

**UNIVERSITAT
JAUME I**

**Grado de Ingeniería Mecánica
Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción**

DISEÑO DE CENTRADOR DE PALÉS ELÉCTRICO SIN ESTACIÓN DE PARADA

TFG - EM 1047 Trabajo final de grado

ALUMNO: Marcos Dadone Ravera

TUTOR: Octavio Bernad Ros

AÑO: 2018/2019

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer principalmente a mi familia por todo el apoyo que me han dado durante los años de estudio.

También no descartar a los compañeros que siempre han estado conmigo y otros que se han quedado atrás o bien se han ido a estudiar a otras universidades.

Finalmente agradecer a mi tutor Octavio Bernad Ros por su atención y ayuda a la realización de este proyecto y no olvidarme de los compañeros donde realicé las prácticas que también disponían de tiempo para cualquier duda que me surgiera.

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO N° 1: MEMORIA.....	9
DOCUMENTO N° 2: ANEXOS	37
DOCUMENTO N° 3: PLANOS	101
DOCUMENTO N° 4: PLIEGO DE CONDICIONES.....	166
DOCUMENTO N° 5: PRESUPUESTO	172

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1: Cilindro de efecto doble	23
Ilustración 2: Husillo de bolas	24
Ilustración 3: Movimiento de cierre de brazos mediante cuatro husillos	25
Ilustración 4: Movimiento de cierre de brazos mediante dos husillos	25
Ilustración 5: Piñón-cremallera	26
Ilustración 6: Transmisión por correa.....	20
Ilustración 7: Guía hiwin.....	27
Ilustración 8: Diseño definitivo centrador	29
Ilustración 9: Vista interior del centrador.....	30
Ilustración 10: Estructura soldada	30
Ilustración 11: Patas regulables	31
Ilustración 12: Estructura soldada carro central	31
Ilustración 13: Brazo del centrador	32
Ilustración 14: Husillo de bolas y tuerca	32
Ilustración 15: Guías lineales de avance del carro central y avance del brazo.....	33
Ilustración 16: Elementos de transmisión.....	35
Ilustración 17: Esquema simplificado flexión y torsión constantes	38
Ilustración 18: Coeficiente de efectos superficiales	41
Ilustración 19: Rodamiento de bolas	43
Ilustración 20: Factor de corrección dependiendo del tipo de soporte	45
Ilustración 21: Factor de corrección dependiendo del tipo de soporte	45
Ilustración 22: Sistema de guiado de recirculación	47
Ilustración 23: Rozamiento en un guiado lineal	48
Ilustración 24: Efecto de la velocidad en el coeficiente de rozamiento de la guía.....	49
Ilustración 25: Fuerzas normales y de rozamiento en un sistema de guiado.....	49
Ilustración 26: Reducción de las fuerzas normales en el guiado	50
Ilustración 27: Capacidad de carga en diferentes direcciones para un guiado lineal	51
Ilustración 28: Variables de una rueda catalina.....	51
Ilustración 29: Efecto cuerda en una cadena	52
Ilustración 30: Fuerzas y momentos en una rueda de cadena.....	53
Ilustración 31: Parámetros geométricos de una transmisión por correa dentada	54
Ilustración 32: Esfuerzos sobre barra biapoyada.....	55
Ilustración 33: Fuerza de rozamiento en el rodillo	56
Ilustración 34: Reacciones en los rodamientos del rodillo	57
Ilustración 35: Distancia inicial entre los centros de los rodillos	58
Ilustración 36: Medidas del Europalé.....	60
Ilustración 37: Primer caso, carga total en un taco lateral del palé	61
Ilustración 38: Segundo caso, carga total en el taco central del palé	62
Ilustración 39: Tercer caso, carga distribuida en ambos tacos laterales	63
Ilustración 40: Cuarto caso, cara distribuida en el taco lateral y el central	64
Ilustración 41: Estudio elementos finitos placa soporte rodillos.....	65
Ilustración 42: Rodadura de un cuerpo indeformable	66
Ilustración 43: Esquema simplificado de la fuerza del brazo y rozamiento.....	68
Ilustración 44: Diagrama velocidades husillo	69
Ilustración 45: Diagrama de la hélice del husillo	70
Ilustración 46: Carro central de la rodillera.....	72

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Ilustración 47: Diagrama simplificado entrada palé inclinado	73
Ilustración 49: Distancia del centro del palé al punto de aplicación de la carga	73
Ilustración 48: Momento debido al empuje de los brazos	73
Ilustración 50: Fuerzas en los patines debido al momento generado con los brazos	74
Ilustración 51: Fuerza en el patín debido al peso del carro central	75
Ilustración 53: Momento en el eje y debido al peso del carro central	75
Ilustración 52: Momento en el eje z debido a la fuerza generada por el par de centrado	75
Ilustración 54: Diagrama simplificado polea-correa	76

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Presupuesto de Ejecución Material	13
Tabla 2: Presupuesto de Ejecución por Contrata Parcial.....	13
Tabla 3: Presupuesto de Ejecución por Contrata Total	13
Tabla 4: Caso 1 (optimista), Ingresos	15
Tabla 5: Caso 2 (pesimista), Ingresos.....	15
Tabla 6: Caso 1 (optimista), Costes directos e indirectos.....	16
Tabla 7: Caso 2 (pesimista), Costes directos e indirectos	16
Tabla 8: Caso 1 (optimista), Beneficio Neto	17
Tabla 9: Caso 2 (pesimista), Beneficio Neto	17
Tabla 10: Caso 1 (optimista), Flujo de Caja.....	17
Tabla 11: Caso 2 (pesimista), Flujo de Caja.....	17
Tabla 12: Planificación Septiembre.....	21
Tabla 13: Planificación Octubre	21
Tabla 14: Planificación Noviembre	22
Tabla 15: Planificación Diciembre	22
Tabla 16: Coeficiente de efecto de carga según el tipo de carga.....	40
Tabla 17: Coeficiente de efecto dimensional según el diámetro	40
Tabla 18: Coeficiente de temperatura.....	41
Tabla 19: Coeficiente de confianza	42
Tabla 20: Factor de reducción	47
Tabla 21: Coeficientes de rozamiento estático y dinámico según el material.....	67
Tabla 22: Composición química acero F-111	169
Tabla 23: Composición química acero F-112	169
Tabla 24: Composición química acero S275JR.....	170
Tabla 25: Composición química acero F-125	170
Tabla 26: Composición química acero F-1516	170
Tabla 27: Coste material eléctrico	173
Tabla 28: Coste material electrónico	173
Tabla 29: Coste elementos comerciales.....	176
Tabla 30: Coste material mecánico	177
Tabla 31: Coste mano de obra	178
Tabla 32: Coste de ingeniería	178
Tabla 33: Presupuesto de ejecución material	179
Tabla 34: Presupuesto de ejecución por contrata parcial	179
Tabla 35: Presupuesto por ejecución por contrata total.....	179

DOCUMENTO N° 1: MEMORIA

1. MEMORIA	10
1.1. Objetivo del proyecto	10
1.2. Alcance.....	10
1.3. Antecedentes	10
1.4. Normas y referencias.....	11
1.4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	11
1.4.2. Programas de cálculo	12
1.4.3. Definiciones y abreviaturas.....	12
1.4.4. Bibliografía	12
1.5. Resumen de presupuesto	13
1.6. Estudio de viabilidad.....	14
1.6.1. Estudio de viabilidad comercial.....	14
1.6.2. Estudio de viabilidad técnica	14
1.6.3. Estudio de viabilidad económica	14
1.7. Planificación.....	21
1.8. Análisis de soluciones	23
1.8.1. Sistema de centrado	23
1.8.2. Sistema de movimiento del carro móvil	26
1.9. Resultados finales.....	29
1.9.1. Estructura soldada.....	30
1.9.2. Patas regulables.....	31
1.9.3. Carro central	31
1.9.4. Brazos centradores	32
1.9.5. Husillo tuerca	32
1.9.6. Guías lineales	33
1.9.7. Piñones, poleas, cadenas y correa	34
1.9.8. Unión cónica.....	35
1.9.9. Soportes UCP y UCF.....	35
1.9.10. Acoplamiento flexible.....	36

1. MEMORIA

1.1. Objetivo del proyecto

En el siguiente proyecto se ha realizado un estudio de diseño de un centrador de palés eléctrico sin estación de parada, realizando los cálculos pertinentes para la selección de los componentes adecuados y estimando los costes necesarios, intentando minimizarlos lo máximo posible.

El objetivo a la hora de implementar un nuevo centrador es reducir el tiempo de parada del palé y por consiguiente optimizar el tiempo en líneas donde la producción es elevada.

1.2. Alcance

Este proyecto pretende crear una modificación de un centrador de palés actual cuya función es centrar el palé mediante dos brazos que son accionados mediante pistones neumáticos. Dicha modificación consta de dos cambios fundamentales: el sistema de accionamiento para el sistema de centrado, es decir, cambiar el sistema neumático por uno eléctrico y modificar los brazos de centrado estáticos por unos brazos móviles que acompañen el palé a la vez que se va centrando. De este modo se consigue optimizar el tiempo, ya que se suprime la estación de parada del palé.

El centrador está diseñado para palés de tamaños de entre 1200 y 600 mm de anchura, así como una carga máxima de 2000 kg.

1.3. Antecedentes

La idea de este proyecto surge de un centrador neumático que se usa actualmente y nace de la necesidad de optimizar tiempos en casos de producción elevada y por lo tanto de incrementar los beneficios debido a una mejora en la línea de producción.

El centrador de palés que se conoce, requiere de una estación de parada, es decir, el palé llega donde se encuentran los brazos del centrador y el motor de accionamiento de los rodillos realiza una parada, procediendo al centrado del palé, una vez los brazos centran el palé, el motor acciona de nuevo los rodillos, permitiendo finalmente el avance y la entrada al siguiente proceso.

El centrador diseñado pretende eliminar este instante en el cual el palé realiza una parada y así disminuir el tiempo de centrado.

1.4. Normas y referencias

1.4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

DIN 8187 ISO/R 606, normativa aplicada a piñones.

ISO 9002, normativa para cadenas de rodillos.

DIN ISO 286, normativa para las tolerancias de ejes y agujeros.

DIN 6885, normativa para chavetas.

UNE 1027: 1995, Dibujos técnicos. Plegado de planos.

UNE 1032: 1982, Dibujos técnicos. Principios generales de representación.

UNE 1035: 1995, Dibujos técnicos. Cuadro de rotulación.

UNE 1037: 1983, Dibujos técnicos. Indicaciones de los estados superficiales en los dibujos.

UNE 1039: 1994, Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales.

UNE-EN 22768-1: 1994, Dibujos técnicos. Tolerancia general dimensional.

UNE 1135: 1989, Dibujos técnicos. Lista de elementos.

UNE-EN ISO 5455: 1996, Dibujos técnicos. Escalas.

UNE-EN ISO 80000-1: 2014, Magnitudes y unidades. Parte 1: Generalidades.

DIN 933, Tornillos Cabeza Hexagonal.

DIN 103, Rosca trapecial.

DIN 13, Rosca métrica ISO.

UNE 1404488 Uniones soldadas de las estructuras metálicas.

1.4.2. Programas de cálculo

Entre la infinidad de programas desarrollados a lo largo de estas últimas décadas, en el trabajo se utilizan los programas CAD (Computer-Aided Design).

Actualmente, con la ayuda de programas que trabajan en 3D, se ha reducido exponencialmente el tiempo y el coste de producción de maquinaria, ya que la facilidad y el manejo de la interface de dichos programas favorecen a la hora de diseñar una máquina. Además, la capacidad para realizar simulaciones y pruebas muy similares a situaciones reales, hace que estos programas cada día tengan mayor repercusión.

Cabe destacar el alto coste de la licencia de estos programas de diseño en comparación con otros programas que trabajan en 2D, pero el ahorro se ve visible a largo plazo.

El software utilizado en el trabajo que se presenta recibe el nombre de **Solidworks** con el que los alumnos de la UJI se benefician de una licencia temporal de estudiante sin coste alguno.

1.4.3. Definiciones y abreviaturas

- **MEF**: Método de los elementos finitos. Método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy complejas utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.
- **CAD**: Diseño asistido por ordenador. Softwares utilizados en el ámbito de diseño.
- **UJI**: Usada para referirse a Universitat Jaume I.
- **PVP**: Precio de venta al público.

1.4.4. Bibliografía

- [1] Documentos y apuntes de la asignatura EM1020 Teoría de Máquinas y Mecanismos
- [2] Documentos y apuntes de la asignatura EM1031 Proyectos de Ingeniería
- [3] Documentos y apuntes de la asignatura EM1021 Diseño de máquinas
- [4] Documentos y apuntes de la asignatura EM1025 Ingeniería gráfica
- [5] Europalets. Disponible en: <http://www.europalet.com/>

1.5. Resumen de presupuesto

Presupuesto de Ejecución Material	
Concepto	Coste (€)
Coste de Material Eléctrico	1.525,00
Coste de Material Electrónico	131,00
Coste de Elementos Comerciales	4.129,92
Coste de Material Mecánico	3.628,69
Costes de Mano de Obra	2.700,00
Costes de Ingeniería	14.000,00
TOTAL	26.114,61

Tabla 1: Presupuesto de Ejecución Material

Presupuesto de Ejecución por Contrata Parcial	
Concepto	Coste (€)
Presupuesto de Ejecución Material	26.114,61
Gastos Generales (18%)	4.700,63
Beneficio Industrial (6%)	1.566,88
TOTAL	32.382,12 €

Tabla 2: Presupuesto de Ejecución por Contrata Parcial

Presupuesto de Ejecución por Contrata Total	
Concepto	Coste (€)
Presupuesto de Ejecución Material por Contrata Parcial	32.382,12
21 % IVA	6.800,25
TOTAL	39.182,37 €

Tabla 3: Presupuesto de Ejecución por Contrata Total

1.6. Estudio de viabilidad

1.6.1. Estudio de viabilidad comercial

Para el estudio de viabilidad técnica se va a realizar una pequeña comparativa de tiempos entre los centradores actuales y el nuevo diseño para determinar el grado de rentabilidad.

Los centradores conocidos actualmente suelen tardar aproximadamente 30 segundos en realizar el proceso de centrado desde que entra el palé en el transportador de rodillos hasta que sale hacia otro nuevo proceso.

El diseño de este nuevo centrador, que dispone de los brazos móviles que acompañan el palé, reduce más de un 50% el tiempo en el que el palé permanece en el proceso de centrado, de este modo hace rentable el sistema en caso de que exista mucha demanda.

1.6.2. Estudio de viabilidad técnica

El proyecto se considera viable técnicamente ya que todos los componentes y dispositivos utilizados tienen una gran disponibilidad comercial. Además, el tiempo entre la compra del producto y la entrega al cliente es muy reducido.

1.6.3. Estudio de viabilidad económica

Presupuesto de inversión

La inversión inicial es de 39.182,37 €. Este es el coste del diseño y creación del centrador de palés.

Se sabe que la empresa realizará subcontrataciones para la fabricación de la máquina, es decir, a la empresa llega los ensamblajes y solo se encarga del montaje.

Al no contener bienes materiales para la empresa no se estipula ningún tipo de amortización.

Presupuesto de explotación

El estudio de viabilidad se va a realizar para un periodo de 5 años del producto.

Dado que la demanda del producto es bajo pedido y la estimación de ventas es muy relativa, se va a hacer una comparativa entre un caso optimista (caso en el que se vendan muchos centradores) y otro caso más pesimista (en el que se vendan pocos centradores).

El coste de cada unidad descrita anteriormente es de 12.114,61 € estimada como el precio de los componentes del centrador y la mano de obra.

El PVP del centrador, buscando información en varias empresas del sector, se ha estimado alrededor de 18.000 €.

Además, se ha tenido en cuenta un incremento de la inflación de 1,72% cada año.

De este modo, los ingresos quedan de esta manera:

AÑO	UNIDADES	INGRESOS
2019	9	162.000,00 €
2020	10	180.309,60 €
2021	12	216.309,60 €
2022	15	270.309,60 €
2023	22	396.309,60 €

Tabla 4: Caso 1 (optimista), Ingresos

AÑO	UNIDADES	INGRESOS
2019	4	72.000,00 €
2020	5	90.309,60 €
2021	6	108.309,60 €
2022	7	126.309,60 €
2023	7	126.309,60 €

Tabla 5: Caso 2 (pesimista), Ingresos

En consiguiente se procede al análisis de los costes directos e indirectos.

Los gastos directos se pueden desglosar de la siguiente manera:

- El coste de la materia prima que se establece en un precio de 12.114,61 € por unidad.
- El coste de los productos auxiliares que se establece como un 3% del coste de la materia prima.
- El coste de la energía consumida que se establece como el 5% del coste de la materia prima.

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

- El coste de la mano de obra directa que se establece como el 8% del coste de la materia prima.
- De la inversión inicial se tienen 14.000 € que son de costes de ingeniería que se utilizará una vez únicamente para la creación del centrador (diseño del producto), por lo tanto, esta cantidad se dividirá entre la cantidad de centradores vendidos a lo largo de los cinco años.

Los gastos indirectos se pueden desglosar de la siguiente manera:

- El coste de la mano de obra indirecta que se establece como el 3% del coste de la materia prima.
- El coste del mantenimiento que supone el 2% del coste de la materia prima.
- El coste de los gastos generales se supone como el 2% del coste de la materia prima.
- El coste de los gastos comerciales se establece como el 3% del coste de la materia prima

AÑO	COSTES DIRECTOS	COSTES INDIRECTOS
2019	123.411,46 €	7.632,20 €
2020	137.100,97 €	8.480,23 €
2021	164.479,99 €	10.176,27 €
2022	205.548,52 €	12.720,34 €
2023	301.375,08 €	18.656,50 €

Tabla 6: Caso 1 (optimista), Costes directos e indirectos

AÑO	COSTES DIRECTOS	COSTES INDIRECTOS
2019	82.619,82 €	5.088,14 €
2020	82.619,82 €	5.088,14 €
2021	96.309,33 €	5.936,16 €
2022	96.309,33 €	5.936,16 €
2023	109.998,83 €	6.784,18 €

Tabla 7: Caso 2 (pesimista), Costes directos e indirectos

Período de retorno, VAN y TIR

Para el cálculo de los beneficios se ha empleado las siguientes fórmulas:

- BB (beneficio bruto) = I (Ingresos) - GT (gastos totales)
- BN (beneficio neto) = BB (beneficio bruto) - Impuestos (25% de los beneficios brutos)

De este modo, se obtiene la siguiente tabla:

AÑO	BENEFICIO BRUTO	BENEFICIO NETO
2019	30.956,33 €	23.217,25 €
2020	34.728,40 €	26.046,30 €
2021	41.653,34 €	31.240,00 €
2022	52.040,74 €	39.030,56 €
2023	76.278,02 €	57.208,51 €

Tabla 8: Caso 1 (optimista), Beneficio Neto

AÑO	BENEFICIO BRUTO	BENEFICIO NETO
2019	20.292,05 €	15.219,04 €
2020	20.601,65 €	15.451,24 €
2021	24.064,12 €	18.048,09 €
2022	24.064,12 €	18.048,09 €
2023	27.526,58 €	20.644,94 €

Tabla 9: Caso 2 (pesimista), Beneficio Neto

El flujo de caja se calcula como el beneficio neto más la amortización.

- FC (flujo de caja) = BN (beneficio neto) + amortización

Como se ha mencionado anteriormente, no se dispone de amortizaciones, por lo que el flujo de caja es igual al beneficio neto.

AÑO	FC
2019	23.217,25 €
2020	26.046,30 €
2021	31.240,00 €
2022	39.030,56 €
2023	57.208,51 €

Tabla 10: Caso 1 (optimista), Flujo de Caja

AÑO	FC
2019	15.219,04 €
2020	15.451,24 €
2021	18.048,09 €
2022	18.048,09 €
2023	20.644,94 €

Tabla 11: Caso 2 (pesimista), Flujo de Caja

- **Caso 1 (optimista)**

Para el cálculo del interés real (i_r) se parte del interés nominal ($i_n = 4\%$) y de la inflación (IPC=1,72%).

$$i_r = \frac{i_n}{IPC} = \frac{4}{1,72} = 2,33\%$$

El VAN (Valor actual neto) es el valor actualizado de todos los flujos de cada año de vida del proyecto al año inicial.

$$VAN = -I_0 + \sum_{n=0}^N \frac{FC_n}{(1 + i_r)^n}$$

Si se procede al cálculo del VAN se obtiene un valor de 50.407,51 €. Por tanto, se concluye que la inversión produce excedentes.

La tasa interna de rentabilidad (TIR) es la tasa de actualización que hace que el VAN valga cero. Se calcula y se obtiene un valor de 67%. La inversión se puede realizar ya que el TIR es mayor que el interés nominal en los mercados de capitales.

El período de retorno (PR) es el número de años que cuesta recuperar la inversión a través de la facturación. Se calcula mediante la división entre la inversión total entre el beneficio promedio anual actualizado al año de referencia.

El cálculo del PR dinámico se realiza utilizando la siguiente formula:

$$PR_{dinamico} = \frac{I_0}{\frac{I_0 + VAN}{N}}$$

Donde:

- I_0 es la inversión realizada en el instante cero ($I_0 = 39.182,37$ €)
- N es el número de años seleccionados para el proyecto ($N = 5$ años)
- VAN es el valor actual neto ($VAN = 50.407,51$ €)

Realizando la correspondiente operación se obtiene un $PR_{dinamico}$ de 2,19 años, es decir, dos años y 69 días.

El cálculo del PR estático se realiza utilizando la siguiente formula:

$$PR_{estático} = \frac{I_0}{\frac{\sum_{n=1}^N FC_n}{N}}$$

Donde:

- I_0 es la inversión realizada en el instante cero ($I_0 = 39.182,37 \text{ €}$)
- N es el número de años seleccionados para el proyecto ($N = 5$ años)
- Los valores de FC se encuentran en la *tabla 10*.

Realizando la correspondiente operación se obtiene un $PR_{estático}$ de 1,11 años, es decir, un año y 40 días.

- **Caso 2 (pesimista)**

Para el cálculo del interés real (i_r) se parte del interés nominal ($i_n = 4\%$) y de la inflación ($IPC=1,72\%$).

$$i_r = \frac{i_n}{IPC} = \frac{4}{1,72} = 2,33\%$$

El VAN (Valor actual neto) es el valor actualizado de todos los flujos de cada año de vida del proyecto al año inicial.

$$VAN = -I_0 + \sum_{n=0}^N \frac{FC_n}{(1 + i_r)^n}$$

Si se procede al cálculo del VAN se obtiene un valor de 8.005,61 €. Por tanto, se concluye que la inversión produce excedentes.

La tasa interna de rentabilidad (TIR) es la tasa de actualización que hace que el VAN valga cero. Se calcula y se obtiene un valor de 32%. La inversión se puede realizar ya que el TIR es mayor que el interés nominal en los mercados de capitales.

El período de retorno (PR) es el número de años que cuesta recuperar la inversión a través de la facturación. Se calcula mediante la división entre la inversión total entre el beneficio promedio anual actualizado al año de referencia.

El cálculo del PR dinámico se realiza utilizando la siguiente formula:

$$PR_{dinamico} = \frac{I_0}{\frac{I_0 + VAN}{N}}$$

Donde:

- I_0 es la inversión realizada en el instante cero ($I_0 = 39.182,37$ €)
- N es el número de años seleccionados para el proyecto ($N = 5$ años)
- VAN es el valor actual neto ($VAN = 8.005,61$ €)

Realizando la correspondiente operación se obtiene un $PR_{dinamico}$ de 4,15 años, es decir, cuatro años y 55 días.

El cálculo del PR estático se realiza utilizando la siguiente formula:

$$PR_{estático} = \frac{I_0}{\frac{\sum_{n=1}^N FCn}{N}}$$

Donde:

- I_0 es la inversión realizada en el instante cero ($I_0 = 39.182,37$ €)
- N es el número de años seleccionados para el proyecto ($N = 5$ años)
- Los valores de FC se encuentran en la *tabla 11*.

Realizando la correspondiente operación se obtiene un $PR_{estático}$ de 2,24 años, es decir, dos años y 88 días.

1.7. Planificación

ETAPAS

1. Planteamiento del problema
2. Planteamiento de soluciones y búsqueda de información
3. Análisis de soluciones
4. Estudio del nuevo accionamiento para el cierre de los brazos
5. Diseño de la estructura de la rodillera
6. Diseño del sistema de centrado
7. Estudio del sistema de movimiento del carro central
8. Diseño del sistema de movimiento del carro central
9. Cálculos justificativos y rediseño
10. Redacción de los documentos del proyecto

SEPTIEMBRE										
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1										
2										

Tabla 12: Planificación Septiembre

OCTUBRE																																
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	
2																																
3																																
4																																
5																																
6																																
7																																
8																																
9																																
10																																

Tabla 13: Planificación Octubre

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

NOVIEMBRE																														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
5	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█																		
6	█	█	█	█																										
8	█	█	█	█	█	█	█	█																						
9					█	█	█	█	█			█	█	█	█	█				█	█	█	█	█			█	█	█	█
10	█	█			█	█	█	█	█			█	█	█	█	█				█	█	█	█	█			█	█	█	█

Tabla 14: Planificación Noviembre

DICIEMBRE																														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
9			█	█	█	█	█																							
10			█	█	█	█	█			█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█			█	█	█		

Tabla 15: Planificación Diciembre

1.8. Análisis de soluciones

1.8.1. Sistema de centrado

Las posibles soluciones para el sistema de centrado de los palés son:

- Neumático
- Eléctrico

Tras el análisis de soluciones se realizará una comparativa para evaluar las ventajas y desventajas del uso de cada sistema, y finalmente se justificará la solución adoptada.

Neumático

El sistema neumático consiste en dos cilindros dispuestos en la parte inferior de los rodillos que son los encargados de realizar el movimiento de centrado de los brazos. Para conseguir la sincronización de ambos brazos se utiliza transmisión por cadena.

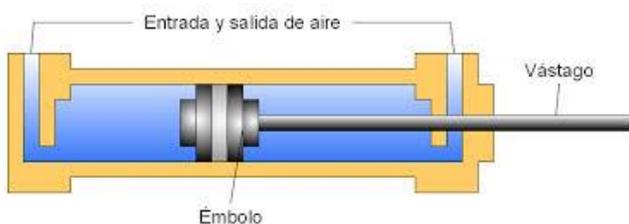


Ilustración 1: Cilindro de efecto doble

- Ventajas:

Son elementos muy simples que pueden utilizarse en condiciones de temperatura muy extremas sin que su rendimiento sea afectado.

La utilización de aire evita el uso de materiales peligrosos, por lo que disminuye el riesgo a determinados accidentes.

Son elementos livianos y requieren de poco mantenimiento, ya que contienen componentes duraderos.

- Desventajas:

Este sistema es poco eficiente debido a las pérdidas de presión y la compresibilidad del aire. Si se quiere una buena eficiencia estos sistemas deben dimensionarse para un trabajo específico, por este motivo no se pueden usar para otras aplicaciones, encareciendo así el coste del producto.

Dependiendo del lugar donde trabajen puede suponer un problema acústico, ya que emiten sonidos muy fuertes.

Otro factor a tener en cuenta es la vida útil. En estos sistemas la vida útil es moderada, aunque pueden repararse sustituyendo las piezas que hayan sufrido desgaste con el paso del tiempo.

Eléctrico

El sistema eléctrico consiste en dos husillos de bolas accionados por un motor eléctrico y estos husillos son los encargados de realizar el movimiento de centrado. No necesita de otro tipo de transmisión para sincronizar ambos brazos, ya que con dos husillos (uno con rosca a izquierda y el otro con rosca a derecha) se puede realizar el movimiento de apertura y cierre de los brazos.

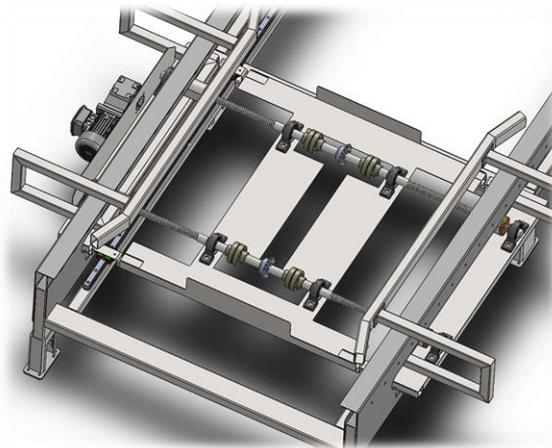
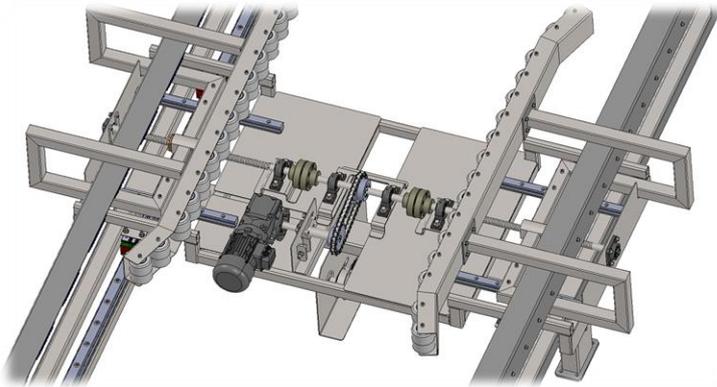


Ilustración 2: Husillo de bolas

Inicialmente se propuso el uso de husillo trapezoidal, pero tiene como inconveniente que no es reversible, pudiendo suponer un problema en caso de que se necesite moverlo manualmente.

Como se observa en la ilustración 4, finalmente el movimiento de cierre de los brazos se realiza con dos husillos de bolas, ya que con cuatro husillos (ilustración 3) podía presentar problemas de sincronización y en consiguiente generar un atascamiento pudiendo dañar el mecanismo.

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

*Ilustración 3: Movimiento de cierre de brazos mediante cuatro husillos**Ilustración 4: Movimiento de cierre de brazos mediante dos husillos***- Ventajas:**

El sistema eléctrico ofrece un posicionamiento de control con mayor precisión.

Puede escalarse para cualquier propósito o requisito de fuerza.

En términos de ruido son más silenciosas que las neumáticas.

- Desventajas:

No son aptos para cualquier tipo de entorno, ya que los motores pueden sufrir sobrecalentamientos.

En funcionamiento continuo, los motores se sobrecalientan, provocando un aumento del desgaste de los engranajes.

Solución

El sistema de cierre de los brazos del centrador se va a realizar con el sistema eléctrico ya que es un sistema que puede adaptarse a cualquier circunstancia. El sistema neumático, está diseñado para ejercer un tipo de fuerza, si se necesita más, este no va a poder responder. En caso del sistema eléctrico, con una buena reducción del motor es posible conseguir mayor fuerza y, además, gracias a sensores de par, regular esta fuerza.

1.8.2. Sistema de movimiento del carro móvil

Las posibles soluciones para el sistema de movimiento del carro móvil son:

- Piñón cremallera
- Transmisión por correa con patines hiwin

Piñón cremallera

Para el movimiento de traslación del carro móvil el sistema de piñón-cremallera tiene buena precisión a la vez que transmite potencias elevadas, pero para el caso del centrador necesita soportar cargas axiales debido a los esfuerzos generados al contactar los brazos con el palé, por lo tanto, dificulta su uso para dicho movimiento.



Ilustración 5: Piñón-cremallera

- Ventajas:

Transmisión suave y con precisión.

Transmite potencias elevadas.

Fácil montaje y desmontaje del sistema.

- Desventajas:

Necesita lubricación.

Transmisión por correa con guías lineales

Otro sistema para el movimiento de traslación es mediante guías lineales, en concreto, guías hiwin. Estos patines tienen la ventaja de que soportan muy bien las fuerzas actuantes en dirección perpendicular a la trayectoria y los diferentes momentos en las tres direcciones del espacio.

Este sistema es muy útil por su escasa pérdida por fricción ya que contienen elementos rodantes (bolas, rodillos, ruedas) entre las dos piezas del guiado.

Combinando este sistema de guiado con una transmisión por correa, sería posible realizar el movimiento de traslación del carro móvil.

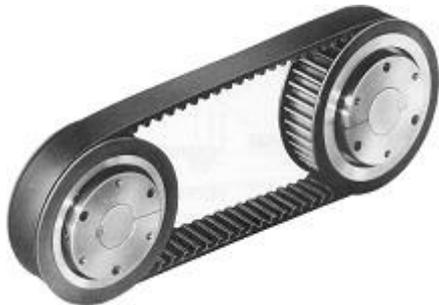


Ilustración 6: Transmisión por correa



Ilustración 7: Guía hiwin

- **Ventajas:**

Los patines soportan muy bien fuerzas actuantes en dirección perpendicular a la trayectoria.

Transmisión suave debido al bajo coeficiente de rozamiento.

Las guías lineales presentan buena precisión.

Fácil montaje y desmontaje.

Se necesita muy poca potencia para realizar el movimiento

- **Desventajas:**

Necesita lubricación.

Para elevadas velocidades puede aumentar el desgaste de los elementos rodantes.

Requiere de un sistema de transmisión por correa que encarece la instalación.

Solución

El sistema de avance del carro central se va a realizar con transmisión por correa con guías lineales, principalmente por el problema que presenta al soportar cargas axiales del piñón-cremallera.

1.9. Resultados finales

En este apartado se va a describir por completo cada uno de los componentes que forman el producto. Se mencionarán características mecánicas, así como materiales y procesos de fabricación. También se va a explicar los subensamblajes del sistema y cómo se ensamblan los distintos elementos.

Los cálculos realizados son de aquellos componentes más importantes y se pueden visualizar en el apartado de *ANEXOS, cálculos justificativos*.

La ilustración 8 y 9 muestran el ensamblaje del centrador, a continuación, se desglosará y se analizarán las distintas partes.

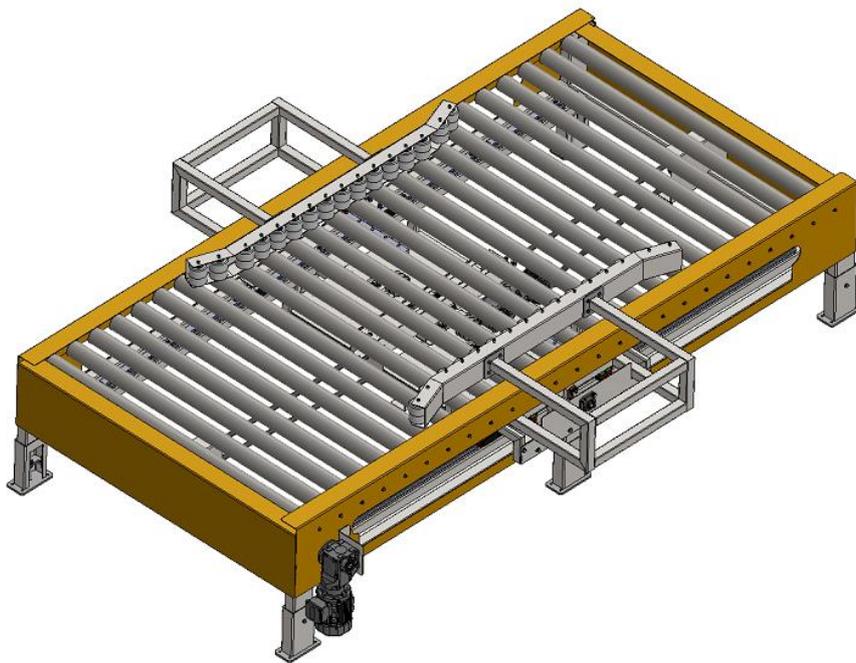


Ilustración 8: Diseño definitivo centrador

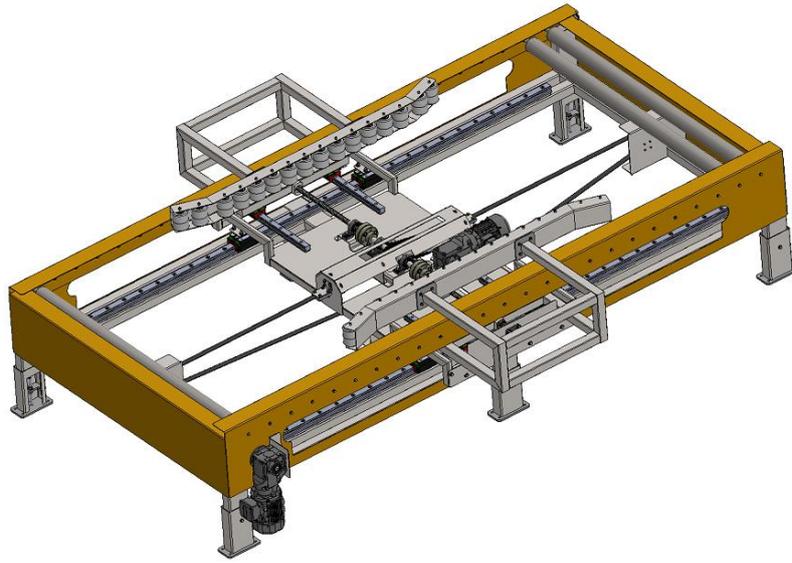


Ilustración 9: Vista interior del centrador

1.9.1. Estructura soldada

La estructura soldada está compuesta por cuatro chapas dobladas, de las cuales dos son las encargadas de soportar los rodillos. Estas chapas están fabricadas en acero F-112 de 3 mm de espesor que irán soldadas a los perfiles tubulares de la estructura.

Los perfiles tubulares de la estructura son de 120 x 60 mm y de 60 x 60 mm y están fabricados en acero S275JR suministrado por *MANNI SIPRE, Centro de Servicio del Acero*.

Las demás chapas están fabricadas en acero F-111 ya que su límite elástico es inferior y para la aplicación requerida es suficiente.

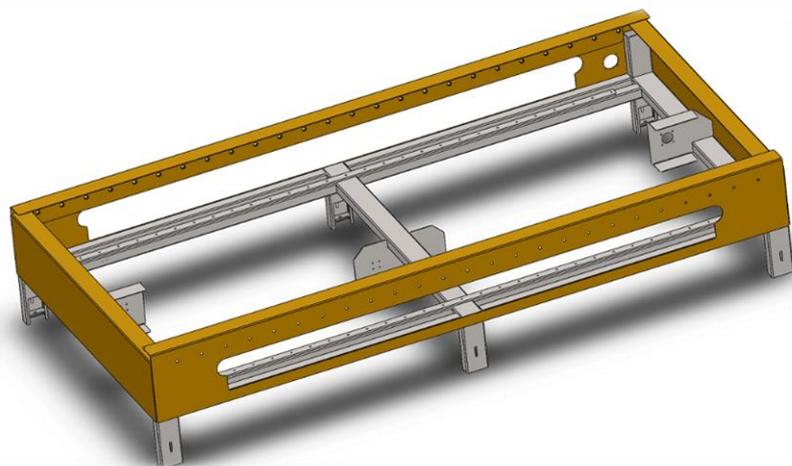


Ilustración 10: Estructura soldada

1.9.2. Patas regulables

Las patas regulables constan de una varilla de acero inoxidable M12 soldada a la placa de anclaje, cuyo material es acero F-112 y perfil tubular de 140 x 70 mm en acero S275JR.

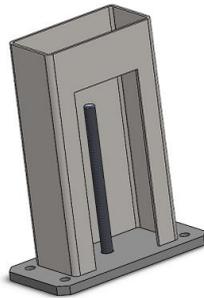


Ilustración 11: Patas regulables

1.9.3. Carro central

El carro central es la parte móvil que recorre la rodillera por la parte inferior además de soportar el mecanismo de cierre de los brazos (husillos-tuerca).

Como se observa en la ilustración 12, el carro está compuesto por chapa y tubos, soldando estos componentes se obtiene el subensamblaje siguiente.

Las chapas, al igual que en la estructura soldada, están fabricadas en acero F-111 y los perfiles tubulares de 50 x 30 mm y 50 x 50 mm en acero S275JR.

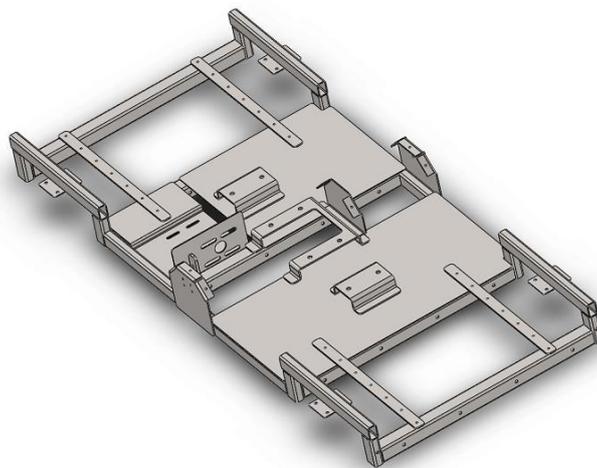


Ilustración 12: Estructura soldada carro central

1.9.4. Brazos centradores

Como se observa en la ilustración 13, el brazo del centrador está compuesto por dos subensamblajes, una parte hace referencia a los perfiles tubulares que forman los ángulos de salida, y otro subensamblaje que contiene los rodillos.

Los brazos del centrador están compuestos por perfiles tubulares de 50 x 50 mm soldados de acero S275JR, estos perfiles están soldados a su vez a un soporte que irá atornillado a la tuerca del husillo, este soporte está fabricado en acero F-111.

Por otro lado, la chapa plegada que contiene los rodillos también está fabricada en acero F-111, y en el interior se dispondrán 16 rodillos de nylon, la documentación se puede ver en el apartado *ANEXOS, Otros documentos, datos de los rodillos del brazo.*

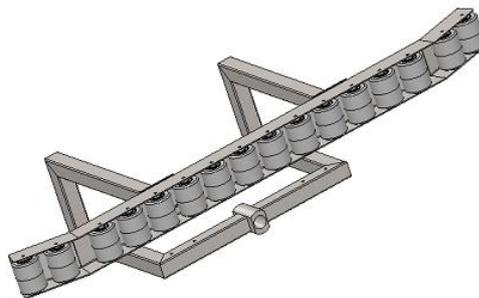


Ilustración 13: Brazo del centrador

1.9.5. Husillo tuerca

El husillo será un husillo de bolas escogido en el catálogo de la empresa *NIASA* que puede encontrarse en *ANEXOS, Otros documentos, datos del husillo de bolas y tuerca.*

Según los datos del fabricante, el husillo se compone de un acero 42CrMo4 (F-125) y la tuerca de un acero 16MnCr5 (F-1516).



Ilustración 14: Husillo de bolas y tuerca

1.9.6. Guías lineales

Para el mecanismo de avance del carro central tanto como el avance de los brazos se ha escogido el uso de guías lineales, ya que son muy útiles y soportan buenas cargas en cualquier dirección.

En concreto se ha escogido guías HIWIN, para el movimiento de avance del carro central se ha seleccionado la serie HG-45-CA, se puede observar su documentación en el apartado de *ANEXOS, Otros documentos, datos de la guía y patín hiwin*. En el apartado ANEXOS, cálculos justificativos se realizan los cálculos para la correcta selección de la guía lineal.

Para el movimiento de los brazos del centrador se ha seleccionado la serie EGW-35-SC, su documentación se puede observar en el apartado de *ANEXOS, Otros documentos, datos de la guía y patín hiwin*. Dado que las cargas que soportan estos patines no son excesivas en comparación con el de avance del carro central, se ha escogido con un criterio sin realización de cálculos justificativos.

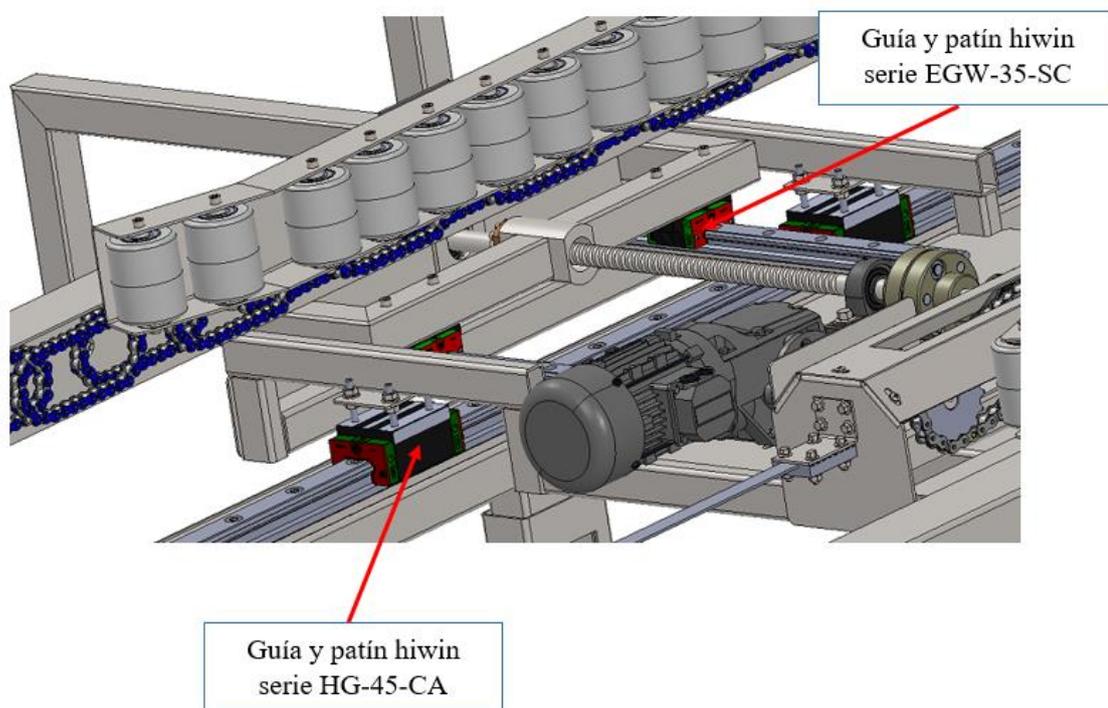


Ilustración 15: Guías lineales de avance del carro central y avance del brazo

1.9.7. Piñones, poleas, cadenas y correa

En la ilustración 16, se observan los piñones y poleas que son los encargados de la transmisión.

- a) Piñones paso 3/4", fabricados en acero C45 (F-114), en el apartado **ANEXOS, Otros documentos, datos piñones y cadenas**, se puede visualizar los datos del elemento.

Este es el encargado de realizar el movimiento de los husillos, como se observa en la ilustración, gracias a la cadena se obtiene el movimiento rotativo de los husillos, permitiendo así el desplazamiento lineal de los brazos.

La cadena seleccionada es la 12B-1 con paso igual que el piñón (3/4"), los datos de la cadena se pueden visualizar en el mismo apartado que los piñones.

- b) Polea dentada 40-T10-32, fabricados en aluminio, en el apartado **ANEXOS, Otros documentos, datos polea y correa dentada**, se puede visualizar los datos del elemento.

Dado que la polea es de paso 10 mm, la correa debe tener el mismo paso, por lo que la correa seleccionada es una T10 de 26 mm de ancho, los datos se pueden visualizar en el mismo apartado que la polea dentada.

- c) Piñón paso 5/8", fabricados en acero C45 (F-114), en el apartado **ANEXOS, Otros documentos, datos piñones y cadenas**, se puede visualizar los datos del elemento.

Este es el encargado de realizar el movimiento de los rodillos, como se observa en la ilustración, mediante cadenas se realiza la sincronización de los rodillos, estas cadenas se fabrican en acero que depende de cada fabricante.

La cadena seleccionada es la 10B-1 con paso igual que el piñón (5/8"), los datos de la cadena se pueden visualizar en el mismo apartado que los piñones.

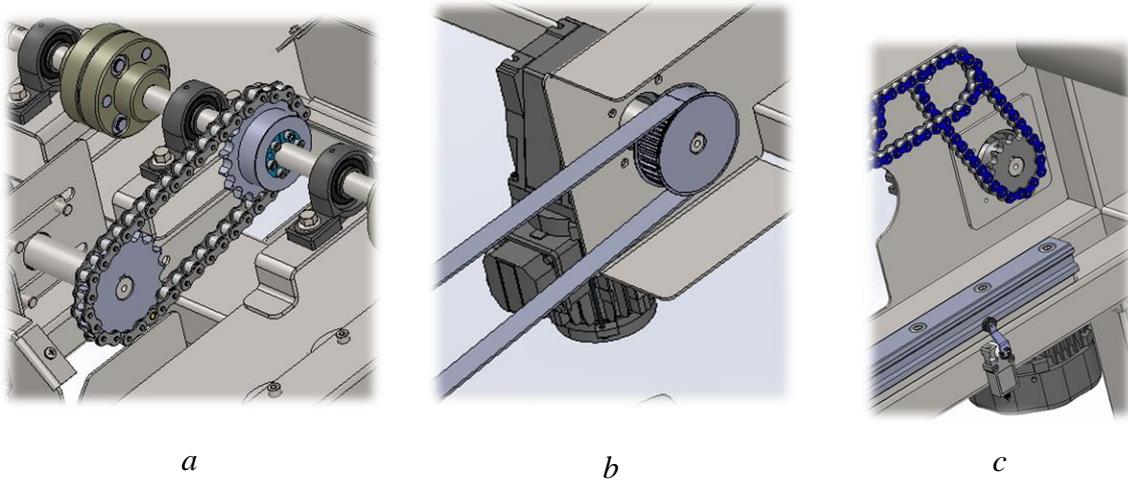


Ilustración 16: Elementos de transmisión: a) Piñones 3/4"; b) Polea y correa dentada; c) Piñón 5/8"

1.9.8. Unión cónica

En el apartado anterior se ha comentado que para la transmisión del husillo se necesita un piñón, dicho piñón está unido al eje de transmisión mediante una unión cónica RLK 130 de diámetro interior 25 mm y exterior 50 mm ($d_i = 25 \text{ mm}$, $d_e = 50 \text{ mm}$), cuya descripción técnica se encuentra en el apartado *ANEXOS, Otros documentos, unión cónica*.

Este componente se ha seleccionado teniendo en cuenta la dimensión del husillo y del eje de transmisión.

1.9.9. Soportes UCP y UCF

Al igual que la unión cónica, estos componentes se han seleccionado teniendo en cuenta los diámetros del husillo y del eje de transmisión.

Estos soportes se encargan de la sustentación del husillo y a su vez de la correcta alineación de ambos husillos para evitar problemas tales como vibraciones, esfuerzos a la hora del centrado, etc.

Los soportes UCP 205 son de diámetro 25 mm, los soporte UCF 204 son de diámetro 20 mm y el soporte UCF 205 es de diámetro 25 mm, la documentación de ambos componentes puede encontrarse en el apartado *ANEXOS, Otros documentos, datos soportes UCP y UCF para ejes*.

1.9.10. Acoplamiento flexible

El acoplamiento flexible se ha escogido un PLATO T-53 del catálogo de *CIDEPA-SINCRON*, para un diámetro de 20 mm del eje, dichos acoplamientos son muy necesarios para permitir una determinada desalineación y además facilitar el montaje y desmontaje del mecanismo.

Los datos técnicos del componente se pueden visualizar en el apartado ***ANEXOS, Otros documentos, datos de acoplamiento flexible.***

DOCUMENTO N° 2: ANEXOS

2.	ANEXOS	38
2.1.	Documentación de partida.....	38
2.1.1.	Rodillos	38
2.1.2.	Rodamientos de los rodillos.....	43
2.1.3.	Husillos	44
2.1.4.	Guías HIWIN	47
2.1.5.	Piñones y cadenas	51
2.1.6.	Correas dentadas	53
2.2.	Cálculos justificativos	55
2.2.1.	Diámetro mínimo del rodillo	55
2.2.2.	Rodamientos de los rodillos.....	57
2.2.3.	Distancia entre centros y número de rodillos.....	58
2.2.4.	Reacciones en los apoyos laterales	60
2.2.5.	Rodadura pura y deslizamiento (contacto entre palé y rodillos).....	66
2.2.6.	Husillo de bolas	69
2.2.7.	Guías HIWIN	72
2.3.	Otros documentos.....	78
2.3.1.	Datos del motor de avance de los rodillos	78
2.3.2.	Datos del motor de cierre de los brazos del centrador	79
2.3.3.	Datos del motor de avance y retroceso del carro central	80
2.3.4.	Datos del final de carrera del brazo del centrador	81
2.3.5.	Datos de la fotocélula para la detección de la entrada del palé	82
2.3.6.	Datos de los rodillos	83
2.3.7.	Datos piñones y cadenas	84
2.3.8.	Datos husillo de bolas y tuerca	87
2.3.9.	Datos polea y correa dentada	89
2.3.10.	Datos soporte UCP y UCF para ejes.....	91
2.3.11.	Datos acoplamiento flexible	94
2.3.12.	Datos perfiles tubulares para la estructura	95
2.3.13.	Datos de la guía y patín HIWIN	96
2.3.14.	Datos de los rodillos del brazo.....	98
2.3.15.	Datos de la unión cónica	99

2. ANEXOS

2.1. Documentación de partida

2.1.1. Rodillos

En los rodillos se produce flexión y torsión constantes, ya que estas sollicitaciones no varían. Por la propia definición de árbol, el eje gira. Se trata, por ejemplo, del caso del elevador, mediante el arrollamiento de un cable sobre un tambor, montado rígidamente a un eje, el cual gira accionado por un motor, y que está sustentado por dos cojinetes.

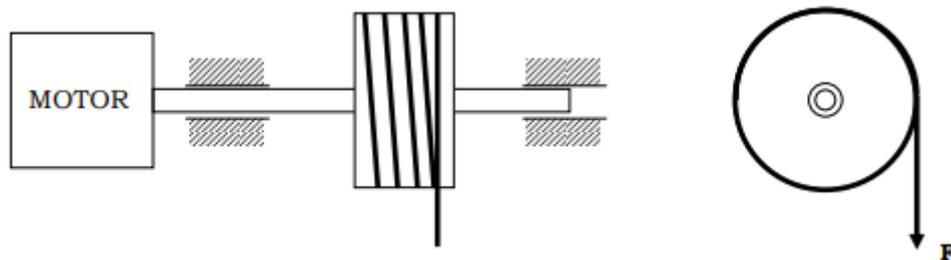


Ilustración 17: Esquema simplificado flexión y torsión constantes

Dado que los puntos del árbol se mueven al girar éste, las tensiones sobre ellos variarán sinusoidalmente con el tiempo. De esta forma:

$$\sigma_{\text{máxima}} = -\sigma_{\text{mínima}} = \frac{M_F}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \Rightarrow \begin{cases} \sigma_{\text{media}} = 0 \\ \sigma_{\text{alternante}} = \frac{M_F}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \end{cases} \quad (1)$$

Pero no ocurre lo mismo con las tensiones tangenciales originadas por el momento torsor:

$$\tau_{\text{máxima}} = \tau_{\text{mínima}} = \frac{M_T}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \Rightarrow \begin{cases} \tau_{\text{media}} = \frac{M_T}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \\ \tau_{\text{alternante}} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

El siguiente paso es la obtención de los estados estáticos equivalentes para las tensiones normales y tangenciales. Así, si se aplica el criterio de Soderberg, teniendo en cuenta los resultados, se llega a:

$$\sigma_{equivalente} = \sigma_{media} + \frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_{alternante} = \frac{S_y}{S_e} \cdot \frac{M_F}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad (3)$$

Mientras que, según los resultados (2), la tensión tangencial equivalente vendrá dada por:

$$\tau_{equivalente} = \tau_{media} + \frac{S_{sy}}{S_{se}} \cdot \tau_{alternante} = \frac{M_T}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \quad (4)$$

Ahora, al tener un estado tensional estático equivalente, puede aplicarse el criterio de las tensiones tangenciales máximas (el más desfavorable), para calcular el diámetro mínimo necesario:

$$\sqrt{\sigma_{equivalente}^2 + 4 \cdot \tau_{equivalente}^2} \leq \frac{S_y}{n_s} \quad (5)$$

Sustituyendo en las expresiones, se tiene que:

$$d \geq \left[\frac{32 \cdot n_s}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_F}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{M_T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (6)$$

Esta expresión se conoce como expresión de Soderberg para el cálculo de árboles de transmisión.

- **Modelo de cálculo y tablas para la estimación del límite de fatiga real (S_e)**

Límite de fatiga real

$$S_e = K_{carga} \cdot K_{tamaño} \cdot K_{superficie} \cdot K_{temperatura} \cdot K_{confiabilidad} \cdot K_{concentración} \cdot K_{diversos} \cdot S_{et}$$

S_{et} , Límite de fatiga teórico o ideal de la probeta.

S_e , Límite de fatiga real de la pieza.

Límite de fatiga teórico

Aceros: $S_{et} = \min(0,5 \cdot S_{ut}; 700MPa)$

Hierros: $S_{et} = \min(0,4 \cdot S_{ut}; 160MPa)$

Coefficiente de efecto de la carga K_{carga}

La resistencia a fatiga se obtiene en pruebas a flexión rotativa, por lo que, para otros casos, cabe considerar un factor corrector:

Tipo de carga	K_{carga}
Flexión	1
Carga axial	0.7
Torsión	1

Tabla 16: Coeficiente de efecto de carga según el tipo de carga

Coefficiente de efectos dimensionales $K_{tamaño}$

Los especímenes de los ensayos de fatiga son pequeños, por lo que hay que tener en cuenta un factor de tamaño. Para vigas rotativas de sección circular, se pueden emplear las siguientes expresiones:

Diámetro	$K_{tamaño}$
$d \leq 8mm$	1
$8mm \leq d \leq 250mm$	$1.189 \cdot d^{-0.097}$
$d \geq 250mm$	0.6

Tabla 17: Coeficiente de efecto dimensional según el diámetro

Coeficiente de efectos superficiales $K_{superficie}$

El espécimen de viga rotativa del ensayo de fatiga está pulido a espejo. Para tener en cuenta el efecto de otros acabados superficiales, se puede utilizar el siguiente gráfico:

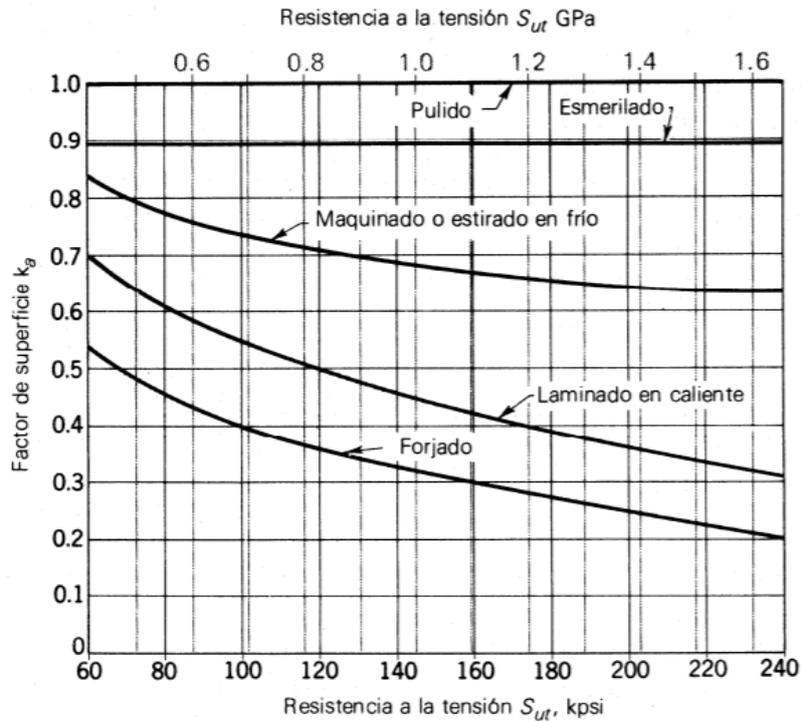


Ilustración 18: Coeficiente de efectos superficiales

Coeficiente de temperatura $K_{temperatura}$

Se determina, en función de la temperatura de trabajo, de acuerdo con la siguiente tabla:

Temperatura (°C)	K_{temp}
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000
300	0.975
350	0.927
400	0.922
450	0.840
500	0.766
550	0.670
600	0.546

Tabla 18: Coeficiente de temperatura

Coefficiente de confianza o seguridad funcional $K_{\text{confiabilidad}}$

Los datos de resistencia obtenidos del ensayo de fatiga son valores medios. Para distintas confiabilidades, habrá que tener en cuenta estos valores correctores:

Confiabilidad (%)	K_{conf}
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702

Tabla 19: Coeficiente de confianza

Coefficiente de concentración de tensiones $K_{\text{concentración}}$

Las muescas crean concentraciones de esfuerzo, reduciendo los límites de fatiga. Para determinar el factor corrector debido a la concentración de tensiones se puede utilizar la expresión:

$$K_{\text{concentración}} = \frac{1}{1 + q \cdot (K_t - 1)}$$

donde K_t es el factor de concentración de esfuerzo teórico (estático), y q es la sensibilidad del material a la entalla.

Coefficiente de efectos diversos K_{diversos}

A criterio del diseñador. Es útil para incluir efectos particulares en cada caso.

2.1.2. Rodamientos de los rodillos

Según el tipo de esfuerzo que pueden soportar, hay que distinguir entre rodamientos radiales, pensados para resistir cargas normales al eje de giro y rodamientos axiales (o de empuje), pensados para resistir cargas paralelas al eje de giro.

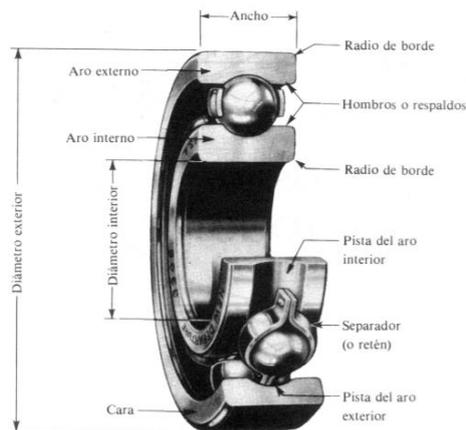


Ilustración 19: Rodamiento de bolas

La duración nominal de un tipo de rodamiento es aquella a la que llegan o sobrepasan el 90% de los rodamientos idénticos que han sido ensayados. Experimentalmente, se ha comprobado que dos rodamientos idénticos, ensayados bajo cargas radiales distintas, F_1 y F_2 , presentan duraciones nominales, L_1 y L_2 (en revoluciones) que cumplen la relación:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^a \quad (1)$$

El parámetro a , en la ecuación (1), es igual a 3 para rodamientos de bolas, y a 10/3 para rodamientos de rodillos. Se define el parámetro capacidad básica de carga dinámica (C) como la carga radial constante que puede soportar un grupo de rodamientos idénticos, hasta una duración nominal igual a un millón de revoluciones del anillo interior (se supone la carga estacionaria y que el anillo exterior es fijo).

