguridad. Las posibles desventajas de esta configuración serían que las butacas deben moverse manualmente y de una en una, la posición de estas sería libre, por lo que podría no mantenerse la distancia de seguridad adecuada. Además, las butacas en la sala podrían quedar muy desordenadas, impidiendo el paso, cortando caminos de salida, etc.



Ilustración 11. Butaca con Ruedas

b. Instalación de guías o raíles por donde se desplacen las butacas. Permitiendo asegurar el distanciamiento frente al Covid-19 y, por otro lado, ofreciendo la posibilidad de formar o separar grupos de butacas.

c. Instalación de mamparas. Medida que asegura el aislamiento, si no fuese posible garantizar la distancia de seguridad. Sería necesario estudiar aspectos como son el sonido y la visibilidad en sala para determinar si se ven afectados por la implantación de esta solución.

Se cita, en este punto, un prototipo de asientos anticovid para aviones de **Aviointeriors** que incorpora en su diseño una pantalla termoplástica transparente en la parte superior del respaldo que envuelve el espacio de cada pasajero. (AVIOINTERIORS)



Ilustración 12. Modelo Janus

Valorando las propuestas, recordamos que se busca un diseño que integre accionamientos mecánicos y cumpla, de este modo, con las bases del TFG por lo que directamente se escoge implementar un sistema de guías integrándolo en la estructura del sillón. Una solución que no representa una medida fija si no que ofrece la posibilidad de adaptar el diseño según las necesidades inmediatas de utilización.

2.3 ESTUDIO ANTROPOMÉTRICO

Se justifica el dimensionamiento del modelo en base al objetivo de que sea el sillón el que se adapte a las medidas del usuario y no al contrario. Por ello, se va a realizar un análisis antropométrico que determine el diseño final cumpliendo con las dimensiones ergonómicas establecidas para la posición sentada. Para ello se emplean las medidas publicadas por Panero y Zelnik (PANERO & ZELNIK, 2006)

Tabla 1: Las dimensiones humanas en los espacios interiores.

MEDIDA	HOMBRES				MUJERES			
	Percentil				Percentil			
	5		95		5		95	
	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm	pulg.	cm
A Altura poplitea	15,5	39,4	19,3	49	14	36,6	17,5	44,5
B Largura nalga-popliteo	17,3	43,9	21,6	54,9	17	43,2	21	53,3
C Altura codo reposo	7,4	18,8	11,6	29,5	7,1	18	11	27,9
D Altura hombro	21	53,3	25	63,5	18	45,7	25	63,5
E Altura sentado, normal	31,6	80,3	36,6	93	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
G Anchura caderas	12,2	31	15,9	40,4	12,3	31,2	17,1	43,4
H Anchura hombros	17	43,2	19	48,3	13	33	19	48,3
I Altura lumbar	Véase Nota							

Nota. Fuente: (PANERO & ZELNIK, 2006)

Se ha considerado de la Tabla 1, las medidas de hombre con percentil 95 puesto que son las medidas que permitirán al mayor número posible de personas utilizar el sillón. En el caso de una persona con medidas correspondientes a un percentil menor que el diseñado serían aceptables las cotas del sillón puesto que, seguiría cumpliendo su finalidad que sería la de proporcionar asiento, aunque éstas no estuviesen ajustadas.

Adecuando las cotas a las especificaciones de utilización del modelo se plantean, para cada medida, las particularidades aceptadas.

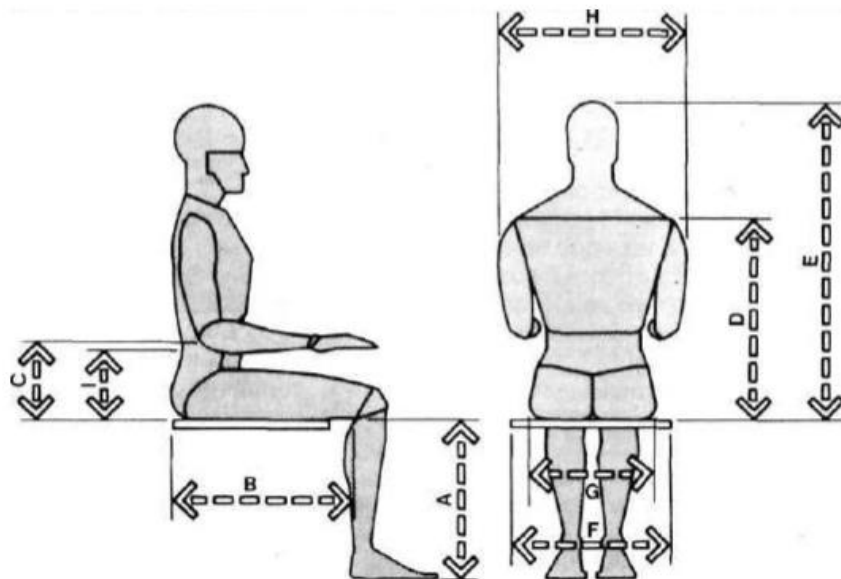


Ilustración 13. Ergonomía: Ref. Cotas

A Altura poplitea.

Se establece la cota de 49,0 cm.

B Largura nalga-poplitea.

Cota de 54,90 cm. Exactamente en el modelo, de la cara interior del asiento al punto más alejado de la pieza del reposapiés, registramos una cota de 55,4 cm que se considera aceptable puesto que la altura de colocación considerada para la espuma del reposapiés es la que corresponde a la recogida del mecanismo y no se puede comprobar que sea la misma altura que se refleja en la imagen al señalar dicha cota.

G Anchura caderas

Se ha desestimado esta medida puesto que se ha considerado como cota para el ancho del asiento, en lugar de la anchura de caderas, la anchura codo-codo.

F Anchura codo-codo.

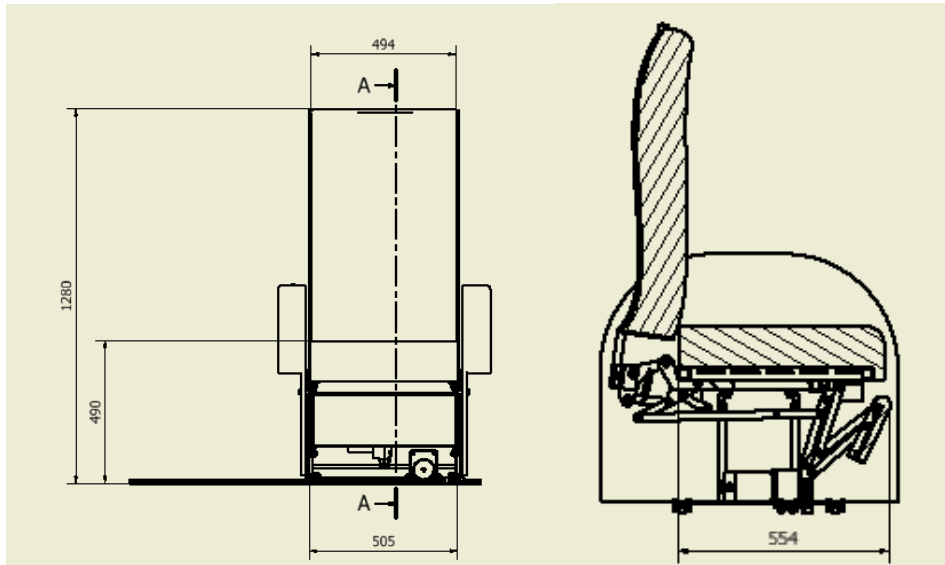
La espuma de asiento se confecciona con una anchura a priori, correspondiente a esta medida de 50,5 cm. De este modo entre la espuma del asiento y el reposabrazos queda un hueco de 1'65 cm. Contemplando la posibilidad de personalizar el sillón se plantea este espacio como un posible hueco donde considerar la instalación, en el lado que se considere oportuno, de una bandeja. De otro modo, se ajusta la anchura de la espuma del asiento a 53,5 cm que es la distancia exacta entre los apoyabrazos.

De las cotas **D** (63,5 cm Altura hombro) y **E** (93,0 cm Altura sentado, normal), se ha optado por considerar una medida comprendida en este intervalo puesto que se considera que el sillón va a ser utilizado en posición reclinada y, en esta disposición, es adecuado adoptar una cota de 780 cm de altura de respaldo.

H Altura hombros

Cota por ergonomía de 48,3 cm. En el modelo la anchura del acolchado del respaldo es exactamente de 49,4 cm siendo consecuente a la anchura del asiento adoptada. El sillón queda constituido, de este modo, como un asiento de amplias dimensiones con el fin de ofrecer comodidad al usuario.

En la Captura Modelo 1 a continuación, se muestra cómo se han adaptado las cotas anteriormente descritas al diseño del modelo. (Ver Plano General 1.00.00)



Captura Modelo 1. Dimensiones Ergonomía

En cuanto a la posición reclinada, la necesidad del diseño radica en que el asiento permanece con el mismo ángulo en la posición sentada que en la reclinada. Es decir, que se desplaza (hacia delante o hacia atrás según la disposición) pero no varía su inclinación. Lo que sí cambia de posición es el respaldo.

Se ha implementado un grado de inclinación de $108,71^\circ$ para el respaldo en la posición reclinada.

Finalmente cabe mencionar que además de la ergonomía del sillón para garantizar el confort del usuario y para que el grado de satisfacción sea aceptable elementos como las espumas y las estructuras del respaldo y del asiento son determinantes. Por este motivo se ha incorporado:

- Espumas de poliuretano HR (alta densidad) de 35 kg/m^3 en el asiento, respaldo y reposapiés.
- Capa adicional de viscoelástica de 55 kg/m^3 de densidad en el respaldo.
- Armazón metálico con 5 lamas de 5 cm de ancho dispuestas de forma que refuerzan las zonas de mayor apoyo (lumbar y hombros).
- Muelles Zig-Zag en el asiento.

Con el objetivo de ofrecer una experiencia confortable y mayor sensación de bienestar al usuario.

3. DISEÑO MECÁNICO

Se divide el análisis del diseño mecánico del modelo en bastidor, reposapiés, respaldo y asiento. Se define cada una de estas partes del conjunto por separado a fin de efectuar un análisis más concreto de las piezas que las componen, de las relaciones entre eslabones, del movimiento de cada subconjunto, y el aporte al modelo completo.

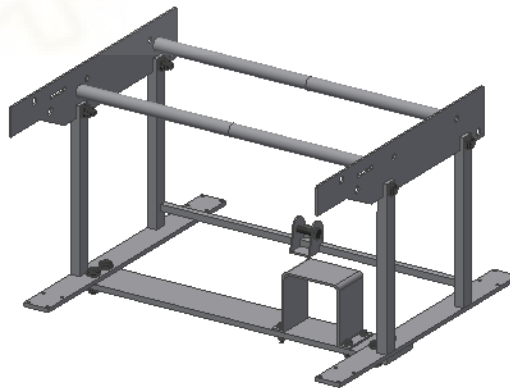
Se explican posteriormente los mecanismos incluidos en el modelo que definen sus prestaciones.

Especificaciones generales del diseño mecánico:

- Peso de la persona se considera de 100 kg
- Casquillos diseñados para permitir una holgura de 1 mm

3.1 BASTIDOR

Se considera el bastidor del sillón el conjunto formado por el soporte y los elementos instalados fijos al mismo que conforman la base fija de la estructura.



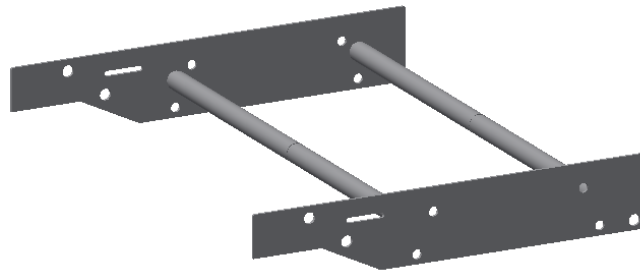
Captura Modelo 2. Bastidor

El soporte es la pieza más importante que sustenta el chasis y a la cual van anclados todos los mecanismos y piezas que constituyen la estructura del sillón.

Está formado por dos placas laterales paralelas de acero de 3 mm de espesor (Ver Plano 1.03.01) que determinan la anchura del asiento a las cuales van soldadas

cuatro barras longitudinales huecas de 20 mm de diámetro y 3 mm de espesor que le aportan estabilidad y robustez a la pieza (Ver Plano 1.03.00).

Además, estas placas están previamente perforadas para acoplar todos los elementos necesarios y provistas de un agujero en forma de canal por la cual se deslizará un pasador que permitirá efectuar un deslizamiento lineal del asiento.



Captura Modelo 3. Soporte

Los elementos unidos al soporte que van a formar el conjunto fijo del bastidor se visualizan en la imagen siguiente:



Captura Modelo 4. Elementos fijos

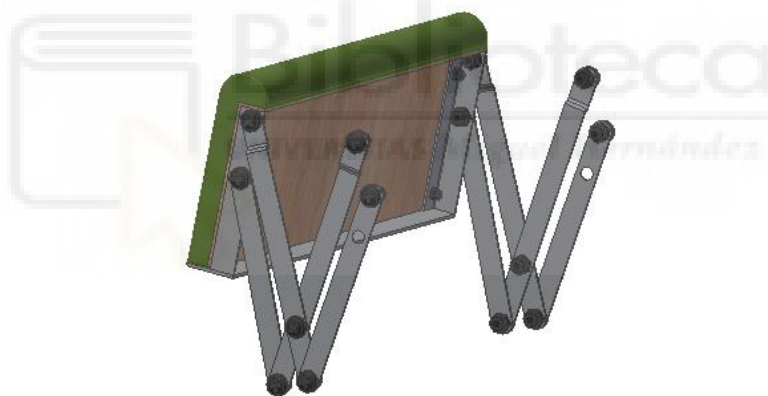
- Cuatro patas constituidas como barras huecas de 15x20 mm que permiten elevar del suelo el mecanismo (Ver Plano 1.03.02) y que, unidas al soporte (4 x M6), proporcionan la altura deseada de la estructura completa.
- Dos travesaños soldados cada uno a un conjunto de dos patas laterales, atornillados a la base que sostiene el motor (Ver Plano 1.03.03). Son la pieza de unión del chasis completo del sillón con el sistema de guiado lineal.

- Abrazadera de 3mm de espesor (Ver Plano 1.01.01) diseñada especialmente para el modelo de motor incorporado y base de sujeción. (Ver Plano 1.01.02)
- Barra soldada a las patas traseras de la estructura con soporte dimensionado específicamente para el acople del actuador. (Ver Plano 1.02.17)

Todas las piezas mencionadas serán de acero y las conexiones efectuadas en el bastidor, uniones fijas por perno provistas de las consiguientes arandelas para conseguir mayor apriete.

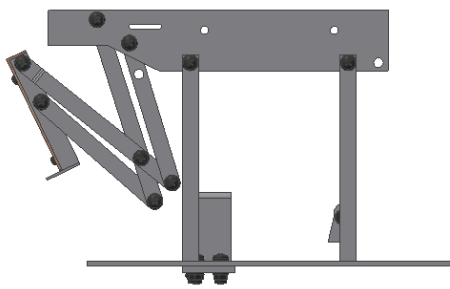
3.2 REPOSAPIÉS

El reposapiés incorporado en la estructura se caracteriza por permitir el ajuste de la altura de los pies en función de la disposición completa del sillón. Por ello, como componentes del subconjunto del reposapiés encontramos un mecanismo de elevación, una placa y una espuma tapizada. (Ver Captura Modelo 5)

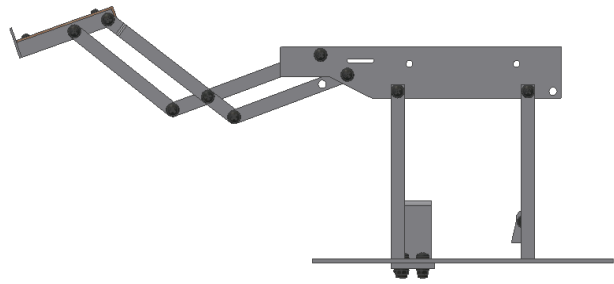


Captura Modelo 5. Reposapiés

El mecanismo de elevación de reposapiés nos permite implementar las dos disposiciones en las que se puede encontrar el reposapiés. En la posición plegada el reposapiés se encuentra retraído permitiendo la posición sentada, mientras que, en la posición elevada se encontrará el reposapiés extendido lo que permite al usuario disponerse en posición tumbada.



Captura Modelo 6. Reposapiés Retraído



Captura Modelo 7. Reposapiés Extendido

Como se observa en las anteriores capturas este mecanismo está constituido básicamente por cuatro barras articuladas unidas entre sí. Por los extremos opuestos están unidas por un lado al soporte y, por otro lado, conectadas con el resto de las piezas que conforman el reposapiés. (Ver plano 1.02.00)

Efectuando un movimiento lineal del actuador se consigue extender o retraer el reposapiés ajustándolo a las dimensiones determinadas en el diseño para las posiciones reclinada o sentada respectivamente. Este movimiento lineal es recibido por una de las piezas que componen el mecanismo (Ver Plano 1.02.01) a través de una barra que está conectada a su vez con el mecanismo de inclinación del respaldo.

En posición extendida se consigue implementar un ángulo del reposapiés con la vertical de $70,85^\circ$ y una extensión de 922 mm medidos desde la cara interior de la espuma del asiento hasta el punto más alejado del reposapiés en línea recta.

Las uniones entre elementos del mecanismo son conexiones por perno que permiten la rotación de las piezas conectadas. Algo esencial para que el sistema tenga juego y pueda cambiar de posición. Por este motivo se incluyen en los agujeros pertinentes la instalación previa de casquillos.

La conexión de las piezas del mecanismo con el resto de los componentes del reposapiés se efectúa con un perfil en L (Ver plano 1.02.05) que está soldado por su parte inferior a una placa (Ver Plano 1.02.07). Esta implementación permite sostener la espuma del reposapiés que es el elemento que va a aportar confort al usuario.

Como se ha comentado, una placa de contrachapado de 3 mm de espesor (Ver Plano 1.02.06) y la espuma tapizada con dimensiones ajustadas a la misma, completan el conjunto del reposapiés del sillón.

En la cara interior de la espuma se han efectuado cuatro muescas con las dimensiones de la cabeza de los tornillos para que, de este modo, quede pegada a la placa de contrachapado (también en la espuma del asiento).

Todos los eslabones del mecanismo, incluido el perfil en L, tienen 2 mm de espesor.

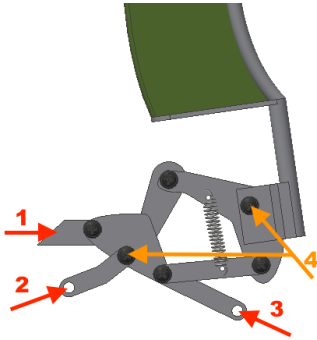
3.3 RESPALDO

El respaldo integrado en el chasis permite ajustar su inclinación en función de la disposición completa del sillón. Se distinguen dos subconjuntos en la implementación del respaldo que son el sistema de piezas que constituye el mecanismo de inclinación y por otro lado el armazón metálico provisto de su correspondiente espuma tapizada, (Ver Captura Modelo 8).



Captura Modelo 8. Respaldo

El mecanismo de inclinación del respaldo está formado por el conjunto de barras que efectúan el movimiento propiamente dicho, más una pieza que une este sistema con el armazón del respaldo (Ver Plano 1.02.13). Suman un total de seis componentes por lado a los que se incorpora un muelle de extensión (por lado también).



1. Pieza unión con el asiento.
2. Pieza unión con el soporte.
3. Pieza unión con la barra de conexión respaldo-reposapiés.
4. Conexiones fijas entre elementos.

Captura Modelo 9. Uniones en el mecanismo de inclinación

Todas las uniones del respaldo son articulaciones que permiten rotación menos dos (Ver Captura Modelo 9. Punto 4). Una es la pieza que esta soldada con el armazón metálico que presenta una unión rígida y la otra es el eslabón de la pieza que va unida al soporte en su conexión con el resto de mecanismo de inclinación. Es preciso que sea de este modo puesto que se requiere para la transmisión correcta del movimiento que estos pares de juegos sean fijos.

Del mismo modo, se justifica la incorporación de los muelles de extensión ya que acompañan el movimiento del asiento y permiten efectuar la inclinación de la forma más suave (Ver Plano 1.02.00).

En posición inclinada se consigue implementar un ángulo del respaldo con la horizontal de $108,71^\circ$. Supone un incremento de exactamente $26,84^\circ$ con respecto de la posición sentada.

Cuando reclina el respaldo hacia atrás, el asiento es arrastrado hacia dentro de la estructura acompañando el movimiento puesto que ambos conjuntos están unidos (Ver Captura Modelo 9. *Punto 1*). Y viceversa, cuando el respaldo vuelve a la posición sentada, el asiento desliza hacia delante colocándose consecuentemente en su posición inicial.

Todos los eslabones del mecanismo tienen 2mm de espesor.

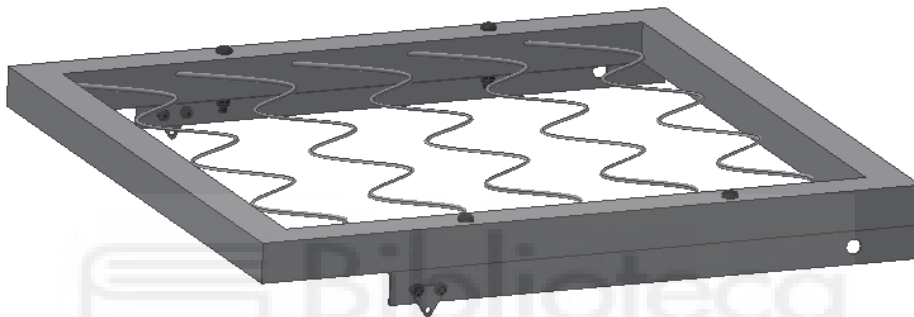
La pieza que sujeta realmente al usuario es el armazón del respaldo (Ver Plano 1.02.14). Se ha constituido como una estructura metálica provista de lamas metálicas también y en la parte inferior de la misma se incorpora una placa soldada que sujeta la espuma que complementa el conjunto del respaldo, (Ver Captura Modelo 15).

La pieza que une el armazón del respaldo con el mecanismo de inclinación está diseñada específicamente para que la unión sea robusta y está dimensionada para que sea posible que quede fija (soldada).

3.4 ASIENTO

Los componentes del asiento son: La base, la pieza de unión con el respaldo y el subconjunto de unión con el soporte, (Ver Captura Modelo 10).

En los planos adjuntos, el asiento está incluido en el Plano de Conjunto 1.03.00.



Captura Modelo 10. Asiento

La pieza determinante en cuanto a dimensiones del asiento es la base (Ver Plano 1.03.05). Constituida por una estructura cuadrada de perfil cuadrado hueco y provista de muelles cumple con el objetivo primordial de la estructura por ser el elemento de sujeción de la espuma que será a efectos prácticos el asiento del sillón.

Para el diseño se ha representado una simulación de los denominados muelles Zig-Zag. Pues se trata de elementos normalizados que dependiendo del tipo de onda y el diámetro del alambre permiten conseguir diferente confort en el asiento.

Se ha decidido elegir muelles en lugar de otros elementos como cinchas, listones de madera, etc... Puesto que los muelles ofrecen gran recirculación del aire, mayor elasticidad y soporte al peso.

Existen en el mercado gran variedad de modelos, se plantea incorporar el modelo XL de Industrias Subiñas pues se considera adecuado a las dimensiones de la

base. Con paso de 28 mm y altura de 52 mm ofrece la posibilidad de diámetros de alambre de entre 2'7 y 3'8 mm. (INDUSTRIAS SUBIÑAS)

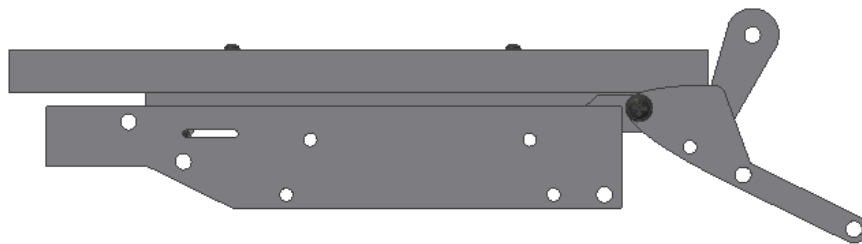


Captura Modelo 11. Muelle Zig-Zag

Necesitamos, de acuerdo con las especificaciones del fabricante, un total de 8 tiras de muelle de 428 mm que suponen 3'424 m. Aproximamos para el presupuesto que se incorporan 3'5 metros de muelle ondulado Zig-Zag.

La base del asiento se atornilla (4x M6) a dos perfiles en L situados simétricamente en las caras laterales de la estructura del asiento (Ver Plano 1.03.04). Estos perfiles se introducen en la pieza de conexión con el respaldo (Ver Plano 1.02.12) por medio de una muesca efectuada en la misma y se completa el apriete con otra pieza del respaldo (Ver Captura Modelo 12).

Por otro lado, se une en el lateral exterior del extremo opuesto de cada uno de los perfiles en L, una chapa triangular (Ver Plano 1.03.06) completando el subconjunto de unión con el soporte. Se efectúa la unión con la incorporación de un pasador que, solidario a la chapa, desliza por la abertura prediseñada en la placa lateral.



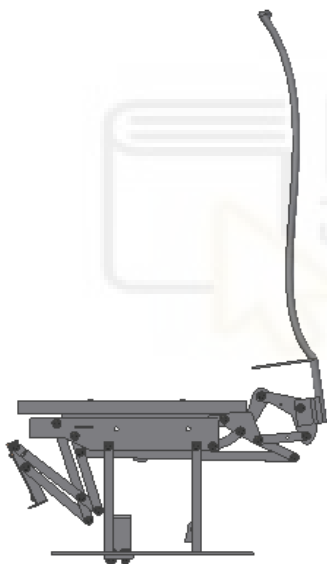
Captura Modelo 12. Asientos + Uniones

3.5 MECANISMO DE RECLINACIÓN

El sistema de reclinación completo del sillón (Ver Plano de Conjunto 1.02.00) está formado por dos mecanismos que son el mecanismo elevación del reposapiés y el mecanismo de inclinación del respaldo.

En apartados anteriores se han comentado las piezas que conforman cada uno de ellos y el movimiento que realizan por separado. Se ha efectuado esta división conceptual para explicar los componentes del modelo por separado puesto que el diseño está determinado por las necesidades de funcionamiento del mismo. Sin embargo, no son mecanismos independientes, como veremos a continuación.

El mecanismo de reclinación determina dos posiciones del sillón, (Ver Captura Modelo 13 y Captura Modelo 14).



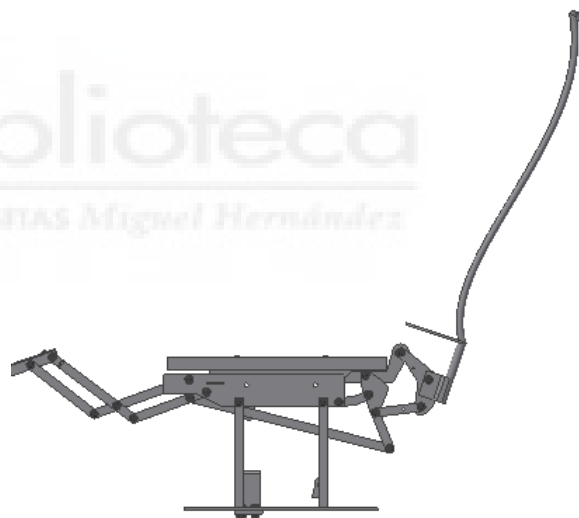
Captura Modelo 13. Posición sentada

Posición 1.

Reposapiés retraído.

Asiento en posición adelantada.

Respaldo en posición inicial.



Captura Modelo 14. Posición reclinada

Posición 2.

Reposapiés extendido.

Asiento en posición más atrasada.

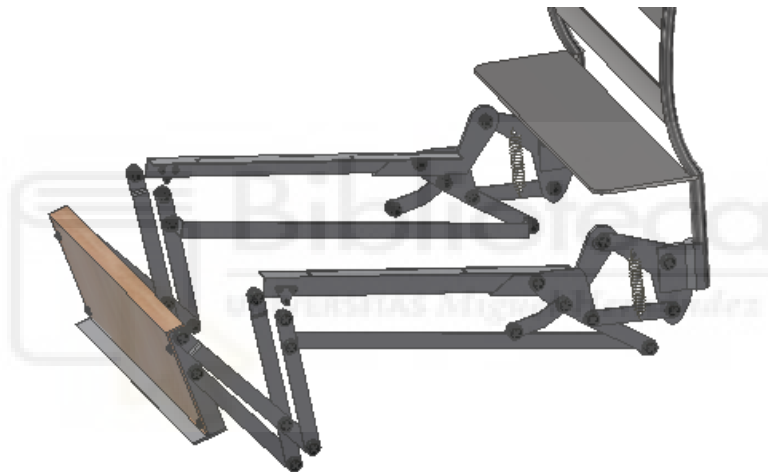
Respaldo con inclinación.

A medida que el sillón se mueve de la posición sentada a la posición reclinada, se produce una extensión paulatina del reposapiés de la misma forma que el respaldo se va reclinando hasta conseguir alcanzar por completo la posición 2.

Simultáneamente se produce un desplazamiento del asiento hacia atrás recorriendo una distancia de 35,3 mm. Siendo la transición a la posición 1 un movimiento completamente equivalente.

En resumen y de acuerdo con las imposiciones de diseño, el accionamiento del respaldo y el accionamiento del reposapiés se configuran para que se produzcan al mismo tiempo.

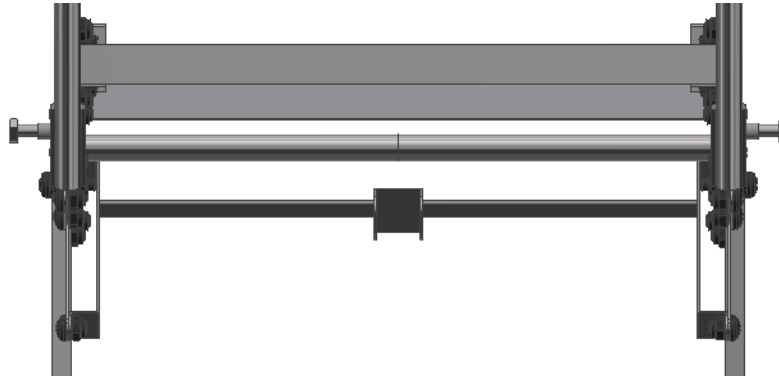
Para la implementación del mecanismo de reclinación se diseña una pieza longitudinal de 2 mm de espesor que se encuentra unida, por pernos provistos de casquillos que permiten rotación, por un extremo a una pieza del mecanismo de extensión del reposapiés y por el otro extremo a una pieza del mecanismo de inclinación del respaldo (Ver Plano 1.02.15).



Captura Modelo 15. Unión: Reposapiés respaldo

Es necesario instalar, como puede verse en la Captura Modelo 15, una pieza en cada lado de la estructura para nivelar el mecanismo.

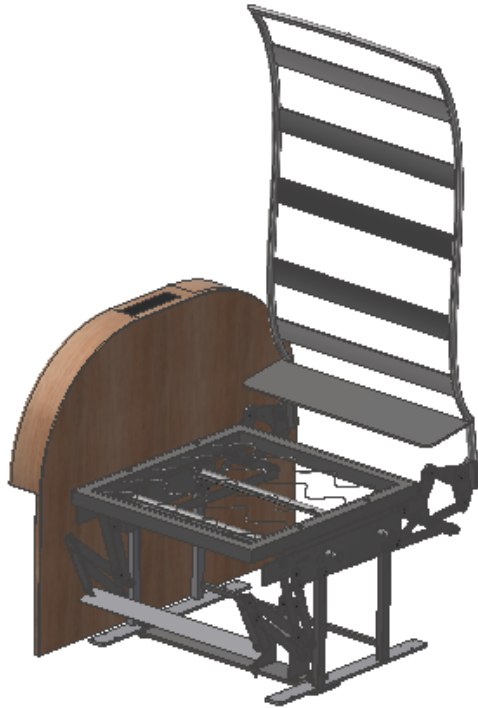
Se ha decidido efectuar de manera automática el movimiento de reclinación del sillón por lo que es necesario unir físicamente estas dos piezas que en este momento están aisladas para que su movimiento sea simultáneo. De modo que se suelda una barra transversal hueca (Ver Plano 1.02.16) a las dos piezas de conexión entre mecanismos completando el sistema de reclinación.



Captura Modelo 16. Barra Transversal

Por último, como se observa en la captura anterior en el centro de la barra se suelda una pieza imprescindible para la instalación del actuador. Componente encargado de transmitir el movimiento lineal a través de dicha barra a todo el mecanismo de inclinación y por extensión al chasis completo del sillón.

En este punto y antes de incorporar el mecanismo de deslizamiento, faltaría completar el modelo con los apoyabrazos (Ver Plano 1.03.07). Se trata de elementos fijos que se contemplan dentro de los acabados del sillón y no como componentes del chasis, sin embargo, constituyen un elemento importante en cuanto a confort del usuario. Van unidos al bastidor 2x M10 previa instalación de separadores que aseguran la distancia necesaria para un correcto ajuste de todas las demás piezas que van unidas al soporte. Se escoge un contrachapado de abedul y chopo (de gran ligereza) para fabricar el apoyabrazos a fin de presentar un sillón con aspecto elegante. (FUSTES ESTEBA, S.A) Sus cantos están redondeados por seguridad del usuario. Además, el apoyabrazos derecho incorpora un pulsador que activa el mecanismo de inclinación para que sea el usuario quien controle este accionamiento (ON/OFF).

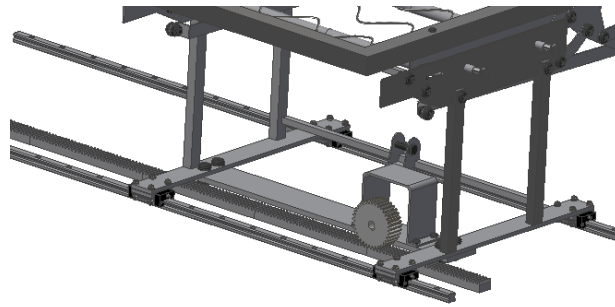


Captura Modelo 17. Detalle Apoyabrazos

3.6 MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO

El movimiento de inclinación y el movimiento de desplazamiento del sillón no se efectúan nunca al mismo tiempo. Primero el sillón se coloca en la posición correspondiente de la fila, después la persona se sienta y es entonces cuando acciona el sistema, se inclina el respaldo y se extiende el reposapiés. Antes de levantarse, devolverá el sillón a la posición inicial (pulsador OFF), momento en el cual la persona podrá levantarse. El motivo por el que no es el usuario quien controla el mecanismo de desplazamiento es porque la distancia de seguridad entre los asientos, considerando la disposición necesaria de la sala en cada proyección, se va a efectuar de manera automática y supervisada por los responsables de la sala.

El sistema de desplazamiento (Ver Plano General 1.01.00) está compuesto por un sistema de guiado lineal y un engranaje piñón-cremallera. Ambos elementos se verán con detalle en apartados siguientes.



Captura Modelo 18. Mecanismo Desplazamiento

3.6.1 ACTUADOR LINEAL

En cuanto a la instalación del actuador lineal, el vástago (extremo frontal) está unido mediante pasador a un soporte soldado a la barra que conecta el mecanismo de extensión del reposapiés con el de reclinación del respaldo. Mientras que, el extremo trasero está acoplado con otro pasador a un soporte soldado en otra barra que pertenece al bastidor.

De manera que tenemos fijo el actuador al bastidor por un lado y por otro lado la carrera determinada que hemos definido en su vástago va a permitir mover el mecanismo a la posición deseada. El recorrido exacto que efectúa el actuador es de 27'078 mm.



Captura Modelo 19. Instalación Actuador Lineal

De manera que tenemos la parte fija al soporte y la parte que desliza con la carrera necesaria para conseguir la posición extendida.

Las barras son paralelas entre sí y poseen la misma inclinación. Los extremos del actuador se disponen a 0°.

Además el modelo de actuador implementado presenta un diseño en ángulo recto que además de facilitar tu instalación, reduce el ruido.

3.6.2 GUÍAS LINEALES

De acuerdo con las especificaciones de diseño, necesitamos desplazar la estructura completa del sillón en sentido horizontal para cumplir con la distancia de seguridad en cada configuración de cada fila de asientos. Esta condición va a determinar cómo será el anclaje al sillón y la instalación de cada fila en el suelo de la sala.

Dado que debemos implementar un movimiento de traslación relativo entre dos elementos (chasis del sillón y suelo de la sala) efectuándose dicho movimiento en una única dirección, la solución más clara y efectiva es instalar un sistema de guiado lineal.

En función del rozamiento que se produce entre las superficies de contacto existen en el mercado diferentes tipos de sistemas de guiado lineal. Descartando las guías hidrostáticas y las guías deslizantes por contacto, se ha decidido implementar un sistema de guías lineales de rodadura o contacto rodante puesto que consiguen movimientos suaves y precisos con pérdidas por fricción reducidas.

