

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



"DISEÑO DE UN MARTINETE DE FORJA
AUTOCOMPRESOR"

TRABAJO FIN DE GRADO

Septiembre-2020

AUTOR: Juan Carlos González
Navarro

TUTORA: Nuria Campillo Davó

ÍNDICE GENERAL

MEMORIA.....	3
PLIEGO DE CONDICIONES	125
PRESUPUESTO.....	140
PLANOS.....	151





MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN	7
2. ANTECEDENTES	7
3. ESTUDIO DE MERCADO.....	10
4. TERMINOLOGÍA Y OBJETIVOS	14
4.1. Terminología	14
4.2. Partes de un martinete	14
4.3. Objetivos	15
5. PREDISEÑO	16
6. MODELIZACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LAS PIEZAS	21
6.1. Normas y referencias utilizadas para el diseño	21
6.1.1. Normas.....	21
6.1.2. Programas utilizados para el diseño.....	21
6.1.3. Otras referencias	22
6.2. Descripción general del martinete.....	22
6.3. Descripción de las piezas	25
6.3.1. Bastidor.....	25
6.3.2. Conjunto del martillo	30
6.3.3. Yunque.....	31
6.3.4. Pistón	32
6.3.5. Biela y muñequilla	33
6.3.6. Árbol	35
6.3.7. Transmisión	37
6.3.8. Accionamiento de las válvulas	38
6.3.9. Válvulas	40
7. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE.....	42
8. SISTEMA DE LUBRICACIÓN	44
9. LOSA DE HORMIGÓN	45
10. CONCLUSIONES	45
11. CÁLCULOS NEUMÁTICOS	47
12. ANÁLISIS DE TENSIONES EN EL MARTILLO	54
12.1. Procedimiento.....	54
12.2. Resultados.....	58
13. SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	61
14. SISTEMA DE LUBRICACIÓN.....	68
15. PANDEO BIELA	71

16.	FATIGA DEL ÁRBOL	76
16.1.	Esfuerzos en el árbol.....	76
16.2.	Tensiones y coeficiente de seguridad en el apoyo de la biela	82
16.3.	Tensiones y coeficiente de seguridad en el apoyo del rodamiento.....	90
17.	DISEÑO DEL MUELLE DE RETROCESO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO	94
17.1.	Asegurar que el sistema no se activa por su propio peso	94
17.2.	Coeficiente de seguridad del gancho a flexión	95
17.3.	Coeficiente de seguridad del gancho a torsión	101
17.4.	Constante del muelle	103
18.	ANEXO 1: ESTUDIO DE SEGURIDAD EN LA FABRICACIÓN Y MONTAJE	105
18.1.	Introducción.....	105
18.2.	Tipos de peligros que intervienen en el proceso de fabricación y montaje. 107	
18.2.1.	Peligro mecánico	107
18.2.2.	Peligro eléctrico.....	107
18.2.3.	Peligro térmico	108
18.2.4.	Peligro producido por el ruido y las vibraciones.....	108
18.2.5.	Peligros producidos por materiales y sustancias	108
18.2.6.	Otros peligros	109
18.3.	Medidas de prevención de peligros	109
18.4.	Medidas preventivas de los trabajadores	110
18.5.	Medidas preventivas de las máquinas utilizadas en la fabricación y montaje 111	
18.5.1.	Dispositivos de información.....	111
18.5.2.	Dispositivos de advertencia.....	111
18.5.3.	Marcado “CE”	112
18.5.4.	Manual de instrucciones	112
18.5.1.	Requisitos esenciales de seguridad y salud que debe cumplir la máquina proyectada 113	
18.6.1.	Principios de la integración de la seguridad.....	113
18.6.2.	Materiales y productos empleados en la fabricación	114
18.6.3.	Diseño de la máquina con miras a su manipulación en el montaje. 114	
18.6.4.	Rotura en servicio.....	114
18.6.5.	Artistas agudas o cortantes	115
18.6.6.	Declaración “CE” de conformidad.....	115
18.6.7.	Examen “CE” de tipo	116

19.	ANEXO 2: FICHA TÉCNICA DE LOS RODAMIENTOS	117
19.1.	Rodamiento de rodillos DIN 5412 – SKF NUP 212 ECP.....	117
19.2.	Rodamiento de rodillos DIN 5412 – SKF NU 212 ECP.....	118
20.	ANEXO 3: FICHA TÉCNICA DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	119
21.	ANEXO 4: CUADRO ELÉCTRICO Y ELEMENTOS DE SEGURIDAD .	120
21.1.	Cuadro eléctrico.....	120
21.2.	Elementos de seguridad	122
22.	ANEXO 5: REFERENCIAS	123



1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este proyecto es el diseño de un martinete de forja autocompresor que mejore las prestaciones de los que se encuentran actualmente en el mercado. Para ello se requiere conocer el estado del arte actual y las necesidades que tiene el mercado. Una vez estudiados ambos campos, se procede a la fase de diseño del martinete. Esta fase está compuesta por varios pasos a seguir. El primero es un planteamiento inicial de la máquina. Seguidamente se estudiarían las piezas que la compondrían y finalmente se procedería a su diseño. Dicho diseño final debe ir justificado y apoyado por los cálculos pertinentes y por la normativa necesaria para poder garantizar la seguridad de los operarios y el buen funcionamiento de la máquina. Para la finalización del proyecto y su posterior fabricación se adjuntarán todos los planos necesarios, el pliego de condiciones y el presupuesto.

2. ANTECEDENTES

Para poder entender el porqué de este proyecto, primero se debe viajar al pasado y hacer un breve estudio de la historia de la forja.

Aunque no hay una fecha exacta en la que datar la aparición de la técnica de la forja, se han descubierto piezas de hierro forjado procedentes de los antiguos egipcios. Pero es en la época de la Antigua Grecia cuando la forja y el endurecimiento de los metales mediante tratamientos térmicos empiezan a mejorarse y consolidarse.

Con la llegada del Imperio Romano, el afán de investigación en el sector metalúrgico crece sin precedentes, mejorando las técnicas de obtención y procesado de los metales, incluyendo la diferenciación de calidad según la procedencia del metal. Con ellos, la herrería adquiere una gran importancia en la sociedad, convirtiéndose en un oficio imprescindible en la posterior sociedad medieval.

Con la caída del Imperio Romano y la entrada en la Edad Media los herreros se irían agrupando poco a poco en gremios, haciendo de la forja una reputada profesión encargada de fabricar todo tipo de utensilios, desde armas hasta materiales de construcción o herrajes para animales.



Figura 1: Ilustración de una fragua medieval fabricando armas. (Figura 1, s.f.)

Durante las épocas mencionadas anteriormente, la forja fue evolucionando lentamente, mejorando las fraguas y las herramientas utilizadas para trabajar (martillos, tenazas, etc.). Pero la forma de forjar se mantendría prácticamente inmóvil durante siglos, siendo la fuerza del hombre la encargada de moldear el metal mediante golpes con un martillo y un yunque. Este método de forja cambiaría con la revolución industrial.

Este cambio de época supuso un punto de inflexión en el oficio de herrero. La necesidad de producir más y a menor coste obligó a que estos pequeños talleres se convirtieran en fábricas, cambiando de forma radical su sistema productivo. Aunque hubo algunos talleres que continuaron su trayectoria artesanal.

Durante este periodo hace aparición el primer martinete. Una máquina rudimentaria accionada por una noria hidráulica.

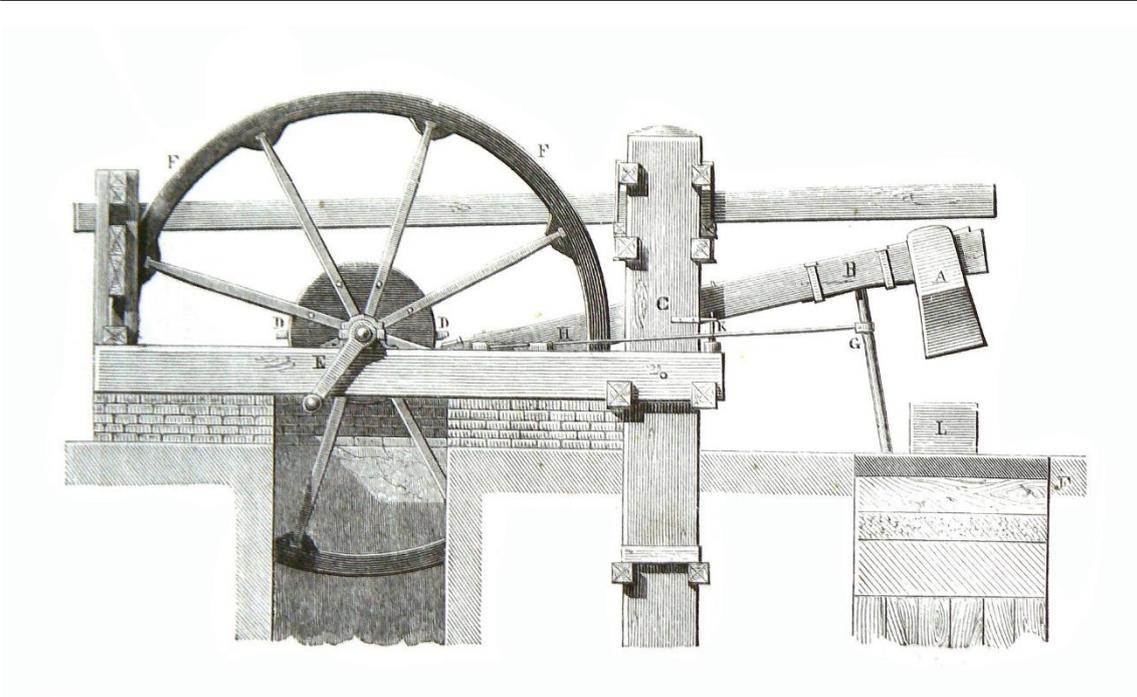


Figura 2: Ilustración de un martinete de 1868. (Figura 2, s.f.)

Esta máquina evolucionaría hacia martinetes más modernos, de distintos tamaños y diferentes formas de accionamiento que cubrirían las necesidades productivas de las factorías desde el siglo XIX al siglo XXI.



Figura 3: Martinete mecánico. (Figura 3, s.f.)



Figura 4: Martinete Autocompresor (Figura 4, s.f.)



Figura 5: Martinete de caída libre. (Figura 5, s.f.)

3. ESTUDIO DE MERCADO

Para poder acometer el estudio de mercado, primero se debe conocer la definición de martinete y sus diferentes variantes. Un martinete es una máquina que eleva una masa y la deja caer con el objetivo de golpear la pieza a forjar. Esta máquina consta de los órganos de accionamiento, un yunque donde se soporta la pieza y una maza que es la que golpea la pieza. Actualmente existen 3 variantes de martinetes:

- Martinete de caída libre: se eleva la maza de forma mecánica, hidráulica o neumática y se dejaría caer aprovechando la energía potencial para el golpe.
- Martinete de doble efecto: el martillo funcionaría como un cilindro pistón. La elevación y la caída se producirían de forma neumática o hidráulica. En este grupo se encuentra el martinete autocompresor objeto de este proyecto.
- Martinete de contragolpe: esta maza funciona también como un cilindro pistón. Mientras que cae el martillo, el yunque también sube, impactando a medio camino. Este martinete es el que mayor energía de impacto aporta.

El objetivo de este proyecto es el diseño de un martinete autocompresor. Esta máquina neumática está accionada por un motor eléctrico mediante una transmisión por correa. La polea acciona el pistón compresor, que provoca la elevación y caída del martillo.

Este martinete es una máquina pensada para talleres pequeños y medianos. Aporta una gran versatilidad, ya que con su dado intercambiable se puede fabricar una importante variedad de piezas a un ritmo elevado, dando así a los fabricantes una mayor velocidad de producción. Además, reduce el esfuerzo del operario en el trabajo, ya que sustituye la fuerza del trabajador por la fuerza mecánica. En conjunto, aumenta la comodidad y la productividad de los trabajadores, reportando mayores beneficios a las empresas.

Para continuar con el estudio, se debe conocer los potenciales clientes. Aunque existen martinetes grandes y automatizados para grandes producciones en serie, el martinete aquí proyectado sirve principalmente para medianos o pequeños talleres que se dedican a la producción más artesana. Empresas que se dedican a la fabricación de accesorios de hierro o acero forjado, como puertas, ventanas, utensilios de jardinería, etc. Además de los talleres que se dedican a la fabricación de cuchillería (Navajas, cuchillos, espadas, etc.).

Actualmente existen 1340 talleres dedicados a la forja en España (elEconomista.es, Empresite España, s.f.). Además de estos talleres, se deben tener en cuenta otros posibles clientes; que, aunque su principal actividad no sea la forja, sí utilizan estos métodos para fabricar piezas, como talleres de carpintería metálica. En España se encuentran 26445 empresas de carpintería metálica (elEconomista.es, Empresite España, s.f.). En total habría 27785 potenciales compradores del martinete aquí proyectado.

Conocidos los posibles compradores, ahora se debe conocer que competidores tiene la máquina, tanto fabricantes nacionales como importación. En el ámbito nacional no hay muchos productores, siendo la empresa más importante PRADA NARGESA, S. L[®]. Esta compañía fabrica 2 tipos de martinetes, uno con el martillo de 50 kg y otro de 60 kg. Estos martinetes tienen un bastidor de acero y todos sus componentes de accionamiento se encuentran en el interior de la máquina. Esto último permite que sea una máquina compacta, pero a su vez dificulta el mantenimiento de las piezas ya que se encuentran en el interior del bastidor y tiene difícil acceso.

TIPO	MP50	MP60
Modo de trabajo	Neumático, Aire comprimido	Neumático, Aire comprimido
Potencia nominal	50 Kg.	60 Kg.
Número de golpes	220 rpm.	220 rpm.
Potencia del motor	7,5 CV 1400 RPM	7,5 CV 1400 RPM
Recorrido del golpe	Max: 230 mm.	Max: 230 mm.
Sistema hidráulico	Sistema hidráulico neumático	Sistema hidráulico neumático
Control	PEDAL	PEDAL
Martillo y Yunque	Cabezales del martillo y yunque son intercambiables	Cabezales del martillo y yunque son intercambiables
Peso aproximado	1187 Kg.	1190 Kg.

Figura 6: Tabla de especificaciones de los martinetes de NARGESA (PRADA NARGESA)

En el ámbito internacional hay varios fabricantes de martinetes, pero cabe destacar a uno de ellos. El más importante es la empresa china ANYANG FORGING PRESS MACHINERY INDUSTRY CO[®]. Esta compañía dispone de una amplia gama de martinetes que va desde martillos de 25 kg a 560 kg. Estos martinetes tienen bastidor de fundición y buena accesibilidad a las piezas para su mantenimiento. Pero tienen un inconveniente, son muy voluminosos.

Product main technical Specifications:

Model	C41-75KG	C41-150KG	C41-250KG	C41-400KG	C41-560KG
Weight of falling parts(KG)	75	150	250	400	560
Max.hit energy(KJ)	1	2.2	5.6	9.5	13.6
Height of working area(mm)	300	370	450	530	600
Hit number(min)	210	180	150	120	115
Dimension of top and bottom die surface(LxW mm)	145x65	200x85	220x100	240x120	260x130
Max. square steel can be forged(Diameter mm)	65x65	130x130	145x145	220x220	270x270
Max. round steel can be forged(Diameter mm)	Φ 85	Φ 145	Φ 175	Φ 240	Φ 280
Rate power(kw)	7.5	15	22	37	45
Speed of motor(r.p.m)	1440	1470	1470	1480	980
Total weight(kg)	2800	5060	8200	12800	16520
Overall dimensions(L x W x H mm)	1400x760x1950	2080x1240x2350	2875x1405x2570	2785x1400x2885	3464x1500x3157

Figura 7: Especificaciones de algunos martinetes de ANYANG. (ANYANG FORGING PRESS MACHINERY INDUSTRY CO)

4. TERMINOLOGÍA Y OBJETIVOS

4.1. Terminología

Para poder entender algunos de los términos que aparecerán en el texto que sigue, se van a definir algunos.

- Yunque: Masa de acero de alta resistencia que absorbe el impacto del martillo.
- Martillo: Masa de acero de alta resistencia en forma de pistón que impacta contra la pieza en el yunque.
- Dados: Cubos de acero con diferentes formas mecanizadas que se acoplan tanto al yunque como al martillo y sirven para conformar la pieza.
- Válvulas: Dos cilindros de acero mecanizado guiados por un pedal para gestionar la circulación de aire.

4.2. Partes de un martinete

Es muy importante que el lector del presente proyecto comprenda de que partes del martinete estamos hablando, por lo que se muestra lo siguiente:

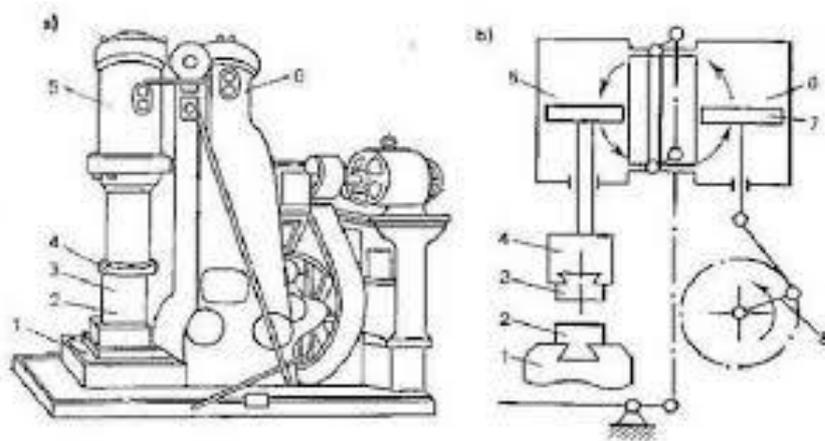


Figura 8: Esquema y partes básicas de un martinete. (Figura 8, s.f.)

En la imagen que se muestra anteriormente (Figura 9) se señalizan las partes básicas de un martinete, las cuales se mencionarán en la siguiente tabla:

Tabla 1: Partes del martinete

1. Yunque	1. Cilindro del martillo
2. Dado inferior	2. Cilindro del pistón
3. Dado superior	3. Pistón
4. Martillo	4. Transmisión

4.3. Objetivos

En base a las especificaciones de los fabricantes y a las ventajas e inconvenientes descritos en el capítulo anterior, se pueden fijar los requisitos necesarios para el diseño de la máquina.

El martinete aquí proyectado debe cumplir los siguientes objetivos:

- Ser una máquina sólida y resistente, pero a su vez ligera para facilitar el transporte.
- Accesible para el mantenimiento y de fácil montaje.
- Compacta para reducir el espacio en el taller.
- Debe ser optimizada en su funcionamiento para tener la mayor fuerza de impacto con la menor potencia del motor posible
- Económica en su producción.

Para llevar a cabo el diseño del martinete primero se darán las posibles soluciones. Para ello se utilizará información de toda índole sobre los martinetes que se haya recopilado. A raíz de esto se expondrá un diseño obtenido a partir de las ventajas e inconvenientes del resto de posibles soluciones.

Una vez hecho esto la metodología a seguir será, hacer un ensayo de elementos finitos en Inventor 2020 en el martillo para comprobar su resistencia en la máxima fuerza de impacto. Además, se analizará la resistencia de la biela a pandeo, asegurando así su integridad y buen funcionamiento.

5. PREDISEÑO

Una vez se llega a este punto, se estudian las posibles soluciones para el proyecto.

La primera opción que se contempla es la de un martinete de caída libre. Esta máquina aprovecha la energía potencial del martillo para el impacto, sin recibir ayuda ninguna de forma hidráulica o neumática. Pronto se deshecha esta posibilidad, ya que es un diseño antiguo, poco eficiente y lento. A este martinete se le saca todo su potencial cuando se utiliza para fabricar grandes piezas. Esto conlleva que sea un martinete de grandes dimensiones que ocupa mucho espacio. Por lo tanto, no es apto para el propósito del proyecto.

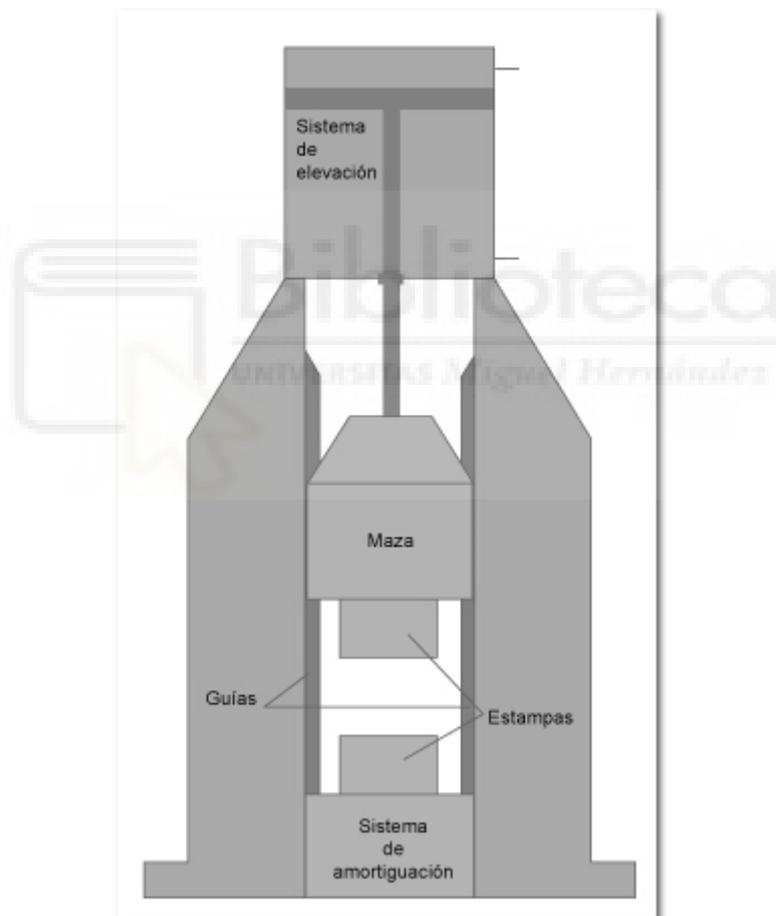


Figura 9: Martinete de caída libre. (Figura 9, s.f.)

La segunda opción sería un martinete mecánico. Este tipo de martinete sustituye los cilindros neumáticos por un sistema de muelles o ballestas que trasladan la potencia del motor al martillo. Este martinete es viable para el propósito del proyecto, aporta velocidad en el trabajo y es de dimensiones reducidas. Pero dispone de varios inconvenientes. Las piezas que componen el martinete sufren más debido a todas las vibraciones transmitidas. La fuerza del golpe es más reducida que los martinetes accionados de forma neumática, ya que no cuentan con el factor multiplicador que aporta la presión de aire. Con las ventajas y desventajas que tiene este tipo de martinete se deshecha esta opción.



Figura 10: Martinete mecánico. (Figura 10, s.f.)

La tercera opción es un martinete neumático. Esta posibilidad es viable para el propósito de este proyecto. El martinete neumático aporta mucha velocidad en el trabajo, además de una fuerza de impacto muy superior a la de las máquinas mencionadas anteriormente. Su construcción está basada en piezas comerciales (cilindros neumáticos, válvulas, compresor, calderín) por lo que se abarata el coste de producción además de ser de fácil mantenimiento y sustitución de piezas. Aunque esto último aparenta ser una ventaja, hay que estudiarlo con cuidado, ya que las presiones aportadas por los compresores comerciales son muy elevadas y la fuerza de impacto podría ser demasiado alta para el

trabajo en taller y poner en peligro la integridad física del operario. Esto último ha hecho que este tipo de martinetes evolucionen a prensas donde es más controlable la fuerza.



Figura 11: Martinete neumático. (Figura 11, s.f.)

La última opción es el martinete autocompresor. Este tipo de martinete es una variante del martinete neumático. En este caso el compresor se sustituye por un pistón incorporado en el martinete que es accionado por un sistema de biela – manivela unido a un motor eléctrico. Este pistón comprime aire y lo traslada al cilindro del martillo haciendo que este caiga con fuerza. La compresión en estos martinetes no es tan elevada como en el anterior, ya que se basa en la diferencia de tamaños de los cilindros no en mantener la

cámara cerrada como en un compresor convencional. Esta máquina ocupa poco espacio, tiene una velocidad de trabajo significativa y ejerce una fuerza de impacto considerable, haciendo de ella la máquina idónea para el propósito del proyecto.



Figura 12: Martinete autocompresor.

Una vez vistas las posibles soluciones y elegida la última opción (Martinete Autocompresor) se deben dar los primeros pasos para el diseño de este. El primer paso para el diseño es elegir que peso del martillo elegir. La gama de pesos es muy variada, abarca desde los 15kg hasta los 560kg, pero los martillos de más de 100kg conllevan máquinas monstruosas para los talleres previstos en el estudio de mercado. Descartadas las mazas más pesadas, se estudian los martillos más pequeños. Para ello se debe ver que tamaño máximo de pieza puede forjar cada martillo. Esta información se puede obtener de los catálogos de los fabricantes competidores.

Model		C41-9	C41-15	C41-25	C41-40	C41-55	C41-75	C41-110
Weight of falling parts(kg)		9	15	25	40	55	75	110
Hitting energy(kj)		0.09	0.16	0.27	0.53	0.7	1	1.98
Hitting frequency(min ⁻¹)		245	245	250	245	230	210	180
Height of working		135	160	240	245	270	297	355
Depth of throat(mm)		120	140	200	235	270	280	400
Working Piece	Square (mm*mm)	25x25	30x30	40x40	52x52	60x60	65x65	110x110
	Round (mm)	Dia30	Dia35	Dia48	Dia68	Dia75	Dia85	Dia120
Motor	Model	Y90L-4-B3	Y100L1-4	Y132S1-6	Y132M1-6	Y132M2-6	Y160M-6	Y180L-6
	Power (kw)	1.5	2.2	3	4	5.5	7.5	15
Weight	Without anvil(kg)	250	270	720	860	1300	2500	3300
Outside Size(mm)		680x420x850	700x450x980	1100x500x1300	1400x600x1500	1300x700x1600	1480x800x1853	1900x1070x2382

Figura 13: Catálogo de martinetes de ANYANG. (ANYANG FORGING PRESS MACHINERY INDUSTRY CO)

Como se puede observar en la tabla anterior el tamaño de pieza que se puede forjar va aumentando de tamaño según aumenta la masa del martillo. Para aumentar las capacidades del taller se debe buscar un martinete con una relación tamaño – tamaño de pieza a forjar lo más competitivo posible. Los martillos pequeños no permiten un tamaño de pieza muy grande, por lo que los martillos más idóneos son los que van desde los 40kg a los 75kg.

Se podría pensar que la mejor opción es el de 75kg, pero si lo estudiamos con detenimiento, el tamaño de pieza a forjar no cambia mucho respecto al martillo de 55kg. Además de esto, la potencia del motor si aumenta de 5.5cv a 7.5cv por lo que no compensa esta diferencia. Entonces para llegar a una solución de compromiso entre todas las opciones, se ha escogido diseñar un martinete con un martillo de 60kg.

Una vez elegido el martillo para la máquina, se debe pensar en sus dimensiones y en la distribución de todas las piezas. En cuanto a las dimensiones de la máquina, se puede intuir que serán parecidas a las de las máquinas de la competencia, aunque se intentaran reducir para aumentar su compactación.

La distribución de piezas puede influir directamente en las dimensiones de la máquina, pero también se debe pensar en la facilidad del montaje y del mantenimiento. Para ello se ha pensado en poner las poleas y la correa en la parte exterior de la máquina para facilitar su montaje y simplificar el diseño del bastidor. Adoptadas estas condiciones básicas, ya se puede proceder a su diseño final y permanente. Las poleas se deben cubrir con una carcasa por seguridad (Plano N°36).

6. MODELIZACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LAS PIEZAS

6.1. Normas y referencias utilizadas para el diseño

6.1.1. Normas

Las normas legales utilizadas para el diseño del martinete son las siguientes:

Europeo, P. (17 de Mayo de 2006). Normativa de seguridad en máquinas. *DIRECTIVA 2006/42/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE.*

Europeo, P. (15 de Mayo de 2014). Normativa de seguridad en máquinas a presión. *DIRECTIVA 2014/68/UE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO relativa a la armonización de las legislaciones de los Estados miembros sobre la comercialización de equipos a presión.*

6.1.2. Programas utilizados para el diseño

Los programas utilizados para el diseño y redacción del proyecto son los siguientes:

- Autodesk Inventor
- Autodesk AutoCAD

- Excel
- Word

6.1.3. Otras referencias

ANYANG FORGING PRESS MACHINERY INDUSTRY CO, L. (s.f.). *OPERATION MANUAL TYPE : C41-40 NAME : 40KG PNEUMATIC HAMMER.*

Dunlop. (s.f.). *CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL.*

elEconomista.es. (s.f.). *Empresite España.* Obtenido de

<https://empresite.eleconomista.es/Actividad/FORJA/>

elEconomista.es. (s.f.). *Empresite España.* Obtenido de

<https://empresite.eleconomista.es/Actividad/CARPINTERIA-METALICA/>

Felez, J., & Martínez, M. L. (2008). *Ingeniería gráfica y diseño.* Madrid: Editorial Síntesis.

Norton, R. L. (s.f.). *Diseño de máquinas. Un diseño integrado.* Pearson.

PRADA NARGESA, S. (s.f.). *MANUAL DE INSTRUCCIONES MARTILLO PILÓN MP50 MP60.* Girona.

Serrano Nicolas, A. (2009). *Neumática Práctico.* Madrid: Paraninfo S.A.

SKF. (s.f.). *Catálogo de rodamientos de rodillos SKF.*

Thunder, B. (s.f.). *Catálogo de motores eléctricos.*

6.2. Descripción general del martinete

El martinete aquí diseñado está compuesto por un sólido bastidor de fundición. Contiene ambos cilindros, el de delante para el martillo y el de atrás es el cilindro del pistón. El martillo es de 60kg de acero de alta resistencia mecanizado. El pistón es de acero mecanizado accionado por una biela unida a un árbol excéntrico (como un cigüeñal) accionado por un motor eléctrico. La transmisión entre el motor y el árbol es por 4 correas en V y dos poleas acanaladas. El yunque se encuentra en la parte delantera del bastidor, tiene una masa de 508kg de acero de alta resistencia para soportar bien los golpes del martillo.

El martillo es accionado de forma neumática. El pistón comprime aire en el cilindro delantero empujando el martillo tanto hacia arriba como hacia abajo. El control de la velocidad de caída del martillo se efectúa mediante dos válvulas que dejan pasar más o menos aire en función del giro de ambas. Estas válvulas se accionan mediante un mecanismo de 4 barras, cuya barra motriz es el pedal.

Seguidamente se expone la tabla de características del martinete diseñado en el proyecto:

Tabla 2: Características del martinete

Número	Nombre	Especificación	Unidades
1	Peso del martillo	60	kg
2	Energía máxima de impacto	0,92	kJ
3	Diámetro del cilindro del martillo	200	mm
4	Diámetro del cilindro compresor	210	mm
5	Número de impactos por minuto	256	rpm
6	Carrera del martillo	230	mm
7	Área del dado superior	120x80	mm
8	Área del dado inferior	180x80	mm
9	Diámetro máximo de pieza a forjar	75	mm
10	Tamaño máximo de pieza a forjar (cuadrado)	62x62	mm
11	Tamaño del bastidor (Largo x Ancho)	1200x640	mm
12	Peso del martinete	2013	kg
13	Potencia del motor	7.5	Cv
14	Velocidad del motor	1440	rpm
15	Peso del yunque	508	kg

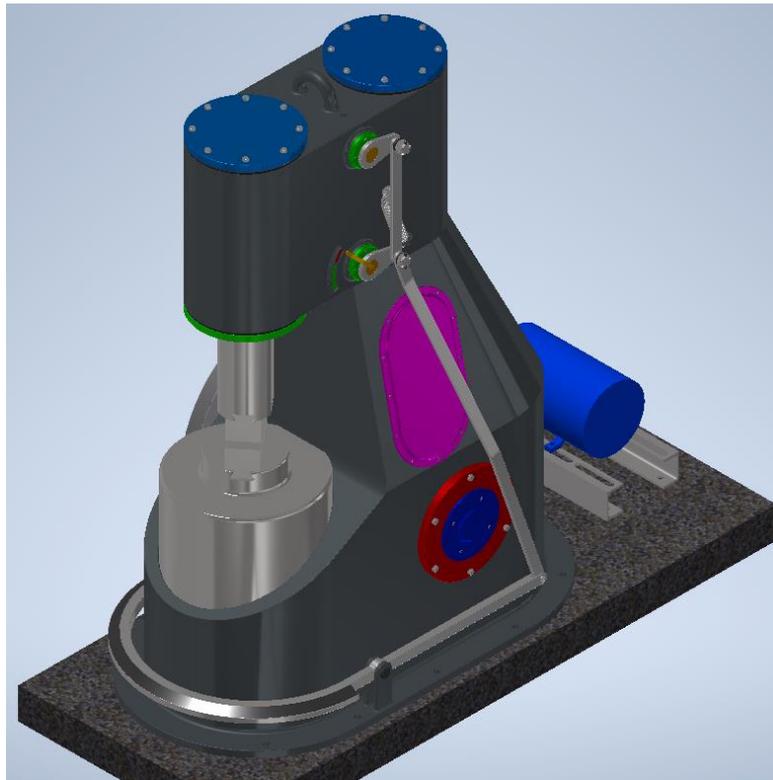


Figura 14: Vista en perspectiva del martinete parte derecha

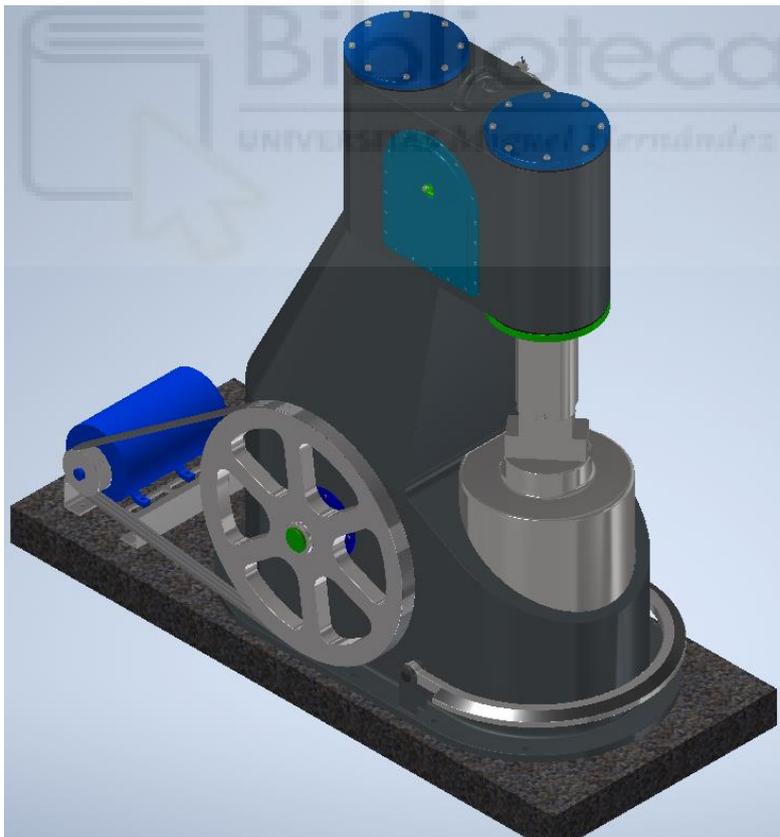


Figura 15: Vista en perspectiva del martinete parte izquierda

Los cilindros están cerrados con tapas de acero atornilladas al bastidor. Entre ellas y el bastidor se introducen juntas de estanqueidad para garantizar el hermetismo de los

cilindros. La tapa azul turquesa en la parte superior que se ve en la figura 16, es la tapa que cierra el compartimento del depósito de aceite. El martinete se aposenta sobre una losa de hormigón armado y una alfombra de goma a modo de silentblock. La goma reducirá las vibraciones y el ruido que genera la máquina.

Seguidamente se describirán todas las piezas del martinete y cuál es su cometido.

6.3. Descripción de las piezas

6.3.1. Bastidor



Figura 16: Bastidor perspectiva derecha

El bastidor es la pieza estructural del martinete. Tiene una masa de 1135kg de fundición de hierro gris. Su fabricación será en una colada en molde de arena y posteriormente se mecanizarán los cilindros, los compartimentos de las válvulas y todos los elementos necesarios para el buen funcionamiento del martinete. La decisión de utilizar este material es debido a que es más económico en su producción. Otra opción hubiese sido fabricarlo

con acero, pero encarecería el precio. Para evitar la oxidación del bastidor se deberá pintar toda la estructura.

La base del bastidor contiene 10 agujeros (5 a cada lado) para garantizar un buen anclaje al suelo y evitar movimientos indeseados de la máquina. Además, también se pueden observar en la base dos salientes que ascienden. Estos salientes se encuentran en ambos lados del bastidor y su cometido es el apoyo y articulación del pedal. Si ascendemos en el bastidor, en la parte delantera encontramos un gran hueco circular con una cuerda cortada. Este es el espacio donde se aposenta el yunque. Tanto el yunque como el bastidor tienen esa cuerda cortada para evitar el giro indebido del yunque.

Siguiendo la figura 16, en la parte trasera se pueden observar dos grandes aberturas hacia la parte hueca del bastidor. Esta parte es el compartimento del árbol. La primera abertura es la que se puede observar bajo a la derecha. Tiene forma circular con orificios roscados a su alrededor. Este hueco sirve para poder montar y desmontar el árbol. Mientras el árbol está montado, en esta abertura se encuentra la pieza de apoyo del árbol en este lado del bastidor. Esta pieza irá atornillada en los orificios anteriormente mencionados. Para tener una mejor visión de la pieza, ver la figura 14 (pieza roja). La otra abertura con forma más alargada es la puerta de mantenimiento del árbol. Por este hueco es por donde se montará la muñequilla de la biela y se mantendrá lubricada. Esta abertura está rodeada por agujeros roscados para poder anclar la puerta. Se puede observar en la figura 14 (pieza morada).

Si se sigue subiendo en la figura 16, se puede observar en la parte de los cilindros dos orificios. Estos orificios son los compartimentos de las válvulas. Estos deben estar debidamente mecanizados a un pulido espejo para reducir al máximo el rozamiento entre el bastidor y las válvulas. Estos orificios también tienen agujeros roscados a su alrededor para anclar las tapas de las válvulas. Justo al lado derecho del compartimento de la válvula inferior, se encuentra un saliente. Este saliente se tiene un orificio cuyo cometido es sujetar el muelle que hace retroceder el mecanismo de 4 barras que acciona las válvulas. La válvula inferior también contiene un indicador a la parte izquierda que señala en que posición se encuentran las válvulas.

Ya en la parte superior se encuentran los dos cilindros. El delantero es el del martillo y el trasero el del pistón. Ambos deben estar bruñidos debidamente para garantizar un buen deslizamiento tanto del martillo como del pistón. Los dos cilindros estarán lubricados

continuamente mientras esté la máquina funcionando. En esta zona se encuentra también un entramado de conducciones que conectan los cilindros y las válvulas entre sí para poder accionar adecuadamente el martillo. Este entramado se observará mejor en los planos. Además, arriba del todo se observa un asa, esto es el punto de anclaje de las cinchas/cadenas para transportar el bastidor.



Figura 17: Bastidor perspectiva izquierda

Siguiendo la figura 17, se puede observar en la parte superior un gran hueco. Este hueco es el compartimento del depósito de aceite. Aquí se ancla el depósito y se une a los conductos mediante unos manguitos. Este hueco se cierra con una puerta atornillada. Más abajo se encuentra el hueco para el apoyo del árbol mediante el rodamiento. Este hueco debe estar debidamente mecanizado para no dañar el rodamiento. Esta zona estará cubierta por una tapa.

En la parte de atrás del cilindro del pistón se encuentran las rendijas de distribución de aire en el pistón.



Figura 18: Admisión de aire de la cámara superior del pistón

En la figura 18 se puede observar el subconjunto del cilindro pistón. En esta posición se puede ver la admisión de aire a la cámara superior. El aire entraría por el interior del pistón y saldría por la ranura de la derecha llenando así la cámara superior.

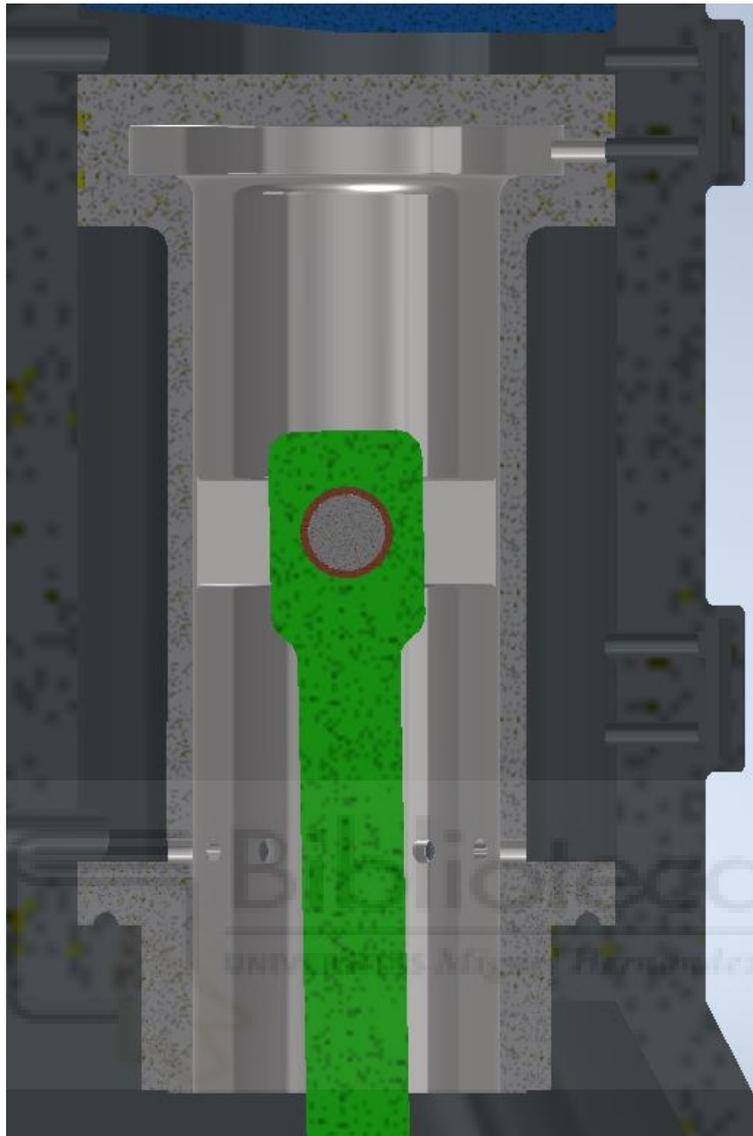


Figura 19: Admisión de aire de la cámara inferior del pistón

En la figura 19 se puede observar el subconjunto del cilindro pistón. En esta posición se puede ver la admisión de aire a la cámara inferior del pistón. El aire entraría por el interior del pistón y saldría por el círculo de orificios que se encuentra en el vástago del pistón. Además, en esta posición la cámara superior se pone en contacto con la atmósfera durante un momento, esto hace que sea más sencillo elevar el martillo debido a que se reduce la presión en la cámara superior del martillo.