Definido este parámetro, y de acuerdo con la expresión (1), se puede calcular la duración L para una carga radial cualquiera F :

$$\frac{L}{10^6} = \left(\frac{C}{F} \right)^a \rightarrow L = 10^6 \cdot \left(\frac{C}{F} \right)^a \quad (2)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^a \quad (3)$$

$$F_e = \sqrt{(R_{Ax})^2 + (R_{Ay})^2} \quad (4)$$

- L_{10h} , horas de funcionamiento
- R_{Ax} , reacción en sentido axial.
- R_{Ay} , reacción en sentido radial.

Una vez obtenida la carga radial equivalente (**Fe**), se utilizaría dicho valor, corregido en función de la duración deseada, empleando la expresión (3), para obtener la capacidad de carga dinámica requerida. El último paso de la selección sería seleccionar del catálogo un rodamiento, con el diámetro del eje adecuado, que tenga una capacidad de carga superior a la requerida.

2.1.3. Husillos

- Carga crítica

$$F \leq 0.8 \cdot f_c \cdot \frac{101.7 \cdot d^4}{L_c^2}$$

$$d \approx (2 \cdot d_o - D_w) / 2$$

- F , fuerza aplicada (KN)
- f_c , factor de corrección, dependiendo del tipo de soporte en ambos lados del husillo:

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

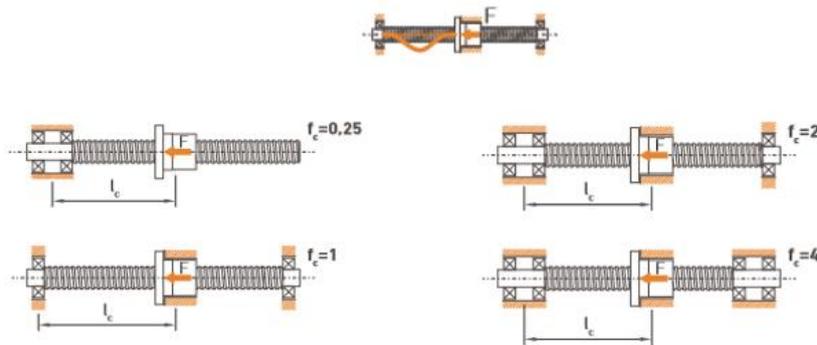


Ilustración 20: Factor de corrección dependiendo del tipo de soporte

- d_o , diámetro nominal del husillo (mm)
- D_w , diámetro de la bola (mm)
- L_c , longitud de pandeo (mm)

• Velocidad crítica

$$n \leq 0.8 \cdot f_{cr} \cdot \frac{1.2 \cdot 10^8 \cdot d}{L_{cr}^2}$$

$$d \approx (2 \cdot d_o - D_w) / 2$$

- n , velocidad de aplicación (rpm)
- f_{cr} , factor de corrección, dependiendo del tipo de soporte en ambos lados del husillo:

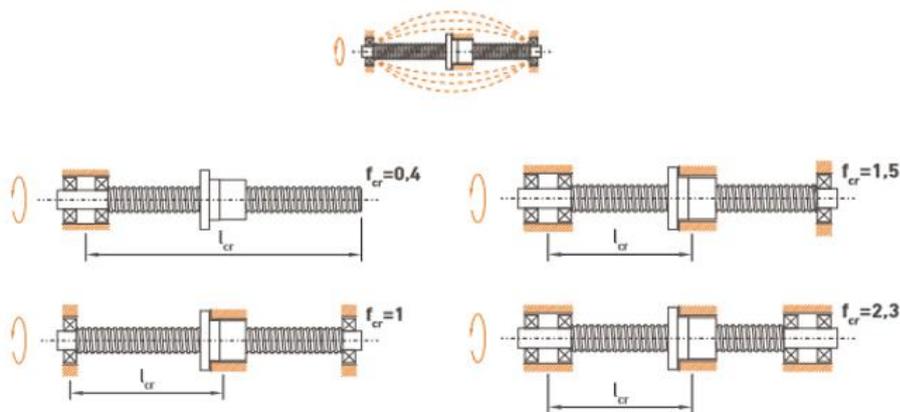


Ilustración 21: Factor de corrección dependiendo del tipo de soporte

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

- d_o , diámetro nominal del husillo (mm)
- D_w , diámetro de la bola (mm)
- L_{cr} , longitud de resonancia (mm)

➤ Velocidad límite

$$n \cdot d_o \leq 140000 \quad \rightarrow \text{Para tolerancias clase P1, P3, P4, P5, T5}$$

$$n \cdot d_o \leq 100000 \quad \rightarrow \text{Para tolerancias clase T7}$$

- n , velocidad de aplicación (rpm)
- d_o , diámetro nominal del husillo (mm)

• Tiempo de servicio

$$L_{10} \leq \left(\frac{C_{am}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6$$

- L_{10} , tiempo de servicio (revoluciones)
- C_{am} , carga dinámica nominal modificada (KN)
- F_m , carga aplicada equivalente (KN)

• Eficiencia

$$\eta = 0.95 \cdot f_l \cdot \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi - \rho'')}$$

$$\varphi = \text{atan}[P_h / (d_o \cdot \pi)]$$

- P_h , paso nominal del husillo
- d_o , diámetro nominal del husillo (mm)
- ρ'' , ángulo de fricción

0.23° para tolerancias clase P1, P3, P4, P5

0.34 para tolerancias clase T5 y T7

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

- f_l , factor de reducción si la carga aplicada (F) es menor que el 50 % de la carga dinámica nominal modificada (C_{am})

F/C_{am}	f_l
0.4	0.99
0.3	0.98
0.2	0.97
0.1	0.96

Tabla 20: Factor de reducción

- Par de impulsión y de retención

$$T_a = \frac{F \cdot P_h}{2 \cdot \pi \cdot \eta}$$

- Potencia de impulsión

$$P_a = \frac{T_a \cdot n}{9550}$$

- P_a , potencia de impulsión (KW)
- T_a , par de impulsión (Nm)
- n , velocidad de aplicación (rpm)

2.1.4. Guías HIWIN

Las guías HIWIN son guías de recirculación, utilizan pequeñas bolas entre las dos piezas guiadas que ruedan guiados sobre unas pistas cerradas existentes en una de las piezas (el carro), realizando un movimiento de recirculación en dichas pistas, de modo que es posible conseguir recorridos teóricamente ilimitados.

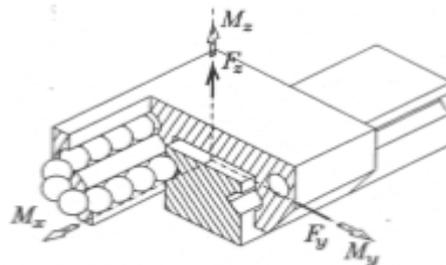
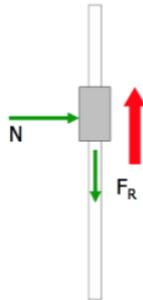


Ilustración 22: Sistema de guiado de recirculación

La fuerza de rozamiento en una guía dependerá de la fuerza normal aplicada y el coeficiente de rozamiento



$$F_R = \mu \cdot N$$

(1)

Ilustración 23: Rozamiento en un guiado lineal

En los sistemas con contacto rodante se puede definir un coeficiente de rozamiento aparente para poder utilizar la misma ecuación. Los valores de los coeficientes de rozamiento de guías deslizantes y los de rozamiento aparentes de guías con rodadura son del orden:

- Guías de recirculación: 0,0010-0,0050

El coeficiente de fricción puede variar con la velocidad de funcionamiento del guiado, siendo en general superior para velocidades bajas. La gráfica de la ilustración 24 muestra un ejemplo de esta relación para un sistema de guiado de recirculación de bolas y para una guía de jaula de rodillos cruzados.

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

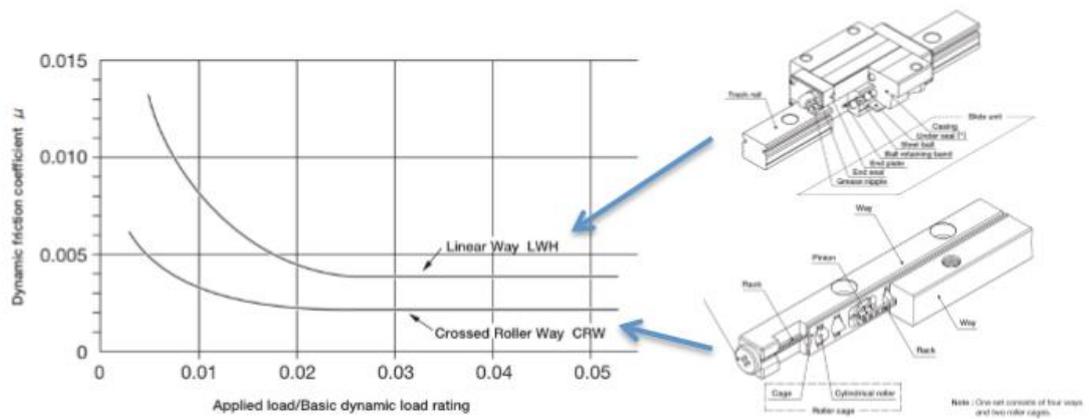
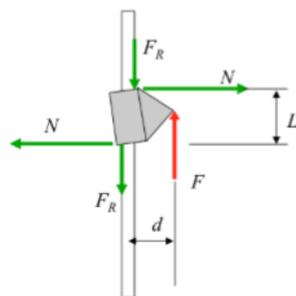


Ilustración 24: Efecto de la velocidad en el coeficiente de rozamiento de la guía

En muchos casos existen excentricidades en la fuerza de transmisión actuante sobre el carro móvil del sistema de guiado (ilustración 25). Estas fuerzas excéntricas introducen un momento sobre la guía e incrementan las reacciones de guiado. Por ejemplo, ante un momento externo $M=F \cdot d$, con un modelo de contacto sólo en los extremos del carro (ilustración 25), aparecerá una fuerza normal en cada extremo de valor:



$$N = \frac{M}{L} = \frac{F \cdot d}{L} \tag{2}$$

Ilustración 25: Fuerzas normales y de rozamiento que aparecen en un sistema de guiado ante una fuerza de transmisión descentrada que introduce un momento en el carro.

En general es recomendable que la longitud (L) del carro móvil de la guía sea suficientemente grande para evitar que las fuerzas normales de contacto sean muy elevadas. Si la longitud del carro no es suficientemente grande puede llegar a producirse el bloqueo de la guía como consecuencia del rozamiento. Este bloqueo se producirá cuando la fuerza F no sea capaz de superar las fuerzas de rozamiento:

$$F \leq 2 \cdot F_R = 2 \cdot \mu \cdot N = 2 \cdot \mu \cdot \frac{F \cdot d}{L} \quad (3)$$

Es decir, se producirá bloqueo siempre que la longitud de la guía sea inferior a:

$$L \leq 2 \cdot \mu \cdot d \quad (4)$$

Si en la expresión anterior se considera un coeficiente de rozamiento de 0.25 se obtiene que el máximo valor del brazo de momento d para evitar el bloqueo o autorretención del guiado sería el doble de la longitud del carro. Esta relación ($d < 2L$) se ha tomado muchas veces como una guía exhaustiva, sin embargo, es sólo una regla nemotécnica para un valor de coeficiente de rozamiento típico de una guía deslizante. Para guías de jaula o recirculación, por ejemplo, el brazo de momento puede ser mayor, dado el menor rozamiento existente. Cuando los momentos introducidos por la carga son elevados y la longitud necesaria para el carro es muy grande, puede optarse por partir el carro en dos, lo que incrementa la distancia L sin necesidad de usar un carro tan largo (ilustración 26). Asimismo, pueden reducirse adicionalmente las reacciones de guiado N si se usa una doble guía, como se indica en la ilustración 26.

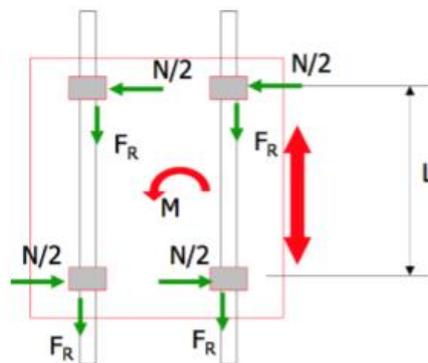


Ilustración 26: Reducción de las fuerzas normales en el guiado mediante el uso de carros partidos y doble guía.

- Capacidad de carga

La capacidad de carga de un sistema de guiado se describe normalmente con la capacidad dinámica de carga, la capacidad estática de carga y los momentos estáticos (ilustración 27). Habitualmente se emplean un subíndice “0” para indicar que un valor de carga o momento admisible corresponde a condiciones estáticas, es decir sin movimiento.

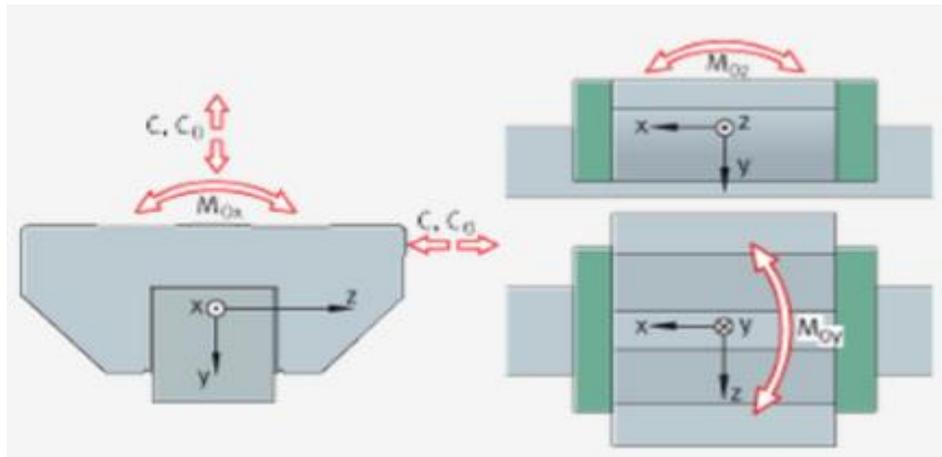


Ilustración 27: Capacidad de carga en diferentes direcciones para un guiado lineal

2.1.5. Piñones y cadenas

Las variables geométricas de una rueda catalina se muestran en la ilustración 28. Las principales variables de la rueda son el número de dientes (z), el ángulo de paso (γ) y el diámetro de paso (D). Por simple análisis trigonométrico del triángulo mostrado se deduce que:

$$\text{sen}\left(\frac{\gamma}{2}\right) = \frac{p/2}{D/2} = \frac{p}{D} \rightarrow D = \frac{p}{\text{sen}(\gamma/2)} \tag{1}$$

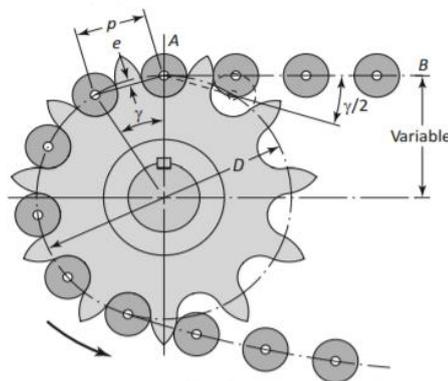


Ilustración 28: Variables de una rueda catalina

Como, además, se puede observar que el ángulo de paso (γ) es igual a 360° dividido por el número de dientes de la rueda (z) se llega a la ecuación principal que relaciona las variables de la rueda y la cadena.

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/Z)} \tag{2}$$

La expresión de la relación de velocidades de dos ruedas catalinas que operan en la misma transmisión es igual a la de las transmisiones por correa dentada. Esta expresión indica que la relación de velocidades entre estas dos ruedas es igual a la relación inversa del número de dientes de dichas ruedas (ecuación 3).

$$\left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| = \frac{z_1}{z_2} \tag{3}$$

Si la transmisión es ideal, la potencia de entrada es igual a la de salida, entonces la relación de pares en las ruedas es:

$$H_{ent} = M_1 \cdot \omega_1 = H_{sal} = M_2 \cdot \omega_2 \rightarrow \left| \frac{M_2}{M_1} \right| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_2}{z_1} \tag{4}$$

Para evitar la variación de la velocidad debido al efecto cuerda (la línea de paso de la cadena sobre la rueda no forma una circunferencia sino un polígono), se recomienda utilizar ruedas con un número de dientes no demasiado pequeño (se recomienda que la rueda más pequeña que transmite potencia tenga 17 o más dientes).

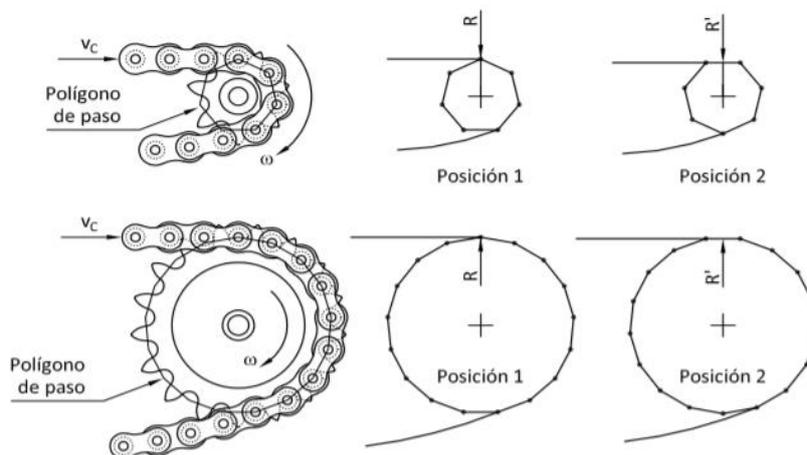


Ilustración 29: Efecto cuerda en una cadena

La velocidad lineal media de la cadena (v_c) de la cadena se calcula sabiendo que en cada vuelta de la rueda salen z eslabones (donde z es el número de dientes de la rueda) y que cada eslabón mide una distancia igual al paso (p):

$$v_c = \frac{\omega}{2\pi} \cdot z \cdot p \quad (5)$$

El cálculo de fuerzas en una transmisión de cadena es similar al de una transmisión por correa, pero más simple porque no hay pretensión y el ramal destensado no soporta ninguna tensión. Básicamente la tensión del ramal tenso (F_1) es la que compensa el momento aplicado en la rueda (M_m), tal como se muestra en la ilustración 30:

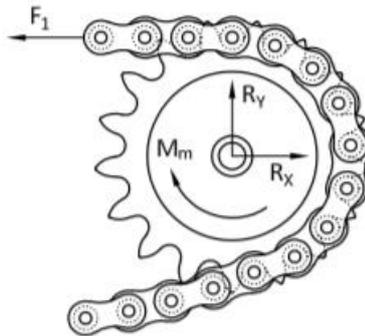


Ilustración 30: Fuerzas y momentos en una rueda de cadena

$$\sum M_{\text{centro rueda}} = 0 \rightarrow F_1 \cdot \frac{D}{2} - M_m = 0 \rightarrow F_1 = \frac{2 \cdot M_m}{D} \quad (6)$$

2.1.6. Correas dentadas

Los parámetros geométricos de una transmisión por correa dentada son los que se muestran en la ilustración 31. Geométricamente esta transmisión equivale a una transmisión de correa plana en la que la polea tiene un diámetro igual al del círculo de paso de la polea.

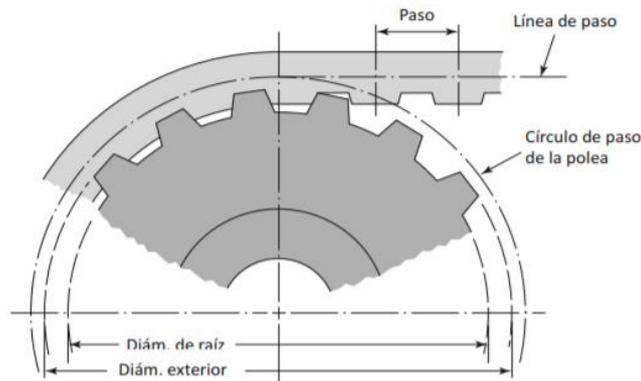
Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Ilustración 31: Parámetros geométricos de una transmisión por correa dentada

Para que una transmisión por correa dentada pueda funcionar, todas las poleas han de tener el mismo paso que la correa y el mismo dentado en concordancia con el dentado de la correa. En las transmisiones por correa dentada, la relación de velocidades angulares de dos poleas es igual a la relación inversa del número de dientes (z) de dichas poleas:

$$\left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| = \frac{z_1}{z_2} \quad (1)$$

Si la transmisión es ideal, la potencia de entrada es igual a la de salida, entonces la relación de pares en las ruedas es:

$$H_{ent} = M_1 \cdot \omega_1 = H_{sal} = M_2 \cdot \omega_2 \rightarrow \left| \frac{M_2}{M_1} \right| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_2}{z_1} \quad (2)$$

2.2. Cálculos justificativos

2.2.1. Diámetro mínimo del rodillo

$$\sigma_{\text{máxima}} = -\sigma_{\text{mínima}} = \frac{M_F}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \Rightarrow \begin{cases} \sigma_{\text{media}} = 0 \\ \sigma_{\text{alternante}} = \frac{M_F}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \end{cases}$$

Para el cálculo del momento flector el rodillo se puede asemejar a una barra apoyada en ambos extremos. La ilustración 32 muestra los esfuerzos que actúan sobre esta barra:

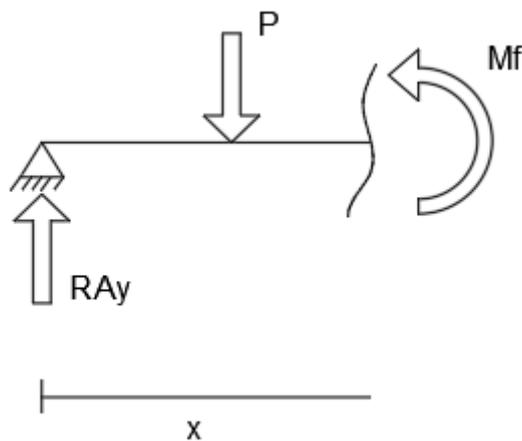


Ilustración 32: Esfuerzos sobre barra biapoyada

La longitud total del rodillo es 0,17 metros, el punto más desfavorable se dará justo en el centro del rodillo ($x = 0,085$ m), observando el diagrama anterior, es posible calcular el momento flector M_f .

$$M_f + P \cdot \left(x - \frac{L}{2}\right) - R_{Ay} \cdot x = 0$$

$$M_f + 2500 \cdot \left(x - \frac{0,17}{2}\right) - 1250 \cdot x = 0$$

$$M_f = 1250 \cdot x - 2500 \cdot (x - 0,085)$$

$$M_f (x = 0,085) = 106,25 \text{ Nm}$$

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Para el cálculo del momento flector se muestra el diagrama simplificado donde solo actúa la fuerza de rozamiento, por lo tanto, el momento se calcula de la siguiente manera:

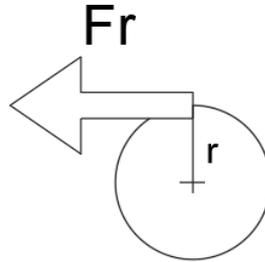


Ilustración 33: Fuerza de rozamiento en el rodillo

$$M_{\tau} = F \cdot r = 1500 \cdot 0,04 = 60 \text{ Nm}$$

Cálculo del límite real de fatiga

$$S_e = \prod_{i=1}^7 K_i \cdot S_{et}$$

$$S_{et} = \min(0,5 \cdot S_u ; 700 \text{ Mpa}) = 200 \text{ Mpa}$$

$$\hookrightarrow S_u = 400 \text{ Mpa}$$

- $K_{carga} = 1$
- $K_{tamaño} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 0,08^{-0,097} = 1,52$
- $K_{sup} = 0,6$
 - Laminado en caliente
 - $S_u = 400 \text{ MPa}$
- $K_{temp} = 1$
- $K_{conf} = 0,868$ (95%)
- $K_{conc} = 1$ (No hay cambio de sección)

$$S_e = 158,32 \text{ MPa}$$

$$d \geq \left[\frac{32 \cdot n_s}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_F}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{M_T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d \geq \left[\frac{32 \cdot 1,5}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{106,25 \cdot 10^3}{158,32}\right)^2 + \left(\frac{60 \cdot 10^3}{200}\right)^2} \right]^{1/3} = 22,40 \text{ mm}$$

$$d \geq 22,40 \text{ mm}$$

2.2.2. Rodamientos de los rodillos

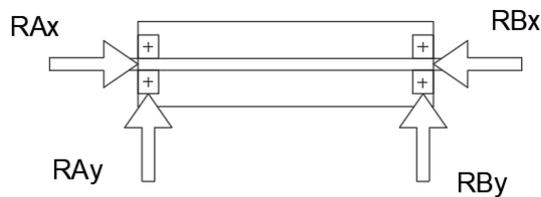


Ilustración 34: Reacciones en los rodamientos del rodillo

$$\frac{L}{10^6} = \left(\frac{C}{F}\right)^a$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^a$$

$$F_e = \sqrt{(R_{Ax})^2 + (R_{Ay})^2}$$

- $L_{10h} = 8000 \text{ h}$, horas de funcionamiento (aproximadamente 24 horas al día durante un año)
- R_{Ax} , reacción en sentido axial (debido a la fuerza de rozamiento, ver punto 2.2.5.).

- R_{Ay} , reacción en sentido radial.
- n , velocidad angular del rodillo (expresión 5 piñones y cadenas).

$$n = \frac{v_c \cdot 2\pi}{z \cdot p} = \frac{0,3 \cdot 2\pi}{15 \cdot 15,875 \cdot 10^{-3}} = 7,92 \text{ rad/s} \approx 75 \text{ rpm}$$

$$Fe = \sqrt{625^2 + 1250^2} = 1397,54 \text{ N}$$

$$8000 = \frac{10^6}{60 \cdot 75} \cdot \left(\frac{C}{1397,54} \right)^3$$

$$C = 4614,56 \text{ N}$$

El rodamiento que suministra el fabricante de rodillos es un **SKF W6205-2RZ**, con una capacidad de carga dinámica C de 11700 N ($C = 11,7 \text{ kN}$), bastante superior a la obtenida anteriormente, por lo tanto, el rodamiento es apto para el uso.

2.2.3. Distancia entre centros y número de rodillos

Distancia entre centros

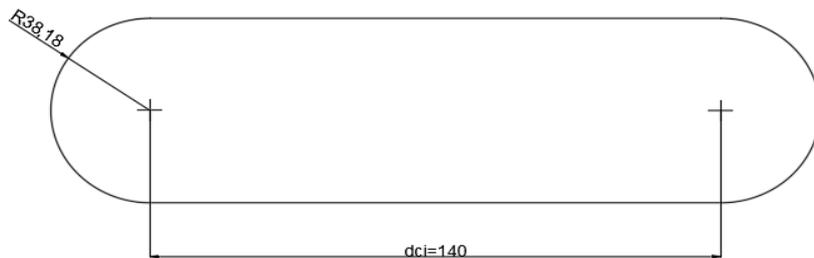


Ilustración 35: Distancia inicial entre los centros de los rodillos

El piñón seleccionado es de paso $\frac{5}{8}$ ($p_c = 15,875 \text{ mm}$) y 15 dientes ($z = 15$).

- Diámetro del piñón $\rightarrow \phi_p = 76,36 \text{ mm}$
- Perímetro del piñón $\rightarrow \text{perímetro}_{\text{piñón}} = 2\pi \cdot r_p$

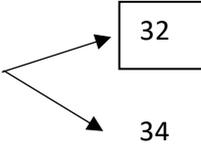
$$\text{perímetro} = 2\pi \cdot \frac{76,36}{2} = 239,89 \text{ mm}$$

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

- Longitud de la cadena $\rightarrow L_{cadena} = \text{perímetro}_{\text{piñón}} + d_c \cdot 2$

$$L_{cadena} = 239,89 + 140 \cdot 2 = 519,89 \text{ mm}$$

- Número de eslabones de la cadena $\rightarrow n^\circ \text{ eslabones} = \frac{L_{cadena}}{p_c}$

$$n^\circ \text{ eslabones} = \frac{L_{cadena}}{p_c} = \frac{519,89}{15,875} = 32,75$$


- Longitud de la cadena nueva $\rightarrow L_{cadena_{nueva}} = n^\circ \text{ eslabones} \cdot p_c$

$$L_{cadena_{nueva}} = 32 \cdot 15,875 = 508 \text{ mm}$$

- Distancia entre centros $\rightarrow L_{cadena_{nueva}} = \text{perímetro}_{\text{piñón}} + d_c \cdot 2$

$$508 = 239,89 + d_c \cdot 2 \rightarrow d_c = \frac{508 - 239,89}{2} \approx 134 \text{ mm}$$

$$d_c = 134 \text{ mm}$$

Número de rodillos

- Número de rodillos $\rightarrow n^\circ \text{ rodillos} = \frac{L_{rodilera}}{d_c}$

$$n^\circ \text{ rodillos} = \frac{3500}{134} = 26 \text{ rodillos}$$

2.2.4. Reacciones en los apoyos laterales

Para el cálculo de las reacciones en los apoyos laterales es necesario conocer cuántos rodillos están en contacto con el palé, para así distribuir la carga sobre los apoyos de estos rodillos.

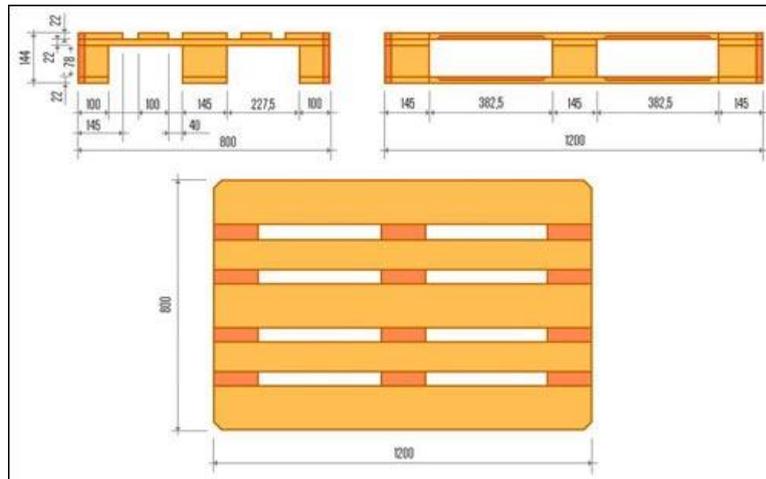


Ilustración 36: Medidas del Europalé

Para este cálculo se ha utilizado las medidas del Europalé que se muestran en la ilustración 36, con una longitud de 1200 mm.

- Rodillos en contacto con el palé $\rightarrow n^{\circ} \text{ rodillos} = \frac{L_{\text{palé}}}{d_c}$

$$n^{\circ} \text{ rodillos} = \frac{1200}{134} = 8,96$$

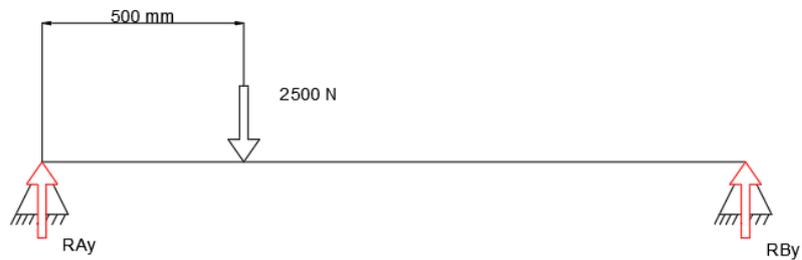
$$n^{\circ} \text{ rodillos} = 8$$

Conociendo el número de rodillos en contacto con el palé y la carga del palé ($C_{\text{palé}}$), es posible obtener cuanta carga (C_r) se lleva cada rodillo:

- $C_{\text{palé}} = 2000 \text{ kg} = 20000 \text{ N}$ (Carga máxima del palé supuesta inicialmente)

$$C_r = \frac{C_{\text{palé}}}{n^{\circ} \text{ rodillos}} = \frac{20000}{8} = 2500 \text{ N}$$

$$C_r = 2500 \text{ N}$$

*Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada***Caso 1***Ilustración 37: Primer caso, carga total en un taco lateral del palé*

$$\sum M_A = 0$$

$$-F \cdot d + R_{By} \cdot L_{eje} = 0$$

$$-2500 \cdot 0,5 + R_{By} \cdot 1,7 = 0$$

$$R_{By} = 735,3 \text{ N}$$

$$\sum F_{vert} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 2500 = 0$$

$$R_{Ay} = 2500 - 735,3 = 1764,71 \text{ N}$$

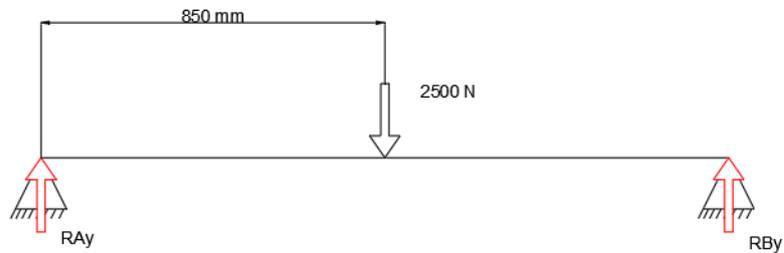
Caso 2

Ilustración 38: Segundo caso, carga total en el taco central del palé

$$\sum M_A = 0$$

$$-F \cdot d + R_{By} \cdot L_{eje} = 0$$

$$-2500 \cdot 0,850 + R_{By} \cdot 1,7 = 0$$

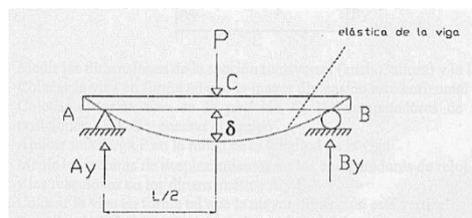
$$R_{By} = 1250 \text{ N}$$

$$\sum F_{vert} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 2500 = 0$$

$$R_{Ay} = 2500 - 1250 = 1250 \text{ N}$$

Este caso es el más desfavorable dado que se encuentra el punto donde el desplazamiento debido a la flexión es máximo.



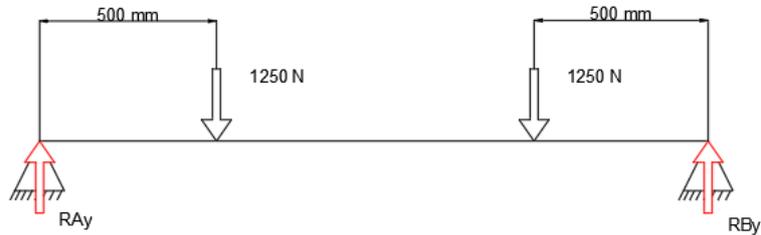
*Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada***Caso 3**

Ilustración 39. Tercer caso, carga distribuida en ambos tacos laterales

$$\sum M_A = 0$$

$$-F \cdot d_1 - F \cdot d_2 + R_{By} \cdot L_{eje} = 0$$

$$-1250 \cdot 0,5 - 1250 \cdot 1,2 + R_{By} \cdot 1,7 = 0$$

$$R_{By} = 1250\text{ N}$$

$$\sum F_{vert} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 2500 = 0$$

$$R_{Ay} = 2500 - 1250 = 1250\text{ N}$$

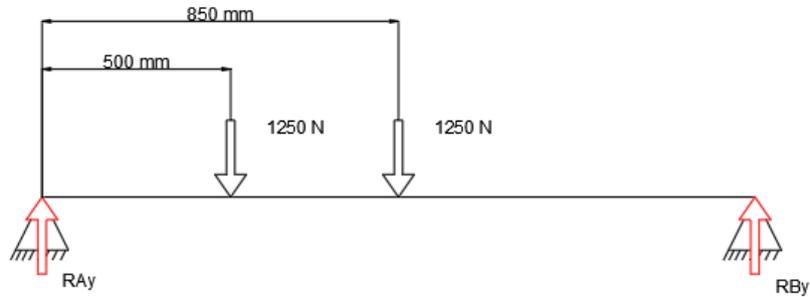
*Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada***Caso 4**

Ilustración 40: Cuarto caso, cara distribuida en el taco lateral y el central

$$\sum M_A = 0$$

$$-F \cdot d_1 - F \cdot d_2 + R_{By} \cdot L_{eje} = 0$$

$$-1250 \cdot 0,5 - 1250 \cdot 0,850 + R_{By} \cdot 1,7 = 0$$

$$R_{By} = 992,65 \text{ N}$$

$$\sum F_{vert} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 2500 = 0$$

$$R_{Ay} = 2500 - 992,50 = 1507,35 \text{ N}$$

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Una vez calculadas las reacciones en los apoyos, con ayuda del MEF (método de elementos finitos) se puede observar como sufre la placa que soporta estos rodillos:

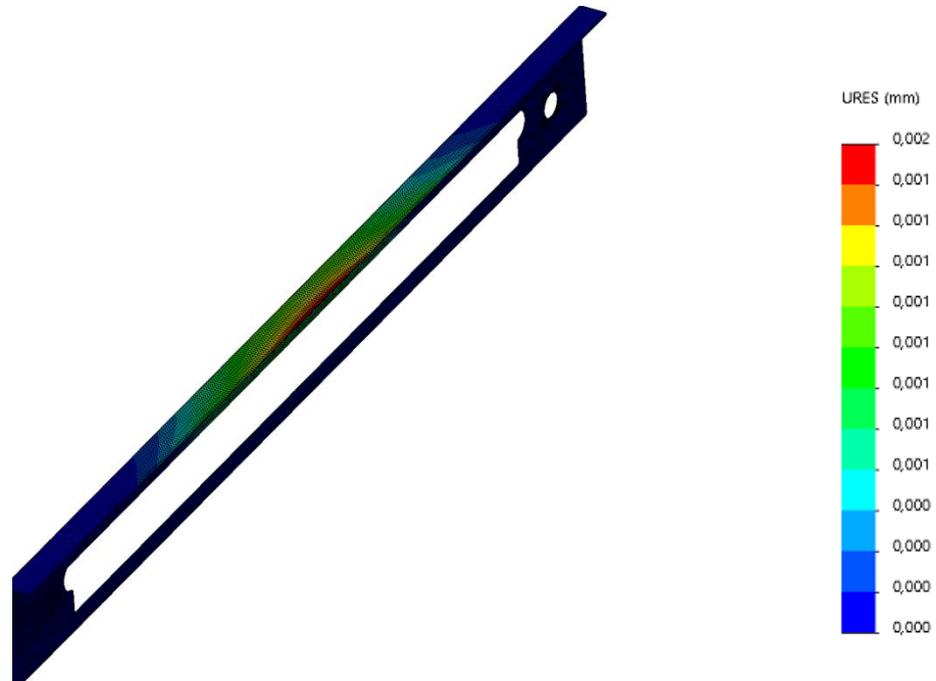


Ilustración 41: Estudio elementos finitos placa soporte rodillos

En la ilustración 41, se ha realizado un análisis suponiendo que el palé se encuentra en el medio del centrador, justo donde se encuentra el punto más desfavorable debido al hueco existente en la chapa lateral. Con este análisis se pretende visualizar cómo está sufriendo esa chapa y así poder evaluar la fiabilidad de estas, ya que son las encargadas de soportar la carga.

Analizando la ilustración se observa un desplazamiento en el centro de la rodillera de 0,002 mm, prácticamente despreciable, por lo tanto los parámetros escogidos para la fabricación de esa chapa son viables, garantizando de esta manera una estructura sólida y segura.

2.2.5. Rodadura pura y deslizamiento (contacto entre palé y rodillos)

En primer lugar, es necesario conocer la velocidad angular del rodillo, para ello con el piñón se calculará dicha velocidad:

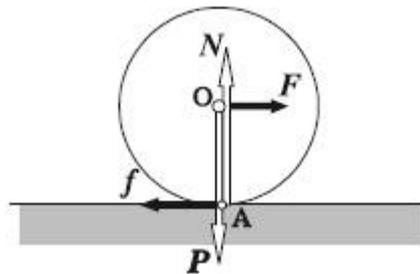
$$v_l = w_r \cdot \frac{d_p}{2}$$

- v_l , velocidad lineal supuesta (0,3 m/s)
- w_r , velocidad angular del rodillo
- d_p , diámetro primitivo del piñón $\frac{5''}{8}$

$$0,3 = w \cdot \frac{76,36 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$w = 7,86 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 75 \text{ rpm}$$

Rodadura pura



$$P = 250 \frac{\text{kg}}{\text{rodillo}} = 2500 \text{ N}$$

Ilustración 42: Rodadura de un cuerpo indeformable

$$M = f \cdot R$$

- M , momento de la fuerza de rozamiento
- f , fuerza de rozamiento
- R , radio del rodillo

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

$$f = \mu \cdot N$$

- μ , coeficiente de rozamiento
- N , reacción normal debido al peso

Materiales en contacto	Fricción estática	Fricción cinética
Articulaciones humanas	0,22	0,003
Hielo // Hielo	0,1	0,03
Vidrio // Vidrio	0,9	0,4
Vidrio // Cuero	0,3	0,25
Vidrio // Madera	0,53	0,4
Madera // Cuero	0,5	0,4
Madera // Piedra	0,7	0,3
Madera // Madera	0,7	0,4
Acero // Madera	0,6	0,3
Acero // Acero	0,15	0,1
Acero // Vidrio	0,15	0,2
Acero // Hielo	0,03	0,02
Acero // Latón	0,5	0,4
Acero // Teflón	0,04	0,04
Teflón // Teflón	0,04	0,04
Caucho // Cemento (seco)	1,0	0,8
Caucho // Cemento (húmedo)	0,3	0,25
Cobre // Hierro (fundido)	1,1	0,3
Esquí (encerado) // Nieve (0°C)	0,1	0,05

Tabla 21: Coeficientes de rozamiento estático y dinámico según el material

Coeficiente de rozamiento estático

$$f = \mu_{\text{estático}} \cdot N = 0,6 \cdot 2500 = 1500 \text{ N}$$

$$M = f \cdot R = 1500 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 60 \text{ Nm}$$

Conociendo la velocidad mínima de avance y la fuerza necesaria para vencer la fuerza de rozamiento o el par y la velocidad angular se puede calcular la potencia del motor:

$$H_{\text{motor}} = F \cdot v = M \cdot \omega = 60 \cdot 2,62 = 157,2 \text{ W}$$

Coeficiente de rozamiento dinámico

$$f = \mu_{\text{dinámico}} \cdot N = 0,3 \cdot 2500 = 750 \text{ N}$$

$$M = f \cdot R = 750 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = 30 \text{ Nm}$$

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Conociendo la velocidad máxima de avance y la fuerza necesaria para vencer la fuerza de rozamiento o el par y la velocidad angular se puede calcular la potencia del motor:

$$H_{motor} = F \cdot v = M \cdot \omega = 30 \cdot 7,86 = 235,8 \text{ W}$$

Por lo tanto, analizando lo anterior, el motor a seleccionar necesitará una potencia de aproximadamente **500 W y un par de 60 Nm**. Se observa que una vez superado el estado estático el par necesario disminuye y la potencia aumenta. El motor deberá vencer el estado estático y poder mantener el dinámico.

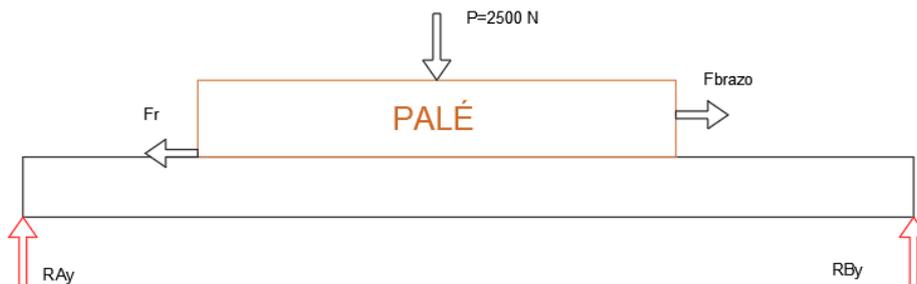
Deslizamiento

Ilustración 43: Esquema simplificado para la visualización de la fuerza del brazo y la fuerza de rozamiento

$$F_{brazo} = F_r = \mu \cdot N$$

$$F_{brazo} = 0,6 \cdot 2500 = 1500 \text{ N}$$

$$F_{total \text{ brazo}} = F_{brazo} \cdot n^{\circ} \text{ rodillos} = 1500 \cdot 8 = 12000 \text{ N}$$

2.2.6. Husillo de bolas

Conociendo la fuerza necesaria para vencer la fuerza de rozamiento del palé con los rodillos ($F_{total\ brazo}$), mediante las fórmulas suministradas por los fabricantes de los husillos es posible obtener el diámetro mínimo:

$$F \leq 0,8 \cdot f_c \cdot \frac{101,7 \cdot d^4}{L_c^2}$$

$$12 \leq 0,8 \cdot 1 \cdot \frac{101,7 \cdot d^4}{500^2}$$

$$d \geq 13,85 \text{ mm}$$

El husillo seleccionado es de $d_o = 25 \text{ mm}$

$$d \approx (2 \cdot d_o - D_w) / 2$$

$$d \approx (2 \cdot 25 - 3,5) / 2 = 23,25 \text{ mm} > 13,85$$

Velocidad de aplicación

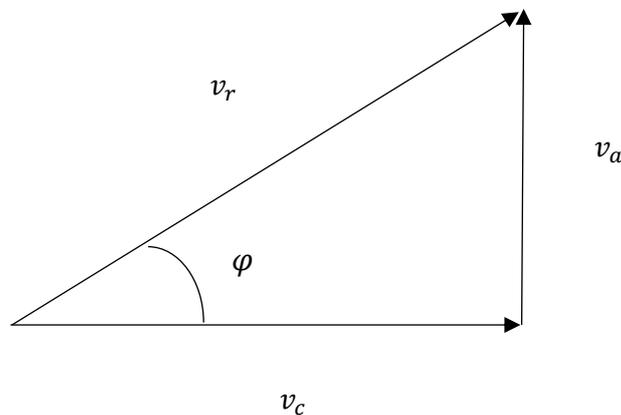


Ilustración 44: Diagrama velocidades husillo

Para calcular la velocidad angular se supuso una velocidad de avance del brazo del centrador de $0,05 \text{ m/s}$ (v_a). Con esta velocidad y el ángulo de hélice (φ), es posible calcular la velocidad tangencial (v_c) que servirá para calcular (n).

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{p_h}{d_o \cdot \pi}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{10}{25 \cdot \pi}\right) = 7,26^\circ$$

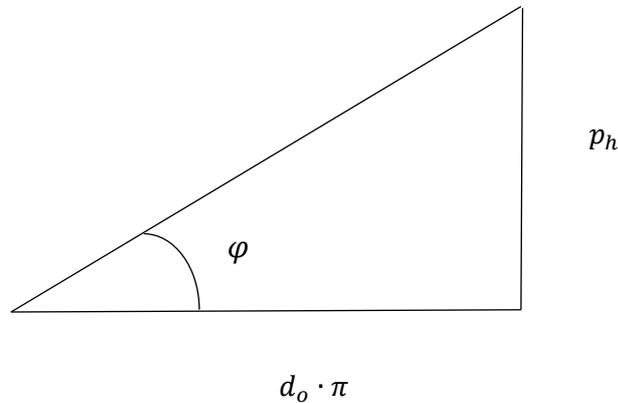


Ilustración 45: Diagrama de la hélice del husillo

- p_h , paso (mm) $\rightarrow p_h = 10 \text{ mm}$ (husillo $d_o = 25 \text{ mm}$)
- φ , ángulo de la hélice

$$\tan \varphi = \frac{v_a}{v_c}$$

$$v_c = \frac{v_a}{\tan \varphi} = \frac{0,05}{\tan 7,26} = 0,39 \text{ m/s}$$

$$v_c = n \cdot \frac{d_o}{2}$$

$$n = \frac{2 \cdot v_c}{d_o} = \frac{2 \cdot 0,39}{0,025} = 31,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 300 \text{ rpm}$$

El paso siguiente es calcular la velocidad crítica, y comprobar que la velocidad de aplicación sea inferior:

$$n \leq 0,8 \cdot f_{cr} \cdot \frac{1,2 \cdot 10^8 \cdot d}{L_{cr}^2}$$

$$n \leq 0,8 \cdot 1 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^8 \cdot 23,25}{500^2} = 8928 \text{ rpm}$$

$$d \approx (2 \cdot d_o - D_w) / 2 = 23,25 \text{ mm}$$

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

La velocidad de aplicación será de 300 rpm.

$$300 \text{ rpm} < 8928 \text{ rpm}$$

La velocidad límite depende de la tolerancia, para el husillo seleccionado la tolerancia es T7, por lo que se usará la siguiente expresión:

$$n \cdot d_o \leq 100000$$

$$n \leq \frac{100000}{25} = 4000 \text{ rpm}$$

$$300 \text{ rpm} < 4000 \text{ rpm}$$

Se observa que a la velocidad que trabaja el husillo no repercute en ningún caso ya que queda lejos de la velocidad crítica y la velocidad límite.

Una vez comprobada la velocidad, ya se puede calcular el par y la potencia de impulsión.

$$T_a = \frac{F \cdot p_h}{2\pi \cdot \eta}$$

$$P_a = \frac{T_a \cdot n}{9550}$$

$$\eta = 0.95 \cdot f_l \cdot \frac{\tan \varphi}{\tan(\varphi - \rho'')}$$

- $\rho'' = 0,34$ (Tolerancia T7)

$$\eta = 0,95 \cdot 1 \cdot \frac{\tan 7,26}{\tan(7,26 - 0,34)} = 0,99$$

$$T_a = \frac{F \cdot p_h}{2\pi \cdot \eta} = \frac{12 \cdot 10}{2\pi \cdot 0,99} = 19,29 \text{ Nm}$$

$$P_a = \frac{T_a \cdot n}{9550} = \frac{19,29 \cdot 300}{9550} = 0,606 \text{ kW}$$

- Con estos datos y la velocidad angular del husillo es posible seleccionar un motor apto para el funcionamiento.

Finalmente, para el cálculo del tiempo de servicio es necesario conocer la capacidad de carga dinámica de la tuerca ($C_{am} = 13,2 \text{ kN}$), y se calcula de la siguiente manera:

$$L_{10h} \leq \left(\frac{C_{am}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_{10h} \leq \left(\frac{13,2}{12} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,331 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

2.2.7. Guías HIWIN

En la ilustración 46 se observa el carro central sobre el cual se sustenta el mecanismo encargado del cierre y apertura de los brazos, este carro está atornillado sobre cuatro patines HIWIN por lo que es necesario analizarlos para observar su comportamiento.

En estos patines principalmente actúan dos fuerzas, una debido al peso del carro, y otra debido al momento generado al centrar el palé, por lo que es necesario obtener una fuerza resultante para el posterior cálculo de la fuerza de rozamiento (F_r).

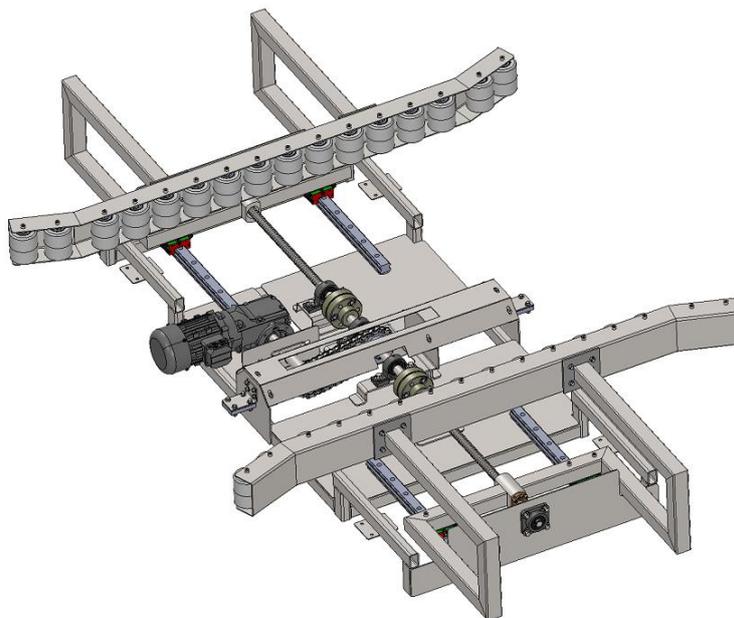


Ilustración 46: Carro central de la rodillera

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Para el cálculo de la fuerza debido al momento generado al centrar el palé, en la ilustración 47 se muestra el caso más desfavorable para centrar el palé. En primer lugar, es necesario calcular el momento que generan los brazos al realizar el movimiento de centrado, como se muestra en la ilustración 48.

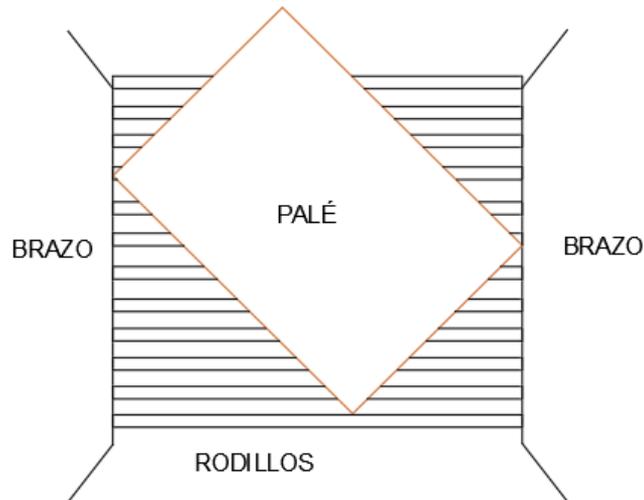


Ilustración 47: Diagrama simplificado entrada palé inclinado

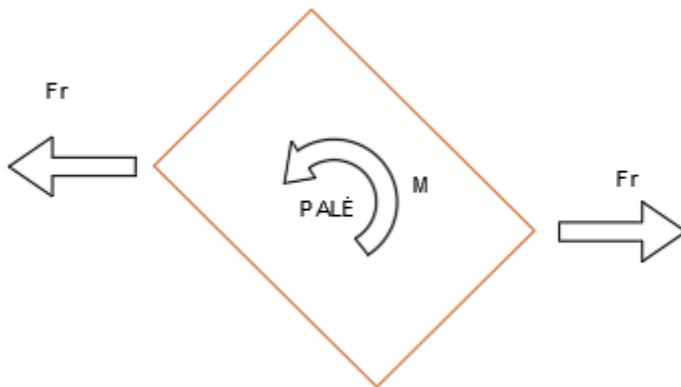


Ilustración 49: Momento debido al empuje de los brazos

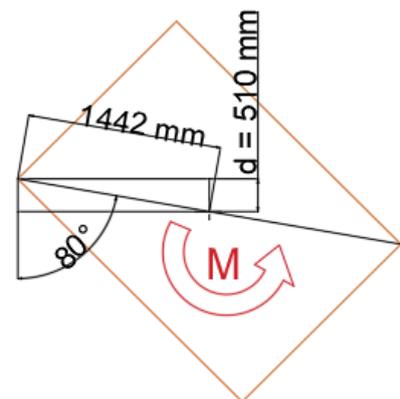


Ilustración 48: Distancia del centro del palé al punto de aplicación de la carga

$$\sum M = 0$$

$$M + 2 \cdot F_r \cdot d = 0$$

- M , momento generado por las fuerzas de rozamiento del palé con los rodillos.
- F_r , fuerza de rozamiento entre el palé y los rodillos calculada en el punto 2.2.5, ($F_r = 12000 \text{ N}$).
- d , distancia del centro del palé al punto de aplicación de la fuerza F_r , ($d = 510 \text{ mm}$).

$$M = -2 \cdot 12000 \cdot 0,51 = -12240 \text{ Nm}$$

Una vez obtenido el momento se puede calcular la fuerza que soporta el patín (F_p) debido a este momento:

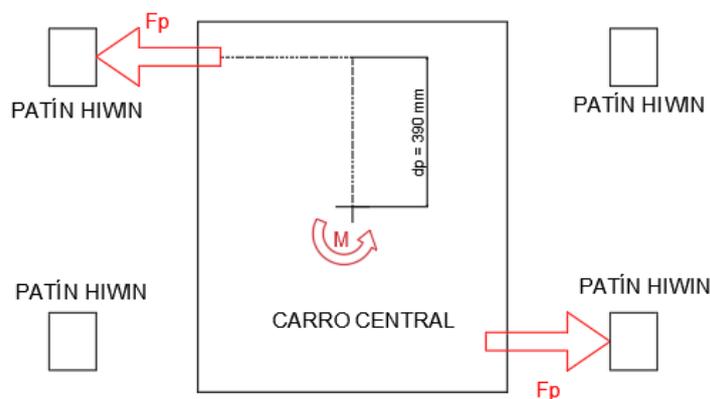


Ilustración 50: Fuerzas en los patines debido al momento generado con los brazos

$$\sum M = 0$$

$$M + 2 \cdot F_p \cdot d_p = 0$$

$$-12240 = -2 \cdot F_p \cdot 0,39$$

$$F_p = 15693 \text{ N}$$

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

La siguiente fuerza del patín es la debida al peso del carro central, este contiene una masa de aproximadamente 200 kg, por lo que cada patín soporta 50 kg ($\frac{\text{masa del carro}}{n^{\circ} \text{ patines}}$).

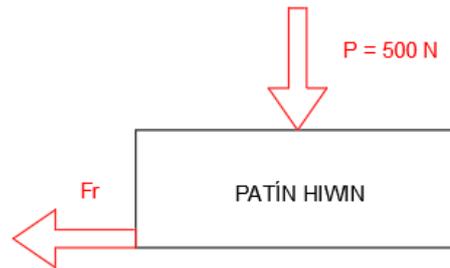


Ilustración 51: Fuerza en el patín debido al peso del carro central

Para el cálculo de la fuerza de rozamiento se necesita la fuerza resultante:

$$F_T = \sqrt{F_p^2 + P^2} = \sqrt{15693^2 + 500^2} = 15700 \text{ N}$$

$$F_r = \mu \cdot F_T = 0,004 \cdot 15700 = 62,8 \text{ N}$$

A la hora de escoger el patín HIWIN, es necesario conocer los momentos en cada eje y posteriormente buscar en el catálogo cual cumple:

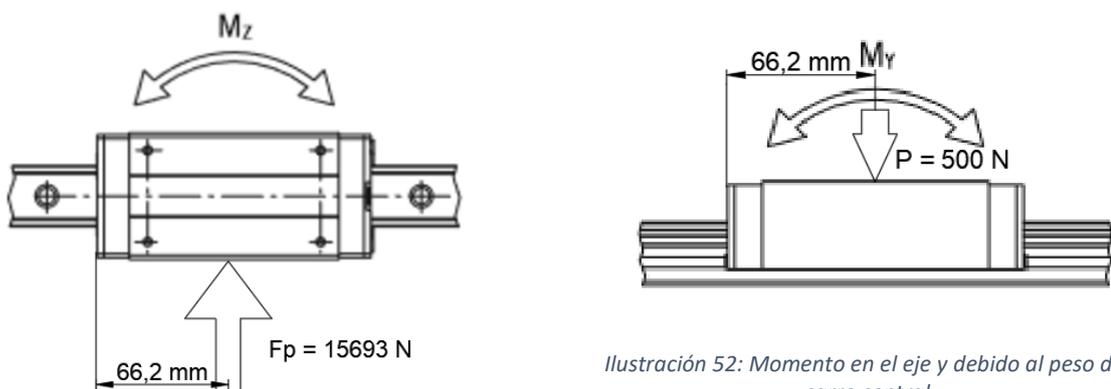


Ilustración 53: Momento en el eje z debido a la fuerza generada por el par de centrado

Ilustración 52: Momento en el eje y debido al peso del carro central

Los dos momentos más relevantes son M_z y M_y , donde:

$$M_z = F_p \cdot d = 15693 \cdot 0,0662 = 1039 \text{ Nm}$$

$$M_y = P \cdot d = 500 \cdot 0,0662 = 33,1 \text{ Nm}$$

Se observa que el momento M_z es mayor ya que este es el encargado de soportar las fuerzas de centrado.

El patín escogido es de la serie HG, concretamente el **HGH-45-CA**, cuyos momentos son: $M_z = 1169 \text{ Nm}$, $M_y = 1169 \text{ Nm}$, $M_x = 1497 \text{ Nm}$, por lo tanto, el patín seleccionado soportaría los momentos actuantes.

Una vez obtenida la fuerza de rozamiento de los patines con la guía se va a calcular el par y la velocidad angular necesarios para realizar el movimiento del carro central, para ello en la ilustración 54 se muestra el diagrama simplificado polea-correa.