Especializados en el diseño y fabricación de rodamientos, el grupo SKF ofrece un amplio abanico de soluciones para implementar el movimiento lineal guiado en un sistema, **(GRUPO SKF)**

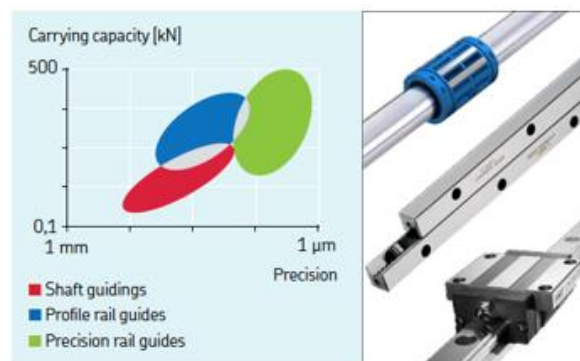


Ilustración 14. Sistemas Rodamientos SKF

Los intervalos de capacidad de carga y precisión que ofrecen los sistemas de guiado de SKF son bastante considerables y, por tanto, adecuados, cualquiera de ellos para nuestra aplicación. (Ver Ilustración 15)

Finalmente, para implementar el sistema de desplazamiento se ha optado por emplear guías con patines puesto que se considera que es la mejor opción de acuerdo con el diseño de la base del chasis. La conexión del sistema de guiado lineal con la estructura del sillón se realiza atornillando los travesaños paralelos que forman parte de los elementos fijos del bastidor con los carros del sistema de guiado.

Se instalan dos patines a cada lado que suman un total de cuatro carros por silla que deslizan por dos raíles, conformando una estructura estable garantizando la seguridad del usuario.

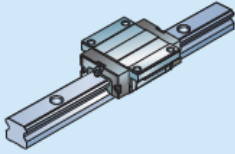
Las guías con patines de SKF permiten implementar una carrera ilimitada ya que permiten unir tantos raíles como sea necesario para conseguir la longitud oportuna especificada en el diseño. Esta característica es esencial en el proyecto pues la instalación del modelo se fundamenta en implementar un raíl cuya distancia comprenda la longitud total de la fila de asientos.

Además, garantizan una excelente rigidez y son capaces de soportar momentos de carga en todas las direcciones. En concreto, la serie LLT de guías lineales, que es la escogida, presenta un ángulo de contacto de 45° entre los elementos rodantes y el camino de rodadura favoreciendo el equilibrio de la carga en sus cuatro direcciones principales.

De los modelos que encontramos en la serie vamos a quedarnos con el modelo de carro embridado, normal, de altura estándar y de tamaño 15mm referido a la anchura de carril. (GRUPO SKF)

Se ha escogido el tamaño más pequeño (Ver Ilustración 16) porque a priori se considera que será suficiente y cumplirá con los requerimientos en cuanto a la capacidad de carga necesaria.

LLTHC ... A
Carro embridado, normal,
altura estándar



Tamaño ¹⁾	Capacidad de carga	
	C	C ₀
-	N	
15	8 400	15 400
20	12 400	24 550
25	18 800	30 700
30	26 100	41 900
35	34 700	54 650
45	59 200	91 100

Ilustración15. Especificaciones Guía Lineal SKF escogida

A continuación, en Captura Modelo 19 se muestra el modelo terminado. Se incluyen espumas tapizadas de respaldo, asiento y reposapiés y ambos apoyabrazos.



Captura Modelo 20. Modelo terminado

4. CÁLCULOS

Cabe citar que para la realización de los cálculos del presente punto y siguientes, las principales fuentes bibliográficas de consulta han sido los libros de Diseño de Maquinas de Robert L. Norton (NORTON, 2011), Teoría de Máquinas de Daniel Clos Costa y Salvador Cardona Foix (CARDONA FOIX & CLOS COSTA, 2001) y Diseño Industrial de Jesús Félez y M^a Luisa Martínez (FÉLEZ & MARTÍNEZ, 1999)

4.1 ACTUADOR LINEAL

Para accionar el mecanismo de reclinación necesitamos un dispositivo que proporcione movimiento lineal a la pieza que conecta el mecanismo del reposapiés con el mecanismo del respaldo (Ver Plano 1.02.05). Mediante tracción o empuje de dicha pieza conseguimos que la estructura del sillón quede en posición sentada o reclinada.

Se emplea un actuador lineal puesto que ofrece la posibilidad de ejercer fuerzas variables con amplios márgenes de ajuste de desplazamiento. Existen en el mercado tres tipos diferentes de actuador lineal: hidráulico, neumático o eléctrico.

Descartamos un actuador lineal hidráulico puesto que no necesitamos altas velocidades de funcionamiento ni tampoco mantener un nivel de potencia elevado. Y entre un actuador lineal neumático o eléctrico elegimos para nuestro diseño un actuador lineal eléctrico puesto que son dispositivos más silenciosos, fáciles de instalar y que proporcionan controles precisos.

Se ha decidido implementar un actuador lineal de la Serie TA6 de TiMOTION puesto que en su descripción encontramos que está específicamente diseñado para aplicaciones de elevación como sillones reclinables y asientos de cines. (TiMOTION)

El modelo en concreto que se ha elegido es el TA6-2C-040203-1110-1010 (Ver Anexo I)

En la Ilustración se muestra las dimensiones estándar del actuador implementado en nuestro modelo. A continuación, se enumeran las especificaciones de este.

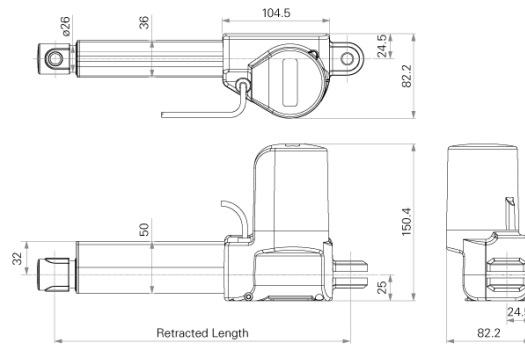


Ilustración 16. Dimensiones Estándar Actuador TA6. TiMOTION

Especificaciones

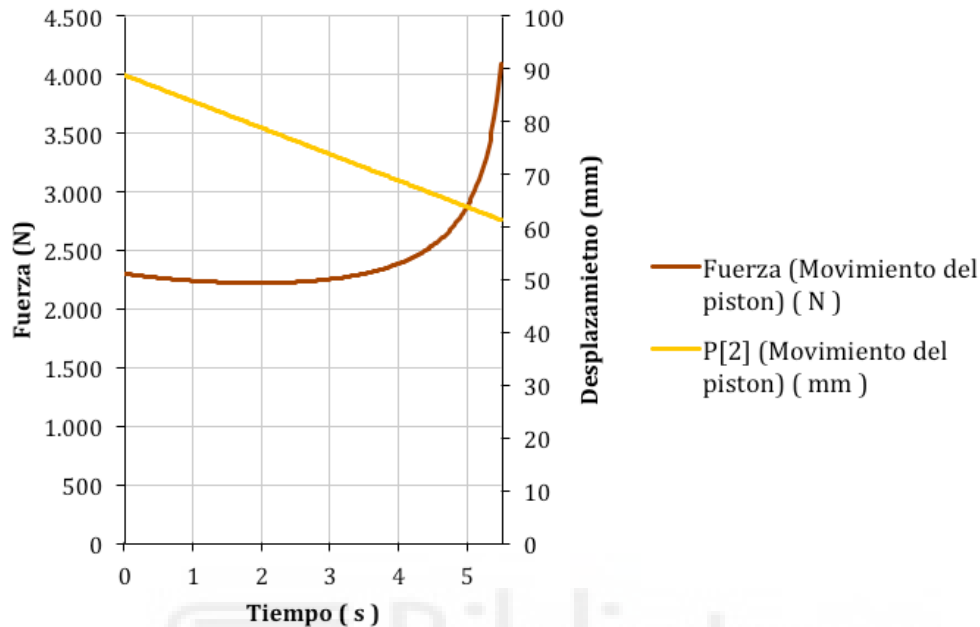
- Voltaje (Tensión del motor)(2): 24V DC
- Carga máxima (C): 5.000N en empuje; 4.000N en tracción.
- Carrera (mm): 40.
- Posición de carrera: 0mm
- Longitud retraída: 203mm
- Dimensiones mínimas de instalación: \geq recorrido + 163 mm
- Accesorio trasero(mm): 1 = Plástico, U clevis, slot 6.1, agujero 10.2
- Accesorio frontal (mm): 1 = Agujero perforado en el tubo interior + tapa de plástico, sin ranura agujero 10.2 con casquillo de plástico.
- Color: 1 = Negro
- Funciones especiales para el subconjunto de husillo: 0 = sin funciones
- Funciones para finales de carrera: 1 = dos interruptores en posición completamente retraída/extendida para cortar la corriente.
- Señales de salida: 0 = sin señales
- Conector: 1 = DIN 6p, 90° plug
- Longitud del cable: 0 = Straight, 100mm

Con una carga máxima de 5.000N de empuje se justifica, a continuación, que cumple con los requerimientos del diseño efectuando un análisis dinámico con el software Autodesk Inventor. Partiendo del mecanismo diseñado en Inventor se ha realizado un análisis dinámico en el cual se ha simulado el movimiento entre las dos posiciones del mecanismo de reclinación, aplicando como cargas sobre el mecanismo tanto el peso propio de este como el peso máximo del usuario (100 kg).

Tras realizar la simulación del movimiento en el instante inicial (posición sentada, $T_1 = 0s$) y el instante final (posición reclinada, $T_2 = 5,5s$) se obtienen y analizan las fuerzas que actúan sobre cada una de las piezas del mecanismo.

Los resultados de desplazamiento y fuerza en el actuador lineal del mecanismo de reclinación se observan en el Gráfico 1.

Gráfico 1. Análisis dinámico del actuador del mecanismo de reclinación.



Nota. Datos extraídos del análisis efectuado en *Inventor 2019*

La máxima carga requerida por el mecanismo de reclinación se alcanza en la posición final (instante $T_2 = 5,5$ s) registrando un valor de: 4.087,4 N. El actuador lineal escogido proporciona un valor de carga máxima en empuje de 5.000 N luego cumple con los requerimientos del modelo.

4.2 ELEMENTOS DEL MECANISMO DE RECLINACIÓN

Para el análisis resistente de las barras del mecanismo de reclinación, se parte de las cargas sobre los elementos obtenidos en el análisis dinámico anterior. En él se contemplaba un peso máximo para el usuario de 100 kg que se reparte en varios puntos de contacto entre usuario y modelo. Las cargas estimadas en la simulación dinámica se transfieren al modelo de cálculo por elementos finitos de Autodesk Inventor, donde se analizan las tensiones producidas en cada eslabón del mecanismo. Se establece el escenario de carga y propiedades del material de cada pieza a analizar. El material de las piezas de la estructura: acero, al carbono (780 g/cm^3).

De los dos instantes considerados en el análisis estático, vamos a sintetizar en el análisis resistente y se escogen resultados para la posición 2 correspondiente al instante $T_2 = 5,5$ s puesto que se ha comprobado que es en ese instante donde se producen las mayores tensiones y deformaciones.

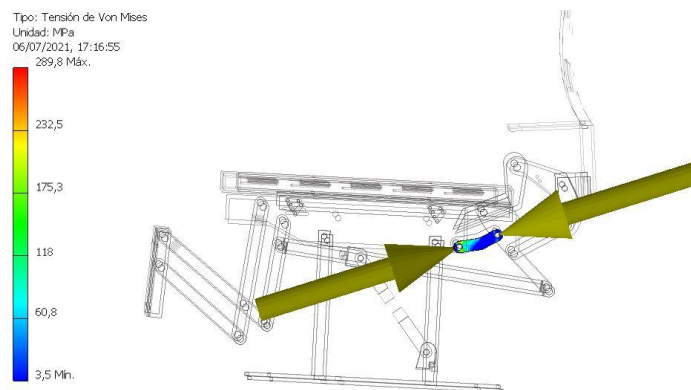
Se efectúa la simulación por elementos finitos de las piezas que se muestran en la Tabla 2, se han considerado suficientes para ofrecer resultados concluyentes en este estudio y poder asegurar que el mecanismo soportara las cargas de funcionamiento.

Tabla 2. Resultados Resistencia

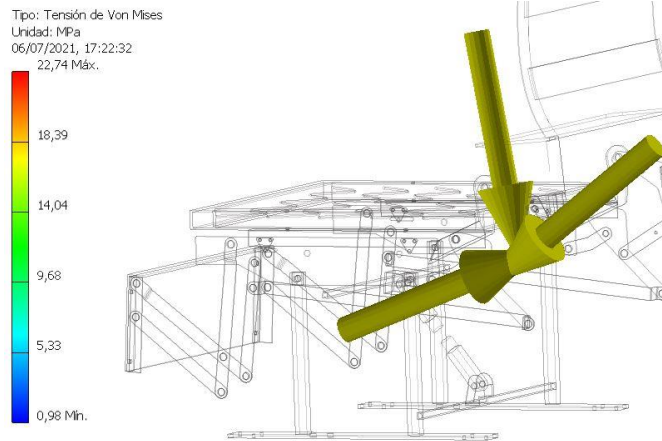
Referencia de archivo	Tensión de Von Mises [MPa]
Pieza5	455
Pieza6	12
Pieza 9esla4modif	132
Pieza 10esla7modif	136
Pieza1respald	290
Pieza2respald	446
Pieza4respald	22,74
Conecpiesrespaldo	464

Nota. Fuente Elaboración Propia Modelo Inventor

Se adjuntan, a continuación, imágenes que incluyen las fuerzas actuantes en las articulaciones de cada pieza analizada. Muestran la resistencia de la pieza al esfuerzo que actúa sobre las mismas. Para el respaldo:

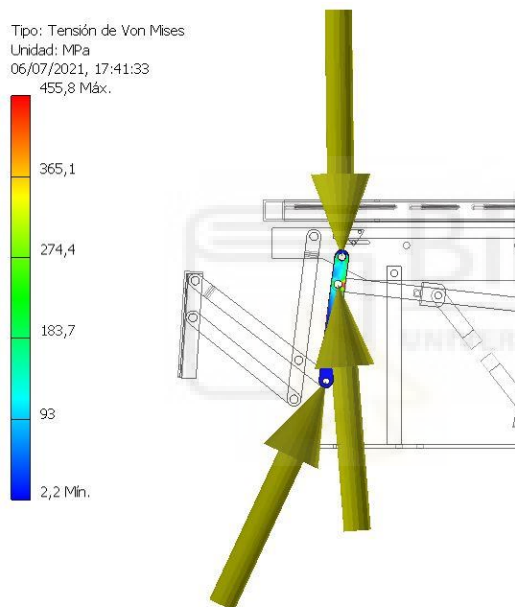


Captura Modelo 21. Análisis de Tensión Pieza 1. Respaldo

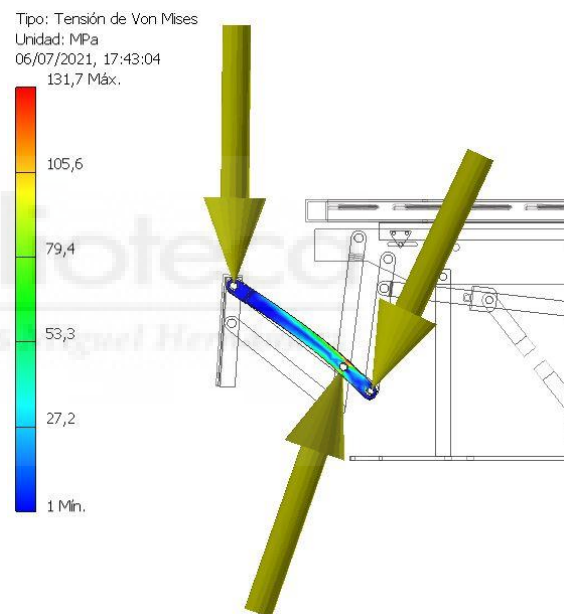


Captura Modelo 22. Análisis de Tensión. Pieza 4. Respaldo

Para el reposapiés:



Captura Modelo 23. Análisis de Tensión. Pieza 1.



Captura Modelo 24. Análisis de Tensión. Pieza 3.

Con los datos obtenidos de resistencia de la Tabla 2 se concluye que es necesario incorporar al mecanismo piezas de acero con límite elástico superior a 455MP. Utilizando un acero al carbono F125 de 800MPa de límite elástico se conseguiría un coeficiente de seguridad de 1,75. Se considera este coeficiente de seguridad suficiente teniendo en cuenta que el peso medio del usuario es menor al máximo contemplado para el cálculo.

4.3. CÁLCULOS ANALÍTICOS

4.3.1. GUÍAS LINEALES

El sistema de guiado lineal debe resistir las fuerzas actuantes en dirección perpendicular a la trayectoria y los momentos en las tres direcciones del espacio, (Ver Ilustración 17). Además, debe cumplir parámetros en cuanto a duración de vida.

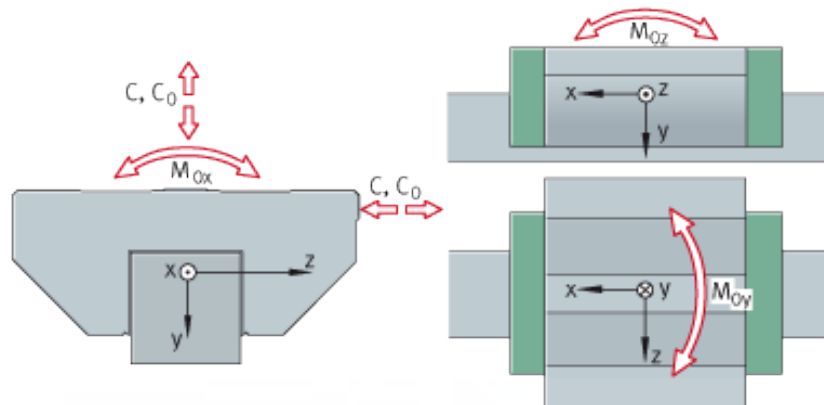


Ilustración 14. Fuerzas Actuantes

- Carga dinámica, C
- Carga estática, C0
- Momentos estáticos, M0x, M0y, M0z

Siendo C_0 la carga estática máxima admisible, para el tamaño elegido es de:

$$C_0 = 15.400 \text{ N}$$

Considerando que la persona está sentada en el sillón; (Hemos mencionado que este hecho no va a ocurrir, pero a la hora de efectuar los cálculos es oportuno situarnos en el caso más desfavorable)

Partimos de:

$$\text{Peso silla } 35\text{kg} + \text{Peso persona } 100\text{kg} \rightarrow m = 135\text{kg}$$

Supone una fuerza de:

$$F = m \cdot g = 135 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 1.324,35 \text{ N} \quad [1]$$

Que está repartida en los cuatro apoyos (carros instalados).

$$\frac{1.324,35 \text{ N}}{4} = 331,08 \text{ N}$$

Si comparamos con la carga estática máxima admisible por el sistema de guiado: $331,08 \text{ N} \ll 15.400 \text{ N}$

Resulta una carga estática necesaria muy inferior al valor máximo que admite este modelo con este tamaño, luego cumple sobradamente con los requerimientos de diseño.

Asumimos que la distancia entre carros es lo suficientemente considerable como para que el valor de los momentos sea despreciable.

A continuación, se va a comprobar la duración de vida del sistema:

Siendo **C** el valor de carga dinámica admisible, para el tamaño elegido es de:

$$\mathbf{C = 8.400\ N}$$

Definimos: **L** la vida nominal básica [km]

$$L = \left(\frac{C}{P/4} \right)^3 \cdot 100 \quad [2]$$

Sustituyendo datos se obtiene:

$$\mathbf{L = 1.633.198,688\ km}$$

Por lo tanto, el sistema de guiado elegido para desplazar el modelo diseñado proporcionaría una utilización de más de un millón y medio de kilómetros garantizando un correcto funcionamiento. Este dato, extremadamente elevado, concluye que el sistema es válido para nuestro modelo.

4.3.2 SISTEMA DE GUIADO LINEAL.

Sistema de guías lineales incorporado al diseño:

Tabla 3. Datos Técnicos Sistema de Guías Implementado

Type	LLTH
Product code	S - System
Carriage size	15
Carriage type	A - Flanged carriage, standard length, standard height
Number of carriages per rail	2
Preload class	T0 - Zero preload
Rail length (in 1mm steps)(mm)	1000
Precision class	P5 - Standard
Joint rail track	No
Bellows	NO
Bellows material	Standard material "PUR", (temp. Resistance +90°C)
Rail length (in 1mm steps)(mm)	Rail with standard holes and plastic plugs
E Selection	Symmetric
E (distance from rail end to centre of the first attachment hole) [mm]	20
Seal/Accessories	Standard sealing
Number of additional seals	Not Available
Ordering key	LLTHS15A2T01000P5E0

Nota Fuente: (EWELLIX MAKERS IN MOTION)

Modelos específicos:

- Carro: LLT HC 15 A TO P5.
- Raíl: LLT HR 15 TO P5.

Se adjunta en el ANEXO II la ficha técnica correspondiente a la serie LLT incluyendo especificaciones del modelo de carro y rail escogido.

Como ya se ha mencionado anteriormente, los carros van atornillados al bastidor por tornillos 16 x M5 (Ver Plano 1.01.00). En cuanto a la instalación de los raíles, se aconseja que el suelo de la sala esté provisto de ranuras pre dimensionadas con las especificaciones del raíl para que este quede incrustado de modo que el suelo esté a nivel y sea seguro el tránsito en la sala.

Paralelo a los raíles se contempla la instalación de canaletas para conducir y proteger el cableado eléctrico, garantizando la seguridad del usuario.

4.4 MOTOR Y ENGRANAJE

4.4.1 MOTOR DC

De acuerdo con las premisas de diseño, el mecanismo de desplazamiento se acciona de forma automática. Se plantea la posibilidad de implementar un control mediante PLC al cual lleguen como datos de partida la configuración de cada fila y, ajustando la distancia de seguridad, devuelva también un feedback con los asientos disponibles tras registrar cada entrada.

Se instalará un motor DC que accione el mecanismo de desplazamiento. Para ello se estudiarán las especificaciones requeridas por el diseño del modelo, estableciendo valores de potencia, velocidad y torque mínimos necesarios, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

$$\text{Silla } 35 \text{ kg} + \text{Persona } 100 \text{ kg} \rightarrow m = 135 \text{ kg}$$

Partimos de:

$$F = m \cdot g = 135 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 1.324,35 \text{ N} \quad [3]$$

A continuación se calcula la potencia útil considerando especificaciones del sistema de guiado lineal

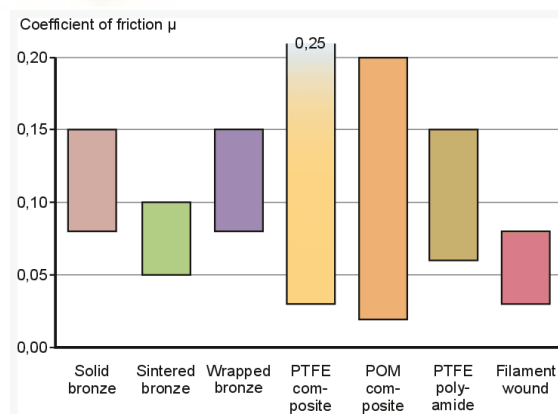


Ilustración 15. Coeficiente de fricción en condiciones de funcionamiento en seco o inicialmente lubricado (valores típicos) de diferentes materiales deslizantes SKF

Teniendo en cuenta los valores de la Ilustración 15 (GRUPO SKF) se estima un coeficiente de fricción (μ) de: $\mu = 0,2$

De modo que, la potencia útil resulta:

$$F_r = \mu \cdot F = \mathbf{331 \text{ N}} \quad [4]$$

Por otro lado, para una distancia de 1000 mm, que es la longitud de raíl de la guía lineal, se estima que tarda 20 segundos en efectuar el desplazamiento.

Velocidad (v):

$$v = \frac{d}{t} = 1\text{m}/20\text{s} = 0,05 \text{ m/s} \quad [5]$$

Por lo tanto, se obtiene una Potencia (P) de:

$$P = F_r \cdot v = 331 \text{ N} \cdot 0,05 \text{ m/s} = 16,55 \text{ W} \quad [6]$$

Es la potencia teórica que necesita el modelo.

El mecanismo transforma el movimiento giratorio del eje del motor, en el que va montado un piñón, en movimiento rectilíneo al engranar los dientes del piñón con los dientes de la cremallera.

Por tanto, la cota más importante que va a determinar las características del engranaje y también las especificaciones del motor va a ser el radio del piñón.

Se diseña un radio del piñón de 35mm:

$$r = \mathbf{0,035 \text{ m}}$$

Siendo:

$$v = w \cdot r \quad [7]$$

Por lo tanto, la velocidad a la que necesitamos que gire el motor es como sigue:

$$w = 0,05 \text{ m/s} / 0,035 \text{ m} = 1,429 \text{ (rad/s)}$$

$$w = 1,429\text{rad/s} \cdot 1\text{rev}/2\pi \text{ rad} \cdot 60\text{s}/1\text{min} = \mathbf{13,64 \text{ rpm}}$$

Y finalmente, se calcula la fuerza que es capaz de producir el motor para mover su eje: Torque (par motor)

$$\text{Torque} = 0,2 \cdot 135\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 \cdot 0,035\text{m} = \mathbf{9,27 \text{ Nm}} \quad [8]$$

Se elige el modelo SDS90143B-24-40 de TRANSMOTEC (Ver Anexo III). Un motor de corriente continua de engranaje recto conmutado por escobillas. Conectado a 24V, una corriente de 5A, con velocidad nominal de 70rpm y una potencia 90W.

Tabla 4. Datos Específicos Motor Implementado

Specification	
Power	90W
Voltage	24VDC
Nominal speed	70rpm
Nominal torque	10,1 Nm
Nominal current	5A
Length	208 mm
Diameter	90 mm
Encoder	No
Weight	3,7 kg
SKU	33100352

Nota Fuente: (TRANSMOTEC)

El motor escogido, cumple las especificaciones requeridas (Ver Tabla 5). Ha sido seleccionado también puesto que la tensión de alimentación requerida es la misma que para el actuador lineal implementado (corriente continua 24V) asegurando la correcta instalación de ambos componentes.

Tabla 5. Comparativa Datos Motor

	Requerida	Disponible
Potencia	15,89 W	90 W
Velocidad	13,64 rpm	70 rpm
Par	9,27 Nm	10,1 Nm

Nota. Fuente: Elaboración propia

4.4.2 ENGRANAJE

La transmisión del engranaje de dientes rectos piñón-cremallera genera el movimiento de deslizamiento de la estructura del sillón a través de los raíles dispuestos en la sala.

Detallamos en este punto las características y dimensiones del engranaje necesarias para su diseño completo.

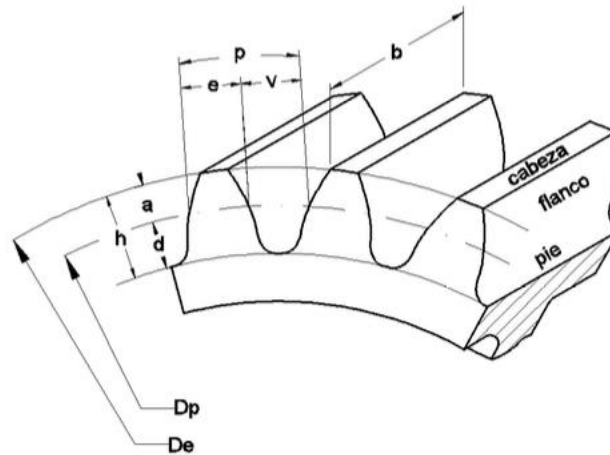


Ilustración 16. Magnitudes características engranaje

Definiendo el piñón como una rueda dentada de dientes rectos y partiendo del valor configurado para el radio ($r = 35 \text{ mm}$).

Se estima el diámetro primitivo del piñón (D_p):

$$D_p = 2 \cdot r = 70 \text{ mm} \quad [9]$$

Para que el engrane sea posible y el piñón pueda deslizarse sobre la cremallera ambos deben tener el mismo módulo (m).

$$m = 2 \text{ mm.}$$

Siendo Z el número de dientes. Y despejando de la expresión:

$$m = \frac{D_p}{Z} \quad [10]$$

$$Z = 70 \text{ mm} / 2 \text{ mm} = 35 \text{ dientes.}$$

El paso (p):

$$p = \pi \cdot m = 6,2832 \text{ mm} \quad [11]$$

Espesor del diente (e):

$$e = \pi \cdot \frac{m}{2} = 0,5 \cdot p = 3,1416 \text{ mm} \quad [12]$$

Addendum (a) definido como la altura de la cabeza del diente:

$$a = m = 2 \text{ mm} \quad [13]$$

Dedendum (d) definido como la altura del pie del diente:

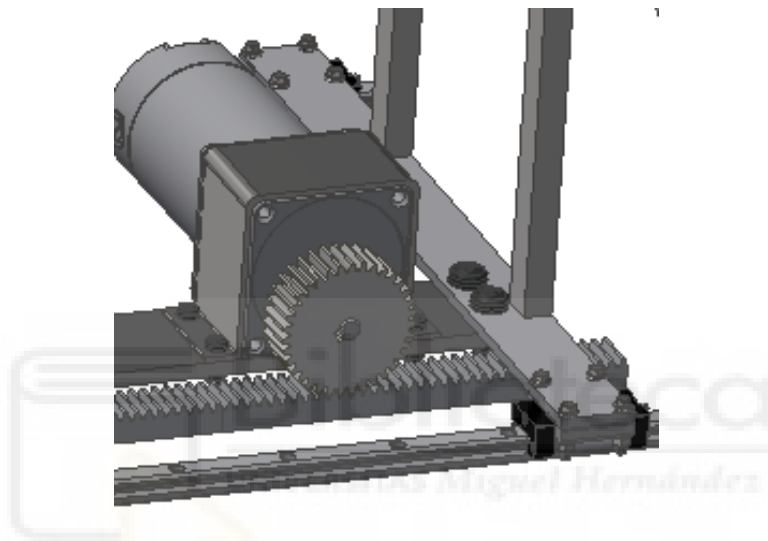
$$d = 1,25 \cdot m = 2,5 \text{ mm} \quad [14]$$

Ángulo de presión (α): $\alpha = 20^\circ$.

Se define la cremallera como una rueda dentada de diámetro primitivo infinito. En el diseño del modelo se considera una longitud para la cremallera igual a la longitud del rail de la guía lineal.

Finalmente, para restringir el movimiento del piñón sobre la cremallera y poder simularlo se ha calculado el avance del piñón (A) que nos determina la distancia que avanza la cremallera en una vuelta completa al piñón.

$$A = \pi \cdot Dp = 219,912 \text{ m} \quad [15]$$



Captura Modelo 25. Detalle engranaje

Para permitir la transferencia de potencia entre el motor y el piñón se incorpora chaveta (A 6x4x14 ISO 2491A). Permite ajustar y evitar deslizamientos entre ambos elementos.

5. CONCLUSIÓN

Después de plantear los objetivos de este trabajo como una solución para cumplir con las recomendaciones de las autoridades sanitarias en cuanto a espacios como las salas de cines, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

El sillón a implementar debe reunir unas características de diseño y de confort adecuadas para poder ser instaladas en cualquier sala de cine, siendo idóneo para las llamadas salas de cine VIP. Se ha considerado utilizar materiales de máximo confort con espumas de poliuretano y viscoelástica y elegancia en los acabados incorporando apoyabrazos en abedul. Se ha incorporado también medidas ergonómicas que establecen las dimensiones principales del sillón.

El diseño debe integrar accionamientos mecánicos, para tal fin se ha incorporado un sistema de reclinación del sillón que caracteriza al modelo como confortable mejorando sus capacidades de uso. A fin de cumplir la premisa de garantizar la distancia social, se ha determinado adecuar el espacio de la sala de cine con la instalación de un sistema de desplazamiento lateral.

Se ha implementado un sistema de guías lineal por su sencilla instalación y facilidad para garantizar la flexibilización del espacio. Configurando el espacio para que la sala cumpla con las recomendaciones de distancia de seguridad frente al Covid-19.

De modo que se ha conseguido adecuar el modelo a las necesidades actuales, siendo los puntos de partida de todas las implementaciones el hecho de garantizar la seguridad de los usuarios en todo momento y ofrecer una garantía de confortabilidad y manejo sencillo del dispositivo de accionamiento.

Todas las piezas incorporadas en la estructura se proponen fabricar en acero, garantizando la resistencia y durabilidad del modelo.

El diseño, modelado y simulación presentado en el TFG se ha efectuado con la herramienta de Autodesk, Inventor 2019.

Finalmente, se ha realizado un presupuesto concluyendo en que sería interesante incurrir en economías de escala y realizar un estudio de mercado más exhaustivo en cuanto a proveedores para ajustar los costes unitarios.

6. BIBLIOGRAFÍA

- FIGUERAS SEATING EUROPE S.L. (s.f.). *Figueras Web Site*. Obtenido de Figueras Web Site: <https://www.figueras.com/productos>
- AVIOINTERIORS. (s.f.). *Aviointeriors*. Obtenido de Aviointeriors: <http://aviointeriors.it/2020/press/janus-seat/>
- CARDONA FOIX, S., & CLOS COSTA, D. (2001). *Teoría de maquinas*. Universidad Politécnica de Cataluña S.L.
- EWELLIX MAKERS IN MOTION. (s.f.). *Ewellix*. Obtenido de Ewellix: <https://www.ewellix.com/en/global/products/linear-guides/profile-rail-guides/ball-profile-rail-guides-llt>
- FÉLEZ, J., & MARTÍNEZ, M. (1999). *Dibujo industrial*. Síntesis.
- FERCO SEATING SYSTEMS. (s.f.). *Ferco Seating*. Obtenido de Ferco Seating: https://www.fercoseating.com/products/cinema-seating/premium-privacy-panel_cinema_seat/
- FIGUERAS MITJANS, J. (2007). *Patente nº WO 2007/128852 A1*. España.
- FUSTES ESTEBA, S.A. (s.f.). *Esteba*. Obtenido de Esteba: <https://www.esteba.com/es/contrachapado-combi-abadul-chopo/86688040-tablero-contrachapado-abadul-chopo-b-bb-premium.html>
- GRUPO SKF. (s.f.). *SKF*. Obtenido de SKF: <https://www.skf.com/es>
- INDUSTRIAS JOSPER S.L. (s.f.). *Josper*. Obtenido de Josper: <https://www.josper.com/#/queen>
- INDUSTRIAS SUBIÑAS. (s.f.). *Subiñas*. Obtenido de Subiñas: <https://www.subinas.es/muelle-zig-zag.asp>
- KOINOR. (s.f.). *Koinor*. Obtenido de Koinor: <https://www.koinor.com/produkte/sofas/free-motion-edit/>
- LAYER. (s.f.). *Layerdesign*. Obtenido de Layerdesign: <https://layerdesign.com/project/sequel-seat/#top-page>
- LUXURY INTERIORS MR. (s.f.). *LuxuryFurnituremr*. Obtenido de LuxuryFurnituremr: <https://www.luxuryfurnituremr.com/content/12055.html>

MINISTERIO DE CULTURA Y DEPORTE. (2020). *PROTOCOLO SANITARIO para la apertura en espacios de exhibición cinematográfica*. Gobierno de España.

MINISTERIO DE SANIDAD. (2020). *Evaluación del riesgo de transmisión de SARS-CoV-2 mediante aerosoles. Medidas de prevención y recomendaciones*. Gobierno de España.

NORTON, R. (2011). *Diseño de Maquinas. Un enfoque integrado*. Pearson.

PANERO, J., & ZELNIK, M. (2006). *Human dimension & interior space*. Nueva York: Watson-Guptill Publications.