Ambas cámaras están cerradas mediante tapas de acero F-111 atornilladas al bastidor con tornillos ISO 4017 de métrica 8 de cabeza hexagonal. Entre el bastidor y la tapa se pondrá una junta de estanqueidad tipo ISO 7483 a medida de los cilindros.

6.3.2. Conjunto del martillo

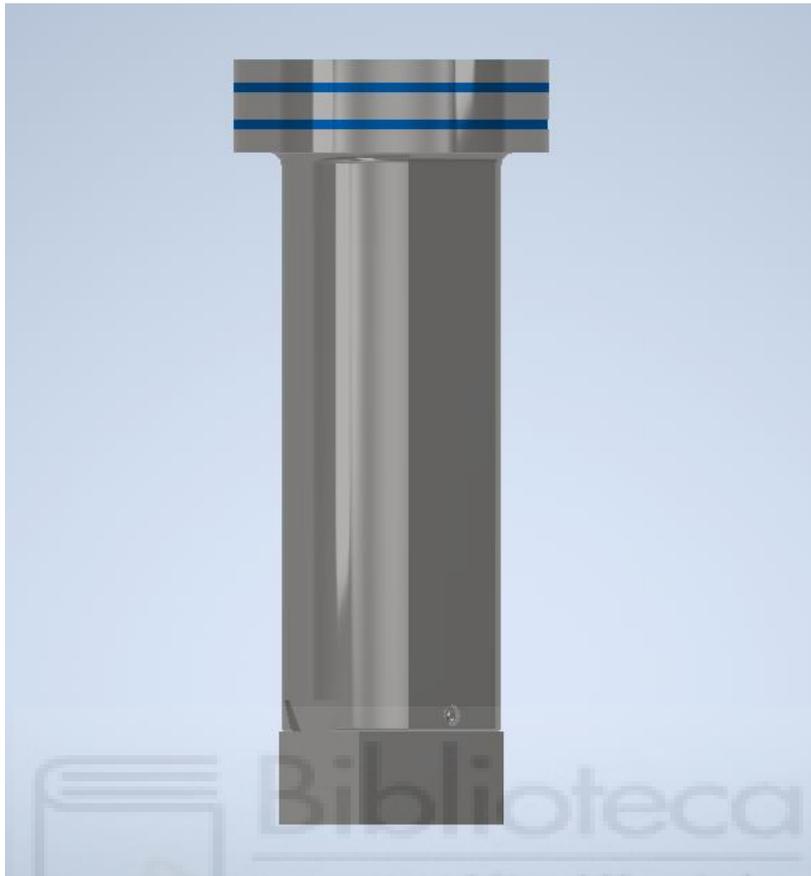


Figura 22: Conjunto del martillo

El conjunto del martillo está compuesto por el martillo, el dado, dos segmentos para pistón y una varilla roscada con dos tuercas. El martillo está fabricado en acero de alta resistencia F-125 torneado para reducir la fricción. El vástago circular tiene dos cuerdas cortadas, con esto se consigue guiar el martillo y evitar movimientos indeseados que reduzcan la eficiencia del impacto. El dado se uniría al martillo mediante una cola de milano y se fijaría mediante la varilla roscada tipo DIN 976-1B de métrica 6 a través del agujero en la parte baja del martillo. La parte superior tendría dos ranuras para los segmentos del pistón. En la cara superior del martillo tiene dos orificios roscados (figura 21). Estos agujeros tienen como objetivo acoplar el anclaje para el gancho de transporte y montaje.

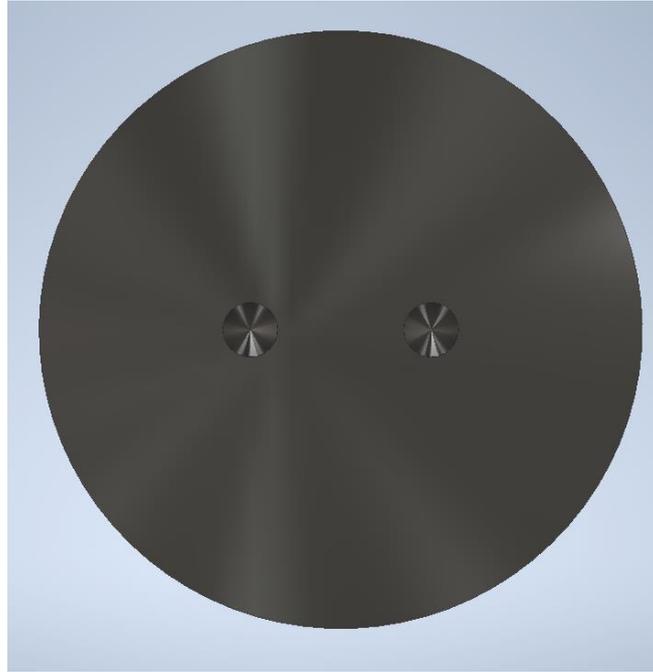


Figura 21: Cara superior del martillo

6.3.3. Yunque

El yunque es una masa de acero de alta resistencia F-133, pesa 508kg y es la encargada de absorber los impactos del martillo. En un primer momento se diseñó con una forma hexagonal, con ello se conseguía evitar el movimiento de rotación. Con este diseño afloró una importante falta de masa del yunque. Para solucionar este problema se aumentó el tamaño del yunque, pero esta acción suponía un aumento considerable de la anchura de la máquina. Debido a este problema, se solucionó cambiando la geometría del yunque de hexagonal a circular. Gracias a este cambio se consiguió aumentar la masa considerablemente sin tener que aumentar el diámetro de la pieza. Para evitar la rotación dentro de su habitáculo, se le hace un corte al yunque. La parte superior tiene un saliente para mecanizar la cola de milano y poder insertar el dado del yunque. Todos los cantos expuestos deben estar redondeados según la normativa de seguridad en máquinas (Europeo, Normativa de seguridad en máquinas, 2006). Debido a la media tonelada de peso del yunque no es necesario anclarlo al bastidor mediante pernos.



Figura 22: Yunque

6.3.4. Pistón

El pistón es un cilindro de acero F-114 torneado, tanto la parte exterior como la parte interior. Vaciando la parte interior se consigue que sea más ligero y además permite diseñar el sistema de admisión de aire descrito anteriormente. Para ello se harán agujeros en la parte baja y una rendija entre las dos ranuras para los segmentos. Aproximadamente en la mitad del vástago se encuentra un orificio pasante donde se encontrará el bulón que se une con la biela.



Figura 23: Pistón

6.3.5. Biela y muñequilla

La biela está fabricada en acero forjado F-114. Es una biela partida por la parte de abajo donde se une al árbol mediante una muñequilla. En esta unión entre biela y el árbol se dispondrá un casquillo partido de bronce para minimizar el rozamiento y desgaste tanto de la biela como del árbol. En la parte superior de la biela se encuentra el agujero por donde se introducirá el bulón del pistón. En este orificio también habrá un casquillo de bronce entre el bulón y la biela. La biela irá unida a la muñequilla mediante dos tornillos ISO 4762 de métrica 6 y una tuerca ISO 4032. La muñequilla estará fabricada igual que la biela, en acero forjado.

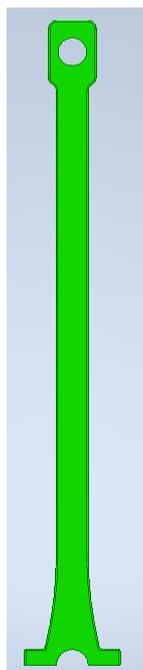


Figura 24: Biela

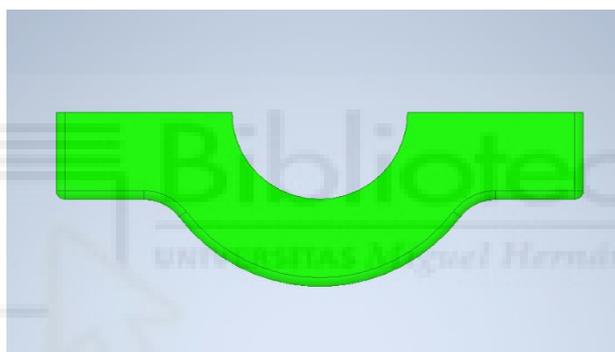


Figura 25: Muñequilla

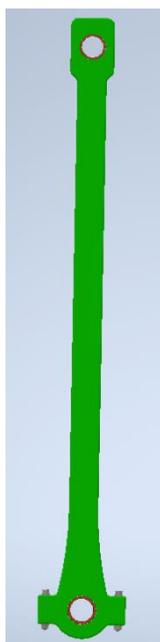


Figura 26: Conjunto biela

6.3.6. Árbol

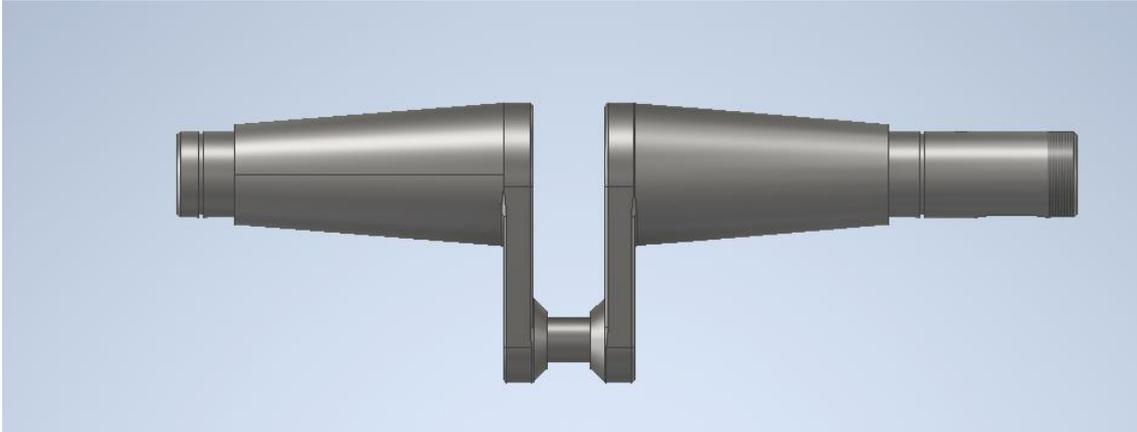


Figura 27: Árbol

El árbol, al igual que la biela está fabricado en acero forjado, pero en este caso la designación del acero será F-128. Como se observa en la figura 27, el árbol tiene forma de cigüeñal. Una vez conformado mediante la forja, se deben tornearse las partes rodantes del árbol, es decir, la parte central donde irá sujeta la biela y los extremos donde se acoplarán los rodamientos para los apoyos.

En la parte izquierda (parte corta) tendrá una acanaladura para el circlip que sujeta el rodamiento que estará apoyado en el cambio de sección. Ambos brazos del árbol tienen el cuerpo de forma cónica, esto se debe a que el cambio de sección menos brusco reduce los acumuladores de tensiones. En la parte derecha se encuentra la ranura para el circlip que sujeta al rodamiento. En esta zona también se encuentra la acanaladura de la chaveta para la polea. Para restringir el movimiento axial de la polea se roscará la punta derecha del árbol. Con este roscado se podrá poner una tuerca de seguridad que evite que la polea se salga. La sujeción por la parte izquierda será mediante un collar que irá atornillado al árbol.

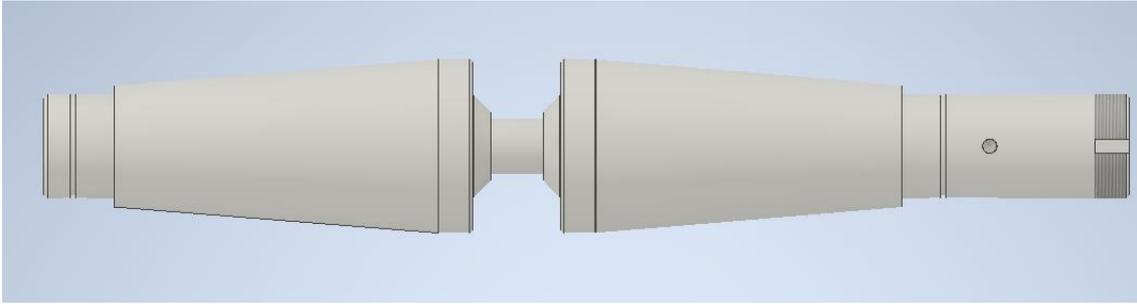


Figura 28: Árbol vista de agujero para el collar

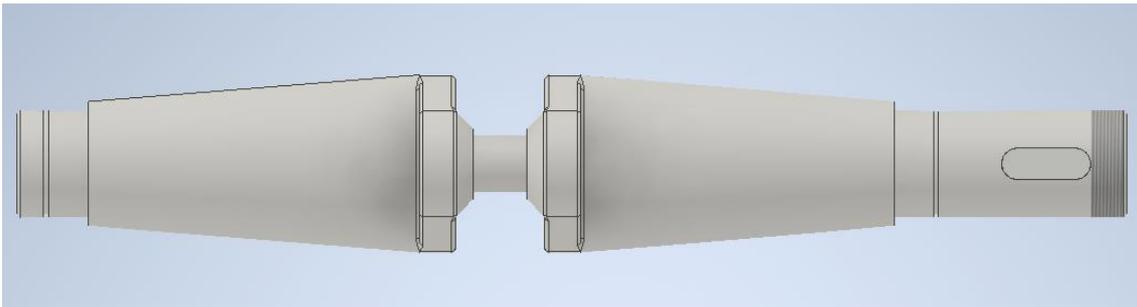


Figura 29: Árbol vista del chavetero

Los rodamientos están montados en una disposición fijo libre. El de la izquierda es un rodamiento de rodillos y tendría la pista interior libre, siendo este el rodamiento libre, mientras que el rodamiento derecho es de bolas y es el fijo y tiene las pistas cerradas. Ambos rodamientos están sujetos mediante dos arandelas de sujeción y apoyados tanto en el bastidor en la pista exterior como en los cambios de sección del árbol en la pista interior. Para evitar su movimiento axial hacia afuera se aprisionan con dos tapas atornilladas al bastidor. En la parte central se encuentra el casquillo para la biela (figura 30).

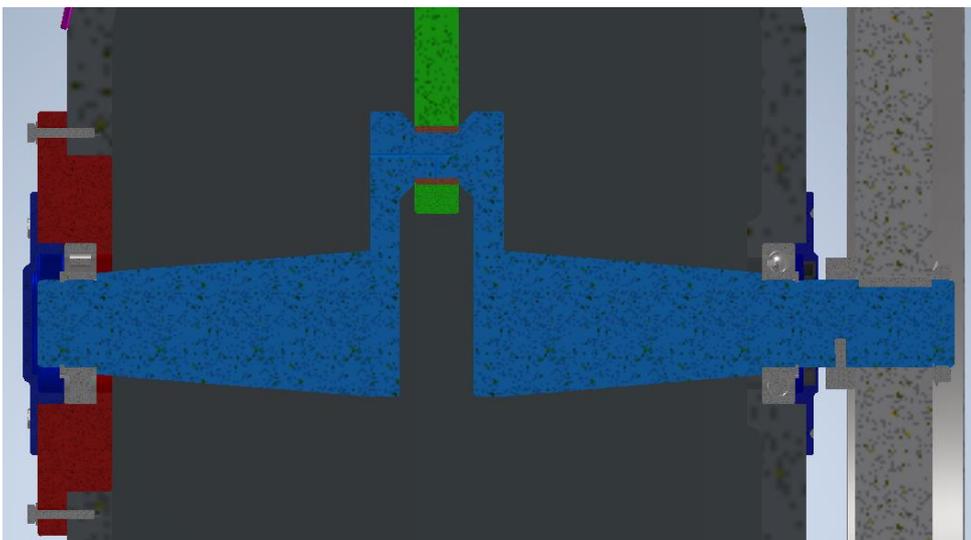


Figura 30: Montaje de los rodamientos

En un primer momento se diseñó el montaje de rodamientos en disposición cruzada. Pero se deshecho esta opción porque el árbol era demasiado largo para este montaje. Por lo tanto, se decidió utilizar la disposición fijo – libre ya que las tolerancias del mecanizado impiden que los asientos del árbol y los rodamientos estén a la distancia justa. Además, con el calentamiento también se puede variar la distancia. Estas variaciones se corrigen con el rodamiento libre.

6.3.7. Transmisión



Figura 31: Transmisión

El sistema de transmisión consta de dos poleas y 4 correas. Las poleas son de acero F-111 y están acanaladas para el acoplamiento de las correas. La polea más grande, va unida al árbol y transmite su movimiento a este mediante una chaveta. Al ser tan grande se ha diseñado de forma radial. Para poder darle esta forma a la polea se fabricará de acero fundido y posteriormente se mecanizarán las acanaladuras y el agujero para el árbol.

Esta transmisión, convierte las 1440 rpm del motor eléctrico trifásico a 256 rpm en el árbol. Este motor aporta 7.5 Cv de potencia y 36.5 Nm de par, que en el árbol se convierten en 205.3125 Nm.

En un primer momento, la transmisión se diseñó como un tren de engranajes debido a su mayor precisión en la conversión de la potencia y la velocidad de giro. Pero se desechó

ya que los dientes de las ruedas podrían sufrir demasiado debido a las vibraciones en los impactos. Tras eliminar esta opción, se estudió la posibilidad de cambiarlo por una transmisión por cadena, pero tenía el mismo problema que las ruedas dentadas, sufrirían los dientes. Por lo que al final se tomó la decisión de diseñar la transmisión por correa anteriormente descrita.

6.3.8. Accionamiento de las válvulas

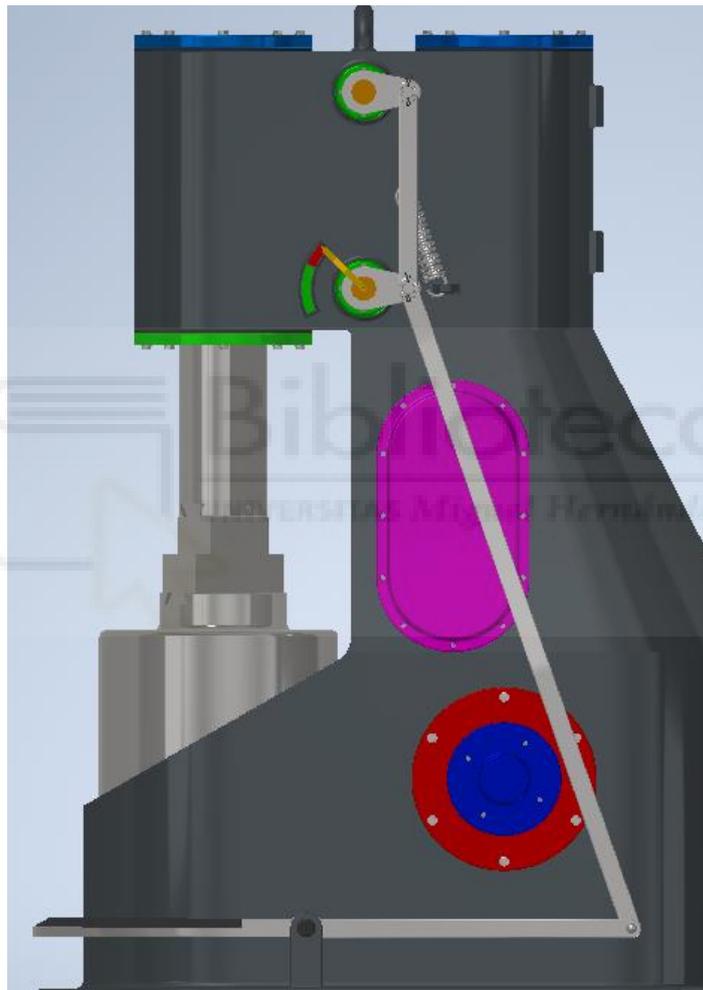


Figura 32: Vista del mecanismo de accionamiento

El sistema de accionamiento de las válvulas consta de un mecanismo compuesto por 6 barras. El pedal, es la barra motriz y se une al bastidor en dos articulaciones formadas por dos bulones. Estos bulones se sujetan axialmente por un lado por su cabeza, y por el otro lado por un pasador de horquilla. Se ha seleccionado este pasador de horquilla debido a su fácil montaje, ya que hay poco espacio en esa zona como para una unión roscada. El pedal esta hecho de acero tipo F-111. La parte frontal del pedal esta mecanizada con un acabado antideslizante de acuerdo con las normas de seguridad (Europeo, Normativa de

seguridad en máquinas, 2006) para evitar posibles accidentes. Por la parte derecha del pedal se prolonga la barra desde la articulación para hacer efecto palanca. El final de esta prolongación termina en forma de U, donde se acoplará la barra número 2. Esta unión se hará con un remache. Es por eso por lo que se hace en U, para que la presión del remache no afecte a la articulación entre el pedal y la barra.

En un primer momento se diseñó esta articulación como una unión con perno y una barra pegada a la otra sin la finalización en forma de U del pedal. Este sistema exponía problemas evidentes, el primero era que había que estar constantemente ajustando el apriete del perno y segundo que había un rozamiento constante en la unión dificultando su condición de articulación y generando un desgaste en las barras. Por todo este, se decidió diseñarlo con el remache y la forma en U.

Prosiguiendo con la descripción, la barra 2 es la más larga del mecanismo y se encarga de transmitir el movimiento del pedal a las válvulas. Al igual que el pedal, está fabricada en acero F-111. Esta barra se une a la válvula inferior mediante el balancín y a la válvula superior con una barra auxiliar que conecta ambas.



Figura 33: Balancín

El balancín es el encargado de transmitir el movimiento de las barras a las válvulas. Se une a la válvula mediante 3 tornillos radiales que evitan el deslizamiento entre el balancín y la válvula. La unión entre el balancín y las barras se hace mediante el saliente roscado y se fijan con una tuerca ranurada. Para evitar tener que controlar el apriete de dicha

tuerca, se utiliza un pasador de horquilla que limita el giro de la tuerca. Los balancines están fabricados en acero F-111.

La barra numero 3 está fabricada en acero F-111, es la barra que une ambos balancines. Esta barra permite la sincronización de ambas válvulas. Esta barra además cuenta con un saliente con un orificio donde se sujeta el gancho del muelle de retroceso del mecanismo. Este resorte es un muelle de extensión que hace volver a la posición de reposo al mecanismo una vez se deje de pisar el pedal.

La idea previa al muelle era un retroceso con contrapesos, pero se desecha esta opción porque era completamente imprecisa a la hora de dejar las válvulas en la posición de reposo correcta. Además, aumentaba el tamaño del pedal y había que subir su posición para dar espacio a la masa suplementaria.

6.3.9. Válvulas

Las válvulas son el alma de esta máquina. Son las encargadas de distribuir el aire y controlar su caudal, controlando así la fuerza del impacto. Ambas válvulas están fabricadas en acero F-114 torneadas y pulidas a espejo para reducir al máximo el rozamiento con el bastidor. Además, tendrán los tres agujeros roscados en el saliente para su unión con el balancín. Seguidamente se describirán ambas válvulas por separado para exponer las peculiaridades de cada una.



Figura 34: Válvula superior desde arriba



Figura 35: Válvula superior desde abajo

La válvula superior es la más compleja de las dos. En la figura 34 se puede observar la ranura principal. Esta ranura controla el caudal de aire a la cámara superior del martillo cuando la máquina se encuentra en su régimen nominal. Mientras no se está trabajando, es decir, no se está pisando el pedal, la válvula superior desvía aire de la cámara superior del pistón a la cámara inferior del martillo, haciendo que el martillo se mantenga siempre elevado. Esto es posible gracias a que una perforación atraviesa la mitad de la válvula dando paso a una ranura más pequeña (figura 35). Esta ranura conecta con una conducción hacia la válvula inferior que transfiere el aire hacia la cámara inferior del martillo. Si se desea que el martillo quede elevado se necesita expulsar el aire de la cámara superior del martillo. Esto se consigue con los dos orificios que se pueden observar en la figura 34, estos agujeros dirigen el aire hacia el exterior, se podría decir que actúan como chimenea. Una vez se pisa el pedal, la válvula gira, taponando tanto la ranura pequeña como los dos orificios, dando paso al accionamiento del martillo.

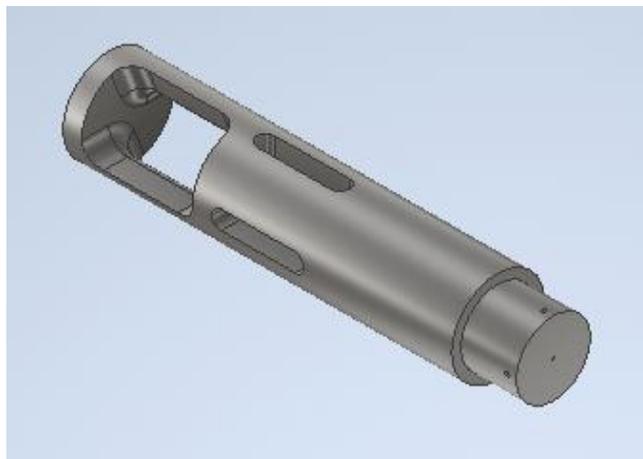


Figura 36: Válvula inferior

La válvula inferior (figura 36) tiene una ranura principal grande, esto es debido a que se encuentra abierta de forma permanente, ya que suministra aire a la cámara inferior del martillo constantemente, ya se encuentre en régimen nominal o esté sin trabajar. Las ranuras más pequeñas que se observan son las encargadas de recibir el aire desviado por la válvula superior mientras la máquina no está trabajando. Una vez se pisa el pedal, la válvula gira y tapona las ranuras pequeñas, manteniendo abierta la ranura principal.

7. SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

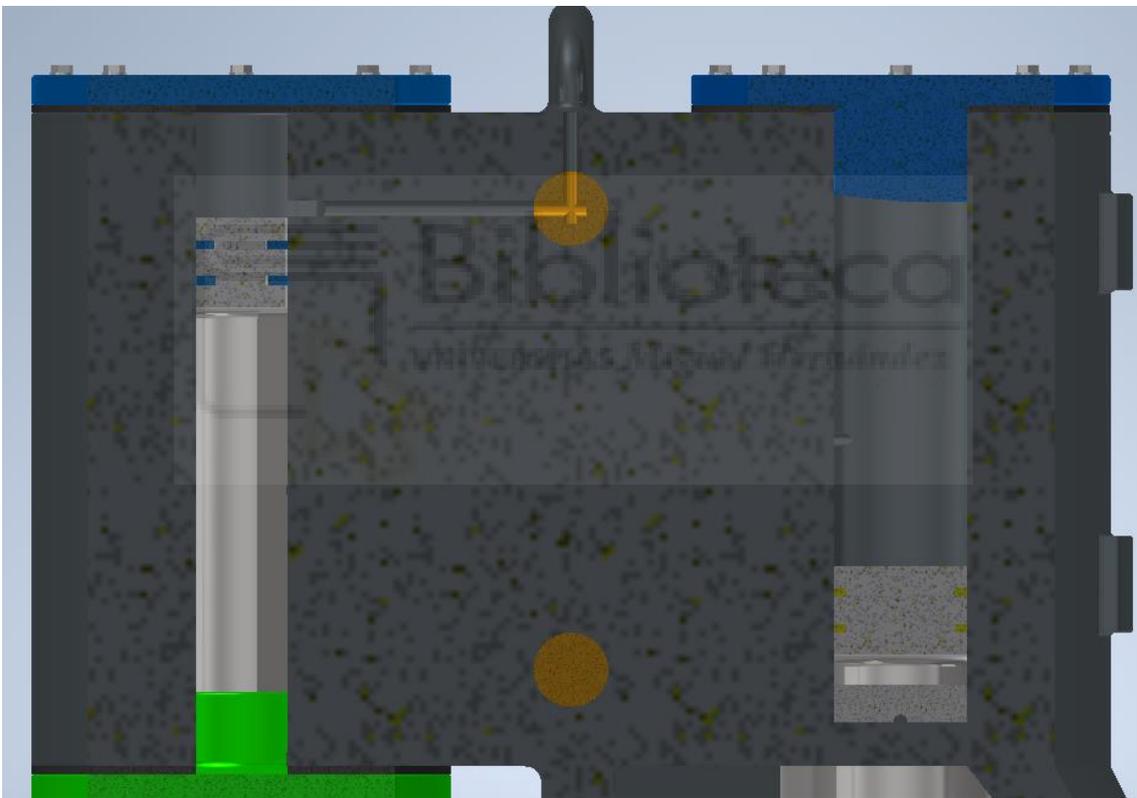


Figura 37: Conducciones de expulsión de aire

Estas conducciones que se observan en la figura 37 son las encargadas de expulsar el aire al exterior mientras el martinete no trabaja. En resumen, actúa como chimenea para evitar la acumulación de presión en la cámara superior del martillo mientras se quiere mantener arriba.

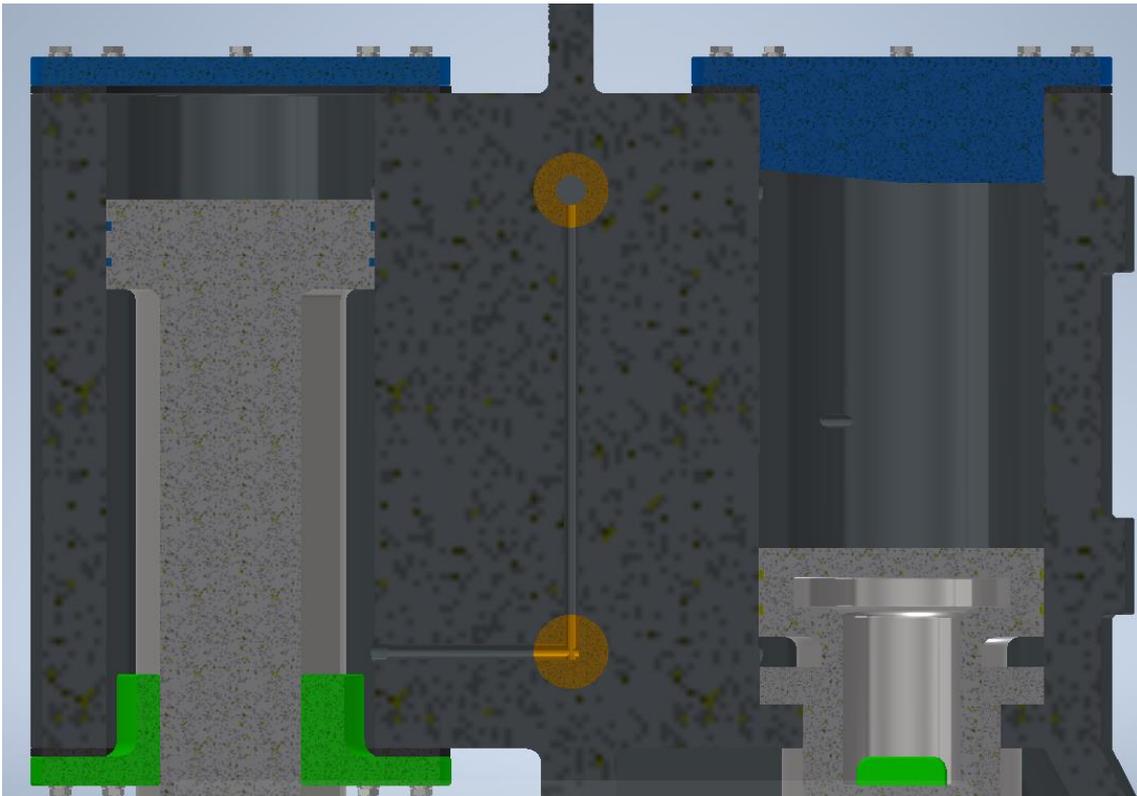


Figura 38: Conducciones para la desviación de aire

Estas conducciones se encargan de enviar de desviar aire de la cámara superior del pistón a la cámara inferior del martillo mientras el martinete no está trabajando. Con esta desviación se consigue mantener el martillo arriba constantemente.

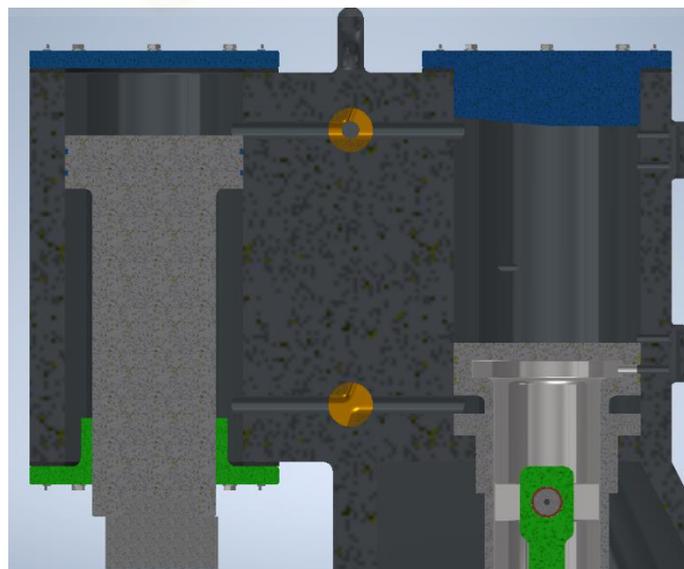


Figura 39: Conducciones principales

En la figura 39 se pueden observar las conducciones principales del martinete. Una vez se pisa el pedal, giran las válvulas y se taponan todas las conducciones anteriormente mencionadas, quedando solo las principales abiertas. Cuando esto sucede la máquina entra en régimen nominal y empieza a golpear el martillo. Cuando sube el pistón, baja el martillo y cuando baja el pistón, sube el martillo.

Todas las conducciones mencionadas forman parte del bastidor, por lo que se tienen que diseñar en el molde para la colada del bastidor.

8. SISTEMA DE LUBRICACIÓN



Figura 40: Sistema de lubricación

El sistema de lubricación consta de un depósito de aceite (elemento central verde en la figura 40), y de dos conductos que se encuentran en el bastidor. Estos conductos se unen al depósito mediante dos manguitos de goma. Estos manguitos se sujetan con abrazaderas para evitar que se desplacen o se salgan de su conexión. Para regular el caudal de aceite a los cilindros se utilizan dos pernos tipo DIN 188 a modo de válvula.

El depósito de aceite hecho de acero inoxidable se sujeta al bastidor con 4 tornillo mediante las lengüetas que sobresalen de él. Cuenta con dos conductos, el primero arriba a la izquierda se encarga de purgar el depósito y la entrada central con inclinación es la encargada de llenarlo. Ambos tienen su interior roscado para poder cerrarlos de forma hermética y evitar la entrada de suciedad. En la cara central tiene una rendija con una ventana de vidrio o plástico transparente para medir el nivel de aceite.

Este sistema funciona por la aspiración de aceite que provocan los cilindros cuando tienen depresiones. Con este tipo de sistema evitamos el uso de bombas, por lo tanto, se reduce el coste de la máquina. El aceite que utilizar es un aceite tipo HLP 46 o HLP 68, siguiendo la norma DIN 51524. La máquina debe estar constantemente lubricada mientras funciona. Por lo que se debe prestar atención al nivel del depósito para rellenarlo cuando sea necesario. El resto de las piezas a lubricar, como el bulón del pistón, la junta entre la biela y el árbol se deben lubricar a mano.

9. LOSA DE HORMIGÓN

El martinete se apoyará sobre una losa de hormigón armado de 1300mm x 700mm y una profundidad de 500mm. La unión entre el martinete y la armadura se hará con 10 barras del mismo diámetro que la armadura, con la punta roscada para poder atornillarla al martinete. La losa se debe diseñar aparte ya que hay que tener en cuenta el ambiente donde se va a situar, el terreno, etc.

10. CONCLUSIONES

En definitiva, el martinete aquí diseñado cumple con todos los objetivos propuestos para el proyecto. Es una máquina robusta, un poco más pesada que las de la competencia, aunque entra dentro de lo razonable ya que no se sobrepasa mucho. Además, es más compacta, por lo que ocupa menos espacio en el taller. Es de fácil montaje y mantenimiento ya que es fácilmente accesible a todas las piezas. Tiene una buena fuerza

de impacto con un motor de 7.5 Cv. En conclusión, es un producto apto para la introducción en el mercado y para competir directamente con el resto de los martinetes.



11. CÁLCULOS NEUMÁTICOS

Este cálculo se realiza en el momento en el que el martinete está en su régimen nominal, es decir, el martillo subiría y bajaría golpeando la pieza. Para iniciar los cálculos neumáticos, primero se indican todos los datos de partida obtenidos del diseño en inventor. El rendimiento utilizado en este anexo se obtiene del capítulo 4 del libro Neumática Practica (Serrano Nicolas, 2009).

Tabla 3: Datos

Datos			
Masa del martillo	60 kg	Diámetro del Pistón	0,21 m
Nº de golpes	256 rpm	Diámetro del Martillo	0,2 m
Carrera	0,23 m	D. Vástago del Pistón	0,14 m
Presión atmosférica	1 bar	D. Vástago del Martillo	0,14 m
Rendimiento	0,95	Altura cuerda circular	10 mm
Fuerza Máxima en la Biela	1765.5614 N	Longitud de Ranuras	0,24 m
Potencia del Motor	7.5 Cv	Anchura de Ranuras	0,04 m
Gravedad	9,81 m/s ²	D/h de Ranuras	0,02 m

Lo primero que se debe calcular es el volumen de aire cuando el pistón está abajo y el martillo arriba. En la cámara superior del pistón se tiene presión atmosférica ($P_1=1\text{bar}$).

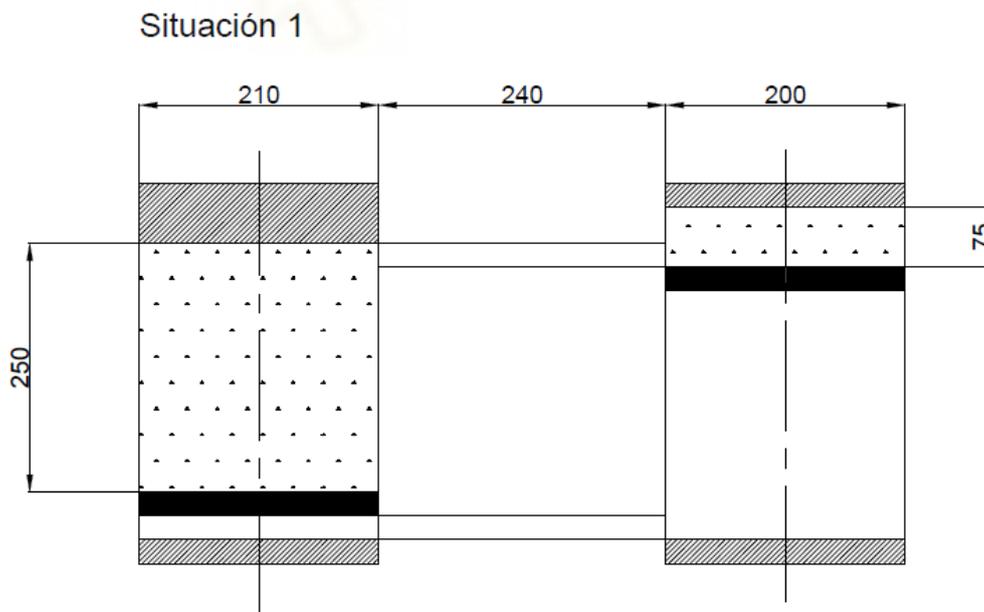


Figura 41: Situación 1 pistón abajo y martillo arriba

En esta situación la ecuación se compone por el volumen del cilindro del pistón, el volumen del cilindro del martillo y el volumen de las conducciones.

$$V1 = \left(\frac{\pi}{4} * 0.21^2 * 0.25 \right) + \left(\frac{\pi}{4} * 0.2^2 * 0.075 \right) + \left((0.04 * 0.02) + \left(\frac{\pi}{4} * 0.02^2 \right) \right) * 0.24$$

$$V1 = 0.01128261 \text{ m}^3 = 11.2826075 \text{ l}$$

Seguidamente se calcula el volumen de aire cuando el pistón está arriba y el martillo abajo. En esta situación la presión cambiará debido a la diferencia de diámetros de los cilindros.

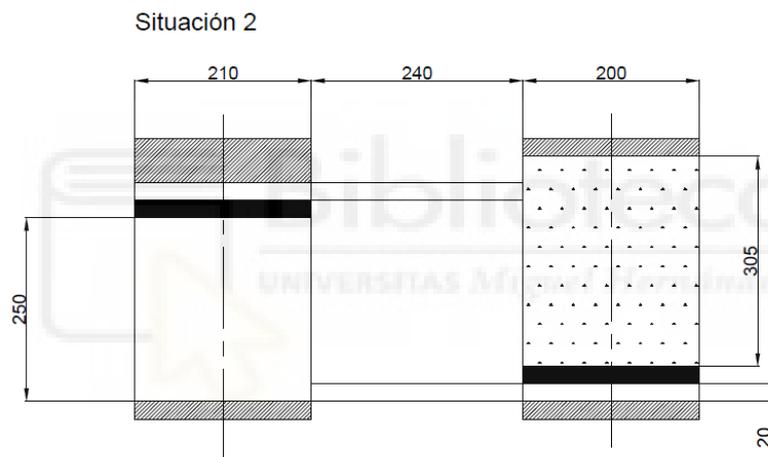


Figura 42: Situación 2, pistón arriba y martillo abajo

$$V2 = \left(\frac{\pi}{4} * 0.2^2 * 0.305 \right) + \left((0.05 * 0.02) + \left(\frac{\pi}{4} * 0.02^2 \right) \right) * 0.24$$

$$V2 = 0.00984926 \text{ m}^3 = 9.84925582 \text{ l}$$

Con ambos volúmenes y aplicando la ley de Boyle – Mariotte ($P * V = \text{cte.}$) se obtiene la presión que se ejerce en el cilindro del martillo en el momento del impacto.

$$P2 = \frac{100000 * 11.2826075}{9.84925582}$$

$$P2 = 114552.893 \text{ Pa} = 1.14552893 \text{ bar}$$

Con esta presión obtenida anteriormente se calcula la energía de impacto del martillo. La energía de impacto se compone de la energía potencial más la energía de la presión.

$$E_{imp} = \left((60 * 9.81 * 0.23) + \left(114552.893 * \frac{\pi}{4} * 0.2^2 * 0.23 \right) \right) * 0.95$$

$$E_{imp} = 921.712581 \text{ J} = 0.92171258 \text{ kJ}$$

A raíz de la energía de impacto, se obtiene la fuerza de impacto.

$$F_{imp} = \left((60 * 9.81) + \left(114552.893 * \frac{\pi}{4} * 0.2^2 \right) \right) * 0.95$$

$$F_{imp} = 4007.446 \text{ N} = 4.007446 \text{ kN}$$

Seguidamente se calcula la situación de retroceso del martillo. En esta situación el martillo se encuentra en abajo y el pistón arriba. La cámara inferior del pistón está en presión atmosférica ($P3=1\text{bar}$).

