



UNIVERSITAT
JAUME I

UNIVERSITAT JAUME I

**ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES EXPERIMENTALS
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

***DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE
PLANCHAS DE MADERA***

TRABAJO FIN DE GRADO

AUTOR

Sergio Valero Garrido

DIRECTOR

María Ángel Redondo de Prado

Castellón, Septiembre de 2023

ÍNDICE GENERAL

1	MEMORIA.....	6
2	ANEXOS	53
3	PRESUPUESTO.....	112
4	PLIEGO DE CONDICIONES	121
5	PLANOS	130

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1: Línea completa single pass EFI Cretaprint.	9
Ilustración 2: Transportador de rodillos motorizado.	13
Ilustración 3: Transportador de banda motorizado.	14
Ilustración 4: Transporte por ramales de cadenas motorizado.	15
Ilustración 5: Garra mecánica lateral.	16
Ilustración 6: Garra mecánica apoyo inferior.	17
Ilustración 7: Garra de ventosas.	17
Ilustración 8: Plano aspirante.	18
Ilustración 9: Movimiento lineal por cadenas.	19
Ilustración 10: Movimiento lineal por husillo.	20
Ilustración 11: Movimiento lineal por correas dentadas.	20
Ilustración 12: Movimiento lineal por piñón cremallera.	21
Ilustración 13: Bastidor y vallado.	24
Ilustración 14: Sistema de transporte propuesto.	26
Ilustración 15: Sistema de agarre por ventosas utilizado.	33
Ilustración 16: Sistema de transporte lateral utilizado.	38
Ilustración 17: Esquema de fuerzas del rodillo.	57
Ilustración 18: Esfuerzos cortantes del rodillo.	57
Ilustración 19: Momento flector del rodillo.	58
Ilustración 20: Deformada del rodillo.	58
Ilustración 21: Transporte con sustratos.	59
Ilustración 22: Motor y reductor del sistema de rodillos.	60
Ilustración 23: Selección piñón 05B-1-2.	61
Ilustración 24: Cadenas Renold.	62
Ilustración 25: Factor f_1 (sobrecarga dinámica).	62
Ilustración 26: Factor f_2 (correlación de dientes).	63
Ilustración 27: Tabla BS/ISO para selección de cadenas.	64
Ilustración 28: Selección de la cadena transporte de rodillos.	65
Ilustración 29: Croquis piñón motor- piñón rodillo.	65
Ilustración 30: Longitud cadena entre rodillos.	66
Ilustración 31: Plano X-Y (Rodillo).	67
Ilustración 32: Plano Z-X (Rodillo).	68
Ilustración 33: Fuerza de retención teórica vertical.	73
Ilustración 34: Fuerza de retención teórica horizontal.	74
Ilustración 35: Selección de ventosas tipo SHFN.	75
Ilustración 36: Caudal de aire necesario para cada ventosa.	76
Ilustración 37: Selección del eyector de vacío.	76
Ilustración 38: Selección del sistema de elevación.	77
Ilustración 39: Datasheet del perfil 40 x 80 mm.	78
Ilustración 40: Valor F_s selección de correas.	80
Ilustración 41: Constante f para selección de correas.	80
Ilustración 42: Constante k para selección de correas.	81
Ilustración 43: Selección del paso para las correas.	81
Ilustración 44: Selección del servomotor para el modulo lateral.	82
Ilustración 45: Diagrama de esfuerzos rodamientos de las poleas.	83
Ilustración 46: Selección de rodamientos para las poleas.	84

Ilustración 47: Selección del tipo de rodamiento lineal NSK	85
Ilustración 48: Esfuerzos cortantes patines lineales	85
Ilustración 49: Momento flecto patines lineales	85
Ilustración 50: Dimensiones patin lineal VH15BN	86
Ilustración 51: Esfuerzos patin lineal VH15BN	86
Ilustración 52: Precisión del ángulo de paso (valor admisible).....	87
Ilustración 53: Selección husillo de bolas	89
Ilustración 54: Selección del acoplamiento de estrella según par	90
Ilustración 55: Selección del acoplamiento de estrella según diámetros del cubo	90
Ilustración 56: Servoreductor motor de elevación	91
Ilustración 57: Selección reenvío	92
Ilustración 58: Simplificación cálculo de reacciones en los husillos	93
Ilustración 59: Reacciones sistema de husillos	93
Ilustración 60: Rodamiento con soporte sistema de husillos	94
Ilustración 61: Selección rodamiento axial husillo	95
Ilustración 62: Selección rodamiento radial husillo	95
Ilustración 63: Análisis de tensiones estructura de ventosas	103
Ilustración 64: Análisis de deformaciones estructura de ventosas	103
Ilustración 65: Análisis de desplazamientos estructura de ventosas	104
Ilustración 66: Análisis de tensiones del soporte de pistones.....	106
Ilustración 67: Análisis de deformaciones del soporte de pistones	106
Ilustración 68: Análisis de desplazamientos del soporte de pistones	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Elección del sistema de transporte.	15
Tabla 2: Selección del sistema de agarre.	18
Tabla 3: Selección del sistema de transporte lateral.	21
Tabla 4: Selección de la mesa de apilado.	22
Tabla 5: Diseño del paletizador de planchas de madera.	23
Tabla 6: Elementos diseñados bastidor y vallado.	25
Tabla 7: Elementos comerciales bastidor y vallado.	26
Tabla 8: Elementos diseñados sistema de transporte.	30
Tabla 9: Elementos comerciales sistema de transporte.	32
Tabla 10: Elementos diseñados sistema de agarre.	34
Tabla 11: Elementos comerciales sistema de agarre.	37
Tabla 12: Elementos diseñados transporte lateral.	39
Tabla 13: Elementos comerciales transporte lateral.	41
Tabla 14: Elementos diseñados mesa de elevación.	44
Tabla 15: Elementos comerciales mesa de elevación.	48
Tabla 16: Resumen del presupuesto.	50
Tabla 17: Inversión inicial.	51
Tabla 18: Ingresos anuales.	51
Tabla 19: Gastos anuales.	52
Tabla 20: Tabla de rentabilidad.	52
Tabla 21: VAN, TIR y periodo de retorno.	52
Tabla 22: Densidades de los distintos tipos de madera.	56
Tabla 23: Selección de rodamientos para los rodillos de arastre.	70
Tabla 24: Selección de la biela elástica.	75
Tabla 25: Propiedades Acero aleado fundido.	108
Tabla 26: Análisis de tensiones mesa de elevación vista superior.	109
Tabla 27: Análisis de tensiones mesa de elevación vista inferior.	109
Tabla 28: Análisis de deformaciones mesa de elevación.	110
Tabla 29: Análisis de desplazamientos mesa de elevación.	111
Tabla 30: Horas de fabricación componentes de la máquina.	119
Tabla 31: Precio fabricación componentes de la máquina.	120
Tabla 32: Precio de la mano de obra.	120
Tabla 33: Precio de venta paletizador de planchas de madera.	120

1 Memoria

ÍNDICE DE LA MEMORIA:

1	MEMORIA	6
1.1	ANTECEDENTES	9
1.2	OBJETO	9
1.3	ALCANCE	10
1.4	JUSTIFICACIÓN	10
1.5	REQUISITOS DE DISEÑO	11
1.5.1	Condiciones iniciales	11
1.5.2	Dimensiones.....	12
1.5.3	Velocidades	12
1.6	DISEÑO CONCEPTUAL.....	12
1.6.1	Transporte de las planchas hasta la zona de agarre.....	13
1.6.1.1	Transporte por rodillos.....	13
1.6.1.2	Transportador de banda.....	14
1.6.1.3	Transportador por ramales de cadenas	14
1.6.1.4	Selección de la mejor opción.	15
1.6.2	Sistema de agarre.....	16
1.6.2.1	Agarre lateral a través de actuadores mecánicos.....	16
1.6.2.2	Agarre inferior a través de actuadores mecánicos	16
1.6.2.3	Agarre superior a través de ventosas	17
1.6.2.4	Agarre superior a través de planos aspirantes.	17
1.6.2.5	Selección de la mejor opción.	18
1.6.3	Transporte lateral desde la mesa rodillos hasta la mesa de apilado	19
1.6.3.1	Transporte por cadenas	19
1.6.3.2	Transporte por husillo.	20
1.6.3.3	Transporte por correas dentadas	20
1.6.3.4	Transporte por piñón cremallera	21
1.6.3.5	Selección de la mejor opción.	21
1.6.4	Transporte vertical de la mesa de apilado.	22
1.6.4.1	Selección de la mejor opción.	22
1.7	DISEÑO DE LA INSTALACIÓN	23
1.7.1	Bastidor y vallado.....	24
1.7.1.1	Elementos diseñados	24
1.7.1.2	Elementos comerciales	25
1.7.2	Módulo del sistema de transporte.....	26
1.7.2.1	Elementos diseñados	26
1.7.2.2	Elementos comerciales	30
1.7.3	Módulo del sistema de agarre.	33
1.7.3.1	Elementos diseñados	33
1.7.3.2	Elementos comerciales	34
1.7.4	Módulo del transporte lateral.....	38
1.7.4.1	Elementos diseñados	38
1.7.4.2	Elementos comerciales.	40
1.7.5	Módulo del sistema de elevación.	42
1.7.5.1	Elementos diseñados	42
1.7.5.2	Elementos comerciales.	44
1.8	REFERENCIAS.....	49
1.9	RESUMEN DEL PRESUPUESTO.....	50
1.10	VIABILIDAD ECONÓMICA.....	51

1.1 Antecedentes.

El proyecto de esta máquina industrial está destinado a ampliar la gama de productos de Electronics for Imaging, Inc. (EFI).

EFI es una compañía internacional especializada en tecnología de impresión digital. Empresa fundada en 1989 con sede principal en Silicon Valley. Consta de varias filiales alrededor de todo el mundo, cada una de estas filiales se encarga de investigar y desarrollar productos vanguardísticos en el sector de la impresión, entre ellos, maquinaria single pass para cartón, cerámica, madera y textiles. Maquinaria multipass para display graphics, tintas UV, tintas en base agua y programas de gestión de color.

La máquina industrial que contempla este documento va destinada a la filial EFI Cretaprint localizada en el municipio español de Almazora. Esta filial se encarga de desarrollar líneas completas de impresión single pass.

Se denomina tecnología single pass a toda máquina capaz de imprimir de una única pasada el sustrato deseado. Esta tecnología permite al fabricante adaptarse rápidamente a la demanda del mercado. Le ofrece la capacidad de imprimir cualquier diseño rápidamente, con gran calidad de impresión y a altas velocidades.

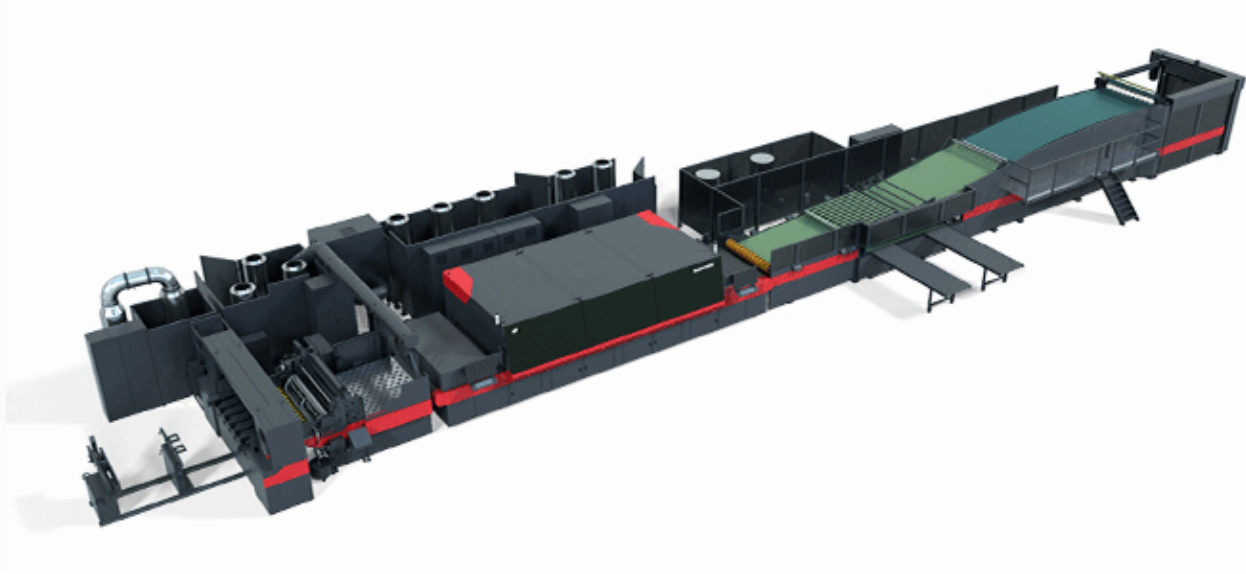


Ilustración 1: Línea completa single pass EFI Cretaprint.

1.2 Objeto

El objetivo principal de este proyecto de fin de grado consiste exclusivamente en el diseño mecánico de un paletizador de planchas de madera de gran formato. Este paletizador se localizará en la salida de la línea de impresión CUBIK S700 de la empresa EFI Cretaprint, este documento no contempla el diseño eléctrico ni automático de la máquina.

El apilador no tiene como finalidad el apilado y embalado final del producto, sino que está pensado para acumular las planchas de madera y posteriormente transportarlo dentro de la misma empresa

y así poder realizar operaciones de acabado final. Este apilador será capaz de funcionar de manera ininterrumpida gracias a un sistema de alimentación doble de pallets que permite no pausar la producción a la hora de suministrar y retirar los pallets.

Además de este objetivo principal, también se ha de lograr los siguientes:

- Reducir al máximo el espacio ocupado por la máquina en cuestión.
- Facilitar la carga y descarga de pallets para que el paletizador no sufra ningún golpe que pueda deteriorarlo.
- Reducir el coste total del paletizador lo máximo posible sin afectar a los requisitos iniciales de diseño.
- Maximizar la seguridad de los trabajadores.

Este proyecto implica conocimientos de varias disciplinas de la Ingeniería Mecánica como Diseño de máquinas, Estructuras y Expresión gráfica. Por lo tanto, este proyecto es de gran interés, pudiendo aplicar muchos conocimientos adquiridos durante el grado y transponerlo a un proyecto real.

1.3 Alcance

El alcance de este proyecto abarca el diseño y desarrollo mecánico de una máquina paletizadora de planchas de madera de gran formato que sea capaz de realizar todos los objetivos propuestos. Para ello, este Trabajo final de grado va a entrar en detalle en los siguientes aspectos:

- Evaluación de los métodos utilizados en la actualidad para desempeñar cada una de las tareas de la máquina, así como su selección a través de matrices multicriterio.
- Se realizarán los análisis mecánicos necesarios que logren que la máquina realice su función correctamente y sea viable técnicamente.
- Diseño de todos los elementos mecánicos de la máquina mediante modelado 3D con la herramienta SolidWorks.
- Selección de los elementos comerciales indicando sus respectivos catálogos.
- Se evaluarán los posibles peligros para los trabajadores y se diseñarán los sistemas de seguridad necesarios para reducirlos al máximo.
- Elaboración de los planos 2D de la máquina.
- Elaboración de un presupuesto final donde se incluyan todos los costes de fabricación, elementos comerciales, etc.
- Se realizará un estudio de viabilidad económica.

1.4 Justificación

En los últimos años debido al incremento de las tecnologías de fabricación y automatización de los procesos industriales, las empresas requieren de transporte continuo de sus productos dentro y fuera de sus instalaciones. A su vez, la globalización empresarial ha aumentado la competencia entre empresas. Por ello las empresas buscan optimizar sus procesos industriales y logísticos para abaratar costes y aumentar beneficios. Estas necesidades, han llevado al desarrollo de maquinaria de paletizado.

La paletización es un proceso en el cual se depositan productos sobre un plano horizontal denominado pallet para su posterior transporte. Este proceso se utiliza en el sector de la logística ya que posee las siguientes ventajas:

- **Mejora el transporte del producto** ya que este se encuentra de forma compacta en una única estancia.
- **Seguridad.** Los elementos transportados se sitúan encima del pallet de forma ordenada de tal forma que nunca deben sobresalir por los lados de este, superar la altura ni peso establecidos por las normas ISO.
- **Optimización de tiempo** ya que al poseer todos los pallets las mismas dimensiones, disminuyen los tiempos de manipulación y almacenaje.
- **Optimización de espacio.** Este un factor muy importante en el sector industrial, ya que facilita las tareas de almacenaje reduciendo al máximo los metros cúbicos utilizados.

Sin embargo, el sector de la madera no está tan desarrollado como otros sectores haciendo que muchos de los procesos de fabricación y transporte se realicen de forma manual. Tras esta necesidad surgió la idea de realizar este trabajo final de grado que pretende resolver un problema real para mejorar la producción del sector maderero.

1.5 Requisitos de diseño

1.5.1 Condiciones iniciales

En esta sección se van a concretar los requisitos que el paletizador de planchas de madera debe cumplir.

Este paletizador se ha de diseñar de tal forma que se puedan ajustar los valores de velocidad y dimensiones del sustrato dentro de un rango definido, esto permitirá a la empresa poder ajustar su producción y adaptarse a futuros formatos. La máquina está pensada para funcionar de manera automática y paletizar las planchas de madera de forma ininterrumpida. El formato máximo a paletizar no deberá superar los 700mm de ancho ya que es la medida máxima que la impresora CUBIK S700 puede imprimir, la longitud máxima de las planchas será de 1400mm ya que la empresa trabaja en su interior con pallets especiales no normalizados de dimensiones 1400 x 800mm. A su vez, el espesor podrá variar de 10 a 50 mm.

Cabe destacar que el cliente trabaja con las siguientes maderas: Nogal, Cerezo, Roble y Haya.

El cliente final requiere que la máquina sea capaz de paletizar sustratos de dimensiones 1200 x 650 x 20 mm ya que la máquina está destinada a la producción de parquet. Sin embargo, el diseño permite cierto rango de ajuste para adaptarse a otros formatos.

El presupuesto máximo que la máquina ha de poseer asciende a 100.000 €, este presupuesto ha de cumplirse a toda costa sin que la máquina se vea afectada en términos de rendimiento.

Otro aspecto tratado con el cliente es obtener la máxima seguridad para sus trabajadores, ya que al tratarse de una máquina automatizada que funciona a velocidades relativamente rápidas para el peso que transportan pueden provocar lesiones graves a los trabajadores.

1.5.2 Dimensiones

El espacio empleado por la máquina es uno de los principales requisitos que el cliente requiere en el diseño de la máquina. El espacio máximo que el paletizador puede tener es de 6 x 10 metros. Este espacio debe incluir la entrada de material al paletizador, así como los espacios laterales para la descarga de pallets vacíos y zonas de trabajo para el personal autorizado.

La altura no supone un impedimento a la hora del diseño puesto que la nave posee una altura suficientemente alta que nunca supondrá un problema para el funcionamiento, instalación y mantenimiento de la máquina.

1.5.3 Velocidades

El diseño de la máquina debe ser capaz de paletizar a una velocidad de 20m lineales de madera al minuto. Es cierto que la máquina CUBIK S700 es capaz de llegar a 60 metros por minuto, sin embargo, la empresa en cuestión trabaja con una velocidad de impresión de 20metros al minuto, ya que las máquinas de lijado a la entrada de la impresora solo pueden trabajar a esta velocidad para que las planchas de madera no sufran irregularidades ni astillamientos. También se ha de tener en cuenta que la separación entre planchas es de 300 mm.

1.6 DISEÑO CONCEPTUAL

Dentro de las distintas ramas del sector industrial existen diversas máquinas encargadas de paletizar los distintos productos. Estas varían mucho entre si ya que dependiendo del sector industrial el peso, volumen y velocidad varían drásticamente. En este caso, como ya se ha comentado anteriormente, el trabajo se va a enfocar exclusivamente al paletizado de planchas de madera de gran formato.

La función principal de esta máquina es depositar los tablonces procedentes de la línea de impresión sobre un pallet, para posteriormente transportarlo a otro sector de la empresa y poder realizar las correspondientes operaciones de acabado. Esta siempre ha de funcionar de forma automática, a velocidad constante durante todo el tiempo necesario de producción tal y como se ha explicado anteriormente.

El objetivo de este apartado es estudiar las distintas operaciones que la máquina tiene que realizar desde la entrada del sustrato hasta la salida del pallet cargado de sustrato, es decir, estudiar cómo será la llegada de material en forma de plancha hasta la recogida del material paletizado. Para ello, se propondrán distintas soluciones para cada problemática, se elegirá la que mejor se adapte a la máquina siguiendo unos criterios.

Una vez resuelto cada problemática, se analizará la solución adoptada en cada una de ella. Primero se definirá el proceso de transporte de las planchas de madera posteriormente, se analizará el transporte de los pallets hasta su zona de recogida, posteriormente se analizará cómo se realiza la alimentación de pallets y por último se analizará el proceso de paletización.

1.6.1 Transporte de las planchas hasta la zona de agarre.

Como ya se ha comentado anteriormente, primero se va a analizar la recogida y transporte de planchas de madera. Esta etapa es importante ya que la velocidad de recogida del material debe ser exactamente igual a la de la impresora, el material debe entrar lo más centrado posible ya que afectará directamente en el correcto alineamiento del apilado de las planchas.

A continuación, se van a analizar las diferentes opciones que existen en el mercado actualmente. Estas alternativas son: Transportador de rodillos mediante transmisión de potencia por cadena, transporte por dos ramales de cadenas y por último cinta transportadora. Durante el análisis se tendrán en cuenta los aspectos fundamentales para realizar dicho movimiento (dimensiones del material a transportar, así como el peso de este).

1.6.1.1 Transporte por rodillos

Un transportador de rodillos permite transportar materiales a través de una serie de rodillos paralelos entre sí, este sistema de transporte permite mover cargas medio y gran tamaño. Existen dos tipos de transporte de rodillos, el primero es el transporte de rodillos por gravedad que permite mover el material de un punto a otro sin la necesidad de incluir un sistema de potencia, para garantizar que el flujo sea el correcto y no se produzcan parones ni atascos, estos deben ser diseñados con una pendiente mínima del 2,5 % y máxima del 5%.

El otro método es el sistema de transporte por rodillos motorizados, por lo general, los rodillos suelen estar divididos en tramos, cada tramo tiene un motor que hace girar los rodillos a través de un sistema piño-cadena. En algunas aplicaciones, se suelen utilizar motores individuales en algunos rodillos de interés mientras que los rodillos restantes se mueven de forma libre, este sistema no es tan utilizado en la actualidad.

Por último, hay que destacar que el material de los rodillos depende del sustrato a transportar, por lo general el sector industrial suele emplear rodillos metálicos debido a su gran resistencia, en ciertas ocasiones se les aplica un recubrimiento de goma o caucho para aumentar el rozamiento existente entre el rodillo y el sustrato, además amortigua los posibles golpes que pudiesen producirse durante el transporte, evitando así el deterioro del sustrato. En la siguiente imagen se muestra una foto genérica de un sistema de transporte de rodillos motorizado.



Ilustración 2: Transportador de rodillos motorizado.

1.6.1.2 Transportador de banda

Los transportadores de banda permiten transportar los materiales de forma continua a través de una banda que se mueve a través de dos rodillos denominados tambores. El movimiento de la banda se genera por la fricción entre la banda y el tambor de arrastre que está conectado a un motor. La fricción entre la banda y el tambor depende de los materiales de la banda y el rodillo, así como la tensión que la banda posea. Esto se puede ajustar a través de sistemas de tensión por husillo o por tornillo tensor.

Este sistema se suele utilizar para transportar objetos que poseen formas irregulares y tienen un tamaño reducido debido a que podrían caerse entre los rodillos, por lo general pueden transportar cualquier tipo de carga, ya que en el caso de transportar cargas de gran peso se colocan rodillos libres en vez de una mesa que facilita el transporte.



Ilustración 3: Transportador de banda motorizado.

1.6.1.3 Transportador por ramales de cadenas

Este tipo de transportes consisten en 2 o más ramales de cadenas paralelos entre si longitudinalmente que esta conectados en sus extremos por un eje con piñones, igual que en el transporte de banda, en el extremo de arrastre se encuentra un motor que se encarga de producir el movimiento. Este sistema es utilizado normalmente en el transporte de pallets ya que tiene el inconveniente de que la carga debe estar bien distribuida para que las cadenas no se salgan ni sufran daos debido a las deformaciones producidas por una mala distribución. Normalmente estos sistemas poseen railes para que las cadenas no puedes desplazarse lateralmente.

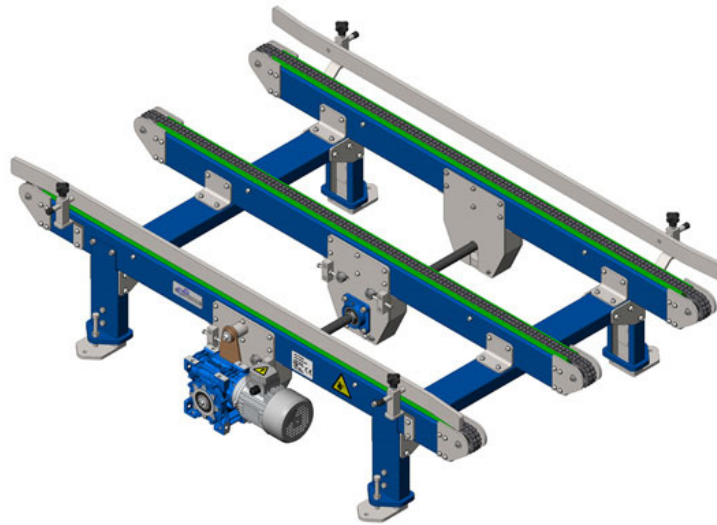


Ilustración 4: Transporte por ramales de cadenas motorizado.

1.6.1.4 Selección de la mejor opción.

Una vez considerados los apartados anteriores se debe elegir la mejor opción para satisfacer las necesidades del cliente. Para ello, se va a utilizar una tabla de valoración cualitativa en base a una serie de atributos ordenados por importancia, las ponderaciones de los atributos siguen la siguiente norma: 4 (Excelente), 3 (Bueno), 2 (Normal), 1 (Malo).

	Coste (x4)	Capacidad de carga (x3)	Coste de mantenimiento (x2)	Simplicidad (x1)	TOTAL
Transporte de rodillos	3	4	3	3	33
Transporte de banda	2	1	2	3	18
Transporte de ramales	4	2	3	4	32

Tabla 1: Elección del sistema de transporte.

Los resultados del estudio han permitido seleccionar la alternativa de transporte de rodillos siendo pues la mejor solución para el transporte del material hasta la zona de agarre. Cabe destacar que el transporte de ramales tiene una capacidad de carga elevada, no se ha puntuado con 4 ya que no existe mucha superficie de apoyo y existe la posibilidad de marcar las planchas por la zona inferior.

Es importante recalcar que este sistema de transporte de rodillos estará dividido en tres tramos ya que como se comentará posteriormente la máquina en cuestión poseerá dos garras, estos tramos permitirán que el material este parado a la hora del agarre y también permitirá jugar con las velocidades para poder llevar a cabo la producción.

1.6.2 Sistema de agarre

El sistema de agarre es el más crítico de la instalación ya que de él dependerá que el sustrato se apilé correctamente, un error en este proceso puede causar daños materiales por lo que debe ser calculado minuciosamente para evitar problemas durante la vida útil de la máquina.

A continuación, se van a analizar las diferentes opciones que existen en la actualidad en el mercado estas son:

- Agarre lateral a través de actuadores mecánicos.
- Agarre superior a través de actuadores mecánicos.
- Agarre superior a través de ventosas.
- Agarre superior mediante plano aspirante.

Durante el análisis se tendrán en cuenta los aspectos fundamentales que se ha de tener en cuenta en este movimiento. Que son las dimensiones del material a transportar, así como el peso de este, el precio, probabilidad de rotura y probabilidad de marcado en la impresión.

1.6.2.1 Agarre lateral a través de actuadores mecánicos

Este sistema es empleado en numerosas aplicaciones de paletizado en la actualidad comúnmente son denominados garras. Por lo general este sistema de agarre es utilizado en materiales que poseen formas simples y repetitivas y además estos materiales no deben tener demasiada esbeltez ya que este sistema produce el efecto de agarre a través de la fricción, los materiales esbeltos como es nuestro caso podrían sufrir deformaciones debido a la fuerza de agarre.

En la actualidad existe gran diversidad de modelos en función del material a transportar, a continuación, se muestra una imagen de la garra comercial que mejor se adaptaría a nuestra función.

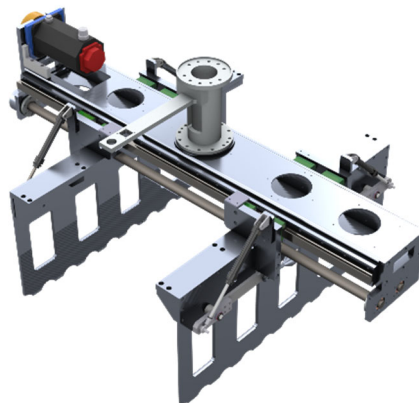


Ilustración 5: Garra mecánica lateral.

1.6.2.2 Agarre inferior a través de actuadores mecánicos

Este sistema de agarre no es muy utilizado en la actualidad ya que por lo general es utilizado para transportar el material entre sistema de rodillos o cadenas en los que hay suficiente espacio para desplazar las palas inferiores o los materiales que se depositan no sufren daños por fricción como sacos.

A simple vista puede parecer muy similar a la garra anteriormente citada pero el agarre se realiza mediante el apoyo directo del material sobre la plancha de apoyo por lo que la fuerza ejercida lateral es muy inferior.

A continuación, se muestra una imagen de una alternativa comercial.

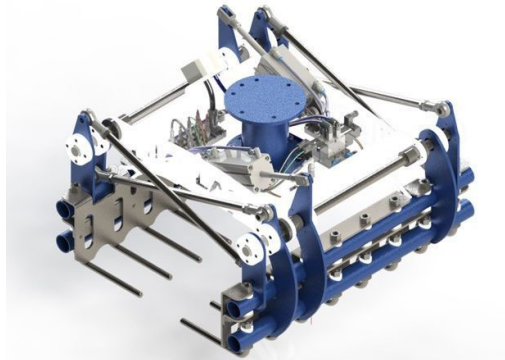


Ilustración 6: Garra mecánica apoyo inferior.

1.6.2.3 Agarre superior a través de ventosas

El sistema de agarre mediante el uso de ventosas está teniendo gran auge en el sector de la industria 4.0. Estos sistemas realizan el efecto de agarre mediante el uso de ventosas de succión. Las ventajas que este tipo de agarre poseen respecto a otros sistemas de agarre son la versatilidad de adaptación a diferentes formas, adaptación a diferentes materiales debido a la diversidad del tipo de ventosas además por lo general suelen gastar menos energía respecto a otros sistemas y son utilizados en procesos que requieren gran rapidez.

A continuación, se muestra un ejemplo comercial de este sistema.



Ilustración 7: Garra de ventosas.

1.6.2.4 Agarre superior a través de planos aspirantes.

El sistema de agarre mediante el uso de planos aspirantes es muy similar al de las ventosas incluso en muchos sitios se consideran el mismo sistema. La diferencia principal es que la succión se realiza a través de un material esponjoso en lugar de ventosas. Los planos aspirantes poseen áreas de agarre superiores a las ventosas y son ideales para el transporte de sustratos de grandes dimensiones. Debido a que estos poseen dimensiones superiores a las ventosas adquieren peores cualidades de adaptación a diferentes tamaños. Este sistema tiene una gran desventaja respecto a las ventosas, esta es la posibilidad de despresurización de todo el plano si no se tapa por completo el área de succión.

A continuación, se muestra un ejemplo comercial de este sistema.



Ilustración 8: Plano aspirante.

1.6.2.5 Selección de la mejor opción.

Una vez considerados los apartados anteriores se debe elegir la mejor opción para satisfacer las necesidades del cliente. Para ello, se va a utilizar una tabla de valoración cualitativa en base a una serie de atributos ordenados por importancia, las ponderaciones de los atributos siguen la siguiente norma: 4 (Excelente), 3 (Bueno), 2 (Normal), 1 (Malo).

	Coste (x4)	Capacidad de no rotura (x3)	Capacidad de no marcar la impresión (x2)	Simplicidad (x1)	TOTAL
Agarre lateral mecánico	2	2	3	3	23
Agarre inferior mecánico	2	4	3	3	29
Agarre superior por ventosas	4	4	3	3	37
Agarre superior por plano aspirante	3	4	2	4	34

Tabla 2: Selección del sistema de agarre.

Se puede observar en la tabla de decisión que el sistema de agarre a emplear es el correspondiente al agarre superior por ventosas. Los sistemas de agarre por ventosas son los más baratos actualmente ya que estos poseen elementos comerciales simples y no es necesario mecanizar una gran cantidad de componentes como en las garras mecánicas. Este sistema, además, posee más versatilidad que las garras por plano aspirante ya que permiten adaptarse a distintos formatos sin perder carga de absorción también, poseen menos capacidad de marcar una pieza impresa ya que tienen menos área de absorción que un plano aspirante. La única desventaja importante en comparación con un plano aspirante es que es un sistema por ventosas es más complejo ya que un plano aspirante ya que estos últimos son elementos comerciales en el que en general ya poseen todos los elementos necesarios para la generación de vacío.

1.6.3 Transporte lateral desde la mesa rodillos hasta la mesa de apilado.

A lo largo de este apartado se van a estudiar las diferentes opciones que se pueden utilizar a la hora de transportar el material desde la mesa de rodillos hasta la mesa de apilado. Para ello se debe tener en consideración las velocidades funcionamiento, la carga a transportar y la precisión. Esta última característica es muy importante ya que, de no serlo, las planchas de la pila no estarían alineadas y podría ocasionar daños materiales y personales si esta se volcase.

A continuación, se van a analizar las diferentes opciones que existen en la actualidad en el mercado:

- Transporte por cadenas.
- Transporte por husillo.
- Transporte por correas dentadas.
- Transporte por pistones neumáticos.

1.6.3.1 Transporte por cadenas

La transmisión por cadenas es utilizada en el sector industrial cuando se requiere transmitir valores elevados de par en un rango de velocidades medio o bajo. Por lo general este sistema de transmisión de potencia son muy robustos en condiciones adversas de temperaturas requieren lubricación para un correcto funcionamiento.

Como desventajas, estas son ruidosas y sufren pequeñas oscilaciones de velocidad durante el engrane.

A continuación, se muestra un ejemplo comercial de movimiento lineal usando cadenas.



Ilustración 9: Movimiento lineal por cadenas.

1.6.3.2 Transporte por husillo.

El transporte por husillos es usado en el sector industrial para transmitir cargas elevadas a una velocidad baja. El funcionamiento se produce a través de un eje que posee en sus extremos una rosca similar a la de los tornillos, esta se conecta a una tuerca que se desplaza a lo largo del eje mediante el movimiento de rotación del este.

Por lo general estos sistemas son muy precisos ya que el avance de las roscas es muy pequeño, puede mover elementos de mucho con menos esfuerzo que otros métodos de transmisión de potencia, pero tiene la ventaja de ser un elemento de transmisión de potencia muy lento.

A continuación, se muestra un ejemplo comercial de movimiento lineal usando cadenas.



Ilustración 10: Movimiento lineal por husillo.

1.6.3.3 Transporte por correas dentadas.

El módulo lineal por correas es el más utilizado en el sector industrial en la actualidad, este posee altas prestaciones de velocidad y precisión con la capacidad de transportar objetos de bajo y medio peso.

Este sistema es muy similar al de cadenas anteriormente mencionado, este es más silencioso que el anterior, pero por el contra, necesita mantenimientos más exhaustivos y no puede trabajar en condiciones muy desfavorables.

A continuación, se muestra un ejemplo comercial de movimiento lineal usando correas



Ilustración 11: Movimiento lineal por correas dentadas

1.6.3.4 Transporte por piñón cremallera

Este sistema de transporte es un conjunto formado por un piñón y una cremallera. El movimiento de rotación generado por el piñón es convertido en movimiento lineal al engranar con la cremallera.

Estos sistemas son utilizados en muchos ámbitos industriales. Este sistema tiene la ventaja de ser bastante polivalente dependiendo de la aplicación industrial en la que trabaje. Dependiendo del tamaño del engranaje y del módulo que este posea se puede mover grandes cargas con bastante precisión.

A continuación, se muestra un ejemplo comercial de movimiento lineal usando el sistema piñón cremallera.



Ilustración 12: Movimiento lineal por piñón cremallera

1.6.3.5 Selección de la mejor opción.

Una vez considerados los apartados anteriores se debe elegir la mejor opción para satisfacer las necesidades del cliente. Para ello, se va a utilizar una tabla de valoración cualitativa en base a una serie de atributos ordenados por importancia, las ponderaciones de los atributos siguen la siguiente norma: 4 (Excelente), 3 (Bueno), 2 (Normal), 1 (Malo).

	Coste (x4)	Precisión (x3)	Capacidad de no vibrar (x2)	Simplicidad (x1)	TOTAL
Modulo por cadena	3	2	1	3	23
Modulo por husillo	3	4	3	2	32
Modulo por correa	4	3	4	3	36
Modulo piñón cremallera	3	3	2	3	28

Tabla 3: Selección del sistema de transporte lateral

Se puede observar en la tabla de decisión multicriterio que el sistema de transporte lateral a emplear es el módulo de transporte por correas.

Dentro de los atributos se han escogido coste, precisión, capacidad de no vibrar y simplicidad. Los atributos de precisión y capacidad de no vibrar son bastante importantes a la hora de apilar los sustratos y durante su transporte. Un apilado impreciso puede provocar desequilibrio en la pila y producir daños humanos y materiales por caída. La capacidad de no vibrar es importante para facilitar a las ventosas a que el sustrato este todo el rato en contacto y no producir caídas que causen daños materiales o humanos.

El sistema de correas posee buenos atributos en todos sus aspectos, es un sistema simple que facilita las tareas de mantenimiento, es un sistema rápido y preciso y no produce muchas vibraciones por lo que se puede concluir que este sistema es el idóneo para esta aplicación.

1.6.4 Transporte vertical de la mesa de apilado.

Para la elección del sistema óptimo para esta aplicación se van a tener en cuenta los mismos sistemas de transporte analizados en el apartado 1.5.3 correspondiente con el transporte lateral desde la mesa rodillos hasta la mesa de apilado.

Es importante recalcar que las valoraciones obtenidas y los criterios de selección no tienen por qué ser iguales debido a que ambas aplicaciones poseen velocidades, tiempos y pesos distintos, además los objetivos de ambas tampoco son iguales.

1.6.4.1 Selección de la mejor opción.

Una vez considerados los apartados anteriores se debe la elegir la mejor opción para satisfacer las necesidades del cliente. Para ello, se va a utilizar una tabla de valoración cualitativa en base a una serie de atributos ordenados por importancia, las ponderaciones de los atributos siguen la siguiente norma: 4 (Excelente), 3 (Bueno), 2 (Normal), 1(Malo).

	Coste (x4)	Precisión (x3)	Resistencia al peso (x2)	Simplicidad (x1)	TOTAL
Modulo por cadena	3	2	3	3	27
Modulo por husillo	3	4	4	2	34
Modulo por correa	4	3	1	3	30
Modulo piñón cremallera	3	3	3	3	30

Tabla 4: Selección de la mesa de apilado.

Se puede observar en la tabla de decisión multicriterio que el sistema de transporte vertical a emplear es un sistema de husillos.

1.7 DISEÑO DE LA INSTALACIÓN

En esta sección se van a detallar los aspectos técnicos y de diseño de todas las piezas ya sean diseñadas o comerciales que conforman los 3 módulos del paletizador señalados en apartado anterior. En la siguiente imagen se puede observar la propuesta final del paletizador y la identificación de los diferentes módulos.

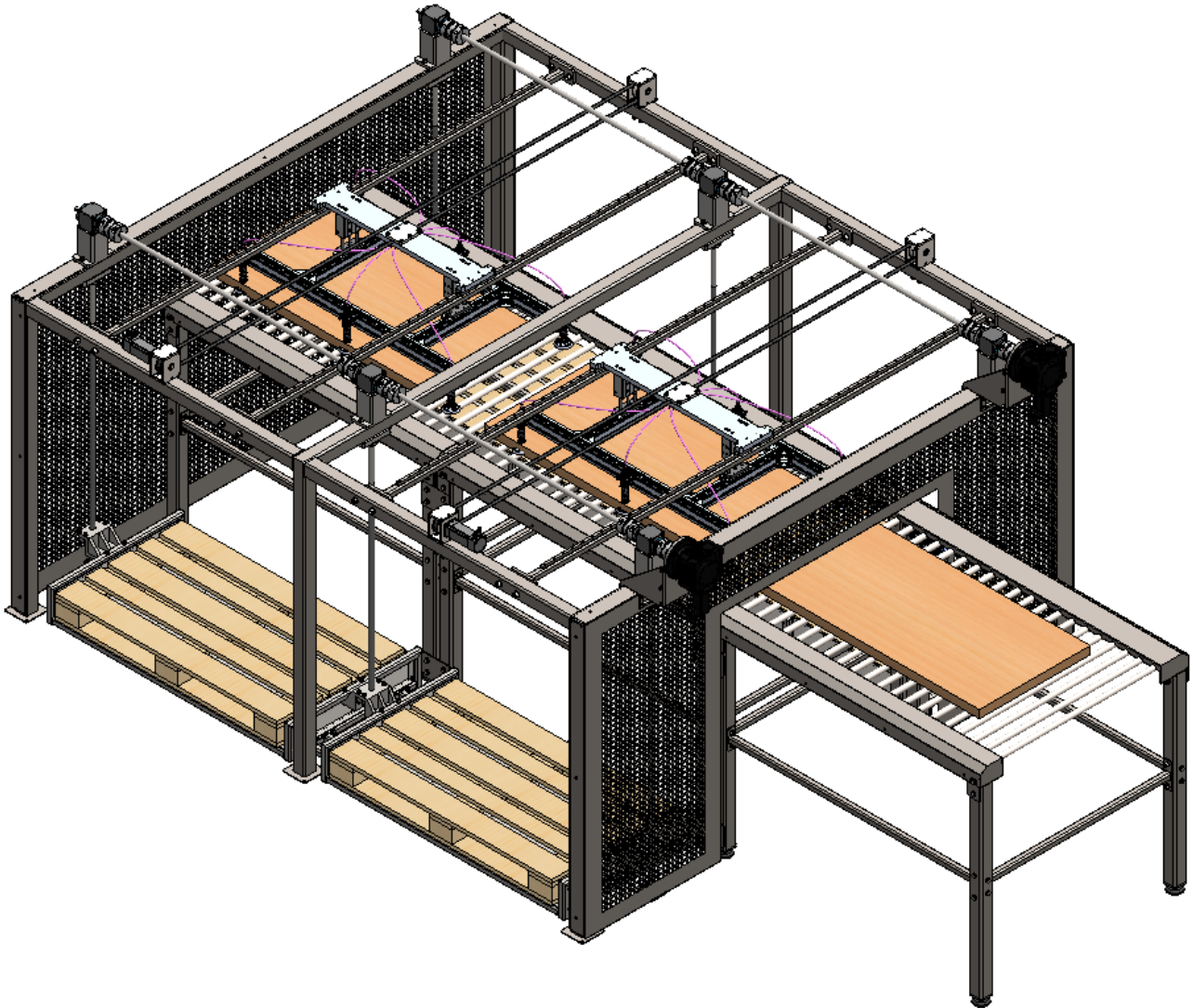


Tabla 5: Diseño del paletizador de planchas de madera

1.7.1 Bastidor y vallado

El bastidor y vallado está constituido por una estructura principal soldada sobre la que se ubicarán unos perfiles transversales en los que el sustrato se moverá desde los rodillos hasta la zona de paletizado.

A su vez, en esta estructura principal se amarran los reenvíos y los motores encargados del movimiento de paletizado.

Esta estructura posee dos vallas de seguridad tanto a la entrada como a la salida, estas vallas impiden la entrada de objetos y personas al interior de la zona de trabajo para evitar daños materiales y personales.

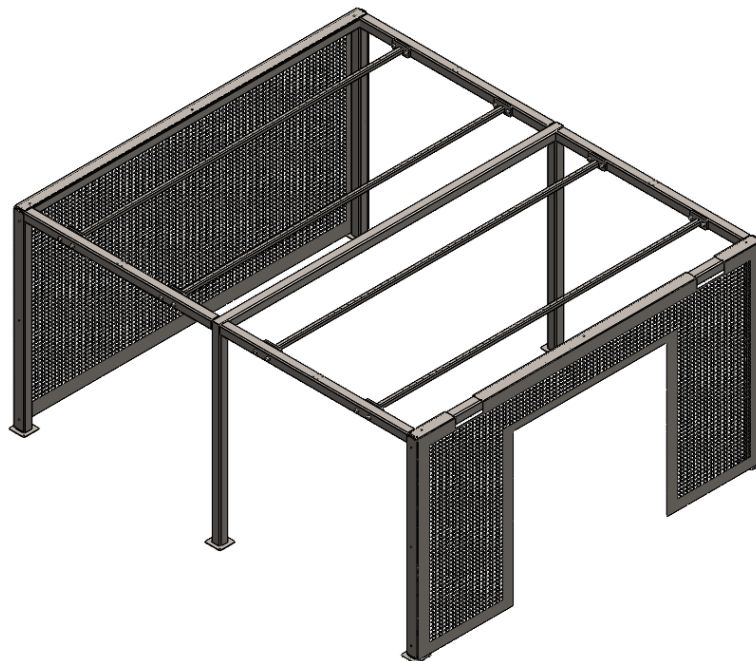
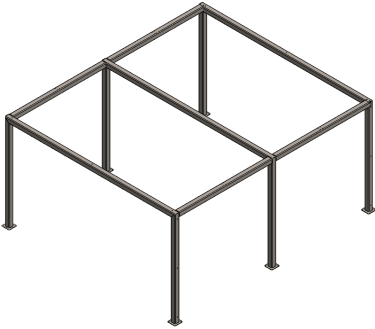


Ilustración 13: Bastidor y vallado.

1.7.1.1 Elementos diseñados

Nombre y descripción	Imagen	Nº de plano
<p>Bastidor: Componente principal de la estructura donde se atornillan reenvíos, motores y perfiles de movimiento del sustrato desde los rodillos a las mesas de apilado.</p>		<p>1.1.0.01</p>



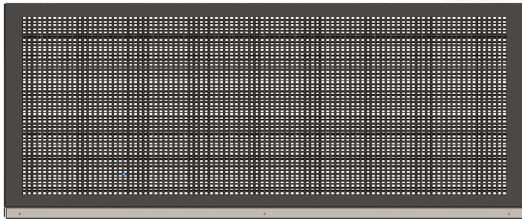
<p>Perfil patines lineales: Perfil de acero que se atornilla de forma transversal al bastidor principal, sobre él se atornillan las guías lineales por donde se desplazará el sustrato.</p>		1.1.0.02
<p>Valla delantera: Protección frontal que impide la entrada de personas al interior de la zona de funcionamiento de la máquina.</p>		1.1.0.03
<p>Valla trasera: Protección trasera que impide la entrada de personas al interior de la zona de funcionamiento de la máquina.</p>		1.1.0.04

Tabla 6: Elementos diseñados bastidor y vallado.

1.7.1.2 Elementos comerciales

Nombre y descripción	Imagen
<p>Tornillo ISO 4762 M16 x 120: Tornillos usados para fijar los perfiles transversales al bastidor principal.</p>	
<p>Arandela ISO 7091 – 16: Arandelas usadas para fijar los perfiles transversales al bastidor principal.</p>	
<p>Tuercas ISO 7040-M16: Tuercas autoblocantes usadas para fijar los perfiles transversales al bastidor principal.</p>	


<p>Tornillos ISO 7380 - M6 x 10: Tornillos usados para fijar las vallas al bastidor principal.</p>	
---	--

Tabla 7: Elementos comerciales bastidor y vallado.

1.7.2 Módulo del sistema de transporte


El sistema de transporte está constituido por tres mesas independientes unidas entre sí mecánicamente por las chapas de unión. La decisión de separar el sistema de transporte en distintas mesas se debe a la posibilidad de adaptar la máquina a la velocidad de futuros clientes, a mayores velocidades de producción sería necesario introducir módulos adicionales, por el contrario, si la velocidad de producción fuese menor, bastaría con eliminar una mesa. Cabe destacar que durante el diseño de este sistema se ha optado por el uso de tornillería en la unión entre elementos del chasis ya que así se reduce el volumen del bulto a transportar reduciendo bastante el coste en el transporte sin afectar a la rigidez del sistema.

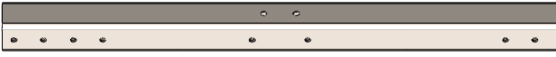
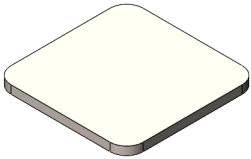
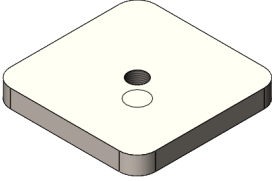

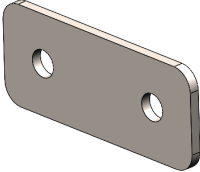

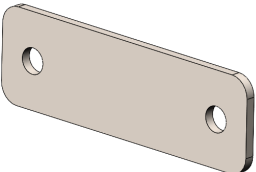
Este sistema es el encargado del acercamiento del sustrato desde la salida de la impresora Cubik S700 al módulo de agarre para su posterior paletización. En la siguiente imagen se puede observar el sistema de transporte específico para el cliente de este proyecto, posteriormente se procede al desglose y explicación de las partes diseñadas y comerciales.

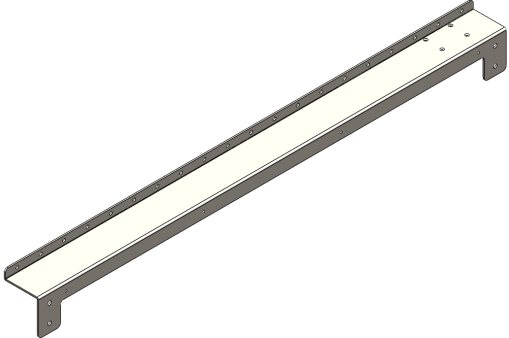
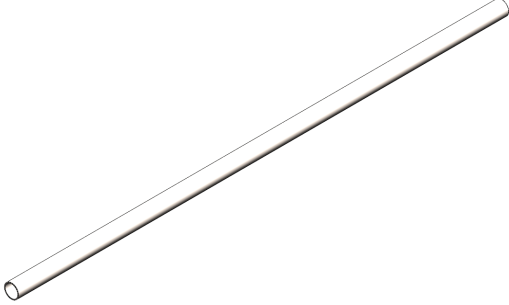
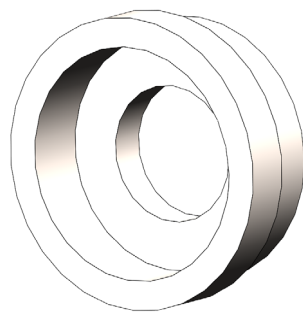

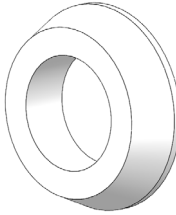


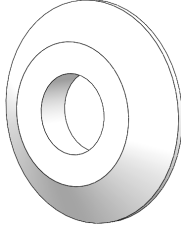
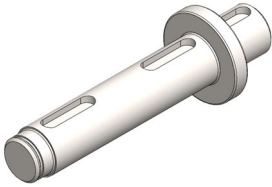


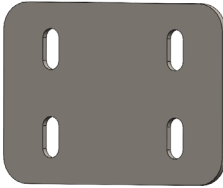

Ilustración 14: Sistema de transporte propuesto.

1.7.2.1 Elementos diseñados

Nombre y descripción	Imagen	Nº de plano
<p>Pata lateral: Tubo de sección cuadrada encargado de soportar el peso del sistema y del sustrato. Posee agujeros para</p>		<p>1.2.1.07</p>

la conexión de los tubos de unión.		
<p>Pata central: Tubo de sección cuadrada encargado de soportar el peso del sistema y del sustrato. Posee agujeros para la conexión de los tubos de unión. A diferencia de las patas laterales, estas poseen también agujeros para las placas de unión entre mesas.</p>		1.2.1.07
<p>Placa superior: Placa soldada a la parte superior de las patas para aumentar superficie de apoyo de los travesaños.</p>		1.2.1.07
<p>Placa inferior: Placa soldada a la parte inferior de las patas que posee un agujero roscado que permite anclar y regular las patas de apoyo.</p>		1.2.1.07
<p>Tubo unión longitudinal: Tubo de sección cuadrada encargado de rigidizar longitudinalmente el sistema.</p>		1.2.1.08
<p>Pletina unión longitudinal: Pletina rectangular soldada a los extremos del tubo de unión longitudinal encargada de fijar el tubo a las patas mediante tornillos.</p>		1.2.1.08
<p>Tubo unión transversal: Tubo de sección cuadrada encargado de rigidizar transversalmente el sistema.</p>		1.2.1.10
<p>Pletina unión transversal: Pletina rectangular soldada a los extremos del tubo de unión transversal encargada de fijar el tubo a las patas mediante tornillos.</p>		1.2.1.10

<p>Travesaño con motor: Chapa encargada de la unión de todos los rodillos, las patas, el motor y las cubiertas de seguridad.</p>		1.2.1.06
<p>Tubo de los rodillos: Tubo de sección circular encargado de transmitir el movimiento al sustrato y soportar el peso de este. En sus extremos se soldará el soporte de rodamientos y los piñones dobles.</p>		1.2.1.01
<p>Soporte de rodamientos: Este casquillo permite situar el rodamiento de la parte opuesta del piñón. Posee un orificio intermedio para el eje del rodillo.</p>		1.2.1.02
<p>Eje del rodillo: Eje macizo que soporta el peso del tubo de los rodillos. Posee taladros roscados en sus extremos que permiten la unión con los travesaños.</p>		1.2.1.03
<p>Casquillo 24: Casquillo de material plástico situado en la parte opuesta del piñón doble encargado de evitar la entrada de polvo y aserrín en los rodamientos y centrar el rodillo en la mesa.</p>		1.2.1.04

<p>Casquillo 27: Casquillo de material plástico situado en la parte del piñón doble encargado de evitar la entrada de polvo y aserrín en los rodamientos y centrar el rodillo en la mesa.</p>		1.2.1.05
<p>Eje motor: Eje macizo de los motores de arrastre. Posee dos chavetas para recibir la potencia del motor y otra para transmitir la potencia al piñón.</p>		1.2.1.09
<p>Reten: Soporte del eje motor que permite fijarlo de forma transversal al motor.</p>		1.2.1.12
<p>Separador del motor: Casquillo encargado de separar el motor del travesaño para evitar la colisión entre cadenas.</p>		1.2.1.11
<p>Chapa de unión: Chapa rectangular encargada de la unión entre mesas. Posee colisos que permite tener juego a la hora de nivelar las mesas.</p>		1.2.0.01
<p>Covers largos: Estas cubiertas se sitúan en la zona de los piñones, es un elemento de seguridad y además evita que el sustrato se salga de los rodillos lateralmente en caso de algún golpe externo. Cabe destacar que estos covers poseen tres alternativas dependiendo del extremo de la mesa en el que se encuentre.</p>		1.2.0.03


<p>Covers cortos: Estas cubiertas se sitúan en la zona opuesta a los piñones, es un elemento de seguridad y además evita que el sustrato se salga de los rodillos lateralmente en caso de algún golpe externo. Cabe destacar que estos covers poseen tres alternativas dependiendo del extremo de la mesa en el que se encuentre.</p>		1.2.0.02
--	--	----------

Tabla 8: Elementos diseñados sistema de transporte.

1.7.2.2 Elementos comerciales

Elemento y descripción	Imagen
<p>Pata ajustable: Elemento de material plástico con código comercial RS(1965336)</p>	
<p>Motorreductor: Conjunto de 0,18 KW. Posee un reductor de tornillo sin fin con una relación de transmisión $i=5$. El motor es trifásico con 4 polos Motovario (reductor NMRV030 y motor 63B)</p>	
<p>Cadena: Elemento de transmisión de potencia entre los diferentes rodillos del sistema. Esta cadena es simple y posee un paso de 8mm. El código comercial de la cadena es AR05B1</p>	
<p>Piñón simple: Piñón simple de 21 dientes y paso de 8mm. Código comercial 05B-1. Posteriormente ha de retrabajar el componente para poder insertar el chavetero, el prisionero y ampliar el agujero acorde al eje motor</p>	

<p>Piñón doble: Piñón doble de 21 dientes y paso de 8mm. Código comercial 05B-2. Posteriormente ha de retrabajar el componente ampliar el agujero al rodamiento y rebajar la parte exterior del hub para que pueda ser soldado a los rodillos</p>	
<p>Rodamiento del lado de transmisión: Rodamiento rígido de bolas con diámetro externo de 37 mm y una anchura de 12. Código comercial SKF 6301-2RSL</p>	
<p>Rodamiento del lado opuesto de transmisión: Rodamiento rígido de bolas con diámetro externo de 24 mm y una anchura de 6. Código comercial SKF 61901.</p>	
<p>Tornillo M12 x 110 mm: Tornillo de cabeza hexagonal M12 de 110 mm de largo. Usados en la unión de los elementos estructurales del sistema. Normativa ISO 4014</p>	
<p>Arandela M12: Arandela de M12. Usados en la unión de los elementos estructurales del sistema. Normativa ISO 7089</p>	
<p>Tuerca autoblocante M12: Tuerca de seguridad autoblocante. Usados en la unión de los elementos estructurales del sistema. Normativa DIN 985.</p>	
<p>Tuerca M12:</p>	


<p>Tuerca sin seguridad M12. Usados para fijar la altura de las patas. Normativa ISO 4034</p>	
<p>Tornillo M6 x 12 mm: Tornillo de cabeza semiesférica hexagonal M6 de 12 mm de largo. Usado para la sujeción de los covers a los travesaños. Normativa ISO 7380</p>	
<p>Tornillo prisionero M5 x 6mm: Tornillo prisionero de M5 de 6 mm de longitud usado para fijar el piñón doble al eje del motor. Normativa ISO 4026</p>	
<p>Tuerca autoblocante M6: Tuerca de seguridad autoblocante. Usados en la unión del motor con los travesaños. Normativa DIN 985.</p>	
<p>Tornillo M6 x 50 mm: Tornillo de cabeza countersunk M6 de 50 mm de largo. Usados en la unión del motor con los travesaños. Normativa ISO 10642.</p>	
<p>Arandela M6: Arandela de M6. Usados en la unión del motor con los travesaños. Normativa ISO 10669.</p>	

Tabla 9: Elementos comerciales sistema de transporte.

1.7.3 Módulo del sistema de agarre.

El módulo de agarre está constituido por dos garras de ventosas que trabajan en serie, ambas poseen seis ventosas de vacío que se encargan de agarrar el sustrato para poder transportarlo hasta las mesas de paletizado, como se comenta posteriormente en los cálculos del sistema se decide utilizar dos garras para asegurar que el material es transportado con seguridad.

Estas garras se sitúan encima de las dos últimas mesas de rodillos y trabajan de forma independiente ya que de esta forma podríamos incluir más módulos en el caso de que otros clientes necesiten trabajar a velocidades de producción superiores o por el contrario reducir a una única garra si se requiriese de menor velocidad.

En la siguiente imagen se puede observar el sistema de agarre individual, posteriormente se procede al desglose y explicación de las partes diseñadas y comerciales.

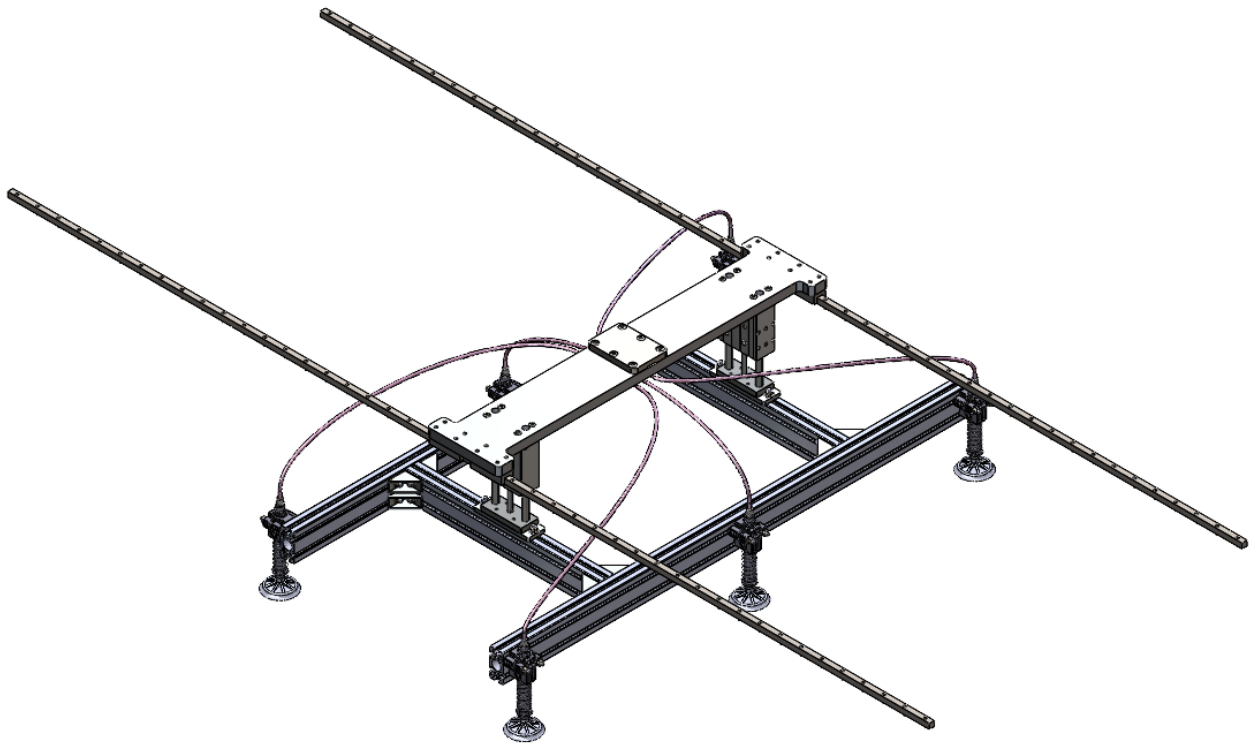
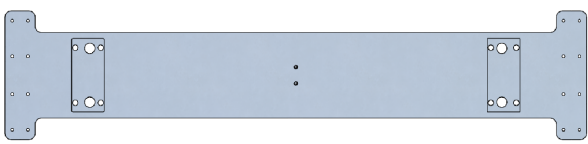


Ilustración 15: Sistema de agarre por ventosas utilizado.

1.7.3.1 Elementos diseñados

Nombre y descripción	Imagen	Nº de plano
<p>Soporte pistones superior: Placa encargada de fijar los pistones neumáticos con los patines lineales y la correa dentada de transmisión de movimiento.</p>		<p>1.3.0.05</p>

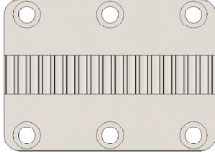

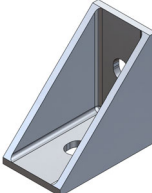
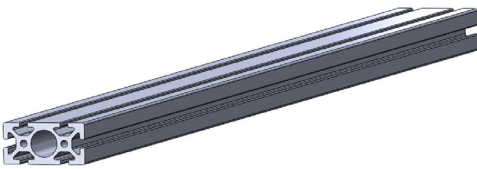
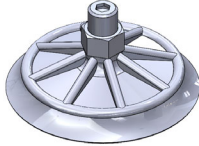
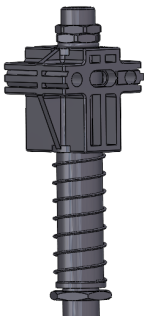

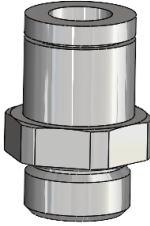
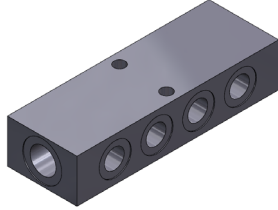
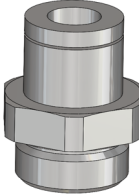
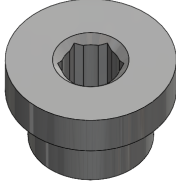


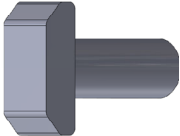

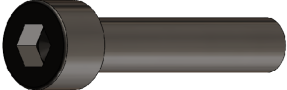
Placa ranurada: Placa mecanizada encargada de fijar la correa dentada al soporte de pistones.		1.3.0.06
Soporte pistones inferior: Placa encargada de fijar los pistones con los perfiles de las ventosas.		1.3.0.04
Escuadra 30 x 30: Soportes mecanizados encargados de unir los distintos perfiles de la estructura de ventosas.		1.3.0.03

Tabla 10: Elementos diseñados sistema de agarre.

1.7.3.2 Elementos comerciales

Nombre y descripción	Imagen	Nº de plano
Perfil 80 x 40: Perfil de aluminio de varias longitudes marca Bosch Rexroth Serie MGE - 3842993130/3000.		1.3.0.01 1.3.0.02
Ventosa: Ventosas SHFN 85 NK-45 G1/4-AG MOS-TV.		N/A
Biela elástica: Biela FSTF G1/2-AG 50		N/A

<p>Eyector ZH07S-X267: Generador de vacío para las mesas de aspiración.</p>		<p>N/A</p>
<p>Racor recto G1/4- D8mm: Racor recto con rosca gas 1/4 y salida para tubo neumático de 8 mm de diámetro, usado en la biela elástica y distribuir neumático.</p>		<p>N/A</p>
<p>Distribuidor neumático: Distribuidor neumático de la marca FESTO 1 entrada G1/2 y nueve salidas G1/4.</p>		<p>N/A</p>
<p>Racor recto G1/2- D8mm: Racor recto con rosca gas 1/2 y salida para tubo neumático de 8 mm de diámetro, usado en la entrada del distribuidor neumático.</p>		<p>N/A</p>
<p>Tapón G1/4: Tapón G1/4 usado para cerrar las salidas del distribuidor que no se usan.</p>		<p>N/A</p>
<p>Pistón neumático: Pistón neumático 170941_DFM_32_80_P_A_KF encargado del movimiento vertical del sustrato.</p>		<p>N/A</p>

<p>Patín lineal: Patín lineal VN15BN encargado del movimiento horizontal del sistema de ventosas</p>		<p>N/A</p>
<p>Guía del patín lineal: Guía lineal VH15 2680mm. encargado del movimiento horizontal del sistema de ventosas.</p>		<p>N/A</p>
<p>Tubo D8-D6: Tubo de diámetro externo 8 mm y interno 6 usado para conectar las bielas con el distribuidor neumático</p>		<p>N/A</p>
<p>Tornillo DIN 186 M8 x 20: Tornillos encargados de fijar las escuadras entre perfiles con las ranuras de los perfiles.</p>		<p>N/A</p>
<p>Tornillo DIN 186 M8 x 30: Tornillos encargados de fijar los perfiles con el soporte de los pistones neumáticos.</p>		<p>N/A</p>
<p>Tornillo DIN 186 M8 x 70: Tornillos encargados de fijar las bielas de ventosas con los perfiles estructurales.</p>		<p>N/A</p>
<p>Tornillo ISO 4762 M10 x 16: Tornillos encargados de fijar la placa superior de pistones con la placa ranurada.</p>		<p>N/A</p>
<p>Tornillo ISO 4762 M8 x 40: Tornillos encargados de fijar los pistones a placa superior de pistones.</p>		<p>N/A</p>

<p>Tornillo ISO 4762 M4 x 25: Tornillos encargados de fijar los patines lineales a la placa superior de pistones:</p>		N/A
<p>Tornillo ISO 4762 M4 x 20: Tornillos encargados de fijar los raíles de los patines lineales a los perfiles estructurales.</p>		N/A
<p>Tornillo ISO 7380 M6 x 30: Tornillos encargados de fijar el distribuidor neumático a la placa superior de pistones.</p>		N/A
<p>Arandela ISO 10669 M8: Arandelas usadas en los tornillos M8 de anclaje a la estructura de ventosas.</p>		N/A
<p>Tuercas ISO 4034 M8: Tuercas usadas en los tornillos M8 de anclaje a la estructura de ventosas.</p>		N/A

Tabla 11: Elementos comerciales sistema de agarre.

1.7.4 Módulo del transporte lateral.

El módulo de transporte lateral está constituido por un conjunto de dos sistemas de poleas dentadas que trabajan en serie, ambas se localizan en la parte superior del paletizador y se fijan con el módulo de agarre. Este módulo se encarga de desplazar el sustrato de la mesa de rodillos a las mesas de paletizado. Se decide utilizar sistemas independientes para poder manejar individualmente cada mesa de ventosas y poder ampliar el conjunto si se necesitase más velocidad o por el contrario reducir a una única garra si se requiriese de menor velocidad de trabajo en futuros proyectos.

En la siguiente imagen se puede observar el sistema de agarre individual, posteriormente se procede al desglose y explicación de las partes diseñadas y comerciales.

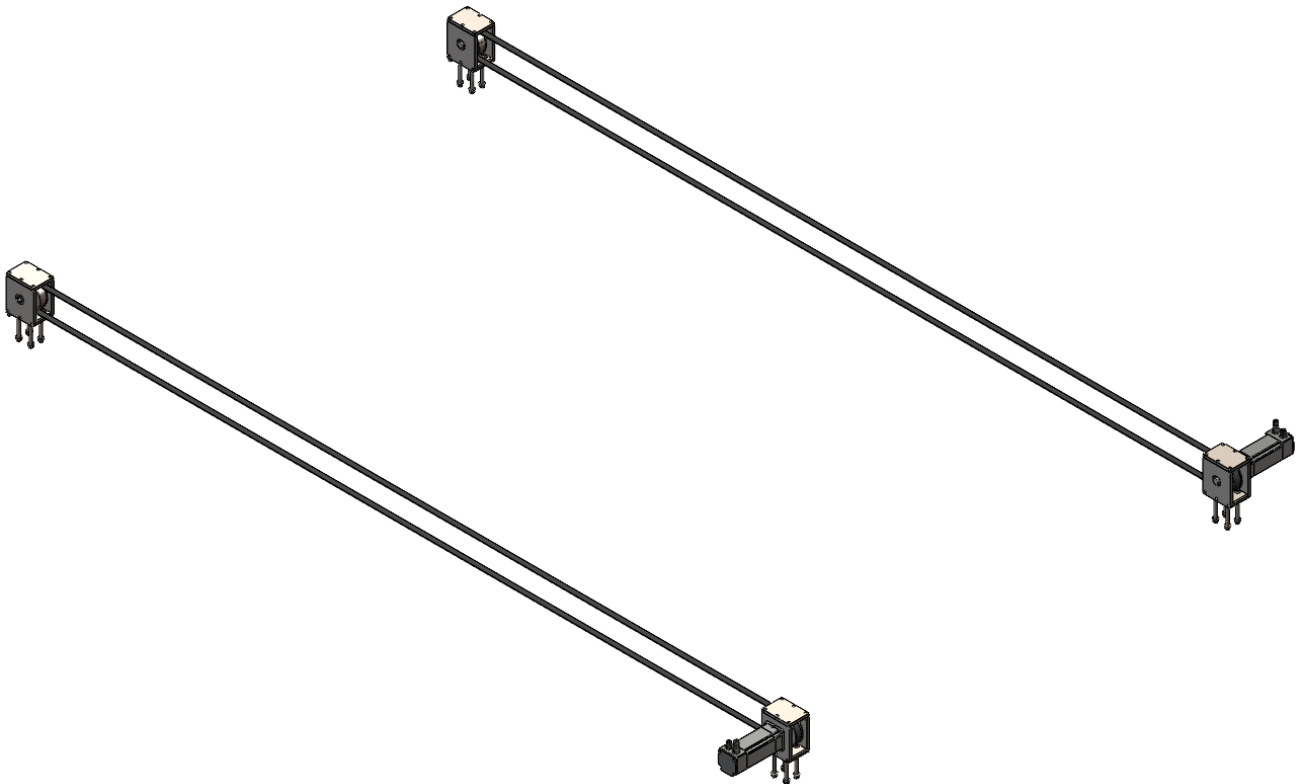
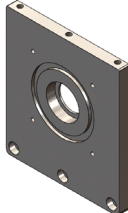


Ilustración 16: Sistema de transporte lateral utilizado.

1.7.4.1 Elementos diseñados

Nombre y descripción	Imagen	Nº de plano
<p>Soporte motor_tapa motor: Placa mecanizada, encargada de fijar el motor de arrastre a la caja de la polea</p>		<p>1.4.0.01</p>

<p>Soporte motor_tapa inferior: Placa mecanizada, situada en la parte inferior de la caja del lado motor, encargada de fijar los laterales de la caja y fijar el sistema al bastidor</p>		1.4.0.02
<p>Soporte motor_tapa motor: Placa mecanizada, encargada de cerrar las cajas lateralmente, usada en los laterales que no se precisa motor.</p>		1.4.0.03
<p>Eje de acople: Eje usado tanto en el lado tensor como en el lado de tracción, encargado de transmitir el movimiento de rotación a las poleas dentadas.</p>		1.4.0.05
<p>Soporte motor_tapa superior: Placa mecanizada, encargada de cerrar las cajas por la parte superior, usado tanto en las cajas con motor como en las cajas sin motor.</p>		1.4.0.06
<p>Soporte motor_tapa inferior: Placa mecanizada, encargada de cerrar las cajas tensoras por la parte inferior, permite tensar las correas apretando el prisionero contra el bastidor.</p>		1.4.0.07

Tabla 12: Elementos diseñados transporte lateral.

1.7.4.2 Elementos comerciales.

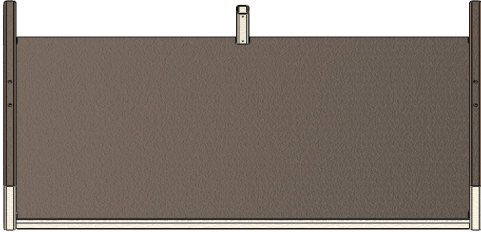
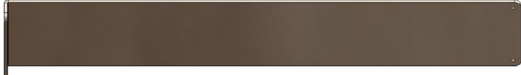
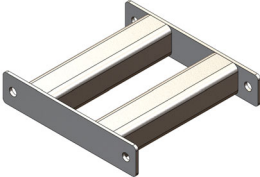
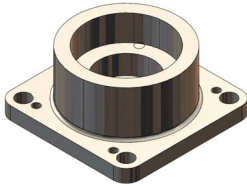
Nombre y descripción	Imagen	Nº de plano
Tornillo ISO 4762 M5 x 20: Tornillos encargados para cerrar las distintas tapas que forman la caja de las poleas.		N/A
Tornillo ISO 4762 M4 x 20: Tornillos encargados de anclar el motor a la placa lateral.		N/A
Tornillo ISO 4762 M10 x 100: Tornillos encargados de anclar las cajas de las poleas con el bastidor.		N/A
Polea 38 8M 20: Polea comercial de paso 8, 38 dientes y ancho 20. Se realizan retrabajos para el agujero pasante, chivetero y agujeros de prisioneros.		1.4.0.04
Prisionero ISO 4026 M4 x 6: Prisioneros utilizados en la polea para fijarlo al eje de transmisión:		N/A
Prisionero ISO 4026 M4 x 4: Prisioneros utilizados para apretar la chaveta del motor y así evitar holguras y vibraciones.		N/A
Rodamiento: Rodamiento rígido de bolas con diámetro externo de 32 mm y una anchura de 6. Código comercial SKF 61804.		N/A

<p>Arandela ISO 10673-11-S: Arandela de M10 usada para fijar las cajas al bastidor.</p>		<p>N/A</p>
<p>Tuerca ISO 7040-M10-N Tuerca de seguridad M10 usada para fijar las cajas al bastidor.</p>		<p>N/A</p>
<p>Correa 8M 20: Correa dentada abierta de paso 8 mm, anchura 20 mm y longitud total 6304.</p>		<p>N/A</p>
<p>Circlip DIN 471 – 18 x 1,2: Circlip interior de diámetro 18 utilizado para evitar que los ejes se desplacen lateralmente.</p>		<p>N/A</p>

Tabla 13: Elementos comerciales transporte lateral.