THE NATIONAL ASSOCIATION OF THEATRE OWNERS. (2020). *Cinemasafe*. Obtenido de Cinemasafe: <https://www.cinemasafe.org>

TIMOTION. (s.f.). *TiMOTION*. Obtenido de TiMOTION: <https://www.timotion.com/es/product/detail/linear-actuators/ta6-series?upcls=1481269298&guid=1494414588>

TRANSMOTEC. (s.f.). *Transmotec*. Obtenido de Transmotec: <https://www.transmotec.com/product/SDS90143B-24-40/>

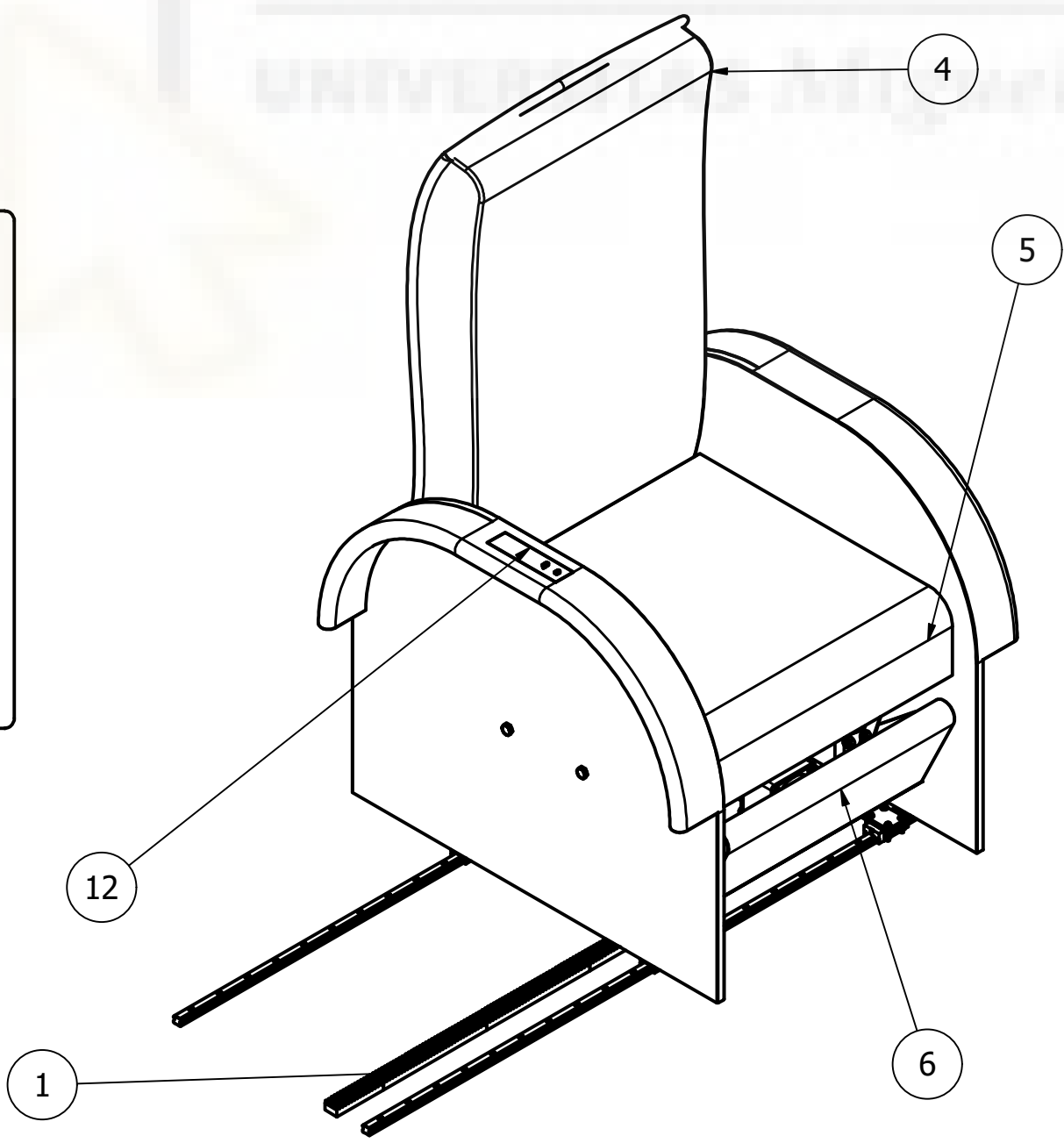
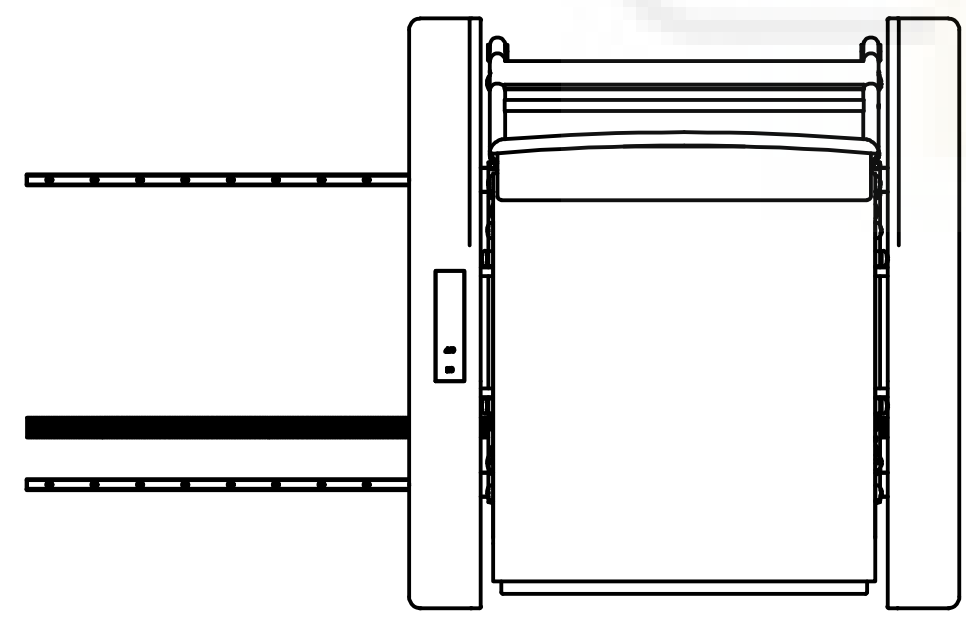
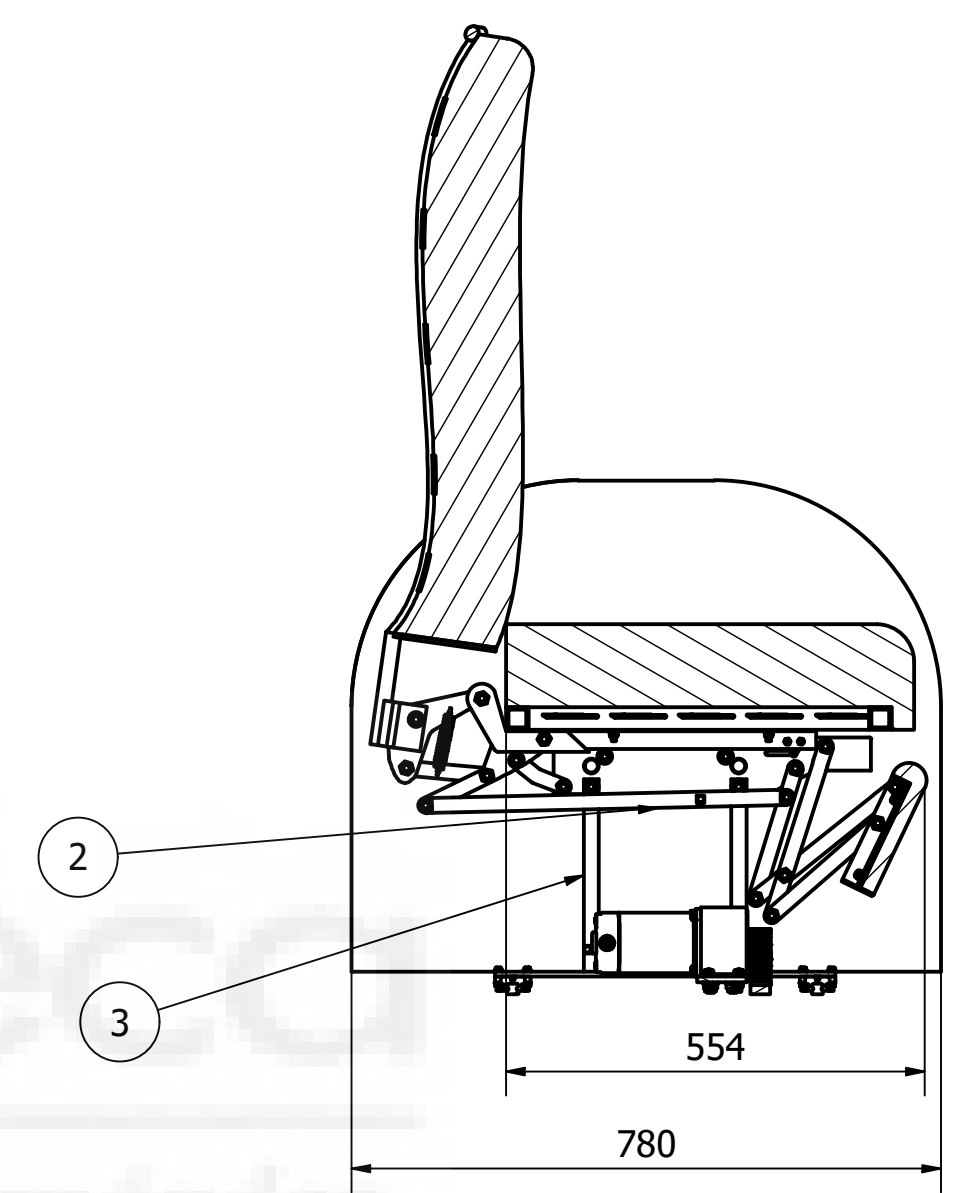
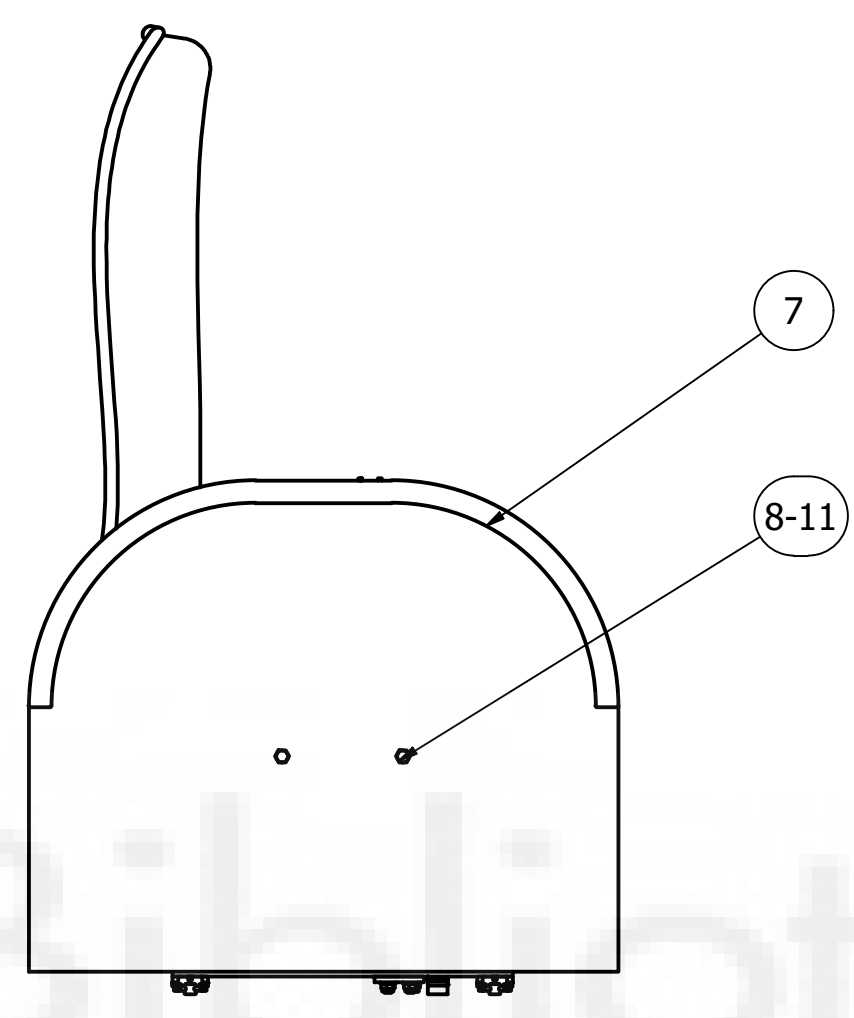
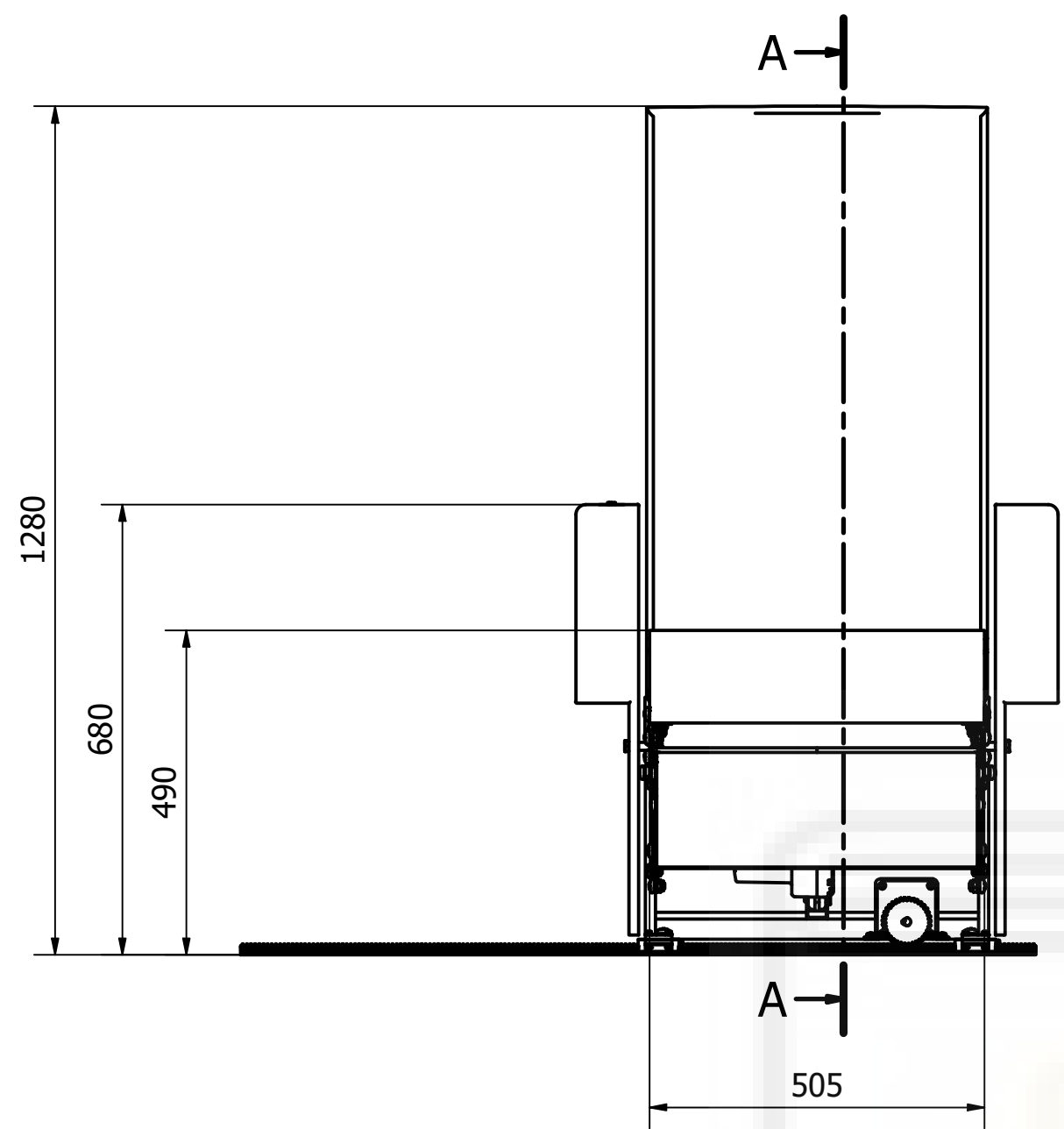
VITALE. (s.f.). *Vitale*. Obtenido de Vitale: <https://www.vitale.es/proyecto/mobiliario-hogar-sofa-two-be/>

PLANOS



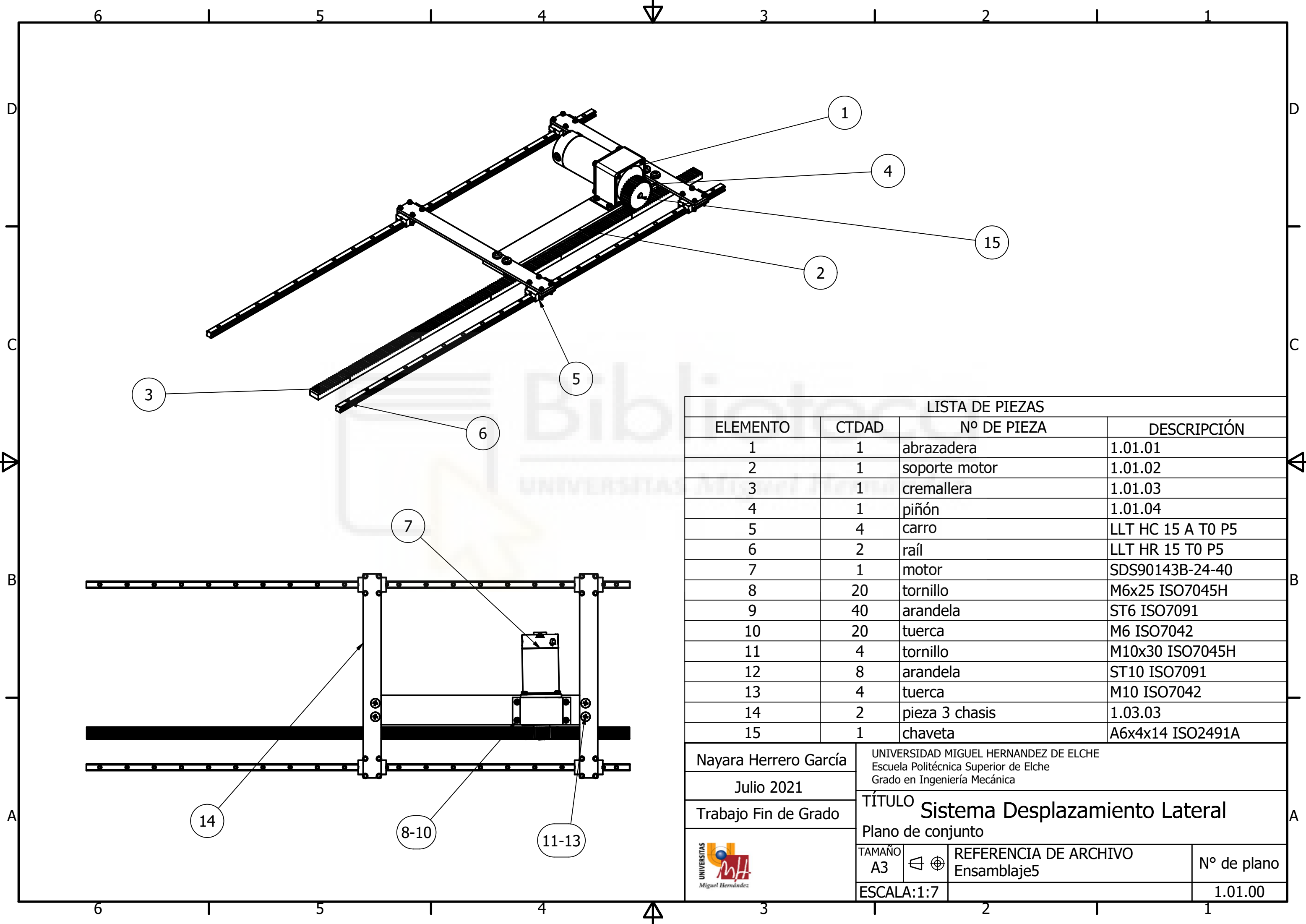
ÍNDICE DE PLANOS

1.00.00	Plano General
1.01.00	Plano de Conjunto. Sistema de Desplazamiento Lateral
1.01.01	Abrazadera
1.01.02	Soporte Motor
1.01.03	Cremallera
1.01.04	Piñón
1.02.00	Plano de Conjunto. Sistema de Reclinación
1.02.01	Pieza 1. Reposapiés
1.02.02	Pieza 2. Reposapiés
1.02.03	Pieza 3. Reposapiés
1.02.04	Pieza 4. Reposapiés
1.02.05	Pieza 5. Reposapiés
1.02.06	Pieza 6. Reposapiés
1.02.07	Pieza 7. Reposapiés
1.02.08	Pieza 1. Respaldo
1.02.09	Pieza 2. Respaldo
1.02.10	Pieza 3. Respaldo
1.02.11	Pieza 4. Respaldo
1.02.12	Pieza 5. Respaldo
1.02.13	Pieza 6. Respaldo
1.02.14	Armazón Respaldo
1.02.15	Pieza Unión Respaldo reposapiés
1.02.16	Barra 1. Actuador
1.02.17	Barra2. Actuador
1.03.00	Plano de conjunto. Chasis
1.03.01	Placa Lateral
1.03.02	Pata
1.03.03	Pieza 3
1.03.04	Pieza 4
1.03.05	Base Asiento
1.03.06	Pieza 6. Asiento
1.03.07	Apoyabrazos




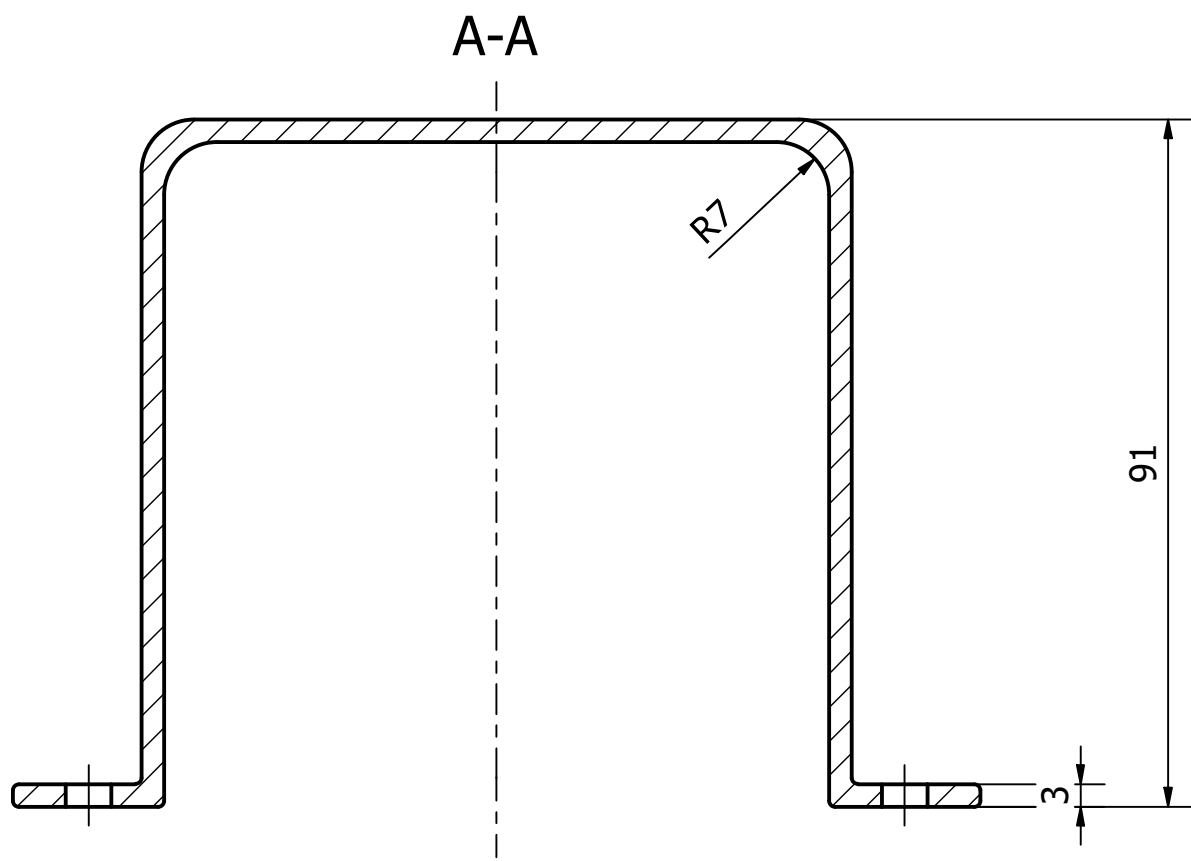
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Sistema de desplazamiento lateral	Plano 1.01.00
2	1	Sistema de reclinación	Plano 1.02.00
3	1	Conjunto Chasis	Plano 1.03.00
4	1	Espuma respaldo	
5	1	Espuma asiento	
6	1	Espuma reposapiés	
7	2	Apoyabrazos	Apoyabrazos
8	4	Tornillo	M10x50 ISO8765
9	4	Arandela	ST10 ISO7091
10	4	Tuerca	M10 ISO8673
11	4	Separador	12x10x16
12	1	Pulsador	

Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Plano General		
	TAMAÑO A2	REFERENCIA DE ARCHIVO Ensamblaje5	Nº de plano
	ESCALA: 1:10		1.00.00






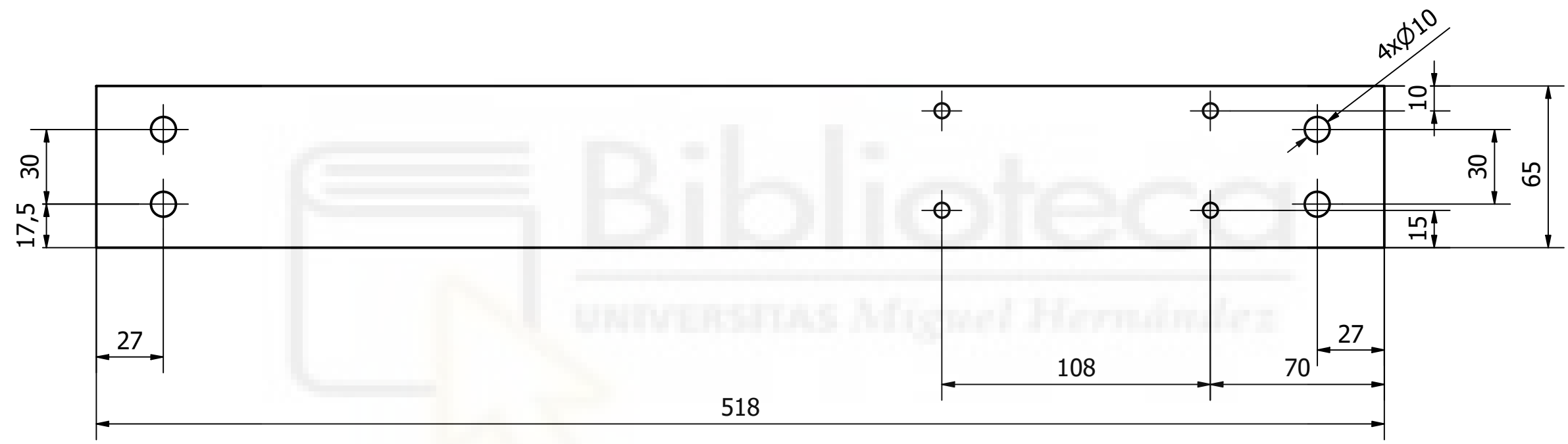
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	abrazadera	1.01.01
2	1	soporte motor	1.01.02
3	1	cremallera	1.01.03
4	1	piñón	1.01.04
5	4	carro	LLT HC 15 A T0 P5
6	2	raíl	LLT HR 15 T0 P5
7	1	motor	SDS90143B-24-40
8	20	tornillo	M6x25 ISO7045H
9	40	arandela	ST6 ISO7091
10	20	tuerca	M6 ISO7042
11	4	tornillo	M10x30 ISO7045H
12	8	arandela	ST10 ISO7091
13	4	tuerca	M10 ISO7042
14	2	pieza 3 chasis	1.03.03
15	1	chaveta	A6x4x14 ISO2491A

Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE	
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche	
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica	
		TÍTULO Sistema Desplazamiento Lateral	
		Plano de conjunto	
TAMAÑO A3	REFERENCIA DE ARCHIVO Ensamblaje5	Nº de plano	
ESCALA:1:7		1.01.00	




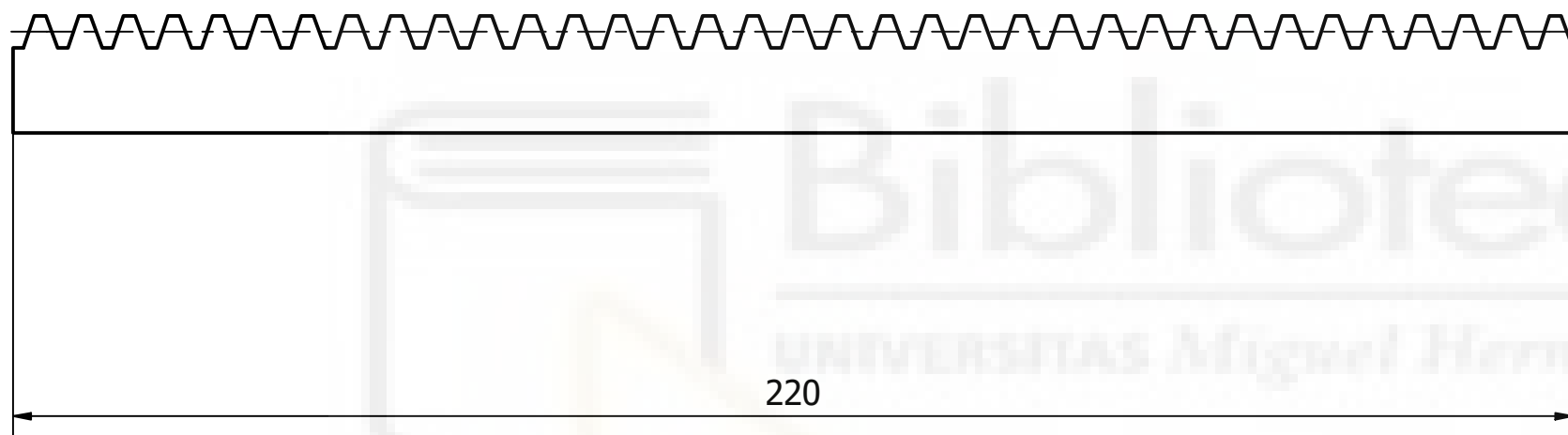
Redondeos no acotados $\varnothing 0.8\text{mm}$

Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE		
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche		
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica		
		TÍTULO		
		Abrazadera		
		Sujección Motor		
		TAMAÑO A3	REFERENCIA DE ARCHIVO abrazadera	Nº de plano
		ESCALA:1:1	MAT.: Genérico (0,05 kg)	1.01.01




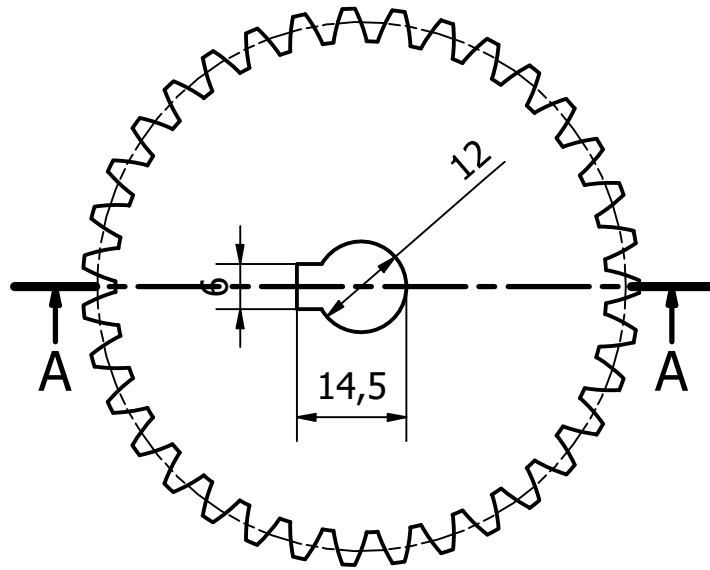
Grosor 8mm
 Agujeros no acotados Ø 6mm

Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO Pieza 2		
Trabajo Fin de Grado	Soporte Motor		
	TAMAÑO A3	REFERENCIA DE ARCHIVO soportemotor	Nº de plano
	ESCALA:1:2	MAT.: Acero, carbono (2,09 kg)	1.01.02

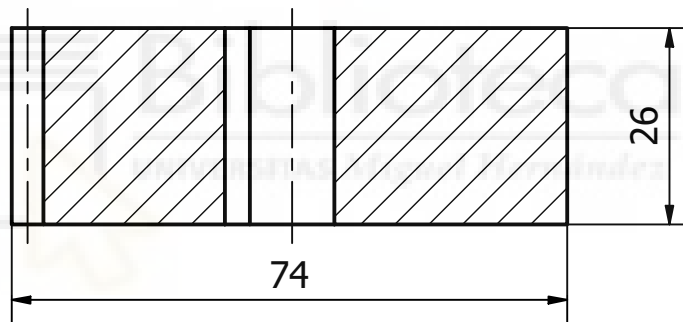


Cremallera de módulo 2mm y ángulo de presión 20°

Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO Cremallera		
Trabajo Fin de Grado	Engranaje		
	TAMAÑO A3	REFERENCIA DE ARCHIVO cremalleradelpist	Nº de plano
	ESCALA:1:1	MAT.: Acero, carbono (0,64 kg)	1.01.03



A-A (1 : 1)



DATOS DEL PIÑÓN		
módulo	m	2
nº dientes	Z	35
diametro primitivo	Dp	70
Cremallera	tipo	UNE 18066

Nayara Herrero García

Julio 2021

Trabajo Fin de Grado

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE
Escuela Politécnica Superior de Elche
Grado en Ingeniería Mecánica

TÍTULO

Piñón

Engranaje



TAMAÑO
A4



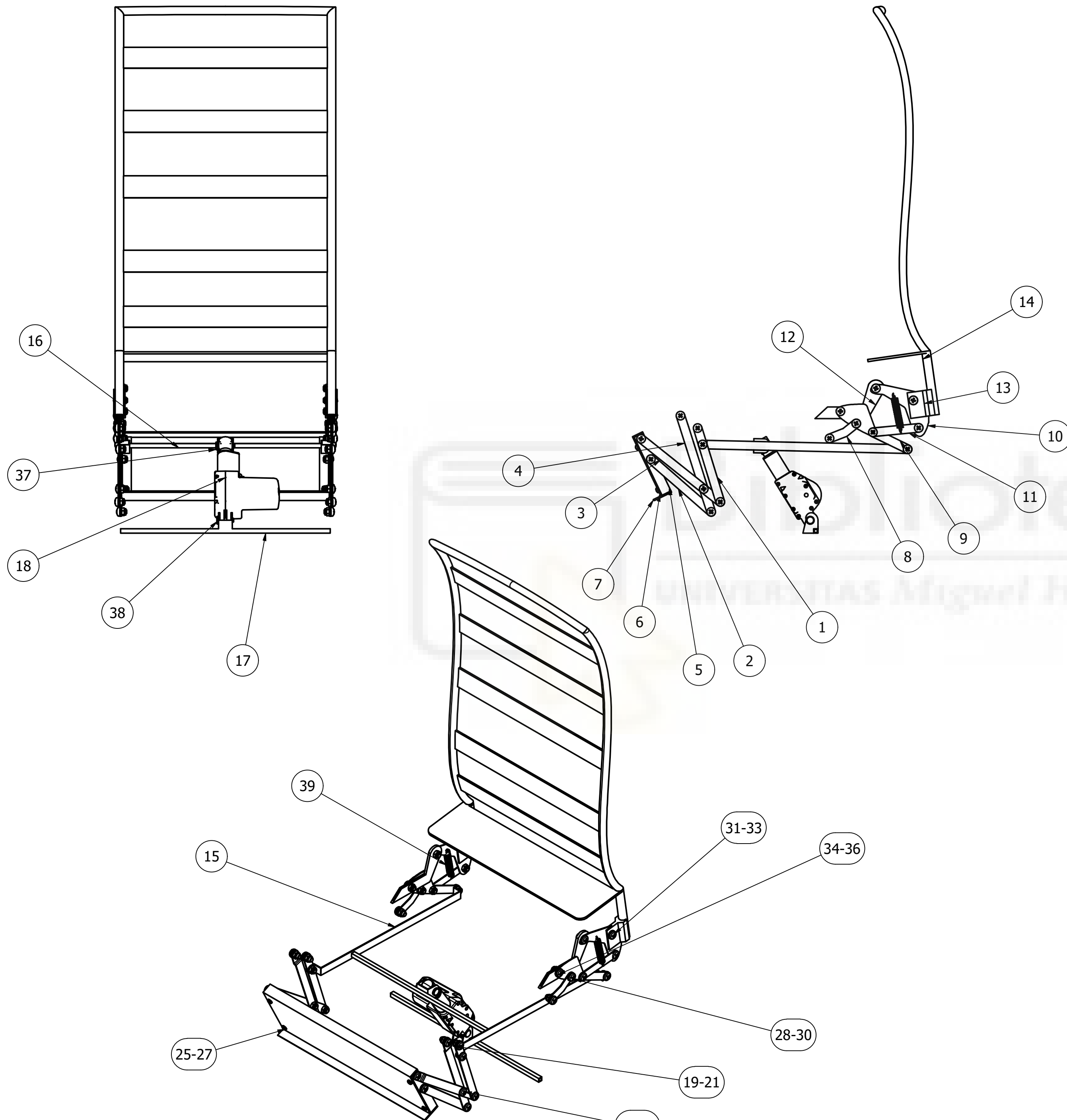
REFERENCIA DE ARCHIVO
Engranajes rectos

Nº de plano

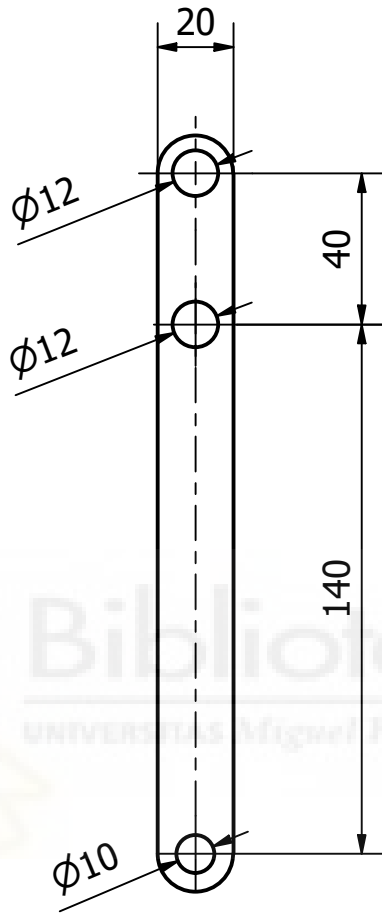
ESCALA:1:1

MAT.: (N/D)