Ilustración 54: Diagrama simplificado polea-correa

$$M = 4 \cdot F_r \cdot \frac{D_p}{2}$$

- D_p , diámetro primitivo de la polea ($D_p = 102 \text{ mm}$)
- F_r , fuerza de rozamiento del patín con la guía ($F_r = 62,8 \text{ N}$)

$$M = 4 \cdot 62,8 \cdot \frac{102 \cdot 10^{-3}}{2} = 12,81 \text{ Nm}$$

La velocidad angular del carro central se calcula con la expresión $v = w \cdot r$ donde:

- v , velocidad lineal del carro ($v = 0,3 \text{ m/s}$)

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

- w , velocidad angular de la polea (rad/s)
- r , radio de la polea ($r = D_p/2$)

$$v = w \cdot r$$

$$w = \frac{v}{r} = \frac{2 \cdot v}{D_p} = \frac{2 \cdot 0,3}{102 \cdot 10^{-3}} = 5,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 56 \text{ rpm}$$

Finalmente, la potencia del motor:

$$H = M \cdot w$$

$$H = 12,81 \cdot 5,88 = 75,33 \text{ W} = 0,075 \text{ kW}$$

2.3. Otros documentos

2.3.1. Datos del motor de avance de los rodillos


GM g500-B m240 45 - 450 Nm

Gearbox series	<input type="text" value="g500 bevel geared motor"/>
Gearbox	<input type="text" value="g500-B110"/>
Motor	<input type="text" value="m240-P80/M4"/>
Rated power	<input type="text" value="0.75"/> kW
Rated frequency	<input type="text" value="50"/> Hz
Ratio	<input type="text" value="17.889"/>
Output speed	<input type="text" value="80.7"/> r/min
Output torque	<input type="text" value="84"/> Nm
Load capacity	<input type="text" value="1.14"/>
Motor mounting to gearbox	<input type="text" value="Direct mounting (integr. mot.)"/>
Mounting position	<input type="text" value="D"/>
Enclosure	<input type="text" value="IP55"/>

2.3.2. Datos del motor de cierre de los brazos del centrador

Lenze GM g500-B L-force 45 - 450 Nm

Product	Geared-motor g500-B L-force 45 - 450
Circuit	star, delta
Cooling	Integral fan, Blower
Efficiency class	Not specified
Electrical supply system	345 V, 200 V
Gearbox family	g500-B110
Hub version	With standard hub, with clamping hub, With clamping ring hub, Taper
Kind of gearbox	Bevel gearbox
Kind of motor	Three-phase AC motors
Motor productname	MF071-32
Mounting on gearbox (flange)	IEC assembly, Direct mounting (integr. mot.)
Number of poles	4
Operation	Inverter operation
Product topicality	Current products - preferred

Gearbox series	<input type="text" value="g500 bevel geared motor"/>
Gearbox	<input type="text" value="g500-B110"/>
Motor	<input type="text" value="MF071-32"/>
Rated power	<input type="text" value="1.1"/> kW
Rated frequency	<input type="text" value="120"/> Hz
Ratio	<input type="text" value="11.449"/>
Output speed	<input type="text" value="304.8"/> r/min
Output torque	<input type="text" value="33"/> Nm
Load capacity	<input type="text" value="2.07"/>
Motor mounting to gearbox	<input type="text" value="Direct mounting (integr. mot.)"/>
Mounting position	<input type="text" value="A"/>
Enclosure	<input type="text" value="IP55"/>

2.3.3. Datos del motor de avance y retroceso del carro central



GTRM G500-B L-force 45 – 450 Nm

Product	GTRM g500-B L-force 45 - 450 Nm
Circuit	△
Cooling	Self-ventilated
Efficiency class	IE1
Electrical supply system	3x 400 V, 3x 480 V
Gearbox mounting (flange)	Direct mounting (integr. mot.)
Gearbox series	g500-B45
Gearbox type	Bevel gearbox
Gearbox version	B
Hub design	#
Motor product name	MD 063-02
Motor type	Three-phase AC motors
Number of poles	4
Operation of the motor	Inverter operation
Product up-to-dateness	Current products - preferred

Requirement	GB motor	GB option	MT option	motec	Summary
Gearbox series		g500 bevel geared motor			
Gearbox		g500-B45			
Motor		MD 063-02			
Rated power		0.11			kW
Rated frequency		i 87			Hz
Ratio		i 42.222			
Output speed		60			rpm
Output torque		17			Nm
Load capacity		i 2.71			
Motor mounting to gearbox		i Direct mounting (integr. mot.)			
Mounting position		i D			
Enclosure		i IP55			

2.3.4. Datos del final de carrera del brazo del centrador

Compact Limit Switches

AEM2G Series (Lever with Roller Actuator)

- Die-cast metal housings
- 3m cable/5-pin M12 quick disconnect (center and right)
- 1 N.O. and 1 N.C. contact on all units
- Compact size with standard 25 mm hole spacing
- Wide offering of head actuators
- Epoxy resin-filled for IP67 rating
- Both snap-action (Z11) and slow-make/slow-break (X11) contacts available
- N.C. contacts are positive-opening operated unless otherwise noted. ↻

AEM2G Series Compact Limit Switches Selection Chart									
Part Number	Price	Actuator Type	Max. Actuation Speed (m/s)	Min. Actuation Force (N)/Torque (Nm)	Min. Positive Opening Force (N)/Torque (Nm)	Head Dimensions	Contact Config. Diagram	Connection Type	Photo
AEM2G41Z11-3	\$26.50	side rotary lever with 14mm nylon roller	1.5	0.08	0.28	Figure 10	Diagram 1	Cable Out (Bottom)	A
AEM2G41X11-3	\$26.50						Diagram 2		
AEM2G4120Z11-3R	\$23.50						Diagram 1	Cable Out (Right)	
AEM2G4120Z11M	\$21.50						Diagram 1	5-Pin M12 Quick Disconnect (Bottom)	
AEM2G4120Z11MR	\$21.50						Diagram 1	5-Pin M12 Quick Disconnect (Right)	
AEM2G42Z11-3	\$27.00	side rotary lever with 14mm metal roller	1.5	0.08	0.28	Figure 10	Diagram 1	Cable Out (Bottom)	B
AEM2G42X11-3	\$27.00						Diagram 2		
AEM2G4220Z11-3R	\$23.50						Diagram 1	Cable Out (Right)	
AEM2G4220Z11M	\$21.50						Diagram 1	5-Pin M12 Quick Disconnect (Bottom)	
AEM2G4220Z11MR	\$21.50						Diagram 1	5-Pin M12 Quick Disconnect (Right)	
AEM2G43Z11-3	\$27.50	side rotary lever with 14mm ball bearing roller	1.5	0.08	0.28	Figure 10	Diagram 1	Cable Out (Bottom)	C
AEM2G43X11-3	\$27.50						Diagram 2		
AEM2G4320Z11-3R	\$24.50						Diagram 1	Cable Out (Right)	
AEM2G4320Z11M	\$21.50						Diagram 1	5-Pin M12 Quick Disconnect (Bottom)	
AEM2G4320Z11MR	\$21.50						Diagram 1	5-Pin M12 Quick Disconnect (Right)	
AEM2G45Z11-3	\$28.50	side rotary lever with 18mm nylon roller	1.5	0.08	0.28	Figure 11	Diagram 1	Cable Out (Bottom)	D
AEM2G45X11-3	\$28.50						Diagram 2		
AEM2G4520Z11-3R	\$24.50						Diagram 1	Cable Out (Right)	
AEM2G4520Z11M	\$22.50						Diagram 1	5-Pin M12 Quick Disconnect (Bottom)	
AEM2G4520Z11MR	\$22.50						Diagram 1	5-Pin M12 Quick Disconnect (Right)	



2.3.5. Datos de la fotocélula para la detección de la entrada del palé

LSR 2 Fotocélula de barrera miniaturizada

es 03-2011/05 50112212

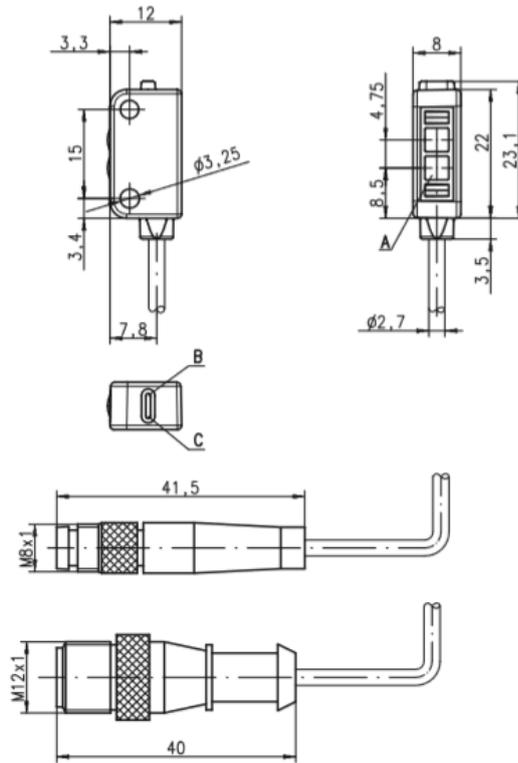


0 ... 2m



- Barrera fotoeléctrica unidireccional miniaturizada con luz roja visible
- Punto de luz homogéneo bien visible con LED pin-point
- Posibilidades de conexión universales
- Construcción miniaturizada con carcasa plástica termoestable, índice de protección IP 67 y 2 casquillos metálicos integrados para asegurar el montaje
- Entrada de activación (opcional)

Dibujo acotado



- A Emisor
- B Diodo indicador amarillo
- C Diodo indicador verde

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

2.3.6. Datos de los rodillos

Datos técnicos

Datos técnicos generales		
Plataforma	1450	1450
Capacidad de carga max.	5000 N	5000 N
Velocidad max. de transporte	0,5 m/s	0,5 m/s
Versión antiestática	Si (mediante cabezal de piñón de cadena)	Si (mediante cabezal de piñón de cadena)
Rango de temperatura	-5 hasta +40 °C	-28 hasta +20 °C
Material		
Tubo	Acero zincado, acero inoxidable	Acero zincado, acero inoxidable
Eje	Acero pulido, acero zincado, acero inoxidable	Acero pulido, acero zincado, acero inoxidable
Tapa de cierre	Poliamida, RAL9005 (negro intenso)	Acero zincado
Cabezal de accionamiento	Acero pulido (los cabezales de piñón de cadena se zincan junto con el tubo tras su soldadura), acero inoxidable	Acero pulido (los cabezales de piñón de cadena se zincan junto con el tubo tras su soldadura), acero inoxidable
Junto-Lado de accionamiento	Poliamida, RAL1021 (amarillo colza)	Poliamida, RAL1021 (amarillo colza)/acero
Junto en lado no accionado	Poliamida, RAL1021 (amarillo colza)	Acero zincado
Tipo de rodamiento	Rodamiento de bolas de precisión de acero 6205 2RZ, holgura de rodamiento C3, lubricado con grasa	Rodamiento de bolas de precisión de acero 6205 2RZ, holgura de rodamiento C3 y 6204 1Z, lubricado con grasa

En la versión zincada, el grupo constructivo de tubo se galvaniza individualmente tras soldar al mismo el cabezal de piñón de cadena.

Variantes de ejecución

Revestimientos de tubo	Para tubo de Ø 80 x 2 mm con cabezal de piñón de cadena con 15 dientes: Funda de PVC (página 31) Revestimiento de goma (página 34)
Versión antiestática	<10 ⁶ Ω Versión estándar con rodillos con revestimiento tubular
Tubo	Además de las variantes enumeradas en las tablas de capacidades de carga están disponibles: • Con aletas de guiado soldadas sobre el tubo

Capacidades de carga de la serie 3950

La tabla de capacidades de carga se refiere a un rango de temperatura de +5 hasta +40 °C. Válido para las siguientes versiones de eje: Rosca interior o rosca exterior.

Rodamiento: 6205 2RZ.

Material del tubo	Ø de tubo/grosor [mm]	Elemento de accionamiento	Ø de eje [mm]	Carga estática máxima [N] para una longitud de montaje [mm]							
				200	400	600	800	1000	1200	1400	1600
Acero	80 x 2	Cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18	20	5000	5000	5000	5000	5000	4340	3170	2420
		Doble cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18		5000	5000	5000	5000	5000	4340	3170	2420
Acero	80 x 3	Cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18	20	5000	5000	5000	5000	5000	4580	3490	
		Doble cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18		5000	5000	5000	5000	5000	4580	3490	
Acero	89 x 3	Cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18	20	5000	5000	5000	5000	5000	5000	4865	
		Doble cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18		5000	5000	5000	5000	5000	5000	4865	

T = Número de dientes

Capacidades de carga de la serie 3950, versión para ultracongelación

La tabla de capacidades de carga se refiere a un rango de temperatura de -28 hasta +20 °C.

Material del tubo	Ø de tubo/grosor [mm]	Elemento de accionamiento	Ø de eje [mm]	Carga estática máxima [N] para una longitud de montaje [mm]							
				200	400	600	800	1000	1200	1400	1600
Acero	80 x 2	Cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18	20	2500	2500	2500	2500	2500	2170	1585	1210
		Doble cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18		2500	2500	2500	2500	2500	2170	1585	1210
Acero	80 x 3	Cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18	20	2500	2500	2500	2500	2500	2290	1745	
		Doble cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18		2500	2500	2500	2500	2500	2290	1745	
Acero	89 x 3	Cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18	20	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2432,5	
		Doble cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18		2500	2500	2500	2500	2500	2500	2432,5	

T = Número de dientes

Medidas

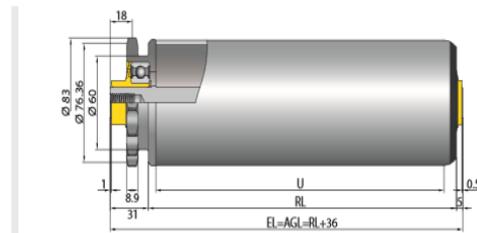
Las medidas del rodillo transportador dependen de la versión de eje. Ya se ha contemplado un eje axial suficiente, por lo cual al efectuar un pedido se requiere únicamente la anchura nominal real entre los perfiles laterales. Para las medidas para pedido de revestimientos de tubo, p. ej., fundas de PVC, véase página 31 y para las aletas de guiado, véase página 36.

- RL = Longitud de referencia/longitud de pedido
- EL = Longitud de montaje, ancho nominal entre los perfiles laterales
- AGL = Longitud total del eje
- U = Longitud útil de tubo: Longitud sin tapas de cierre y con tubo metálico reforzado sin longitud del reforzado

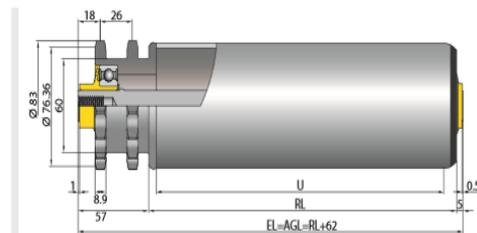
Ø de tubo [mm]	Material del tubo	Ø de eje [mm]	Elemento de accionamiento	EL [mm]	AGL [mm]	U [mm]
80 x 2; 80 x 3; 89 x 3	Acero	20	Cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18	RL + 36	RL + 36	RL - 23
			Doble cabezal de acero soldado de piñón de cadena 5/8", T15 y T18	RL + 62	RL + 62	

T = Número de dientes

Cabezal de acero de piñón de cadena 5/8" con 15 dientes



Doble cabezal de acero de piñón de cadena 5/8" con 15 dientes



Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

2.3.7. Datos piñones y cadenas

22250 Piñones simples 3/4" x 7/16" DIN ISO 606, listos para montaje 

Descripción del artículo/Imágenes del producto



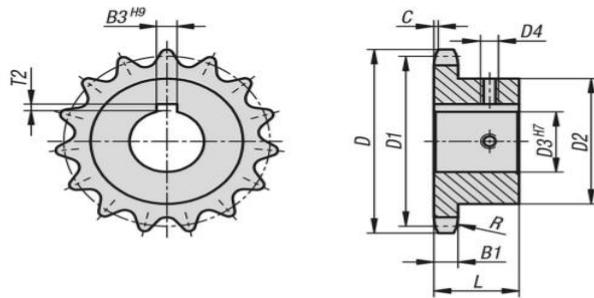
Descripción

Material:
Acero C45.

Versión:
Acabado natural.
Dientes templados por inducción -HRC 50.

Indicación:
Piñones listos para montaje con cubo unilateral para cadenas de rodillos según DIN ISO 606. Los dientes están fresados y templados por inducción.
Ranura según DIN 6885 / BS 4235. La ranura está orientada hacia la punta de los dientes.
Con 2 clavijas roscadas. Una rosca está orientada hacia el centro de la ranura y girada una vez 90°.

Planos



22250-1034071601519	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	65	19	M5	11,1	6	35	2	19	2,8
22250-1034071601520	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	65	20	M5	11,1	6	35	2	19	2,8
22250-1034071601522	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	65	22	M5	11,1	6	35	2	19	2,8
22250-1034071601525	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	70	25	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601528	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	70	28	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601530	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	70	30	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601524	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	70	24	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601532	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	70	32	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601540	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	70	40	M10	11,1	12	35	2	19	3,3
22250-1034071601535	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	70	35	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601538	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	15	99,8	91,63	70	38	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601619	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	65	19	M5	11,1	6	35	2	19	2,8
22250-1034071601620	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	65	20	M5	11,1	6	35	2	19	2,8
22250-1034071601622	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	65	22	M5	11,1	6	35	2	19	2,8
22250-1034071601624	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	70	24	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601625	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	70	25	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601630	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	75	30	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601628	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	75	28	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601632	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	75	32	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601640	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	75	40	M10	11,1	12	35	2	19	3,3
22250-1034071601635	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	75	35	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601638	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	16	105,8	97,65	75	38	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601725	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	17	111,9	103,67	70	25	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601730	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	17	111,9	103,67	80	30	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601732	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	17	111,9	103,67	80	32	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601735	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	17	111,9	103,67	80	35	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601738	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	17	111,9	103,67	80	38	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601740	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	17	111,9	103,67	80	40	M10	11,1	12	35	2	19	3,3
22250-1034071601728	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	17	111,9	103,67	80	28	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601742	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	17	111,9	103,67	80	42	M10	11,1	12	35	2	19	3,3
22250-1034071601825	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	18	117,9	109,71	70	25	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601830	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	18	117,9	109,71	80	30	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601828	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	18	117,9	109,71	80	28	M6	11,1	8	35	2	19	3,3
22250-1034071601832	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	18	117,9	109,71	80	32	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601842	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	18	117,9	109,71	80	42	M10	11,1	12	35	2	19	3,3
22250-1034071601835	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	18	117,9	109,71	80	35	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601838	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	18	117,9	109,71	80	38	M8	11,1	10	35	2	19	3,3
22250-1034071601840	12 B-1	3/4 x 7/16	19,05 x 11,68	18	117,9	109,71	80	40	M10	11,1	12	35	2	19	3,3

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

22250 Piñones simples 5/8" x 3/8" DIN ISO 606, listos para montaje



Descripción del artículo/Imágenes del producto



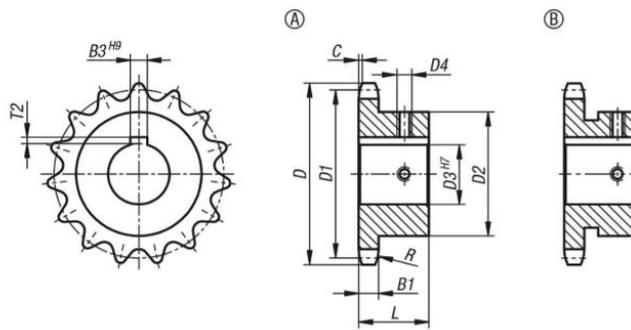
Descripción

Materiat:
Acero C45.

Versión:
Acabado natural.
Dientes templados por inducción -HRC 50.

Indicación:
Piñones listos para montaje con cubo unilateral para cadenas de rodillos según DIN ISO 606. Los dientes están fresados y templados por inducción.
Ranura según DIN 6885 / BS 4235. La ranura está orientada hacia la punta de los dientes.
Con 2 clavijas roscadas. Una rosca está orientada hacia el centro de la ranura y girada una vez 90°.

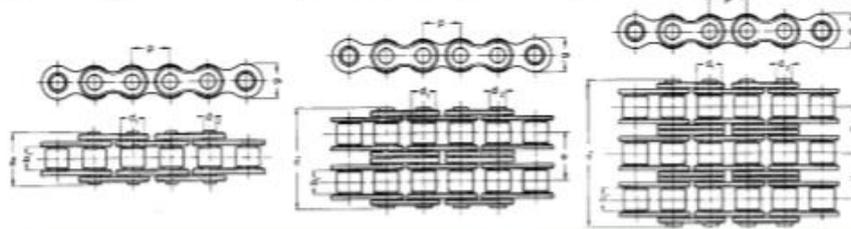
Planos



22250-1058030801430	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	30	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801432	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	32	M8	9,1	10	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801424	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	24	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801425	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	25	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801422	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	22	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801428	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	28	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801420	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	20	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801419	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	19	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801418	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	18	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801416	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	16	M4	9,1	5	30	1,6	16	2,3
22250-1058030801415	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	14	78,2	71,34	52	15	M4	9,1	5	30	1,6	16	2,3
22250-1058030801532	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	32	M8	9,1	10	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801535	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	35	M8	9,1	10	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801522	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	22	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801524	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	24	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801525	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	25	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801519	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	19	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801528	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	28	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801520	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	20	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801530	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	15	83,2	76,36	57	30	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801638	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	38	M8	9,1	10	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801624	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	24	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801625	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	25	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801635	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	35	M8	9,1	10	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801628	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	28	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801630	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	30	M6	9,1	8	30	1,6	16	3,3
22250-1058030801619	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	19	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801620	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	20	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801622	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	22	M5	9,1	6	30	1,6	16	2,8
22250-1058030801632	A	10 B-1	5/8 x 3/8	15,875 x 9,65	16	88,3	81,37	60	32	M8	9,1	10	30	1,6	16	3,3

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

F K K - ROLLER CHAINS



ISO No.	SINGLE										
	mm	P	inch	b ₁ min. mm	d ₂ mm	d ₁ max. mm	a' max. mm	g max. mm	f cm'	kg/m	ult. tensile strength No. min.
001-1	12.7		1/2"	3.3	3.59	7.75	10.2	9.90	0.20	0.28	7.200
003-1	12.7		1/2"	4.88	4.09	7.75	12.9	10.30	0.32	0.42	9.200
004-1	12.7		1/2"	4.88	4.09	7.75	14.8	11.15	0.35	0.59	11.000

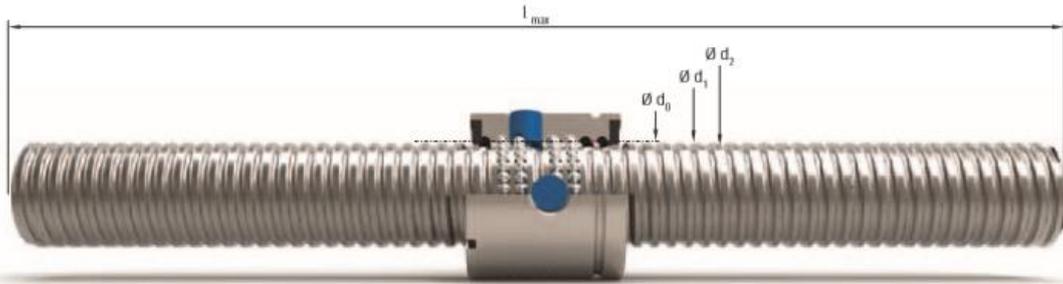
Q R C® - ROLLER CHAINS

CHAINS MANUFACTURED BY AN ISO 9002 CERTIFIED FACTORY

ISO No.	SINGLE										
	mm	P	inch	b ₁ min. mm	d ₂ mm	d ₁ max. mm	a' max. mm	g max. mm	f cm'	kg/m	ult. tensile strength No. min.
04-1	6		-	2.80	1.85	4.00	7.4	5.00	0.07	0.12	2.800
050-1	8		-	3.00	2.31	5.00	8.6	7.11	0.11	0.18	4.700
060-1	9.525		3/8"	5.72	3.28	6.35	13.5	8.26	0.28	0.41	8.200
064	12.7		1/2"	4.88	4.09	7.75	14.8	11.15	0.35	0.59	11.000
080-1	12.7		1/2"	7.75	4.45	8.51	17.0	11.81	0.50	0.70	16.400
100-1	15.875		5/8"	9.65	5.08	10.16	19.6	14.73	0.67	0.95	20.500
120-1	19.05		3/4"	11.68	5.72	12.07	22.7	16.13	0.89	1.25	26.500
160-1	25.04		1"	17.02	8.28	15.88	36.1	21.08	2.10	2.70	52.500
200-1	31.75		1 1/4"	19.56	10.19	19.05	43.2	26.42	2.95	3.60	85.500
240-1	38.1		1 1/2"	25.40	14.63	25.40	53.4	33.40	5.54	6.70	153.900
280-1	44.45		1 3/4"	30.99	15.90	27.94	65.1	37.08	7.40	8.30	180.000
320-1	50.8		2"	30.99	17.81	29.21	67.4	42.29	8.11	10.50	230.000

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

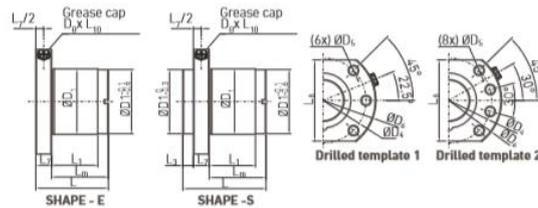
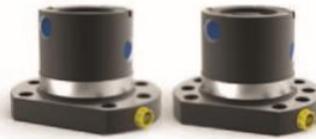
2.3.8. Datos husillo de bolas y tuerca



d ₀ Nominal diameter (mm)	P _h Pitch (mm)	Thread entries	D _b Ball diameter (mm)	Standard tolerance class	d-h11 Exterior diameter (mm)	d ₂ Interior thread diameter (mm)	l _{max} Maximum length approx. (mm)	M Weight (kg/m)	a Transversal section area (mm ²)	I Axial inertia moment (mm ⁴)	Ip Polar inertia moment (mm ⁴)	Nut type Available in stock			
												KGF		KGM	
												D	N	D	N
16	5	1	3,500	T7	15,55	12,88	6000	1,38	1,75E+02	2,22E+03	4,93E+03	*	*	*	*
16	10	2	3,000	T7	15,35	12,89	6000	1,26	1,60E+02	1,69E+03	4,17E+03	*	*	*	*
20	5	1	3,500	T7	19,50	16,87	6000	2,21	2,82E+02	5,85E+03	1,27E+04	*	*	*	*
20	20	4	3,500	T7	19,50	16,87	6000	2,03	2,59E+02	5,41E+03	1,08E+04	*	*	*	*
20	50	5	3,500	T7	19,10	16,40	6000	2,05	2,62E+02	5,53E+03	1,11E+04	*	*	*	*
25	5	1	3,500	T7	24,60	21,90	6000	3,32	4,23E+02	1,42E+04	2,85E+04	*	*	*	*
25	10	2	3,500	T7	24,60	21,92	6000	3,34	4,25E+02	1,27E+04	2,90E+04	*	*	*	*
25	20	4	3,500	T7	24,60	21,92	6000	3,32	4,23E+02	1,44E+04	2,88E+04	*	*	*	*
25	25	5	3,500	T7	24,60	21,92	6000	3,32	4,23E+02	1,44E+04	2,88E+04	*	*	*	*
25	50	5	3,500	T7	24,15	21,47	6000	3,37	4,29E+02	1,48E+04	2,95E+04	*	*	*	*
32	5	1	3,500	T7	31,50	28,87	6000	5,90	7,52E+02	4,29E+04	9,01E+04	*	*	*	*
32	10	1	7,144	T7	32,74	27,33	6000	5,57	7,10E+02	3,98E+04	8,03E+04	*	*	*	*
32	20	2	5,000	T7	31,70	27,81	6000	5,67	7,22E+02	3,63E+04	8,38E+04	*	*	*	*
32	32	4	3,969	T7	31,30	28,33	6000	5,74	7,31E+02	4,28E+04	8,56E+04	*	*	*	*
32	40	4	3,500	T7	30,90	28,26	6000	5,63	7,17E+02	4,10E+04	8,21E+04	*	*	*	*
40	5	1	3,500	T7	39,53	36,90	6000	9,03	1,15E+03	1,05E+05	2,11E+05	*	*	*	*
40	10	1	7,144	T7	39,62	34,28	6000	8,43	1,07E+03	9,11E+04	1,83E+05	*	*	*	*
40	20	2	5,000	T7	39,70	35,81	6000	9,05	1,15E+03	9,52E+04	2,13E+05	*	*	*	*
40	40	4	3,500	T7	38,95	36,24	6000	9,02	1,15E+03	1,05E+05	2,11E+05	*	*	*	*
50	10	1	7,144	T7	49,60	44,11	6000	13,53	1,72E+03	2,35E+05	4,73E+05	*	*	*	*
50	20	2	7,144	T7	49,50	43,99	6000	13,46	1,71E+03	2,05E+05	4,72E+05	*	*	*	*
63	10	1	7,144	T7	62,60	57,15	6000	22,07	2,81E+03	6,25E+05	1,26E+06	*	*	*	*
63	20	2	7,144	T7	62,70	57,16	6000	22,06	2,81E+03	5,70E+05	1,26E+06	*	*	*	*
80	10	1	7,144	T7	79,65 ^{b)}	74,20	6000	36,43	4,64E+03	1,71E+06	3,43E+06	*	*	*	*

... ^{b)} h12

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada



	Standard material	Min. elastic limit R _e (N/mm ²)	Min. resistance to breakage R _m (N/mm ²)	Approx. hardness treatment
Nut	16MnCr5 / 100Cr6	800	600	60 HRC Temple
Scraper	PPN 7190 TV 40 / NBR 33			
Ball	100 Cr6			64 HRC

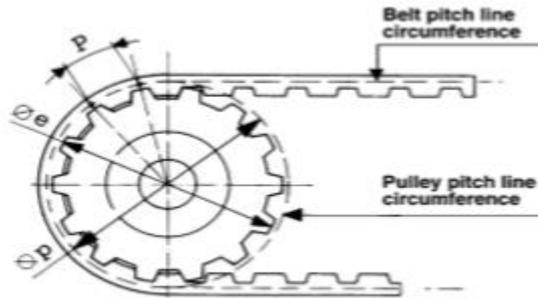
d _n Nominal diameter (mm)	P _n Pitch (mm)	Nut shape	Drilled template	Thread entries	D _n Ball diameter (mm)	D ₁ g6 (mm)	D ₂ (mm)	D ₃ (mm)	D ₄ h13 (mm)	L (mm)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)	L ₃ (mm)	L ₄ h13 (mm)	L ₅ h13 (mm)	D ₆ (mm)	L ₆ (mm)	L ₇ (mm)	Axial backlash nominal (mm)	Loaded ball turns	C _{dm} Modified dynamic load capacity (kN)	C _{dm0} Modified static load capacity (kN)
16	5	E	1	1	3,500	28	38	5,5	48	42	32	10	0	10	40	M6x1	5	10	0,041	3	9,3	13,1
16	10	E	1	2	3,000	28	38	5,5	48	55	45	10	0	10	40	M6x1	5	10	0,041	6	15,4	26,5
20	5	E	1	1	3,500	36	47	6,6	58	42	32	10	0	10	44	M6x1	5	10	0,035	3	10,5	16,6
25	5	E	1	1	3,500	40	51	6,6	62	42	32	10	0	10	48	M6x1	5	10	0,041	3	12,3	22,5
25	10	E	1	2	3,500	40	51	6,6	62	55	45	16	0	10	48	M6x1	5	10	0,041	3	13,2	25,3
25	20	S	1	4	3,500	40	51	6,6	62	35	14,5	4	10,5	10	48	M6x1	5	8	0,041	4	13	23,3
25	25	S	1	5	3,500	40	51	6,6	62	35	17	9	8	10	- ²⁾	M6x1	5	8	0,041	5	16,7	32,2
25	50	S	1	5	3,500	40	51	6,6	62	58	38	10	10	10	48	M6x1	5	8	0,041	5	15,4	31,7
32	5	E	1	1	3,500	50	65	9	80	55	43	10	0	12	62	M6x1	6	10	0,041	5	21,5	49,3
32	10	E	1	1	7,144	53 ¹⁾	65	9	80	69	57	16	0	12	62	M8x1	6	10	0,084	3	33,4	54,5
32	20	E	1	2	5,000	53 ¹⁾	65	9	80	80	68	16	0	12	62	M6x1	6	10	0,059	4	29,7	59,8
40	5	E	2	1	3,500	63	78	9	93	57	43	10	0	14	70	M6x1	7	10	0,041	5	23,8	63,1
40	10	E	2	1	7,144	63	78	9	93	71	57	16	0	14	70	M8x1	7	10	0,084	3	38	69,1
40	20	E	2	2	5,000	63	78	9	93	80	66	16	0	14	70	M8x1	7	10	0,059	4	33,3	76,1
40	40	S	2	4	3,500	63	78	9	93	85	63,5	16	7,5	14	- ²⁾	M8x1	7	10	0,041	8	35	101,9
50	10	E	2	1	7,144	75	93	11	110	95	79	16	0	16	85	M8x1	8	10	0,084	5	68,7	155,8
50	20	E	2	2	7,144	85 ¹⁾	103 ¹⁾	11	125	95	77	22	0	18	95	M8x1	9	10	0,084	4	60	136,3
63	10	E	2	1	7,144	90	108	11	125	97	79	16	0	18	95	M8x1	9	10	0,084	5	76	197
63	20	E	2	2	7,144	95	115	13,5	135	99	79	25	0	20	100	M8x1	10	10	0,084	4	78,4	171,3

... ¹⁾ Its dimensions are not consistent with DIN 69051 / ²⁾ Rounded flange

2.3.9. Datos polea y correa dentada

"T" METRIC PITCH PULLEYS, BELTS AND BARS

Dimensional features



- SYMBOLS:**
- P = Pitch
 - Z = No. of Teeth
 - Øp = Pulley pitch line
 - Øe = External diameter
 - Lp = Pulley width
 - Lc = Belt width
 - Lpc = Belt pitch line length

Belt identification

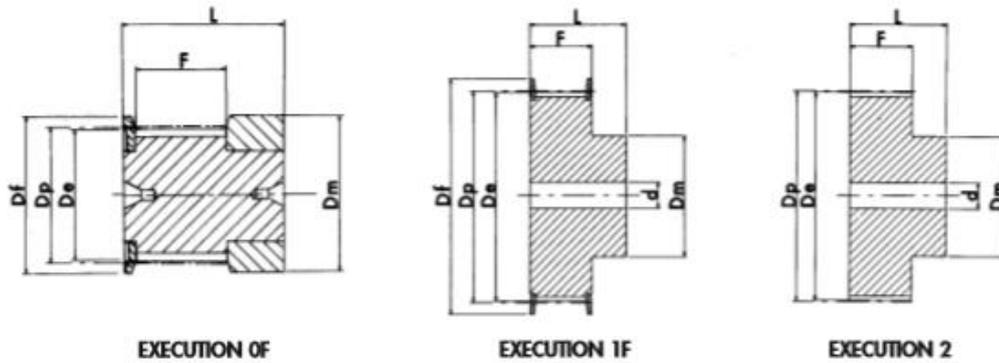
- 12 T10 440 {
- 12 = Belt width in mm.
 - T10 = Toothing pitch in mm.
 - 440 = Pitch line length in mm.

A) Polyurethane belt body
B) Steel reinforcing

STANDARD WIDTH FOR BELTS AND SHEARING TOLERANCES		
belt pitch	belt width (mm)	width tolerance (mm)
T 2.5 (2.5 mm)	6	± 0.3
T 5 (5 mm)	10 16 25	± 0.5
T 10 (10 mm)	16 25 32 50	± 0.5

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

" T " METRIC PITCH PULLEYS



How to identify a pulley – Example: 31 T10 25

Pulley width (mm) 31
 Pulley pitch (mm) T10
 No. of teeth on pulley 25

material: ALUMINIUM

T 10 (10mm pitch) DESIGNED FOR 25mm WIDE BELTS

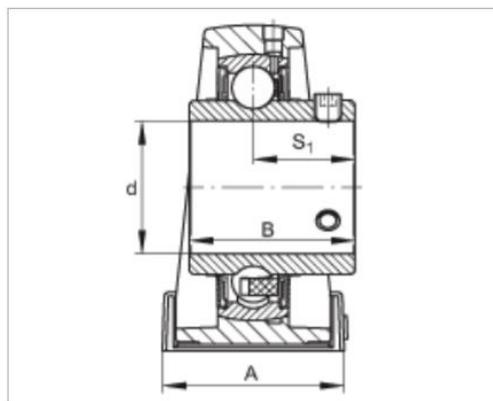
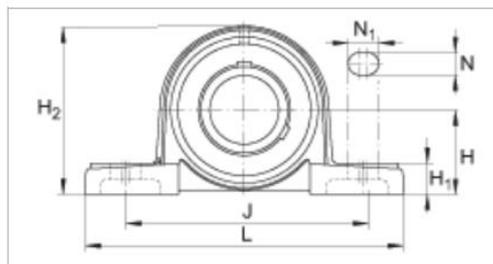
DESCRIPTION	EXEC.	No. of TEETH	Dp	De	Df	Dm	F	L	d	FLANGE No.
40 T10 12	1F	12	38.35	36.35	42	28	30	40	6	13
40 T10 14	1F	14	44.70	42.70	48	32	30	40	8	11
40 T10 15	1F	15	47.90	45.90	51	32	30	40	8	16
40 T10 16	1F	16	51.10	49.10	54	35	30	40	8	18
40 T10 18	1F	18	57.45	55.45	60	40	30	40	8	21
40 T10 19	1F	19	60.65	58.65	66	44	30	40	8	24
40 T10 20	1F	20	63.80	61.80	66	46	30	40	8	24
40 T10 22	1F	22	70.20	68.20	75	52	30	40	8	27
40 T10 24	1F	24	76.55	74.55	83	58	30	40	8	29
40 T10 25	1F	25	79.75	77.75	83	60	30	40	8	29
40 T10 26	1F	26	82.90	80.90	87	60	30	40	8	31
40 T10 27	1F	27	86.10	84.10	91	60	30	40	8	32
40 T10 28	1F	28	89.25	87.25	93	60	30	40	8	33
40 T10 30	1F	30	95.65	93.65	97	60	30	40	8	35
40 T10 32	1F	32	102.00	100.00	106	65	30	40	10	38
40 T10 36	1F	36	114.75	112.75	119	70	30	40	10	43
40 T10 40	1F	40	127.45	125.45	131	80	30	40	10	47
40 T10 44	2	44	140.20	138.20	-	88	30	40	10	-
40 T10 48	2	48	152.95	150.95	-	95	30	40	16	-
40 T10 60	2	60	191.15	189.15	-	110	30	40	16	-

2.3.10. Datos soporte UCP y UCF para ejes

Soportes de apoyo UCP205 (Serie UCP)

soporte de fundición gris, con base larga, rodamiento insertable con tornillos prisioneros en el anillo interior, obturación RSR

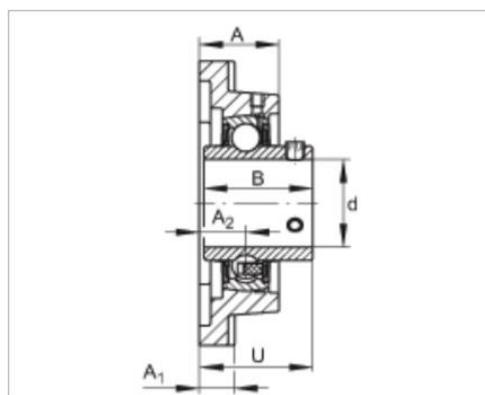
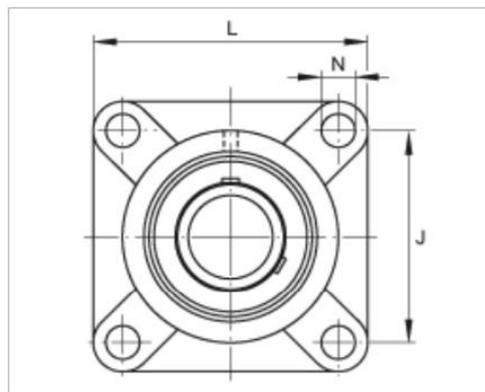
d	25 mm
L	140 mm
H ₂	71 mm
A	38 mm
B	34,1 mm
H	36,5 mm
H ₁	15 mm
J	105 mm
N	13 mm
N ₁	19 mm
S ₁	19,8 mm
m	0,79 kg Peso
	P205 Descripción soporte
	UC205 Descripción rodamiento insertable



Soportes UCF204 (Serie UCF)

Soportes-brida de cuatro agujeros, de fundición gris, con tornillos prisioneros en el anillo interior, obturaciones RSR

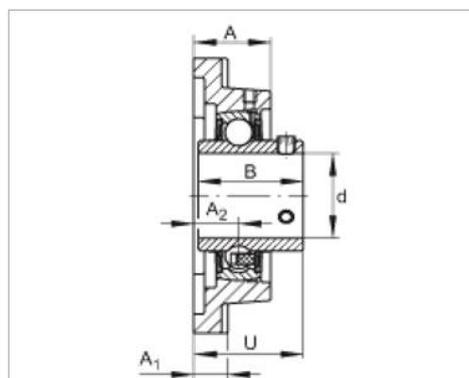
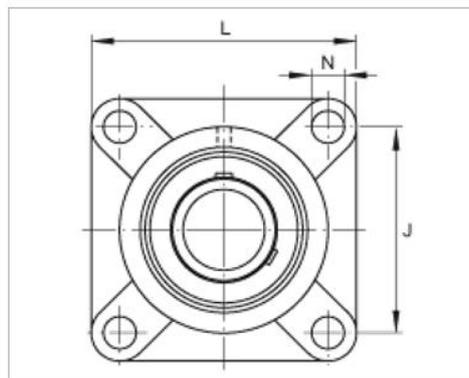
d	20 mm
L	86 mm
U	33,3 mm
A	25,5 mm
A ₁	12 mm
A ₂	15 mm
B	31 mm
J	64 mm
N	12 mm
m	0,57 kg Peso
	F204 Descripción soporte
	UC204 Descripción rodamiento insertable



Soportes UCF205 (Serie UCF)

Soportes-brida de cuatro agujeros, de fundición gris, con tornillos prisioneros en el anillo interior, obturaciones RSR

d	25 mm
L	95 mm
U	35,8 mm
A	27 mm
A ₁	14 mm
A ₂	16 mm
B	34,1 mm
J	70 mm
N	12 mm
m	0,85 kg Peso
	F205 Descripción soporte
	UC205 Descripción rodamiento insertable



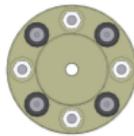
2.3.11. Datos acoplamiento flexible



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

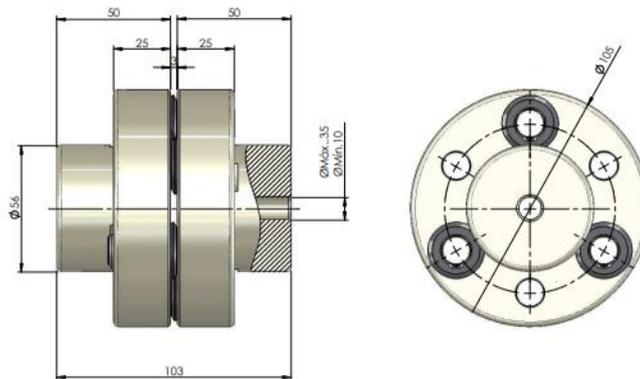
Contacte con nosotros **902 50 36 80**
 Horario comercial de 8:15 h a 19:00 h
 (Lunes a Jueves)
 8:30 h a 14:30 h (Viernes)
cidepa@cidepa-sincron.com

PLATO-T53



CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Referencia	PLATO-T53
CV máximos	1,70
RPM máximas	6.300,00
Tamaño	53
Diámetro eje máximo	35
Diámetro eje mínimo	10
Número de pivotes	6
Kgm2	0,01
Peso	3,00 Kg.



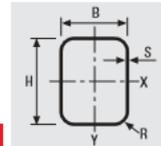
Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

2.3.12. Datos perfiles tubulares para la estructura

Nota: las propiedades técnicas se han determinado teniendo en consideración un radio de giro en los ángulos par a:

$r_{\text{externo}} = 1,25 \times s$

$r_{\text{interno}} = 1,00 \times s$



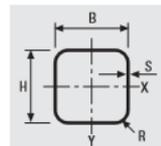
TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN RECTANGULAR LAMINADOS EN CALIENTE

Dimensiones H x B mm	Espesor S mm	Masa M kg/m	Área de la sección A cm ²	Momento de inercia J cm ⁴		Radio de giro l cm		Módulo de flexión elástico W cm ³		Módulo de flexión plástico Wp cm ³		Constantes de torsión		Área superficial por metro lineal m ² /m	Largo (*V) aprox. por t (m)
				x - x cm ⁴	y - y cm ⁴	x - x cm	y - y cm	x - x cm ³	y - y cm ³	x - x cm ³	y - y cm ³	Jv cm ⁴	Wv cm ³		
50x30	2,5	2,89	3,72	12,0	5,30	1,80	1,19	4,81	3,53	6,01	4,16	11,7	5,74	0,155	343
	3,0	3,41	4,40	13,9	6,04	1,78	1,17	5,54	4,03	7,01	4,83	13,5	6,52	0,154	290
	3,2	3,61	4,66	14,5	6,31	1,77	1,16	5,82	4,21	7,39	5,08	14,2	6,81	0,153	274
	4,0	4,39	5,68	17,0	7,25	1,73	1,13	6,80	4,83	8,81	6,01	16,6	7,79	0,151	224
	4,5	4,85	6,17	17,7	7,53	1,69	1,10	7,07	5,02	9,34	6,37	17,9	8,26	0,148	—
	5,0	5,28	6,88	19,5	8,13	1,68	1,09	7,79	5,42	10,4	6,98	19,0	8,71	0,149	185
	5,5	5,78	7,37	19,7	8,23	1,64	1,06	7,89	5,48	10,8	7,25	20,1	9,05	0,146	—
	6,3	6,33	8,07	20,6	8,50	1,60	1,03	8,26	5,66	11,5	7,68	21,1	9,36	0,144	—
	7,1	6,91	8,80	21,3	8,66	1,56	0,99	8,54	5,78	12,2	8,06	21,8	9,56	0,142	—
	120x60	3,6	9,66	12,4	230	76,9	4,31	2,49	38,3	25,6	47,6	29,2	183	43,3	0,352
4,0		10,7	13,6	249	83,1	4,28	2,47	41,5	27,7	51,9	31,7	201	47,1	0,350	—
4,5		11,9	15,2	275	91,2	4,25	2,45	45,8	30,4	57,6	35,1	222	51,7	0,348	—
5,0		13,1	16,9	304	99,9	4,24	2,43	50,7	33,3	63,9	38,8	242	56,0	0,349	75,2
5,6		14,6	18,6	327	107	4,20	2,40	54,6	35,8	69,5	42,1	265	60,8	0,346	—
6,3		16,2	20,9	366	118	4,18	2,38	61,0	39,4	78,0	46,9	290	66,0	0,346	61,0
7,1		18,1	23,0	391	126	4,12	2,34	65,2	41,9	84,4	50,8	317	71,3	0,342	—
8,0		20,1	25,9	437	138	4,10	2,31	72,8	45,9	94,8	56,4	344	76,8	0,343	49,0
8,8		21,8	27,8	452	142	4,04	2,27	75,3	47,5	99,6	59,2	366	80,8	0,337	—
10,0		24,3	30,9	488	152	3,97	2,21	81,4	50,5	109	64,4	396	86,1	0,334	—
11,0		26,3	33,5	514	158	3,92	2,17	85,7	52,6	116	68,2	417	89,7	0,332	—
12,5		29,1	37,1	546	165	3,84	2,11	91,1	54,9	126	73,1	442	93,8	0,328	—
140x70		3,6	11,4	14,5	368	124	5,04	2,93	52,6	35,5	65,1	40,1	296	60,4	0,411
	4,0	12,6	16,0	404	136	5,02	2,91	57,7	38,8	71,7	44,0	325	66,0	0,410	—
	4,5	14,0	17,9	447	149	5,00	2,89	63,8	42,7	79,7	48,8	360	72,6	0,408	—
	5,0	15,5	19,7	488	163	4,98	2,87	69,8	46,5	87,6	53,5	394	79,0	0,407	—
	5,6	17,2	21,9	536	177	4,95	2,84	76,6	50,7	96,7	58,9	433	86,2	0,406	—
	6,3	19,2	24,4	589	194	4,91	2,81	84,2	55,3	107	65,0	477	94,0	0,404	—
	7,1	21,4	27,3	647	211	4,87	2,78	92,4	60,2	118	71,5	523	102	0,402	—
	8,0	23,8	30,4	707	228	4,82	2,74	101	65,1	130	78,5	572	111	0,399	—
	8,8	25,9	33,0	756	242	4,78	2,71	108	69,1	141	84,3	613	118	0,397	—
	10,0	29,0	36,9	823	260	4,72	2,65	118	74,3	155	92,3	668	127	0,394	—
	11,0	31,4	40,1	874	273	4,67	2,61	125	78,0	166	98,5	708	133	0,392	—
	12,5	35,0	44,6	939	289	4,59	2,55	134	82,6	182	107	761	141	0,388	—
	14,2	38,8	49,4	1000	302	4,50	2,47	143	86,4	197	114	809	148	0,383	—

Nota: las propiedades técnicas se han determinado teniendo en consideración un radio de giro en los ángulos par a:

$r_{\text{externo}} = 1,25 \times s$

$r_{\text{interno}} = 1,00 \times s$



TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN CUADRADA LAMINADOS EN CALIENTE

Dimensiones H x B (mm)	Espesor S (mm)	Masa M (kg/m)	Área de la sección A (cm ²)	Momento de inercia J (cm ⁴)	Radio de giro l (cm)	Módulo de flexión elástico W (cm ³)	Módulo de flexión plástico Wp (cm ³)	Constantes de torsión		Área superficial por metro lineal m ² /m	Largo (*V) aprox. por t (m)
								Jv (cm ⁴)	Wv (cm ³)		
60x60	3,0	5,29	6,80	36,6	2,32	12,2	14,5	56,9	17,7	0,234	188
	3,2	5,62	7,22	38,7	2,31	12,9	15,3	60,1	18,6	0,233	177
	4,0	6,97	8,88	46,1	2,28	15,4	18,6	72,4	22,1	0,231	144
	5,0	8,42	10,9	54,4	2,24	18,1	22,3	86,3	25,8	0,229	118
	6,3	10,3	13,3	63,4	2,18	21,1	26,6	102	29,7	0,226	95,3
	7,1	11,4	14,5	65,8	2,13	21,9	28,2	110	31,6	0,222	—
	8,0	12,5	16,3	72,4	2,11	24,1	31,4	119	33,5	0,223	78,1
	8,8	13,5	17,2	72,5	2,05	24,2	32,2	124	34,6	0,217	—
	10,0	14,9	18,9	75,5	2,00	25,2	34,4	131	36,0	0,214	—
	11,0	15,9	20,3	77,1	1,95	25,7	35,9	136	36,7	0,212	—
12,5	17,3	22,1	78,0	1,88	26,0	37,5	139	37,0	0,208	—	
50x50	2,5	3,68	4,72	17,7	1,94	7,07	8,38	27,4	10,2	0,195	270
	3,0	4,35	5,60	20,5	1,91	8,20	9,83	32,0	11,8	0,194	228
	3,2	4,62	5,94	21,6	1,91	8,62	10,4	33,8	12,4	0,193	215
	4,0	5,64	7,28	25,5	1,87	10,2	12,5	40,4	14,5	0,191	175
	5,0	6,85	8,88	29,6	1,83	11,9	14,9	47,6	16,7	0,189	144
	6,3	8,31	10,8	33,9	1,77	13,6	17,5	55,3	18,9	0,186	118

2.3.13. Datos de la guía y patín HIWIN

GUÍAS LINEALES. SERIES HG Y QH



CAPACIDADES Y PARES DE CARGA

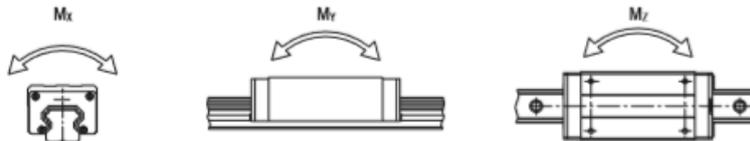


Tabla 3.4 CAPACIDADES Y PARES DE CARGA PARA LAS SERIES HG / QH

Series / tamaño	Capacidad de carga dinámica C_{dyn} (N) ¹⁾	Capacidad de carga estática C_0 (N)	Momento dinámico (Nm)			Momento estático (Nm)		
			M_x	M_y	M_z	M_{ax}	M_{ay}	M_{az}
HG_15C	11.380	16.970	76	67	67	120	100	100
QH_15C	13.880	14.360	90	84	84	100	80	80
HG_20S	12.190	16.110	99	61	61	130	80	80
HG_20C	17.750	27.760	178	126	126	270	200	200
QH_20C	23.080	25.630	231	171	171	260	190	190
HG_20H	21.180	35.900	208	203	203	350	350	350
QH_20H	27.530	31.670	268	230	230	310	270	270
HG_25S	24.290	18.650	239	123	123	310	160	160
HG_25C	26.480	36.490	301	240	240	420	330	330
QH_25C	31.780	33.680	361	294	294	390	310	310
HG_25H	32.750	49.440	374	379	379	560	570	570
QH_25H	39.300	43.620	451	410	410	500	450	450
HG_30C	38.740	52.190	494	396	396	660	530	530
QH_30C	46.490	48.170	588	491	491	600	500	500
HG_30H	47.270	69.160	600	630	630	880	920	920
QH_30H	56.720	65.090	722	623	623	830	890	890
HG_35C	49.520	69.160	832	577	577	1.160	810	810
QH_35C	60.520	63.840	1.019	720	720	1.070	760	760
HG_35H	60.210	91.630	1.011	918	918	1.540	1.400	1.400
QH_35H	73.590	86.240	1.233	1.135	1.135	1.450	1.330	1.330
HG_45C	77.570	102.710	1.497	1.169	1.169	1.980	1.550	1.550
QH_45C	89.210	94.810	1.723	1.295	1.295	1.830	1.380	1.380
HG_45H	94.540	136.460	1.825	1.857	1.857	2.630	2.680	2.680
QH_45H	108.720	128.430	2.097	2.041	2.041	2.470	2.410	2.410
HG_55C	114.440	148.330	2.843	2.039	2.039	3.690	2.640	2.640
HG_55H	139.350	196.200	3.464	3.242	3.242	4.880	4.570	4.570
HG_65C	163.630	215.330	5.049	3.245	3.245	6.650	4.270	4.270
HG_65H	208.360	303.130	6.449	5.068	5.068	9.380	7.380	7.380

1) Capacidad de carga dinámica para distancia de desplazamiento de 50.000 m

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

GUÍAS LINEALES. SERIES EG Y QE



DIMENSIONES DE LOS PATINES EG / QE

DIMENSIONES DE EGW / QEW

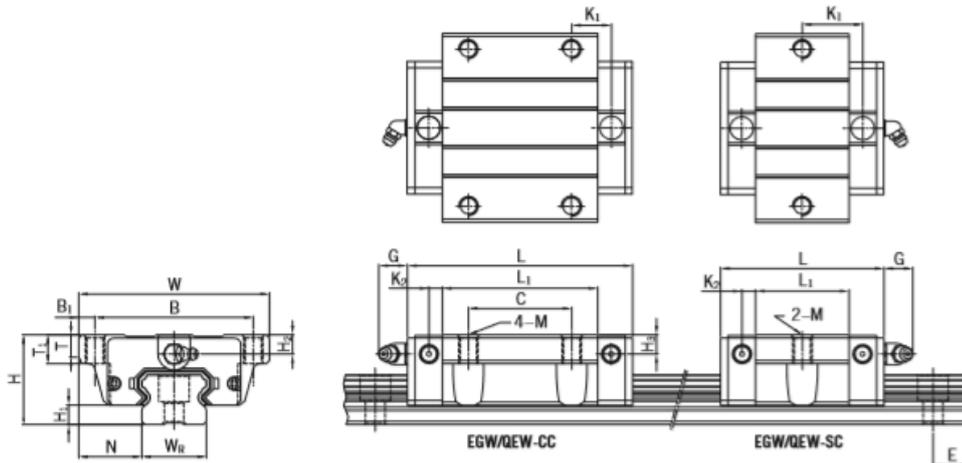
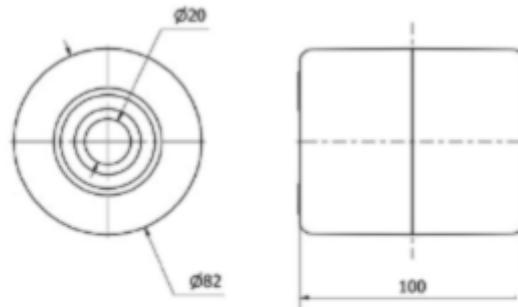


Tabla 3.28 DIMENSIONES DEL PATIN

Series / tamaño	Dimensiones instalación (mm)						Dimensiones del patin (mm)											Capacidades de carga (N)		Peso (kg)
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	G	M	T	T ₁	H ₂	H ₃	C _{dyn}	C _{st}	
EGW15SC	24	4,5	18,5	52	41	5,5	-	23,1	40,1	14,80	3,50	5,7	M5	5,0	7	5,5	6,0	5.350	9.400	0,12
EGW15CC							26	39,8	56,8	10,15								7.830	16.190	0,21
QEW15SC	24	4,0	18,5	52	41	5,5	-	23,1	40,1	14,80	3,50	5,7	M5	5,0	-	5,5	6,0	8.560	8.790	0,12
QEW15CC							26	39,8	56,8	10,15								12.530	15.280	0,21
EGW20SC	28	6,0	19,5	59	49	5,0	-	29,0	50,0	18,75	4,15	12,0	M6	7,0	9	6,0	6,0	7.230	12.740	0,19
EGW20CC							32	48,1	69,1	12,30								10.310	21.130	0,32
QEW20SC	28	6,0	19,5	59	49	5,0	-	29,0	50,0	18,75	4,15	12,0	M6	7,0	-	6,0	6,5	11.570	12.180	0,19
QEW20CC							32	48,1	69,1	12,30								16.500	20.210	0,31
EGW25SC	33	7,0	25,0	73	60	6,5	-	35,5	59,1	21,90	4,55	12,0	M8	7,5	10	8,0	8,0	11.400	19.500	0,35
EGW25CC							35	59,0	82,6	16,15								16.270	32.400	0,59
QEW25SC	33	6,2	25,0	73	60	6,5	-	35,5	60,1	21,90	5,00	12,0	M8	7,5	-	8,0	8,0	18.240	18.900	0,34
QEW25CC							35	59,0	83,6	16,15								26.030	31.490	0,58
EGW30SC	42	10,0	31,0	90	72	9,0	-	41,5	69,5	26,75	6,00	12,0	M10	7,0	10	8,0	9,0	16.420	28.100	0,62
EGW30CC							40	70,1	98,1	21,05								23.700	47.460	1,04
QEW30SC	42	10,0	31,0	90	72	9,0	-	41,5	67,5	25,75	6,00	12,0	M10	7,0	-	8,0	9,0	26.270	27.820	0,61
QEW30CC							40	70,1	96,1	20,05								37.920	46.630	1,03
EGW35SC	48	11,0	33,0	100	82	9,0	-	45,0	75,0	28,50	7,00	12,0	M10	10,0	13	8,5	8,5	22.660	37.380	0,91
EGW35CC							50	78,0	108,0	20,00								33.350	64.840	1,40
QEW35SC	48	11,0	33,0	100	82	9,0	-	51,0	76,0	30,30	6,25	12,0	M10	10,0	13	8,5	8,5	36.390	36.430	0,77
QEW35CC							50	83,0	108,0	21,30								51.180	59.280	1,19

Para las dimensiones del raíl, véase la pág. 45; para adaptadores de lubricación estándar y opcional, véase pág. 108.

*Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada***2.3.14. Datos de los rodillos del brazo**

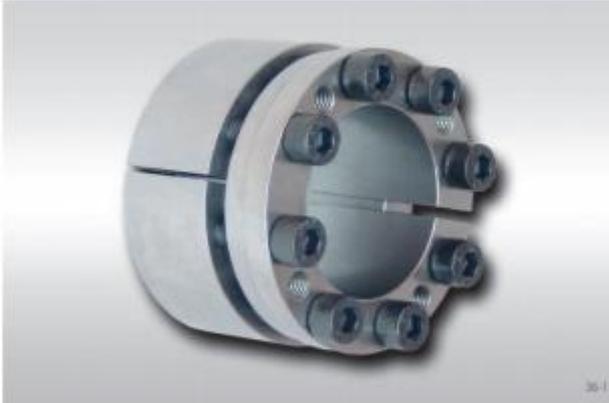
Tipo Soporte	Aro suelto
Material	Nylon - Poliamida
Temperatura Mínima (°C)	-30
Temperatura Máxima (°C)	80
Cojinete	Bolas
Color	Blanco
Diámetro (mm)	82
Ancho de banda (mm)	100
Diámetro agujero del buje	20
Longitud del Buje	100
Capacidad de carga (kg)	950
Peso Unitario de la rueda (kg)	0.71
Volumen (cm ³)	672

2.3.15. Datos de la unión cónica

Uniones cónicas de fijación RLK 130

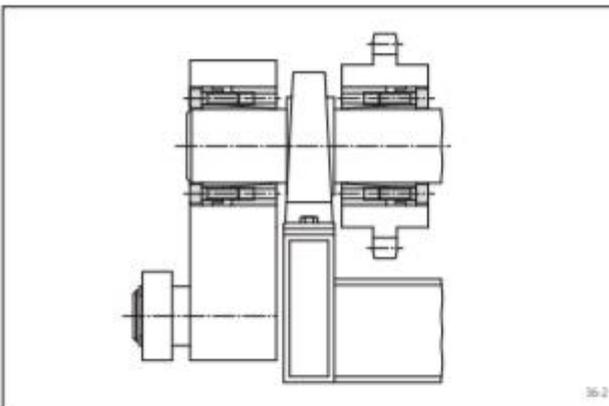
centra el cubo en el eje macizo
grandes pares transmisibles

RINGSPANN



Características

- Centra el cubo en el eje macizo
- Grandes pares transmisibles
- Par transmisible desde 580 Nm hasta 70 000 Nm
- Para diámetros de eje macizo entre 20 mm y 180 mm



Ejemplo de aplicación

Conexión sin holguras de una unidad de elevación excéntrica y un engranaje al eje macizo conductor del dispositivo elevador, mediante una unión cónica de fijación RLK 130. Debido a la fuerza excéntrica aplicada a la unidad de elevación, la unión cónica de fijación debe transmitir además del par de torsión, fuerzas y momentos de flexión.

Pares y fuerzas axiales transmisibles

Los pares transmisibles o las fuerzas axiales mostradas en la siguiente página, están sujetas a las siguientes tolerancias, características superficiales y requerimientos de material. Por favor, contacte con nosotros en caso de variaciones.

Tolerancias

- h8 para diámetros de eje macizo d
- H8 para diámetros de cubo D

Superficies

Rugosidad superficial media de las superficies en contacto entre el eje macizo y el agujero del cubo:
 $R_a = 10 \dots 25 \mu\text{m}$.

Materiales

En el eje macizo y el cubo se aplica lo siguiente:

- E-módulo $\geq 170 \text{ kN/mm}^2$

Instalación

Por favor, consulte nuestras instrucciones de instalación y operación para uniones cónicas de fijación RLK 130.