1.7.5 Módulo del sistema de elevación.

1.7.5.1 Elementos diseñados.

Nombre y descripción	Imagen	Nº de plano
<p>Bastidor_mesa de elevación: Estructura de acero soldado que conforman la mesa de elevación sobre la cual se apoyará el pallet con la pila de sustratos.</p>		1.5.1.01
<p>Plancha trasera_mesa de elevación: Plancha de acero que impide que el pallet salga por la parte posterior de la mesa de elevación.</p>		1.5.1.02
<p>Plancha lateral_mesa de elevación: Plancha de acero que impide que el pallet salga por los laterales de la mesa de elevación.</p>		1.5.1.03
<p>Brida de unión mesas: Soporte que permite unir mesas de elevación para que suban y descendan en conjunto ganando rigidez el sistema.</p>		1.5.0.01
<p>Soporte rodamientos inferiores husillo: Pieza mecanizada donde se ubican los rodamientos axiales y radiales del husillo de bolas.</p>		1.5.0.02
<p>Soporte reenvío-bastidor: Soporte encargado de unir los reenvíos con el bastidor dejando espacio suficiente para albergar los acoplamiento entre reenvío y husillos</p>		1.5.0.03

<p>Eje Reenvío-Reenvío: Eje macizo de acero que une los diferentes reenvíos del sistema.</p>		4.5.0.05
<p>Soporte husillo-mesa: Soporte situado en los extremos de la mesa encargado de transmitir los esfuerzos a los husillos laterales.</p>		1.5.0.08
<p>Soporte husillo-mesa_Intermedio: Soporte situado entre medio de las mesas encargado de transmitir los esfuerzos al husillo central.</p>		1.5.0.09
<p>Soporte amarre motor: Soporte de acero encargado de fijar frontalmente el motor del sistema de apilado</p>		1.5.0.11
<p>Soporte amarre motor lateral: Soporte de acero encargado de fijar el soporte amarre motor al bastidor principal de la máquina</p>		1.5.0.12

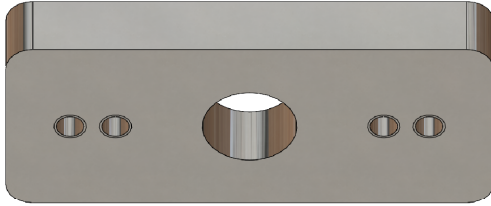
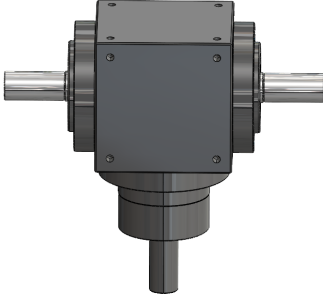

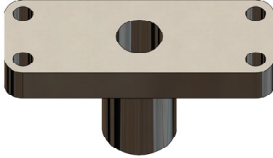
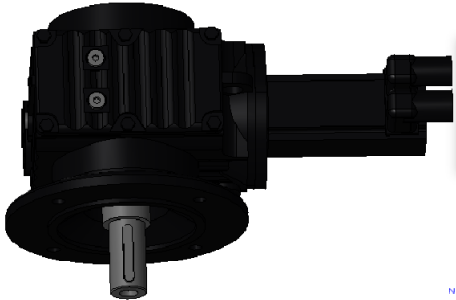
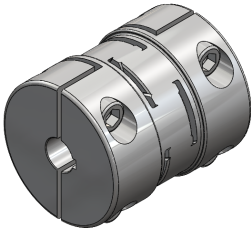
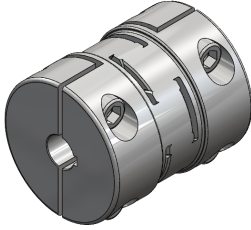
<p>Placa de fijación rodamiento con brida: Placa de acero encargada de fijar el rodamiento con brida al bastidor.</p>		1.5.0.13
--	--	----------






Tabla 14: Elementos diseñados mesa de elevación.

1.7.5.2 Elementos comerciales.

Nombre y descripción	Imagen	Nº de plano
<p>Arandela ISO 10673-11-N: Arandelas para tornillos de M10 utilizadas en las uniones entre mesas</p>		N/A
<p>Tornillo ISO 4762 M10 x 65: Tornillos utilizados para la unión de las mesas con los soportes de los husillos y unión entre mesas</p>		N/A
<p>ISO 4762 M12 x 120: Tornillos utilizados para fijar los soportes de los reenvíos al bastidor principal de la máquina.</p>		N/A
<p>ISO 4762 M5 x 35: Tornillos utilizados para fijar los reenvíos a sus respectivos soportes.</p>		N/A
<p>ISO 4762 M10 x 60: Tornillos utilizados para anclar los soportes de las mesas a las tuercas de los husillos</p>		N/A
<p>ISO 4762 M10 x 80: Tornillos utilizados para fijar las mesas con los soportes que se fijan a la tuerca del husillo.</p>		N/A

<p>ISO 4762 M10 x 40: Tornillos utilizados para fijar las placas de sujeción del motor de elevación.</p>		N/A
<p>ISO 4762 M10 x 50: Tornillos utilizados para fijar las placas de sujeción del motor de elevación al batidor principal de la máquina.</p>		N/A
<p>ISO 4762 M12 x 40: Tornillos utilizados para fijar los rodamientos con soporte al bastidor principal de la máquina.</p>		N/A
<p>ISO 7040-M10-N: Tuercas de seguridad en todos los tornillos de M10</p>		N/A
<p>ISO 10512-M10x1.25-N Tuercas de seguridad en todos los tornillos de M10</p>		N/A
<p>Washer ISO 7089 – 12: Arandelas utilizadas para fijar los soportes de los reenvíos al bastidor principal de la máquina.</p>		N/A
<p>Washer ISO 7091 – 10: Arandelas utilizadas para fijar las mesas con los soportes que se fijan a la tuerca del husillo.</p>		N/A
<p>Reenvío P140: Reenvío de relación de transmisión 1:1 soporta en la salida más desfavorable 360 Nm</p>		N/A

		
Husillo SX/BX 25x10R: Husillo de diámetro 25 y paso 10 retrabajado para realizarle el chavetero en su extremo superior.		1.5.0.06
Tuerca personalizada: Tuerca para el husillo SX/BX personalizada para adaptarla al sistema.		1.5.0.07
SF57CMP40M: Servorreductor utilizado para generar el movimiento de ascenso y descenso del sistema. 84 rpm, 290Nm		N/A
EKH 300 - Ø20_ Reenvío-Motor: Acoplamiento elástico con retrabajo de los bujes para ajustarlo a los diámetros del motor y del reenvío.		1.5.0.10
EKH 300 - Ø20_ Reenvío-Husillo: Acoplamiento elástico con retrabajo de los bujes para ajustarlo a los diámetros del reenvío.		1.5.0.04

<p>SKF_FYTBK 25 TF: Rodamientos con soporte utilizados el parte superior del husillo para resistir los esfuerzos radiales del sistema.</p>		N/A
<p>SKF_51105: Rodamiento de rodillos utilizados el parte inferior del husillo para resistir los esfuerzos axiales del sistema.</p>		N/A
<p>SKF_N 305 ECP: Rodamiento de rodillos utilizados el parte inferior del husillo para resistir los esfuerzos radiales del sistema.</p>		N/A
<p>Circlip DIN 472 - 42 x 1.75: Circlip utilizado en el rodamiento de bolas para evitar que se salga verticalmente de su soporte.</p>		N/A
<p>Circlip DIN 472 - 62 x 2: Circlip utilizado en el rodamiento de rodillos para evitar que se salga verticalmente de su soporte.</p>		N/A
<p>Arandela ISO 10673-11-S Arandelas para tornillos de M10 utilizadas en las uniones entre mesas</p>		N/A


<p>Key ISO 2491 6x4-36-B: Chaveta rectangular utilizada en las barras entre reenvíos y en los husillos de transmisión.</p>		<p>N/A</p>
--	--	------------

Tabla 15: Elementos comerciales mesa de elevación.

1.8 Referencias

1. **González, Antonio Pérez.** Machine Loads.
2. **SOCO-SYSTEM.** Tipos de transportes industriales. [En línea] https://www.socosystem.com/es/articulos/cmo-elegir-los-transportadores-ade cuados?gclid=CjwKCAjwp_GJBhBmEiwALWBQk9SLU-_fspgS3koQmvnnbW5NsLK-vC25cEKcNNyHR01WmWLVs7XYGRoCQREQAvD_BwE.
3. **Ribas.** Instalación de tarimas. [En línea] 21 de Abril de 2017. <https://instalaciondetarimas.com/blog/2017/04/21/la-clasificacion-de-la-madera-por-su-densidad/>.
4. **Ingetech.** Ingetech. [En línea] <https://ingetechrobotics.com/>.
5. **SCHALMZ.** schmalz. [En línea] <https://www.schmalz.com/>.
6. <https://onrobot.com/>. onrobot. [En línea] <https://onrobot.com/>.
7. **España, WITTENSTEIN.** Wittenstein. [En línea] <https://www.wittenstein.es>.
8. **ikastaroak.** Correas dentadas. [En línea] https://ikastaroak.ulhi.net/edu/es/DFM/DPM/DPM06/es_DFM_DPM06_Contenidos/CalculoCorreasDentadas.html.
9. **Calculadora de VAN y TIR.** [En línea] <https://www.calcvio.com/van-tir>.
10. **RS. Elementos comerciales.** [En línea] <https://es.rs-online.com>.
11. **SKF. Rodamientos.** [En línea] <https://www.skf.com/es>.
12. **SMC. Eyectores de vacío.** [En línea] <https://www.smc.eu/>.
13. **single-market-economy. Normativas europeas.** [En línea] https://single-market-economy.ec.europa.eu/single-market/european-standards/harmonised-standards_es?wt-search=yes.
14. **Zarraonandia, Iñaki Biguri.** Tipos de agujeros. [En línea] <https://ibiguridt.wordpress.com/2018/01/22/tipos-de-agujeros/>.
15. **TECNOPOWER. Acoplamientos de estrella.** [En línea] <https://www.tecnopower.es/acoplamientos-estrella>.
16. **ikastaroak. Calculo de husillos.** [En línea] https://ikastaroak.ulhi.net/edu/es/DFM/DPM/DPM06/es_DFM_DPM06_Contenidos/CalculoHusillo.html.
17. **SCHEINDER. Drives y motores paso a paso.** [En línea] <https://www.se.com/es/es/product-subcategory/2955-drives-y-motores-paso-a-paso/>.
18. **Renold. Catalogo cadenas renold.** [En línea]
19. **TECNOPOWER. Cajas de reenvío angular.** [En línea] <https://www.tecnopower.es/cajas-de-reenvio-angular>.
20. **MECAPEDIA. Enciclopedia pública sobre Ingeniería Mecánica.** [En línea] <http://www.mecapedia.uji.es/Index.html>.
21. **EURODRIVE, SEW. Servoreductores.** [En línea] <https://www.sew-eurodrive.es/inicio.html>.
22. **BEARINGS, TBS TRADE.** Husillo de bolas laminado SX/BX 25x5 R. [En línea] https://es.tradebearings.com/SX_BX_25x5_R-314920.html.

1.9 RESUMEN DEL PRESUPUESTO

En este apartado se muestra un resumen del presupuesto, el presupuesto detallado se muestra en la sección PRESUPUESTO.

Descripción	Valor
Elementos comerciales	18.605,04 €
Materia Prima	11.635,02 €
Diseño y fabricación	15.087,1 €
SUBTOTAL	45.327,16 €
BENEFICIO 35%	15.864,506 €
SUBTOTAL	61.191,66 €
IVA 21%	12.850,25 €
TOTAL	74.041,92€

Tabla 16: Resumen del presupuesto.

Se puede confirmar que el presupuesto no supera el valor límite que se indica en los requisitos de la instalación de 100.000 €.

1.10 VIABILIDAD ECONÓMICA

En este apartado se realiza un estudio de viabilidad económica para determinar la rentabilidad del proyecto. Para ello, se calculan los indicadores de la rentabilidad valor actual neto (VAN), tasa interna de retorno (TIR) y periodo de retorno (PR) a partir de estimaciones de los ingresos y los gastos.

La industria del sector de la madera está experimentando un cambio creciente en el ámbito tecnológico ya que cada vez son más empresas que apuestan por la automatización de sus líneas de producción para maximizar los beneficios.

Según estudios realizados en diferentes ferias nacionales e internacionales, se estima 12 ventas de paletizadores de planchas de madera anuales.

Para el cálculo de los indicadores de la rentabilidad del proyecto se estima una inflación anual (IPC) de 5,7% y un interés nominal (in) de 3,5%.

Este nuevo proyecto conlleva la dificultad de tener que ampliar la maquinaria de fabricación en las instalaciones de EFI Cretaprint para poder cubrir todos los proyectos existentes. Para ello, se han tenido que comprar un torno manual, una máquina de corte laser, máquina de taladrado y roscado y una sierra de cinta. Cabe destacar, que el torno y la sierra de cinta se compartirán con tres proyectos en paralelo, por lo que el coste de este se ha dividido entre tres para repartir gastos en todos los proyectos.

Inversión Inicial			
Maquinaria	Coste (€)	Amortización (años)	Amortización Anual (€)
Torno manual	5.000 €	7	714,29 €
Máquina de taladrado y roscado	2.500 €	7	357,14 €
Máquina de corte laser	30.000,00 €	7	4.285,71 €
Sierra de cinta	500,00 €	7	71,43 €
Inversión Inicial Total	38.000,00 €	Amortización Anual Total	5.428,57 €

Tabla 17: Inversión inicial.

Ingresos Anuales			
Año	Precio de Venta	Número de Ventas	Ingresos
1	61.191,67 €	12	734.299,99 €
2	64.679,59 €	12	776.155,09 €
3	68.366,33 €	12	820.395,93 €
4	72.263,21 €	12	867.158,50 €
5	76.382,21 €	12	916.586,53 €
6	80.736,00 €	12	968.831,97 €
7	85.337,95 €	12	1.024.055,39 €

Tabla 18: Ingresos anuales.

Gastos anuales						
Año	Materia prima	Amortización	Sueldos 4 operarios	Electricidad	Alquiler parcial	Gasto total
1	359.280,72 €	5.428,57 €	81.600,00 €	4.200,00 €	3.000,00 €	453.509,29 €
2	379.759,72 €	5.738,00 €	86.251,20 €	4.439,40 €	3.171,00 €	479.359,32 €
3	401.406,03 €	6.065,07 €	91.167,52 €	4.692,45 €	3.351,75 €	506.682,80 €
4	424.286,17 €	6.410,77 €	96.364,07 €	4.959,92 €	3.542,80 €	535.563,72 €
5	448.470,48 €	6.776,19 €	101.856,82 €	5.242,63 €	3.744,74 €	566.090,85 €
6	474.033,30 €	7.162,43 €	107.662,66 €	5.541,46 €	3.958,19 €	598.358,03 €
7	501.053,20 €	7.570,69 €	113.799,43 €	5.857,32 €	4.183,80 €	632.464,44 €

Tabla 19: Gastos anuales.

$$ir = \frac{\frac{in}{100}}{\frac{IPC}{100}}$$

$$ir = \frac{3,5}{\frac{5,7}{100}} = 0,614$$

Cálculo de Rentabilidad					
Año	Gastos	Ingresos	Beneficio Bruto	Beneficio Neto	Flujo de Caja
1	457.109,29 €	734.299,99 €	277.190,70 €	218.980,65 €	224.409,22 €
2	483.164,52 €	776.155,09 €	292.990,57 €	231.462,55 €	236.891,12 €
3	510.704,90 €	820.395,93 €	309.691,03 €	244.655,92 €	250.084,49 €
4	539.815,08 €	867.158,50 €	327.343,42 €	258.601,30 €	264.029,87 €
5	570.584,54 €	916.586,53 €	346.002,00 €	273.341,58 €	278.770,15 €
6	603.107,86 €	968.831,97 €	365.724,11 €	288.922,05 €	294.350,62 €
7	637.485,00 €	1.024.055,39 €	386.570,39 €	305.390,60 €	310.819,18 €
Promedio					265.622,09 €

Tabla 20: Tabla de rentabilidad.

Con las siguientes fórmulas se calcula los indicadores de rentabilidad del VAN, TIR y periodo de retorno.

$$VAN = -I_0 + \sum_{n=1}^N \frac{FC_n}{(1+i_r)^n} \quad -I_0 + \sum_{n=0}^N \frac{FC_n}{(1+i)^n} = 0 \quad PR = \frac{\text{Inversión total}}{\text{FC promedio anual}}$$

VAN	1432872
TIR	50,575
PERIODO DE RETORNO	0,14370024

Tabla 21: VAN, TIR y periodo de retorno

Con estos indicadores se confirma que el proyecto es rentable, ya que el valor del VAN es mayor a 0 esto indica que el beneficio generado es mayor que la inversión, además el periodo de retorno es inferior a un año y el TIR es mayor que interés real 0,614, esto indica que la rentabilidad del proyecto es mayor a la mínima exigible.

2 ANEXOS

ÍNDICE DE LOS ANEXOS:

2	ANEXOS.....	53
2.1	CÁLCULOS.....	56
2.1.1	Transporte de Rodillos.....	56
2.1.1.1	Cálculo de la resistencia de los rodillos.....	56
2.1.1.2	Motor y reductor.....	58
2.1.1.3	Piñones.....	60
2.1.1.4	Selección de la cadena.....	61
2.1.1.5	Longitud de la cadena en el tramo motor-cadena de rodillos.....	65
2.1.1.6	Longitud de la cadena en el tramo piñones rodillo-rodillo.....	66
2.1.1.7	Rodamientos de los rodillos.....	67
2.1.2	Sistema de ventosas.....	71
2.1.2.1	Aceleraciones del sistema.....	71
2.1.2.1.1	Tiempos de maniobra.....	71
2.1.2.1.2	Aceleraciones de ascenso y descenso del pistón.....	72
2.1.2.1.3	Aceleración del transporte con material.....	72
2.1.2.1.4	Aceleración de transporte sin material.....	73
2.1.2.2	Fuerza de retención teórica vertical.....	73
2.1.2.3	Fuerza de retención teórica horizontal.....	74
2.1.2.4	Selección de las ventosas a utilizar.....	74
2.1.2.5	Selección de las bielas elásticas.....	75
2.1.2.6	Selección del generador de vacío.....	76
2.1.3	Sistema de elevación de la carga.....	77
2.1.4	Sistema de transporte lateral.....	78
2.1.4.1	Cálculo del peso de arrastre.....	78
2.1.4.2	Potencia a transmitir.....	78
2.1.4.3	Cálculo de la correa dentada.....	79
2.1.4.4	Selección del servomotor.....	82
2.1.4.5	Selección del rodamiento rígido de bolas.....	82
2.1.4.6	Selección de los patines laterales.....	84
2.1.5	Sistema de elevación.....	87
2.1.5.1	Selección del sistema de husillos.....	87
2.1.5.2	Selección de los acoplamientos elásticos.....	89
2.1.5.3	Selección del motor de elevación.....	90
2.1.5.4	Selección de los reenvíos.....	92
2.1.5.5	Selección de los rodamientos sistema de elevación.....	92
2.2	INFORMES.....	96
2.2.1	Informe estático del bastidor principal.....	96
2.2.2	Informe estático travesañ mesa de rodillos.....	99
2.2.3	Informe estático de la estructura de ventosas.....	102
2.2.4	Informe estático del soporte de pistones superior.....	105
2.2.5	Informe estático del bastidor de la mesa de elevación.....	108

2.1 Cálculos.

2.1.1 Transporte de Rodillos.

En este apartado se van a realizar los cálculos necesarios para el diseño del sistema de transporte:

- Cálculo de resistencia de los rodillos, donde previamente se calculará el peso máximo del sustrato.
- Selección del motorreductor, calculado a través de la velocidad de producción y el par de arrastre producido por el peso máximo del sustrato.
- Selección de los piñones y cadenas en función del par de arrastre, velocidad angular del sistema y longitud de las cadenas.
- Selección de los rodamientos a utilizar en los laterales de los rodillos en función de la potencia a transmitir.

2.1.1.1 Cálculo de la resistencia de los rodillos.

En esta sección se va a calcular el número de rodillos, el diámetro y el espacio entre los rodillos para todos los tramos. Para este cálculo se va a fijar una longitud de la mesa de rodillos de 1700mm. Como ya se ha comentado anteriormente en la sección de Requisitos de diseño el cliente trabaja con las siguientes maderas:

Tipo de madera	Densidad
Nogal	680 kg/m ³
Cerezo	630 kg/m ³
Roble	650 kg/m ³
Haya	750 kg/m ³

Tabla 22: Densidades de los distintos tipos de madera.

Se pretende utilizar preferentemente un diámetro de rodillo de 50mm ya que elegir un diámetro inferior aumentaría el número de tubos a poner y con ello aumentaría el precio. Sin embargo, aumentar el diámetro disminuiría los puntos de apoyo y con ello aumentaría la posibilidad de que las planchas pudiesen resbalar con los rodillos.

Primero se ha de calcular el peso máximo que la máquina ha de soportar.

$$g_{max} = \rho_{max} \cdot V_{max}$$

$$g_{max} = 750 \cdot 0,049 = 36,75 \text{ kg}$$

$$Peso_{max} = \rho_{max} \cdot V_{max} \cdot g$$

$$Peso_{max} = 750 \cdot 0,049 \cdot 9,81 = 360,517 \text{ N}$$

Donde:

$$\rho_{max} = 750 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_{max} = 1400 \cdot 700 \cdot 50 = 49 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 0,049 \text{ m}^3$$

A continuación, se va a calcular el peso que soporta cada rodillo, pero para ello antes se ha de calcular el número de rodillos que soportará una plancha de longitud 1400mm sabiendo que la distancia entre rodillos es de 10mm:

$$Longitud_{max} = (n_{rodillos} \cdot D_{rodillo}) + (n_{rodillos} - 1) \cdot (Distancia_{entre \ rodillos})$$

Despejando se obtiene:

$$n_{rodillos} = 17.11$$

Donde:

$$Longitud_{max} = 1400mm$$

$$D_{rodillo} = 30 mm$$

$$Distancia_{entre rodillos} = 55mm$$

El peso que cada rodillo soporta es:

$$Peso_{por rodillo} = \frac{Peso_{max}}{n_{rodillos}}$$

$$Peso_{por rodillo} = \frac{360,517}{17} = 21,207 N$$

El peso al estar distribuido de forma uniforme a lo largo de 700mm del rodillo se obtiene una carga por unidad lineal de:

$$Peso\ lineal_{por rodillo} = \frac{Peso_{por rodillo}}{Anchura\ máxima_{por rodillo}}$$

$$Peso\ lineal_{por rodillo} = \frac{15674,67}{700} = 22,4 N/mm$$

El sistema tiene la siguiente representación teniendo en cuenta que la longitud del rodillo es de 1000mm:

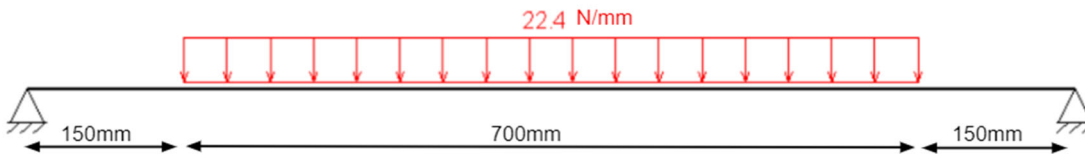


Ilustración 17: Esquema de fuerzas del rodillo

A continuación, se van a mostrar las gráficas de esfuerzos cortantes, momentos flectores y desplazamientos obtenidos a través del programa MEFI.

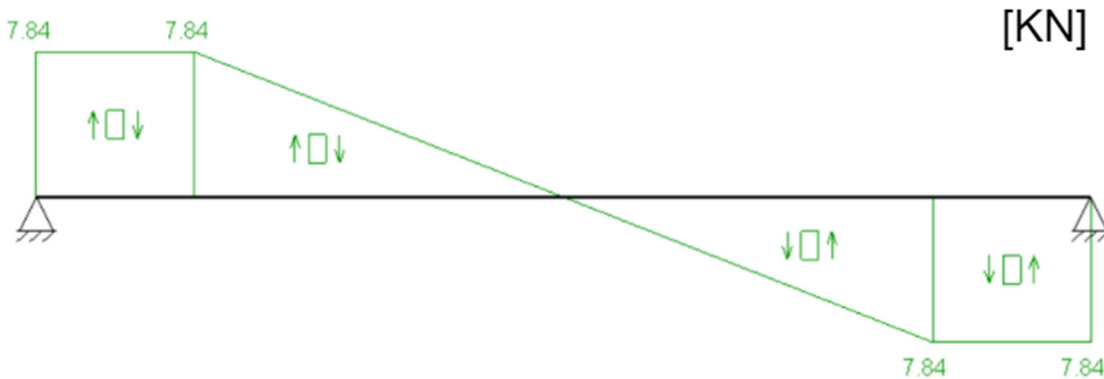


Ilustración 18: Esfuerzos cortantes del rodillo

[KN.m]

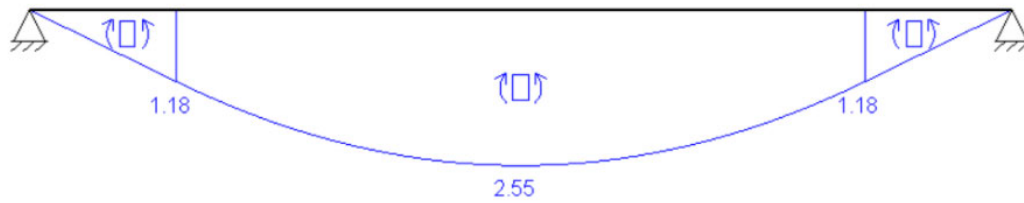


Ilustración 19: Momento flector del rodillo

[mm]

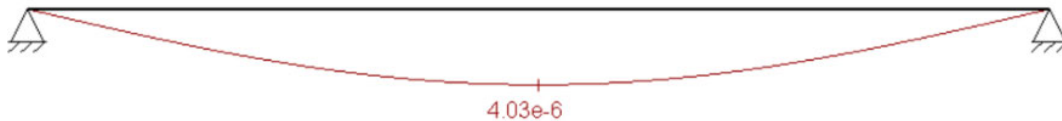


Ilustración 20: Deformada del rodillo

Del programa se obtiene el valor de Von Mises, este valor toma un valor de $3.3070e+05$ Pa. El criterio de Von Mises se denomina criterio de máxima energía de distorsión y sirve para comprobar en materiales dúctiles si el material falla bajo cargas estáticas.

A continuación, se va a calcular el valor del coeficiente de seguridad:

$$n_s = \frac{S_y}{VM}$$

$$n_s = \frac{275 \cdot 10^6}{3,307 \cdot 10^5} = 831$$

Este coeficiente al ser mayor que 0 asegura que los rodillos pueden soportar el peso del sustrato sin ningún problema. No es necesario reducir el diámetro de los tubos ya que si se redujese dificultaría la selección de rodamientos que posteriormente se detalla.

2.1.1.2 Motor y reductor.

En esta sección se van a exponer los cálculos necesarios para la selección del motor con su correspondiente reductor. Se ha de conocer con anterioridad el peso de la materia a transportar a la salida de la impresora, así como la velocidad de producción correspondiente. Estos datos provienen de los requisitos del cliente que se han comentado anteriormente (Dimensiones máximas del sustrato 1400 x 700 x 50 mm).

Para la selección del motor y su reductor correspondiente se tendrá que calcular la potencia de cada rodillo para ello, primero se ha de calcular el par de arrastre con el peso por rodillo calculado junto con la fuerza de rozamiento. Por seguridad se va a calcular en la situación más desfavorable, esta situación se da cuando la mesa tiene todos los rodillos con sustrato. Es decir, tiene un sustrato entero y parte de otro tal y como se ve en la siguiente imagen:

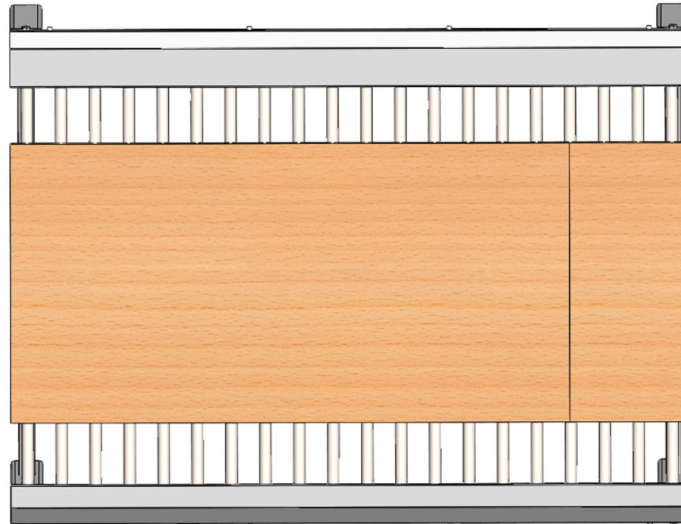


Ilustración 21: Transporte con sustratos.

El cálculo del par de arrastre en cada rodillo es el siguiente:

$$M = F_t \cdot R$$

$$M = 11,240 \cdot 0,015 = 0,169 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Siendo:

$$F_t = \text{Peso}_{\text{por rodillo}} \cdot \mu$$

$$F_t = 21,207 \cdot 0,53 = 11,240 \text{ N}$$

Donde:

$$R = \text{Radio del rodillo} = 15\text{mm}$$

$$\mu = \text{Rozamiento entre metal y madera} = 0,53$$

$$\text{Peso}_{\text{por rodillo}} = 21,207 \text{ N}$$

Para el cálculo de la potencia se utilizará la siguiente formula:

$$H_{\text{rodillo}} = M_{\text{rodillo}} \cdot \omega_{\text{rodillo}}$$

$$H_{\text{rodillo}} = 0,169 \cdot 22,2 = 3,75 \text{ W}$$

Siendo:

$$\omega = \frac{v}{R}$$

$$\omega_{\text{rodillo}} = \frac{0,333}{0,015} = 22,2 \text{ rad/s} = 211,99 \text{ rpm}$$

Donde:

$$v = \text{velocidad de producción} = 20 \text{ m/min} = 0,333 \text{ m/s}$$

Por último, se va a traspasar todas las potencias al eje del motor, teniendo en cuenta que este tiene la misma velocidad angular que los rodillos y se le aplicará un coeficiente de seguridad de 2 para asegurar un correcto funcionamiento en cualquier situación adversa.

$$H_m \cdot \omega_m = \left(\sum H_{\text{rodillo}} \cdot \omega_{\text{rodillo}} \right) \cdot 2$$

$$H_m = 20 \cdot 3,75 \cdot 2 = 150 \text{ W}$$

Con los valores de potencia y velocidad mínima necesaria para el correcto funcionamiento del sistema de transporte se decide utilizar un motorreductor de la empresa Motovario que asegura el correcto funcionamiento del sistema.

0,18 kW							
n2 [rpm]	M2 [Nm]	fs	i	Reductor	Tamaño Motor	Polos	Fr2 [N]
377,0	4	3,2	7,50	NMRV030	63A	2	542
283,0	5	2,5	10,00	NMRV030	63A	2	597
272,0	6	3,5	5,00	NMRV030	63B	4	597
189,0	8	1,7	15,00	NMRV030	63A	2	683
189,0	8	4,0	15,00	NMRV040	63A	2	1315
181,0	8	2,4	7,50	NMRV030	63B	4	683
141,5	10	1,2	20,00	NMRV030	63A	2	752
141,5	10	2,8	20,00	NMRV040	63A	2	1447
136,0	11	1,8	10,00	NMRV030	63B	4	752
120,0	12	3,8	7,50	NMRV040	71A	6	1524
113,2	12	1,4	25,00	NMRV030	63A	2	810
113,2	12	2,3	25,00	NMRV040	63A	2	1559
94,0	13	1,1	30,00	NMRV030	63A	2	861
94,0	14	2,4	30,00	NMRV040	63A	2	1657
91,0	15	1,3	15,00	NMRV030	63B	4	861
91,0	16	2,8	15,00	NMRV040	63B	4	1657
90,0	16	3,0	10,00	NMRV040	71A	6	1677
70,8	16	0,9	40,00	NMRV030	63A	2	948
70,8	18	1,7	40,00	NMRV040	63A	2	1824
70,8	18	3,2	40,00	NMRV050	63A	2	2503
68,5	19	0,9	20,00	NMRV030	63B	4	948
68,5	20	2,1	20,00	NMRV040	63B	4	1824
61,4	22	2,6	22,08	HA31+NMRV040	63B	4	1917
60,0	23	2,2	15,00	NMRV040	71A	6	1920
57,3	24	2,6	23,75	HA31+NMRV040	63B	4	1964
57,3	24	3,0	23,75	HA31+NMRV050	63B	4	2696

Ilustración 22: Motor y reductor del sistema de rodillos.

Desde el catálogo de motorreductores de tornillo sin fin de la empresa Motovario se ha buscado el motor que cumpla con las necesidades del sistema. Para ello se ha de buscar un motor que tenga las misma potencia y velocidad angular o en su defecto superior para poder satisfacer estas necesidades.

Se ha elegido un reductor NMRV030 con una relación de transmisión $i=5$ junto con el motor 63B de 4 polos. El conjunto motorreductor facilita una potencia de 180 W y 272 rpm superiores a las necesidades del sistema, por lo que será necesario el uso de un variador de frecuencia para lograr la velocidad deseada.

2.1.1.3 Piñones

El sistema de rodillos tiene una relación de transmisión $i=1$ como se ha comentado anteriormente por ello, todos los piñones tendrán el mismo diámetro y paso.

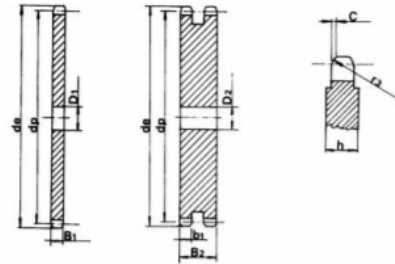
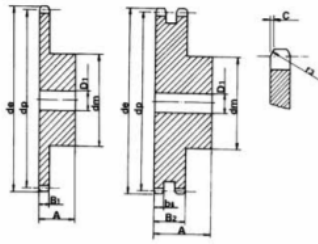
Se ha elegido una cadena 05B-1 que tiene un paso de 8 mm, esta selección puede verse en los cálculos posteriores de la cadena.

Se decide utilizar piñones de 21 dientes ya que siguiendo las recomendaciones del proveedor Renold para asegurar el correcto funcionamiento del sistema sin excesivas vibraciones ni desgaste es recomendable utilizar más de 19 dientes y no exceder 25 si el sistema no funciona a altas velocidades.

Sabiendo que el número de dientes es 21 y el paso de la cadena es 8 se selecciona el piñón 05B-1-2 con las dimensiones que muestra la siguiente tabla normalizada según las normas: a DIN 8187 ISO/R 606.

8 x 3 mm / 05B-1-2

Para cadenas de rodillos conformes a la norma DIN 8187 ISO/R 606 / Pour chaînes à rouleaux conformément à la norme DIN 8187 ISO/R 606 / For roller chains in compliance with DIN 8187 ISO/R 606



El tamaño del disco aumenta en h = 4 mm a partir de Z.51 y Z.76
La taille du disque est augmentée de h = 4 mm en partant de Z.51 et Z.76
The wheel disc size is increased by h = 4mm starting from Z.51 and Z.76

El tamaño del disco aumenta en h = 4 mm a partir de Z.46
La taille du disque est augmentée de h = 4 mm en partant de Z.46
The wheel disc size is increased by h = 4mm starting from Z.46

Piñón / Pignon / Sprocket	mm
Radio de los dientes r3 / Rayon des dents r3 / Tooth radius r3	8
Ancho del radio C / Largeur du rayon C / Radius width C	1.0
Ancho de los dientes B1 / Largeur des dents B1 / Sprocket tooth width B1	2.8
Ancho de los dientes b1 / Largeur des dents b1 / Sprocket tooth width b1	2.7
Ancho de los dientes B2 / Largeur des dents B2 / Sprocket tooth width B2	8.3

Disco / Plateau / Platewheel	mm
Radio de los dientes r3 / Rayon des dents r3 / Tooth radius r3	8
Ancho del radio C / Largeur du rayon C / Radius width C	1.0
Ancho de diente B1 / Largeur des dents B1 / Plate tooth width B1	2.8
Ancho de diente b1 / Largeur des dents b1 / Plate tooth width b1	2.7
Ancho de diente B2 / Largeur des dents B2 / Plate tooth width B2	8.3

Cadena / Chaîne / Chain	mm
Paso de cadena / Passage de chaîne / Pitch	8
Ancho interior / Largeur intérieure / Internal width	3
Diám. rodillo / Rouleaux - Ø / Roller - Ø	5

Cadena / Chaîne / Chain	mm
Paso de cadena / Passage de chaîne / Pitch	8
Ancho interior / Largeur intérieure / Internal width	3
Diám. rodillo / Rouleaux - Ø / Roller - Ø	5

Z	de	dp	Simple / Simple / Simple			Doble / Double / Double		
			dm	D1	A	dm	D1	A
8	24.0	20.90	13	6	12	12	8	18
9	26.6	23.39	15	6	12	15	8	18
10	29.2	25.89	17	8	12	17	8	18
11	31.7	28.39	18	8	13	19	10	18
12	34.2	30.91	20	8	13	21	10	18
13	36.7	33.42	23	8	13	24	10	18
14	39.2	35.95	25	8	13	26	10	18
15	41.7	38.48	28	8	13	29	10	18
16	44.3	41.01	30	8	14	32	10	20
17	46.8	43.53	30	8	14	34	10	20
18	49.3	46.07	30	8	14	37	10	20
19	51.9	48.61	30	8	14	39	10	20
20	54.4	51.14	30	8	14	40	10	20
21	57.0	53.68	35	8	14	40	10	20
22	59.5	56.21	35	8	14	40	10	20
23	62.0	58.75	35	8	14	40	10	20
24	64.6	61.29	35	8	14	40	10	20
25	67.5	63.83	35	8	14	40	10	20
28	69.5	66.37	40	10	16	50	12	22
27	72.2	68.91	40	10	16	50	12	22
28	74.8	71.45	40	10	16	50	12	22
29	77.3	73.99	40	10	16	50	12	22

Z	de	dp	S		Z	de	dp	S	
			D1	D2				D1	D2
8	24.0	20.90	6	6	44	115.5	112.14	12	14
9	26.6	23.39	6	6	45	118.0	114.69	12	14
10	29.2	25.89	8	8	46	120.6	117.23	12	14
11	31.7	28.39	8	8	47	123.1	119.77	12	14
12	34.2	30.91	8	8	48	125.6	122.32	12	14
13	36.7	33.42	8	8	49	128.2	124.86	12	14
14	39.2	35.95	8	8	50	130.7	127.41	12	14
15	41.7	38.48	8	8	51	133.3	129.95	14	16
16	44.3	41.01	8	10	52	135.8	132.49	14	16
17	46.8	43.53	8	10	53	138.4	135.04	14	16
18	49.3	46.07	8	10	54	140.9	137.59	14	16
19	51.9	48.61	8	10	55	143.5	140.13	14	16
20	54.4	51.14	8	10	56	146.0	142.68	14	16
21	57.0	53.68	8	10	57	148.6	145.22	14	16
22	59.5	56.21	8	10	58	151.0	147.77	14	16
23	62.0	58.75	8	10	59	153.6	150.31	14	16
24	64.6	61.29	8	10	60	156.2	152.85	14	16
25	67.5	63.83	8	10	62	162.0	157.95	16	20
26	69.5	66.37	10	12	64	167.1	163.04	16	20
27	72.2	68.91	10	12	65	169.6	165.58	16	20

Ilustración 23: Selección piñón 05B-1-2

De la tabla se concluye que los piñones tienen un diámetro externo (de) de 57mm y un diámetro primitivo (dp) de 53,68mm.

2.1.1.4 Selección de la cadena

Para la elección de la cadena, primero se ha de valorar las condiciones bajo las que el sistema trabaja. La paletizadora está destinada al sector de la madera, este sector se caracteriza por tener muchas partículas sólidas en suspensión (aserrín) procedentes de las máquinas de corte y rectificado. El aserrín al entrar en contacto continuo con las cadenas y piñones aumenta levemente el desgaste normal del conjunto, además, el aserrín tiene un gran poder de absorción que elimina con rapidez los aceites y grasas de los elementos mecánicos, por ello, el sistema cadena-piñones debe ser limpiado y engrasado con una periodicidad más elevada de lo habitual.

Este sistema funciona de forma continua e interrumpida con una velocidad moderada como ya se ha mencionado anteriormente por lo que no es necesario altas prestaciones de velocidad, fatiga ni carga de choque.

Con esta información y con la ayuda de selección de cadenas de Renold se ha elegido la cadena Renold A&S que asegura una larga vida útil con las condiciones en la que se encuentra el paletizador.

Características / Entorno	Desgaste	Rendimiento a la fatiga	Alta velocidad	Carga de choque	Uso general	"Fácil de romper"	Bajo mantenimiento	Entorno alimentario	Entorno corrosivo	Entorno abrasivo	Ambiente húmedo
Cadenas de transmisión											
Renold Synergy	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★	✓	✓		☎	X	X	X
Renold Brand	★★★★	★★★★	★★★★	★★★★	✓	✓		☎	X	X	X
Renold A&S	★★★	★★★	★★★	★★★	✓			☎	X	X	X
Renold SD	★★	★★	★★	★★	✓			☎	X	X	X
Cadenas solución											
Renold Syno NP	★★★	★★★	X	★★			✓	✓	X	X	X
Renold Syno PB	★★★	★★★	X	★★			✓	☎	☎	X	✓
Renold Syno PC	★	★	X	★			✓	✓	☎	X	✓
Renold Sovereign	★★★★★	★★★★★	★★★★★	★★★★★			✓	☎	X	✓	X
Nickel Plated Chain	★★★★	★★★	★★★★	★★★			X	☎	☎	X	✓
Stainless Steel Chain	★★	★★	X	★★			X	✓	✓	X	✓
Zinc Plated Chain	★★★	★★★	★★★★	★★★			X	X	☎	X	✓
Renold Hydro Service	★★★	★★★★	★★★★	★★★★			X	☎	☎	X	✓

Clave: ★★★★★Excepcional ★★★★★Excelente ★★★★★Muy bueno ★★★★★Bueno

Ilustración 24: Cadenas Renold.

La potencia real de transmisión de la cadena es:

$$H_{Cadena} = H_m \cdot f_1 \cdot f_2$$

$$H_{Cadena} = 0,18 \cdot 1 \cdot 0,91 = 0,16 \text{ KW}$$

Siendo:

El factor f1 permite tomar en consideración cualquier sobrecarga dinámica en el funcionamiento de la cadena, esta toma un valor de 1 y se selecciona de la siguiente tabla:

CARACTERÍSTICAS DE LA MAQUINA A MOVER		CARACTERÍSTICAS DEL PROPULSOR		
		FUNCIONAMIENTO SUAVE Motores eléctricos, Turbinas a vapor y gas, Motores de explosión con acoplamiento hidráulico	LIGERAMENTE IMPULSIVO Motores de explosión de 6 o más cilindros con acoplamiento mecánico, Motores eléctricos con arrancadas frecuentes	MEDIANAMENTE IMPULSIVO Motores de explosión de menos de 6 cilindros con acoplamiento mecánico
FUNCIONAMIENTO SUAVE	Bombas centrífugas y Compresores, Máquinas de Imprenta, Calandras de papel Cintas transportadoras con cargas uniformes, Escaleras, Agitadores de líquidos y Mezcladores, Secadores rotativos, Ventiladores.	1	1.1	1.3
MEDIANAMENTE IMPULSIVA	Bombas y compresores (3 cil+) Hormigoneras, Cintas transportadoras con cargas no uniformes, Agitadores y Mezcladores de sólidos.	1.4	1.5	1.7
ALTAMENTE IMPULSIVA	Aplanadoras, Excavadoras, Molinos de bolas, Molinos mezcladores de caucho, Prensas y Cizallas, Bombas y Compresores de 1 & 2 cil.	1.8	1.9	2.1

Ilustración 25: Factor f1 (sobrecarga dinámica).

El factor f2 es un valor que permite ajustar el modelo que se está calculando al de la tabla BS/ANSI para la selección de cadenas, esta tabla está basada en piñones de 19 dientes.

Para piñones de medidas estándar se utiliza la siguiente tabla:

Factores f_2 para piñones de medidas standard	
Z_1	f_2
15	1.27
17	1.12
19	1.00
21	0.91
23	0.83
25	0.76

Ilustración 26: Factor f_2 (correlación de dientes).

En este caso el valor f_2 toma un valor de 0.91.

Posteriormente con los valores de potencia de la cadena, la velocidad máxima del motorreductor y teniendo en cuenta que se usará una cadena simple se llega a la conclusión que el paso necesario de la cadena es de 8mm según la siguiente gráfica de selección de cadenas BS/ISO.

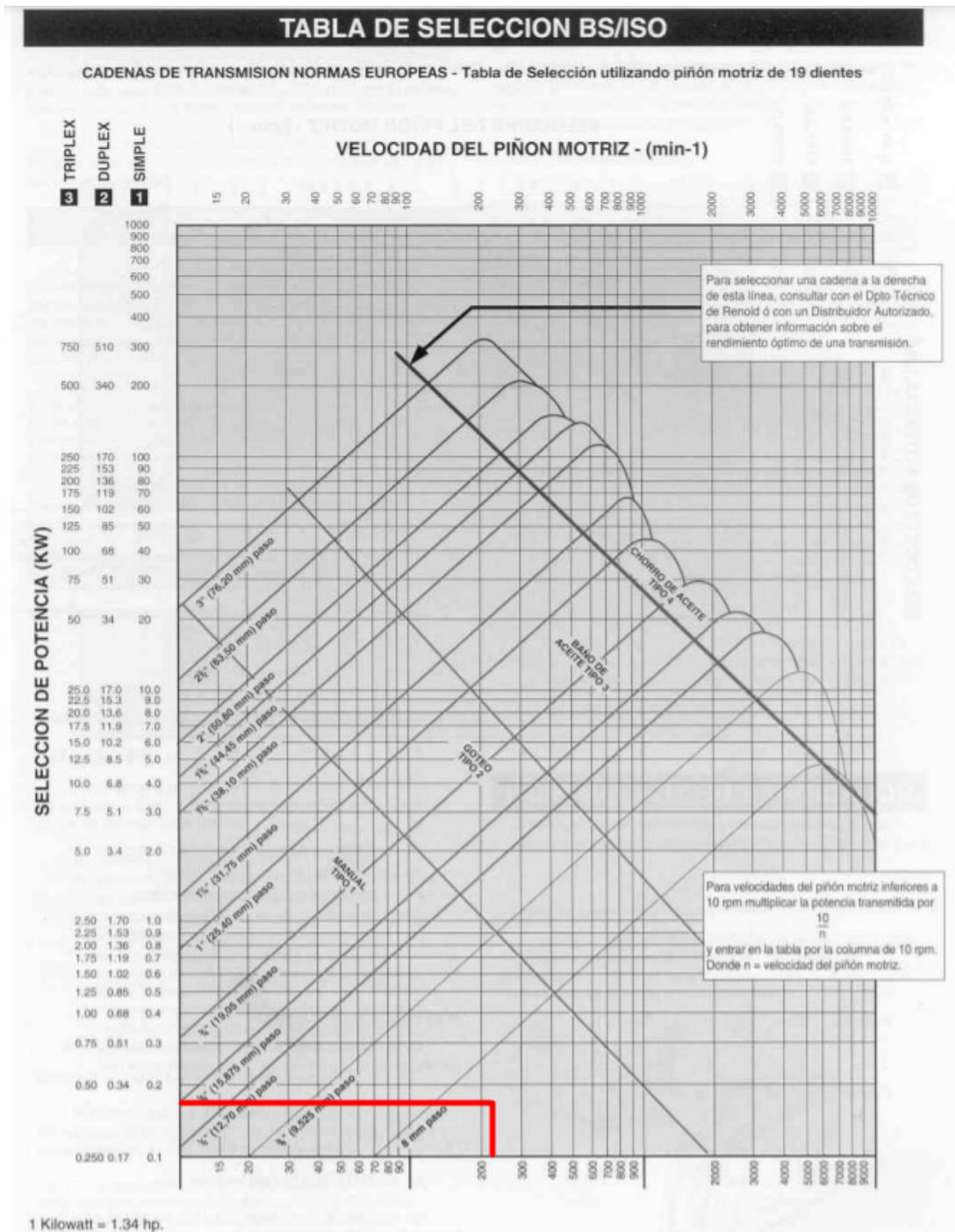



Ilustración 27: Tabla BS/ISO para selección de cadenas.

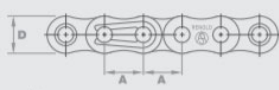



Con el tipo de cadena de Renold y con el paso que la cadena se elige del catálogo la cadena AR05B1 tal y como muestra la siguiente tabla:





Page 28


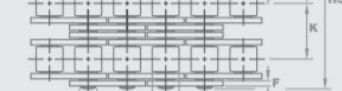


Section 1

Renold A&S All-purpose Standard Chain



Chain Ref.		Technical Details (mm)												Connecting Links				
Renold Chain No.	ISO Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	ISO606 Tensile Strength (NEW/DMS)	Weight (kg/m)				
				MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	NOM	MIN					
European (BS) Standard - Simplex																		
1000001	-	0.158	4.000	2.70	2.50	4.10	0.57	0.57	1.65	6.8	1.2	-	1800	0.07	4	107	11	
AR03B1	03	0.197	5.000	2.50	3.20	4.10	0.60	0.60	1.49	7.4	1.3	-	2200	0.08	4	107	26	30
AR04B1	04	0.236	6.000	2.80	4.00	5.00	0.60	0.60	1.85	7.4	1.0	-	3000	0.12	4	107	26	30
AR05B1	05B-1	0.315	8.000	3.00	5.00	7.11	0.76	0.76	2.31	8.6	1.5	-	4400	0.18	4	107	26	30
AR06B1*	06B-1	0.375	9.525	5.72	6.35	8.20	1.29	1.04	3.28	12.5	1.3	-	8900	0.39	4	107	26	30
AR08B1**	08B-1	0.500	12.700	7.75	8.51	11.70	1.55	1.55	4.45	16.5	2.0	-	17800	0.70	4	107	26	30
AR10B1**	10B-1	0.625	15.875	9.65	10.16	14.60	1.55	1.55	5.08	18.8	2.5	-	22200	0.96	4	107	26	30

Ilustración 28: Selección de la cadena transporte de rodillos.

2.1.1.5 Longitud de la cadena en el tramo motor-cadena de rodillos

A continuación, se procederá a calcular la distancia entre el piñón del motor y el piñón mediante el uso del siguiente croquis:

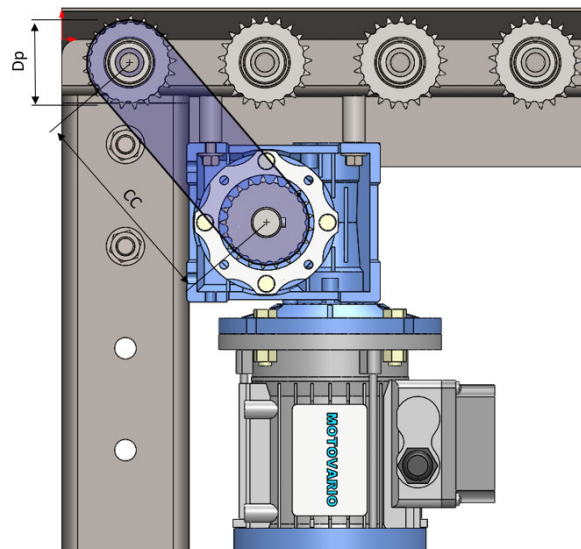


Ilustración 29: Croquis piñón motor- piñón rodillo

$$L_{cadena} = (2 \cdot \pi \cdot \frac{D_p}{2}) + (2 \cdot CC)$$

$$L_{cadena} = (2 \cdot \pi \cdot \frac{52,68}{2}) + (2 \cdot 132,27) = 349,28 \text{ mm}$$

Donde:

Dp= Diámetro de paso= 52,68 mm.

CC= Distancia entre centros= 132,27 mm.

El número de eslabones se calcula dividiendo la longitud de la cadena entre el paso de estos.

$$N_{Eslabones} = \frac{L_{cadena}}{P}$$

$$N_{Eslabones} = \frac{595,54}{8} = 53,75 \approx 54$$

Donde:

P= Paso de la cadena= 8 mm.

2.1.1.6 Longitud de la cadena en el tramo piñones rodillo-rodillo.

A continuación, se procederá a calcular la distancia entre los piñones de los rodillos mediante el uso del siguiente croquis:

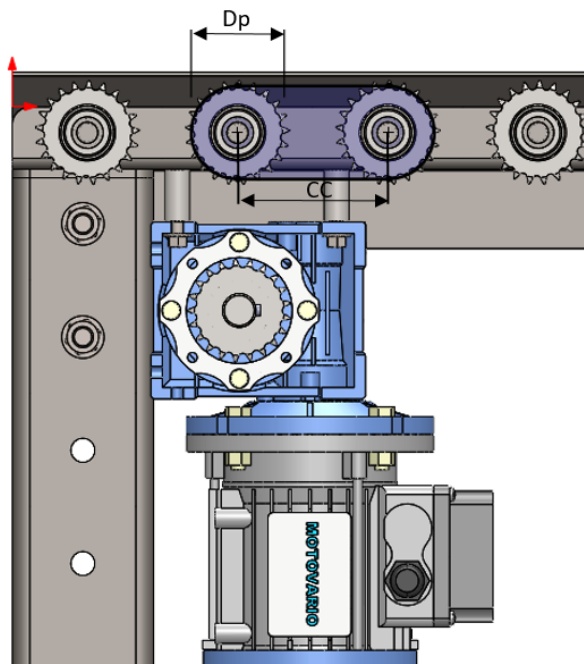


Ilustración 30: Longitud cadena entre rodillos

$$L_{cadena} = (2 \cdot \pi \cdot \frac{D_p}{2}) + (2 \cdot CC)$$

$$L_{cadena} = (2 \cdot \pi \cdot \frac{52,68}{2}) + (2 \cdot 85) = 335,5 \text{ mm}$$

Donde:

Dp= Diámetro de paso= 52,68 mm.

CC= Distancia entre centros= 85 mm.

El número de eslabones se calcula dividiendo la longitud de la cadena entre el paso de estos.

$$N_{Eslabones} = \frac{L_{cadena}}{P}$$

$$N_{Eslabones} = \frac{335,5}{8} = 41,93 \approx 42$$

Donde:

P= Paso de la cadena= 8 mm.

2.1.1.7 Rodamientos de los rodillos.

En este apartado se van a seleccionar los rodamientos que se ubican en los extremos de los rodillos, para ello primero se calculará los esfuerzos radiales que deben de soportar los rodamientos siguiendo el siguiente esquema.

Viéndolo desde el plano X-Y:

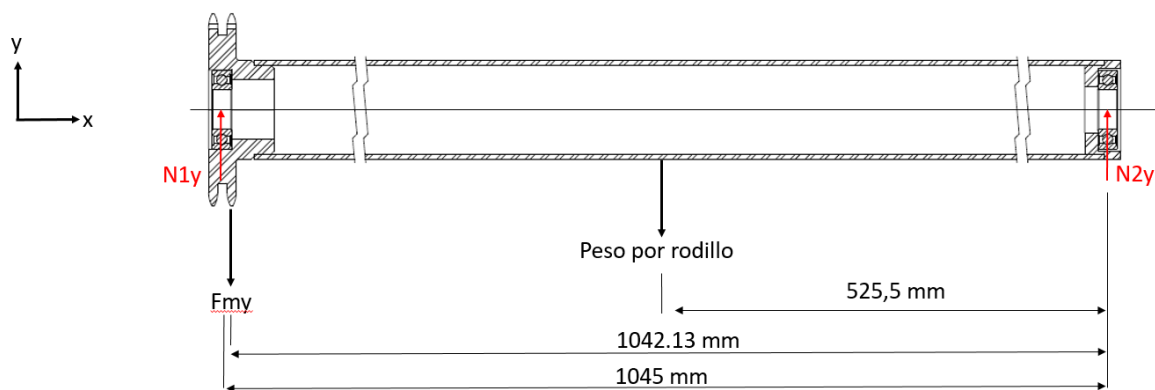


Ilustración 31: Plano X-Y(Rodillo)

$$\sum F_y = 0$$

$$N1_y + N2_y = Fm_y + \text{Peso}_{\text{porrodillo}}$$

$$N1_y + N2_y = 430,56 + 21,207$$

$$N1_y + N2_y = 451,767$$

$$N2_y = 11,717 \text{ N}$$

$$\sum M_z \text{ en } N2 = 0$$

$$-(N1_y \cdot 1,045) + (Fm_y \cdot 1,04213) + (\text{Peso}_{\text{porrodillo}} \cdot 0,5255) = 0$$

$$-(N1_y \cdot 1,045) + (430,56 \cdot 1,04213) + (21,207 \cdot 0,5255) = 0$$

$$(1,045 \cdot N1_y) = 459,84$$

$$N1_y = 440,04 \text{ N}$$

Viéndolo desde el plano X-Z:

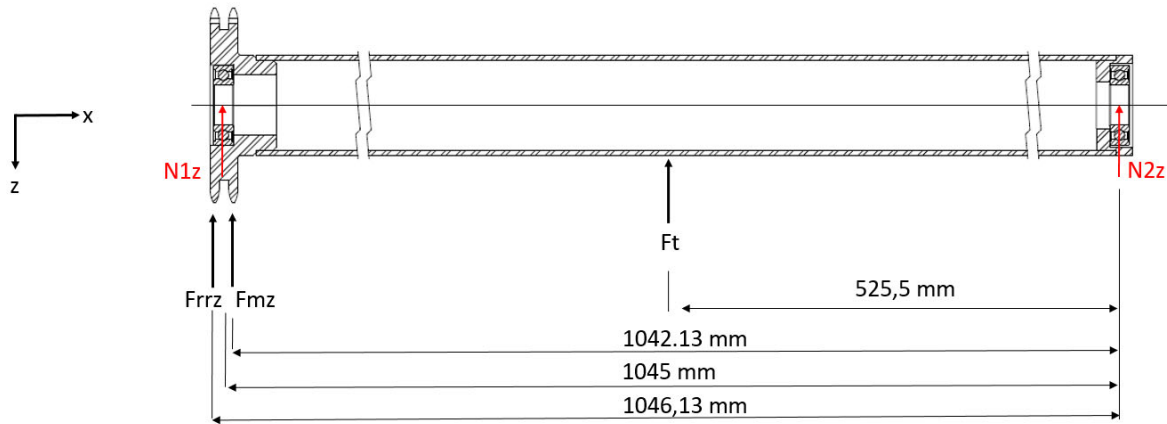


Ilustración 32: Plano Z-X(Rodillo)

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{rrz} + F_{mz} + F_t + N1_z + N2_z = 0$$

$$699,14 + 512,22 + 11,240 + N1_z + N2_z = 0$$

$$N1_z + N2_z = -1222,6$$

$$N2_z = -6.24 N$$

$$\sum M_y \text{ en } N2 = 0$$

$$-(F_{rrz} \cdot 1,04613) - (N1_z \cdot 1,045) - (Fm_z \cdot 1,04213) - (F_t \cdot 0,5255) = 0$$

$$-(699,14 \cdot 1,04613) - (N1_z \cdot 1,045) - (512,22 \cdot 1,04213) - (11,240 \cdot 0,5255) = 0$$

$$(N1_z \cdot 1,045) = -1271,10$$

$$N1_z = -1216,36 N$$

Siendo:

$$F_m = \text{Fuerza tangencial del motor} = \frac{2 \cdot H_m}{D_p} = \frac{2 \cdot 180}{0,538} = 699,14 N$$

$$F_{m_y} = \text{Fuerza tangencial del motor en Y} = F_m \cdot \text{sen}(40,05) = 430,56 N$$

$$F_{m_z} = \text{Fuerza tangencial del motor en Z} = F_m \cdot \text{cos}(40,05) = 512,22 N$$

$$F_{rr_z} = \text{Fuerza rodillo rodillo en Z} \approx F_m = 699,14 N$$

$$\text{Peso}_{\text{por rodillo}} = 21,207 N$$

$$F_t = 11,240 N$$

La carga radial de cada rodamiento es:

$$R_1 = \sqrt{(N1_z)^2 + (N1_y)^2}$$

$$R_1 = \sqrt{(-1216,36)^2 + (440,04)^2} = 1293,51 N$$

$$R_2 = \sqrt{(N2_z)^2 + (N2_y)^2}$$

$$R_2 = \sqrt{(-6,24)^2 + (11,717)^2} = 13,27 N$$

Se calcula la capacidad básica de carga dinámica (C) en cada rodamiento teniendo en cuenta que se quiere obtener vida útil de 20Kh en cada rodamiento. Convertido a revoluciones:

$$Revoluciones = L_D \cdot 60 \left(\frac{min}{h} \right) \cdot w$$

$$Revoluciones = 20000 \cdot 60 \cdot 211,99 = 254,388 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Siendo:

L_D = Vida del rodamiento en horas= 60000h

La capacidad básica dinámica del rodamiento 1 es:

$$\frac{10^6 \text{ rev}}{Revoluciones} = \left(\frac{R_1}{C_1} \right)^3$$

$$\frac{10^6}{254,388 \cdot 10^6} = \left(\frac{1293,51}{C_1} \right)^3$$

$$C_1 = 8196 \text{ N}$$

La capacidad básica dinámica del rodamiento 2 es:

$$\frac{10^6 \text{ rev}}{Revoluciones} = \left(\frac{R_2}{C_2} \right)^3$$

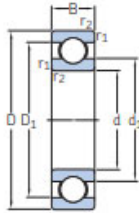
$$\frac{10^6}{254,388 \cdot 10^6} = \left(\frac{13,27}{C_2} \right)^3$$

$$C_2 = 84,08 \text{ N}$$

Con estos valores de carga dinámica y sabiendo que el valor interno del rodamiento debe ser 12 mm se eligen los rodamientos rígidos de bolas de la marca SKF.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 12 – 15 mm

1.1



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	-	20 000	0,0063	► 61801-2RS1	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	36 000	0,0063	► 61801-2Z	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	► 61801	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	-	19 000	0,011	► 61901-2RS1	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	32 000	0,011	► 61901-2Z	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	► 61901	-
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	► 6001	-
	28	8	5,4	2,36	0,1	-	17 000	0,022	► 6001-2RSH	6001-RSH
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	30 000	0,021	► 6001-2RSL	6001-RSL
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	30 000	0,022	► 6001-2Z	6001-Z
	28	12	5,07	2,36	0,1	-	17 000	0,029	63001-2RS1	-
	30	8	5,07	2,36	0,1	-	17 000	0,028	16101-2RS1	-
	30	8	5,07	2,36	0,1	56 000	28 000	0,028	16101-2Z	-
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	16101	-
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	► 6201	-
	32	10	7,28	3,1	0,132	-	15 000	0,038	► 6201-2RSH	6201-RSH
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	26 000	0,038	► 6201-2RSL	6201-RSL
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	26 000	0,039	► 6201-2Z	6201-Z
	32	14	6,89	3,1	0,132	-	15 000	0,045	62201-2RS1	-
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	► 6301	-
37	12	10,1	4,15	0,176	-	14 000	0,062	► 6301-2RSH	6301-RSH	
37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,06	► 6301-2RSL	6301-RSL	
37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,063	► 6301-2Z	6301-Z	
37	17	9,75	4,15	0,176	-	14 000	0,07	62301-2RS1	-	

Tabla 23: Selección de rodamientos para los rodillos de arrastre.

El rodamiento 1 corresponde a la referencia 6301-2RSL y el rodamiento 2 corresponde a la referencia 61901.

2.1.2 Sistema de ventosas.

En este apartado se muestran los cálculos que se han realizado para la selección de las ventosas y el número de ellas para poder transportar los tablones desde el sistema de transporte de rodillos hasta los pallets. Para ello se realizarán los siguientes cálculos:

- Aceleraciones del sistema en función de los tiempos de maniobra.
- Fuerza de retención vertical y horizontal de las ventosas.
- Numero de ventosas a utilizar.
- Selección de la biela elástica a utilizar.
- Selección del generador de vacío.

2.1.2.1 Aceleraciones del sistema.

2.1.2.1.1 Tiempos de maniobra.

En este apartado se calculan las velocidad y aceleraciones del sistema para posteriormente realizar la selección del conjunto de ventosas.

Como ya se ha comentado anteriormente, la máquina funciona a una velocidad de producción de 20m/min, la longitud de las planchas de madera máxima son 1400mm, entre ellas hay separación de 300 mm. Con estos datos se procede al cálculo del número de garras de ventosas que el sistema debe tener para un funcionamiento seguro.

$$N^{\circ}_{piezasminuto} = \frac{V_{Producción}}{L_{Plancha} + S_{planchas}}$$

$$N^{\circ}_{piezasminuto} = \frac{20}{1,400 + 0,300} = 11,76 \text{ planchas}$$

Esto significa que la máquina tendría un tiempo máximo para ejercer la maniobra de:

$$T_{Maniobra} = \frac{60}{N^{\circ}_{piezasminuto}}$$

$$T_{Maniobra} = \frac{60}{11,76} = 5,10 \text{ s}$$

Siendo:

Vproducción=Velocidad de producción= 20 m/min

Lplancha=Longitud de las planchas=1,4 m

Splanchas=Separación entre planchas= 0,3 m

El tiempo calculado es considerado insuficiente para poder realizar la tarea ya que bajo estas condiciones los elementos mecánicos de la instalación trabajan a velocidades muy altas aumentando con ello las probabilidades de fallo e imprecisión del sistema que pueden llegar a acarrear problemas de seguridad. Por ello la decisión final es la elección de dos sistemas de garras que trabajaran en serie. Con ello se tiene un tiempo de maniobra de 10,20 s.

Este tiempo se descompone de la siguiente manera:

TAP=Tiempo de actuación del pistón=1,125 segundos.

TTC=Tiempo en transportar la plancha=3,5 segundos.

TTS=Tiempo de retroceso sin plancha=2,2 segundos.

2.1.2.1.2 Aceleraciones de ascenso y descenso del pistón.

Conocido el tiempo del proceso se calcula la aceleración del proceso:

$$a_{TAP} = \frac{D \cdot 2}{TAC^2}$$

$$a_{TAP} = \frac{0,08 \cdot 2}{1,125^2} = 0,126 \frac{m}{s^2}$$

Siendo:

D=Distancia de elevación=80 mm

2.1.2.1.3 Aceleración del transporte con material.

Para el cálculo de la aceleración en este tramo del transporte, se ha de tener en cuenta que se quiere alcanzar la velocidad máxima del sistema a los 100mm. Es decir, el sistema tendrá un movimiento acelerado hasta los 100mm del recorrido y posteriormente el sistema se moverá a velocidad constante. Las ecuaciones de movimiento acelerado del primer tramo son:

$$V_f = a_{TTC} \cdot t_1$$

$$d_1 = d_0 + V_0 \cdot t_1 + \frac{a_{TTC} \cdot t_1^2}{2}$$

$$0,1 = \frac{a_{TTC} \cdot t_1^2}{2}$$

La ecuación de movimiento no acelerado es:

$$V_f = \frac{d_2}{t_2}$$

$$V_f = \frac{1,0065}{t_2}$$

La relación de tiempos es.

$$TTC = t_1 + t_2$$

$$3,5 = t_1 + t_2$$

Siendo:

D1=Distancia de aceleración= 100 mm

D2= Distancia de velocidad constante=1006,5 mm

V0= Velocidad inicial= 0 m/s

D0= Distancia inicial = 0 mm

Despejando las 4 ecuaciones citadas se obtienen los siguientes resultados:

T1= 0,588 s

ATTC=0,578 m²/s

Vf=0,335 m/s

2.1.2.1.4 Aceleración de transporte sin material.

Conocido el tiempo del proceso se calcula la aceleración del proceso:

$$V_f = a_{TTS} \cdot t_1 \quad (1)$$

$$d_1 = d_0 + V_0 \cdot t_1 + \frac{a_{TTS} \cdot t_1^2}{2}$$

$$0,1 = \frac{a_{TTS} \cdot t_1^2}{2} \quad (2)$$

La ecuación de movimiento no acelerado es:

$$V_f = \frac{d_2}{t_2}$$

$$V_f = \frac{1,0065}{t_2} \quad (3)$$

La relación de tiempos es.

$$TTC = t_1 + t_2$$

$$2,2 = t_1 + t_2 \quad (4)$$

Despejando las 4 ecuaciones citadas se obtienen los siguientes resultados:

T1= 0,366 s

ATTS=1,49 m²/s

Vf=0,54 m/s

2.1.2.2 Fuerza de retención teórica vertical.

Para calcular la fuerza de retención teórica vertical se calcula según la siguiente fórmula:

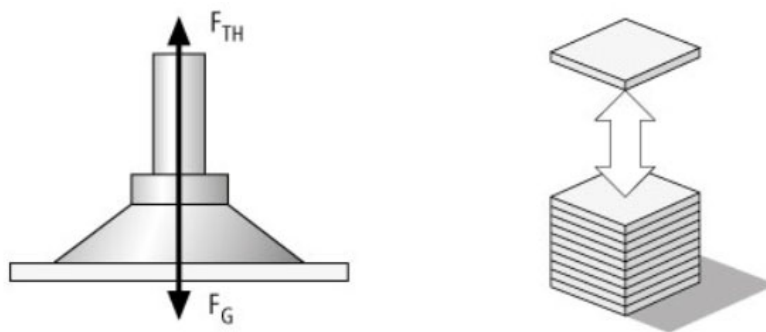


Ilustración 33: Fuerza de retención teórica vertical.

$$F_{TV} = g_{max} \cdot (g + a_{TAP}) \cdot S$$

$$F_{TV} = 36,75 \cdot (9,81 + 0,126) \cdot 2$$

$$F_{TV} = 730,3 \text{ N}$$

Donde:

S= Coeficiente de seguridad= 2 según instrucciones del catálogo de SCHMALZ para piezas porosas.

2.1.2.3 Fuerza de retención teórica horizontal.

Para calcular la fuerza de retención teórica horizontal se calcula según la siguiente fórmula:

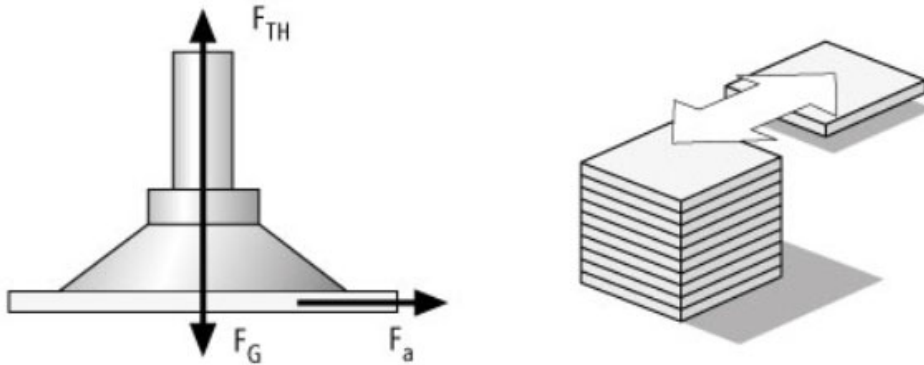


Ilustración 34: Fuerza de retención teórica horizontal

$$F_{TH} = g_{max} \cdot \left(g + \frac{a_{TAH}}{\mu} \right) \cdot S$$

$$F_{TH} = 36,75 \cdot \left(9,81 + \frac{0,578}{0,5} \right) \cdot 2$$

$$F_{TH} = 806 \text{ N}$$

Donde:

μ = Coeficiente de rozamiento= 0,5 según instrucciones del catálogo de SCHMALZ para piezas de madera.

2.1.2.4 Selección de las ventosas a utilizar.

En esta sección se procede a la selección de las ventosas adecuadas para el transporte de las planchas de madera. Se seleccionan las ventosas planas SHFN de la marca SCHMALZ ya que estas poseen muy buenas prestaciones frente a la madera y cambios dinámicos bruscos según las recomendaciones de la marca.

A su vez se decide la elección de 6 ventosas ya que menos incrementaría mucho el diámetro de las ventosas para poder agarrar planchas de tanta longitud encareciendo el sistema.

Para la selección de la ventosa específica primero se debe calcular la fuerza de aspiración según la siguiente fórmula:

$$F_s = \frac{F_{Tmax}}{n}$$

$$F_s = \frac{806}{6}$$

$$F_s = 134,33 \text{ N}$$

Donde:

F_{Tmax} = Fuerza de retención máxima= 806 N

N = Numero de ventosas= 6

Con estos valores se elige la ventosa SHFN 85 NK-45 G1/4-AG MOS-TV correspondiente a una ventosa macho de diámetro 85 que cumple sobradamente con las condiciones propuestas tal y como se puede observar en la siguiente imagen.

Datos técnicos Ventosas planas SHFN

Tipo*	Fuerza aspir. d2 [N]**	Fuerza aspir. (-600 mbar) [N]***	Carga transv. [N]	Volumen [cm ³]	Radio de la pieza min. (convexo) [mm]	Diámetro interior tubo (recom.) d [mm]****	Boquilla		
SHFN 50	-	-	40	110	95	7,3	41	4	N 041
SHFN 50	-	TV	40	110	95	7,3	41	4	N 041
SHFN 70	E	-	100	200	145	16,0	95	6	N 009
SHFN 70	E	TV	100	200	145	16,0	95	6	N 009
SHFN 70	-	-	100	200	145	16,0	95	6	N 041
SHFN 70	-	TV	100	200	145	16,0	95	6	N 041
SHFN 85	E	-	175	300	210	25,0	176	6	N 009
SHFN 85	E	TV	175	300	210	25,0	176	6	N 009
SHFN 85	-	-	175	300	210	25,0	176	6	N 041
SHFN 85	-	TV	175	300	210	25,0	176	6	N 041

Datos técnicos de las válvulas palpadoras, véase el capítulo "Técnica de válvulas"

**Fuerza de aspiración referida al diámetro del canto sellador d2

***Los datos de fuerza de aspiración son valores teóricos a -0,6 bar de vacío y superficie de pieza seca, lisa y plana - se indican sin factor de seguridad

****Los diámetros de tubo flexible recomendados se refieren a una longitud de tubo flexible de aprox. 2 m.

Ilustración 35: Selección de ventosas tipo SHFN.

2.1.2.5 Selección de las bielas elásticas.

En este apartado se seleccionará la biela elástica necesaria para poder llevar a cabo el proceso. Se decide introducir una biela para que el sistema tenga cierta elasticidad a la hora de recoger y depositar las planchas de madera para evitar deteriorar los elementos rígidos del sistema.

De todas las posibilidades ofrecidas por la marca SCHALMZ se decide utilizar las bielas elásticas FSTF recomendadas para operaciones en la que no se necesita demasiada precisión en el transporte de madera de grandes dimensiones. Estas poseen buenas cualidades de manipulación de cargas con tiempo de ciclos cortos. Se elige la biela FSTF G1/2-AG 50 ya que es el modelo más bajo que aguanta las condiciones anteriormente calculadas, esta no tiene seguro de rotación ya que el movimiento del sistema solo se va a realizar en una dirección por lo que no es necesario esta seguridad. También cumple con la rosca gas de 1/4.

Datos técnicos Bielas elásticas FSTF

Tipo	Const. resorte [N/ mm]	Tens. previa resorte [N/mm]	Fuerza res. mitad avance [N]	Carga vertical [N]	Carga horizontal [N]	Peso [g]	Temperatura de uso [°C]
FSTF G1/2-AG 50	0,567	17,6	31,75	2.500	800	246	0 ... 50 °C
FSTF G1/2-AG 50 VG	0,567	17,6	31,75	2.500	800	250	0 ... 50 °C

*Referida al 50 % de carrera

**Carga estática máxima

***La indicación de la carga horizontal se refiere al borde inferior de la biela en estado elásticamente descomprimido. Es una carga estática máxima e influye en el proceso de compresión y descompresión elástica en estado horizontal.

Tabla 24: Selección de la biela elástica.

2.1.2.6 Selección del generador de vacío.

En este apartado se va a seleccionar el sistema generador de vacío necesario para poder sustentar el sustrato correctamente en las ventosas.

Cada ventosa SHFN 85 NK-45 G1/4-AG MOS-TV requiere de un caudal de 25 cm³ tal y como se puede observar en la siguiente tabla:

📄 Datos técnicos Ventosas planas SHFN

Tipo*	Fuerza aspir. d2 [N]**	Fuerza aspir. (-600 mbar) [N]***	Carga transv. [N]	Volumen [cm ³]	Radio de la pieza mín. (convexo) [mm]	Diámetro interior tubo (recom.) d [mm]****	Boquilla			
SHFN	50	-	-	40	110	95	7,3	41	4	N 041
SHFN	50	-	TV	40	110	95	7,3	41	4	N 041
SHFN	70	E	-	100	200	145	16,0	95	6	N 009
SHFN	70	E	TV	100	200	145	16,0	95	6	N 009
SHFN	70	-	-	100	200	145	16,0	95	6	N 041
SHFN	70	-	TV	100	200	145	16,0	95	6	N 041
SHFN	85	E	-	175	300	210	25,0	176	6	N 009
SHFN	85	E	TV	175	300	210	25,0	176	6	N 009
SHFN	85	-	-	175	300	210	25,0	176	6	N 041
SHFN	85	-	TV	175	300	210	25,0	176	6	N 041

*Datos técnicos de las válvulas paletadoras, véase el capítulo "Técnica de válvulas"

**Fuerza de aspiración referida al diámetro del canto sellador d2

***Los datos de fuerza de aspiración son valores teóricos a -0,6 bar de vacío y superficie de pieza seca, lisa y plana - se indican sin factor de seguridad

****Los diámetros de tubo flexible recomendados se refieren a una longitud de tubo flexible de aprox. 2 m.

Ilustración 36: Caudal de aire necesario para cada ventosa.