1.01.04

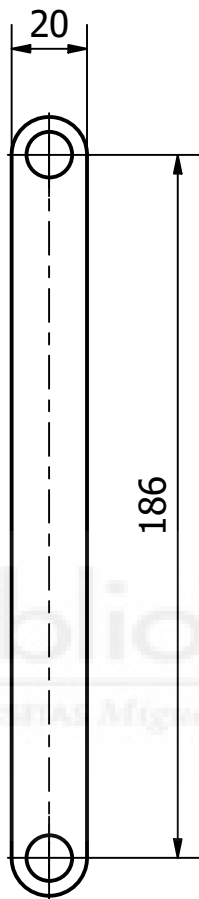


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	pieza 1 reposapiés	1.02.01
2	2	Pieza 2 reposapiés	1.02.02
3	2	Pieza 3 reposapiés	1.02.03
4	2	Pieza 4 reposapiés	1.02.04
5	2	pieza 5 reposapiés	1.02.05
6	2	pieza 6 reposapiés	1.02.06
7	2	pieza 7 reposapiés	1.02.07
8	2	pieza 1 respaldo	1.02.08
9	2	pieza 2 respaldo	1.02.09
10	2	pieza 3 respaldo	1.02.10
11	2	pieza 4 respaldo	1.02.11
12	2	pieza 5 respaldo	1.02.12
13	2	pieza 6 respaldo	1.02.13
14	1	armazon respaldo	1.02.14
15	2	pieza unión repaldo-reposapiés	1.02.15
16	1	barra actuador 1	1.02.16
17	1	barra actuador 2	1.02.17
18	1	Actuador Lineal	TA6-2C-040203-1110-1010
19	6	tornillo	M10x20 ISO 7045H
20	6	casquillo	12x10x5
21	6	tuerca	M10 ISO7042
22	18	tornillo	M10x16 ISO7045H
23	18	casquillo	12x10x4
24	18	tuerca	M10 ISO7042
25	4	tornillo	M10x14 ISO7045H
26	4	arandela	ST6 ISO7091
27	4	tuerca	M6 ISO7042
28	2	tornillo	M10x20 ISO7045H
29	4	arandela	ST10 ISO7091
30	2	tuerca	M10 ISO7042
31	2	tornillo	M10x25 ISO7045H
32	4	arandela	ST10 ISO7091
33	2	tuerca	M10 ISO7042
34	4	tornillo	M10x20 ISO7045H
35	4	casquillo	12x10x8
36	4	tuerca	M10 ISO7042
37	1	pasador	A-10x40 ISO2341A
38	1	pasador	A-10x35 ISO2341A
39	1	muelle	
Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica	
Julio 2021		TÍTULO	
Trabajo Fin de Grado		Plano de conjunto Sistema Reclinación	
	TAMAÑO A2	REFERENCIA DE ARCHIVO Ensamblaje5	Nº de plano
	ESCALA:1:10		1.02.00

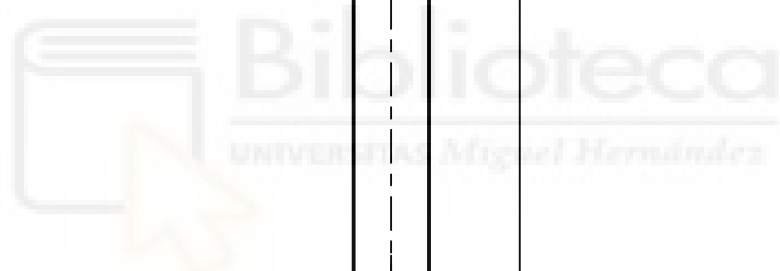




Grosor 2mm

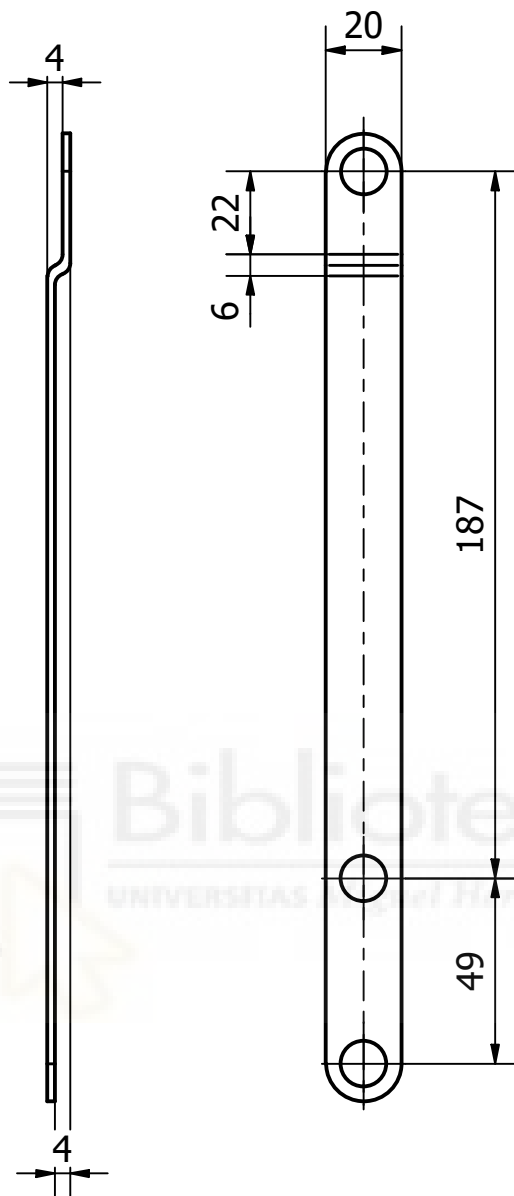
Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica			
Julio 2021	TÍTULO			
Trabajo Fin de Grado	Pieza 1			
	Reposapiés			
	TAMAÑO A4	 	REFERENCIA DE ARCHIVO Pieza5	Nº de plano
	ESCALA:1:2	MAT.: Acero, carbono (0,06 kg)		1.02.01





Grosor 2mm
 Agujeros no acotados Ø12mm

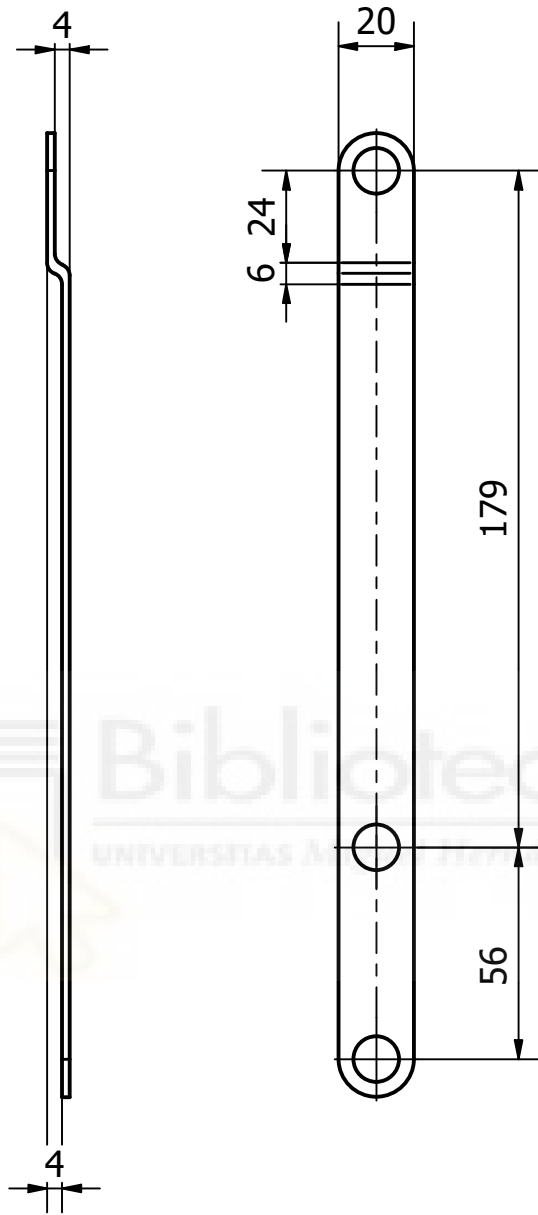


Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE		
Julio 2021	Escuela Politécnica Superior de Elche		
Trabajo Fin de Grado	Grado en Ingeniería Mecánica		
	TÍTULO		Pieza 2
	Reposapiés		
	TAMAÑO		REFERENCIA DE ARCHIVO
	A4		Pieza6
ESCALA:1:2	MAT.: Acero, carbono (0,06 kg)		1.02.02



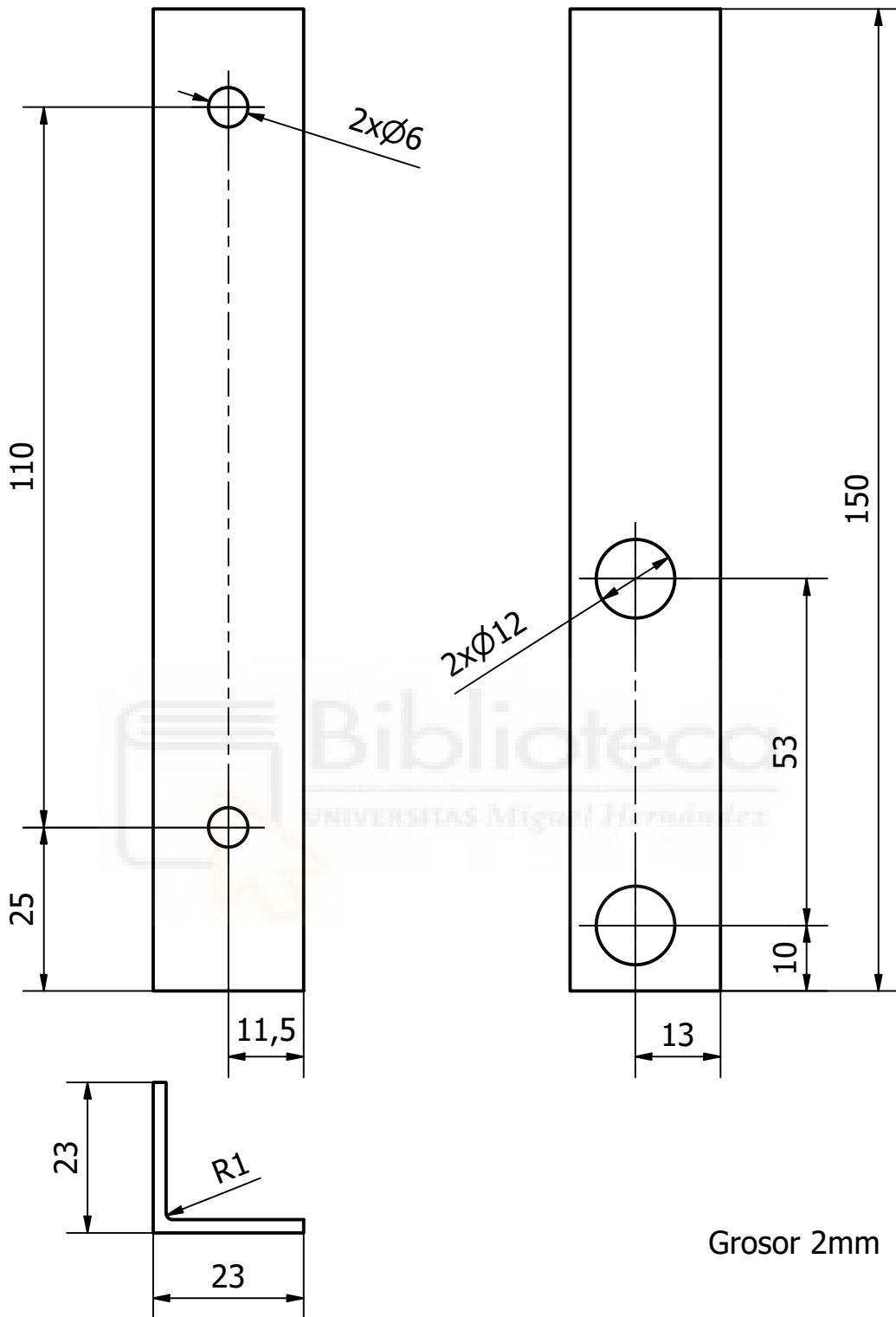
Grosor 2 mm
 Agujeros Ø12mm



Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO Pieza 3		
Trabajo Fin de Grado	Reposapiés		
	TAMAÑO A4		REFERENCIA DE ARCHIVO Pieza9 esla4modif
	ESCALA:1:2		Nº de plano 1.02.03
			MAT.: Genérico (N/D)

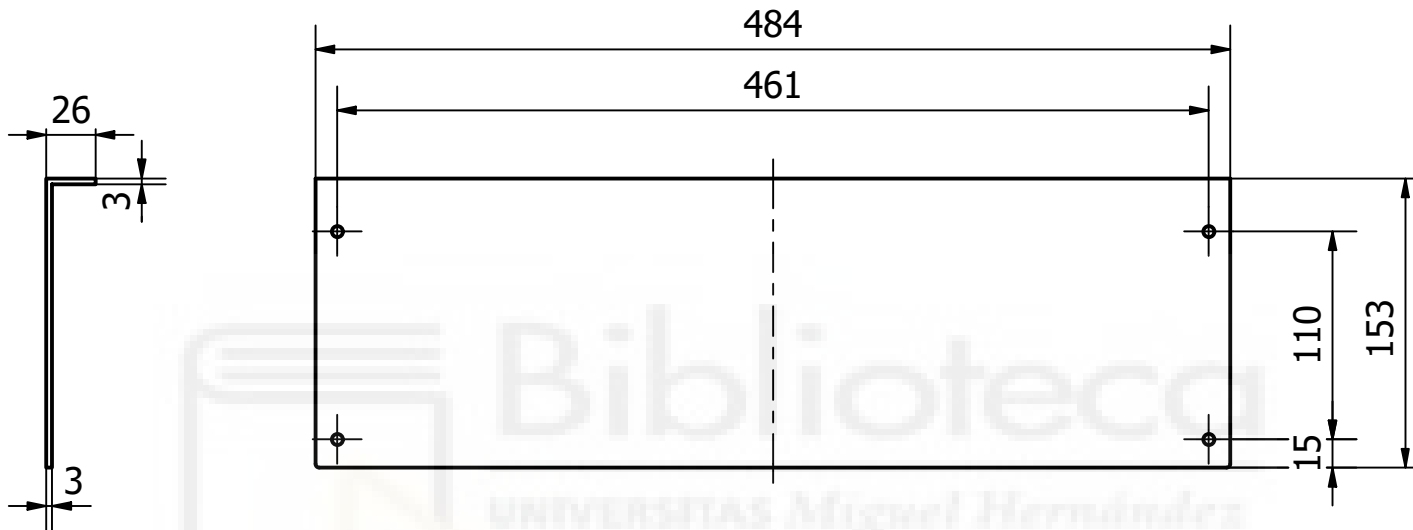


Grosor 2mm
Agujeros Ø12mm



Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE		
Julio 2021	Escuela Politécnica Superior de Elche		
Trabajo Fin de Grado	Grado en Ingeniería Mecánica		
UNIVERSITAT MÍGUEL HERNÁNDEZ	TÍTULO		
Miguel Hernández	Pieza 4		
TAMAÑO A4	REFERENCIA DE ARCHIVO	Nº de plano	
ESCALA:1:2	MAT.: Genérico (N/D)	1.02.04	

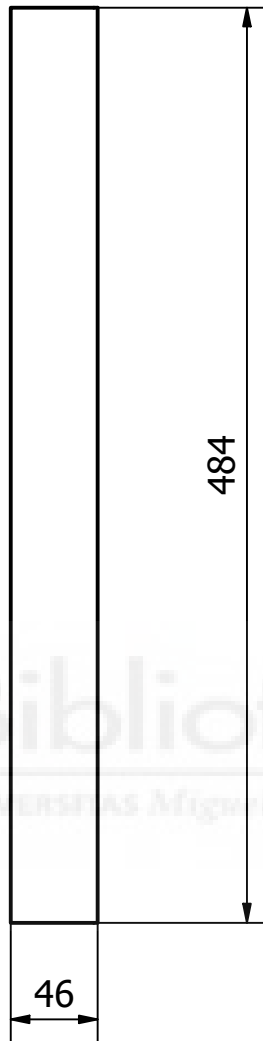


Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Pieza 5		
	Reposapiés		
	TAMAÑO A4		REFERENCIA DE ARCHIVO Pieza8
	ESCALA:1:1	MAT.: Genérico (N/D)	Nº de plano 1.02.05





Grosor 3mm
Agujeros Ø6mm

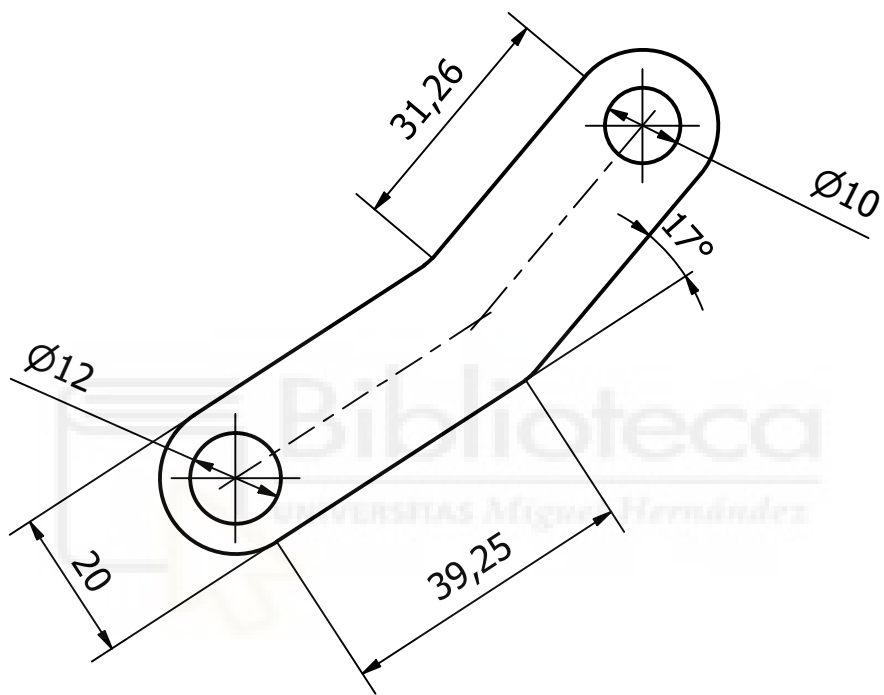
Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE		
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche		
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica		
		TÍTULO		
		Pieza 6		
		Reposapiés		
		TAMAÑO A4		REFERENCIA DE ARCHIVO Placareposapiés
		ESCALA: 1:4	MAT.: Contrachapado	Nº de plano 1.02.06



Grosor 3mm



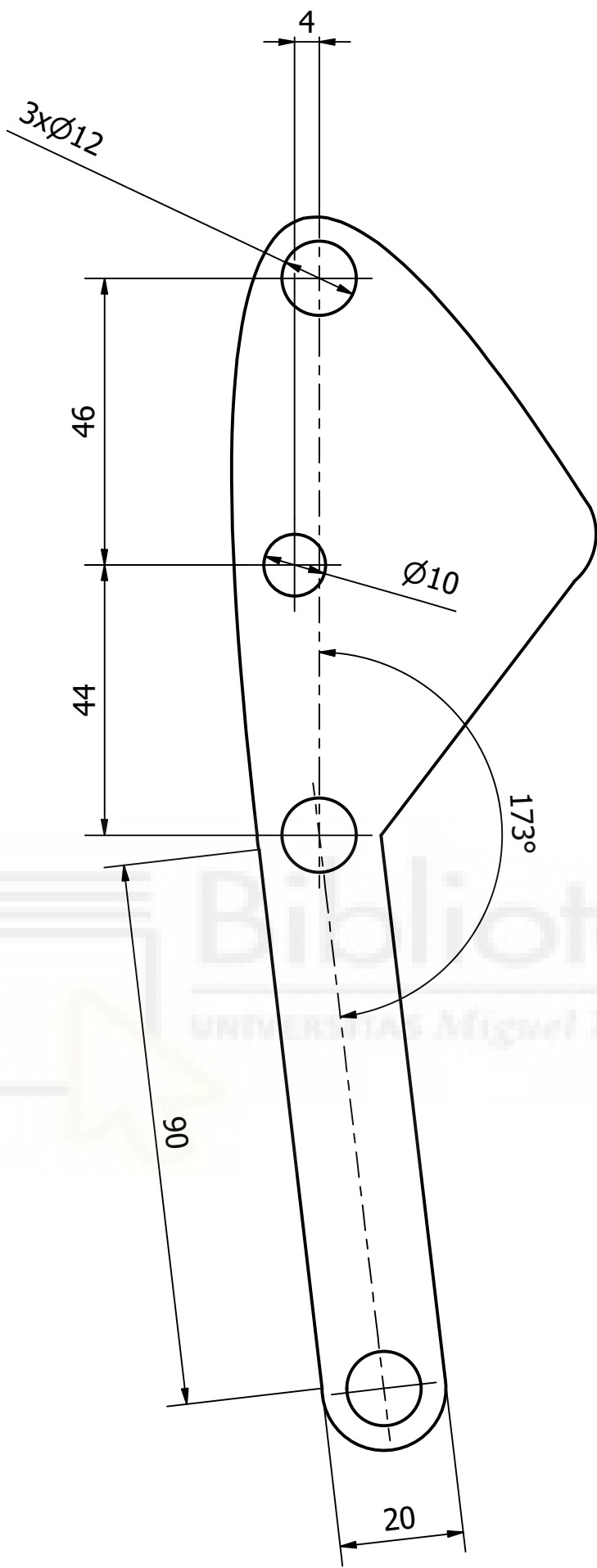
Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Pieza 7		
	Reposapiés		
	TAMAÑO A4		REFERENCIA DE ARCHIVO Placareposapiés
	ESCALA:1:4	MAT.: Acero, carbonó (0,52 kg)	Nº de plano 1.02.07




Grosor 2mm
Redondeos no acotados de 5mm

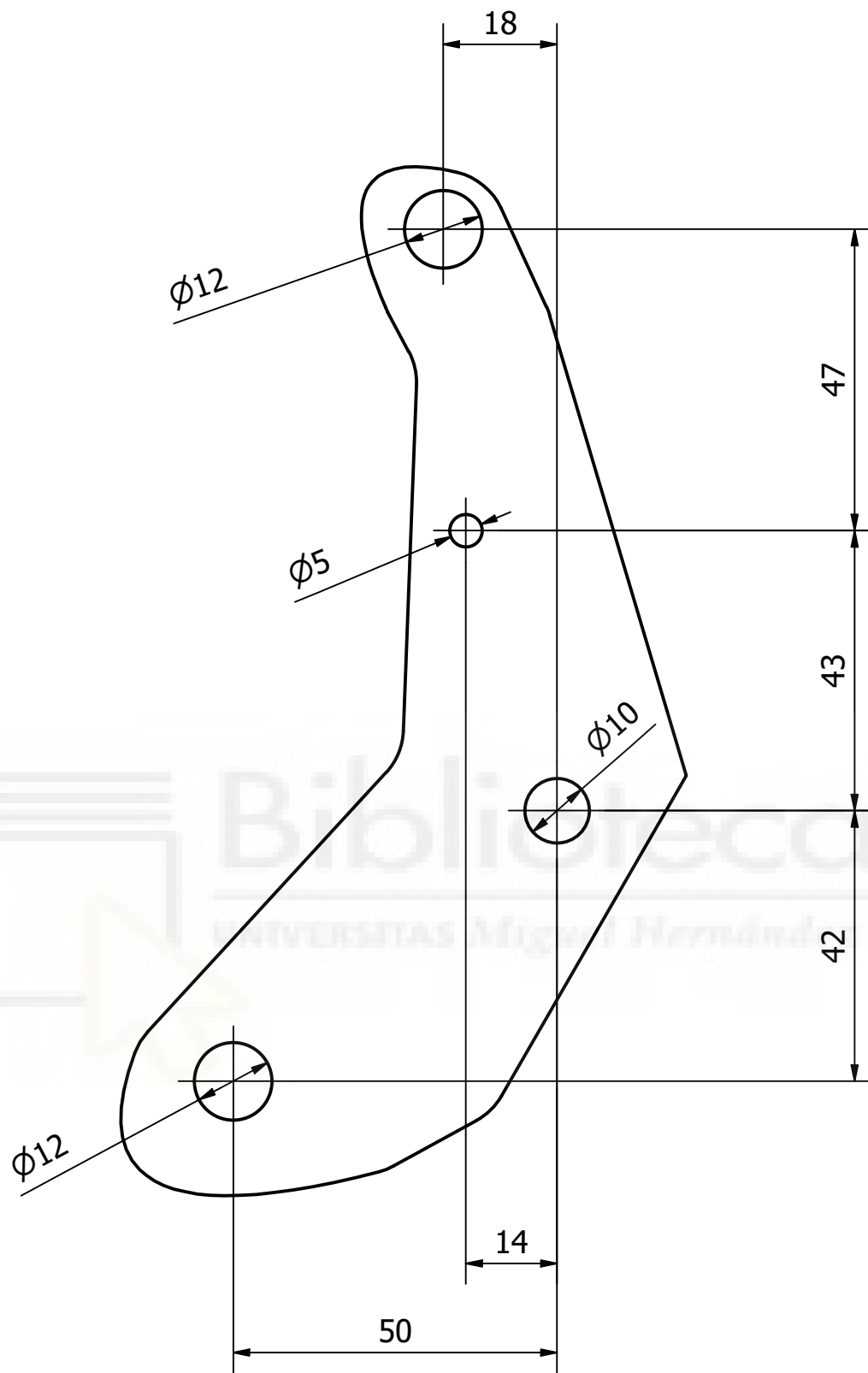
Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE	
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche	
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica	
TÍTULO		Pieza 1	
Respaldo			
TAMAÑO		REFERENCIA DE ARCHIVO	Nº de plano
A4		Pieza1respal	
ESCALA:1:1		MAT.: Acero, carbono (0,02 kg)	1.02.08







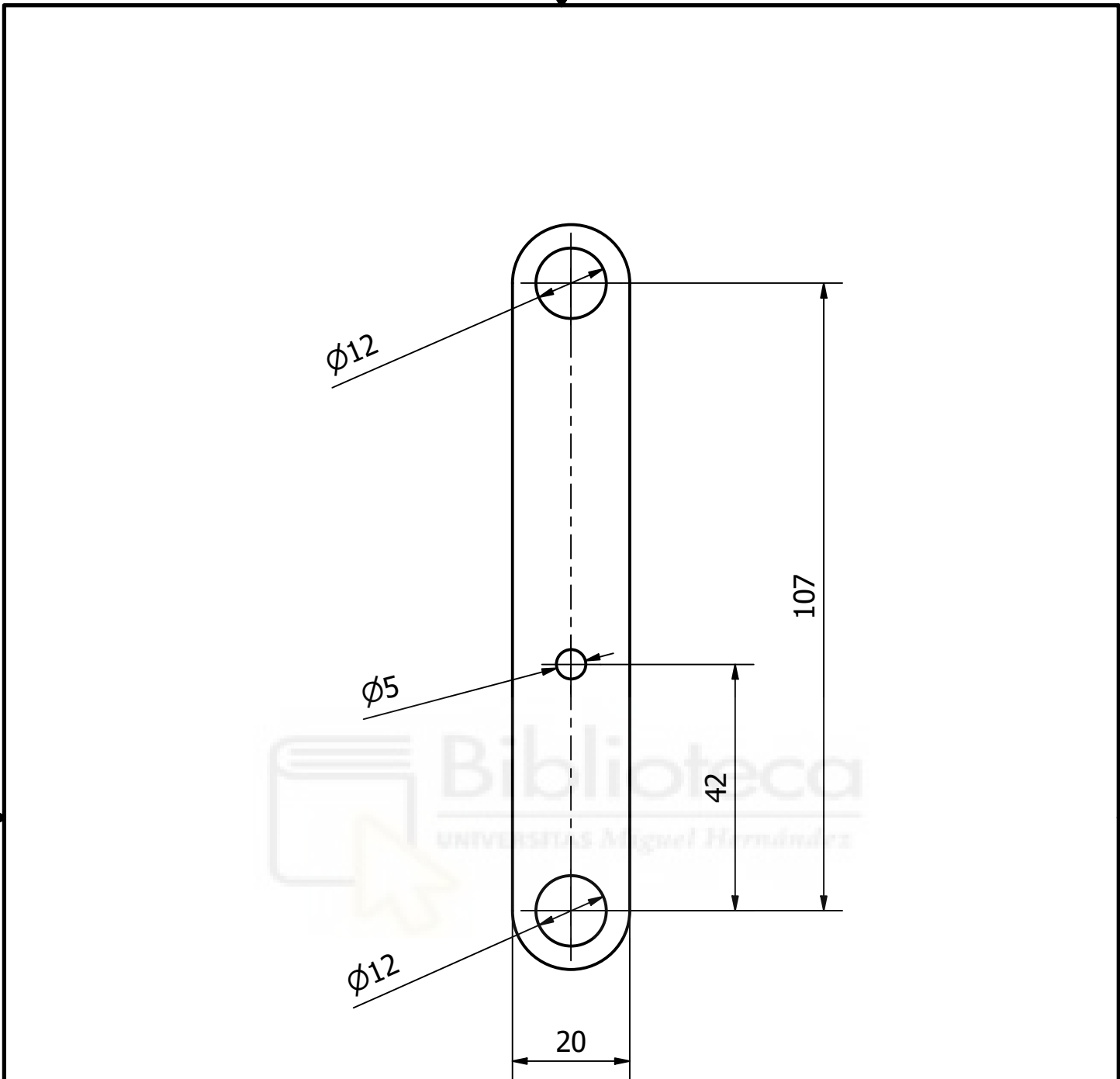
Grosor 2mm
 Plano para verificación de pieza fabricada
 por corte CNC.

Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE	
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche	
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica	
		TÍTULO	
		Pieza 2	
Respaldo		TAMAÑO	REFERENCIA DE ARCHIVO
		A3	Pieza2respal
		ESCALA:1:1	Nº de plano
		MAT.: Acero, carbono (0,09 kg)	1.02.09





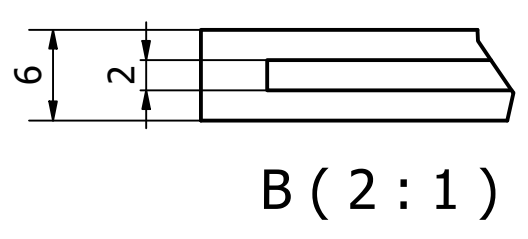
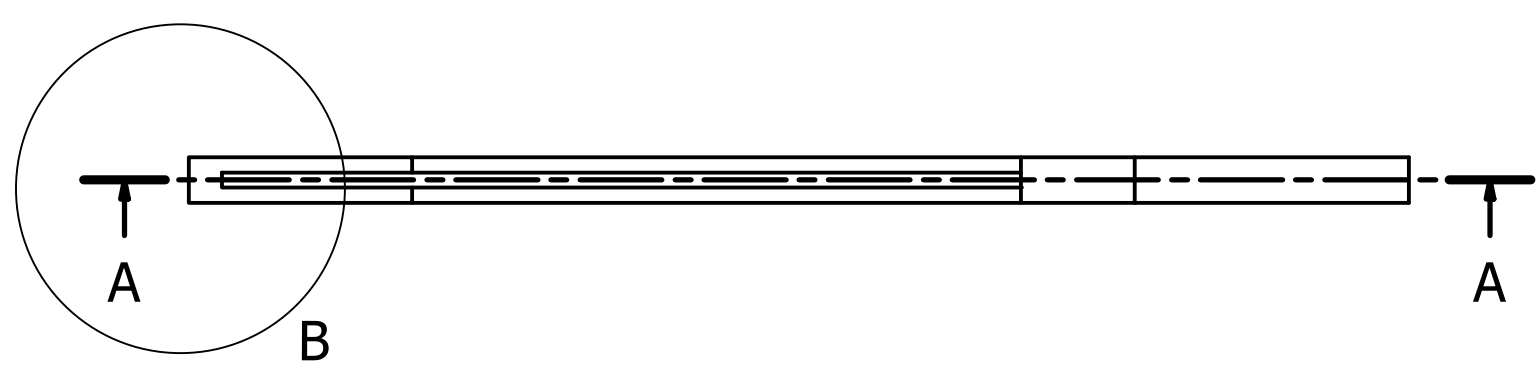
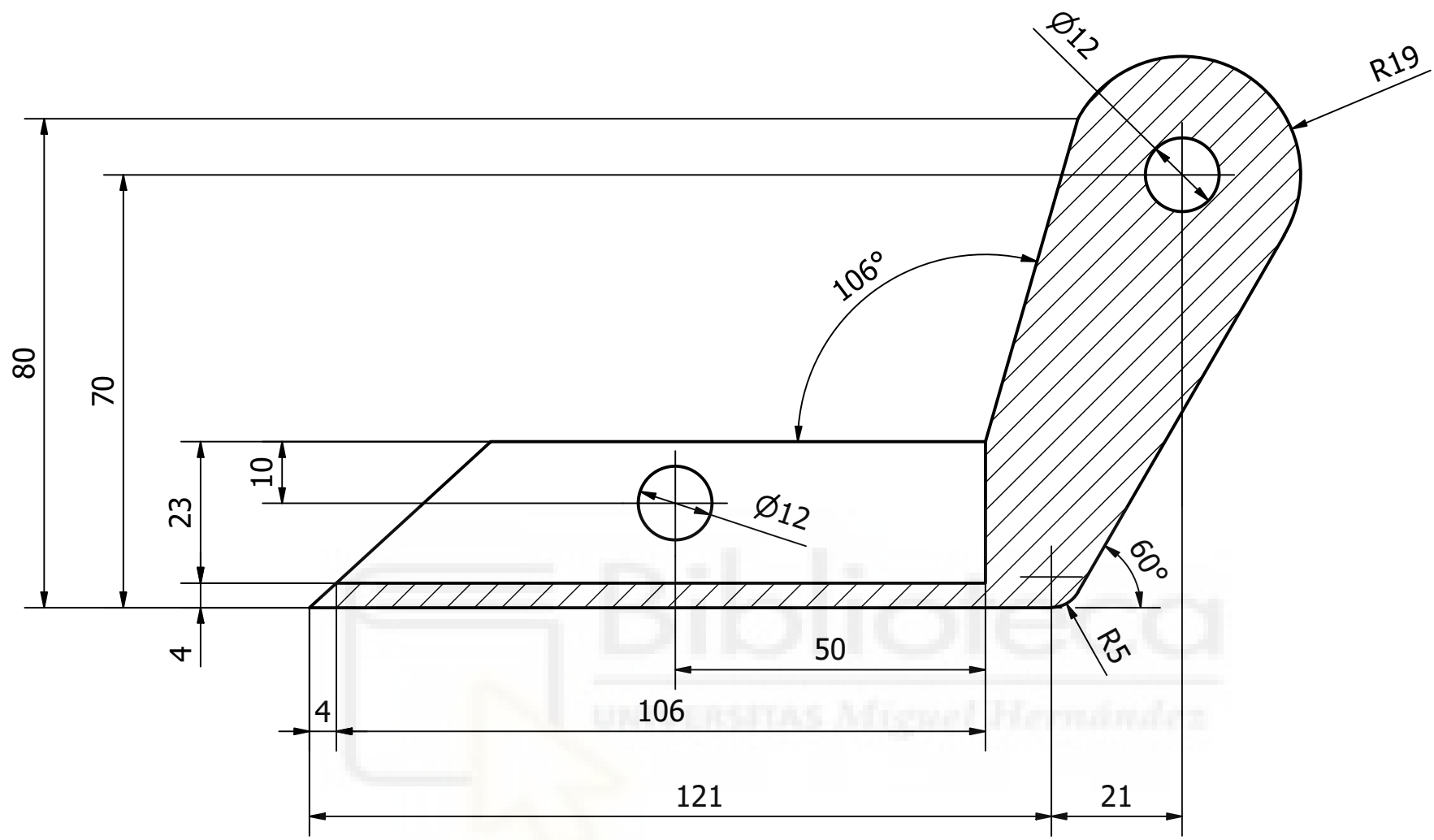
Grosor 2mm
 Plano para verificación de pieza
 fabricada por corte CNC.


Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Pieza 3		
	TAMAÑO		REFERENCIA DE ARCHIVO
	A3		Pieza3respal
	ESCALA:1:1	MAT.: Acero, carbono (0,09 kg)	Nº de plano
			1.02.10

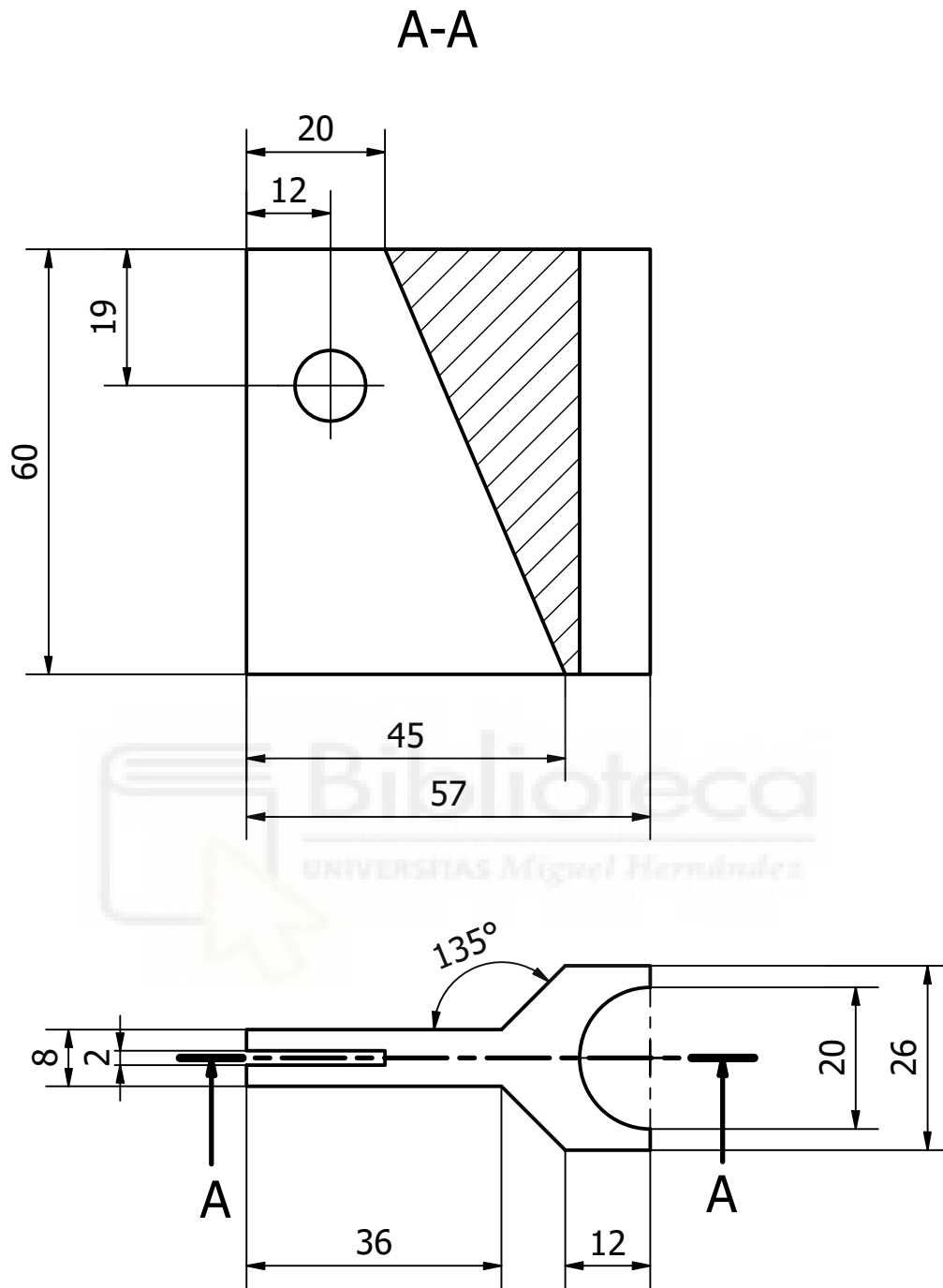


Grosor 2mm




Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Pieza 4		
	Respaldo		
	TAMAÑO A4		REFERENCIA DE ARCHIVO Pieza4respal
	ESCALA:1:1	MAT.: Acero, carbonó (0,03 kg)	Nº de plano 1.02.11

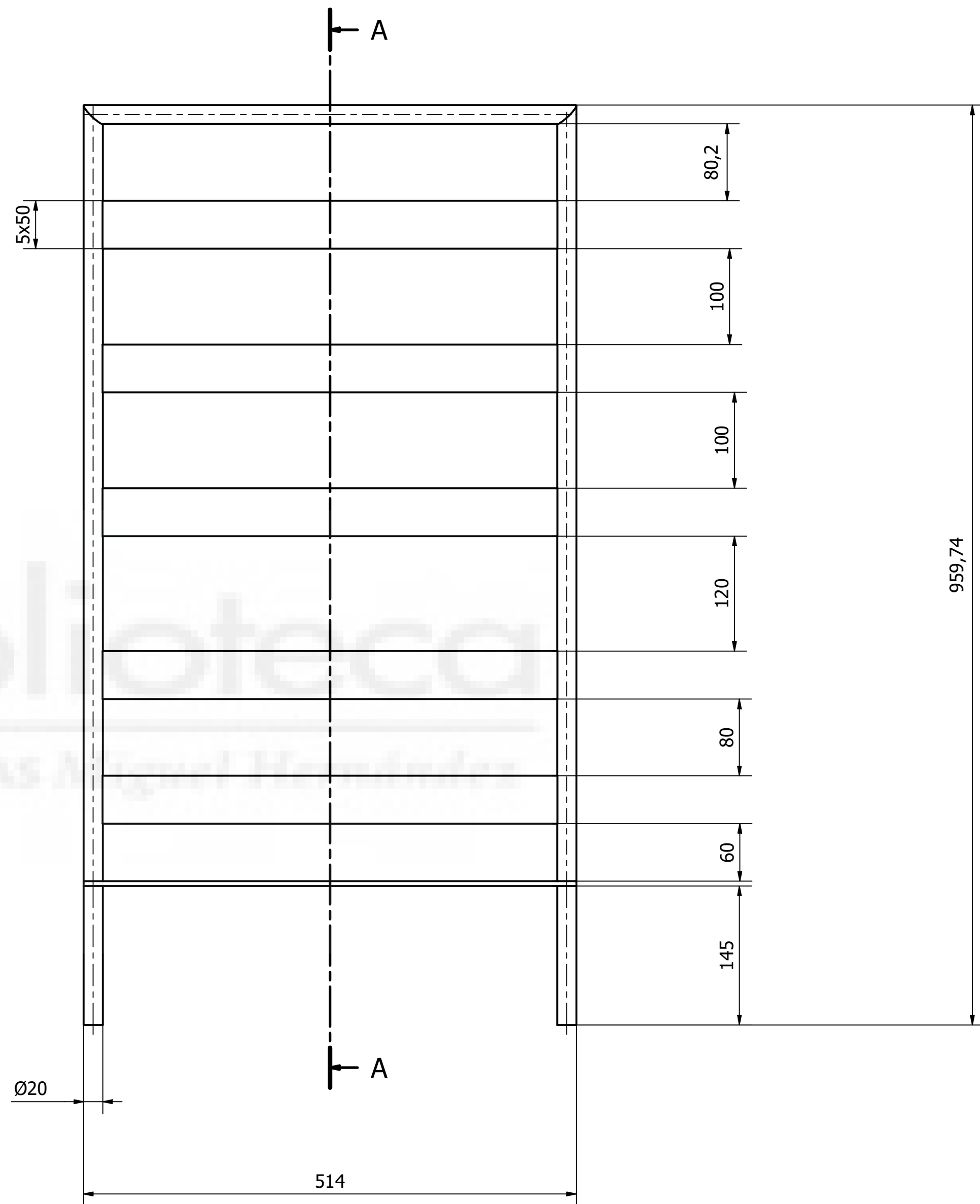
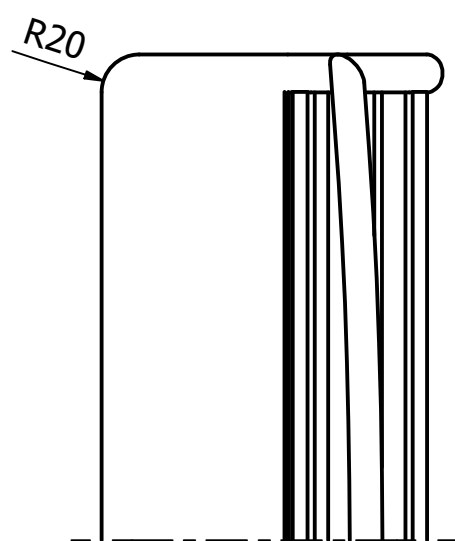
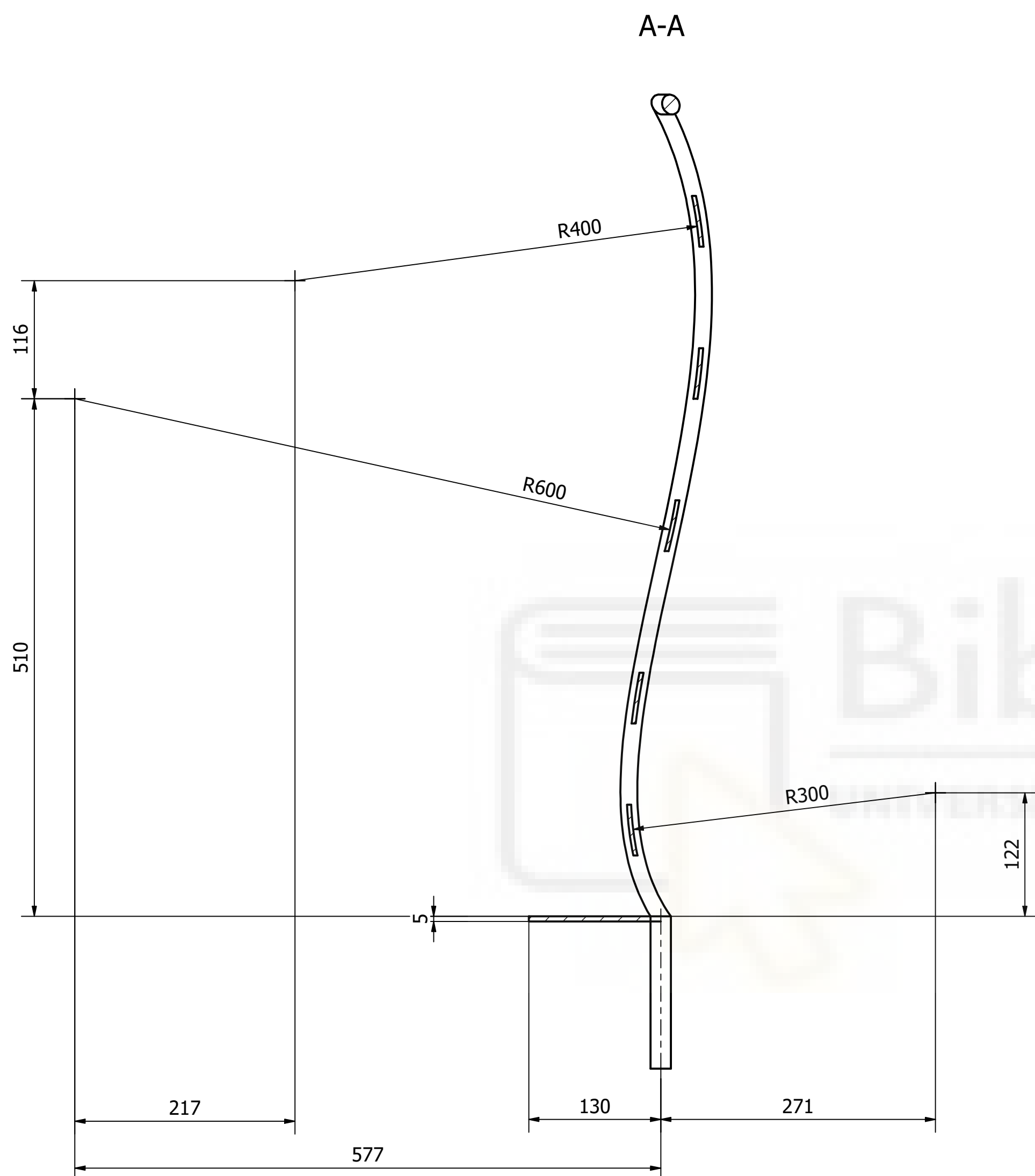


Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO Pieza 5		
Trabajo Fin de Grado	Respaldo		
	TAMAÑO A3	REFERENCIA DE ARCHIVO Pieza5respal	Nº de plano
	ESCALA:1:1	MAT.: Genérico (N/D)	1.02.12

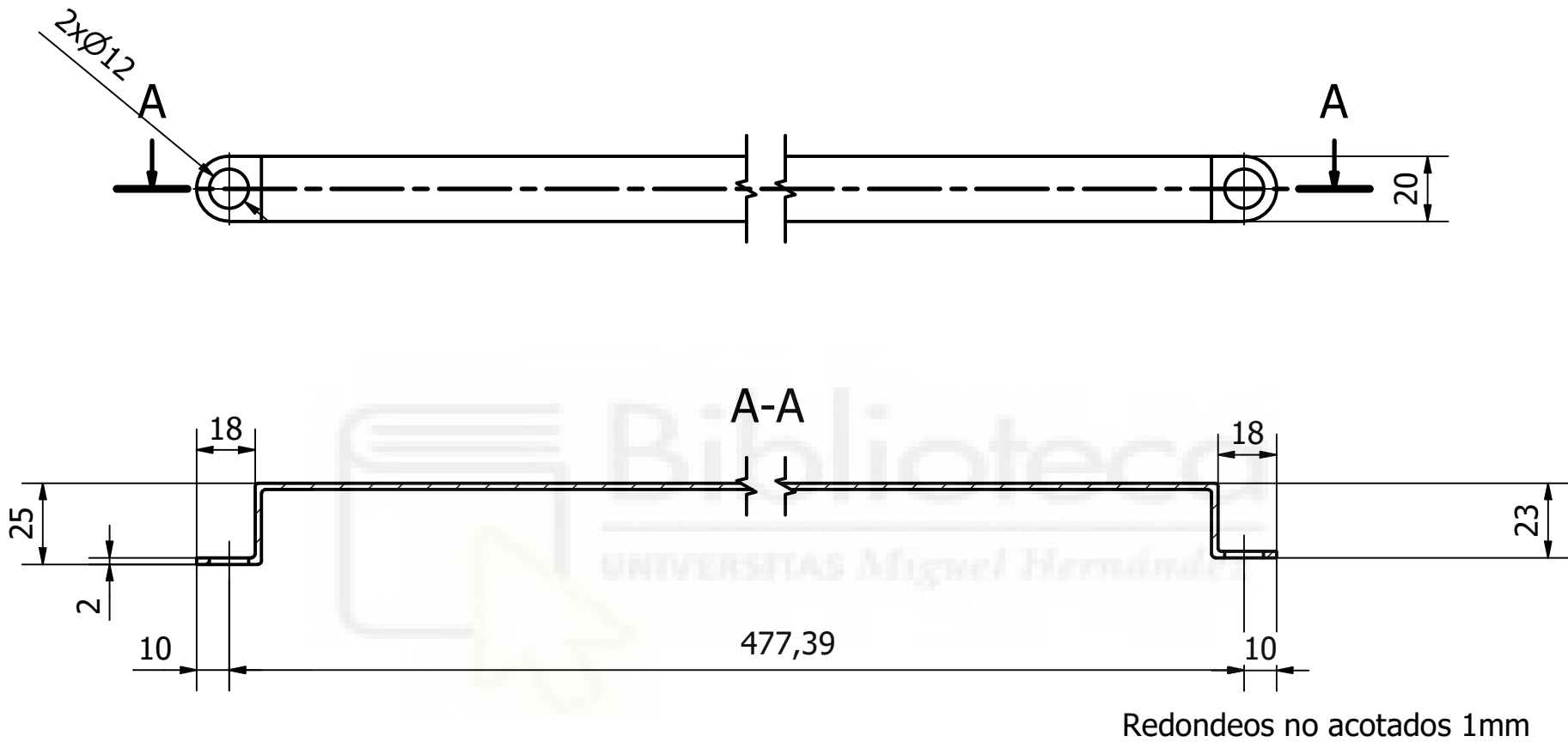





Agujero pasante $\varnothing 10\text{mm}$

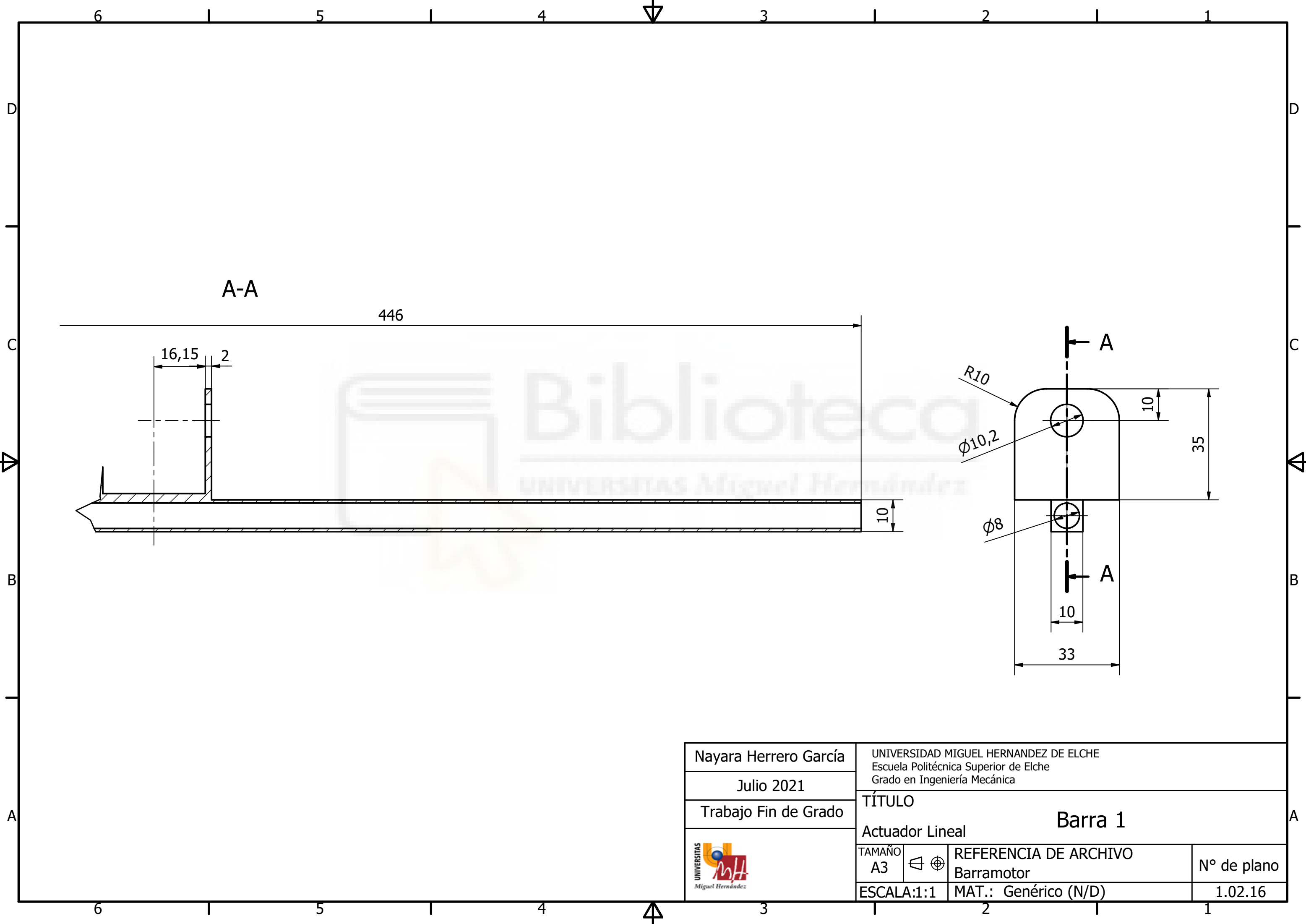
Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica			
Julio 2021	TÍTULO			
Trabajo Fin de Grado	Pieza 6			
	Reposapiés			
	TAMAÑO A4	 	REFERENCIA DE ARCHIVO Piezaunionrespal	Nº de plano
	ESCALA:1:1	MAT.: Genérico (N/D)		1.02.13




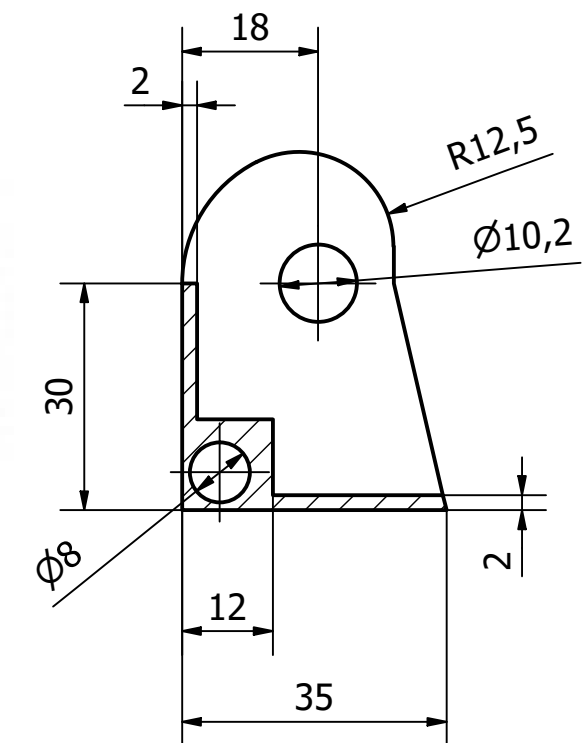
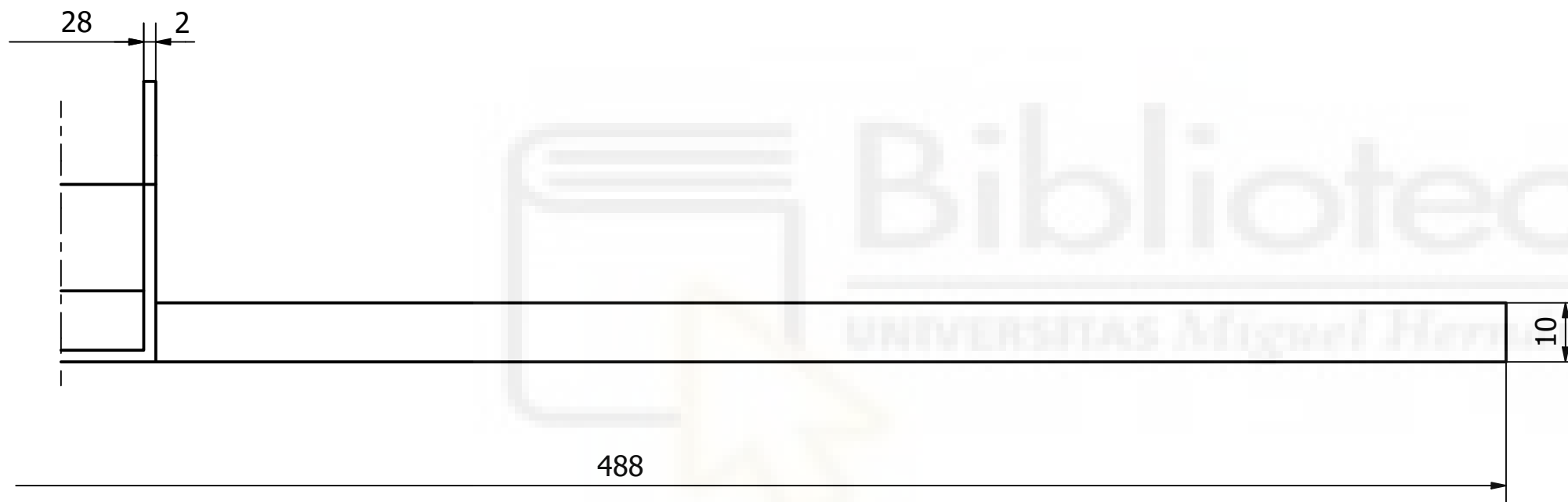
Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE	
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche	
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica	
TÍTULO		Armazón	
Respaldo		Respaldo	
TAMAÑO	REFERENCIA DE ARCHIVO	Nº de plano	
A2	ARMAZONUEVO	1.02.14	
ESCALA: 1:4	MAT.: Genérico (N/D)		




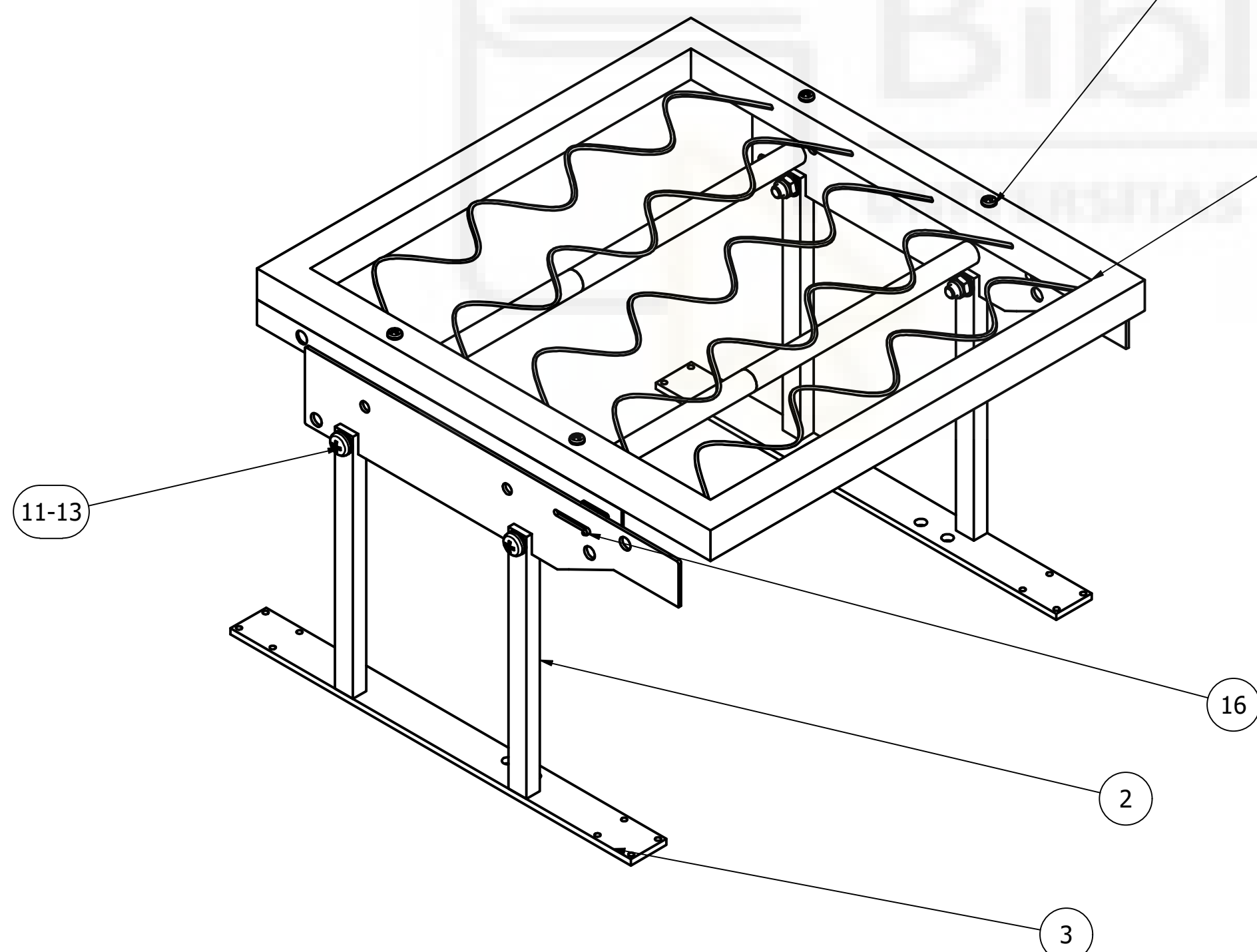
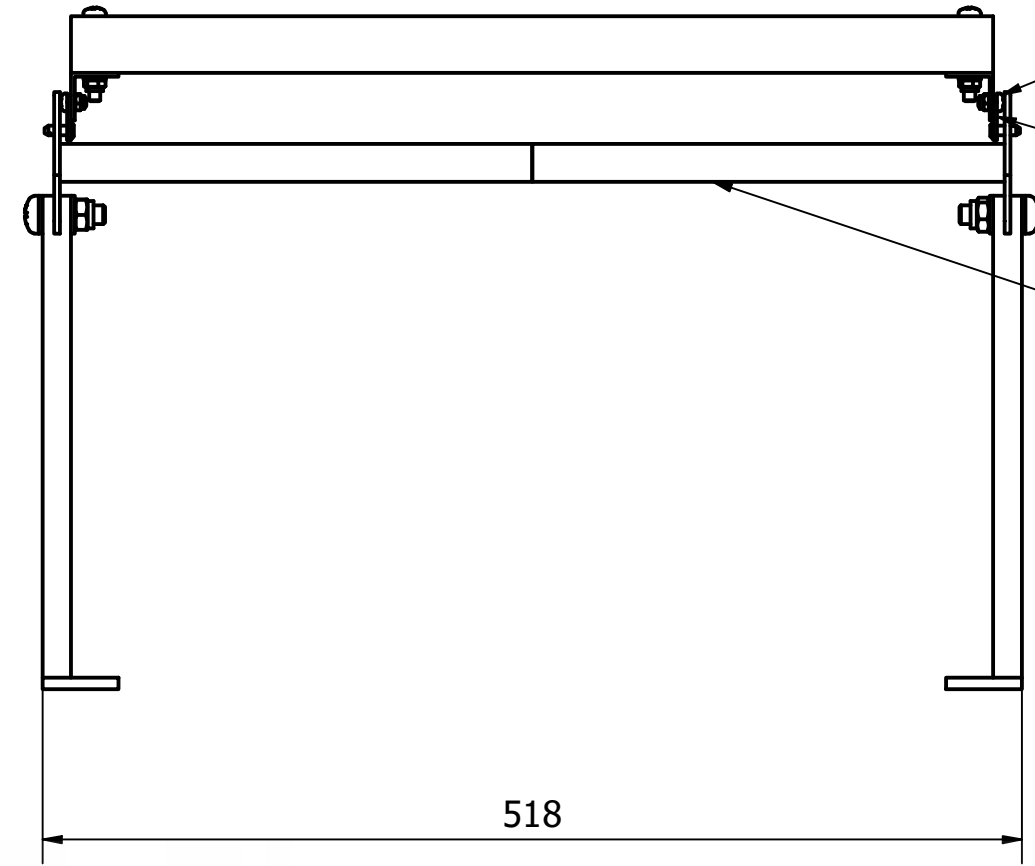
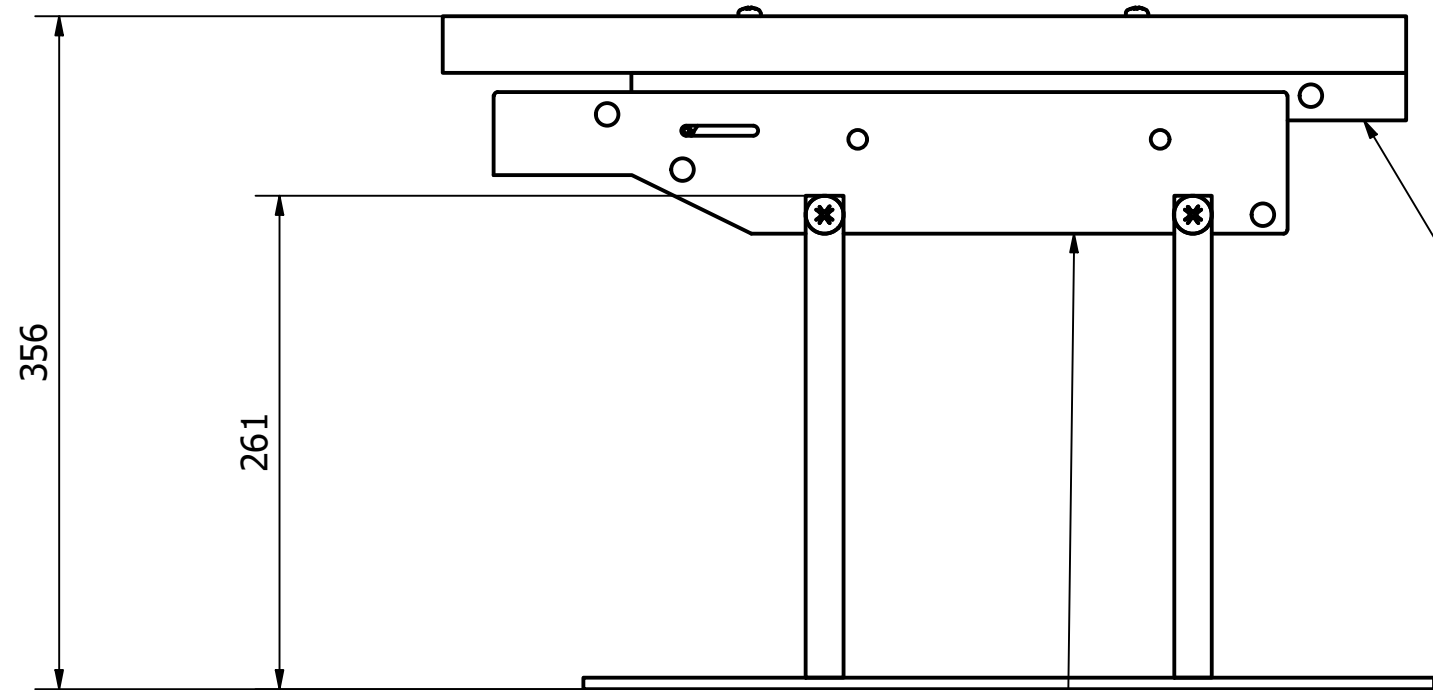
Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE	
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche	
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica	
		TÍTULO	
		Pieza	
		Unión respaldo-reposapiés	
TAMAÑO	 	REFERENCIA DE ARCHIVO	Nº de plano
A4		Pieza9 esla4modif	1.02.15
ESCALA:1:4		MAT.: Genérico (N/D)	



Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Barra 1		
	TAMAÑO A3	REFERENCIA DE ARCHIVO Barramotor	Nº de plano
	ESCALA:1:1	MAT.: Genérico (N/D)	1.02.16