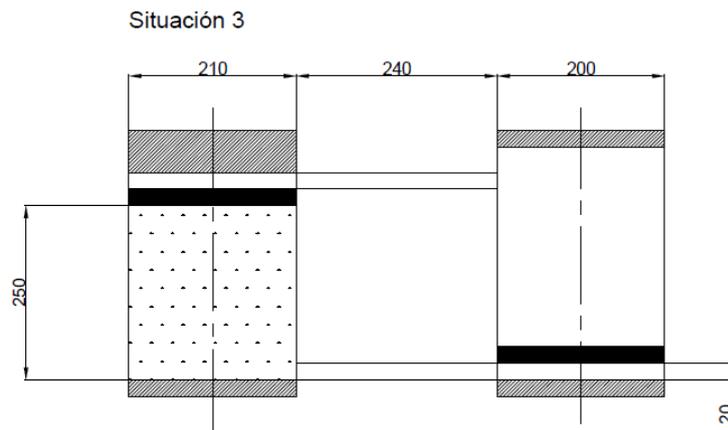


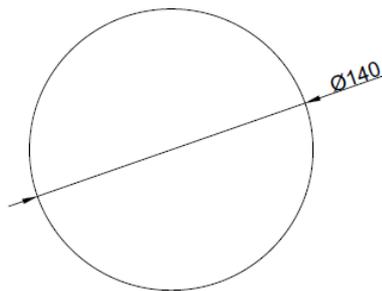
Figura 43: Situación 3, martillo abajo y pistón arriba.

Primero calculamos el volumen en la cámara inferior del pistón ($V3$). Pero antes de esto debemos conocer las secciones de los vástagos. La sección del vástago el pistón será:

$$A_{vp} = \frac{\pi}{4} * 0.14^2$$

$$A_{vp} = 0.0153938 \text{ m}^2$$

Vástago del Pistón



Vástago del Martillo

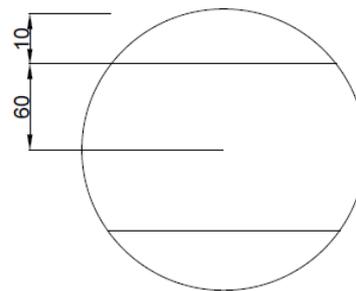


Figura 44: Vástagos

Para poder calcular la sección del vástago del martillo, primero debemos conocer el área de las cuerdas que cortan el vástago.

$$\alpha = 2 * \arccos\left(1 - \frac{1}{7}\right)$$

$$\alpha = 62.0054^\circ = 1.08219905 \text{ rad}$$

El área de la cuerda será:

$$A_c = \frac{7^2}{2} * (1.08219905 - \text{sen}(1.08219905))$$

$$A_c = 4.88056912 \text{ cm}^2 = 0.00048806 \text{ m}^2$$

Con estos datos ya se puede obtener la sección del vástago del martillo.

$$A_{vm} = \left(\frac{\pi}{4} * 0.14^2\right) - (2 * 0.00048806)$$

$$A_{vm} = 0.01441769 \text{ m}^2$$

Conociendo las secciones de los vástagos, ya se puede calcular V3.

$$\begin{aligned} V3 = & \left(\frac{\pi}{4} * 0.21^2 * 0.25\right) - (0.0153938 * 0.25) \\ & + \left(\left((0.04 * 0.02) + \left(\frac{\pi}{4} * 0.02^2\right)\right) * 0.24\right) + \left(\frac{\pi}{4} * 0.2^2 * 0.02\right) \\ & - (0.01441769 * 0.02) \end{aligned}$$

$$V3 = 0.00541793 \text{ m}^3 = 5.4179267 \text{ l}$$

Seguidamente calculamos (V4). En esta situación el martillo está arriba y el pistón abajo.

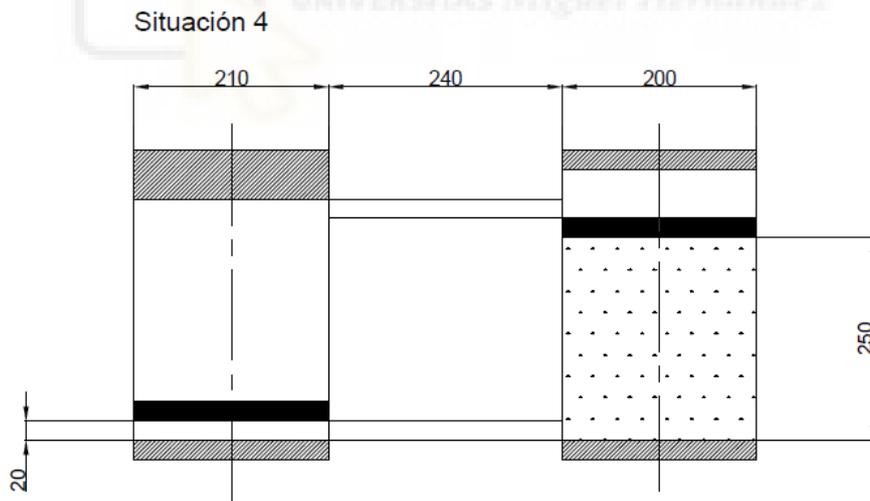


Figura 45: Situación 4, martillo arriba y pistón abajo

$$\begin{aligned} V4 = & \left(\frac{\pi}{4} * 0.2^2 * 0.25\right) - (0.01441769 * 0.25) + \left(\frac{\pi}{4} * 0.21^2 * 0.02\right) \\ & - (0.0153938 * 0.02) + \left(\left((0.04 * 0.02) + \left(\frac{\pi}{4} * 0.02^2\right)\right) * 0.24\right) \end{aligned}$$

$$V4 = 0.0049018 \text{ m}^3 = 4.90180241 \text{ l}$$

A continuación, se calculan las depresiones que se generan antes de llegar al punto muerto inferior y al punto muerto superior del pistón. Para calcular la depresión que se genera en la cámara superior del pistón (llegada al punto muerto inferior) partimos de la situación 2 a la situación 1. Para hacer este cálculo, primero se necesita conocer cuanta presión se pierde en la cámara del martillo durante el impacto. Esta presión (P2') se puede calcular a partir de la fuerza de presión generada durante el avance del martillo.

$$F_{pres} = 114552.893 * \frac{\pi}{4} * 0.2^2 * 0.95$$

$$F_{pres} = 3418.846 \text{ N} = 3.418846 \text{ kN}$$

Conociendo esta fuerza, se puede calcular la nueva presión (P2').

$$P2' = \frac{3418.846}{\frac{\pi}{4} * 0.2^2}$$

$$P2' = 108825.248 \text{ Pa} = 1.088252482 \text{ Pa}$$

Los volúmenes son los mismos que se han calculado anteriormente. Por lo que aplicando la ley de Boyle – Mariotte (P*V=cte.) obtenemos la presión P1'.

$$P1' = \frac{9.849255817 * 108825.248}{11.28260747}$$

$$P1' = 94999.99 \text{ Pa} = 0.9499999 \text{ bar}$$

Ahora se calcula la presión cuando el pistón llega al punto muerto superior. Para ello se sigue el anterior procedimiento. Lo primero se calcula la fuerza de presión en el retroceso del martillo.

$$F_{pres_r} = 110529.276 * \left(\left(\frac{\pi}{4} * 0.2^2 \right) - 0.01441769 \right) * 0.95$$

$$F_{pres_r} = 1784.8261 \text{ N} = 1.78486261 \text{ kN}$$

A raíz de esta fuerza se obtiene la nueva presión.

$$P4' = \frac{1784.8261}{\frac{\pi}{4} * 0.2^2}$$

$$P4' = 105002.812 \text{ Pa} = 1.050028119 \text{ bar}$$

Los volúmenes son los mismos que se han calculado anteriormente, por lo que aplicando la ley de Boyle – Mariotte ($P*V=cte.$) obtenemos la presión $P3'$

$$P3' = \frac{105002.812 * 4.91802413}{5.417926702}$$

$$P3' = 95314.38 \text{ Pa} = 0.9531438 \text{ bar}$$

Con esta fuerza de impacto se hará un análisis de tensiones en el martillo, y con las depresiones se calculará el sistema de lubricación.

12. ANÁLISIS DE TENSIONES EN EL MARTILLO

12.1. Procedimiento

En el presente anexo se va a realizar un estudio de tensiones en el módulo de elementos finitos que proporciona Autodesk Inventor. El objetivo es garantizar que el martillo cumple con las exigencias que se le requieren, es decir, que soporte los golpes.

Lo primero que debemos conocer son las dimensiones básicas del martillo y su masa.

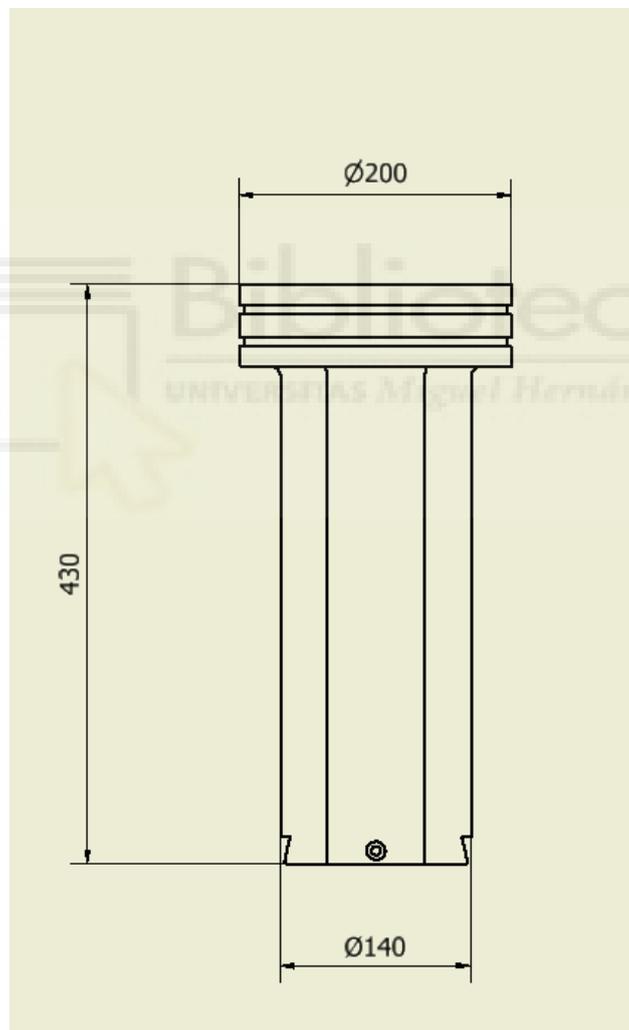


Figura 46: Medidas básicas del martillo

La masa del martillo es de 60 kg fabricado en acero de alta resistencia tipo F-125. Además debemos conocer también el material de los dados y del yunque, ya que serán los principales afectados en el golpe. El yunque está fabricado en acero de alta resistencia

F-133. Los dados están fabricados igual que el martillo en acero de alta resistencia F-125. La resistencia de estos aceros se encuentra entre los 650 – 950 N/mm².

Una vez conocemos las características de las piezas ya se puede iniciar el análisis. Lo primero que se debe hacer es asegurar que todos los materiales se han asignado correctamente en el módulo de elementos finitos.

Componente	Material original	Material de anulación	Coeficiente de seguridad
▶ - Martinete 2.iam			
Bastidor 2:1	Hierro, gris	(Según definición)	Límite de elasticidad
Martillo:1	Acero, alta resistencia, alead	(Según definición)	Límite de elasticidad
Complemento_martillo:1	Acero, alta resistencia, alead	(Según definición)	Límite de elasticidad
Piston:1	Acero, aleación	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4379 (Cilíndricos) 32	Cobre, aleado	(Según definición)	Límite de elasticidad
Sujetador_biela:1	Acero, forjado	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4762 M6 x 50:1	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 7089 6:1	Acero inoxidable	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 7089 6:2	Acero inoxidable	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4032 M6:1	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4762 M6 x 50:2	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 7089 6:3	Acero inoxidable	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 7089 6:4	Acero inoxidable	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4032 M6:2	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
Cazoleta:1	Acero, aleación	(Según definición)	Límite de elasticidad
Biela:1	Acero, forjado	(Según definición)	Límite de elasticidad
Tapa_superior_piston:1	Acero, aleación	(Según definición)	Límite de elasticidad
Tapa_inferior_martillo:1	Acero, fundido	(Según definición)	Límite de elasticidad
Tapa_superior_martillo:1	Acero, fundido	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:1	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:2	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:3	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:4	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:5	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:6	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:7	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:8	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:9	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:10	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad
ISO 4017 M8 x 50:11	Acero inoxidable, 440C	(Según definición)	Límite de elasticidad

Figura 47: Lista de materiales

Seguidamente se restringe la base del martinete como fija, simulando que es el suelo donde reposa el martinete. Posteriormente se asignan las cargas correspondientes para el análisis, concretamente la fuerza en el momento del impacto $F=4007,446N$

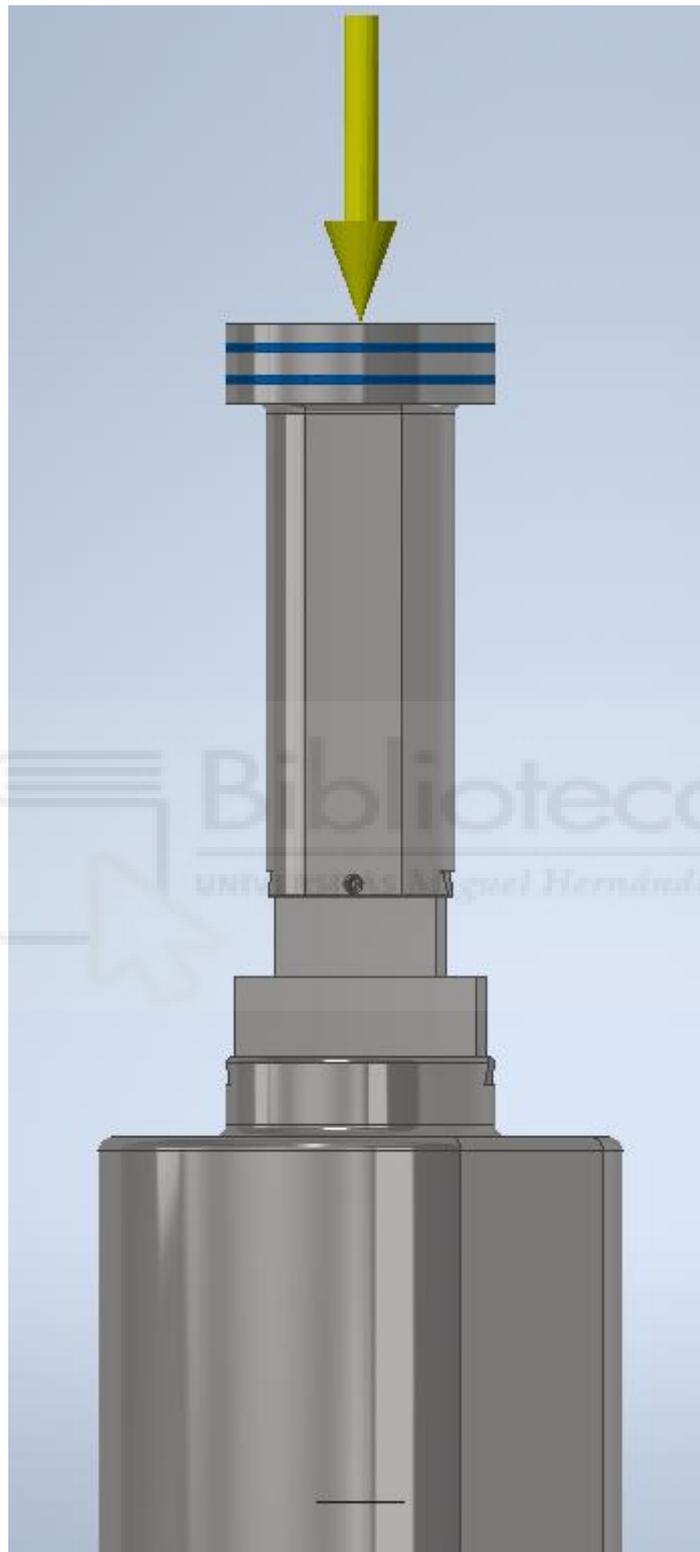


Figura 48: Carga

Una vez colocada la carga, es el momento de asignar los contactos. El inventor automáticamente hace contactos bloqueados, lo cual no interesa en la zona en la que se va a trabajar, ya que no es la opción realista. Por ello todos los contactos entre el martillo y el bastidor y el martillo y la tapa inferior se cambian a contactos deslizantes/sin separación. El contacto entre los dados se cambia a separado.

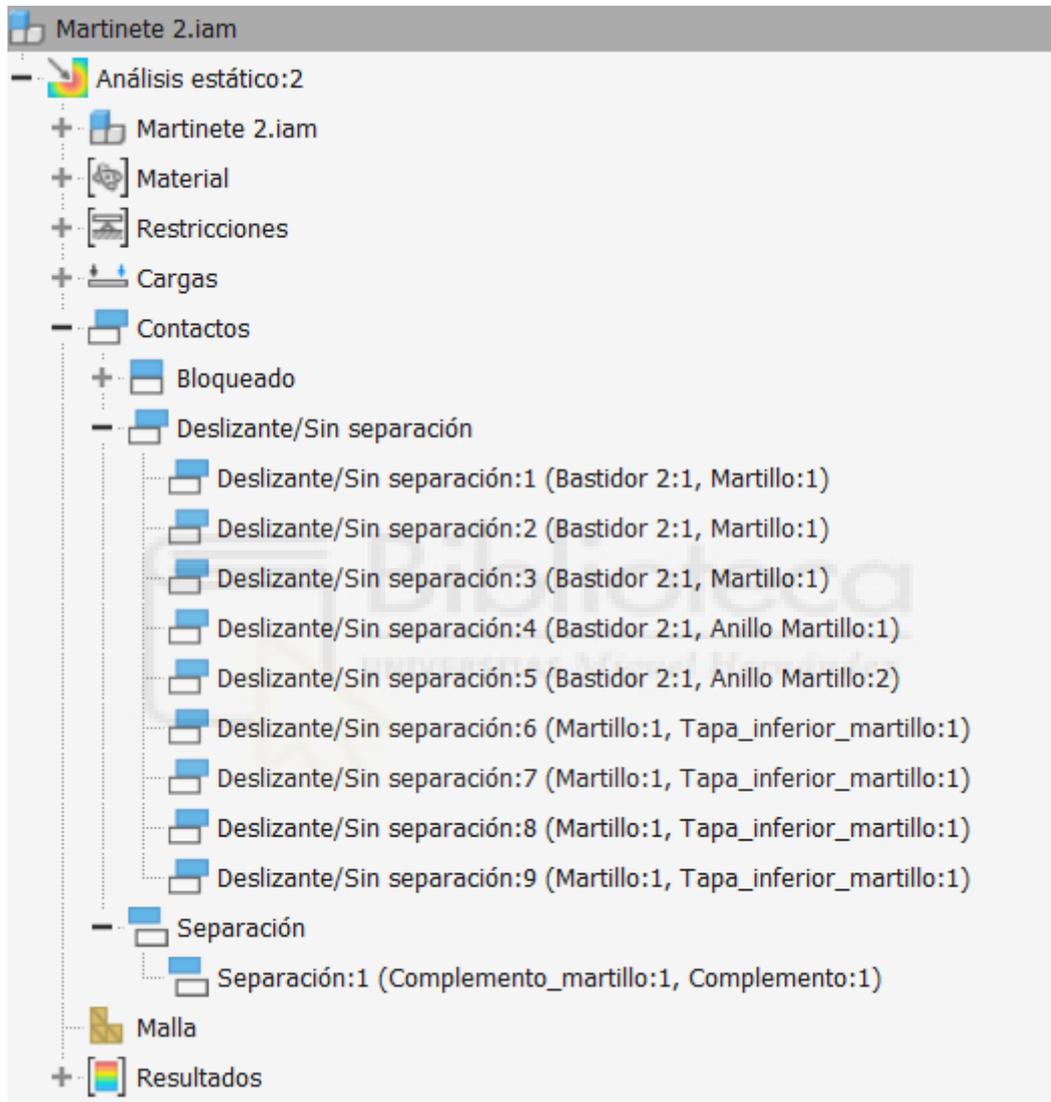


Figura 49: Contactos

Con todos estos pasos dados, se visualiza la malla y se ejecuta el análisis. Finalizado el análisis se procede a observar los resultados.

12.2. Resultados

El primer resultado que obtenemos es la tensión de Von Mises.

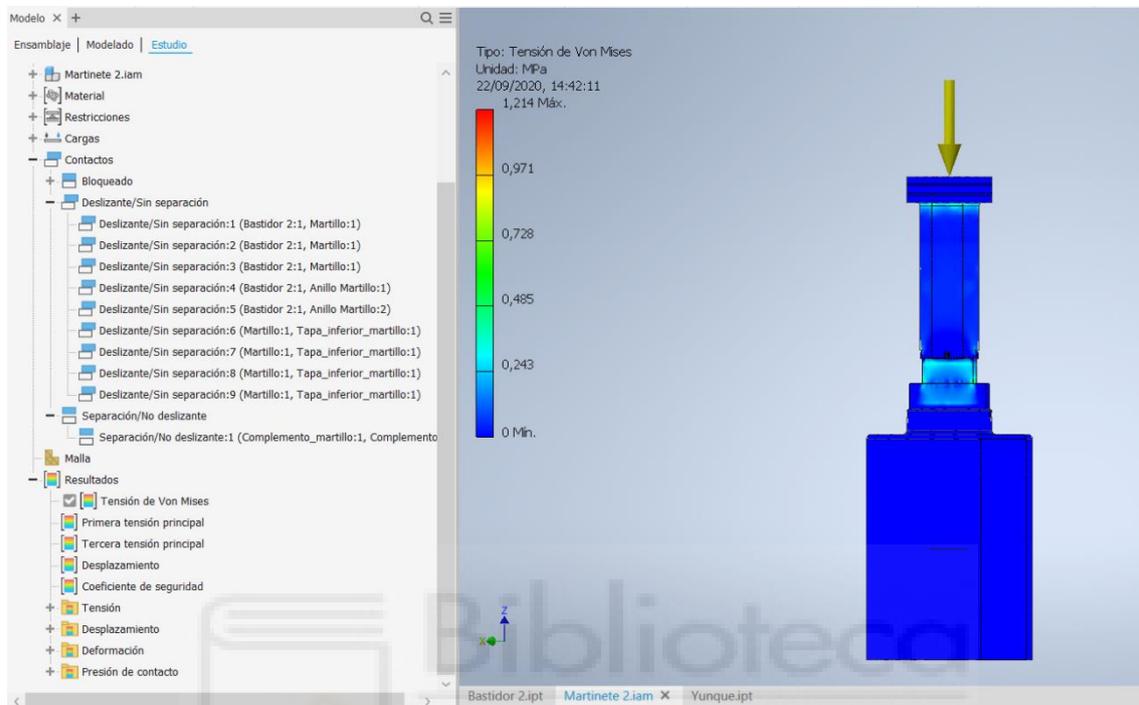


Figura 50: Tension de Von Mises

Como se puede observar, la zona donde más sufre el martillo es en la cara del dado donde impacta, teniendo una tensión máxima de 1,214 Mpa. La tensión se disipa en el vástago del martillo volviendo a tener un repunte justo en la unión entre el vástago y la cabeza del martillo. Esto se debe a que es un concentrador de tensiones.

El siguiente resultado a estudiar es el de la deformación que sufre el martillo.

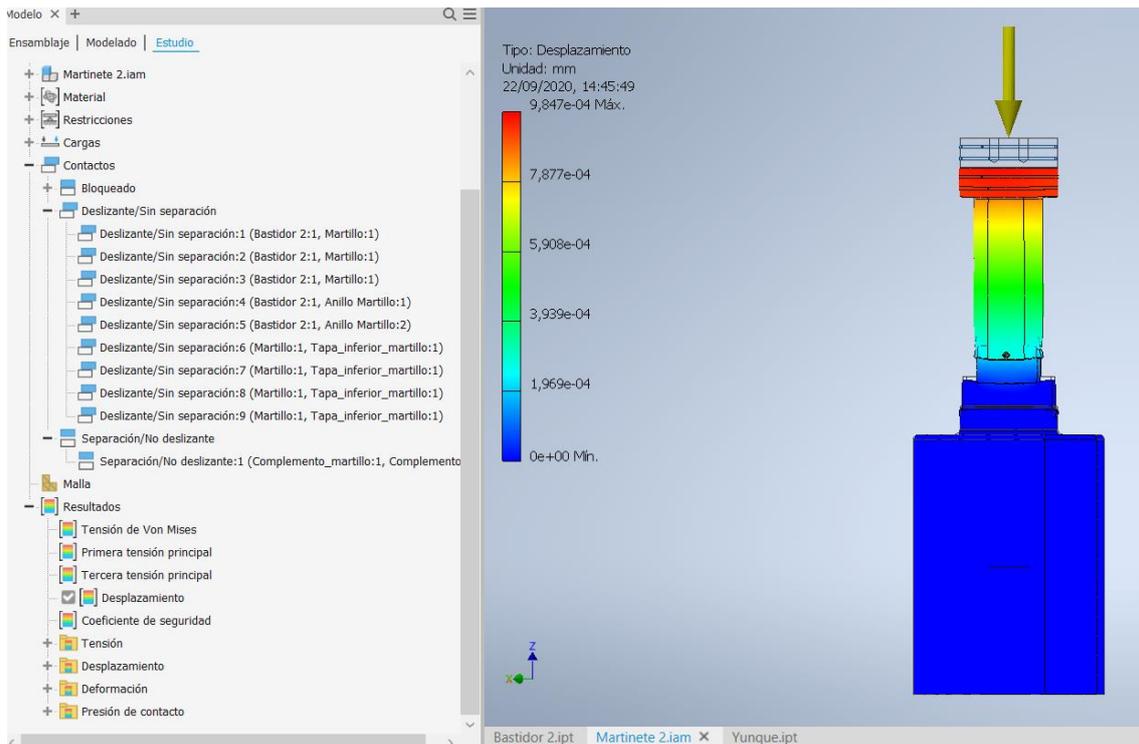


Figura 51: Deformaciones

La deformación más severa se encuentra en la cabeza del martillo siendo $9,847 \times 10^{-4}$ mm. Como se puede ver, es una defromación muy pequeña. Este tipo de defromacion tiene sentido en un impacto, ya que la inercia empuja la cabeza del pistón hacia abajo.

Finalemnte se expone el coeficiente de seguridad que tiene el martillo.

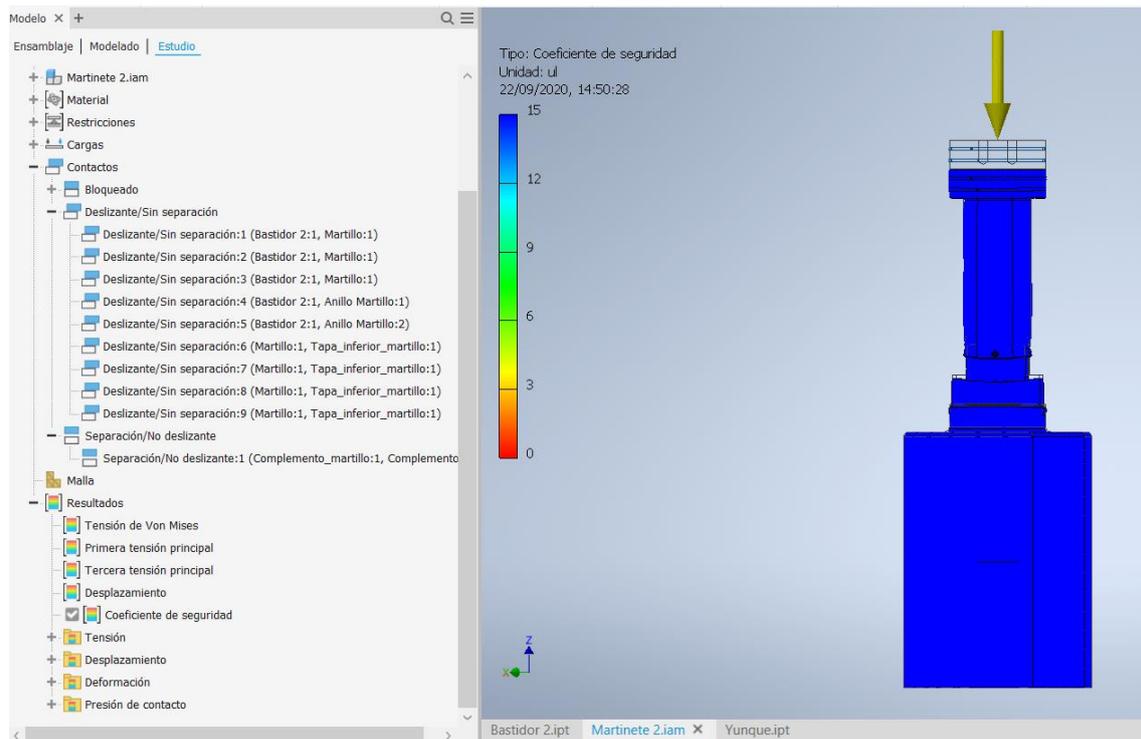


Figura 52: Coeficiente de seguridad.

Como se observa, el martillo tiene un coeficiente de seguridad elevado. Esto garantiza que el martillo resistirá los golpes y no se romperá.

13. SISTEMA DE TRANSMISIÓN

En el presente anexo se procede a calcular el sistema de transmisión por correa. Para ello nos apoyaremos en el catálogo de correas de transmisión industrial de Dunlop (Dunlop). Lo primero es anotar los datos de partida.

Tabla 4: Datos del motor

Motor			
Horas de trabajo	8 h/día		
Revoluciones	1440 rpm		
Potencia	5.5 kW	7.5 Cv	7.5 HP

Tabla 5: Datos del martinete

Martinete	
Revoluciones	245 rpm
Distancia entre ejes	688.73 mm
D	630 mm

El primer paso es obtener el coeficiente de corrección de la potencia. En este catálogo lo encontramos en la tabla nº3.

Tabla Nº 3 - Coeficiente de corrección de la potencia						
Tipo de máquina conductora Tipo de máquina conducida	Motores de corriente alterna, torque normal, a jaula de ardilla, sincrónicos, fase partida. Motores de corriente continua, bobinado en shunt. Máquinas de combustión interna, cilindros múltiples.			Motores de corriente alternada, alto torque, alto deslizamiento, bobinado en serie y anillado colector. Motores de corriente continua, bobinado en serie y bobinado compound. Máquina a combustión interna, monocilíndrica. Ejes en línea. Arranque directo y con embrague		
	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias	Servicio intermedio hasta 7 horas diarias	Servicio normal 8 a 15 horas diarias	Servicio continuo más de 16 horas diarias
Agitador para líquidos y semilíquidos, ventiladores y aspiradores, compresores y bombas centrífugas. Sopladores hasta 10 HP. Transportadores livianos.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Cintas transportadoras para arena, granos, etc. Mezcladores de panadería. Sopladores de más de 10 HP, generadores. Línea a ejes (ejes principales), máquinas de lavaderos, máquinas herramienta, punzadoras, prensa, guillotinas, bombas rotativas positivas, Máquinas de imprenta, zarandas vibradoras y giratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquina de ladrillos y cerámicas, elevadores a cangilones. Generadores y excitatrices. Compresores a pistón, transportadores, molinos a martillos, molinos batidores para papel, bombas a pistón, sopladores positivos. Pulverizadores, desmenizadores.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6

Figura 53: Tabla Nº3 Coeficiente de corrección de la potencia.

El coeficiente de corrección de la potencia seleccionado es $F_{cp} = 1.2$ ya que la máquina trabaja 8h o más diarias y entra dentro del grupo de máquinas tipo prensas, maquinas elevadoras, etc.

Seguidamente se calcula la potencia corregida. Esta potencia se calcula como $P_c = P * F_{cp}$.

$$P_c = 5.5 * 1.2$$

$$P_c = 6.6 \text{ kW}$$

Una vez conocida la potencia corregida, se debe seleccionar el tipo de correa que se va a utilizar. Para ello vamos al grafico n°1 para selección de correas.

GRAFICO N° 1 PARA LA ELECCION DE LA SECCION DE LA CORREA

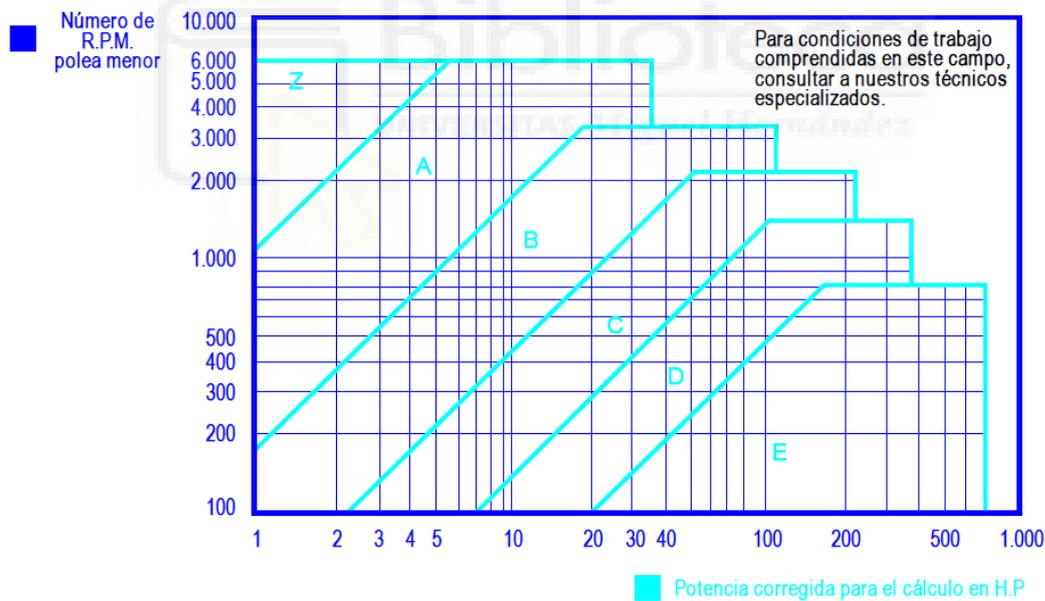


Figura 54: Gráfico para seleccionar correa

Como se puede observar en la figura 54, para nuestra máquina debemos seleccionar el tipo de correa A, ya los 1440 rpm del motor los 6.6 kW de potencia corregida entran dentro del rango de esta.

Seguidamente se calcula la relación de transmisión y los diámetros de las poleas. La relación de transmisión en un primer momento es:

$$i = \frac{1440}{245}$$

$$i = 5.877$$

Con esta relación, obtenemos el diámetro de la polea motor.

$$d = \frac{630}{5.877}$$

$$d = 107.18 \text{ mm}$$

Como este diámetro no es apto para el funcionamiento, vamos a la tabla n°1 del manual para ver que diámetro es el óptimo.

DIAMETRO PRIMITIVO DE LAS POLEAS

Tabla N° 1							Tabla N° 1						
Ø mm	Z	A	B	C	D	E	Ø mm	Z	A	B	C	D	E
50							315	••	••	••			
53							355	•	•	•		••	
56							375		•				
60	•						400	••	••	••		••	
63	••						425						•
67	•						450	•	•	•		••	
71	••	•					475						•
75	•	•					500	••	••	••		••	••
80	••	•					530						•
90	•	••					560	•	•	•		•	••
95		•					600		•			•	•
100	••	••					630	••	••	••		••	••
106		•					670						•
112	•	••	•				710	•	•	•		•	••
118		•					750		•				•
125	••	••	•				800		••	••		••	••
132		•					900		•	•			•
140	•	••	••				1000		••	••		••	••
150	•	•					1060						•
160	••	••	••				1120			•			•
170			•				1250			••		••	••
180	•	••	••				1400			•			•
200	••	••	••	••			1500					•	•
212							1600			••		••	••
224	•	•	•				1800					•	•
236							1900						•
250	•	••	••	••			2000					••	••
265							2240						•
280		•	•	••			2500						••
300		•	•	•			3000						

Según normas BS 3790 • Diámetro especificado. •• Diámetro especialmente recomendado.

IMPORTANTE: Al aumentar el diámetro de polea aumenta la vida útil de la correa.

Figura 55: Tabla N°1 Diámetros óptimos

Como se observa en la tabla, el diámetro óptimo para esta sección de correa más cercano al calculado anteriormente es el $d = 112 \text{ mm}$. Con el nuevo diámetro se vuelve a calcular la relación de transmisión y la nueva velocidad angular en la polea grande.

$$i = \frac{630}{112}$$

$$i = 5.625$$

$$\omega_D = \frac{1440}{5.625}$$

$$\omega_D = 256 \text{ rpm}$$

Seguidamente se debe calcular la longitud primitiva de la correa, y posteriormente se selecciona una longitud normalizada en la tabla N°6.

$$L = (2 * 688.73) + (1.57 * (630 + 112)) + \frac{(630 - 112)^2}{4 * 675}$$

$$L = 2639.7981 \text{ mm}$$

81	-	2093	2103	2113	-	-
82	-	2116	2126	2145	-	-
83	-	2133	2151	2170	-	-
84	-	2167	2177	2196	-	-
85	-	2193	2203	2221	-	-
86	-	2220	2230	2247	-	-
87	-	2245	2258	2273	-	-
88	-	2273	2283	2299	2313	-
89	-	2299	2304	2326	2339	-
90	-	2319	2329	2348	2366	-
91	-	2344	2355	2374	2392	-
92	-	2370	2380	2400	2418	-
93	-	2393	2403	2422	2445	-
94	-	2421	2431	2448	2471	-
95	-	2446	2456	2475	2497	-
96	-	2471	2481	2500	2523	-
97	-	2497	2508	2524	2550	-
98	-	2533	2543	2562	2576	-
99	-	2554	2558	2587	2602	-
100	-	2573	2583	2602	2629	-
101	-	2599	2609	2622	2655	-
102	-	2624	2643	2653	2681	-
103	-	2650	2659	2679	2707	-
104	-	2683	2693	2704	2726	-
105	-	2700	2710	2729	2752	-
106	-	2726	2743	2754	2778	-
107	-	2758	2761	2780	2805	-
108	-	2776	2793	2812	2831	-
109	-	2802	2819	2838	2857	-
110	-	2833	2843	2862	2876	-

Figura 56: Tabla N°6 Longitud primitiva

Con la longitud anteriormente calculada, vamos a la tabla N°6 del manual y seleccionamos la longitud normalizada superior, es decir $L = 2650\text{mm}$. Con esta longitud se obtiene el factor de corrección en función de la longitud de la correa. Este factor se obtiene de la tabla N°4 del manual.

38	0.95	0.90	0.85	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-
158	-	-	1.13	1.02	0.92	-
173	-	-	1.15	1.04	0.93	-
180	-	-	1.16	1.05	0.94	0.91
195	-	-	1.18	1.07	0.96	0.92
210	-	-	1.19	1.08	0.98	0.94
240	-	-	1.22	1.11	1.00	0.96
270	-	-	1.25	1.14	1.03	0.99
300	-	-	1.27	1.16	1.05	1.01
330	-	-	-	1.19	1.07	1.03
360	-	-	-	1.21	1.09	1.05
390	-	-	-	1.23	1.11	1.07

Figura 57: Tabla N°4 Factor de corrección en función de la longitud de la correa

El factor seleccionado es $F_{cl} = 1.1$

A continuación, se calcula el arco de contacto de la correa, y a raíz de él se obtiene el factor de corrección debido al ángulo.

$$\alpha = 180 - \frac{57 * (630 - 112)}{688.73}$$

$$\alpha = 137.1297^\circ$$

Con este ángulo se obtiene el factor de corrección en función del ángulo de contacto en la tabla N°5 del manual. En este caso será $F_\alpha = 0.88$

TABLA N° 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO

Tabla N° 5	Factor de corrección	
	Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83
140°	0.89	0.84
137°	0.88	0.85
134°	0.87	0.85
130°	0.86	0.86
127°	0.85	0.85
124°	0.84	0.84
120°	0.82	0.82
118°	0.81	0.81

Figura 58: Tabla N°5 Factor de corrección en función del ángulo de contacto

El siguiente paso es calcular la velocidad lineal de la correa.

$$V = \frac{\pi * 112 * 1440}{60 * 1000}$$

$$V = 8.44 \frac{m}{s}$$

Posteriormente se saca la prestación base y adicional por correa y con ello la potencia efectiva. La prestación base es igual a 1.84 Hp y la adicional 0.2 Hp. Sumando ambas se obtiene la prestación total.

$$P_b = 2.14 + 0.24$$

$$P_b = 2.38 \text{ Hp}$$

A raíz de esto, se calcula la potencia efectiva por correa. Para ello debemos multiplicar la potencia base por el factor de corrección de la longitud y el factor de corrección del ángulo de contacto.

$$P_e = 2.38 * 1.1 * 0.88$$

$$P_e = 2.30384 \text{ Hp}$$

Con esta potencia sacamos la cantidad de correas que se necesitan para accionar el martinete.

$$N^\circ \text{ de correas} = \frac{7.5}{2.30384}$$

$$N^\circ \text{ de correas} = 3.2554 \rightarrow 4 \text{ correas}$$

Para finalizar se exponen todos los datos de la instalación de la transmisión. Tanto el motor como las poleas deben estar protegidas por una reja metálica por la seguridad de los trabajadores.