El caudal total de aire será:

$$\text{Caudal aspiración}_{\min} = \text{Caudal}_{\text{segundo}} \cdot \text{Numero ventosas} \cdot 60$$

$$\text{Caudal aspiración}_{\text{Total}} = 25 \cdot 6 \cdot 60 = 9000 \text{ cm}^3 \text{ min} = 9 \text{ Lmin}$$

Con estos valores se selecciona un eyector ZH07S-X267 que cumple con las especificaciones necesarias:

Características técnicas

Modelo	ZH05S-X267	ZH05L-X267	ZH07S-X267	ZH07L-X267	ZH10S-X267	ZH10L-X267
Tamaño nominal de la boquilla [mm]	0.5		0.7		1.0	
Presión de vacío [kPa] <small>(Nota)</small>	-88	-48	-88	-48	-88	-48
Caudal de succión [L/min (ANR)] <small>(Nota)</small>	5	8	12	20	24	34
Consumo de aire [L/min (ANR)] <small>(Nota)</small>	13		18		46	
Presión de alimentación estándar [MPa]	0.45					
Material del cuerpo	SCS13					
Material de la boquilla	Acero inoxidable 304					
Material del difusor	Acero inoxidable 304					
Presión máx. de trabajo [MPa]	0.6					
Temperatura ambiente y de fluido [°C]	-5 a 260 (sin congelación ni condensación)					
Fluido	Aire, gas inerte					

Nota) Los valores se miden a una temperatura ambiente de 20°C y a presión de alimentación estándar en las condiciones de medición de SMC. Pueden variar en función de la temperatura ambiente de trabajo, la presión atmosférica durante el uso y el método de medición.

Ilustración 37: Selección del eyector de vacío.

2.1.3 Sistema de elevación de la carga

Se va a proceder a la selección del sistema encargado de elevar y descender el material y así comenzar el proceso de transporte de material, como ya se ha comentado anteriormente se ha decidido utilizar un sistema de elevación neumático. Para este cálculo se utiliza la herramienta online de selección de FESTO siguiendo los siguientes datos de partida:

- Se decide utilizar dos pistones neumáticos por garra para mejorar la estabilidad del conjunto.
- Se decide utilizar pistones guiados ya que estos permiten levantar generalmente cargas más pesadas, además estos poseen mayor inercia en la dirección transversal en la dirección del movimiento de las planchas
- El tiempo de movimiento máximo es de 1,125 s correspondiente al movimiento de ascensión en vacío, desde la aplicación el tiempo de actuación máximo es de 820ms, este tiempo se podrá regular hasta 1,125 s gracias a reguladores de caudal.
- La presión de la línea es de 6 bares.
- La longitud del tubo es de 10m
- La posición del pistón es vertical realizando el movimiento en dirección al suelo.
- La masa de elevación de cada pistón será:

$$m_{elevación} = \frac{(g_{max} + g_{garra})}{2}$$

$$m_{elevación} = \frac{36,75 + 15}{2} = 25,875 \text{ kg}$$

Donde:

G_max= Peso máximo de las planchas = 36,75 Kg

G:garra= Peso aproximado de la mesa de elevación = 15 Kg

Con estos datos la herramienta de selección online ofrece la siguiente solución:

	Cilindro DFM-32-80-P-A-KF 170934	Tiempo de posicionamiento 820 ms
	Diámetro del pistón 32 mm	Emisión de CO₂ / Ciclo 0.05 g
	Válvula VUVG-LK14-M52-AT-G18-1R8L-S 8042567	Consumo de aire/ Ciclo 2.18 l
	Caudal 660 l/min	

Ilustración 38: Selección del sistema de elevación.

2.1.4 Sistema de transporte lateral

En este apartado se muestran los cálculos necesarios para la selección de rodamientos, correas, patines lineales y motores en el sistema de transporte lateral. Para se realizarán los siguientes cálculos:

- Peso de arrastre.
- Potencia a transmitir.
- Selección del servomotor a través de la velocidad del sistema y el par necesario.
- Selección de las poleas y correas del sistema.
- Selección de los patines lineales.
- Selección de los rodamientos rígidos de bolas utilizados en los laterales de las poleas.

2.1.4.1 Cálculo del peso de arrastre.

El peso de arrastre que el módulo lineal debe arrastrar se muestra en la siguiente formula:

$$m_{\text{arrastre}} = G_{\text{max}} + m_{\text{perfiles}} + m_{\text{soporte de pistones}} + m_{\text{elementos neumáticos}}$$

$$m_{\text{arrastre}} = 36,75 + 11,27 + 8 + 7 = 63,02 \text{ Kg}$$

Siendo:

$$m_{\text{perfiles}} = l_{\text{total de los tubos}} \cdot K_{\text{fabricante}}$$

$$m_{\text{perfiles}} = 3,880 \cdot 2,9 = 11,27 \text{ Kg}$$

Donde:

Gmax= Peso máximo del sustrato a transportar

K fabricante= Peso lineal del módulo, procedente del catálogo de RS pro.

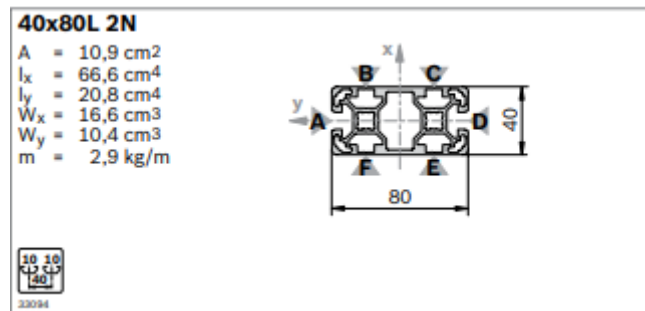


Ilustración 39: Datasheet del perfil 40 x 80 mm.

M elementos neumáticos= Estimación teniendo en cuenta pistones, ventosas y racores.

2.1.4.2 Potencia a transmitir.

En este apartado se va a calcular la potencia teórica que el sistema necesita en función del peso de arrastre y aceleraciones durante el transporte con material calculados en apartados anteriores:

La fuerza ejercida por el sistema se muestra en la siguiente formula:

$$F_{\text{arrastre}} = m_{\text{arrastre}} \cdot a_{TTC}$$

$$F_{\text{arrastre}} = 63,02 \cdot 0,578 = 36,299 \text{ N}$$

Donde:

M arrastre= Masa de todos los componentes del sistema de agarre junto con el sustrato a transportar

ATTC= Aceleración del transporte con material, calculado en apartado anteriores.

La potencia del sistema se muestra en la siguiente formula:

$$P_{arrastre} = (F_{arrastre} \cdot R_{polea}) \cdot \left(\frac{V_{TTC}}{R_{polea}} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} \right)$$

$$P_{arrastre} = (36,299 \cdot 0,0483) \cdot \left(\frac{0,335}{0,0483} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} \right) = 116,121 \text{ W}$$

Donde:

R polea= Se escoge este diámetro inicial en función de proyectos anteriores similares ya que este sobrepasa el contacto mínimo de 6 dientes sugerido por el fabricante.

VTTC= Velocidad final del transporte con material calculado en apartados anteriores.

2.1.4.3 Cálculo de la correa dentada.

En este apartado se va a proceder al cálculo y selección de la correa dentada de transmisión según las instrucciones de la marca Gates.

$$P_{real} = P_{arrastre} \cdot (F_s + f + d)$$

$$P_{real} = 0,116 \cdot (F_s + f + d)$$

$$P_{real} = 0,116 \cdot (1,2 + 0 + 0,2) = 0,1624 \text{ Kw}$$

Donde:

Parrastre= Es la potencia de arrastre anteriormente calculada expresada en Kw

Fs= Factor de seguridad elegido de las tablas proporcionadas por el fabricante.

F=Factor adicional dependiente de la relación de transmisión.

D= Factor que se encarga de las condiciones anormales de funcionamiento y del número de horas en la que la correa se encuentra en funcionamiento.

En la siguiente imagen se puede observar el valor Fs a utilizar, este valor se obtiene al cruzar la columna de clase 2 con la fila de transportadores de correa. La columna es de clase 2 debido a que el sistema utiliza servomotores, a su vez se elige la definición de transportadores por correas ya que esta es la que mejor encaja a la funcionalidad a desempeñar. El valor final es de 1,2.

CLASE MÁQUINA DE CONDUCTIDA	CLASE MÁQUINA CONDUCTORA		
	I	II	III
Agitadores, líquido semilíquido	1,2 1,3	1,4 1,5	1,6 1,7
Maquinaria para panaderías, mezcladoras de pasta o masa	1,2	1,4	1,6
Maquinaria para ladrillería y arcilla taladros, mezcladoras, granuladoras maquinaria para molinos	1,4 1,6	1,6 1,8	1,8 2,0
Centrifugadoras	1,5	1,7	-
Compresores alternativos centrífugos	1,6 1,4	1,8 1,5	2,0 1,6
Transportadores de correa, paquetes ligeros, hornos de correa para mineral, carbón, arena de cangilones, elevadores aéreos, de hélice (vis-sin-fin)	1,1 1,2 1,4 1,4	1,2 1,4 1,6 1,6	1,3 1,6 1,8 1,8
Ventiladores centrífugos, aspiradores de humos impulsores de hélice, para minas	1,4 1,6	1,6 1,8	1,8 2,0
Generadores y excitadores	1,4	1,6	1,8
Martillos mecánicos	1,5	1,7	1,9
Grúas, elevadores	1,4	1,6	1,8
Maquinaria para lavaderos general extractores, lavadores	1,2 1,4	1,4 1,6	1,6 1,8
Líneas de ejes	1,2	1,4	1,6
Máquinas-herramientas taladradoras, tornos, máquinas de roscar muelas fresadoras, limadoras	1,2 1,3 1,3	1,4 1,5 1,5	1,6 1,7 1,7
Prensas	-	1,9	2,1
Maquinaria para papel agitadoras, satinadoras, secadoras demás maquinaria	1,2 1,4	1,4 1,6	1,6 1,8
Maquinaria para imprenta prensas, periódicos, rotativas, estampa- doras, linotipias, cortadoras, plegadoras	1,2	1,4	1,6
Bombas centrífugas, rotativas alternativas	1,2 1,7	1,4 1,9	1,6 2,1
Maquinaria para plantas de caucho	1,4	1,6	1,8
Cribes vibradoras cilíndricas, cónicas	1,3 1,2	1,5 1,4	- -
Maquinaria textil telares, hiladoras, torcedoras urdidoras, devanadores	1,3 1,2	1,5 1,4	1,7 -
Maquinaria para madera sierras de cinta sierras circulares, junteras, cepilladoras	1,2 1,2	1,3 1,4	- -

 Ilustración 40: Valor F_s selección de correas.

El valor de la constante f adquiere un valor de 0 ya que la relación de transmisión en el sistema es de 1.

Relación de velocidad	Factor
1 a 1,24	-
1,25 a 1,74	0,1
1,75 a 2,49	0,2
2,50 a 3,49	0,3
3,50 y superior	0,4

 Ilustración 41: Constante f para selección de correas.

El valor de constante d adquiere un valor de 0,2 ya que el sistema está penado para trabajar de 17-24 horas diarias y la transmisión es discontinua ya que el sistema tiene que hacer cambios de dirección continuos.

Si se usa tensor	Añadir 0,2 al factor base
Para 10-16 horas de trabajo por día	Añadir 0,2 al factor base
Para 17-24 horas de trabajo por día	Añadir 0,4 al factor base
Si la transmisión es de funcionamiento discontinuo	Restar 0,2 al factor base
Para casos especiales	Consultar departamento técnico

Ilustración 42: Constante k para selección de correas.

Para la selección del paso de la correa es necesario saber con anterioridad la velocidad de rotación de la polea pequeña, en esta aplicación ambas poleas son del mismo tamaño por lo que la velocidad de ambas poleas es:

$$V_{Polea} = \left(\frac{V_{TTC}}{R_{polea}} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} \right)$$

$$V_{Polea} = \left(\frac{0,335}{0,0483} \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} \right) = 66,232 \text{ rpm}$$

Una vez conocida la potencia real y la velocidad de la polea, la siguiente grafica mostrará el paso a usar para la correa. En esta aplicación se puede observar que el paso necesario es de 8 mm.

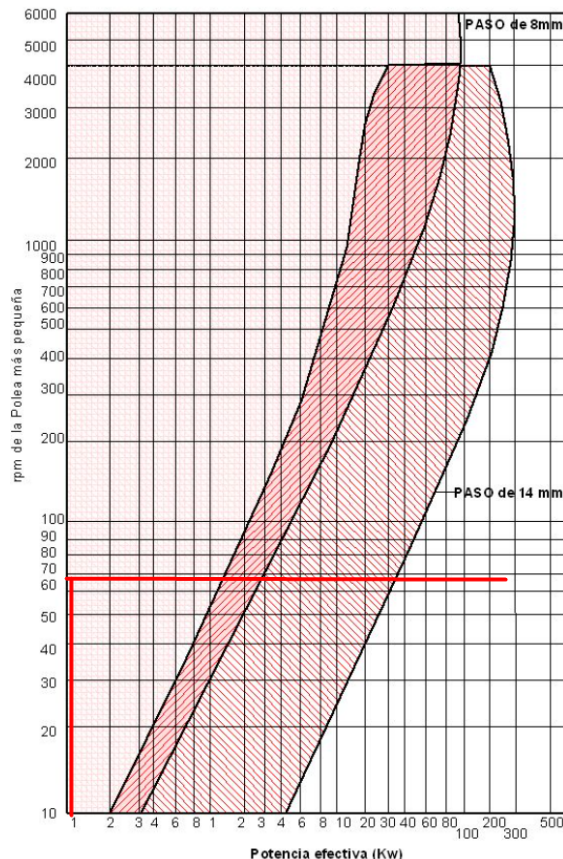


Ilustración 43: Selección del paso para las correas.

Para el cálculo de la longitud de la correa se utilizar la siguiente formula:

$$L_{correa} = 2 \cdot L_{entre ejes} + 2 \cdot \pi \cdot R$$

$$\dots L_{correa} = 2 \cdot 3000 + 2 \cdot \pi \cdot \frac{96,77}{2} = 6304 \text{ mm}$$

Con todos estos datos se decide utilizar la correa Optibelt omega linear 8M 20 capaz de aguantar sobradamente los esfuerzos necesarios.

2.1.4.4 Selección del servomotor.

En este apartado se va a mostrar la elección del servomotor a emplear en el proceso de desplazamiento lateral del sustrato teniendo en cuenta que la potencia necesaria es 164,2 W, la velocidad de trabajo máxima de 66,93 rpm.

El par necesario de trabajo se calcula a través de la siguiente formula:

$$M_{arrastrre} = (F_{arrastrre} \cdot R_{polea})$$

$$M_{arrastrre} = (36,299 \cdot 0,0483) = 1,753 \text{ Nm}$$

Con estos datos se obtiene el servomotor a utilizar BMH0702T junto con su drive LXM32pD30M2 coque cumple con las características del sistema.

Lexium 32 servo drive/BMH servo motor combinations								
Nominal operating point (1)			Stall torques		Servo drives		Servo motor	
Nominal torque	Nominal speed	Nominal power	$M_0 / M_{max} (2)$		Reference	Continuous output current (rms)	Reference	Rotor inertia
Nm	rpm	W	Nm/Nm			A		kgcm ²
100...120 V single-phase supply voltage with integrated EMC filter								
1.35	2500	350	1.4/4.2		LXM32•D18M2	6	BMH0701T	0.59
2.3	2500	600	2.5/6.4		LXM32•D30M2	10	BMH0702T	1.13
3.1	2000	650	3.4/8.7		LXM32•D30M2	10	BMH0703T	1.67
3.3	2000	700	3.4/8.9		LXM32•D30M2	10	BMH1001T	3.2
3.5	2000	750	6/10.3		LXM32•D30M2	10	BMH1002T	6.3
200...240 V single-phase supply voltage with integrated EMC filter								
1.1	4000	450	1.4/4		LXM32•U90M2	3	BMH0701T	0.59
2.1	4000	900	2.5/7.4		LXM32•D18M2	6	BMH0702T	1.13
2.9	3000	900	3.4/10.2		LXM32•D18M2	6	BMH0703T	1.67
2.8	3000	900	3.4/10.2		LXM32•D18M2	6	BMH1001T	3.2
4.6	3000	1450	6/18.4		LXM32•D30M2	10	BMH1002T	6.3
5.6	2500	1450	8/23.5		LXM32•D30M2	10	BMH1003T	9.4
8.9	1500	1450	10.3/30.8		LXM32•D30M2	10	BMH1401P	16.5

Ilustración 44: Selección del servomotor para el módulo lateral.

2.1.4.5 Selección del rodamiento rígido de bolas.

En este apartado se van a seleccionar los rodamientos que se ubican en los extremos de las poleas que se encargarán de transmitir el movimiento del motor al sustrato, para ello primero se calculará los esfuerzos radiales que deben de soportar los rodamientos siguiendo el siguiente esquema.

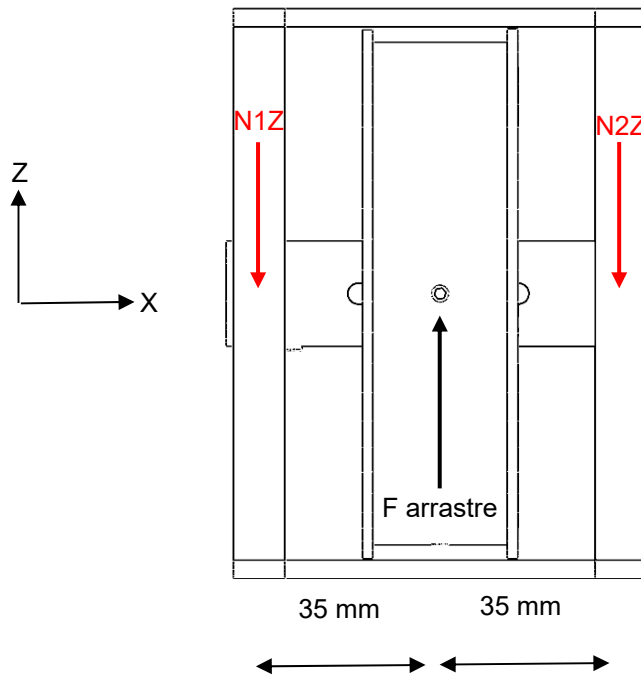


Ilustración 45: Diagrama de esfuerzos rodamientos de las poleas.

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{arrastre} - N_{1z} - N_{2z} = 0$$

$$36,299 - N_{1z} - N_{2z} = 0$$

$$\sum M_y \text{ en } N1 = 0$$

$$+(F_{arrastre} \cdot 0,035) - (N_{2z} \cdot 0,07) = 0$$

$$+(36,299 \cdot 0,035) - (N_{2z} \cdot 0,07) = 0$$

$$N_{2z} = 18,1495 \text{ N}$$

$$N_{1z} = 18,1495 \text{ N}$$

Se calcula la capacidad básica de carga dinámica (C) en cada rodamiento teniendo en cuenta que se quiere obtener vida útil de 20Kh en cada rodamiento. Convertido a revoluciones:

$$Revoluciones = L_D \cdot 60 \left(\frac{\text{min}}{\text{h}} \right) \cdot w$$

$$Revoluciones = 20000 \cdot 60 \cdot 66,232 = 79,478 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Siendo:

L_D = Vida del rodamiento en horas = 20000h

La capacidad básica dinámica del rodamiento 1 y 2 es:

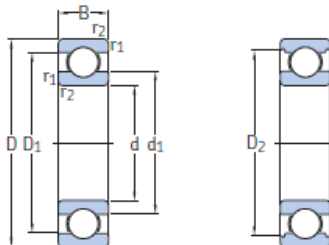
$$\frac{10^6 \text{ rev}}{Revoluciones} = \left(\frac{R_1}{C_1} \right)^3$$

$$\frac{10^6}{79,478 \cdot 10^6} = \left(\frac{18,1495}{C_1} \right)^3$$

$$C_1 = 78,033 \text{ N}$$

Con estos valores de carga dinámica y sabiendo que el valor interno del rodamiento debe ser 20 mm se eligen los rodamientos rígidos de bolas de la marca SKF.

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 17-22 mm



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾		
	d	D		B	C				C ₀	P _u
mm		kN		kN	r. p. m.		-			
17 cont.	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	▶ 6303	-
	47	14	14,3	6,55	0,275	-	11 000	0,12	▶ 6303-2RSH	6303-RSH
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	▶ 6303-2RSL	6303-RSL
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	17 000	0,12	▶ 6303-2Z	6303-Z
	47	19	13,5	6,55	0,275	-	11 000	0,16	▶ 62303-2RS1	-
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	▶ 6403	-
20	32	7	4,03	2,32	0,104	-	13 000	0,018	▶ 61804-2RS1	-
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	▶ 61804-2RZ	-
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	▶ 61804	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	-	12 000	0,038	▶ 61904-2RS1	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	20 000	0,038	▶ 61904-2RZ	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	▶ 61904	-
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,051	▶ 16004	-
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	▶ 6004	-
	42	12	9,95	5	0,212	-	11 000	0,067	▶ 6004-2RSH	6004-RSH
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	▶ 6004-2RSL	6004-RSL
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,071	▶ 6004-2Z	6004-Z
	42	16	9,36	5	0,212	-	11 000	0,086	▶ 63004-2RS1	-
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	▶ 6204	-
	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10 000	0,11	▶ 6204-2RSH	6204-RSH
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	▶ 6204-2RSL	6204-RSL
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	▶ 6204-2Z	6204-Z
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,098	▶ 6204 FTN9	-

Ilustración 46: Selección de rodamientos para las poleas.

Por lo que el rodamiento adecuado para esta aplicación sería el 61804 de la marca SKF.

2.1.4.6 Selección de los patines laterales.

En este apartado se mostrarán los cálculos por ordenador para la selección de los patines lineales. En primer lugar, se elige la serie VH de NSK ya que es el fabricante los recomienda para nuestro tipo de aplicación.

Product	Appearance	Shape	Rolling element	Load carrying characteristics	Rigidity	Friction characteristic	Assembly workability	Major applications	Page
NSK Linear Guides	NH Series		Ball	High vertical load carrying capacity	⊙	⊙	⊙	<ul style="list-style-type: none"> Industrial robots Materials handling equipment Semiconductor manufacturing equipment Laser cutting machines Electric discharge machines Packaging/packing machines 	A113
	VH Series		Ball	High vertical load carrying capacity	⊙	⊙	⊙	<ul style="list-style-type: none"> Industrial robots Materials handling equipment Woodworking machines Laser cutting machines Electric discharge machines Packaging/packing machines 	A133

Note For customers who have used the former LH or SH series, NH series is recommended as a substitute. Please confirm the correlation between NH series and former ones on the comparative table at A329.

Rigidity ☆ : Extremely high ⊙ : High ⊙ : Medium ○ : Low
 Friction characteristic ⊙ : Low ○ : Normal ○ : Fair
 Assembly workability ⊙ : Good ○ : Fair

Ilustración 47: Selección del tipo de rodamiento lineal NSK

Se simplifica el modelo y se realizan los cálculos por software de elementos finitos para obtener los valores de esfuerzo cortante y momento flector que los patines deben soportar:

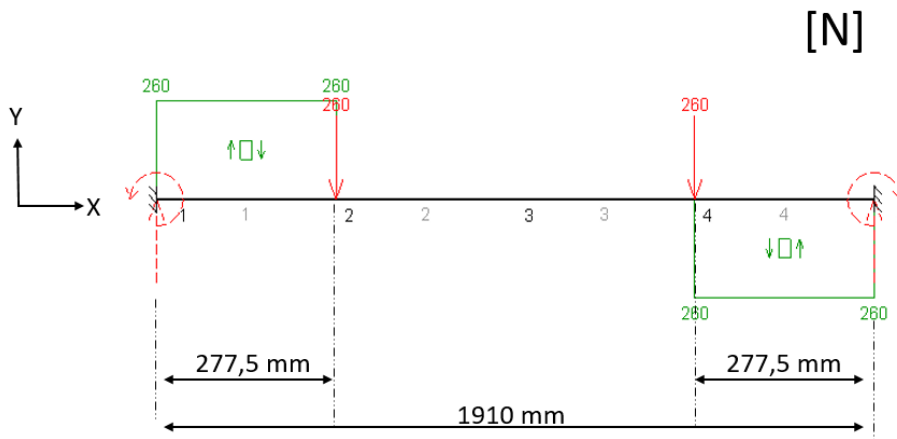


Ilustración 48: Esfuerzos cortantes patines lineales.

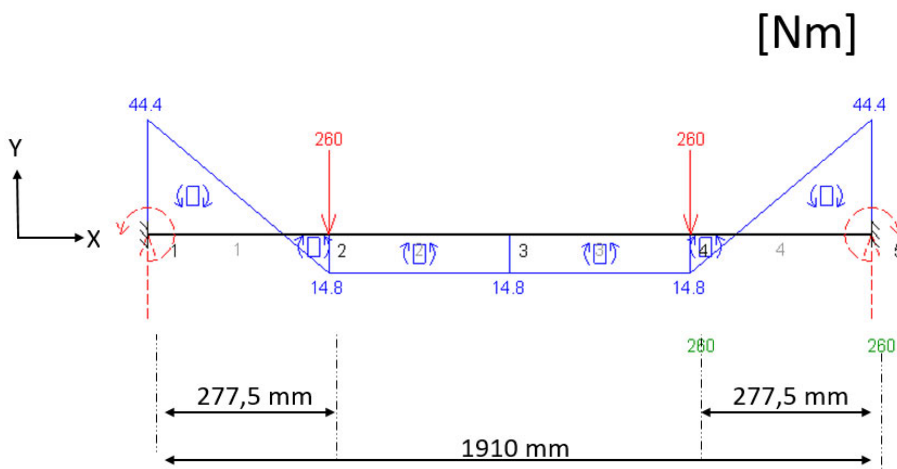


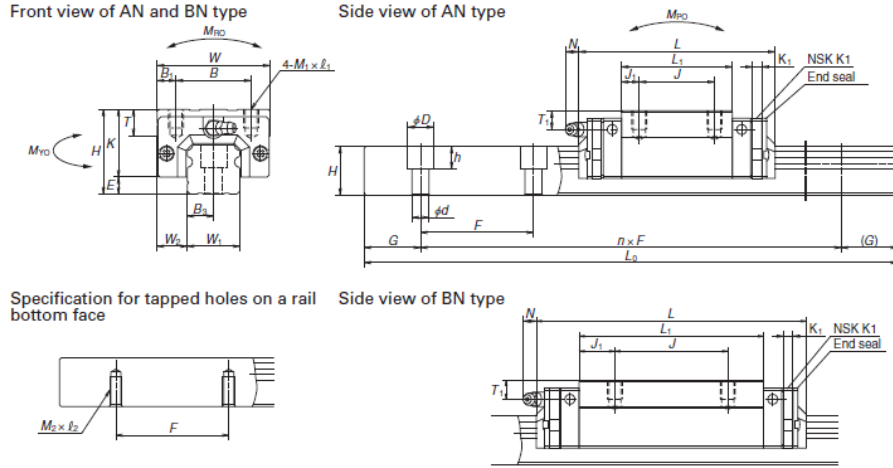
Ilustración 49: Momento flecto patines lineales

De las gráficas se concluye que los patines lineales soportan los siguientes esfuerzos:

$$F_{Y_{Patin\ lineal}} = 260N$$

$$M_{Z_{Patin\ lineal}} = 44.4 Nm$$

Se elige un patín lineal VH15BN que soporta los esfuerzos requeridos.



Model No.	Assembly				Ball slide													
	Height	E	W1	W2	Length	Mounting hole					Grease fitting							
						B	J	M x pitch x L	B	L1	L2	K	T	K1	Hole size	T1	N	
VH15AN VH15BN	28	4.6	9.5	34	70.6 (77) 89.6 (96)	26	26	M4x0.7x6	4	39 58	6.5 16	23.4	8	4.5	φ 3	8.5	1 (8.2)	
VH20AN VH20BN	30	5	12	44	87.4 (94.2) 109.4 (116.2)	32	38 50	M5x0.8x6	6	50 72	7 11	25	12	4.5	M6x0.75	5	11.1 (12.3)	
VH25AN VH25BN	40	7	12.5	48	97 (104.4) 125 (132.4)	35	35 50	M6x1x9	6.5	58 86	11.5 18	33	12	5	M6x0.75	10	9.6 (12.9)	
VH30AN VH30BN	45	9	16	60	104.4 (114.8) 143.4 (153.8)	40	40 60	M8x1.25x10	10	59 98	9.5 19	36	14	5	M6x0.75	10	11.4 (14.2)	
VH35AN VH35BN	55	9.5	18	70	128.8 (139.2) 162.8 (173.2)	50	50 72	M8x1.25x12	10	80 114	15 21	45.5	15	5.5	M6x0.75	15	10.9 (13.7)	
VH45AN VH45BN	70	14	20.5	86	161.4 (174.2) 193.4 (206.2)	60	60 80	M10x1.5x17	13	105 137	22.5 28.5	56	17	6.5	Rc1/8	20	12.5 (14.1)	
VH55AN VH55BN	80	15	23.5	100	185.4 (198.2) 223.4 (236.2)	75	75 95	M12x1.75x18	12.5	126 164	25.5 34.5	65	18	6.5	Rc1/8	21	12.5 (14.1)	

Ilustración 50: Dimensiones patín lineal VH15BN

Rail											Basic load rating					Ball dia.	Weight	
Width	Height	Pitch	Counterbore	Tapped hole	G	Maximum length	Dynamic C	Static C0	Static moment			Dw	Ball slide	Rail				
W1	H1	E	d x D x b	M x pitch x L	B2	L0max			(N)	(N)	MNo				MFO	MFO		
15	15	60	4.5x7.5x5.3	M5x0.8x8	7.5	2 000	10 800	20 700	108	94.5	79.5	3.175	0.18	1.6				
20	18	60	6x9.5x8.5	M6x1x10	10	3 960	17 400	32 500	213	185	155	3.968	0.33	2.6				
23	22	60	7x11x9	M6x1x12	11.5	3 960	25 600	46 000	360	320	267	4.762	0.55	3.6				
28	26	80	9x14x12	M8x1.25x15	14	4 000	31 000	51 500	490	350	292	5.556	0.77	5.2				
34	29	80	9x14x12	M8x1.25x17	17	4 000	47 500	80 500	950	755	630	6.350	1.5	7.2				
45	38	105	14x20x17	M12x1.75x24	22.5	3 990	81 000	140 000	2 140	1 740	1 460	7.937	3.0	12.3				
53	44	120	16x23x20	M14x2x24	26.5	3 960	119 000	198 000	3 600	3 000	2 510	9.525	4.7	16.9				

Ilustración 51: Esfuerzos patín lineal VH15BN

2.1.5 Sistema de elevación.

En este apartado se muestran los cálculos necesarios para la selección de husillos, rodamientos, reenvíos, acoplamientos y motores en el sistema de elevación. Para se realizarán los siguientes cálculos:

- Peso de elevación máximo.
- Longitud de los husillos.
- Fuerza máxima de los husillos.
- Aceleración de los husillos.
- Par máximo del sistema.
- Selección de los acoplamientos.
- Selección de los servorreductores.
- Selección de los reenvíos.
- Selección de los rodamientos de los husillos.

2.1.5.1 Selección del sistema de husillos.

Se requiere una precisión de $\pm 1,4\text{mm}/1200\text{ mm}$ por lo tanto la precisión del ángulo debe ser $\pm 0,35\text{mm}/300\text{ mm}$ ya que según los estándares JIS (JIS B 1192 - 1997) definen los niveles de precisión C0 a C5 en la propiedad de linealidad y direccionalidad, y C7 a C10 en el error de distancia de recorrido en relación con 300 mm.

Por lo que se selecciona un nivel de precisión de nivel C10 tal y como muestra la siguiente tabla.

Niveles de precisión		Husillo de bolas de precisión										Husillo de bolas laminado				
		C0		C1		C2		C3		C5		C7	C8	C10		
Longitud de rosca efectiva	Por encima O menos	Error de distancia de recorrido representativa		Fluctuación		Error de distancia de recorrido representativa		Fluctuación		Error de distancia de recorrido representativa		Fluctuación		Error de distancia de recorrido	Error de distancia de recorrido	Error de distancia de recorrido
		Fluctuación	Fluctuación	Fluctuación	Fluctuación	Fluctuación	Fluctuación	Fluctuación	Fluctuación							
—	100	3	3	3,5	5	5	7	8	8	18	18	±50/ 300 mm	±100/ 300 mm	±210/ 300 mm		
100	200	3,5	3	4,5	5	7	7	10	8	20	18					
200	315	4	3,5	6	5	8	7	12	8	23	18					
315	400	5	3,5	7	5	9	7	13	10	25	20					
400	500	6	4	8	5	10	7	15	10	27	20					
500	630	6	4	9	6	11	8	16	12	30	23					
630	800	7	5	10	7	13	9	18	13	35	25					
800	1000	8	6	11	8	15	10	21	15	40	27					
1000	1250	9	6	13	9	18	11	24	16	46	30					
1250	1600	11	7	15	10	21	13	29	18	54	35					
1600	2000	—	—	18	11	25	15	35	21	65	40					
2000	2500	—	—	22	13	30	18	41	24	77	46					
2500	3150	—	—	26	15	36	21	50	29	93	54					
3150	4000	—	—	30	18	44	25	60	35	115	65					
4000	5000	—	—	—	—	52	30	72	41	140	77					
5000	6300	—	—	—	—	65	36	90	50	170	93					
6300	8000	—	—	—	—	—	—	110	60	210	115					
8000	10000	—	—	—	—	—	—	—	—	260	140					

Nota) Unidad de longitud de rosca efectiva: mm

Ilustración 52: Precisión del ángulo de paso (valor admisible).

Se fija una longitud de tuerca de 100 mm así como una longitud libre a los extremos de 450 mm. Por lo que la longitud total del husillo será:

$$LT_{Husillo} = L_{movimiento} + L_{tuerca} + L_{extremos}$$

$$LT_{Husillo} = 1200 + 100 + 450 = 1750 \text{ mm}$$

Donde:

$L_{movimiento}$ = longitud de transporte

L_{tuerca} = Longitud de la tuerca

$L_{extremo}$ = Longitud en el extremo del husillo

Como punto de partida se decide utilizar un paso de rosca de 10mm.

Se decide utilizar una velocidad de 0,7 m/min. Es una velocidad lenta, pero suficiente para transportar el espesor máximo de la plancha de madera (50mm) en un tiempo de 10,20 segundos que tarda el sistema en dejar una plancha nueva en el pallet.

El valor de fuerza de inercia máxima con carga se produce cuando la máquina carga el último sustrato en el pallet, cuyo valor se calcula de la siguiente expresión:

$$Fa_{Husilloconmaterial} = (m_1 + m_2).g - (m_1 + m_2).a$$

$$Fa_{Husilloconmaterial} = (m_1 + m_2).g - (m_1 + m_2).a$$

$$Fa_{Husilloconmaterial} = (795 + 50).9,81 - (795 + 50).3,5 = 5331,95 \text{ N}$$

Donde:

M_1 = masa de 1 mesa con pallet = Aproximadamente 50 Kg

M_2 = masa con la pila completa de material = 795 Kg

G = gravedad 9,81 m/s²

$a_{husillo}$ = 3,5 m/s² ya que la velocidad máxima es de 0,7 m/min y el tiempo de aceleración impuesto es de 0,2 s

$$a_{Husillo} = \frac{V_{max}}{t_a}$$

$$a_{Husillo} = \frac{0,7}{0,2} = 3,5 \text{ m/s}^2$$

El valor de fuerza de inercia máxima se calcula de la siguiente expresión:

$$Fa_{Husillosinmaterial} = (m_2).g + (m_2).a$$

$$Fa_{Husillosinmaterial} = (50).9,81 + (50).3,5 = 665,5 \text{ N}$$

El valor de fuerza máxima estática se calcula con la siguiente expresión:

$$Fe_{Husillo} = (m_1 + m_2).g$$

$$Fe_{Husillo} = (795 + 50).9,81 = 8289,45 \text{ N}$$

Se escoge el modelo SX/BX 25x10R ya que cumple con el paso de 10 y cumple sobradamente con la carga estática calculada.

Diámetro nominal	Paso derecha	Longitud máxima	Coeficientes de carga		Número de circuitos de bolas	Juego axial máximo	Máxima reducción del juego axial (bajo demanda)	Par de precarga BX Promedio	Peso de la tuerca	Peso del husillo (eje)	Inercia del eje del husillo por metro	Referencia
d_0	P_h		C_a	C_{oa}	—	mm	mm	T_{pr}	kg	kg/m	kgmm ²	
mm	mm	mm	kN	kN		mm	mm	Nm	kg	kg/m	kgmm ²	
20	5	4700	14,5	24,4	4	0,10	0,05	0,10	0,27	2,0	85	SX/BX 20 x 5 R
25	5	4700	19,4	37,8	5	0,10	0,05	0,17	0,49	3,3	224	SX/BX 25 x 5 R
25	10	4700	25,8	43,7	4	0,12	0,08	0,23	0,56	3,2	255	SX/BX 25 x 10 R
32	5	5700	22,1	50,5	5	0,10	0,05	0,25	0,55	5,6	641	SX/BX 32 x 5 R
32	10	5700	28,9	55,7	4	0,12	0,08	0,32	0,79	5,6	639	SX/BX 32 x 10 R
40	5	5700	24,1	63,2	5	0,10	0,05	0,34	0,66	9,0	1639	SX/BX 40 x 5 R
40	10	5700	63,6	127,1	5	0,12	0,08	0,64	1,35	8,4	1437	SX/BX 40 x 10 R
50	10	5700	81,9	189,1	6	0,12	0,08	1,02	2,10	13,6	3736	SX/BX 50 x 10 R
63	10	5700	91,7	243,5	6	0,12	0,08	1,44	2,90	22,0	9913	SX/BX 63 x 10 R

Ilustración 53: Selección husillo de bolas.

2.1.5.2 Selección de los acoplamientos elásticos.

Se decide utilizar el mismo acoplamiento elástico en toda la máquina para homogeneizar el sistema, el acoplamiento más desfavorable es el más cercano al motor ya que este es el que tiene que soportar más par.

El par de este acoplamiento se calcula de la siguiente manera:

$$M_{\text{acoplamiento}} = P_{\text{max acoplamiento}} \cdot R_{\text{husillo}}$$

$$M_{\text{acoplamiento}} = 16578,9 \cdot \frac{0,025}{2} = 207,24Nm$$

Donde:

$P_{\text{max_acoplamiento}} = 2 \cdot F_{e_husillo} = 16578,9N$

$R_{\text{husillo}} = \text{Radio del husillo} = 0,0125m$

Con estos valores, se escoge un acoplamiento elástico de estrella EKH 300 que cumple con el par necesario y con el diámetro interno del cubo.

CARACTERÍSTICAS

Tipo	Par nominal (Nm)	Dureza	Momento de inercia (10^{-3} kgm^2)	Rigidez torsional (Nm/arcmin)	Desalineación máxima (mm)		Rigidez radial (N/mm)	Peso aproximado (g)	Par de apriete tornillos "f" (Nm)
					Axial \pm	Lateral			
EKH 15	15	98 Sh-A	0,03	0,24	0,5	0,10	2100	0,17	8
EKH 20	20	72 Sh-D	0,03	0,46	0,5	0,07	2900	0,17	8
EKH 30	30	98 Sh-A	0,09	0,7	0,5	0,10	2500	0,30	14
EKH 45	45	72 Sh-D	0,09	1,1	0,5	0,07	3600	0,30	14
EKH 60	60	98 Sh-A	0,2	1,0	0,5	0,10	2600	0,50	35
EKH 90	90	72 Sh-D	0,2	2,0	0,5	0,07	3700	0,50	35
EKH 150	150	98 Sh-A	0,4	1,2	1	0,10	3300	0,75	65
EKH 200	200	72 Sh-D	0,4	2,3	1	0,07	4600	0,75	65
EKH 300	300	98 Sh-A	1,0	3,6	1	0,12	4500	1,3	115
EKH 400	400	72 Sh-D	1,0	7,0	1	0,10	6500	1,3	115
EKH 700	700	98 Sh-A	6,0	8,0	1	0,15	7000	3,2	180
EKH 1000	1000	72 Sh-D	6,0	12	1	0,10	9600	3,2	180
EKH 2000	2000	98 Sh-A	62	21	1	0,15	9000	18,5	290

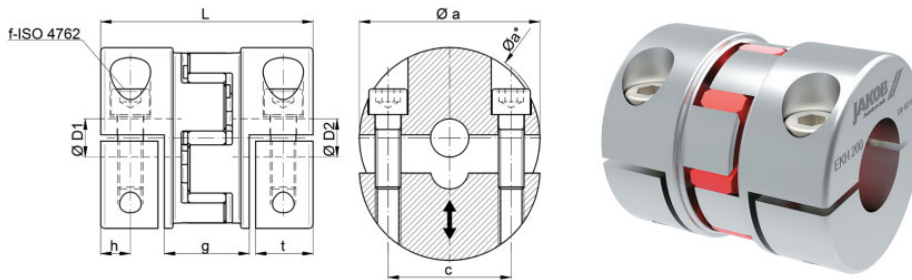


Ilustración 54: Selección del acoplamiento de estrella según par

Tipo	βa	βa^*	c	g	h	t	L	f	$\beta D1/2$		$\beta D1/2$ Premecanizado
									min	max	
EKH 15	40	42	27	26	8,5	16	62	M5	8	20	8
EKH 20	40	42	27	26	8,5	16	62	M5	10	20	8
EKH 30	50	52	34	30	10	18	72	M6	10	26	10
EKH 45	50	52	34	30	10	18	72	M6	15	26	10
EKH 60	60	63	41	30	11,5	22	78	M8	13	30	12
EKH 90	60	63	41	30	11,5	22	78	M8	16	30	12
EKH 150	70	76	48	32	14	26	89	M10	18	35	16
EKH 200	70	76	48	32	14	26	89	M10	20	35	16
EKH 300	85	91	58	40	15	28	102	M12	20	42	19
EKH 400	85	91	58	40	15	28	102	M12	24	42	19
EKH 700	120	125	90	53	18	34	127	M14	32	70	24
EKH 1000	120	125	90	53	18	34	127	M14	42	70	24
EKH 2000	160	165	122	64	24	43	156	M16	48	100	32

Ilustración 55: Selección del acoplamiento de estrella según diámetros del cubo

2.1.5.3 Selección del motor de elevación.

En este apartado se va a mostrar los cálculos pertinentes para la selección del motor y reductor encargado de apilar el sustrato progresivamente. Para esta aplicación es necesario precisión para evitar que las planchas caigan en vacío por eso se decide utilizar un motor a pasos que es ideal para este tipo de aplicaciones.

Se decide utilizar una velocidad de 0,7 m/min. Es una velocidad lenta, pero suficiente para transportar el espesor máximo de la plancha de madera (50mm) en un tiempo de 10,20 segundos que tarda el sistema en dejar una plancha nueva en el pallet.

La velocidad de rotación del motor es:

$$N_{motor\ elevación} = \frac{V_{ascenso\ husillo}}{Entradas_{husillo} \cdot Paso_{husillo}}$$

$$N_{motor\ elevación} = \frac{0,7}{1 \cdot 0,01} = 70\ rpm$$

Donde:

Vascensohusillo= 0,7 m/min

Pasohusillo=0,01m

A continuación, se calculará el par que el motor tendrá que aguantar.

El Par del motor es el mismo que el Macoplamiento=207,24Nm

Se elige el servoreductor SF57CMP40M/PK/RH1M/SM1 que cumple con los valores anteriores:

Datos técnicos

Clase de número de revoluciones nC [1/min]	6000
Velocidad de salida [1/min]	84,00
Índice de reducción total	71,75
Par de salida Mamax [Nm]	290,00
Par de salida dinámico MaDyn [Nm]	171
Posición de montaje	M1A
Pintura imprimación/CapaFinal	9005 Negro azabache(51390050)
Posición de conexión/caja de bornas [°]	270
Entrada de cable/ Posición del conector	Diseño de conexión: ajustable
Eje de salida [mm]	30x60
Tipo de diseño	Reductor con brida B5
Salida permitida con carga radial n=6000 [N]	6380
Cantidad de lubricante 1er reductor [Litro]	0,5
Diámetro de la brida [mm]	200



Ilustración 56: Servoreductor motor de elevación

2.1.5.4 Selección de los reenvíos.

En este apartado se muestra la elección de los reenvíos utilizados en el sistema de elevación. Como ya se ha comentado anteriormente, al igual que con el acoplamiento, el reenvío que más par soportará es el más cercano al lado motor. Este par ya calculado es de $M_{reenvío}=207,24Nm$. Con este valor se elige un reenvío P140 de tecnopower que soporta el par máximo.

PowerGear			Unidad	P54	P65	P75	P90	P110	P140	P170	P210	P240	P280	P360	P450	
Par de salida	i=1:1	T _{2N}	Nm	15	25	45	78	150	360	585	1300	2150	3200	3750	6600	
		T _{2B}	Nm	23	38	68	117	225	540	878	1950	3225	4800	5625	9900	
		T _{2Net}	Nm	30	50	90	156	300	720	1170	2600	4300	6400	7500	13200	
	i=1,5:1	T _{2N}	Nm	15	25	45	78	150	360	585	1300	2150	3200	3550	7000	
		T _{2B}	Nm	23	38	68	117	225	540	878	1950	3225	4800	5325	10500	
		T _{2Net}	Nm	30	50	90	156	300	720	1170	2600	4300	6400	7100	14000	
	i=2:1	T _{2N}	Nm	12	24	42	68	150	330	544	1220	2010	3050	3500	7000	
		T _{2B}	Nm	18	36	63	102	225	495	816	1830	3015	4575	5250	10500	
		T _{2Net}	Nm	24	48	84	136	300	660	1088	2440	4020	6100	7000	14000	
	i=3:1	T _{2N}	Nm	12	18	33	54	120	270	450	1020	1650	2850	3350	7700	
		T _{2B}	Nm	18	27	50	81	180	405	675	1530	2475	4275	5025	10500	
		T _{2Net}	Nm	24	36	66	108	240	540	900	2040	3300	5700	6700	14000	
	i=4:1	T _{2N}	Nm	-	16	28	52	100	224	376	860	1410	2300	2900	6600	
		T _{2B}	Nm	-	24	42	78	150	336	564	1290	2115	3450	4350	9900	
		T _{2Net}	Nm	-	32	56	104	200	448	752	1720	2820	4600	5800	13200	
i=5:1	T _{2N}	Nm	-	14	25	40	85	196	320	740	1210	2000	2600	6000		
	T _{2B}	Nm	-	21	38	60	128	294	480	1110	1815	3000	3900	9000		
	T _{2Net}	Nm	-	28	50	80	170	392	640	1480	2420	4000	5200	12000		
Velocidad nominal	i=1:1	n1	rpm	2500	2150	2000	1700	1400	1100	1000	800	700	650	650	550	
	i=1,5:1, 2:1	n1	rpm	3000	2650	2500	2000	1600	1400	1300	1050	950	850	850	800	
	i=3:1, 4:1, 5:1	n1	rpm	3500	3150	3000	2500	2100	2000	1800	1600	1350	1200	1200	1100	
Velocidad máx.**		n1	rpm	7500	7000	6500	5500	4500	3500	3000	2200	2000	1700	1400	1300	
Juego angular	Estándar Mínimo		arcmin	≤18	≤16	≤15	≤14	≤13	≤12	≤12	≤11	≤11	≤11	≤11	≤10	
			arcmin	≤12	≤10	≤9	≤8	≤8	≤7	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤5	
Carga radial permitida	Eje de entrada	i=1:1, 2:1	F _{R1max*}	N	300										18000	22000
		i=3:1	F _{R1max*}	N	300										15000	18000
		i=4:1	F _{R1max*}	N	-	650	900	1300	2000	3500	5000	8500	11000	15000	11000	15000
		i=5:1	F _{R1max*}	N	-										9000	11000
		Eje de salida	F _{R2max*}	N	400	800	1100	1600	2500	4500	6000	10500	15000	18000	24000	34000
Carga axial permitida	Eje de entrada	i=1:1, 2:1	F _{A1max*}	N	150										9000	11000
		i=3:1	F _{A1max*}	N	150										7500	9000
		i=4:1	F _{A1max*}	N	-	325	450	650	1000	1750	2500	4250	5500	7500	5500	7500
		i=5:1	F _{A1max*}	N	-										4500	5500
		Eje de salida	F _{A2max*}	N	200	400	550	800	1250	2250	3000	5250	7500	9000	12000	17000
Rendimiento		%							> 8							
Rumorosidad a 1500 rpm		dB (A)	70	70	70	74	76	77	77	78	80	82	83	85	85	
Peso		Kg	1,8	3,9	4,5	8,0	13,0	22,0	22,0	38,5	71,0	103,5	155,0	240,0	400,0	
Vida útil		h								>15000						
Lubricante			Hasta modelo P140 incluido: aceite sintético ISO VG 150. Resto consultar													
Cantidad de aceite		litros	0,05	0,07	0,1	0,2	0,3	0,4	0,4	1	2,2	2,6	3,0	9,0	22,00	
Temperatura de trabajo			-30 °C hasta 90 °C													
Pintura			Primera capa RAL 9005 - Negro													
Momentos de inercia de masa en relación con la entrada	i=1.0:1	I ₁	kgcm ²	0,28	0,90	1,79	4,93	12,5	36,8	85,9	287	592	1190	2314	7632	
	i=1.5:1	I ₁	kgcm ²	0,15	0,59	1,22	3,45	9,17	22,4	54,6	179	373	762	1270	4152	
	i=2.0:1	I ₁	kgcm ²	0,11	0,41	0,95	2,78	7,41	15,6	39,3	123	253	506	877	2764	
	i=3.0:1	I ₁	kgcm ²	0,09	0,31	0,78	2,34	6,18	10,9	28,5	84,1	167	328	467	1596	
	i=4.0:1	I ₁	kgcm ²	-	0,28	0,72	2,18	5,71	9,19	24,5	69,9	136	263	316	1077	
i=5.0:1	I ₁	kgcm ²	-	0,26	0,69	2,10	5,48	8,32	22,6	62,7	120	230	219	750		

Ilustración 57: Selección reenvío.

2.1.5.5 Selección de los rodamientos sistema de elevación.

Se simula a través de software los esfuerzos que los rodamientos deben soportar, para este estudio se analiza la situación más desfavorable que sucede cuando las mesas de elevación están completamente cargadas de sustrato.

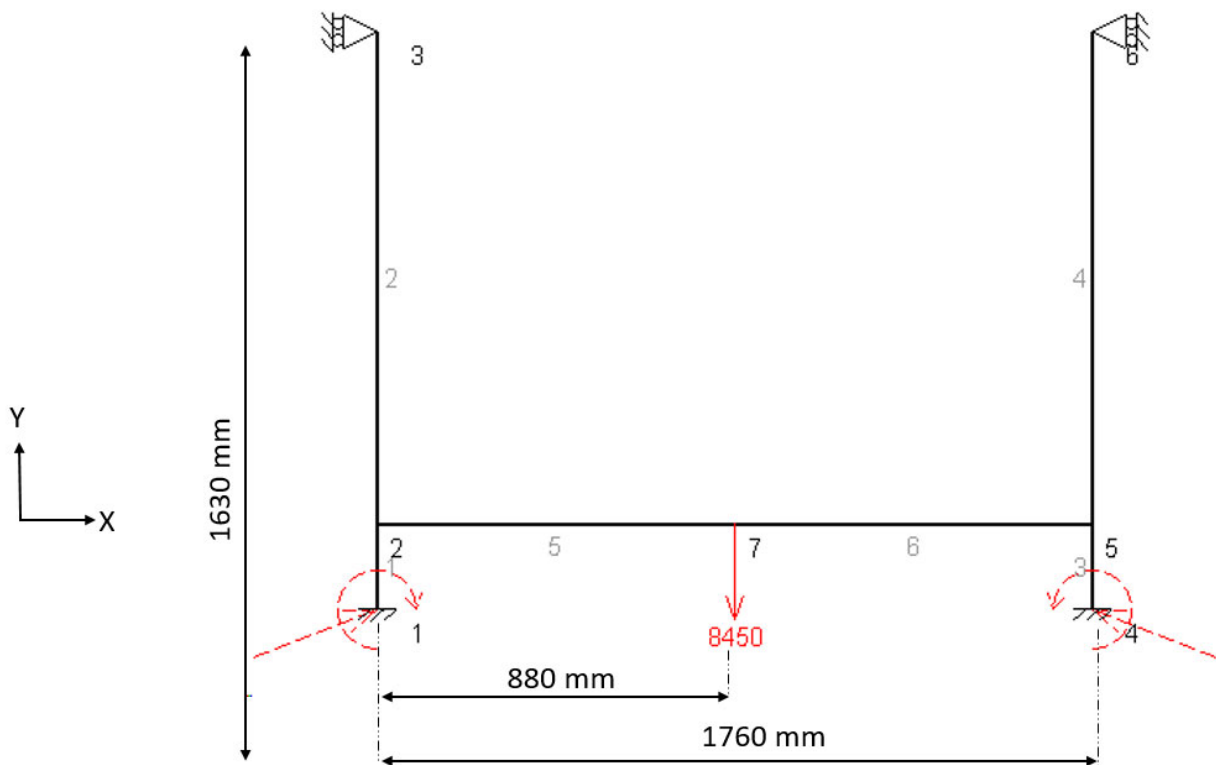


Ilustración 58: Simplificación cálculo de reacciones en los husillos

El programa calcula los siguientes valores:

Punto	Reacción X (N)	Reacción Y(N)	Momento Z (Nm)
1	10600	4225	-741.24
3	-175	N/A	N/A
4	-10600	4225	741.24
6	175	N/A	N/A

Ilustración 59: Reacciones sistema de husillos

Selección del rodamiento superior con soporte

Se calcula la capacidad básica de carga dinámica (C) en cada rodamiento teniendo en cuenta que se quiere obtener vida útil de 20Kh en cada rodamiento. Convertido a revoluciones:

$$Revoluciones = L_D \cdot 60 \left(\frac{min}{h} \right) \cdot w$$

$$Revoluciones = 20000 \cdot 60 \cdot 70 = 84 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Siendo:

L_D = Vida del rodamiento en horas= 20000h

La capacidad básica dinámica del rodamiento es:

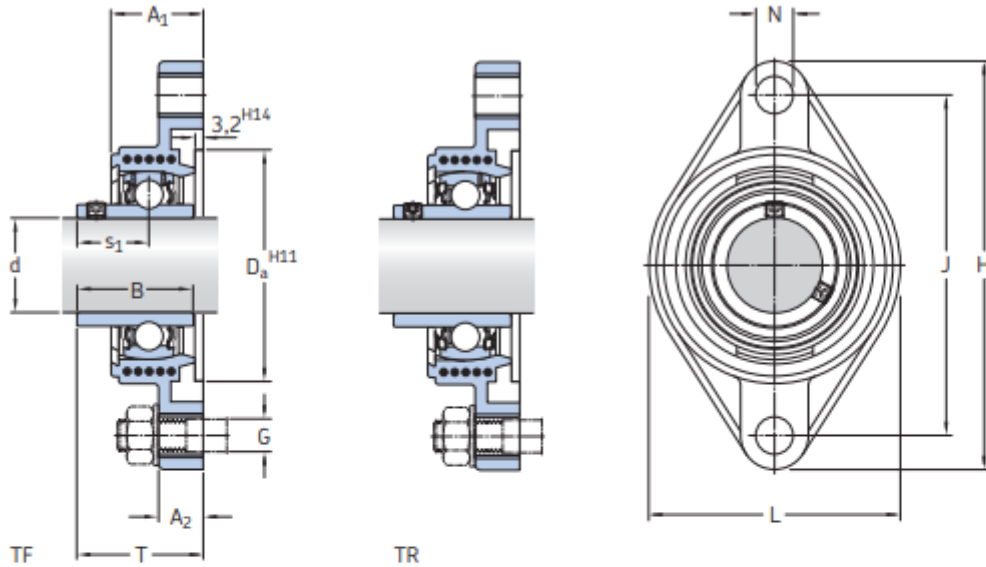
$$\frac{10^6 \text{ rev}}{Revoluciones} = \left(\frac{R_{x4}}{C_1} \right)^3$$

$$\frac{10^6}{80 \cdot 10^6} = \left(\frac{175}{C_1}\right)^3$$

$$C_1 = 754 \text{ N}$$

Con estos valores se selecciona un rodamiento FYTBK 25 TF.

Flanged Y-TECH units with a housing with an oval flange and grub screws, metric shafts d 20 – 35 mm



Dimensions											Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed	Designation	
d	A ₁	A ₂	B	D _a	H	J	L	N	G	s ₁	T	dynamic C	static C ₀	P _a	with shaft tolerance h6	Bearing unit
mm											kN	kN	r/min	-		
20	29,5	15	31	50,8	112	90	60,5	12	10	18,3	37,3	12,7	6,55	0,28	8 500	FYTBK 20 TF
	29,5	15	31	50,8	112	90	60,5	12	10	18,3	37,3	12,7	6,55	0,28	5 000	FYTBK 20 TR
25	30	15	34,1	63,5	124	99	70	12	10	19,8	38,8	14	7,8	0,335	7 000	FYTBK 25 TF
	30	15	34,1	63,5	124	99	70	12	10	19,8	38,8	14	7,8	0,335	4 300	FYTBK 25 TR
30	33	15	38,1	76,2	142,5	116,5	83	12	10	22,2	42,2	19,5	11,2	0,475	6 300	FYTBK 30 TF
	33	15	38,1	76,2	142,5	116,5	83	12	10	22,2	42,2	19,5	11,2	0,475	3 800	FYTBK 30 TR
35	35	17	42,9	88,9	156	130	96	14,5	12	25,4	46,4	25,5	15,3	0,655	5 300	FYTBK 35 TF
	35	17	42,9	88,9	156	130	96	14,5	12	25,4	46,4	25,5	15,3	0,655	3 200	FYTBK 35 TR

Ilustración 60: Rodamiento con soporte sistema de husillos

Selección del rodamientos axial y radial

Para la parte inferior se decide elegir un rodamiento axial encargo de soportar el peso del sistema y otro radial.

Como ya se ha calculado previamente la vida en revoluciones de estos rodamientos es:

$$Revoluciones = 20000 \cdot 60 \cdot 70 = 84 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

La capacidad básica dinámica del rodamiento axial es:

$$\frac{10^6 \text{ rev}}{\text{Revoluciones}} = \left(\frac{R_{y1}}{C_1}\right)^3$$

$$\frac{10^6}{80 \cdot 10^6} = \left(\frac{4225}{C_1}\right)^3$$

$$C_1 = 18,2 \text{KN}$$

La capacidad básica dinámica del rodamiento radial es:

$$\frac{10^6 \text{ rev}}{\text{Revoluciones}} = \left(\frac{R_{x1}}{C_1}\right)^3$$

$$\frac{10^6}{80 \cdot 10^6} = \left(\frac{10600}{C_1}\right)^3$$

$$C_1 = 45,6 \text{KN}$$

Con estos valores se selección un rodamiento axial SKF 51105 y un rodamiento radial SKF N 305 ECP.

Designación	Dimensiones principales					Capacidad de carga básica		Velocidades nominales		Productos asociados
	d [mm]	f_d	D [mm]	H [mm]	H ₁ [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	Velocidad de referencia [r/min]	Velocidad límite [r/min]	Arandela del asiento
☆ 51105	25		42	11		18.2	39	6 300	9 000	
☆ 51205	25		47	15		26.5	50	5 300	7 500	
☆ 51305	25		52	18		34.5	60	4 500	6 300	
☆ 51405	25		60	24		42.3	67	3 600	5 000	
☆ 53205	25		47	16.7	19	26.5	50	5 000	7 000	U 205

Ilustración 61: Selección rodamiento axial husillo

Designación	Dimensiones principales				Capacidad de carga básica		Velocidades nominales	
	d [mm]	f_d	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	Velocidad de referencia [r/min]	Velocidad límite [r/min]
☆ ■ N 205 ECP	25		52	15	32.5	27	15 000	16 000
☆ ■ N 305 ECP	25		62	17	46.5	36.5	12 000	15 000
☆ ■ NJ 205 ECJ	25		52	15	32.5	27	15 000	16 000
■ NJ 205 ECML	25		52	15	32.5	27	15 000	26 000
☆ ■ NJ 205 ECP	25		52	15	32.5	27	15 000	16 000
☆ ■ NJ 205 ECPH	25		52	15	32.5	27	15 000	16 000
☆ ■ NJ 2205 ECP	25		52	18	39	34	15 000	16 000
■ NJ 2305 ECML	25		62	24	64	55	12 000	22 000

Ilustración 62: Selección rodamiento radial husillo

2.2 Informes

Los análisis estáticos se realizan con la herramienta Soliworks Simulation. Este programa a través de su herramienta de gestión de materiales da las propiedades necesarias a cada componente para realizar la simulación estática de forma precisa, entre estas propiedades caben destacar densidad, módulo de Young, límite elástico, resistencia máxima a tracción y coeficiente de Poisson.

2.2.1 Informe estático del bastidor principal.

El objetivo principal de este análisis es comprobar que el bastidor no supere el límite elástico en ninguna parte de la estructura, además, se comprobará las deformaciones máximas que el bastidor alcanza en la situación más desfavorable (Cuando el sustrato se encuentra encima de los rodillos de transporte) de esta forma, se asegurará que las deformaciones no sean excesivas para asegurar su correcto funcionamiento.

La estructura posee restricciones fijas en los 6 pilares de la estructura y se han definido interacciones globales entre componentes de tipo "fijo" en todas las uniones soldadas y conexiones de tipo perno entre el bastidor principal y el perfil de las guías lineales.

A continuación, se muestra toda la información del informe:

- **Material**

Se utiliza el mismo material para todos los componentes del bastidor principal (Acero estirado en frío), a todas las piezas se les realiza también un tratamiento de galvanizado para mejorar sus propiedades frente a la oxidación. En la siguiente tabla se muestran las características de dicho material:

Propiedad	Valor
Módulo elástico	2,05e+11 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0,29
Límite elástico	5,3e+8 N/m ²
Límite de tracción	6,25e+8 N/m ²
Densidad de masa	7850 kg/m ³

Tabla 25: Propiedades Acero estirado en frío.

- **Fuerzas**

Se ha aplicado una fuerza puntual en la mitad de los perfiles de las guías lineales con valor de 367,875 N. Este valor equivale al peso del sustrato, pistones neumáticos y estructura de las ventosas. Se desprecia el peso de los motores y de los reenvíos y sus soportes.

- **Análisis de tensiones**

En las siguientes imagen se muestra el análisis de tensiones del sistema.

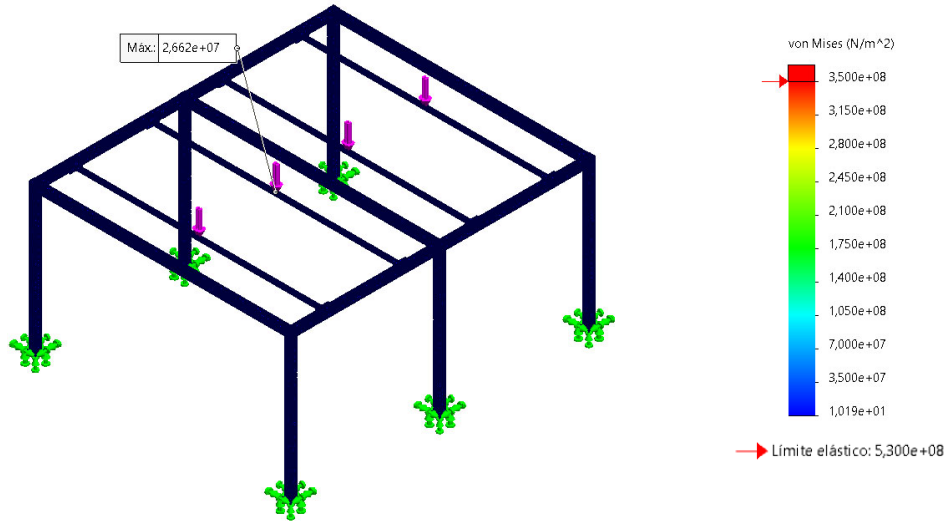


Tabla 26: Análisis de tensiones bastidor principal.

La tensión máxima que soporta el bastidor es de $1,662e+7$ N/m² inferior al límite elástico del acero estirado en frío de $5,3e+8$ N/m². Por lo que, teniendo en cuenta que el factor de seguridad mínimo requerido es 3 se cumple la restricción:

$$\text{Factor de Seguridad}_{\text{bastidor de elevación}} = \frac{5,3e + 8}{1,662e + 7} = 31,88 > 3$$

Por lo que la estructura es resistente para las cargas que debe soportar el plano aspirante.

- **Análisis de deformaciones.**

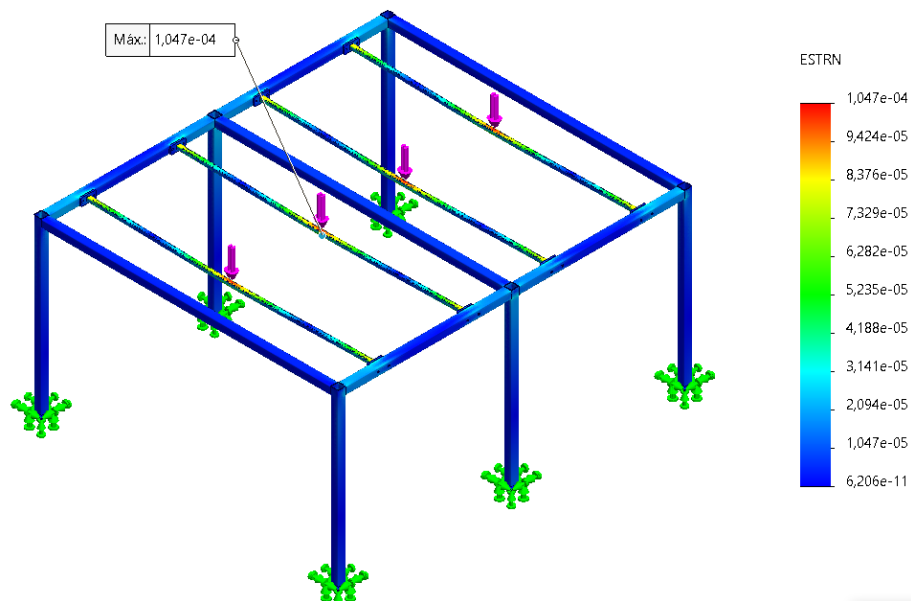


Tabla 27: Análisis de deformaciones bastidor principal.

La máxima deformación en el sistema es de $1,407e-04$, se produce en mitad del perfil de los perfiles lineales como se puede observar la imagen anterior.

- **Análisis de desplazamientos.**

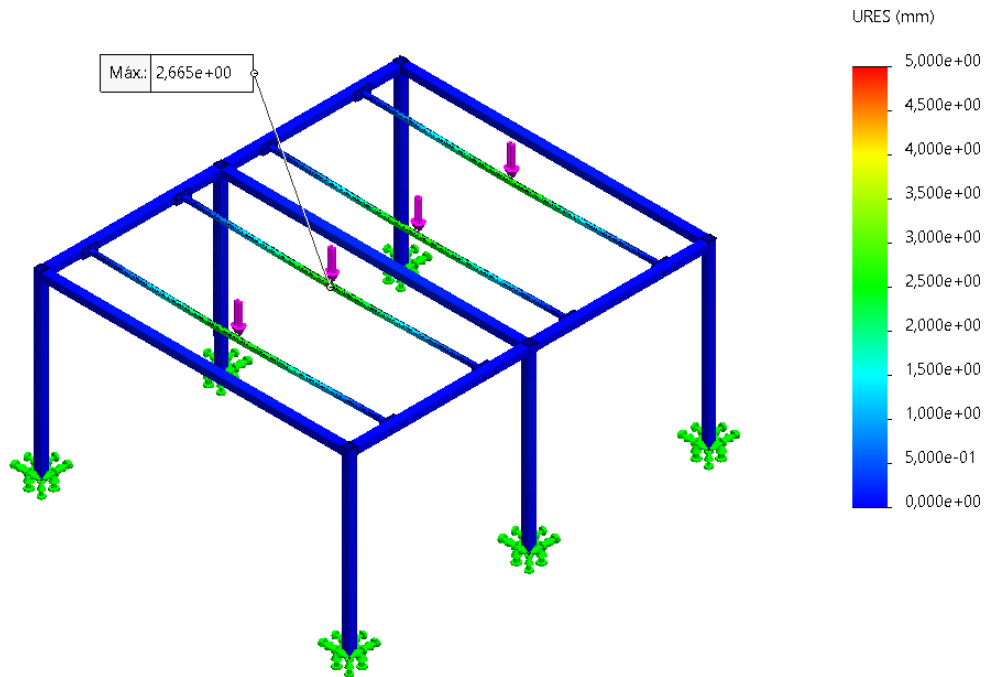


Tabla 28: Análisis de desplazamientos bastidor principal.

El máximo desplazamiento del bastidor se produce en el centro de este, con un valor de 2,665 mm. La estructura es lo suficientemente rígida para soportar el sustrato. El desplazamiento de 2,665 mm no provoca problemas en el funcionamiento del sistema. Por lo que no es necesario ampliar la sección de los perfiles que produciría un incremento económico de la máquina.

2.2.2 Informe estático travesaño mesa de rodillos.

El objetivo principal de este análisis es comprobar que el travesaño de la mesa de rodillos no supere el límite elástico en ninguna parte de la estructura, además, se comprobará las deformaciones máximas que esta pieza alcanza en la situación más desfavorable (Cuando el sustrato de máximas dimensiones se encuentra en mitad de la mesa de rodillos) de esta forma, se asegurará que las deformaciones no sean excesivas para asegurar su correcto funcionamiento.

La pieza posee restricciones fijas en los extremos donde apoyan las patas de 80 x 80 mm.

A continuación, se muestra toda la información del informe:

- **Material**

Se utiliza el material Acero estirado en frío, además se les realiza también un tratamiento de galvanizado para mejorar sus propiedades frente a la oxidación. En la siguiente tabla se muestran las características de dicho material:

Propiedad	Valor
Módulo elástico	2,05e+11 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0,29
Límite elástico	5,3e+8 N/m ²
Límite de tracción	6,25e+8 N/m ²
Densidad de masa	7850 kg/m ³

Tabla 29: Propiedades Acero estirado en frío.

- **Fuerzas**

Se ha aplicado una fuerza vertical de 37,4N en los 14 agujeros del medio que son los que soportarán la mitad del peso de la plancha de máxima longitud (1200 mm) de 360,517N y el peso de los rodillos 49,05 N (peso individual del rodillo).

- **Análisis de tensiones**

En la siguiente imagen se muestra el análisis de tensiones del sistema.

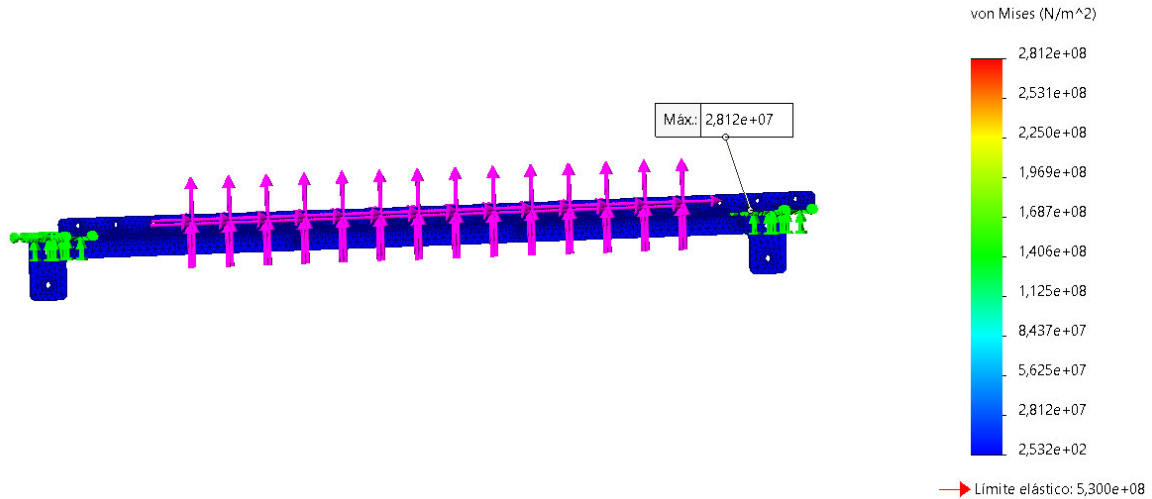


Tabla 30: Análisis de tensiones del travesaño de la mesa de rodillos.

La tensión máxima que soporta la pieza es de 2,812+7 N/m² inferior al límite elástico del estirado en frío de 5,0+8 N/m². Por lo que, teniendo en cuenta que el factor de seguridad mínimo requerido es 3 se cumple la restricción:

$$\text{Factor de Seguridad}_{\text{travesaño}} = \frac{5,00e + 8}{2,812e + 7} = 17,78 > 3$$

Por lo que la estructura es resistente para las cargas que debe soportar el sistema.

- **Análisis de deformaciones.**

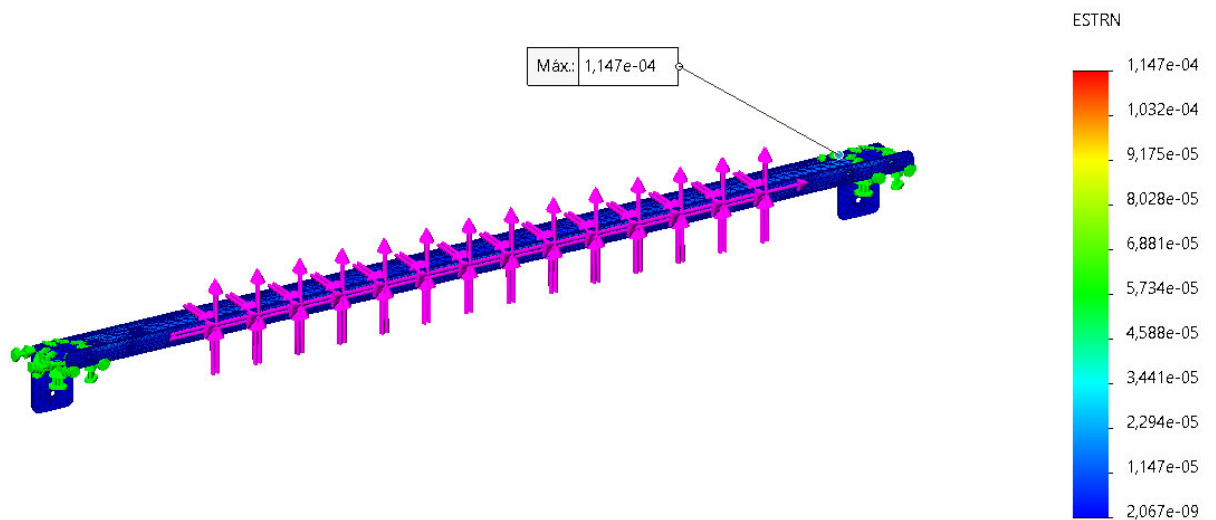


Tabla 31: Análisis de deformaciones del travesaño de la mesa de rodillos.

La máxima deformación en el sistema es de 1,1476e-04, se produce en el contacto con las patas del travesaño tal y como se puede observar la imagen anterior.

- **Análisis de desplazamientos.**

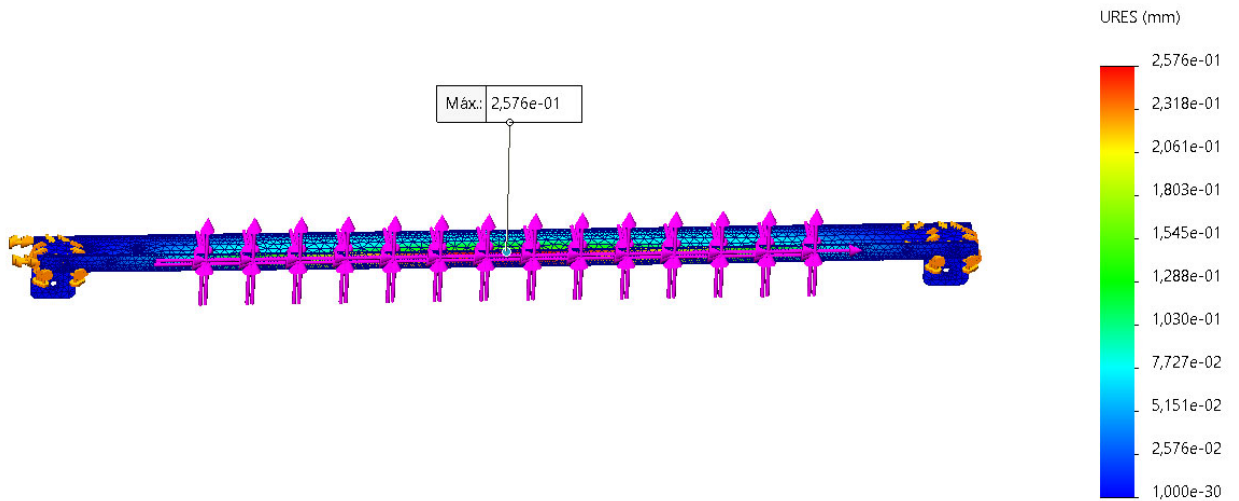


Tabla 32: Análisis de desplazamientos travesaño de la mesa de rodillos..