Transmisión simultánea de par y fuerza axial

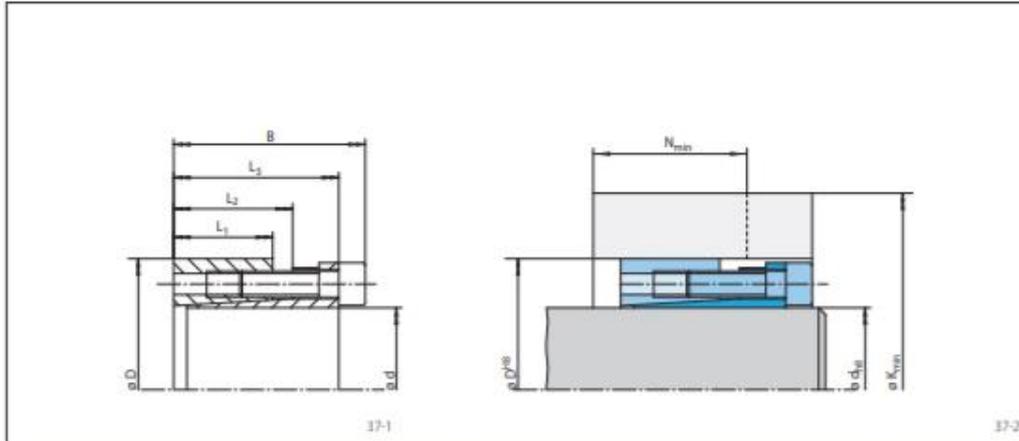
Los pares transmisibles M que se muestran en las tablas se aplican para fuerzas axiales $F = 0 \text{ kN}$ y por el contrario, las fuerzas axiales F indicadas se aplican a pares $M = 0 \text{ Nm}$. En el caso de que se deban transmitir simultáneamente par y fuerza axial, el par transmisible y la fuerza axial transmisible se reducen. Por favor, consulte los puntos técnicos de las páginas 72 y 73.

Ejemplo de pedido

Unión cónica de fijación RLK 130 para eje macizo de diámetro $d = 100 \text{ mm}$:

- RLK 130, tamaño 100 x 145
Número de artículo 4204-100001-000000

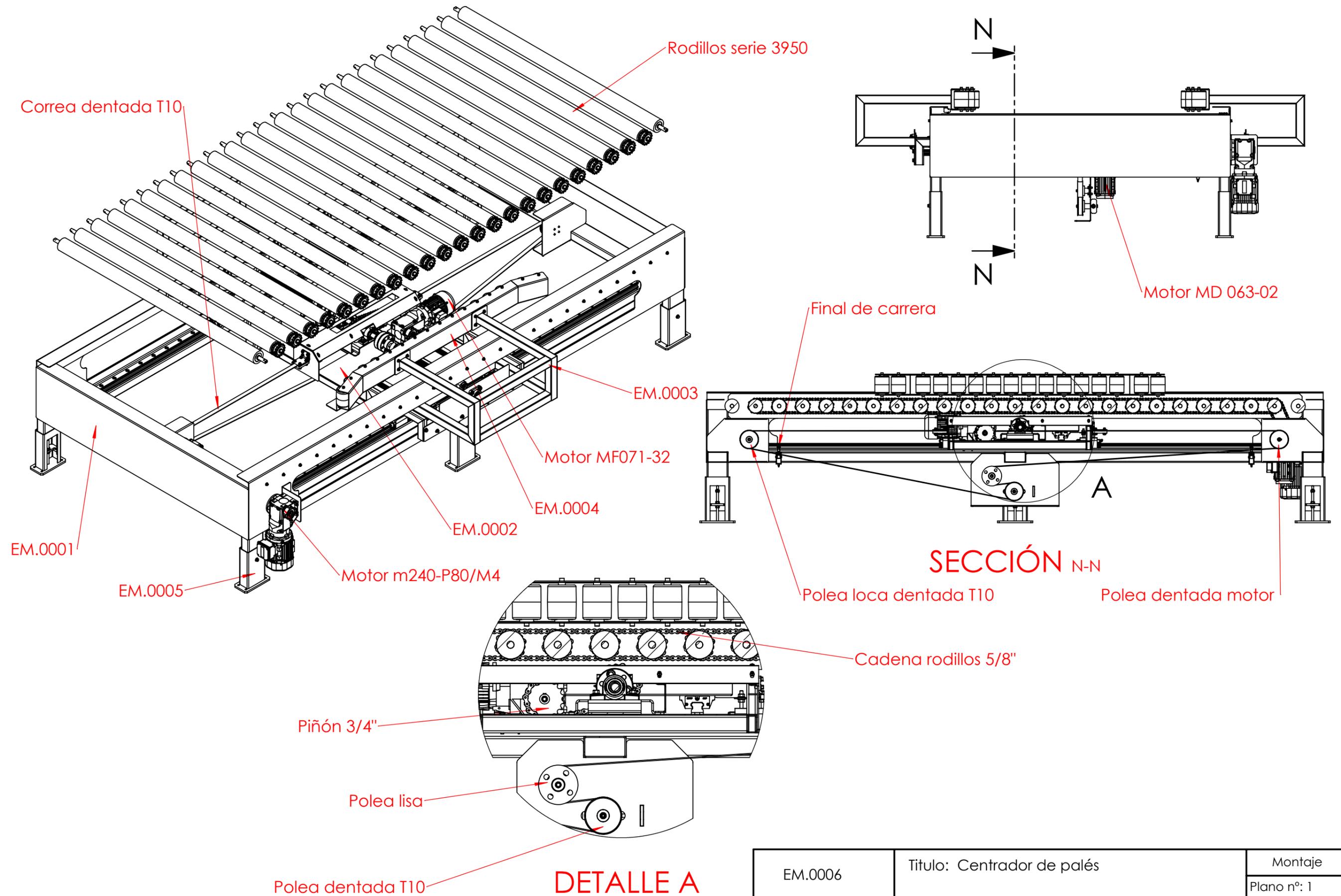
Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada



Dimensiones												Datos técnicos						Número de artículo					
Tamaño	d	D	B	L ₁	L ₂	L ₃	Limite elástico R _e del material del cubo (N/mm ²)						Paro fuerza axial transmisible		Presión de contacto en		Tornillos de fijación			Peso			
							200	320	500	K _{max}	N _{max}	K _{max}	N _{max}	K _{max}	N _{max}	M	F	P _W	P _C			Par de apriete M _t	Número
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Nm	kN	N/mm ²	N/mm ²	Nm			mm	kg	
20	47	48	26	31	42	92	49	73	39	63	34	580	58	294	126	17,4	6	M 6	25	0,4	4204-020001-000000		
22	47	48	26	31	42	92	49	73	39	63	34	630	58	268	126	17,4	6	M 6	25	0,4	4204-022001-000000		
24	50	48	26	31	42	93	48	76	39	66	34	690	58	245	118	17,4	6	M 6	25	0,4	4204-024001-000000		
25	50	48	26	31	42	93	48	76	39	66	34	720	58	236	118	17,4	6	M 6	25	0,4	4204-025001-000000		
28	55	48	26	31	42	96	47	80	39	71	34	810	58	210	107	17,4	6	M 6	25	0,5	4204-028001-000000		
30	55	48	26	31	42	96	47	80	39	71	34	860	58	196	107	17,4	6	M 6	25	0,5	4204-030001-000000		
32	60	48	26	31	42	113	53	92	42	80	36	1250	77	245	131	17,4	8	M 6	25	0,5	4204-032001-000000		
35	60	48	26	31	42	113	53	92	42	80	36	1350	77	224	131	17,4	8	M 6	25	0,5	4204-035001-000000		
38	65	48	26	31	42	116	52	96	42	85	36	1450	77	207	121	17,4	8	M 6	25	0,6	4204-038001-000000		
40	65	48	26	31	42	116	52	96	42	85	36	1550	77	196	121	17,4	8	M 6	25	0,6	4204-040001-000000		
42	75	59	30	35	51	135	60	112	49	98	42	2200	110	222	125	42,2	6	M 8	30	1,0	4204-042001-000000		
45	75	59	30	35	51	135	60	112	49	98	42	2350	110	207	125	42,2	6	M 8	30	0,9	4204-045001-000000		
48	80	59	30	35	51	158	69	128	54	111	46	3400	140	259	156	42,2	8	M 8	30	1,1	4204-048001-000000		
50	80	59	30	35	51	158	69	128	54	111	46	3500	140	249	156	42,2	8	M 8	30	1,0	4204-050001-000000		
55	85	59	30	35	51	160	68	132	54	115	45	3900	140	226	146	42,2	8	M 8	30	1,1	4204-055001-000000		
60	90	59	30	35	51	163	67	135	53	119	45	4200	140	207	138	42,2	8	M 8	30	1,2	4204-060001-000000		
65	95	59	30	35	51	166	66	139	52	124	45	4600	140	191	131	42,2	8	M 8	30	1,2	4204-065001-000000		
70	110	70	40	45	60	201	86	166	68	146	58	7700	220	210	134	83,0	8	M 10	30	2,3	4204-070001-000000		
75	115	70	40	45	60	203	84	170	68	150	58	8300	220	196	128	83,0	8	M 10	30	2,5	4204-075001-000000		
80	120	70	40	45	60	206	83	174	67	155	58	8800	220	184	123	83,0	8	M 10	30	2,6	4204-080001-000000		
85	125	70	40	45	60	231	93	191	73	168	62	11700	280	216	147	83,0	10	M 10	30	2,7	4204-085001-000000		
90	130	70	40	45	60	233	92	195	73	172	61	12400	280	204	141	83,0	10	M 10	30	2,8	4204-090001-000000		
95	135	70	40	45	60	236	91	199	72	177	61	13000	280	193	136	83,0	10	M 10	30	3,2	4204-095001-000000		
100	145	80	45	52	68	253	99	213	79	189	67	16000	320	192	133	144,0	8	M 12	35	3,9	4204-100001-000000		
110	155	80	45	52	68	259	97	221	78	198	67	18000	320	175	124	144,0	8	M 12	35	4,8	4204-110001-000000		
120	165	80	45	52	68	290	108	245	85	218	72	24500	410	200	146	144,0	10	M 12	35	5,0	4204-120001-000000		
130	180	80	45	52	68	322	116	271	91	241	76	31500	490	221	160	144,0	12	M 12	35	6,0	4204-130001-000000		
140	190	90	50	58	76	341	126	286	98	254	82	39000	560	211	156	229,0	10	M 14	40	8,2	4204-140001-000000		
150	200	90	50	58	76	375	138	312	106	274	87	50000	670	236	177	229,0	12	M 14	40	8,7	4204-150001-000000		
160	210	90	50	58	76	380	135	320	105	283	87	53500	670	222	169	229,0	12	M 14	40	9,0	4204-160001-000000		
170	225	90	50	58	76	414	145	348	112	307	91	66000	780	243	184	229,0	14	M 14	40	10,0	4204-170001-000000		
180	235	90	50	58	76	420	143	356	111	316	91	70000	780	230	176	229,0	14	M 14	40	11,0	4204-180001-000000		

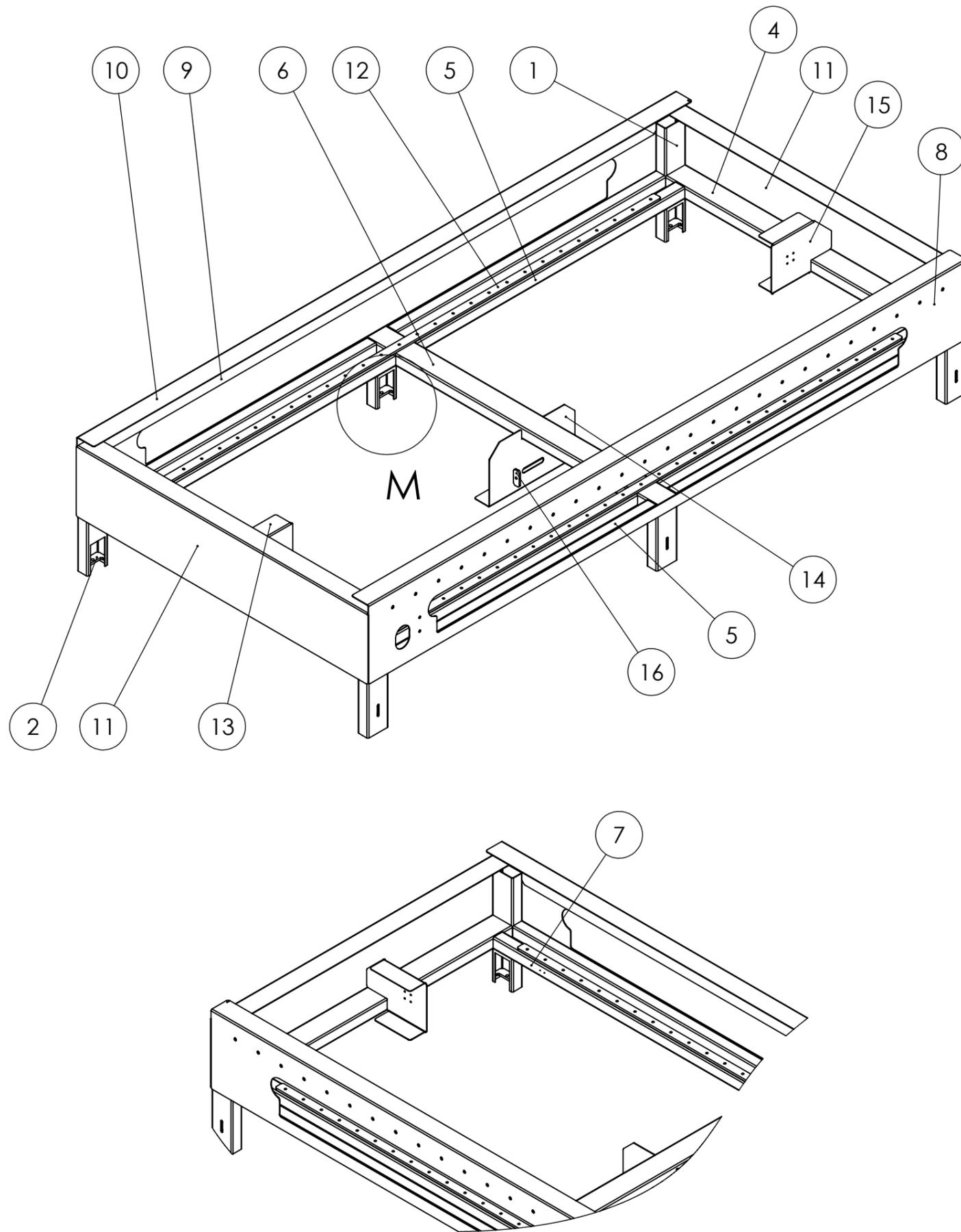
DOCUMENTO N° 3: PLANOS

3. PLANOS.....	102
3.1. Plano de montaje	102
3.2. Plano de soldadura de la estructura rodillera	103
3.3. Plano de soldadura la pata regulable	105
3.4. Plano de soldadura del carro central	106
3.5. Plano de soldadura del brazo.....	108
3.6. Plano de soldadura del brazo.....	110
3.7. Planos de la estructura rodillera	111
3.8. Planos del carro central	128
3.9. Planos del brazo	143
3.10. Planos del brazo compactador.....	152
3.11. Planos de los elementos no soldados.....	154
3.12. Planos de la pata regulable	164



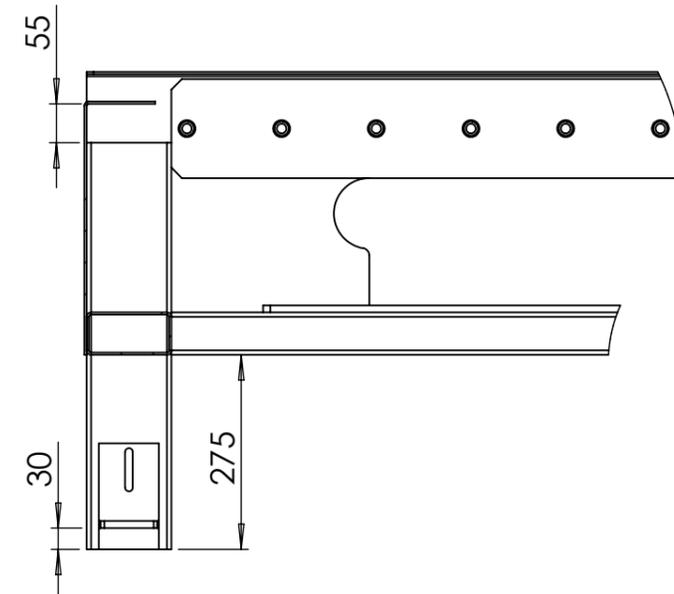
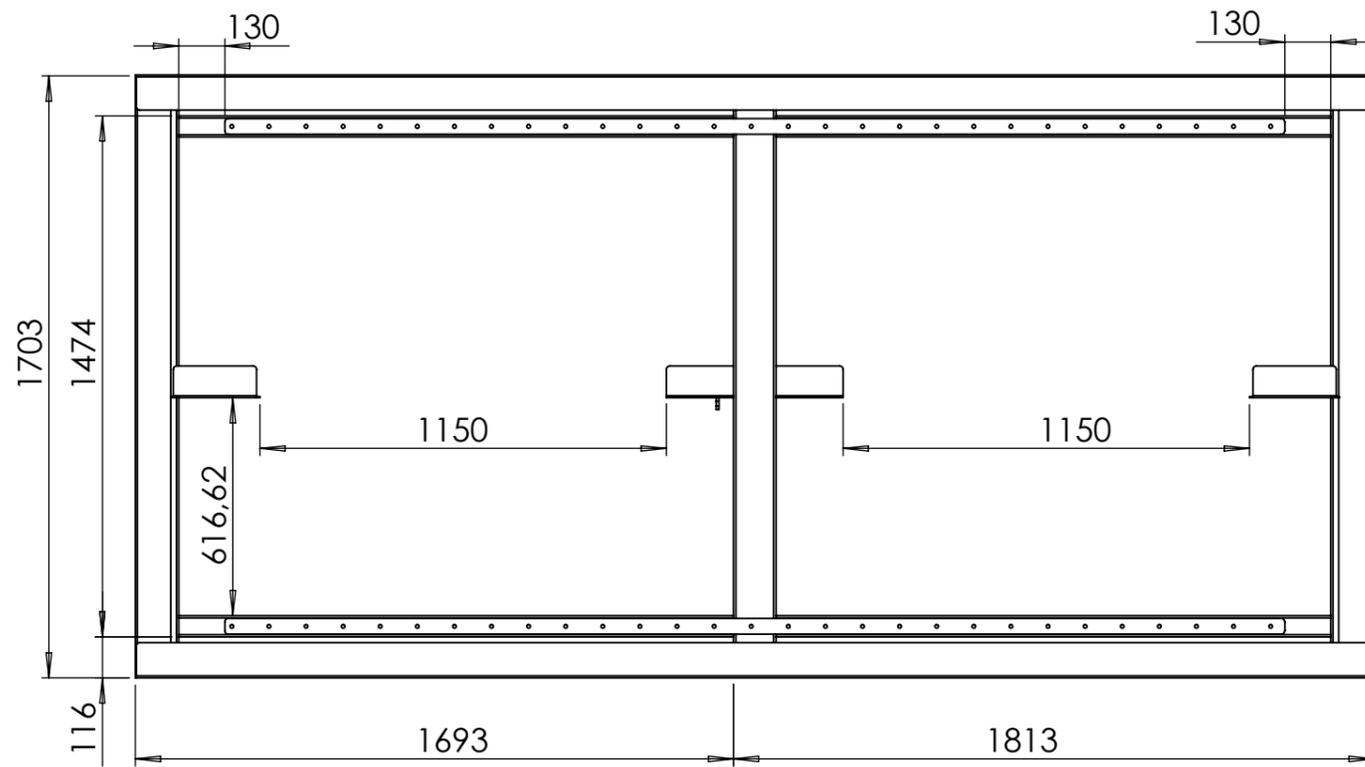
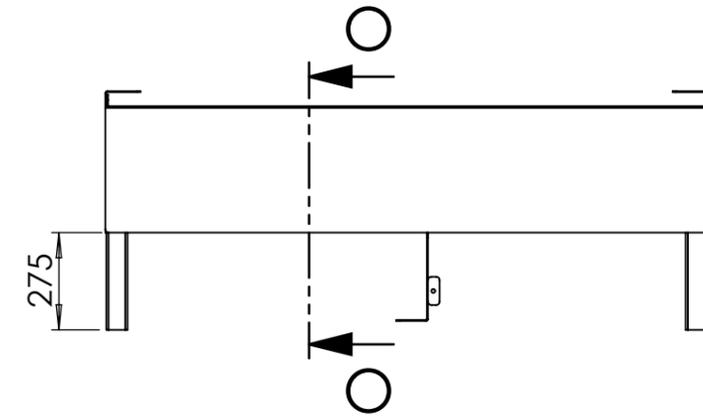
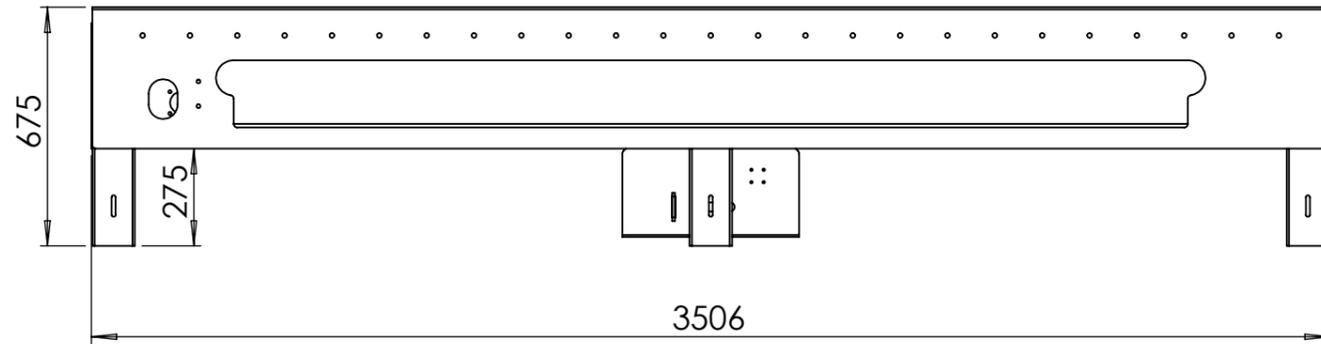
**DETALLE A
ESCALA 1 : 10**

EM.0006		Titulo: Centrador de palés		Montaje	
Escala 1:20		Un. dim. mm		Plano nº: 1	
				Dirigido por: Marcos Dadone	
				Fecha: 14/12/18	
		Formato de hoja		A3	



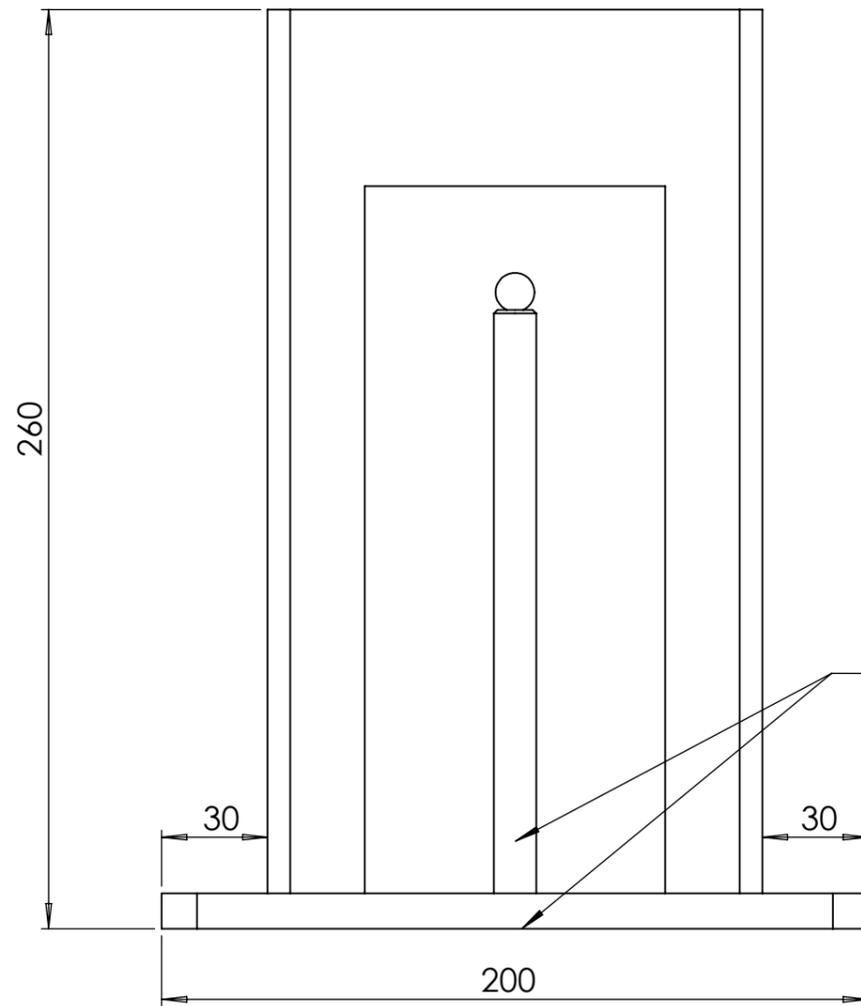
16	Tensor polea reenvio	ID.0016	1	Acero F-111
15	Soporte polea loca	ID.0015	1	Acero F-111
14	soporte reenvio	ID.0014	1	Acero F-111
13	Soporte motor avance	ID.0013	1	Acero F-111
12	Pletina sujeción guía carro central	ID.0012	2	Acero F-111
11	Chapa delantera y trasera	ID.0011	2	Acero F-111
10	Chapa lateral soporte rodillos	ID.0010	1	Acero F-112
9	Refuerzo chapa lateral	ID.0009	2	Acero F-111
8	Chapa lateral soporte rodillos lado piñones	ID.0008	1	Acero F-112
7	Tubo 60x60 soporte estructura final de carrera	ID.0007	2	Acero S275JR
6	Tubo 120x60 soporte estructura central	ID.0006	1	Acero S275JR
5	tubo 60x60 soporte estructura	ID.0005	6	Acero S275JR
4	Tubo 120x60 soporte estructura	ID.0004	2	Acero S275JR
3	Tubo 120x60 patas centrales	ID.0003	2	Acero S275JR
2	Pletina ajuste pata	ID.0002	6	Acero F-111
1	Tubo 120x60 patas extremos	ID.0001	4	Acero S275JR

MARCA	DENOMINACIÓN	REFERENCIA	CANTIDAD	MATERIAL
EM.0001	Titulo: Estructura rodillera			Soldadura
				Plano nº: 2
Escala 1:20	Un. dim. mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 14/12/18
			Formato de hoja	A3

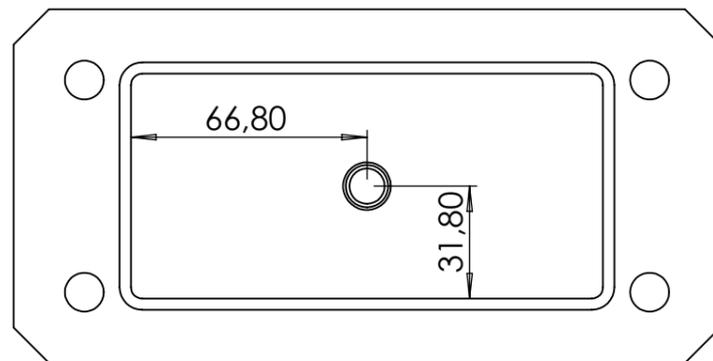
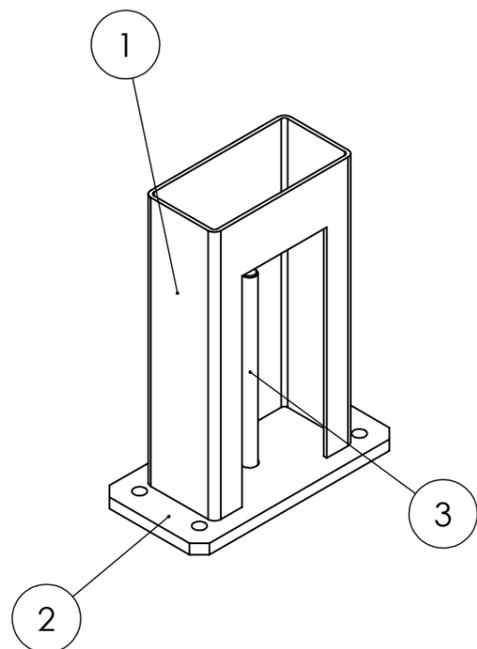
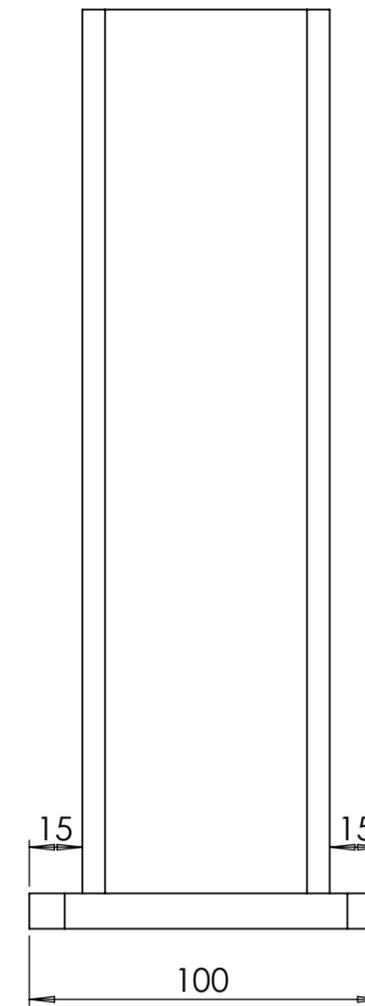


SECCIÓN o-o
ESCALA 1 : 10

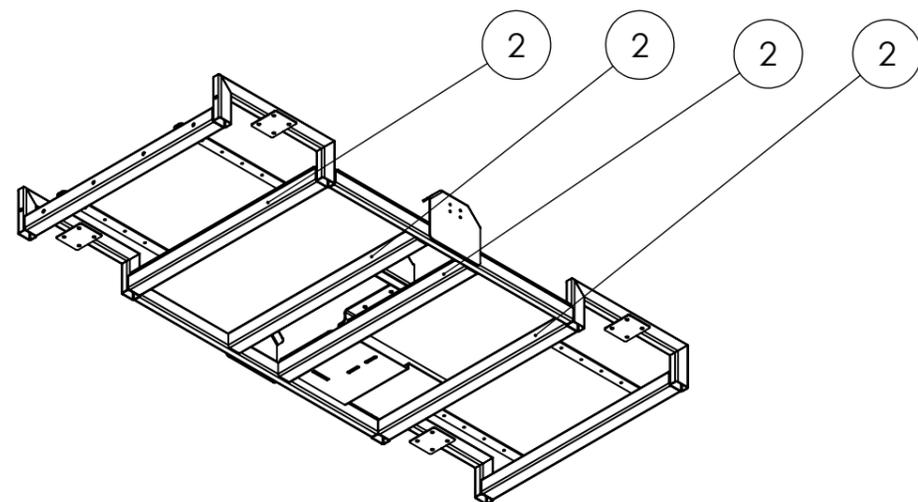
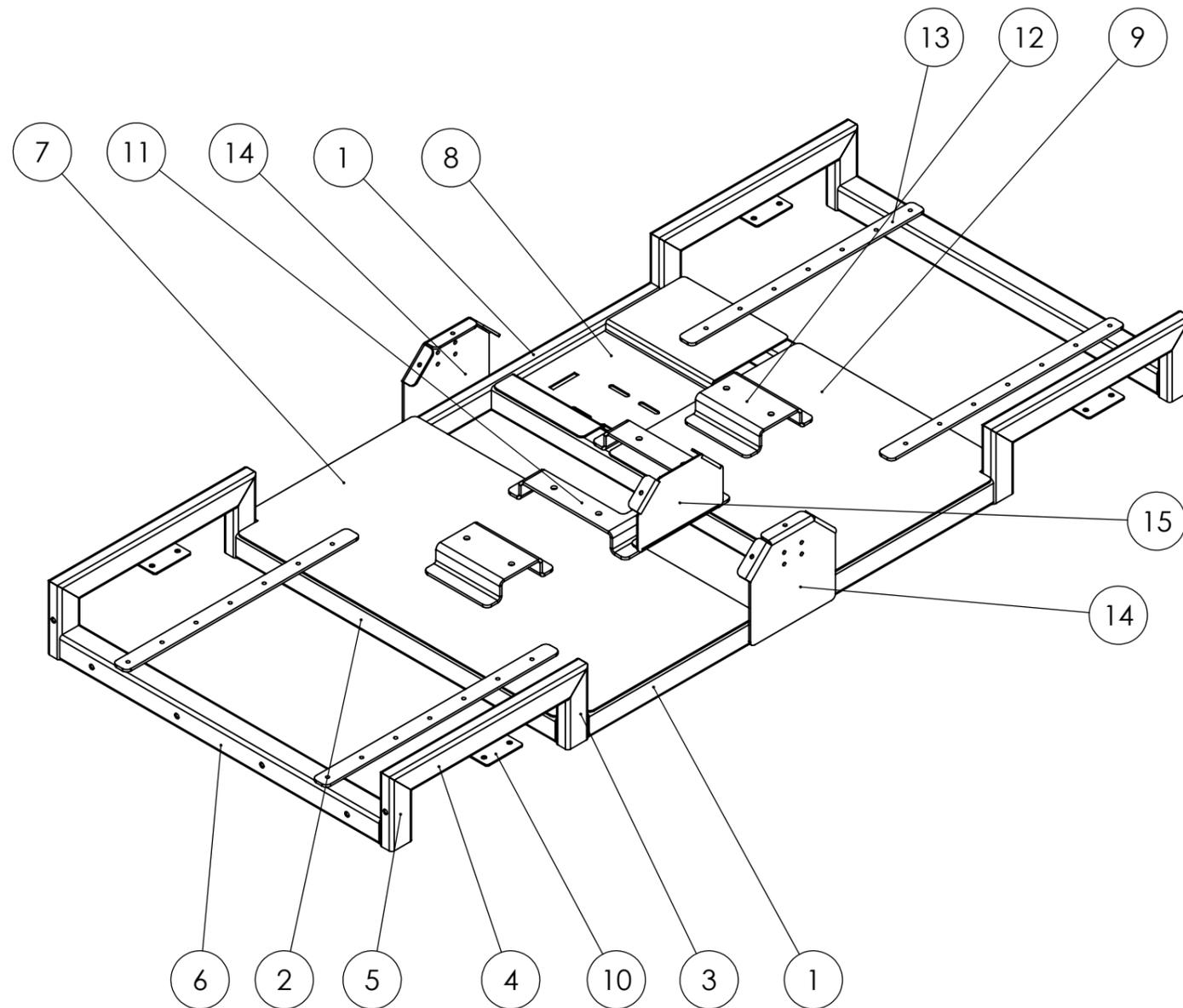
EM.0001		Titulo: Estructura rodillera		Soldadura	
Escala 1:20		Un. dim. mm		Plano n°: 3	
				Dirigido por: Marcos Dadone	
		Formato de hoja		Fecha: 14/12/18	
				A3	



Soldar a cara

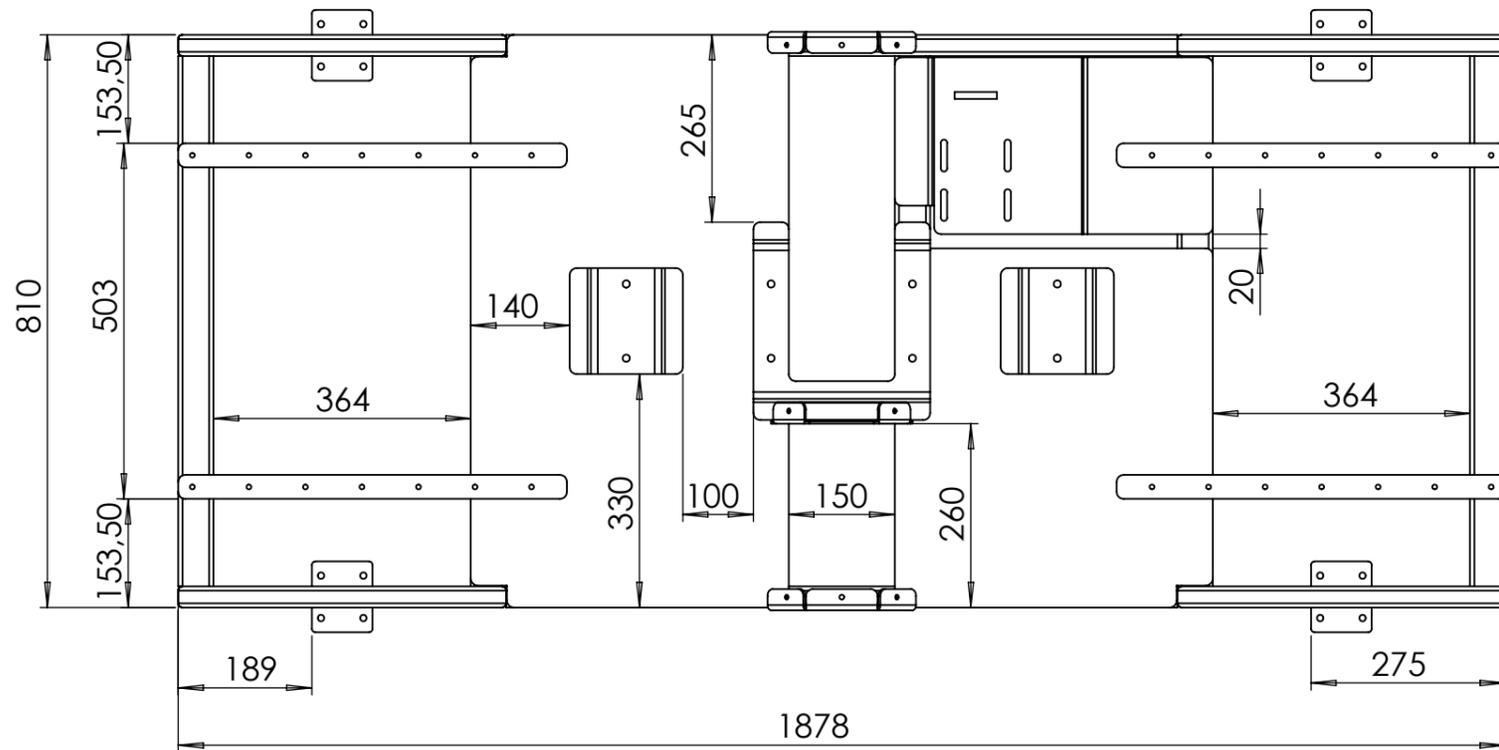
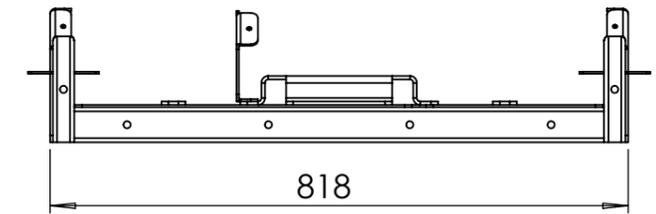
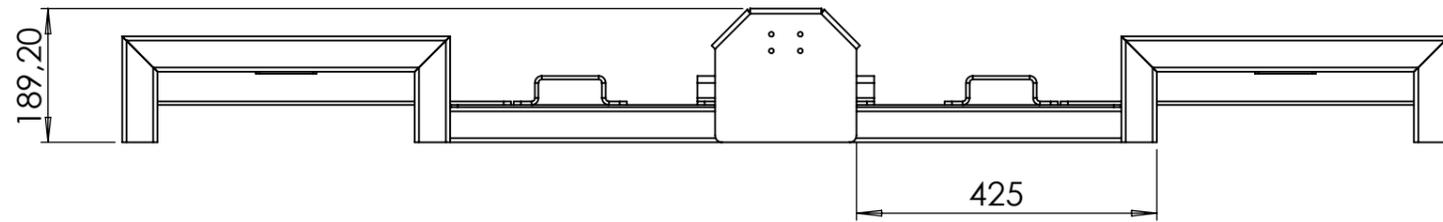


3	Varilla	ID.0055	1	Acero
2	Placa anclaje	ID.0054	1	Acero F-111
1	Tubo 140x70 patas regulables	ID.0053	1	Acero S275JR
MARCA	DENOMINACIÓN	REFERENCIA	CANTIDAD	MATERIAL
EM.0005		Titulo: Pata regulable		Soldadura
Escala 1:2		Un. dim. mm	Plano nº: 4	
Un. dim. mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 14/12/18
Un. dim. mm		Formato de hoja		A3

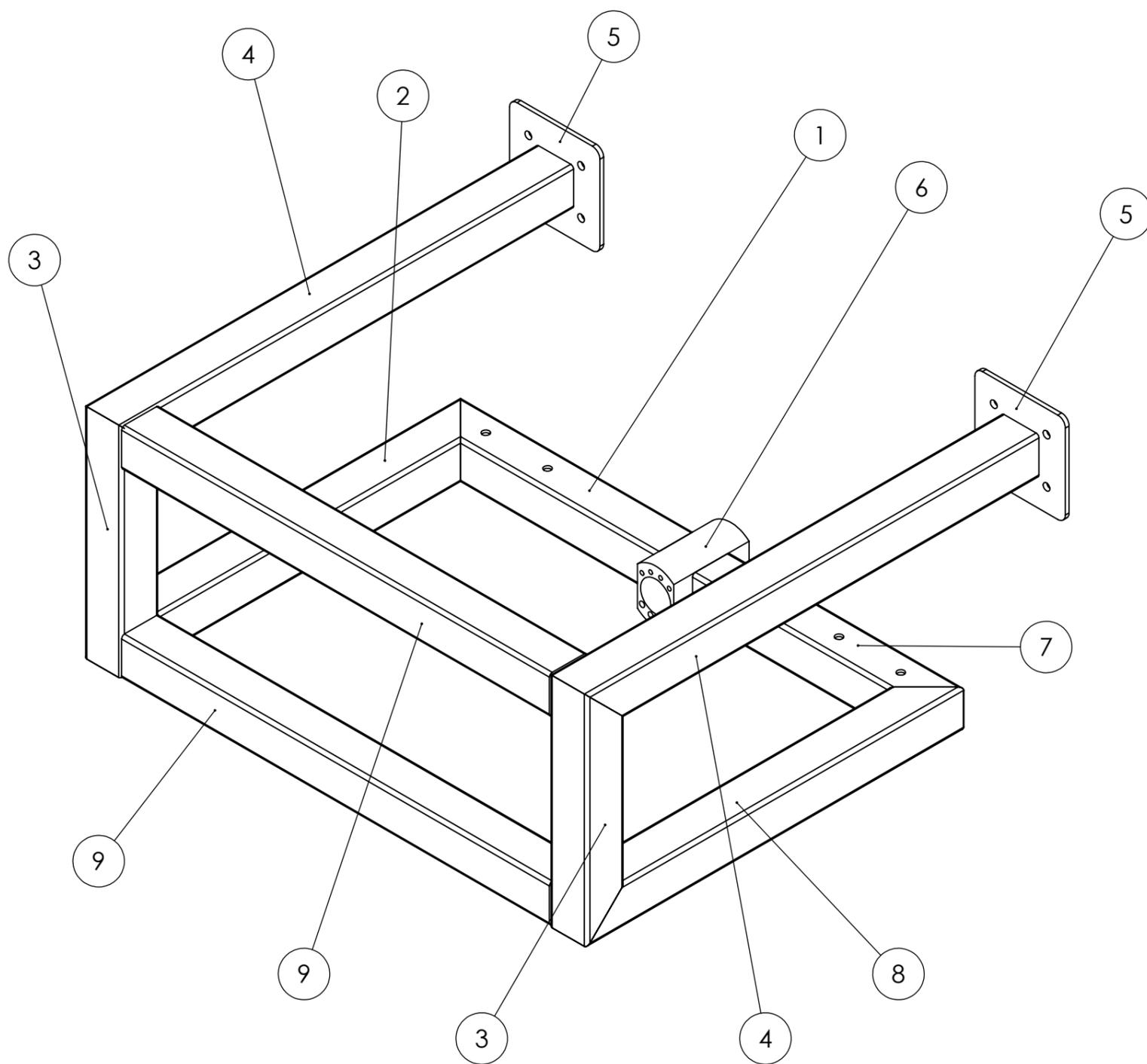


ESCALA 1 : 20

15	Placa soporte protección cadena	ID.0031	1	Acero F-111
14	Placa soporte brida correa	ID.0030	2	Acero F-111
13	Pletina sujeción guía brazos centrador	ID.0029	4	Acero F-111
12	Soporte UCP husillo	ID.0028	2	Acero F-111
11	Soporte UCP	ID.0027	1	Acero F-111
10	Apoyo tubo extensión	ID.0026	4	Acero F-111
9	Chapa base carro central lado motor	ID.0025	1	Acero F-111
8	Chapa soporte motor cierre brazos	ID.0024	1	Acero F-111
7	Chapa base carro central	ID.0023	1	Acero F-111
6	Tubo central 50x50 carro central con taladros	ID.0022	2	Acero S275JR
5	Tubo extremos 50x30 carro central con taladros	ID.0021	4	Acero S275JR
4	Tubo extensión 50x30 carro central	ID.0020	4	Acero S275JR
3	Tubo extremos 50x30 carro central sin taladro	ID.0019	4	Acero S275JR
2	Tubo central 50x50 carro central sin taladros	ID.0018	4	Acero S275JR
1	Tubo lateral 50x30 carro central	ID.0017	2	Acero S275JR
MARCA	DENOMINACIÓN	REFERENCIA	CANTIDAD	MATERIAL
EM.0002	Titulo: Carro central			Soldadura
				Plano nº: 5
Escala 1:10	Un. dim. mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 14/12/18
			Formato de hoja	A3

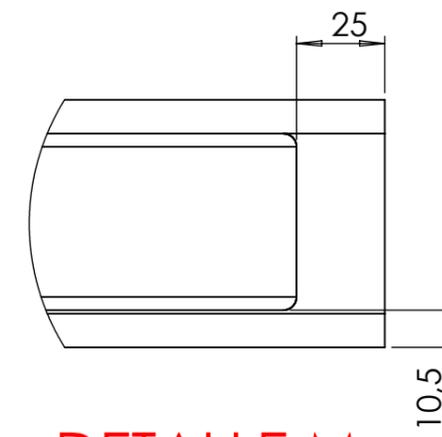
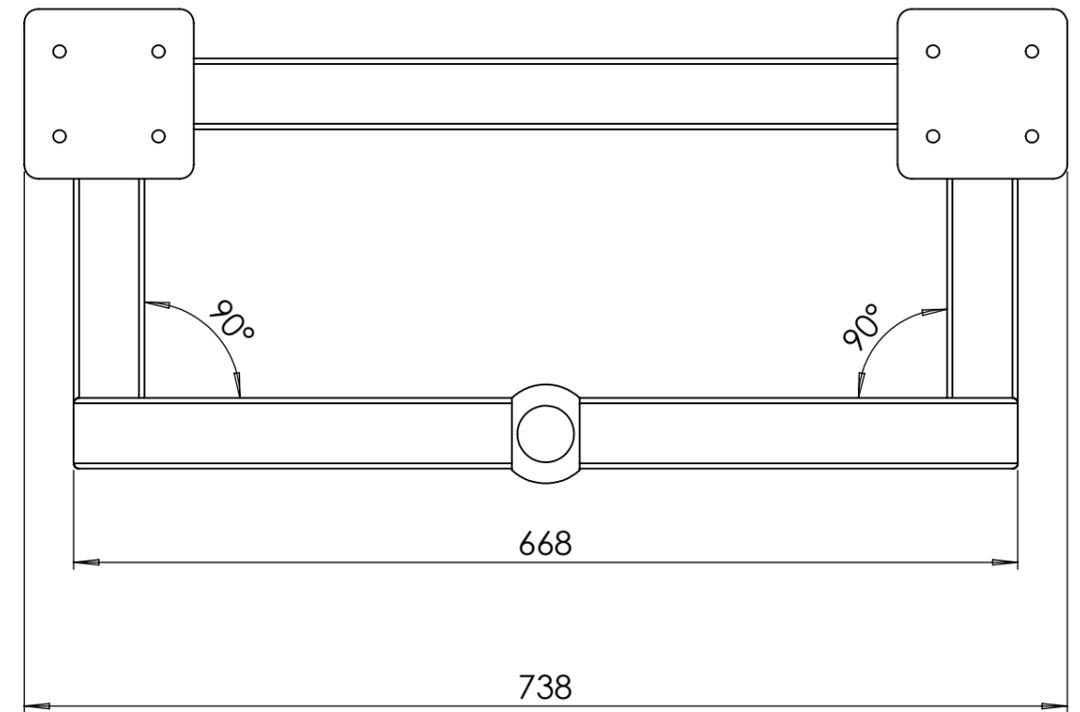
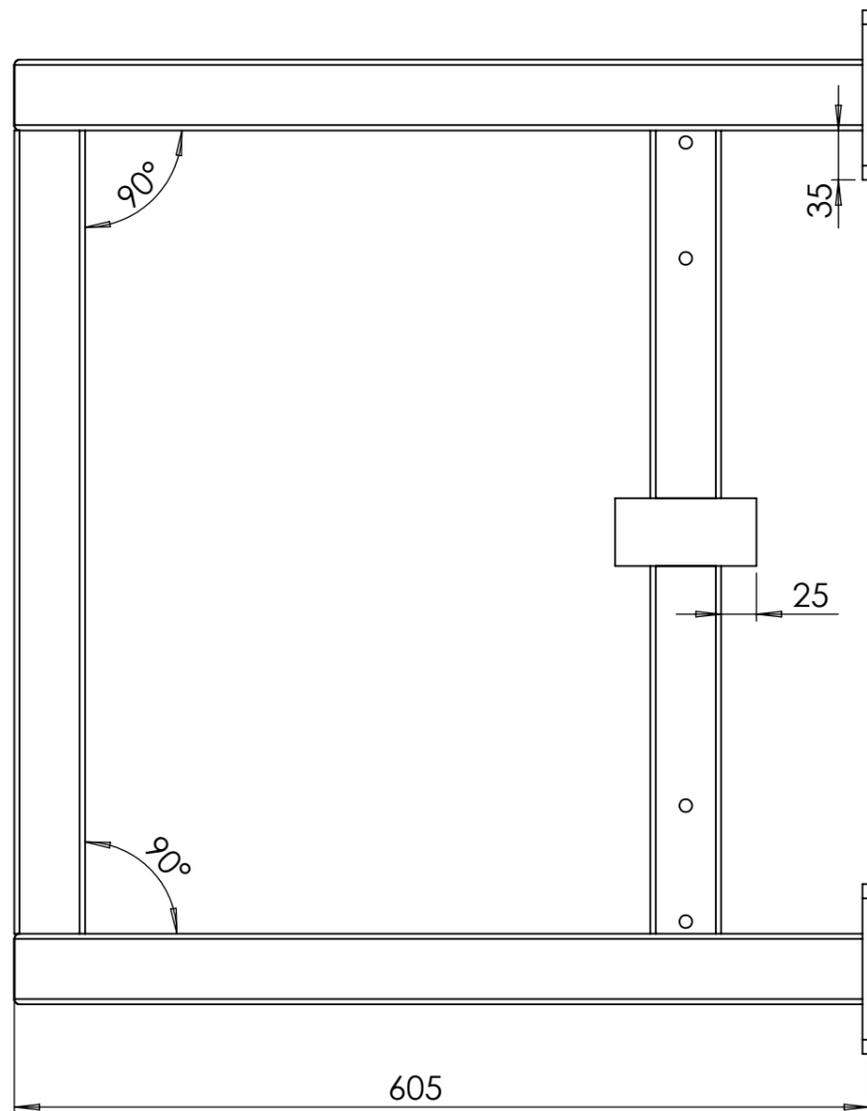
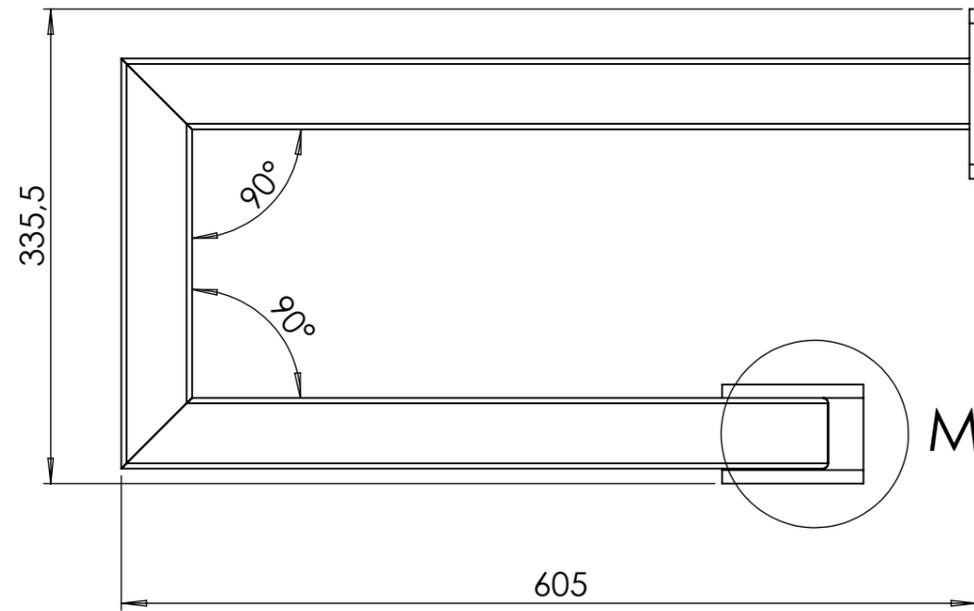


EM.0002		Titulo: Carro central		Soldadura	
				Plano n°: 6	
Escala 1:10	Un. dim. mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 14/12/18
			Formato de hoja		A3



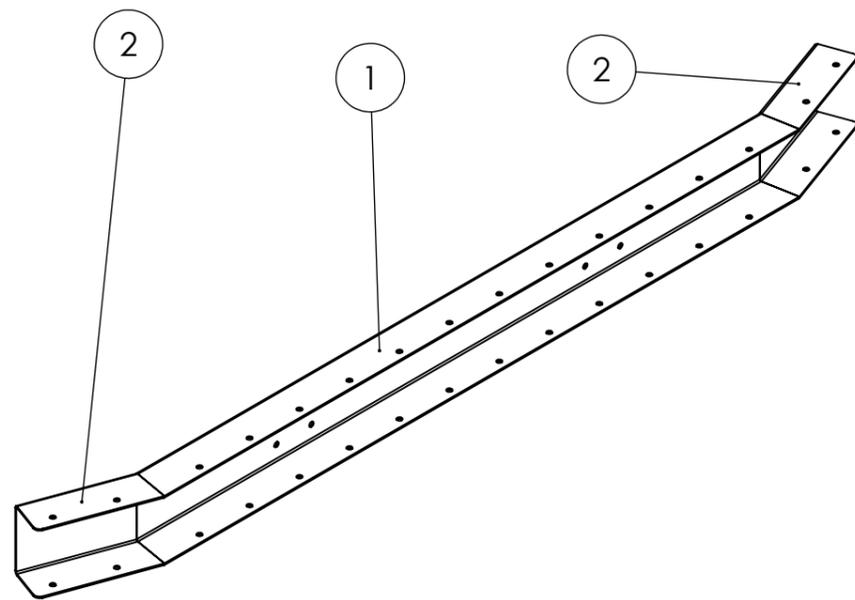
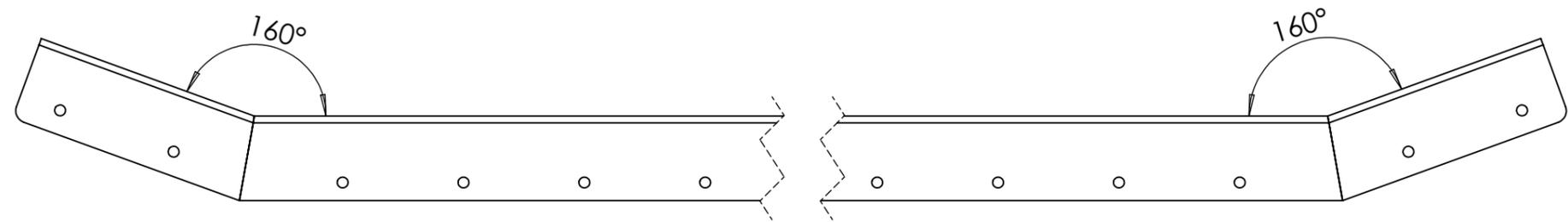
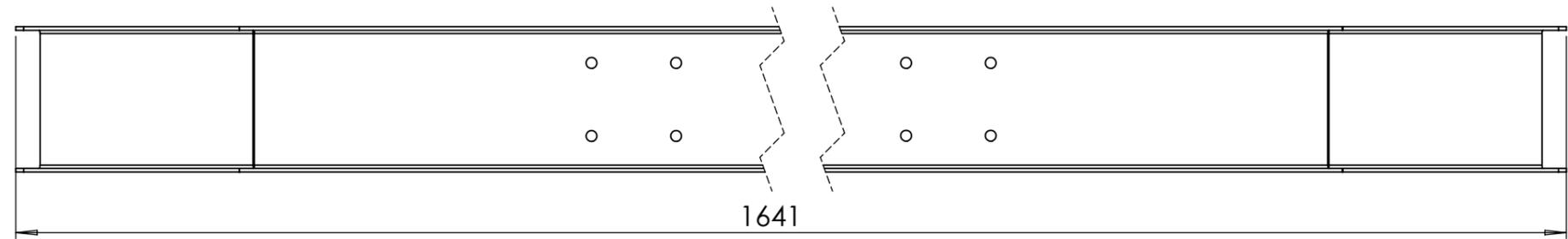
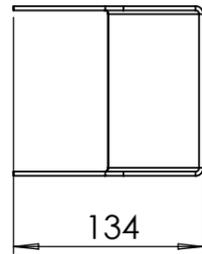
9	Tubo 50 x 50 refuerzo brazos	ID.0040	2	Acero S275JR
8	Tubo 50 x 50 brazo extensión horizontal inferior	ID.0039	1	Acero S275JR
7	Tubo 50x50 brazo tuerca	ID.0038	1	Acero S275JR
6	Soporte para tuerca husillo	ID.0037	1	Acero F-111
5	Pletina unión brazo	ID.0036	2	Acero F-111
4	Tubo 50 x 50 brazo extensión horizontal superior	ID.0035	2	Acero S275JR
3	Tubo 50 x 50 brazo vertical extensión	ID.0034	2	Acero S275JR
2	Tubo 50 x 50 brazo extensión horizontal inferior	ID.0033	1	Acero S275JR
1	Tubo 50x50 brazo tuerca simétrico	ID.0032	1	Acero S275JR

MARCA	DENOMINACIÓN	REFERENCIA	CANTIDAD	MATERIAL
EM.0003	Titulo: Brazo del centrador			Soldadura
				Plano nº: 7
Escala 1:5	Un. dim. mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 14/12/18
			Formato de hoja	A3

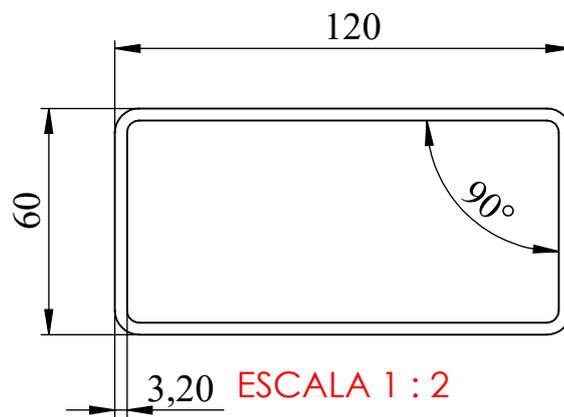
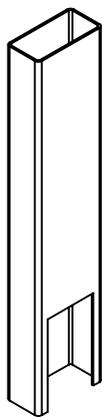
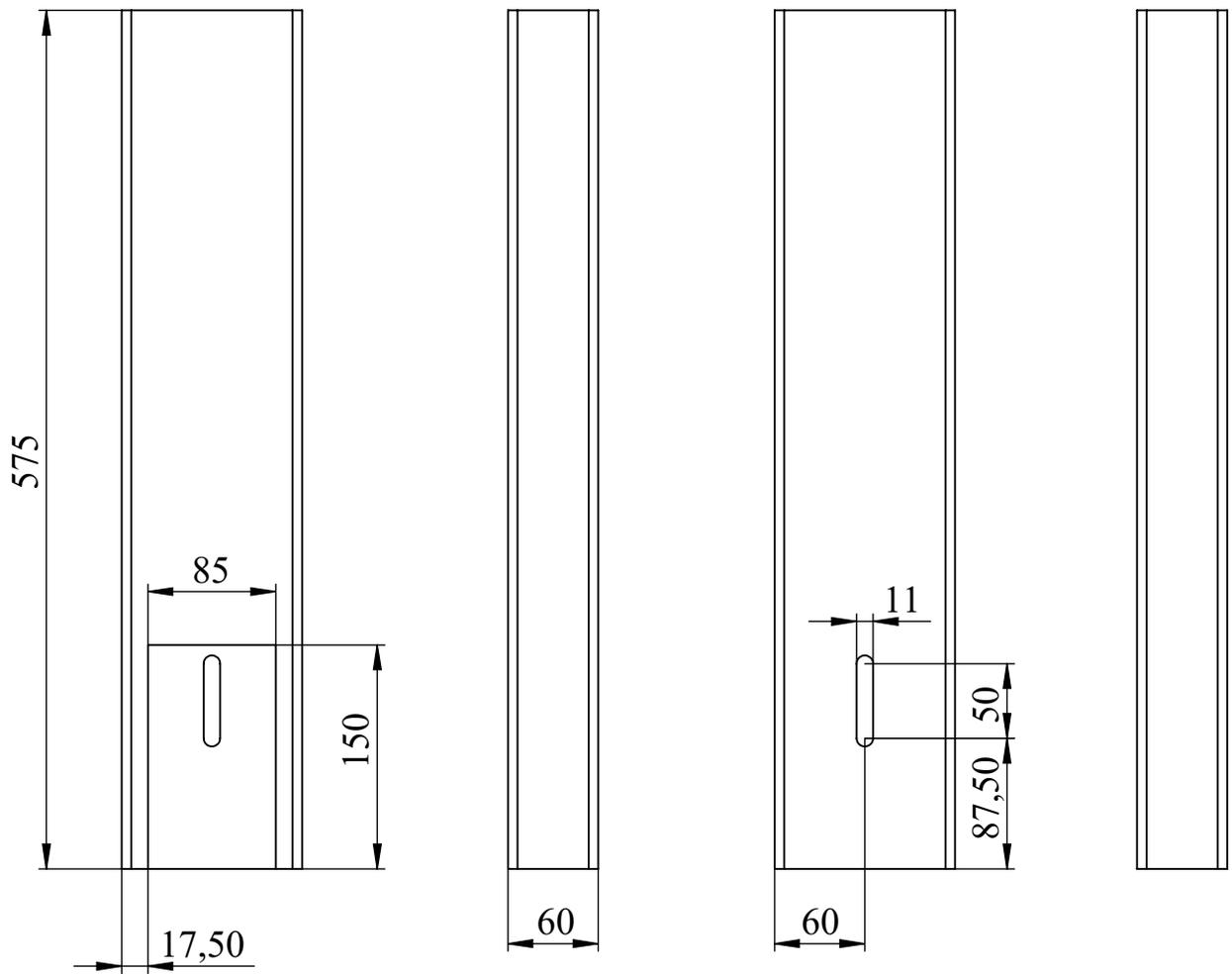