Tabla 6: Instalación de la transmisión

Motor		
Diámetro de la polea	112	mm
Velocidad angular	1440	rpm
Potencia	7.5	Cv
Martinete		
Diámetro de la polea	630	mm
Velocidad angular	256	rpm
Nº de correas	4	unidades
Tipo de correa	Sección A trapezoidal	

14. SISTEMA DE LUBRICACIÓN

En el presente anexo se harán los cálculos hidráulicos para el sistema de lubricación. Primero se expone un esquema de la instalación y los datos de esta. Además de los datos del líquido lubricante, en este caso aceite tipo HLP 46.

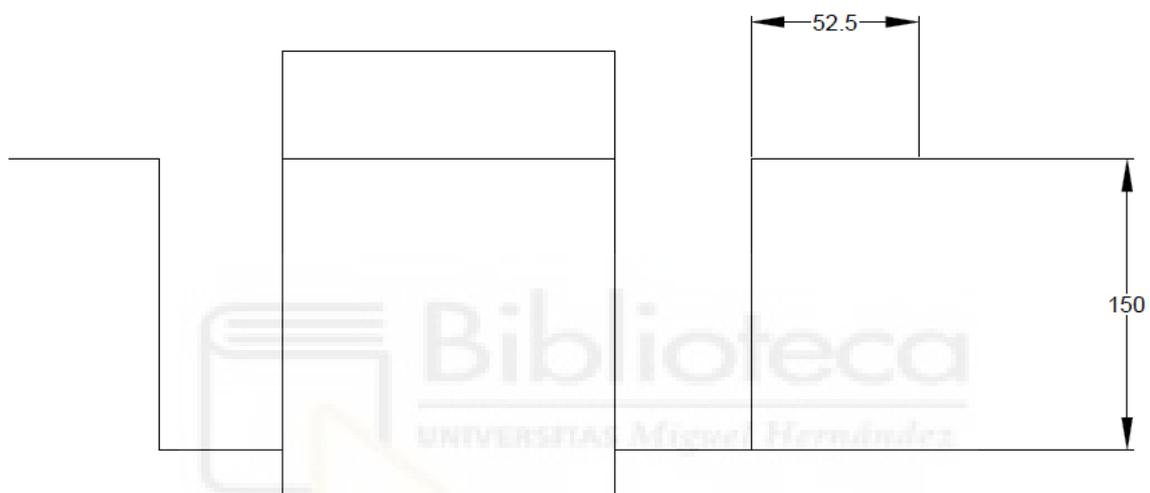


Figura 59: Esquema de la instalación del sistema de lubricación

Tabla 7: Datos de partida

Datos		
Presión depósito	100000	Pa
Presión en el pistón	95000	Pa
D de conductos	12	mm
Densidad aceite	880	Kg/m ³
Viscosidad	0.000045	m ² /s

Como no conocemos ni caudal ni velocidad del fluido, el objetivo es conocer en qué régimen se mueve el fluido, es decir, si es laminar o turbulento. Por lo tanto, se supone en un primer momento que funciona en régimen laminar.

Lo primero que se debe calcular es la presión reducida mediante la siguiente ecuación:

$$P_e = \frac{P_1 - P_2}{L}$$

Siendo L la longitud del conducto, P1 la presión en el depósito y P2 la presión a la salida de los cilindros.

$$P_e = \frac{100000 - 95000}{0.2025}$$

$$P_e = 24691.35 \text{ Pa}$$

Con la presión reducida se obtiene el caudal con la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{\pi * P_e}{128 * \mu} * D^4$$

Siendo μ la viscosidad dinámica. Esta última debemos calcularla antes que el caudal a partir de la viscosidad.

$$\mu = \vartheta * \rho$$

$$\mu = 0.000045 * 880$$

$$\mu = 0.0396 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}$$

Con la viscosidad dinámica ya se puede obtener el caudal.

$$Q = \frac{\pi * 24691.35}{128 * 0.0396} * 0.012^4$$

$$Q = 0.0003173 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0.317 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

Seguidamente calculamos la velocidad del fluido.

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{0.0003173}{\frac{\pi}{4} * 0.012^2}$$

$$V = 2.805 \frac{m}{s}$$

Con esta velocidad podemos calcular el número de Reynolds para garantizar que nos encontramos en régimen laminar.

$$Re = \frac{V * D}{\vartheta}$$

$$Re = \frac{2.805 * 0.012}{0.000045}$$

$$Re = 748$$

El número de Reynolds obtenido es menos a 2300 por lo que el fluido funciona en régimen laminar. Esto quiere decir que los resultados obtenidos anteriormente son los correctos en esta instalación.

15. PANDEO BIELA

Para calcular la resistencia a pandeo de la biela diseñada en este proyecto, lo primero es conocer las dimensiones de la barra y los datos de resistencia a fluencia, el módulo elástico y la fuerza que se ejerce en la biela.

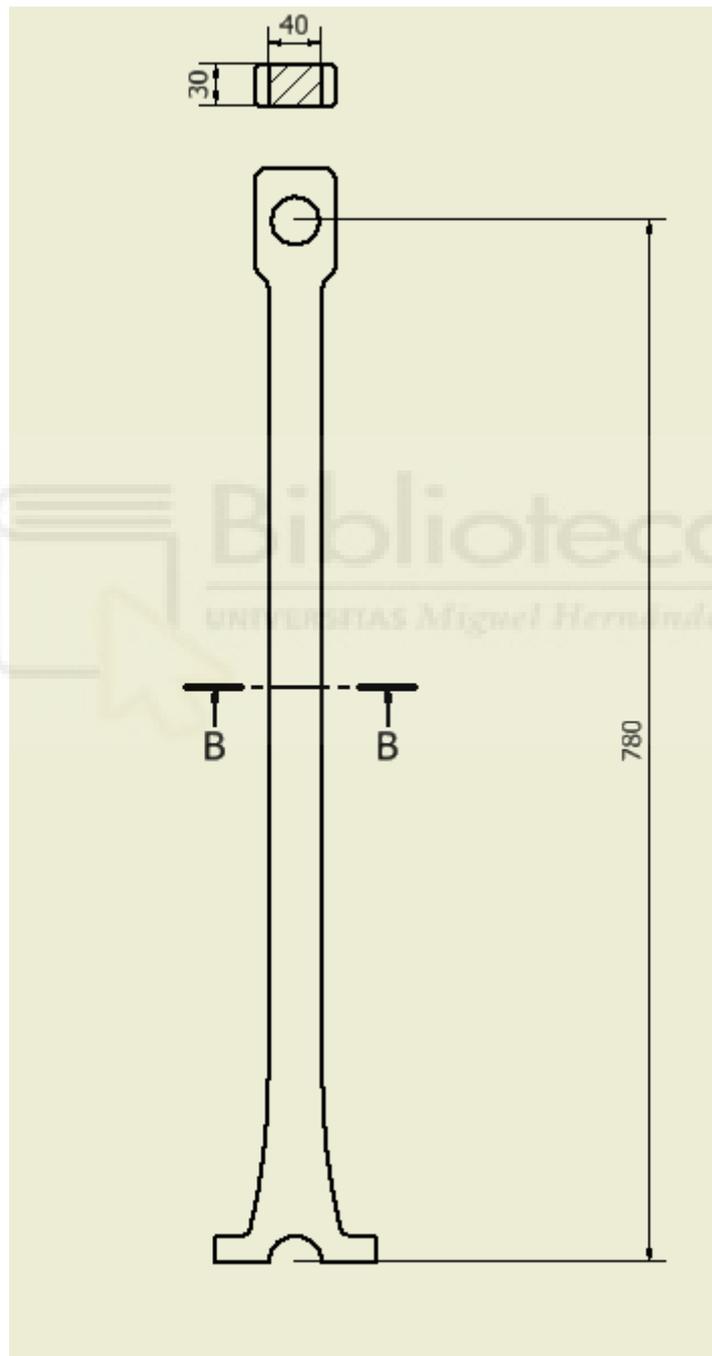


Figura 60: Dimensiones de la biela

Tabla 8: Datos

Datos		
Tipo de acero	F-114	
Resistencia última (S_{ut})	700	MPa
Resistencia a fluencia (S_y)	500	MPa
Módulo elástico (E)	210000	MPa
Fuerza	1785.3	N
Longitud (L)	780	mm
Área	40x30	mm

Lo primero es comprobar la longitud efectiva de la barra. Para ello se comprueba en la siguiente tabla obtenida del libro de Norton (Norton).

Condiciones de extremo	Valores teóricos	Recomendados por la AISC*	Valores conservadores
Redondeada-redondeada	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Articulada-articulada	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Empotrada-libre	$l_{ef} = 2l$	$l_{ef} = 2.1l$	$l_{ef} = 2.4l$
Empotrada-articulada	$l_{ef} = 0.707l$	$l_{ef} = 0.80l$	$l_{ef} = l$
Empotrada-empotrada	$l_{ef} = 0.5l$	$l_{ef} = 0.65l$	$l_{ef} = l$

Figura 61: Tabla de condiciones de extremo y factores de longitud efectiva de la columna

Como la biela es una barra articulada – articulada la longitud efectiva (L_{ef}) es igual a la longitud de la barra (L). Seguidamente se calcula la razón de esbeltez de la barra (S_r). Para poder hacerlo se necesita calcular el radio de giro (k). Para ello se necesita conocer el momento de inercia más pequeño de la barra.

$$S_r = \frac{L_{ef}}{k}$$

$$k = \sqrt{I/A}$$

$$I_x = \frac{30 * 40^3}{12}$$

$$I_x = 160000 \text{ mm}^4$$

$$I_y = \frac{30^3 * 40}{12}$$

$$I_y = 90000 \text{ mm}^4$$

Se selecciona el momento de inercia más pequeño, en este caso I_y , para calcular el radio de giro.

$$k = \sqrt{\frac{90000}{30 * 40}}$$

$$k = 8.66 \text{ mm}$$

Conociendo el radio de giro ya se puede obtener la razón de esbeltez de la barra.

$$S_r = \frac{780}{8.66}$$

$$S_r = 90.06928$$

Como la razón de esbeltez calculada es menor que 10 ($S_r < 10$) no se puede considerar una barra corta, por lo que hay que asegurar que no pandea. Para ello calculamos la esbeltez límite.

$$(S_r)_D = \pi * \sqrt{\frac{2 * E}{S_y}}$$

$$(S_r)_D = \pi * \sqrt{\frac{2 * 210}{0.5}}$$

$$(S_r)_D = 91.05$$

Como la razón de esbeltez es menor que la esbeltez límite ($S_r < (S_r)_D$) la barra se encuentra en la región de Johnson. Esto se puede observar en la siguiente gráfica del libro de Norton (Norton).

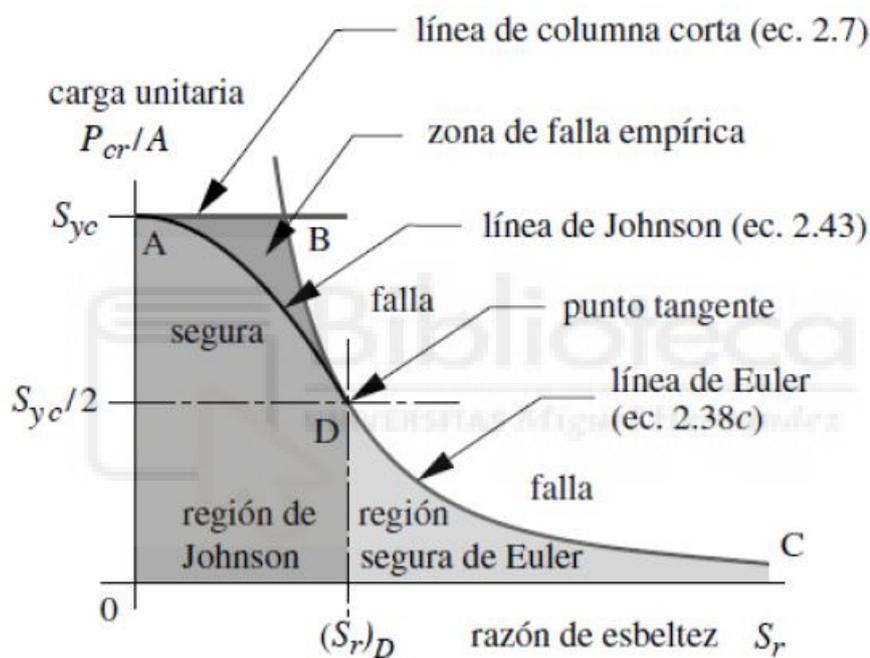


Figura 62: Líneas de falla de una columna

Conociendo que se encuentra en la región de Johnson, se calcula la carga crítica con la fórmula de Johnson.

$$P_{cr} = A * \left(S_y - \frac{1}{E} * \left(\frac{S_y * S_r}{2 * \pi} \right)^2 \right)$$

$$P_{cr} = 30 * 40 * \left(500 - \frac{1}{210000} * \left(\frac{500 * 90.069}{2 * \pi} \right)^2 \right)$$

$$P_{cr} = 306442.68 \text{ N}$$

Una vez calculada la carga crítica, ya se puede calcular el coeficiente de seguridad.

$$CS = \frac{P_{cr}}{F}$$

$$CS = \frac{306442.68}{1785.3}$$

$$CS = 171.64$$

Como se puede observar el coeficiente de seguridad es elevado, esto garantiza que la biela no pandeará.



16. FATIGA DEL ÁRBOL

16.1. Esfuerzos en el árbol

Para calcular los esfuerzos en el árbol, lo primero es conocer la geometría del árbol y posteriormente las cotas de los apoyos y la situación de las cargas que actúan sobre él.

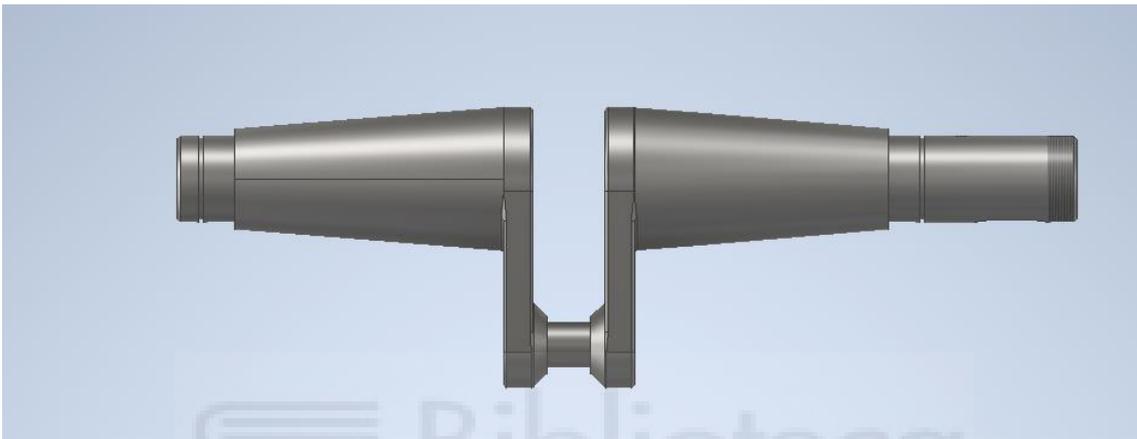


Figura 63: Geometría del árbol

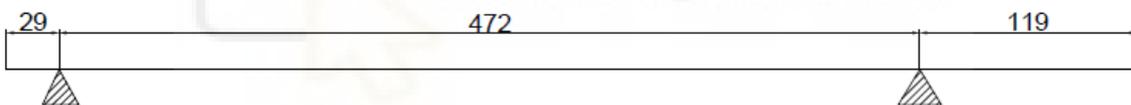


Figura 64: Cota de los apoyos

Los datos del acero y las cargas que actúan en el árbol se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 9: Datos del acero y cargas

Datos		
Resistencia última (S_{ut})	630	MPa
Límite a fluencia (S_y)	450	MPa
Par motor	36.5	Nm
Tensión por correa (T_c)	231.303	N
Tensión en la rama pasiva	29% de T_c	
Relación de transmisión	5.625	
Excentricidad del árbol	115	mm

El momento torsor en el árbol se obtiene a través del par del motor y la relación de transmisión. Este torsor se encuentra en la parte derecha del árbol (figura 64).

$$T = 5.625 * 36.5$$

$$T = 205.31 Nm$$

La fuerza en la biela se calcula a raíz del torsor y la excentricidad del árbol. Esta fuerza se aplica en el plano vertical del árbol.

$$F_b = \frac{205.31}{0.115}$$

$$F_b = 1785.3 N$$

A raíz de la tensión en la correa, se obtiene la tensión en las 4 correas tanto en la parte activa como en la pasiva. Conociendo estas tensiones, se pueden sacar las fuerzas que actúan en el árbol en el plano horizontal y en el plano vertical. El ángulo respecto a la horizontal de la parte activa es de 35.28° y el de la parte pasiva es de 7.5° .

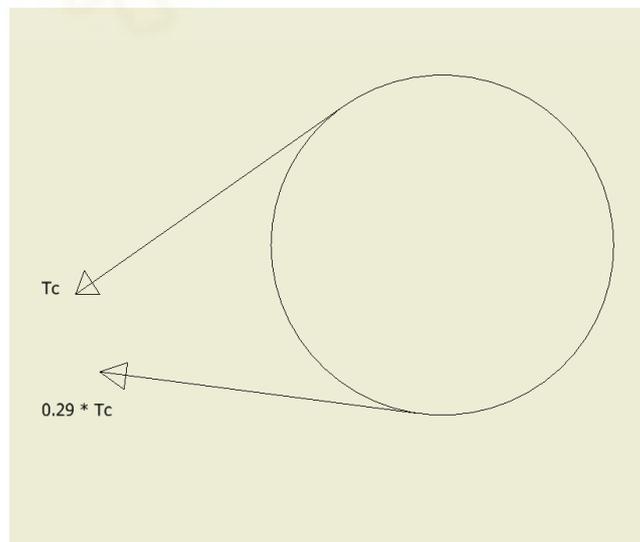


Figura 65: Tensiones en la polea

La tensión en la parte activa es T_c .

$$T_c = 4 * 231.303$$

$$T_c = 925.212 \text{ N}$$

Esta tensión se puede disgregar en las dos fuerzas que actúan en el plano vertical y horizontal.

$$F_{1H} = 925.212 * \cos(35.28^\circ)$$

$$F_{1H} = 755.28 \text{ N}$$

$$F_{1V} = 925.212 * \text{sen} (35.28^\circ)$$

$$F_{1V} = 534.37 \text{ N}$$

La tensión en la parte pasiva se obtiene a raíz de la tensión T_c .

$$T'_c = 0.29 * 925.212$$

$$T'_c = 268.31 \text{ N}$$

Esta tensión se puede disgregar en la fuerza horizontal y vertical que afectan al árbol.

$$F_{2H} = 268.31 * \cos(7.5^\circ)$$

$$F_{2H} = 266.01 \text{ N}$$

$$F_{2V} = 268.31 * \text{sen} (7.5^\circ)$$

$$F_{2V} = 35.021 \text{ N}$$

Conocidas ya todas las cargas que actúan en el eje, se calculan los esfuerzos en el plano vertical y en el plano horizontal.

- Esfuerzos en el plano horizontal

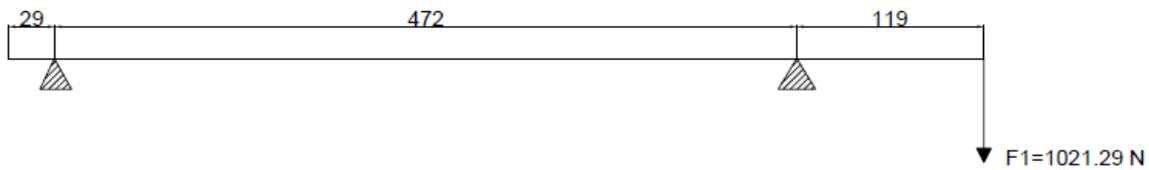


Figura 66: Carga en el plano horizontal

La fuerza $F_1 = 1021.29 \text{ N}$ es la carga resultante de la suma de F_{1H} y F_{2H} . Seguidamente se calculan las reacciones en los apoyos, siendo R_a la reacción en el apoyo izquierdo y R_b la reacción en el apoyo derecho. Para ello se plantea el sumatorio de fuerzas y el sumatorio de momentos para obtenerlas.

$$\sum F = 0 \rightarrow R_a + R_b - 1021.29 = 0$$

$$\sum M = 0 \rightarrow (R_b * 472) - (1021.29 * 591) = 0$$

$$R_a = -257.48 \text{ N} ; R_b = 1278.77 \text{ N}$$

Seguidamente se calculan los esfuerzos cortantes y los momentos flectores, cuyas resultantes son las siguientes.

Tabla 10: Resultantes

Momento en apoyo A (M_a)	0	Nm
Momento en apoyo B (M_b)	121.53351	Nm
Momento en la biela (M)	60.76823	Nm
Cortante en apoyo A (V_a)	257.48	N
Cortante en apoyo B (V_b)	-1021.29	N

Seguidamente se exponen los diagramas de cortantes y flectores en el plano horizontal.

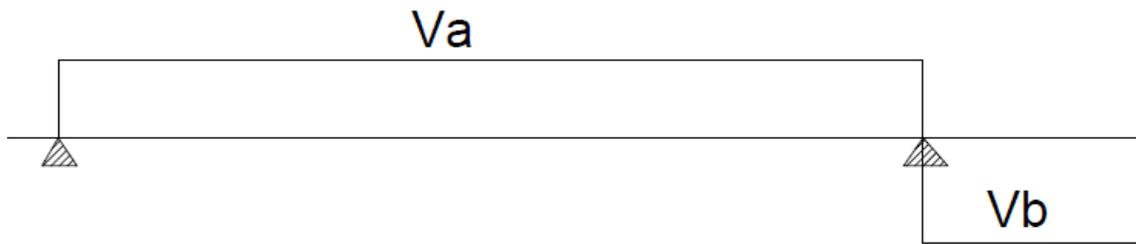


Figura 67: Diagrama de cortantes

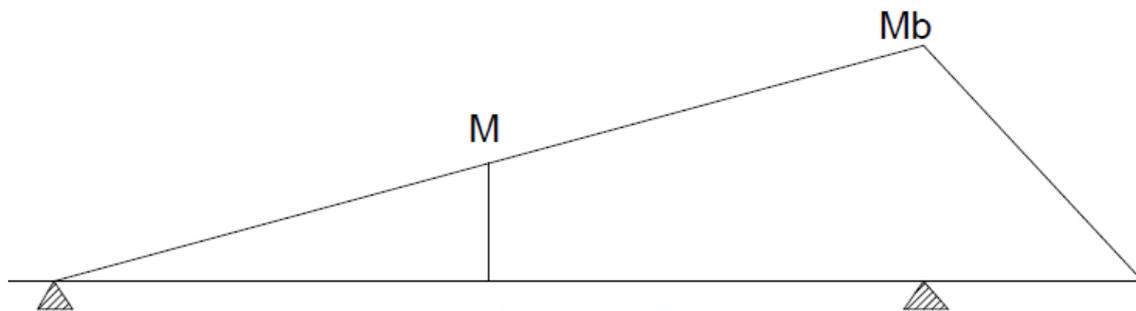


Figura 68: Diagrama de momentos flectores

- Esfuerzos en plano vertical

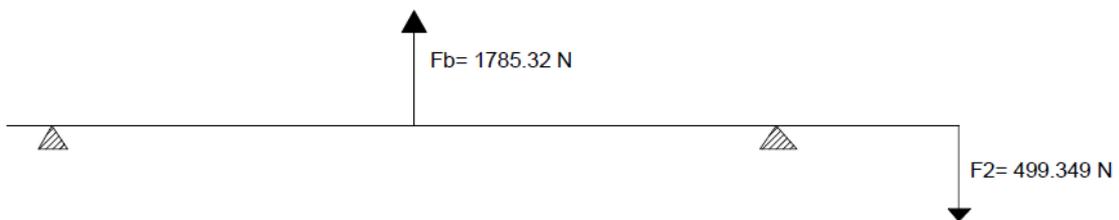


Figura 69: Cargas en el plano vertical

La fuerza central es la fuerza que se ejerce a la biela y la fuerza F_2 es la resultante entre la resta de F_{1V} y F_{2V} . Posteriormente se calculan las reacciones en los apoyos, siendo R_a la reacción en el apoyo izquierdo y R_b la reacción en el apoyo derecho. Para ello se plantea el sumatorio de fuerzas y el sumatorio de momentos.

$$\sum F = 0 \rightarrow R_a + R_b - 499.349 + 1785.32 = 0$$

$$\sum M = 0 \rightarrow (R_b * 472) + (1785.32 * 236) - (499.349 * 591) = 0$$

$$R_a = -1018.56 \text{ N} ; R_b = -267.41 \text{ N}$$

Seguidamente se calculan los esfuerzos cortantes y flectores en el plano vertical, cuyas resultantes son las siguientes.

Tabla 11: Resultantes

Momento en apoyo A (M _a)	0	Nm
Momento en apoyo B (M _b)	59.422	Nm
Momento en la biela (M)	240.37765	Nm
Cortante en apoyo A (V _a)	1018.56	N
Cortante en apoyo B (V _b)	-766.75	N
Cortante en la biela (V)	-766.75	N

Seguidamente se exponen los diagramas de cortante y flectores en el plano vertical.

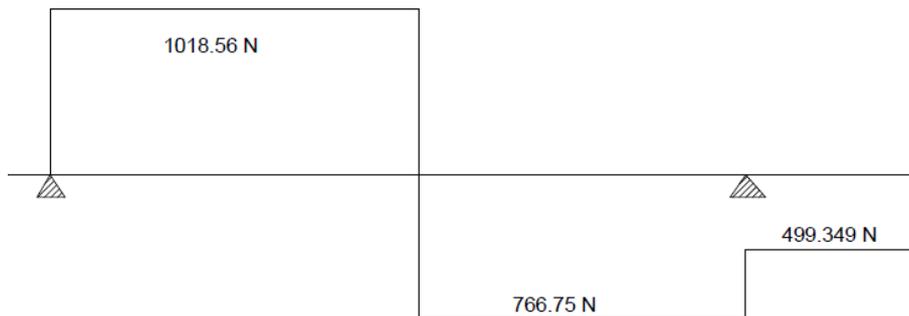


Figura 70: Diagrama de cortantes

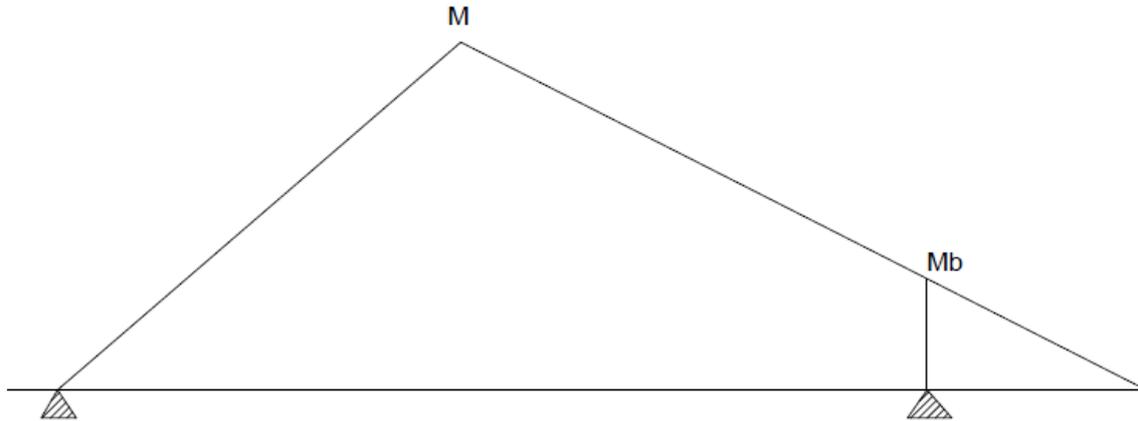


Figura 71: Diagrama de momentos flectores

16.2. Tensiones y coeficiente de seguridad en el apoyo de la biela

El primer paso es obtener la combinación de flectores en ese punto. Para ello se suman cuadráticamente el momento flector en la biela del plano horizontal con el del vertical y se ejecuta la raíz cuadrada.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{60.76823^2 + 240.37765^2}$$

$$M_{max} = 247.939896 \text{ Nm}$$

Con este momento, se calcula la tensión máxima nominal en la sección.

$$\sigma_{m\acute{a}x}^{nom} = \frac{M * c}{I}$$

Siendo M el momento máximo anteriormente calculado, c es la distancia que hay desde el plano neutro hasta la fibra externa y la I es el momento de área de la sección.

$$\sigma_{m\acute{a}x}^{nom} = \frac{247939.896 * 16}{\frac{\pi * 32^4}{64}}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x}^{nom} = 77.071 \text{ MPa}$$

Como en esta secci3n se encuentra un cambio de secci3n, esto har3 que aumente la tensi3n. Este aumento se calcula multiplicando la tensi3n por el factor de concentraci3n de esfuerzos K_f .

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f * \sigma_{m\acute{a}x}^{nom}$$

El factor de concentraci3n de esfuerzos se calcula como:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

Siendo q la constante de Neuber y K_t el factor de concentraci3n de esfuerzos te3rico. La constante de Neuber se obtiene a partir de la gr3fica 4 - 36 aportada por el libro de Norton (Norton). El K_t se encuentra en la gr3fica G - 2 del ap3ndice G del libro de Norton (Norton).

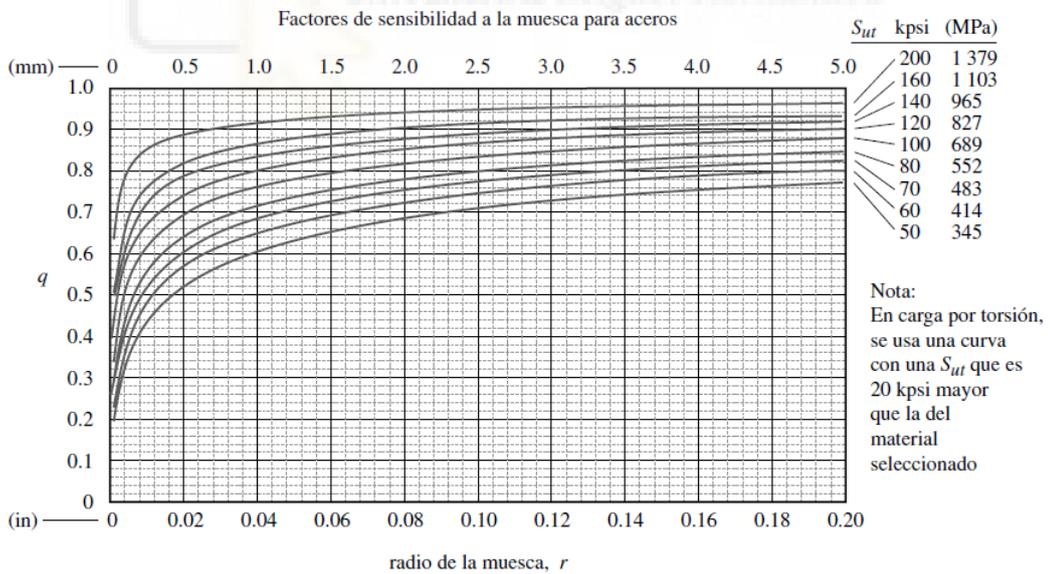


FIGURA 4-36 Parte 1

Figura 72: Gr3fica de la constante de Neuber.

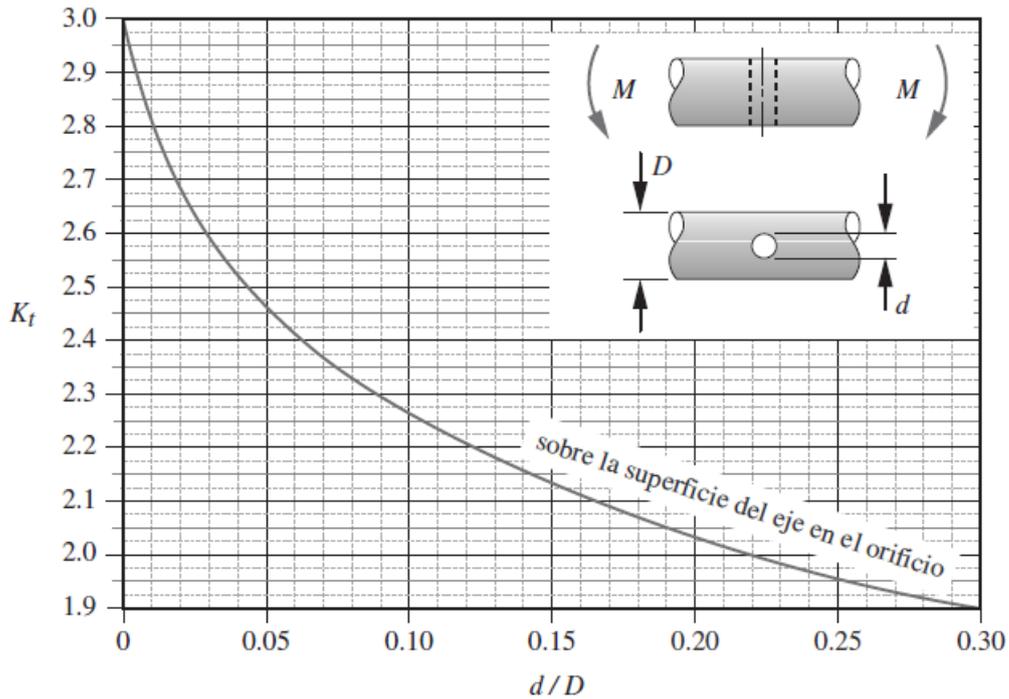


Figura 73: Gráfica del factor de concentración de esfuerzos teórico.

Como se puede observar en la figura 73 la constante de Neuber se obtiene a partir de la resistencia del acero y del radio de la muesca. En este caso la muesca es un agujero por lo que se ajusta a $r=2.5\text{mm}$ y se interpola entre los 689 MPa y 552 MPa, dando una resultante de $q=0.8$. Seguidamente de la figura 74 se obtiene el K_t . Como la muesca es un agujero, el $d/D = 0.15$ y se consigue una $K_t = 2.15$. Con estos datos se puede calcular el factor de concentración de esfuerzos K_f .

$$K_f = 1 + 0.8 * (2.15 - 1)$$

$$K_f = 1.92$$

Con la tensión nominal máxima y con el factor de concentración de esfuerzos, ya se puede calcular la tensión en ese punto.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 1.92 * 77.071$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 147.97 \text{ MPa}$$

En esta sección solo trabajan los momentos flectores, que son un ejemplo claro de esfuerzos alternantes. Como no hay torsor, no se tiene en consideración.

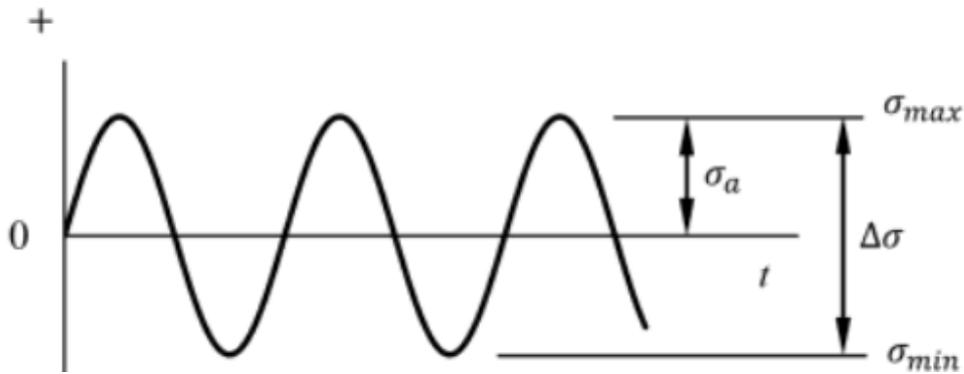


Figura 74: Tensión alternante y media

En el caso particular del árbol proyectado, la tensión máxima es igual a la mínima por lo que la tensión media será igual a 0 y la tensión alternante será igual a la tensión máxima.

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x}$$

$$\sigma_m = 0$$

Posteriormente se obtiene la tensión de Von Mises alternante y media. Como la tensión media es 0, la tensión media de Von Mises no se calcula. La tensión alternante se calcula con la siguiente expresión.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2}$$

$$\sigma_a = 147.97 \text{ MPa}$$

Una vez conocidas las tensiones en la sección, se comprueba la resistencia a fatiga en este punto mediante la siguiente expresión.

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_T * C_{conf} * S'_e$$

Para conocer la resistencia a fatiga de la sección, lo primero que hay que hacer es calcular el límite a fatiga (S_e'). Para ello se observa en el libro de Norton (Norton) la siguiente expresión.

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

Figura 75: Límite a fatiga de aceros

Como en este caso la resistencia del acero utilizado es menor a 1400 MPa se utiliza la primera expresión.

$$S_e' = 0.5 * 630$$

$$S_e' = 315 \text{ MPa}$$

A continuación, se calculan los coeficientes de reducción. El primero es el factor de carga. Este coeficiente aplica los efectos de la carga en la sección y se obtiene a raíz de la siguiente figura del Norton (Norton).

$$\text{flexión: } C_{carga} = 1$$

$$\text{carga axial: } C_{carga} = 0.70$$

Figura 76: Factor de carga

Como este árbol trabaja a flexión, el coeficiente de carga elegido es $C_{carga} = 1$. Seguidamente se calcula el factor de tamaño. Este coeficiente aplica los efectos del tamaño de la sección. Este factor se calcula con la siguiente expresión extraída del Norton (Norton).

$$\text{para } d \leq 0.3 \text{ in (8 mm): } C_{tamaño} = 1$$

$$\text{para } 0.3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in: } C_{tamaño} = 0.869d^{-0.097}$$

$$\text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm: } C_{tamaño} = 1.189d^{-0.097}$$

Figura 77: Factor de tamaño.

Para esta sección se debe utilizar la tercera ecuación, ya que el diámetro se encuentra entre 8mm y 250mm. Hay que tener en cuenta que el diámetro que se observa en la ecuación es el diámetro equivalente. Al ser una sección circular, el diámetro equivalente es igual al diámetro de la pieza siempre y cuando la pieza gire.

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 * 32^{-0.097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 0.8495$$

El siguiente factor a calcular es el coeficiente de superficie. Este factor aplica la reducción debido a las imperfecciones de la superficie en la sección. Este coeficiente se extrae de la gráfica 4 – 26 del Norton (Norton).

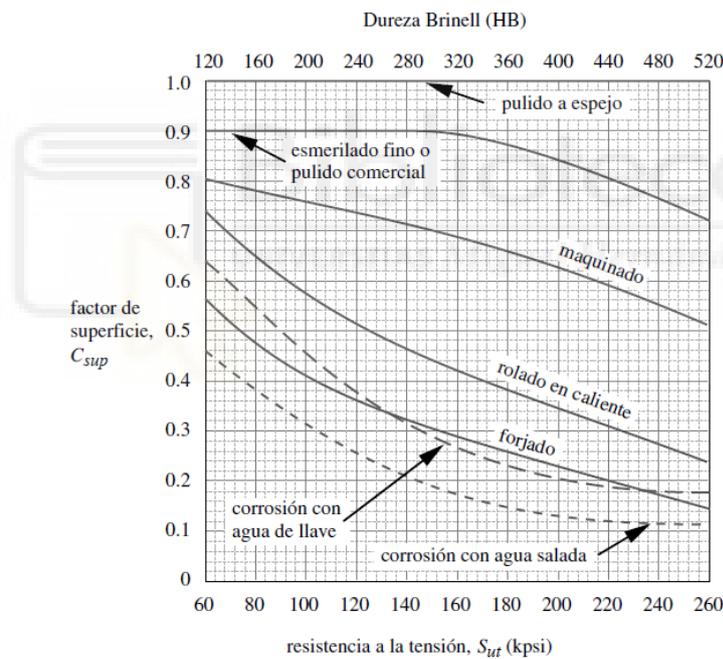


FIGURA 4-26
Figura 78: Factor de superficie.

Como este árbol está mecanizado (maquinado en la gráfica) y tiene una resistencia de 630 MPa se obtiene un coeficiente de superficie $C_{sup} = 0.78$. Seguidamente se obtiene el coeficiente de temperatura, que se extra de la siguiente expresión del Norton (Norton).

$$\begin{aligned} \text{para } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C (840 }^\circ\text{F):} & \quad C_{temp} = 1 \\ \text{para } 450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C:} & \quad C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450) \\ \text{para } 840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1\,020 \text{ }^\circ\text{F:} & \quad C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840) \end{aligned}$$

Figura 79: Factor de temperatura.

Este factor es el encargado de aplicar los efectos de la temperatura en la sección. Como la temperatura en este árbol no va a sobrepasar los 450 °C, el factor de temperatura $C_T=1$. Para finalizar se obtiene el coeficiente de confiabilidad. Este factor aplica la fiabilidad que se espera de esta sección y se extrae mediante la siguiente tabla.

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

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

Figura 80: Factor de confiabilidad.

La confiabilidad seleccionada para esta sección es la de un 99% por lo que se extrae un factor $C_{conf} = 0.814$. Una vez conocidos todos los factores, ya se puede calcular la resistencia a fatiga de la sección.

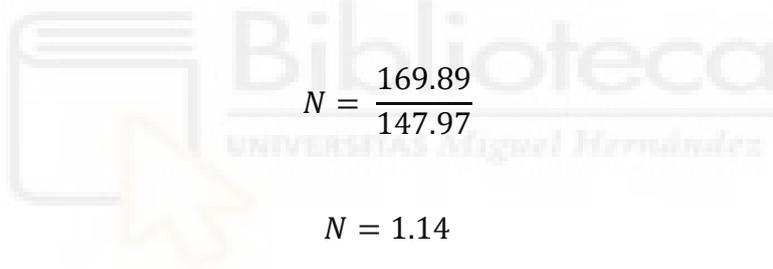
$$S_e = 1 * 0.8495 * 0.78 * 1 * 0.814 * 315$$

$$S_e = 169.89 \text{ MPa}$$

Con todos los datos obtenidos anteriormente, se procede a calcular el coeficiente de seguridad a fatiga de la sección. Para ello primero se debe conocer en que categoría se encuentra. En esta sección la tensión alternante es variable mientras que la tensión media se mantiene constante por lo que se encuentra en la categoría 2 (esfuerzo uniaxial fluctuante). El coeficiente de seguridad para esta categoría se calcula con la siguiente expresión.

$$N = \frac{S_e}{\sigma'_a} * \left(1 - \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}\right)$$

Como la tensión media es igual a 0, el coeficiente de seguridad se reduce al cociente entre la resistencia a fatiga y la tensión alternante de Von Mises.


$$N = \frac{169.89}{147.97}$$

$$N = 1.14$$

Con este coeficiente de seguridad se puede garantizar la resistencia a fatiga a vida infinita de la sección calculada.