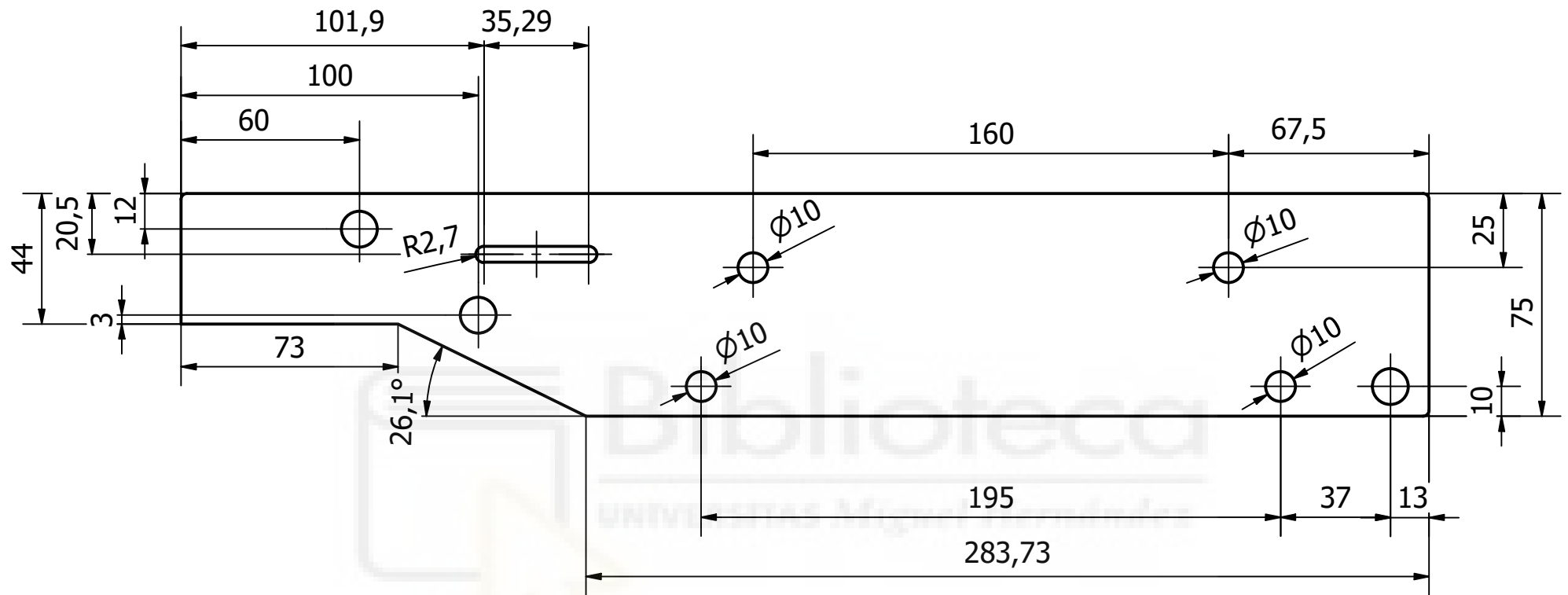


Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Actuador Barra 2		
	TAMAÑO A3	REFERENCIA DE ARCHIVO Barramotor2	Nº de plano
	ESCALA:1:1	MAT.: Genérico (N/D)	1.02.17




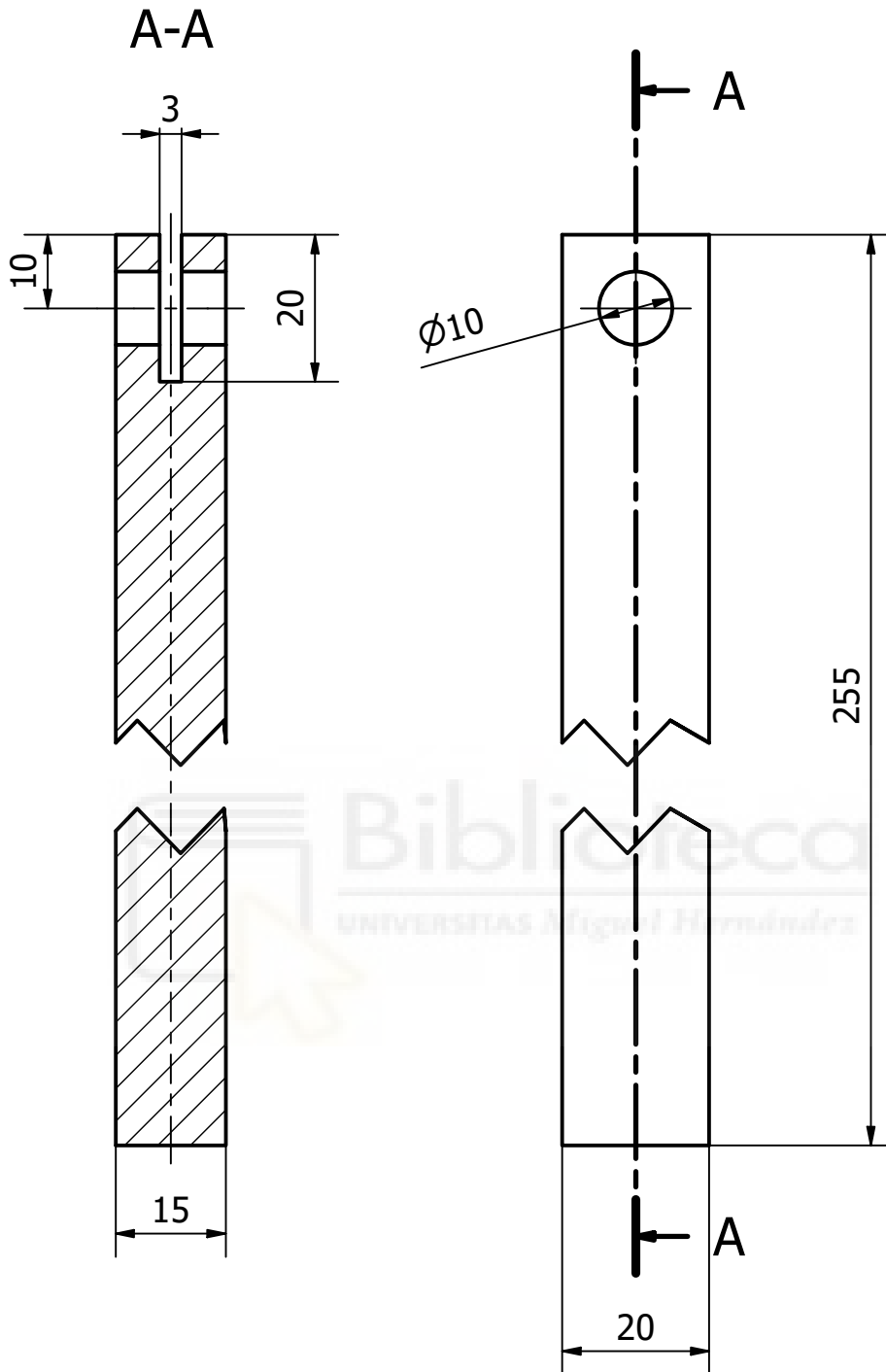
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	placa lateral	1.03.01
2	4	pata	1.03.02
3	2	base	1.03.03
4	2	pieza 4	1.03.04
5	1	base asiento	1.03.05
6	2	pieza 6	1.03.06
7	4	barra	20x17x250
8	4	tornillo	M6x45 ISO7045H
9	4	arandela	ST6 ISO7091
10	4	tuerca	M6 ISO7042
11	4	tornillo	M10x35 ISO7045H
12	8	arandela	ST10 ISO7091
13	4	tuerca	M10 ISO7042
14	1	tornillo	M5x10 ISO7045H
15	1	tuerca	M5 ISO7042
16	1	pasador	B-5x14 ISO2341B

Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Plano de conjunto		Chasis
	TAMAÑO A2	REFERENCIA DE ARCHIVO Ensamblaje5	Nº de plano
	ESCALA: 0,15:1	Nota.- Incluye piezas asiento	



Grosor 3mm
 Agujeros no acotados $\varnothing 12$ mm

Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE	
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche	
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica	
 UNIVERSITAT Miguel Hernández		TÍTULO	
		Chasis	
		Placa Lateral	
TAMAÑO		REFERENCIA DE ARCHIVO	Nº de plano
A4		Placa lateral	
ESCALA:1:2		MAT.: Acero, carbono (0,64 kg)	1.03.01



Nayara Herrero García

Julio 2021

Trabajo Fin de Grado



UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE
Escuela Politécnica Superior de Elche
Grado en Ingeniería Mecánica

TÍTULO

Pata

Chasis

TAMAÑO

A4



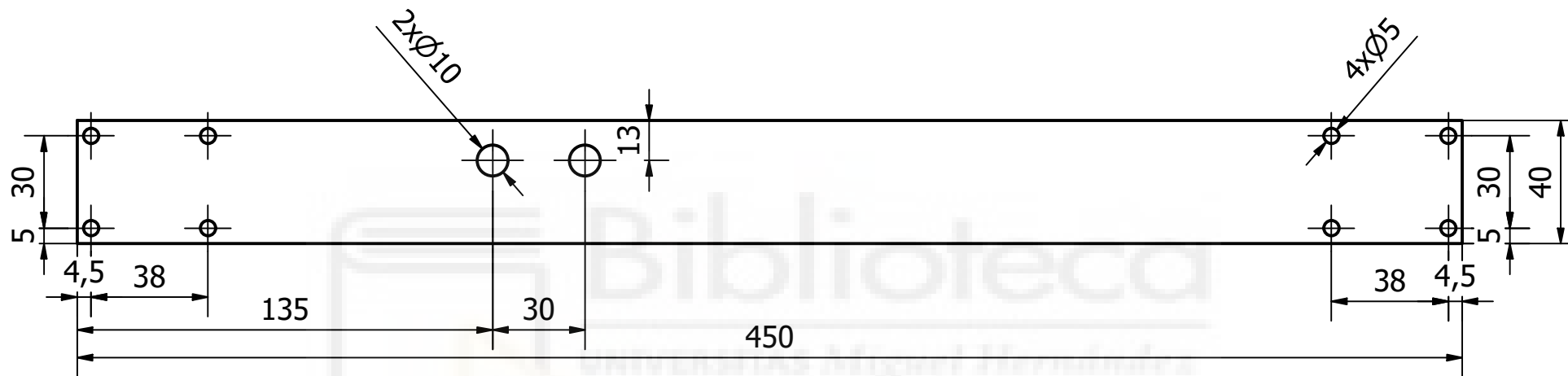
REFERENCIA DE ARCHIVO
Pieza1pies

Nº de plano



ESCALA:1:1

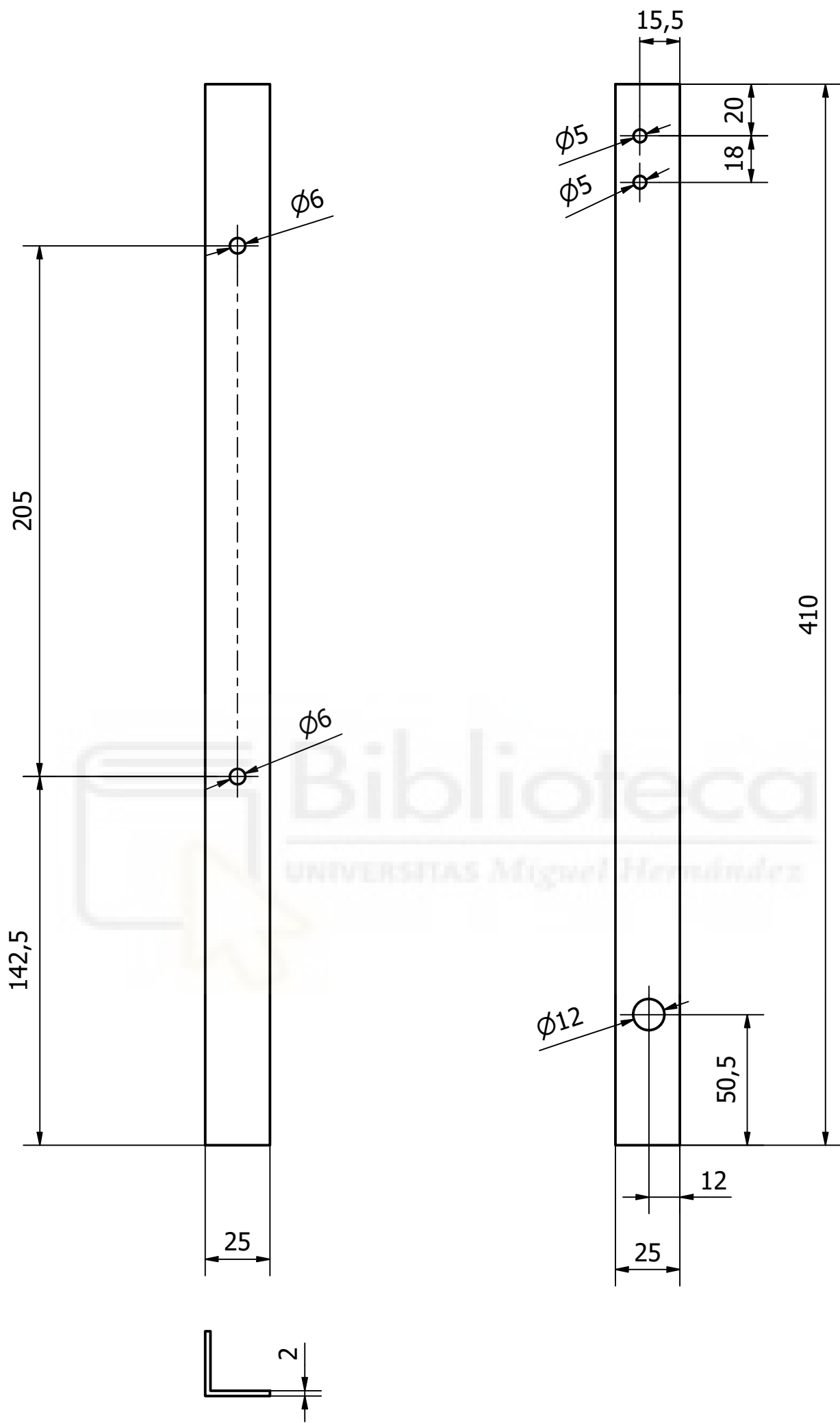
MAT.: Genérico (N/D)




1.03.02

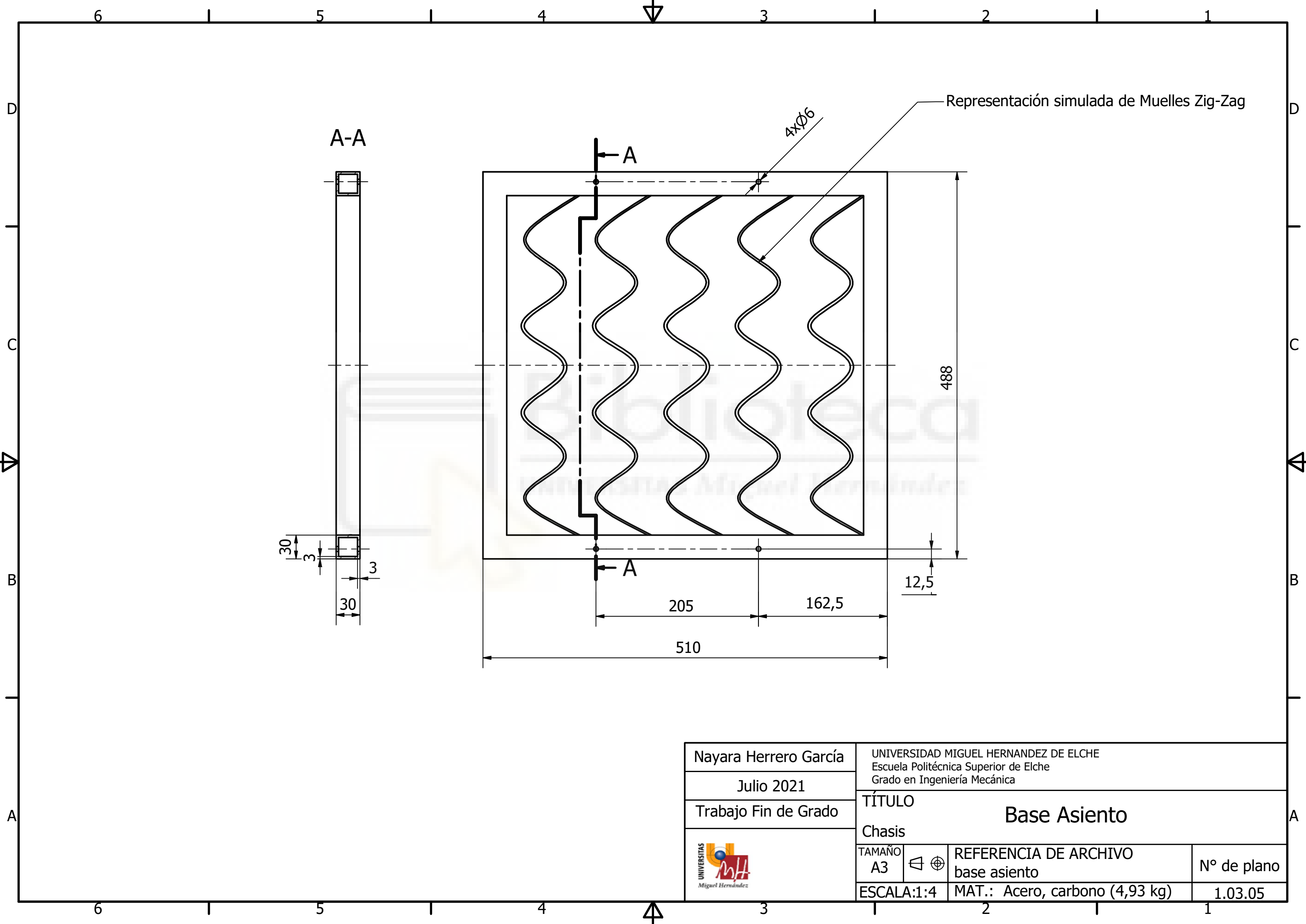



Grosor 6mm
 Agujeros no acotados Ø5mm

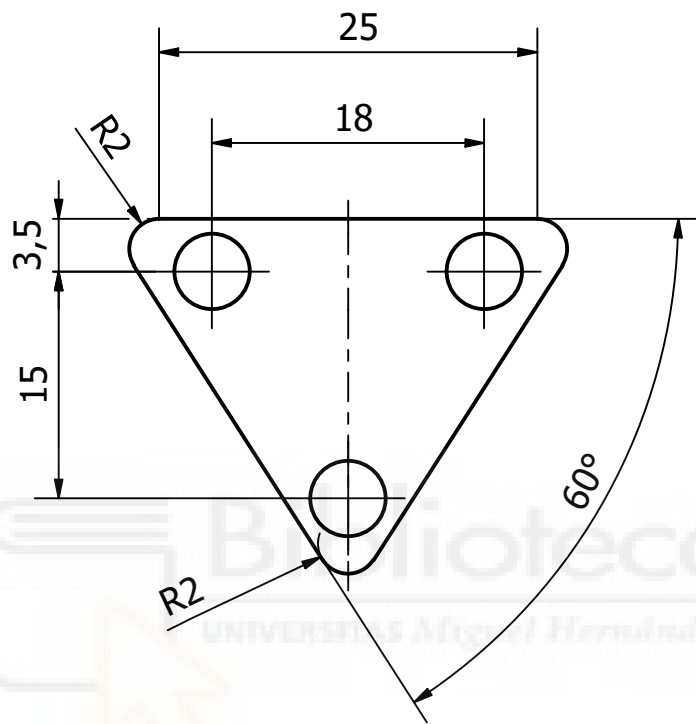
Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE	
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche	
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica	
		TÍTULO	
		Pieza base	
		Chasis	
		TAMAÑO A4	REFERENCIA DE ARCHIVO Pieza2 pies
ESCALA:1:2		MAT.: Acero, carbono (0,83 kg)	1.03.03




Nayara Herrero García		UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE	
Julio 2021		Escuela Politécnica Superior de Elche	
Trabajo Fin de Grado		Grado en Ingeniería Mecánica	
		TÍTULO	
		Pieza 4	
		TAMAÑO	REFERENCIA DE ARCHIVO
		A3	Pieza6respal
		ESCALA:1:2	Nº de plano
		MAT.: Genérico (N/D)	1.03.04



Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO		
Trabajo Fin de Grado	Base Asiento		
	Chasis		Nº de plano
	TAMAÑO A3	REFERENCIA DE ARCHIVO base asiento	
	ESCALA:1:4	MAT.: Acero, carbono (4,93 kg)	1.03.05



Grosor 2mm
Agujeros Ø5mm

Nayara Herrero García	UNIVERSIDAD MIGUEL HERNANDEZ DE ELCHE Escuela Politécnica Superior de Elche Grado en Ingeniería Mecánica		
Julio 2021	TÍTULO Pieza 6		
Trabajo Fin de Grado	Asiento		
	TAMAÑO A4		REFERENCIA DE ARCHIVO desliz1
	ESCALA:2:1	MAT.: Acero, carbono (0,01 kg)	Nº de plano 1.03.06

PRESUPUESTO



Se presenta un presupuesto por unidad de modelo. Se trata de un presupuesto que contempla los costes máximos, dentro de los catálogos consultados para cada proveedor, para la fabricación de una única unidad. En este punto hay que destacar que, al contemplar más unidades de sillón en la instalación final, los costes por unidad disminuirían, debido a las llamadas economías de escala. También elementos como la cremallera y el raíl de la guía suponen costes fijos, por lo que, a mayor número de sillones instalados, el precio unitario disminuiría.

PRESUPUESTO

Componente	Cantidad	Precio (€)	Total
CHASIS* ¹	20 (kg)	6 €/kg	120€
ESPUMAS* ²			
Asiento	1	21,71€	21,71€
Respaldo	1	6€	6€
Reposapiés	1	87,74€	87,74€
REPOSABRAZOS* ³	2	126,57€	253,14€
ACTUADOR LINEAL	1	112,29 €	112,29 €* ⁴
GUIAS LINEALES			
Rail 1000mm	2	194,71€	389,42€
Patín 4 unidades	4	91,97€	367,16€
MOTOR	1	307€	307€
ENGRANAJE			
Piñón	1	24€	24€
Cremallera	1	95€	95€
MUELLE DE EXTENSION	2	10,99€/2unds.	10,99€
MUELLES ZIG-ZAG ASIENTO* ⁵	3'5(m)	4€/m	14€
PULSADOR	1	27,30€	27,30€
TORNILLERIA			
Tornillos		10€/200unds.	10€
Tuercas		5€/200unds.	5€
Arandelas		5€/200unds.	5€
Casquillos			7€
Pasadores			2€
SUBTOTAL			1.864,75€
BENEFICION INDUSTRIAL Y COSTES INDIRECTOS 13%			242,41€
IVA (21%)			442,5 €
TOTAL			2.549,67 €

*¹ precio del kg de acero mecanizado, pieza terminada.

*² espumas sin tapizado

*³ precio del tablero de 2440x1220x15mm

*⁴ Conversión libra-euro a día 04/07/2021

*⁵ precio del metro contando muelle +grapas para marcos metálicos

ANEXOS



ANEXO I Ficha Técnica Actuador lineal¹



¹ Nota.-En los siguientes anexos se encuentra un extracto de la ficha técnica completa de cada componente, pues se adjunta las páginas con datos referentes al modelo concreto instalado.

TA6

series



Product Segments

- **Comfort Motion**

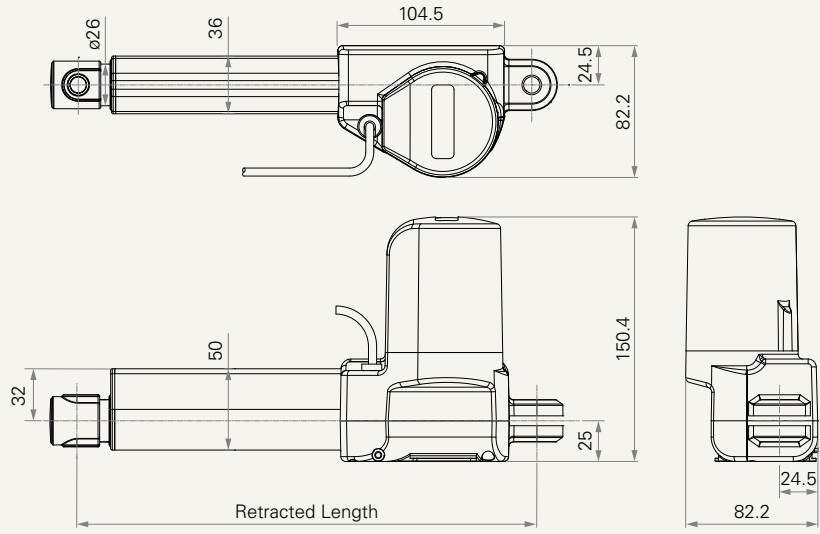
TiMOTION's TA6 series linear actuator is designed for lift applications like recliners, lifting chairs and movie theater seating. Its right angle design reduces noise and allows for fitment into most applications. Industry certifications for the TA6 linear actuator include EMC and RoHS. In addition, the TA6 is available with optional Hall sensors for position feedback. It can also be used where freewheeling push only functionality is desired.

General Features

Max. load	6,000N (push); 4,000N (pull)
Max. speed at max. load	5mm/s
Max. speed at no load	39mm/s
Retracted length	≥ Stroke + 163mm
Certificate	UL962, EMC
Stroke	25~1000mm
Options	Freewheeling push only, safety nut, Hall sensors
Voltage	12/24/36V DC
Color	Black
Operational temperature range	+5°C~+45°C

Drawing

Standard Dimensions
(mm)



Load and Speed

CODE	Load (N)		Self Locking Force (N)	Typical Current (A)		Typical Speed (mm/s)	
	Push	Pull		No Load 32V DC	With Load 24V DC	No Load 32V DC	With Load 24V DC
Motor Speed (2600RPM, Duty Cycle 10%)							
C	5000	4000	5000	0.8	3.5	8.0	4.1
D	6000	4000	6000	0.8	3.5	6.0	3.1
F	2500	2500	2500	0.8	3.2	15.9	8.3
G	2000	2000	2000	0.8	2.8	21.4	12.1
H	1000	1000	1000	0.8	2.1	32.1	19.1
J	3500	3500	3500	0.8	3.6	11.9	6.0
Motor Speed (3400RPM, Duty Cycle 10%)							
L	6000	4000	6000	1.0	4.2	7.3	4.1
N	2500	2500	2500	1.0	4.1	19.4	11.1
O	2000	2000	2000	1.0	4.0	26.1	14.9
P	1000	1000	1000	1.0	3.0	39.0	23.4
Q	3500	3500	3500	1.0	4.6	14.5	7.9
T	5000	4000	5000	1.0	4.2	9.8	5.4
Motor Speed (3800RPM, Duty Cycle 10%)							
X	6000	4000	6000	1.2	4.4	8.6	5.0
U	5000	4000	5000	1.2	4.7	11.3	6.6
W	2500	2500	2500	1.2	4.6	23.0	13.4
Z	3500	3500	3500	1.2	5.3	16.8	9.8

Note

- 1 Please refer to the approved drawing for the final authentic value.
- 2 This self-locking force level is reached only when a short circuit is applied on the terminals of the motor. All the TiMOTION control boxes have this feature built-in.
- 3 Operational temperature range at full performance: +5°C~+45°C
- 4 The current & speed in table are tested with 24V DC motor. With a 12V DC motor, the current is approximately twice the current measured in 24V DC. With a 36V DC motor, the current is approximately two-thirds the current measured in 24V DC. Speed will be similar for all the voltages.
- 5 The current & speed in table are tested when the actuator is extending under push load.
- 6 The current & speed in table and diagram are tested with TiMOTION control boxes, and there will be around 10% tolerance depending on different models of the control box. (Under no load condition, the voltage is around 32V DC. At rated load, the voltage output will be around 24V DC)
- 7 Standard stroke: Min. ≥ 25mm, Max. please refer to below table.

CODE	Load (N)	Max Stroke (mm)
D, L, X	= 6000	600
Others	< 6000	1000

Retracted Length (mm)

1. Calculate $A+B+C = Y$
2. Retracted length needs to \geq Stroke + Y

A. Front Attachment	
CODE	
1, 2, 5, 6	+163
3, 4	+185
7, 8, 9	+175

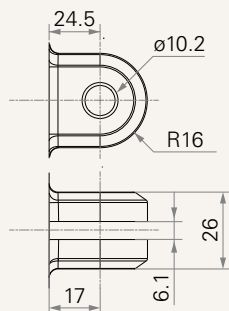
B. Load V.S. Stroke		
Stroke (mm)	Load (N)	
	< 6000	= 6000
25~150	-	-
151~200	-	-
201~250	-	+5
251~300	-	+10
301~350	+5	+15
351~400	+10	+20
401~450	+15	+25
451~500	+20	+30
501~550	+25	+35
551~600	+30	+40
601~650	+35	x
651~700	+40	x
701~750	+45	x
751~800	+50	x
801~850	+55	x
851~900	+60	x
901~950	+65	x
951~1000	+70	x

C. Front Attachment V.S Special Function		
Front Attachment	Spindle Function	
	0, 1	2, 3
1, 2, 5, 6	-	+5
3, 4	-	-
7, 8, 9	-	-



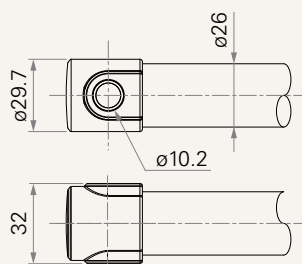
Rear Attachment (mm)

1 = U clevis plastic, slot 6.1, hole 10.2

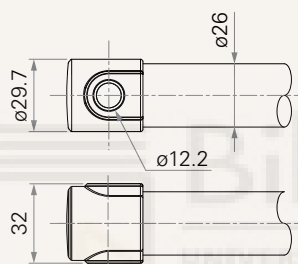


Front Attachment (mm)

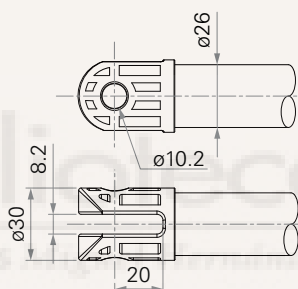
1 = Punched hole on inner tube + plastic cap, without slot, hole 10.2, with plastic bushing



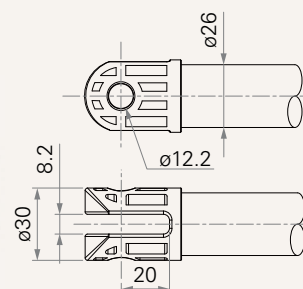
2 = Punched hole on inner tube + plastic cap, without slot, hole 12.2



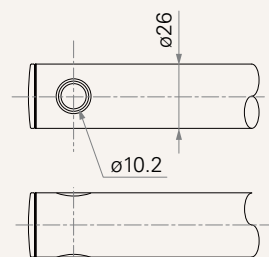
3 = Plastic, U clevis, slot 8.2, depth 20.2, hole 10.2, for load push < 4000N & pull < 2500N



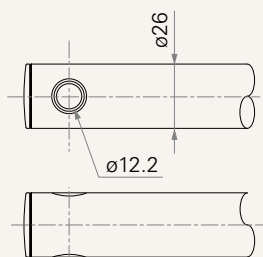
4 = Plastic, U clevis, slot 8.2, depth 20.2, hole 12.2, for load push < 4000N & pull < 2500N



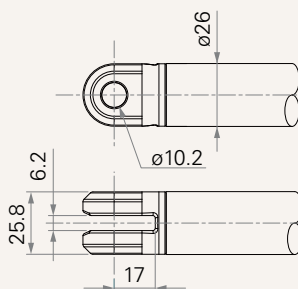
5 = Punched hole on inner tube, without slot, hole 10.2, with plastic bushing



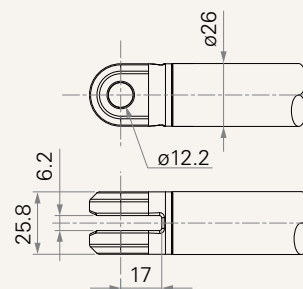
6 = Punched hole on inner tube, without slot, hole 12.2



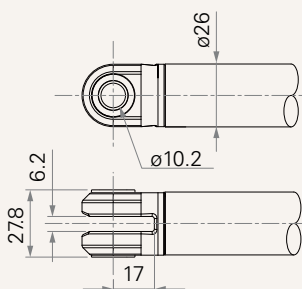
7 = Aluminum casting, U clevis, slot 6.2, depth 17.0, hole 10.2



8 = Aluminum casting, U clevis, slot 6.2, depth 17.0, hole 12.2



9 = Aluminum casting, U clevis, slot 6.2, depth 17.0, hole 10.2, with plastic T-bushing



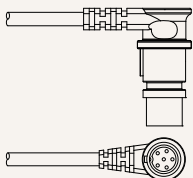
Functions for Limit Switches

Wire Definitions

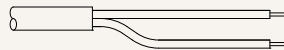
CODE	Pin					
	● 1 (Green)	● 2 (Red)	○ 3 (White)	● 4 (Black)	● 5 (Yellow)	● 6 (Blue)
1	extend (VDC+)	N/A	N/A	N/A	retract (VDC+)	N/A
2	extend (VDC+)	N/A	middle switch pin B	middle switch pin A	retract (VDC+)	N/A
3	extend (VDC+)	common	upper limit switch	N/A	retract (VDC+)	lower limit switch
4	extend (VDC+)	common	upper limit switch	medium limit switch	retract (VDC+)	lower limit switch

Connector

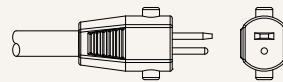
1 = DIN 6P, 90° plug



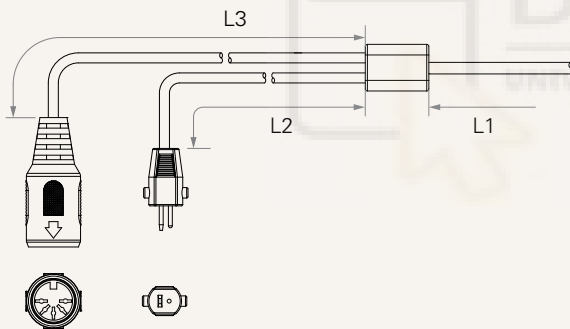
2 = Tinned leads



3 = Small 01P, plug



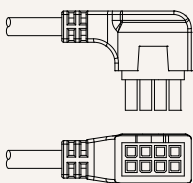
B = Y cable (For direct cut system, non water proof, non anti pull)



Cable length for direct cut system (mm)

CODE	L1	L2	L3
B	100	100	100
C	100	1000	400
D	100	2700	500
E	1000	100	100
F	100	600	1000
G	1500	1000	1000
H	100	100	1200

P = Molex 8P, 90° plug, without anti-clip



Terms of Use

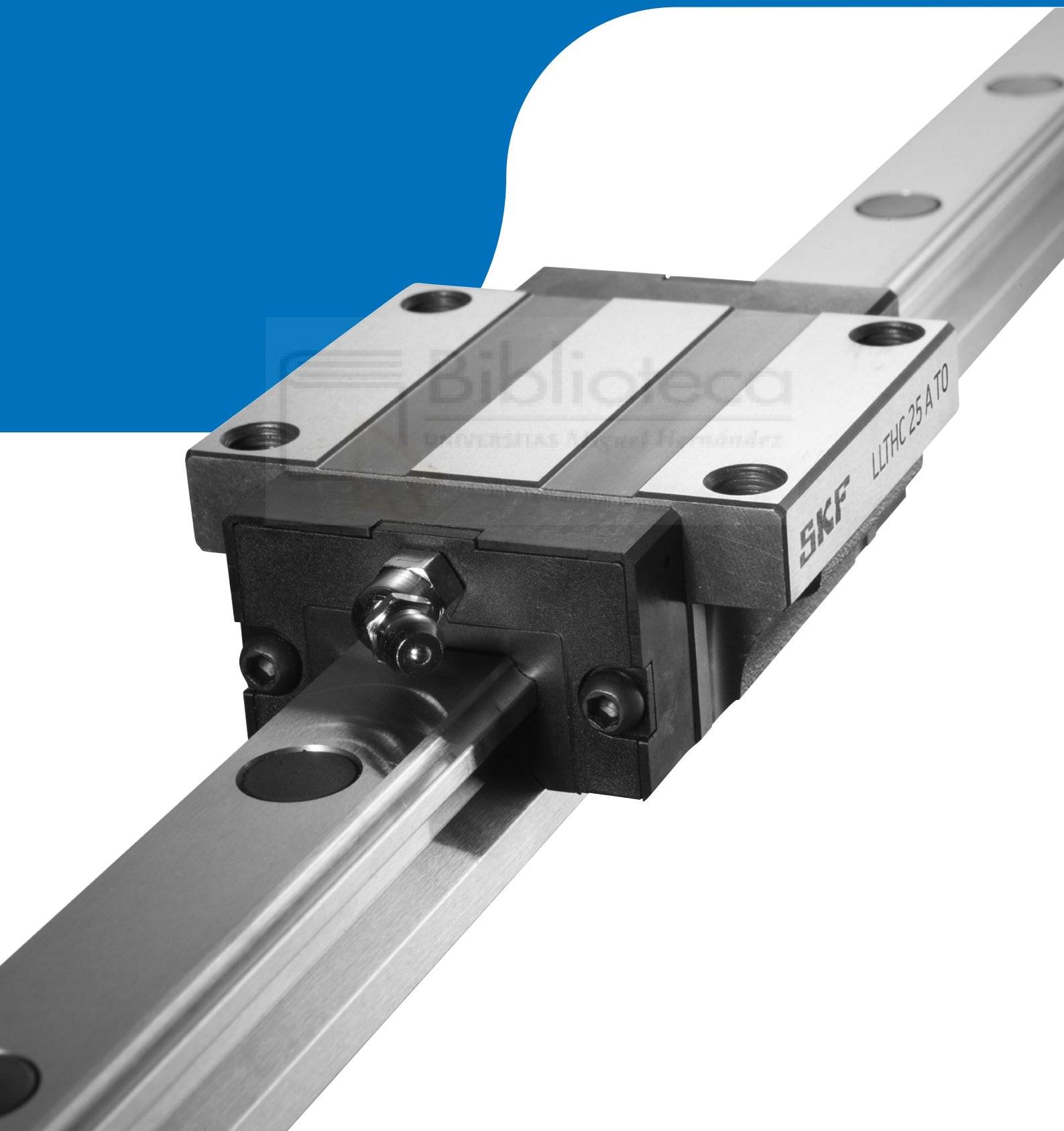
The user is responsible for determining the suitability of TiMOTION products for a specific application. TiMOTION products are subject to change without prior notice.