DETALLE M
ESCALA 1 : 2

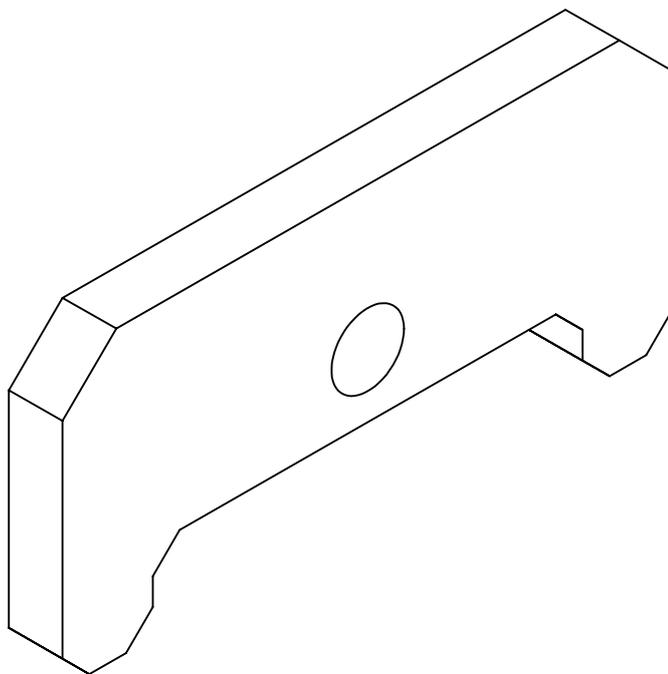
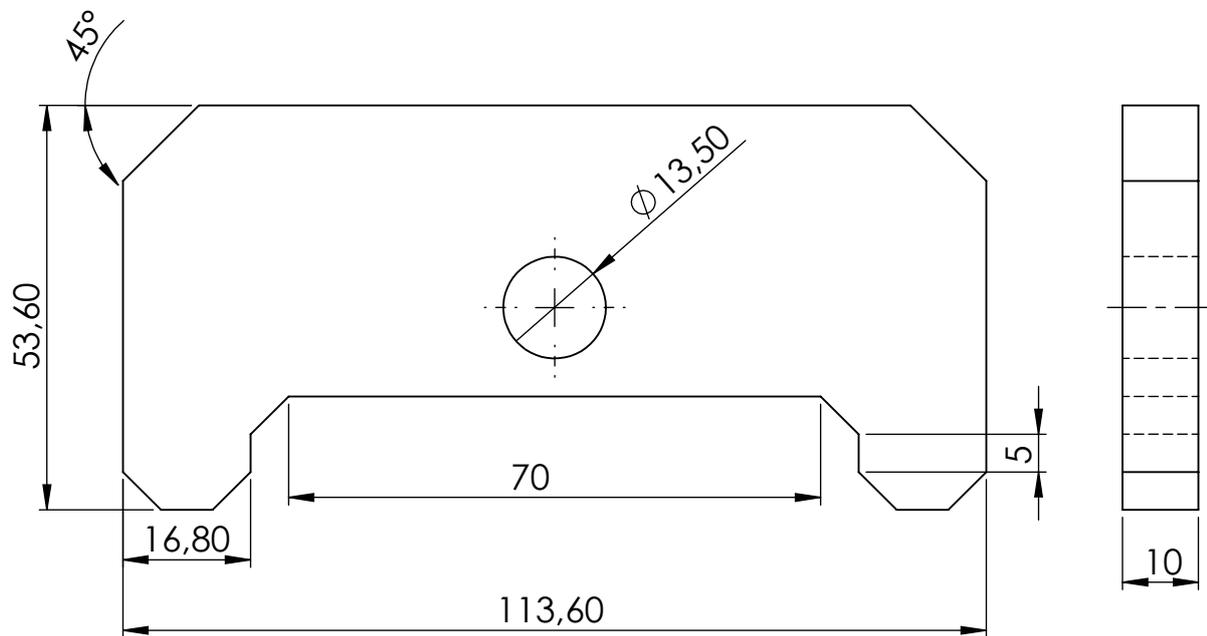
EM.0003		Titulo: Brazo del centrador		Soldadura	
Escala 1:5		Un. dim. mm		Plano n°: 8	
				Dirigido por: Marcos Dadone	
		Formato de hoja		Fecha: 14/12/18	
				A3	



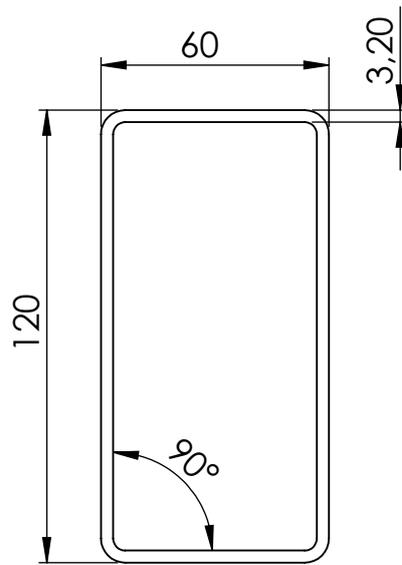
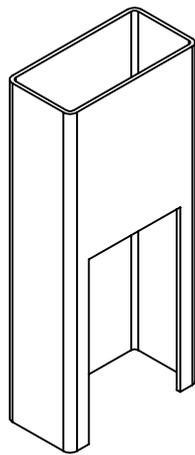
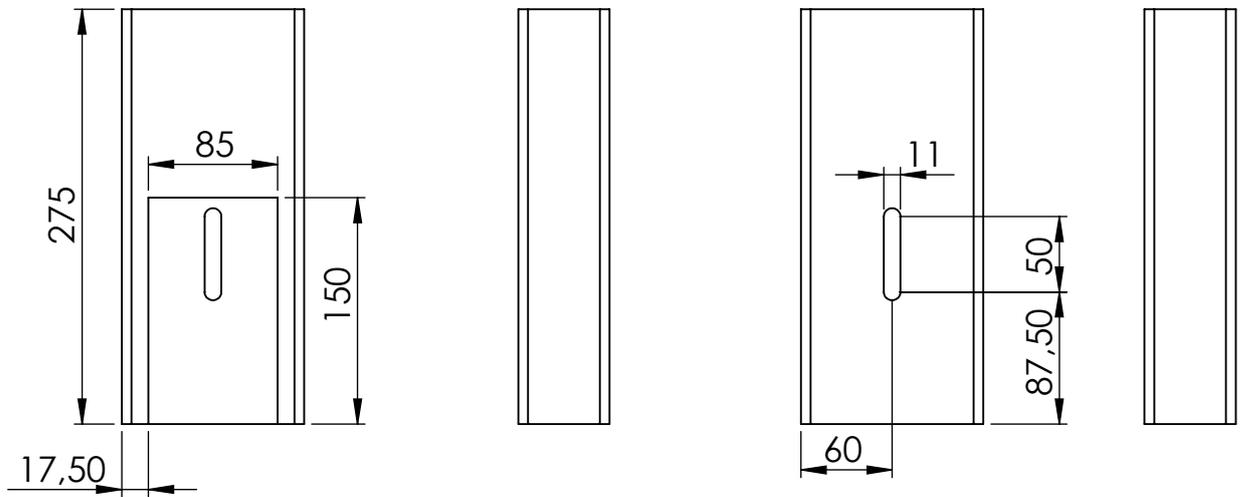
2	Chapa lateral brazo centrador	ID.0042	2	Acero F-111
1	Chapa central brazo centrador	ID.0041	1	Acero F-111
MARCA	DENOMINACIÓN	REFERENCIA	CANTIDAD	MATERIAL
EM.0004	Titulo: Brazo compactador			Soldadura
				Plano nº: 9
Escala 1:5	Un. dim. mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 14/12/18
			Formato de hoja	A3



ID. 0001		Título: Tubo patas externas		Laser tubo Plano nº: 10
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone Formato de hoja	Fecha: 04/12/18 A4

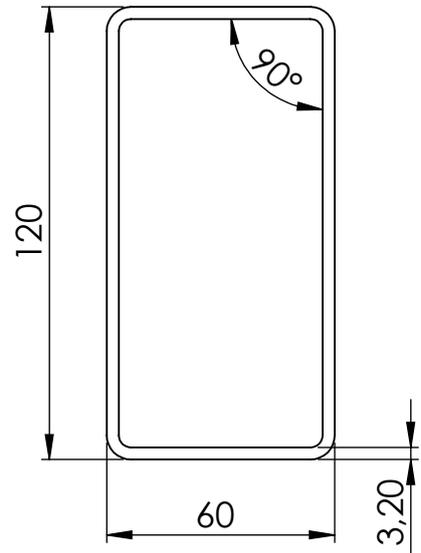
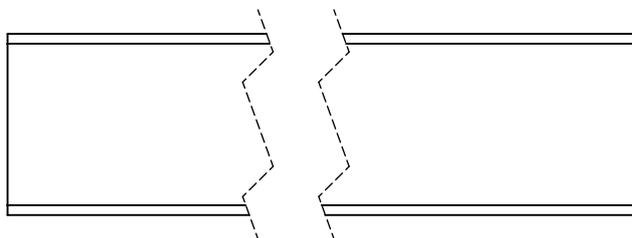
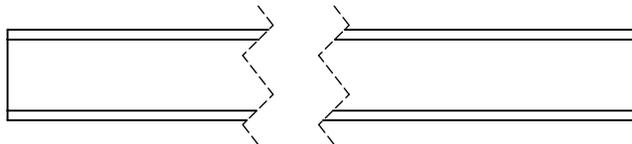
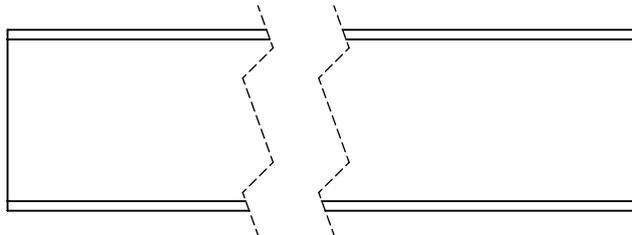
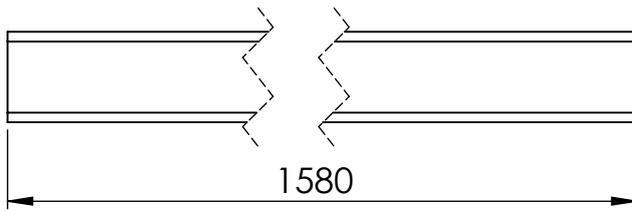


ID.0002		Título: Pletina ajuste pata		Laser
				Plano nº: 11
Escala 1:1	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4

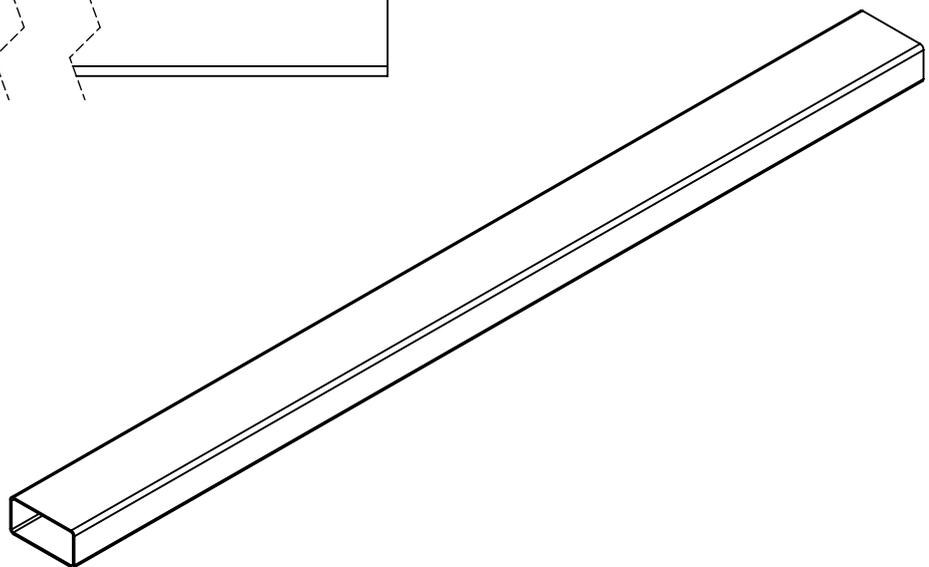


ESCALA 1 : 2

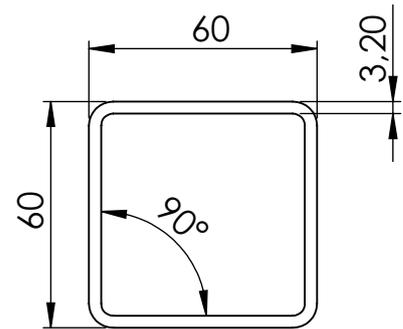
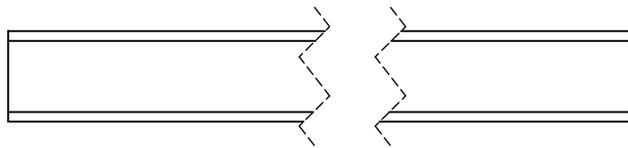
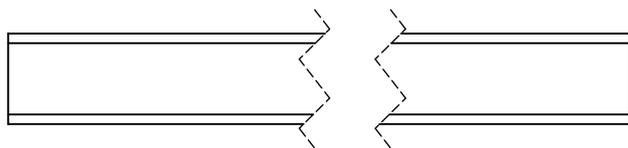
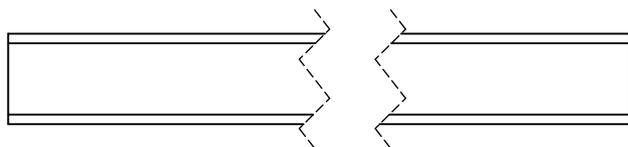
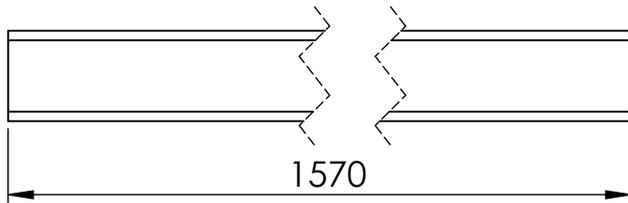
ID.0003		Título: Tubo pata central		Laser tubo Plano nº: 12
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone Formato de hoja	Fecha: 04/12/18 A4



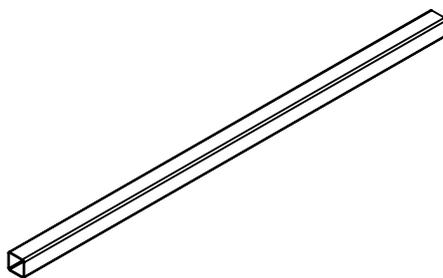
ESCALA 1 : 2



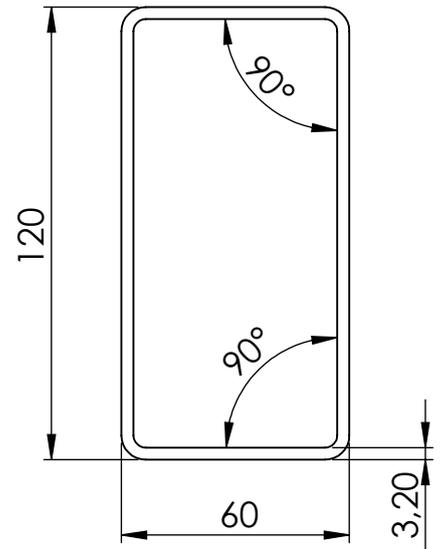
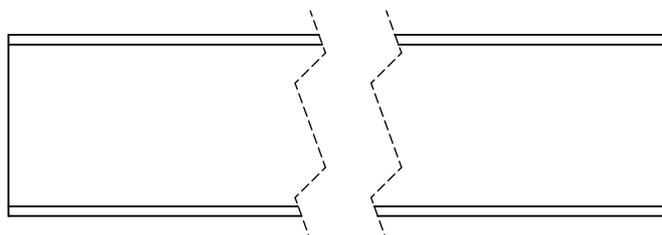
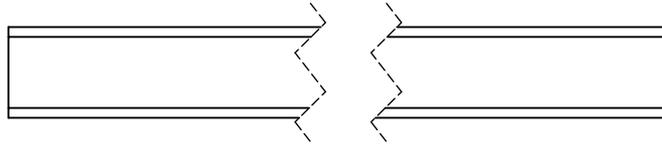
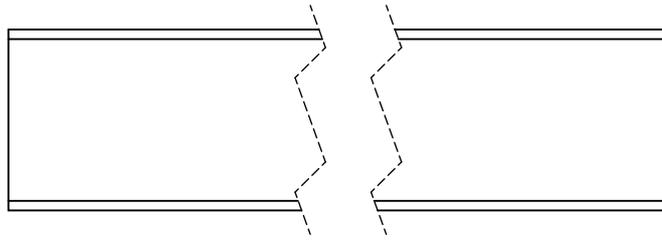
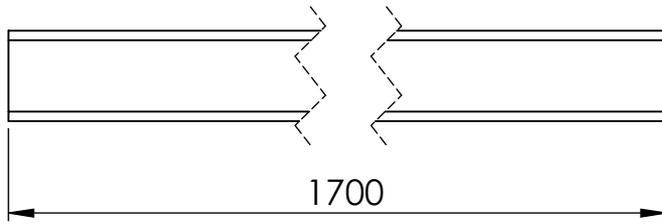
ID.0004		Título: Tubo 120 x 60 soporte estructura		Laser tubo
				Plano nº: 13
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4



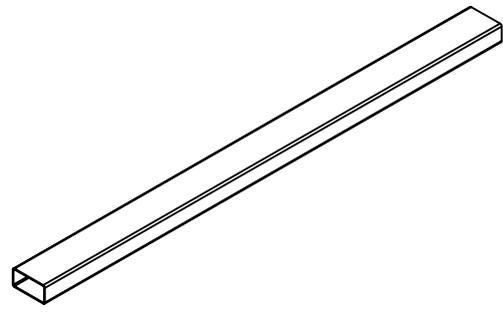
ESCALA 1 : 2



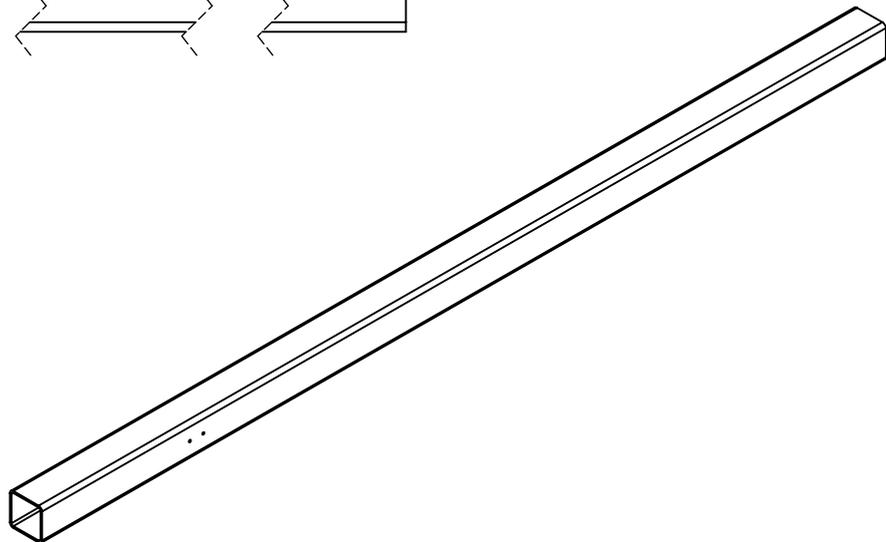
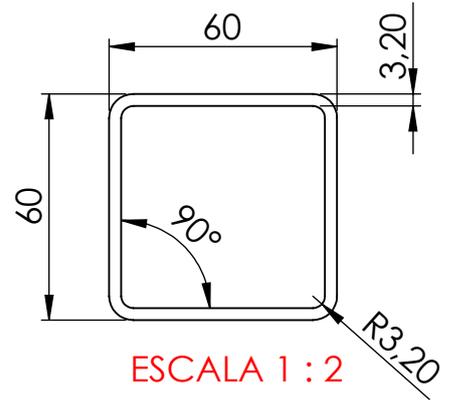
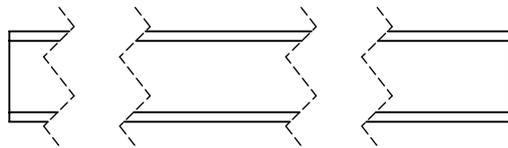
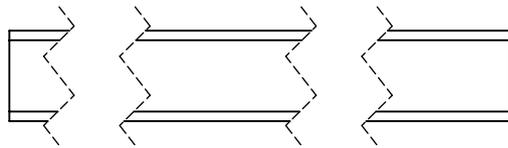
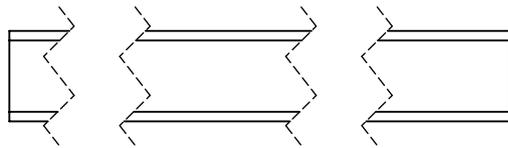
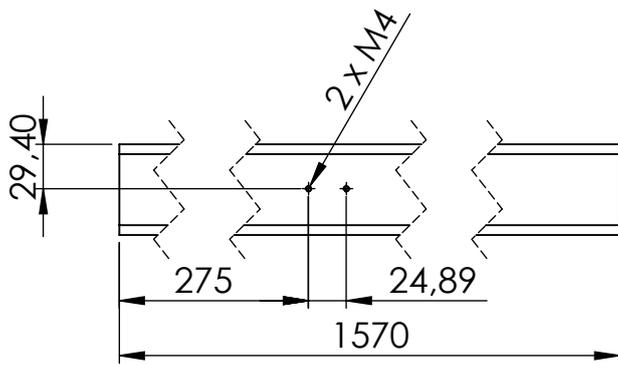
ID.0005		Título: Tubo 60 x 60 soporte estructura		Laser tubo
				Plano nº: 14
Escala 1:20	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4



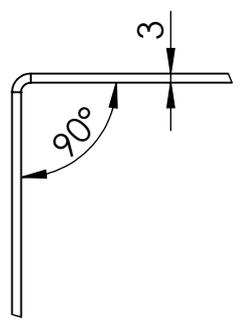
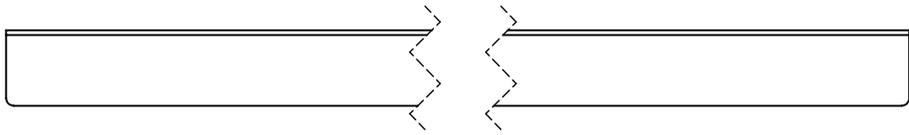
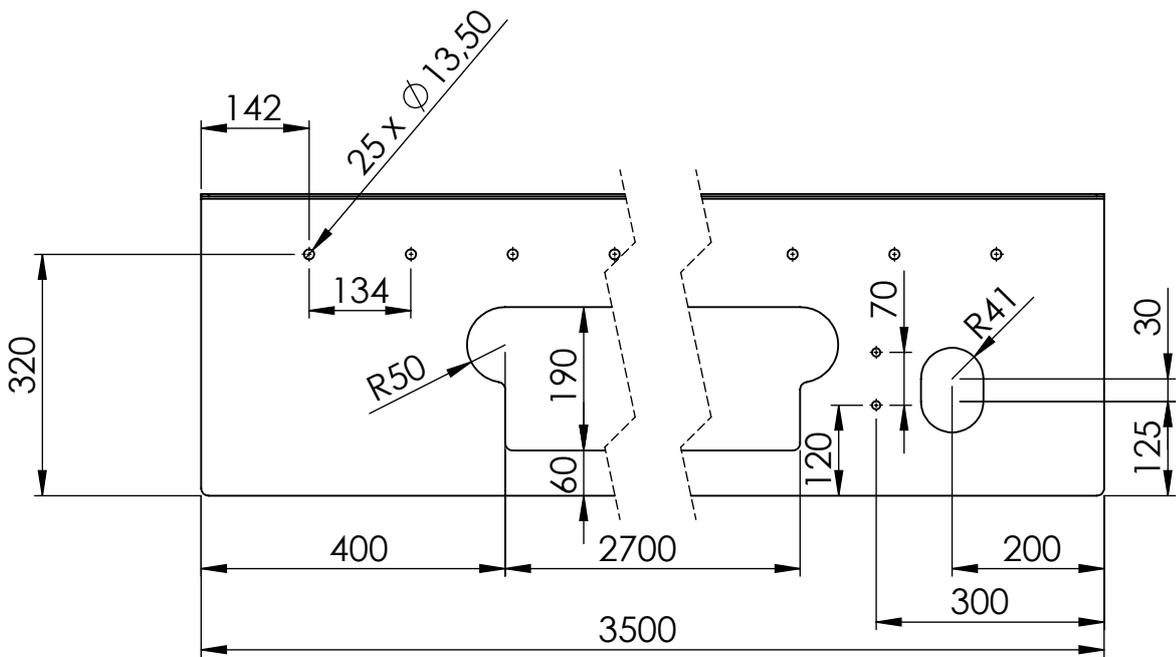
ESCALA 1 : 2



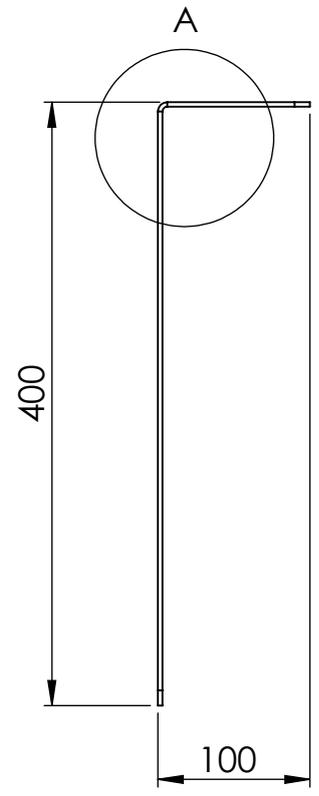
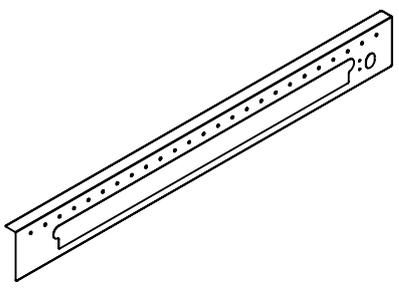
ID.0006		Título: Tubo central 120 x 60 soporte estructura		Laser tubo	
				Plano nº: 15	
Escala 1:20	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



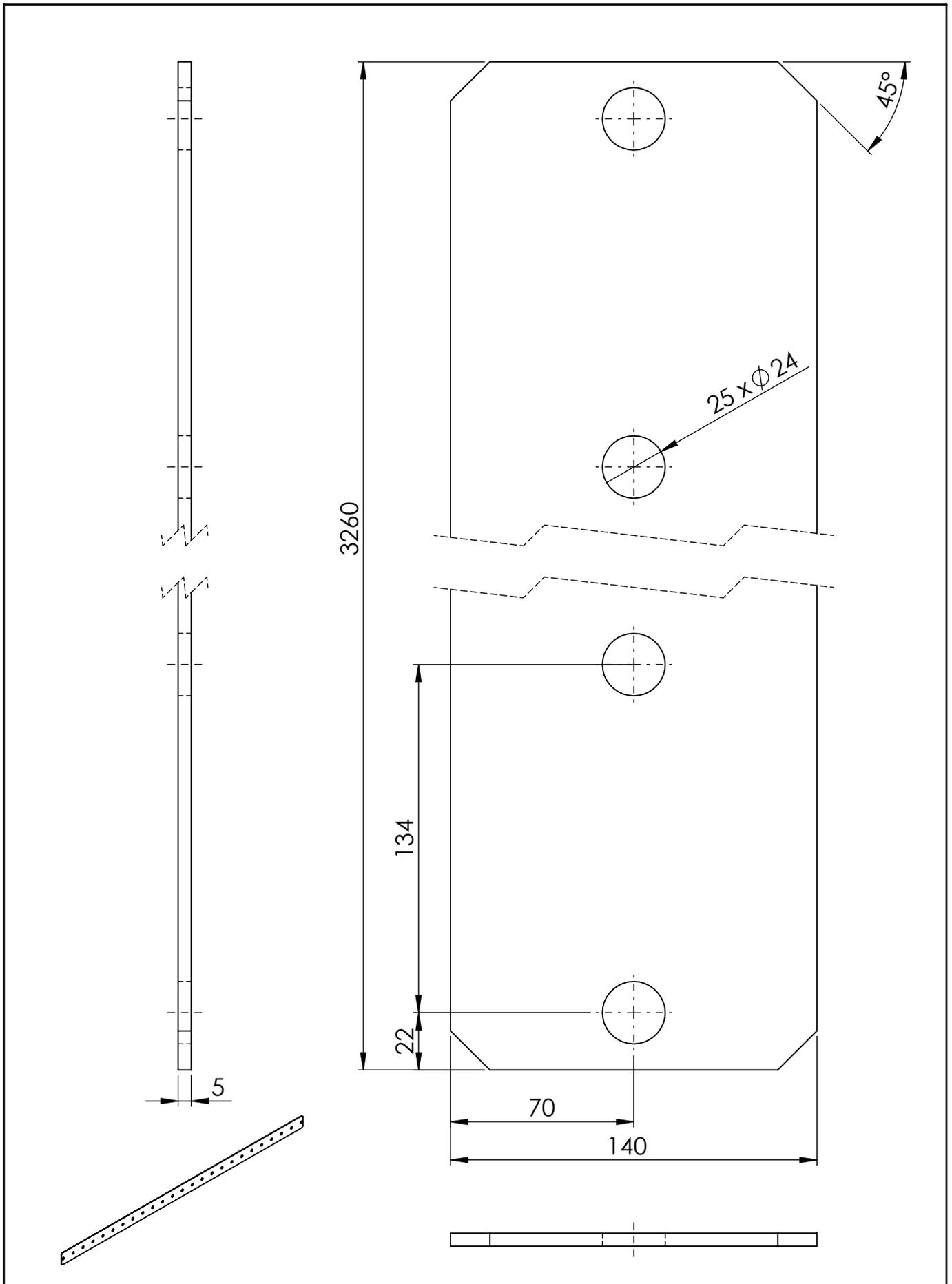
ID.0007		Título: Tubo 60 x 60 soporte estructura lado finales de carrera		Laser tubo	
				Plano nº: 16	
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



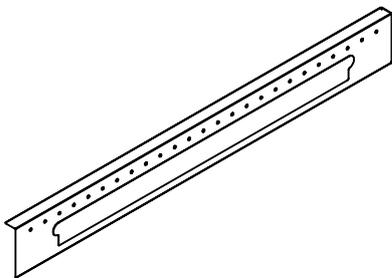
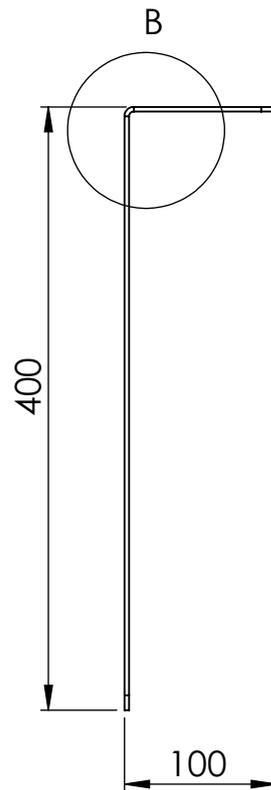
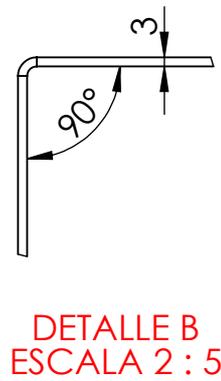
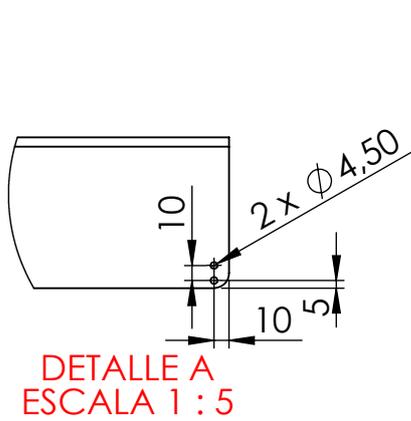
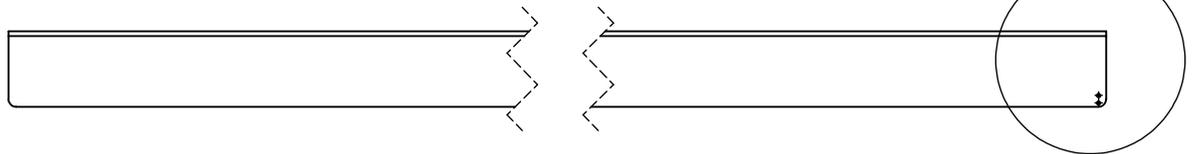
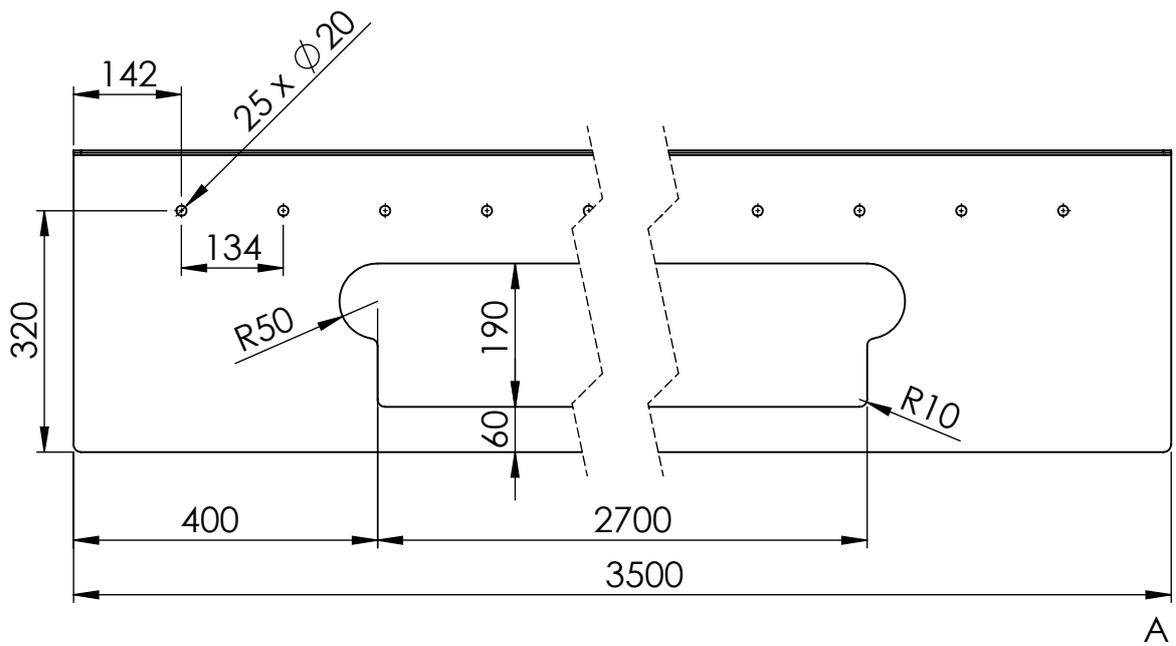
DETALLE A
ESCALA 2 : 5



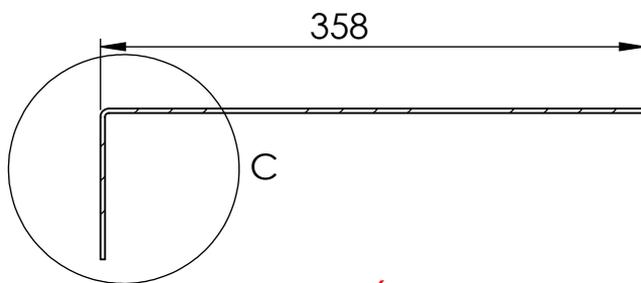
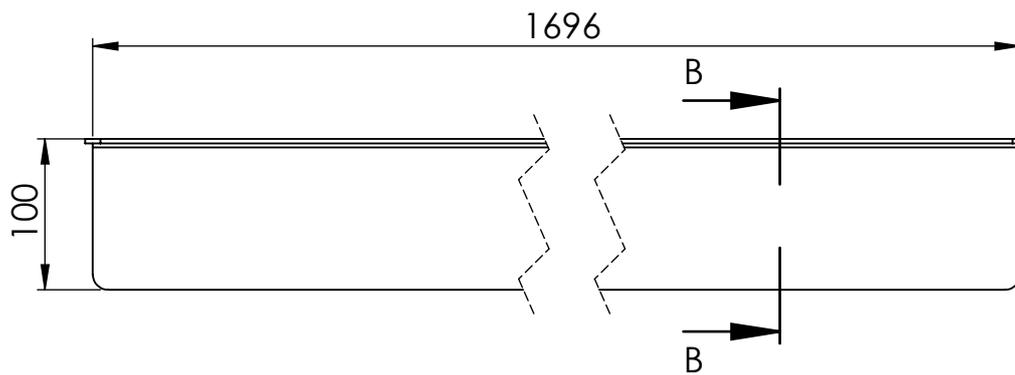
ID.0008		Título: Chapa lateral lado motor		Laser + Plegado	
				Plano nº: 17	
Escala 1:10	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



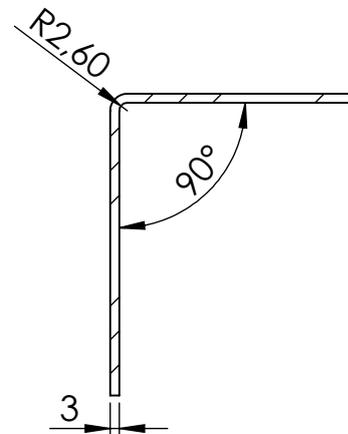
ID.0009		Título: Refuerzo chapa lateral		Laser	
				Plano nº: 18	
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



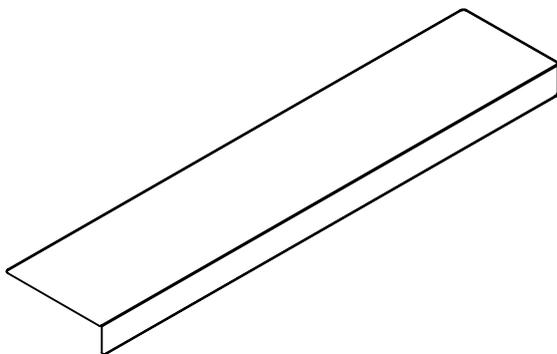
ID.0010		Título: Chapa lateral		Laser + Plegado	
				Plano nº: 19	
Escala 1:10	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



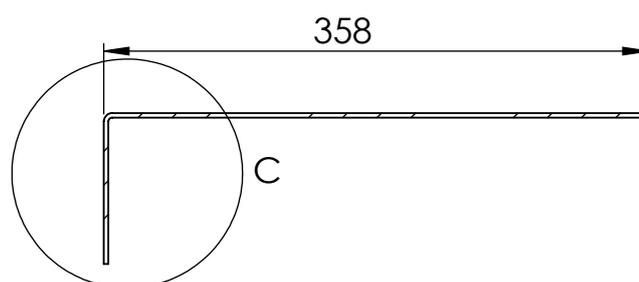
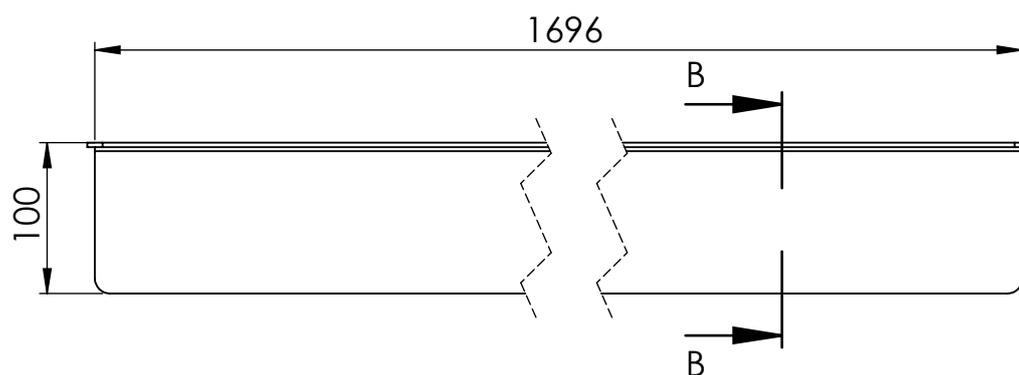
SECCIÓN B-B



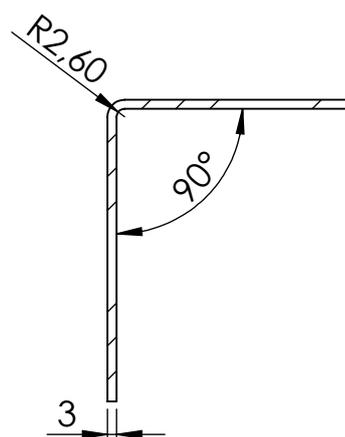
DETALLE C
ESCALA 2 : 5



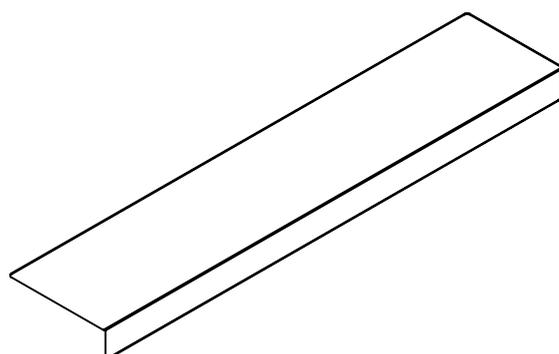
ID.0011		Título: Chapa delantera		Laser + Plegado
				Plano nº: 20
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



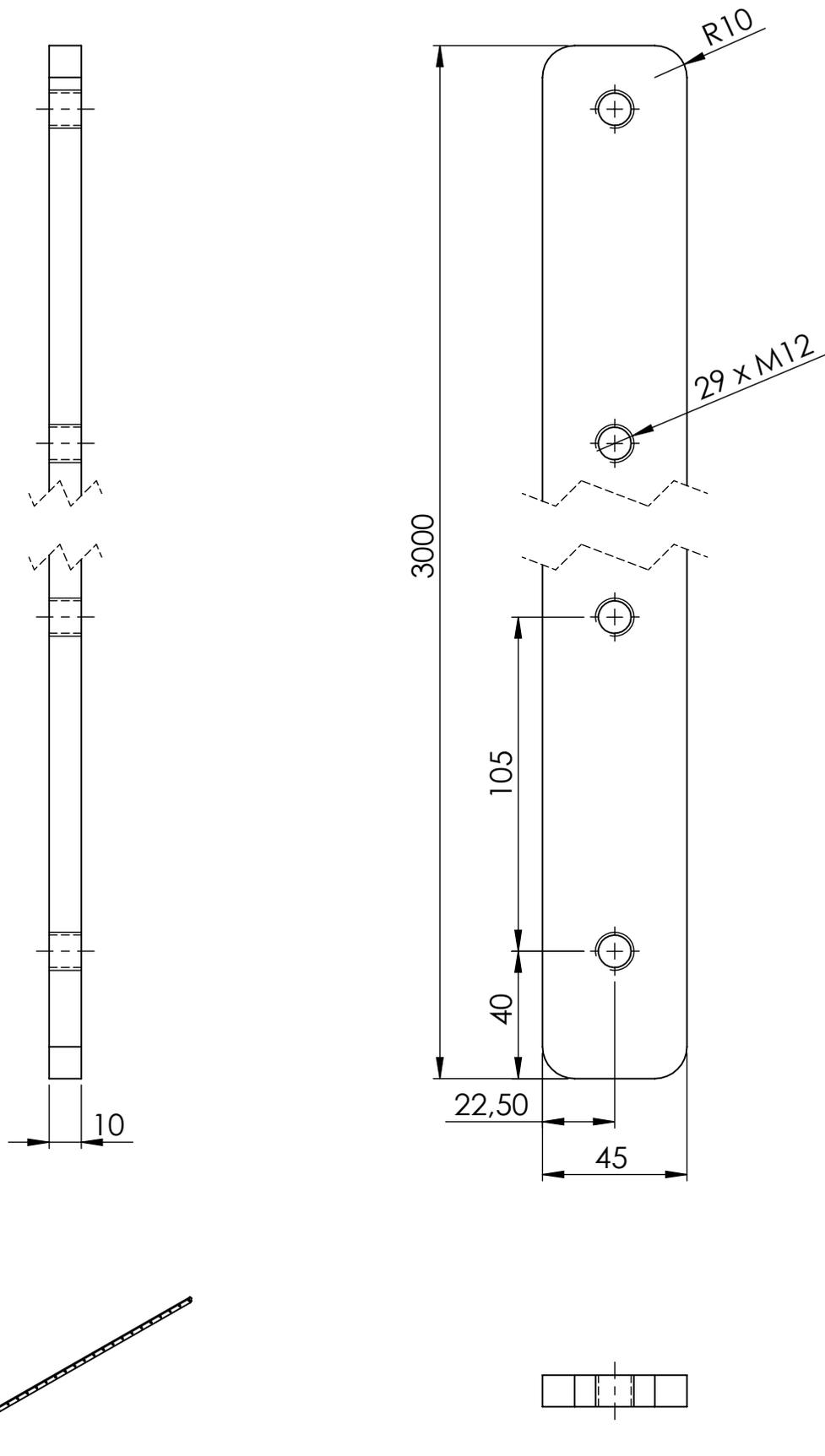
SECCIÓN B-B



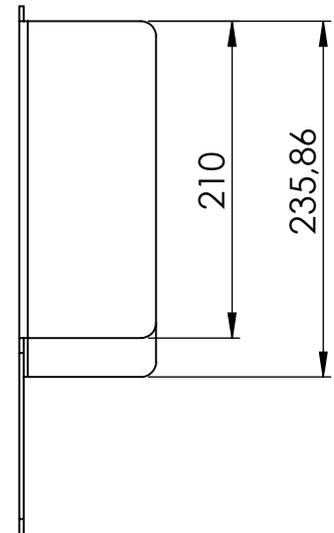
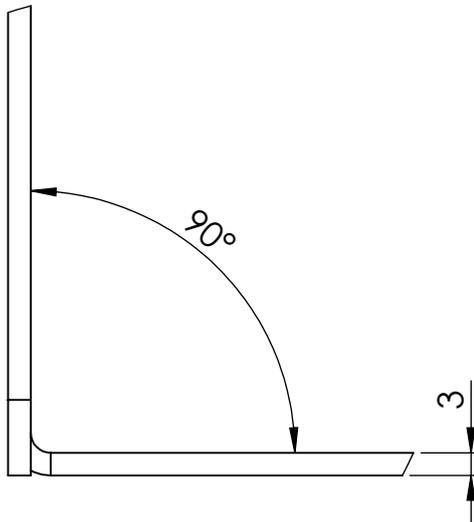
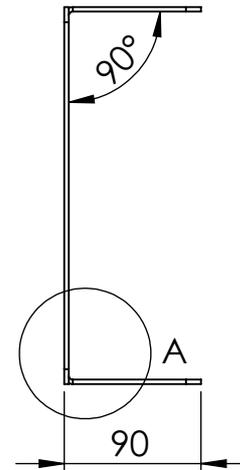
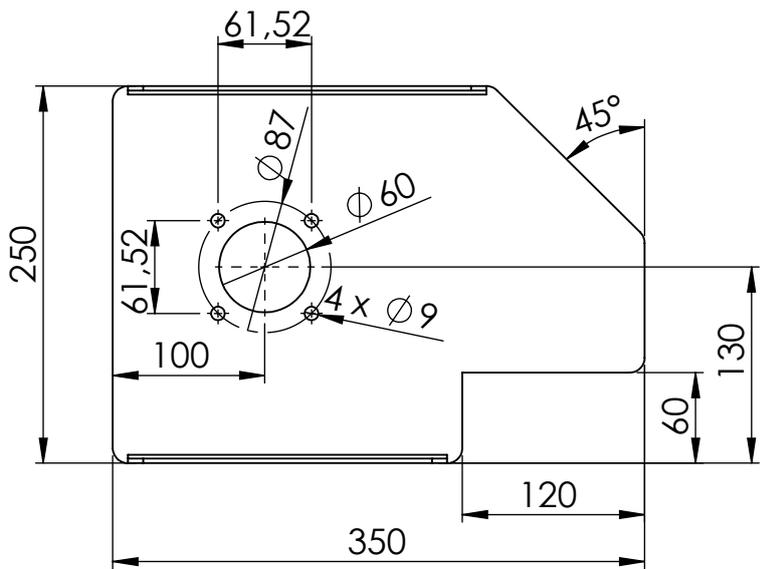
DETALLE C
ESCALA 2 : 5



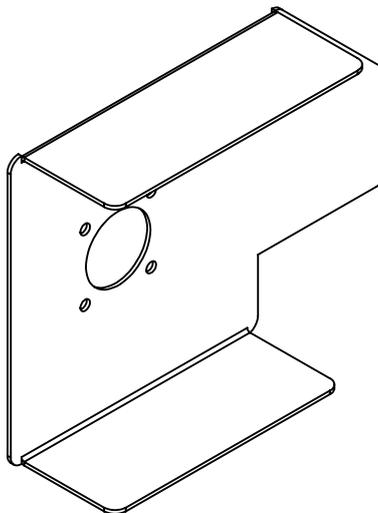
ID.0011		Título: Chapa delantera		Laser + Plegado
				Plano nº: 21
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



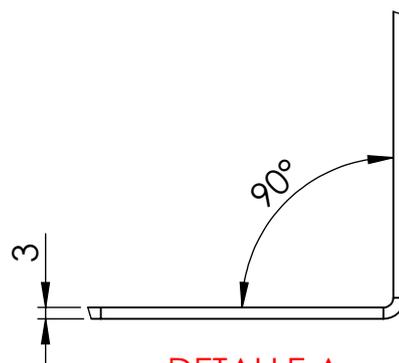
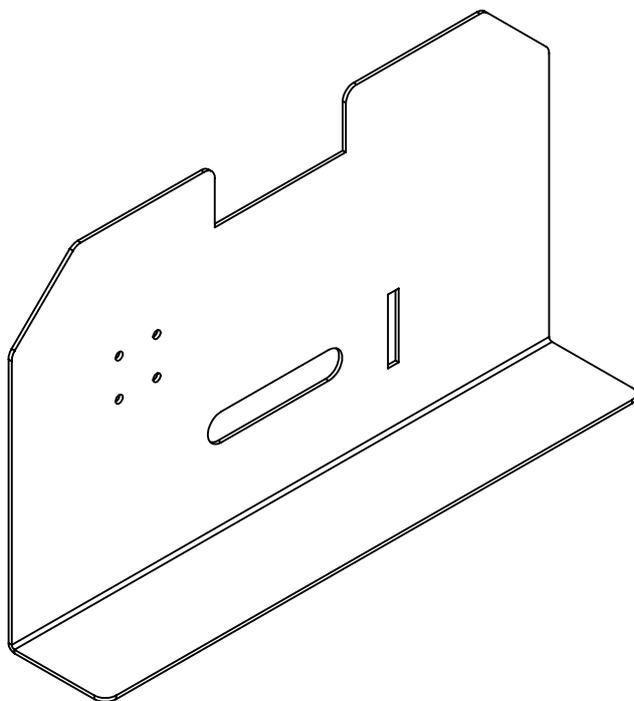
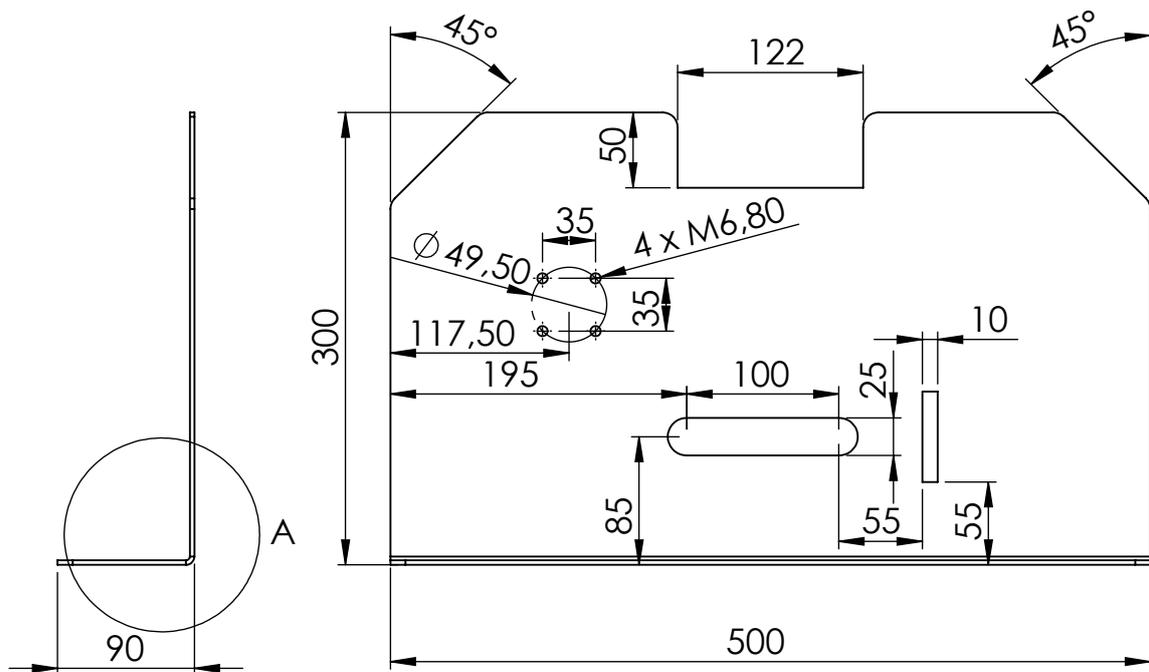
ID.0012		Título: Placa sujeción guía hiwin HGH		Laser
				Plano nº: 22
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

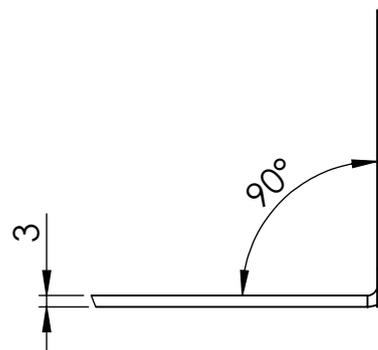
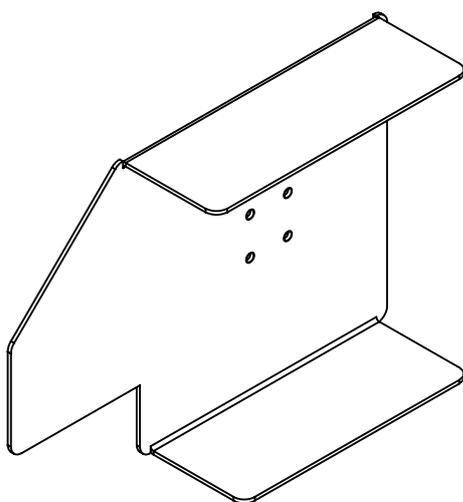
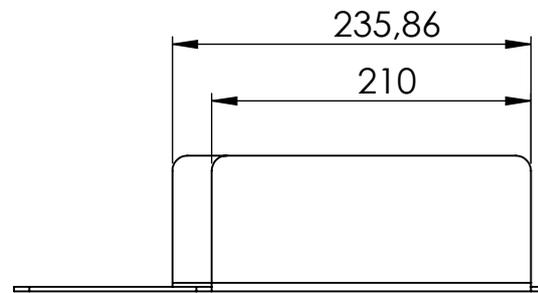
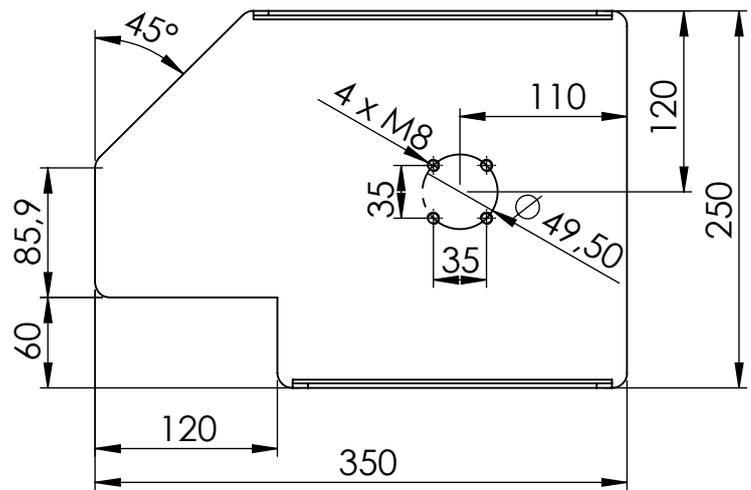
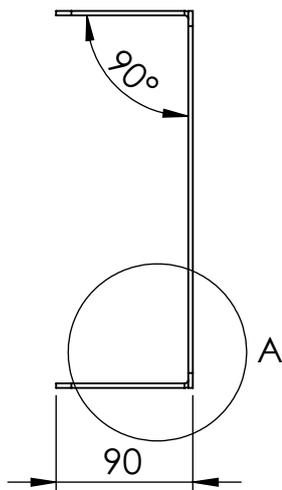


ID.0013		Título: Chapa soporte motor avance carro central		Laser + Plegado	
				Plano nº: 23	
Escala 1:5	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



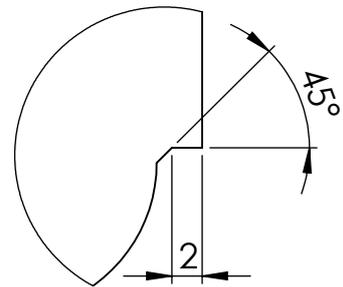
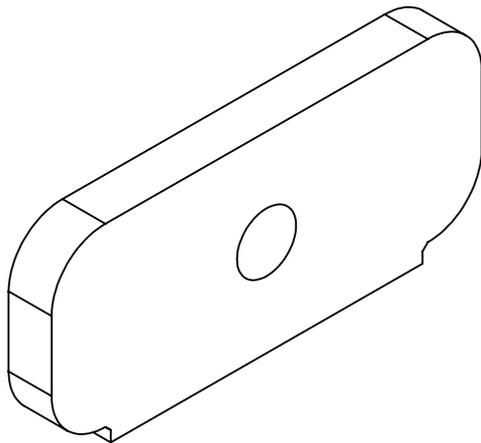
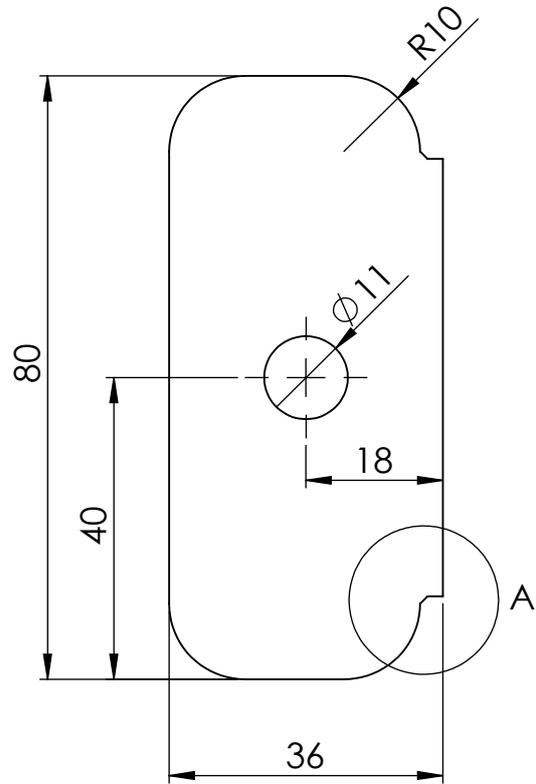
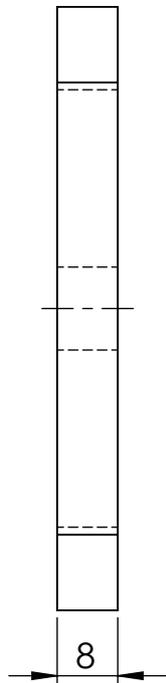
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

ID.0014		Título: Chapa soporte poleas reenvio		Laser + Plegado	
				Plano nº: 24	
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