16.3. Tensiones y coeficiente de seguridad en el apoyo del rodamiento.

En este caso se sigue el mismo procedimiento utilizado anteriormente. Lo primero es calcular la combinación de momentos flectores máximos y el momento torsor máximo.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{59.42253^2 + 121.53351^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 135.28 \text{ Nm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 205.31 \text{ Nm}$$

Seguidamente se calculan las tensiones nominales debido al flector y al torsor.

$$\sigma_{m\acute{a}x}^{nom} = \frac{135282.7821 * 30}{\frac{\pi * 60^4}{64}}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x}^{nom} = 6.3795 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x}^{nom} = \frac{16 * 205310}{\pi * 60^3}$$

$$\tau_{m\acute{a}x}^{nom} = 4.8409 \text{ MPa}$$

Una vez conocidas las tensiones, se calculan los factores de concentración de esfuerzos para tensión normal K_f y tangencial K_{fs} .

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

Siendo la $q = 0.35$ y la $K_t = 2.9$, se calcula:

$$K_f = 1 + 0.35 * (2.9 - 1)$$

$$K_f = 1.665$$

Ahora se calcula el K_{fs} .

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

Siguiendo las indicaciones de la figura 73, se obtiene una $q = 0.4$. La K_{ts} se obtiene de la gráfica G – 3 del apéndice G del libro de Norton (Norton).

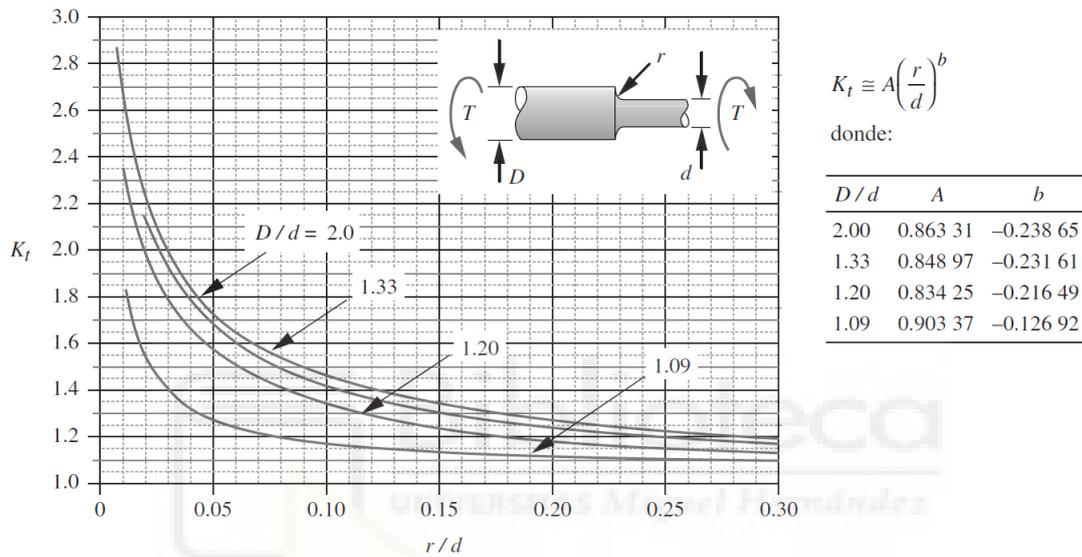


FIGURA G-3

Figura 81: Factor de concentración de esfuerzos teórico a torsión

La K_{ts} obtenida de la gráfica es $K_{ts} = 2.3$. Una vez conocidos los datos, ya se puede calcular el factor de concentración de esfuerzos a torsión.

$$K_{fs} = 1 + 0.4 * (2.3 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.52$$

Seguidamente se calculan las tensiones máximas normales y tangenciales.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 1.665 * 6.3795$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 10.6218 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 1.52 * 4.8409$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 7.358168 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos debido a los flectores son esfuerzos alternantes, mientras que el esfuerzo debido al torsor es constante. Por lo que la tensión normal tendrá una tensión alternante igual a la tensión máxima y una tensión media igual a 0. En el caso de la tensión tangencial, tendrá una tensión alternante igual a 0, mientras que tendrá una tensión media igual a la tensión máxima. Con todos esto se calcula la tensión alternante y la tensión media de Von Mises.

$$\sigma'_a = 10.6218 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3 * 7.358168^2}$$

$$\sigma'_m = 12.7447 \text{ MPa}$$

A continuación, se calcula la resistencia a fatiga siguiendo el procedimiento del apartado anterior. Los coeficientes de reducción son los siguientes.

Tabla 12: Coeficientes de reducción.

C_{carga}	1
$C_{\text{tamaño}}$	0.7992
C_{sup}	0.78
C_T	1
$C_{\text{conf 99.99\%}}$	0.702

La resistencia a fatiga en la sección será la siguiente.

$$S_e = 1 * 1 * 0.702 * 0.78 * 0.7992 * 315$$

$$S_e = 137.85 \text{ MPa}$$

Conocida la resistencia a fatiga, se procede a calcular el coeficiente de seguridad. Para ello se debe conocer en que categoría se encuentra la sección. La razón entre la tensión alternante y la tensión media varía constantemente por lo que se encuentra en la categoría 3. En este caso el coeficiente de seguridad se calcula mediante la siguiente expresión.

$$N = \frac{S_e * S_{ut}}{(\sigma'_a * S_{ut}) + (\sigma'_m * S_e)}$$

$$N = \frac{137.85 * 630}{(10.6218 * 630) + (12.7447 * 137.85)}$$

$$N = 10.27$$

Con este coeficiente de seguridad se garantiza la resistencia a fatiga a vida infinita de la sección.



17. DISEÑO DEL MUELLE DE RETROCESO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

17.1. Asegurar que el sistema no se activa por su propio peso

Para comprobar que el sistema no se activa por su propio peso, lo primero es conocer las masas de sus componentes.

Tabla 13: Masas

Masa del pedal	13.2	kg
Masa de la palanca de accionamiento	3	kg
Masa de la conexión entre válvulas	1	kg
Masa del balancín	1	kg

Estas masas generan una fuerza en la punta derecha del pedal de 51.42N

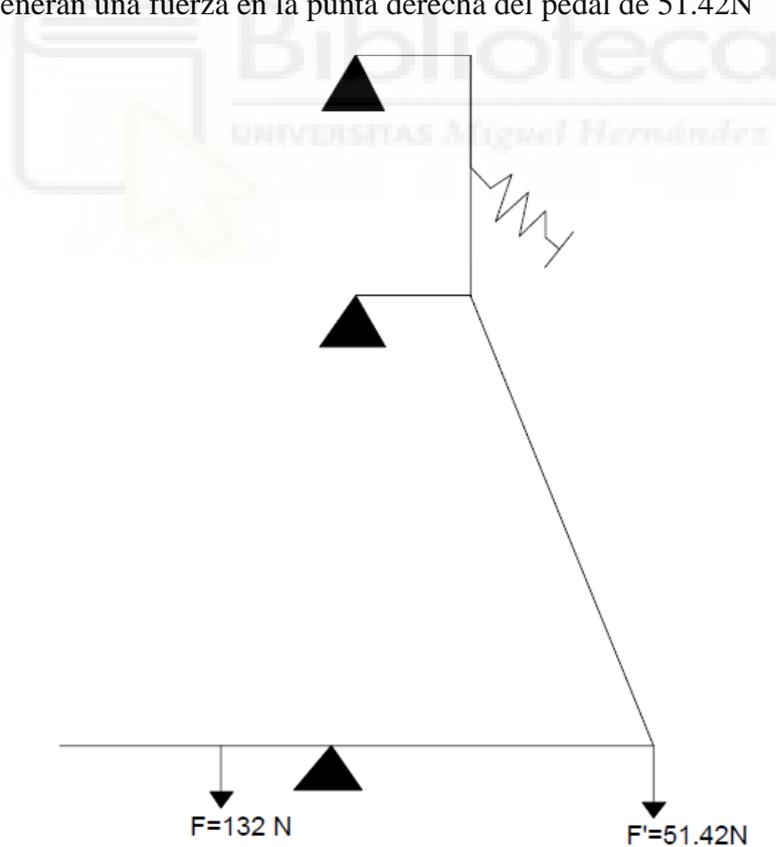


Figura 82: Fuerzas en el mecanismo

Como se puede ver en la figura 83, el peso del pedal se aplica en su centro de gravedad, que se encuentra a 174.72mm de la articulación. El peso generado por el resto de los elementos aplicado en la punta derecha se encuentra a 510mm de la articulación.

Para asegurar que el mecanismo no se activa por su propio peso, se calculan los momentos respecto a la articulación que generan los pesos anteriormente mencionados y se comparan.

$$M_1 = 132 * 174.72$$

$$M_1 = 23063.04 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = 51.42 * 510$$

$$M_2 = 26224.2 \text{ Nmm}$$

Como se puede observar el momento que generan los pesos de la punta es mayor que el que genera el peso del pedal, por lo que se puede asegurar que el sistema no se activará por sí solo. Además, esto expone que el muelle de retroceso no necesita tener una fuerza de tensión inicial específica para mantener el mecanismo en reposo.

17.2. Coeficiente de seguridad del gancho a flexión

Los datos de partida aquí expuestos son fruto de múltiples iteraciones hasta dar con el muelle correcto.

Tabla 14: Datos de partida

Datos			
Fmin	350 N	Material	Acero Cr-Si
Fmax	600 N		
D	20 mm		1 psi = 0,00689476 MPa
d	5 mm		
G	11500000 psi		79289,74 MPa

- D es el diámetro exterior del muelle
- d es el diámetro del alambre

El primer paso es calcular el índice del resorte. Es recomendable que este índice se encuentre entre 4 y 12.

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = 4$$

Seguidamente se calculan los esfuerzos iniciales en la espira. Para ello se utilizan las siguientes fórmulas aportadas por el libro de Norton (Norton). Estas fórmulas son empíricas y se trabajan en sistema imperial, por lo que el resultado extraído de las mismas será en libras por pulgada cuadrada. Conocidos los resultados se procederá a cambiar a sistema internacional.

$$\tau_{i1} = -4.231 * C^3 + 181.5 * C^2 - 3387 * C + 28640$$

$$\tau_1 = 17725.216 \text{ psi}$$

$$\tau_{i2} = -2.987 * C^3 + 139.7 * C^2 - 3427 * C + 38404$$

$$\tau_2 = 26740.032 \text{ psi}$$

El esfuerzo medio inicial será:

$$\tau_{im} = \frac{\tau_{i1} + \tau_{i2}}{2}$$

$$\tau_{im} = 22232.624 \text{ psi} = 153.2886 \text{ MPa}$$

Conociendo los esfuerzos iniciales, es el momento de calcular la fuerza de tensión inicial del resorte. Para ello hay que obtener previamente el factor de cortante directo.

$$k_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

$$k_s = 1.125$$

Posteriormente se calcula la fuerza de tensión inicial:

$$F_i = \frac{\pi * d^3 * \tau_{im}}{8 * k_s * D}$$

$$F_i = 334.423 \text{ N}$$

Una vez conocida esta fuerza, hay que asegurarse de que la fuerza mínima aplicada sobre el muelle sea superior a la fuerza de tensión inicial. En este caso cumple ya que la fuerza mínima es 350 N.

A continuación, se calculan la fuerza alternante y la fuerza media que se aplican sobre el muelle.

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

$$F_a = 125 \text{ N}$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

$$F_m = 475 \text{ N}$$

A raíz de estas fuerzas, se calculan el esfuerzo medio y el esfuerzo cortante alternante que sufrirá la espira. Pero para ello hay que obtener previamente el factor de Wahl.

$$\tau_m = k_s * \frac{8 * F_m * D}{\pi * d^3}$$

$$\tau_m = 217.7239 \text{ MPa}$$

El factor de Wahl será el siguiente:

$$k_w = \frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

$$k_w = 1.40375$$

Con el factor de Wahl se obtiene el esfuerzo cortante alternante en la espira.

$$\tau_a = k_w * \frac{8 * F_a * D}{\pi * d^3}$$

$$\tau_a = 71.4924 \text{ MPa}$$

Seguidamente se calcula la resistencia última a tensión, a cortante y a fluencia. Para ello hay que apoyarse en la tabla 10-4 del Norton para obtener los factores A y b que se necesitan para calcular la S_{ut} .

Tabla 10-4 Coeficientes y exponentes para la ecuación 10.3

Fuente: Referencia 1

ASTM #	Material	Intervalo		Exponente b	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Forjado en frío	0.5–16	0.020–0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre musical	0.3–6	0.010–0.250	-0.162 5	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5–16	0.020–0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo-v.	0.5–12	0.020–0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo-s.	0.8–11	0.031–0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

Figura 83: Factores A y b

$$S_{ut} = A * d^b$$

Como el acero seleccionado es un acero aleado con cromo y silicio, se escogen los valores de la última fila de la tabla, siendo estos $A = 2059.2 \text{ MPa}$ y $b = -0.0934$. Sustituyendo los valores en la fórmula anterior, se calcula la resistencia última a tensión.

$$S_{ut} = 1771.8 \text{ MPa}$$

A raíz de la S_{ut} se obtienen la resistencia última a cortante (S_{us}) y a fluencia (S_{ys}).

$$S_{us} = 0.667 * S_{ut}$$

$$S_{us} = 1181.79 \text{ MPa}$$

$$S_{ys} = 0.45 * S_{ut}$$

$$S_{ys} = 797.31 \text{ MPa}$$

A continuación, se calcula la resistencia física de ciclo invertido del muelle (S_{es}). Para ello se necesita la resistencia límite del alambre sin granallado (S_{ew}). Esta última es una constante.

$$S_{ew} = 45000 \text{ psi} = 310.264 \text{ MPa}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ew} * S_{us} * 0.5}{S_{us} - 0.5 * S_{ew}}$$

$$S_{es} = 178.5731 \text{ MPa}$$

Con todos los datos obtenidos anteriormente se procede a calcular las tensiones alternante, media y mínima que van a sufrir los ganchos. Para ello se calcula el factor de concentración de tensiones (k_b).

$$k_b = \frac{4 * C^2 - C - 1}{4 * C * (C - 1)}$$

$$k_b = 1.2291$$

Seguidamente se calculan las tensiones:

- Tensión alternante

$$\sigma_a = \frac{k_b * D * F_a}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_a}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_a = 131.568 \text{ MPa}$$

- Tensión media

$$\sigma_m = \frac{k_b * D * F_m}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_m}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_m = 499.9587 \text{ MPa}$$

- Tensión mínima

$$\sigma_{min} = \frac{k_b * D * F_{min}}{\pi * d^3} + \frac{4 * F_{min}}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_{min} = 368.3906 \text{ MPa}$$

Conociendo todas las tensiones se procede a calcular el coeficiente de seguridad a flexión de los ganchos del muelle. Para ello se calcula previamente la resistencia a fatiga S_e .

$$S_e = \frac{S_{es}}{0.67}$$

$$S_e = 266.5271 \text{ MPa}$$

El coeficiente de seguridad a flexión será:

$$N = \frac{S_e * (S_{ut} - \sigma_{min})}{S_e * (\sigma_m - \sigma_{min}) + S_{ut} * \sigma_a}$$

$$N = 1.3947$$

17.3. Coeficiente de seguridad del gancho a torsión

Para calcular las tensiones debido al torsor, primero hay que obtener el coeficiente de concentración de esfuerzos. Para ello suponemos un índice $C_2 = 5$. Este índice es recomendable que sea siempre mayor que 4. Este es la relación que hay entre el diámetro del alambre y el radio de doblado del gancho.

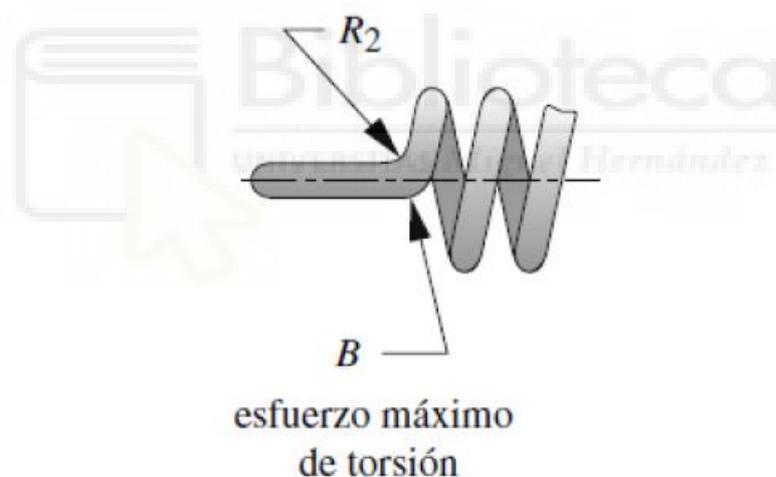


Figura 84: Radio de doblado

El radio de doblado se obtiene con la siguiente ecuación.

$$R_2 = \frac{C_2 * d}{2}$$

$$R_2 = 12.5 \text{ mm}$$

Seguidamente se calcula el factor de concentración de tensiones.

$$k_w = \frac{4 * C_2 - 1}{4 * C_2 - 4}$$

$$k_w = 1.1875$$

Con estos datos se calculan las tensiones alternante, media y mínima debido al torsor.

- Tensión alternante

$$\tau_a = k_w * \frac{8 * D * F_a}{\pi * d^3}$$

$$\tau_a = 60.4788 \text{ MPa}$$

- Tensión media

$$\tau_m = k_w * \frac{8 * D * F_m}{\pi * d^3}$$

$$\tau_m = 229.8197 \text{ MPa}$$

- Tensión mínima

$$\tau_{min} = k_w * \frac{8 * D * F_{min}}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{min} = 169.3408 \text{ MPa}$$

Conociendo las tensiones, se procede a calcular el coeficiente de seguridad a torsión para los ganchos.

$$N = \frac{S_{es} * (S_{us} - \tau_{min})}{S_{es} * (\tau_m - \tau_{min}) + S_{us} * \tau_a}$$

$$N = 2.1975$$

Como ambos coeficientes de seguridad son mayores que uno, el muelle cumple las exigencias de carga, por lo que lo hace óptimo para el cometido que se le encarga. Además, este resorte se puede considerar una medida más de seguridad, ya que se requiere una fuerza mínima en el pedal de 400N. Esto significa que el mecanismo no se activará de forma accidental por caídas de herramientas o piezas que se estén trabajando.

17.4. Constante del muelle

El muelle seleccionado tiene una longitud total de 150mm, un diámetro exterior de 20mm y un diámetro de alambre de 5mm. La longitud del cuerpo del resorte será 130mm. Con este último dato se obtendrá el número de espiras.

$$130 = N_t * d$$

$$N_t = 26 \text{ espiras}$$

La cantidad de espiras enteras será:

$$N_a = N_t - 1$$

$$N_a = 25 \text{ espiras}$$

Con estos datos se obtiene la constante del muelle con la siguiente fórmula:

$$K = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * N_a}$$

$$K = 30.9725 \frac{N}{mm}$$

Las características finales del muelle serán:

Tabla 15: Características finales del resorte

Diámetro exterior (D)	20	mm
Diámetro del alambre (d)	5	mm
Longitud total (L)	150	mm
Constante del muelle (K)	30.9725	N/mm



18. ANEXO 1: ESTUDIO DE SEGURIDAD EN LA FABRICACIÓN Y MONTAJE

18.1. Introducción

La Constitución Española encomienda a los poderes públicos velar por la seguridad e higiene en el trabajo. Bajo este mandato constitucional y como transposición de la Directiva Europea 89/391/CEE, aparece la Ley 31/1995 de Prevención de Riesgos Laborales, modificada por la Ley 54/2003, de 12 de diciembre, de reforma del marco normativo de la prevención de riesgos laborales. La Ley de Prevención de Riesgos Laborales se puede clasificar en:

- Derecho a la protección frente a riesgos laborales
- Plan de prevención de riesgos laborales
- Evaluación de riesgos
- Planificación de la actividad preventiva
- Modalidades de los servicios de prevención
- Riesgo grave e inminente para la salud

No todos los riesgos producen los mismos daños, pero cuando estos riesgos se desencadenan pueden producir:

- Accidente en el trabajo
- Enfermedades tanto físicas como psíquicas

La Prevención de Riesgos Laborales deberá integrarse en el sistema general de gestión de la empresa. Se realizará a través de la implantación y aplicación de un plan de prevención de riesgos laborales. Este plan de prevención de riesgos laborales deberá incluir:

- La constitución de la modalidad organizativa preventiva
- El nombramiento de personas con responsabilidad en materia de prevención de riesgos laborales
- Las prácticas, procedimientos y procesos

- Los recursos necesarios para realizar dicha acción
- La articulación de los mecanismos de participación y consulta

Los instrumentos necesarios para la gestión y aplicación del plan de prevención de riesgos son:

- La evaluación de riesgos
- La planificación de la actividad preventiva

Cualquier proyecto de diseño y fabricación de maquinaria debe contemplar un estudio de seguridad en base a:

- Establecer un nivel de riesgos razonable y lo suficientemente significativo para las personas.
- Adopción de normas de seguridad sencillas que faciliten en la medida de lo posible la labor del operario

Si estos parámetros que se han establecido son cumplidos, podemos afirmar que la máquina diseñada es de gran fiabilidad.

Para poder afirmar lo dicho anteriormente, se deben analizar las posibles situaciones de peligro durante la fabricación de la máquina. Además, se deben delimitar las partes más peligrosas de la máquina.

Por lo tanto, se realizará una descripción de los peligros en función de la naturaleza de estos y un estudio durante la fabricación en la instalación para determinar posibles inconvenientes.

18.2. Tipos de peligros que intervienen en el proceso de fabricación y montaje.

18.2.1. Peligro mecánico

Es el conjunto de factores que pueden dar lugar a una lesión por la acción de las máquinas empleadas en la fabricación, piezas a trabajar o materiales en cuestión. Se refiere a todos los posibles riesgos de peligro por aplastamiento, cizallamiento, atrapamiento, corte, impacto, etc.



Figura 85: Peligros mecánicos

18.2.2. Peligro eléctrico

Este peligro puede causar lesiones o la muerte por choque eléctrico o quemaduras que pueden resultar del contacto de personas con:

- Partes activas, es decir, partes que normalmente están en tensión
- Partes activas por accidente, es decir, que se han activado por un fallo de aislamiento. Esto se evitará realizando inspecciones periódicas.



Figura 86: Peligros eléctricos

18.2.3. Peligro térmico

Puede originar quemaduras o efectos nocivos para la salud debido al ambiente de trabajo.



Figura 87: Peligro térmico

18.2.4. Peligro producido por el ruido y las vibraciones

Se debe al ruido y a las vibraciones molestas que producen las máquinas en funcionamiento empleadas en los diferentes procesos de fabricación y montaje del martinete. Los efectos pueden ser los siguientes.

- Efectos sobre la audición
- Trastornos neurológicos y vasculares por efecto de las vibraciones



Figura 88: Peligros por ruido y vibraciones

18.2.5. Peligros producidos por materiales y sustancias

Los materiales y sustancias procesados, utilizados o desprendidos por las diferentes máquinas utilizadas para la fabricación del brazo articulado, pueden dar lugar a:

- Peligro de contacto con fluidos, gases, nieblas, humos, y polvos de efecto nocivo, tóxico, corrosivo o irritante
- Peligro de inhalación de fluidos, gases, nieblas, humos y polvos de efectos nocivos, tóxicos, corrosivos o irritantes
- Peligro de incendio
- Peligro de explosión



Figura 89: Otros peligros

18.2.6. Otros peligros

En las instalaciones donde se va a realizar la fabricación y el montaje del martinete se pueden dar otros tipos de peligros.

- Caídas (al mismo nivel o a distinto nivel)
- Golpes contra objetos
- Caída de cargas suspendidas
- Golpes o cortes con herramientas
- Posibles atropellos por vehículos industriales
- Manejo manual de cargas (posturas forzadas)

18.3. Medidas de prevención de peligros

Son las medidas de seguridad obligatorias consistentes en:

- Limitar las exposiciones de los trabajadores a los peligros inevitables.

- Eliminar el mayor número posible de peligros o reducir al máximo los riesgos, seleccionando convenientemente determinadas características de diseño de la máquina.

18.4. Medidas preventivas de los trabajadores

La empresa tiene la obligación de facilitar a todos y cada uno de los trabajadores encargados de la fabricación y montaje de la máquina los siguientes equipos de protección individual (EPIS) reglamentarios.

Equipos de protección individual indispensables durante la jornada de trabajo:

- Casco de protección.
- Gafas de seguridad.
- Auriculares de seguridad.
- Buzo de trabajo.
- Guantes de seguridad.
- Botas de seguridad.

Equipos de protección individual necesarios cuando la operación a realizar lo requiera:

- Arnés de seguridad
- Protección de la cara
- Protección vías respiratorias

Son de obligatorio cumplimiento para todos los trabajadores sin excepción alguna. El no cumplimiento de la normativa de seguridad por parte de los trabajadores dará lugar a las sanciones pertinentes e incluso al despido del mismo.

18.5. Medidas preventivas de las máquinas utilizadas en la fabricación y montaje

Cada máquina llevará, de forma legible e indeleble, como mínimo las indicaciones siguientes:

18.5.1. Dispositivos de información

La información necesaria para el manejo de la máquina deberá carecer de ambigüedades y se deberá comprender fácilmente.

No deberá ser excesiva hasta el punto que constituya una sobrecarga para el operador.

Cuando la salud y la seguridad de las personas expuestas pueda estar en peligro por funcionamiento defectuoso de la máquina, que funcione sin vigilancia, ésta deberá ir provista de un sistema que advierta de ello mediante una luminosa adecuada, situada en un lugar visible al lado del cuadro de mandos.

18.5.2. Dispositivos de advertencia

Las máquinas llevan dispositivos de advertencia (por ejemplo, medios de señalización, etc.), éstos serán comprensibles sin ambigüedades y se percibirán fácilmente.

Se adoptarán medidas para que el operario pueda verificar si estos dispositivos de advertencia siguen siendo eficaces.

Se aplicarán las prescripciones de las normas específicas que apliquen las Directivas comunitarias sobre colores y señales de seguridad.

18.5.3. Marcado “CE”

Es el procedimiento por el cual el fabricante, o su representante establecido en la Comunidad, declara que la máquina comercializada satisface todos los requisitos esenciales de seguridad y de salud correspondientes. Debe llevar como mínimo las indicaciones siguientes:

- Nombre y dirección del fabricante.
- La designación de la máquina.
- La designación de la serie o del modelo.
- El número de serie.
- El año de fabricación.

18.5.4. Manual de instrucciones

Cada máquina llevará un manual de instrucciones en el que se indique, como mínimo, lo siguiente:

- El recordatorio de las indicaciones establecidas para el marcado y las que permitan facilitar el mantenimiento (por ejemplo, dirección del importador, de los reparadores, etc.).
- Las condiciones previstas de utilización.
- Los puestos de trabajo que puedan ocupar los operadores.
- Las instrucciones para que puedan efectuarse sin riesgo.
- La puesta en servicio.
- La utilización.
- La manutención con la indicación de la masa de la máquina y sus diversos elementos, y si debe transportarse por separado.
- La instalación, el montaje, el desmontaje y el reglaje.

Si fuera necesario, en el manual se advertirán las contraindicaciones de uso. El manual de instrucciones estará redactado en una de las lenguas comunitarias e incluirá los planos y esquemas necesarios para poner en servicio, conservar, inspeccionar, comprobar el buen

funcionamiento y, si fuera necesario, reparar la máquina y cualquier otra instrucción pertinente, en particular, en materia de seguridad.

18.5.1. Requisitos esenciales de seguridad y salud que debe cumplir la máquina proyectada

Los requisitos esenciales de seguridad y de salud han sido agrupados en función de los peligros que cubren.

El martinete presenta una serie de peligros a los que el fabricante está obligado a analizar para indagar cuáles de estos peligros puede presentar su máquina, y a proceder seguidamente a su diseño y fabricación teniendo en cuenta el análisis efectuado. (Añadido por el Real Decreto 56/1995).

18.6.1. Principios de la integración de la seguridad

El martinete, sus elementos constitutivos o aparatos acoplados a él, estarán diseñados y contruidos de forma que las personas no estén expuestas a sus peligros cuando se realice su montaje, utilización y mantenimiento conforme a las condiciones previstas por el fabricante.

Al optar por las soluciones más adecuadas, se han aplicado los siguientes principios, en el orden que se indica:

- Eliminar o reducir los riesgos en la medida de lo posible (integración de la seguridad en el diseño y fabricación de la máquina).
- Adoptar las medidas de protección que sean necesarias frente a los riesgos que no puedan eliminarse.
- Informar a los usuarios de los riesgos residuales debidos a la incompleta eficacia de las medidas de protección adoptadas, indicar si se requiere una formación especial y señalar si es necesario un equipo de protección individual.

- El fabricante, en la etapa de diseño y de fabricación, tendrá en cuenta las molestias que puede sufrir el operador por el uso necesario o previsible de equipos de protección individual (por ejemplo, calzado, guantes, etc.).

18.6.2. Materiales y productos empleados en la fabricación

Los materiales que se hayan empleado para fabricar la máquina, o los productos que se hayan utilizado y creado durante su uso, no originarán riesgos para la seguridad ni para la salud de las personas expuestas.

18.6.3. Diseño de la máquina con miras a su manipulación en el montaje

Se darán las instrucciones necesarias para que el montaje de la máquina pueda efectuarse correctamente y con el menor peligro posible.

- Podrá manipularse con seguridad.
- Cuando el peso, tamaño o forma de la máquina o de sus diferentes elementos no posibiliten su desplazamiento manual, la máquina o cada uno de sus diferentes elementos deberá llevar accesorios que posibiliten el transporte por un medio de elevación, o estar diseñada de tal manera que se la pueda dotar de accesorios de este tipo (por ejemplo, agujeros roscados), o tener una forma tal que los medios normales de elevación puedan adaptarse con facilidad.

18.6.4. Rotura en servicio

Las diferentes partes o elementos de la máquina deben poder resistir a lo largo del tiempo los esfuerzos a que vayan a estar sometidos, así como cualquier otra influencia externa o interna que puedan presentarse en las condiciones normales de utilización previstas.

El fabricante indicará en las instrucciones los tipos y la frecuencia de las inspecciones y mantenimientos necesarios por motivos de seguridad. En su caso, indicará los elementos que puedan desgastarse, así como los criterios para su sustitución.

18.6.5. Artistas agudas o cortantes

No deberán existir aristas agudas o cortantes que puedan producir cortes o heridas.

18.6.6. Declaración “CE” de conformidad

La firma de la declaración “CE” de conformidad autoriza al fabricante o a su representante establecido en la Comunidad, a colocar en la máquina el marcado “CE”.

Antes de poder establecer la declaración “CE” de conformidad, el fabricante, deberá asegurarse y poder garantizar que la documentación definida a continuación estará y permanecerá disponible a fin de un control eventual.

Un expediente técnico de construcción constituido por:

- El plano de conjunto de la máquina
- Los planos detallados y completos, acompañados eventualmente de notas de cálculo, resultados de pruebas, etc., que permitan comprobar que la máquina cumple los requisitos esenciales de seguridad y de salud.

El fabricante deberá efectuar las investigaciones y las pruebas necesarias sobre los componentes, los accesorios o la máquina en su totalidad a fin de determinar si esta última, por su diseño y fabricación, puede montarse y ser puesta en servicio con seguridad.

18.6.7. Examen “CE” de tipo

El examen “CE” de tipo es el procedimiento por el que un Organismo de control comprueba y certifica que el modelo de una máquina cumple las disposiciones correspondientes del presente Real Decreto.

El fabricante, o su representante legalmente establecido en la Comunidad, presentará la solicitud de examen “CE” de tipo ante un único Organismo de control para un modelo de máquina.

La solicitud incluirá:

- El nombre y la dirección del fabricante o de su representante legalmente establecido en la Comunidad y el lugar de fabricación de la máquina.
- Un expediente técnico de fabricación de la máquina.

El Organismo de control procederá al examen “CE” de tipo según las normas que se exponen a continuación:

- Comprobará que se haya fabricado de conformidad con el expediente técnico de fabricación y que puede utilizarse con garantías de seguridad en las condiciones de servicio previstas.
- Si se hubiese hecho uso de normas, comprobará si éstas han sido utilizadas correctamente.
- Efectuará los exámenes y ensayos apropiados para comprobar que la máquina cumple los correspondientes requisitos esenciales de seguridad y de salud.

Cuando el modelo responda a las disposiciones correspondientes, el Organismo de control elaborará un certificado “CE” de tipo y se lo notificará al solicitante. Este certificado reproducirá las conclusiones del examen, indicará las condiciones que eventualmente le correspondan e incluirá las descripciones y diseños necesarios para identificar el modelo autorizado.

El fabricante, o su representante establecido en la Comunidad, deberá informar al Organismo de control acerca de todas las modificaciones, incluso menores, que haya introducido o que se proponga introducir en la máquina correspondiente al modelo.

19. ANEXO 2: FICHA TÉCNICA DE LOS RODAMIENTOS

19.1. Rodamiento de rodillos DIN 5412 – SKF NUP 212 ECP

Tabla 16: Ficha técnica

Diámetro del eje (d)	60	mm
Diámetro del hueco (D)	110	mm
Anchura (B)	22	mm
Capacidad de carga dinámica (C)	108	kN
Capacidad de carga estática (C ₀)	102	kN
Carga límite de fatiga (P _u)	13.4	kN
Velocidad de referencia	6700	rpm
Velocidad límite	7500	rpm
Masa	0.86	kg
Designación	NUP 212 ECP	

Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos
d 60 – 65 mm

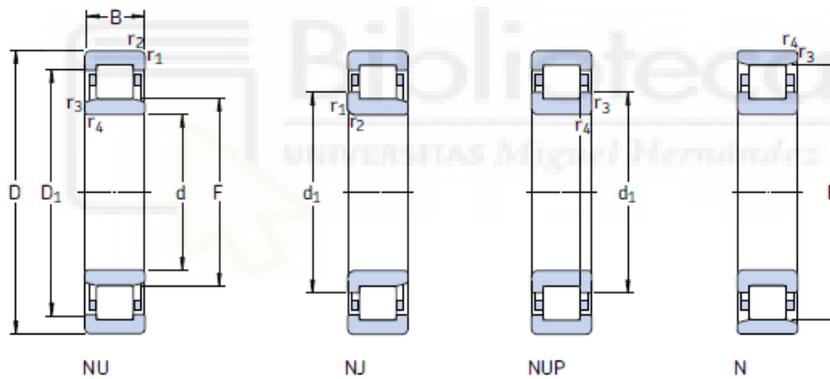


Figura 90: Medidas base

Datos obtenidos del catálogo de rodamientos de rodillos de SKF (SKF).

19.2. Rodamiento de rodillos DIN 5412 – SKF NU 212 ECP

Tabla 17: Ficha técnica

Diámetro del eje (d)	60	mm
Diámetro del hueco (D)	110	mm
Anchura (B)	22	mm
Capacidad de carga dinámica (C)	108	kN
Capacidad de carga estática (C ₀)	102	kN
Carga límite de fatiga (P _u)	13.4	kN
Velocidad de referencia	6700	rpm
Velocidad límite	7500	rpm
Masa	0.8	kg
Designación	NU 212 ECP	

Datos obtenidos del catálogo de rodamientos de rodillos de SKF (SKF).



20. ANEXO 3: FICHA TÉCNICA DEL MOTOR ELÉCTRICO

Tabla 18: Ficha técnica motor trifásico de 4 polos (1500 rpm) 220/380 – 380/660V

Potencia	7.5	CV
Intensidad a plena carga 220V	19.7	A
Intensidad a plena carga 380V	11.7	A
Velocidad	1440	rpm
Factor de potencia	0.83	
Rendimiento	0.857	
Par a plena carga	36.5	Nm
Peso	42	kg
Longitud total (L)	501	mm
Longitud entre anclajes (B)	178	mm
Longitud del anclaje al árbol (C)	89	mm
Diámetro del árbol (D)	38	mm
Longitud del árbol (E)	80	mm
Anchura del chavetero (F)	10	mm
Altura del chavetero (G)	33	mm
Altura base – árbol (H)	132	mm
Diámetro del motor (AC)	265	mm
Altura total (HD)	315	mm
Diámetro agujeros de anclaje (K)	12	mm
Distancia entre anclajes (A)	216	mm

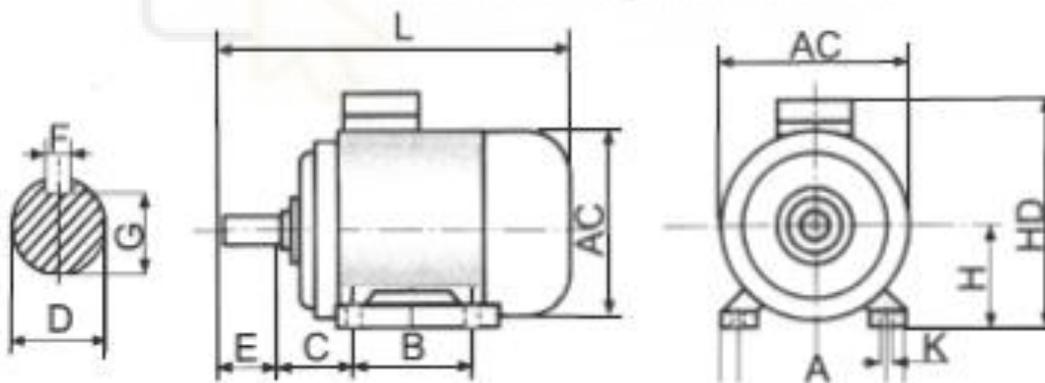


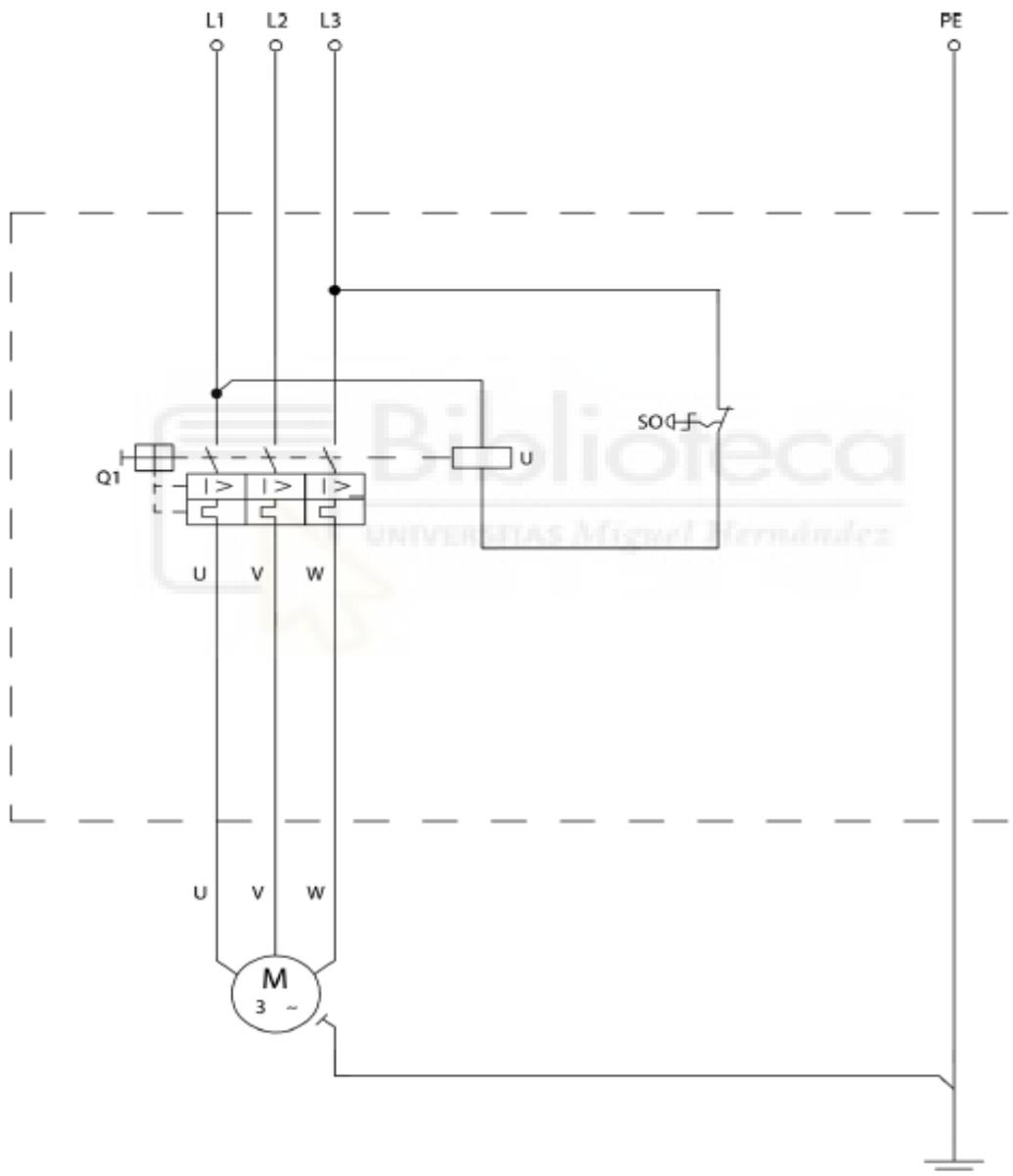
Figura 91: Dimensiones del motor

Datos obtenidos del catálogo de motores de Black Thunder (Thunder).

21. ANEXO 4: CUADRO ELÉCTRICO Y ELEMENTOS DE SEGURIDAD

21.1. Cuadro eléctrico

El cuadro eléctrico de la máquina se configura de forma similar al cuadro propuesto por la empresa PRADA NARGESA S.L.



SO: Parada de emergencia (FAK-R/V/KC01/IY MOELLER)

Q1: Relé térmico de protección de sobrecarga del motor (PKZM0 – 16 MOELLER)

U: Caja de mando (E-PKZ0-GR MOELLER)



Figura 92: Caja de mando



Figura 93: Parada de emergencia



Figura 93: Relé térmico de protección de sobrecarga del motor.