El máximo desplazamiento de la pieza se produce en el centro del misma, con un valor de $2,57e-01$ mm. La estructura es lo suficientemente rígida para soportar el sustrato. El desplazamiento de $2,57e-01$ mm no provoca problemas en el funcionamiento del sistema. Por lo que no es necesario ampliar la anchura de la plancha que produciría un incremento económico de la máquina.

2.2.3 Informe estático de la estructura de ventosas.

El objetivo principal de este análisis es comprobar que la estructura no supere el límite elástico en ninguna de sus partes, se comprobará las deformaciones máximas que la estructura alcanza en la situación más desfavorable (Cuando está ascendiendo el sustrato a la posición superior) de esta forma, se asegurará que las deformaciones no sean excesivas para asegurar su correcto funcionamiento.

La estructura posee restricciones fijas en el soporte de amarre con los pistones y se ha simplificado las interacciones globales entre componentes a tipo “fijo”

A continuación, se muestra toda la información del informe:

- **Material**

Se utiliza el mismo material para todos los componentes de la mesa de elevación (Aluminio 6063-T1). En la siguiente tabla se muestran las características de dicho material:

Propiedad	Valor
Módulo elástico	6,9e+10 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0,33
Módulo cortante	2,58e+10 N/m ²
Límite elástico	9,00e+7 N/m ²
Límite de tracción	1,5e+8 N/m ²
Densidad de masa	2700 kg/m ³

Tabla 33: Propiedades del aluminio 6063-T1.

- **Fuerzas**

Se ha aplicado una fuerza distribuida a lo largo de los dos perfiles longitudinales de 365,15N equivalente a la fuerza de ascenso que deben soportar 3 ventosas ya que como se ha comentado anteriormente, es la situación más crítica.

- **Análisis de tensiones**

En las siguientes imágenes se muestra por la parte superior e inferior el análisis de tensiones del sistema.

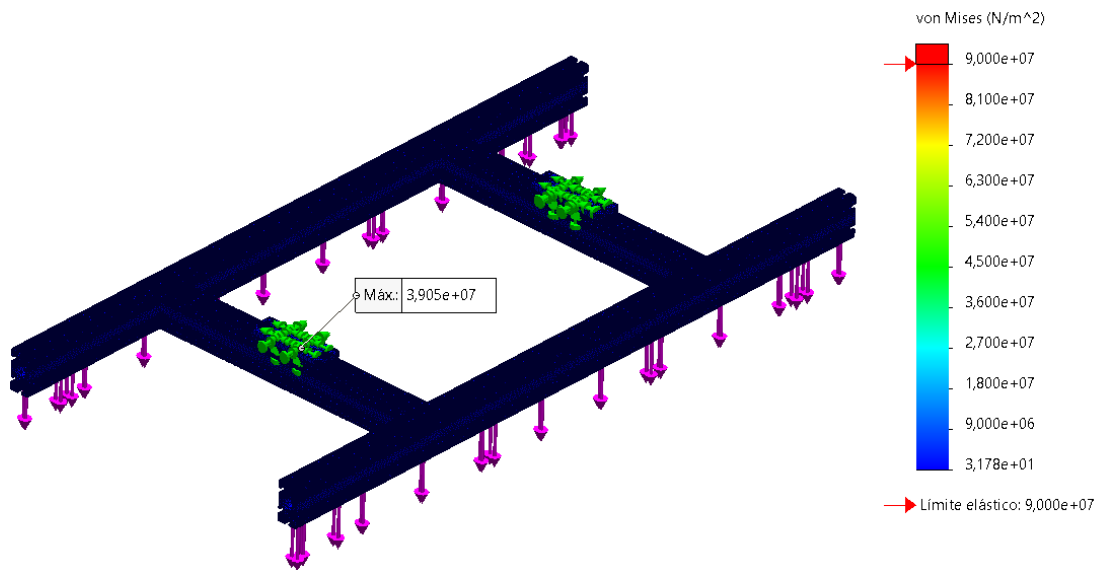


Ilustración 63: Análisis de tensiones estructura de ventosas.

La tensión máxima que soporta la estructura es de $3,905 \times 10^7$ N/m² inferior al límite elástico del aluminio 6063-T1 $9,00 \times 10^7$ N/m². Por lo que, teniendo en cuenta que el factor de seguridad mínimo requerido es 2 se cumple la restricción:

$$\text{Factor de Seguridad}_{\text{bastidor de elevación}} = \frac{9,00 \times 10^7}{3,905 \times 10^7} = 2,30 > 2$$

Por lo que la estructura es resistente para las cargas que debe soportar el plano aspirante.

- **Análisis de deformaciones.**

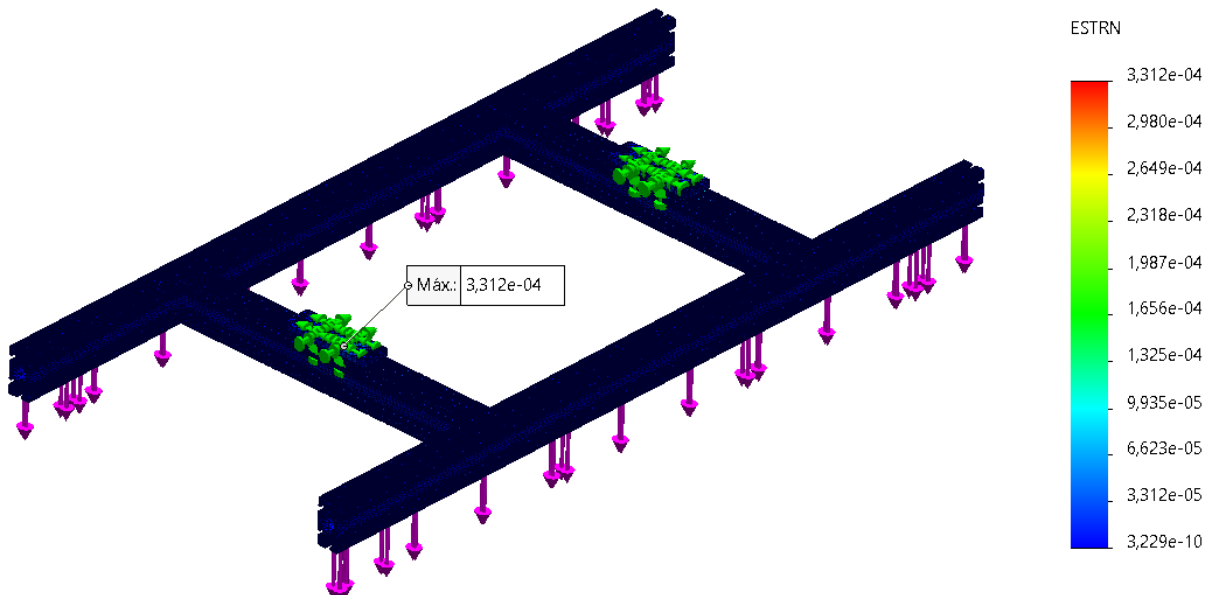


Ilustración 64: Análisis de deformaciones estructura de ventosas.

La máxima deformación en el sistema es de $3,312 \times 10^{-4}$, se produce como se puede observar la imagen anterior en las planchas de sujeción con los pistones neumáticos.

- **Análisis de desplazamientos.**

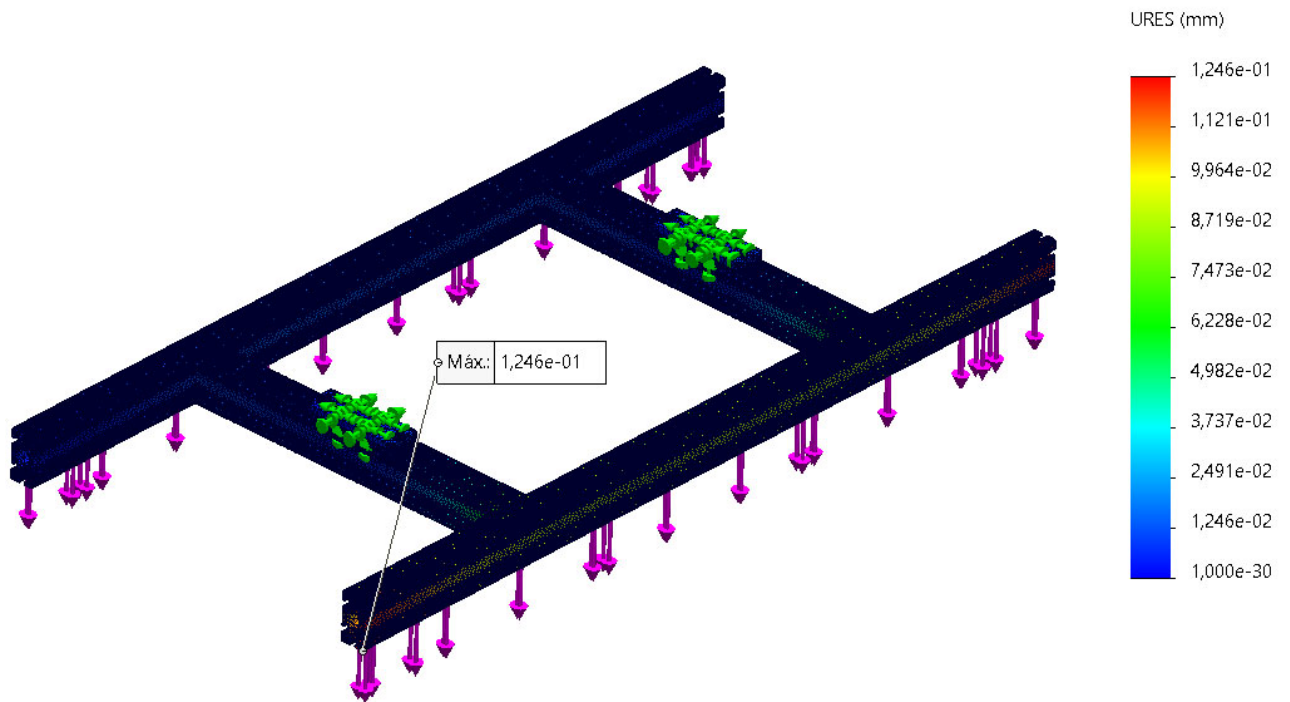


Ilustración 65: Análisis de desplazamientos estructura de ventosas.

El máximo desplazamiento de la estructura se produce en los laterales de esta, con un valor de 1,246e-01 mm. La estructura es lo suficientemente rígida para soportar el sustrato.

2.2.4 Informe estático del soporte de pistones superior.

El objetivo principal de este análisis es comprobar que el soporte no supere el límite elástico en ningún punto, se comprobará las deformaciones máximas que el soporte alcanza en la situación más desfavorable (Cuando está ascendiendo el sustrato a la posición superior) de esta forma, se asegurará que las deformaciones no sean excesivas para asegurar su correcto funcionamiento.

El soporte posee restricciones fijas en los agujeros de anclaje con los patines lineales.

A continuación, se muestra toda la información del informe:

- **Material**

Se utiliza el material (Aluminio 6063-T1). En la siguiente tabla se muestran las características de dicho material:

Propiedad	Valor
Módulo elástico	6,9e+10 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0,33
Módulo cortante	2,58e+10 N/m ²
Límite elástico	9,00e+7 N/m ²
Límite de tracción	1,5e+8 N/m ²
Densidad de masa	2700 kg/m ³

Tabla 34: Propiedades del aluminio 6063-T1.

- **Fuerzas**

Se ha aplicado una fuerza en el área de amarre de los pistones neumáticos de 400N equivalente a la fuerza de ascenso que deben soportar 3 ventosas junto con el peso de la estructura y de los pistones neumáticos. Esta es la situación más crítica como ya se ha comentado anteriormente,

- **Análisis de tensiones**

En las siguientes imágenes se muestra por la parte superior e inferior el análisis de tensiones del soporte.

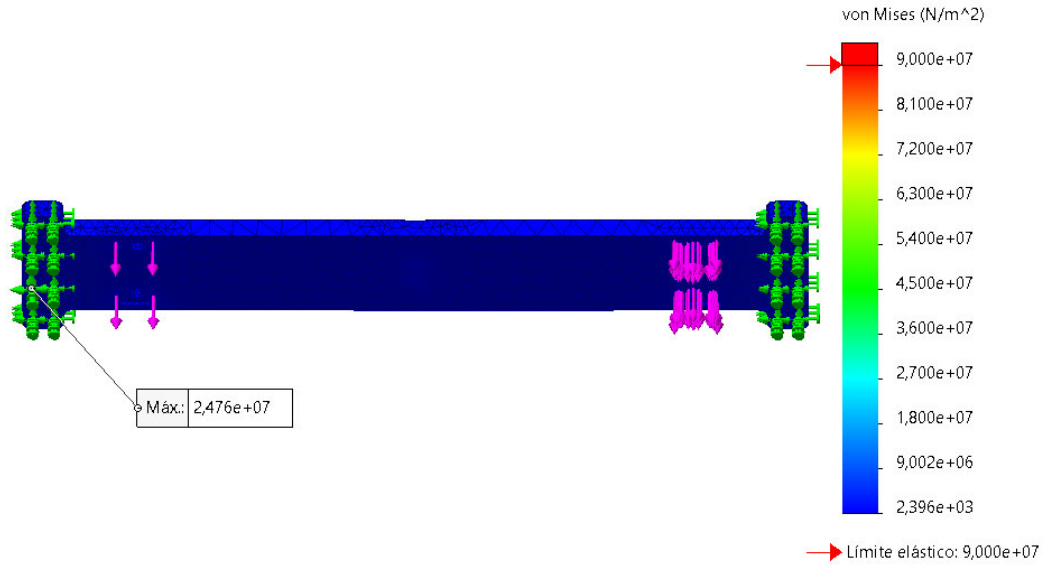


Ilustración 66: Análisis de tensiones del soporte de pistones.

La tensión máxima que soporta el soporte es de 2,476+7 N/m² inferior al límite elástico del aluminio 6063-T1 9,00e+7 N/m². Por lo que, teniendo en cuenta que el factor de seguridad mínimo requerido es 2 se cumple la restricción:

$$\text{Factor de Seguridad}_{\text{bastidor de elevación}} = \frac{9,00e + 7}{2,476e + 7} = 3,63 > 2$$

Por lo que la estructura es resistente para las cargas que debe soportar el plano aspirante.

- **Análisis de deformaciones.**

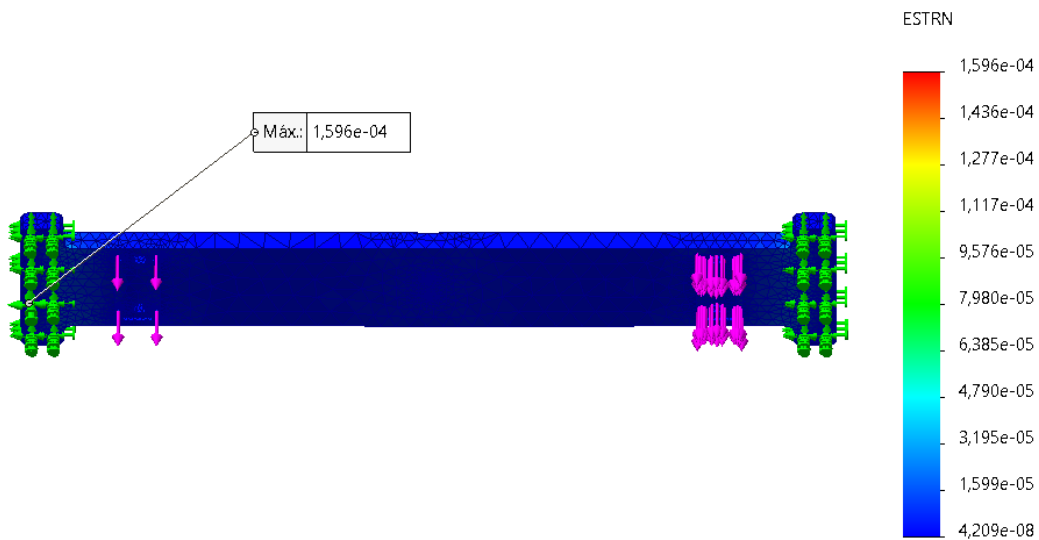


Ilustración 67: Análisis de deformaciones del soporte de pistones.

La máxima deformación en el sistema es de 1,596-04, se produce como se puede observar la imagen anterior en las planchas de sujeción con los pistones neumáticos.

- **Análisis de desplazamientos.**

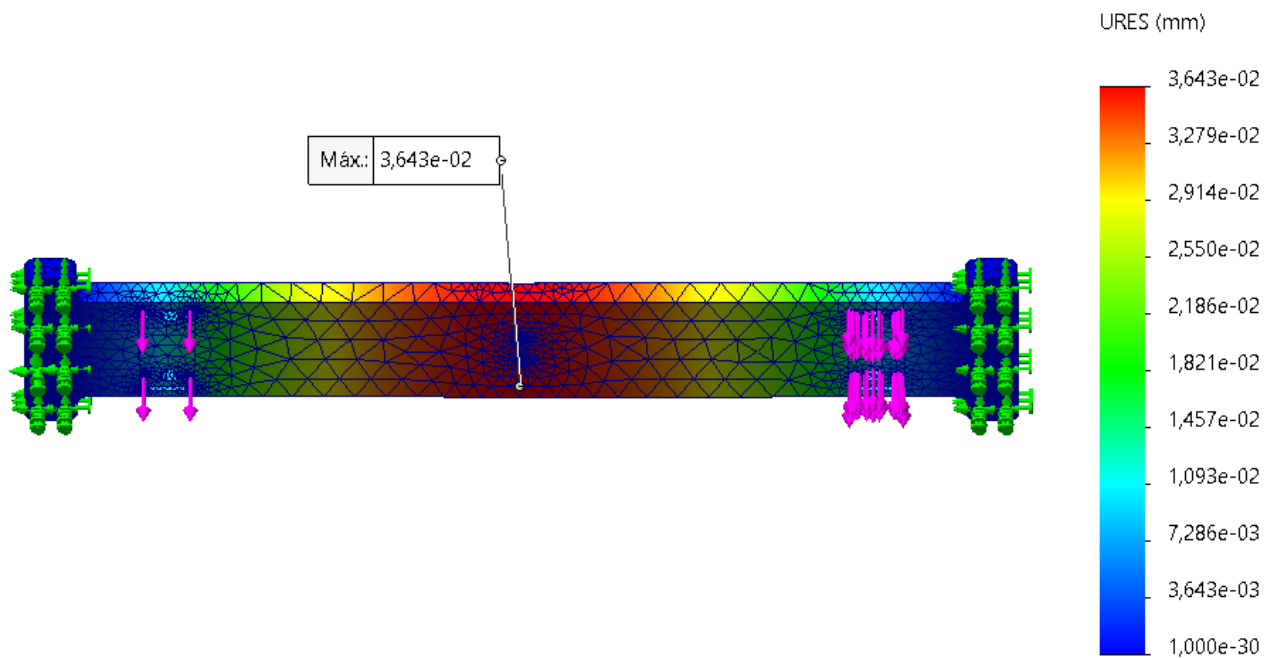


Ilustración 68: Análisis de desplazamientos del soporte de pistones.

El máximo desplazamiento del soporte se produce en los laterales de esta, con un valor de $3,643e-02$ mm. El soporte es lo suficientemente rígida para soportar el sustrato y el peso de la estructura y pistones neumáticos.

2.2.5 Informe estático del bastidor de la mesa de elevación.

El objetivo principal de este análisis es comprobar que el bastidor no supere el límite elástico en ninguna parte de la estructura, además, se comprobará las deformaciones máximas que el bastidor alcanza en la situación más desfavorable (Cuando está completamente llena de sustrato) de esta forma, se asegurará que las deformaciones no sean excesivas para asegurar su correcto funcionamiento.

La estructura posee restricciones fijas en los soportes de los husillos tal y se han definido interacciones globales entre componentes de tipo “fijo” en todas las uniones soldadas.

A continuación, se muestra toda la información del informe:

- **Material**

Se utiliza el mismo material para todos los componentes de la mesa de elevación (Acero estirado en frío), a todas las piezas se les realiza también un tratamiento de galvanizado para mejorar sus propiedades frente a la oxidación. En la siguiente tabla se muestran las características de dicho material:

Propiedad	Valor
Módulo elástico	2,05e+11 N/m ²
Coefficiente de Poisson	0,29
Límite elástico	5,3e+8 N/m ²
Límite de tracción	6,25e+8 N/m ²
Densidad de masa	7850 kg/m ³

Tabla 35: Propiedades Acero estirado en frío.

- **Fuerzas**

Se ha aplicado una fuerza distribuida a lo largo de toda la mesa de 7800N ya que como se ha comentado anteriormente, es la situación más crítica producida cuando la mesa está completamente cargada de sustrato.

- **Análisis de tensiones**

En las siguientes imágenes se muestra por la parte superior e inferior el análisis de tensiones del sistema.

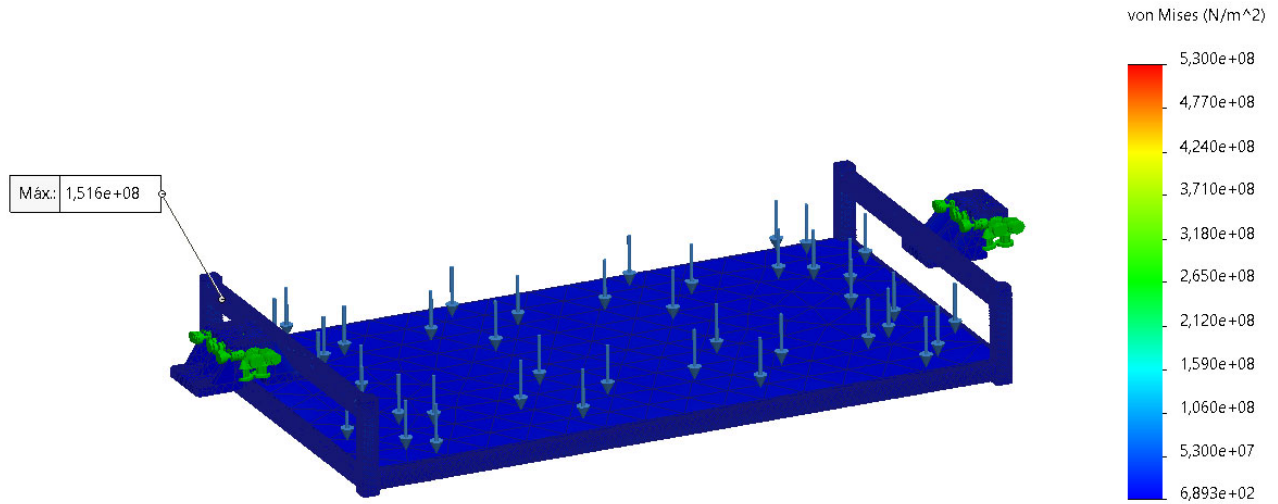


Tabla 36: Análisis de tensiones mesa de elevación vista superior.

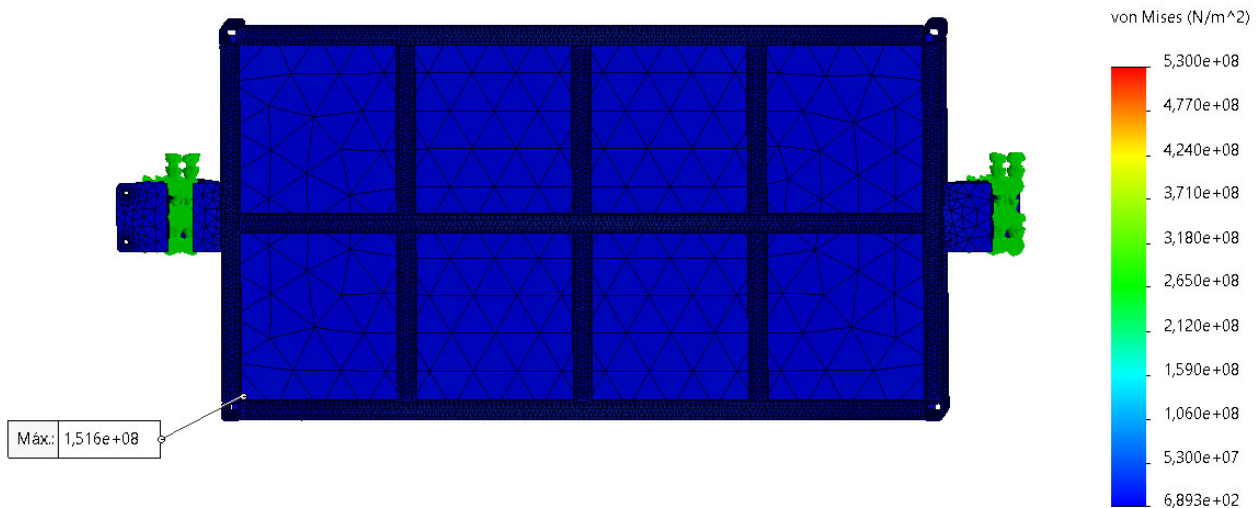


Tabla 37: Análisis de tensiones mesa de elevación vista inferior.

La tensión máxima que soporta el bastidor junto con los soportes de los husillos es de $1,655e+8 \text{ N/m}^2$ inferior al límite elástico del acero aleado fundido $5,3e+8 \text{ N/m}^2$. Por lo que, teniendo en cuenta que el factor de seguridad mínimo requerido es 3 se cumple la restricción:

$$\text{Factor de Seguridad}_{\text{bastidor de elevación}} = \frac{5,3e + 8}{1,516e + 8} = 3,49 > 3$$

Por lo que la estructura es resistente para las cargas que debe soportar el plano aspirante.

- **Análisis de deformaciones.**

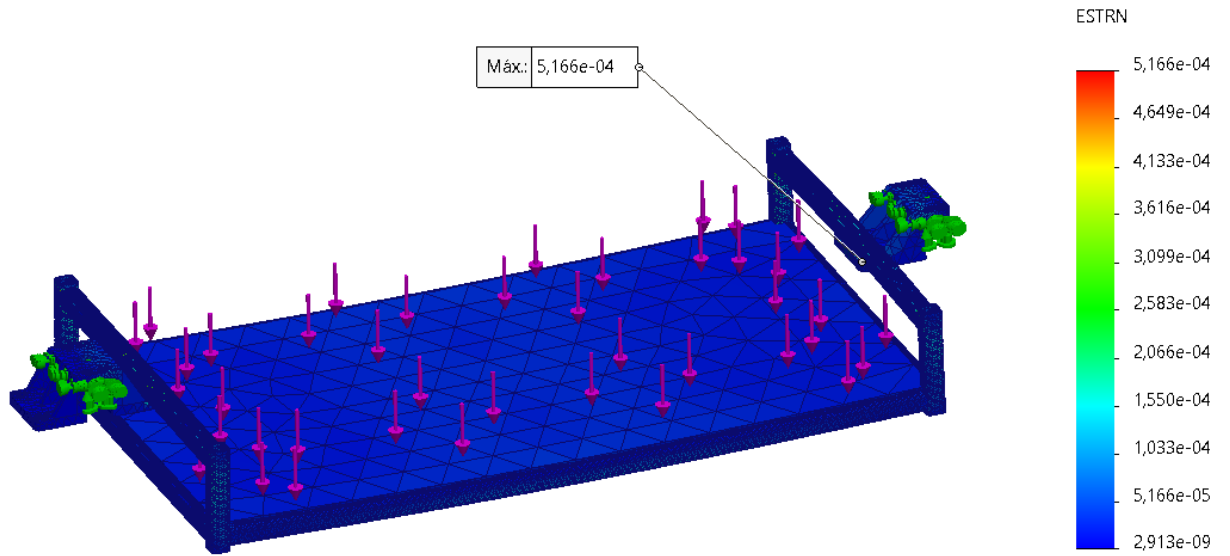


Tabla 38: Análisis de deformaciones mesa de elevación.

La máxima deformación en el sistema es de 0,0005, se produce como se puede observar la imagen anterior en el perfil que están anclados los soportes de los husillos.

- **Análisis de desplazamientos.**

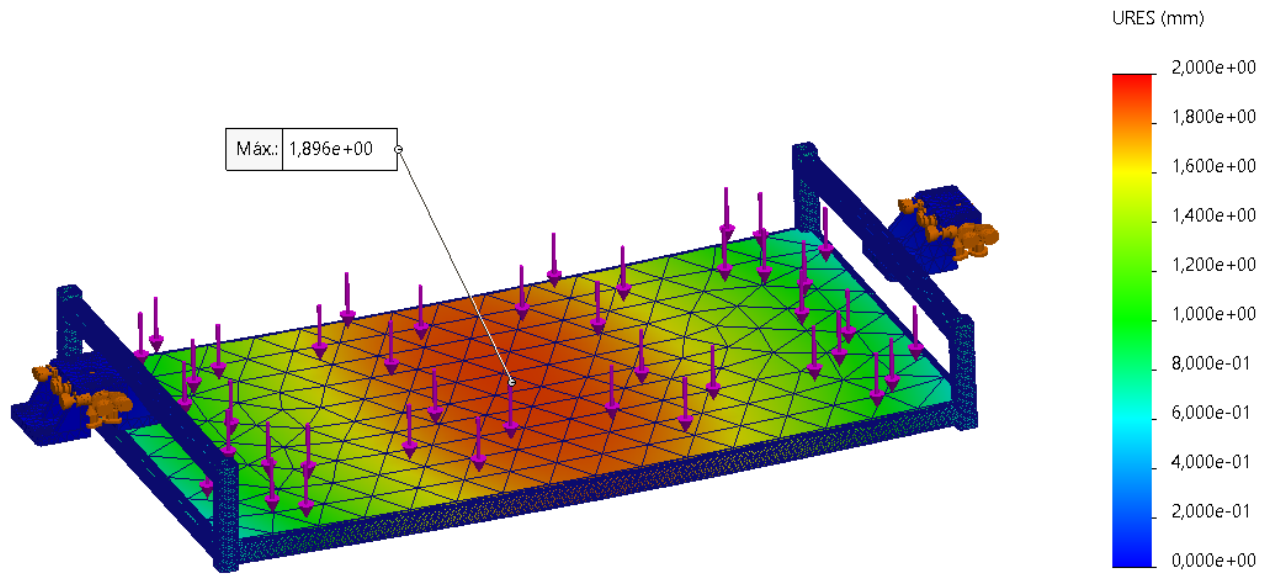


Tabla 39: Análisis de desplazamientos mesa de elevación.

El máximo desplazamiento del bastidor se produce en el centro de este, con un valor de 1,896 mm. La estructura es lo suficientemente rígida para soportar todo el volumen de sustrato. El desplazamiento de 1,896 mm puede corregirse con las bielas elásticas de las ventosas. Por lo que no es necesario ampliar la sección de los perfiles que produciría un incremento económico de la máquina.

3 PRESUPUESTO

ÍNDICE DEL PRESUPUESTO:

3	PRESUPUESTO	112
3.1	ELEMENTOS COMERCIALES.	115
3.2	FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES DISEÑADOS.	117
3.2.1	Precio de la materia prima.	117
3.2.2	Precio horas de fabricación.	118
3.3	MANO DE OBRA.	120
3.4	RESUMEN.....	120

En este apartado se detalla el presupuesto de ejecución material (PEM). Este presupuesto abarcará el coste de las materias primas, el coste de fabricación en fabrica, el coste de montaje y el coste de los elementos comerciales que constituyen el paletizador de planchas de madera.

3.1 Elementos comerciales.

Se define componentes comerciales a todos aquellos que deben adquirirse en el mercado para posteriormente utilizarlos en el ensamblaje de la máquina.

Los elementos comerciales que se detallan en el presupuesto son: Rodamientos y soportes, cadenas, piños para cadena, poleas dentadas, correas dentadas, husillos, reenvíos, patines lineales, elementos neumáticos, acoplamiento tornillería y motores.

Componente	Cantidad	Precio unitario	Precio Total
Biela elástica FSTF G1/2-AG 50	12	25,30 €	303,60 €
Cadena	1	58,00 €	58,00 €
Correa 8M 20 6304	2	201,16 €	402,32 €
Distribuidor neumático 1-9	2	19,94 €	39,88 €
EKH 300 - Ø20	14	144,48 €	2.022,72 €
Guía VH15	4	43,00 €	172,00 €
Husillo con tuerca SX/BX 25x10R	6	103,25 €	619,50 €
Motor BMH0702T	2	753,81 €	1.507,62 €
Motor SF57CMP40M/PK/RH1M/SM1	2	2.100,00 €	4.200,00 €
Motovario NMRV_040	3	265,00 €	795,00 €
Patas 80 x 80 RS1965336	12	26,43 €	317,16 €
Patín VN15BN	8	100,45 €	803,60 €
Piñón doble	3	4,50 €	13,50 €
Piñón simple	3	3,30 €	9,90 €
Piston 170941_DFM_32_80_P_A_KF_	4	391,44 €	1.565,76 €
Polea 38 8M 20	4	20,45 €	81,80 €
Racor rector G1/4	24	4,49 €	107,76 €
Racor rector G1/8	2	4,50 €	9,00 €
Reenvío P140 tecnopower	6	387,00 €	2.322,00 €
Rodamiento SKF 61901	60	14,10 €	846,00 €
Rodamiento SKF 6301-2RSL	60	8,59 €	515,40 €
Rodamiento SKF_51105	6	21,40 €	128,40 €
Rodamiento SKF_61804	8	23,74 €	189,92 €
Rodamiento SKF_FYTBK 25 TF	6	47,32 €	283,92 €
Rodamiento SKF_N 305 ECP	6	45,88 €	275,28 €
Tapón G1/4	6	2,88 €	17,28 €
Tubo	4	3,60 €	14,40 €
Ventosa SHFN 85 NK-45 G1/4-AG MOS-TV	12	26,13 €	313,56 €
Eyector ZH07S-X267:	2	150,00 €	300,00 €
ISO 4014 - M12 x 110 x 30-N	104	0,13 €	13,52 €
Washer ISO 7089 - 12	248	0,10 €	24,80 €
ISO - 4034 - M12 - N	44	0,26 €	11,44 €

ISO 10673-11-N	133	0,10 €	13,30 €
ISO 4762 M10 x 40 - 40C	120	0,12 €	14,40 €
ISO 10642 - M6 x 50 - 24N	12	0,12 €	1,44 €
ISO 10669-7.15-N	12	0,10 €	1,20 €
ISO - 4034 - M6 - N	12	0,23 €	2,76 €
ISO 4026 - M5 x 6-N	6	0,13 €	0,78 €
ISO 7380 - M6 x 10 - 10N	18	0,12 €	2,16 €
DIN 186 M8 X 70	24	0,34 €	8,16 €
DIN 186 M8 X 35	64	0,31 €	19,84 €
DIN 186 M8 X 20	8	0,31 €	2,48 €
ISO - 4034 - M8 - N	98	0,23 €	22,54 €
ISO 10669-8.8-N	72	0,10 €	7,20 €
ISO 4762 M5 x 16 - 16N	16	0,10 €	1,60 €
ISO 4762 M8 x 40 - 28N	16	0,11 €	1,76 €
ISO 4762 M10 x 16 - 16N	16	0,10 €	1,60 €
ISO 4762 M4 x 25 - 25N	32	0,10 €	3,20 €
ISO 4762 M4 x 20 - 20N	188	0,10 €	18,80 €
ISO 7380 - M6 x 30 - 30N	4	0,11 €	0,44 €
ISO 4762 M5 x 20 - 20N	48	0,11 €	5,28 €
ISO 4762 M10 x 100 - 32N	16	0,13 €	2,08 €
ISO 4026 - M4 x 6-N	8	0,13 €	1,04 €
ISO 4026 - M4 x 4-N	2	0,13 €	0,26 €
ISO 4026 - M10 x 30-N	4	0,15 €	0,60 €
ISO 10673-11-S	34	0,11 €	3,74 €
ISO 7040-M10-N	28	0,18 €	5,04 €
Circlip DIN 471 - 18 x 1.2	8	0,30 €	2,40 €
ISO 4762 M10 x 65 - 32N	16	0,12 €	1,92 €
ISO 4762 M12 x 120 - 36N	20	0,14 €	2,80 €
ISO 4762 M5 x 35 - 22N	28	0,10 €	2,80 €
ISO 4762 M10 x 60 - 32N	24	0,12 €	2,88 €
ISO 4762 M10 x 80 - 32N	16	0,13 €	2,08 €
ISO 4762 M10 x 40 - 40N	12	0,12 €	1,44 €
ISO 4762 M10 x 50 - 32N	8	0,12 €	0,96 €
ISO 4762 M12 x 40 - 40N	12	0,13 €	1,56 €
ISO 10512-M10x1.25-N	6	0,15 €	0,90 €
Washer ISO 7089 - 10	64	0,10 €	6,40 €
Washer ISO 7091 - 10	36	0,10 €	3,60 €
ISO 4026 - M6 x 20-N	24	0,10 €	2,40 €
Circlip DIN 472 - 42 x 1.75	6	0,30 €	1,80 €
Circlip DIN 472 - 62 x 2	6	0,30 €	1,80 €
Key ISO 2491 6x4-36-B	16	8,91 €	142,56 €

SUBTOTAL:
18.605,04 €

3.2 Fabricación de los componentes diseñados.

3.2.1 Precio de la materia prima.

A continuación, se desglosa el precio de la materia prima para cada uno de los componentes fabricados.

Componente	Cantidad	Precio de materia prima	Precio total
Bastidor	1	1.734,48 €	1.734,48 €
Perfil patines lineales	4	41,30 €	165,20 €
Valla delantera	1	162,76 €	162,76 €
Valla trasera	1	162,76 €	162,76 €
Patas mesa rodillos	12	32,76 €	393,12 €
Unión longitudinal	6	18,80 €	112,80 €
Unión transversal	6	22,30 €	133,80 €
Travesaño con motor	3	35,60 €	106,80 €
Travesaño sin motor	3	35,60 €	106,80 €
Rodillos	60	29,40 €	1.764,00 €
Eje rodillos	60	13,40 €	804,00 €
Casquillo 24	60	1,22 €	73,20 €
Casquillo 27	60	1,33 €	79,80 €
Eje motor	3	5,50 €	16,50 €
Reten	3	0,74 €	2,22 €
Separador del motor	12	0,80 €	9,60 €
Chapa de unión	8	6,40 €	51,20 €
Covers largos	3	31,72 €	95,16 €
Covers cortos	3	26,78 €	80,34 €
Soporte pistones superior	2	68,98 €	137,96 €
Placa ranurada	2	20,90 €	41,80 €
Soporte pistones inferior	4	12,50 €	50,00 €
Escuadra 30 x 30	32	5,10 €	163,20 €
Perfil 80 x 40	8	372,84 €	2.982,72 €
Soporte motor_ tapa motor	2	7,90 €	15,80 €
Soporte motor_ tapa inferior	2	5,60 €	11,20 €
Soporte motor_ tapa tensora	2	6,70 €	13,40 €
Soporte motor_ tapa lateral	6	7,90 €	47,40 €
Soporte motor_ tapa motor	6	7,50 €	45,00 €
Eje de acople	4	3,40 €	13,60 €
Bastidor_ mesa de elevación	4	167,65 €	670,60 €
Plancha trasera_ mesa de elevación	4	20,80 €	83,20 €
Plancha lateral_ mesa de elevación	8	11,20 €	89,60 €
Brida de unión mesas	4	23,40 €	93,60 €
Soporte rodamientos inferiores husillo	6	20,54 €	123,24 €
Soporte reenvío-bastidor	6	76,70 €	460,20 €
Eje Reenvío-Reenvío	4	19,20 €	76,80 €
Soporte husillo-mesa	4	25,60 €	102,40 €

Soporte husillo-mesa_Intermedio	2	45,70 €	91,40 €
Soporte amarre motor	2	24,18 €	48,36 €
Soporte amarre motor lateral	4	37,80 €	151,20 €
Placa de fijación rodamiento con brida	6	11,30 €	67,80 €

SUBTOTAL
11.635,02 €

3.2.2 Precio horas de fabricación.

A continuación, se muestran las horas destinadas a la fabricación completa de cada componente de la máquina:

Componente	Cantidad	Horas corte laser unitario	Horas corte laser total	Horas mecanizado unitario	Horas mecanizado total	Horas taladro columna unitario	Horas taladro columna total	Horas soldado unitario	Horas soldado total	Horas corte por sierra unitario	Horas corte por sierra total	Horas doblado unitario	Horas doblado total
Bastidor	1	0,52	0,52	0	0	3,1	3,1	2	2	0,5	0,5	0	0
Perfil patines lineales	4	0,32	1,28	0	0	2,2	8,8	0,2	0,64	0,1	0,4	0	0
Valla delantera	1	5	5	0	0	0,45	0,45	0	0	0	0	0,1	0,1
Valla trasera	1	3	3	0	0	0,45	0,45	0	0	0	0	0,1	0,1
Patas mesa rodillos	12	0,1	1,2	0	0	0,55	6,6	0,2	1,92	0,03	0,36	0	0
Unión longitudinal	6	0,32	1,92	0	0	0,2	1,2	0,2	0,96	0,1	0,6	0	0
Unión transversal	6	0,32	1,92	0	0	0,2	1,2	0,2	0,96	0,1	0,6	0	0
Travesaño con motor	3	0,71	2,13	0	0	1,4	4,2	0	0	0	0	0,06	0,18
Travesaño sin motor	3	0,71	2,13	0	0	1,2	3,6	0	0	0	0	0,06	0,18
Rodillos	60	0	0	0,5	30	0	0	0,2	9,6	0	0	0	0
Eje rodillos	60	0	0	0	0	0,1	6	0	0	0,03	1,8	0	0
Casquillo 24	60	0	0	0,03	1,8	0	0	0	0	0,01	0,6	0	0
Casquillo 27	60	0	0	0,03	1,8	0	0	0	0	0,01	0,6	0	0
Eje motor	3	0	0	0,5	1,5	0	0	0	0	0,03	0,09	0	0
Reten	3	0	0	0,1	0,3	0	0	0	0	0,03	0,09	0	0
Separador del motor	12	0	0	0,1	1,2	0	0	0	0	0,03	0,36	0	0
Chapa de unión	8	0,1	0,8	0	0	0,2	1,6	0	0	0	0	0	0
Covers largos	3	0,93	2,79	0	0	0,2	0,6	0,2	0,48	0	0	0,1	0,3
Covers cortos	3	0,89	2,67	0	0	0,2	0,6	0,2	0,48	0	0	0,1	0,3
Soporte pistones superior	2	0,41	0,82	0,3	0,6	1,5	3	0	0	0	0	0	0
Placa ranurada	2	0,08	0,16	0,1	0,2	0,3	0,6	0	0	0	0	0	0

Soporte pistones inferior	4	0,07	0,28	0	0	0,3	1,2	0	0	0	0	0	0
Escuadra 30 x 30	32	0	0	0,25	8	0	0	0	0	0	0	0	0
Perfil 80 x 40	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0,03	0,24	0	0
Soporte motor_tapa motor	2	0,08	0,16	0,16	0,32	0,5	1	0	0	0	0	0	0
Soporte motor_tapa inferior	2	0,06	0,12	0	0	0,5	1	0	0	0	0	0	0
Soporte motor_tapa tensora	2	0,07	0,14	0,16	0,32	0,6	1,2	0	0	0	0	0	0
Soporte motor_tapa lateral	6	0,08	0,48	0,16	0,96	0,5	3	0	0	0	0	0	0
Soporte motor_tapa motor	6	0,073	0,438	0	0	0,3	1,8	0	0	0	0	0	0
Eje de acople	4	0	0	0,5	2	0	0	0	0	0,03	0,12	0	0
Bastidor_mesa de elevación	4	0,8	3,2	0	0	0,6	2,4	2,2	8,64	0,63	2,52	0	0
Plancha trasera_mesa de elevación	4	0,55	2,2	0	0	0,2	0,8	0	0	0	0	0	0
Plancha lateral_mesa de elevación	8	0,32	2,56	0	0	0,2	1,6	0	0	0	0	0,03	0,24
Brida de unión mesas	4	0,16	0,64	0	0	0,2	0,8	0,3	1,2	0,06	0,24	0	0
Soporte rodamientos inferiores husillo	6	0	0	0,8	4,8	0,4	2,4	0	0	0	0	0	0
Soporte reenvío-bastidor	6	0,08	0,48	2	12	0,3	1,8	0,1	0,48	0	0	0	0
Eje Reenvío-Reenvío	4	0	0	0,25	1	0	0	0	0	0,03	0,12	0	0
Soporte husillo-mesa	4	0,12	0,48	1,2	4,8	0,35	1,4	0,3	1	0	0	0	0
Soporte husillo-mesa_Intermedio	2	0,16	0,32	2	4	0,45	0,9	0,5	1	0	0	0	0
Soporte amarre motor	2	0,2	0,4	0	0	0,5	1	0	0	0	0	0	0
Soporte amarre motor lateral	4	0,18	0,72	0	0	0,35	1,4	0	0	0	0	0	0
Placa de fijación con brida	6	0,09	0,54	0	0	0,25	1,5	0	0	0	0	0	0
Horas totales			39,5		75,6		67,2		29,4		9,24		1,4

Tabla 40: Horas de fabricación componentes de la máquina.

A continuación, se muestra el precio total de fabricación de todos los componentes de la máquina:

Operación	Horas	€/Hora	Total €
Corte laser	39,498	10,2 €	402,8796 €
Mecanizado	75,6	13,5 €	1020,6 €
Taladro vertical	67,2	4 €	268,8 €
Soldadura	29,36	22,5 €	660,6 €
Corte sierra	9,24	7,4 €	68,376 €
Plegado	1,4	5,3 €	7,42 €
		SUBTOTAL	2428,67 €

Tabla 41: Precio fabricación componentes de la máquina.

3.3 Mano de obra.

En la siguiente tabla se muestra el precio de mano de obra:

Descripción	Horas	€/Hora	TOTAL €
Operarios de fabricación	222,3	17 €	3.779,10 €
Operarios de montaje	64	22 €	1.408 €
Ingeniero de diseño	300	33 €	9.900 €
SUBTOTAL			15.087,10 €

Tabla 42: Precio de la mano de obra.

Las horas de operarios de fabricación incluyen las horas totales de corte láser, mecanizado, taladrado, plegado y soldado que los operarios deben realizar.

La instalación se realizará entre dos operarios en cuatro días laborales de 8 horas, tal y como se estipula en el pliego de condiciones.

Las horas de diseño incluyen todas las fases del proyecto.

3.4 Resumen.

En la siguiente tabla se muestra el precio total de venta del paletizador de planchas de madera si se le quiere sacar un beneficio de un 35% a cada máquina vendida.

Descripción	Valor
Elementos comerciales	18.605,04 €
Materia Prima	11.635,02 €
Diseño y fabricación	15.087,1 €
SUBTOTAL	45.327,16 €
BENEFICIO 35%	15.864,506 €
SUBTOTAL	61.191,66 €
IVA 21%	12.850,25 €
TOTAL	74.041,92€

Tabla 43: Precio de venta paletizador de planchas de madera.

El presupuesto total asciende a setenta y cuatro mil cuarenta y un euros con noventa y dos céntimos.

4 PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES:

4	PLIEGO DE CONDICIONES	121
4.1	OBJETO.....	123
4.2	NORMAS Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS UTILIZADAS.....	123
4.3	GARANTÍAS.....	126
4.4	CONTROL DE CALIDAD.....	126
4.5	USO DE LA MÁQUINA.....	127
4.6	PUESTO DE TRABAJO Y SEGURIDAD.....	127
4.7	PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS Y DE EJECUCIÓN.....	128
4.7.1	Condiciones previas a la instalación.....	128
4.7.2	Instalación.....	128
4.7.3	Formación post instalación.....	128
4.7.4	Mantenimiento.....	129
4.8	PLIEGO DE CLÁUSULAS ADMINISTRATIVAS Y ECONÓMICAS.....	129
4.8.1	Forma de pago o abono del proyecto.....	129
4.8.2	Plazo de ejecución.....	129

4.1 Objeto

El pliego de condiciones técnicas incluye todos aspectos legales que afectan directamente al proyecto, normativa aplicable al paletizador de planchas de madera y a las disposiciones de carácter general que este proyecto posee. También se incluyen las condiciones técnicas en las que se realiza el proyecto y los materiales empleados en la fabricación de la máquina.

En este documento se indican tanto las responsabilidades que contraen al fabricante como a clientes, intermediarios como a las personas físicas y jurídicas que intervienen el proyecto directo como indirectamente. Este apartado establece todos los términos legales en caso de cualquier disputa surgida de posibles no conformidades referentes a cualquier aspecto del proyecto.

4.2 Normas y especificaciones técnicas utilizadas

El paletizador de planchas de madera será diseñado siguiendo las siguientes normativas para la elaboración del expediente técnico

Aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre máquinas:

- **Directiva 2006/42/CE** (Directiva del Parlamento Europeo y del Consejo, de 17 de mayo de 2006, relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE (refundición)).

Relativa a la aproximación de las legislaciones sobre Maquinas de los diferentes Estados miembros y aquellas otras que la modifican, establecen los requisitos esenciales de seguridad y de salud que deben reunir todas las Máquinas para ser comercializadas dentro del ámbito de la Comunidad Europea del Parlamento europeo y del consejo de 17 de mayo de 2006 relativa a la aproximación de legislaciones de los Estados miembros sobre las máquinas.

- **Real Decreto 1644/2008** de 10 de octubre de 2008, que transpone al derecho español la directiva 2006/42/CEE. Por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.

Disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores en el trabajo de los equipos de trabajo:

- **Directiva 89/655/CEE**, modificada por la 95/63/CE. Establece las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores en el trabajo de los equipos de trabajo.
- **Real Decreto 1215/1997**. (B.O.E del 18 de julio de 1995). Traspone al Derecho español la directiva 95/63/CE.

Reglamento electrotécnico e instrucciones técnicas complementarias:

- **Real Decreto 842/2002**, de 2 de agosto por el que se aprueba el reglamento electrónico de baja tensión y sus instrucciones técnicas complementarias para baja tensión: ITC-BT-01 a ITC-BT-51.

Medidas para promover la mejora de la seguridad.:

- **Directiva 89/391/CEE**, relativa a la aplicación de las medidas para promover la mejora de la seguridad y de la salud de los trabajadores en el trabajo.
- **Ley 31/1995** de Prevención de Riesgos Laborales (B.O.E 10 de noviembre). Transpone al Derecho español la directiva 89/391/CEE.

Normativa armonizada aplicada (orden Alfanumérico):

- a. **UNE-EN ISO 12100-1:2004** Seguridad de las máquinas. Conceptos básicos, principios generales para el diseño. Parte 1: Terminología básica. Metodología.
Anula a: UNE-EN 292-1 (Versión oficial EN 292-1:1991).
- b. **UNE-EN ISO 12100-2:2004** Seguridad de las máquinas. Conceptos básicos. Principios generales para el diseño. Parte 2: Principios y especificaciones técnicas.
Anula a: UNE-EN 292-2 (Versión oficial EN 292-2:1991).
- c. **UNE-EN 842:1997** Señales visuales de peligro; Requisitos generales, diseño y ensayos.
- d. **UNE-EN 954-1:1997** Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño.
- e. **UNE-EN 981:1996** Sistema de señales de peligro y de información auditiva y visual.
- f. **PNE-EN 982:1996+A1** Seguridad de las máquinas. Requisitos de seguridad para sistemas y componentes para transmisiones hidráulicas y neumáticas. Hidráulica.
- g. **PNE-EN 983:1996+A1** Seguridad de las máquinas. Requisitos de seguridad para sistemas y componentes para transmisiones hidráulicas y neumáticas. Neumática.
- h. **UNE-EN 1037:1996** Prevención de una puesta en marcha intempestiva.
- i. **UNE-EN ISO 14121-1:2008** Seguridad de las máquinas. Evaluación del riesgo. Parte 1: Principios. (ISO 14121-1:2007) *Anula a: UNE-EN 1050:1996* Seguridad de las máquinas. Principios para la evaluación del riesgo.
- j. **UNE-EN 1088:1996** Seguridad de las máquinas. Dispositivos de enclavamiento asociados a resguardos. Principios para el diseño y selección.

- k. **UNE-EN ISO 9614-1** Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de ruido por intensidad del sonido. Parte 1: Medida en puntos discretos. (ISO 9614-1:1993).
- l. **UNE-EN 60204-1:1999** Seguridad de las máquinas. Equipo Eléctrico en Máquinas Industriales, reglas generales. Parte 1. Requisitos generales.
- m. **UNE-EN 61310-1: 2006** Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 1: Especificaciones para las señales visuales, audibles y táctiles.
- n. **UNE-EN 61310-2: 2008** Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 2: Requisitos para el marcado.
- o. **UNE-EN 61310-3: 2008** Seguridad de las máquinas. Indicación, marcado y maniobra. Parte 3: Requisitos para la ubicación y el funcionamiento de los órganos de accionamiento.

Medidas para promover la mejora de salud y ergonomía:

- a. **UNE-EN 1005** “Seguridad de las máquinas: Comportamiento físico del ser humano” es la norma que actualmente se aplica a la carga física asociada al uso de las máquinas
- b. **UNE-EN ISO 13732-1:2007** Ergonomía del ambiente térmico: Métodos para la evaluación de la respuesta humana al contacto con superficies. Parte 1: Superficies calientes. (ISO 13732-1:2006) *Anula a:* **UNE-EN 563** Seguridad de las máquinas. Temperaturas de las superficies accesibles. Datos ergonómicos para establecer los valores de las temperaturas límites de las superficies calientes.
- c. **UNE-EN 614-1** Seguridad de las máquinas. Principios de diseño ergonómico. Parte 1: Terminología y principios generales.
- d. **UNE-EN 614-2** Seguridad de las máquinas. Principios de diseño ergonómico. Parte 2: Interacciones entre el diseño de las máquinas y las tareas de trabajo.

4.3 Garantías.

La venta está regulada por el Código Civil, concretamente en el artículo 1484, 1485,1486, dichos artículos regulan la responsabilidad del vendedor.

- **Artículo 1484:** El vendedor estará obligado al saneamiento por los defectos ocultos que tuviera la máquina vendida, si la hacen impropia para el uso a la que se destina, o si disminuyen de tal modo este uso que, de haberlos conocido el comprador, no la habría adquirido o habría pagado menos por ella; pero no será responsable de los defectos manifiestos o que estuvieran a la vista, ni tampoco de los que no lo estén, si el comprador es un perito que, por razón de su oficio o profesión, debía fácilmente conocerlos.
- **Artículo 1485,** el vendedor responde del saneamiento por los defectos ocultos de la máquina vendida, aunque los ignorase. Esta disposición no regirá cuando se haya estipulado lo contrario, y el vendedor ignorará los defectos ocultos de lo vendido.
- **Artículo 1486,** en los casos de los artículos anteriores, el comprador podrá optar entre desistir del contrato, abonándole los gastos que pagó, o rebajar una cantidad proporcional del precio, a juicio de peritos. Si el vendedor conocía los defectos ocultos de la máquina vendida y no los manifestó al comprador, tendrá éste la misma opción y además se le indemnizará de los daños y perjuicios.

El fabricante se compromete al funcionamiento del paletizador de planchas de madera durante el periodo de 1 año desde el puesto en marcha de esta.

Si durante este periodo de 1 año se encuentra algún defecto producido exclusivamente por fallo de diseño o de fabricación, el fabricante estará obligado a la reparación y sustitución de los elementos afectados, todos los costes de mantenimiento, transporte e instalación correrán a cargo del fabricante.

Cualquier modificación realizada por el cliente sin previo consentimiento del fabricante dará lugar a la pérdida de garantía de la máquina además el fabricante no asumirá ningún problema material ni personal que estas modificaciones puedan ocasionar.

El fin de la garantía se encuentra sujeto a la llegada del final de la garantía contractual o al compromiso del fabricante en caso de que la garantía haya sido prologada.

4.4 Control de calidad.

Es responsabilidad del fabricante que todos los elementos comerciales y fabricados cumplan con los controles de calidad necesarios individualmente como en su conjunto. Será responsabilidad del fabricante la asunción de costes procedentes de falta de calidad de los componentes.

Todos los paletizadores de planchas de madera deberán contar con el certificado de calidad de los elementos comerciales.

Todas las piezas fabricadas deberán pasar un control dimensional que deberán quedado reflejado en el documento de calidad que se entrega al cliente junto con la máquina para comprobar el estado de las piezas previamente a la instalación.

Todas las máquinas serán instaladas previamente en las instalaciones del fabricante, donde se realizará un informe final de funcionamiento de cada máquina.

4.5 Uso de la máquina.

El usuario tiene derecho a reclamar toda la información referente al funcionamiento de la máquina en condiciones normales y seguras. El usuario es responsable de los daños causado por un uso incorrecto o no reflejado en el manual de instrucciones que se entrega junto con la máquina en la instalación de esta.

4.6 Puesto de trabajo y seguridad.

Todo operario que en razón de su oficio haya de intervenir en la fabricación, tiene derecho a reclamar a la empresa todos aquellos elementos, que, de acuerdo con la legislación vigente, garanticen su seguridad personal durante la preparación y ejecución de los trabajos que a él fueran encomendados. Es obligado por parte de la empresa realizadora del proyecto tener dichos elementos disponibles y facilitarlos en condiciones aptas para su uso. La empresa realizadora pondrá en conocimiento del personal que haya de intervenir en los procesos de fabricación, de los elementos de protección individual, exigiendo a los operarios de su empleo cuando estos no quieran usarlos.

Las empresas fabricantes de los componentes del proyecto se comprometerán a ejecutar la fabricación de todos ellos ajustándose a las disposiciones laborales vigentes, recayendo sobre ellas la responsabilidad de accidentes que pudieran ocurrir, si por negligencias, dejaran de cumplir las condiciones que en este pliego se especifica, así como si deben de tomar cualquier clase de precaución que sea necesaria para la seguridad en el trabajo.

Sin perjuicio de las atribuciones específicas concedidas por el Estado a los Técnicos titulados, las instalaciones podrán ser realizadas por personas físicas o jurídicas que acrediten cumplir las condiciones requeridas en cada Instrucción Técnica Complementaria para ejercer como instaladores autorizados, en todo caso, estar inscritos en el Órgano Territorial competente de la Administración Pública, para lo cual cumplirá como mínimo, los siguientes requisitos.

Poseer los medios técnicos y humanos que se especifiquen.

Tener cubierta la responsabilidad civil que pueda derivarse de su actuación mediante la correspondiente póliza seguros.

Responsabilizarse de que la ejecución de las instalaciones se efectúa de acuerdo con las normas reglamentarias de seguridad y que han sido efectuadas con resultado satisfactorio las pruebas y ensayos exigidos.

La máquina ha sido diseñada con protecciones para los componentes mecánicos, así como con barreras de seguridad a la salida de los pallets.

Todos estos elementos de seguridad deben estar posicionados de forma correcta. Es responsabilidad del cliente mantener en buen estado y en funcionamiento estos elementos de seguridad. El fabricante no se hará responsable de los daños materiales y personales que se puedan ocasionar por la retirada o el mal estado de estos elementos.

4.7 Pliego de condiciones técnicas y de ejecución.

Este proyecto tiene como finalidad el paletizado de planchas de madera a la salida de impresión de impresoras CUBIK S700

4.7.1 Condiciones previas a la instalación.

Es responsabilidad del cliente cumplir los requisitos que el fabricante impone en el documento “Estado inicial de la instalación” que se entrega y firma por ambas partes en el momento de la compra de la maquinaria.

Este documento recopila todas las necesidades requeridas en la instalación:

- Espacio requerido para la ubicación de la máquina.
- Espacio requerido para el manejo de maquinaria de carga.
- Estado del pavimento.
- El cliente deberá facilitar durante la instalación una carretilla elevadora o puente grúa.

Es responsabilidad del cliente cumplir con todos los puntos expuestos en el documento. Cualquier contratiempo o daño producido por el incumplimiento de dicho documento deberá asumirlo el cliente.

4.7.2 Instalación.

Es responsabilidad del proveedor la instalación y puesta en marcha de la máquina en el periodo estipulado de 3 días. Cada día que se prolongue la instalación por motivos directos e exclusivos del fabricante dará lugar a una penalización económica de 500 euros por día.

Es responsabilidad del proveedor contar con personal cualificado para la instalación y puesta en marcha de la máquina. A su vez, el fabricante se hará responsable de cualquier daño ocasionado tanto material como personal durante el periodo de instalación.

Es responsabilidad del proveedor tener todo el material, herramientas y útiles necesarios para el montaje y puesta en marcha de la máquina.

4.7.3 Formación post instalación.

El proveedor se compromete a realizar una formación a los operarios de la máquina el día previo a la entrega de la máquina.

En esta formación se entregará el manual de usuario, eléctrico, neumático, de seguridad y de mantenimiento de la máquina.

Es responsabilidad del cliente tener personal cualificado para el manejo de la máquina.

4.7.4 Mantenimiento.

Se deberá realizar una inspección visual y de funcionamiento de todos los elementos de seguridad de la máquina antes del arranque de la máquina.

El proveedor entregará junto con la maquina un manual de mantenimiento. Es responsabilidad del cliente llevar a cabo las tareas de mantenimiento descritos en este manual. Cualquier daño o defecto durante el periodo de garantía producido por la falta de mantenimiento definido en este manual recaerá sobre el cliente.

Deberá de prestarse especial atención al funcionamiento de sensores, rodamientos, estado de la cadena, así como posibles vibraciones internas o externas a la máquina que perjudiquen su funcionamiento normal.

Todos los elementos de transmisión deben estar lo más limpio posibles y engrasados en la periodicidad que el manual indica.

Los motores y reductores no requieren mantenimiento ni cambios de aceite, también van lubricados permanentemente.

4.8 Pliego de cláusulas administrativas y económicas.

4.8.1 Forma de pago o abono del proyecto.

En el contrato de venta de la máquina debe aparecer detalladamente la forma de pago del paletizador de planchas de madera.

Se efectuará un primer pago de un 50% del coste total de la máquina en el momento de aceptación del presupuesto y la aprobación final del diseño definitivo del proyecto.

Se efectuará un pago de un 25% de coste en el momento de puesta en marcha de la máquina.

Se efectuará un pago del 25% restante del coste final de la máquina 30 días naturales posteriores a la instalación y puesta en marcha de la máquina.

4.8.2 Plazo de ejecución.

- El plazo de fabricación será de 4 a 5 semanas laborales, tras la recepción del primer pago.
 - El plazo de transporte de la máquina será como máximo de 1 semana laboral en caso de que la instalación se realice en territorio español, 2 semanas laborales en caso de que la instalación se realice en la Unión Europea o de 3 semanas en el caso de que la instalación sea fuera de las dos anteriormente descritas.
 - El plazo de instalación de la máquina será de 2 laborales y 1 día laboral de formación.
-

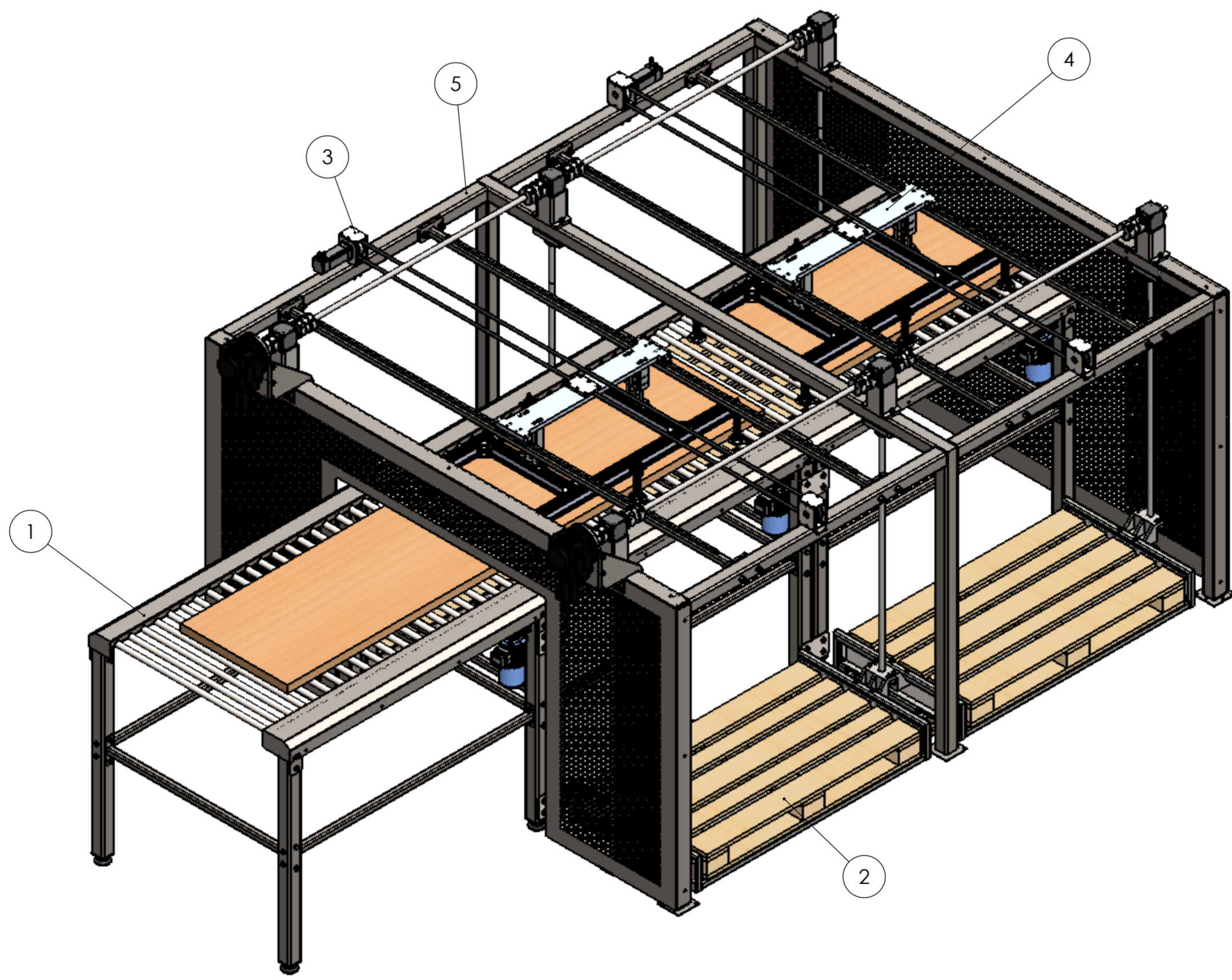
5 PLANOS

ÍNDICE DE PLANOS:

5	PLANOS	130
1.0.0.00	Paletizador de planchas de madera	135
1.1.00	Bastidor y vallado	137
1.1.0.01	Bastidor	139
1.1.0.02	Perfil patines lineales	143
1.1.0.03	Valla delantera	146
1.1.0.04	Valla trasera	147
1.2.0.00	Conjunto de transportes de rodillos	148
1.2.0.01	Chapa_unión	150
1.2.0.02	Cover_corto	151
1.2.0.03	Cover_largo	153
1.2.1.00	Transporte de rodillos	155
1.2.1.06	Travesaño	156
1.3.0.07	Patas 80x80.....	157
1.3.0.08	Unión longitudinal	161
1.2.1.09	Eje motor reductor	164
1.2.1.10	Unión transversal	165
1.2.1.11	Separador del motor	168
1.2.1.12	Reten	169
1.2.2.0	Ensamblaje rodillo	170
1.2.1.05	Casquillo 37	171
1.2.1.01	Tubo de 25	172
1.2.1.02	Soporte rodamiento	173
1.2.1.03	Eje del rodillo	174
1.2.1.04	Casquillo 24	175
1.3.0.00	Sistema de agarre	176
1.3.0.01	Perfil 80 x 40	178
1.3.0.02	Perfil 80 x 40 corto	179
1.3.0.03	Escuadra 30 x 30	180
1.3.0.04	Soporte pistones inferior	181
1.3.0.05	Soporte pistones superior	182
1.3.0.06	Placa ranurada	183
1.4.0.00	Módulo transporte lineal	184
1.4.0.01	Soporte motor_tapa motor.....	186
1.4.0.02	Soporte motor_tapa inferior	187
1.4.0.03	Soporte motor_tapa lateral	188
1.4.0.04	Polea 38 8M 20.....	189
1.4.0.05	Eje de acople	190
1.4.0.06	Soporte motor_tapa superior	191
1.4.0.07	Soporte motor_tapa inferior tensora	192
1.5.0.00	Módulo sistema de elevación	193
1.5.0.01	Brida unión mesas	194
1.5.0.02	Soporte rodamientos inferiores husillo	195
1.5.0.03	Soporte reenvío-bastidor	196
1.5.0.04	EKH 300 - D20_Reenvío-Husillo.....	197
1.5.0.05	Eje Reenvío - Reenvío.....	198
1.5.0.06	Husillo.....	199

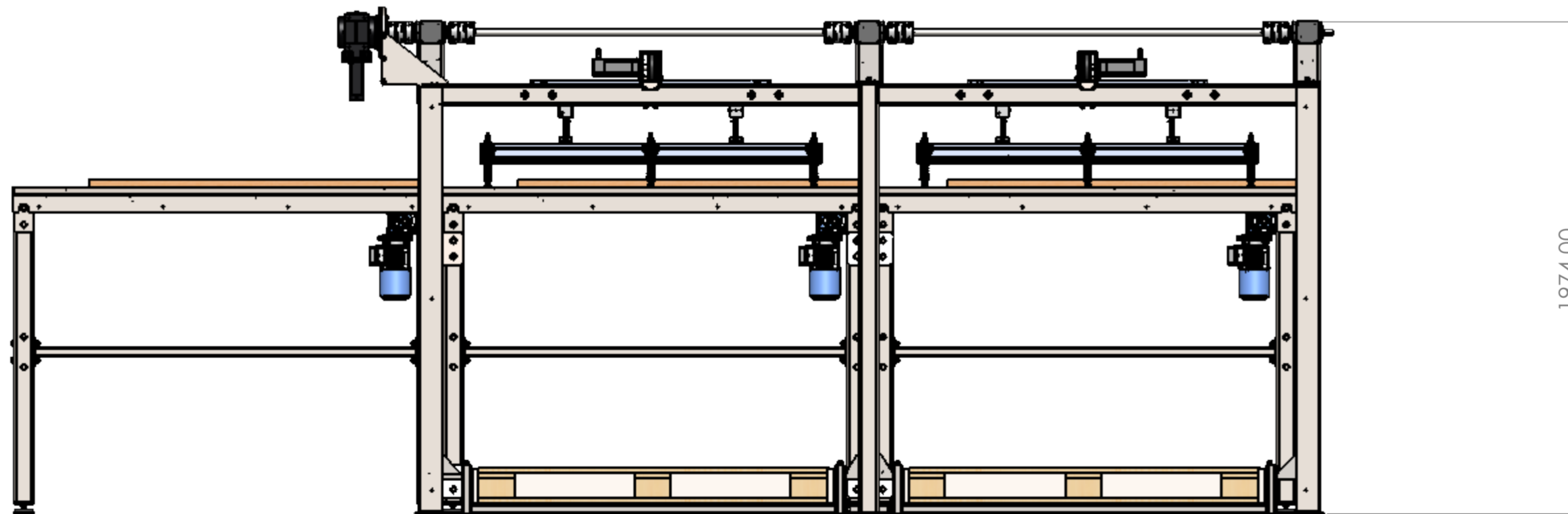
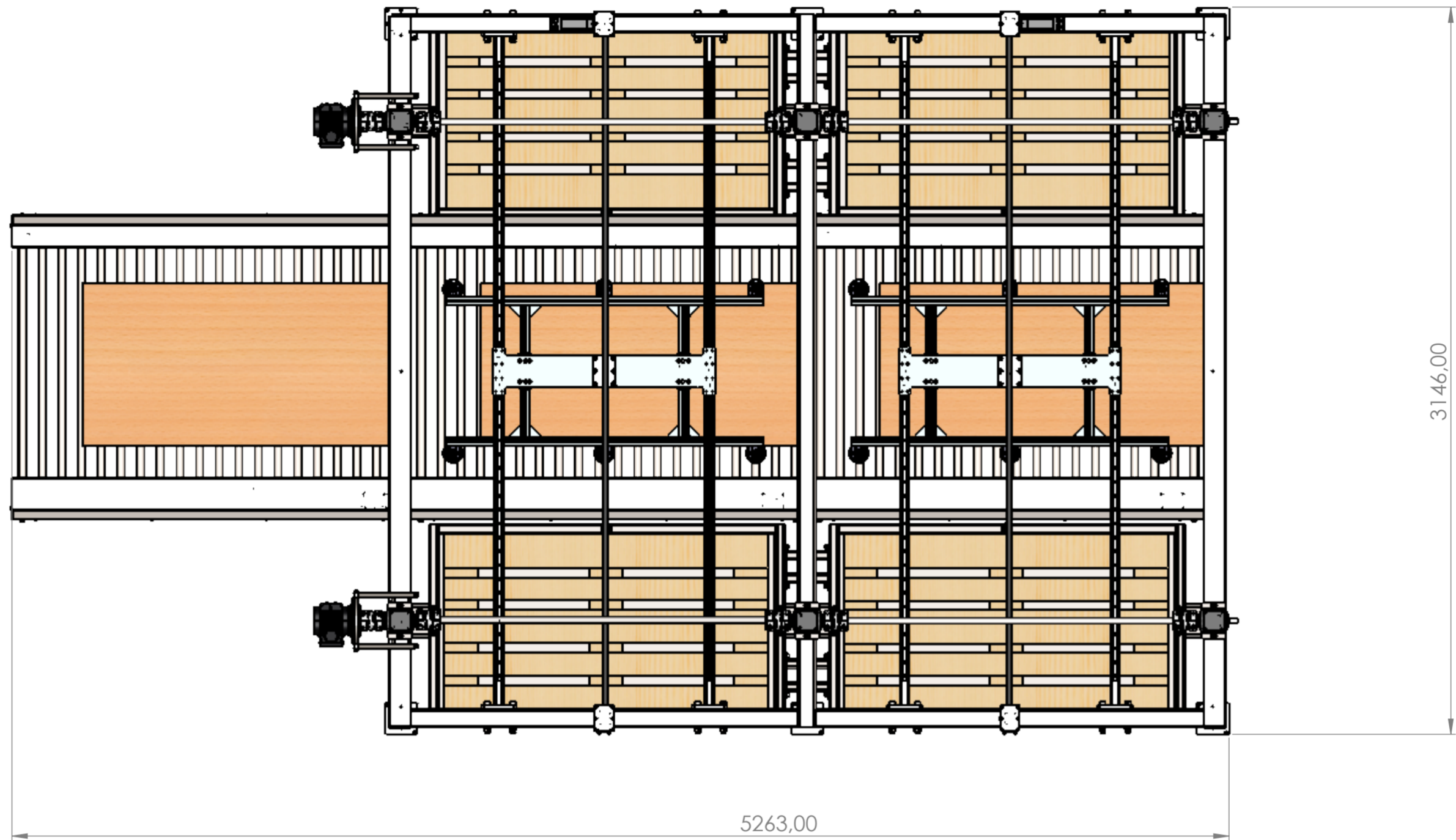
1.5.0.07 Tuerca husillo personalizada	200
1.5.0.08 Soporte husillo-mesa	201
1.5.0.09 Soporte husillo-mesa_intermedio.....	202
1.5.0.10 EKH 300-D20_Reenvío-motor	203
1.5.0.11 Soporte amarre motor.....	204
1.5.0.12 Soporte amarre motor lateral	205
1.5.0.13 Placa de fijación rodamientos con brida.....	206
1.5.1.01 Bastidor mesa de elevación	207
1.5.1.02 Plancha trasera_mesa de elevación	210
1.5.1.03 Plancha lateral_mesa de elevación	211

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Conjunto de Transportes de rodillos	1.2.0.00	1
2	Sistema de elevación	1.5.0.00	1
3	Transporte lateral	1.4.0.00	1
4	Sistema de ventosas	1.3.0.00	2
5	Bastidor y vallado	1.1.0.00	1



Formato	A2	Fecha de edición		Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.0.0.00
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
				Escala	1:20
				Página	1/2