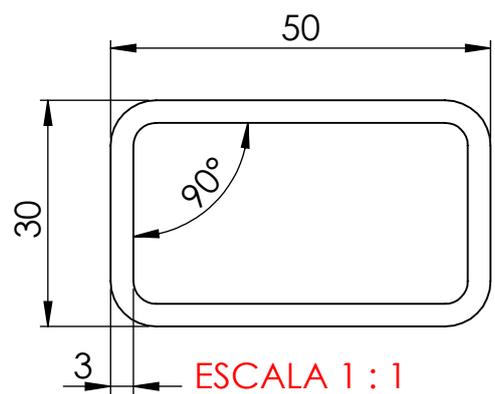
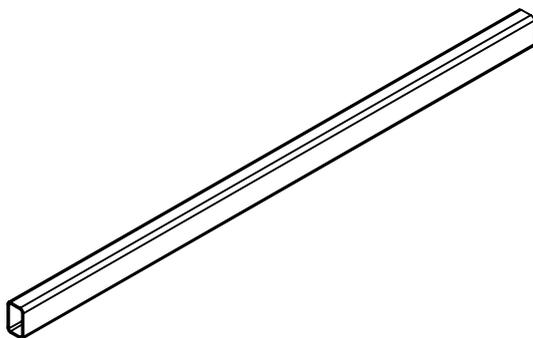
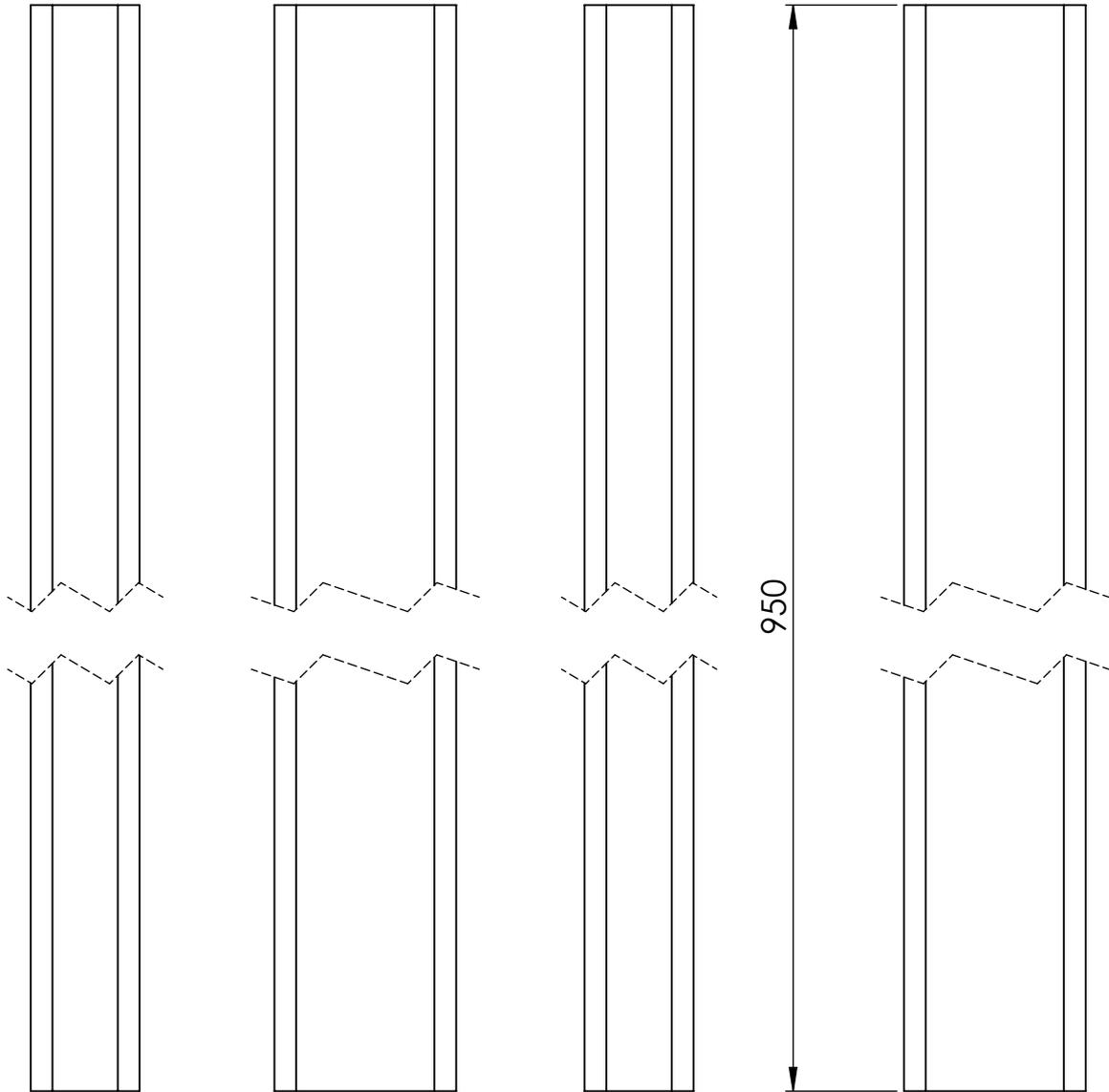
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

ID.0015		Título: Chapa soporte polea loca		Laser + Plegado	
				Plano nº: 25	
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4

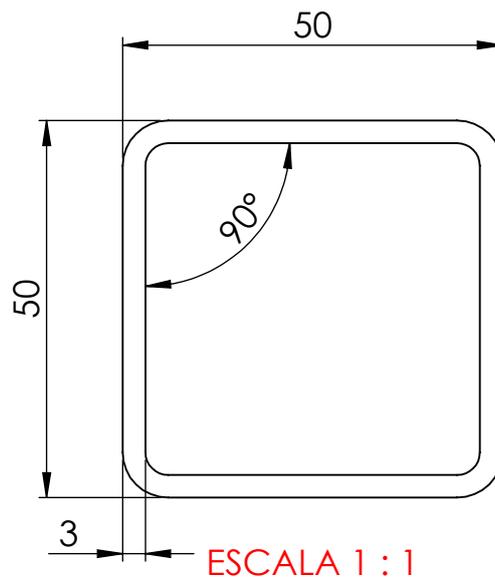
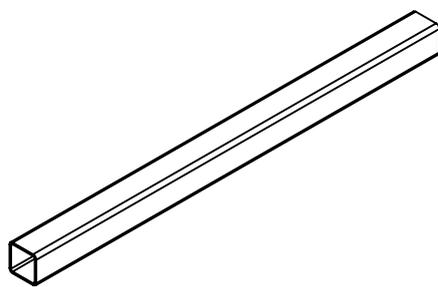
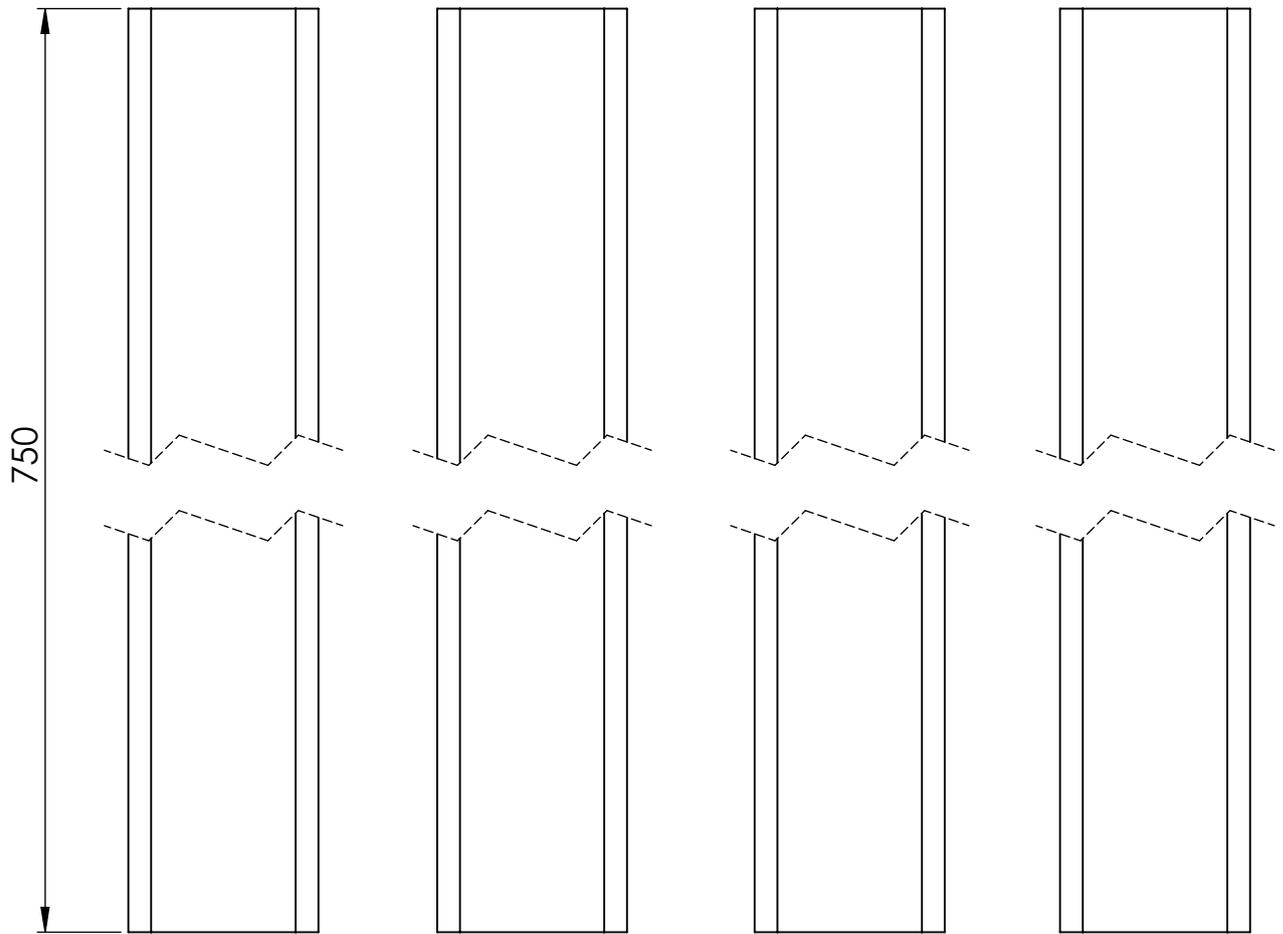


DETALLE A
ESCALA 2 : 1

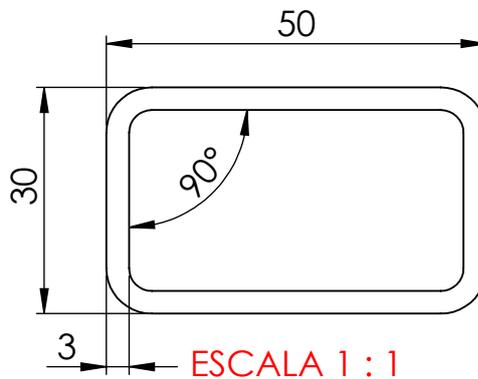
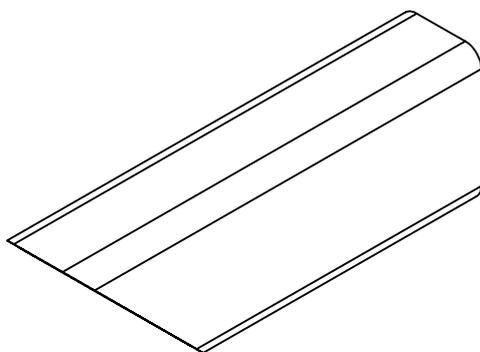
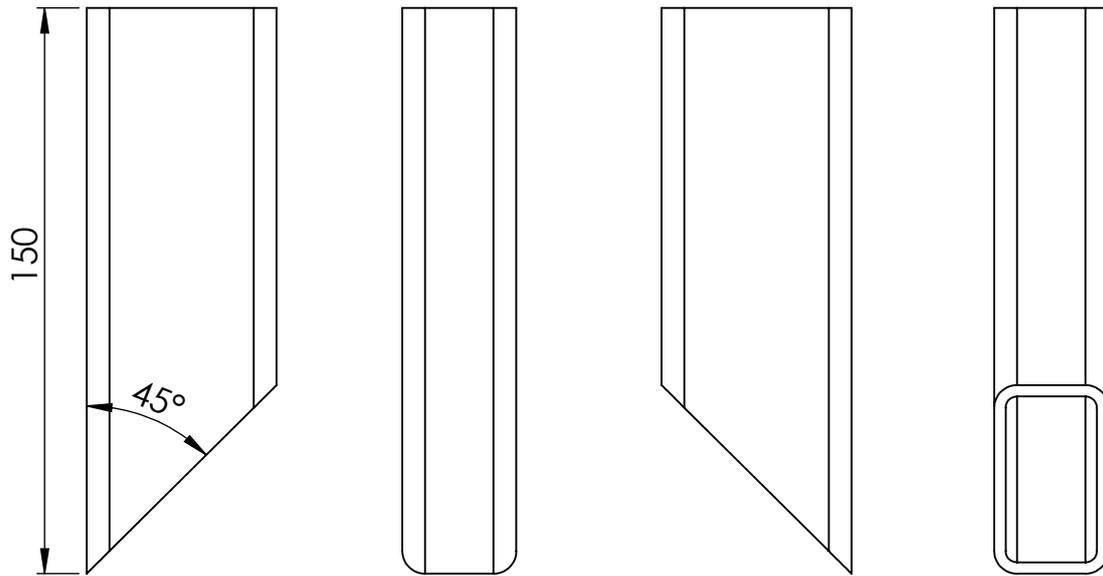
ID.0016		Título: Pletina tensor motor accionamiento husillos		Laser
				Plano nº: 26
Escala 1:1	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



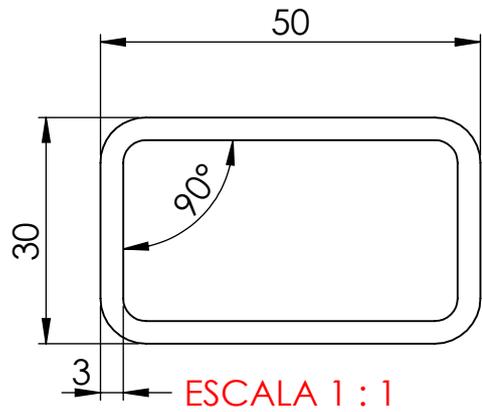
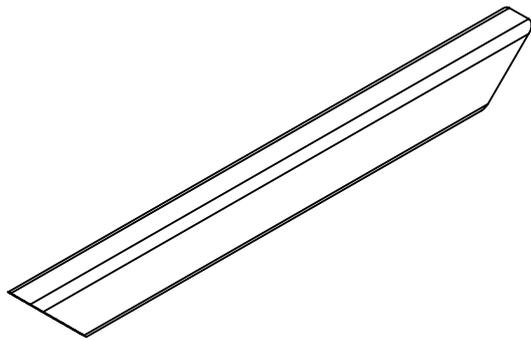
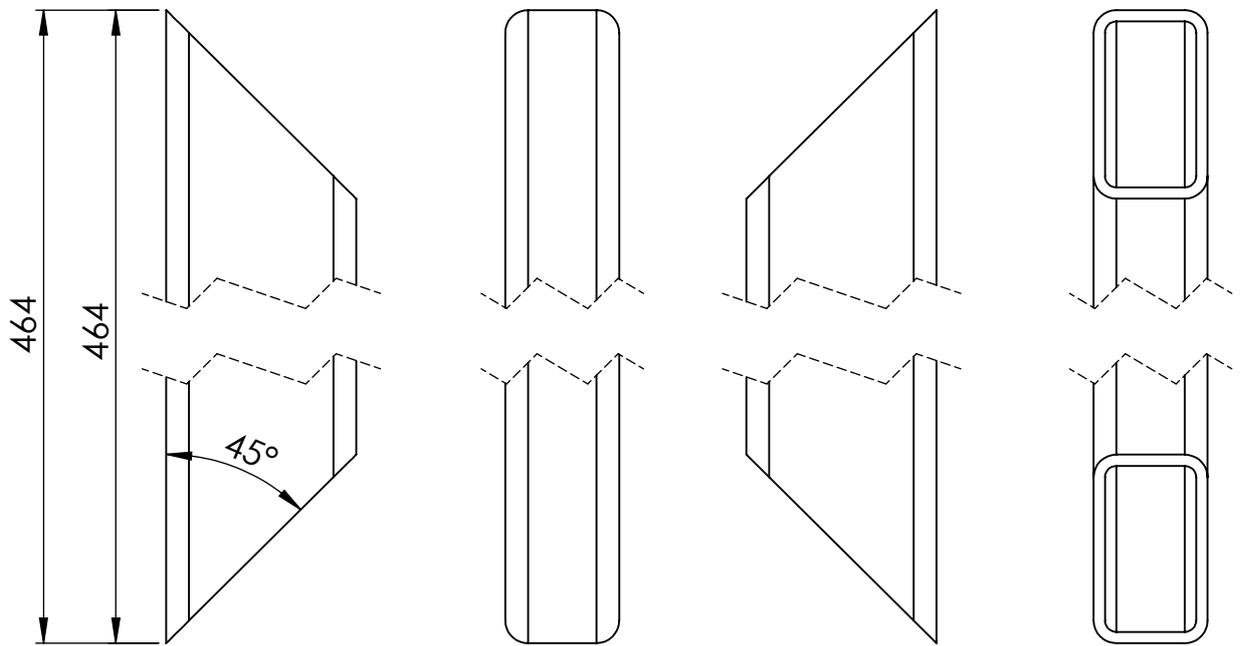
ID.0017		Título: Tubo lateral 50 x 30 carro central		Laser tubo Plano nº: 27
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone Formato de hoja	Fecha: 04/12/18 A4



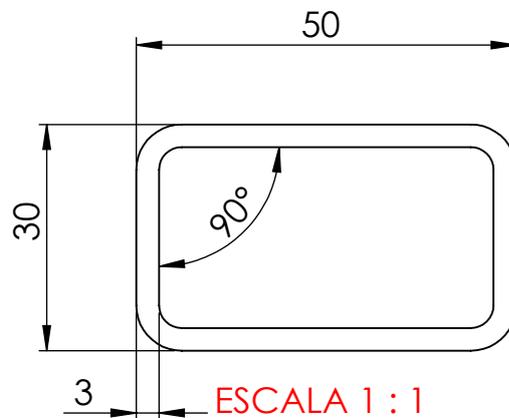
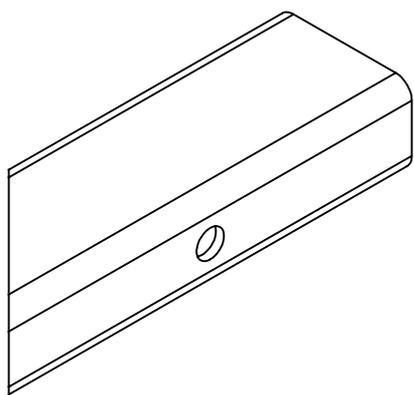
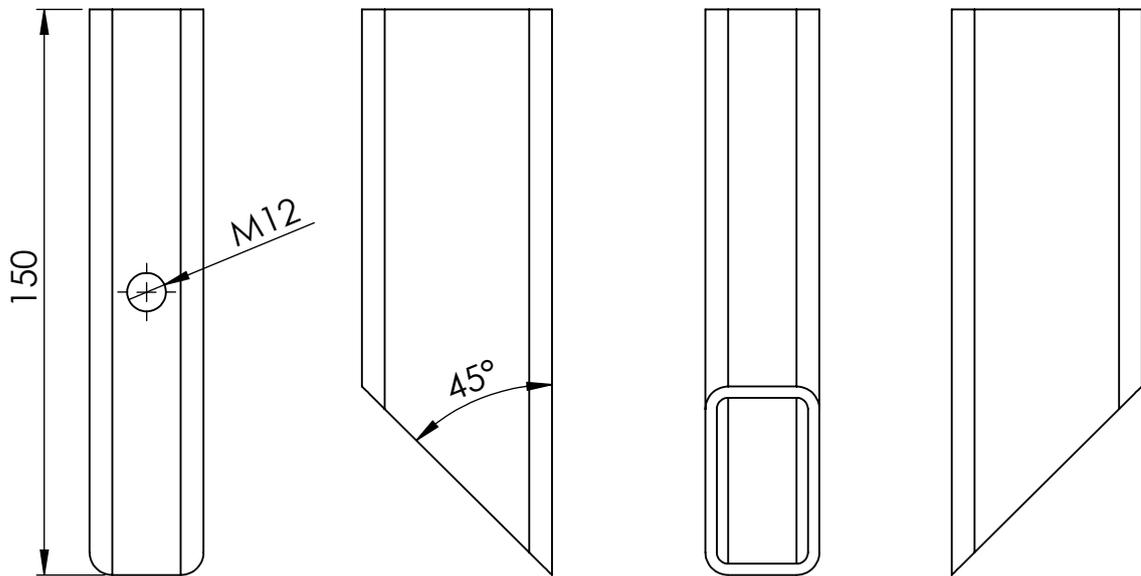
ID.0018		Título: Tubo central 50 x 50		Laser tubo
				Plano nº: 28
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4



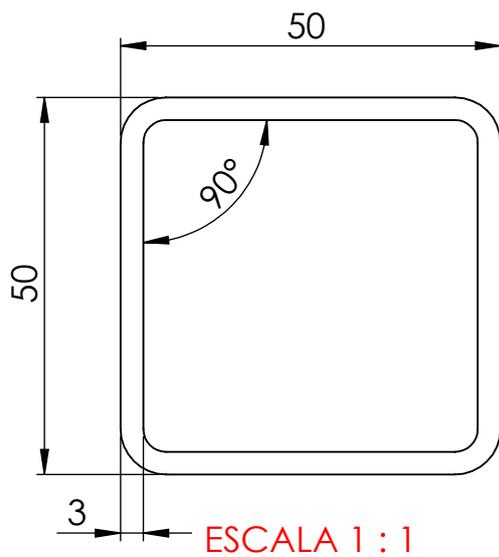
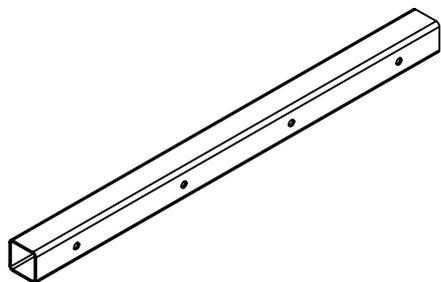
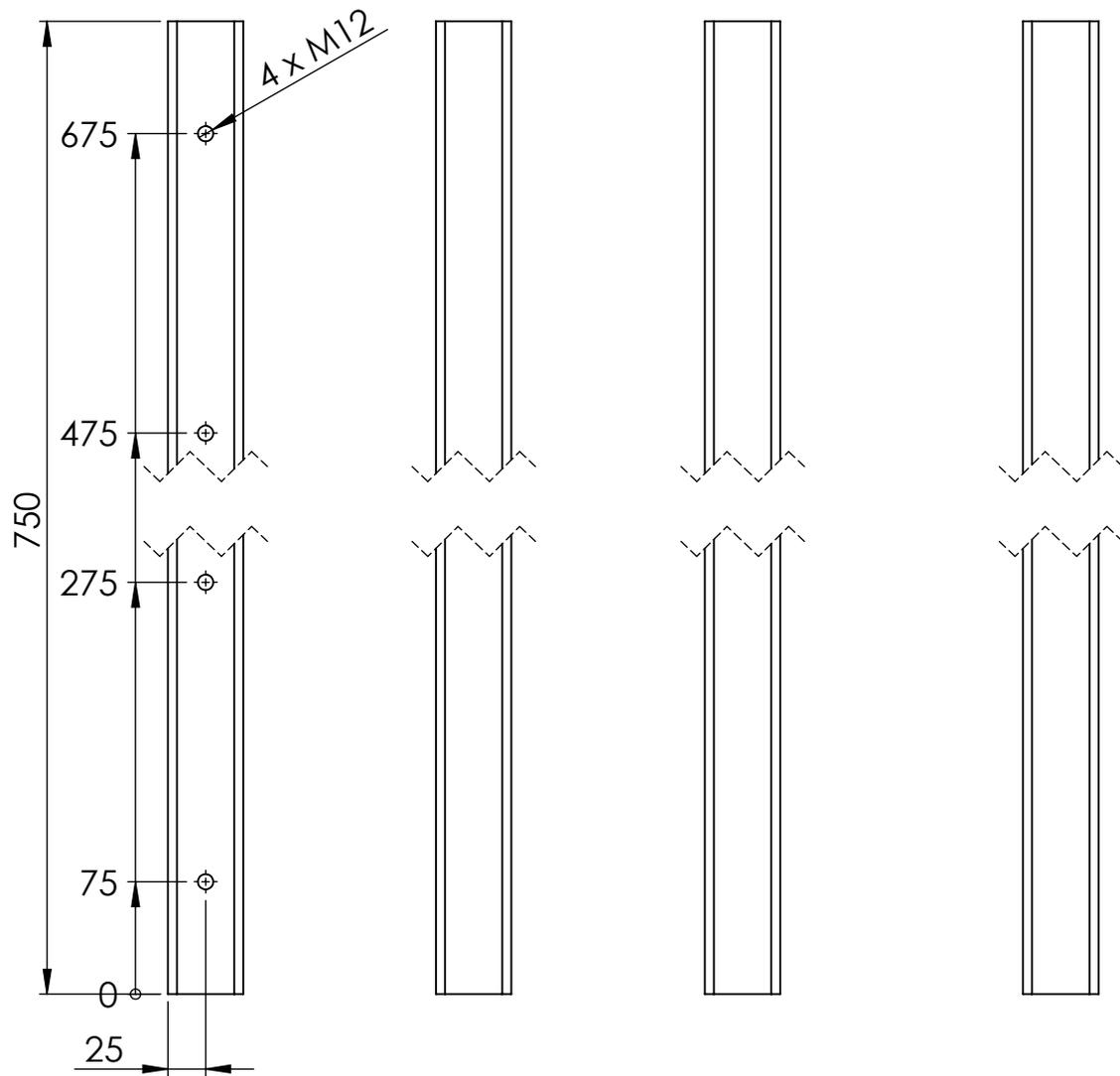
ID.0019		Título: Tubo extremo 50 x 30		Laser tubo Plano nº: 29
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone Formato de hoja	Fecha: 04/12/18 A4



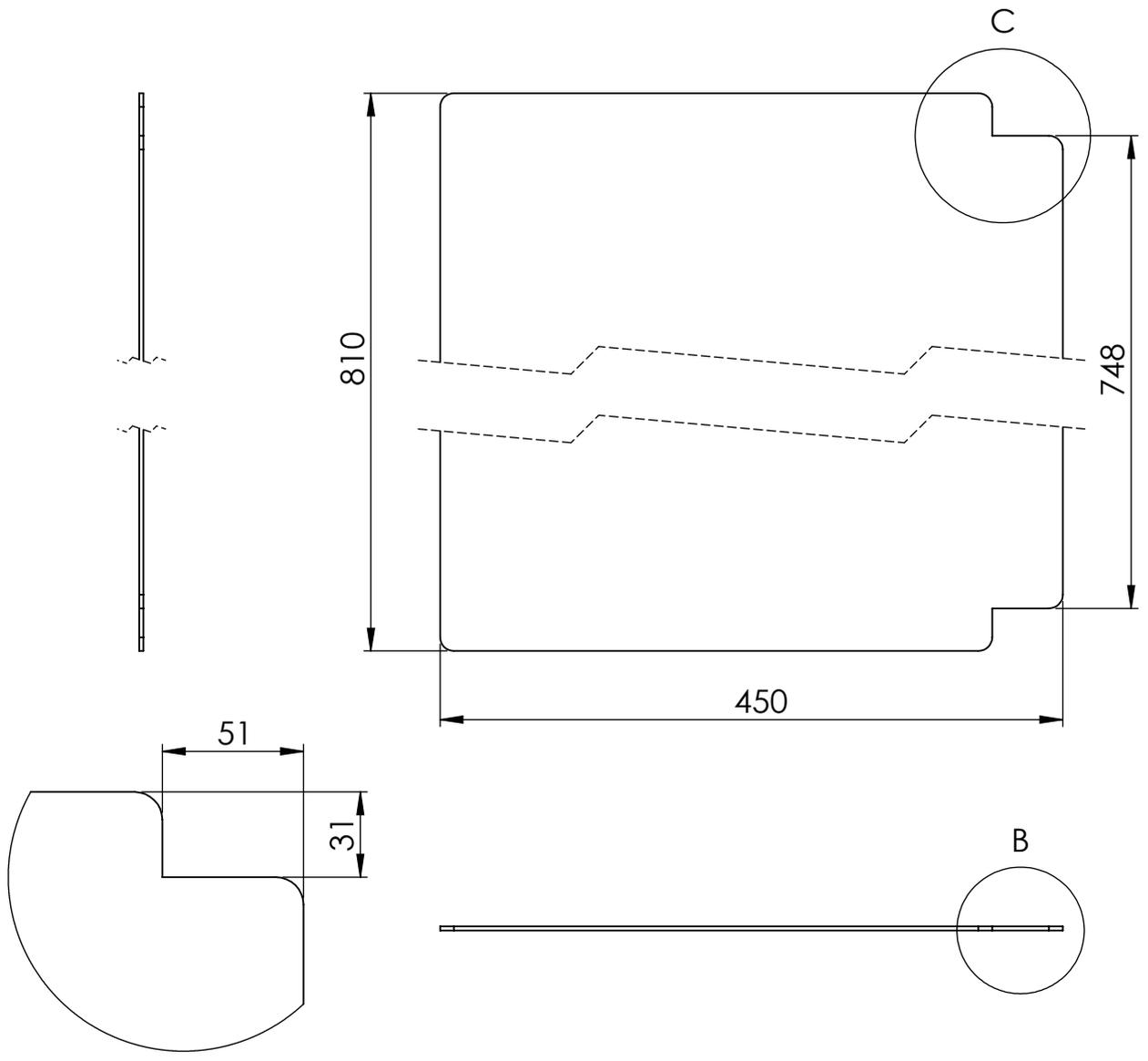
ID.0020		Título: Tubo 50 x 30 extensión carro		Laser tubo
				Plano nº: 30
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4



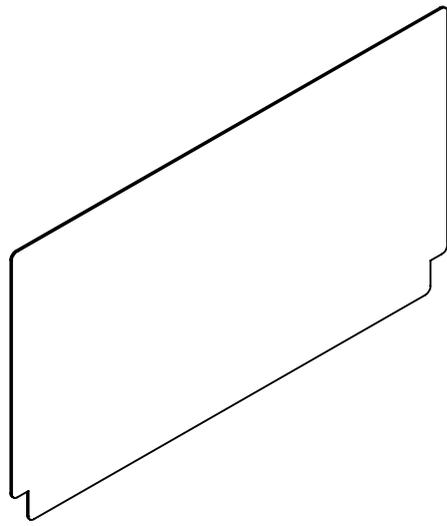
ID.0021		Título: Tubo extremos 50 x 30 con taladros		Laser tubo Plano nº: 31
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone Formato de hoja	Fecha: 04/12/18 A4



ID.0022		Título: Tubo central 50 x 50 con taladros		Laser tubo
				Plano nº: 32
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4

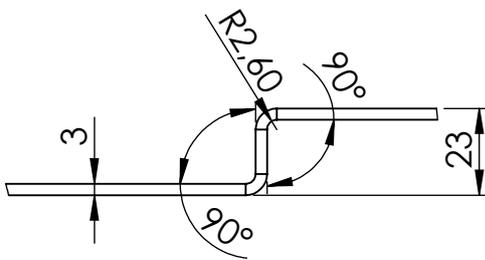
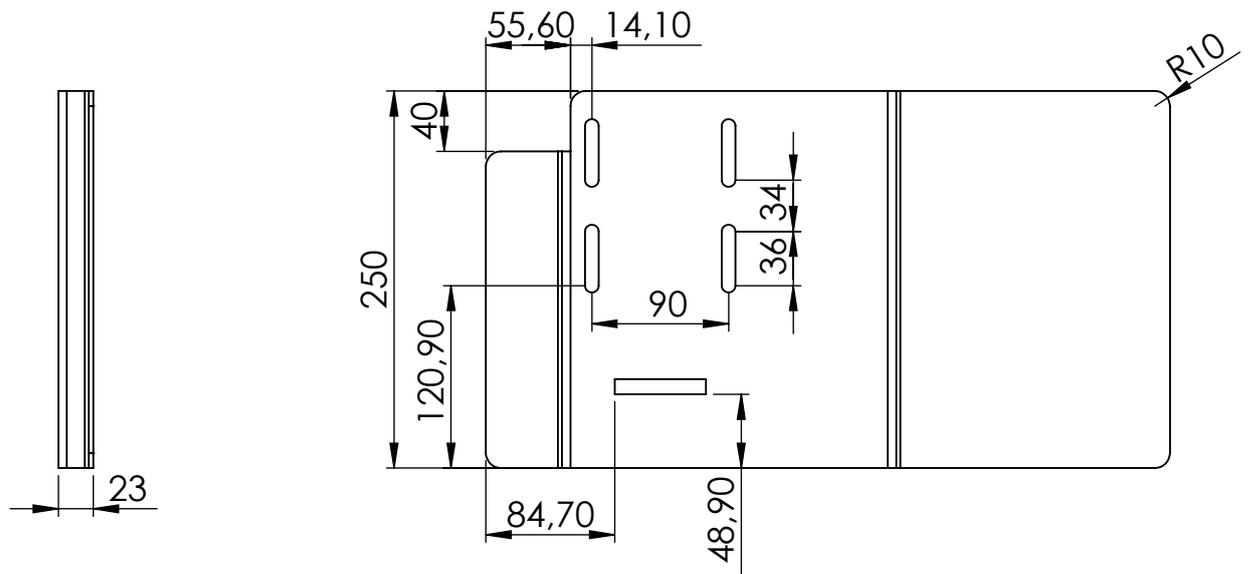


DETALLE C
ESCALA 2 : 5

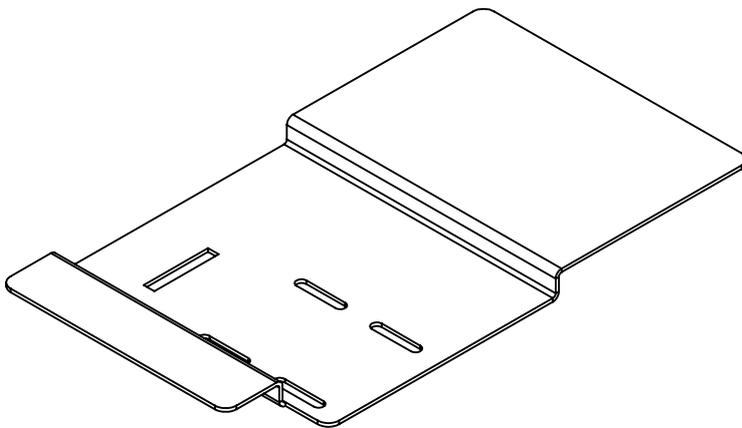
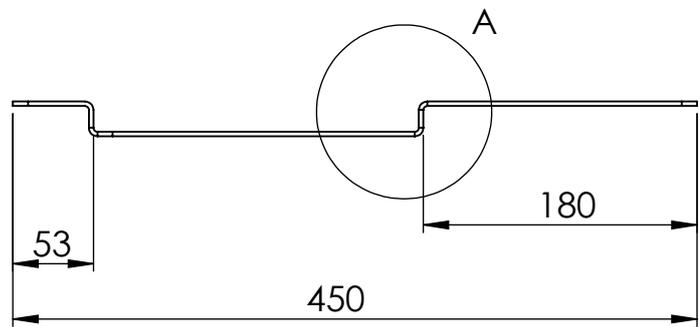


DETALLE B
ESCALA 1 : 1

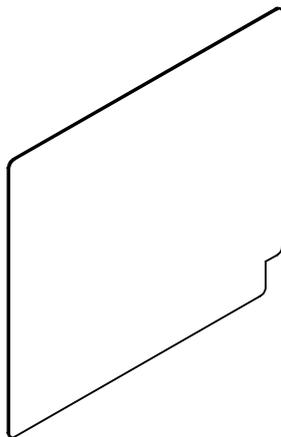
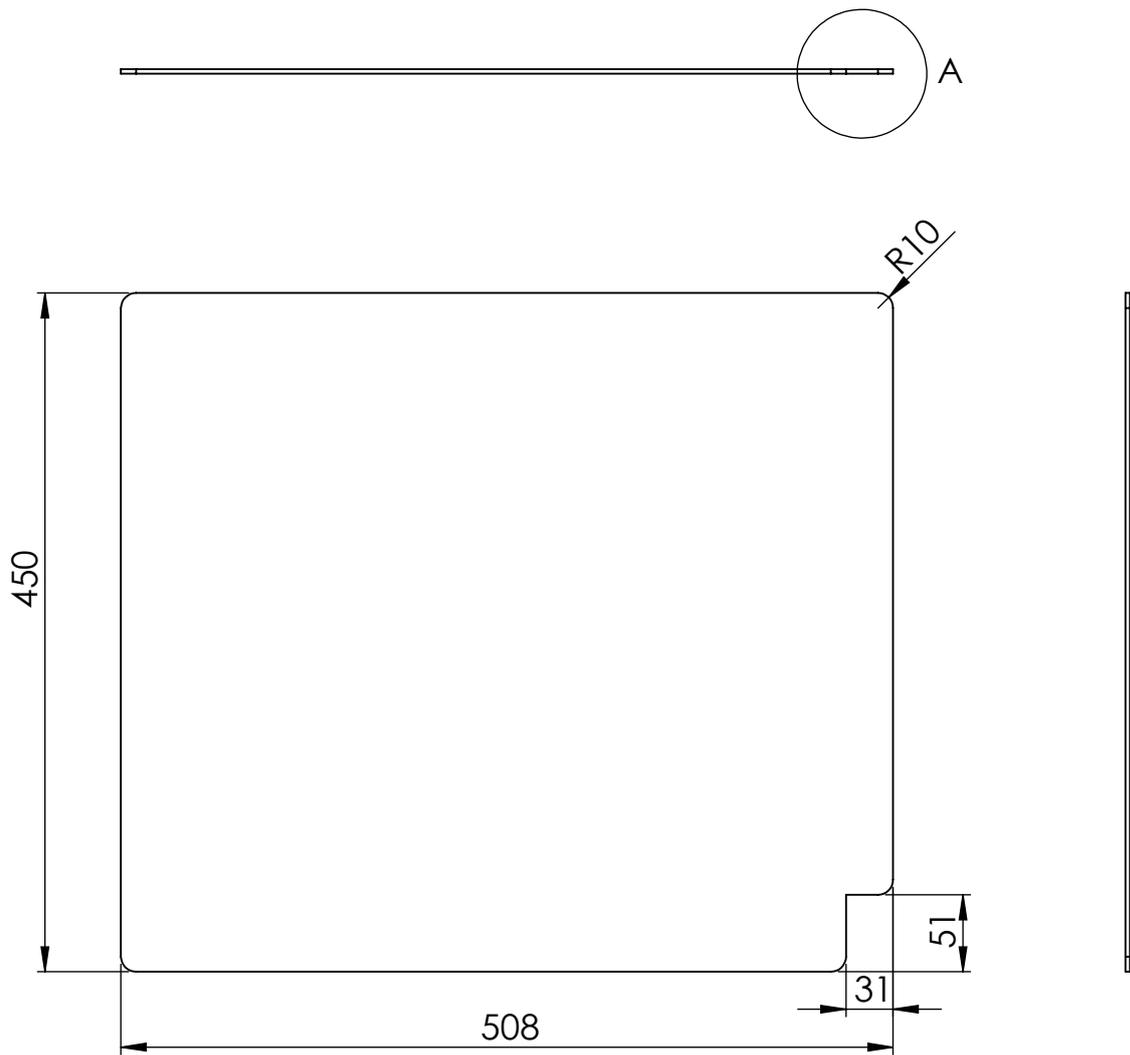
ID.0023		Título: Chapa base carro central		Laser	
				Plano nº: 33	
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



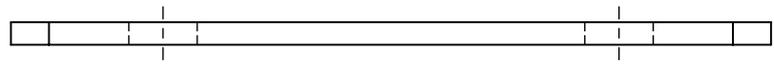
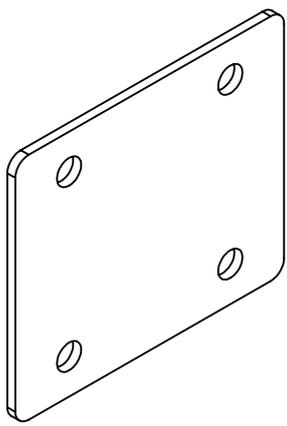
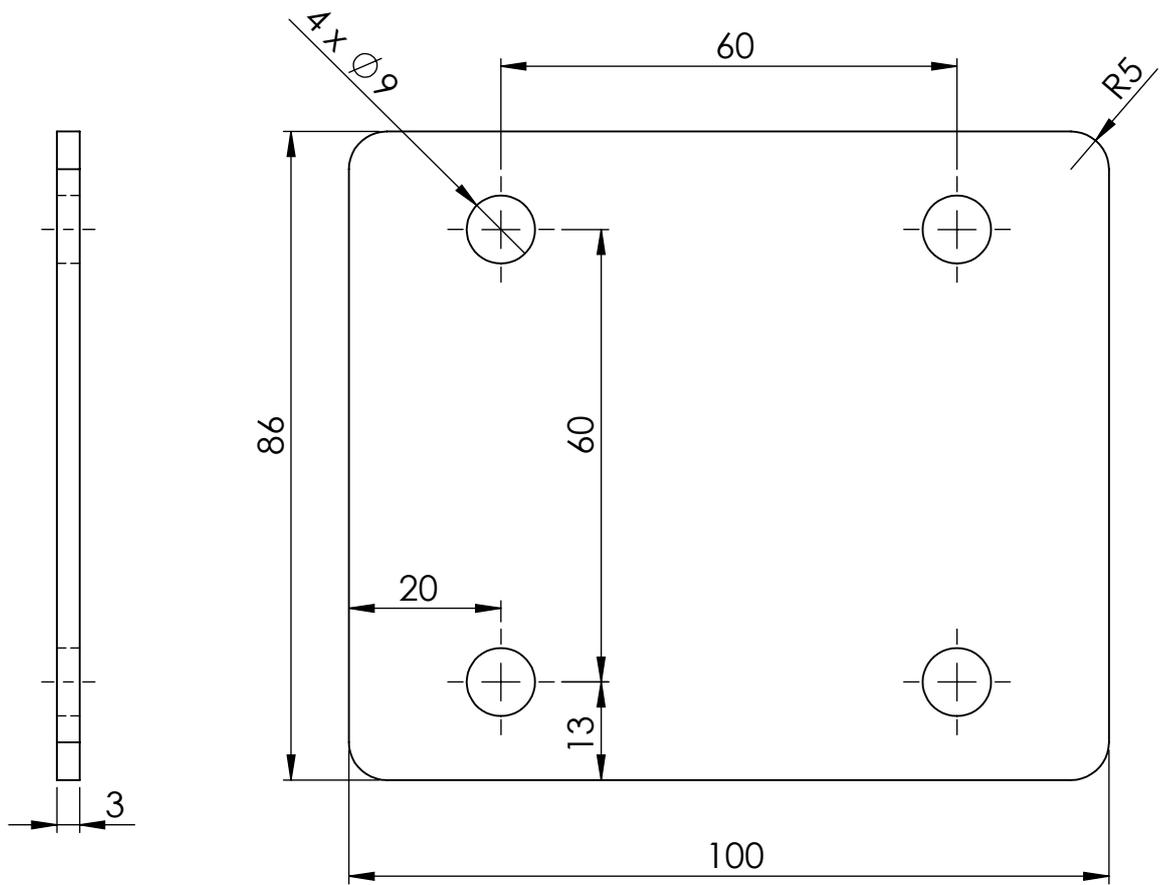
DETALLE A
ESCALA 1 : 2



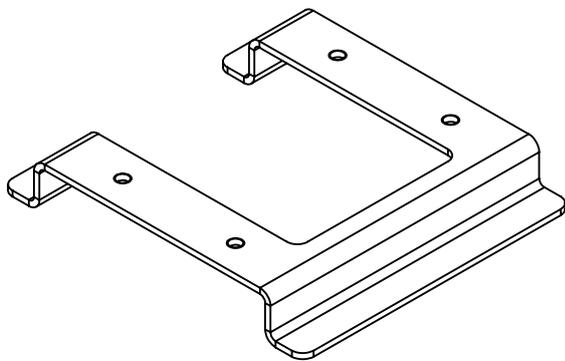
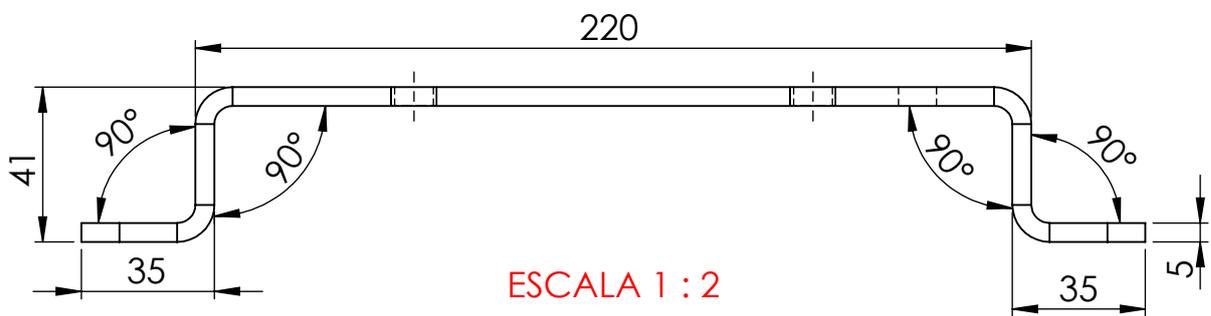
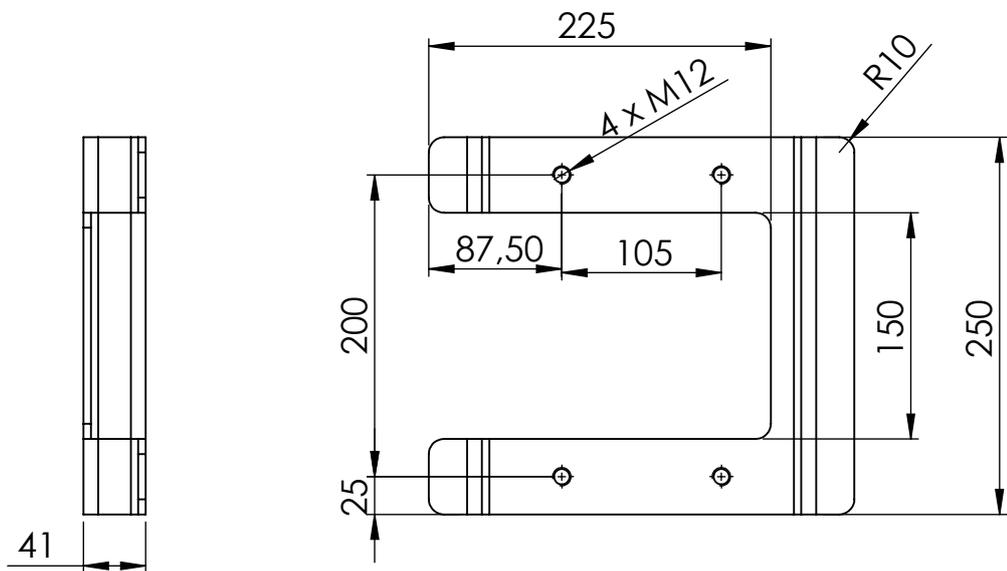
ID.0024		Título: Chapa soporte motor accionamiento husillos		Laser + Plegado
				Plano nº: 34
Escala 1:5	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



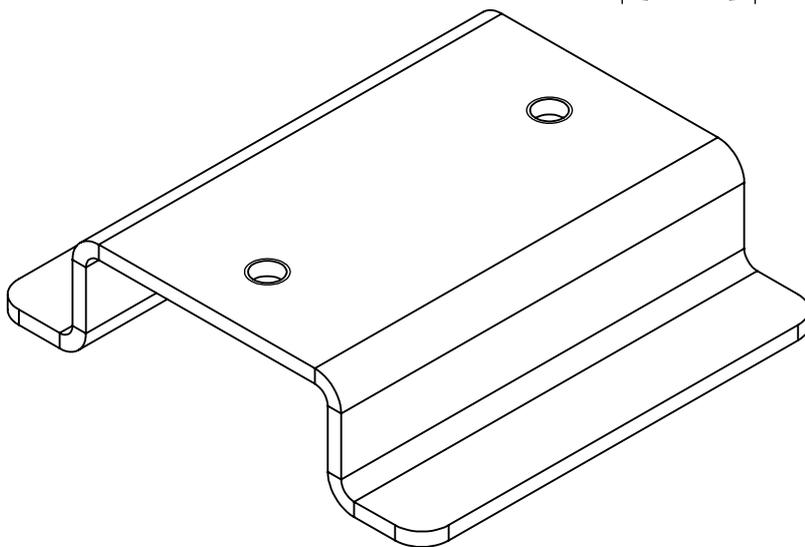
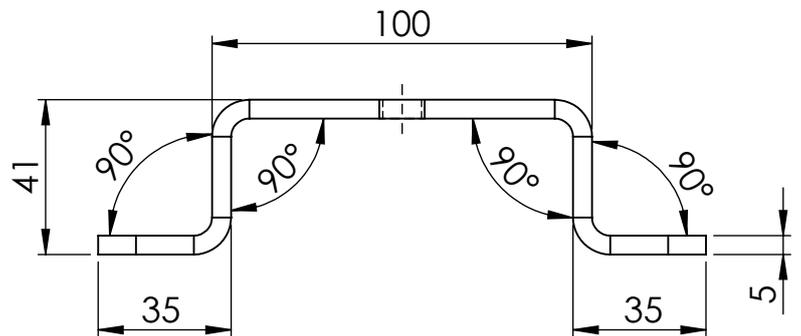
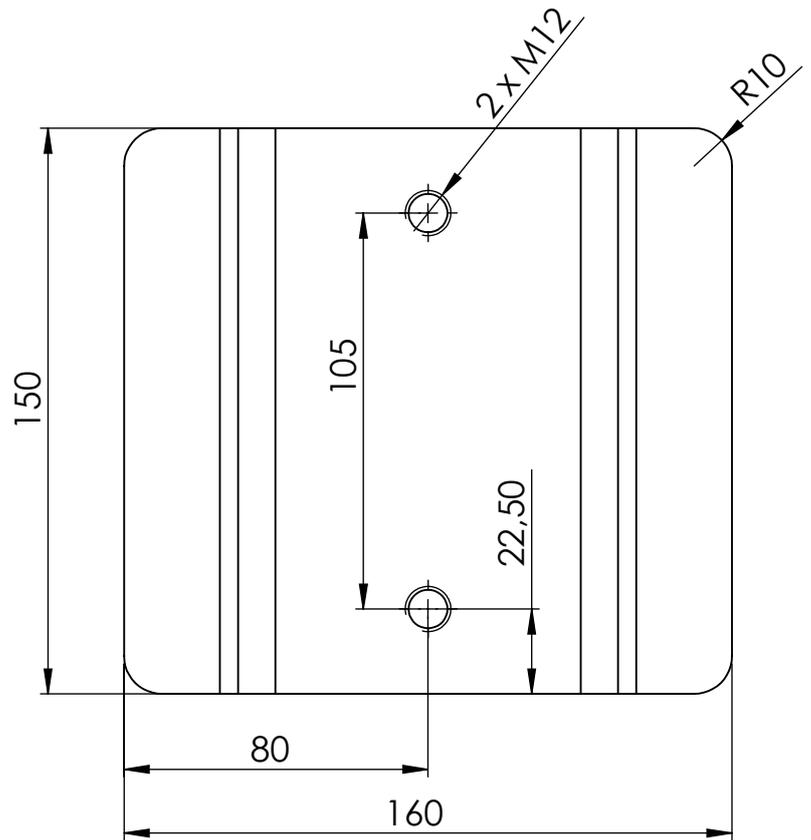
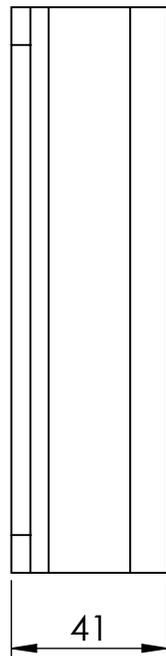
ID.0025		Título: Chapa base carro central lado motor		Laser	
				Plano nº: 35	
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



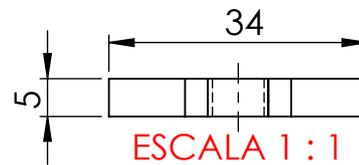
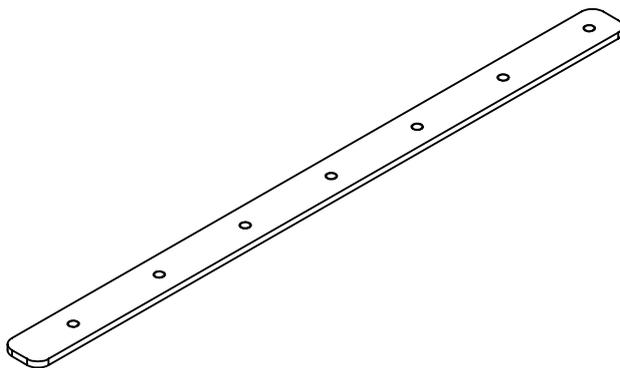
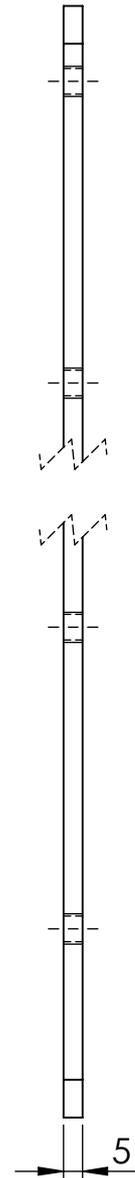
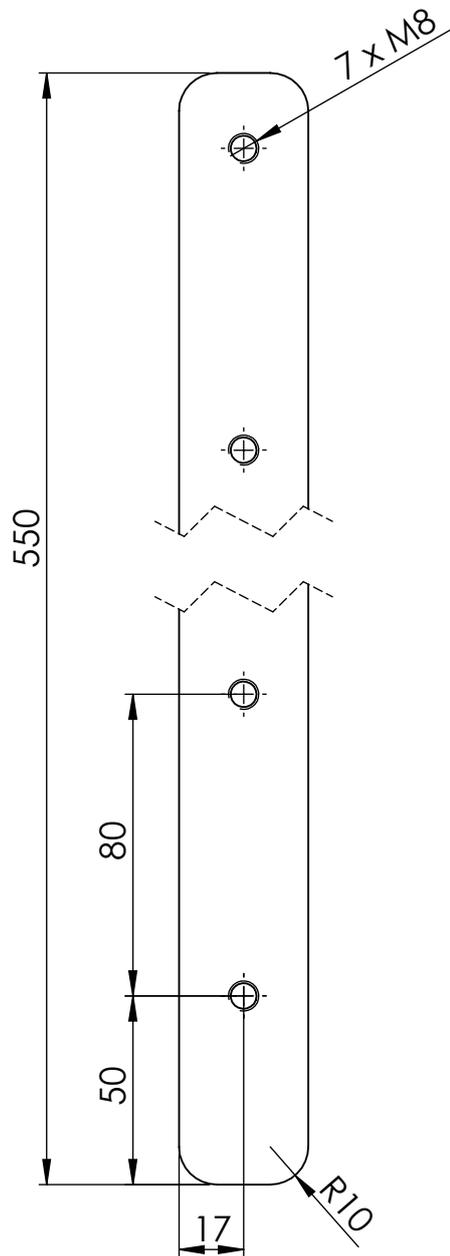
ID.0026		Título: Pletina apoyo tubo extensión		Laser
				Plano nº:36
Escala 1:1	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



ID.0027		Título: Placa soporte UCP eje central		Laser + Plegado	
				Plano nº: 37	
Escala 1:5	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4

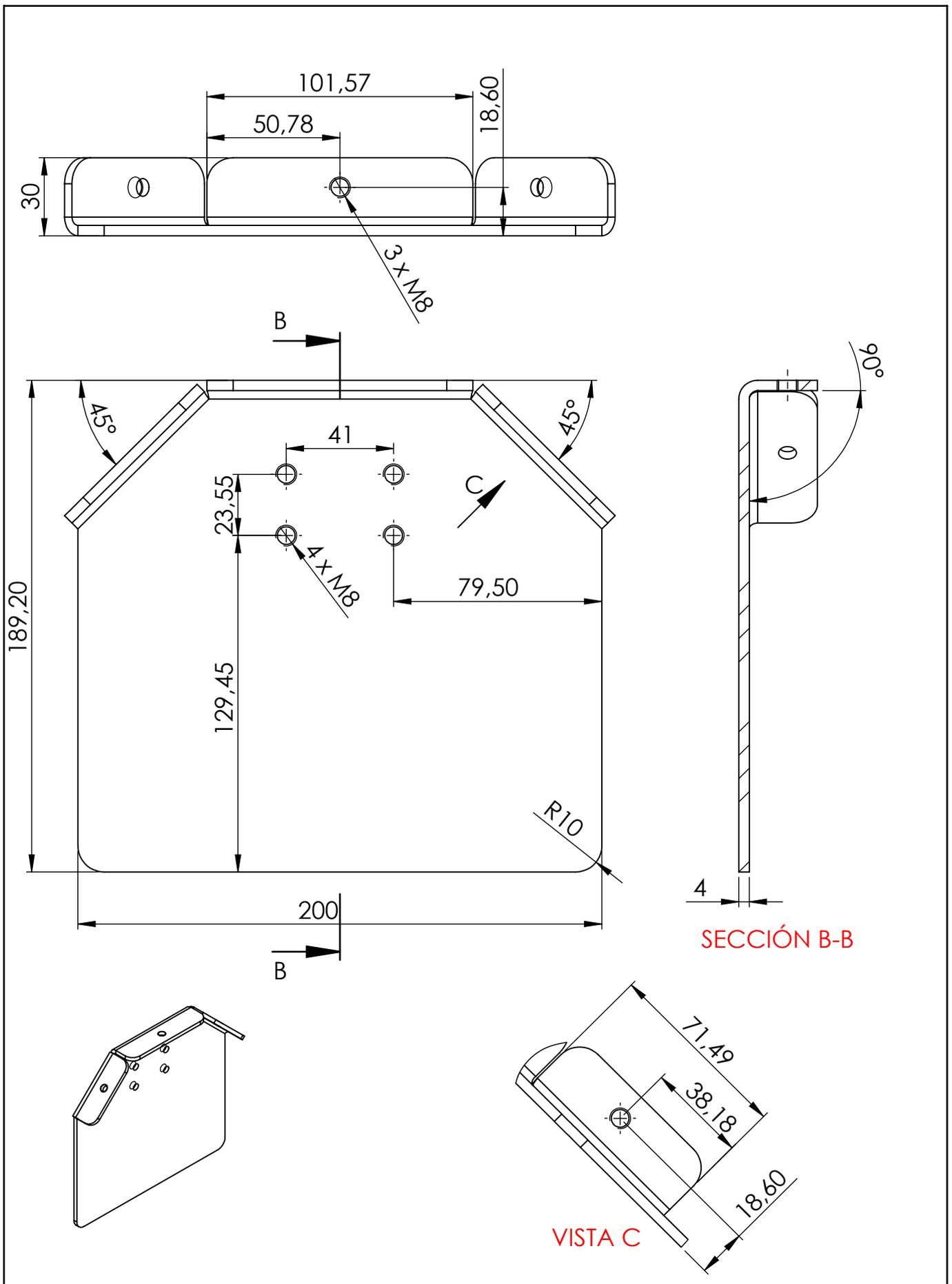


ID.0028		Título: Placa soporte UCP		Laser + Plegado
				Plano nº: 38
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4

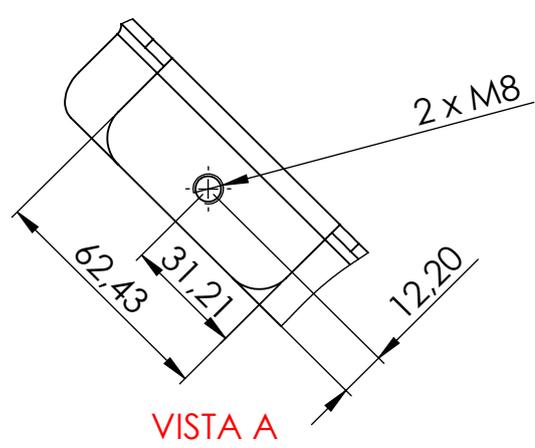
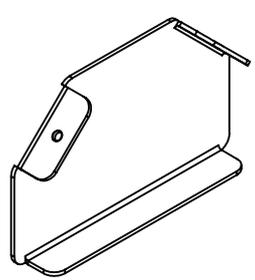
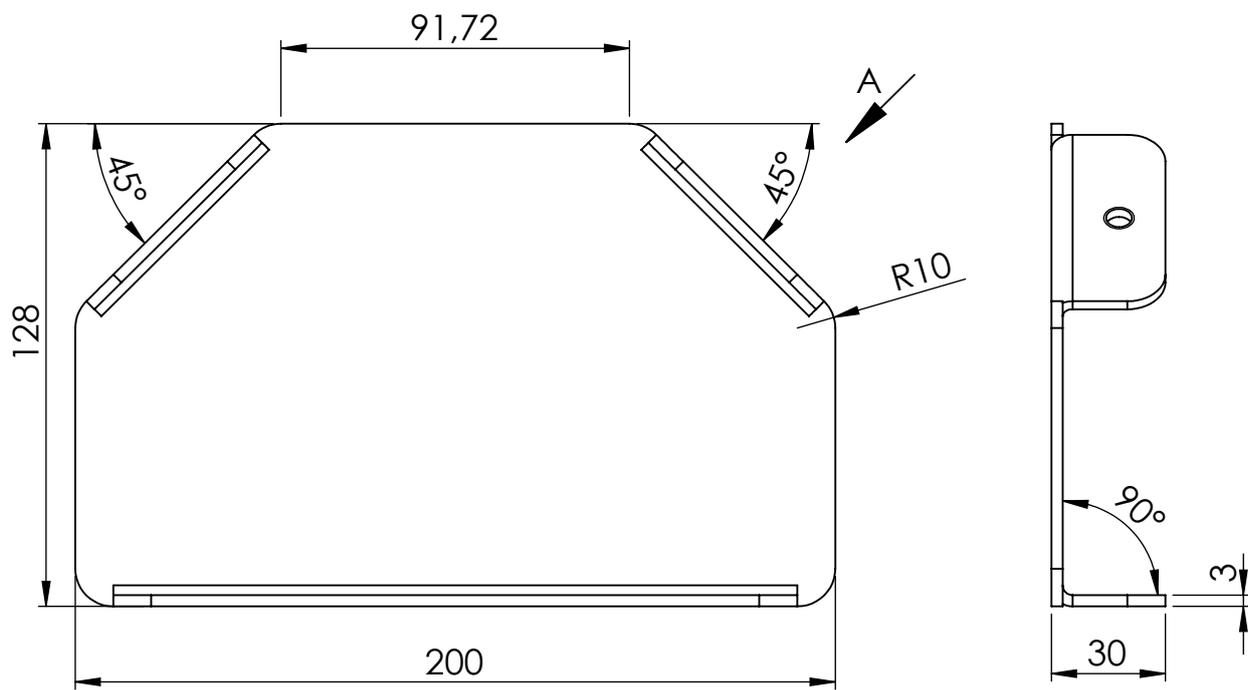