21.2. Elementos de seguridad

El operario debe utilizar guantes, gafas y auriculares para su autoprotección. Además, debe evitar acercarse a las partes móviles y zonas de riesgo de alta tensión. La máquina debe estar parada para su mantenimiento y montaje.



22. ANEXO 5: REFERENCIAS

ANYANG FORGING PRESS MACHINERY INDUSTRY CO, L. (s.f.). *OPERATION MANUAL TYPE : C41-40 NAME : 40KG PNEUMATIC HAMMER.*

Dunlop. (s.f.). *CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL.*

elEconomista.es. (s.f.). *Empresite España.* Obtenido de <https://empresite.economista.es/Actividad/FORJA/>

elEconomista.es. (s.f.). *Empresite España.* Obtenido de <https://empresite.economista.es/Actividad/CARPINTERIA-METALICA/>

Europeo, P. (17 de Mayo de 2006). Normativa de seguridad en máquinas. *DIRECTIVA 2006/42/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE.*

Europeo, P. (15 de Mayo de 2014). Normativa de seguridad en máquinas a presión. *DIRECTIVA 2014/68/UE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO relativa a la armonización de las legislaciones de los Estados miembros sobre la comercialización de equipos a presión.*

Felez, J., & Martínez, M. L. (2008). *Ingeniería gráfica y diseño.* Madrid: Editorial Síntesis.

Figura 1. (s.f.). Obtenido de <https://arrecaballo.es/edad-media/el-imperio-carolingio/origenes-del-imperio-carolingio/>

Figura 10. (s.f.). Obtenido de https://ikastaroak.birt.eus/edu/argitalpen/backupa/20200331/1920k/es/PPFM/DP MCM/DPMCM03/es_PPFM_DPMCM03_Contenidos/website_55_martinete_ para_forja.html

Figura 11. (s.f.). Obtenido de <https://co.pinterest.com/pin/1618549852190648/>

Figura 12. (s.f.). Obtenido de <https://hierroyfuego.mforos.com/2038058/11157933-big-blu-el-gran-martinete-azul/>

Figura 13. (s.f.). Obtenido de <http://electricaherramienta.blogspot.com/2016/07/martillo-de-forja.html?m=0>

Figura 14. (s.f.). Obtenido de https://www.alibaba.com/product-detail/25kg-forging-power-hammer-for-sale_60623420773.html?spm=a2700.galleryofferlist.0.0.76e84a438XOtpy&s=p

Figura 2. (s.f.). Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Martinete_\(forja\)#/media/Archivo:Martinete_\(machine\).jpg](https://es.wikipedia.org/wiki/Martinete_(forja)#/media/Archivo:Martinete_(machine).jpg)

Figura 3. (s.f.). Obtenido de <https://co.pinterest.com/pin/1618549852190648/>

Figura 4. (s.f.). Obtenido de <http://electricaherramienta.blogspot.com/2016/07/martillo-de-forja.html?m=0>

Figura 5. (s.f.). Obtenido de <http://unimachines.es/martillo-de-forja-tipo-h-anyang-c92k-50kj---5000kgm-2014-2157.html>

Figura 6. (s.f.). Obtenido de <http://ensayostecnologicosynodestructivos.blogspot.com/p/ensayos-de-forja.html>

Figura 8. (s.f.). Obtenido de https://www.alibaba.com/product-detail/C41-Series-25kg-40kg-Forging-Hammer_62408481816.html?spm=a2700.galleryofferlist.0.0.776f4064psyS9q&s=p

Figura 9. (s.f.). Obtenido de <https://edoc.pub/el-martinete-n-pdf-free.html>

Norton, R. L. (s.f.). *Diseño de máquinas. Un diseño integrado.* Pearson.

PRADA NARGESA, S. (s.f.). *MANUAL DE INSTRUCCIONES MARTILLO PILÓN MP50 MP60*. Girona.

Serrano Nicolas, A. (2009). *Neumática Práctico*. Madrid: Paraninfo S.A.

SKF. (s.f.). *Catálogo de rodamientos de rodillos SKF*.

Thunder, B. (s.f.). *Catálogo de motores eléctricos*.





PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

1. DISPOSICIONES GENERALES	127
1.1. Objeto del pliego.....	127
1.2. Documentación del proyecto	127
1.3. Relación y compatibilidad entre documentos	128
2. CONDICIONES TÉCNICAS	128
2.1. Documentación de apoyo.....	129
3. CONDICIONES FACULTATIVAS.....	130
3.1. Jefe de fabricación	131
3.2. Obligaciones del contratista.....	131
3.3. Plazos y comienzo de fabricación.....	132
3.4. Fallos de fabricación o montaje	132
3.5. Garantía.....	132
4. CONDICIONES ECONÓMICAS	133
4.1. Garantías	133
4.2. Gastos e impuestos.....	133
4.3. Precios contradictorios.....	133
4.4. Reclamación por aumento de precios	134
4.5. Revisión de precios	134
4.6. Equivocaciones en el presupuesto	135
4.7. Pagos.....	135
4.8. Suspensión por retraso de pagos	135
4.9. Mejoras de fabricación.....	136
5. CONDICIONES LEGALES	136
5.1. Marco jurídico.....	136
5.2. Régimen de intervención	136
5.3. Accidentes laborales y daños a terceros.....	137
5.4. Responsabilidad civil	138
5.5. Permisos y certificados	138
5.6. Rescisión del contrato	138
5.7. Disposiciones legales	139

1. DISPOSICIONES GENERALES

1.1. Objeto del pliego

En el presente pliego de condiciones se presentan los requisitos generales que se exige al contratista, para que lleve a cabo la realización del proyecto “Diseño de un martinete de forja autocompresor”.

Se trata de especificar las condiciones técnicas, facultativas, económicas y legales a tener en cuenta para la correcta realización del proyecto, determinando las obligaciones de las partes intervinientes en el proceso de ejecución.

Este documento no pretende así recoger todos los detalles constructivos del equipamiento. Es responsabilidad del contratista que dichos detalles constructivos, materiales y selección de componentes, estén de acuerdo con las últimas normas de diseño, reglamentos y técnicas aplicables.

1.2. Documentación del proyecto

El presente proyecto consta de los siguientes documentos.

Documento 1. ÍNDICE GENERAL.

Documento 2. MEMORIA.

Documento 3. ANEXOS.

Documento 4. PLIEGO DE CONDICIONES.

Documento 5. PRESUPUESTO.

Documento 6. PLANOS.

Se entiende por documentos contractuales aquellos que estén incorporados en el contrato y que sean de obligado cumplimiento, excepto modificaciones debidamente autorizadas. Estos documentos son:

- ANEXOS
- PLANOS
- PLIEGO DE CONDICIONES
- PRESUPUESTO

El resto de los documentos o datos del proyecto son documentos informativos. Solamente los documentos contractuales constituyen la base del contrato. Por tanto, el contratista no podrá alegar modificación alguna de las condiciones del contrato en base a los datos contenidos en los documentos informativos a menos que estos datos aparezcan en algún documento contractual.

El contratista será responsable de los errores que se puedan derivar de no obtener la suficiente información directa que rectifique o ratifique el contenido de los documentos informativos del proyecto.

1.3. Relación y compatibilidad entre documentos

Los documentos que definen este proyecto son compatibles entre sí y además se complementan unos a otros. Se ha de procurar que sólo con la ayuda de la “MEMORIA”, los “PLANOS” y el “PLIEGO DE CONDICIONES” se pueda ejecutar totalmente el proyecto.

En cuanto al orden y prioridad dependerá del aspecto que se considere. Si se mira desde el punto de vista técnico-teórico, los documentos más importantes son los “PLANOS” y los “ANEXOS” seguidos por la “MEMORIA”. Si se mira desde el punto de vista jurídico-legal, será el “PLIEGO DE CONDICIONES” el documento más importante.

2. CONDICIONES TÉCNICAS

Para la realización del proyecto, la empresa pondrá a disposición del contratista los datos necesarios de los elementos a diseñar, así como todas las especificaciones estructurales que se requerirán para los análisis a realizar.

Otro de los aspectos que el contratista deberá cumplir, serán los informes que irá reportando a la empresa sobre los resultados que vaya obteniendo a lo largo del proyecto, así como un informe final, detallando los resultados y los pasos seguidos en el desarrollo del proyecto.

Los procedimientos de cálculo se llevarán a cabo conforme a lo señalado en el documento “ANEXOS”. El contratista no podrá modificar los procedimientos sin autorización previa.

Por último, en caso de que el contratista subcontrate parte de la ejecución del proyecto, deberá demostrar la cualificación de dicha subcontrata y solicitar la conformidad a la empresa.

2.1. Documentación de apoyo

En este apartado se indicarán los documentos que se deben entregar al finalizar el proyecto. La documentación que forma el proyecto se entregará en forma de seis documentos escritos y encuadernados.

- **Documento 1. ÍNDICE GENERAL:** hace referencia a todos los documentos que componen el proyecto.
- **Documento 2. MEMORIA:** en este documento se definen los objetivos del proyecto y las soluciones adoptadas.
- **Documento 3. ANEXOS:** este documento contiene todos los cálculos realizados para la comprobación y verificación del cumplimiento de los requisitos establecidos.

- **Documento 4. PLIEGO DE CONDICIONES:** este documento regula las normas de comportamiento para la realización, desde el punto de vista técnico, facultativo, económico y legal entre los agentes del proyecto que intervienen en la ejecución del mismo.

- **Documento 5. PRESUPUESTO:** es la cuantificación económica de lo proyectado. Se trata de un documento orientativo y que sirve para tener una idea de los costes y las mediciones del proyecto en general.

- **Documento 6. PLANOS:** en este documento se recogen los planos técnicos de todos los elementos del martinete desarrollados en el proyecto, tras ser validados por los cálculos realizados. Los planos deben expresar gráficamente y definir geométricamente todo lo que se proyecta. Su información será imprescindible para la correcta fabricación de la máquina.

3. CONDICIONES FACULTATIVAS

La dirección de fabricación será de un ingeniero seleccionado previamente. Tendrá las obligaciones de comprobar los trabajos que se realicen al igual que comprobar que el contratista cumple las pautas que marca el proyecto.

El contratista deberá escoger sus representantes en la fabricación, entre ellos, el jefe de fabricación. Por otro lado, el contratista tiene la obligación de facilitar al ingeniero encargado de la dirección toda la información que sea necesaria al igual que deberá informar de cualquier incidencia. Además, será el encargado de cumplir los plazos de fabricación estipulados.

En caso de atrasos en el cumplimiento deberá informar a la dirección de fabricación, quedando en manos de la dirección la decisión final a tomar.

3.1. Jefe de fabricación

El contratista será el encargado de seleccionar el jefe de fabricación adecuado para la correcta fabricación del proyecto. El jefe de fabricación será el representante oficial del contratista durante todo el proceso teniendo la obligación de hacer cumplir de forma clara y con autoridad lo estipulado en el proyecto.

El jefe de fabricación deberá hacer cumplir y transmitir las órdenes recibidas de la dirección facultativa teniendo que avisar de cualquier percance en caso de que sea necesario.

En caso de tener que realizar el cambio del jefe de fabricación, el contratista deberá informar previamente a la dirección facultativa, quedando en manos de la dirección la decisión a tomar.

3.2. Obligaciones del contratista

El contratista será el máximo responsable de la fabricación en caso de incumplimiento de algunas de las pautas marcadas en el pliego, siendo el segundo responsable el jefe de fabricación.

El contratista deberá facilitar en caso de que sea necesario cualquier certificado de calidad de los materiales, maquinaria y equipo empleado en la fabricación. Por otro lado, deberá informar de las incidencias que puedan ocurrir durante la fabricación.

El contratista deberá acudir de forma obligatoria a todas las reuniones que organice la dirección facultativa y en caso de que no sea posible deberá ser de forma justificada y nombrando algún representante como por ejemplo el jefe de fabricación.

Otra de sus obligaciones principales será la de acudir de forma presencial a la fabricación durante su jornada laboral de forma de que pueda cumplimentar lo estipulado de forma correcta.

3.3. Plazos y comienzo de fabricación

Los plazos de ejecución y el día de comienzo de la fabricación estarán definidos en el contrato siendo de obligatorio cumplimiento por el contratista. El contratista deberá dar parte del comienzo a la dirección facultativa y será el máximo responsable de los atrasos. En caso de imprevistos, el contratista deberá informar a la dirección facultativa quedando en sus manos la decisión a tomar.

El jefe de fabricación podrá pedir a la dirección facultativa nuevos plazos si la fabricación lo precisara por motivos que deberá justificar.

En caso de no poder comenzar la fabricación en la fecha estipulada, la dirección facultativa determinará una nueva fecha de inicio tras realizar una reunión en caso de que sea necesario.

3.4. Fallos de fabricación o montaje

El contratista será el máximo responsable de los fallos o defectos en el montaje del martinete. En caso de encontrar fallos de montaje se desmontará de forma inmediata y se volverá a realizar el montaje de forma correcta.

En caso de que los fallos sean responsabilidad directa del contratista los gastos correrán a su cuenta.

3.5. Garantía

El martinete tendrá una garantía de cuatro años desde el momento en el que se entregue al cliente. El tiempo en el que la máquina este en garantía los fallos o piezas defectuosas serán arreglados y reemplazados sin ningún coste para el cliente.

4. CONDICIONES ECONÓMICAS

4.1. Garantías

La empresa podrá exigir al contratista la presentación de las referencias bancarias o de otras entidades o personal, al objeto de cerciorarse de si este reúne todas las condiciones requeridas para el exacto cumplimiento del contrato, dichas referencias las presentará el contratista antes de la firma del contrato.

4.2. Gastos e impuestos

Todos los gastos e impuestos de cualquier orden, que por disposición del estado, provincia o municipio se deriven del contrato, y estén vigentes en la fecha de la firma del mismo, serán por cuenta del contratista con excepción del IVA.

Las modificaciones tributarias establecidas con posterioridad al contrato afectarán al sujeto pasivo directo, sin que las partes puedan repercutirlas entre sí. En ningún caso podrá ser causa de revisión de precios la modificación del sistema tributario vigente a la firma del contrato.

4.3. Precios contradictorios

Si ocurriese algún caso por virtud del cual fuese necesario fijar un nuevo precio, se procederá a estudiarlo y convenirlo de la siguiente forma:

- El Adjudicatario formulará por escrito, bajo su firma, el nuevo precio que, a su juicio, deberá aplicarse.
- La Dirección Técnica estudiará el que, según su criterio, deba utilizarse.

Si ambos son coincidentes se formulará un Acta, igual que si cualquier pequeña diferencia o error fuesen salvados por simple exposición y convicción de una de las partes, quedando así formalizado el precio contradictorio.

Si no fuera posible conciliar por simple discusión los resultados, se propondrá a la propiedad que adopte la resolución que estime conveniente, que podrá ser aprobatoria del precio exigido por el Adjudicatario, o en otro caso, la segregación de la ejecución del proyecto, para ser ejecutado por la administración o por otro adjudicatario distinto.

La fijación del precio contradictorio habrá de proceder necesariamente al comienzo de la nueva unidad, puesto que, si por cualquier motivo, ya se hubiese comenzado, el Adjudicatario estará obligado a aceptar el que buenamente quiera fijarle el responsable, y a concluirla a satisfacción de éste.

4.4. Reclamación por aumento de precios

Si el contratista, antes de la firma del contrato no hubiese hecho la reclamación u observación oportuna, no podrá bajo ningún pretexto de error u omisión reclamar aumento de los precios fijados en el cuadro correspondiente del presupuesto que sirve de base para la ejecución del proyecto.

Las equivocaciones materiales o errores aritméticos en las unidades del importe se corregirán en cualquier época que se observen, pero no se tendrán en cuenta a los efectos de la rescisión de contrato.

4.5. Revisión de precios

Si los vigentes precios de jornales, cargas sociales y materiales, en el momento de firmar el contrato, experimentan una variación oficial en más o menos del 5%, podrá hacerse una revisión de precios a petición de cualquiera de las partes, que se aplicará a la tarea que falte por ejecutar.

En principio no se debe admitir la revisión de los precios contratados. No obstante, y dada la variabilidad continua de los precios de los jornales y sus cargas sociales, así como la de los materiales y transportes, que son características de determinadas épocas anormales, se admiten durante ellas la rescisión de los precios contratados, bien en alza o en baja y en armonía con las oscilaciones de los precios del mercado.

4.6. Equivocaciones en el presupuesto

Se supone que el contratista ha hecho un estudio detenido de los documentos que componen el proyecto, y por tanto al no haber hecho ninguna observación sobre posibles errores o equivocaciones en el mismo, se entiende que no hay lugar a disposición alguna en cuanto afecta a unidades o precios.

Si, por el contrario, el número de unidades fuera inferior, se descontará del presupuesto final.

4.7. Pagos

Los pagos se efectuarán por el propietario en los plazos previamente establecidos y su importe corresponderá, precisamente, al de los certificados expedidos por el ingeniero director.

4.8. Suspensión por retraso de pagos

En ningún caso podrá el contratista, alegando retraso en los pagos, suspender los trabajos, ni ejecutarlos a menor ritmo del que corresponda, con arreglo al plazo en que deben terminarse.

4.9. Mejoras de fabricación

No se admitirán mejoras de fabricación, más que en el caso en que la compañía contratadora haya ordenado por escrito la ejecución de los trabajos nuevos o que mejoren la calidad de los contratados, así como la de los materiales y aparatos previstos en el contrato. Tampoco se admitirán aumentos de fabricación en las unidades contratadas, salvo caso de error en las mediciones del Proyecto, a menos que la compañía contratadora ordene, también por escrito, la ampliación de las contratadas.

5. CONDICIONES LEGALES

5.1. Marco jurídico

La ejecución del proyecto deberá tener en cuenta las leyes vigentes del estado siendo responsabilidad de la empresa la ejecución del proyecto bajo las condiciones establecidas en el contrato, en las condiciones estipuladas en los documentos que forman el proyecto y por las establecidas en las leyes de contratos de trabajo.

5.2. Régimen de intervención

Cuando el contratista no dé cumplimiento, sea a las obligaciones o disposiciones del contrato, sea a las órdenes de servicio que les sean dadas por la empresa, esta le requerirá a cumplir este requisito de órdenes en un plazo determinado, que, salvo casos de urgencia, no será nunca menor de 10 días a partir del plazo de la notificación del requerimiento.

Pasado este plazo, si el contratista no ha ejecutado las disposiciones dadas, la empresa podrá ordenar a título provisional el establecimiento de un régimen de intervención general o parcial por cuenta del contratista.

Se procederá inmediatamente, en presencia del contratista, o habiéndole convocado debidamente, a la comprobación de la fabricación ejecutada, de los materiales acopiados,

así como al inventario descriptivo del material del contratista, y a la devolución a este de la parte de materiales del contratista, y así como de la parte de materiales que no utilizará la empresa para la terminación de los trabajos.

Durante el periodo de régimen de intervención, el contratista podrá conocer la marcha de los trabajos, sin que pueda, de ninguna manera, entorpecer o dificultar las órdenes de la empresa.

El contratista podrá, por otra parte, ser liberado del régimen de intervención si justifica su capacidad para volver a hacerse cargo de los trabajos y llevarlos a buen fin.

Los excedentes de gastos que resulte de la intervención o del nuevo contrato serán deducidos de las sumas, que puedan ser debidas al contratista, sin perjuicios de los derechos de ejercer contra él en el caso de ser insuficientes.

Si la intervención o el nuevo contrato suponen, por el contrario, una disminución de los gastos, el contratista no podrá pretender beneficiarse en ninguna parte de la diferencia, que quedará a favor de la empresa.

5.3. Accidentes laborales y daños a terceros

El contratista es el máximo y único responsable de la seguridad de la fabricación teniendo la obligación de comprobar el cumplimiento de las leyes de seguridad laboral. La propiedad quedará libre de responsabilidades.

El contratista es el encargado de establecer las medidas de seguridad necesarias al igual que deberá suministrar el material de seguridad necesario a los trabajadores.

En caso de accidente o daños a terceras personas u objetos por un incorrecto cumplimiento de las leyes vigentes el contratista será el responsable.

5.4. Responsabilidad civil

El contratista deberá tener cubierta su responsabilidad civil de tal forma que en caso de que alguno de sus empleados o subcontratas incumplan este cubierto.

El contratista será el encargado de tomar las medidas necesarias para no comprometer la salud de sus empleados ni de las terceras personas siendo su responsabilidad en caso de accidente.

En caso de accidente, el contratista será el único responsable de la indemnización a realizar quedando el propietario libre de responsabilidades.

5.5. Permisos y certificados

El contratista será el encargado de cumplir todas las leyes vigentes a nivel estatal, provincial o municipal siendo su responsabilidad.

También será el encargado de solicitar en caso de que sea necesario permisos o certificados.

5.6. Rescisión del contrato

Las acciones nombradas a continuación serán las causantes de la rescisión del contrato:

- No comenzar en la fecha de inicio estipulada.
- Demora excesiva en los plazos de entrega previstos.
- Incumplimiento por parte del contratista de sus responsabilidades.
- Fallos en los materiales debido a la negligencia del contratista.
- Modificaciones en el contrato con subidas de precio mayores al 7%.

5.7. Disposiciones legales

Normas de carácter general para la industria:

- Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de prevención de Riesgos Laborales.
- Ley 54/2003, de 12 de noviembre, de reforma del marco normativo de la Prevención de Riesgos Laborales.
- Real Decreto 171/2004, de 30 de enero, por el que se desarrolla el artículo 24 de la Ley 31/1995 de Prevención de Riesgos Laborales.
- Ley 50/1998, de 30 de diciembre, de Medidas Fiscales, Administrativas y del Orden Social, que modifica la Ley 31/1995 en sus artículos 47, 48 y 49.
- Real Decreto Legislativo 5/2000, de 4 de agosto, por el que se aprueba el texto refundido de la Ley sobre Infracciones y Sanciones en el Orden Social.
- Real Decreto 707/2002, de 19 de julio, por el que se aprueba el Reglamento sobre el procedimiento administrativo especial de actuación de la Inspección de Trabajo y Seguridad Social y para la imposición de las medidas correctoras de incumplimientos en materia de prevención de riesgos laborales en el ámbito de la Administración General del Estado.
- Ley 21/1992, de 16 de julio, de Industria.
- Orden de 29 de julio de 1993, que desarrolla el Real Decreto 825/1993.
- Real Decreto A1823/1998, de 28 de agosto, sobre Composición y Funcionamiento de la Comisión para la Competitividad industrial, desarrollando la Ley 21/19

PRESUPUESTO



ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

1.	COSTES DE LOS MATERIALES Y ELEMENTOS NORMALIZADOS	142
1.1.	Piezas diseñadas.....	142
1.2.	Elementos normalizados	143
2.	COSTES DE FABRICACIÓN Y MONTAJE.....	144
2.1.	Costes de fabricación	144
2.2.	Costes de montaje y puesta en marcha	145
2.3.	Coste de pinturas	146
3.	COSTES DE INGENIERÍA.....	146
3.1.	Coste de licencias	146
3.2.	Coste de la fase de cálculo	147
3.3.	Costes en la fase de diseño	147
4.	COSTES TOTALES.....	148
4.1.	Costes de los materiales y elementos normalizados	148
4.2.	Costes de fabricación y montaje	148
4.3.	Costes de ingeniería	148
5.	PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	149
6.	PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA	149
7.	PRESUPUESTO GENERAL DEL PROYECTO	150

1. COSTES DE LOS MATERIALES Y ELEMENTOS NORMALIZADOS

1.1. Piezas diseñadas

Componente	Material	Cantidad	Peso (kg)	Precio (€/kg)	Importe (€)
Bastidor	Fundición gris	1	1134,905	0,434	492,55
Martillo	Acero F-125	1	55	1,08	59,40
Dado	Acero F-125	1	5	1,08	5,40
Pistón	Acero F-114	1	23	1,05	24,15
Yunque	Acero F-133	1	508,53	2,01	1022,15
Árbol	Acero F-118	1	25	2,01	50,25
Biela	Acero F-114	1	8,32	1,05	8,74
Muñequilla	Acero F-114	1	0,63	1,05	0,66
Cazoleta	Acero F-114	1	16,538	1,05	17,36
Pedal	Acero F-111	1	13,188	1,05	13,85
Tapa superior del pistón	Acero F-111	1	26,365	1,05	27,68
Tapa inferior del martillo	Acero F-111	1	10,381	1,05	10,90
Tapa superior del martillo	Acero F-111	1	9,557	1,05	10,03
Dado del yunque	Acero F-125	1	8,152	2,01	16,39
Polea pequeña	Acero F-111	1	3,04	1,05	3,19
Polea grande	Acero F-111	1	66,981	1,05	70,33
Tapa inferior del pistón	Acero F-111	1	6,164	1,05	6,47
Válvula superior	Acero F-114	1	2,637	1,05	2,77
Válvula inferior	Acero F-114	1	2,617	1,05	2,75
Conexión de las válvulas	Acero F-111	1	0,826	1,05	0,87
Palanca de accionamiento	Acero F-111	1	2,512	1,05	2,64
Tapa de las válvulas	Acero F-111	2	0,372	1,05	0,78
Balancín	Acero F-111	2	0,501	1,05	1,05
Tapa árbol - cazoleta	Acero F-111	1	1,403	1,05	1,47
Tapa de mantenimiento	Acero F-111	1	2,105	1,05	2,21
Tapa del depósito de aceite	Acero F-111	1	3,286	1,05	3,45
Tapa eje - bastidor	Acero F-111	1	1,011	1,05	1,06
Manecilla	Acero F-111	1	0,015	1,05	0,02
Anillo del pistón	Acero F-140	2	0,09	1,08	0,19
Anillo del martillo	Acero F-140	2	0,086	1,08	0,19
Total (€)					1813,95

1.2.Elementos normalizados

Componente	Cantidad	Precio sin IVA (€)	Importe (€)
Tornillo ISO 4014 - M8x40	14	0,14	1,96
Arandelas ISO 7089 - 8	30	0,11	3,30
Tornillo ISO 4762 - M6x50	2	0,11	0,22
Arandelas ISO 7089 - 6	4	0,12	0,48
Tuercas ISO 4032 - M6	2	0,1	0,20
Casquillo ISO 4379 - 32x40x30	1	0,67	0,67
Perfil DIN 1026-2 - UPE 80 - 400	2	2,62	5,24
Correa trapezoidal ISO 1081	4	26,29	105,16
Tuerca de seguridad DIN 981 - KM 12	1	18,49	18,49
Arandela de seguridad DIN 5406 - MB12	1	0,63	0,63
Anillo de retención DIN 471 - 60 x3	2	0,55	1,10
Anillo de ajuste DIN 705 - B60	1	8,69	8,69
Tornillo ISO 4766 - M10x35	1	0,18	0,18
Casquillo ISO 2795 -30x36x30	1	0,67	0,67
Tornillo ISO 2009 - M4x16	38	0,02	0,76
Tuerca DIN 979 - M20x1,5	1	0,59	0,59
Arandela ISO 8738 - 20	3	0,13	0,39
Pasador de aletas ISO 1234 - 4x36	2	0,02	0,04
Tornillo ISO 2009 -M4x20	8	0,02	0,16
Tornillo ISO 4762 - M3x25	6	0,03	0,18
Tuerca DIN 935 T1 - M20x1,5	1	0,64	0,64
Junta de estanqueidad DIN 3760 - A - 60x85x8 - NBR	1	71,29	71,29
Eje de articulación con cabeza ISO 2341 - B - 20x50	2	4	8
Pasador de aletas ISO 1234 - 4x32	2	0,17	0,34
Tapón DIN 714 12A - M10x1 cónico corto	2	0,96	1,92
Tornillo ISO 7045 - M4x16 - 4,8 - Z	4	0,02	0,08
Arandelas ISO 7091 - ST 4 - 100 HV	4	0,02	0,08
Remache DIN 124 - A 12x38	1	0,05	0,05
Junta de estanqueidad ISO 7483 (Personalizadas)	3	1,55	4,65
Tornillo ISO 4017 - M8x50	24	0,15	3,60
Rodamiento de rodillos DIN 5412 - SKF NUP 212 ECP	1	67,81	67,81
Rodamiento de rodillos DIN 5412 - SKF NU 212 ECP	1	67,81	67,81
Tornillo ISO 7045 - M1,6x8 - 4,8 - Z	1	0,09	0,09
Arandela ISO 7089 - 1,6	1	0,20	0,20
Manguito DIN 73379 tipo C	2	2,56	5,12
Varilla roscada DIN 976 - 1 - M6x120 B	1	0,14	0,14
Tuerca ISO 4035 - M6	2	0,04	0,08
Muelle DIN 2095 – 2097 150x20x5	1	2,36	2,36
Bulón ISO 2338 -30 m6x120	1	0,27	0,27
Abrazaderas TII - 14 -10 GOST 17679 - 80	4	0,67	2,68

Tornillo DIN 188 - 10x60	1	0,60	0,60
Tornillo DIN 188 - 10x65	1	0,60	0,60
Chaveta DIN 6885 - A 18x7x50	1	1,14	1,14
Motor eléctrico trifásico de 7,5 Cv	1	495,34	495,34
Tornillo ISO 4017 M10x35	4	0,22	0,88
Arandela ISO 7089 - 10	8	0.26	2,08
Tuerca ISO 4032 M10	4	0.11	0,44
Chaveta DIN 6885 – A 8x5x50	1	0.11	0,11
Anillo de retención DIN 472 – 30x1,2	2	0,18	0,36
Depósito de aceite	1	70	70
Total (€)			957,87

2. COSTES DE FABRICACIÓN Y MONTAJE

2.1.Costes de fabricación

Componente	Moldeo en caliente			Corte por sierra			Oxicorte			Mecanizado			Soldadura		
	h	€/h	€	h	€/h	€	h	€/h	€	h	€/h	€	h	€/h	€
Bastidor	12		180							8		280			
Martillo							1		30	3		105			
Dado				0,5		10				1		35			
Pistón							1		30	4		140			
Yunque	8		120							5		175			
Árbol							1		30	4		140			
Biela	2		30	0,5		10				1		35			
Muñequilla	0,5		7,5	0,5		10				0,5		17,5			
Cazoleta							1		30	1		35			
Pedal	2		30							1		35			
Tapa superior del pistón		15			20		1	30	30	2	35	70		45	
Tapa inferior del martillo							1		30	2		70			
Tapa superior del martillo							1		30	1		35			
Dado del yunque				1		20				1		35			
Polea grande							5		150	4		140			
Polea pequeña							1		30	2		70			
Tapa inferior del pistón							1		30	2		70			
Válvula superior				0,5		10				1		35			
Válvula inferior				0,5		10				1		35			

Conexión de las válvulas			0,5		10			0,5		17,5	0,5		23
Palanca de accionamiento			0,5		10			0,5		17,5			
Tapa de las válvulas (x2)			0,5		20			0,5		35			
Balancín (x2)			0,5		20			1		70			
Tapa árbol - cazoleta						0,5		15	1	35			
Tapa de mantenimiento						1		30	0,5	17,5			
Tapa del depósito de aceite						1		30	0,5	17,5			
Tapa eje - bastidor						0,5		15	1	35			
Manecilla			0,1		2				0,1	3,5			
Anillo del pistón (x2)			0,1		4				0,1	7			
Anillo del martillo (x2)			0,1		4				0,1	7			
										Total (€)	2860,50		

Dentro de los precios de fabricación se incluyen los costes de los tratamientos térmicos necesarios en las piezas. El moldeo en caliente consta de todos aquellos procesos de fabricación en los que el metal se trabaja a una temperatura elevada, ya sean coladas, forja, doblado, etc. Dentro del apartado mecanizado entran los procesos de torneado, fresado, taladrado, pulido, etc.

2.2.Costes de montaje y puesta en marcha

Proceso	€/h	h	€
Montaje	15	8	120
Puesta en marcha	15	1	15
Total			135

2.3. Coste de pinturas

Componentes	Pintura		
	€/l	l	€
Bastidor	11,33	25	283,25
Cazoleta		2	22,66
Tapa superior del pistón		1	11,33
Tapa inferior del martillo		1	11,33
Tapa superior del martillo		1	11,33
Tapa de las válvulas (x2)		1	11,33
Tapa árbol - cazoleta		0,75	8,4975
Tapa de mantenimiento		0,75	8,4975
Tapa del depósito de aceite		0,75	8,4975
Tapa eje - bastidor		0,5	5,665
Manecilla		0,3	3,399
Total (€)			385,79

Dentro de los litros de pintura se encuentra los litros de la primera imprimación y los de las dos manos de pintura antioxidante posteriores.

3. COSTES DE INGENIERÍA

3.1. Coste de licencias

	Programas de cálculo y redacción	Coste anual (€)	Tiempo de uso (meses)	Coste (€)
Licencias	AutoCAD	2227	11	2041,42
	Inventor	2747	11	2518,08
	Microsoft Office	299	11	274,08
Total (€)				4833,58

3.2. Coste de la fase de cálculo

Descripción de la tarea	Personal involucrado	€/h	h	Coste (€)
Cálculos de resistencia	Ingeniero Junior	14	200	2800
Análisis de elementos finitos				
Cálculos neumáticos				
Cálculos hidráulicos			100	1400
Redacción del proyecto				
Total (€)				4200

En esta fase se ha tenido en cuenta el tiempo aproximado que el ingeniero ha invertido en la realización de los cálculos y en la redacción del proyecto.

3.3. Costes en la fase de diseño

En esta fase se ha tenido en cuenta el tiempo aproximado que el ingeniero ha invertido en la realización del estudio de mercado, y diseño 2D y 3D.

Descripción de la tarea	Personal involucrado	€/h	h	Coste (€)
Estudio de mercado	Ingeniero Junior	14	25	350
Diseño 3D			250	3500
Diseño 2D				
Total (€)				3850

4. COSTES TOTALES

4.1. Costes de los materiales y elementos normalizados

- Piezas diseñadas.....	1.813,95€
- Elementos normalizados.....	<u>957,87€</u>
- Total.....	2.771,82€

4.2. Costes de fabricación y montaje

- Costes de fabricación.....	2.860,50€
- Costes de montaje y puesta en marcha.....	135€
- Costes de pinturas.....	<u>385,79€</u>
- Total.....	3.381,29€

4.3. Costes de ingeniería

- Coste de licencias.....	4.833,58€
- Costes de la fase de cálculos.....	4.200€
- Costes de la fase de diseño.....	<u>3.850€</u>
- Total.....	12.883,58€

5. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL

- Costes de los materiales y elementos normalizados.....	2.771,82€
- Coste de fabricación y montaje.....	3.381,29€
- Costes de ingeniería.....	12.883,58€
	PEM = 19.036,69€

El presupuesto de ejecución material asciende a:

**DIECINUEVE MIL TREINTA Y SEIS EUROS CON SESENTA Y
NUEVE CÉNTIMOS DE EURO**

6. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA

- Presupuesto de ejecución material.....	19.036,69€
- Gastos generales (13%)	2.474,77€
- Beneficio industrial (6%).....	1.142,20€
	PEC = 22.653,66€

El presupuesto de ejecución por contrata asciende a:

**VEINTIDÓS MIL SETECIENTOS CINCUENTA Y TRES CON
SESENTA Y SEIS CÉNTIMOS DE EURO**

7. PRESUPUESTO GENERAL DEL PROYECTO

- Presupuesto de ejecución por contrata.....	22.653,66€
- IVA (21%)	4.757,26€
Presupuesto general del proyecto = 27.410,92€	

El presupuesto general del proyecto asciende a:

**VEINTISIETE MIL CUATROCIENTOS DIEZ EUROS CON NOVENTA
Y DOS CÉNTIMOS DE EURO**

Dato importante, el presupuesto de este proyecto es para una única máquina.





PLANOS

ÍNDICE DE LOS PLANOS

- Plano N°0 – Plano de medidas
- Plano N°1 – Martinete autocompresor
- Plano N°2 – Subconjunto del martillo
- Plano N°3 – Subconjunto del motor
- Plano N°4 – Bastidor
- Plano N°5 – Martillo
- Plano N°6 – Dado del martillo
- Plano N°7 – Anillo del martillo
- Plano N°8 – Pistón
- Plano N°9 – Anillo del pistón
- Plano N°10 – Biela
- Plano N°11 – Bulón del pistón
- Plano N°12 – Muñequilla
- Plano N°13 – Árbol
- Plano N°14 – Pedal
- Plano N°15 – Palanca de accionamiento
- Plano N°16 – Conexión de válvulas
- Plano N°17 – Balancín
- Plano N°18 – Perfil UPE 80
- Plano N°19 – Polea grande
- Plano N°20 – Polea pequeña
- Plano N°21 – Yunque
- Plano N°22 – Tapa superior del pistón
- Plano N°23 – Tapa superior del martillo
- Plano N°24 – Tapa inferior del martillo
- Plano N°25 – Cazoleta
- Plano N°26 – Dado del yunque

Plano N°27 – Válvula superior

Plano N°28 – Válvula inferior

Plano N°29 – Tapa de las válvulas

Plano N°30 – Tapa de la cazoleta

Plano N°31 – Tapa de mantenimiento

Plano N°32 – Tapa del depósito de aceite

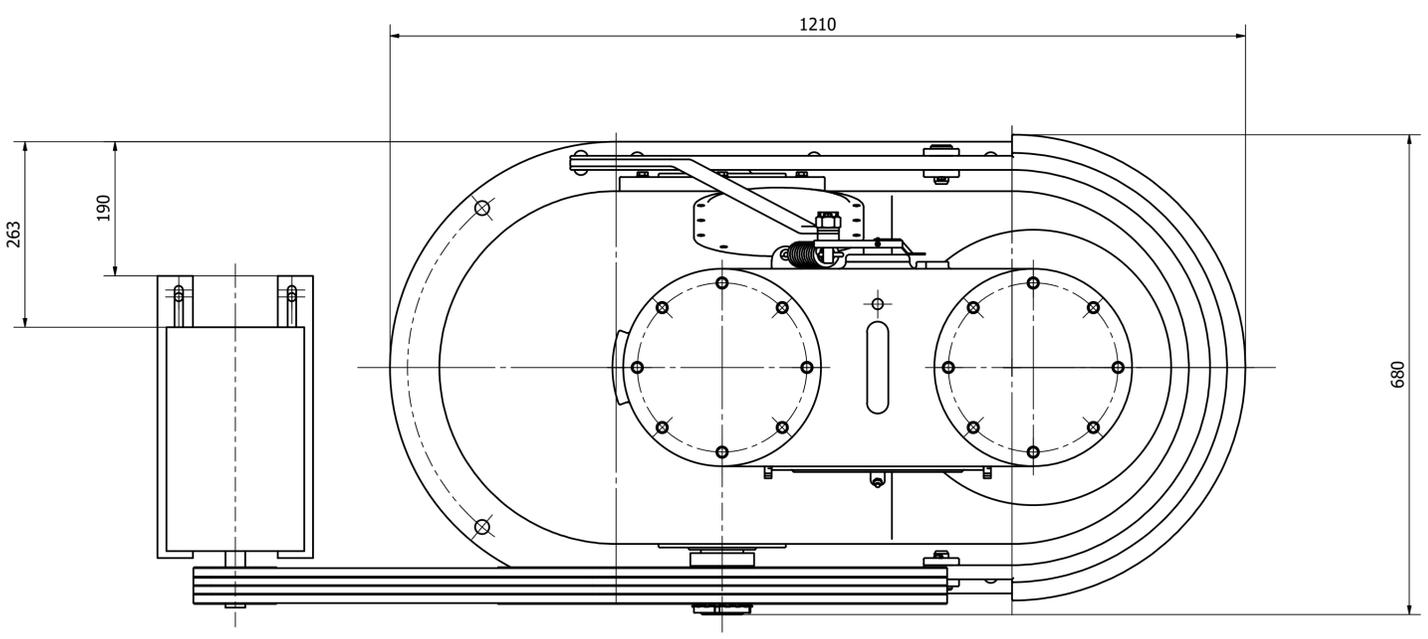
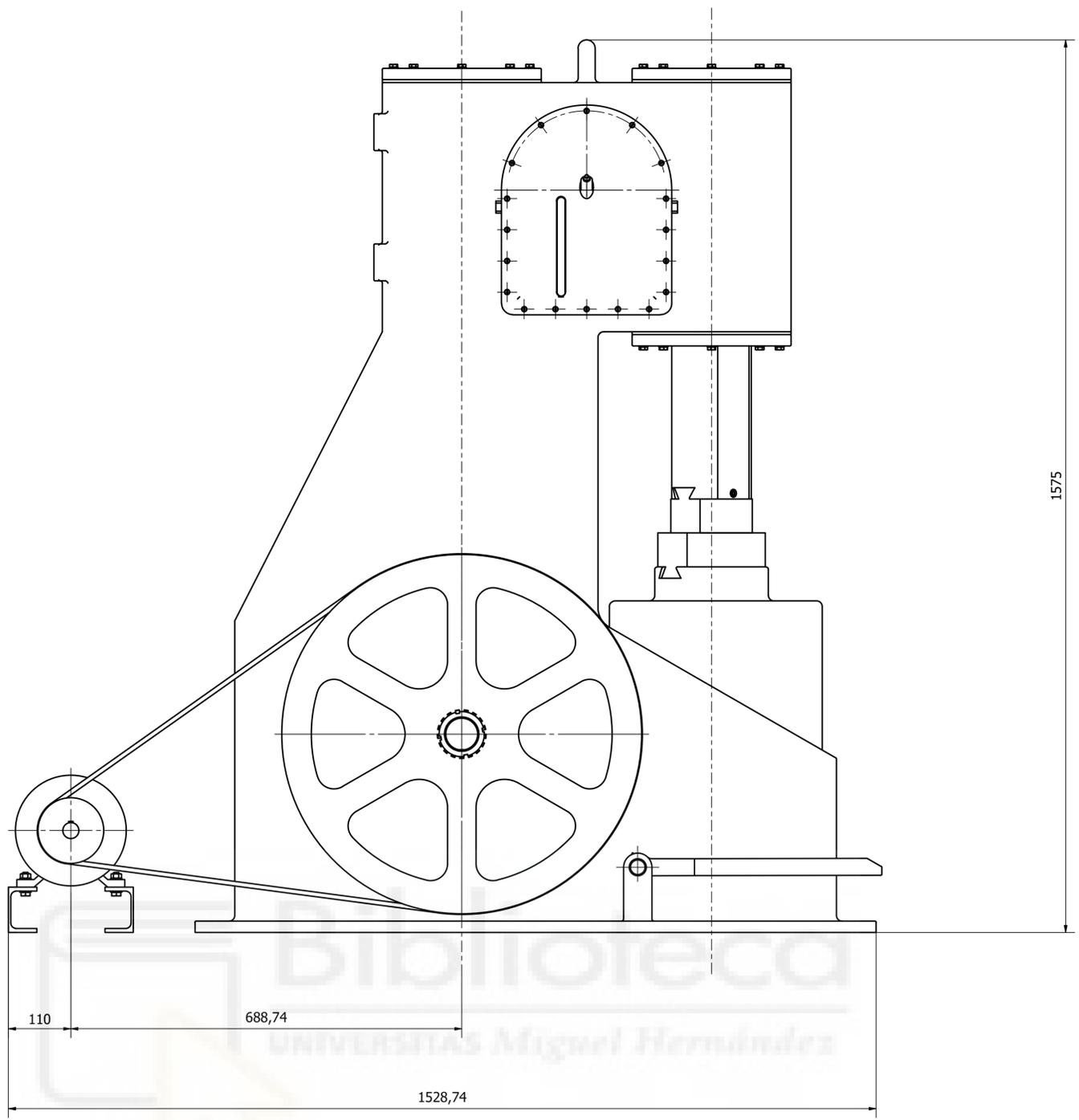
Plano N°33 – Tapa del bastidor