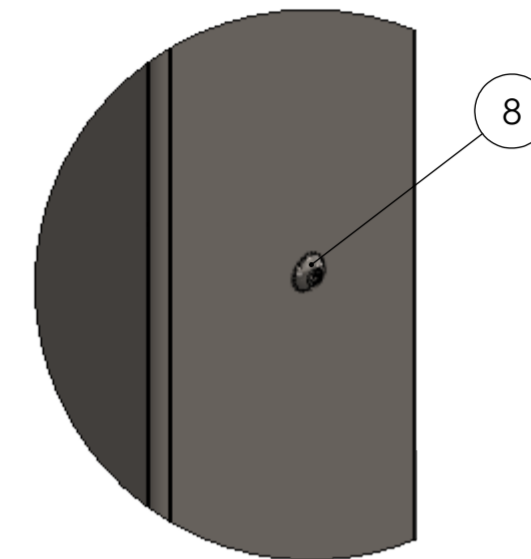
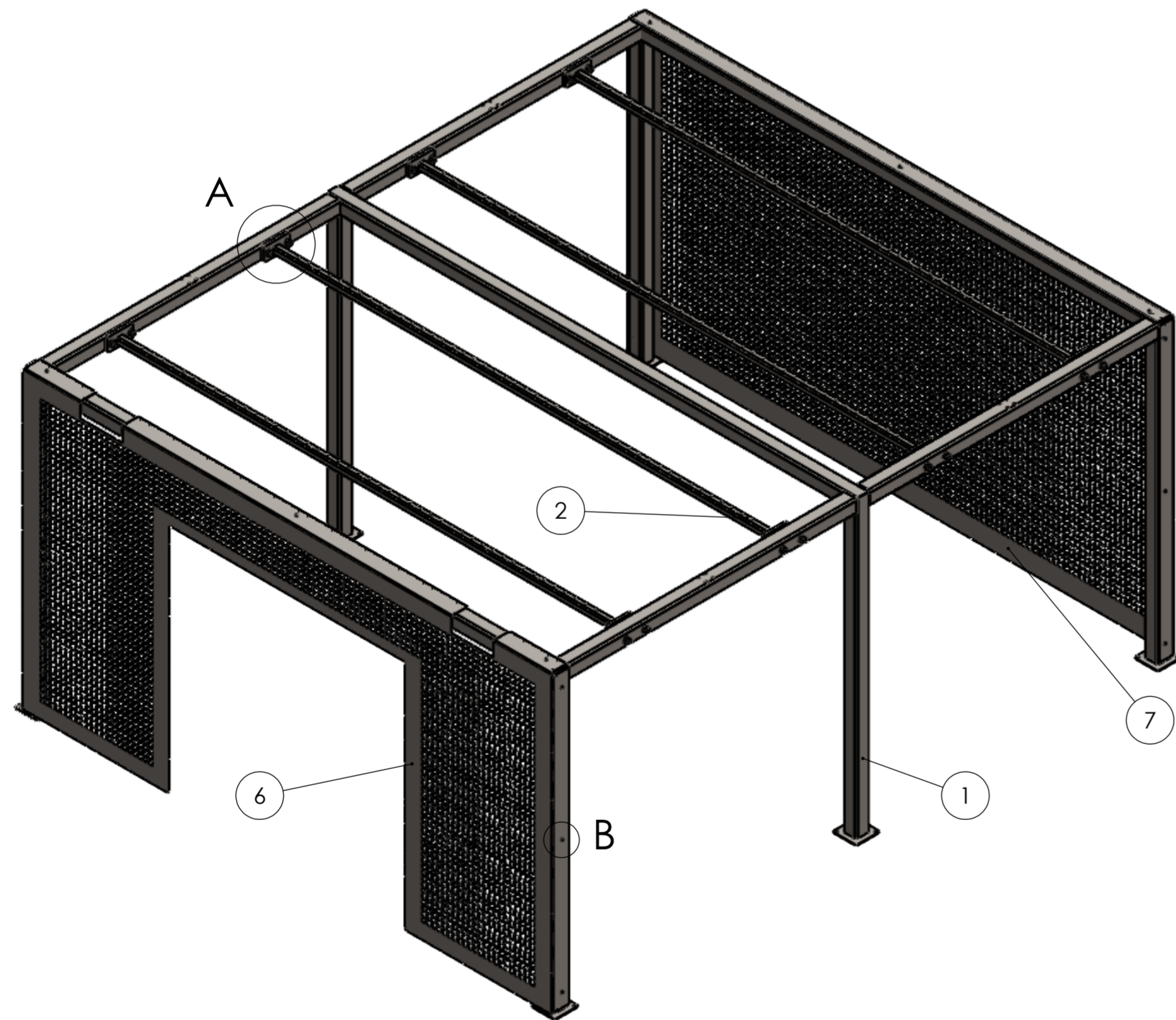
Título: Paletizador de planchas de madera



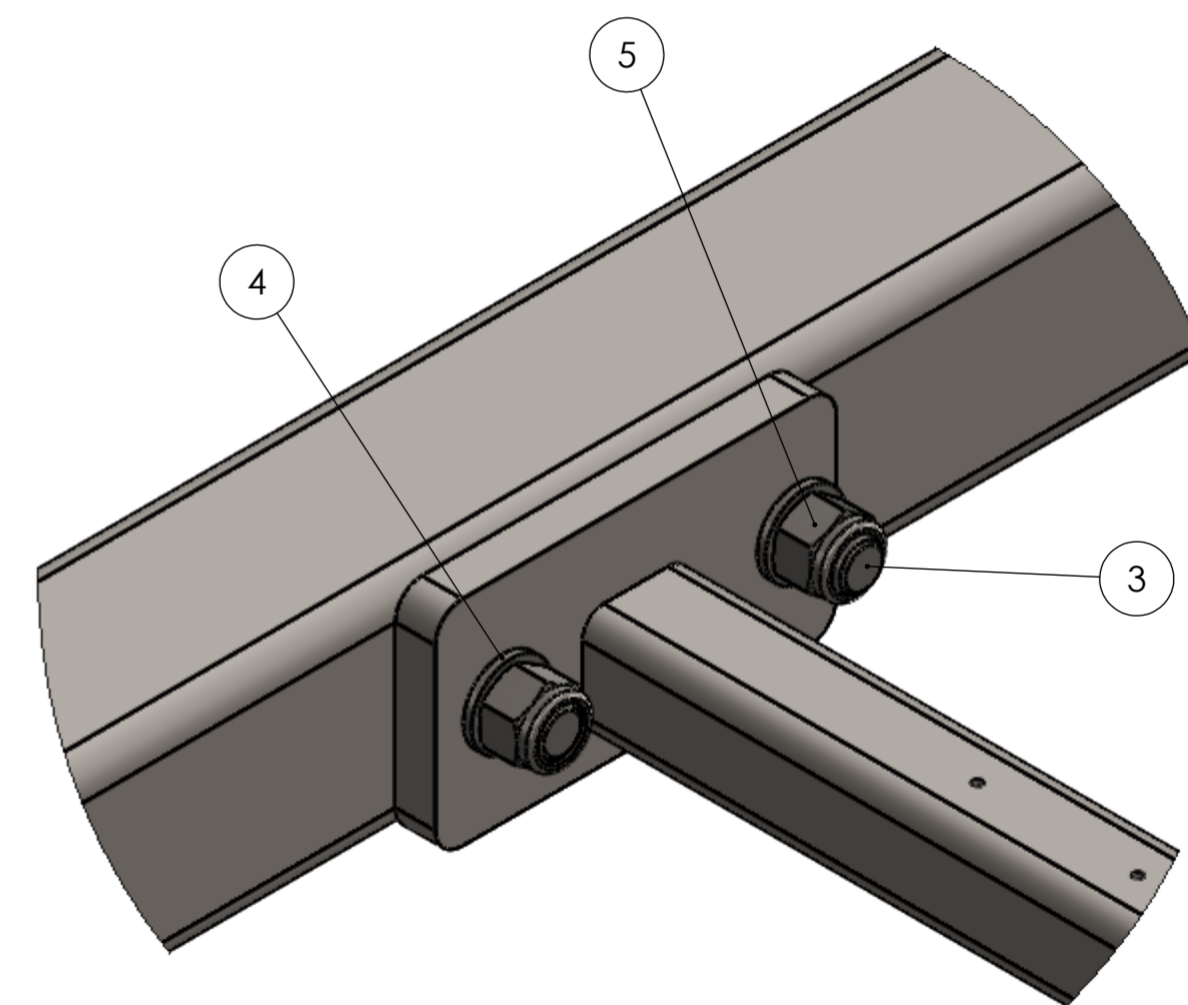
Formato	A2	Fecha de edición		Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.0.0.00
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
				Escala	1:20
				Página	2/2

Título: Paletizador de planchas de madera

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Bastidor	1.1.0.01	1
2	Perfil patines lineales	1.1.0.02	4
3	ISO 4762 M16 x 120 - 44N	N/A	16
4	Washer ISO 7091 - 16	N/A	32
5	ISO 7040-M16-N	N/A	16
6	Valla delantera	1.1.0.03	1
7	Valla trasera	1.1.0.04	1
8	ISO 7380 - M6 x 10 - 10N	N/A	18

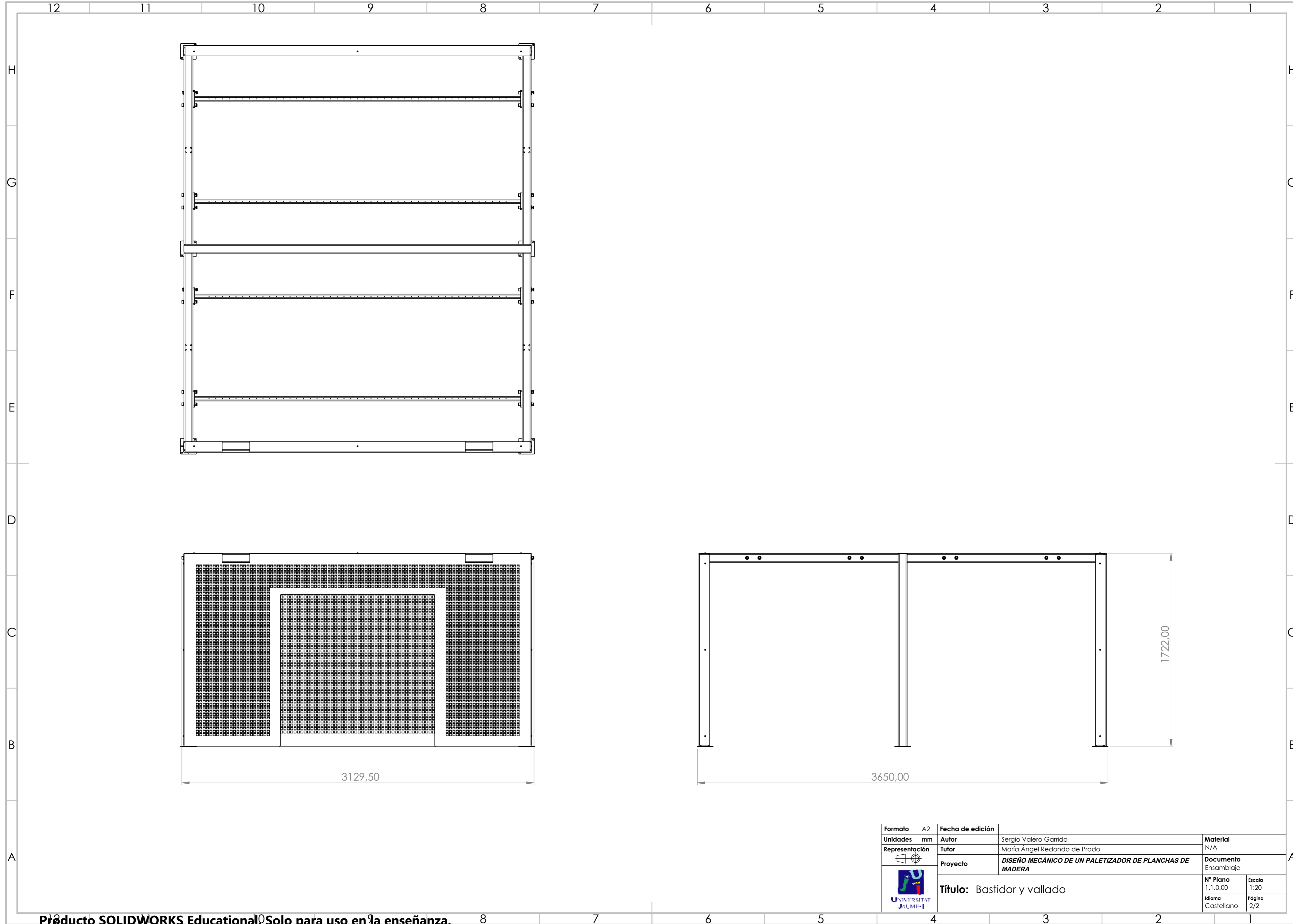


DETALLE B
ESCALA 1 : 2



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

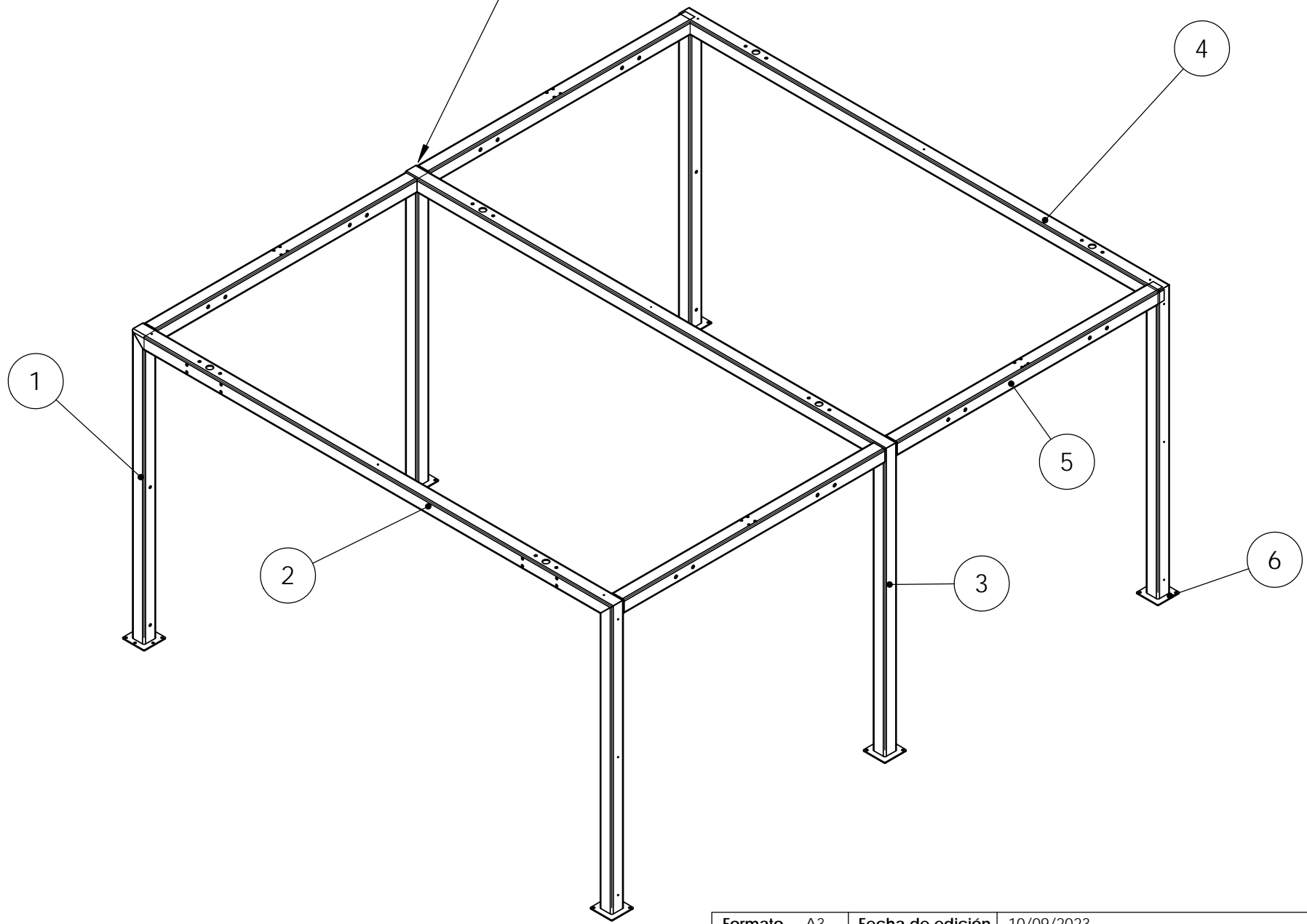
Formato	A2	Fecha de edición	10/09/2023	Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.1.0.00
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
				Escala	1:20
				Página	1/2



Formato	A2	Fecha de edición		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	N/A
	Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA		Documento
	Título: Bastidor y vallado			Ensamblaje
	Nº Plano	1.1.0.00	Escala	1:20
	Idioma	Castellano	Página	2/2

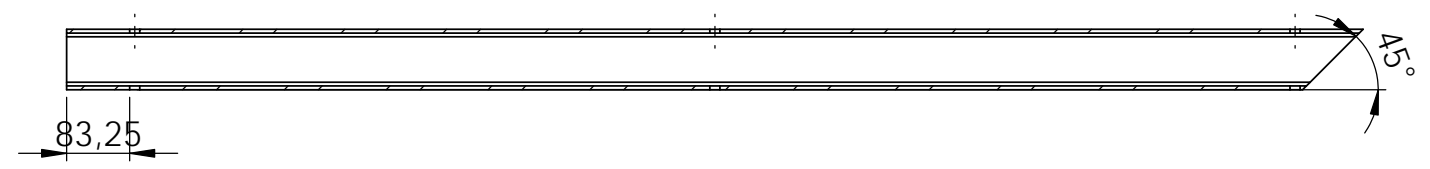
8	7	6	5	4	3	2	1
N° de elemento	Cantidad	Descripción					
1	6	TUBE, SQUARE, 80,00 X 80,00 X 5,00					
3	2	TUBE, SQUARE, 80,00 X 80,00 X 5,00					
2	2	TUBE, SQUARE, 80,00 X 80,00 X 5,00					
4	1	TUBE, SQUARE, 80,00 X 80,00 X 5,00					
5	4	TUBE, SQUARE, 80,00 X 80,00 X 5,00					
6	6	PLANCHA, 140 X 140 X 5,00					

Aplica a todas las soldaduras entre perfiles y planchas

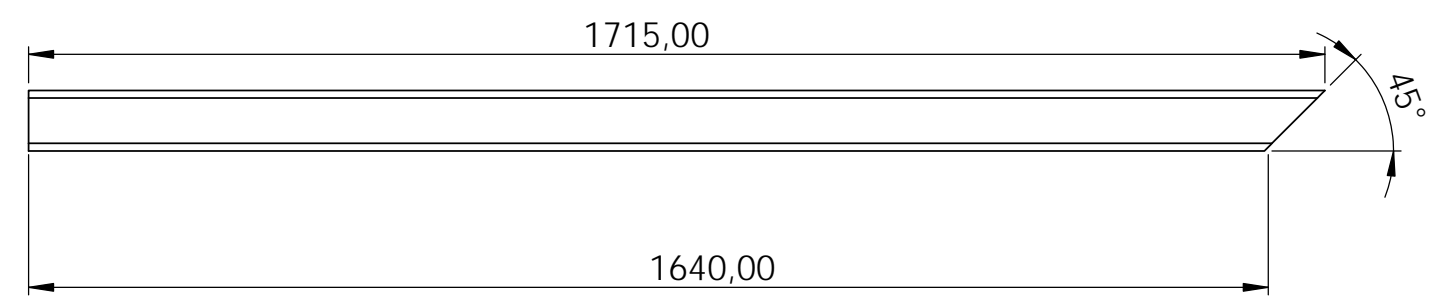
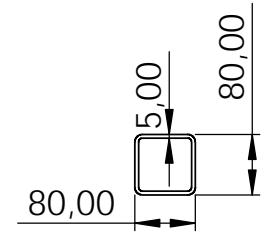
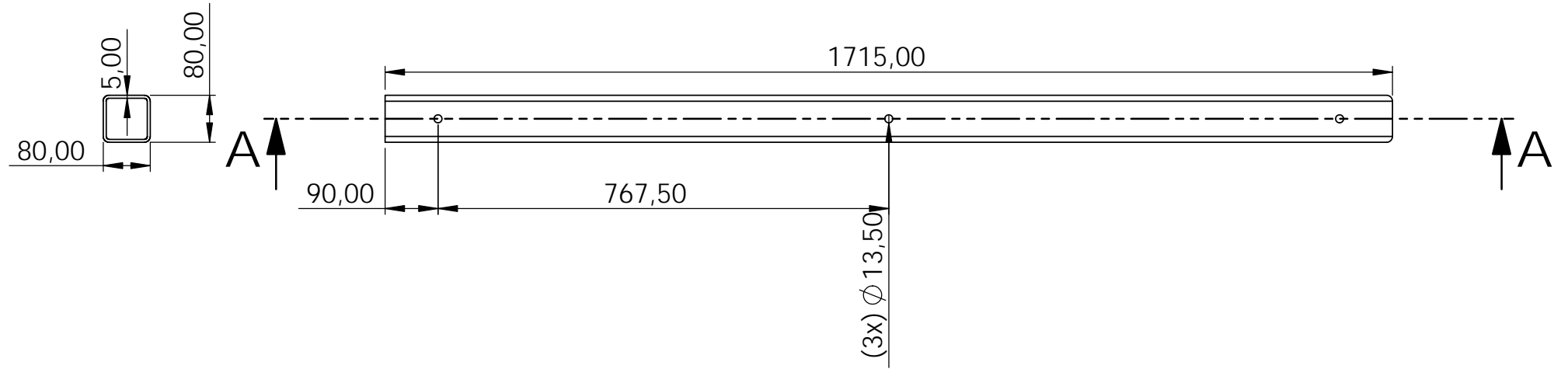


Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Documento	
		Título: Bastidor		Pieza	
				N° Plano	Escala
				1.1.0.01	1:25
		Idioma	Página		
		Castellano	1/4		

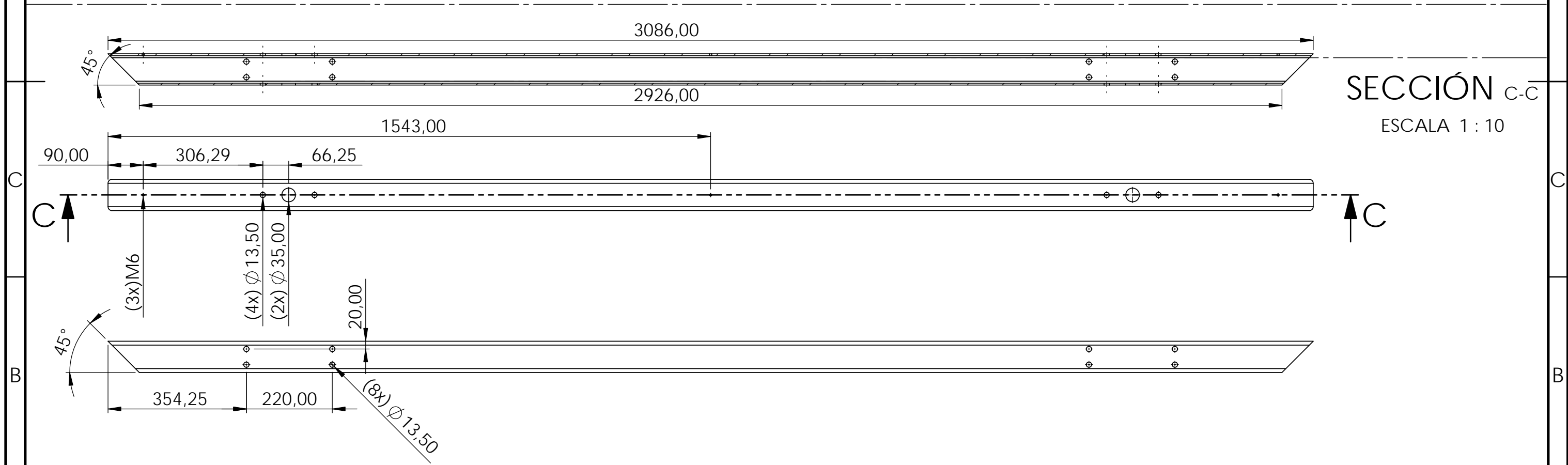
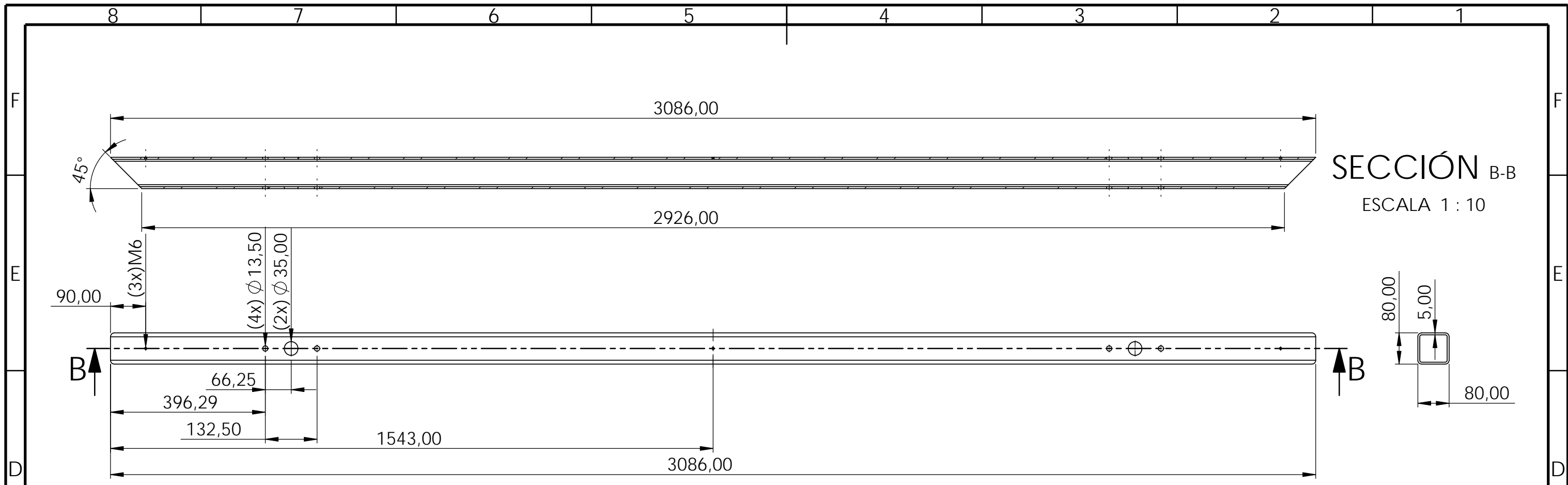




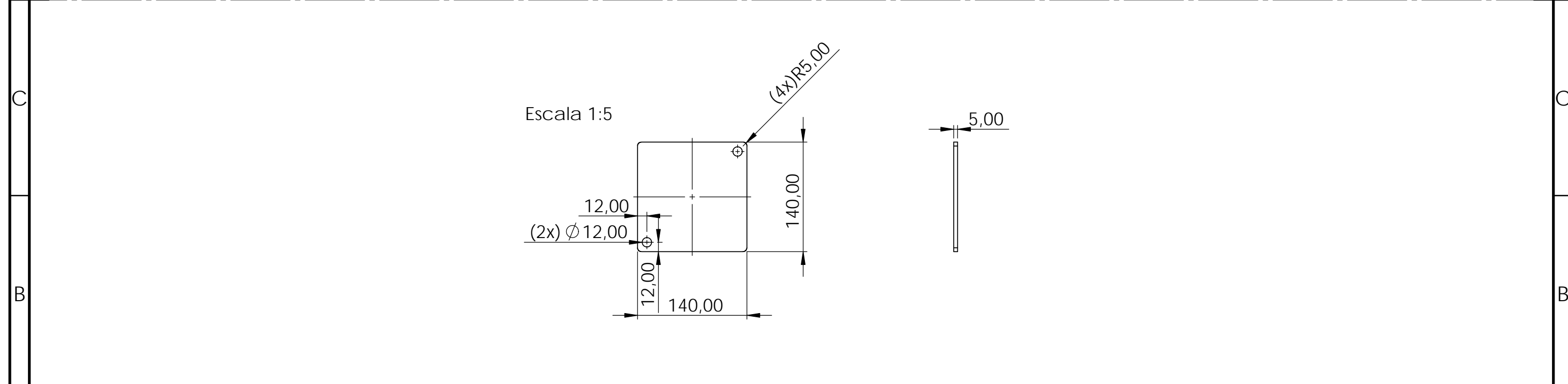
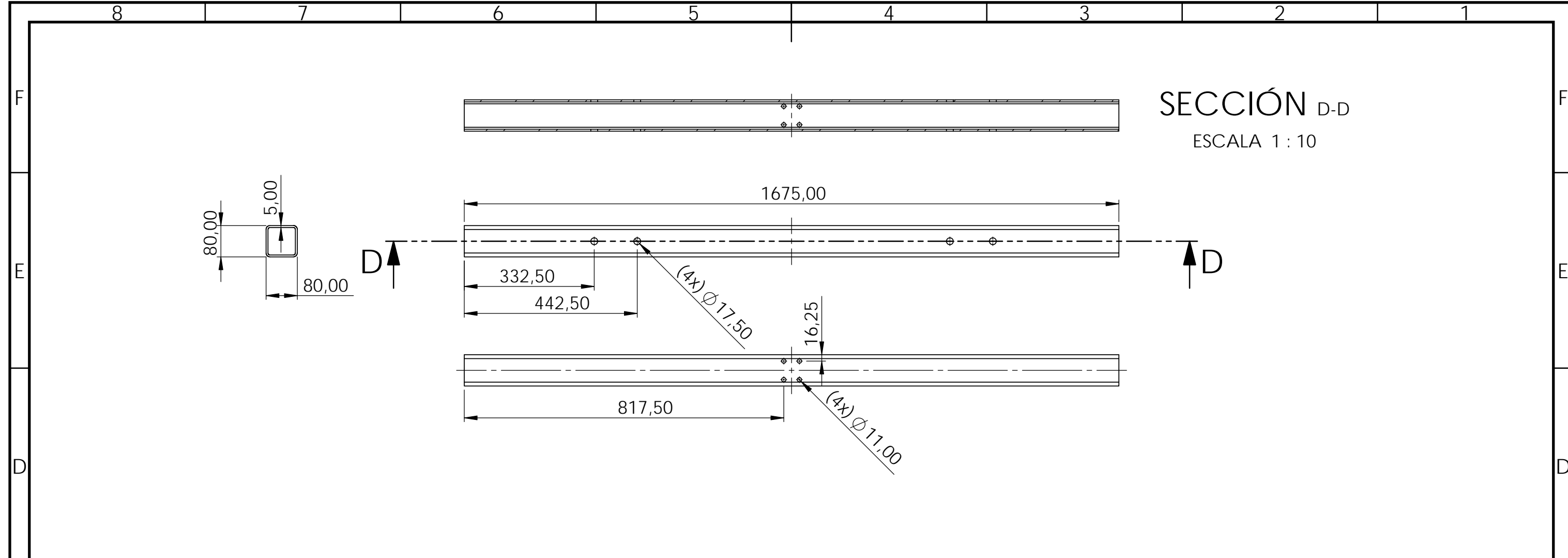
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10



Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Documento	
		Título: Bastidor		Pieza	
				Nº Plano	Escala
				1.1.0.01	1:10
		Idioma	Página		
		Castellano	2/4		



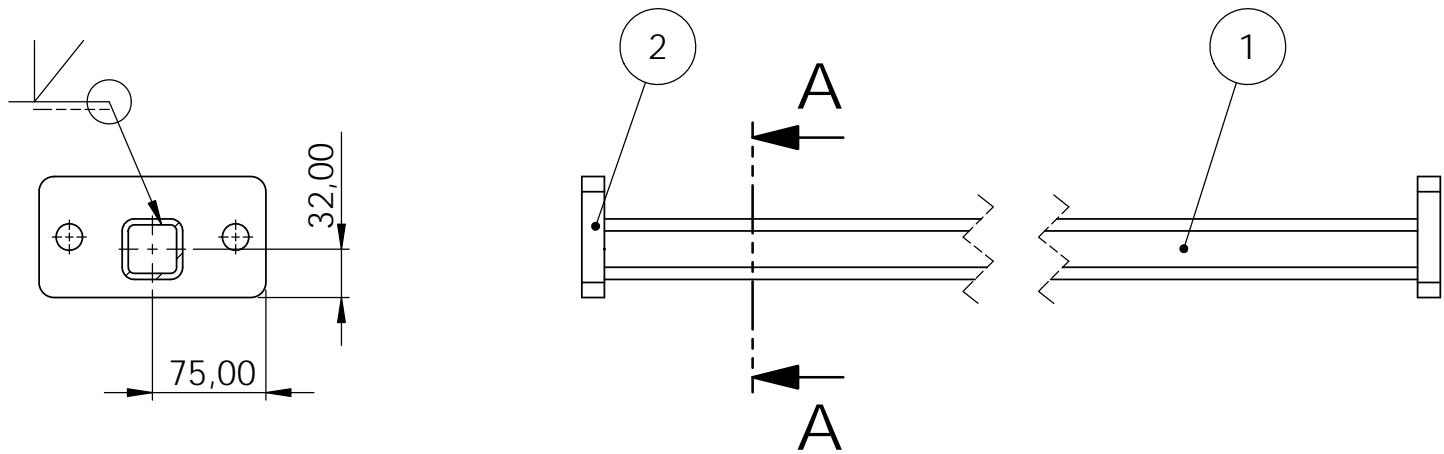
Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Bastidor	
		Nº Plano	1.1.0.01	Escala
		Idioma	Castellano	Página
				3/4



Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA		
		Título: Bastidor		Documento	
				Pieza	
				Nº Plano	Escala
			1.1.0.01	1:10	
			Idioma	Página	
			Castellano	4/4	

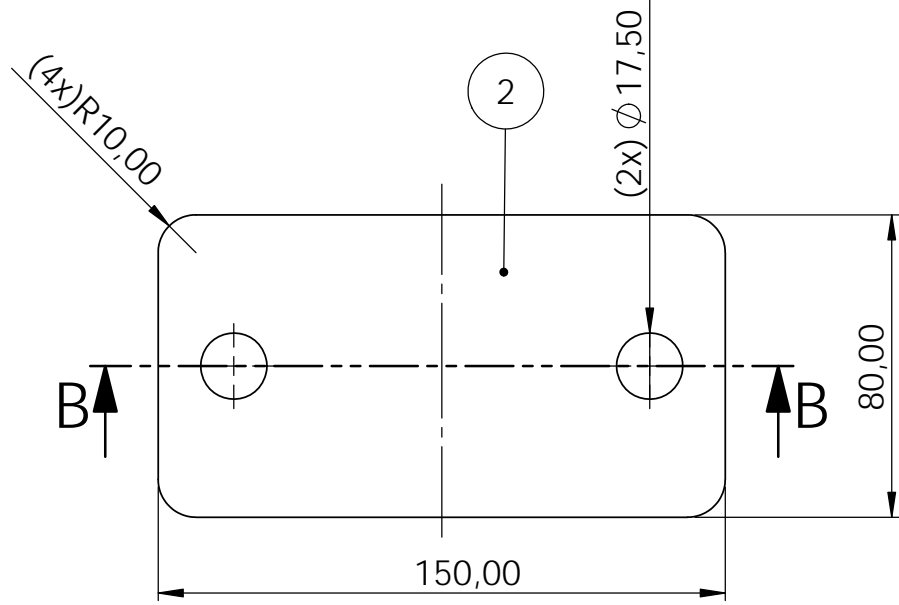
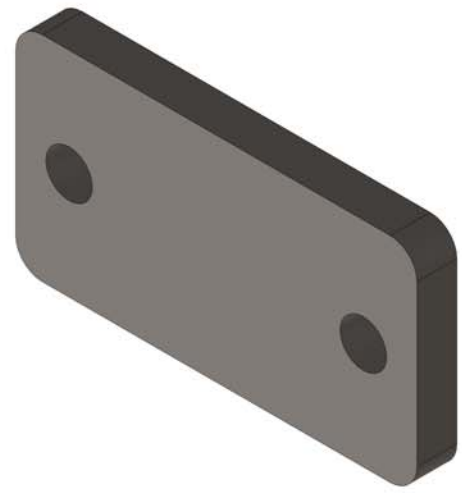
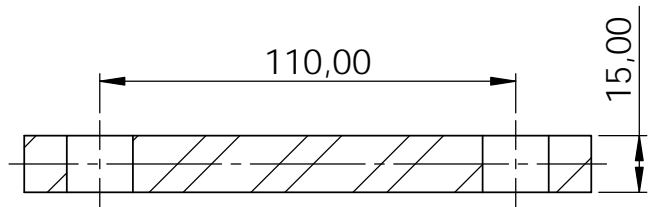
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	LONGITUD
1	1	TUBE, SQUARE 40,00 X 40,00 X 4,00	2896
2	2	Plancha 150 X 80 X 15	N/A

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



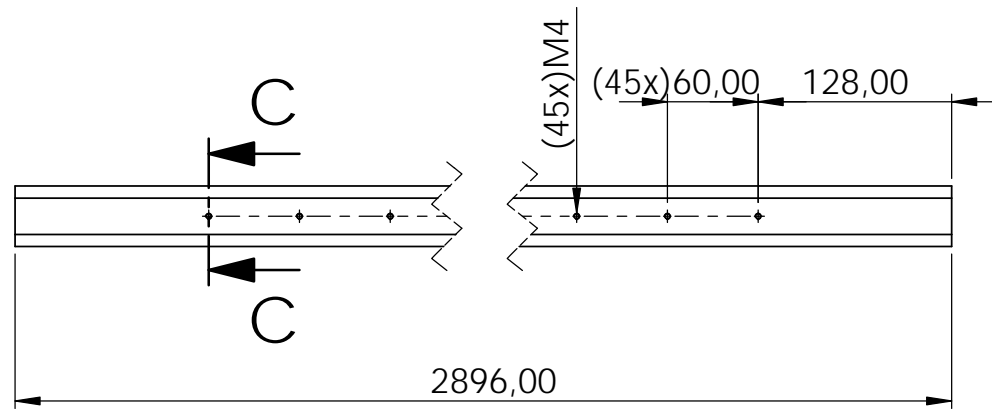
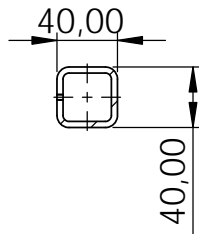
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Perfil patines lineales		Nº plano
				1.1.0.02
				Idioma
				Castellano
				Escala
				1:5
				Página
				1/3



SECCIÓN B-B
 ESCALA 1 : 2

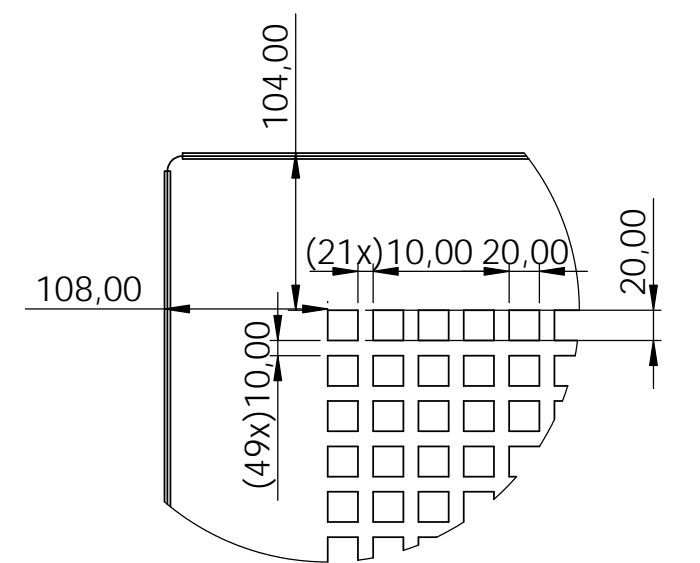
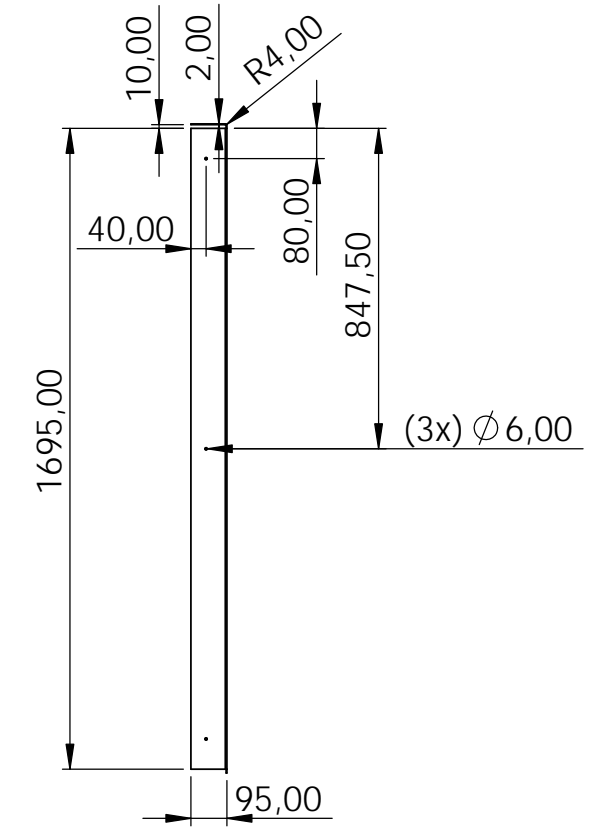
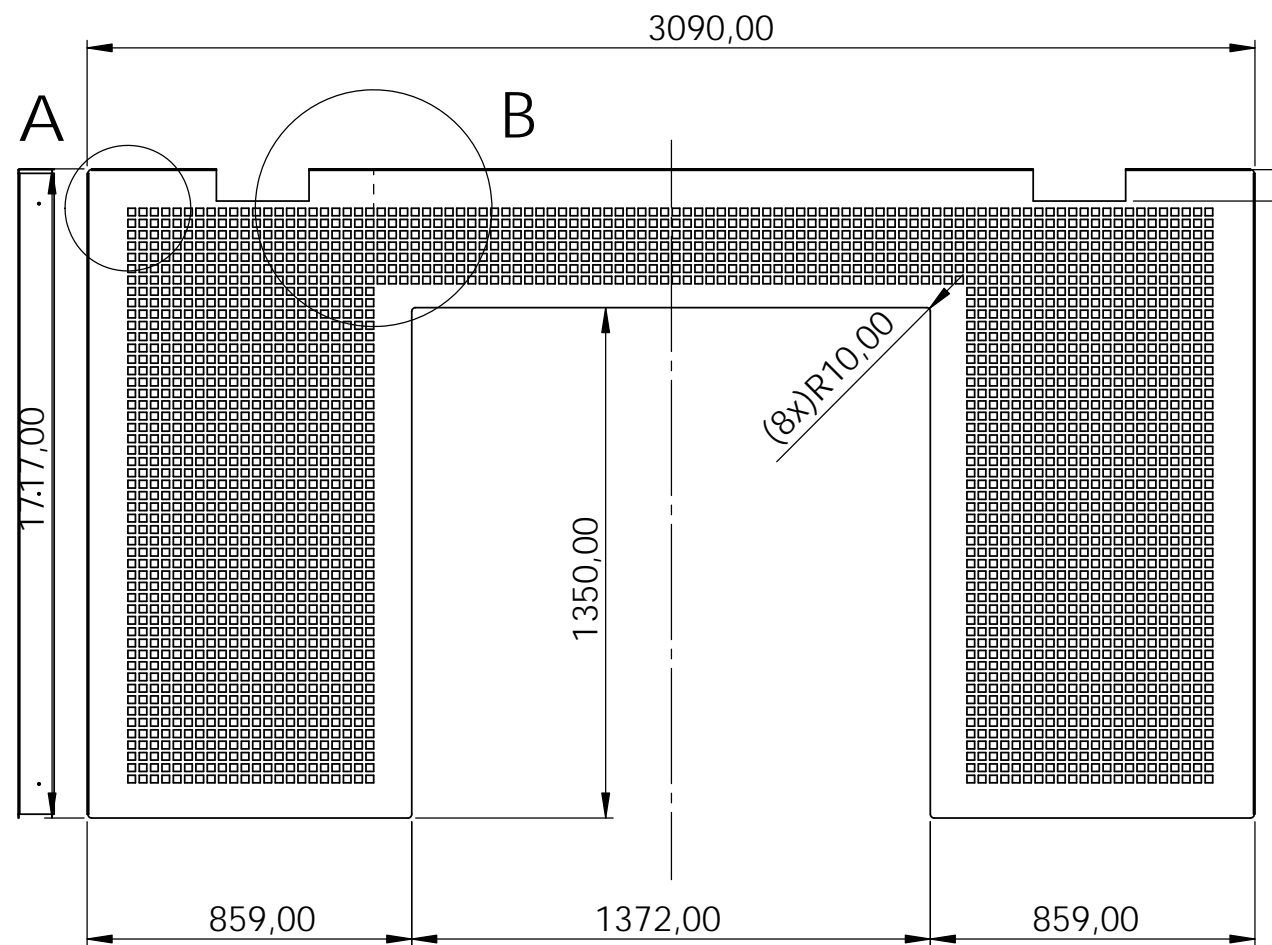
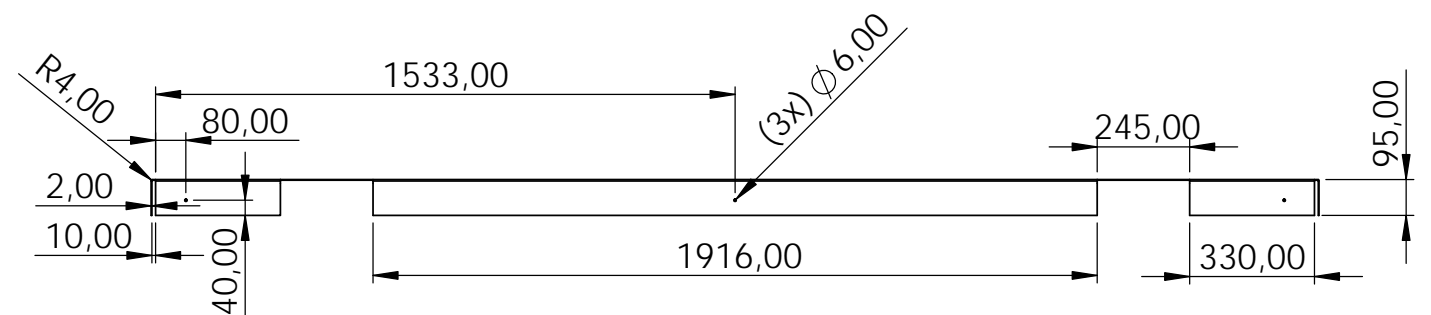


Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		 Título: Perfil patines lineales	Nº plano	Escala
			1.1.0.02	1:2
			Idioma	Página
			Castellano	2/3

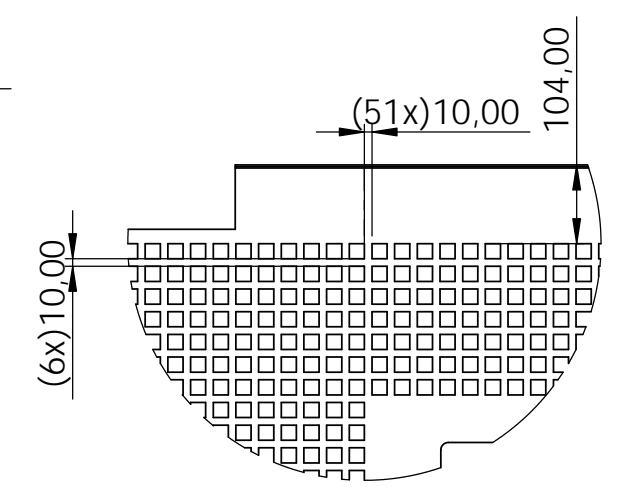
SECCIÓN C-C
 ESCALA 1 : 5



Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Perfil patines lineales	Nº plano	1.1.0.02
			Idioma	Castellano
			Escala	1:5
			Página	3/3

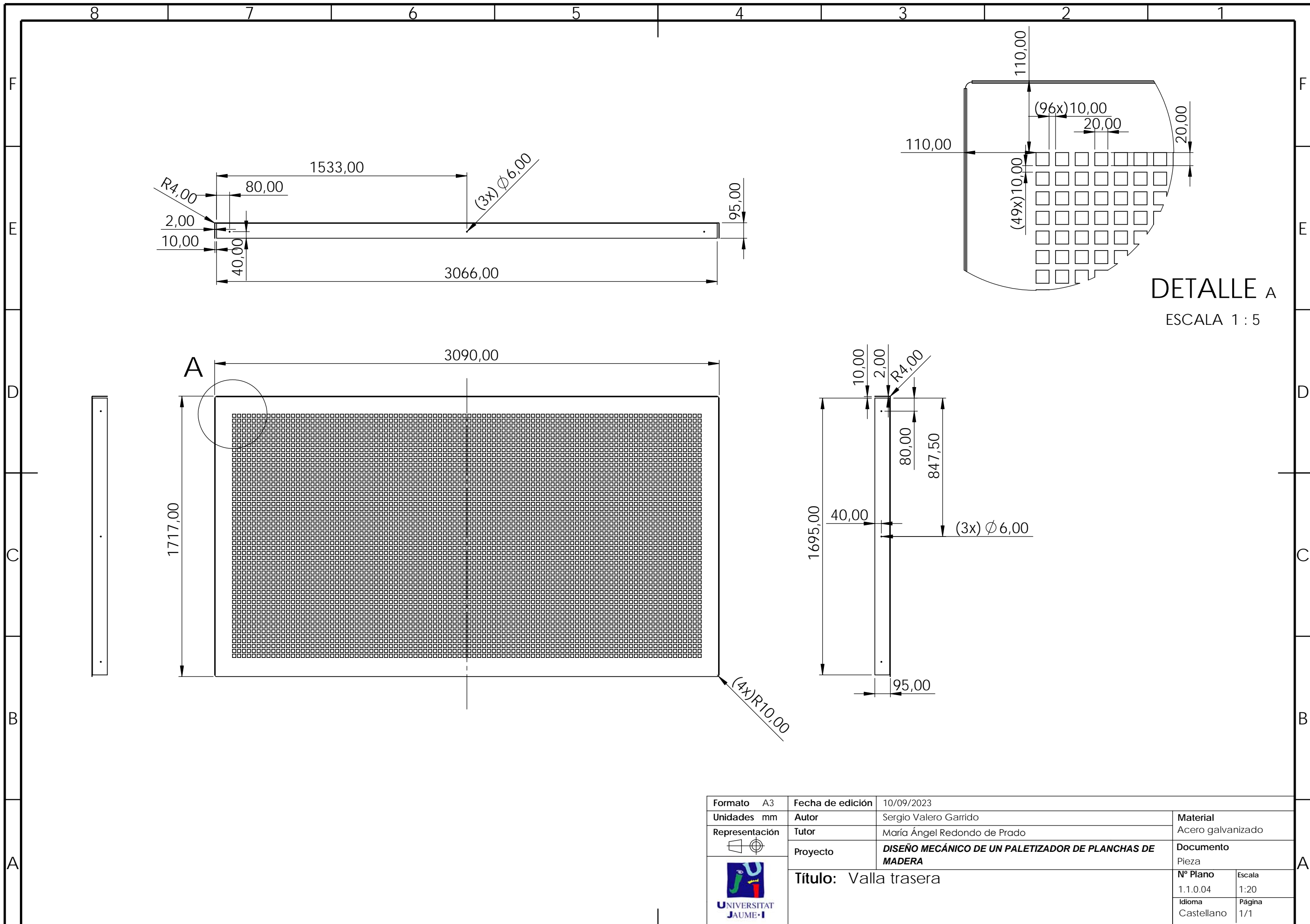


DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 10

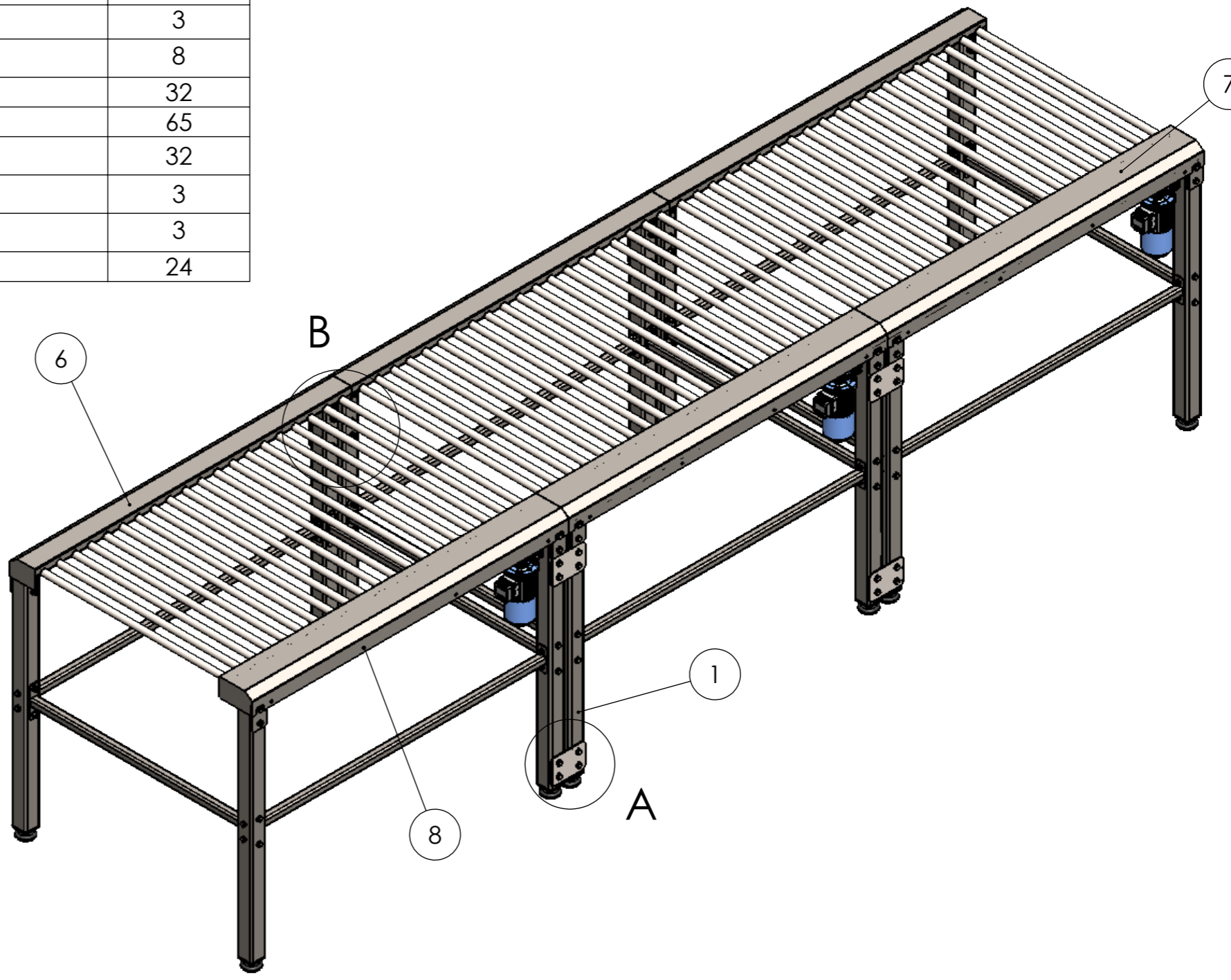
Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Valla delantera	
		Material	Acero galvanizado	
		Documento	Pieza	
		Nº Plano	1.1.0.03	Escala 1:20
		Idioma	Castellano	Página 1/1



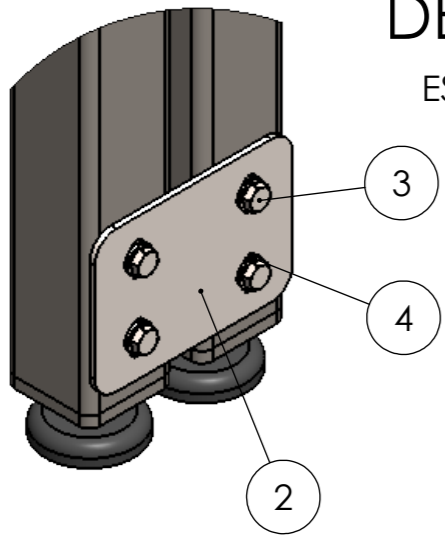
DETALLE A
ESCALA 1 : 5

Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
	UNIVERSITAT JAUME I	Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Valla trasera	
		Nº Plano	1.1.0.04	Escala
		Idioma	Castellano	Página
			1/1	

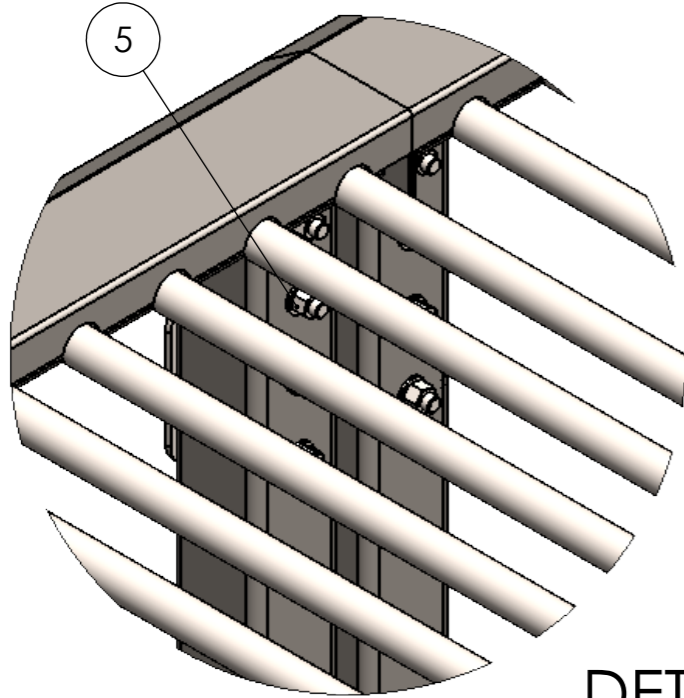
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	PLANO	CANTIDAD
1	Transporte de Rodillos	1.2.0.00	3
2	Chapa_Union	1.2.0.01	8
3	ISO 4014 - M12 x 110 x 30-N	N/A	32
4	Washer ISO 7089 - 12	N/A	65
5	ISO - 4034 - M12 - N	N/A	32
6	Cover_corto	1.2.0.02	3
7	Cover_largo	1.2.0.03	3
8	ISO 7380 - M6 x 10 - 10N	N/A	24



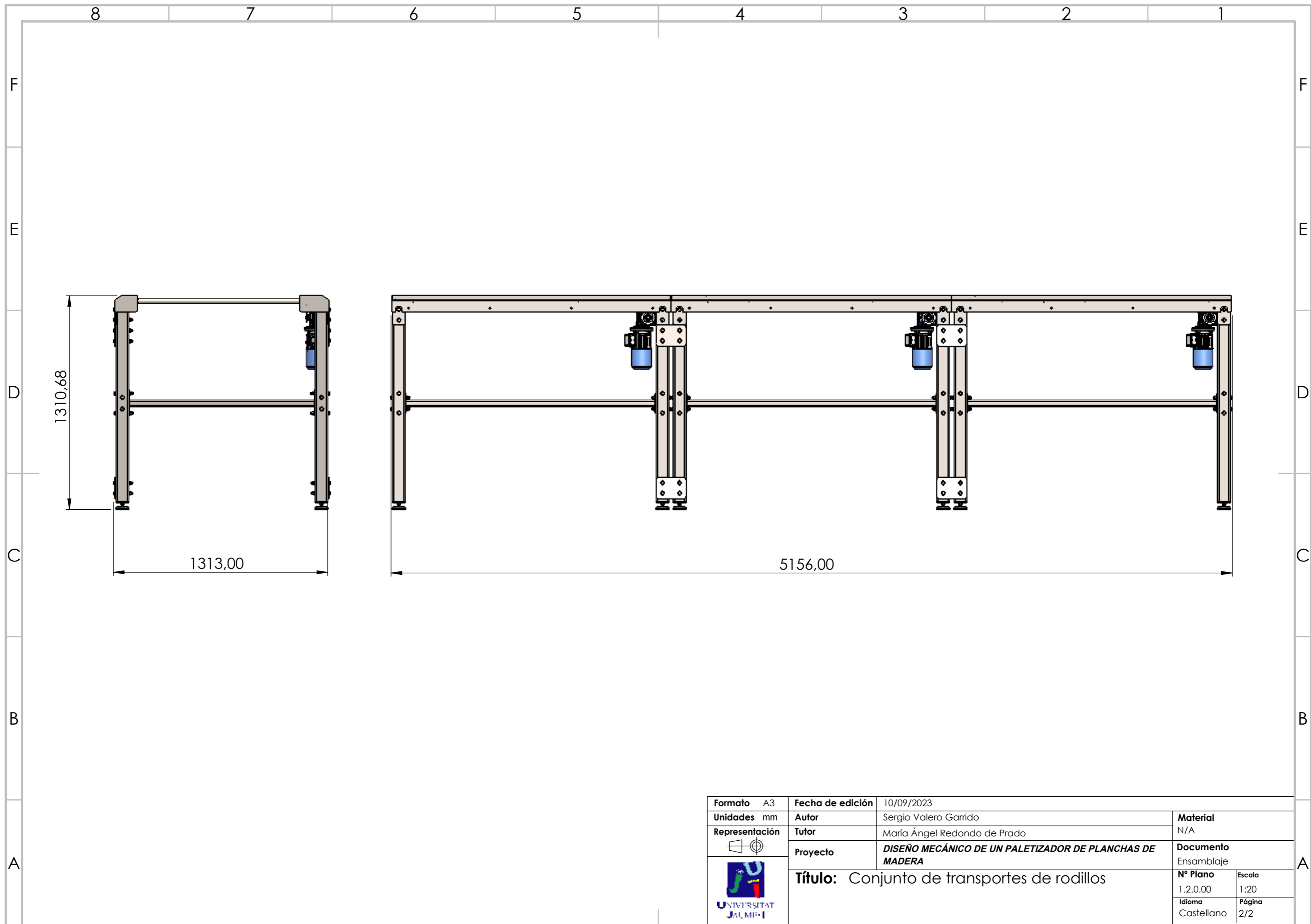
DETALLE A
ESCALA 1 : 5





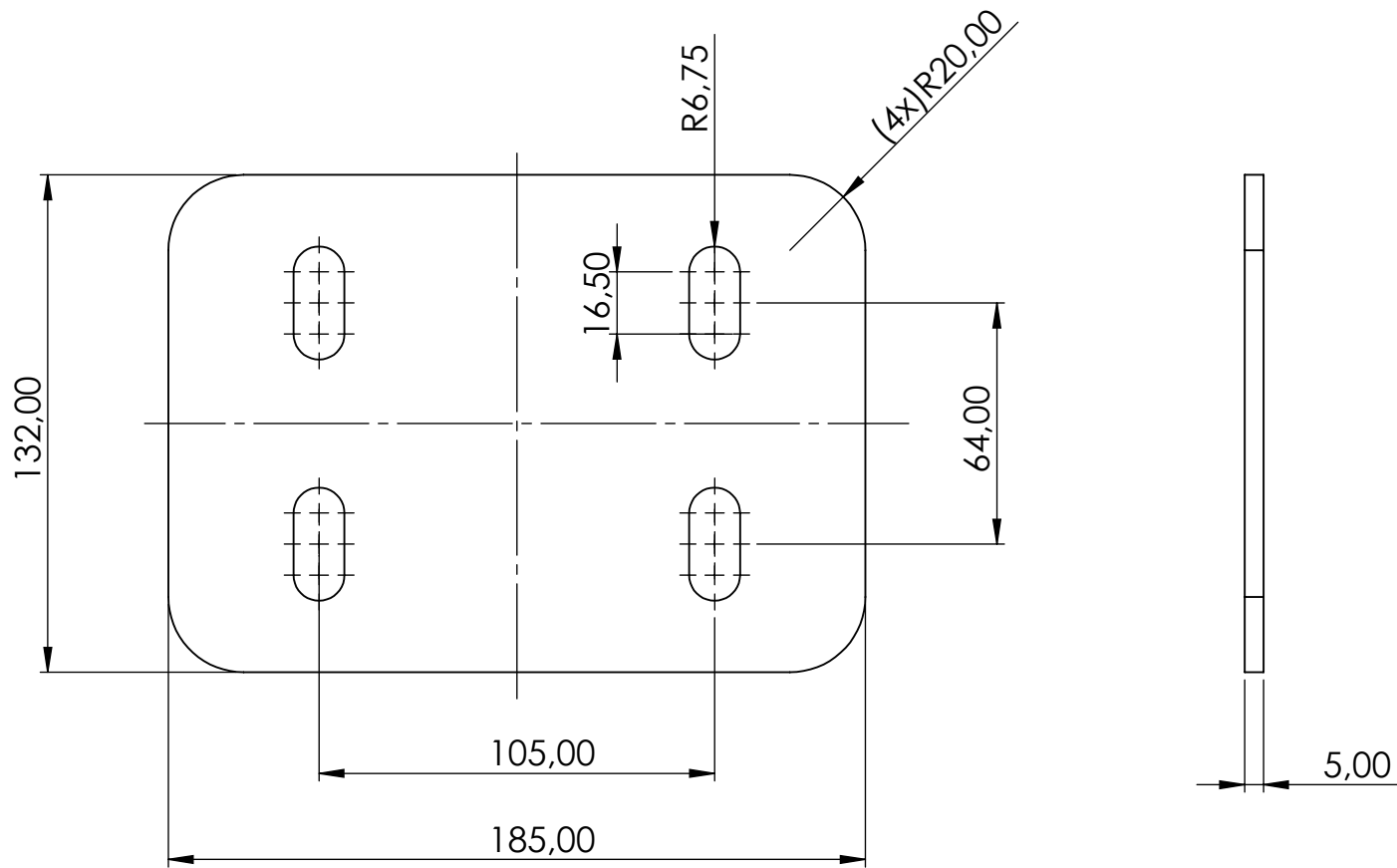
DETALLE B
ESCALA 1 : 5









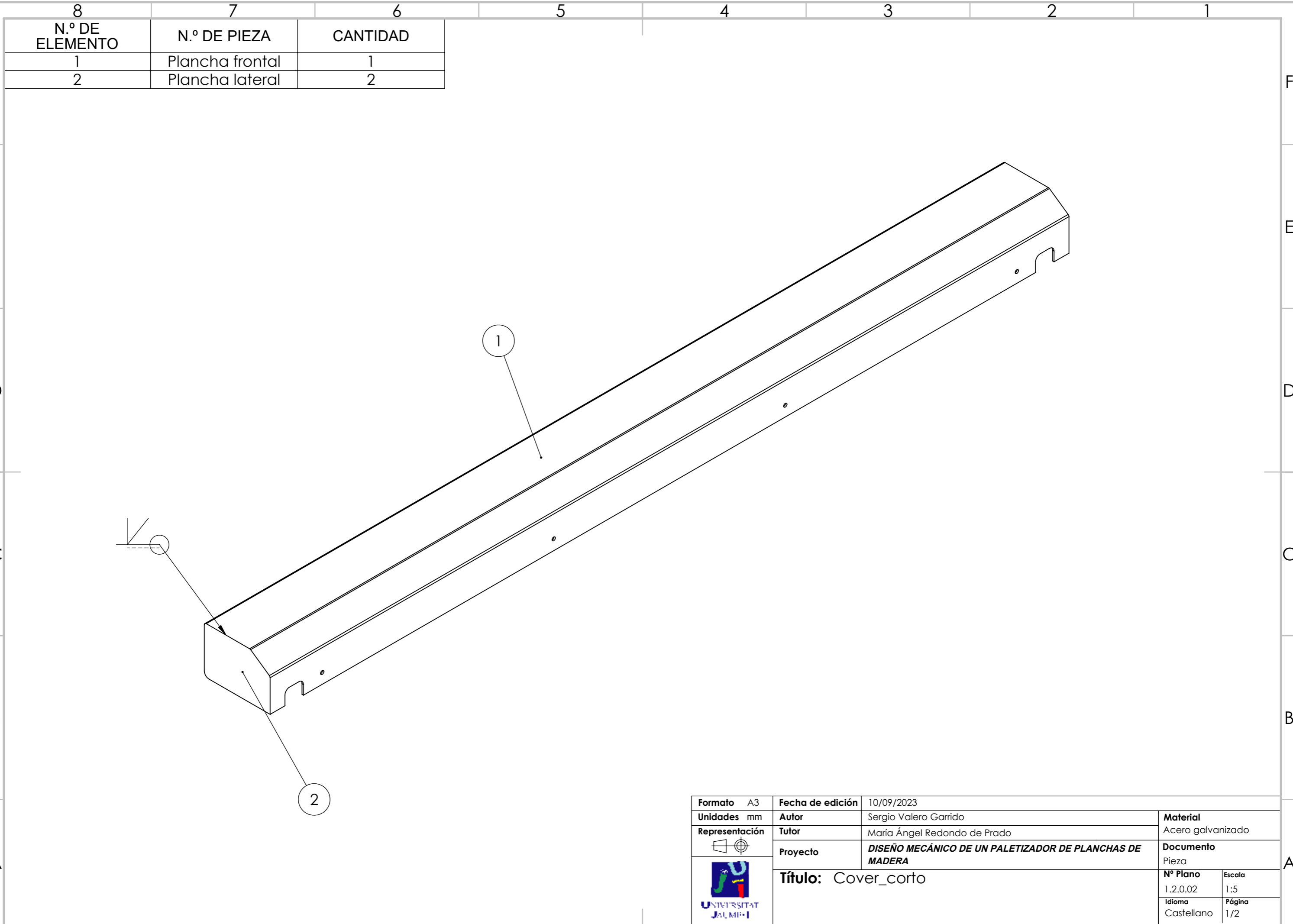
Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.2.0.00
	Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA		Idioma	Castellano
		Título: Conjunto de transportes de rodillos		Escala	1:20
				Página	1/2



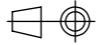

Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
	Título: Conjunto de transportes de rodillos		Material	N/A
			Documento	Ensamblaje
	Nº Plano	1.2.0.00	Escala	1:20
	Idioma	Castellano	Página	2/2

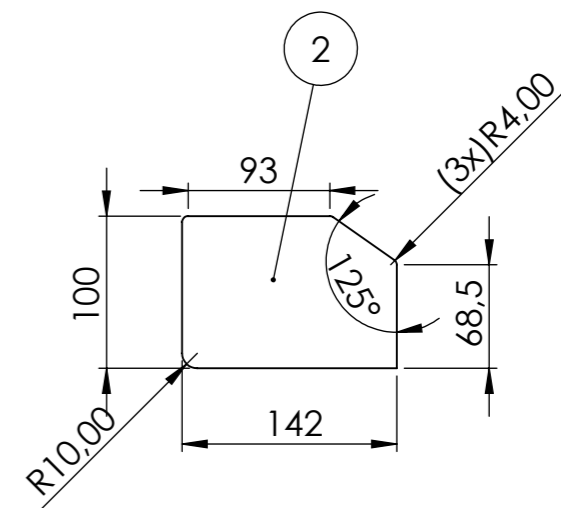
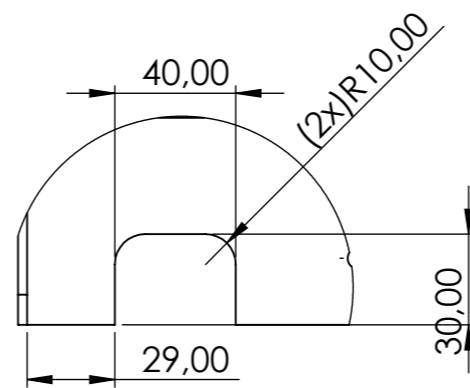
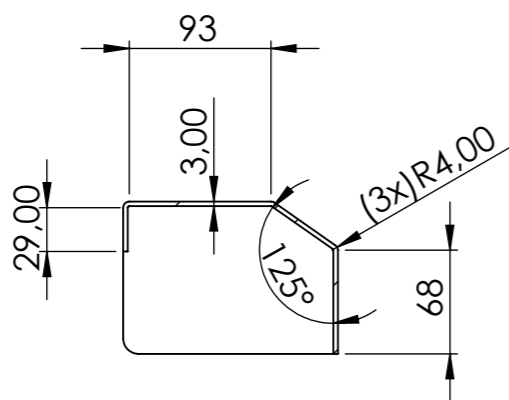
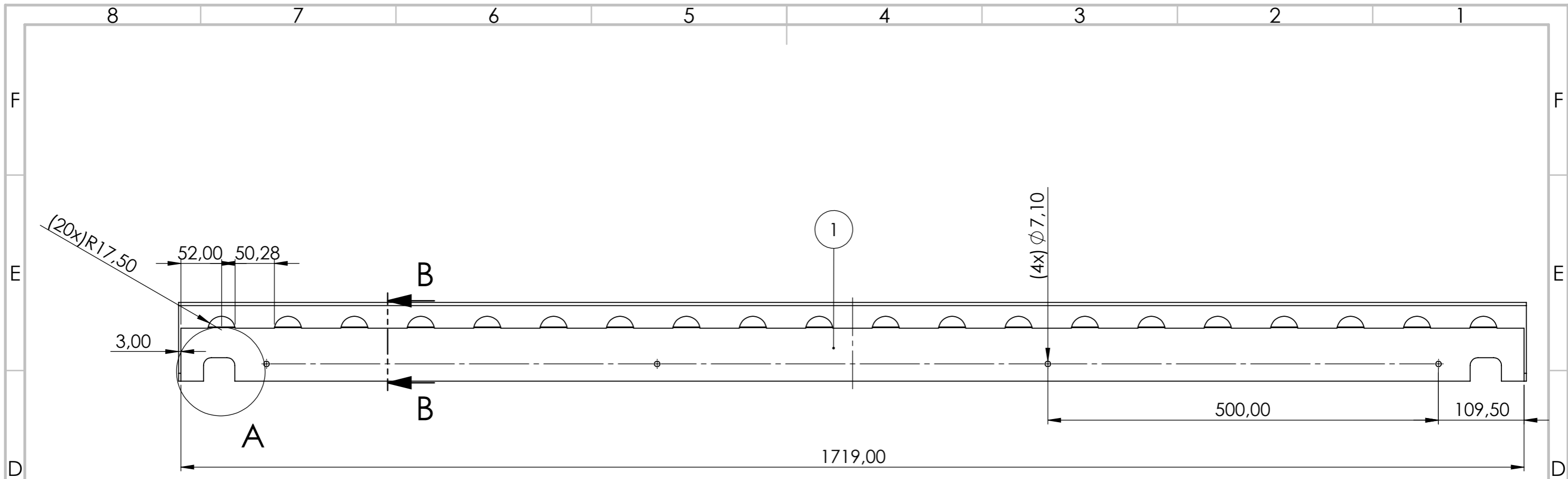


Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Chapa_unión	Nº plano	Escala
			1.2.0.01	1:2
			Idioma	Página
			Castellano	1/1

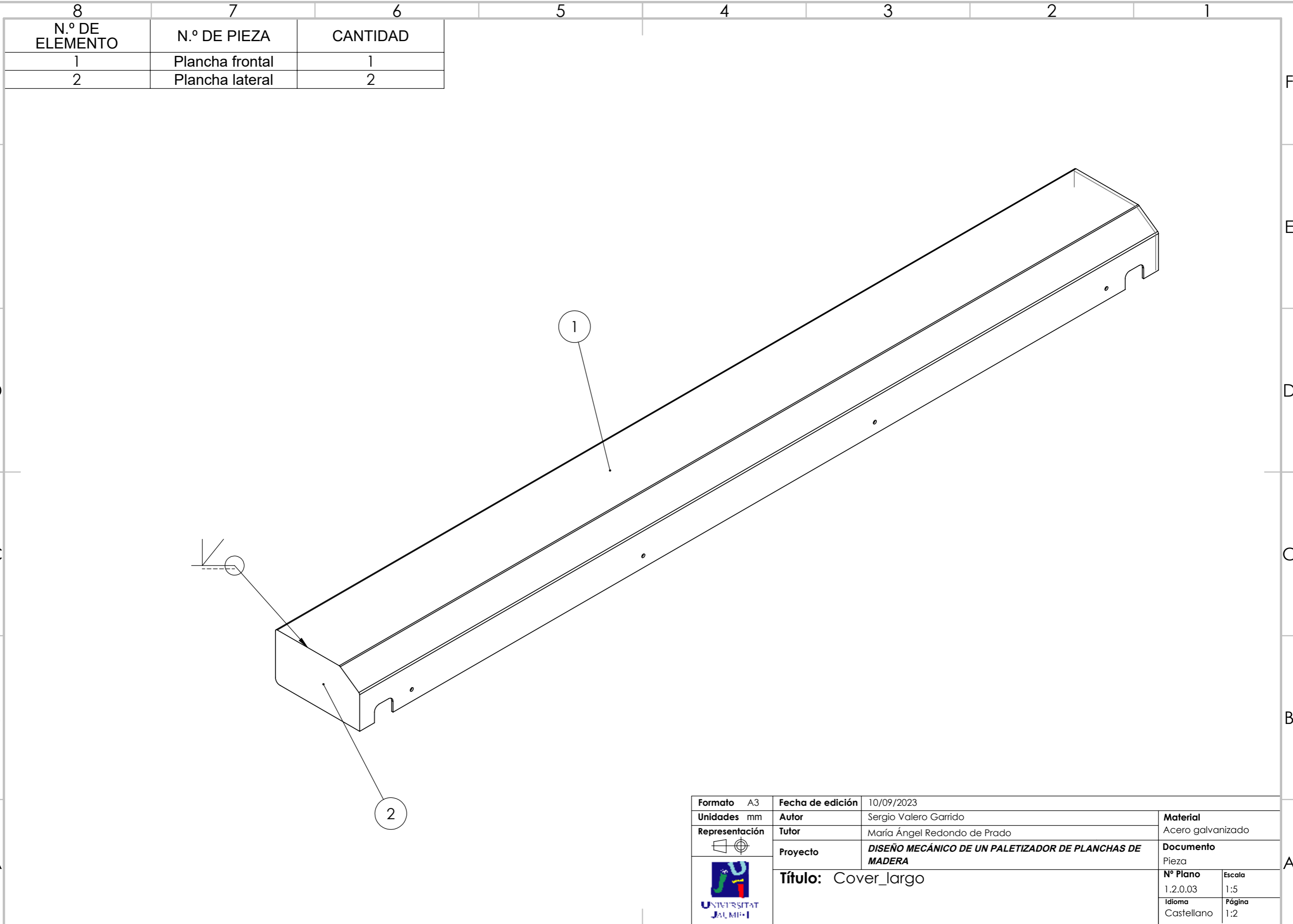


8	7	6	5	4	3	2	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD					
1	Plancha frontal	1					
2	Plancha lateral	2					