ANEXO II Ficha Técnica Guías lineales²



² Nota.-En los siguientes anexos se encuentra un extracto de la ficha técnica completa de cada componente, pues se adjunta las páginas con datos referentes al modelo concreto instalado.

Guías con patines LLT



Prólogo

La productividad y el éxito de una aplicación determinada dependen, en gran medida, de la calidad de los componentes lineales que se elijan. En muchos casos estos componentes determinan la aceptación en el mercado, lo que hace que el fabricante obtenga una ventaja competitiva. Por tanto, los componentes deben ser muy versátiles para cumplir con los requisitos de la aplicación con componentes estándar.

Las guías con patines de la serie LLT de SKF cumplen estos requisitos. Disponibles en una amplia variedad de tamaños, carros y accesorios, y con distintos grados de precisión y precarga, las guías con patines LLT pueden adaptarse fácilmente a especificidades varias. A esto se suma una capacidad de

funcionamiento con una carrera prácticamente ilimitada, lo que deja abierta casi cualquier opción de diseño.

Entre la gama de posibles aplicaciones destacan el procesamiento de material, el moldeo de plástico por inyección, la carpintería, la impresión, el embalaje y los dispositivos médicos, por citar unas pocas. En estos tipos de aplicaciones, las ventajas que aporta el diseño LLT quedan bien patentes.

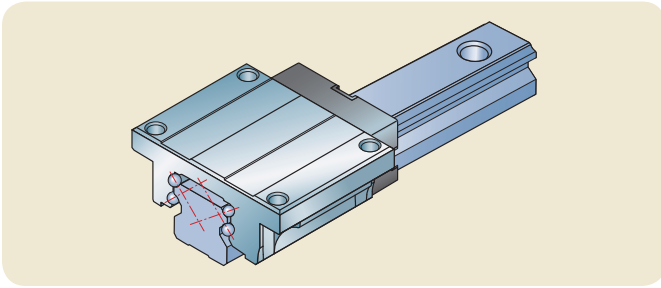
SKF fabrica las guías con patines LLT con disposición en X (ángulo de contacto de 45° entre los elementos rodantes y el camino de rodadura). Este diseño favorece el equilibrio de la carga en sus cuatro direcciones princi-

pales, lo que proporciona una mayor flexibilidad de diseño. Además, las desviaciones de paralelismo y altura, frecuentes en los sistemas multiteje, se pueden compensar con mayor eficiencia, permitiendo un funcionamiento suave y fiable bajo diversas condiciones operativas.

SKF también ofrece una serie de guías con patines en miniatura y una gama de unidades lineales para guías con patines ya ensambladas y preparadas. Póngase en contacto su representante de SKF para obtener información adicional.

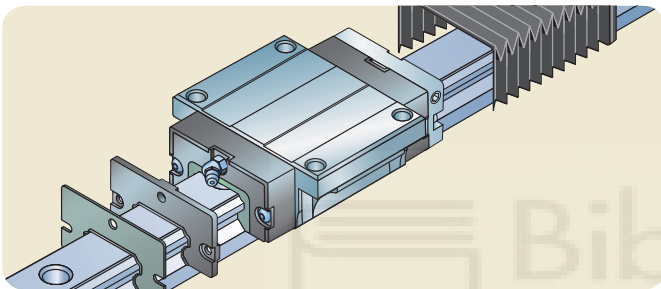


Características y ventajas



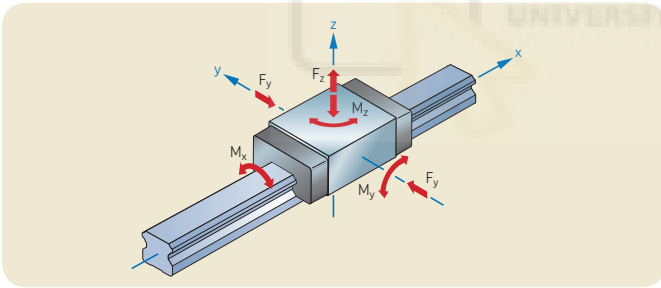
Rendimiento mejorado durante el funcionamiento

La guía con patines LLT incorpora cuatro hileras de bolas con un ángulo de contacto de 45° entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. Esa disposición en X mejora la capacidad de autoalineación del sistema. La desviación que se produce durante el montaje se puede absorber incluso con precarga, lo que permite un desplazamiento suave. La fricción se mantiene al mínimo gracias a los dos puntos de contacto de las bolas. Esto permite un funcionamiento fiable sin efecto stick-slip (de adhesión-deslizamiento) mientras dure la guía.



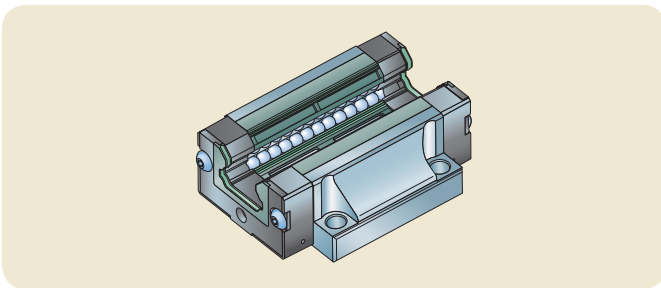
Concepto modular para soluciones personalizadas

Las aplicaciones presentan distintos requisitos ambientales, de velocidad y de precisión. Por ello, las guías con patines LLT de SKF utilizan componentes modulares que permiten construir soluciones económicas con arreglo a las necesidades de la aplicación. Existen diversas clases de precisión y precarga para los distintos requisitos de exactitud y rigidez. Además, la amplia gama de accesorios permite su adaptación a las necesidades específicas del entorno.



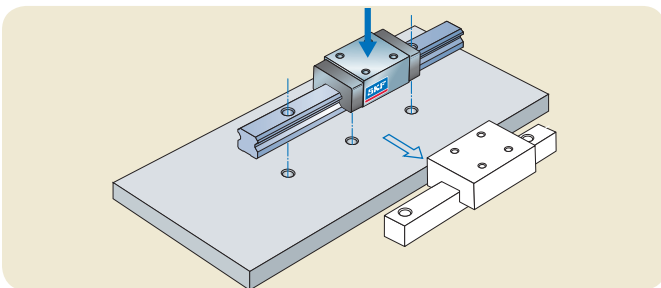
Rigidez, resistencia y precisión para una mejora de los procesos de producción

La disposición de las bolas en cuatro hileras con un ángulo de 45° optimiza el reparto de la carga en sus cuatro direcciones principales y se ajusta a la norma ISO 14728. Esta característica ofrece un alto grado de flexibilidad en el diseño. Gracias a su capacidad para soportar cargas elevadas y cargas de momento, estas guías con patines son ideales hasta para sistemas con un solo carro.



Mayor vida de servicio y mantenimiento reducido

Los carros de las guías con patines SKF vienen prelubricados de fábrica. Los depósitos de lubricante integrados, situados en las placas de fijación, lubrican constantemente las bolas en circulación. Los dos extremos del carro incluyen puertos de lubricación roscados metálicos para instalar un sistema de relubricación automática. Con cada carro, se entrega además un engrasador. Estos carros, totalmente obturados, incorporan obturaciones de doble labio en ambos extremos, así como obturaciones laterales e internas. Las obturaciones de baja fricción son extremadamente efectivas previniendo el acceso de contaminantes.



Intercambiabilidad y disponibilidad global

Las principales dimensiones de las guías con patines SKF se ajustan a la norma ISO 12090-1. Esto permite una intercambiabilidad dimensional con cualquier marca conforme a ISO. La red internacional de ventas y distribución de SKF proporciona piezas de repuesto y servicios de mantenimiento para todo tipo de sistemas mundiales.

Diseño básico

Al igual que sucede con los rodamientos rotativos, los caminos de rodadura de las guías con patines pueden colocarse formando una X o una O. Estas dos disposiciones tienen, básicamente, las mismas características técnicas. Por lo tanto, no existen diferencias de comportamiento notables en la gran mayoría de situaciones de carga, excepto en el caso de que se produzcan momentos alrededor del eje x.

Las guías con patines de SKF tienen una disposición en X, basada en el ángulo de contacto de los elementos rodantes (→ **fig. 1**). La ventaja de esta disposición radica en que permite soportar con mayor eficiencia las desviaciones de paralelismo y altura tan frecuentes en los sistemas multieje (→ **fig. 2**).

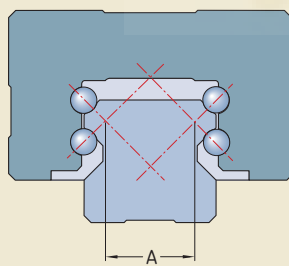
Gracias a un diseño con menor distancia entre centros de carga, la disposición en X ofrece una mayor capacidad de autoalineación.

Al combinarse con un contacto de dos puntos en los elementos rodantes, la fricción durante el funcionamiento se reduce al mínimo. El resultado es un sistema de guiado con funcionamiento suave y sin efecto stick-slip.

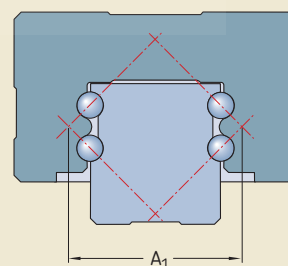
Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

Fig. 1

Ilustración esquemática de las diferentes disposiciones de bolas



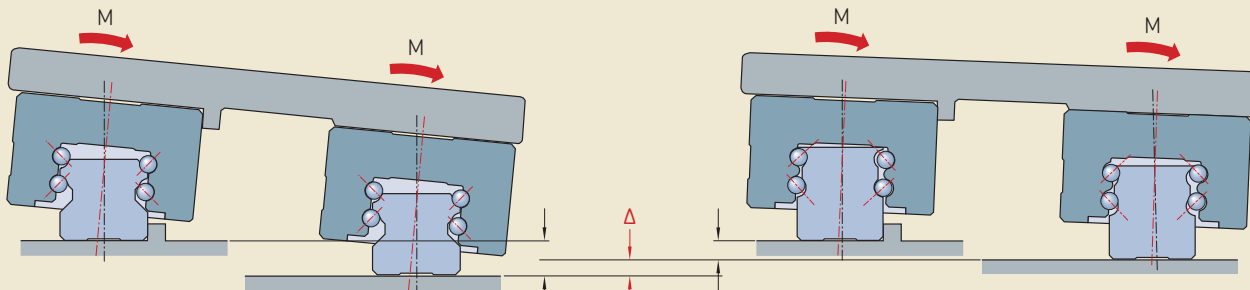
Disposición en X



Disposición en O

Fig. 2

Comparación de la capacidad de autoalineación



Disposición en X

Disposición en O

Capacidad de carga

Definición de capacidad de carga dinámica básica C

La capacidad de carga dinámica básica C es la carga radial, de magnitud y dirección constante, que un rodamiento lineal puede soportar, en teoría, para alcanzar una vida nominal básica representada por una distancia de desplazamiento de 100 km (de acuerdo con la norma ISO 14728, sección 1).

Nota: De acuerdo con ISO 14728, sección 1, también está permitido fijar una distancia de desplazamiento de referencia de 50 km. En este caso, se debe aplicar un factor de conversión de 1,26 para poder realizar una comparación adecuada entre los dos valores de capacidad de carga. (→ **fórmula 1**)

$$(1) \quad C_{100} = \frac{C_{50}}{1,26}$$

Definición de capacidad de carga estática básica C₀

La capacidad de carga estática básica C₀ es la carga estática en la dirección de carga que corresponde a una tensión calculada en el centro del punto de contacto con mayor carga entre el elemento rodante y cada camino de rodadura del carro y el raíl.

Nota: Esta tensión produce una deformación total y permanente del elemento rodante y del camino de rodadura, equivalente aproximadamente a 0,0001 veces el diámetro del elemento rodante (de acuerdo con ISO 14728, sección 2).

Verificación y validación

Las capacidades de carga especificadas en este catálogo se han calculado para todos los tipos de producto basados en los estándares citados. SKF ha complementado y verificado el modelo de cálculo prescrito mediante simulaciones internas.

Puesto que, en la práctica, no es económicamente viable (ni en espacio ni en tiempo) probar la capacidad de carga de todos los artículos del catálogo, SKF lleva a cabo exámenes de durabilidad normalizados a intervalos regulares utilizando determinados tamaños de referencia. Estas pruebas permiten obtener datos estadísticos y documentación que demuestre que las capacidades de carga teóricas son válidas en condiciones prácticas estandarizadas.

En muchos casos, este proceso de validación interna de SKF ahorra al cliente la necesidad de realizar pruebas intensivas sobre el terreno y ofrece una alta fiabilidad en los diseños de guías con patines LLT.

Sólo se recomienda al cliente llevar a cabo ensayos prácticos si se desconocen las condiciones de funcionamiento, o si éstas son más exigentes de lo normal.

En la práctica, el método más frecuente consiste en usar los resultados y experiencias obtenidos en modelos existentes a la hora de diseñar nuevos productos, y aplicaciones. Al utilizar las guías con patines LLT, es aconsejable que los clientes también se basen en experiencias anteriores para el desarrollo continuo de las aplicaciones.

Bases de cálculo

En los métodos de cálculo descritos en este capítulo se deberán tener en cuenta todas las fuerzas y cargas reales que actúan en los distintos rodamientos.

Factor de seguridad de carga estática

El factor de seguridad de carga estática se expresa como la relación entre la carga estática básica y la carga estática máxima, incluida la precarga (→ **página 17**). También se deberán tener en cuenta las condiciones de carga (→ **página 21**) que actúan sobre el sistema de guiado durante el funcionamiento. El factor de seguridad de carga estática indica el nivel de seguridad frente a la deformación plástica permanente de los caminos de rodadura y los elementos rodantes y se calcula de acuerdo con la **fórmula 2**.

$$(2) \quad s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{f_d F_{\text{res máx}}}$$

donde

- C_0 = capacidad de carga estática [N]
- f_d = factor correspondiente a las condiciones de carga
- $F_{\text{res máx}}$ = carga máxima resultante [N]
- P_0 = carga estática máxima [N]
- s_0 = factor de seguridad estático

En base a la experiencia práctica, se han especificado valores orientativos para el factor de seguridad estático que dependen del modo de funcionamiento y de otros factores externos. Consulte la **tabla 4**.

Si, por ejemplo, el sistema de guiado se ve expuesto a vibraciones externas provocadas por maquinaria situada en las inmedia-

ciones, se deberán aplicar mayores factores de seguridad. Además, se deben considerar las trayectorias de transferencia de carga entre una guía con patines y su estructura de apoyo. En concreto, se deberá determinar si la seguridad de las conexiones atornilladas es suficiente. Consulte también el capítulo *Montaje y mantenimiento* (→ **página 67**). En las instalaciones elevadas con guías con patines LLT se deberán aplicar factores de seguridad más estrictos.

Nota: En lo que se refiere a las cargas estáticas externas combinadas del rodamiento, la carga máxima resultante $F_{\text{res máx}}$ se deberá calcular tomando como referencia una carga de rodamiento externa F determinada de acuerdo con el capítulo *Carga estática combinada del rodamiento*, **página 18**.

Note: También se deberá tener en cuenta la normativa técnica general aplicable a cada sector industrial.

Vida nominal básica L_{10}

Bajo condiciones de laboratorio controladas, rodamientos aparentemente idénticos que funcionan en las mismas condiciones presentan diferencias en cuanto a la vida útil. Por tanto, es esencial una definición más clara del término "vida útil" para poder calcular el tamaño del rodamiento.

Importante: Toda la información que ofrece SKF sobre capacidades de carga se basa en la vida que alcanza o sobrepasa el 90% de un nutrido grupo de rodamientos aparentemente idéntico.

Vida nominal básica a velocidad constante

Si la velocidad es constante, la vida nominal básica, L_{10s} o L_{10h} , se puede calcular mediante las fórmulas **3** y **5**:

$$(3) \quad L_{10s} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 100$$

$$(4) \quad P = \frac{f_d}{f_i} F_{\text{res}}$$

$$(5) \quad L_{10h} = \frac{5 \times 10^7}{l_s n 60} \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

donde

- C = capacidad de carga dinámica [N]
- f_d = factor correspondiente a las condiciones de carga
- f_i = factor correspondiente al número de carros por raíl
- F_{res} = carga resultante [N]
- L_{10h} = vida nominal básica [h]
- L_{10s} = vida nominal básica [km]
- n = frecuencia de carrera [carreras dobles/min]
- P = carga dinámica equivalente [N]
- l_s = longitud de carrera única [mm]

Vida nominal básica a velocidad variable

En aplicaciones con velocidades variables, se deberá calcular la velocidad media (**7**). Con este valor, es posible calcular la vida nominal básica a velocidad variable (**6**).

$$(6) \quad L_{10h} = \frac{100 L_{10s}}{6 v_m}$$

$$(7) \quad v_m = \frac{t_1 v_1 + t_2 v_2 + \dots + t_n v_n}{100\%}$$

donde

- L_{10h} = vida nominal básica [h]
- L_{10s} = vida nominal básica [km]
- $t_1, t_2 \dots t_n$ = proporciones de tiempo correspondientes a $v_1, v_2 \dots v_n$ [%]
- v_m = velocidad media [m/min]
- $v_1, v_2 \dots v_n$ = velocidad [m/min]

Tabla 4

Factor de seguridad estático dependiendo de las condiciones de funcionamiento

Condiciones de funcionamiento	s_0
Condiciones normales	mín. 2
Funcionamiento suave, sin vibraciones	>2-4
Nivel medio de vibraciones o cargas de impacto	3-5
Alto nivel de vibración y cargas de impacto	>5
Instalaciones elevadas	Se deberá tener en cuenta la normativa técnica general aplicable a cada sector industrial. Además, si hay riesgo de que la aplicación provoque una lesión seria, el usuario deberá adoptar medidas en materia de diseño y seguridad que impidan que el carro se desprenda del raíl (p.ej., por pérdida de elementos rodantes o uniones de tornillo fallidas).

Clases de precarga

Precarga y rigidez

Para ajustar una guía con patines a los requisitos específicos de una determinada aplicación, es aconsejable seleccionar la precarga apropiada. La precarga puede mejorar el rendimiento de todo un sistema de guiado lineal e incrementar la rigidez del carro bajo carga.

Aplicación de precarga

La precarga se determina a partir del diámetro de las bolas y aumenta con diámetros grandes.

Las guías con patines LLT de SKF están disponibles con diferentes clases de precarga. Para más información, consulte la **tabla 5**.

Para obtener información sobre las clases de precarga que se suelen utilizar en diferentes aplicaciones, consulte el capítulo *Áreas de aplicación típicas* (→ **página 72**).

Dependiendo de la carga externa del rodamiento y la clase de precarga, la carga resultante se debe calcular de acuerdo con la siguiente metodología a fin de averiguar su impacto sobre la vida útil de las guías con patines.

Caso de carga 1

$$F \leq 2,8 F_{Pr} \quad (F_{Pr} \rightarrow \text{tabla 5})$$

$$(8) \quad F_{res} = \left(\frac{F}{2,8 F_{Pr}} + 1 \right)^{1,5} F_{Pr}$$

Caso de carga 2

$$F > 2,8 F_{Pr} \quad (F_{Pr} \rightarrow \text{tabla 5})$$

$$(9) \quad F_{res} = F$$

donde

F = carga externa del rodamiento [N]

F_{Pr} = fuerza de precarga [N]

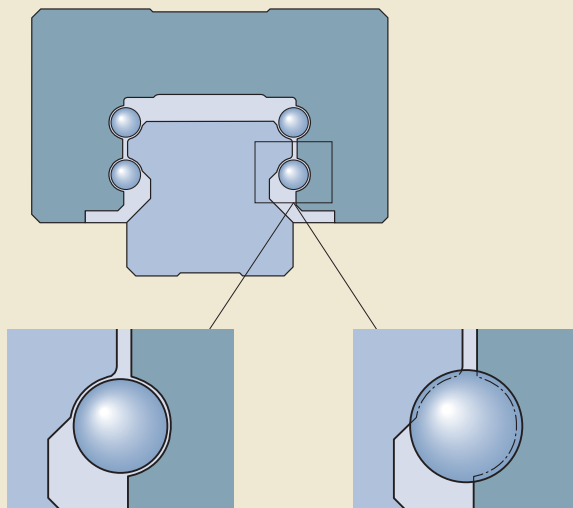
F_{res} = carga resultante [N]

Tabla 5

Cálculo de los valores de precarga de acuerdo con la clase de precarga

Clase de precarga	Fuerza de precarga F_{Pr}
T0	Sin precarga/precarga ligera Para sistemas de guías con patines de funcionamiento suave que requieren baja fricción. Esta clase de precarga solo está disponible en las clases de precisión P5 y P3.
T1	$F_{Pr} = 2\%$ de C Para sistemas de guía con patines de precisión con una carga externa baja y media que requieren un alto grado de rigidez.
T2	$F_{Pr} = 8\%$ de C Para sistemas de guía con patines de precisión con una carga externa elevada que requieren un alto grado de rigidez total. También se recomiendan para sistemas de un solo patín. Las frecuentes cargas puntuales se absorben sin que se produzcan deformaciones elásticas significativas.

Generación de precarga



Sistema sin precarga

Sistema precargado con bolas de gran tamaño

Carga media constante

Durante el funcionamiento, a menudo se producen condiciones variables de carga relacionadas con el desplazamiento o el tiempo. Para calcular la vida nominal básica teniendo en cuenta estas condiciones, es necesario determinar la carga media constante.

Si la carga externa del rodamiento se compone de fuerzas de distintas magnitudes (pero constantes en longitudes de recorrido específicas, como se muestra en la **fig. 3**), o si una carga continuamente variable se puede reemplazar aproximadamente por una fuerza específica, entonces la carga media constante F_m se puede calcular mediante las **fórmulas 10 y 11**.

$$(10) \quad F_m = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^n |F_{res_i}|^3 s_i}{s_{tot}}}$$

$$(11) \quad s_{tot} = s_1 + s_2 + \dots + s_n$$

donde
 F_m = carga media constante [N]
 $F_{res1}, F_{res2} \dots F_{resn}$ = carga resultante durante la longitud de la carrera $s_1, s_2 \dots s_n$ [N]
 s_{tot} = longitud de la carrera total [mm]

Carga externa en el rodamiento con cargas combinadas

Todos los componentes de carga deben tener magnitudes constantes, de forma que se puedan calcular como un caso de carga.

Si una de las proporciones de carga varía significativamente en magnitud a lo largo de la longitud de la carrera, se deberá calcular un caso de carga específico de acuerdo con el mismo método. En este caso, F_m se deberá calcular tal y como se describe más abajo.

Nota: En lo que respecta a los cuatro métodos de cálculo siguientes, una carga externa que actúe sobre el carro en cualquier ángulo deberá descomponerse en F_y y F_z . Estas proporciones se insertarán luego en la fórmula correspondiente.

Carga estática del rodamiento

En lo que respecta a las cargas estáticas externas verticales y horizontales, la carga externa del rodamiento F se puede calcular mediante la **fórmula 12** (\rightarrow **fig. 4**).

La **fórmula 12** se aplica a un sistema con dos raíles y cuatro carros (no pueden producirse momentos).

$$(12) \quad F = |F_y| + |F_z|$$

donde
 F = carga externa del rodamiento [N]
 F_y, F_z = cargas externas del rodamiento en la dirección y/z [N]

Carga estática combinada del rodamiento

En lo que respecta a las cargas estáticas externas combinadas (tanto verticales como horizontales) la carga externa del rodamiento F se puede calcular mediante la **fórmula 13** (\rightarrow **fig. 5**).

$$(13) \quad F = |F_y| + |F_z| + C_0 \left(\left| \frac{M_x}{M_{xC_0}} \right| + \left| \frac{M_y}{M_{yC_0}} \right| + \left| \frac{M_z}{M_{zC_0}} \right| \right)$$

donde

C_0 = capacidad de carga estática [N]
 F = carga externa del rodamiento [N]
 F_y, F_z = cargas externas del rodamiento en la dirección y/z [N]
 M_x, M_y, M_z = momentos de carga en las coordenadas respectivas [Nm]
 $M_{xC_0}, M_{yC_0}, M_{zC_0}$ = cargas estáticas puntuales admisibles [Nm]

La **fórmula 13** se puede utilizar en los siguientes sistemas:

- Un raíl con un carro (se pueden producir todo tipo de cargas puntuales)
- Dos raíles, cada uno con un carro (M_x no se puede producir)
- Un raíl con dos carros (M_y, M_z no se pueden producir)

Nota: Se necesita el valor máximo de F para calcular el factor de seguridad de carga estática s_0 . Además, deberán calcularse todas las cargas para las longitudes de carrera individuales. Con estas cifras, se puede calcular la carga resultante máxima $F_{res\ máx}$ y luego insertarse en la ecuación de s_0 .

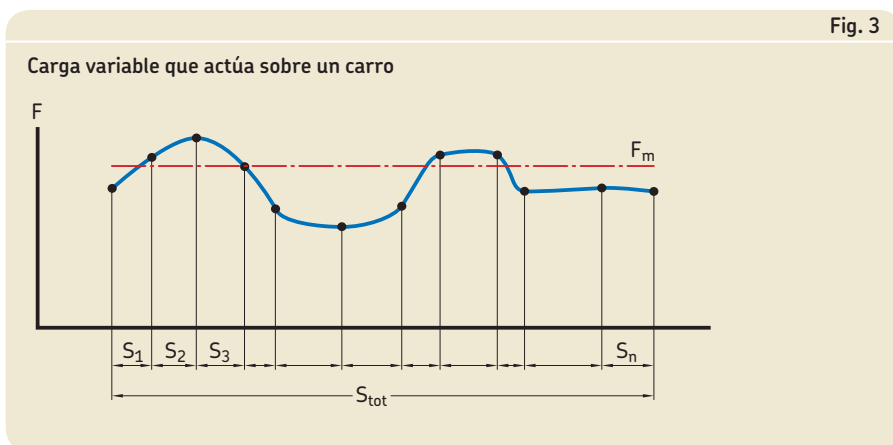


Fig. 3

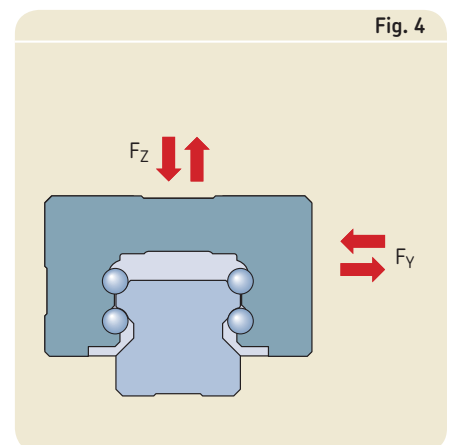


Fig. 4

Carga dinámica del rodamiento

En lo que respecta a las cargas externas, tanto verticales como horizontales (→ **fig. 4**), la carga externa del rodamiento F se calcula mediante la **fórmula 14**. La **fórmula 14** se aplica a un sistema con dos raíles y cuatro carros.

$$(14) \quad F = |F_y| + |F_z|$$

donde

F = carga externa del rodamiento [N]
 F_y, F_z = cargas externas del rodamiento en el eje y/z [N]

Nota: El diseño de la guías con patines permite este cálculo simplificado. Si existen diferentes fases de carga para F_y y F_z , F_y y F_z se deberán tener en cuenta por separado en la **fórmula 10**.

Carga dinámica combinada del rodamiento

Si existen momentos y cargas dinámicas externas combinadas, la carga externa del rodamiento F se puede calcular mediante la **formula 15 (fig. 5)**.

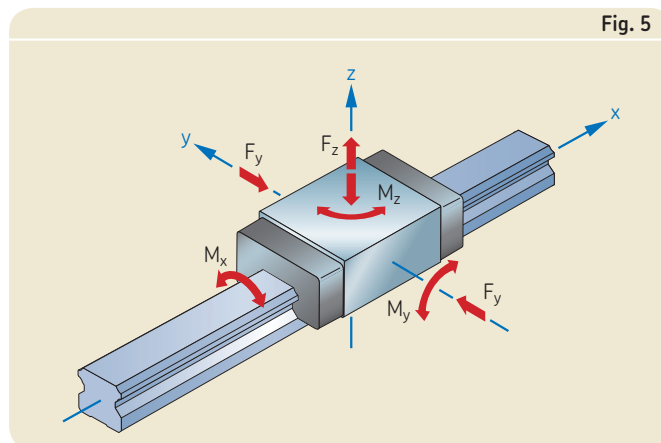
$$(15) \quad F = |F_y| + |F_z| + C \left(\left| \frac{M_x}{M_{xC}} \right| + \left| \frac{M_y}{M_{yC}} \right| + \left| \frac{M_z}{M_{zC}} \right| \right)$$

donde

C = capacidad de carga dinámica [N]
 F = carga externa del rodamiento [N]
 F_y, F_z = cargas externas del rodamiento en la dirección y/z [N]
 M_x, M_y, M_z = momentos de carga en las coordenadas respectivas [Nm]
 M_{xC}, M_{yC}, M_{zC} = cargas dinámicas puntuales admisibles [Nm]

La **fórmula 15** se puede utilizar en los siguientes sistemas:

- Un raíl con un carro (se pueden producir todo tipo de cargas puntuales)
- Dos raíles, cada uno con un carro (M_x no se puede producir)
- Un raíl con dos carros (M_y, M_z no se pueden producir)



Factores de influencia

Fiabilidad requerida

El factor c_1 se emplea para cálculos de vida útil en los que se precisa una fiabilidad superior al 90%. Encontrará los valores correspondientes en la (→ **tabla 6**).

Condiciones de funcionamiento

La efectividad de la lubricación depende, principalmente, del grado de separación entre los elementos rodantes y las superficies del camino de rodadura en las zonas de contacto. Se requiere una viscosidad mínima específica para la formación de una película lubricante que proporcione una separación efectiva a la temperatura de funcionamiento, teniendo en cuenta las condiciones cinemáticas. Suponiendo que el nivel de limpieza de la guía con patines sea normal y la obturación sea efectiva, el factor c_2 depende de la relación de viscosidad κ únicamente. κ designa la relación entre la viscosidad cinemática real y la viscosidad mínima requerida (→ **fórmula 16**).

$$(16) \quad \kappa = \frac{v}{v_1}$$

donde

κ = relación de viscosidad

v = viscosidad cinemática real [mm²/s]

v_1 = viscosidad mínima requerida [mm²/s]

La viscosidad mínima requerida v_1 de las guías LLT depende de la velocidad media (→ **diagrama 2**).

El valor de v_1 se puede asociar a la viscosidad real v mediante la **fórmula 16**, a fin de obtener el valor κ . Ahora c_2 se puede obtener a partir del siguiente diagrama (→ **diagrama 3**). Si la relación de viscosidad κ es inferior a 1, es aconsejable utilizar un lubricante con aditivos EP. En este caso, se puede utilizar el valor más alto de c_2 para el cálculo.

Tabla 6

Factor c_1 para fiabilidad

% de fiabilidad	L_{ns}	c_1
90	L_{10s}	1
95	L_{5s}	0,62
96	L_{4s}	0,53
97	L_{3s}	0,44
98	L_{2s}	0,33
99	L_{1s}	0,21

Diagrama 2

Determinación de la viscosidad mínima requerida v_1

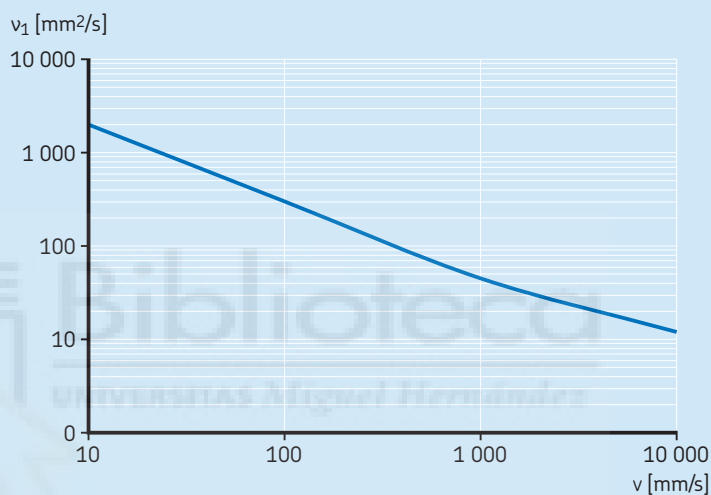
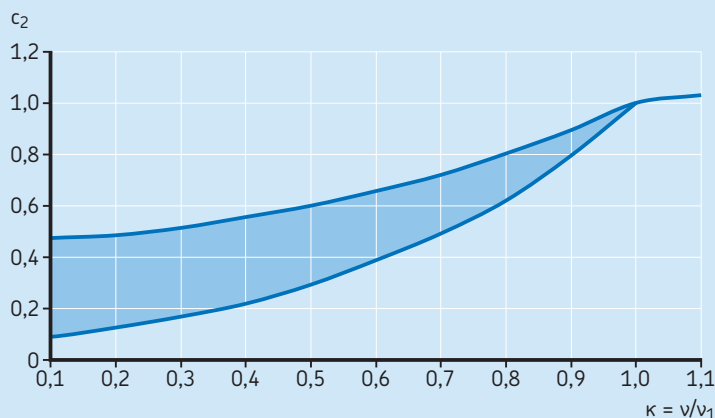


Diagrama 3

Cálculo del factor c_2 para las condiciones de funcionamiento



Condiciones de carga

La carga que actúa sobre una guía con patines LLT se compone de tres elementos: fuerzas externas e internas producto de la aceleración, cargas de impacto y vibración. Es extremadamente difícil cuantificar estas fuerzas dinámicas adicionales. Para determinar, de forma aproximada, el impacto que tendrán estas cargas indeterminadas sobre la vida útil del sistema, la carga deberá multiplicarse por un factor de f_d . Dependiendo de la velocidad y fuerza media de la carga de impacto, se pueden seleccionar los valores de la **tabla 7** para f_d .

Número de carros por raíl

La mayoría de las configuraciones de guía con patines incorporan dos o más carros montados sobre un raíl. La precisión de montaje, calidad de fabricación de los componentes adyacentes y, especialmente, la distancia entre los carros influyen de forma determinante en la distribución de carga. Estas influencias sobre la carga del carro se incluyen en el factor f_i , que además tiene en cuenta el número de carros por raíl y la distancia entre ellos (→ **tabla 8**).

Influencia de la longitud de carrera

Las carreras con una longitud inferior al ancho de la parte metálica del carro (dimensión L_2) tienen un efecto negativo sobre la potencial vida útil del sistema de guiado. Dependiendo del coeficiente de longitudes de carrera única l_s , en relación con el cuerpo metálico del carro L_2 , el factor f_s se determina de acuerdo con la **tabla 9**.

La longitud de carrera única l_s depende de la longitud total de carrera (o ciclo) y

puede calcularse con arreglo a la siguiente fórmula (16.1):

$$(16.1) l_s = \frac{S_{tot}}{2}$$

Si la longitud de carrera supera la del cuerpo metálico del carro, el factor es $f_s = 1$.