Los 7 taladros están separados por la misma distancia

ID.0029		Título: Pletina sujeción guía		Laser
				Plano nº: 39
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4

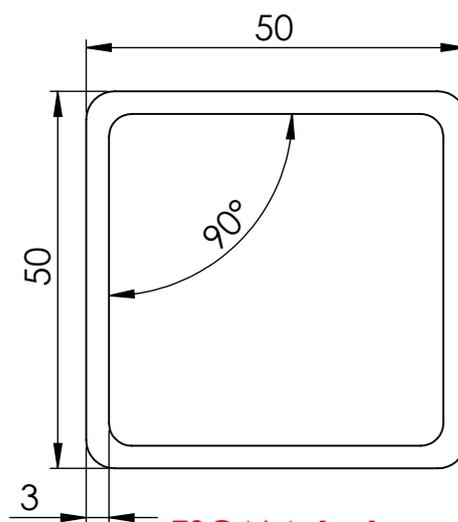
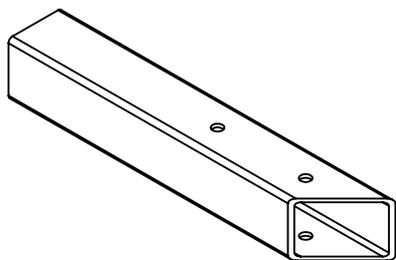
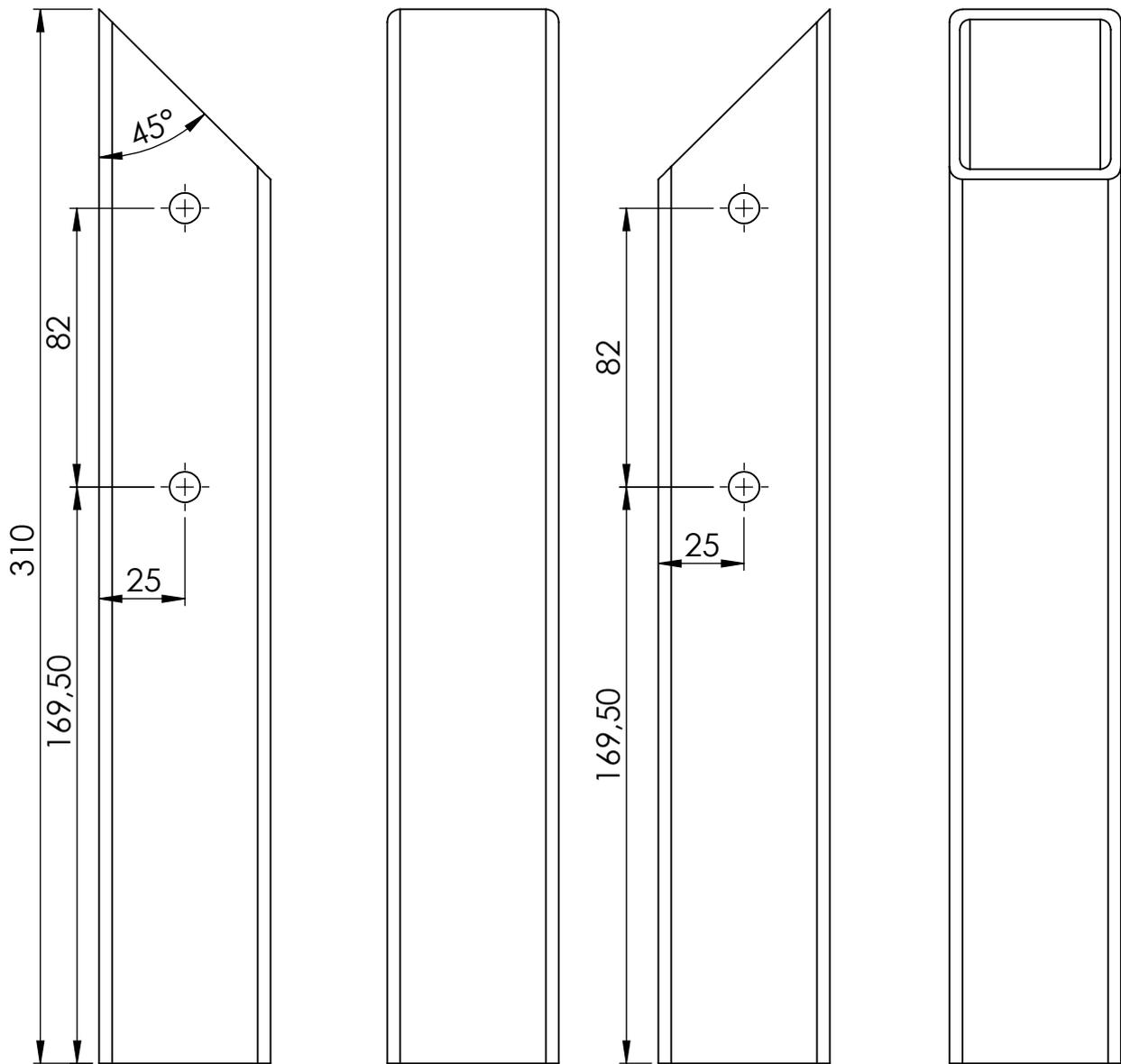


ID.0030		Título: Placa soporte brida correa		Laser + Plegado	
				Plano nº: 40	
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



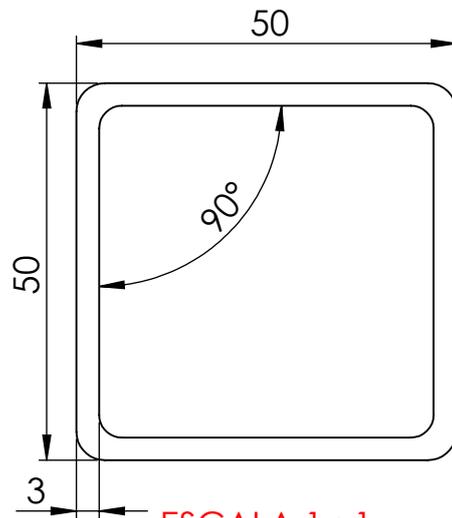
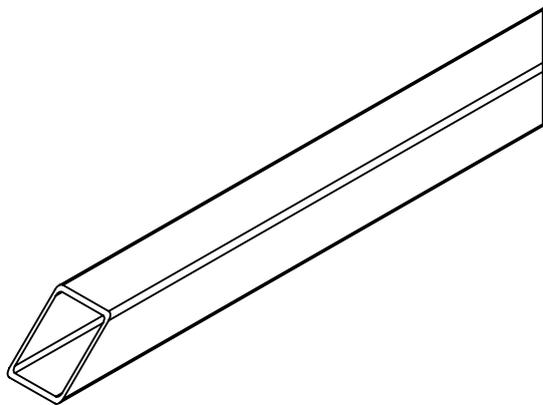
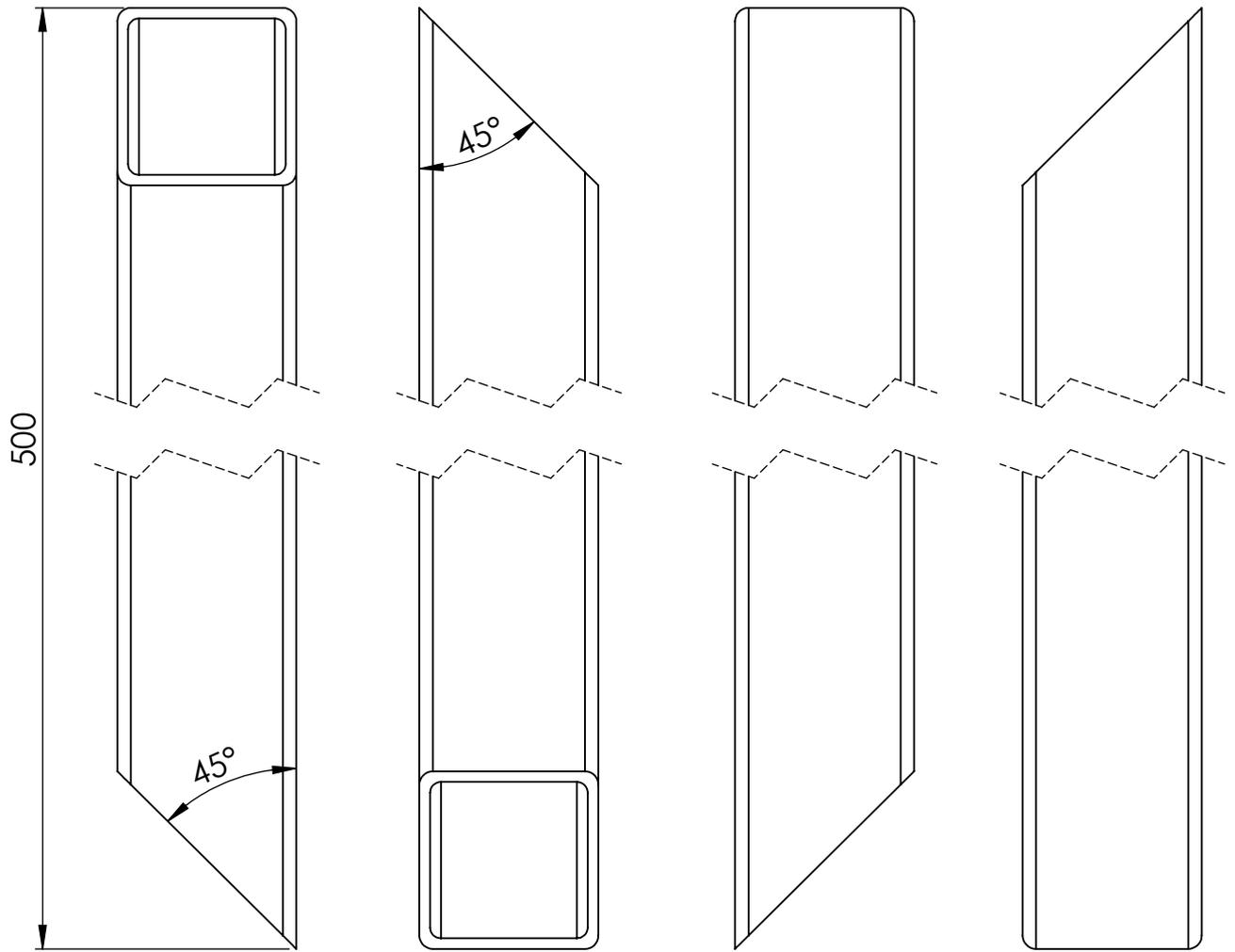
VISTA A

ID.0031		Título: Placa soporte protección cadena		Laser + Plegado
				Plano nº: 41
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



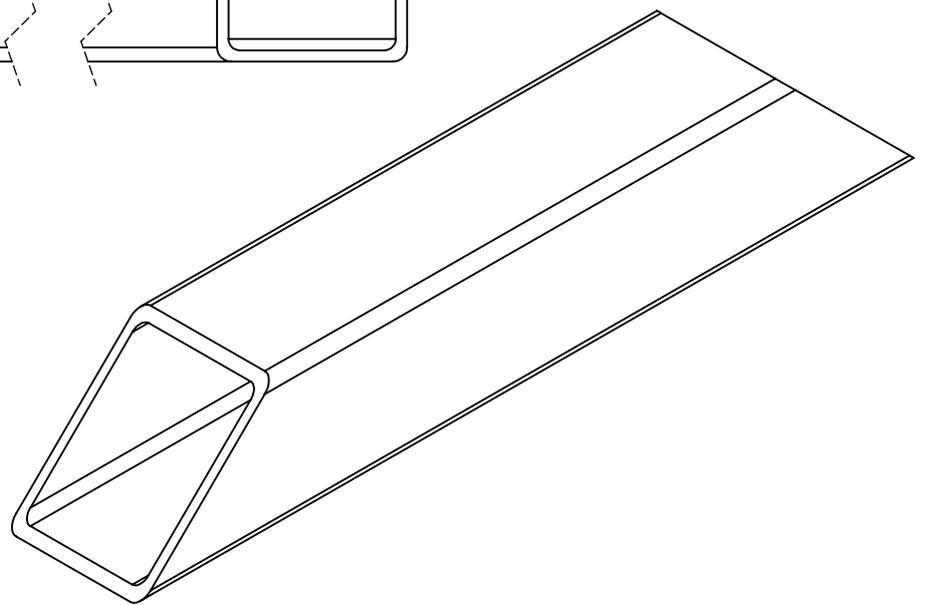
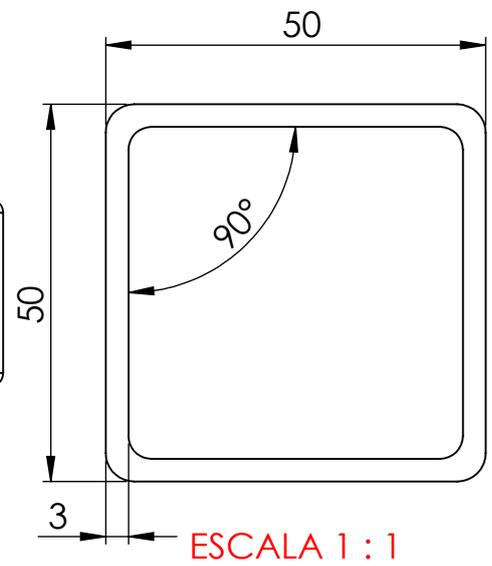
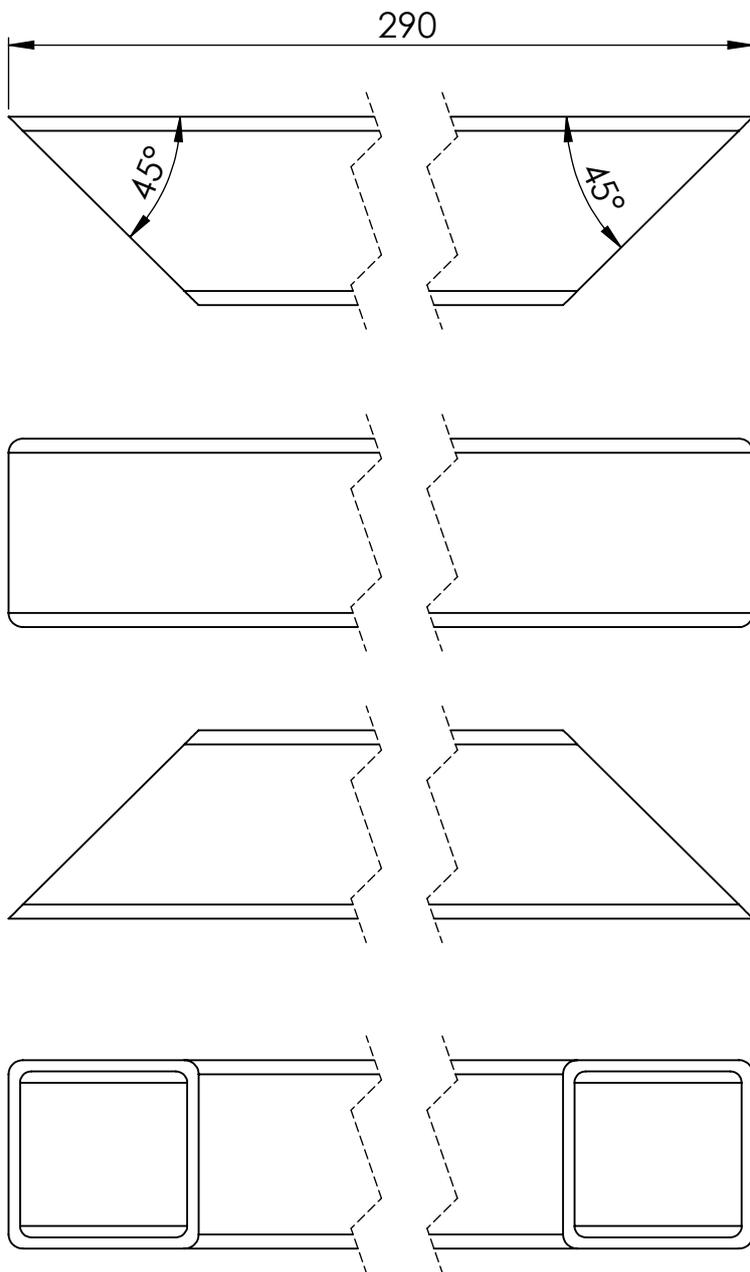
ESCALA 1 : 1

ID.0032		Título: Tubo 50 x 50 brazo tuerca		Laser tubo	
				Plano nº: 42	
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4

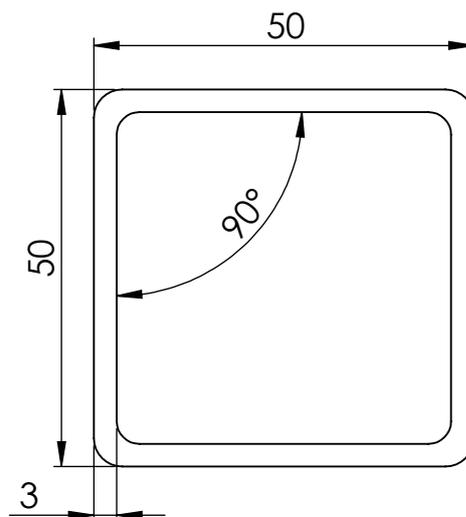
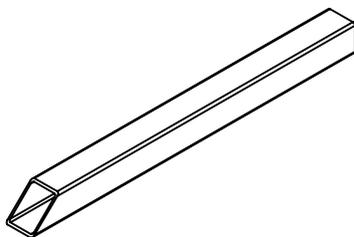
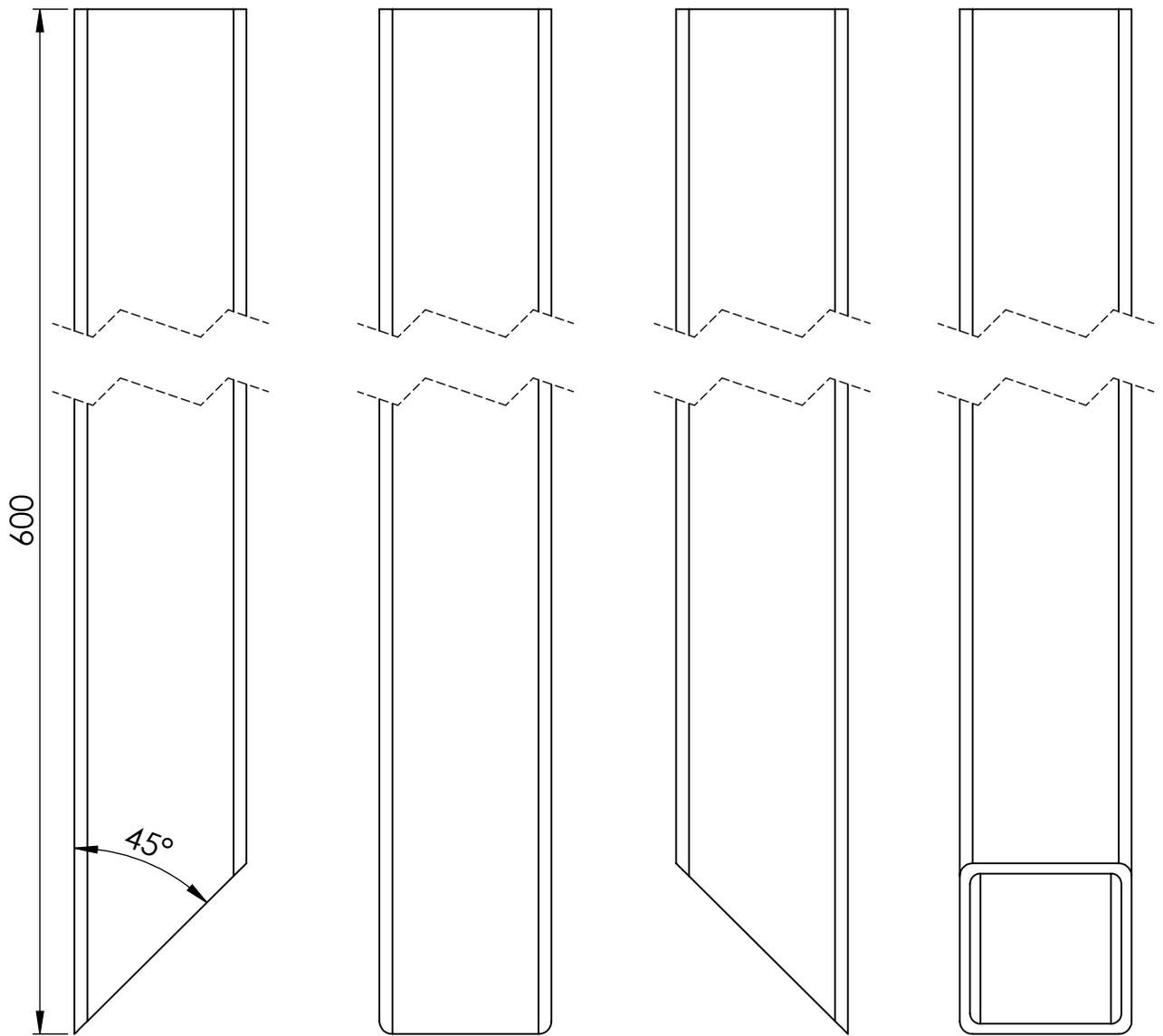


ESCALA 1 : 1

ID.0033		Título: Tubo 50 x 50 extensión horizontal inferior brazo		Laser tubo	
				Plano nº: 43	
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4

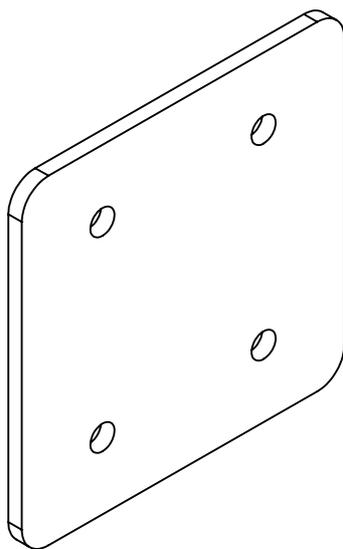
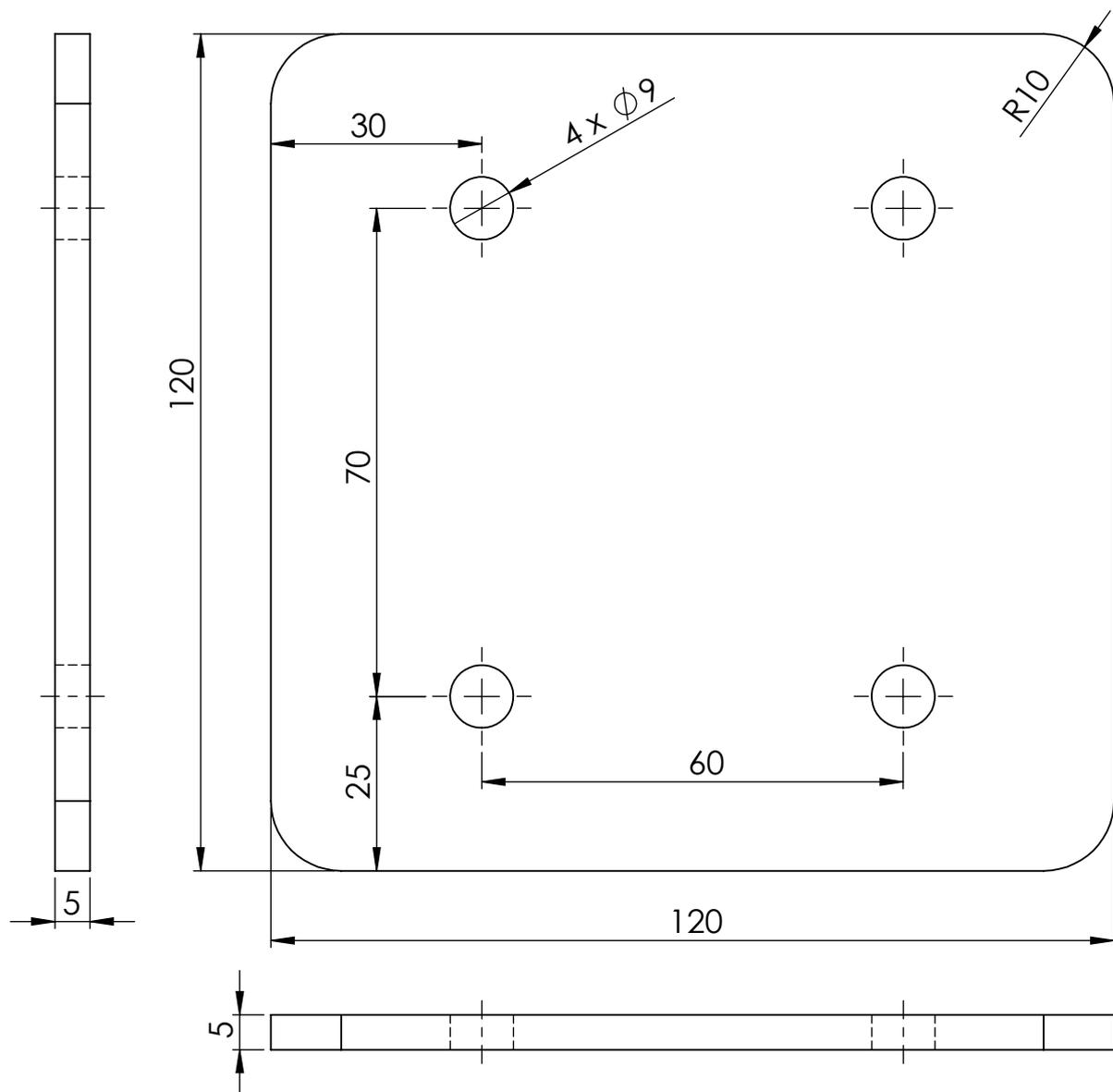


ID.0034		Título: Tubo 50 x 50 extensión vertical brazo		Laser tubo	
				Plano nº: 44	
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4

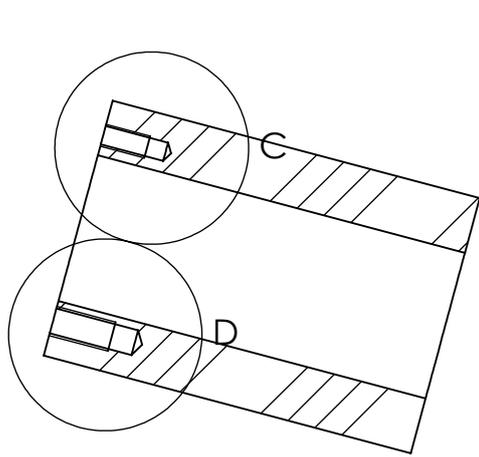


ESCALA 1 : 1

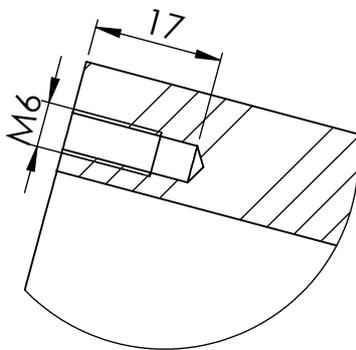
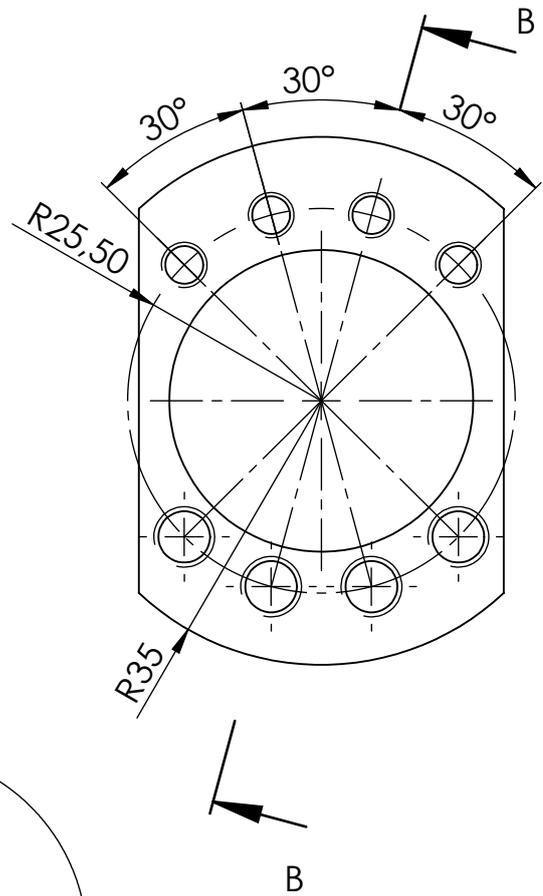
ID.0035		Título: Tubo 50 x 50 extensión horizontal superior brazo		Laser tubo	
				Plano nº: 45	
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18	
		Formato de hoja		A4	



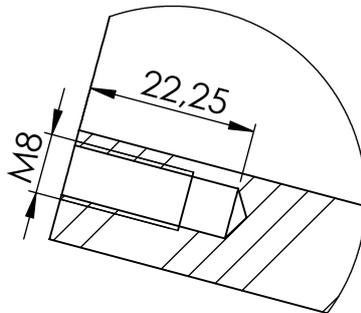
ID.0036		Título: Pletina unión brazo		Laser	
				Plano nº: 46	
Escala 1:1	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



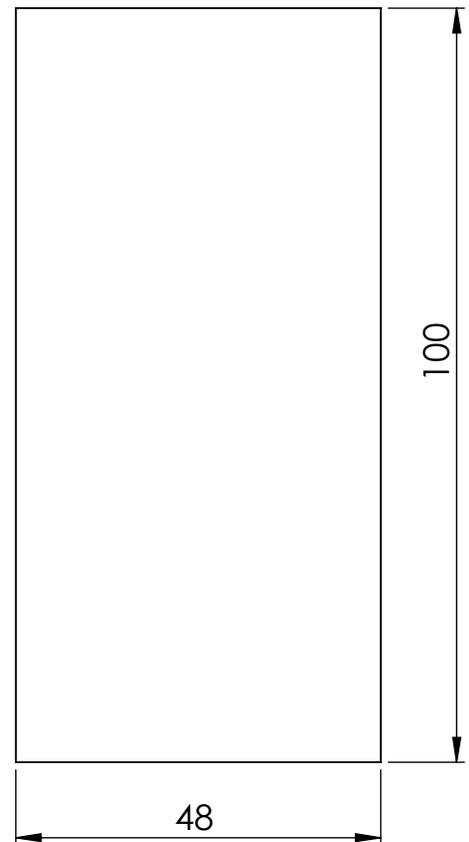
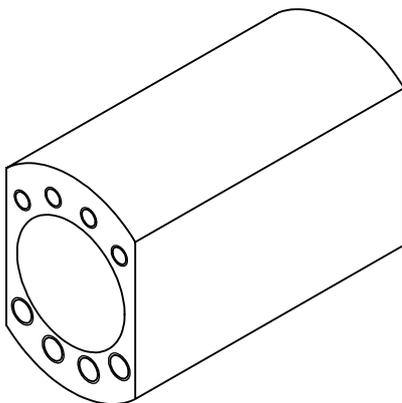
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



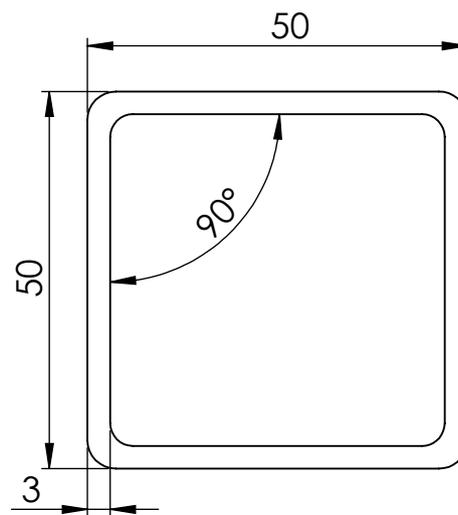
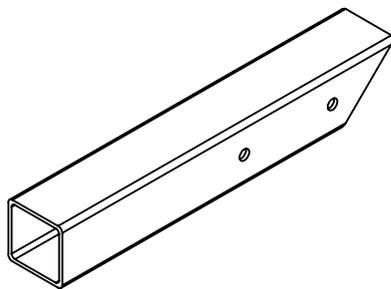
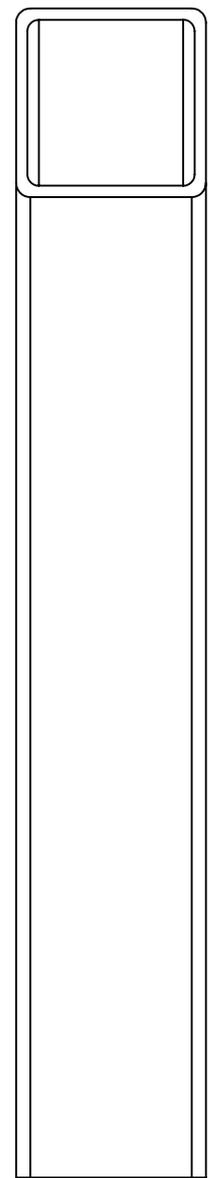
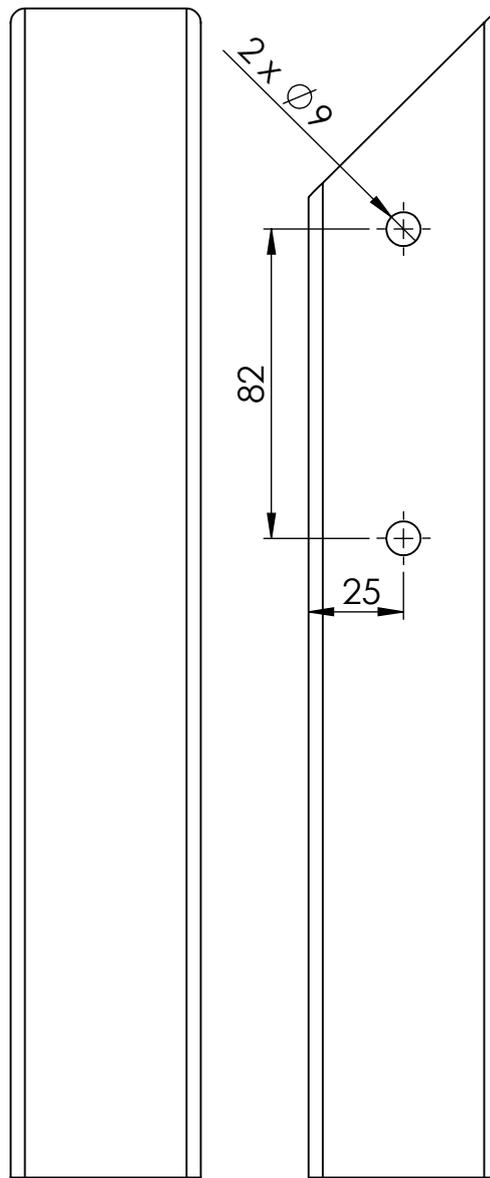
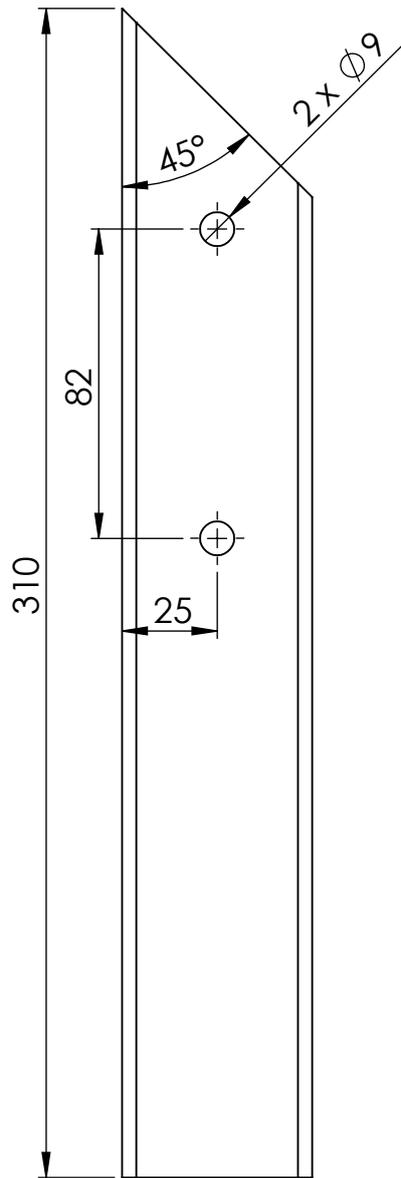
DETALLE C



DETALLE D

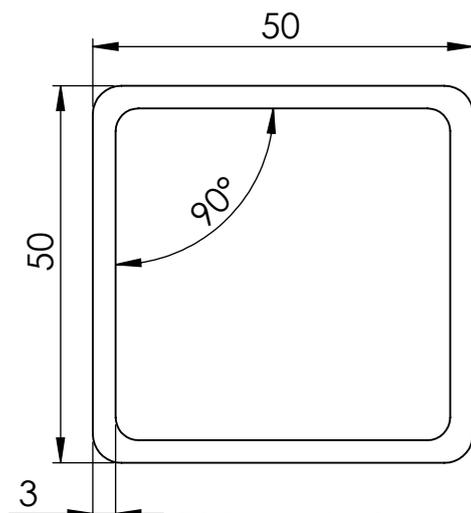
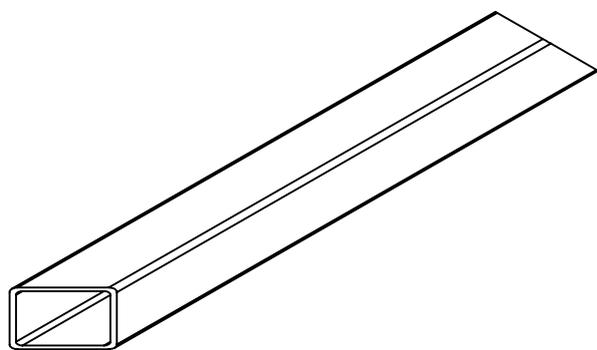
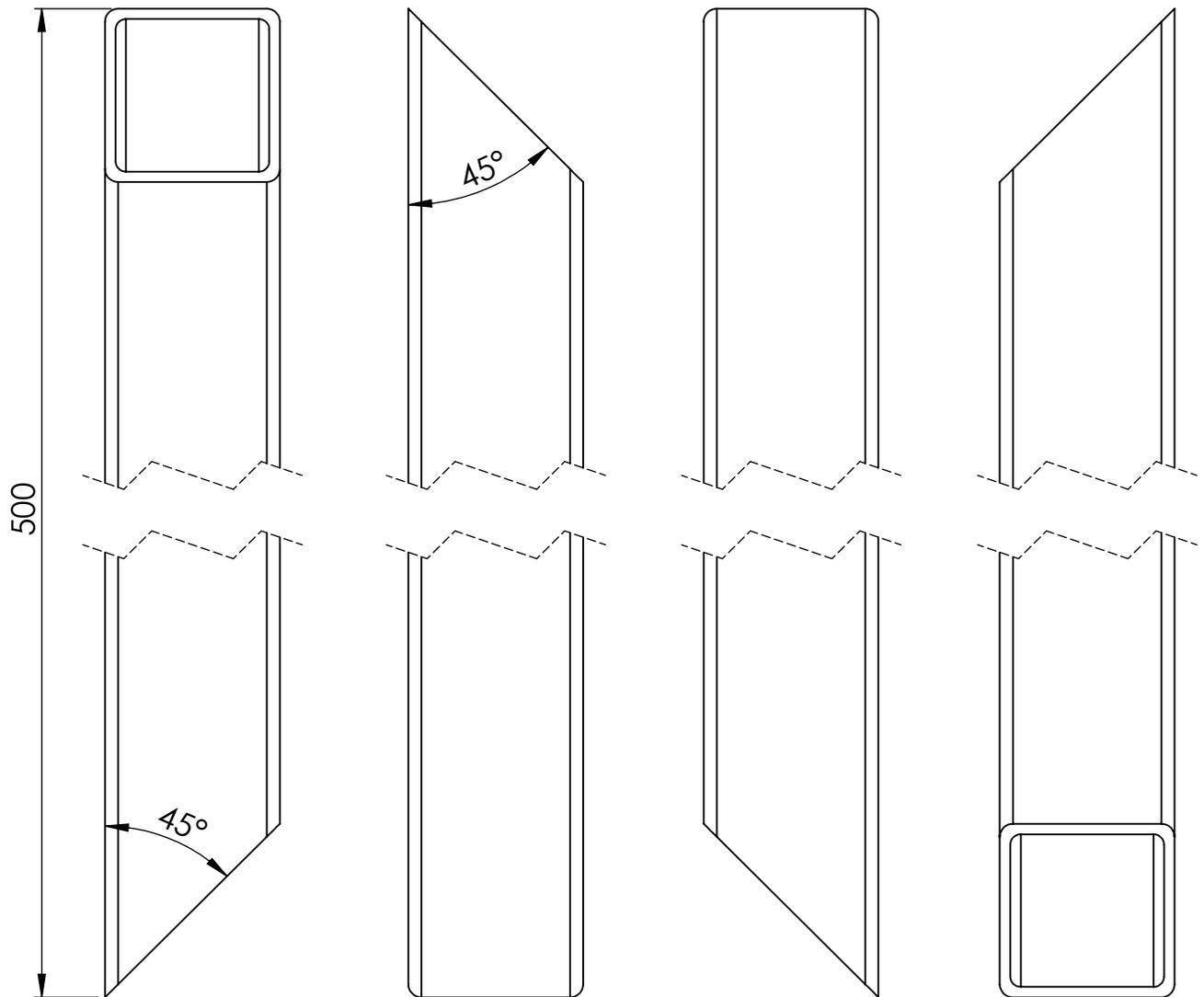


ID.0037		Título: Soporte para tuerca husillo		Mecanizado
				Plano nº: 47
Escala 1:1	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



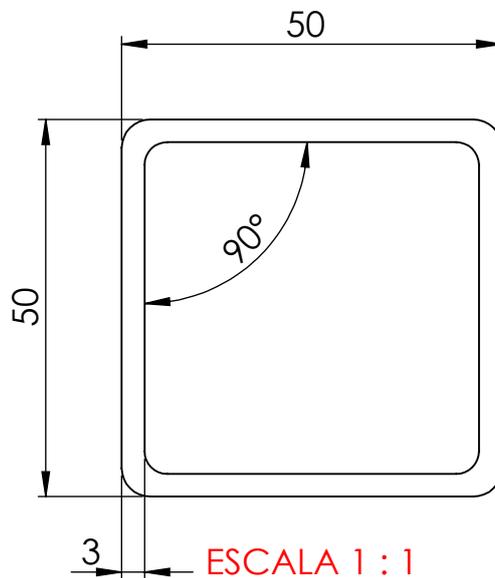
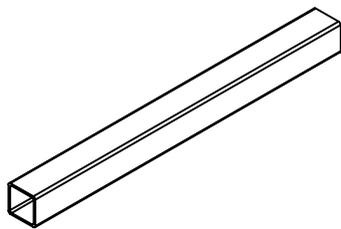
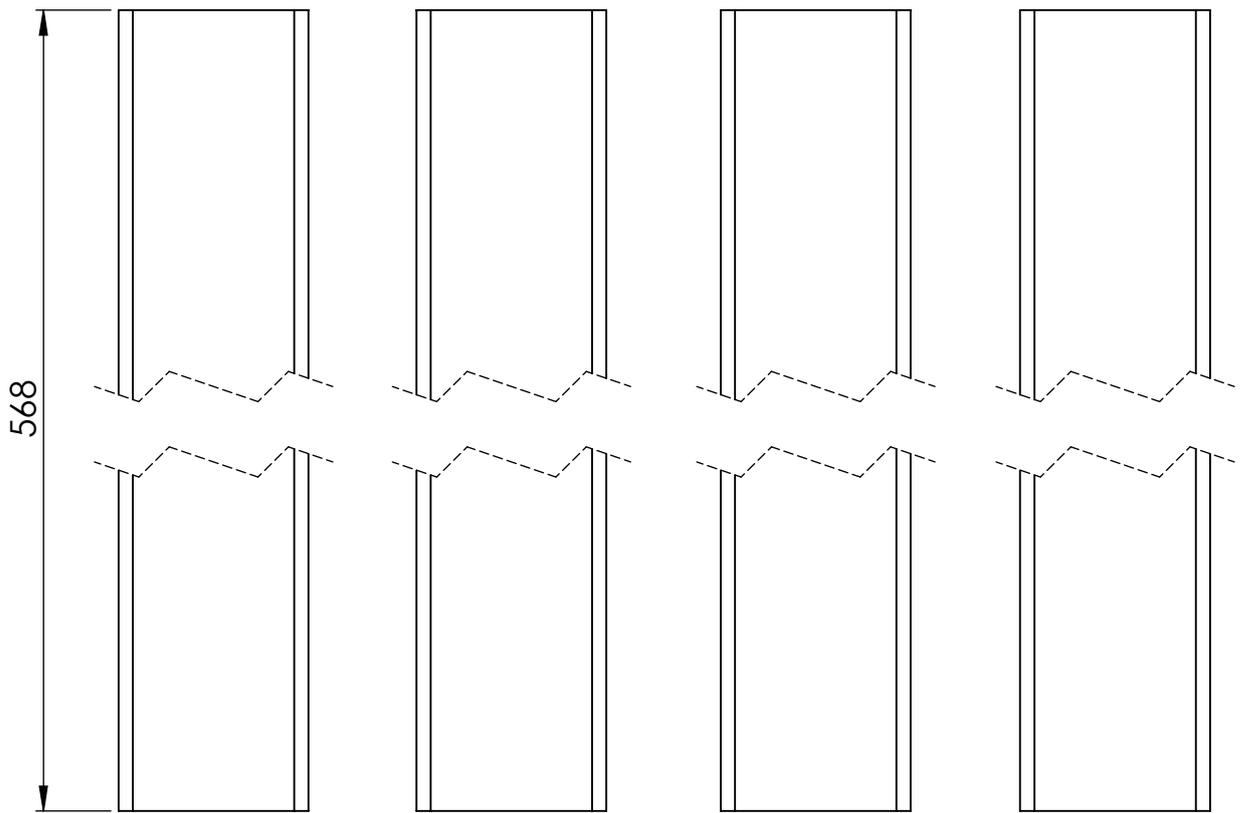
ESCALA 1 : 1

ID.0038		Título: Tubo 50 x 50 brazo tuerca		Laser tubo
				Plano nº: 48
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4

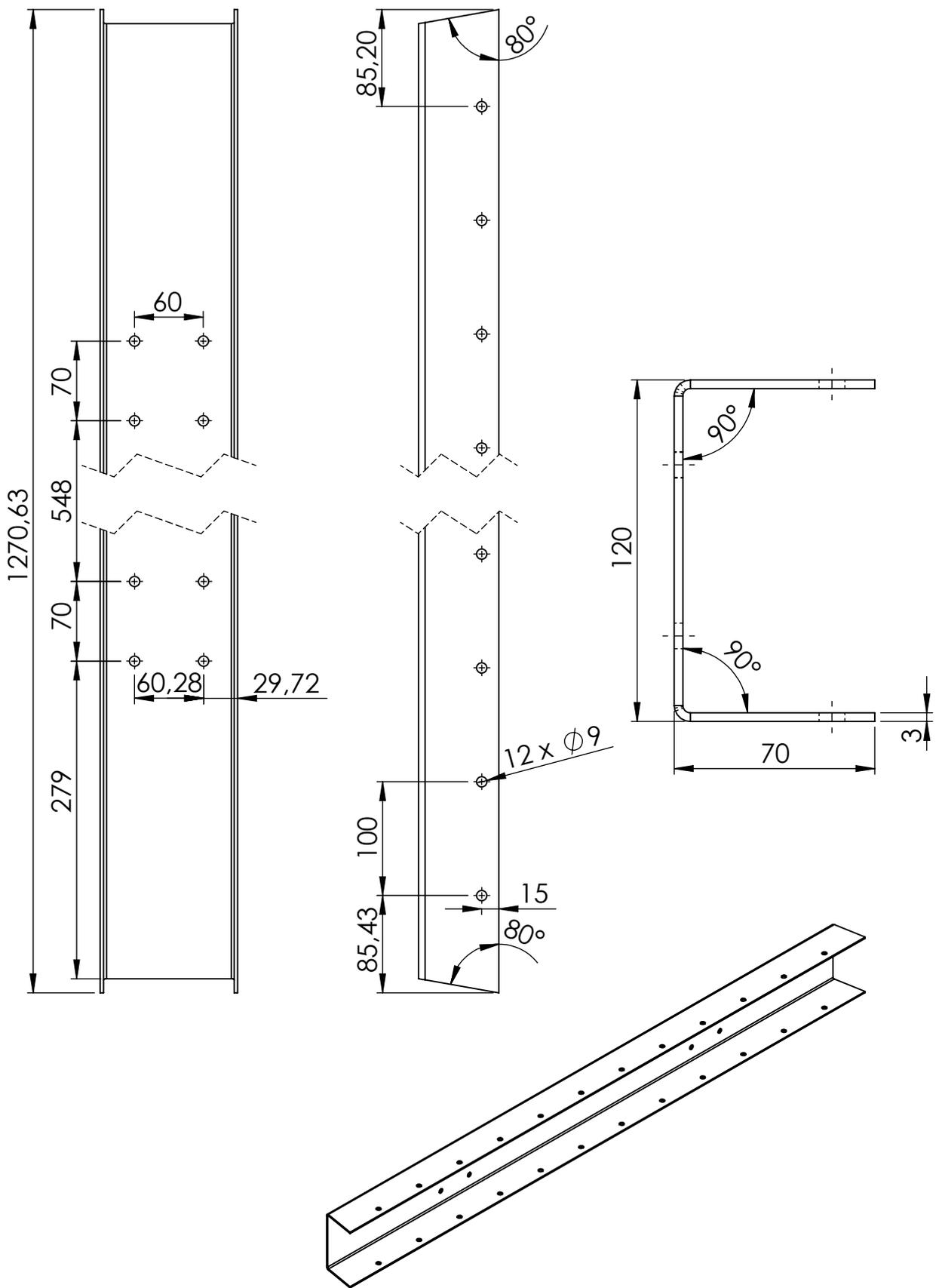


ESCALA 1 : 1

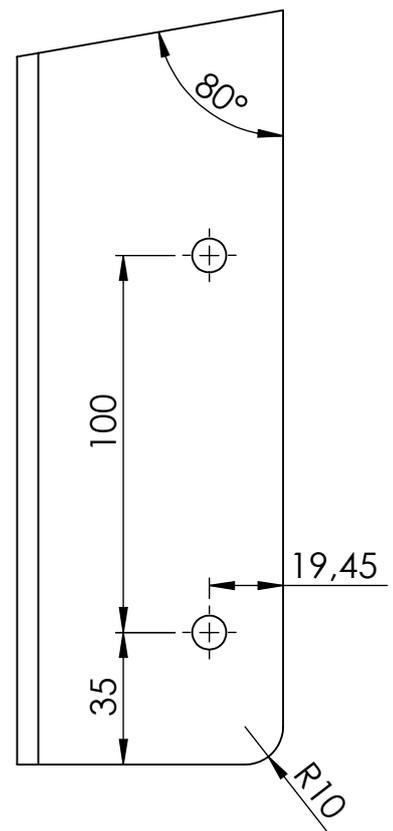
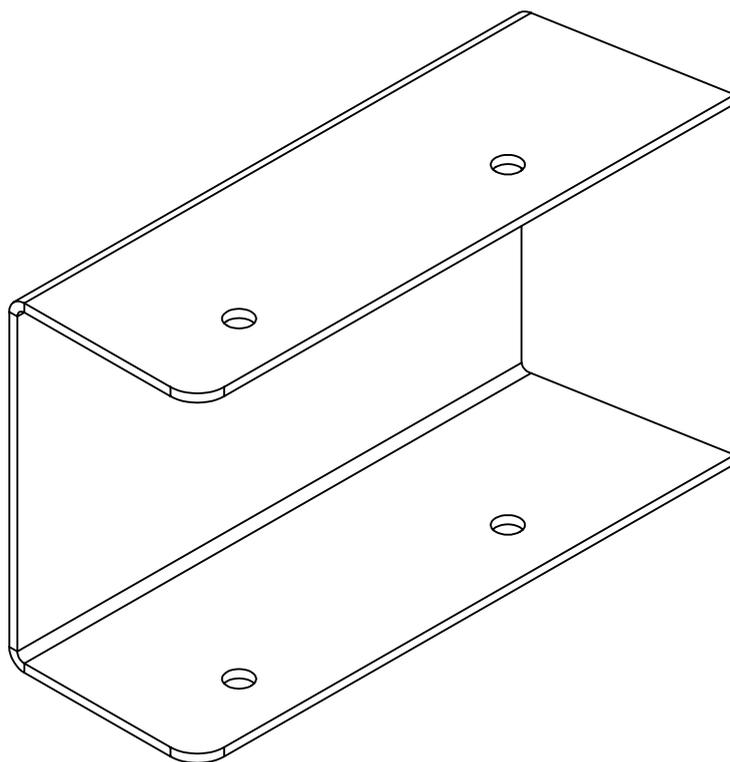
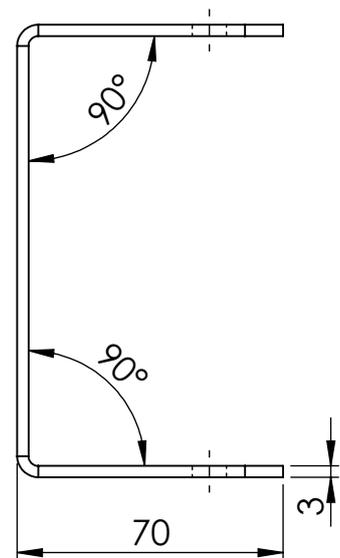
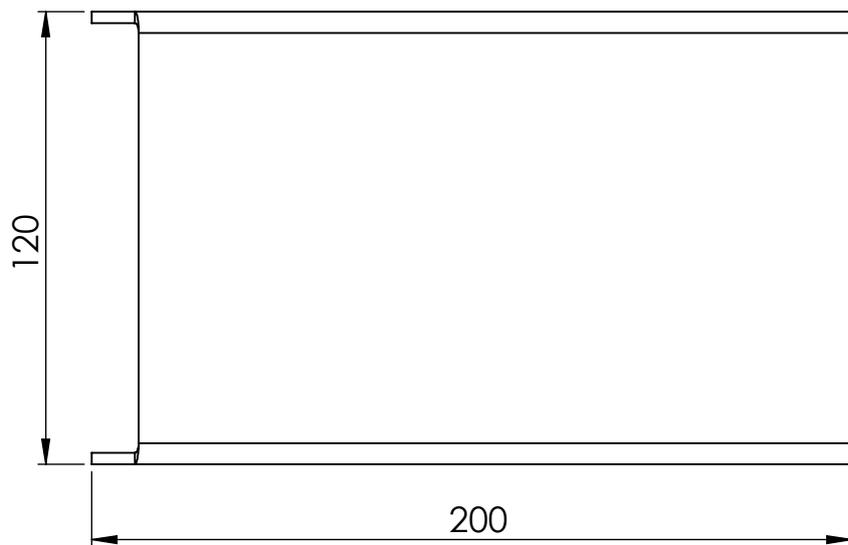
ID.0039		Título: Tiubo 50 x 50 extensión horizontal inferior brazo		Laser tubo
				Plano nº: 49
Escala 1:2	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4



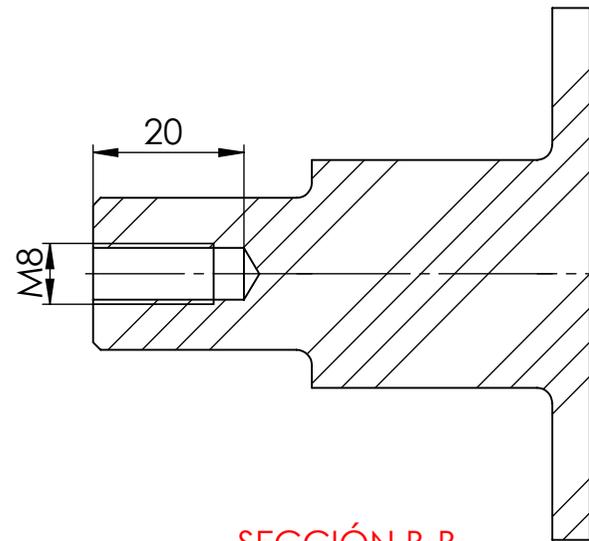
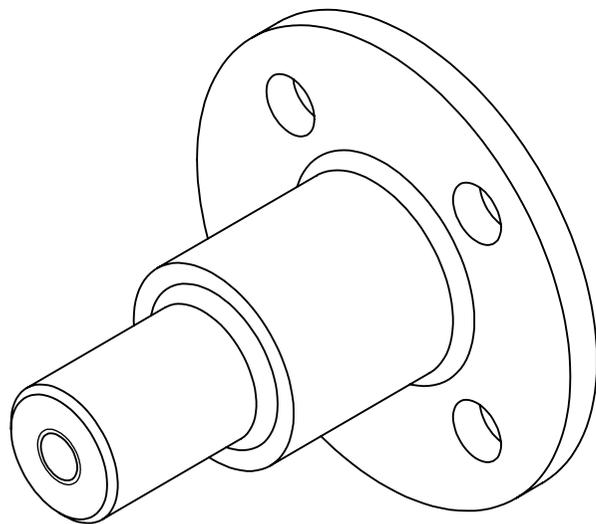
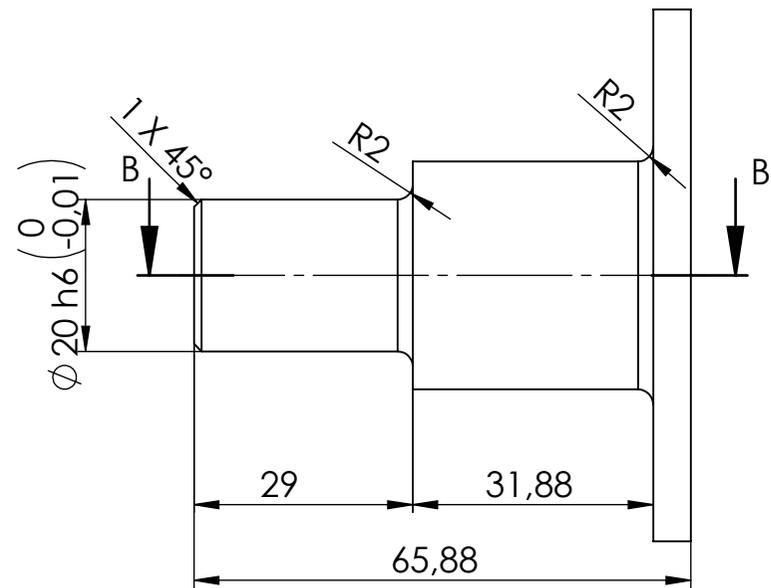
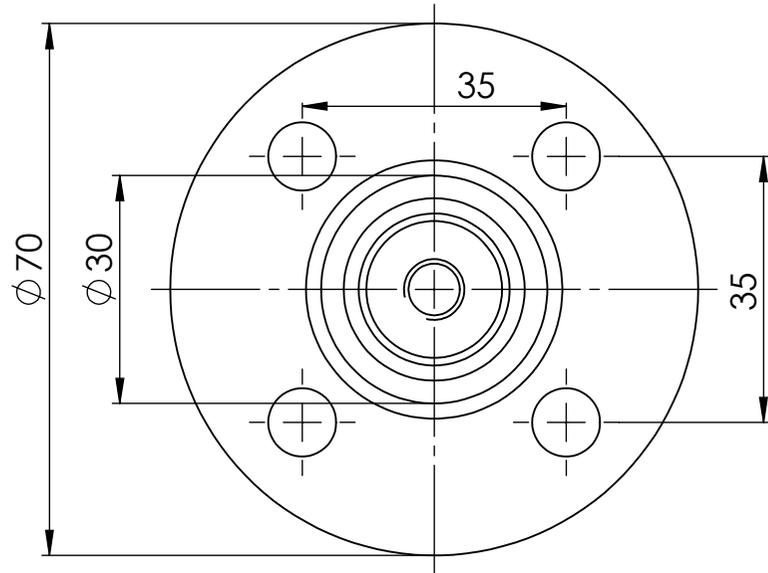
ID.0040		Título: Tubo 50 x 50 refuerzo brazos		Laser tubo
				Plano nº: 50
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



ID.0041		Título: Chapa central brazo centrador		Laser + Plegado
				Plano nº: 51
Escala 1:5	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4

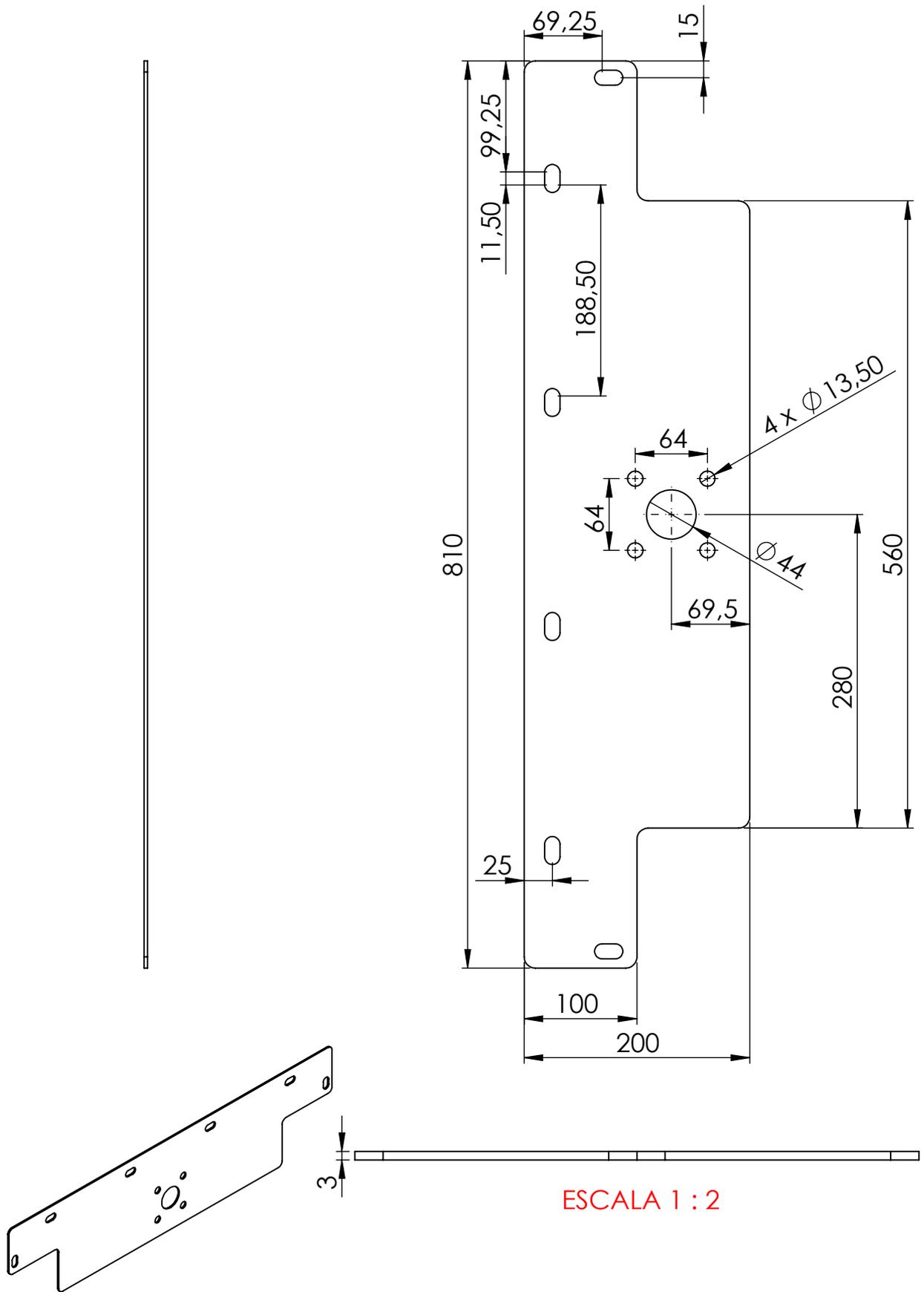


ID.0042		Título: Chapa lateral brazo centrador		Laser + Plegado	
				Plano nº: 52	
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4