Formato A3	Fecha de edición 10/09/2023		
Unidades mm	Autor Sergio Valero Garrido	Material Acero galvanizado	
Representación 	Tutor María Ángel Redondo de Prado	Documento Pieza	
	Proyecto <i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	Nº Plano 1.2.0.02	Escala 1:5
	Título: Cover_corto		Idioma Castellano
			Página 1/2

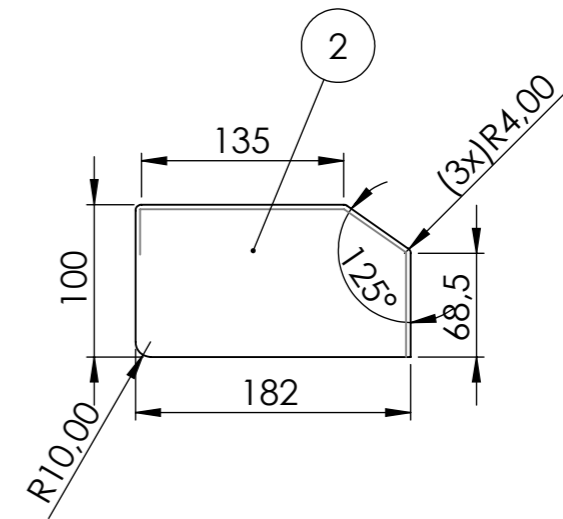
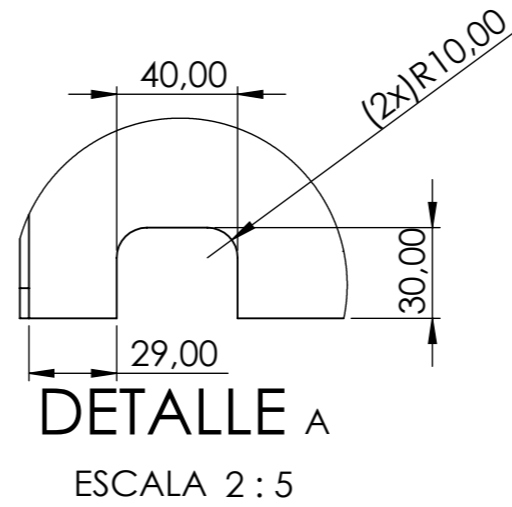
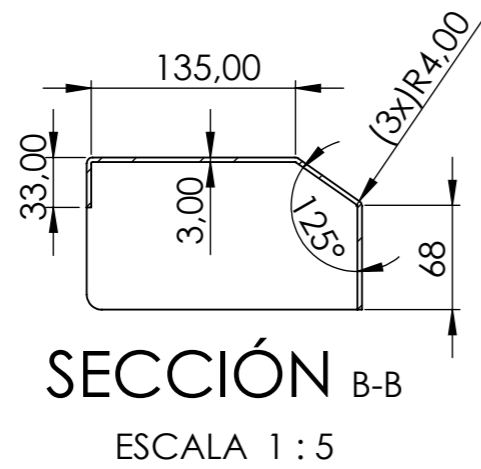
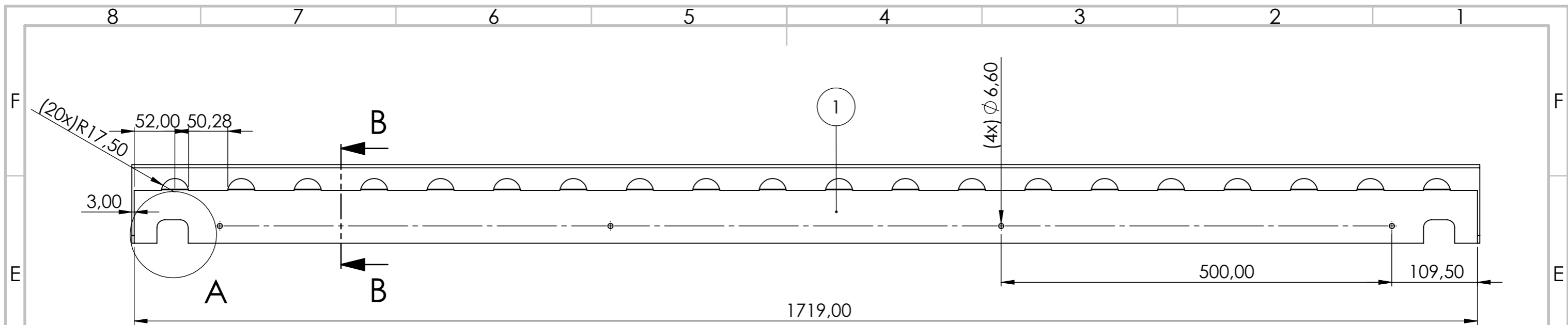


Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Cover_corto	
		Material	Acero galvanizado	
		Documento	Pieza	
		Nº Plano	1.2.0.02	Escala 1:5
		Idioma	Castellano	Página 2/2



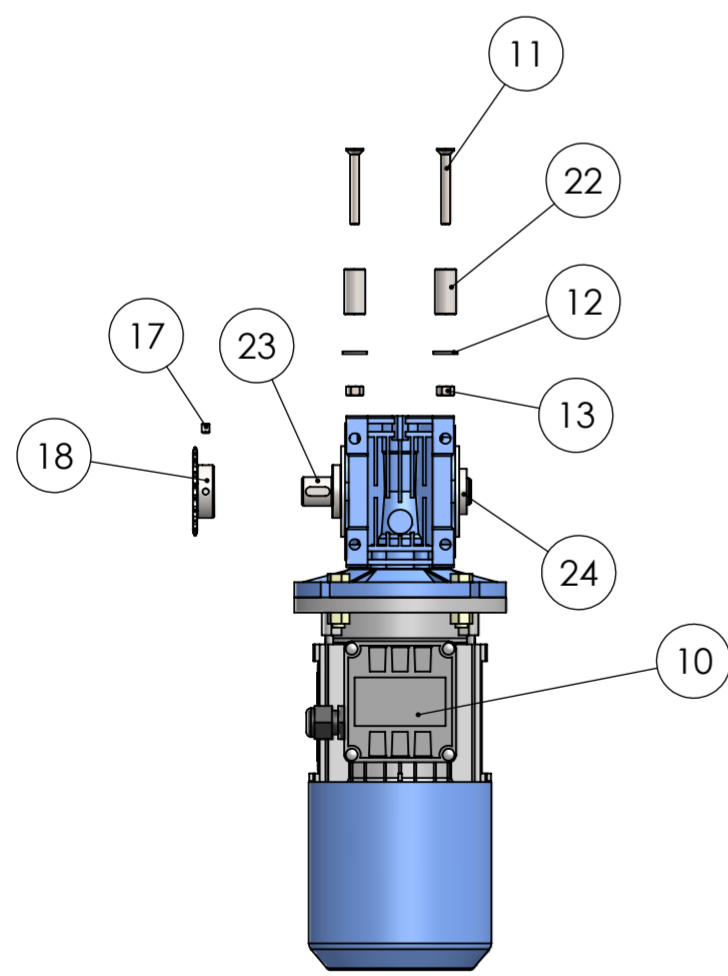
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Plancha frontal	1
2	Plancha lateral	2

Formato A3	Fecha de edición 10/09/2023		
Unidades mm	Autor Sergio Valero Garrido	Material Acero galvanizado	
Representación 	Tutor María Ángel Redondo de Prado	Documento Pieza	
	Proyecto <i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	Nº Plano 1.2.0.03	Escala 1:5
		Título: Cover_largo	Página 1:2
		Idioma Castellano	

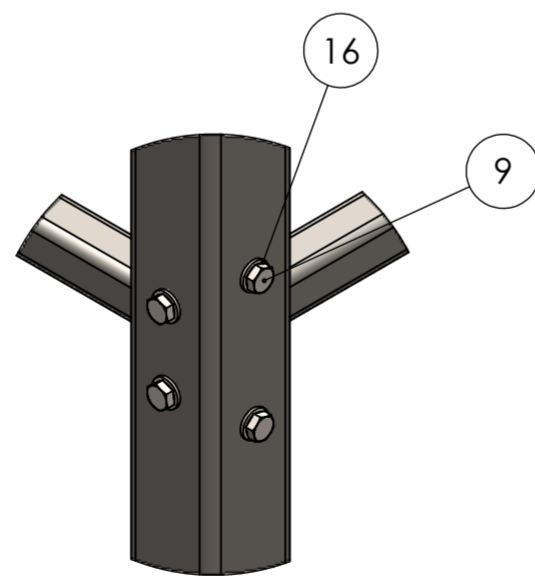


Formato A3	Fecha de edición 10/09/2023		
Unidades mm	Autor Sergio Valero Garrido	Material Acero galvanizado	
Representación 	Tutor María Ángel Redondo de Prado	Documento Pieza	
	Proyecto DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Nº Plano 1.2.0.03	Escala 1:5
	Título: Cover_largo	Idioma Castellano	Página 2/2

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Ensamblaje Rodillo	1.2.2.00	20
2	Travesaño	1.2.1.06	2
3	ISO 10673-11-N	N/A	40
4	ISO 4762 M10 x 40 - 40C	N/A	40
5	Patas 80x80	1.2.1.07	1
6	Patas 80x80	1.2.1.07	1
7	Union_Longitudinal	1.2.1.08	2
8	ISO 4014 - M12 x 100 x 30-N	N/A	1
9	ISO 4014 - M12 x 110 x 30-N	N/A	24
10	MOTOVARIO-NMRV_040	N/A	1
11	ISO 10642 - M6 x 50 - 24N	N/A	4
12	ISO 10669-7.15-N	N/A	4
13	ISO - 4034 - M6 - N	N/A	4
14	ISO - 4034 - M12 - N	N/A	28
15	Union_Transversal	1.2.1.10	2
16	Washer ISO 7089 - 12	N/A	48
17	ISO 4026 - M5 x 6-N	N/A	2
18	Piñon simple.step	N/A	1
19	Eslabon1	N/A	426
20	Eslabon2	N/A	426
21	Pata	N/A	4
22	Separador del motor	1.2.1.11	4
23	Eje motor reductor	1.2.1.09	1
24	Reten	1.2.1.12	1

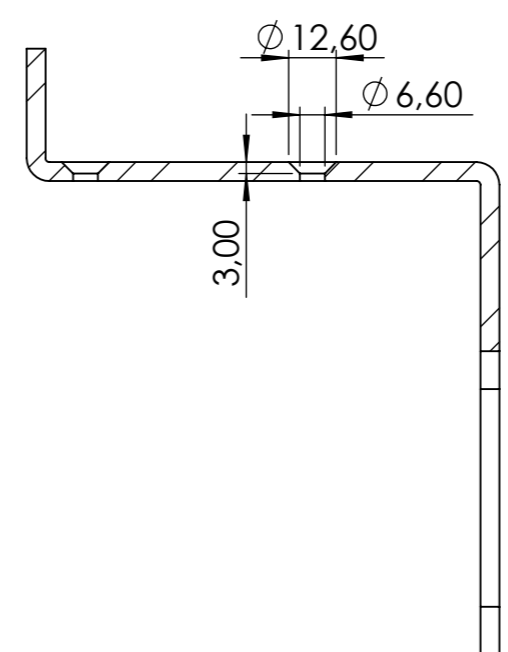
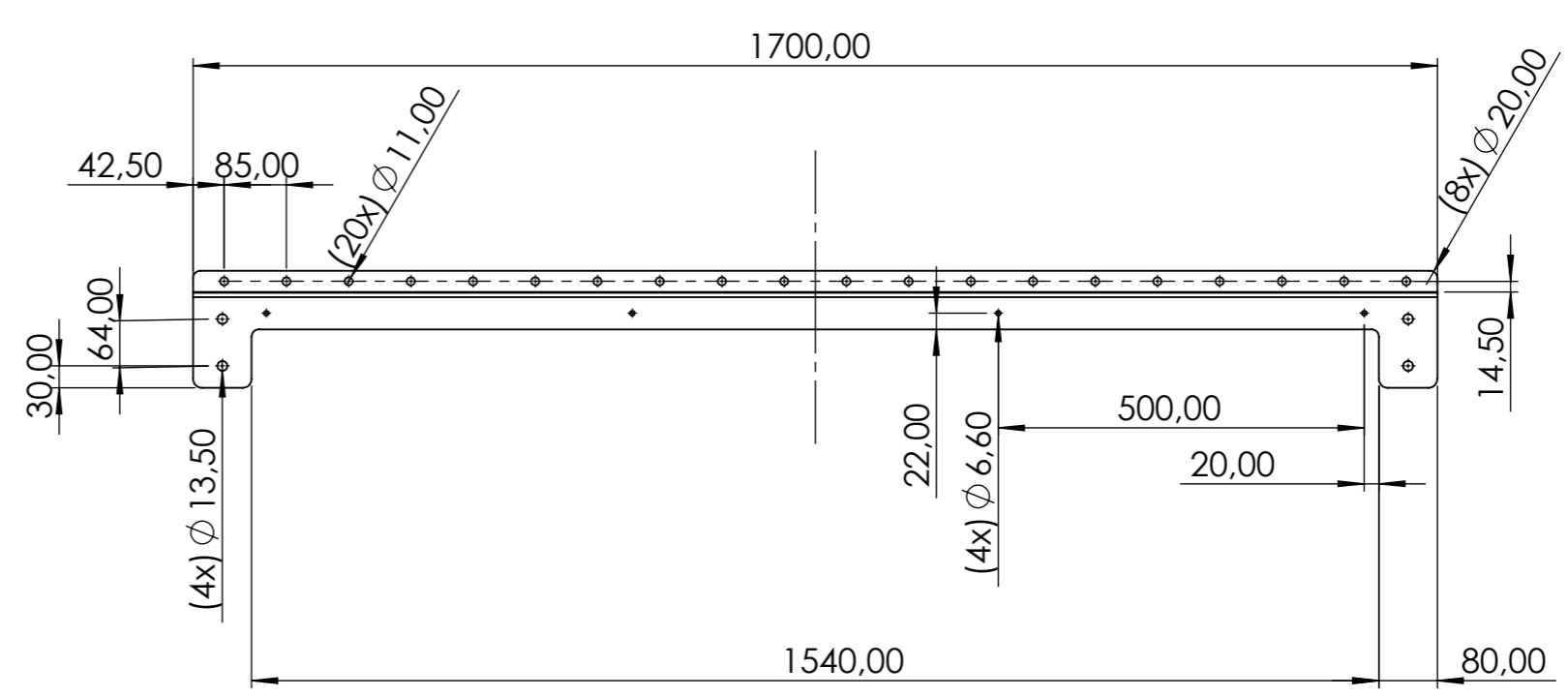
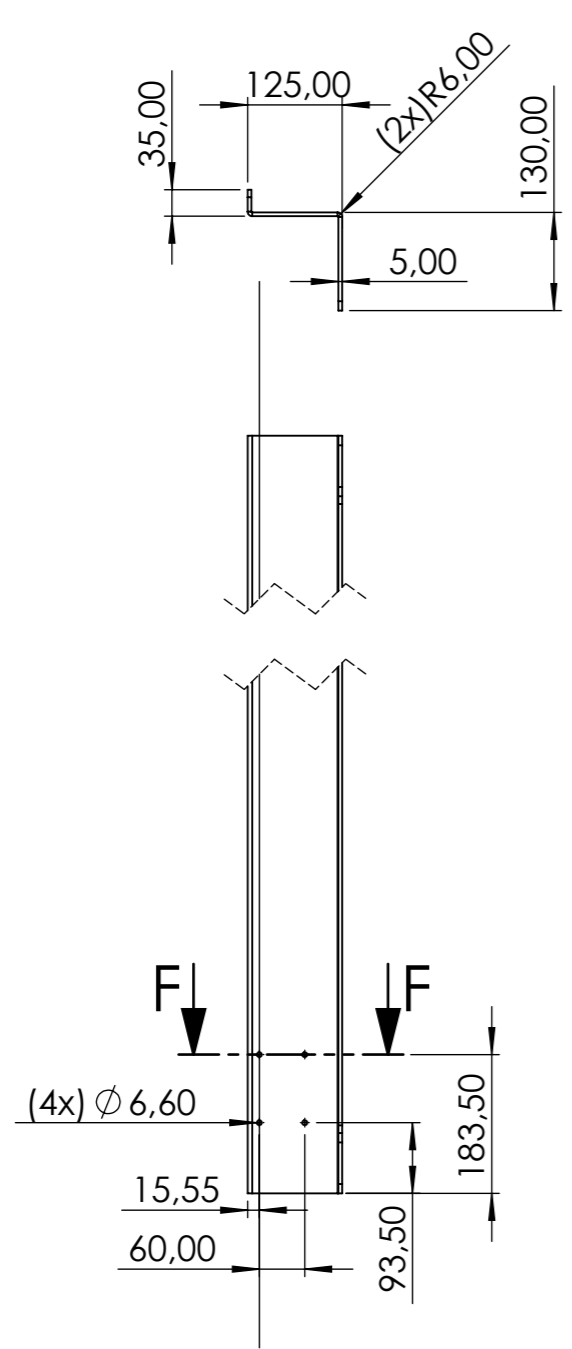


DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

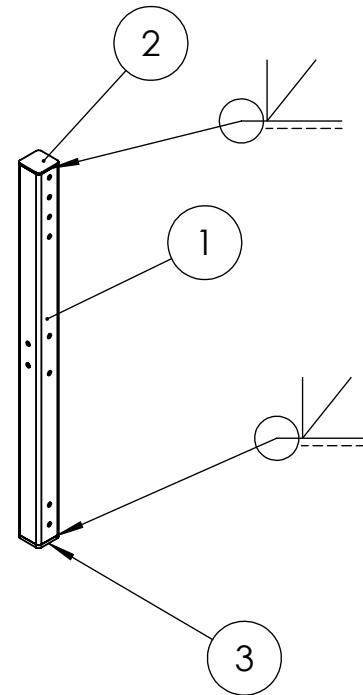
Formato	A2	Fecha de edición		Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.2.1.00
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
			Título: Transporte de rodillos	Escala	1:10
				Página	1:1









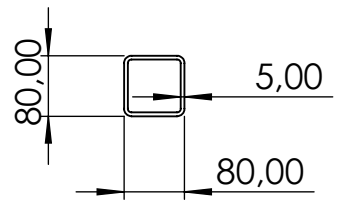
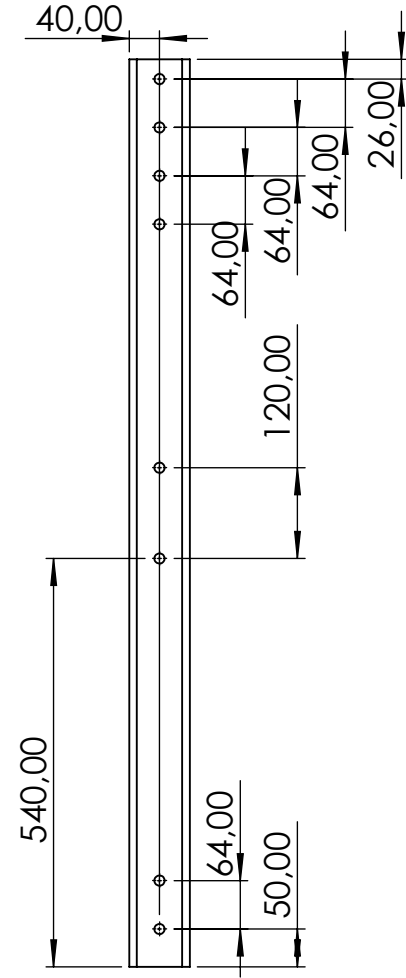
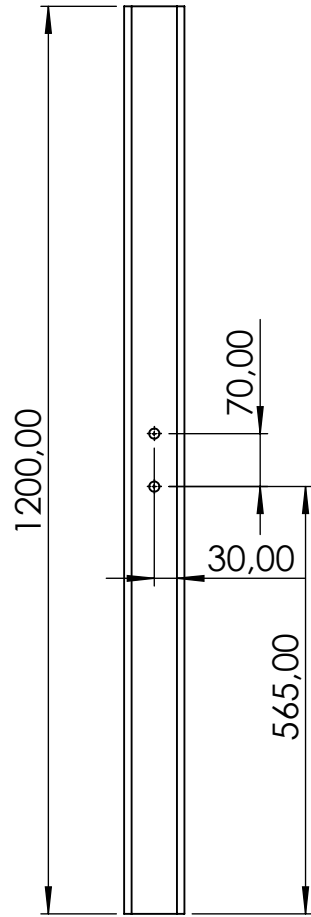
SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 2

Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Travesañ	
		Material	Acero galvanizado	
		Documento	Pieza	
		Nº Plano	1.2.1.06	Escala 1:10
		Idioma	Castellano	Página 1/1

6	5	4	3	2	1
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud		
1	2	TUBE. SQUARE 80 X 80 X 5	1200		
2	2	PLANCHA 40 X 40 X 5	N/A		
3	2	PLANCHA 40 X 40 X 10	N/A		

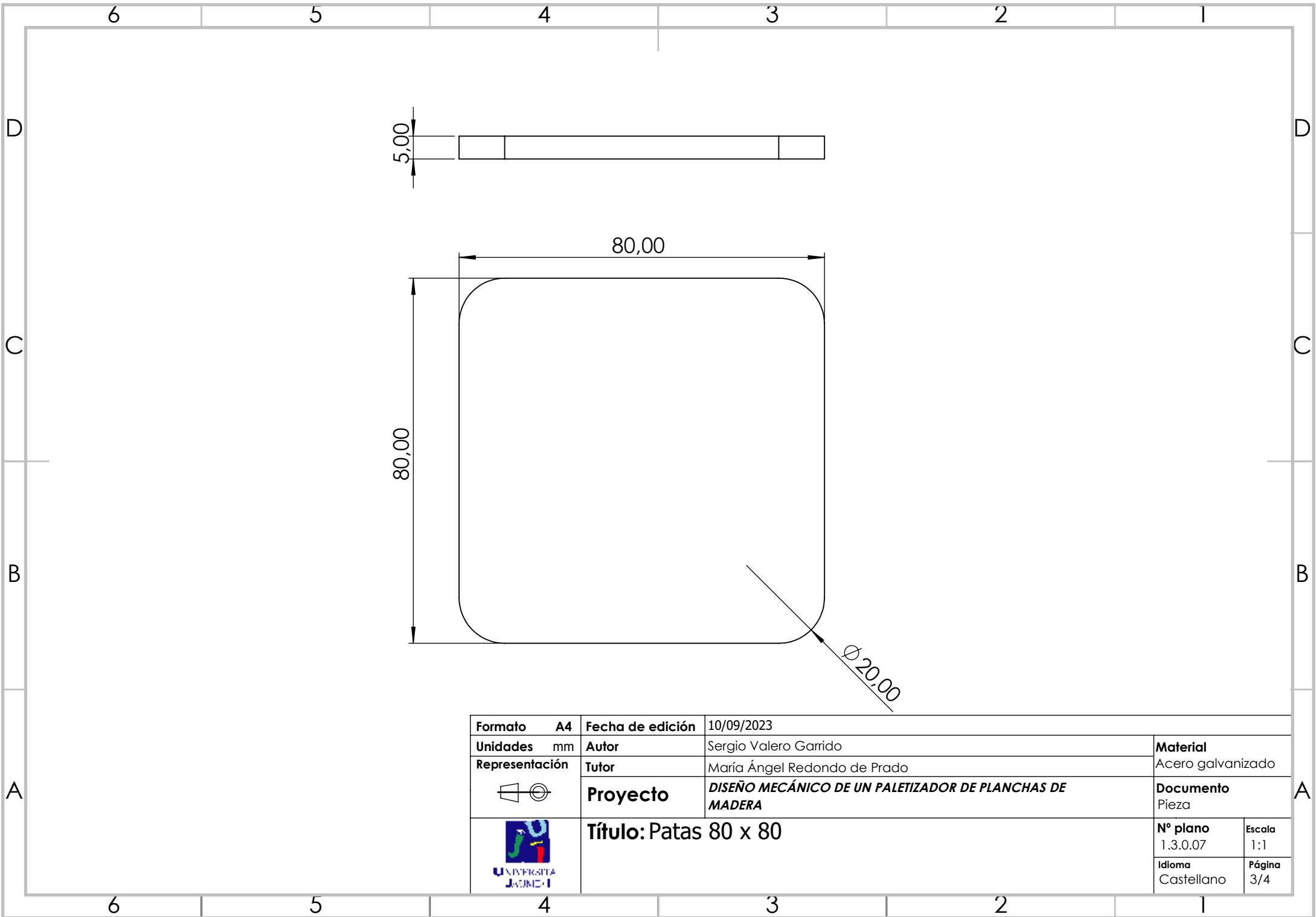


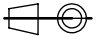

Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Patas 80x80	Nº plano	Escala
			1.3.0.07	1:10
			Idioma	Página
			Castellano	1/4

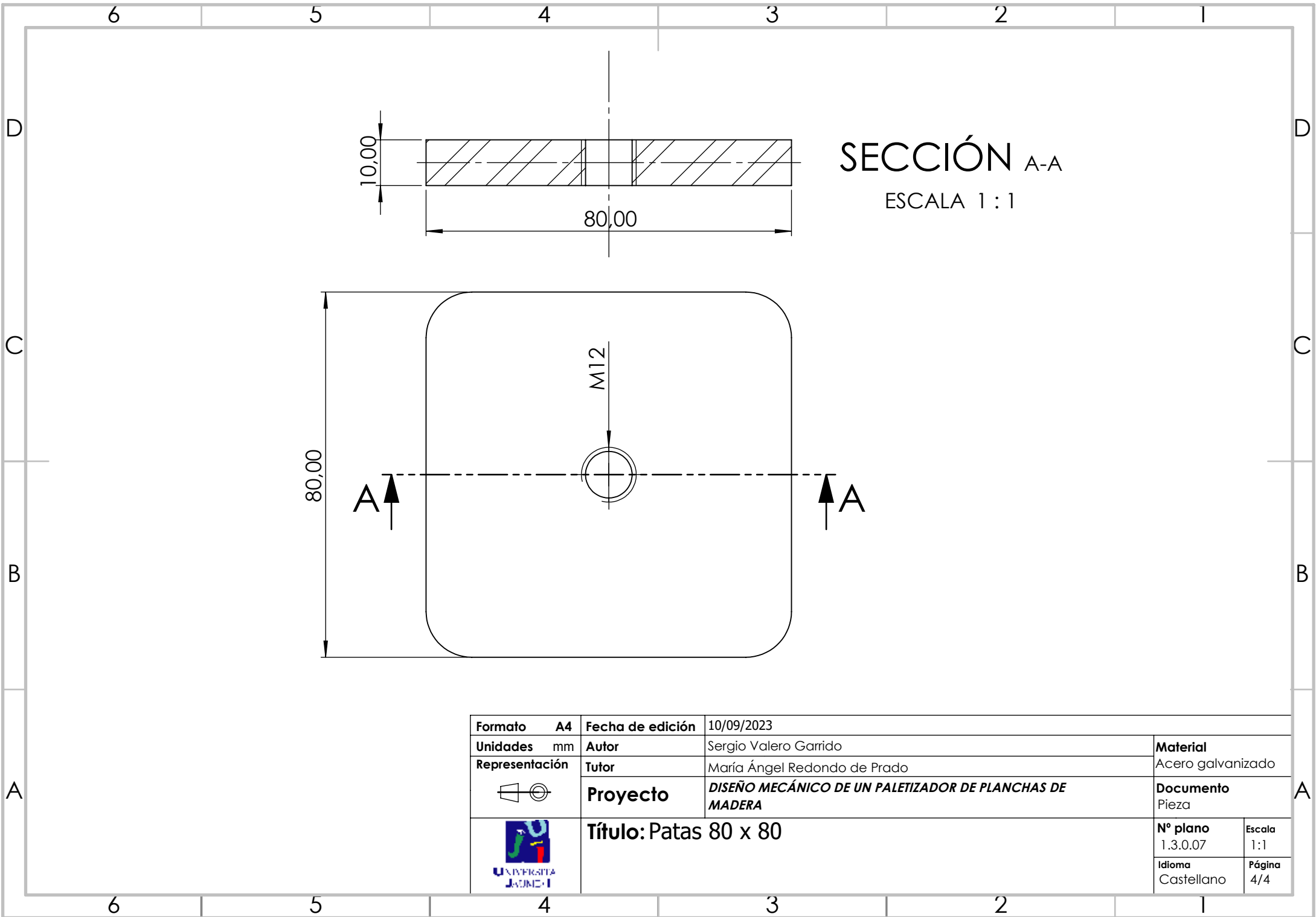


Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Patas 80x80	Nº plano	Escala
			1.3.0.07	1:10
			Idioma	Página
			Castellano	2/4

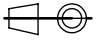






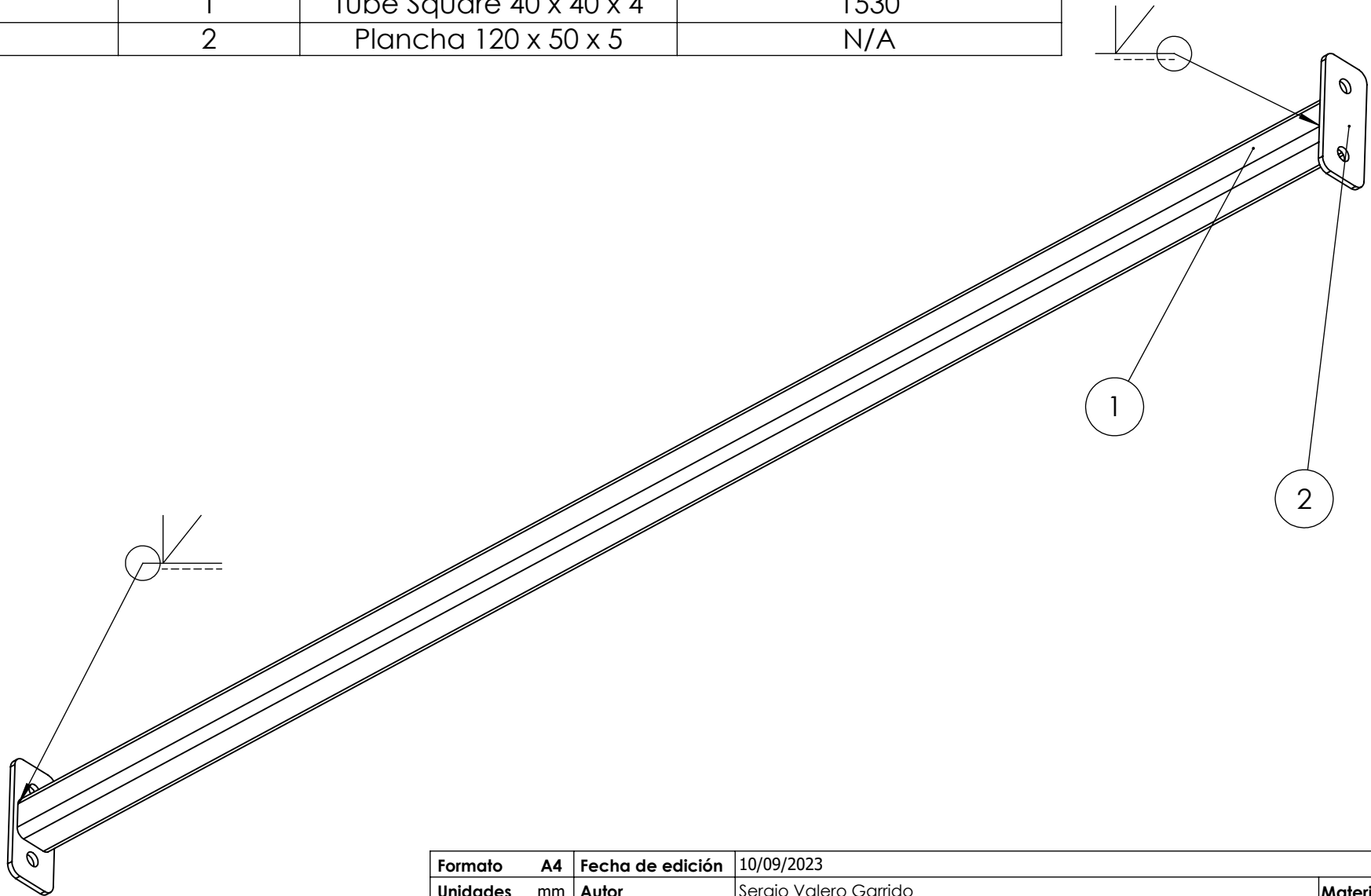
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
		Título: Patas 80 x 80	Nº plano	Escala
			1.3.0.07	1:1
			Idioma	Página
			Castellano	3/4





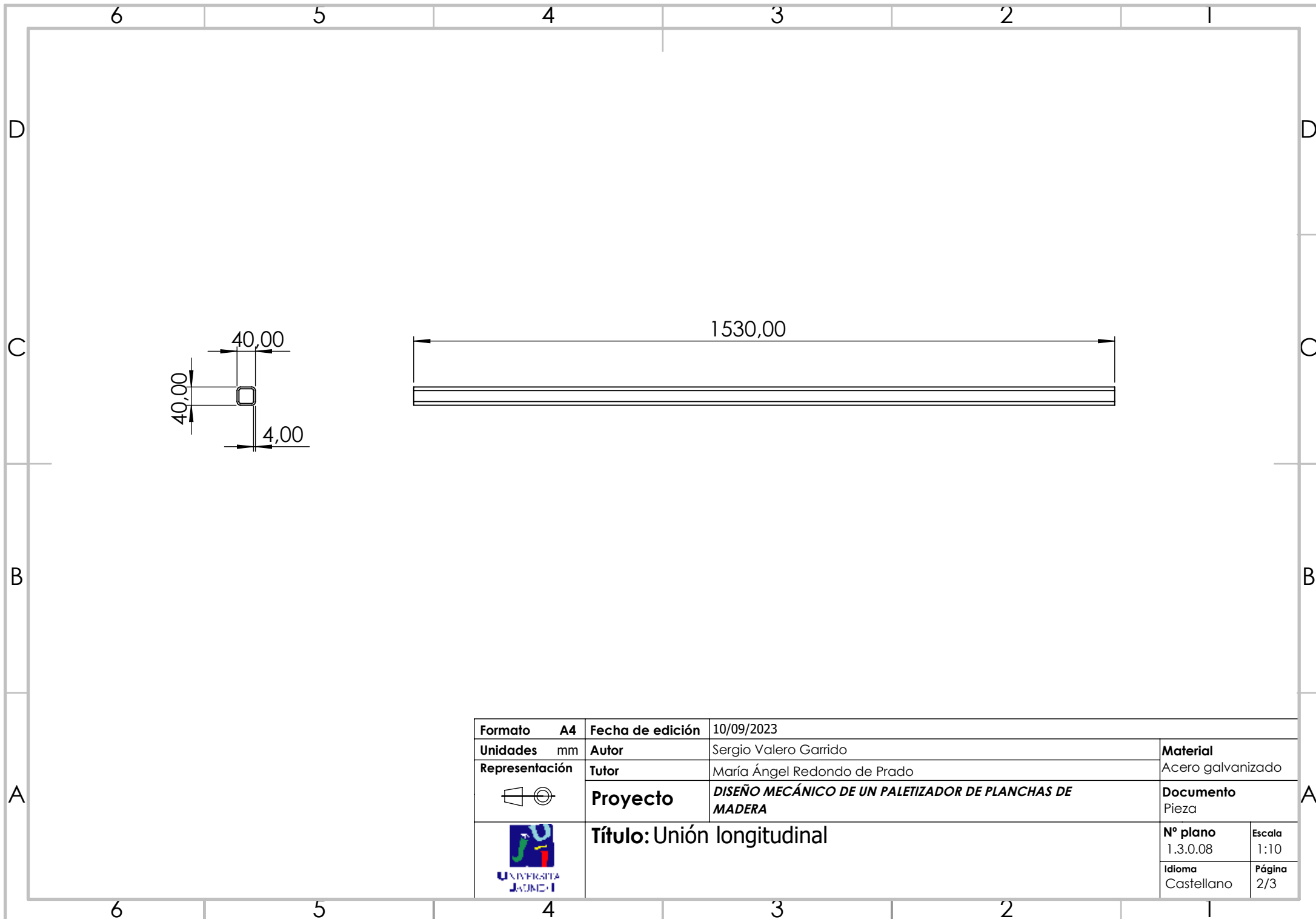
SECCIÓN A-A
 ESCALA 1 : 1




Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
	Título: Patas 80 x 80			Nº plano
				1.3.0.07
				Escala
			Castellano	Página
				4/4

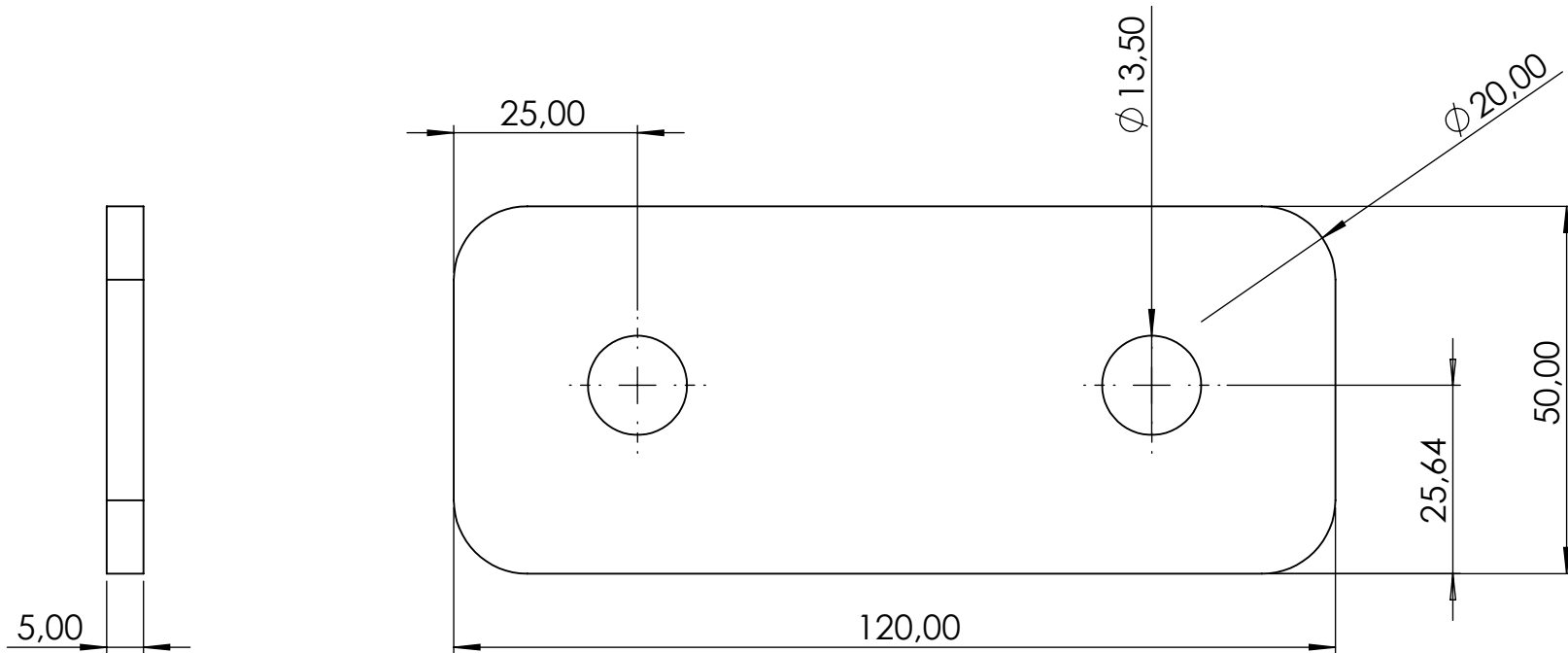
6	5	4	3	2	1
Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud		
1	1	Tube Square 40 x 40 x 4	1530		
2	2	Plancha 120 x 50 x 5	N/A		





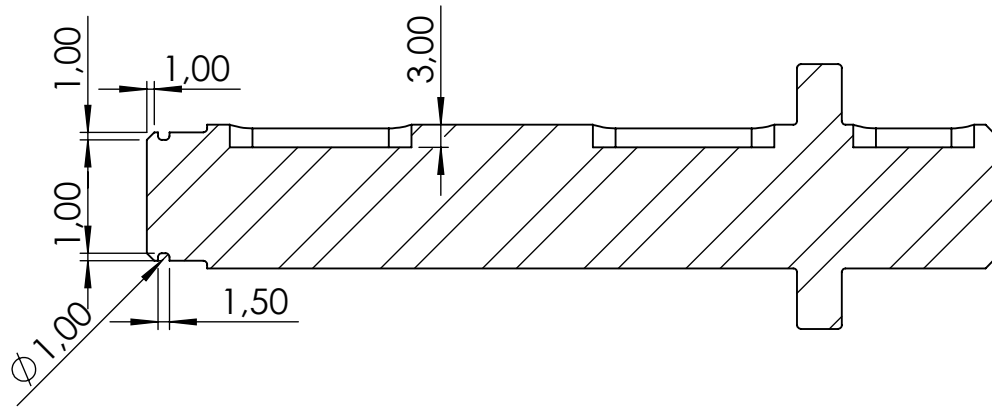
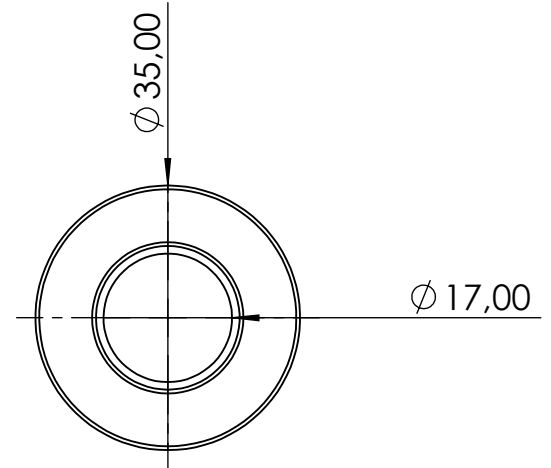
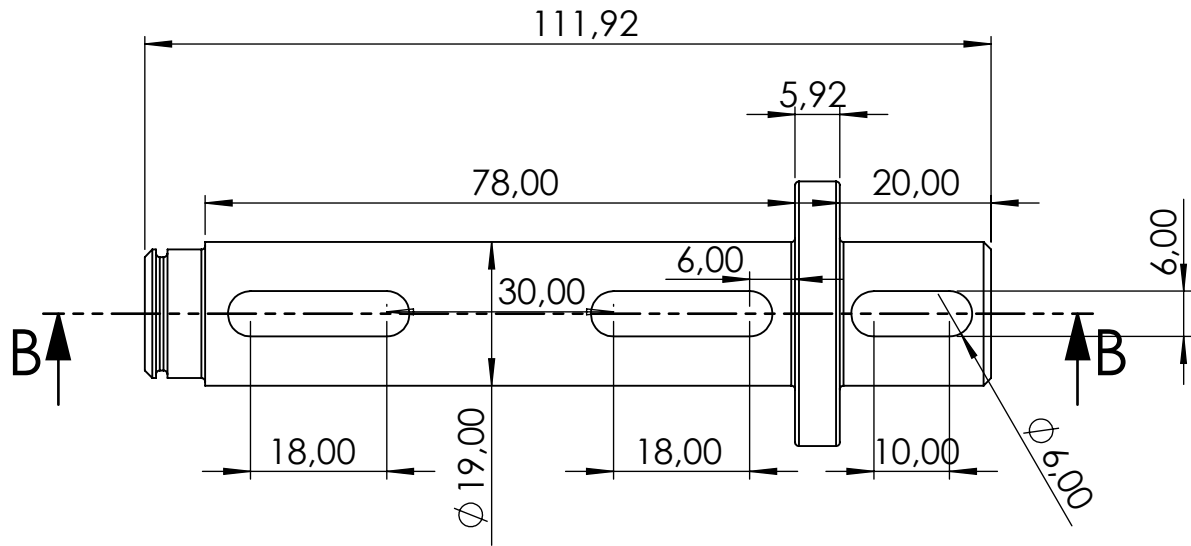
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
	Título: Unión longitudinal			Nº plano
				1.3.0.08
				Escala
			1:5	
			Idioma	Página
			Castellano	1/3



Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
		Título:	Unión longitudinal	
		Nº plano	1.3.0.08	Escala 1:10
		Idioma	Castellano	Página 2/3






Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
		Título: Unión longitudinal	Nº plano	Escala
			1.3.0.08	1:1
			Idioma	Página
			Castellano	3/3

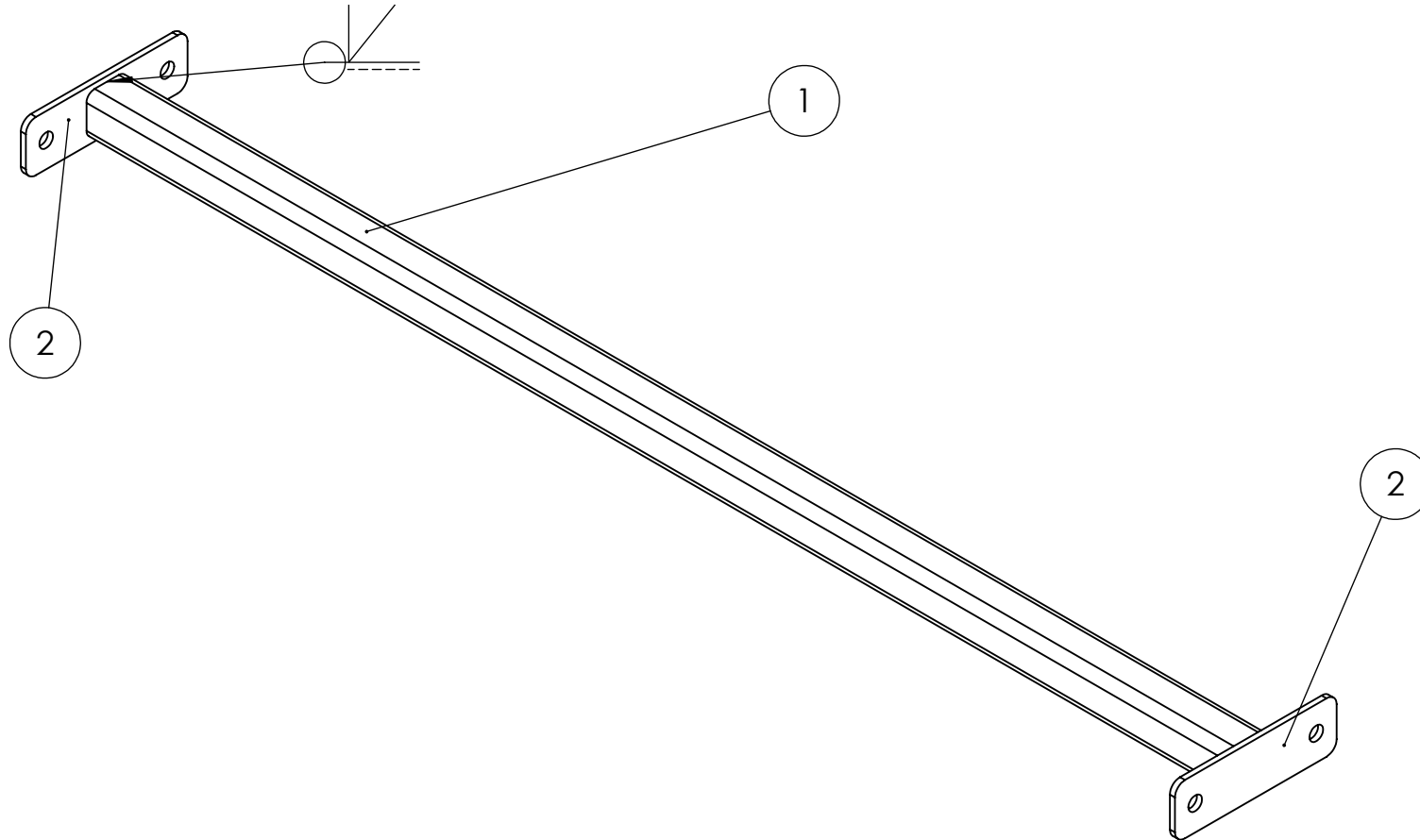





SECCIÓN B-B

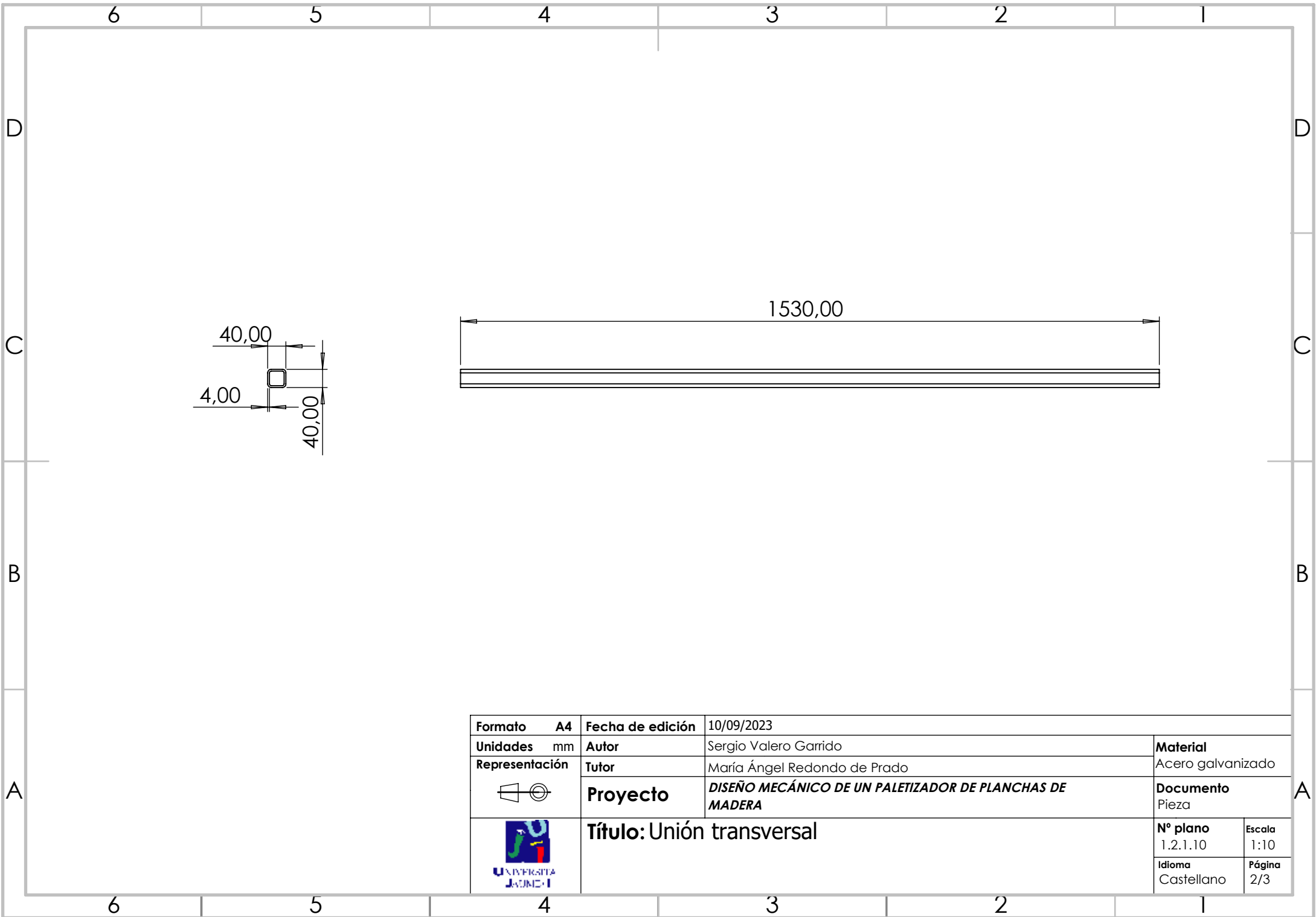
ESCALA 1 : 1



Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
		Título:	Eje motor reductor	
		Nº plano	1.2.1.09	Escala 1:1
		Idioma	Castellano	Página 1/1

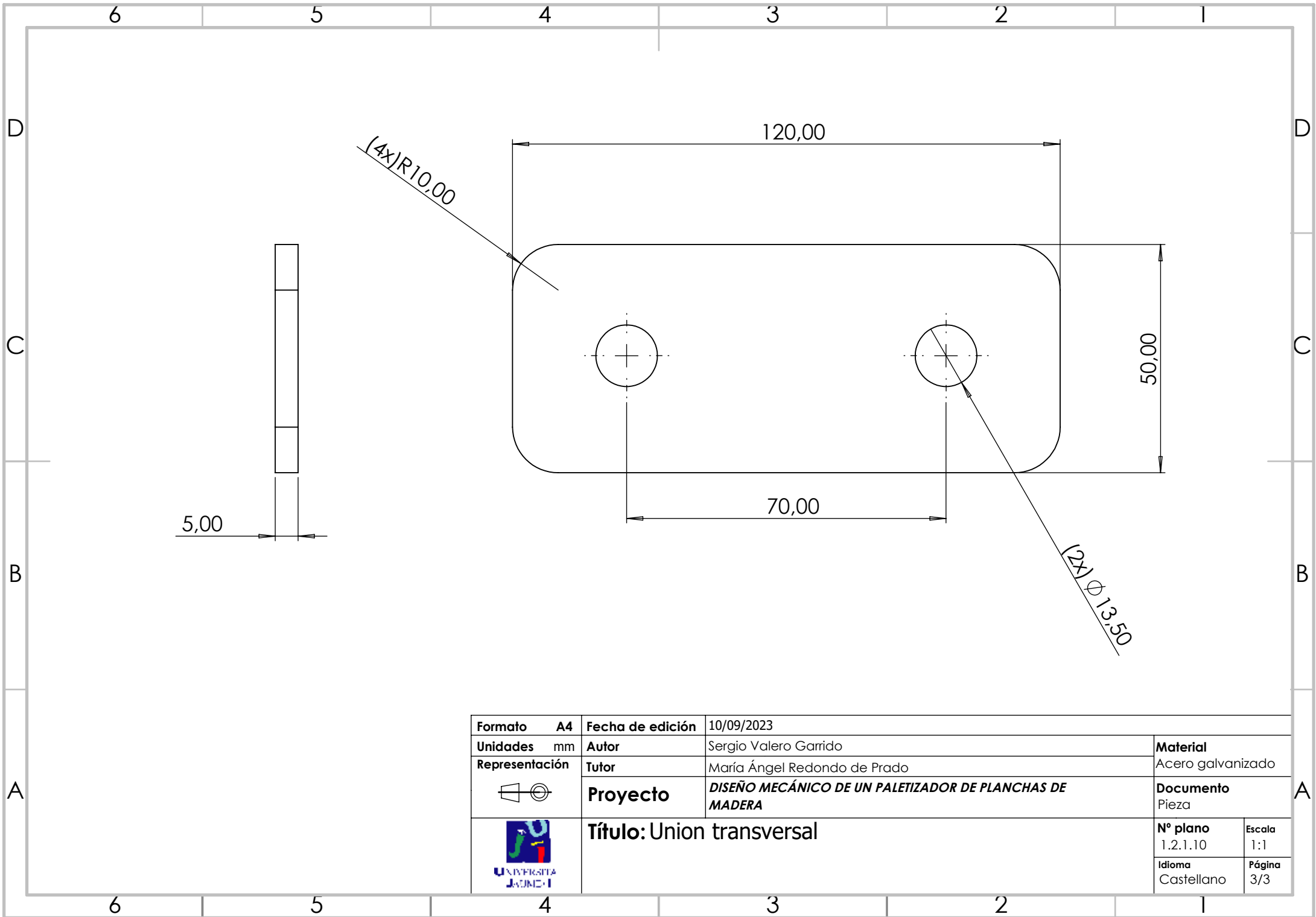
Nº de elemnto	Cantidad	Descripción	longitud
1	1	Tub. square 40 x 40 x 4	1530
2	1	Plancha 120 x 50 x 5	N/A






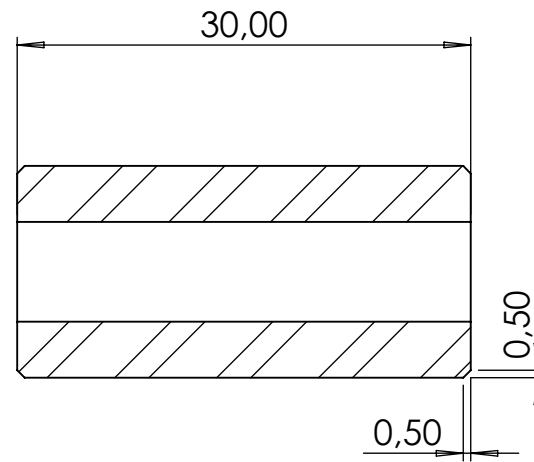
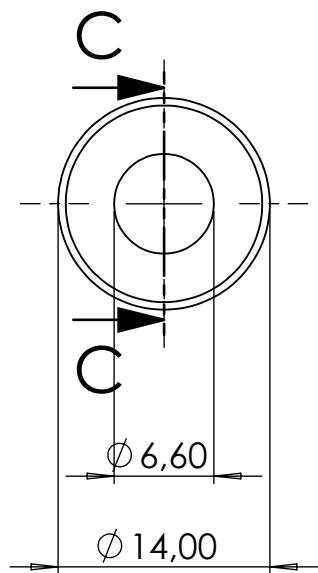
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
	Título: Unión transversal			Nº plano
				1.2.1.10
			Idioma	1:5
			Castellano	Página
				1/3






Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
		Título: Unión transversal	Nº plano	Escala
			1.2.1.10	1:10
			Idioma	Página
			Castellano	2/3

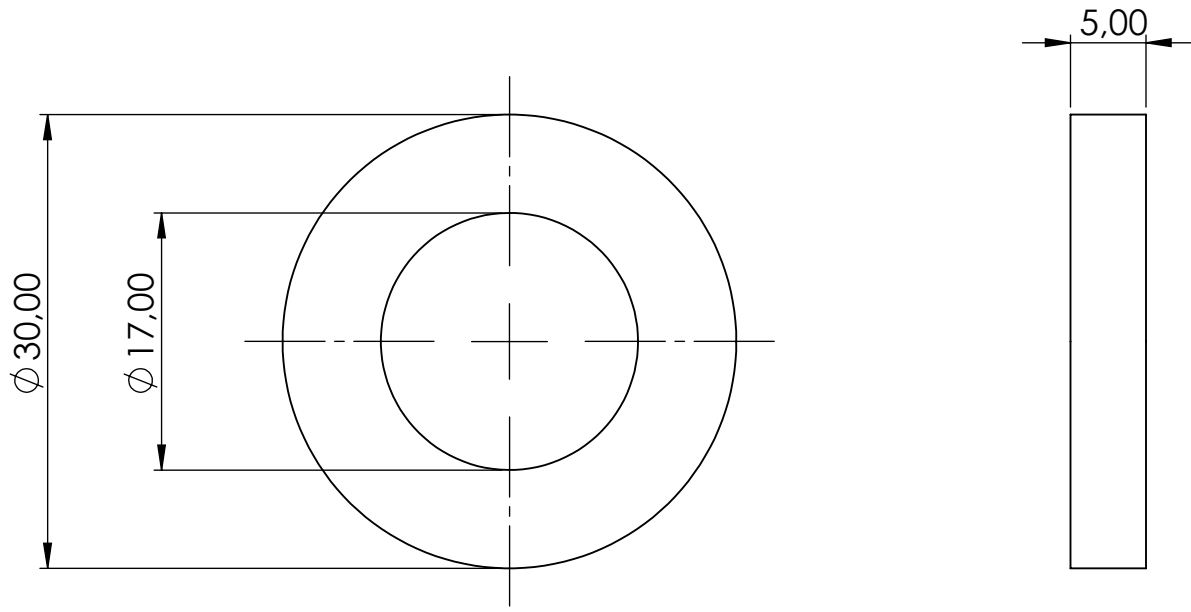


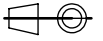
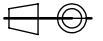

Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023			
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido			
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado			
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>			
	Título: Union transversal			Material	Acero galvanizado	
				Documento		Pieza
				Nº plano	1.2.1.10	Escala
		Idioma	Castellano	Página	3/3	



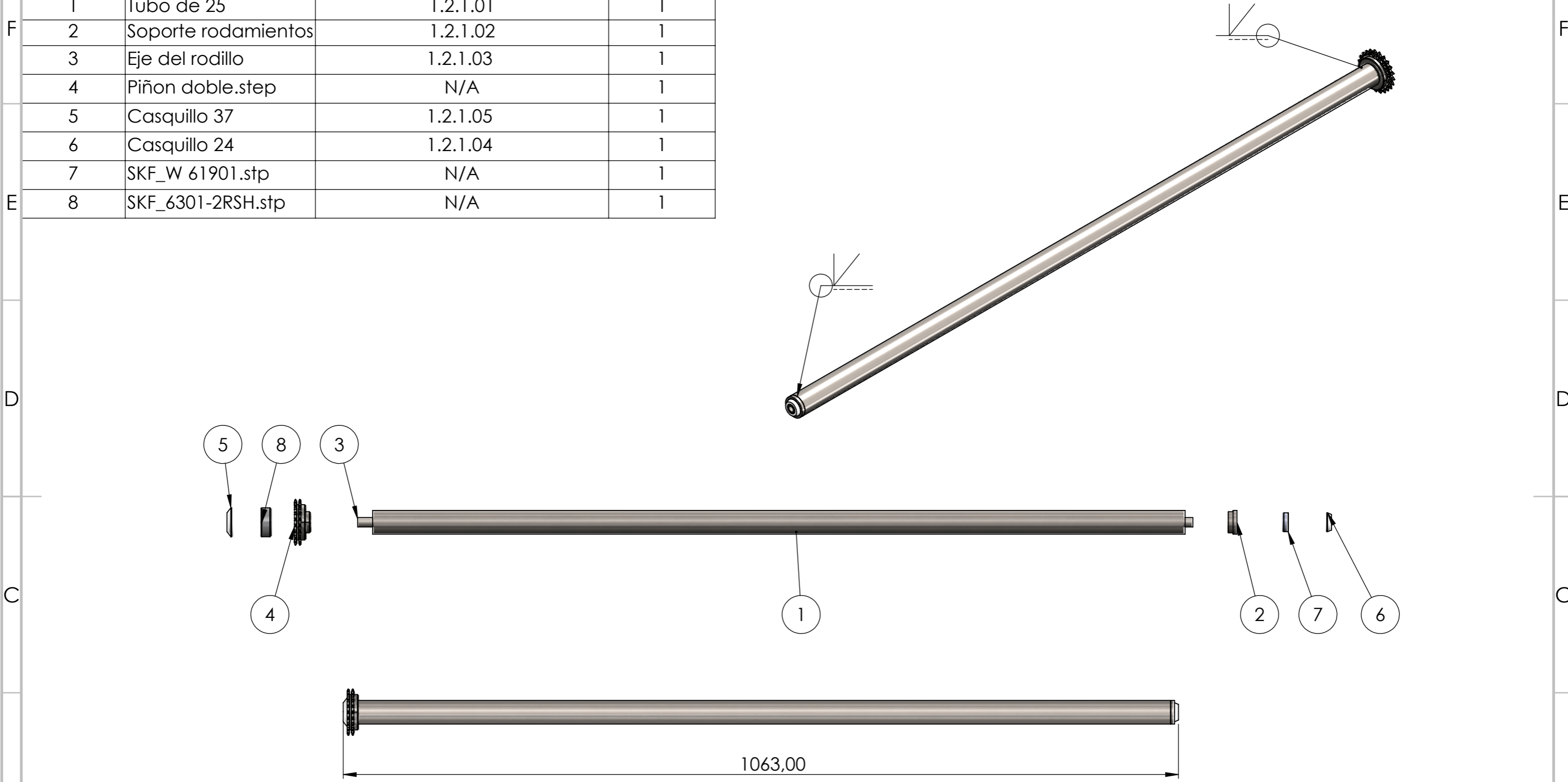
SECCIÓN C-C

Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>		
	Título: Separador del motor			Nº plano	Escala
				1.2.1.11	2:1
				Idioma	Página
				Castellano	1/1

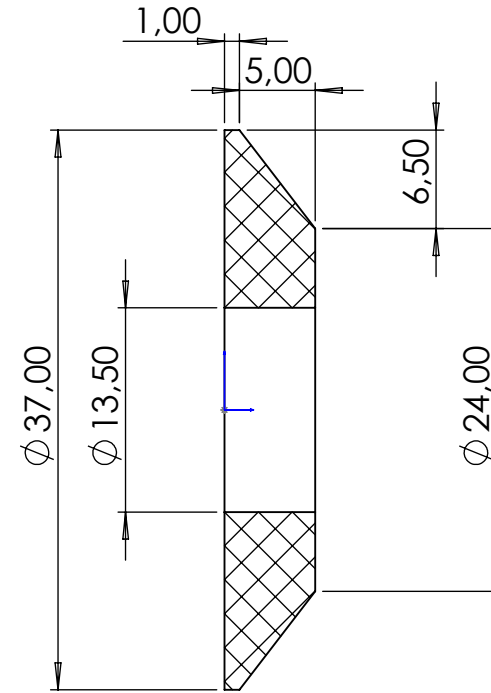
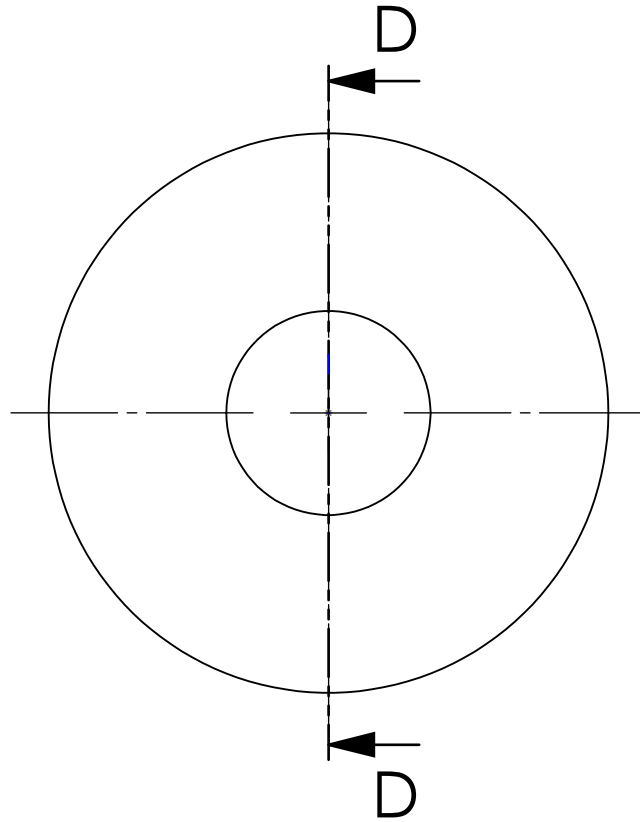


Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
	Título: Reten			Documento
				Pieza
	Nº plano	1.2.1.12	Escala	2:1
Idioma	Castellano	Página	1/1	




N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Tubo de 25	1.2.1.01	1
2	Soporte rodamientos	1.2.1.02	1
3	Eje del rodillo	1.2.1.03	1
4	Piñon doble.step	N/A	1
5	Casquillo 37	1.2.1.05	1
6	Casquillo 24	1.2.1.04	1
7	SKF_W 61901.stp	N/A	1
8	SKF_6301-2RSH.stp	N/A	1

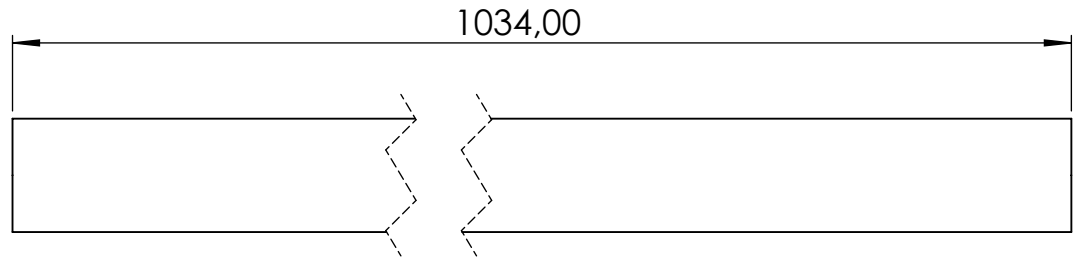
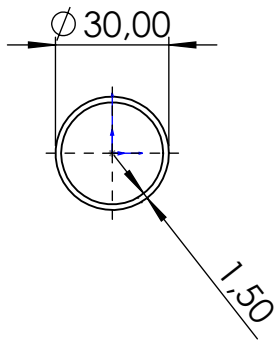








Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.2.2.0
	Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA		Escala	1:5
	Título: Ensamblaje rodillo			Idioma	Castellano
				Página	1/1

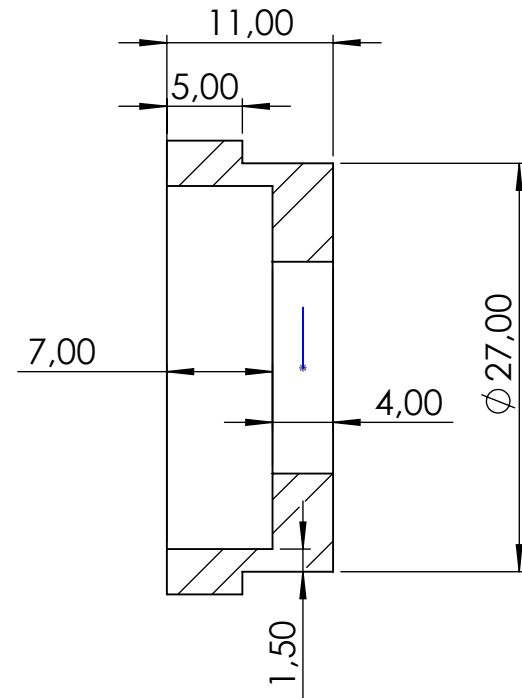
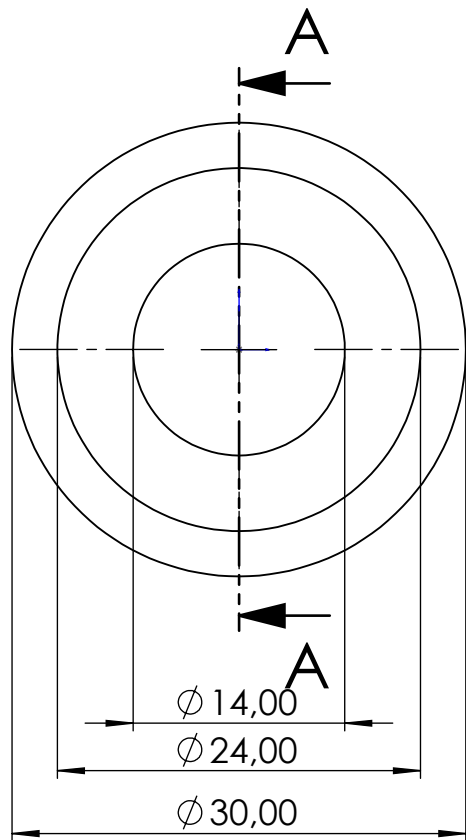


SECCIÓN D-D
ESCALA 2 : 1




Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023			
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido			
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado			
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA			
	Título: Casquillo 37			Nº plano	1.2.1.05	
				Idioma	Castellano	
				Escala	2:1	
					Página	1/1

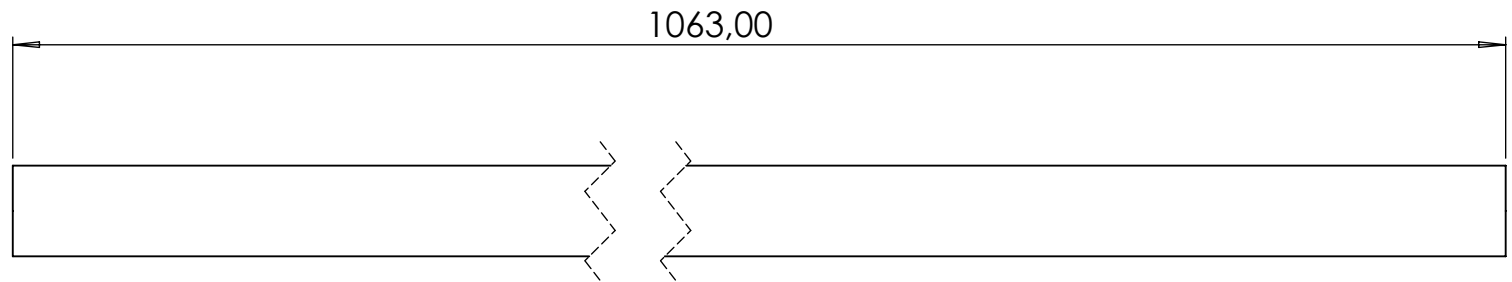
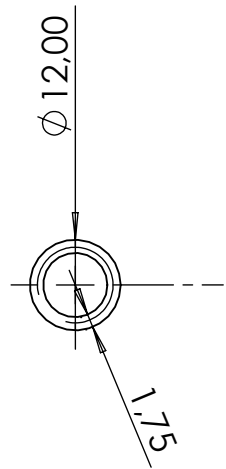





Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	Documento
		Título: Tubo de 25	Nº plano	Escala
			1.2.1.01	1:2
			Idioma	Página
			Castellano	1/1



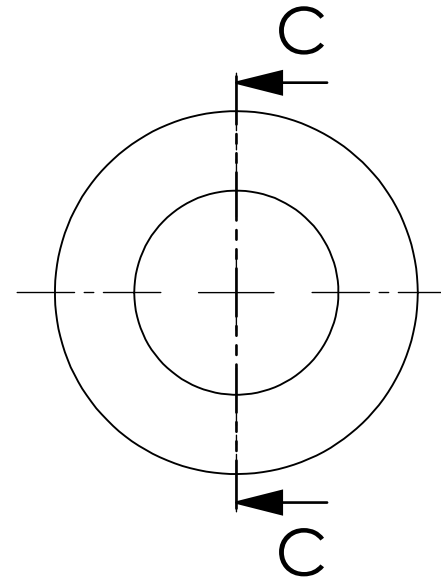
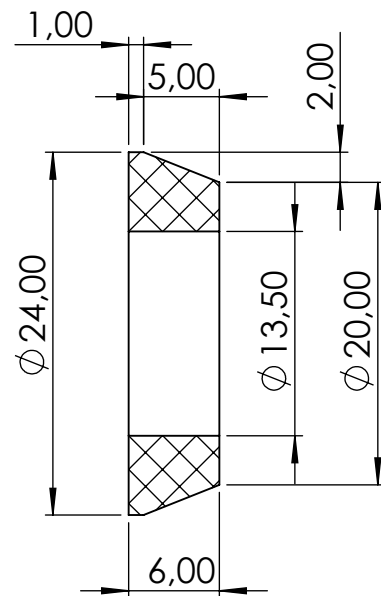
SECCIÓN A-A







Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido		
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado		
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA		
	Título: Soporte rodamiento			Nº plano	1.2.1.02
				Idioma	Castellano
				Página	1/1