Plano N°34 – Manecilla

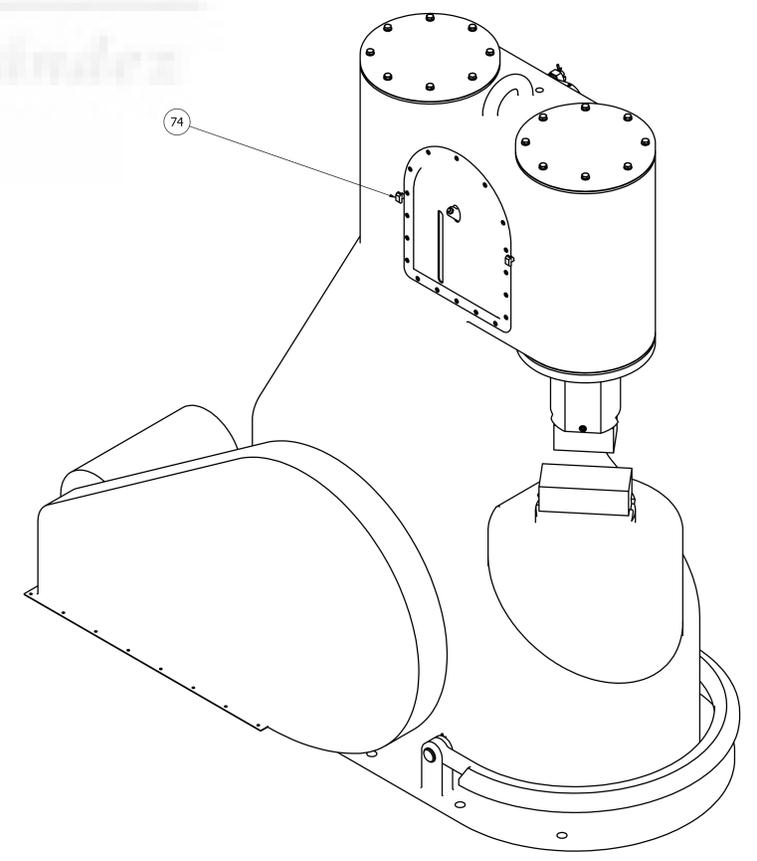
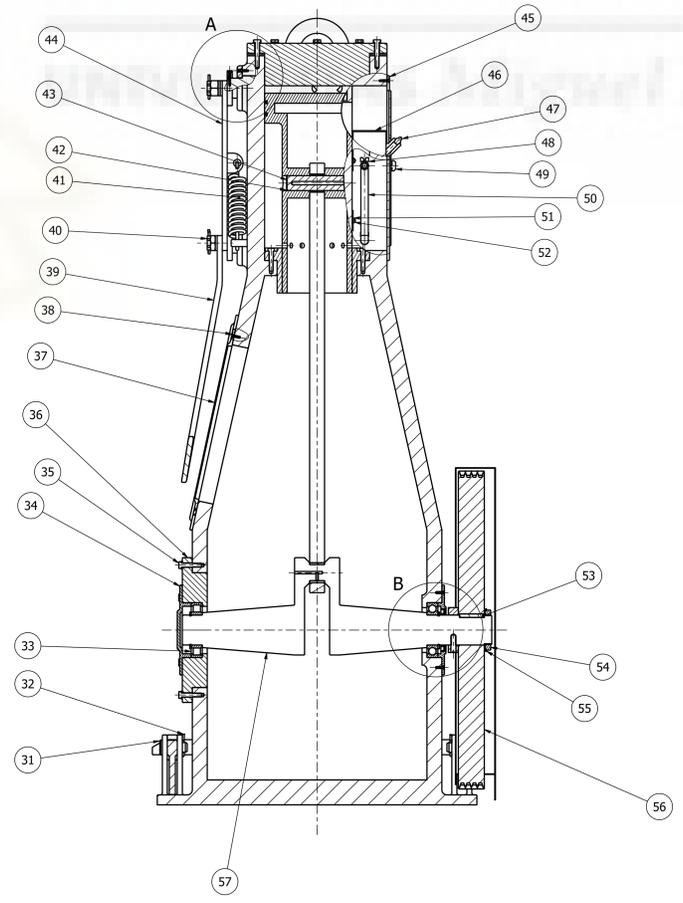
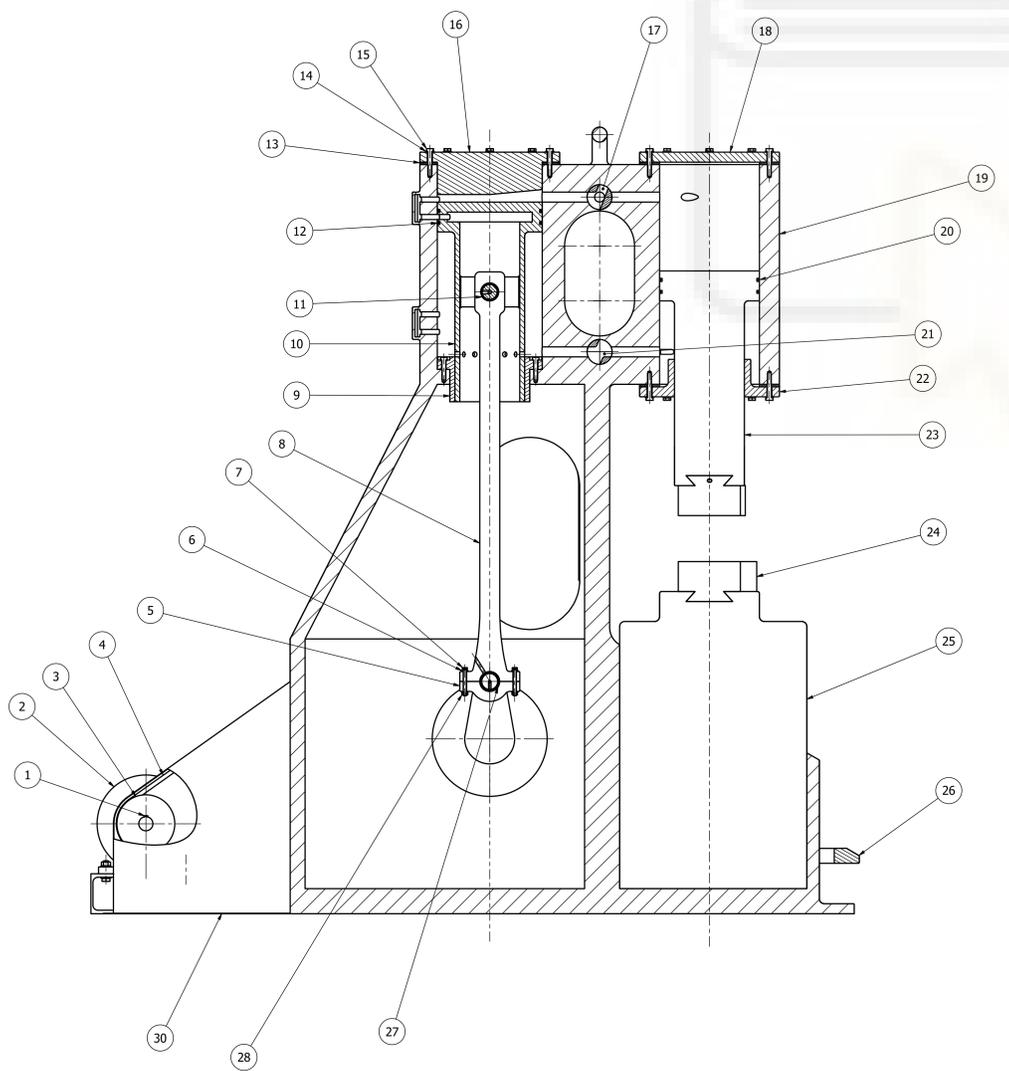
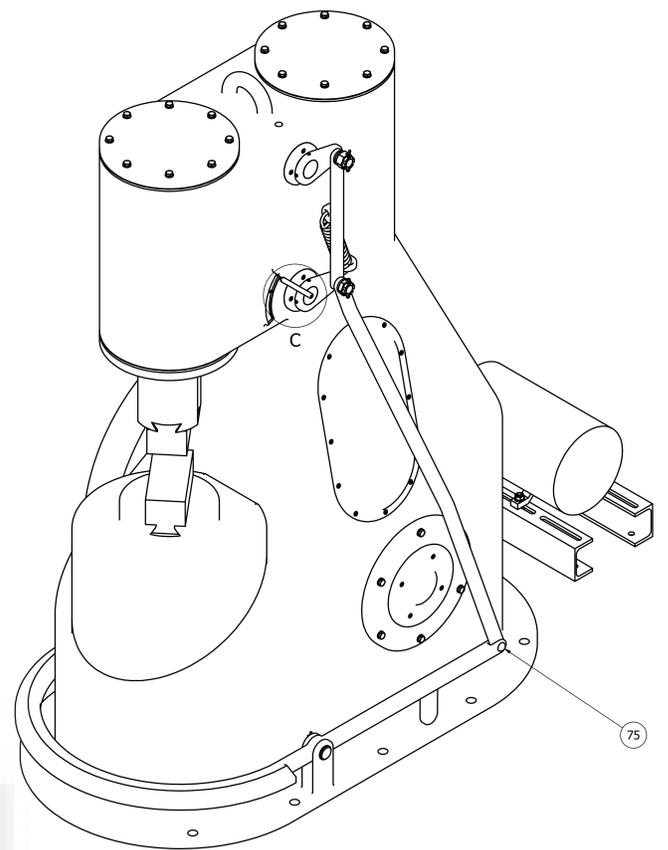
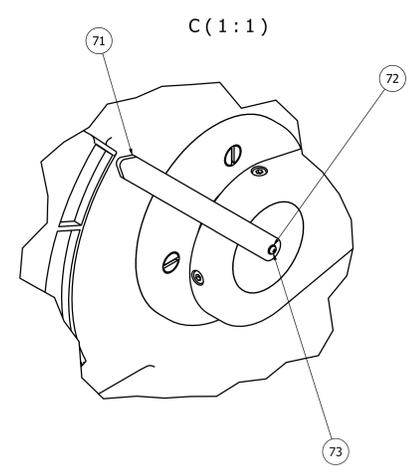
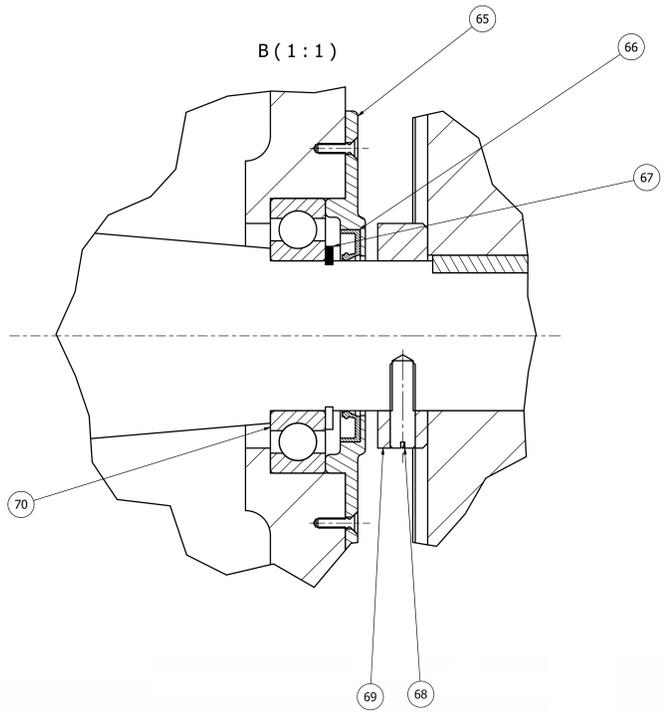
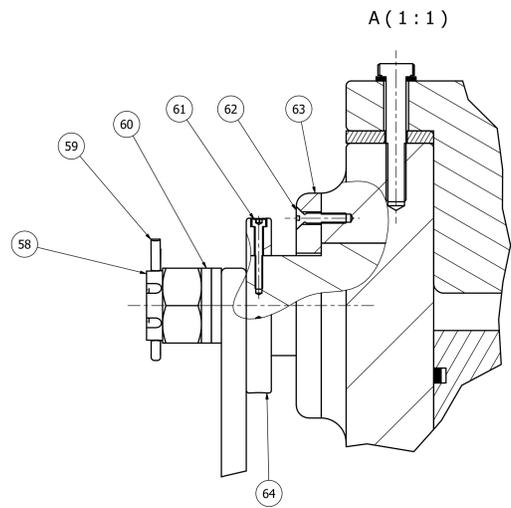
Plano N°35 – Tapa inferior del pistón

Plano N°36 – Cubierta de las poleas





Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 5
UMH		Dibujo de medidas	
Plano Nº0			Hoja 1 / 1



Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 5
UMH			MARTINETE AUTOCOMPRESOR
Plano Nº1			1 / 2

75	1	Remache	DIN 124 - A 12 x 38	Acero, suave
74	1	Pernos con cabeza en T de cabeza doble	DIN 188 - M10 x 60	Acero, suave
73	1	Tornillo de cabeza cilíndrica redondeada con hueco cruciforme de tipo Z - producto de clase A	ISO 7045 - M1,6 x 8 - 4.8 - Z	Acero
72	1	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	ISO 7089 - 1,6	Acero inoxidable
71	1	Manecilla	Plano Nº34	Acero, carbono
70	1	Rodamientos de bolas de una hilera SKF	DIN 625 SKF - SKF 6212	Acero, suave
69	1	Anillo de ajuste	DIN 705 - B60	Acero, suave
68	1	Tornillo de cabeza perdida ranurado - Punta plana	ISO 4766 - M10 x 35(3)	Acero inoxidable, 440C
67	2	Anilla de retención de muelle	DIN 471 - 60 x 3(1)	Acero, suave
66	1	Junta de estanquidad para eje	DIN 3760 - A - 60 x 85 x 8 - NBR	Goma
65	1	Tapa del bastidor	Plano Nº33	Acero, carbono
64	2	Balancín	Plano Nº17	Acero, carbono
63	2	Tapa de las válvulas	Plano Nº29	Acero, carbono
62	8	Tornillos de cabeza avellanada y ranurada (cabeza común). Producto de clase A	ISO 2009 - M4 x 20(1)	Acero inoxidable, 440C
61	6	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	ISO 4762 - M3 x 25(1)	Acero inoxidable, 440C
60	3	Arandela	ISO 8738 - 20	Acero
59	2	Pasador de aletas	ISO 1234 - 4 x 36	Acero
58	1	Tuerca ranurada hex	DIN 935 T1 - M20 x 1,5	Acero, suave
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	NORMA/Nº DE PLANO	MATERIAL

LISTA DE PIEZAS

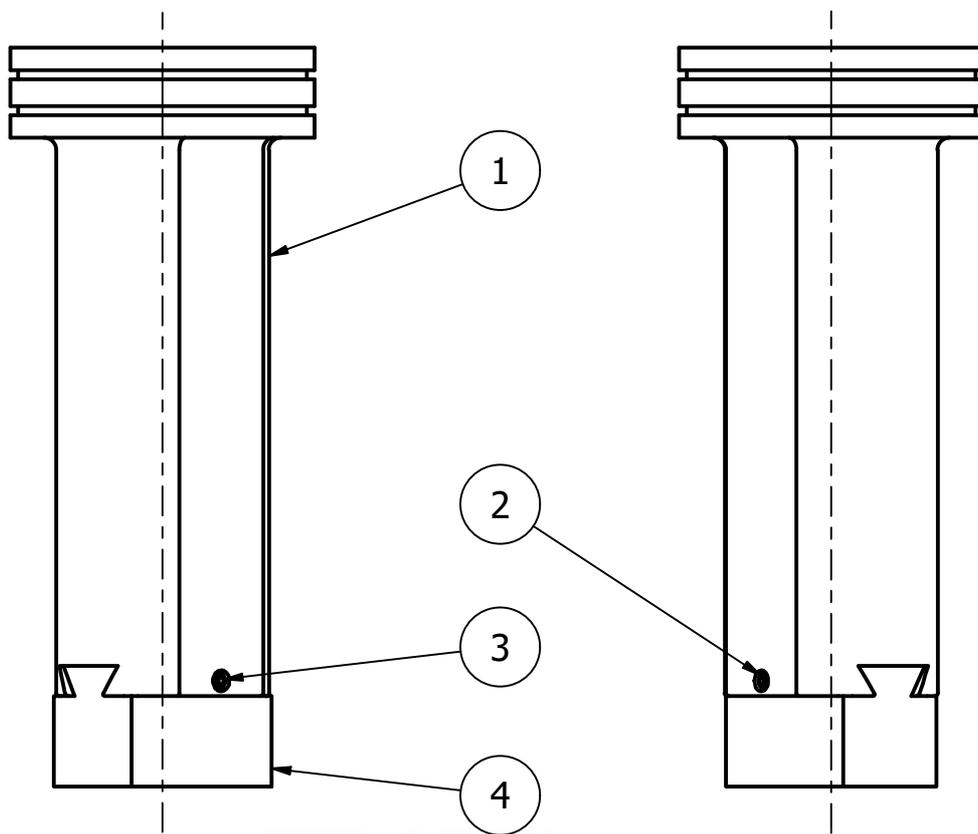
57	1	Árbol	Plano Nº13	Acero, forjado
56	1		Polea ranurada2	Acero, carbono
55	1	Arandela de seguridad - Tipo MB/MBL	DIN 5406 - MB12	Acero, suave
54	1	Tuerca redonda ranurada	DIN 981 - KM 12	Acero, suave
53	1	Chaveta paralela	DIN 6885 - A 18 x 7 x 50	Acero, suave
52	4	Tornillo de cabeza cilíndrica redondeada con hueco cruciforme de tipo Z - producto de clase A	ISO 7045 - M4 x 16 - 4.8 - Z	Acero
51	4	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase C	ISO 7091 - ST 4 - 100 HV	Acero
50	2	Manguito	DIN 73379 tipo C	Goma
49	1	Pernos con cabeza en T de cabeza doble	DIN 188 - M10 x 65	Acero, suave
48	4	Light yokes for pipe-line and cable fixing	Clamp TII-14-10 GOST 17679-80	Acero, suave
47	2	Boquilla lubricante, cónico Tipo A	DIN 71412 - AM10 x 1 cónico corto	Acero, suave
46	1	Depósito de aceite		Acero inoxidable
45	1	Tapa del depósito de aceite	Plano Nº32	Acero, carbono
44	1	Conexión de válvulas	Plano Nº16	Acero, carbono
43	1	Pasador cilíndrico	ISO 2338 - 30 m6 x 120 Plano Nº11	Acero inoxidable, austenítico
42	2	Anillas de retención para taladros	DIN 472 - 30x1,2	Acero, suave
41	1	Muelle	DIN 2095 - 2097 150x20x5	Acero, aleación
40	1	Tuerca ranurada hex	DIN 979 - M20 x 1,5	Acero, suave
39	1	Palanca de accionamiento	Plano Nº15	Acero, carbono
38	38	Tornillos de cabeza avellanada y ranurada (cabeza común). Producto de clase A	ISO 2009 - M4 x 16(1)	Acero inoxidable, 440C
37	1	Tapa de mantenimiento	Plano Nº31	Acero, carbono
36	1	Cazoleta	Plano Nº25	Acero, carbono
35	14	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B	ISO 4014 - M8 x 40	Acero inoxidable, 440C
34	1	Tapa de la cazoleta	Plano Nº30	Acero, carbono
33	1	Rodamientos de rodillos cilíndricos de una hilera, tipo NU SKF	DIN 5412 SKF - SKF NU 212 ECP	Acero, suave
32	2	Pasador de aletas	ISO 1234 - 4 x 32	Acero
31	2	Ejes de articulación con cabeza	ISO 2341 - B - 20 x 50	Acero
30	1	Cubierta de las poleas	Plano Nº36	Acero inoxidable
28	2	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B	ISO 4032 - M6	Acero inoxidable, 440C
27	1	Rodamientos normales cilíndricos - Casquillos de aleación de cobre	ISO 4379 - 32 x 40 x 30(1)	Cobre, aleado
26	1	Pedal	Plano Nº14	Acero, carbono
25	1	Yunque	Plano Nº21	Acero, alta resistencia, aleación baja
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	NORMA/Nº DE PLANO	MATERIAL

LISTA DE PIEZAS

24	1	Dado del yunque	Plano Nº26	Acero, alta resistencia, aleación baja
23	1	Subconjunto del martillo	Plano Nº2	
22	1	Tapa inferior del martillo	Plano Nº24	Acero, carbono
21	1	Válvula inferior	Plano Nº28	Acero, carbono
20	2	Anillo del martillo	Plano Nº7	Acero, aleación
19	1	Bastidor	Plano Nº4	Hierro, gris
18	1	Tapa superior del martillo	Plano Nº23	Acero, carbono
17	1	Válvula superior	Plano Nº27	Acero, carbono
16	1	Tapa superior del pistón	Plano Nº22	Acero, carbono
15	24	Tornillos de cabeza hexagonal	ISO 4017 - M8 x 50(3)	Acero inoxidable, 440C
14	30	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	ISO 7089 - 8	Acero inoxidable
13	3	Dimensiones de juntas para su uso con valona según ISO 7005 - Junta de estanqueidad plana no metálica - Cara completa - ISO PN 25	ISO 7483 Non-metallic Flat Gasket Full Face - PN 25-M200-5	Goma
12	2	Anillo del pistón	Plano Nº9	Acero, aleación
11	1	Rodamiento normal - Casquillos sinterizados - Cotas y tolerancias - Rodamientos de rodillos cilíndricos	ISO 2795 - 30 x 36 x 30(1)	Cobre, aleado
10	1	Pistón	Plano Nº8	Acero, aleación
9	1	Tapa inferior del pistón	Plano Nº35	Acero, carbono
8	1	Biela	Plano Nº10	Acero, forjado
7	2	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	ISO 4762 - M6 x 50	Acero inoxidable, 440C
6	4	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	ISO 7089 - 6	Acero inoxidable
5	1	Muñequilla	Plano Nº12	Acero, forjado
4	4	Correa trapezoidal	Sección tipo A	Goma
3	1	Polea pequeña	Plano Nº20	Acero, carbono
2	1	Subconjunto motor	Plano Nº3	
1	1	Chaveta paralela	DIN 6885 - A 8 x 5 x 50	Acero, suave
ELEMENTO	CTDAD	DENOMINACIÓN	NORMA/Nº DE PLANO	MATERIAL

LISTA DE PIEZAS

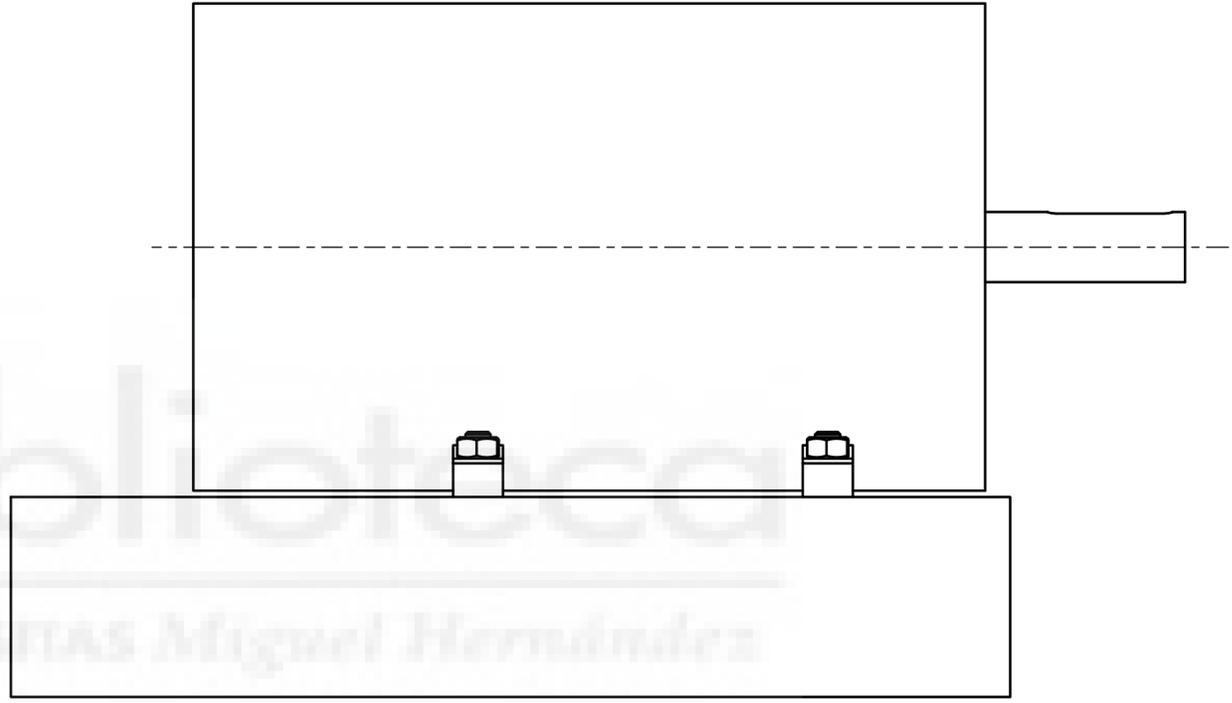
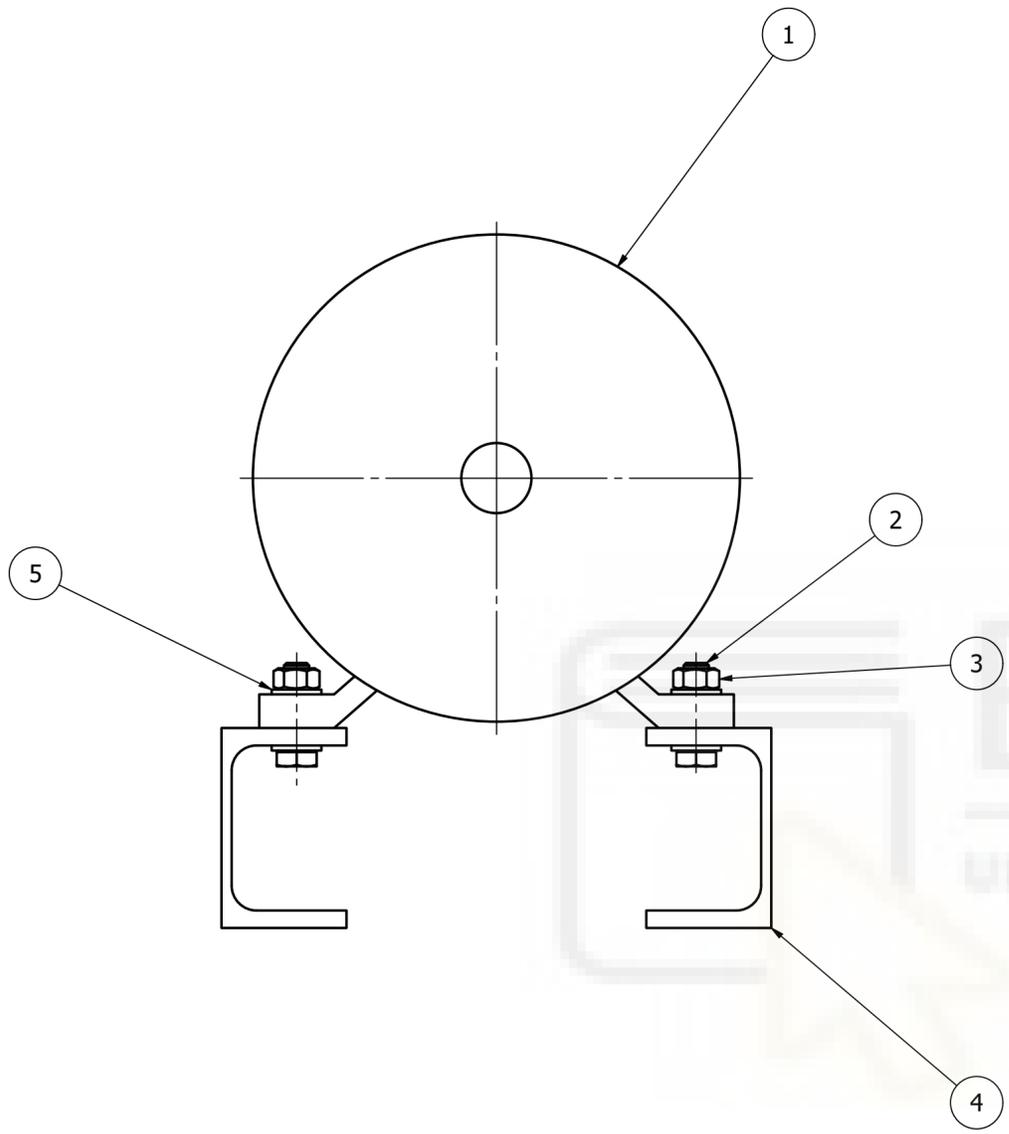
Diseño de	Juan Carlos González Navarro	Aprobado por	Nuria Campillo Davó	Fecha	25/08/2020	Escala	1 : 5
UMH		MARTINETE AUTOCOMPRESOR					
Plano Nº1						Hoja 2 / 2	



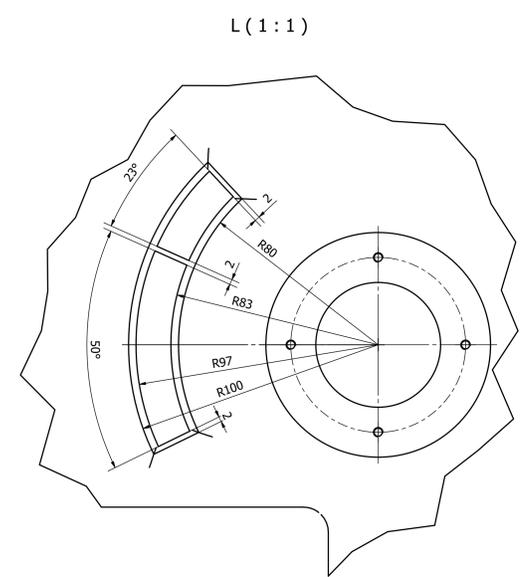
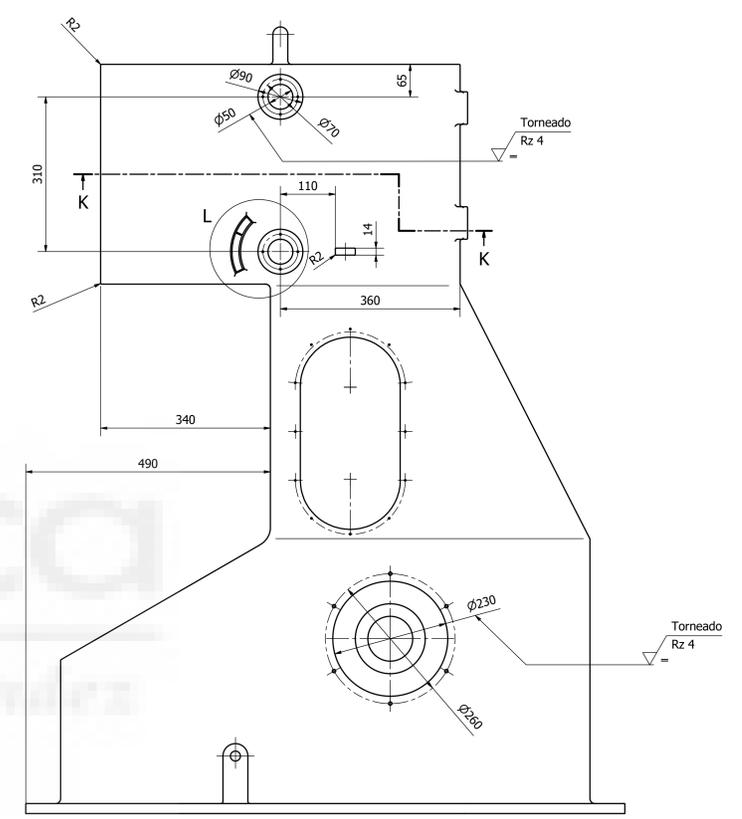
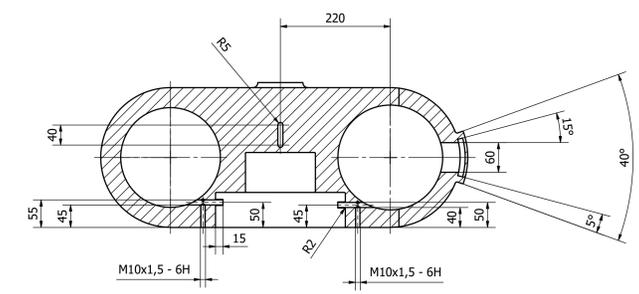
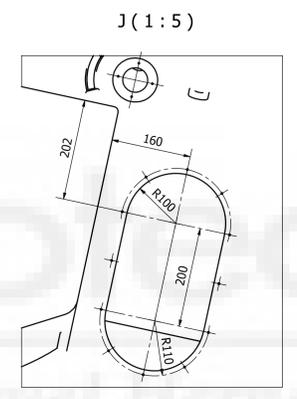
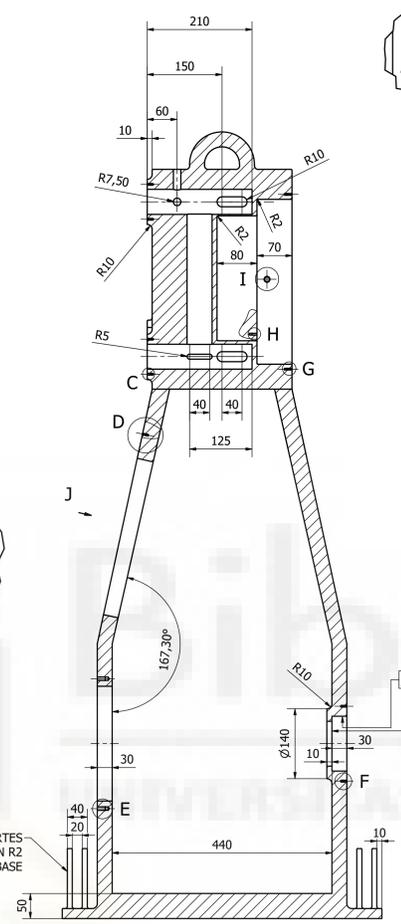
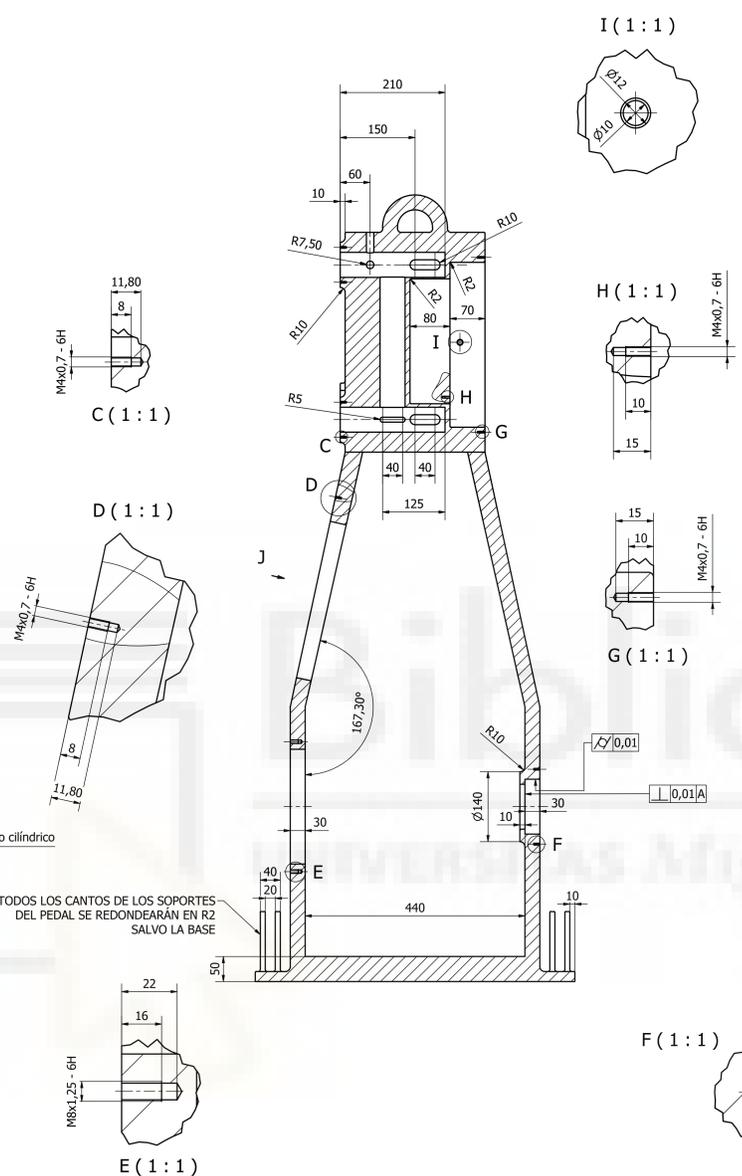
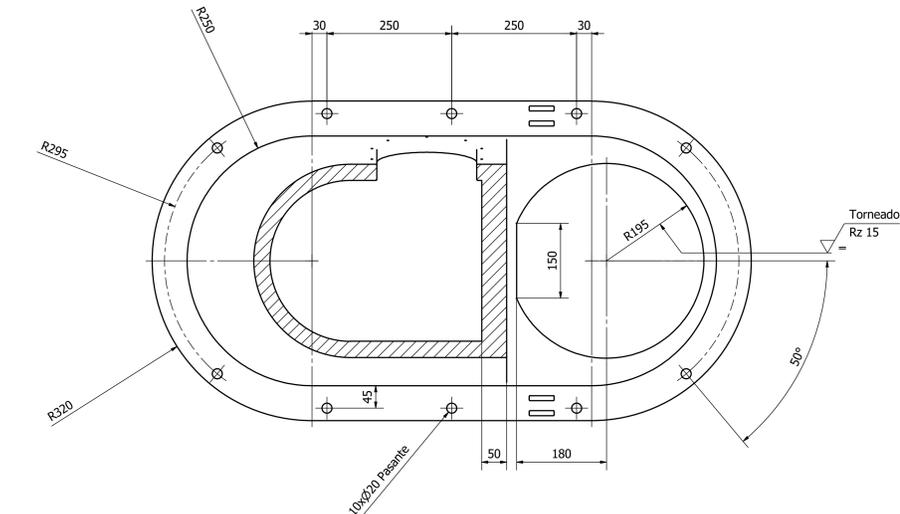
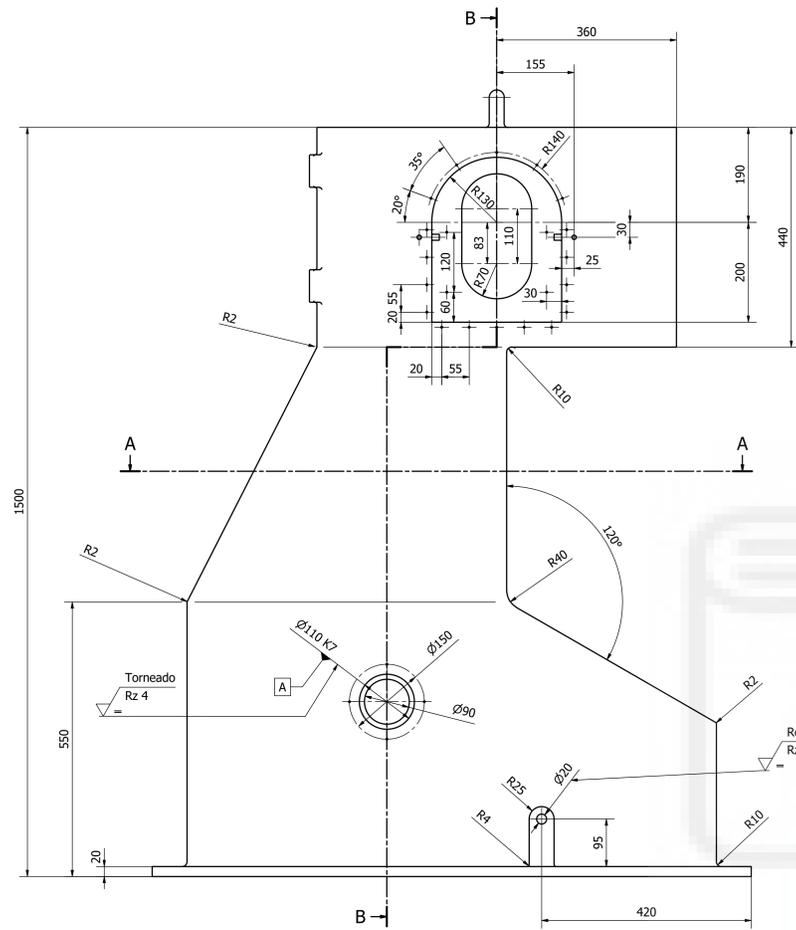
4	1	Dado del martillo	Plano N°6	Acero, alta resistencia, aleación baja
3	1	Pernos prisioneros — Parte 1: rosca métrica	DIN 976-1 - M6 x 120 - B	Acero, suave
2	2	Tuerca hexagonal	ISO 4035 - M6(1)	Acero inoxidable, 440C
1	1	Martillo	Plano N°5	Acero, alta resistencia, aleación baja
ELEMENTO	CTDAD	DESIGNACIÓN	NORMA/Nº DE PLANO	MATERIAL