Vida nominal básica modificada

Si la situación de la carga se conoce y se han determinado los factores, la vida nominal básica modificada se puede calcular de acuerdo con la **fórmula 17**, que figura a continuación:

$$(17) L_{ns} = 100 c_1 c_2 f_s \left(\frac{f_i C}{f_d F_{res}} \right)^3 [\text{km}]$$

En presencia de fuerzas que varían en función del tiempo, como las descritas en el capítulo *Base de cálculo*, **página 16**, la **fórmula 17** se amplía como se detalla a continuación para tener en cuenta el impac-

to de las condiciones de funcionamiento y las cargas por intervalo. Esto se describe en la **fórmula 18**:

$$(18) L_{ns} = 100 c_1 c_2 f_s \left[\frac{f_i C \sqrt[3]{S_{tot}}}{\sqrt[3]{\sum_i^n f_{di}^3 |F_r^3| |s_i}} \right]^3$$

donde

- C = capacidad de carga dinámica [N]
- c_1 = factor de fiabilidad
- c_2 = factor correspondiente a las condiciones de funcionamiento
- f_d = factor correspondiente a las condiciones de carga
- f_{di} = factor de condición de carga correspondiente al intervalo de carga i
- f_i = factor correspondiente al número de carros por raíl
- F_{res} = carga resultante [N]
- $F_{res,i}$ = carga resultante durante longitud de carrera [N]
- f_s = factor correspondiente a la longitud de carrera
- L_{ns} = vida nominal básica modificada [km]
- l_s = longitud de carrera única [mm]
- s_i = longitud de carrera individual [mm]
- s_{tot} = longitud total de carrera [mm]

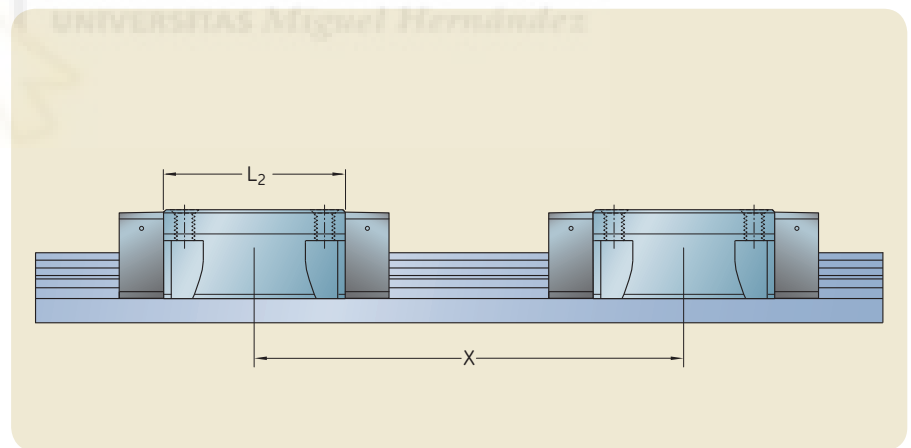


Tabla 7

Factor f_d para condiciones de carga

Condiciones de carga	f_d de	hasta
Funcionamiento suave, sin cargas de impacto o con cargas de impacto leves	1,0	1,5
Velocidad ≤ 2 m/s Cargas de impacto elevadas Velocidad > 2 m/s	1,5	3,0

Tabla 8

Factor f_i correspondiente al número de carros por raíl

Número de carros	Si $X \geq 1,5 \cdot L_2$ f_i	Si $X < 1,5 \cdot L_2$ f_i
1	1	1
2	1	0,81
3	1	0,72

Tabla 9

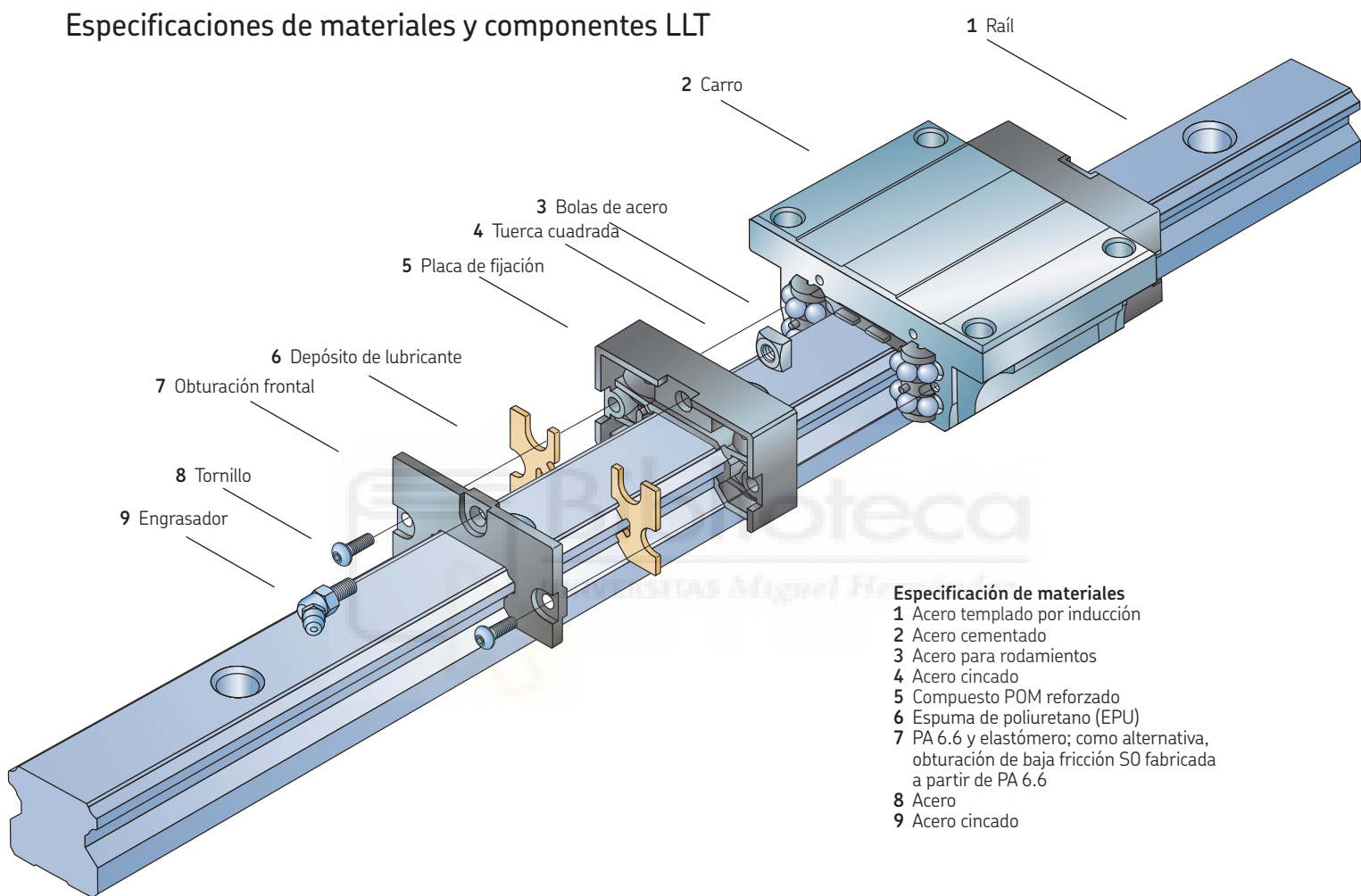
Factor f_s dependiente de la proporción l_s/L_2

l_s/L_2	f_s
1,0	1,0
0,9	0,91
0,8	0,82
0,7	0,73
0,6	0,63
0,5	0,54
0,4	0,44
0,3	0,34
0,2	0,23

Leyenda

C	capacidad de carga dinámica	[N]
C_0	capacidad de carga estática;	[N]
c_1	factor de fiabilidad	
c_2	factor correspondiente a las condiciones de funcionamiento	
f_d	factor correspondiente a las condiciones de carga	
$f_{d1}, f_{d2} \dots f_{dn}$	factor correspondiente a las condiciones de carga durante longitud de carrera $s_1, s_2 \dots s_n$	
f_i	factor correspondiente al número de carros por raíl	
f_s	factor correspondiente a la longitud de carrera	
F	carga del rodamiento externo	[N]
F_y, F_z	cargas externas del rodamiento en la dirección y/z	[N]
F_{Pr}	fuerza de precarga	[N]
F_{res}	carga resultante	[N]
$F_{res 1}, F_{res 2} \dots F_{res n}$	carga resultante durante longitud de carrera s_1, s_2, \dots, s_n	[N]
$F_{res máx}$	carga máxima resultante	[N]
F_m	carga media constante	[N]
κ	relación de viscosidad	
L_{10h}	vida nominal básica	[h]
L_{10s}	vida nominal básica	[km]
L_{ns}	vida nominal básica modificada	[km]
M_x, M_y, M_z	cargas puntuales en las coordenadas respectivas	[Nm]
M_{xC}, M_{yC}, M_{zC}	cargas dinámicas puntuales admisibles	[Nm]
$M_{xC0}, M_{yC0}, M_{zC0}$	cargas estáticas puntuales admisibles	[Nm]
n	frecuencia de carrera	[carreras dobles/min]
ν	viscosidad cinemática real	[mm ² /s]
ν_1	viscosidad mínima requerida	[mm ² /s]
P	carga dinámica equivalente	[N]
P_0	carga estática máxima	[N]
l_s	longitud de carrera única	[mm]
s_0	factor de seguridad de carga estática	
s_i	longitud de carrera individual	[mm]
s_{tot}	longitud de carrera total	[mm]
$t_1, t_2 \dots t_n$	proporciones de tiempo para $v_1, v_2 \dots v_n$	[%]
$v_1, v_2 \dots v_n$	velocidad	[m/min]
v_m	velocidad media	[m/min]

Especificaciones de materiales y componentes LLT



Especificación de materiales

- 1 Acero templado por inducción
- 2 Acero cementado
- 3 Acero para rodamientos
- 4 Acero cincado
- 5 Compuesto POM reforzado
- 6 Espuma de poliuretano (EPU)
- 7 PA 6.6 y elastómero; como alternativa, obturación de baja fricción SO fabricada a partir de PA 6.6
- 8 Acero
- 9 Acero cincado

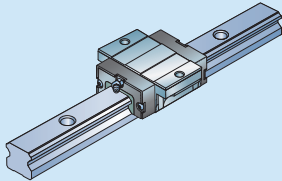
Datos del producto

Carros

Páginas 34–49

LLTHC ... SA

Carro embreado, corto, altura estándar

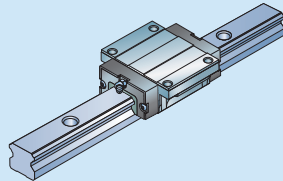


Tamaño¹⁾ Capacidad de carga
C C₀

Tamaño ¹⁾	C	C ₀
–	N	
15	5 800	9 000
20	9 240	14 400
25	13 500	19 600
30	19 200	26 600
35	25 500	34 800
45	–	–

LLTHC ... A

Carro embreado, normal, altura estándar

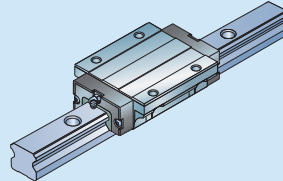


Tamaño¹⁾ Capacidad de carga
C C₀

Tamaño ¹⁾	C	C ₀
–	N	
15	8 400	15 400
20	12 400	24 550
25	18 800	30 700
30	26 100	41 900
35	34 700	54 650
45	59 200	91 100

LLTHC ... LA

Carro embreado, largo, altura estándar

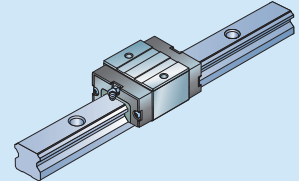


Tamaño¹⁾ Capacidad de carga
C C₀

Tamaño ¹⁾	C	C ₀
–	N	
15	–	–
20	15 200	32 700
25	24 400	44 600
30	33 900	60 800
35	45 000	79 400
45	72 400	121 400

LLTHC ... SU

Carro de diseño estrecho, corto, altura estándar

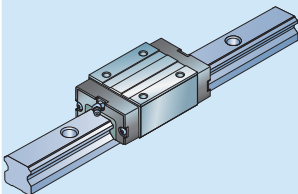


Tamaño¹⁾ Capacidad de carga
C C₀

Tamaño ¹⁾	C	C ₀
–	N	
15	5 800	9 000
20	9 240	14 400
25	13 500	19 600
30	19 200	26 600
35	25 500	34 800
45	–	–

LLTHC ... U

Carro de diseño estrecho, normal, altura estándar

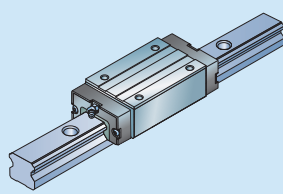


Tamaño¹⁾ Capacidad de carga
C C₀

Tamaño ¹⁾	C	C ₀
–	N	
15	8 400	15 400
20	12 400	24 550
25	18 800	30 700
30	26 100	41 900
35	34 700	54 650
45	59 200	91 100

LLTHC ... LU

Carro de diseño estrecho, largo, altura estándar

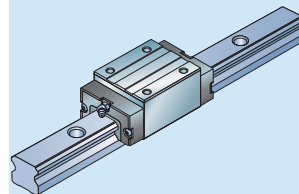


Tamaño¹⁾ Capacidad de carga
C C₀

Tamaño ¹⁾	C	C ₀
–	N	
15	–	–
20 ²⁾	15 200	32 700
25	24 000	44 600
30	33 900	60 800
35	45 000	79 400
45	72 400	121 400

LLTHC ... R

Carro de diseño estrecho, normal, altura ampliada

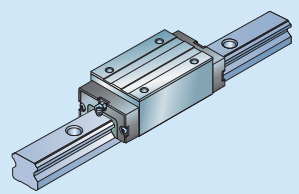


Tamaño¹⁾ Capacidad de carga
C C₀

Tamaño ¹⁾	C	C ₀
–	N	
15	8 400	15 400
20	–	–
25	18 800	30 700
30	26 100	41 900
35	34 700	54 650
45	59 200	91 100

LLTHC ... LR

Carro de diseño estrecho, largo, altura ampliada



Tamaño¹⁾ Capacidad de carga
C C₀

Tamaño ¹⁾	C	C ₀
–	N	
15	–	–
20 ²⁾	15 200	32 700
25	24 400	44 600
30	33 900	60 800
35	45 000	79 400
45	72 400	121 400

¹⁾ El diseño de la obturación frontal se puede modificar ligeramente en función del tamaño.

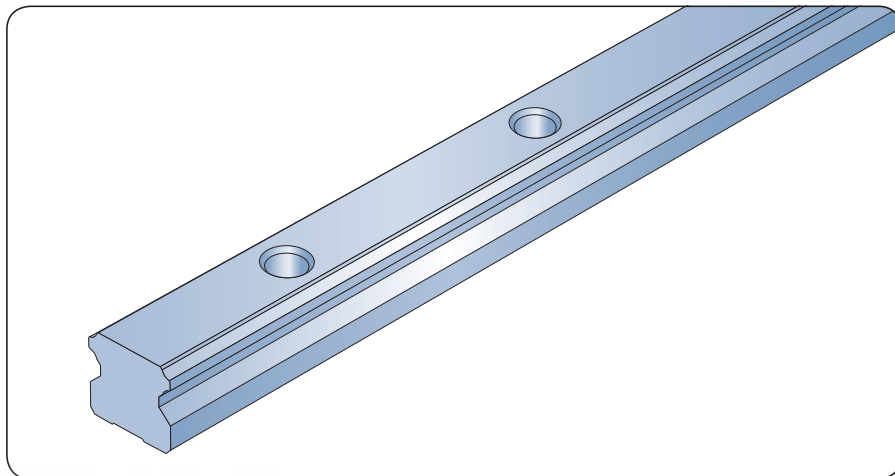
²⁾ Los códigos LLTHC 20 LU y LLTHC 20 LR corresponden al mismo producto

Raíles

Páginas 50-55

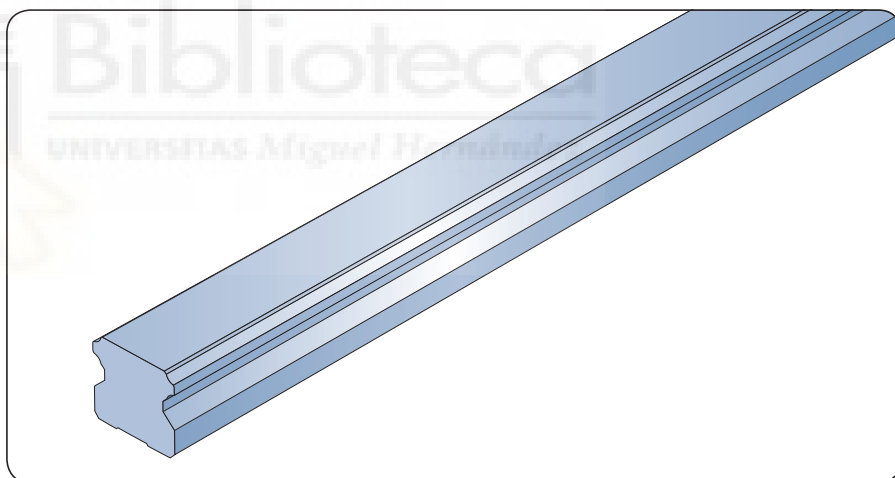
Raíles LLTHR

Para montar desde arriba, suministrados con tapones protectores de plástico.



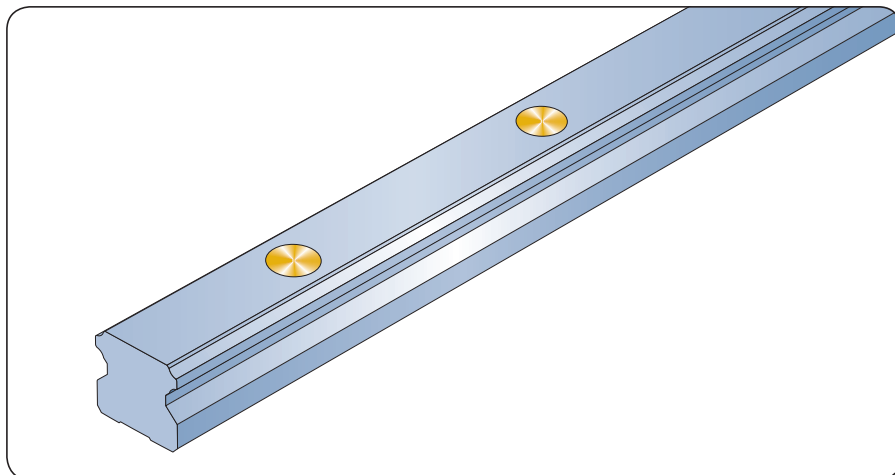
Raíles LLTHR ... D4

Con taladros ciegos para montar desde abajo.



Raíles LLTHR ... D6

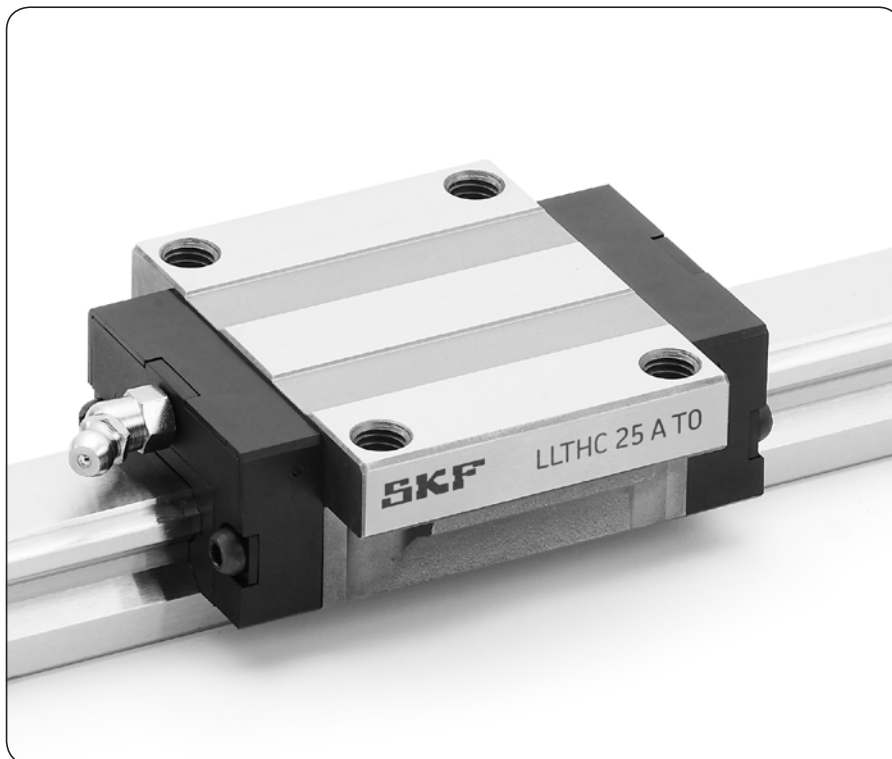
Para montar desde arriba, suministrados con tapones protectores metálicos.



Carros LLTHC ... A

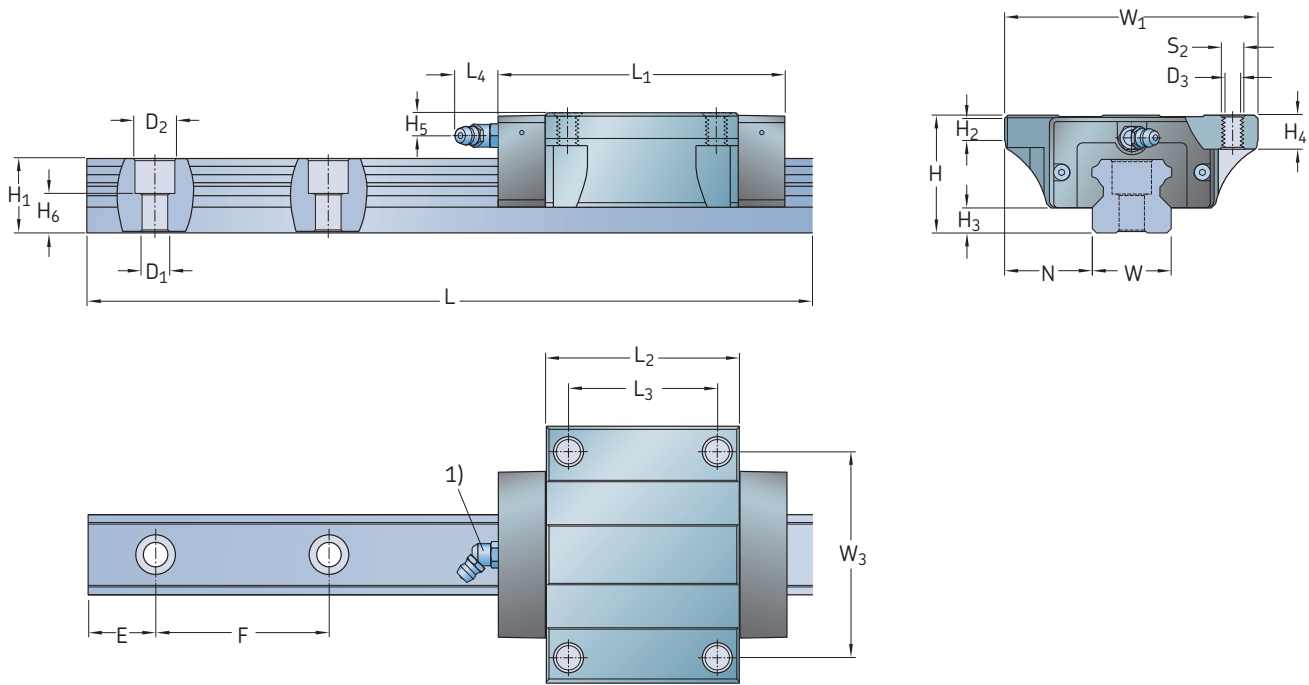
Carro embridado, normal, altura estándar

Los carros con tamaños entre 15 y 30 también están disponibles con obturación de baja fricción S0. Las dimensiones son idénticas a las de la versión estándar. Encontrará la información relativa a la referencia en la sección *Configurador para pedido de carros* (→ **página 30**).



Tamaño	Clases de precisión	Referencia ¹⁾		
		Clase de precarga T0	T1	T2
-	-	-	-	-
15	P5	LLTHC 15 A T0 P5	LLTHC 15 A T1 P5	LLTHC 15 A T2 P5
	P3	LLTHC 15 A T0 P3	LLTHC 15 A T1 P3	LLTHC 15 A T2 P3
	P1		LLTHC 15 A T1 P1	LLTHC 15 A T2 P1
20	P5	LLTHC 20 A T0 P5	LLTHC 20 A T1 P5	LLTHC 20 A T2 P5
	P3	LLTHC 20 A T0 P3	LLTHC 20 A T1 P3	LLTHC 20 A T2 P3
	P1		LLTHC 20 A T1 P1	LLTHC 20 A T2 P1
25	P5	LLTHC 25 A T0 P5	LLTHC 25 A T1 P5	LLTHC 25 A T2 P5
	P3	LLTHC 25 A T0 P3	LLTHC 25 A T1 P3	LLTHC 25 A T2 P3
	P1		LLTHC 25 A T1 P1	LLTHC 25 A T2 P1
30	P5	LLTHC 30 A T0 P5	LLTHC 30 A T1 P5	LLTHC 30 A T2 P5
	P3	LLTHC 30 A T0 P3	LLTHC 30 A T1 P3	LLTHC 30 A T2 P3
	P1		LLTHC 30 A T1 P1	LLTHC 30 A T2 P1
35	P5	LLTHC 35 A T0 P5	LLTHC 35 A T1 P5	LLTHC 35 A T2 P5
	P3	LLTHC 35 A T0 P3	LLTHC 35 A T1 P3	LLTHC 35 A T2 P3
	P1		LLTHC 35 A T1 P1	LLTHC 35 A T2 P1
45	P5	LLTHC 45 A T0 P5	LLTHC 45 A T1 P5	LLTHC 45 A T2 P5
	P3	LLTHC 45 A T0 P3	LLTHC 45 A T1 P3	LLTHC 45 A T2 P3
	P1		LLTHC 45 A T1 P1	LLTHC 45 A T2 P1

¹⁾ ■ **Rango preferido.**
 ■ Solo disponible como sistema.
 Para obtener la referencia, consulte el sistema de referencias.



Tamaño	Dimensiones del conjunto					Dimensiones del carro									
	W ₁	N	H	H ₂	H ₃	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	W ₃	H ₄	H ₅	D ₃	S ₂	
-	mm														-
15	47	16	24	5,9	4,6	63,3	40	30	4,3	38	8	4,3	4,3	M5	
20	63	21,5	30	6,9	5	73,3	50	40	15	53	9	5,7	5,2	M6	
25	70	23,5	36	11	7	84,4	57	45	16,6	57	12	6,5	6,7	M8	
30	90	31	42	9	9	100,4	67,4	52	14,6	72	11,5	8	8,5	M10	
35	100	33	48	12,3	9,5	114,4	77	62	14,6	82	13	8	8,5	M10	
45	120	37,5	60	12,3	14	136,5	96	80	14,6	100	15	8,5	10,4	M12	

Tamaño	Dimensiones del raíl									Peso		Capacidades de carga ²⁾		Momentos ²⁾			
	W	H ₁	H ₆	F	D ₁	D ₂	E _{min} -0,75	E _{máx} -0,75	L _{máx} -1,5	carro	raíl	dinámica C	estática C ₀	dinámico M _x	estático M _{x0}	dinámico M _{y/z}	estático M _{y0/z0}
-	mm									kg	kg/m	N		Nm			
15	15	14	8,5	60	4,5	7,5	10	50	3 920	0,21	1,4	8 400	15 400	56	103	49	90
20	20	18	9,3	60	6	9,5	10	50	3 920	0,4	2,3	12 400	24 550	112	221	90	179
25	23	22	12,3	60	7	11	10	50	3 920	0,57	3,3	18 800	30 700	194	316	155	254
30	28	26	13,8	80	9	14	12	70	3 944	1,1	4,8	26 100	41 900	329	528	256	410
35	34	29	17	80	9	14	12	70	3 944	1,6	6,6	34 700	54 650	535	842	388	611
45	45	38	20,8	105	14	20	16	90	3 917	2,7	11,3	59 200	91 100	1215	1869	825	1270

¹⁾ Encontrará información detallada sobre los engrasadores en la **página 27**.

²⁾ Los momentos y capacidades de carga dinámica se basan en una vida nominal de 100 km. Consulte la **página 9** para ampliar información.

Raíles LLTHR

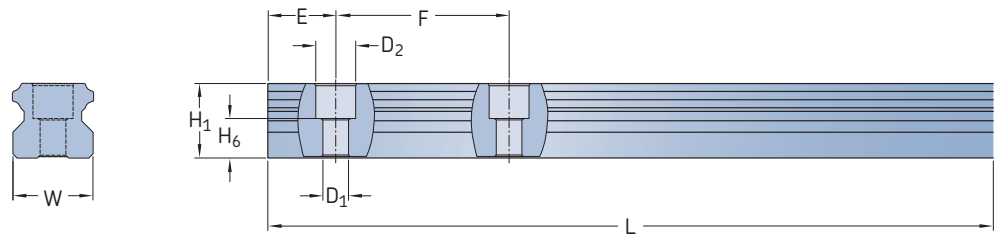
Los raíles se suministran con tapones de plástico protectores para su montaje desde arriba. Encontrará la información relativa a la referencia en la sección *Configurador para pedido de raíles* (→ **página 31**).

Nota: Si la longitud de raíl necesaria supera la longitud máxima disponible, se pueden solicitar raíles ensamblables (fabricados de tal modo que permiten un acoplamiento perfecto).



Tamaño de raíl estándar	Clase de precisión	Referencia ¹⁾		Paso F
		Raíl de una pieza	Raíl multipieza	
–	–	–	–	mm
15	P5	LLTHR 15 - ... P5	LLTHR 15 - ... P5 A	60
	P3	LLTHR 15 - ... P3	LLTHR 15 - ... P3 A	
	P1	LLTHR 15 - ... P1	LLTHR 15 - ... P1 A	
20	P5	LLTHR 20 - ... P5	LLTHR 20 - ... P5 A	60
	P3	LLTHR 20 - ... P3	LLTHR 20 - ... P3 A	
	P1	LLTHR 20 - ... P1	LLTHR 20 - ... P1 A	
25	P5	LLTHR 25 - ... P5	LLTHR 25 - ... P5 A	60
	P3	LLTHR 25 - ... P3	LLTHR 25 - ... P3 A	
	P1	LLTHR 25 - ... P1	LLTHR 25 - ... P1 A	
30	P5	LLTHR 30 - ... P5	LLTHR 30 - ... P5 A	80
	P3	LLTHR 30 - ... P3	LLTHR 30 - ... P3 A	
	P1	LLTHR 30 - ... P1	LLTHR 30 - ... P1 A	
35	P5	LLTHR 35 - ... P5	LLTHR 35 - ... P5 A	80
	P3	LLTHR 35 - ... P3	LLTHR 35 - ... P3 A	
	P1	LLTHR 35 - ... P1	LLTHR 35 - ... P1 A	
45	P5	LLTHR 45 - ... P5	LLTHR 45 - ... P5 A	105
	P3	LLTHR 45 - ... P3	LLTHR 45 - ... P3 A	
	P1	LLTHR 45 - ... P1	LLTHR 45 - ... P1 A	

¹⁾ ■ **Rango preferido.**
 ■ Solo disponible como sistema.
 reemplazar "..." por longitud de raíl en mm, por ejemplo, LLTHR 15 - 1000 P5



Tamaño	Dimensiones									Peso
	W	H ₁	H ₆	D ₁	D ₂	E _{mín} -0,75	E _{máx} -0,75	F	L _{máx} -1,5	
-	mm									kg/m
15	15	14	8,5	4,5	7,5	10	50	60	3 920	1,4
20	20	18	9,3	6	9,5	10	50	60	3 920	2,3
25	23	22	12,3	7	11	10	50	60	3 920	3,3
30	28	26	13,8	9	14	12	70	80	3 944	4,8
35	34	29	17	9	14	12	70	80	3 944	6,6
45	45	38	20,8	14	20	16	90	105	3 917	11,3

La dimensión "E" designa la distancia desde el extremo del raíl al centro del primer taladro de fijación. Si el cliente no especifica ninguna dimensión "E" concreta con el pedido, los raíles se fabricarán de acuerdo con la siguiente fórmula:

Cálculo del número de taladros de fijación en la guía

(1) $n_{real} = \frac{L}{F}$

(2) Redondeo de n_{real} a n

(3) $n + 1 = z$

F = Distancia de los taladros de fijación

L = Longitud del raíl

n_{real} = Valor teórico del número de taladros

z = Número de taladros de fijación en el raíl

Determinación de la dimensión E basada en z

(4) $E_{real} = \frac{L - F(z - 1)}{2}$

E_{real} = Valor de cálculo real para dimensión E

$E_{mín}$ = Dimensión E mínima de acuerdo con el catálogo

Comparación con el valor del catálogo de $E_{mín}$

(4.1) Si $E_{real} \geq E_{mín}$
→ Uso de E_{real} a partir de la **fórmula 4**

(4.2) Si $E_{real} < E_{mín}$
→ Cálculo de E_{real} de acuerdo con la **fórmula 5**

(5) $E_{real} = \frac{L - F(z - 2)}{2}$

ANEXO III Ficha Técnica Motor DC³



³ Nota.-En los siguientes anexos se encuentra un extracto de la ficha técnica completa de cada componente, pues se adjunta las páginas con datos referentes al modelo concreto instalado.



SPUR GEAR DC MOTORS

60x60-90x90 mm
6 - 250W

SDS series

Transmotec sell a broad range of geared DC motors in standard and customized configurations. Our motors are often available with gear heads, encoders and wire harnesses. Transmotec is the ideal supplier source especially to instrument and apparatus builders. We keep a high number of motors in stock for immediate delivery.

Customizations include:

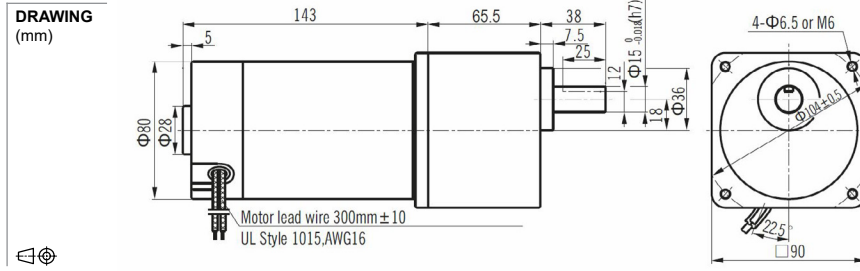
- ✓ Customized harness
- ✓ Shaft configuration
- ✓ Winding configuration
- ✓ And more...

TABLE OF CONTENTS

Model	Voltage	Frame size	Power	Page
SDS6075A	12/24 VDC	60x60 mm	6W	1
SDS6075B	12/24 VDC	60x60 mm	10W	2
SDS6089A	12/24 VDC	60x60 mm	15W	3
SDS70101A	12/24 VDC	70x70 mm	25W	4
SDS80120A	12/24 VDC	80x80 mm	40W	5
SDS90143A	12/24 VDC	90x90 mm	60 W	6
SDS90143B	12/24 VDC	90x90 mm	90W	7
SDS90143C	12/24 VDC	90x90 mm	120W	8
SDS90171A	24 VDC	90x90 mm	250W	9



SDS90143B 90W



MODEL NO. DESIGNATION
 SDS90143B - VOLTAGE - REDUCTION

Torque unit: **Nm** (newton meter)
 Speed unit: **rpm** (revolutions per minute)

GEAR MOTOR DATA																													
Reduction	3	3,6	5	6	7,5	9	1	12,5	15	18	20	25	30	36	40	50	60	75	90	100	120	150	180	200	250	300	500	600	750
Nominal torque 12V	0.8	1	1.3	1.6	2	2.4	2.4	3	3.6	4.3	4.4	5.5	6.5	7.8	8.7	10.9	13.1	16.3	17.5	19.5	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Nominal speed 12V	867	722	520	433	347	289	260	208	173	144	130	104	87	72	65	52	43	35	29	26	22	17	14	13	10	9	5	4	3
Nominal torque 24V	0.8	0.9	1.2	1.5	1.9	2.2	2.2	2.8	3.36	4	5	6	7.3	8.1	10.1	12.4	15.1	16.3	18.1	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Nominal speed 24V	933	778	560	467	373	311	280	224	187	156	140	112	93	78	70	56	47	37	31	28	23	19	16	14	11	9	6	5	4
Length (mm)	208.5																												
Weight (kg)	3.7																												

Torque unit: **Nm** (newton meter)

GEAR HEAD DATA																													
Reduction	3	3,6	5	6	7,5	9	1	12,5	15	18	20	25	30	36	40	50	60	75	90	100	120	150	180	200	250	300	500	600	750
Max. continuous torque	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Efficiency (%)	81	81	81	81	81	81	73	73	73	73	66	66	66	66	66	66	66	66	59	59	59	59	59	53	53	53	53	53	
Radial F 20 mm shaft N	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450
Max. thrust load N	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Rotation when in cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	ccw	ccw	ccw	ccw	ccw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	cw	ccw	ccw	ccw	ccw
Length (mm)	65.5																												
Weight (kg)	1.5																												

GEAR MOTOR FEATURES	STANDARD	CUSTOMIZATION
Motor type	Spur geared brush DC motor	Voltage
Insulation Class	Class B (130°C)	Class F (155°C)
EMC filter	No	
Speed tolerance	± 5%	
Cables	AWG16, 300mm ± 10	Harness with connector
Housing materials	Aluminum	
Gears and shaft material	Metal, 40cr alloy steel	Shaft dimensions
Bearings type	Ball bearing	
Operating temperature	-10...+40 °C	-40...+40 °C
Manufacturing quality standards	ISO 9001	
RoHS compliance	Yes	
CE label	Yes	
UL approval	Yes	
IP rating	IP20	

Insulation Resistance
 20 MΩ or more when 500 VDC megger is applied between the windings and the case after rated operation under normal ambient temperature and humidity.

Temperature Rise
 The temperature rise should be lower than 80°C measured by resistance method when the motor is working.

Dielectric Strength
 In the circumstance of normal ambient temperature and humidity, there will be no problem to withstand 1.5kV at 50/60hz between the windings and the frame for 1 minute after rated motor operation.

MOTOR DATA		
Nominal voltage (V)	12	24
No load speed (rpm)	3100	3300
No load current (A)	2.0 Max.	1.0 Max.
Nominal speed (rpm)	2600	2800
Nominal torque (mNm)	330	307
Nominal current (A)	12	5
Output (W)	90	90
Length (mm)	143	
Weight (kg)	2.2	