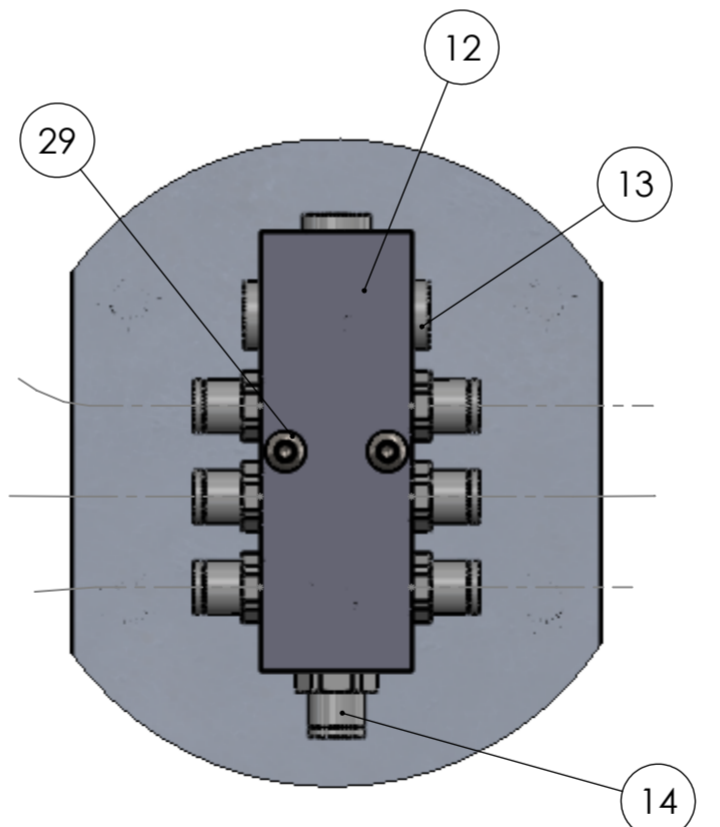
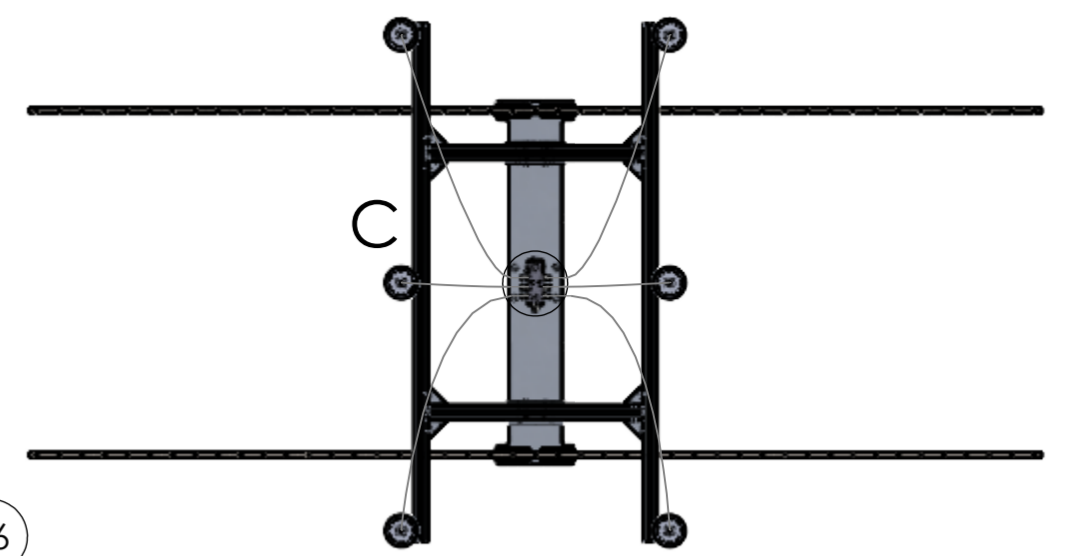
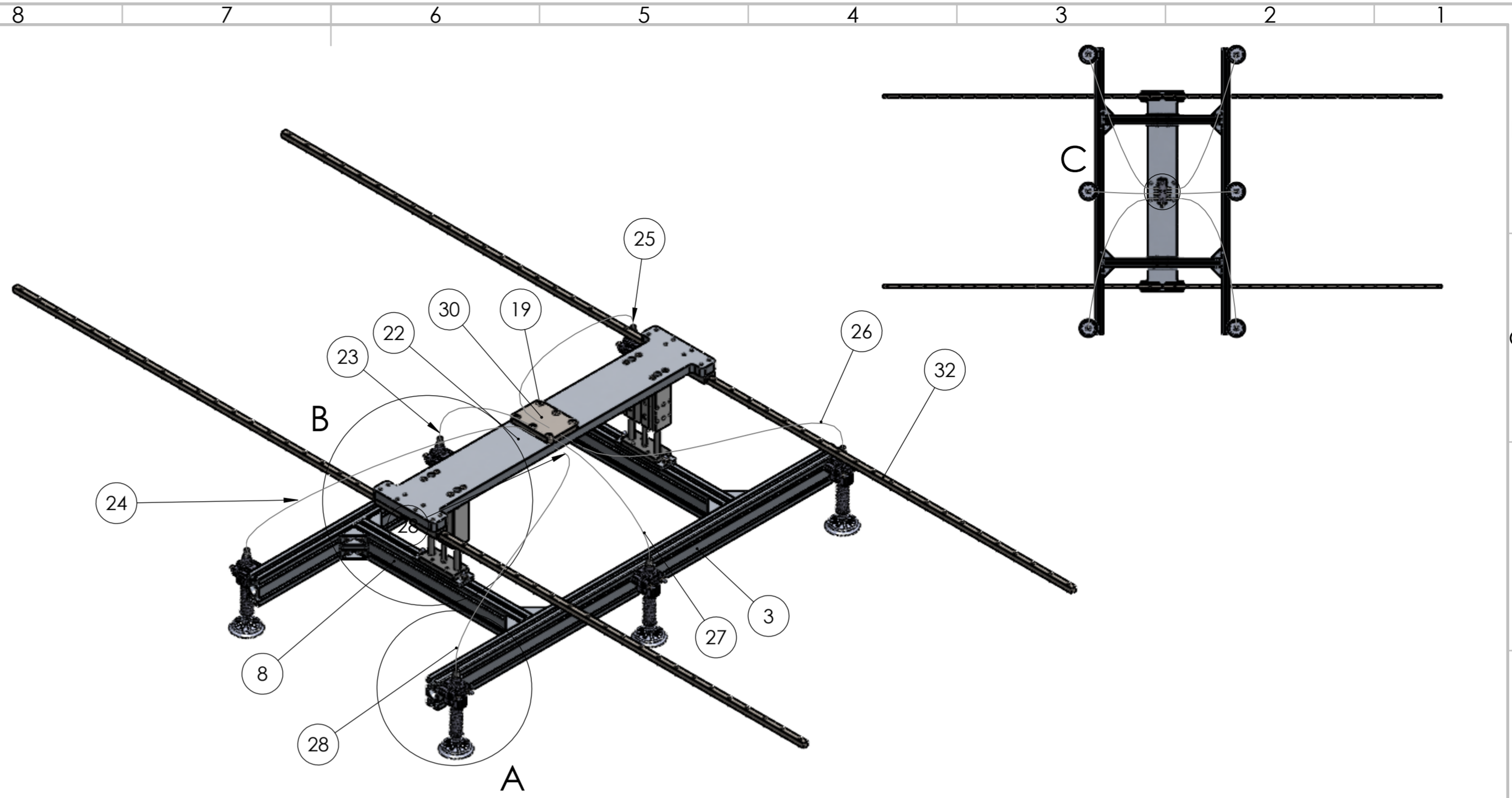
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido		
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado		
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>		
	Título: Eje del rodillo			Nº plano	Escala
				1.2.1.03	1:1
				Idioma	Página
			Castellano	1/1	

SECCIÓN C-C

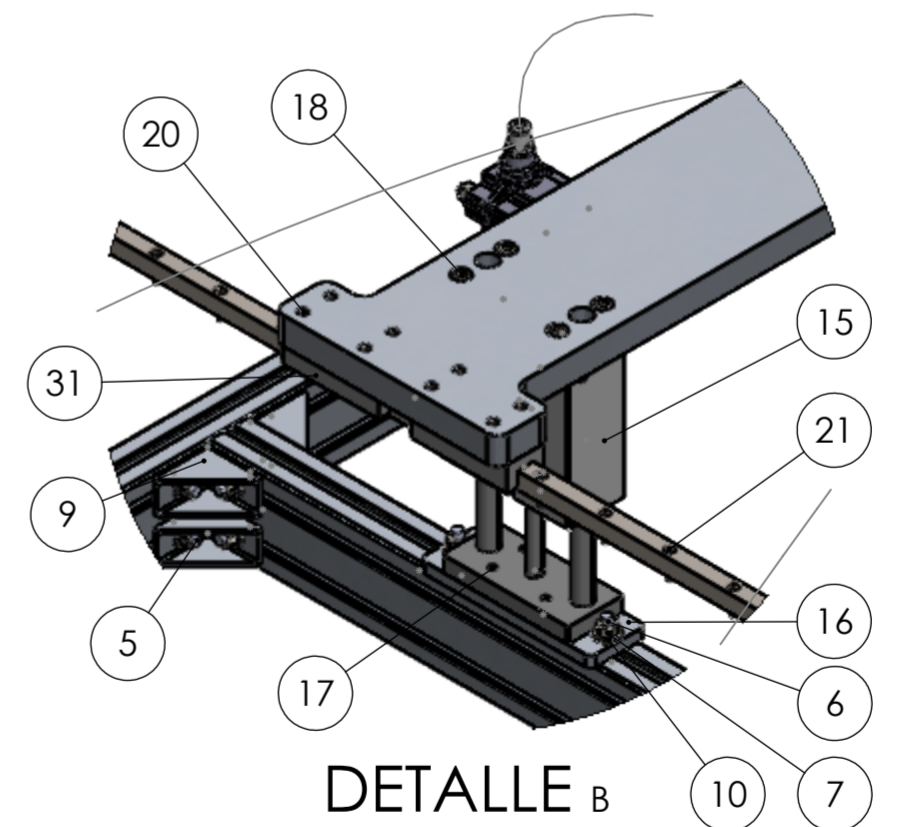


Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Casquillo 24	Nº plano	Escala
			1.2.1.04	2:1
			Idioma	Página
			Castellano	1/1

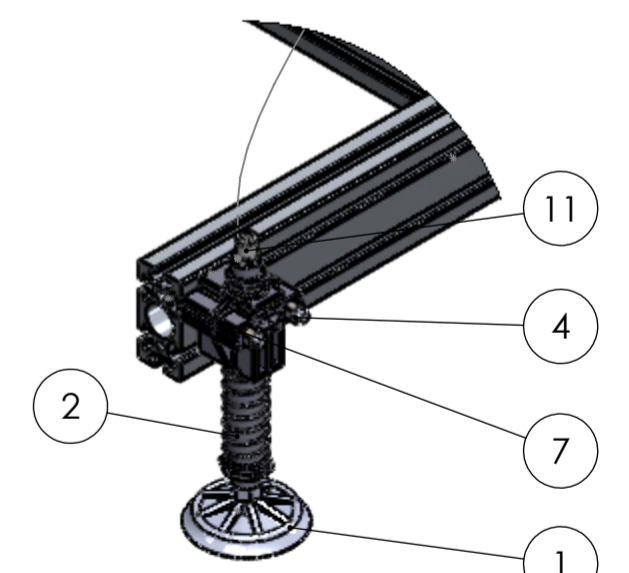
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Plano	CANTIDAD
1	Ventosa	N/A	6
2	Biela elástica	N/A	6
3	Perfil 80 x 40	1.3.0.01	2
4	DIN186 M8 x 70	N/A	12
5	DIN186 M8 x 35	N/A	32
6	DIN186 M8 x 20	N/A	4
7	ISO - 4034 - M8 - N	N/A	49
8	Perfil 80 x 40 corto	1.3.0.02	2
9	Escuadra 30 x 30	1.3.0.03	16
10	ISO 10669-8.8-N	N/A	36
11	Racor_recto_1-4	N/A	12
12	Distribuidor neumático 1-9	N/A	1
13	Tapon distribuidor 1-4	N/A	3
14	Racor_recto_3-8	N/A	1
15	170941_DFM_32_80_P_A_KF___0_	N/A	2
16	Soporte de pistones	1.3.0.04	2
17	ISO 4762 M5 x 16 - 16N	N/A	8
18	ISO 4762 M8 x 40 - 28N	N/A	8
19	ISO 4762 M10 x 16 - 16N	N/A	6
20	ISO 4762 M4 x 25 - 25N	N/A	16
21	ISO 4762 M4 x 20 - 20N	N/A	90
22	Soporte de pistones superior	1.3.0.05	1
23	Tube_1-Sistema de ventosas-007	N/A	1
24	Tube_2-Sistema de ventosas	N/A	1
25	Tube_3-Sistema de ventosas-005	N/A	1
26	Tube_4-Sistema de ventosas	N/A	1
27	Tube_5-Sistema de ventosas	N/A	1
28	Tube_6-Sistema de ventosas	N/A	1
29	ISO 7380 - M6 x 30 - 30N	N/A	2
30	Plancha ranurada	1.3.0.06	1
31	VN15BN simplificado_Patin	N/A	4
32	VN15BN simplificado_guía	N/A	2



DETALLE C
ESCALA 1 : 2

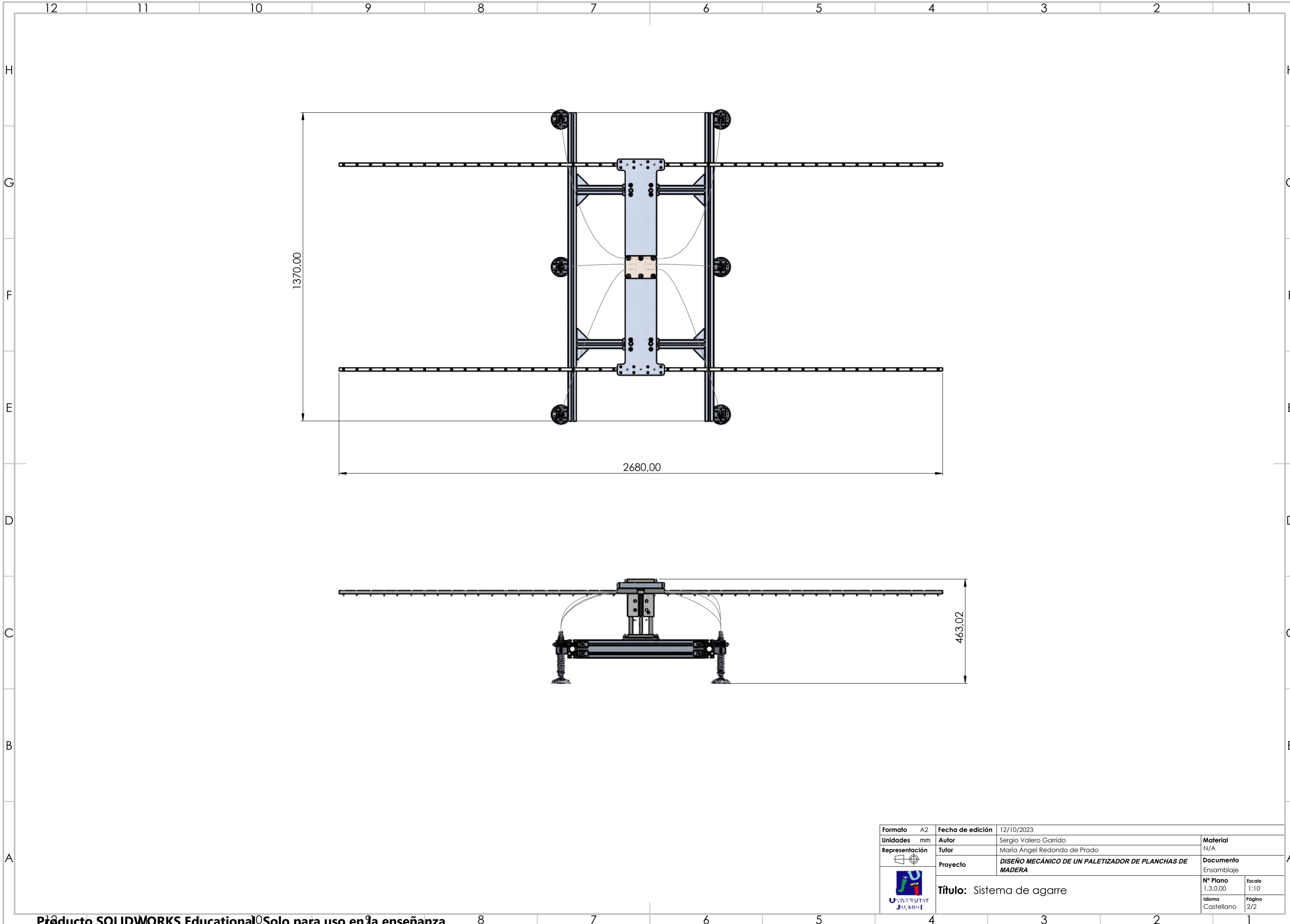



DETALLE B
ESCALA 1 : 5



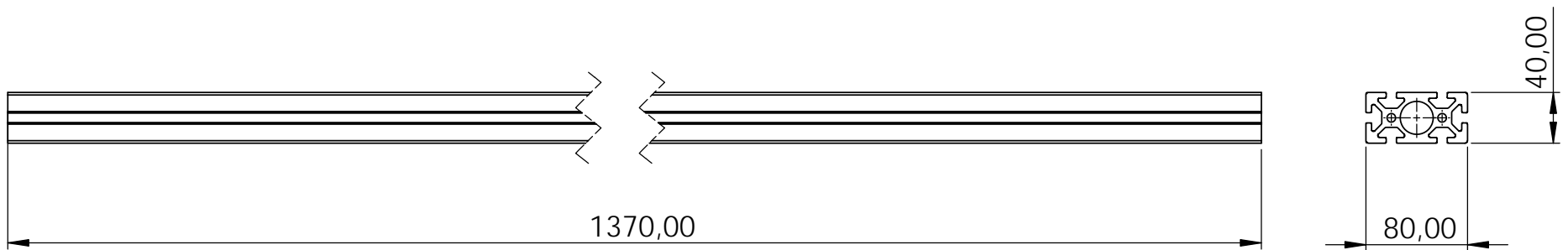
DETALLE A
ESCALA 1 : 5







Formato	A2	Fecha de edición	10/09/2023
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA
		Título:	Sistema de agarre
		Nº Plano	1.3.0.00
		Idioma	1/1 Castellano
		Material	N/A
		Documento	Ensamblaje
		Escala	1:20
		Página	1/2



Formato	A2	Fecha de edición	12/10/2023	Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.3.0.00
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
 Título: Sistema de agarre				Escala	1:10
				Página	2/2

Perfil comercial Bosch Rexroth Serie MGE - 3842993130/3000.

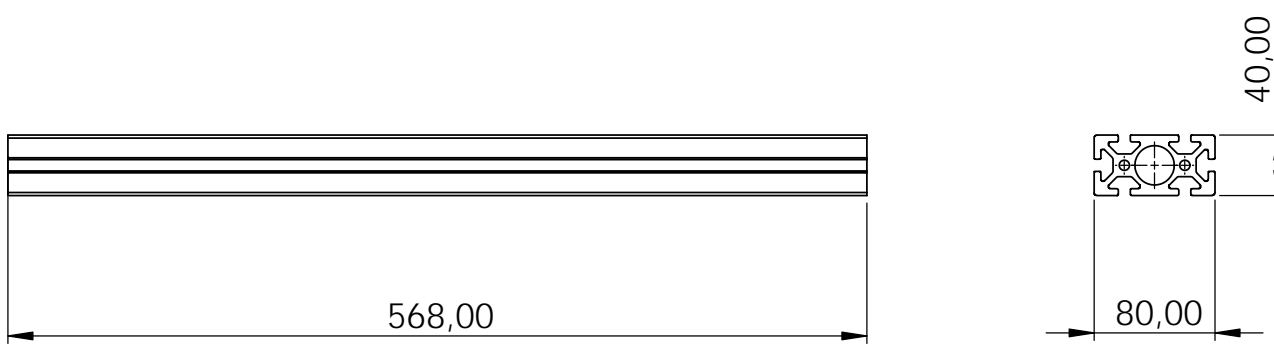







Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Perfil 80 x 40	Nº plano	Escala
			1.3.0.01	1:5
			Idioma	Página
			Castellano	1/1



UNIVERSITAT
JAUME·I

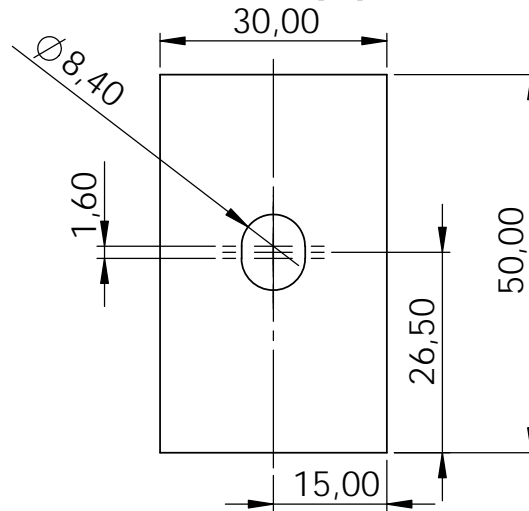
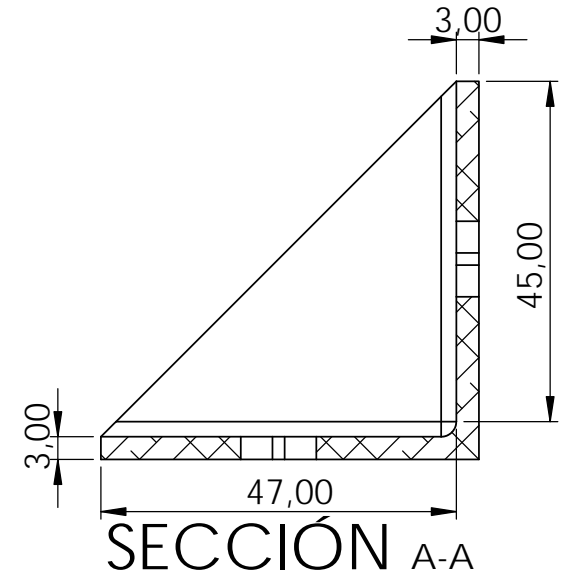
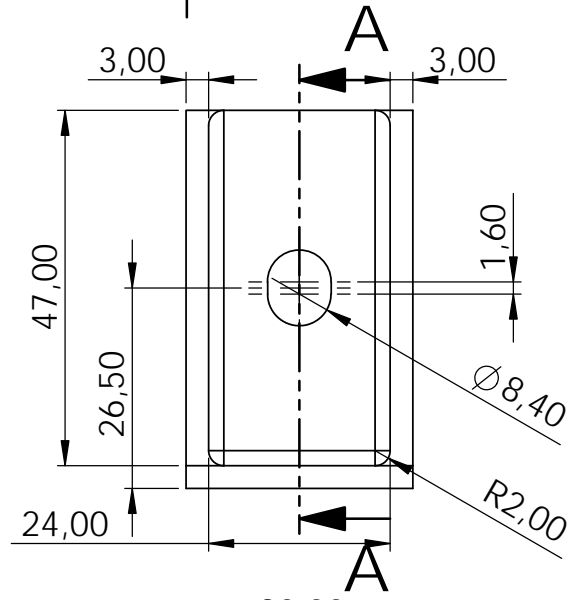
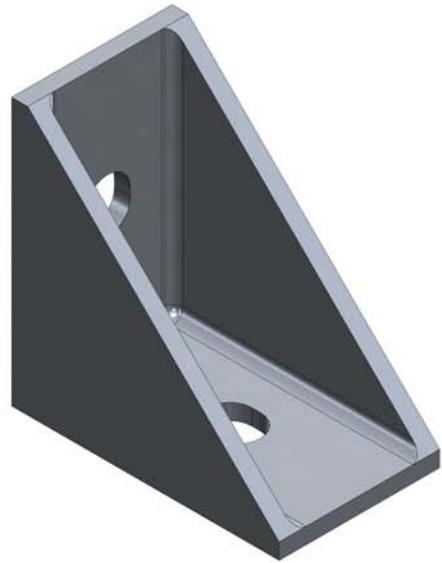
Perfil comercial Bosch Rexroth Serie MGE - 3842993130/3000.



Formato	A4	Fecha de edición	10/03/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Titulo: Perfil 80 x 40 corto		Material Aluminio
			Nº plano 1.3.0.02	Escala 1:2
			Idioma Castellano	Página 1/1

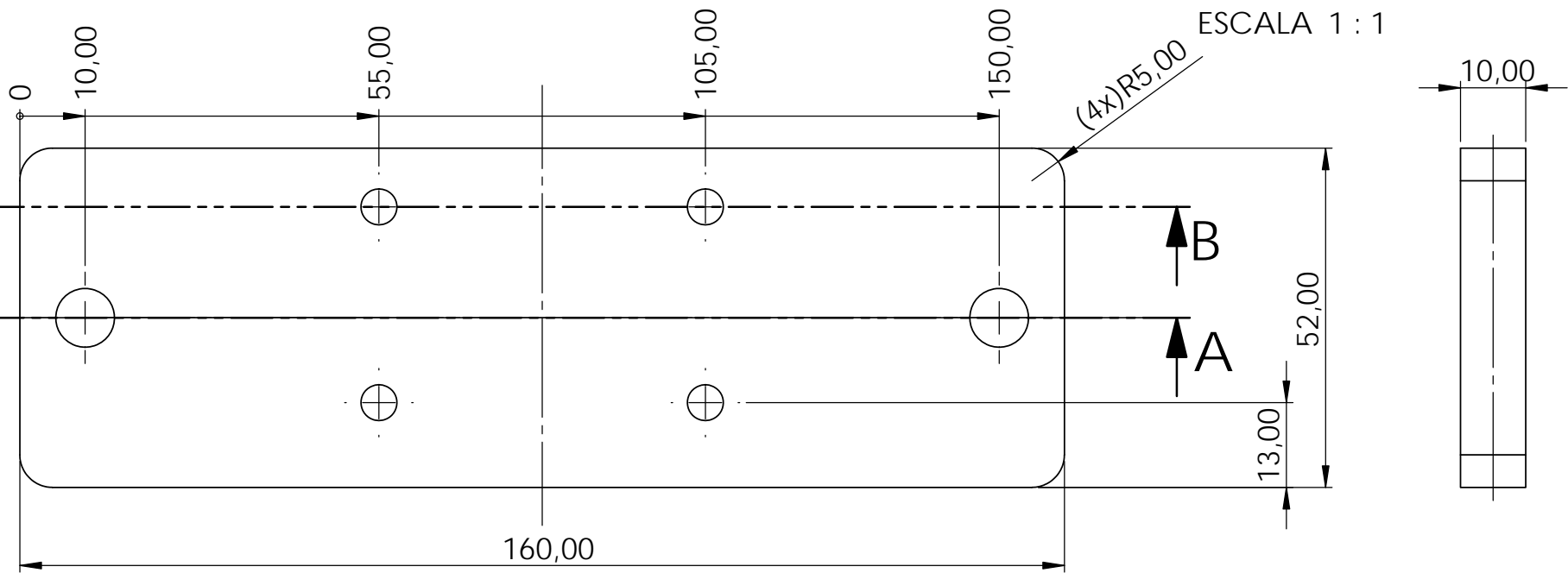
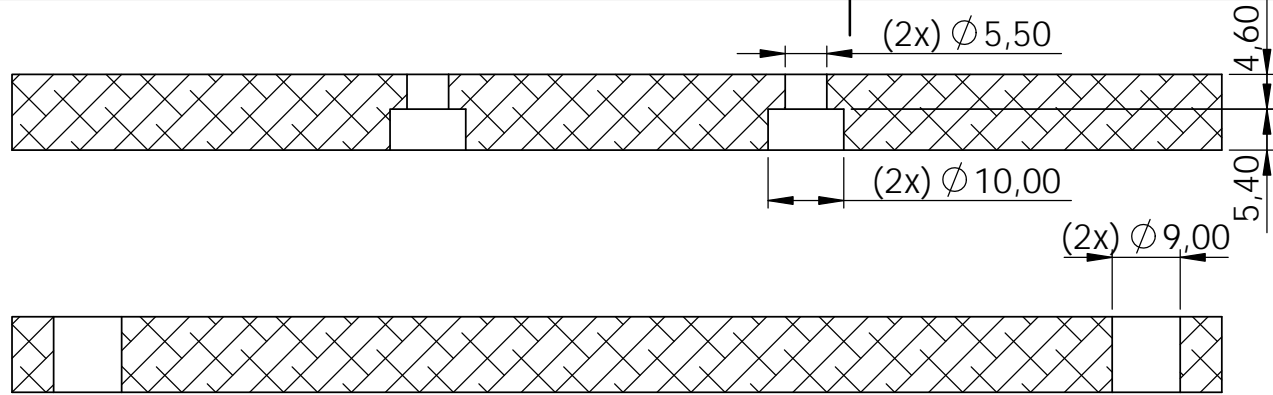


UNIVERSITAT
JAUME·I



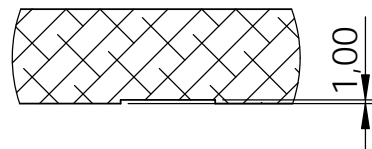
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Documento
				Pieza
		Título: Escuadra 30 x 30		Nº plano
				1.3.0.03
				Escala
				1:1
				Idioma
				Castellano
				Página
				1/1



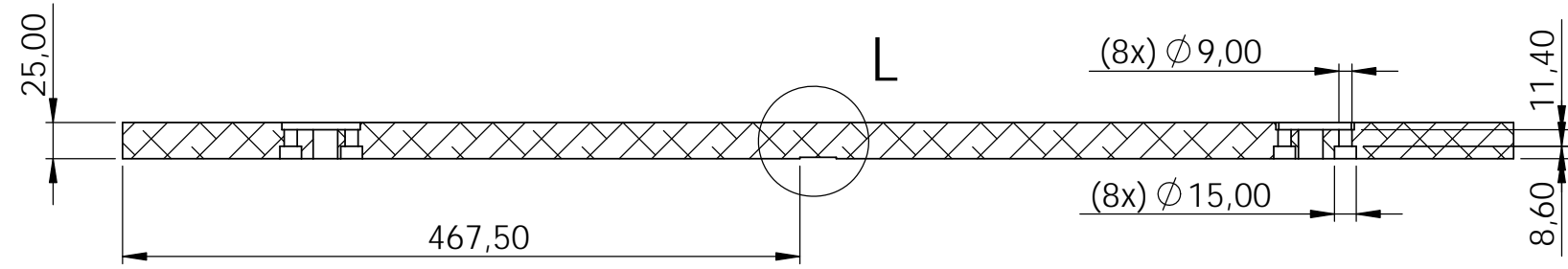


Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Soporte pistones inferior	
			Nº plano	Escala
			1.3.0.04	1:1
			Idioma	Página
			Castellano	1/1

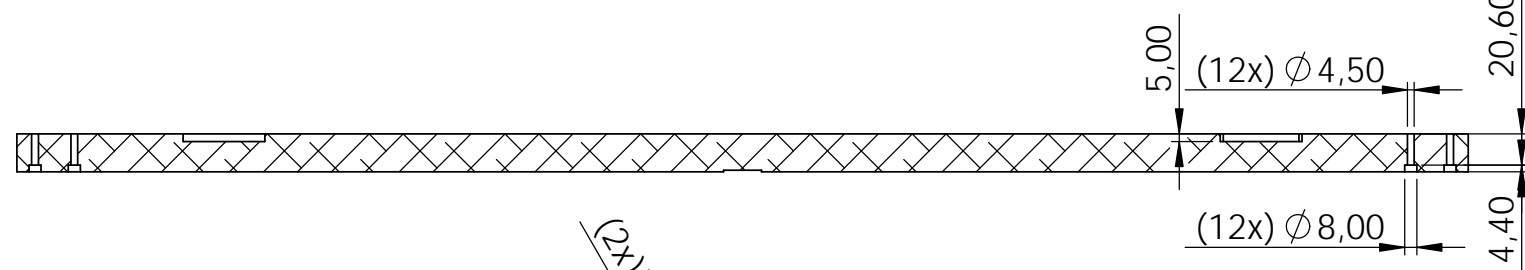
DETALLE L
ESCALA 1 : 2



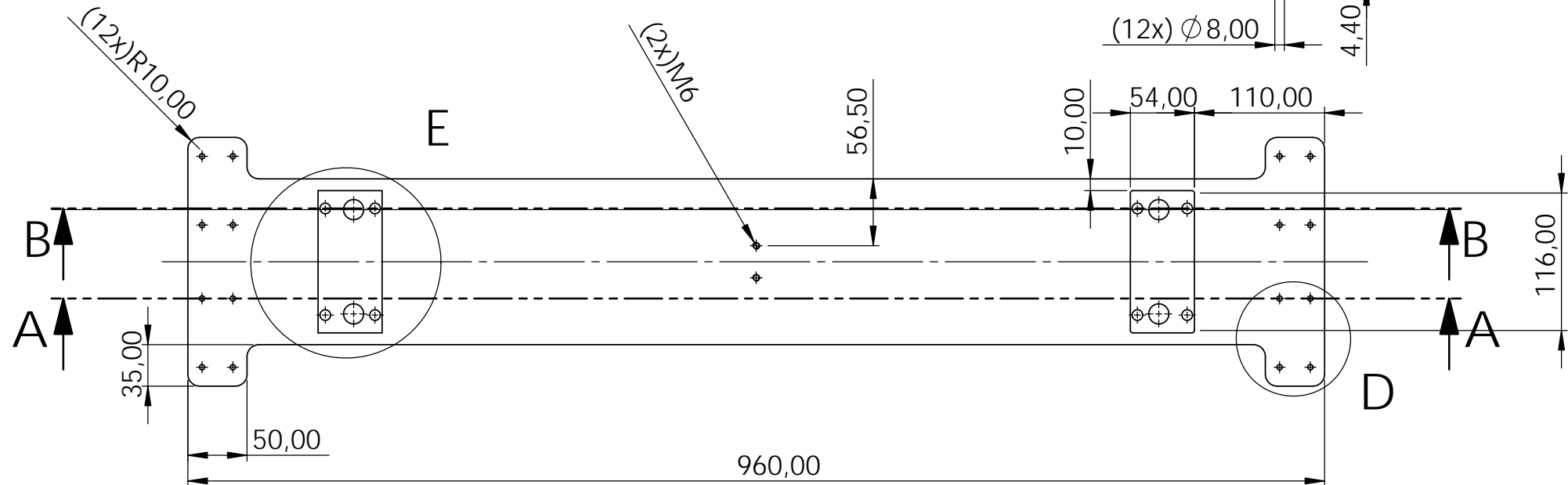
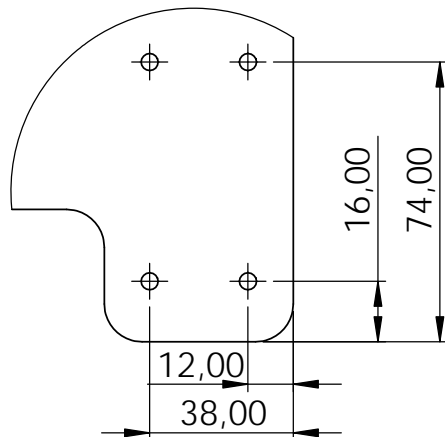
SECCIÓN B-B



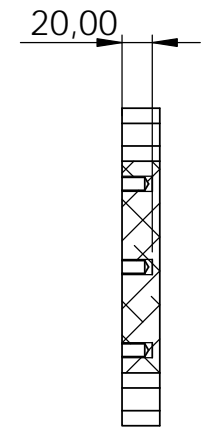
SECCIÓN A-A



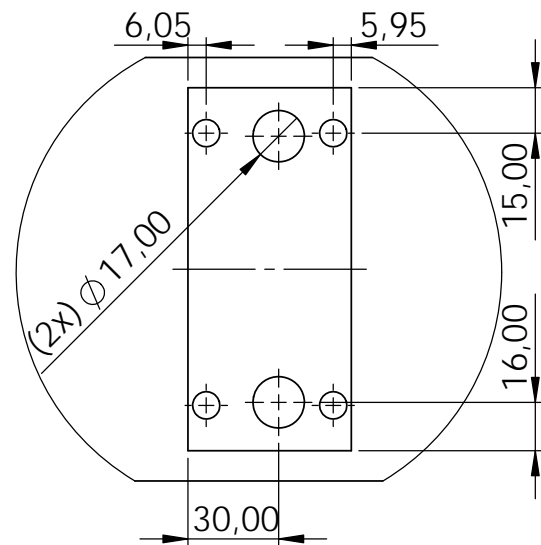
DETALLE D
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN M-M

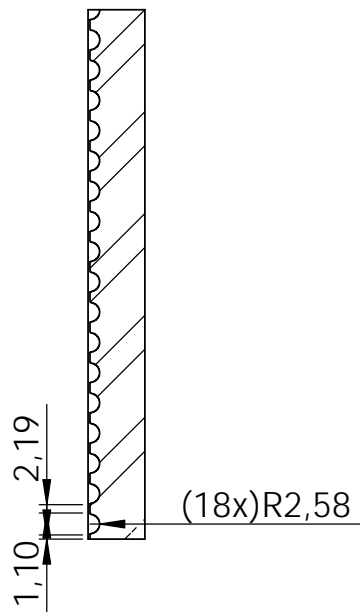


DETALLE E
ESCALA 2 : 5

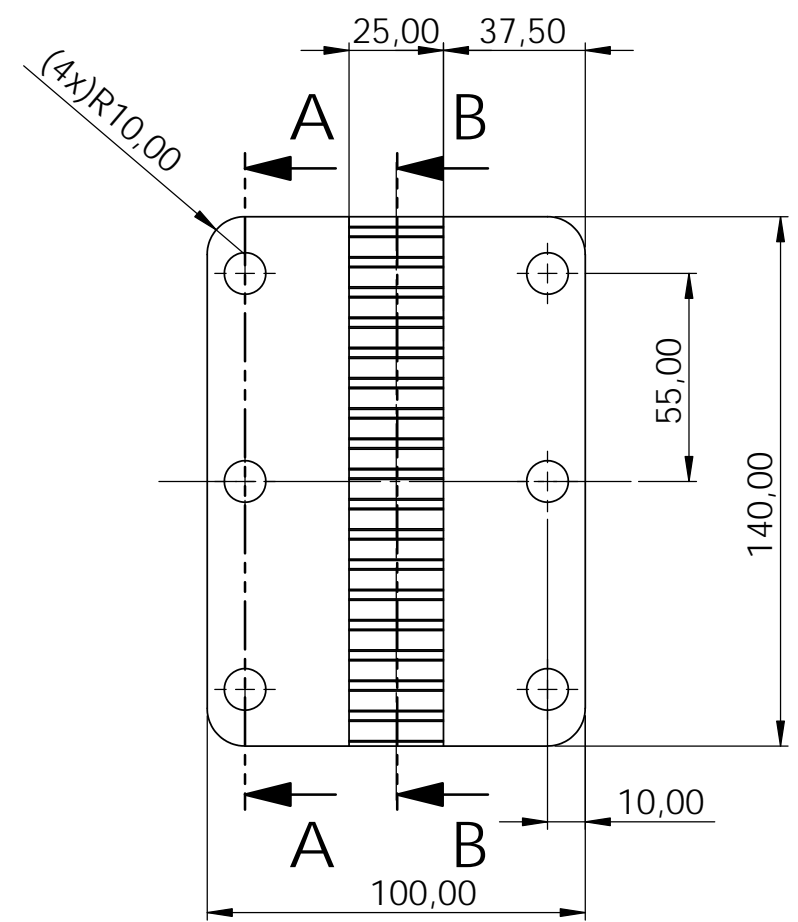
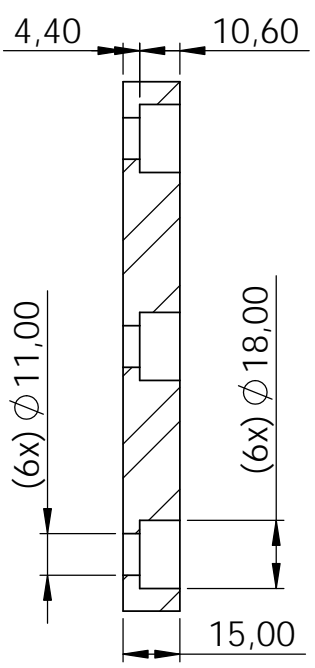


Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	Material	Aluminio 6063
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Pieza
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.3.0.05
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
			Título: Soporte pistones superior	Escala	1:5
				Página	1/1

SECCIÓN B-B

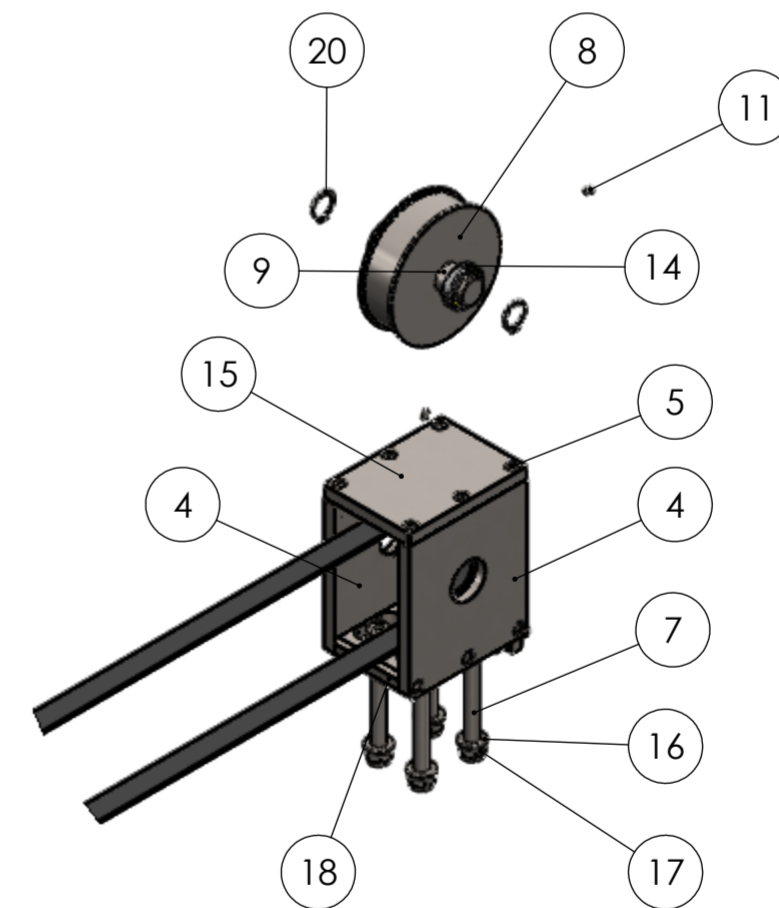
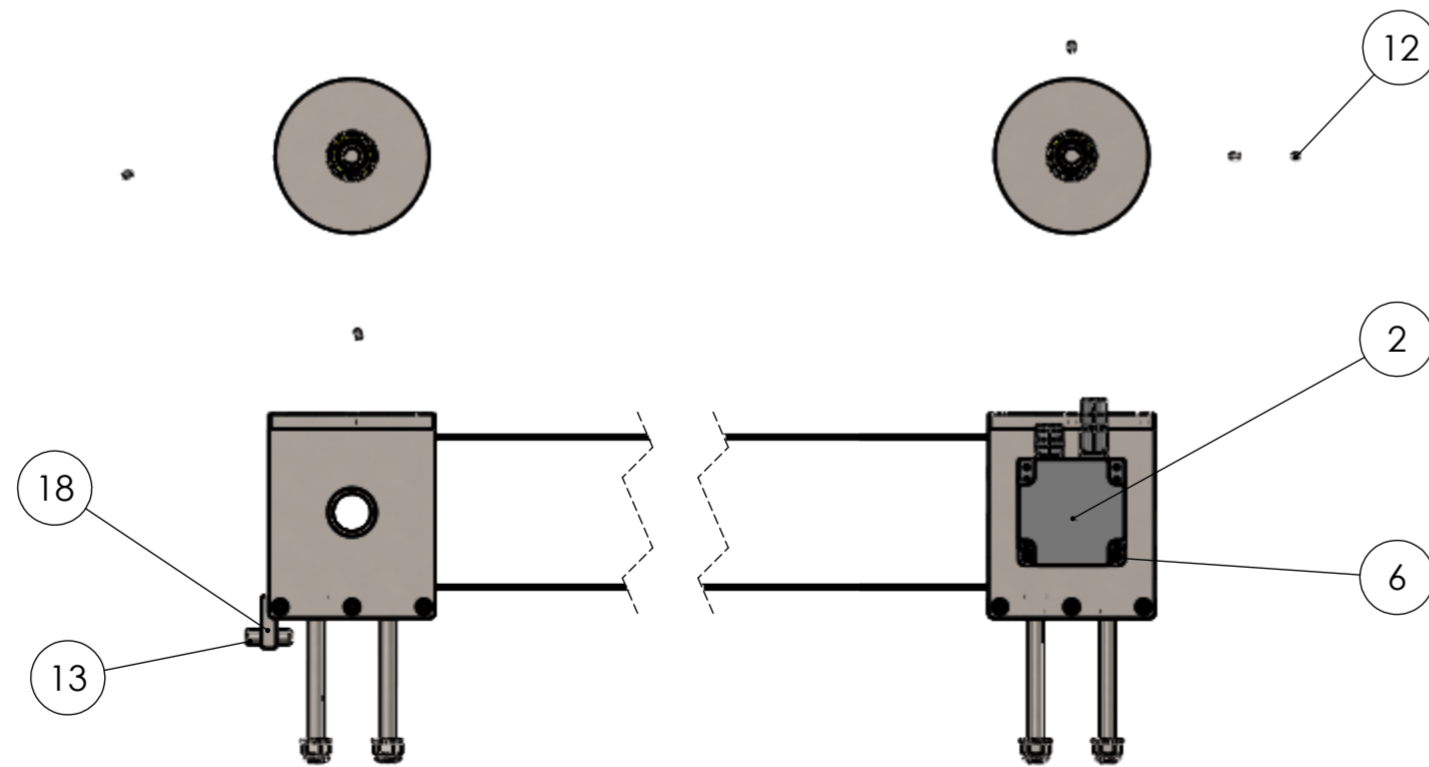
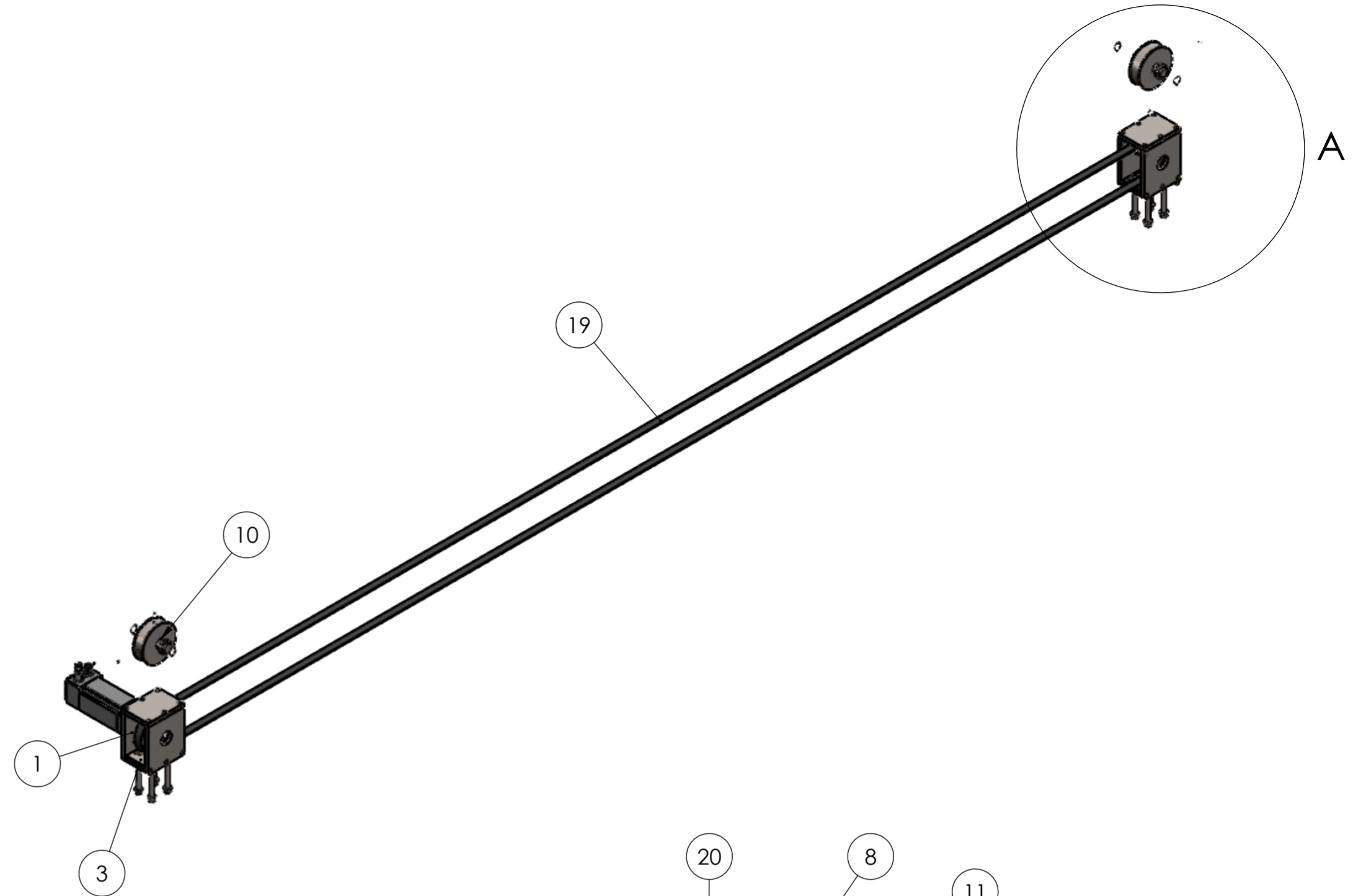


SECCIÓN A-A



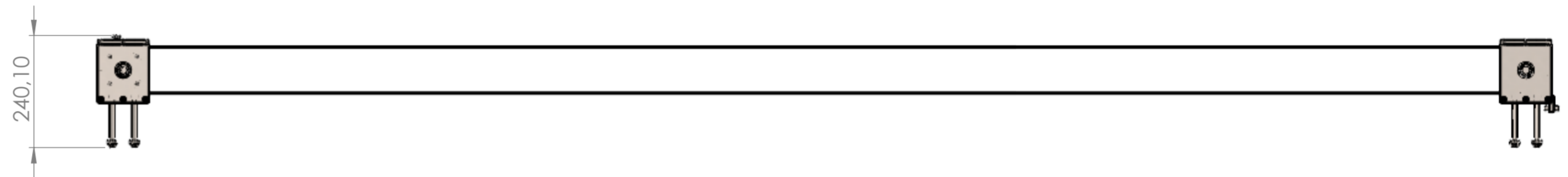
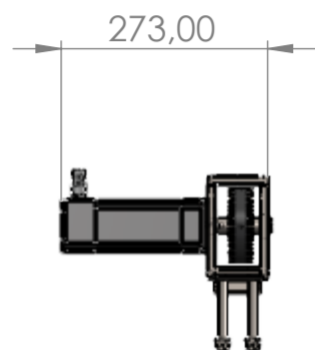
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Placa ranurada	Nº plano	Escala
			1.3.0.06	1:1
			Idioma	Página
			Castellano	1/1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	Plano	CANTIDAD
1	Soporte motor_tapa motor	1.4.0.01	1
2	BMH0702T	N/A	1
3	Soporte motor_ tapa inferior	1.4.0.02	1
4	Soporte motor_tapa lateral	1.4.0.03	3
5	ISO 4762 M5 x 20 - 20N	N/A	24
6	ISO 4762 M4 x 20 - 20N	N/A	4
7	ISO 4762 M10 x 100 - 32N	N/A	8
8	Polea 38 8M 20	1.4.0.04	2
9	Eje de acople	1.4.0.05	2
10	chaveta	N/A	2
11	ISO 4026 - M4 x 6-N	N/A	4
12	ISO 4026 - M4 x 4-N	N/A	1
13	ISO 4026 - M10 x 30-N	N/A	2
14	SKF_61804	N/A	4
15	Soporte motor_tapa superior	1.4.0.06	2
16	ISO 10673-11-S	N/A	8
17	ISO 7040-M10-N	N/A	8
18	Soporte motor_ tapa inferior tensora	1.4.0.07	1
19	Correa 8M 20 6304	N/A	1
20	Circlip DIN 471 - 18 x 1.2	N/A	4

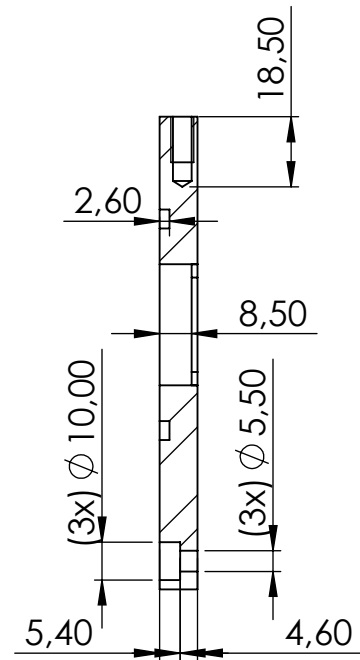
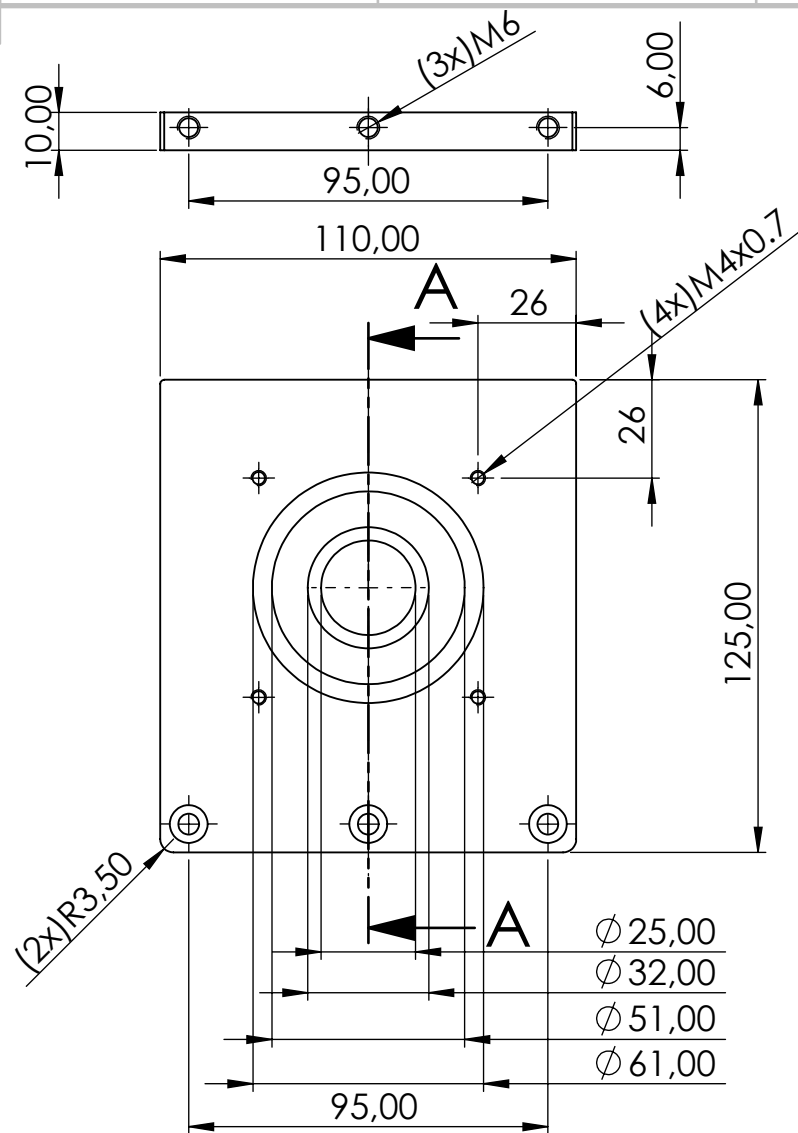
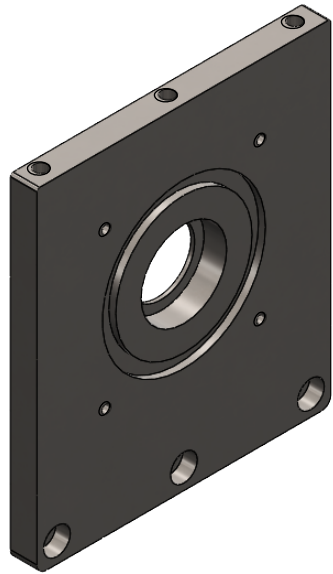


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

Formato	A2	Fecha de edición	10/09/2023
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA
			Material N/A
			Documento Ensamblaje
			Nº Plano 1.4.0.00
			Idioma Castellano
			Escala 1:1
			Página 1/2



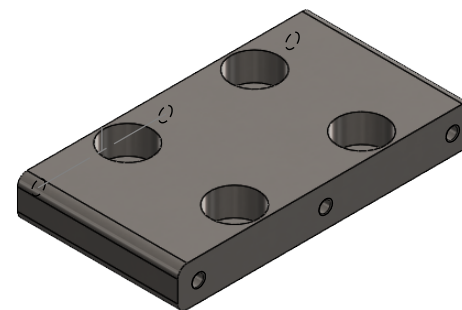
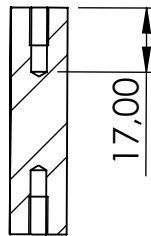
Formato	A2	Fecha de edición		Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.4.0.00
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
		Título: Modulo transporte lateral		Escala	1:10
				Página	2/2



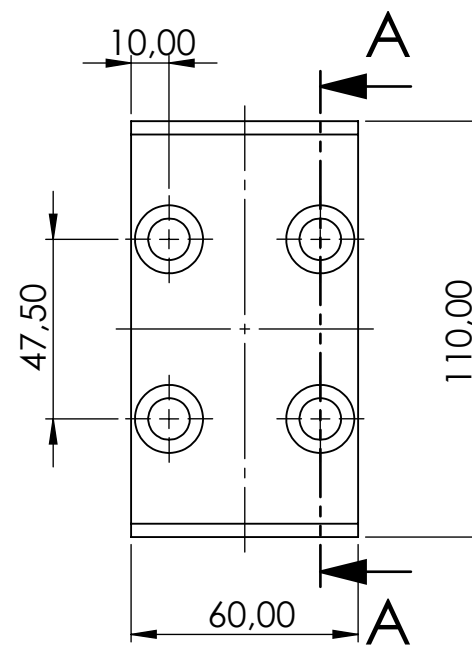
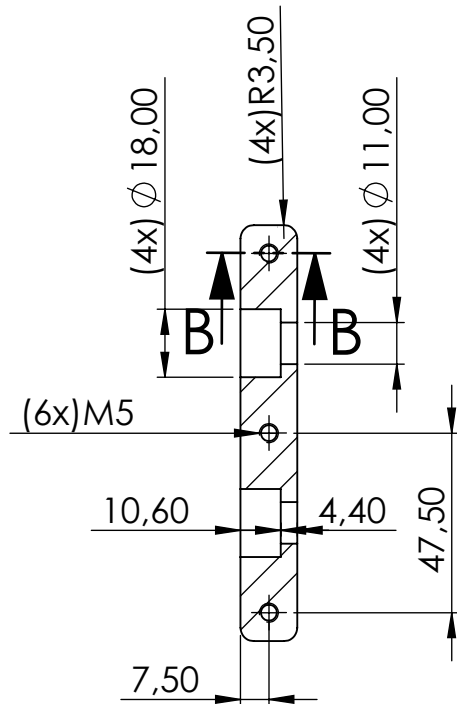
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	Material	Acero galvanizado	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Pieza	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº plano	1.4.0.01	Escala 1:1
	Proyecto			DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA		
Título: Soporte motor_tapa motor				Idioma	Castellano	Página 1/1

SECCIÓN B-B

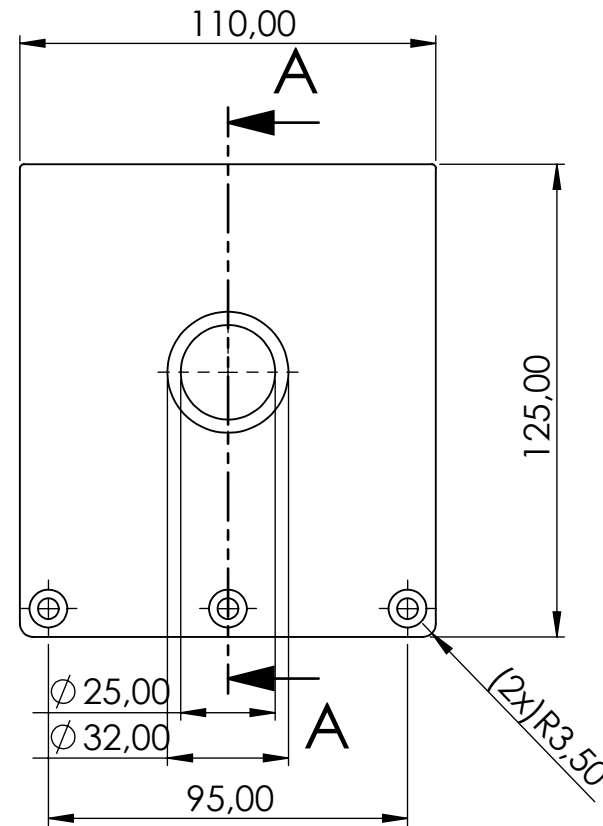
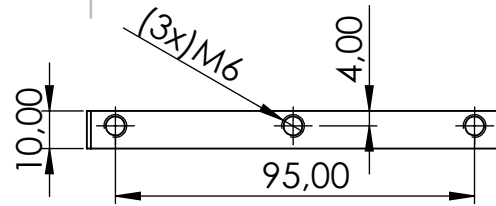
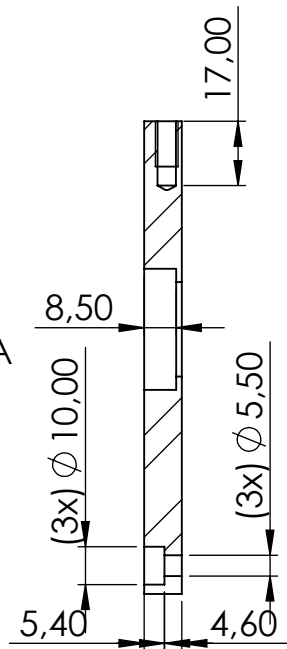


SECCIÓN A-A



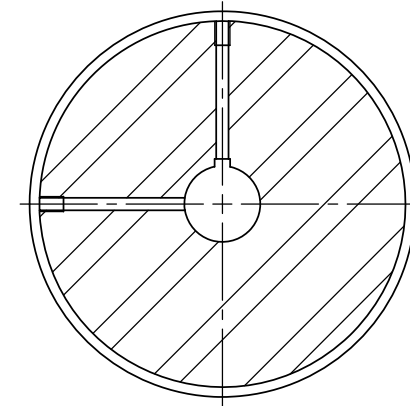
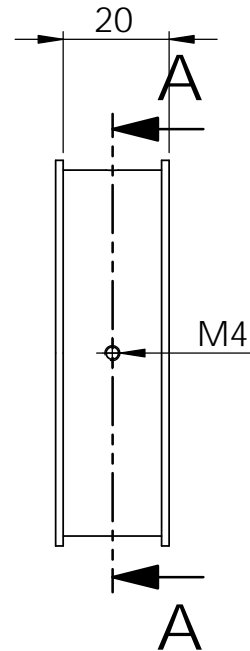
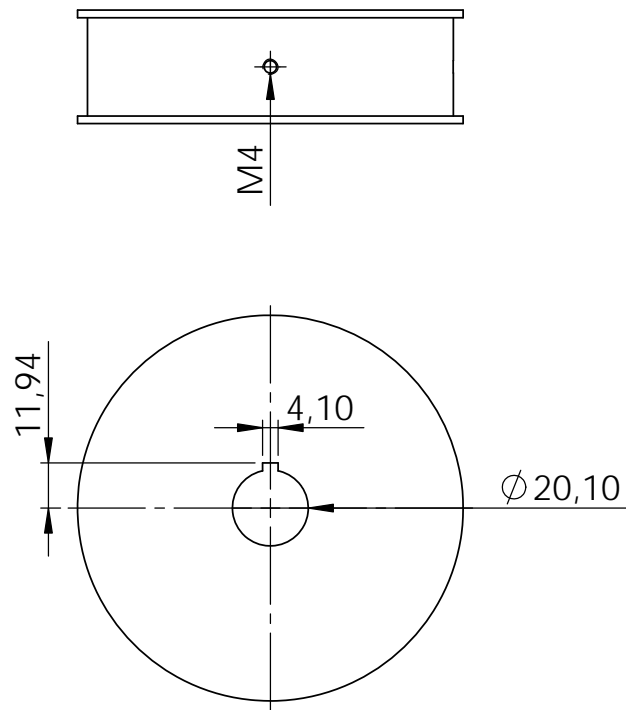
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	Material	Acero galvanizado
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Pieza
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº plano	1.4.0.02
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
		Título:	Soporte motor_tapa inferior	Escala	1:2
				Página	1/1

SECCIÓN A-A
ESCALA 1:2









Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material Acero galvanizado
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Documento Pieza
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
	Título: Soporte motor_tapa lateral			Nº plano 1.4.0.03
				Idioma Castellano
				Página 1/1

Polea comercial 38 8M 20



SECCIÓN A-A

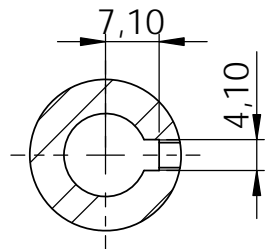
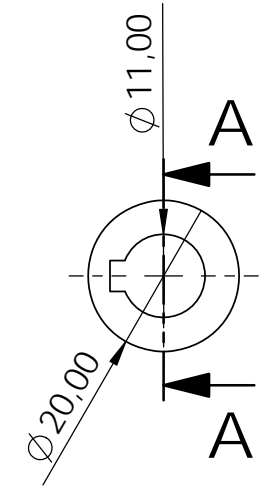
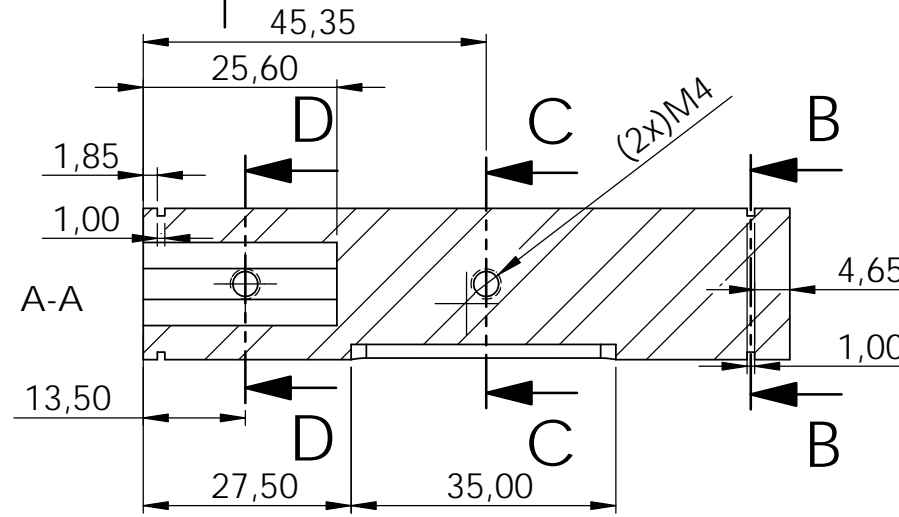
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	<i>DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA</i>	
		Título: Polea 38 8M 20	Nº plano	Escala
			1.4.0.04	1:2
			Idioma	Página
			Castellano	1/1



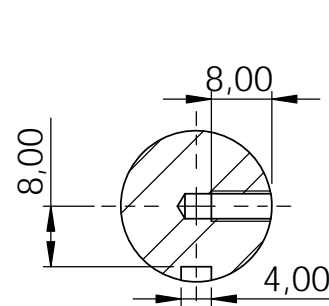
UNIVERSITAT
JAUME·I



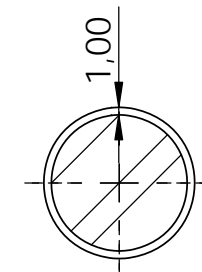
SECCIÓN A-A



SECCIÓN D-D

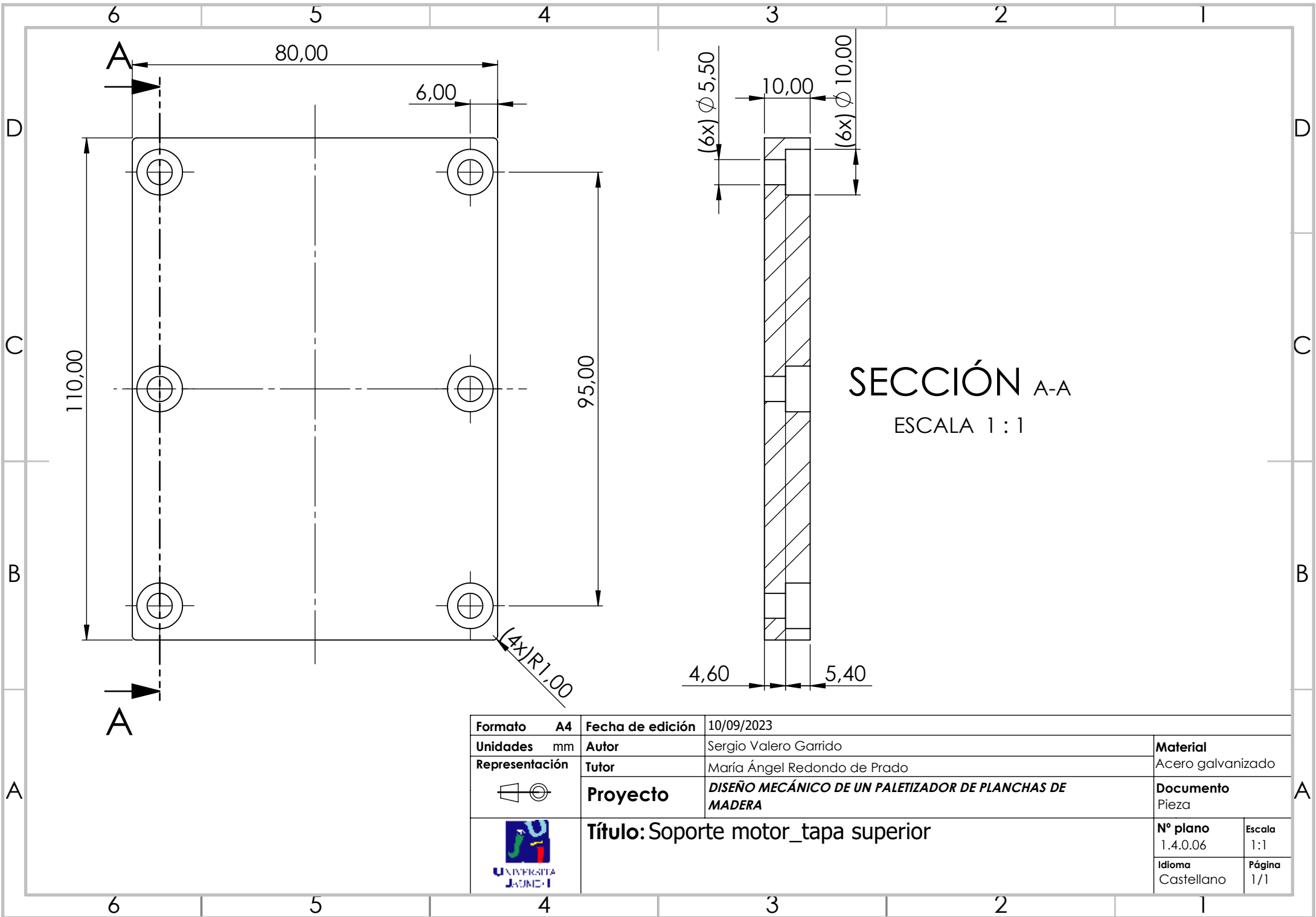


SECCIÓN C-C

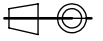


SECCIÓN B-B

Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Eje de acople	
		Nº plano	1.4.0.05	Escala 1:2
		Idioma	Castellano	Página 1/1

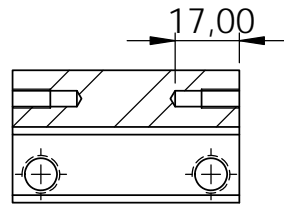


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

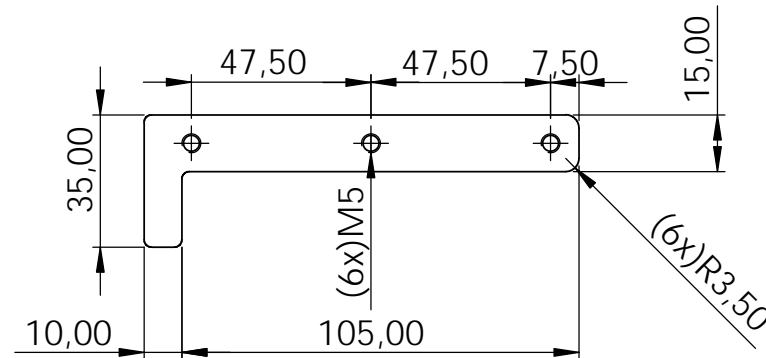
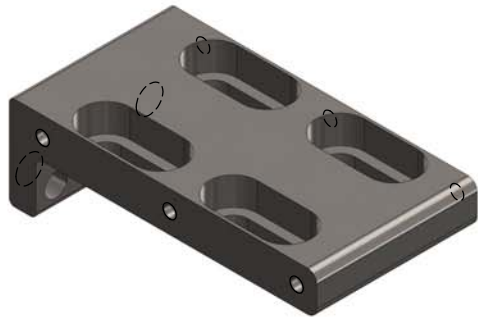
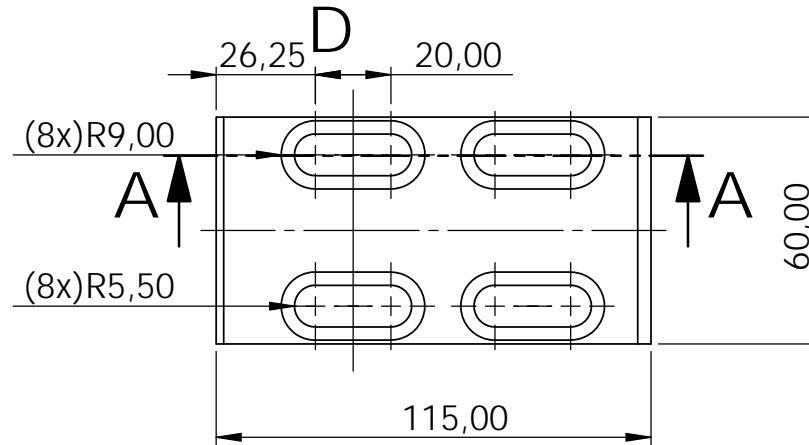
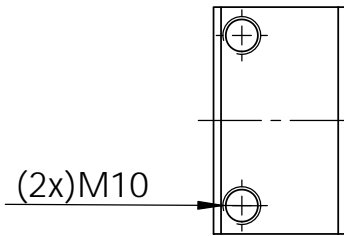
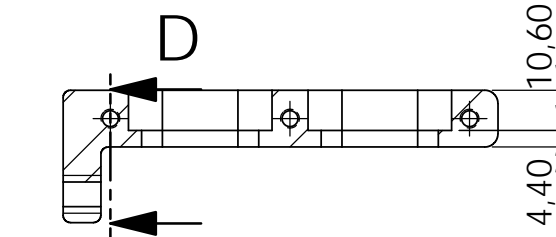
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Soporte motor_tapa superior	
		Nº plano	1.4.0.06	Escala 1:1
		Idioma	Castellano	Página 1/1