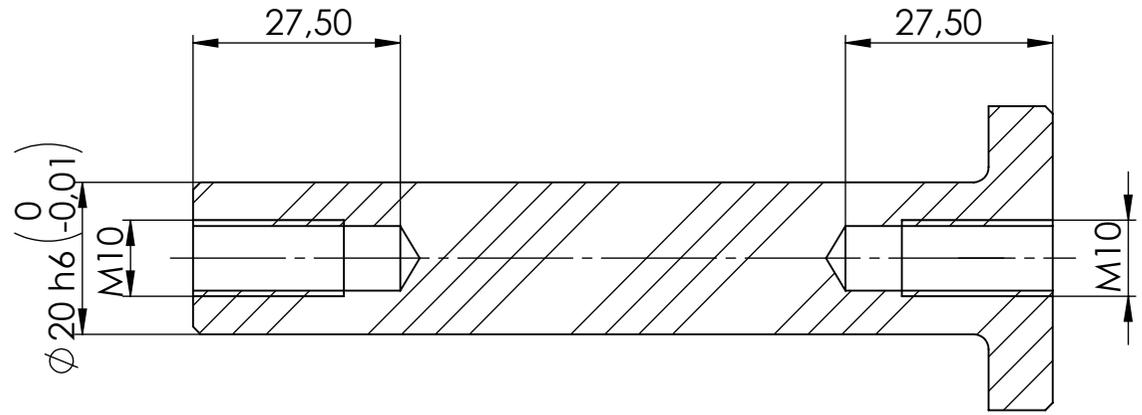
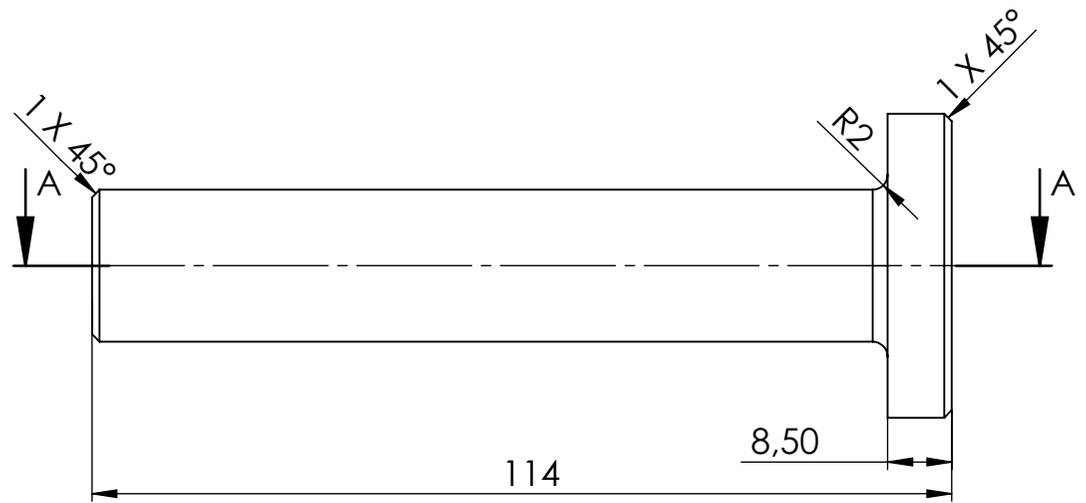
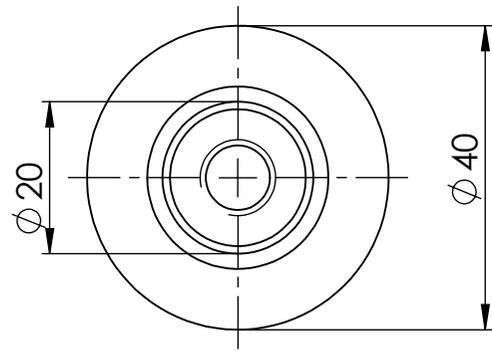
SECCIÓN B-B

ID.0043		Título: Bulón polea loca		Mecanizado
Escala 1:1		Un.dim.mm		Plano nº: 53
				Fecha: 27/01/17
		Dirigido por: Marcos Dadone		Formato de hoja
		Formato de hoja		A4

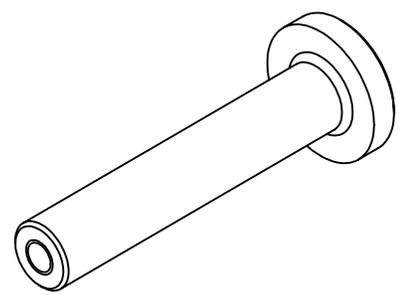


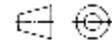
ESCALA 1 : 2

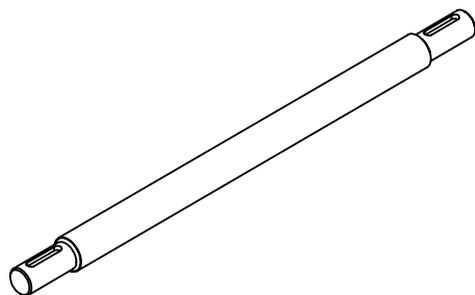
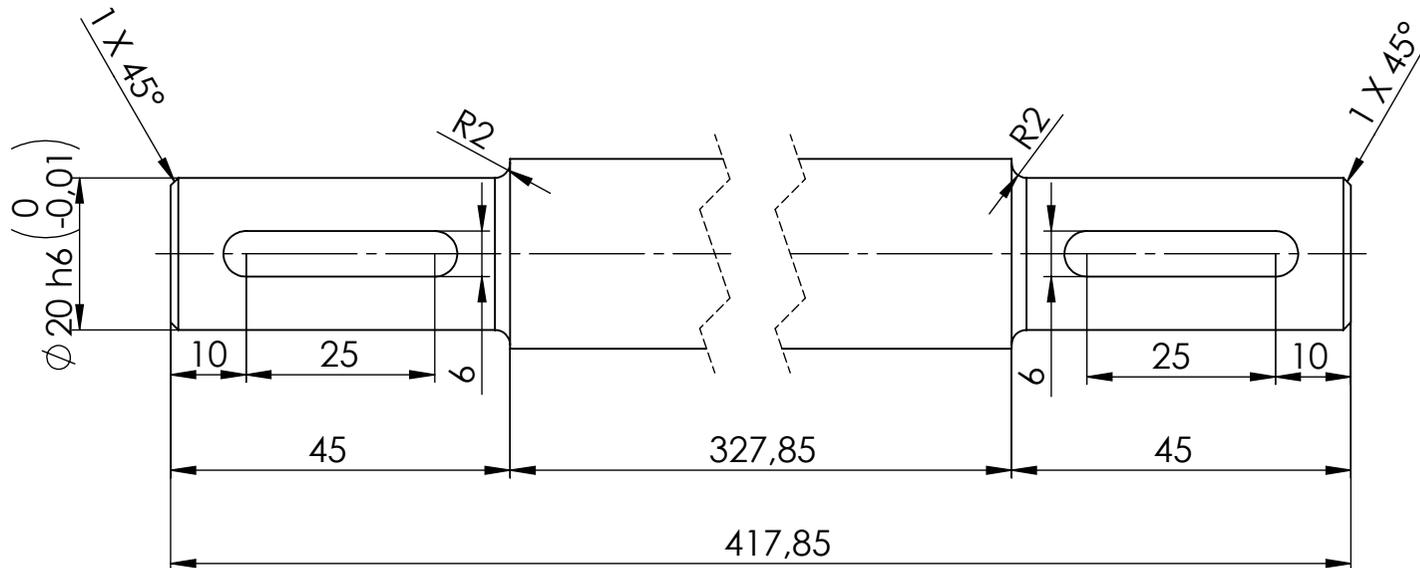
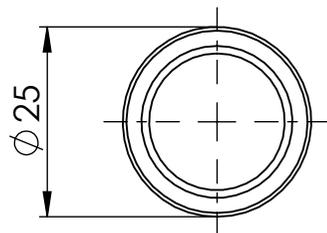
ID.0044		Título: Chapa extensión soporte husillo		Laser	
				Plano nº: 54	
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4

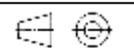


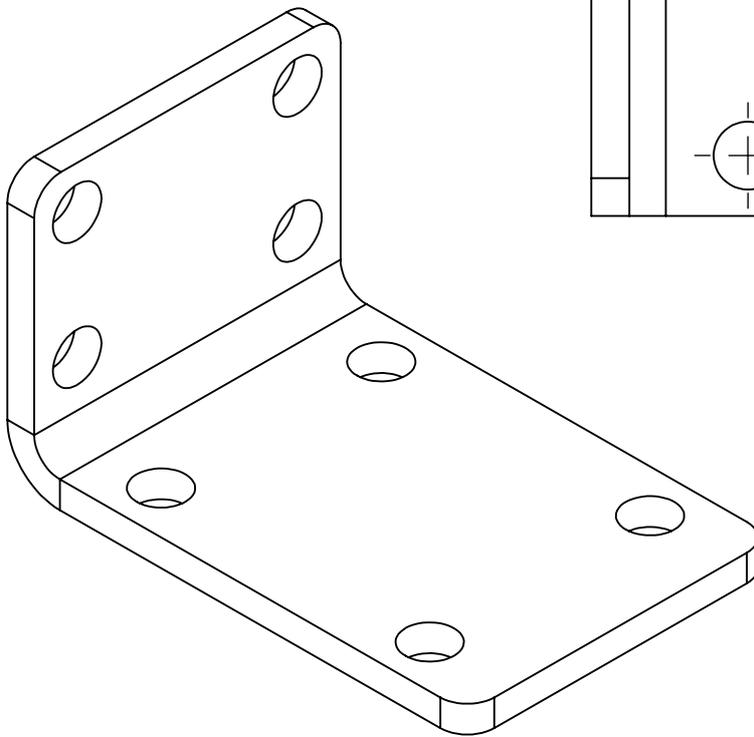
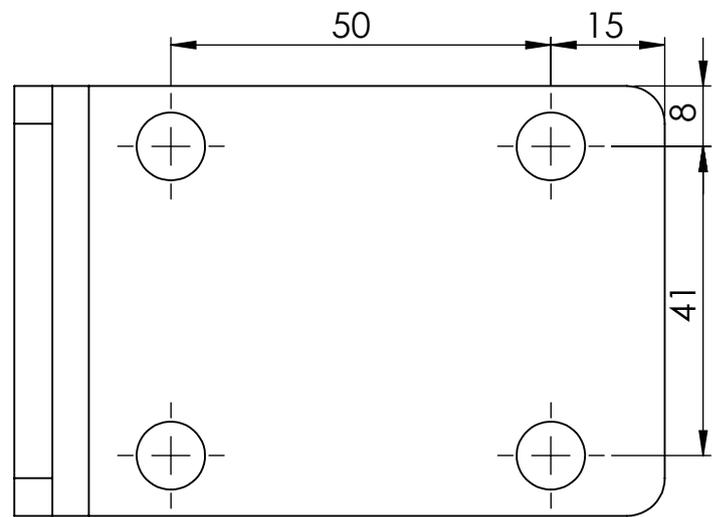
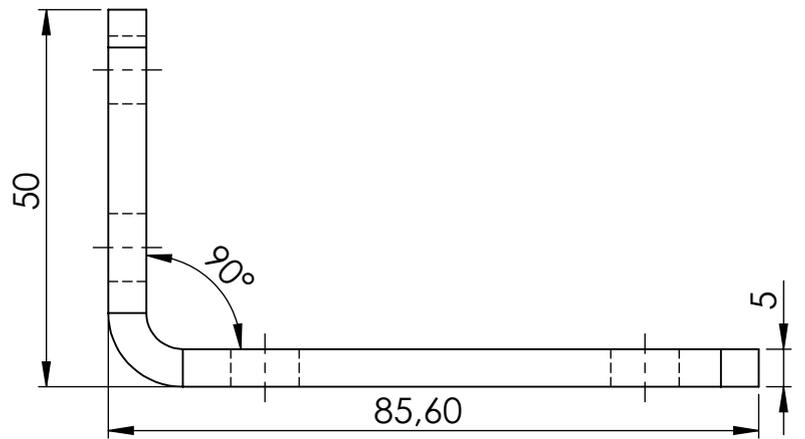
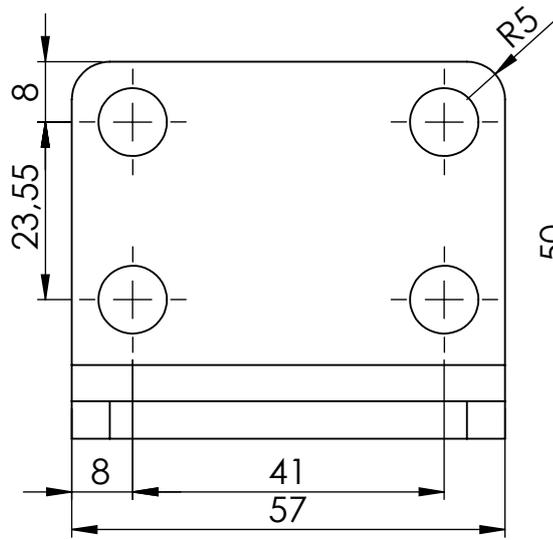
SECCIÓN A-A



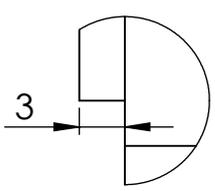
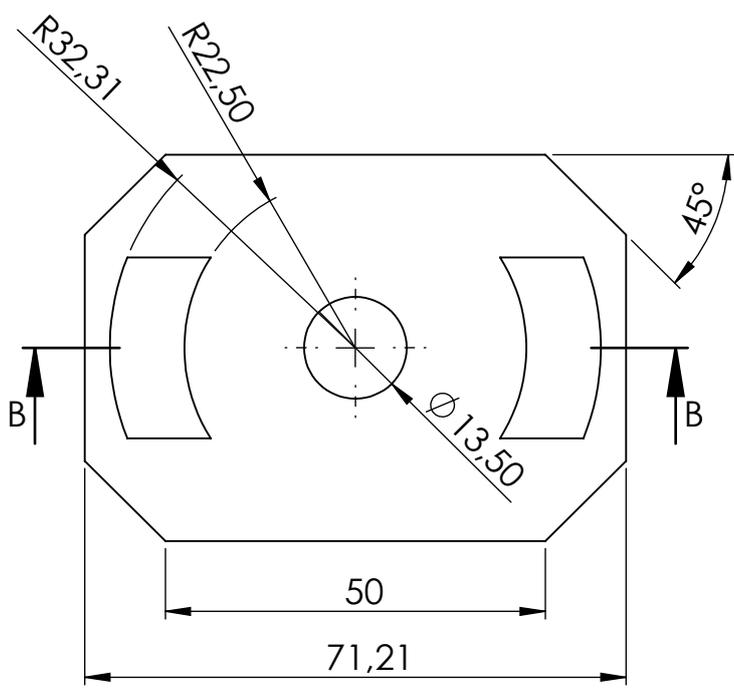
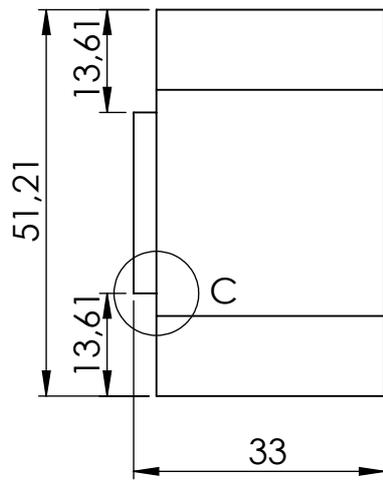
ID.0045		Título: Eje rodillos brazo		Mecanizado
				Plano nº: 55
Escala 1:2	Un.dim.mm	 UNIVERSITAT JAUME I	Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



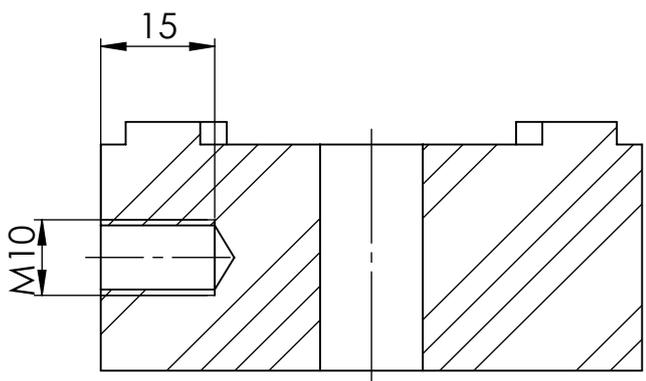
ID.0046		Título: Eje transmisión husillo		Mecanizado
				Plano nº: 56
Escala 1:1	Un.dim.mm	 UNIVERSITAT JAUME I	Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



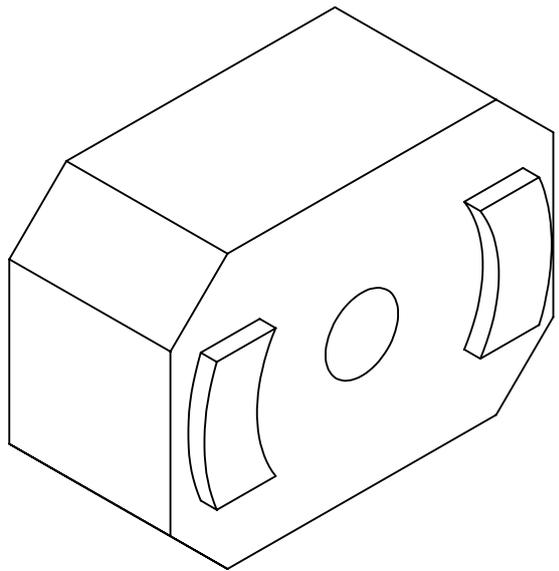
ID.0047		Título: Pletina sujeción correa		Laser + Plegado
				Plano nº: 57
Escala 1:1	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



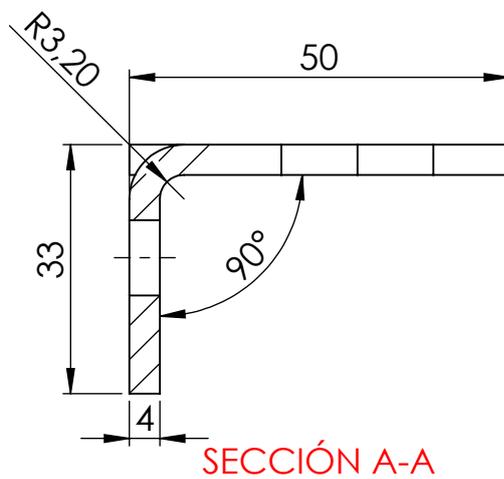
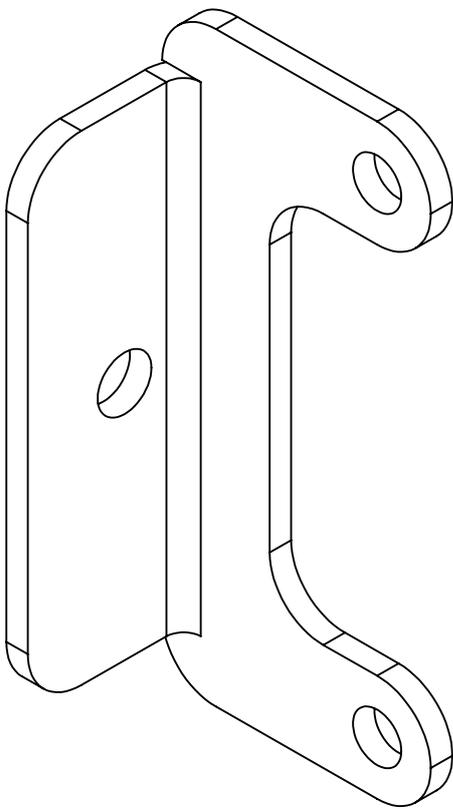
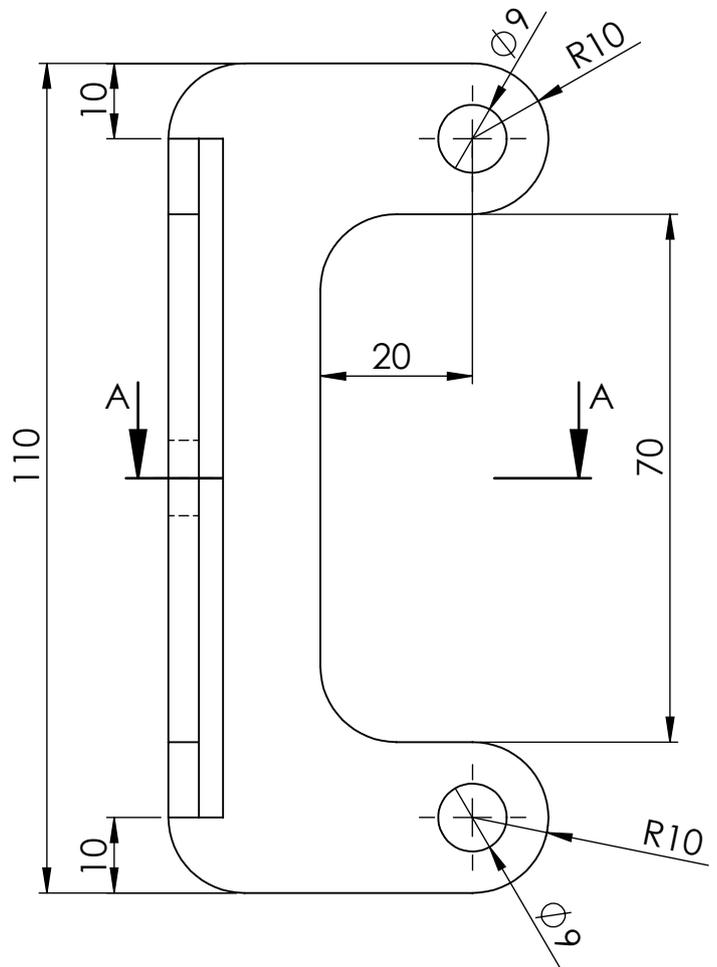
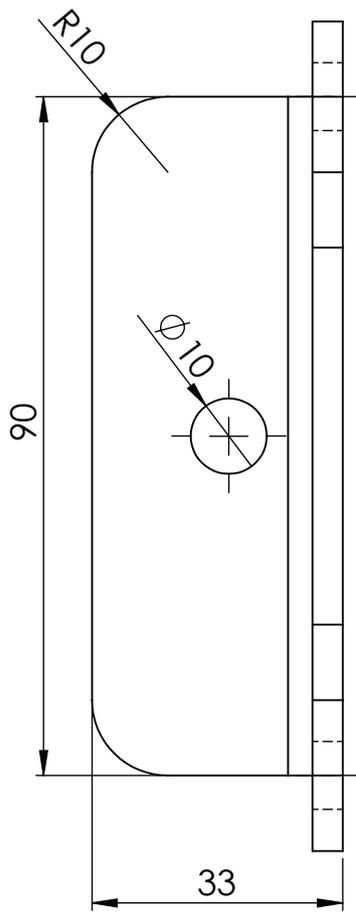
DETALLE C
ESCALA 2 : 1



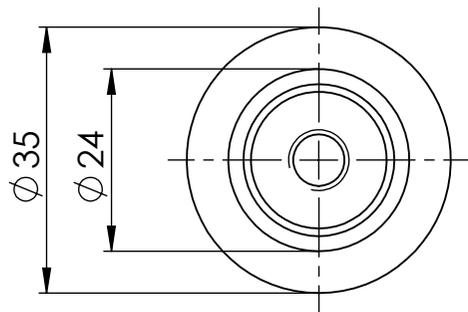
SECCIÓN B-B



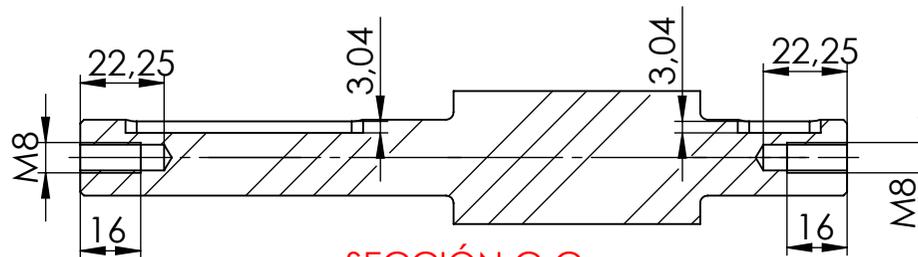
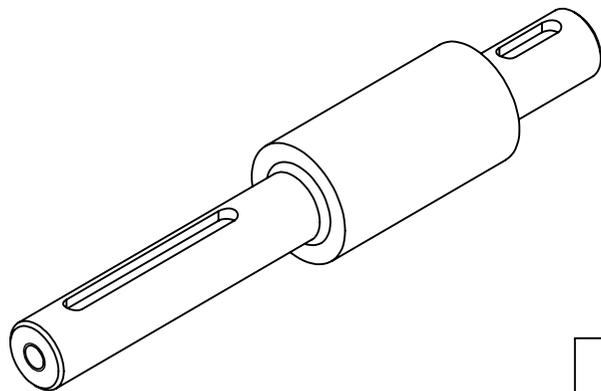
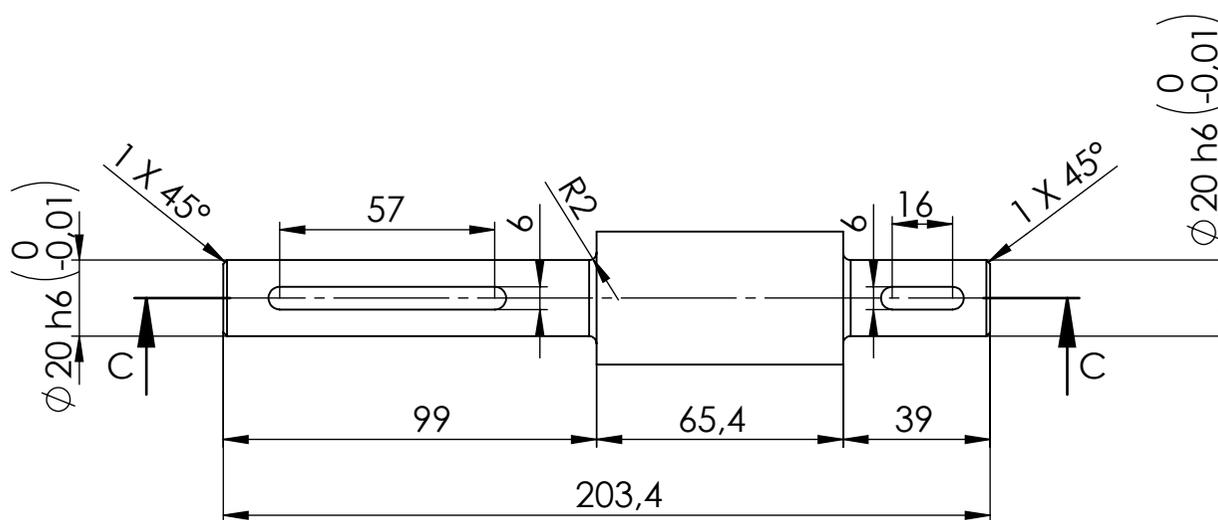
ID.0048		Título: Tensor polea		Mecanizado
				Plano nº: 58
Escala 1:1	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4



ID.0049		Título: Placa tensor motor cierre brazos		Laser + Plegado	
				Plano nº: 59	
Escala 1:1	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone		Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja		A4

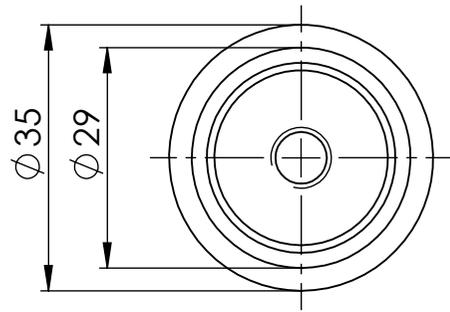


ESCALA 1 : 1

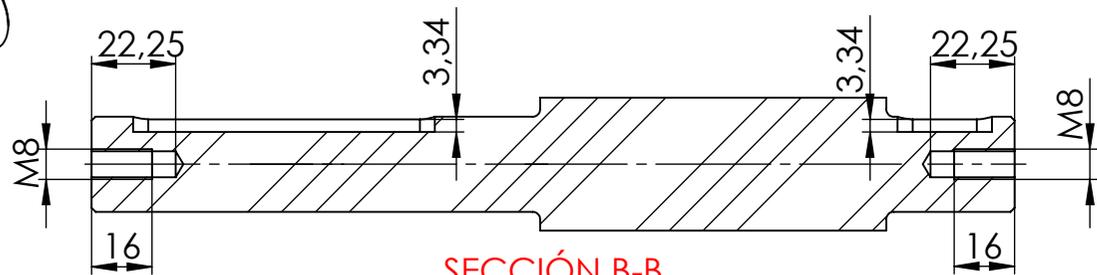
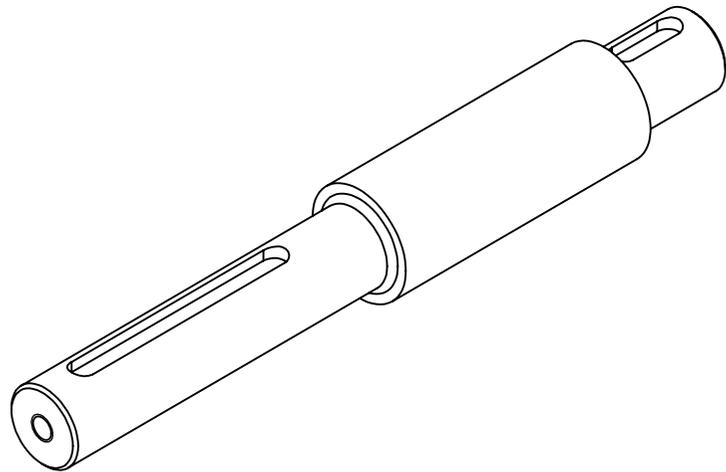
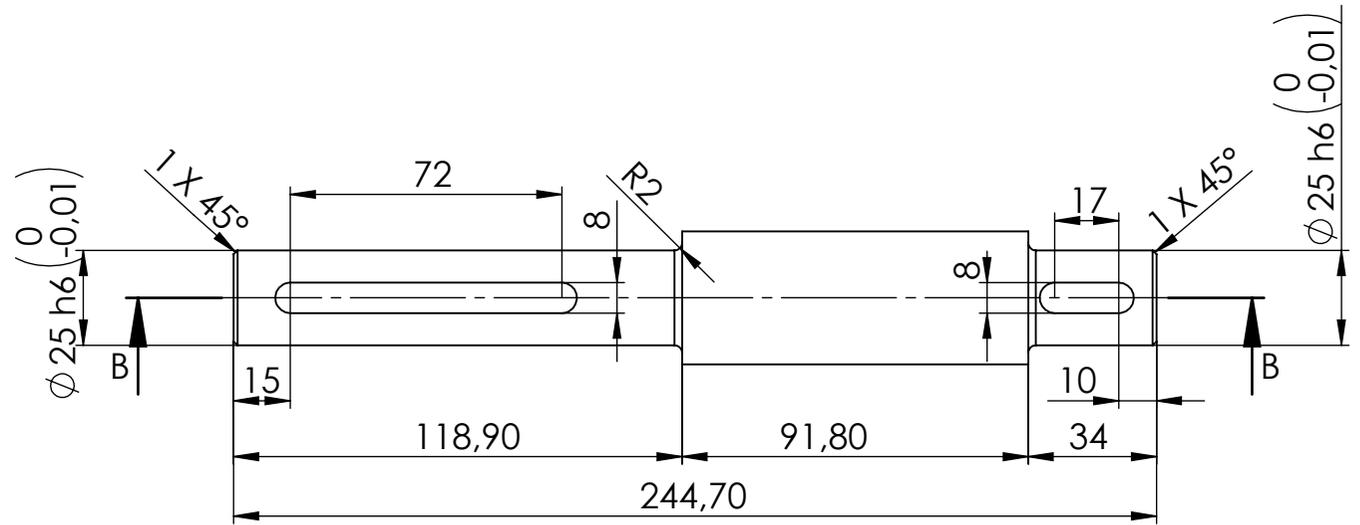


SECCIÓN C-C

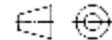
ID.0050		Título: Eje motor avance carro central		Mecanizado
				Plano nº: 60
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 27/01/17
			Formato de hoja	A4

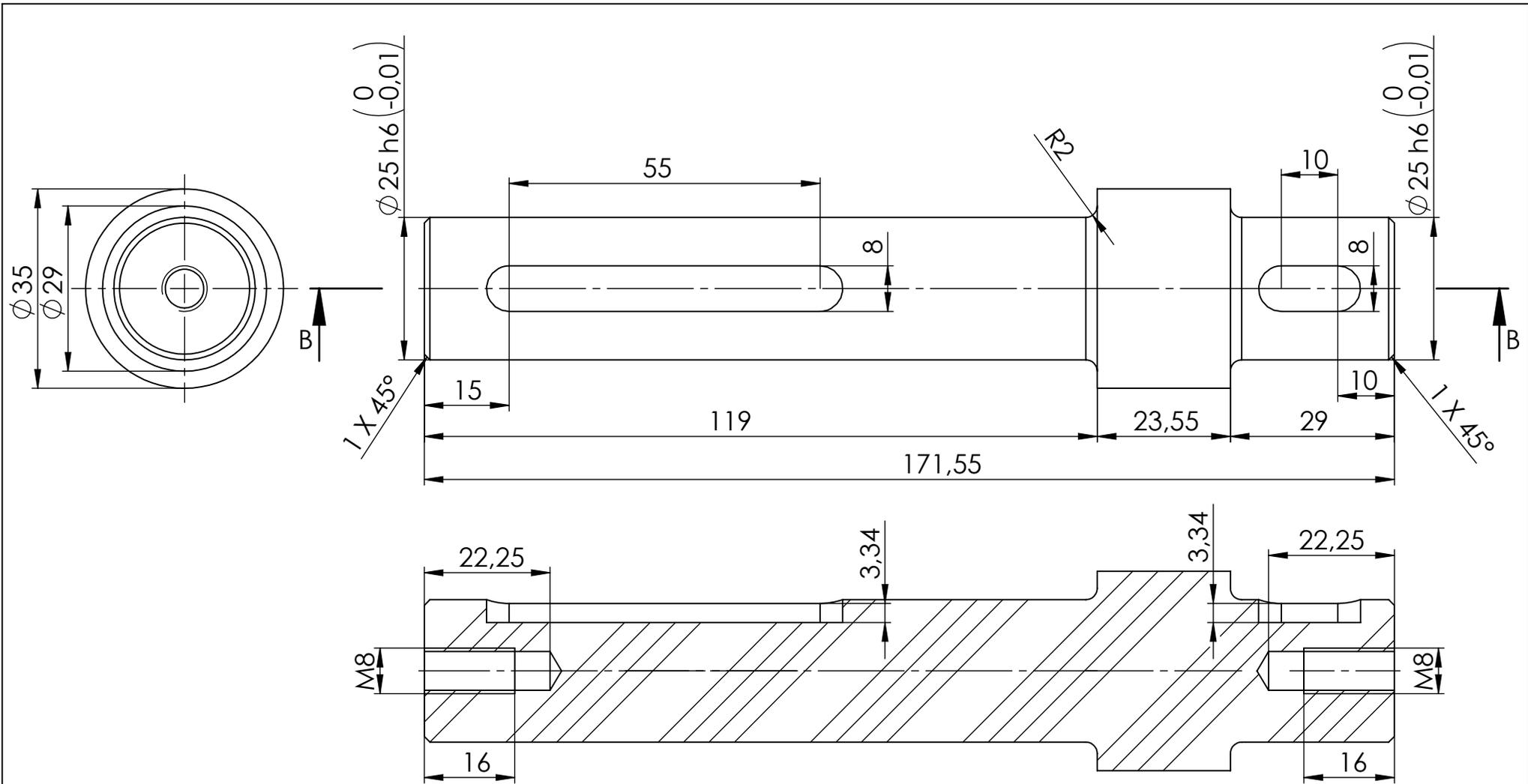


ESCALA 1 : 1

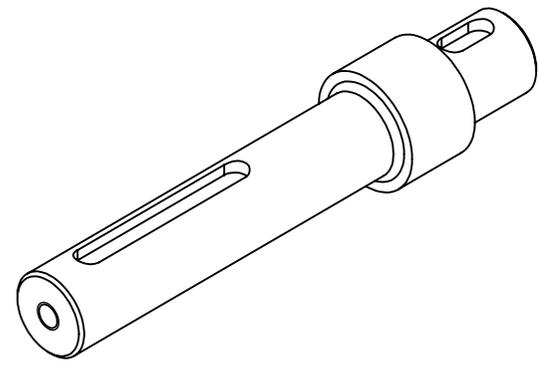


SECCIÓN B-B

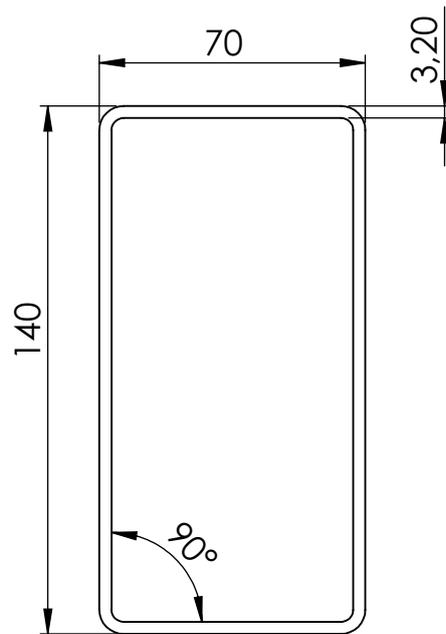
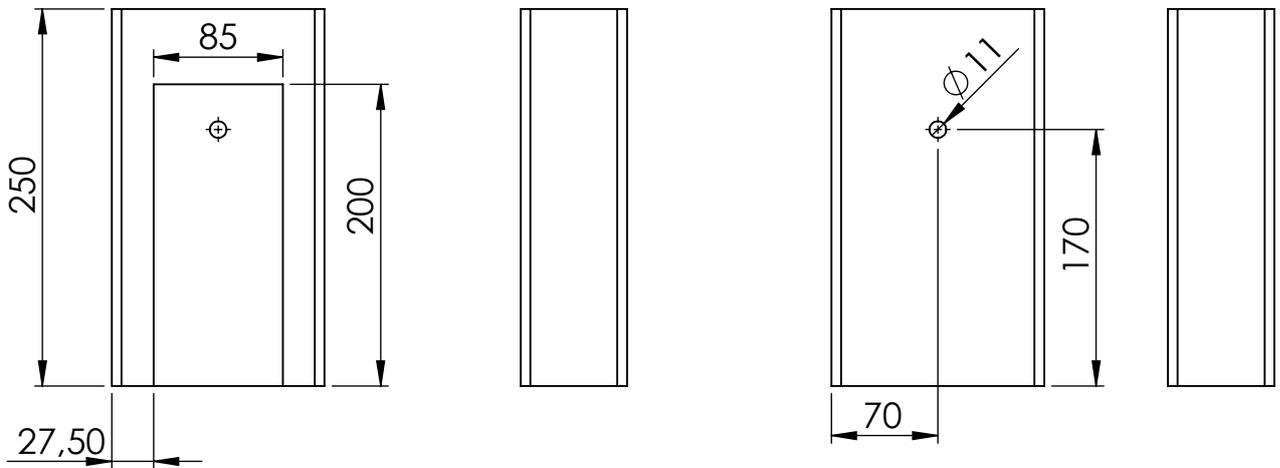
ID.0051		Título: Eje motor accionamiento husillos		Mecanizado
				Plano nº: 61
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 27/01/17
			Formato de hoja	A4



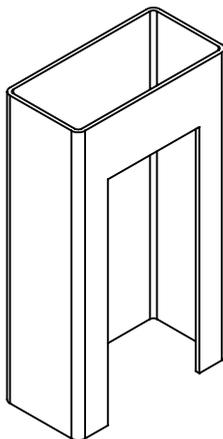
SECCIÓN B-B



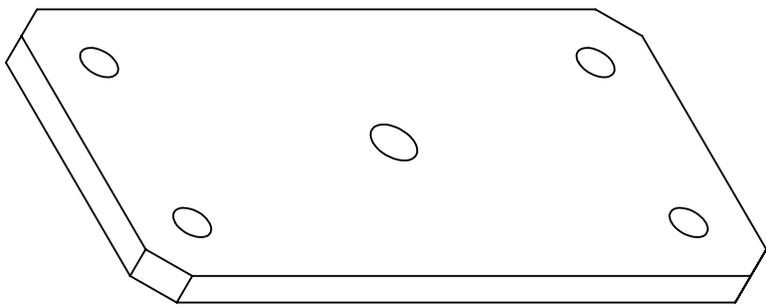
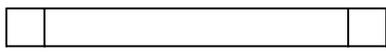
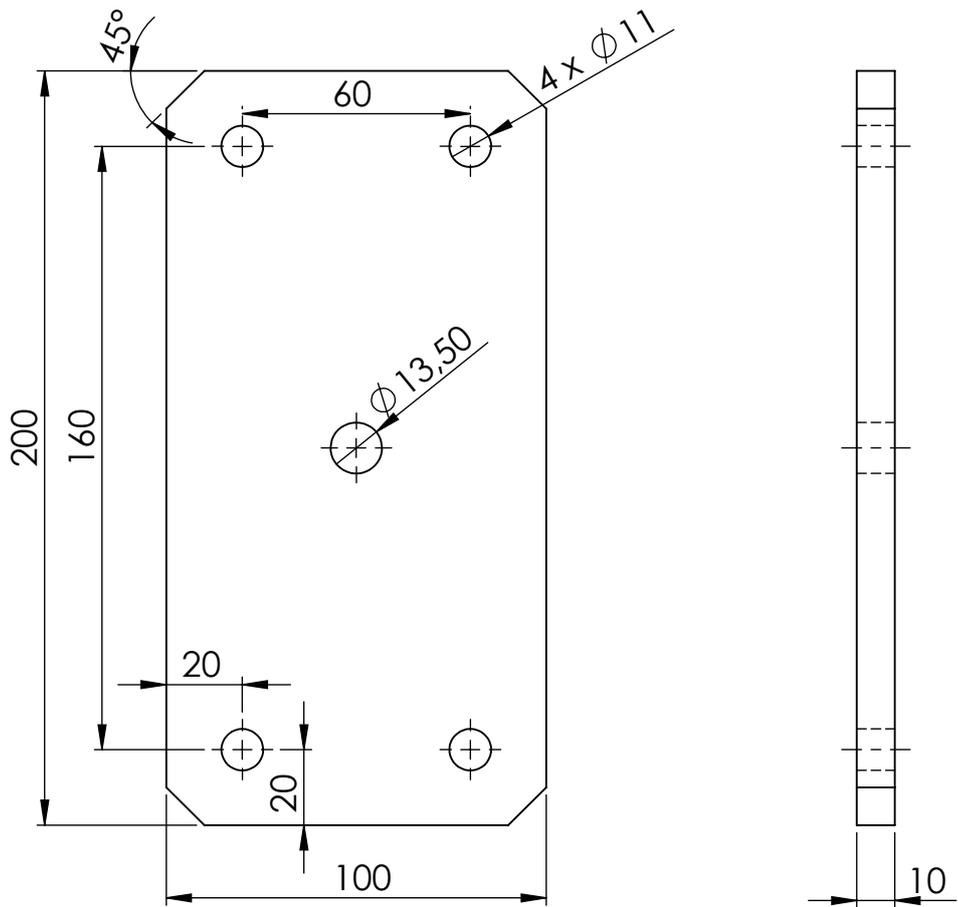
ID.0052		Título: Eje motor rodillos		Mecanizado	
Escala 1:1		Un.dim.mm		Plano nº: 62	
				Dirigido por: Marcos Dadone	
				Fecha: 27/01/17	
				Formato de hoja	
				A4	



ESCALA 1 : 2



ID.0053		Título: Tubo pata regulable		Laser tubo
				Plano nº: 63
Escala 1:5	Un.dim.mm 		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
		Formato de hoja		A4



ID.0054		Título: Placa anclaje		Laser
				Plano nº: 64
Escala 1:2	Un.dim.mm		Dirigido por: Marcos Dadone	Fecha: 04/12/18
			Formato de hoja	A4

DOCUMENTO N° 4: PLIEGO DE CONDICIONES

4. PLIEGO DE CONDICIONES	167
4.1. Condiciones generales de índole facultativa	167
4.2. Condiciones generales de índole técnica.....	169
4.2.1. Materiales.....	169
4.2.2. Lubricación	171
4.2.3. Mantenimiento	171
4.3. Condiciones generales de índole económica.....	171

3. PLIEGO DE CONDICIONES

3.1. Condiciones generales de índole facultativa

Artículo 1. Todos los requisitos enumerados en este documento serán de obligado cumplimiento por la empresa contratada para la fabricación de dicha máquina. En el caso que las condiciones expuestas en este documento entrasen en conflicto con la legislación vigente referente a la construcción de maquinaria industrial, se deberá seguir la reglamentación más restrictiva.

Artículo 2. Todos los trabajos relacionados con ejecución y montaje se realizarán con entera sujeción a la correspondiente memoria y planos de este proyecto, y a cuantas órdenes sean dictadas por el autor del proyecto, pudiendo desempeñar su función directamente o por un técnico que designe.

Artículo 3. La empresa constructora del centrador de palés estará obligada a tener en todo momento una persona a cargo de los trabajos que se llevan a cabo, pudiendo responsabilizar a los encargados o jefes del taller o de la fábrica de todas las órdenes, avisos o comunicaciones no desempeñadas correctamente.

Artículo 4. El ingeniero técnico asumirá la responsabilidad ante la empresa constructora del centrador por cualquier fallo derivado de un cálculo erróneo de cualquier elemento del proyecto.

Artículo 5. Todas y cada una de las unidades de trabajo y sus materiales correspondientes serán ejecutados con entera fijación a las normas del presente pliego de condiciones, siendo éste el que indique la norma a seguir cuando exista algún desacuerdo con cualquier otro documento del proyecto.

Artículo 6. El ingeniero técnico se reserva el derecho de realizar las pruebas, ensayos e inspecciones necesarias durante la fabricación de piezas y el montaje de las mismas, así como a retirar todos los materiales y elementos que a su juicio no reúnan las condiciones necesarias.

Artículo 7. En la fabricación de las piezas, el taller no tendrá derecho a indemnización por el mayor precio que pudiera costar, ni por las erradas maniobras de fabricación que se cometieran.

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Artículo 8. La empresa constructora estará obligada a aceptar cualquier modificación en la realización del proyecto, aunque esto implique un aumento o reducción de trabajo.

Artículo 9. La empresa constructora deberá atender a cuantas órdenes verbales o escritas le sean dirigidas por el ingeniero técnico para una mejora en la fabricación.

Artículo 10. Se facilitará un ordenador con licencia del software para que los trabajadores puedan consultar el modelo y descargar el material necesario.

Artículo 11. La empresa constructora tiene la obligación de realizar correctamente cada una de las piezas, debiendo en caso de dudas, solicitar las aclaraciones pertinentes al autor del proyecto o al ingeniero técnico a cargo.

Artículo 12. El encargado y el jefe de taller atenderán al personal que esté a cargo del trabajo y realizarán tanto la vigilancia oportuna como la necesaria interpretación de planos y cuidado de las instalaciones.

Artículo 13. La empresa constructora del proyecto tiene derecho a sacar copias de todos los documentos que constituyen el proyecto.

Artículo 14. Al finalizar la fabricación del centrador de palés, se facilitarán los certificados y autorizaciones necesarias para su funcionamiento, garantizando las piezas, los materiales empleados y su correcta manipulación.

Artículo 15. El plazo de garantía del centrador de palés será de un año a partir de la fecha de recepción. Tras ese período, comprobando que no hay defectos, el taller encargado de la fabricación quedará absuelto de toda responsabilidad.

3.2. Condiciones generales de índole técnica

3.2.1. Materiales

Artículo 15. Los materiales de fabricación propia han sido elegidos en función de las solicitaciones a las que serán sometidos y el precio. El resto de materiales son establecidos según el fabricante de cada pieza.

Acero 1.0401 (F-111). Será el material de las chapas. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Silicio (Si)	Fósforo (P)	Azufre (S)
0,19	0,65	0,37	0,04	0,04

Tabla 22: Composición química acero F-111

- Límite elástico: 300 MPa
- Resistencia de rotura: 500 MPa
- Dureza (HB): 98 – 178
- Elongación: 9%

Acero 1.1158 (F-112). Será el material de las chapas laterales que soportan los rodillos. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Manganes o (Mn)	Silicio (Si)	Fósforo (P)	Azufre (S)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)	Niquel (Ni)
0,22-0,29	0,40-0,70	0,40	0,035	0,035	0,40	0,10	0,40

Tabla 23: Composición química acero F-112

- Límite elástico: 300 MPa
- Resistencia de rotura: 500 MPa
- Dureza (HB): 146 – 192
- Elongación: 12%

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Acero S275JR. Se utilizará en varios perfiles comerciales para la estructura del centrador. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Silicio (Si)	Fósforo (P)	Azufre (S)
0,18	1,5	0,03	0,035	0,035

Tabla 24: Composición química acero S275JR

- Límite elástico: 275 (t<16mm) MPa
- Resistencia de rotura: 400 - 560 MPa
- Dureza (HB): 120 - 170
- Elongación: 20%

Acero 42CrMo4 (F-125). Será el material del husillo. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Silicio (Si)	Fósforo (P)	Azufre (S)	Cromo (Cr)	Molibdeno (Mo)
0,38 - 0,45	0,60 – 0,90	0,40	0,035	0,035	0,90 – 1,20	0,15 – 0,30

Tabla 25: Composición química acero F-125

- Límite elástico: 610 (t<40mm) MPa
- Resistencia de rotura: 380 MPa
- Dureza (HB): 295 - 355
- Elongación: 11%

Acero 16MnCr5 (F-1516). Será el material de la tuerca para el husillo. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Manganeso (Mn)	Silicio (Si)	Fósforo (P)	Azufre (S)	Cromo (Cr)
0,14 - 0,19	1 – 1,3	0,40	0,025	0,035	0,80 – 1,10

Tabla 26: Composición química acero F-1516

- Límite elástico: 800 MPa
- Resistencia de rotura: 600 MPa
- Dureza (HB): 207
- Elongación: 10%

3.2.2. Lubricación

Artículo 16. La lubricación del centrador es fundamental para su correcto funcionamiento.

3.2.3. Mantenimiento

Artículo 17. La lubricación del husillo y las tuercas deberá hacerse con intervalos que garanticen siempre la existencia de una película de lubricante limpio entre las partes en contacto. La falta de lubricación puede provocar sobrecalentamientos y desgaste excesivo. Es indispensable controlar periódicamente el estado de lubricación.

Artículo 19. La lubricación de los motorreductores se deberá hacer cada 15,000 horas de funcionamiento.

Artículo 20. Para retirar el husillo y tuerca con el fin de realizar la inspección de mantenimiento, se deberá extraer las chapas laterales donde están los soportes UCF.

3.3. Condiciones generales de índole económica

Artículo 21. El técnico realizará un contrato con el encargado del taller, en el cual constarán las condiciones legales y económicas y las responsabilidades que éste tiene ante él, en relación a la ejecución del proyecto.

Artículo 22. El pago por la realización del presente proyecto se efectuará de la siguiente forma:

- 40% en el momento de firma del proyecto.
- 60% restante en el momento que se efectúe la recepción definitiva.

Artículo 23. El dueño o técnico podrá efectuar multas por los retrasos surgidos en la ejecución del proyecto.

Artículo 24. Se consideran causas suficientes para la anulación del contrato las siguientes:

- La quiebra del taller o fábrica contratada para la ejecución del proyecto.
- El abandono de la ejecución del proyecto sin causa justificada.
- La mala calidad en la ejecución de los trabajos.

DOCUMENTO N° 5: PRESUPUESTO

5.	PRESUPUESTO.....	173
5.1.	Presupuesto de ejecución de material (PEM).....	173
5.2.	Presupuesto de ejecución por contrata parcial (PEC)	179
5.3.	Presupuesto de ejecución por contrata total	179

4. PRESUPUESTO

4.1. Presupuesto de ejecución de material (PEM)

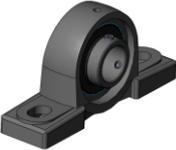
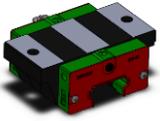
Coste de Material Eléctrico			
Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Coste (€)
Motorreductor <i>m240-P80/M4 g500-B110</i>	1	375,00	375,00
Motorreductor <i>MF071-32 g500-B110</i>	1	600,00	600,00
Motorreductor <i>MD 063-02 g500-B45</i>	1	550,00	550,00
TOTAL			1.525,00 €

Tabla 27: Coste material eléctrico

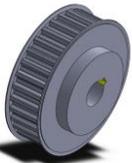
Coste de Material Electrónico			
Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Coste (€)
Fotocélula	1	74,00	74,00
Sensor de par	1	Incluido en motor	-
Final de carrera	2	28,50	57,00
TOTAL			131,00 €

Tabla 28: Coste material electrónico

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Coste de Elementos Comerciales			
Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Coste (€)
Acoplamiento elástico Plato-T53 	2	100,00	200,00
Soporte UCP 	4	6,00	24,00
Soporte UCF husillos Ø20 	2	7,00	14,00
Soporte UCF Ø25 	1	7,00	7,00
Guía hiwin HGH-45-CA 	2	205,00	410,00
Patín hiwin HGH-45-CA 	4	30,00	120,00
Guía hiwin EGW-35-SC 	4	40,00	160,00
Patín hiwin EGW-35-SC 	4	30,00	120,00

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

<p>Piñón 3/4"</p> 	2	66,00	132,00
<p>Piñón 5/8"</p> 	1	18,72	18,72
<p>Cadena 3/4"</p> 	1	16,94	16,94
<p>Cadena 5/8"</p> 	25	8,70	217,38
<p>Polea dentada 40T102</p> 	3	50,68	152,04
<p>Correa dentada T10 (6m)</p> 	1	360,00	360,00
<p>Sujeción correa trapezoidal</p> 	2	20,00	40,00

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Husillo de bolas Ø25 	2	300,00	600,00
Rueda para transpaleta 	32	15,62	499,84
Rodillo serie 3950 	23	42,00	966,00
Rodillo loco 	2	36,00	72,00
TOTAL			4.129,92 €

Tabla 29: Coste elementos comerciales

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Coste de material mecánico			
<i>Estructura rodillera</i>			
Concepto	Unidades	Precio unitario (€)	Coste (€)
Tubo 120 x 60 patas extremos	4	22,00	88,00
Tubo 120 x 60 patas centrales	2	23,00	46,00
Tubo 120 x 60 soporte estructura	3	78,00	234,00
Tubo 60 x 60 soporte estructura	8	62,00	496,00
Tubo 140 x 70 patas regulables	6	16,00	96,00
Chapa delantera y trasera	2	28,00	56,00
Chapa lateral soporte rodillos	2	96,00	192,00
Refuerzo chapa lateral	2	46,00	92,00
Pletina sujeción guía carro central	2	60,00	120,00
Pletina ajuste pata	6	4,00	24,00
Placa anclaje	6	8,00	48,00
Varilla regulación patas M12 x 175	6	6,50	39,00
Soporte polea loca	1	32,00	32,00
Soporte reenvío	1	41,00	41,00
Soporte motor avance carro central	1	30,00	30,00
Pletina tensor polea reenvío	1	3,00	3,00
Bulón polea	2	75,00	150,00
Bulón polea tensora	1	72,00	72,00
Eje motor avance carro central	1	35,00	35,00
Eje motor rodillos	1	71,00	71,00
Brida motor rodillos	1	12,00	12,00
Tensor	1	8,00	8,00
Varilla tensora M10 x 150	1	4,00	4,00
Varilla tensora polea M8 x 120	1	3,00	3,00
Polea lisa Ø102	1	40,00	40,00
<i>Carro central</i>			
Tubo lateral 50 x 30	2	28,00	56,00
Tubo extremos 50 x 30	4	25,00	100,00
Tubo extensión 50 x 30	4	27,00	108,00
Tubo central 50 x 50	6	25,00	150,00
Tubos externos 50x30	4	22,00	88,00
Chapa base	1	40,00	40,00
Chapa base lado motor	1	34,00	34,00
Chapa soporte motor	1	28,00	28,00
Soporte UCP husillo	2	21,00	42,00
Soporte UCP	1	22,00	22,00
Brida soporte UCF	2	10,00	20,00
Chapa extensión soporte UCF	2	26,00	52,00
Placa soporte brida correa	2	18,00	36,00
Placa soporte protección cadena	1	26,00	26,00
Pletina sujeción guías brazo centrador	4	30,00	120,00
Pletina sujeción correa	2	10,00	20,00
Pletina apoyo tubo extensión	4	6,00	24,00
Pletina tensora motor	1	12,00	12,00
Placa tensora motor accionamiento husillos	1	3,00	3,00

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Eje motor accionamiento husillos	1	65,00	65,00
Varilla patines M8 x 70	16	10,00	160,00
Varilla patines M10 x 70	1	13,00	13,00
Brazos			
Tubo 50 x 50 brazo	20	14,40	288,00
Pletina unión brazo	4	6,00	24,00
Soporte para tuerca husillo	2	8,00	16,00
Tornillería, arandelas y chavetas			
Perno de brida hexagonal M8 x 16	75	0,084	6,30
Tuerca hexagonal abridada M10	68	0,03	2,04
Tornillos cabeza hexagonal hueca M8 x 25	64	0,11	7,04
Tornillos cabeza hexagonal hueca M8 x 65	8	0,23	1,84
Tornillo cabeza semiesférica hexagonal hueca M12 x 40	58	0,11	6,38
Tornillo cabeza semiesférica hexagonal hueca M12 x 20	28	0,33	9,24
Perno de brida hexagonal M12 x 35	12	0,33	3,96
Tornillo de cabeza hexagonal hueca M6 x 25	16	0,07	1,12
Perno de brida hexagonal M10 x 20	26	0,18	4,68
Perno de brida hexagonal M10 x 16	8	0,18	1,44
Perno de brida hexagonal M8 x 30	8	0,11	0,88
Perno de brida hexagonal M8 x 25	4	0,11	0,44
Tornillo de ranura en cruz con cabeza cilíndrica M6 x 8	8	0,10	0,80
Perno de brida hexagonal M8 x 20	2	0,09	0,18
Arandela $\varnothing_i 9, \varnothing_e 28$	8	0,011	0,088
Chaveta 6 x 4 x 22	1	0,34	0,34
Chaveta 8 x 5 x 63	1	0,90	0,90
Chaveta 8 x 5 x 18	1	0,56	0,56
Chaveta 8 x 5 x 25	1	0,50	0,50
Chaveta 8 x 5 x 80	1	0,96	0,96
TOTAL			3.628,69 €

Tabla 30: Coste material mecánico

Costes de Mano de Obra			
Concepto	Horas	Precio por hora (€)	Coste (€)
Montaje de la máquina	150	18,00	2700,00
TOTAL			2.700,00 €

Tabla 31: Coste mano de obra

Costes de Ingeniería			
Concepto	Horas	Precio por hora (€)	Coste (€)
Diseño y creación de la máquina	400	35	14000,00
TOTAL			14.000,00 €

Tabla 32: Coste de ingeniería

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada

Presupuesto de Ejecución Material	
Concepto	Coste (€)
Coste de Material Eléctrico	1.525,00
Coste de Material Electrónico	131,00
Coste de Elementos Comerciales	4.129,92
Coste de Material Mecánico	3.628,69
Costes de Mano de Obra	2.700,00
Costes de Ingeniería	14.000,00
TOTAL	26.114,61

Tabla 33: Presupuesto de ejecución material

4.2. Presupuesto de ejecución por contrata parcial (PEC)

Presupuesto de Ejecución por Contrata Parcial	
Concepto	Coste (€)
Presupuesto de Ejecución Material	26.114,61
Gastos Generales (18%)	4.700,63
Beneficio Industrial (6%)	1.566,88
TOTAL	32.382,12 €

Tabla 34: Presupuesto de ejecución por contrata parcial

4.3. Presupuesto de ejecución por contrata total

Presupuesto de Ejecución por Contrata Total	
Concepto	Coste (€)
Presupuesto de Ejecución Material por Contrata Parcial	32.382,12
21 % IVA	6.800,25
TOTAL	39.182,37 €

Tabla 35: Presupuesto por ejecución por contrata total

El coste total del proyecto es de **TREINTA Y NUEVE MIL CIENTO OCHENTA Y DOS EUROS CON TREINTA Y SIETE CENTIMOS.**

Diseño de centrador de palés eléctrico sin estación de parada