SECCIÓN D-D

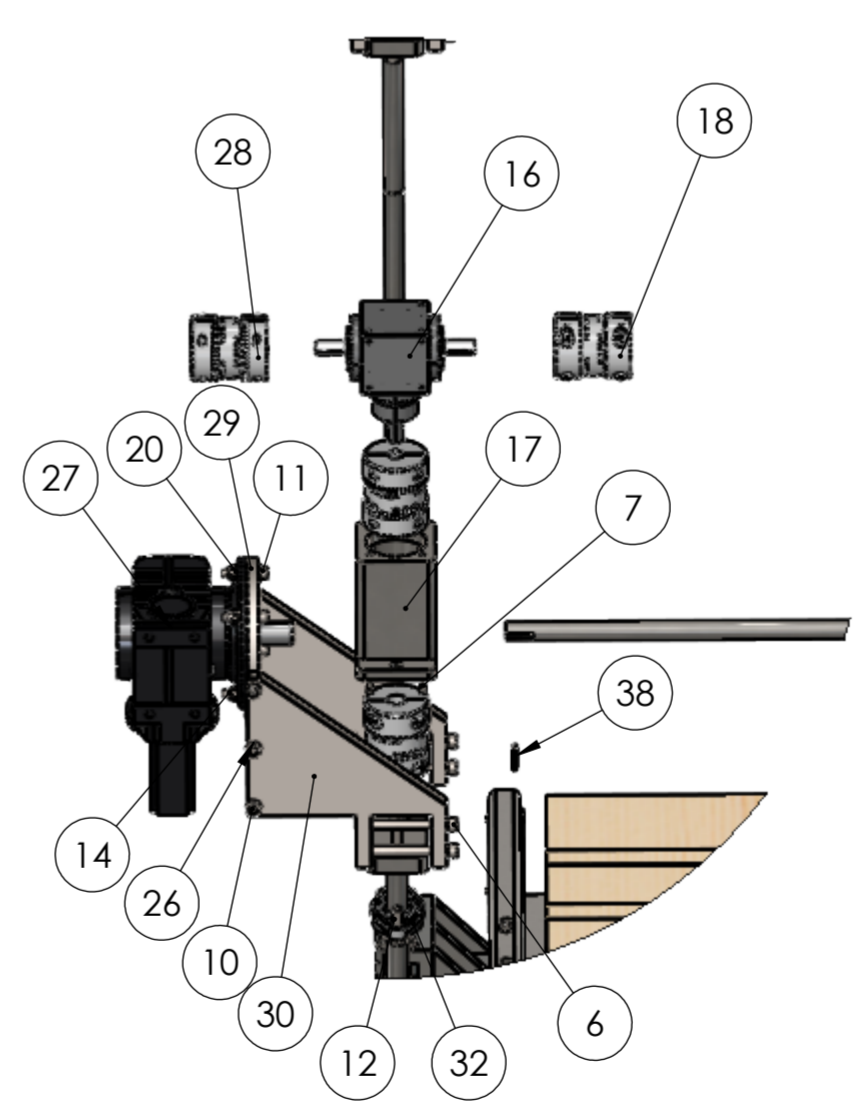
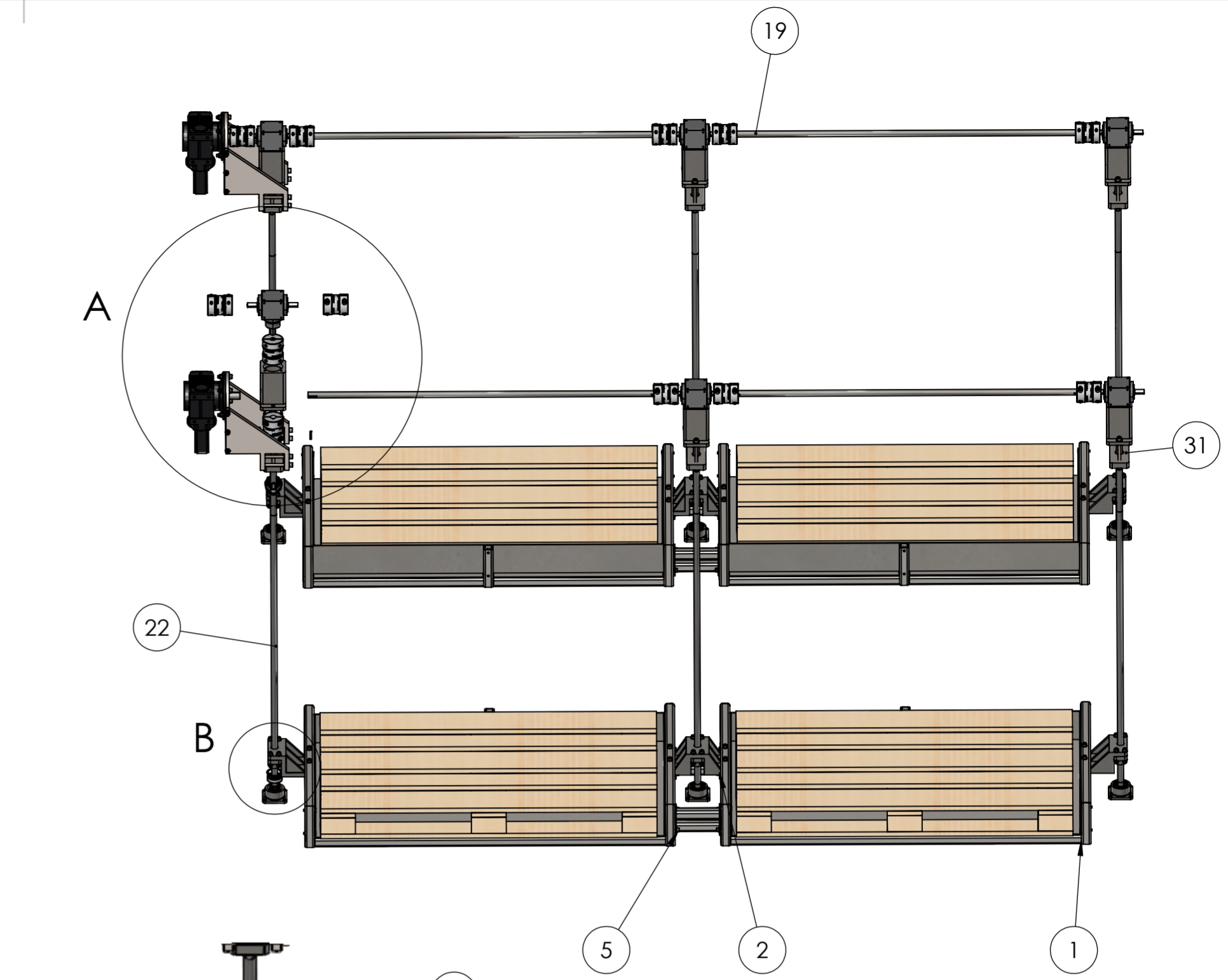


SECCIÓN A-A

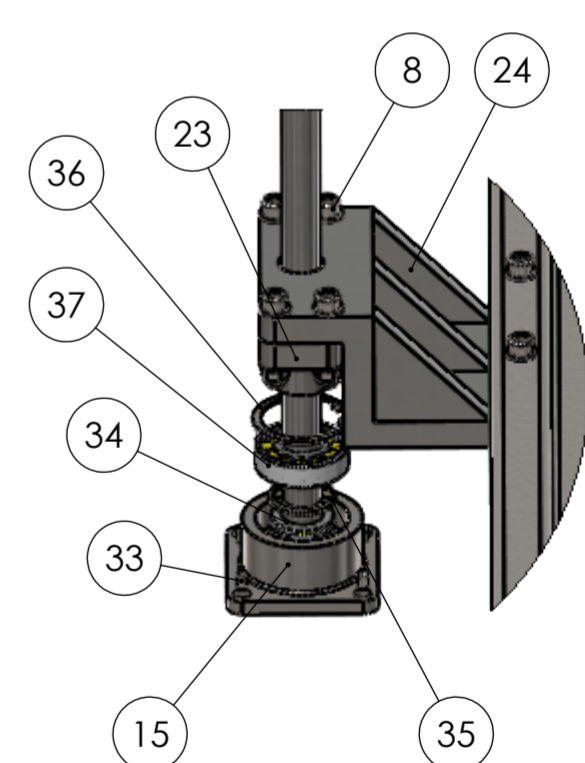


Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material Acero galvanizado
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Documento Pieza
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Soporte motor_tapa inferior tensora		
		Nº plano	1.4.0.07	Escala 1:2
		Idioma	Castellano	Página 1/1

	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
	N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA		Plano	CANTIDAD							
H	1	Mesa de elevación		1.5.1.00	4							
	2	Brida de union mesas		1.5.0.01	4							
	3	ISO 10673-11-N		N/A	13							
	4	ISO 10673-11-S		N/A	18							
G	5	ISO 4762 M10 x 65 - 32N		N/A	16							
	6	ISO 4762 M12 x 120 - 36N		N/A	20							
	7	ISO 4762 M5 x 35 - 22N		N/A	28							
	8	ISO 4762 M10 x 60 - 32N		N/A	24							
	9	ISO 4762 M10 x 80 - 32N		N/A	16							
	10	ISO 4762 M10 x 40 - 40N		N/A	12							
	11	ISO 4762 M10 x 50 - 32N		N/A	8							
	12	ISO 4762 M12 x 40 - 40N		N/A	12							
F	13	ISO 7040-M10-N		N/A	12							
	14	ISO 10512-M10x1.25-N		N/A	52							
	15	Soporte rodamientos inferiores husillo		1.5.0.02	6							
	16	Reenvio P140		N/A	6							
E	17	Soporte reenvio-bastidor		1.5.0.03	6							
	18	EKH 300 - Ø20_ Reenvio-Husillo.stp		1.5.0.04	14							
	19	Eje Reenvio-Reenvio		1.5.0.05	4							
	20	Washer ISO 7089 - 12		N/A	40							
	21	Washer ISO 7089 - 10		N/A	64							
	22	SX-BX 25x10R		1.5.0.06	6							
	23	Tuerca husillo personalizada		1.5.0.07	6							
	24	Soporte husillo-mesa		1.5.0.08	4							
D	25	Soporte husillo-mesa_Intermedio		1.5.0.09	2							
	26	Washer ISO 7091 - 10		N/A	36							
	27	SF57CMP40M_PK		N/A	2							
	28	EKH 300 - Ø20_ Reenvio-Motor.stp		1.5.0.10	2							
	29	Soporte amarre motor		1.5.0.11	2							
	30	Soporte amarre motor lateral		1.5.0.12	4							
C	31	Placa de fijación rodamiento con brida		1.5.0.13	6							
	32	SKF_FYTBK 25 TF.stp		N/A	6							
	33	ISO 4026 - M6 x 20-N		N/A	24							
	34	SKF_51105.stp		N/A	6							
	35	Circlip DIN 472 - 42 x 1.75		N/A	6							
	36	Circlip DIN 472 - 62 x 2		N/A	6							
	37	SKF_N 305 ECP.stp		N/A	6							
	38	Key ISO 2491 6x4-36-B		N/A	14							



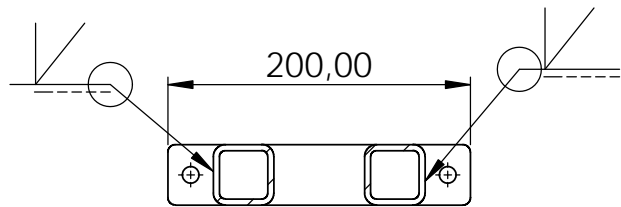
DETALLE A
ESCALA 1 : 10



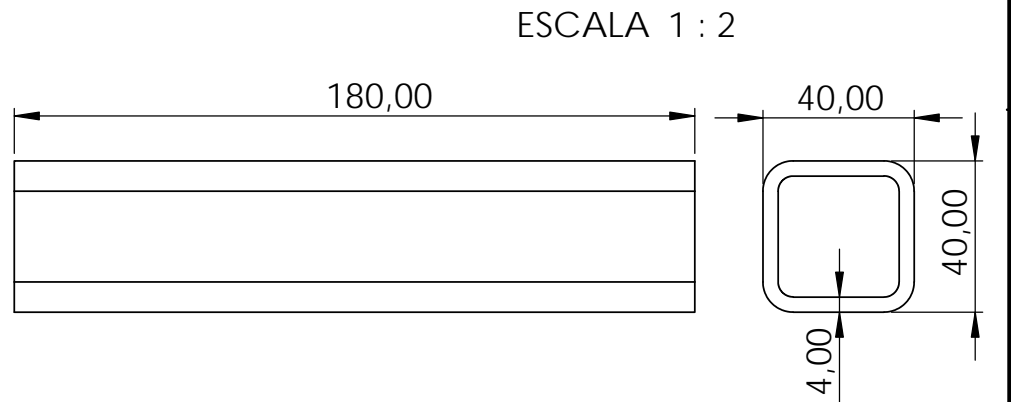
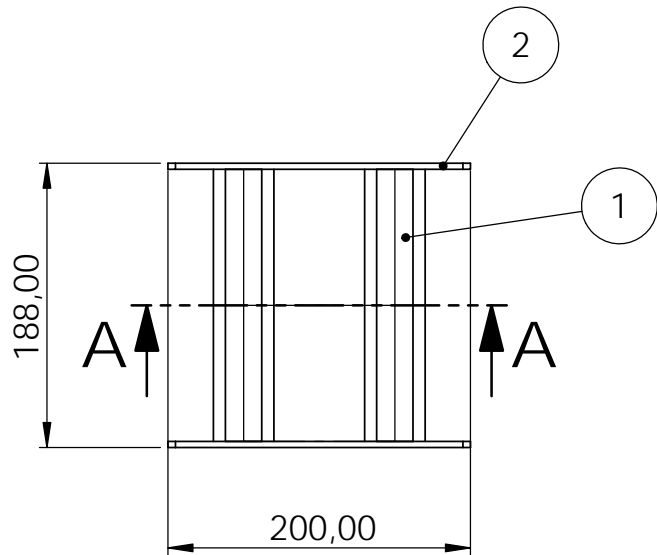
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

Formato	A2	Fecha de edición		Material	N/A
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Ensamblaje
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº Plano	1.5.0.00
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
		Título:	Modulo Sistema de elevación	Escala	1:10
				Página	1:1

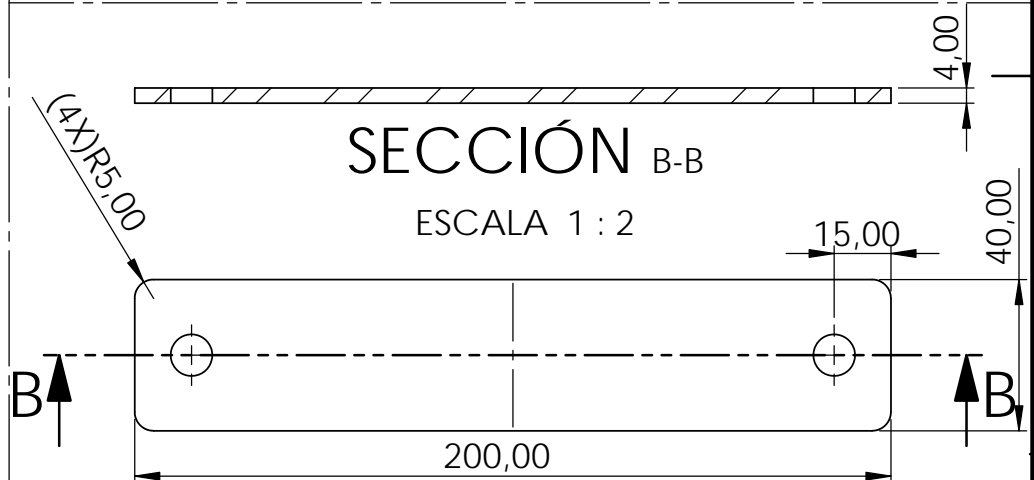
N° de elemento	Cantidad	Descripción	LONGITUD
1	2	TUBE, SQUARE, 40,00 X 40,00 X 4	180
2	2	PLANCHA 200 X 40 X 4	



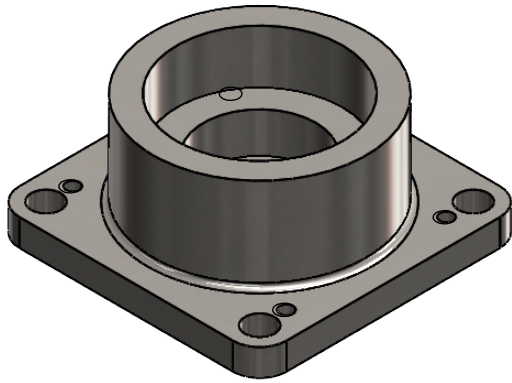
SECCIÓN A-A



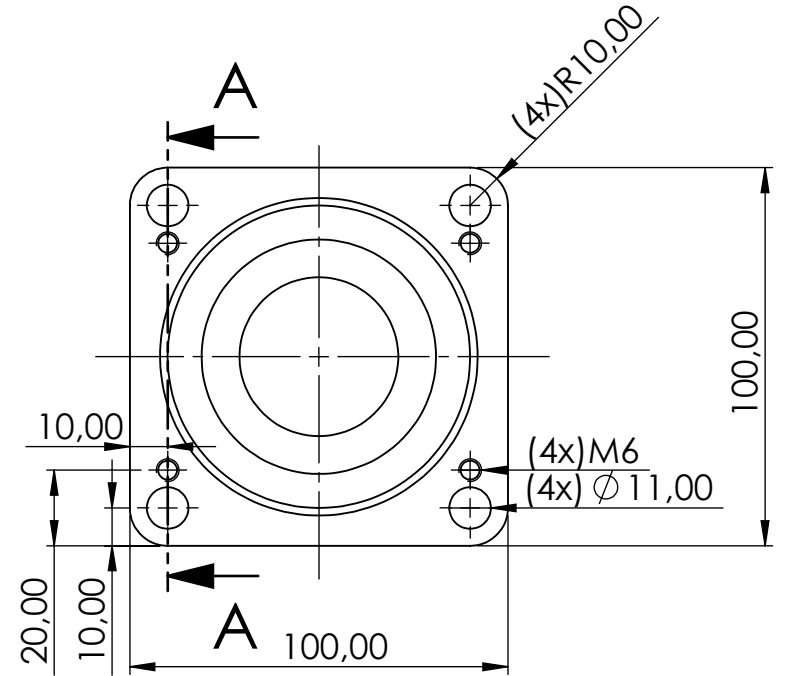
SECCIÓN B-B



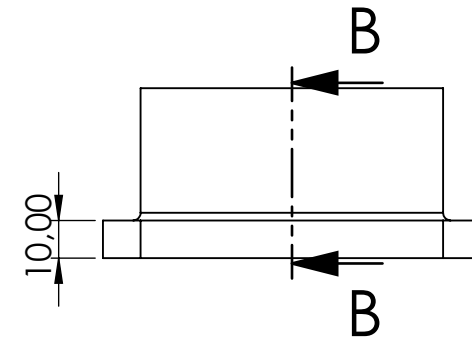
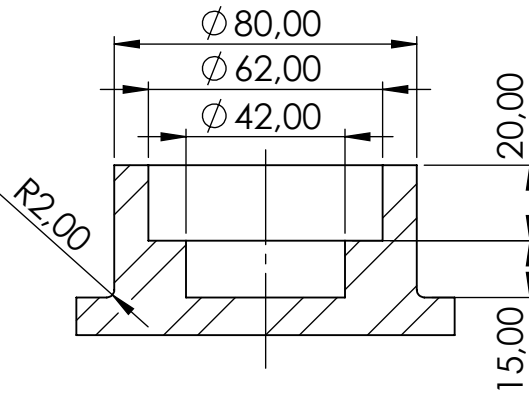
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Documento
		Título:	Brida unión mesas	Pieza
				N° plano
				1.5.0.01
				Escala
				1:5
				Idioma
				Castellano
				Página
				1/1





SECCIÓN A-A

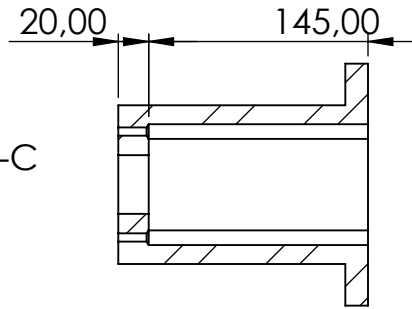


SECCIÓN B-B

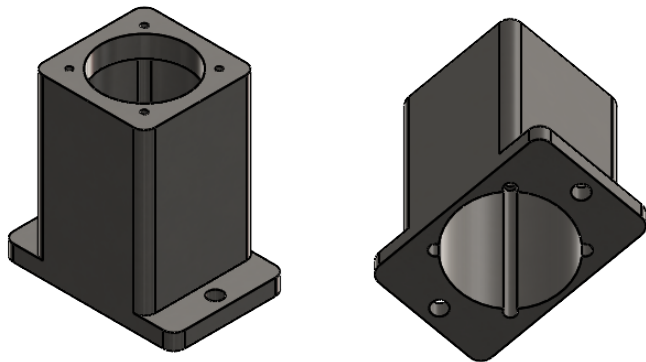
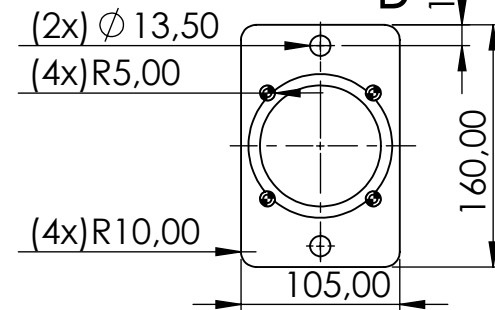
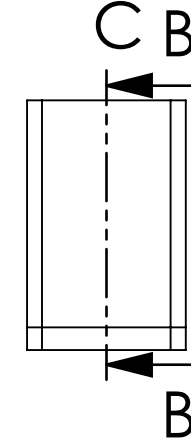
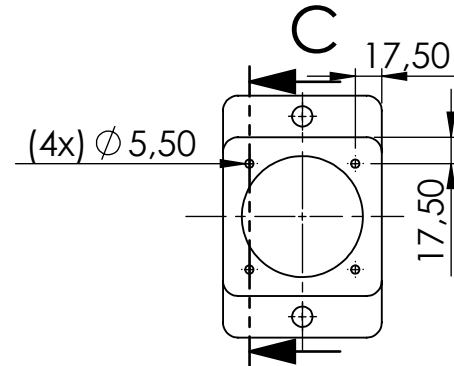
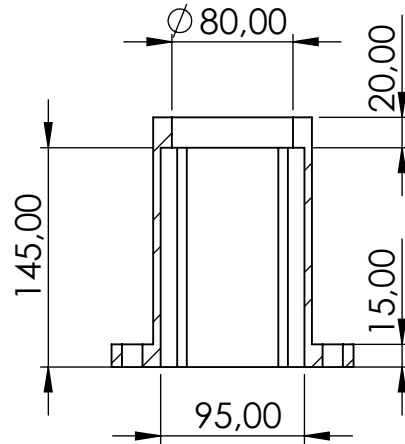


Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material Acero galvanizado
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Documento Pieza
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Nº plano 1.5.0.02
		Título:	Soporte rodamientos inferiores husillo	Escala 1:2
				Idioma Castellano
				Página 1/1

SECCIÓN C-C



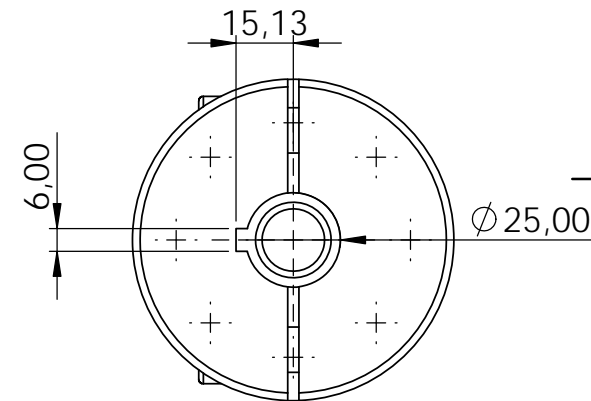
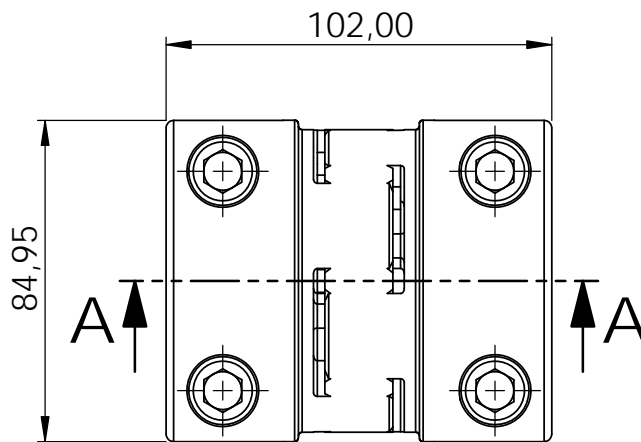
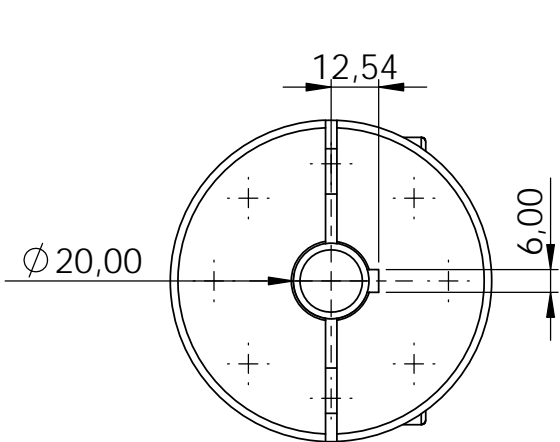
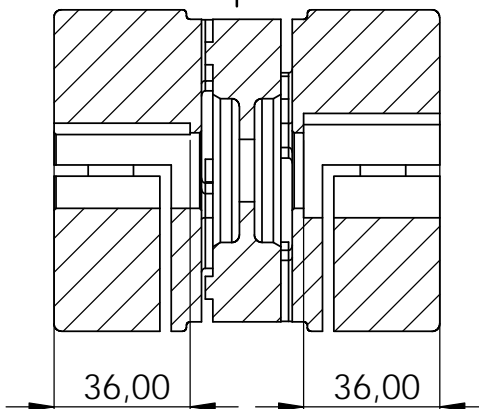
SECCIÓN B-B



Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	Material	Acero galvanizado
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Documento	Pieza
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Nº plano	1.5.0.03
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Idioma	Castellano
		Título:	Soporte reenvío-bastidor	Escala	1:5
				Página	1/1

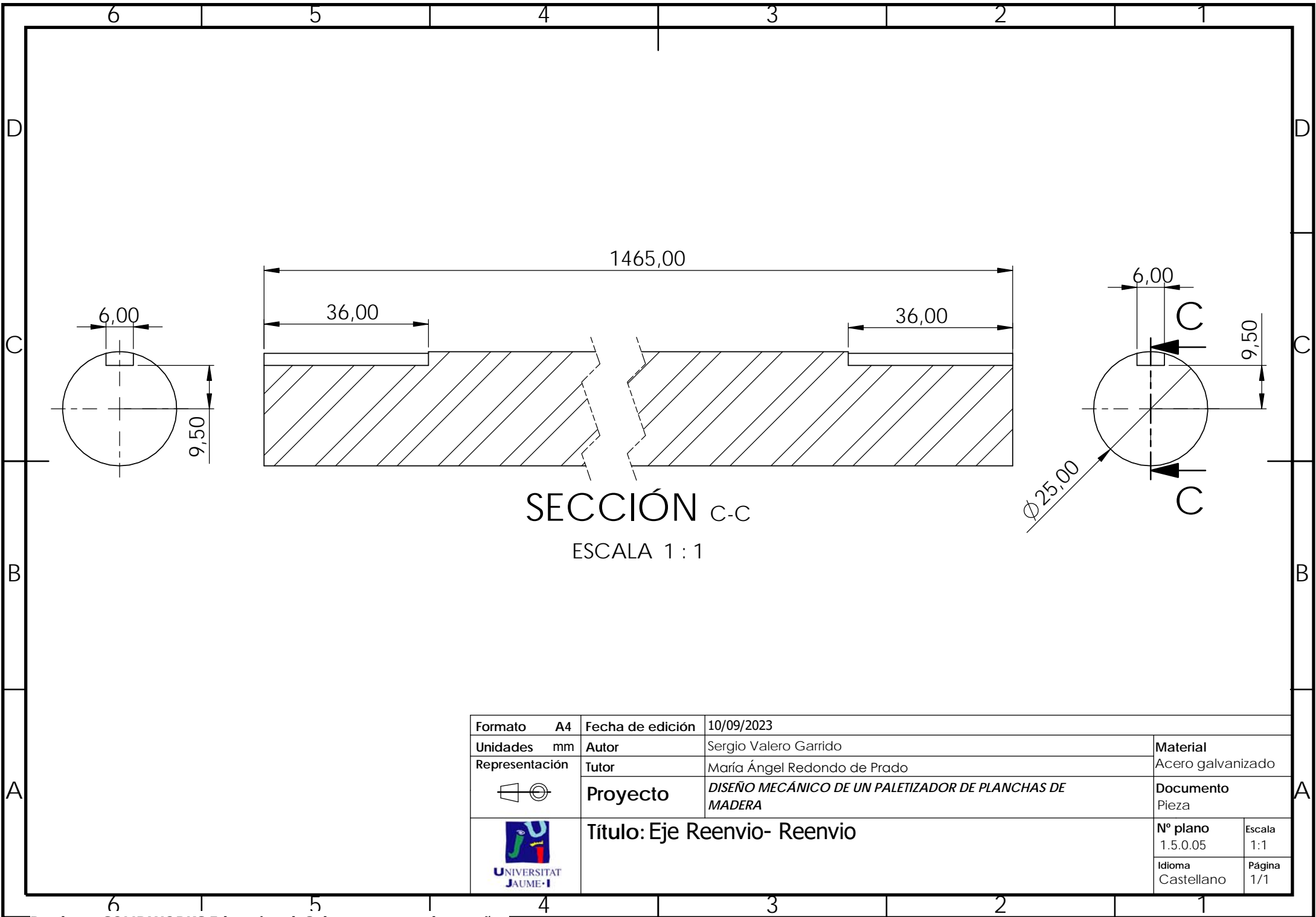
SECCIÓN A-A

Acople comercial EKH 300 - D20










Retrabajar solo los diámetros internos y chaveteros

Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: EKH 300 - D20_Reenvio-Husillo		Nº plano
				1.5.0.04
				Idioma
				Castellano
				Escala
				1:2
				Página
				1/1

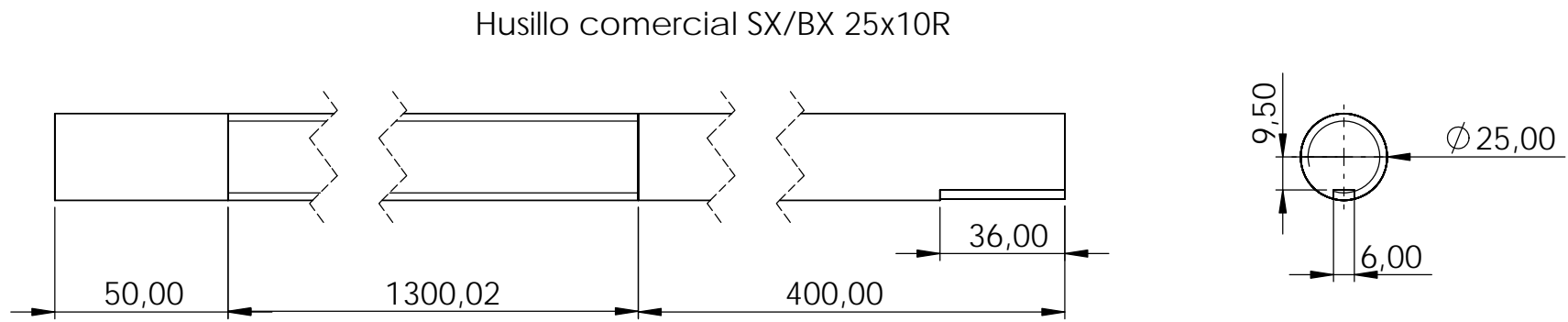




SECCIÓN C-C

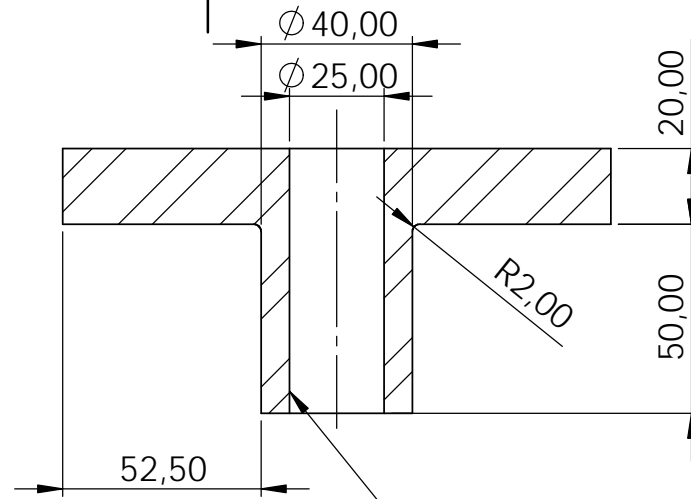
ESCALA 1 : 1

Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Eje Reenvío- Reenvío		
			Nº plano	Escala
			1.5.0.05	1:1
			Idioma	Página
			Castellano	1/1





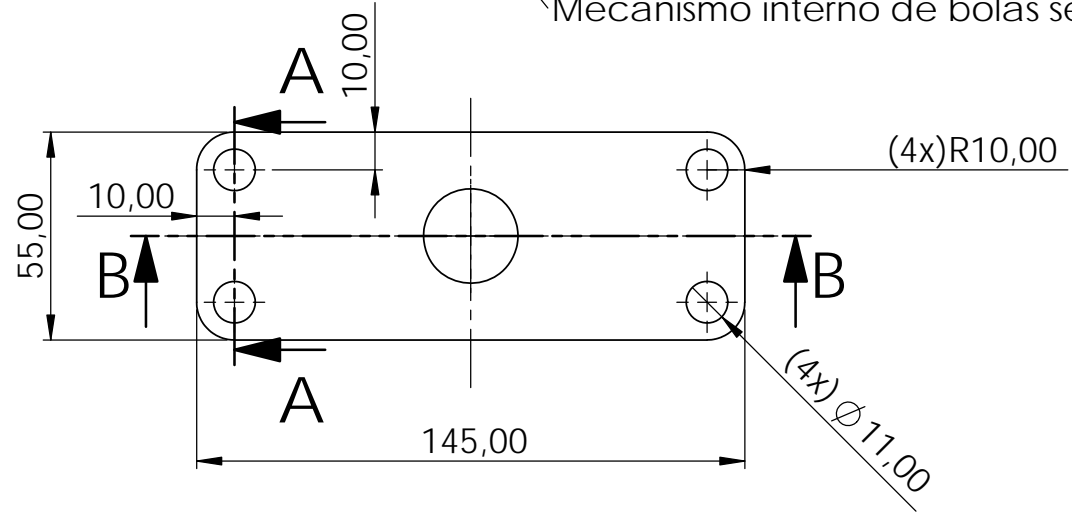
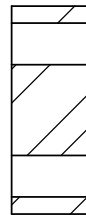
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Husillo	
			Nº plano	Escala
			1.5.0.06	1:2
			Idioma	Página
			Castellano	1/1



SECCIÓN B-B

Mecanismo interno de bolas segun fabricante

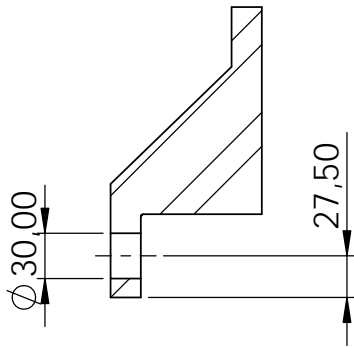
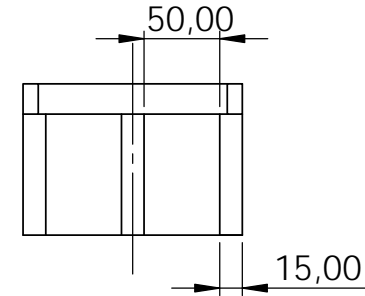
SECCIÓN A-A



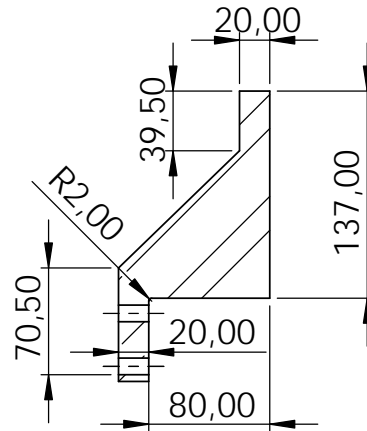
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Tuerca husillo personalizada		Nº plano
	UNIVERSITAT JAUME I			1.5.0.07
				Idioma
				Castellano
				Escala
				1:2
				Página
				1/1



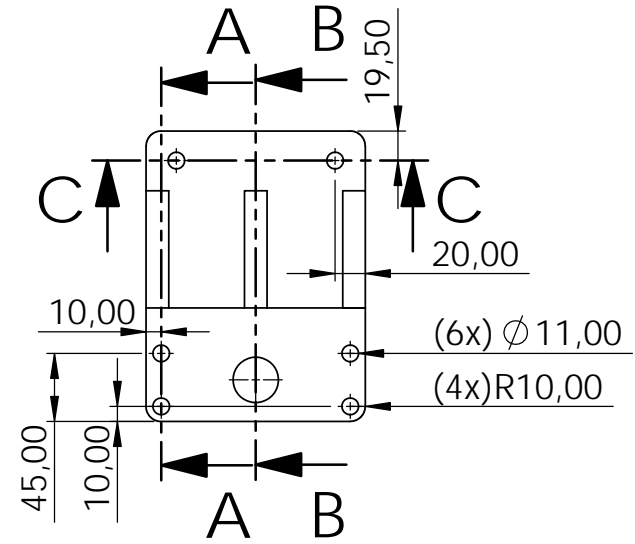
SECCIÓN C-C



SECCIÓN B-B



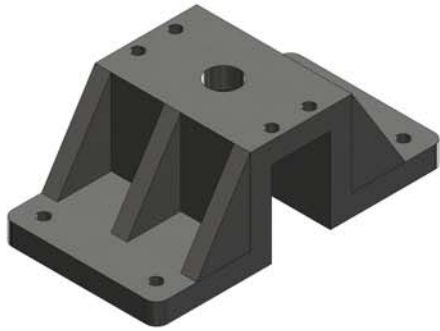
SECCIÓN A-A



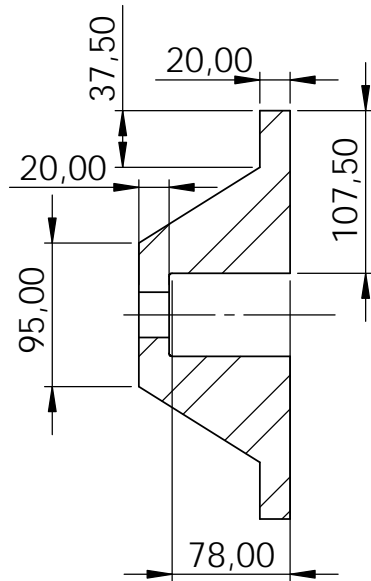
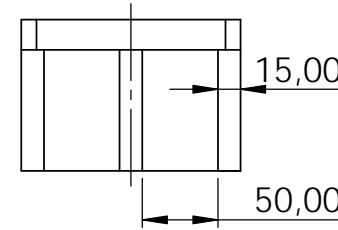
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Documento	
				Pieza	
				Nº plano	
				1.5.0.08	Escala
					1:5
				Idioma	Página
				Castellano	1/1



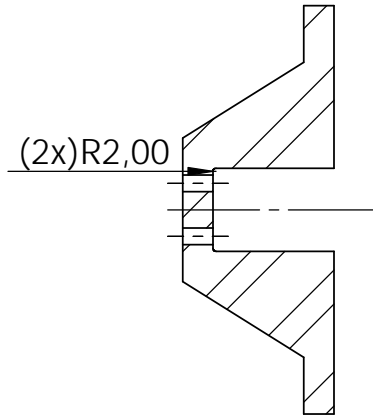
Título: Soporte husillo-mesa



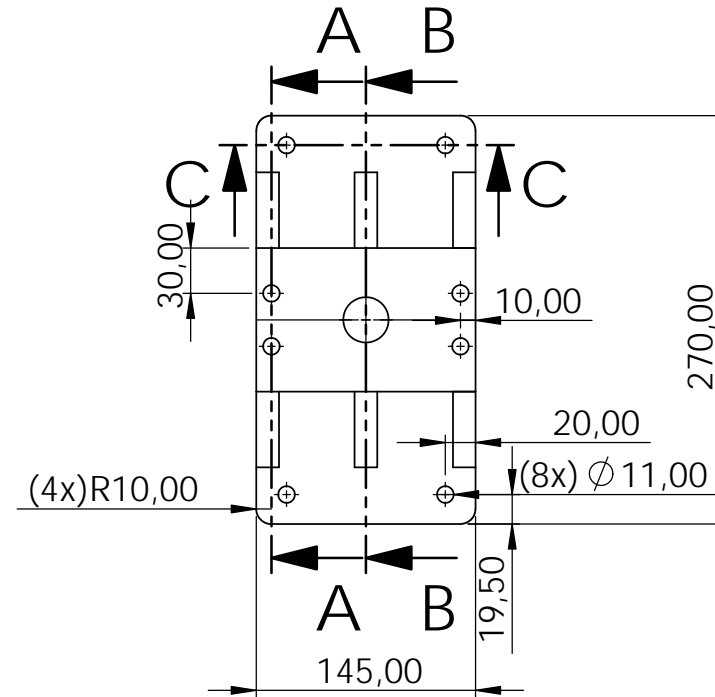
SECCIÓN C-C



SECCIÓN B-B



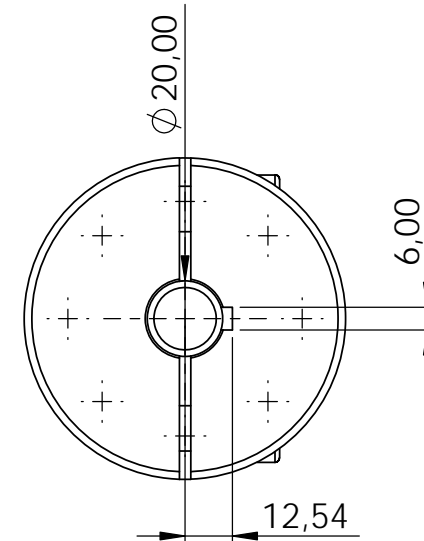
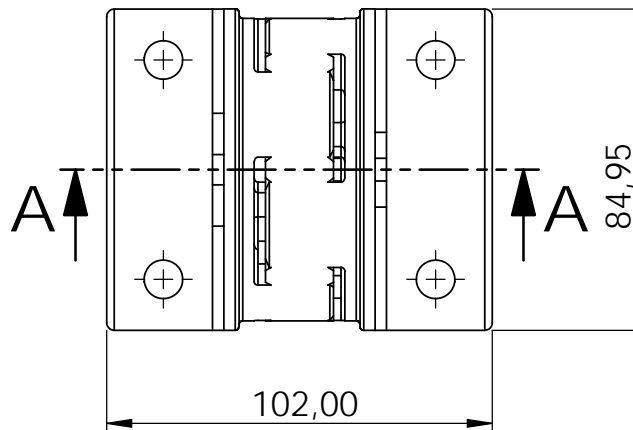
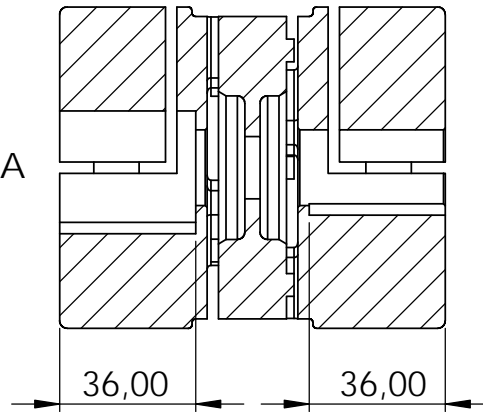
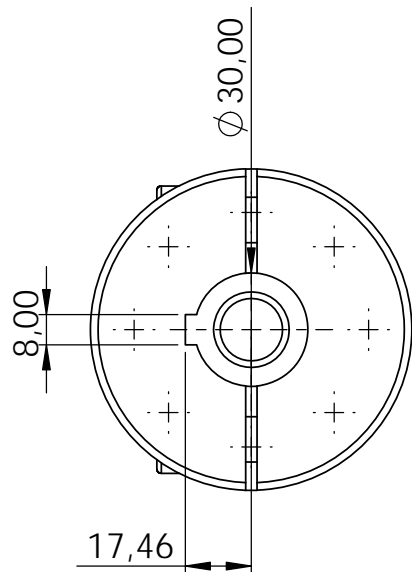
SECCIÓN A-A





Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Soporte husillo-mesa_intermedio	
		Nº plano	1.5.0.09	Escala 1:5
		Idioma	Castellano	Página 1/1

SECCIÓN A-A

Acople comercial EKH 300 - D20

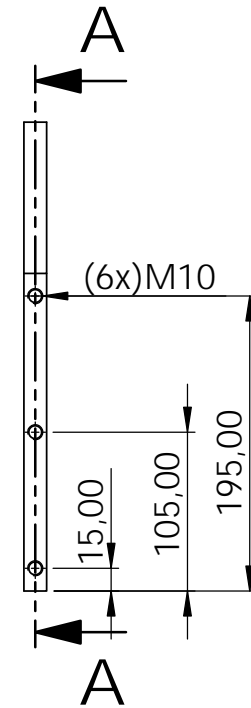
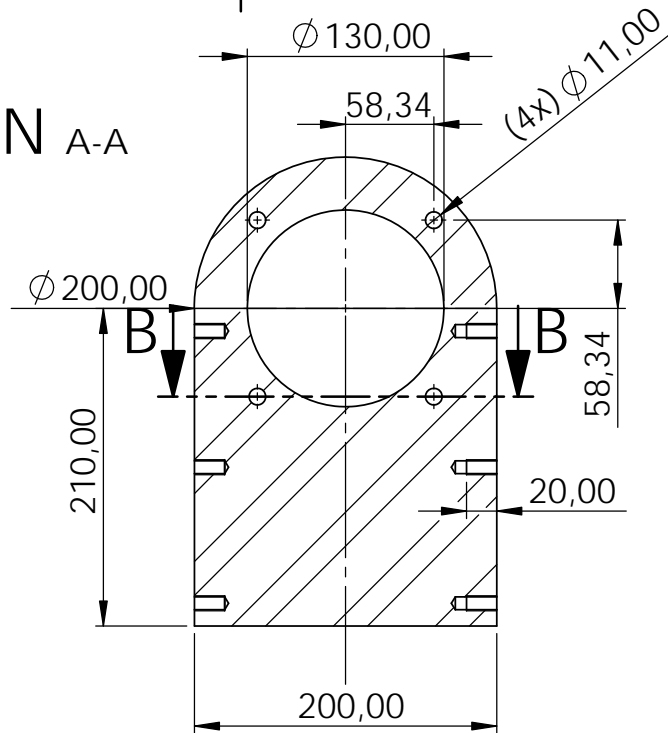


Retrabajar solo los diámetros internos y chaveteros

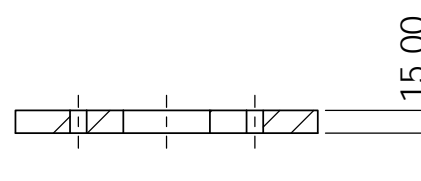
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023		
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido		
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado		
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA		
		Título: EKH 300-D20_Reenvio-motor		Nº plano	1.5.0.10
	UNIVERSITAT JAUME I			Escala	1:2
				Idioma	Castellano
				Página	1/1





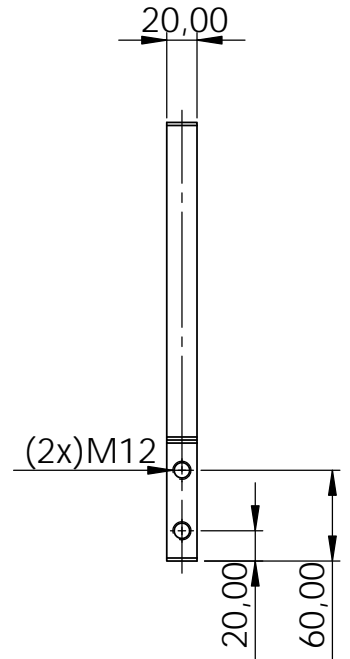
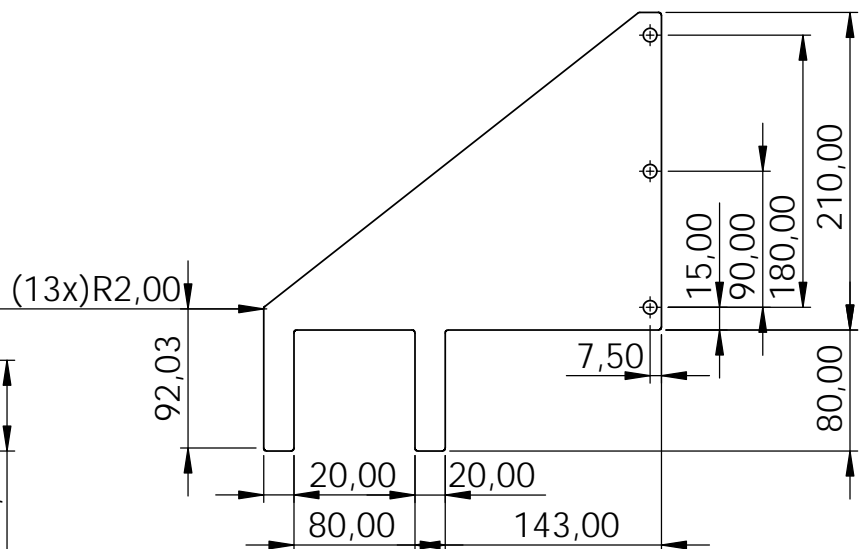
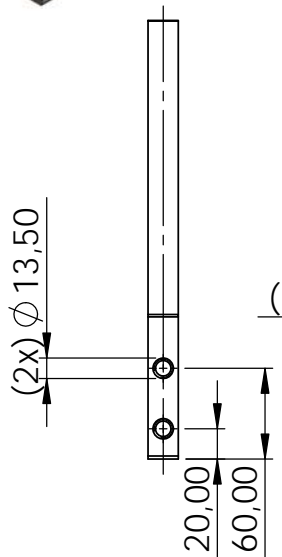
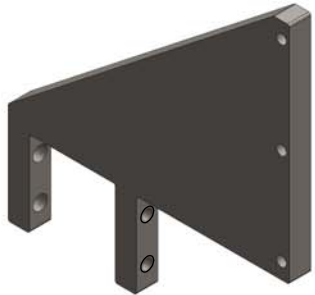
SECCIÓN A-A



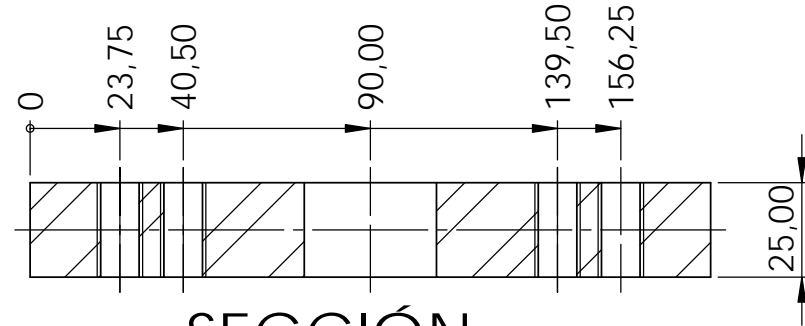
SECCIÓN B-B



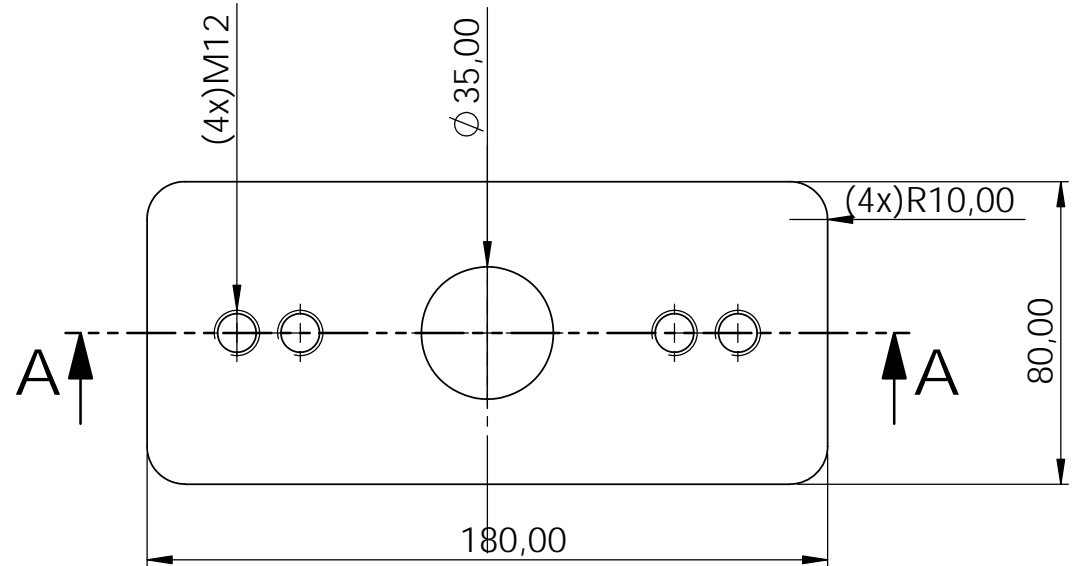
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Soporte amarre motor		Nº plano
				1.5.0.11
				Idioma
				Castellano
				Escala
				1:5
				Página
				1/1



Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	Documento
		Título: Soporte amarre motor lateral		Pieza
	UNIVERSITAT JAUME I			Nº plano
				1.5.0.12
				Escala
				1:5
				Idioma
				Castellano
				Página
				1/1

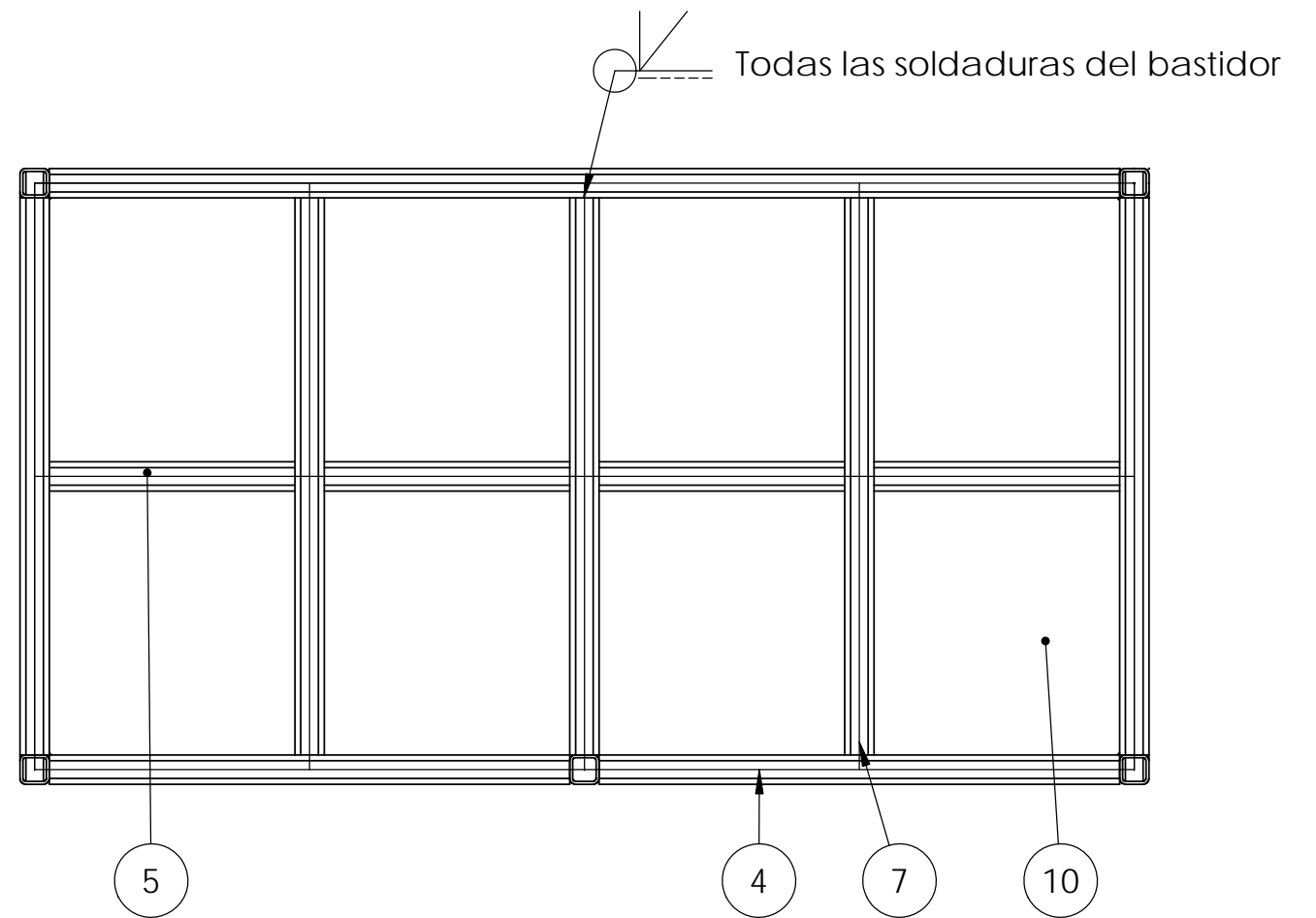
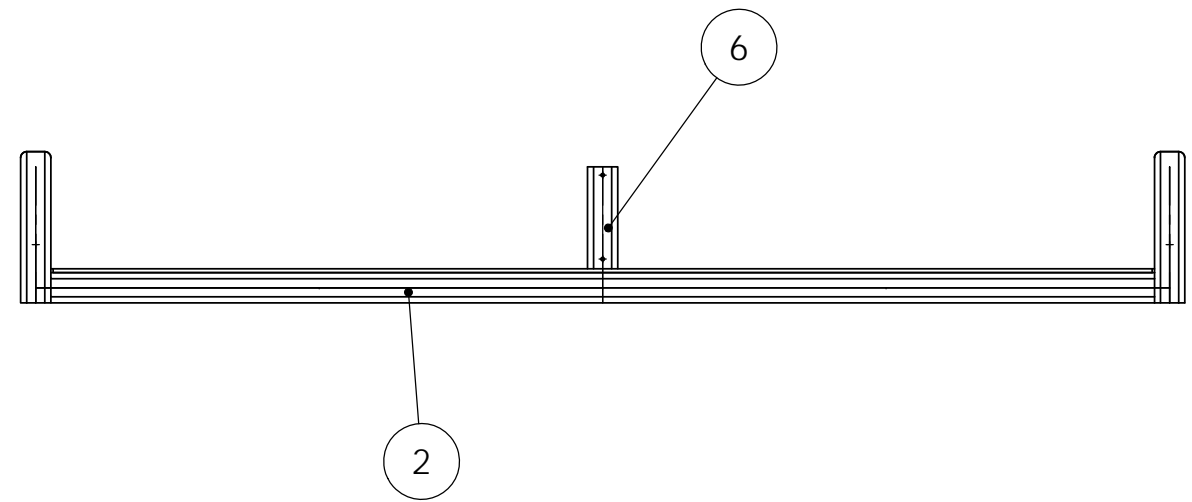
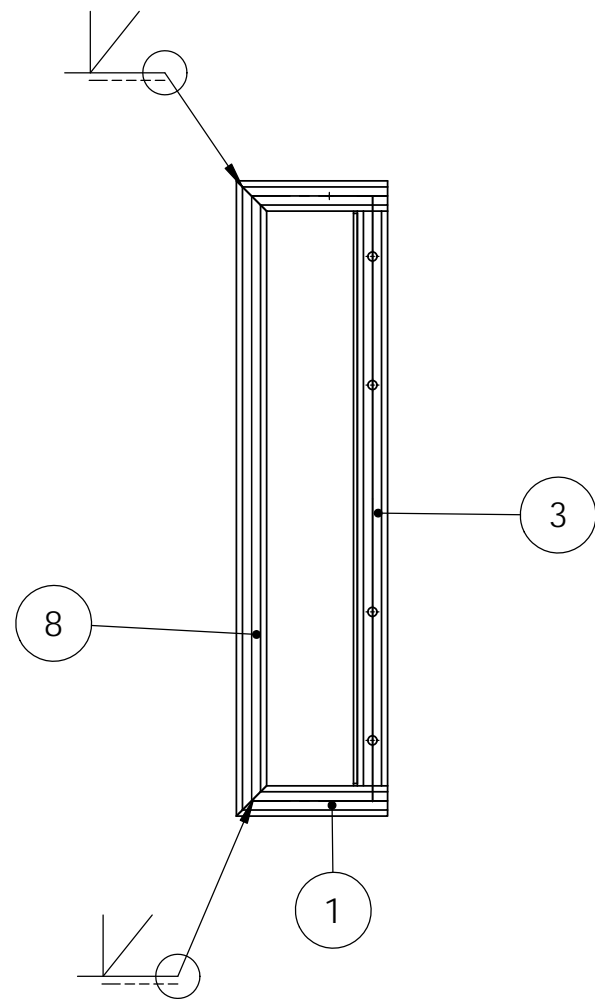


SECCIÓN A-A

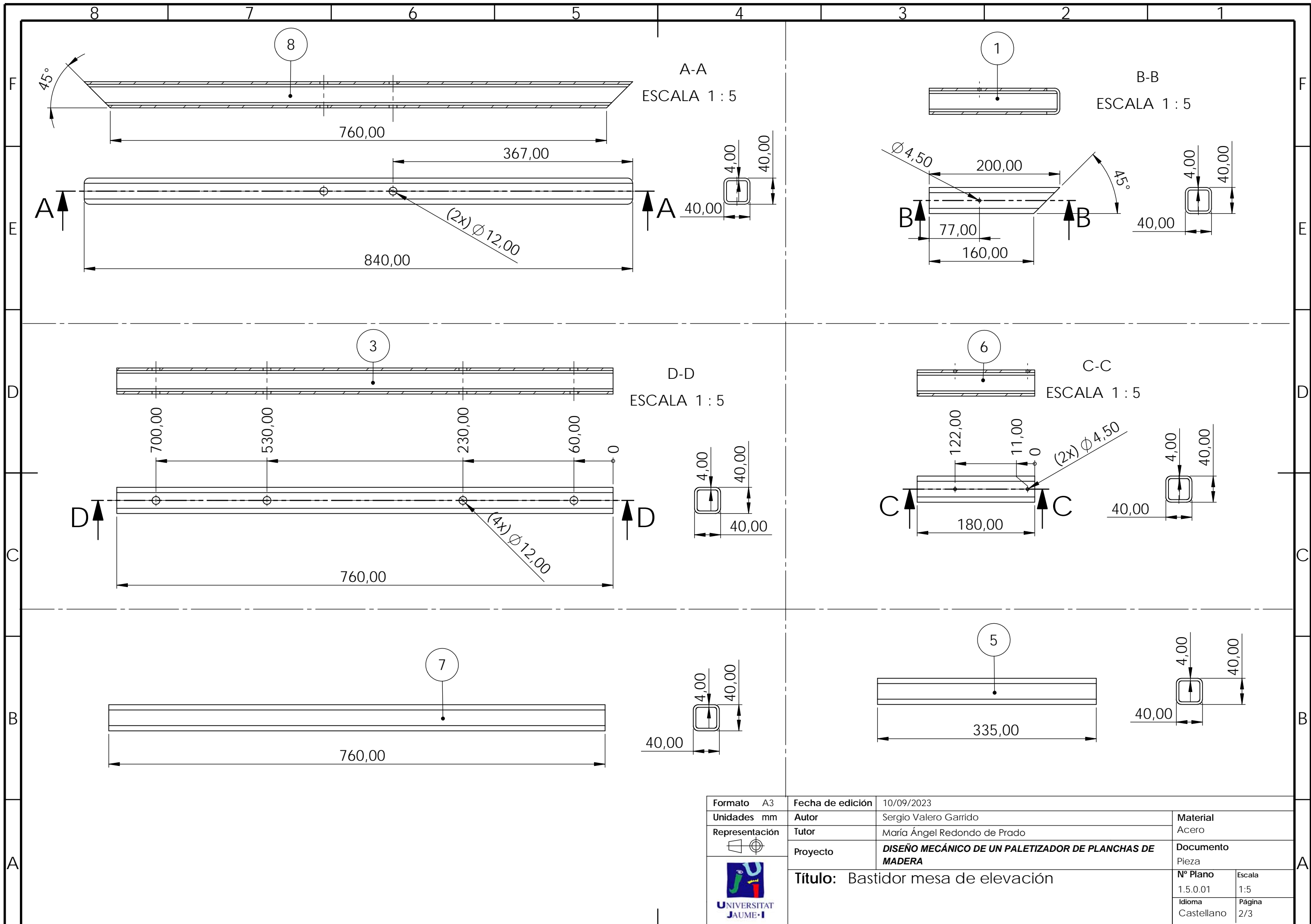


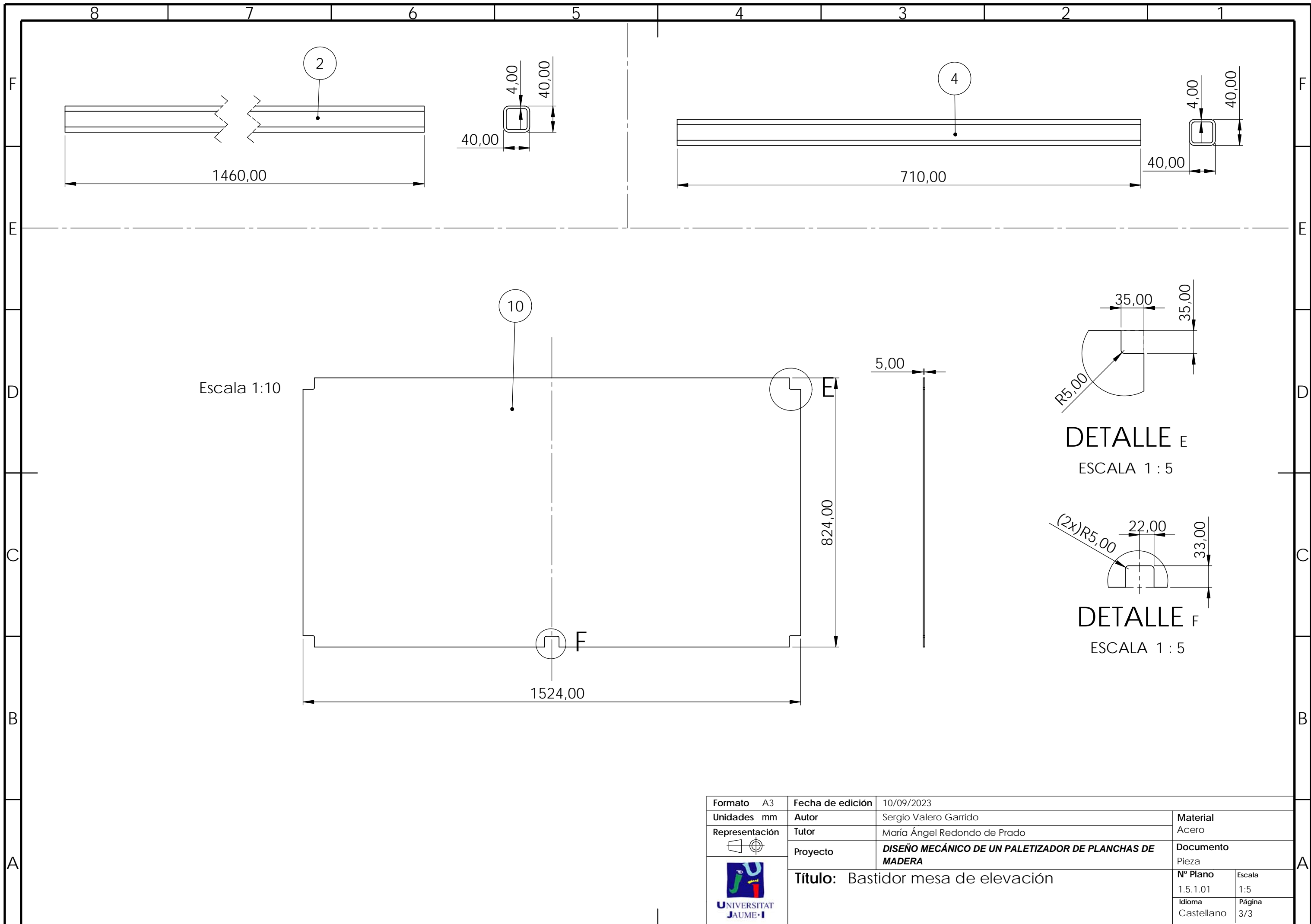
Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Placa de fijación rodamientos con brida		Nº plano
	UNIVERSITAT JAUME I			1.5.0.013
				Idioma
				Castellano
				Escala
				1:2
				Página
				1/1

Nº de elemento	Cantidad	Descripción	Longitud
1	4	TUBE, SQUARE, 40 X 40 X4,00	200
2	1	TUBE, SQUARE, 40 X 40 X4,00	1460
3	2	TUBE, SQUARE, 40 X 40 X4,00	760
4	2	TUBE, SQUARE, 40 X 40 X4,00	710
5	4	TUBE, SQUARE, 40 X 40 X4,00	335
6	1	TUBE, SQUARE, 40 X 40 X4,00	180
7	3	TUBE, SQUARE, 40 X 40 X4,00	760
8	2	TUBE, SQUARE, 40 X 40 X4,00	840
9	1	PLANCHA, 1524 X 825 X 5,00	N/A



Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título: Bastidor mesa de elevación		Material Acero
		Nº Plano	1.5.1.01	Escala 1:10
		Idioma	Castellano	Página 1/3



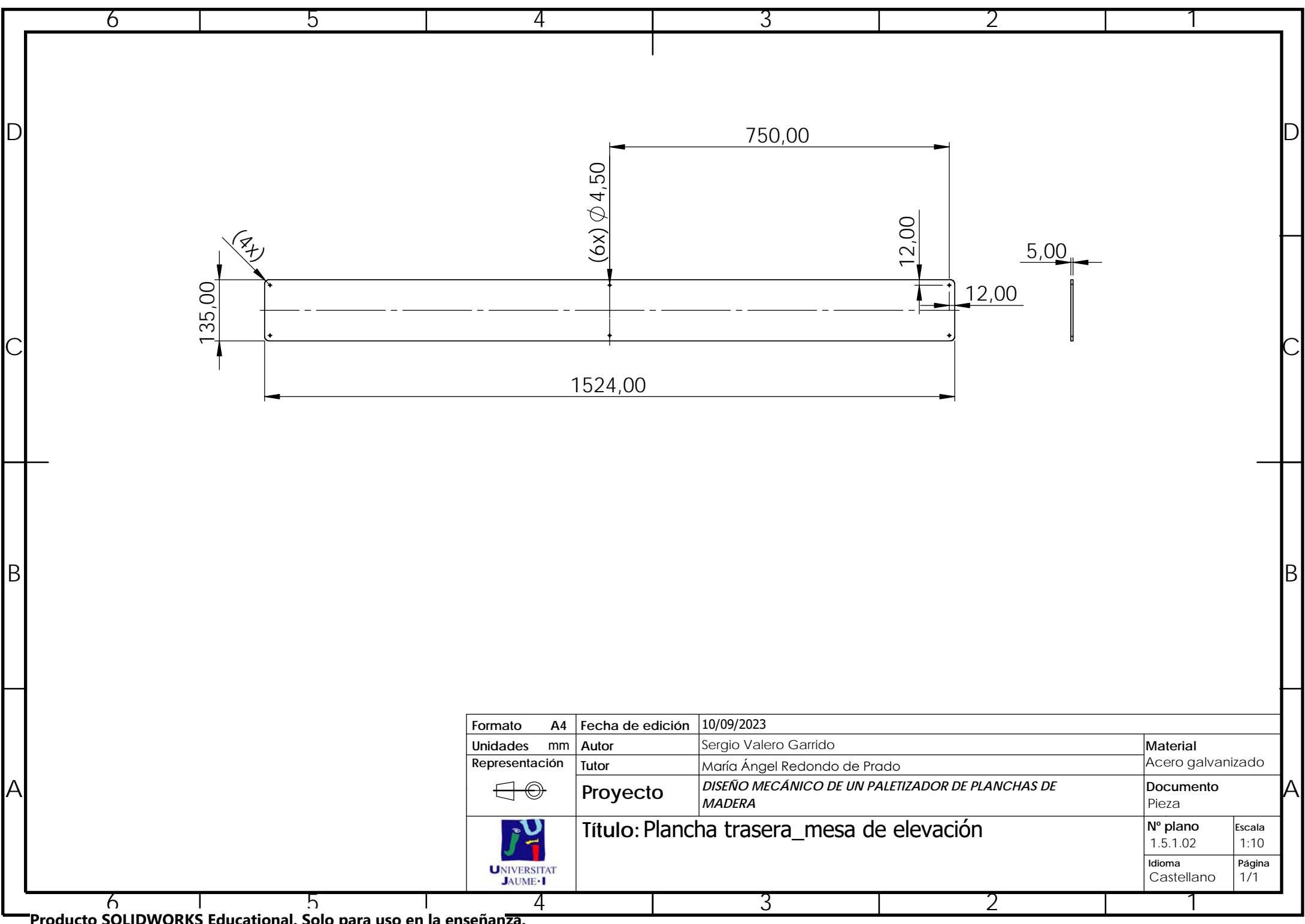












Escala 1:10

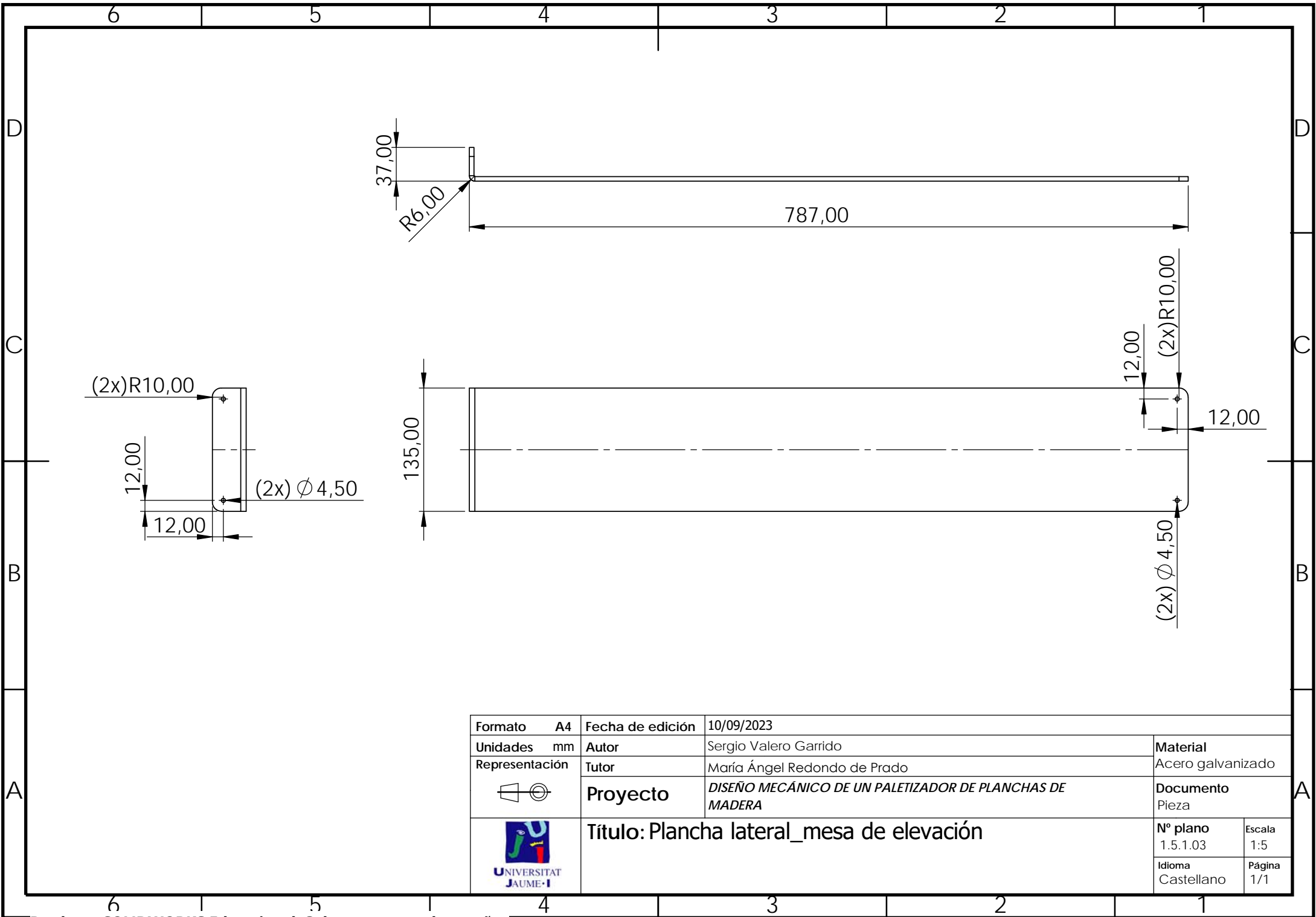
DETALLE E
ESCALA 1 : 5

DETALLE F
ESCALA 1 : 5

Formato	A3	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Bastidor mesa de elevación	
		Nº Plano	1.5.1.01	Escala 1:5
		Idioma	Castellano	Página 3/3



Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	Material
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	Acero galvanizado
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Plancha trasera_mesa de elevación	Nº plano
				1.5.1.02
				Idioma
				Castellano
				Escala
				1:10
				Página
				1/1



Formato	A4	Fecha de edición	10/09/2023	
Unidades	mm	Autor	Sergio Valero Garrido	
Representación		Tutor	María Ángel Redondo de Prado	
		Proyecto	DISEÑO MECÁNICO DE UN PALETIZADOR DE PLANCHAS DE MADERA	
		Título:	Plancha lateral_mesa de elevación	
			Nº plano	Escala
			1.5.1.03	1:5
			Idioma	Página
			Castellano	1/1