LISTA DE PIEZAS

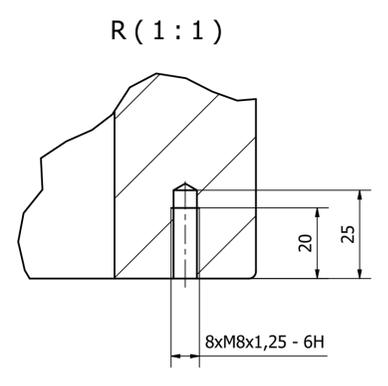
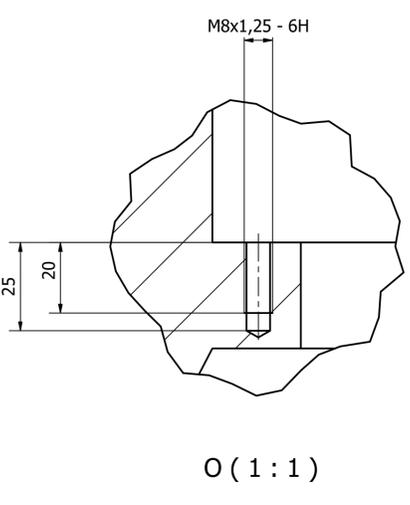
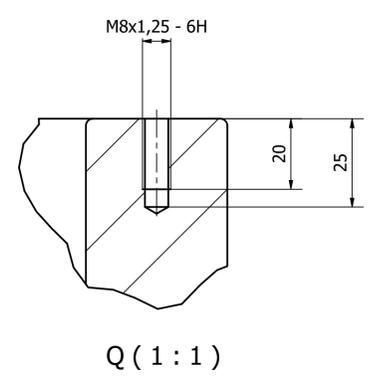
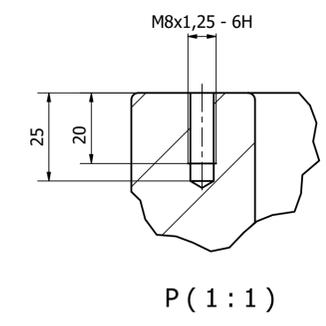
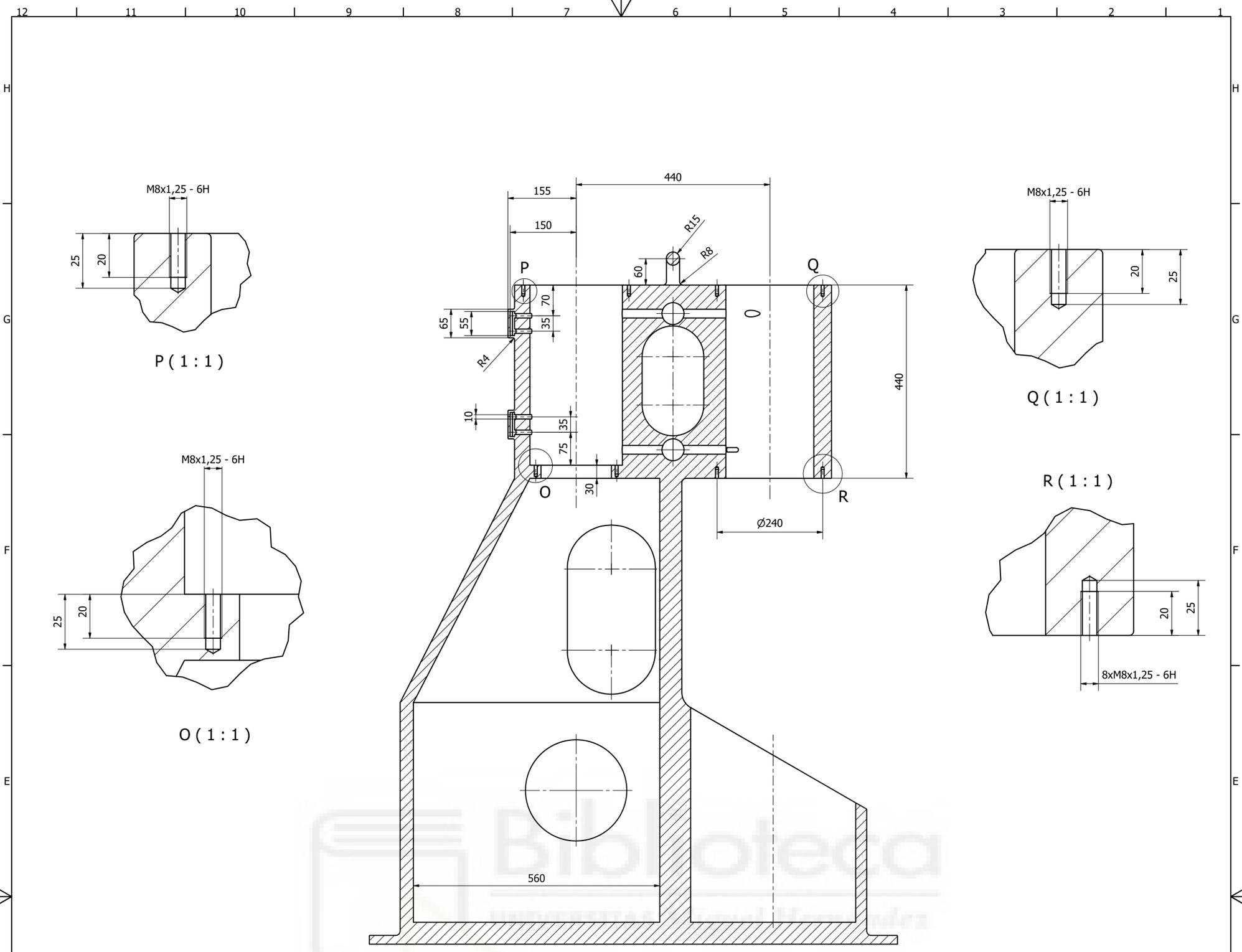
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 5
UMH		SUBCONJUNTO DEL MARTILLO	
		Plano N°2	
		Hoja 1 / 1	



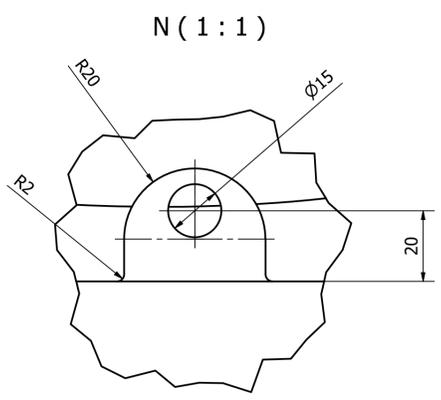
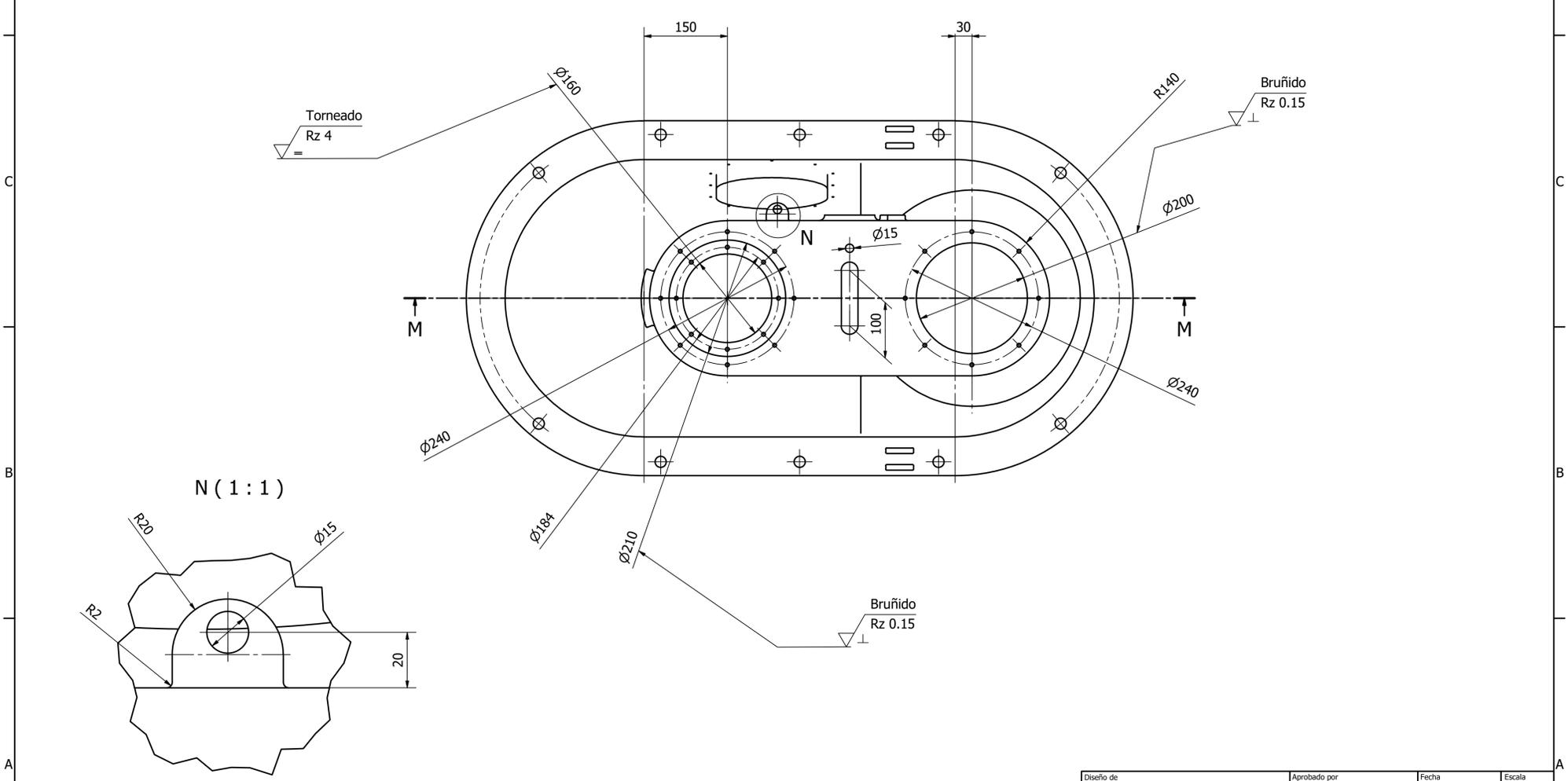
5	8	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A	ISO 7089 - 10	Acero, suave
4	2	Canales de acero laminados en caliente - Parte 2: canales de acero de ala paralela	DIN 1026-2 - UPE 80 - 400	Acero, suave
3	4	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B	ISO 4032 - M10(4)	Acero inoxidable, 440C
2	4	Tornillos de cabeza hexagonal	ISO 4017 - M10 x 35(3)	Acero inoxidable, 440C
1	1	Motor eléctrico 7.5Cv		
ELEMENTO	CTDAD	DESIGNACIÓN	NORMA/Nº DE PLANO	MATERIAL
LISTA DE PIEZAS				
Diseño de Juan Carlos González Navarro		Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		SUBCONJUNTO DEL MOTOR		
		Plano Nº3		Hoja 1 / 1



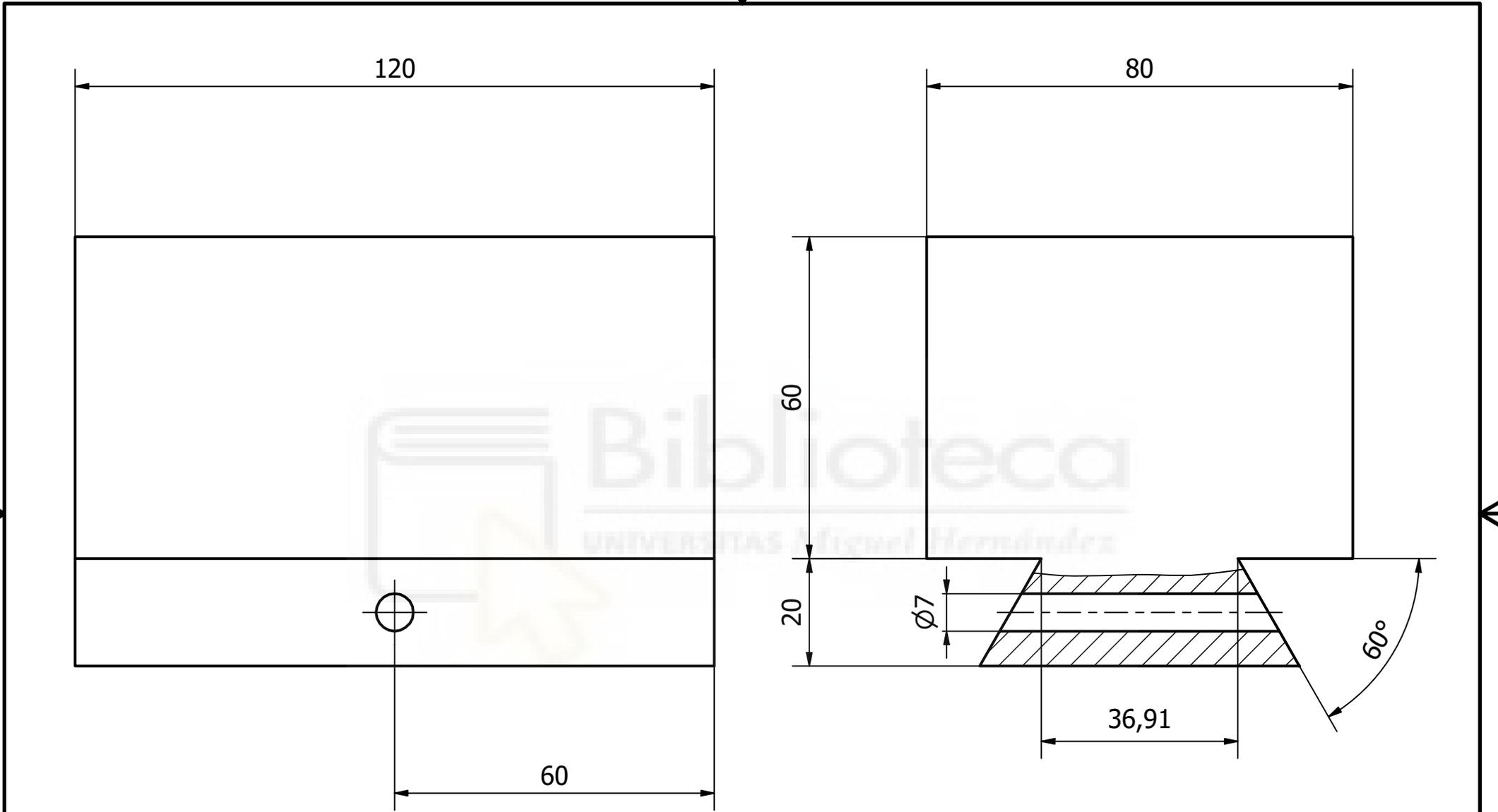
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 5
UMH			BASTIDOR
Plano Nº4			Hoja 1 / 2

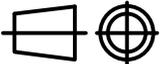


Biblioteca

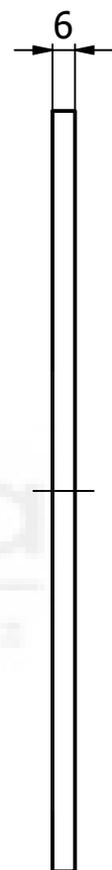
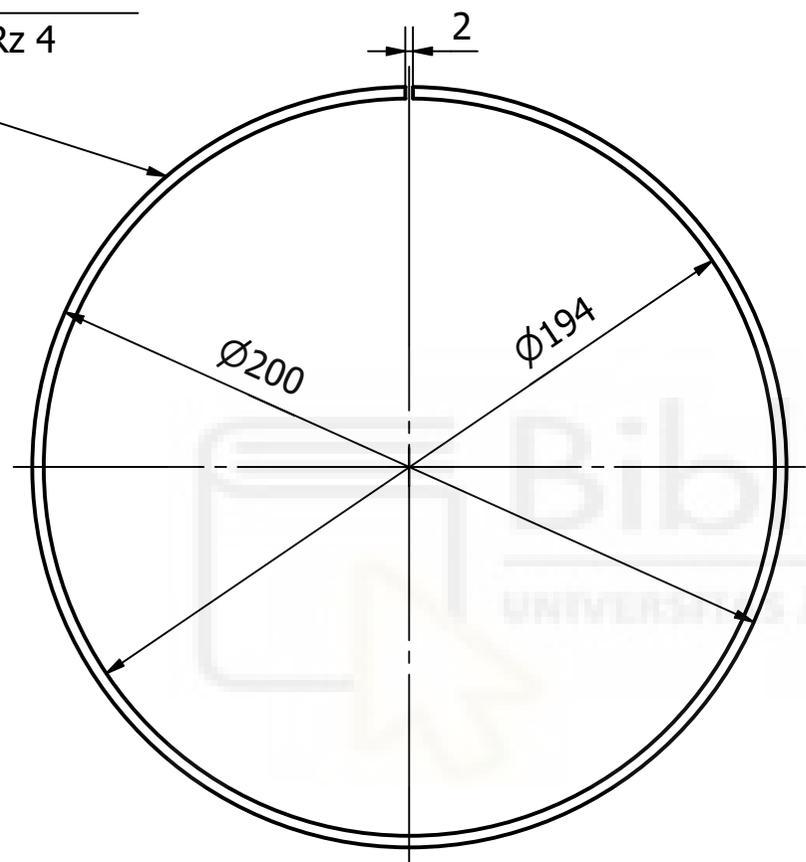


Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1:5
UMH		BASTIDOR	
Plano N°4		Hoja 2/2	

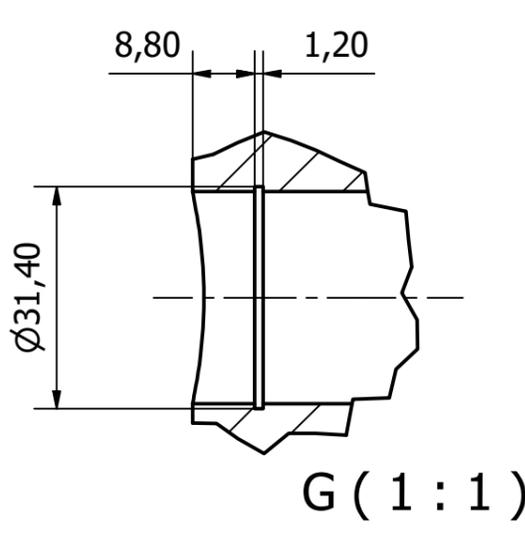
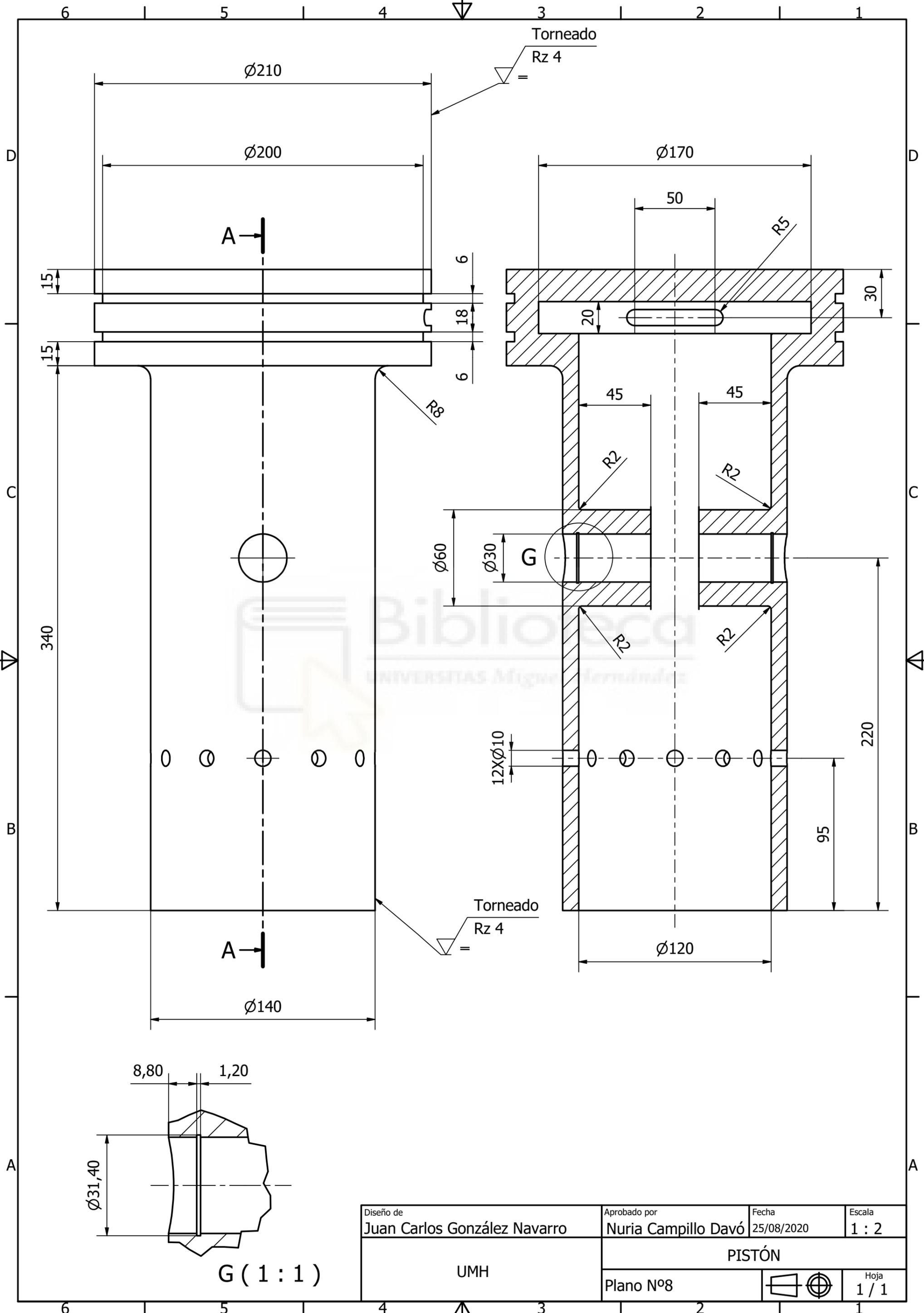


Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 1
UMH		DADO DEL MARTILLO	
		Plano N°6	 Hoja 1 / 1

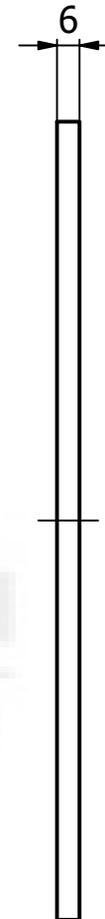
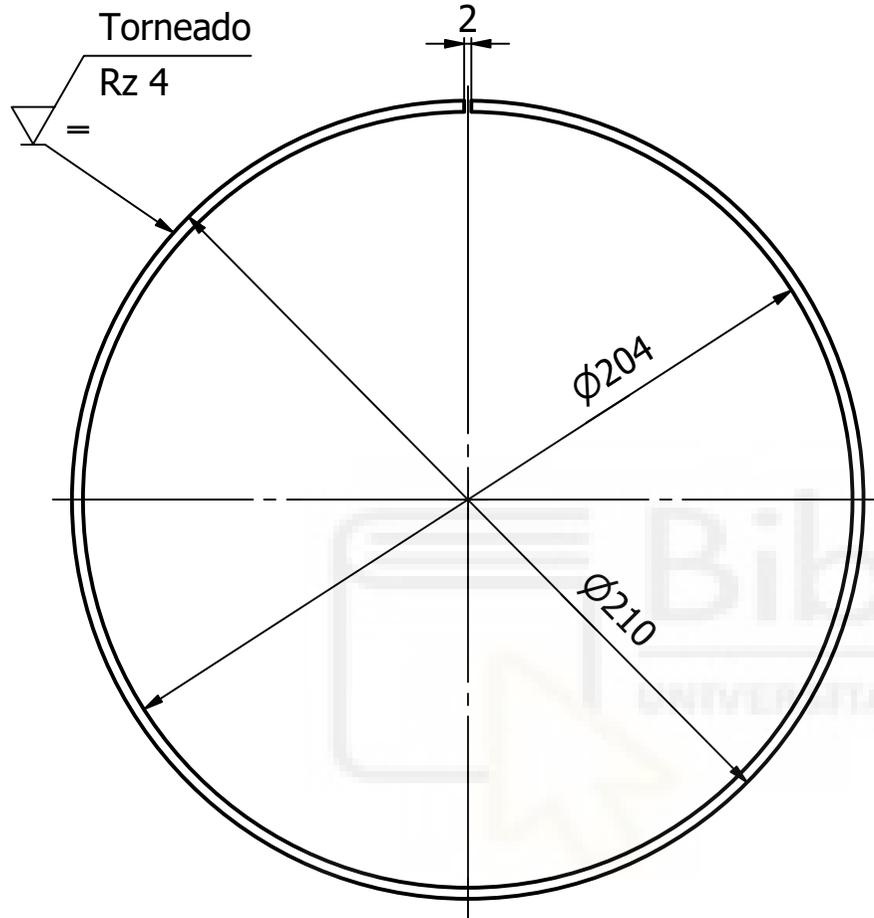
Torneado
Rz 4



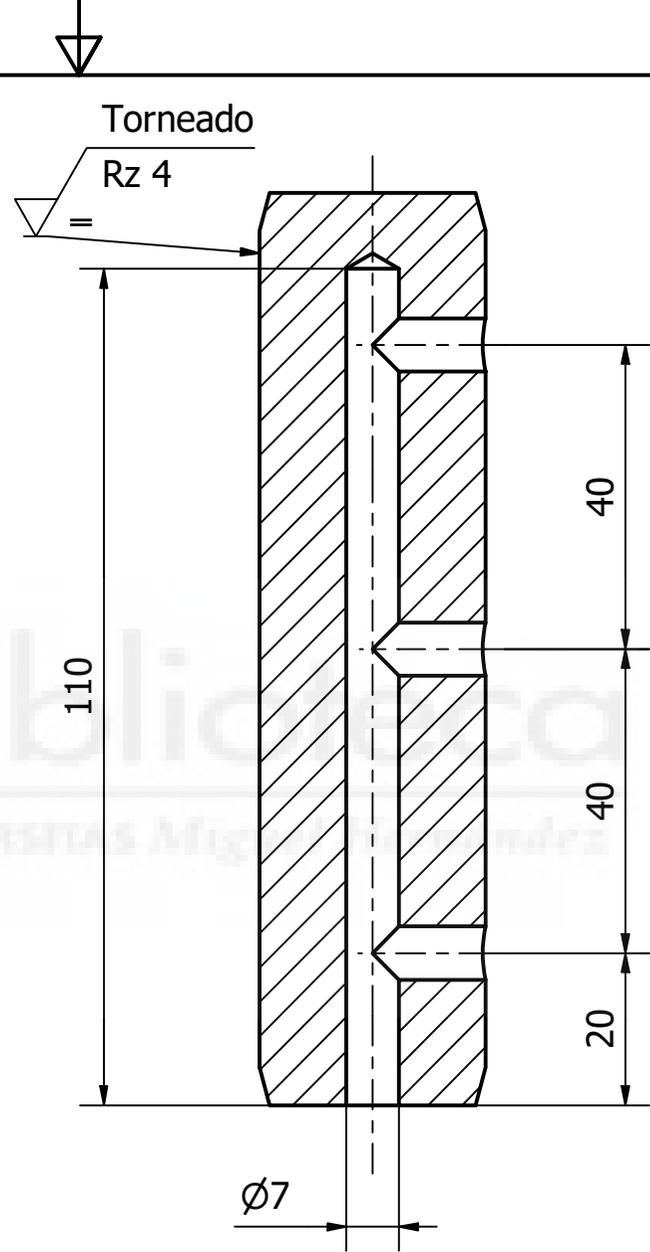
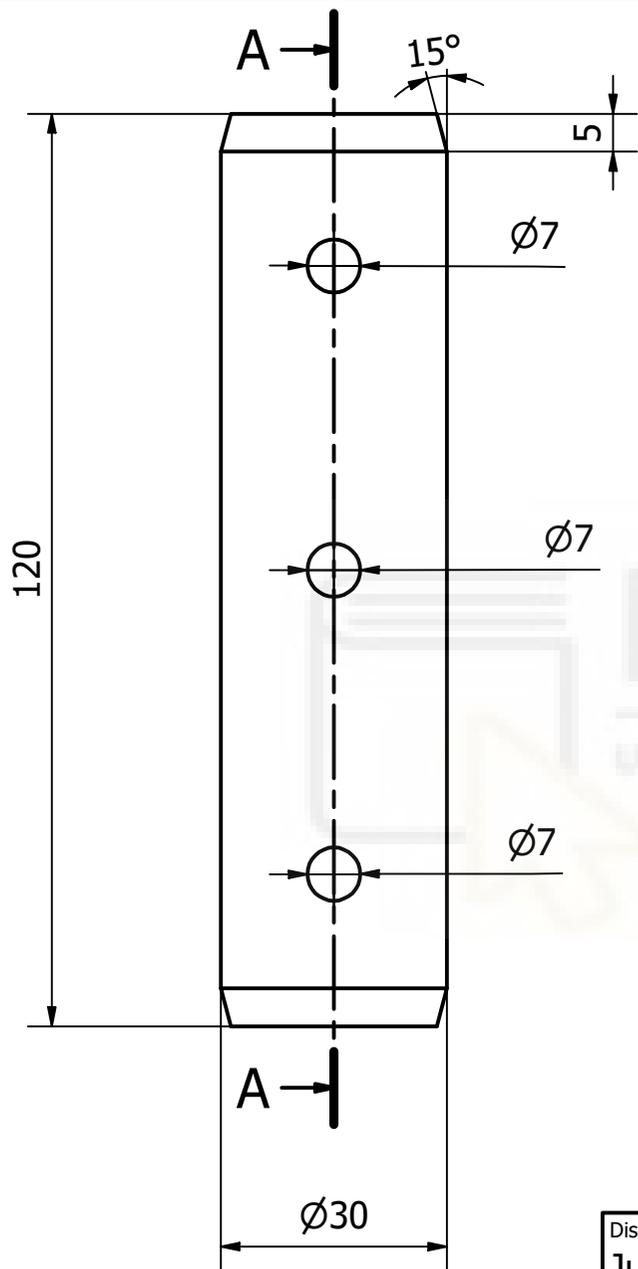
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		ANILLO DEL MARTILLO	
		Plano N°7	Hoja 1 / 1



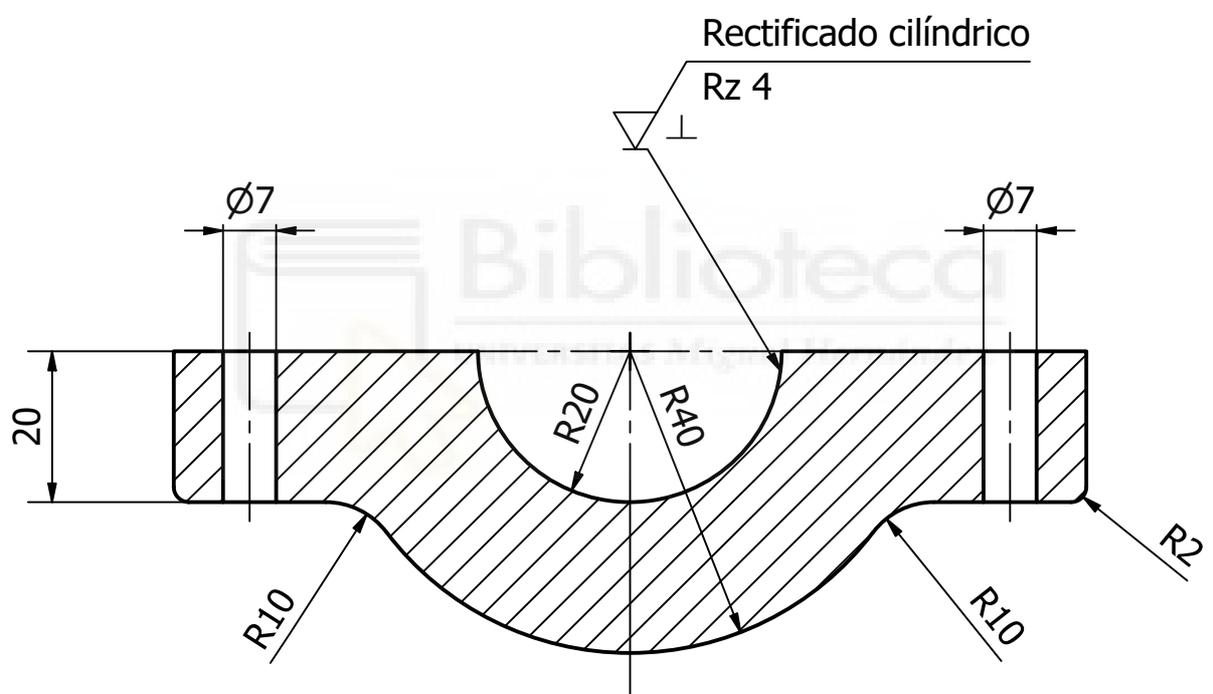
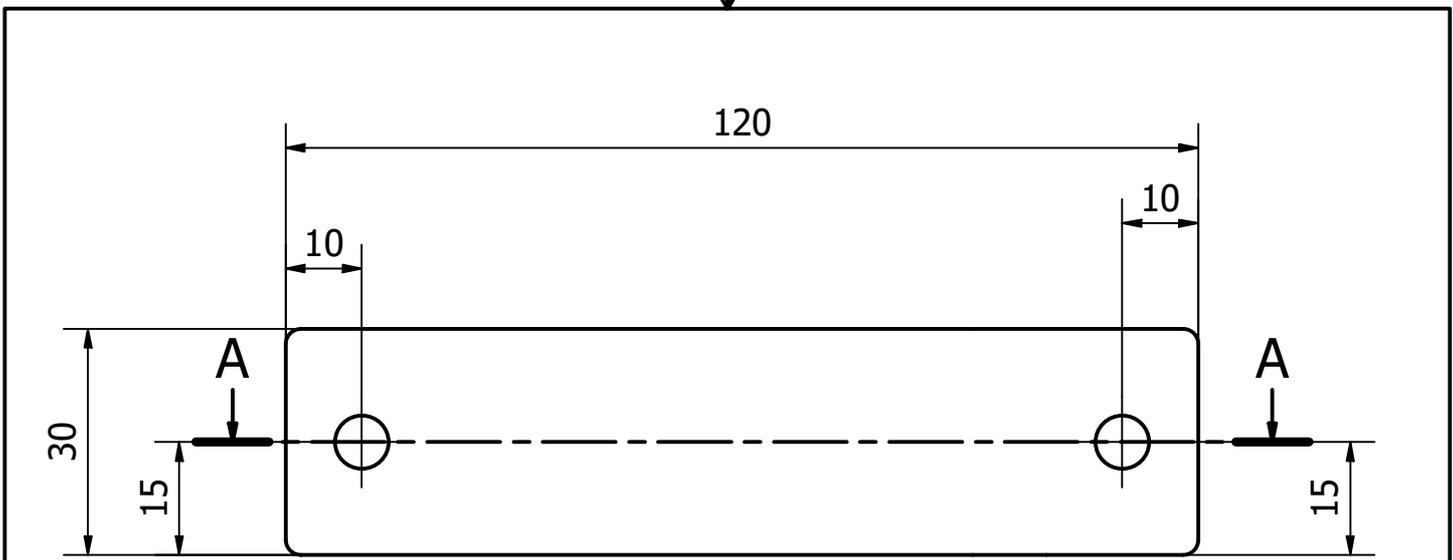
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		PISTÓN	
		Plano N°8	 Hoja 1 / 1



Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		ANILLO DEL PISTÓN	
		Plano N°9	 
			Hoja 1 / 1

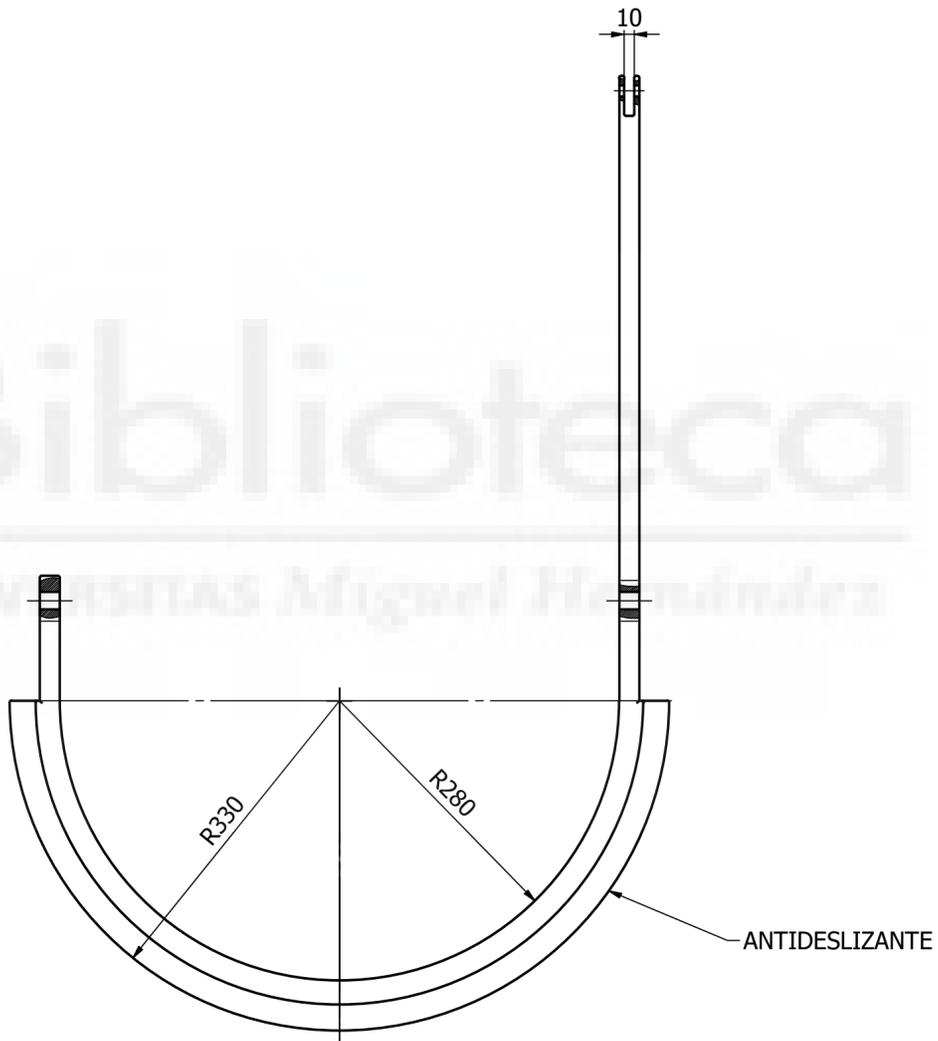
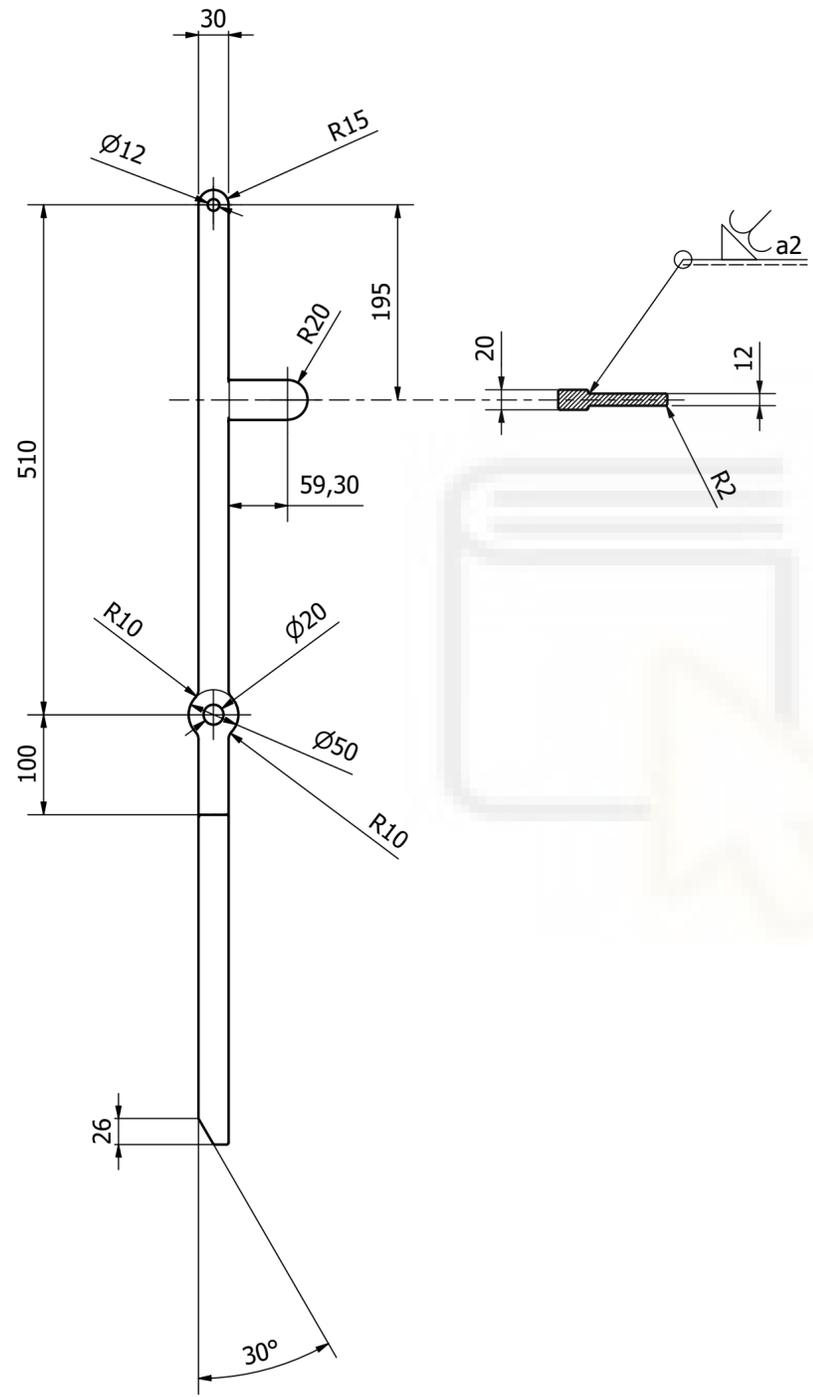


Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 1
UMH		BULÓN ISO 2338 -30 m6 X 120	
		Plano N°11	
			Hoja 1 / 1



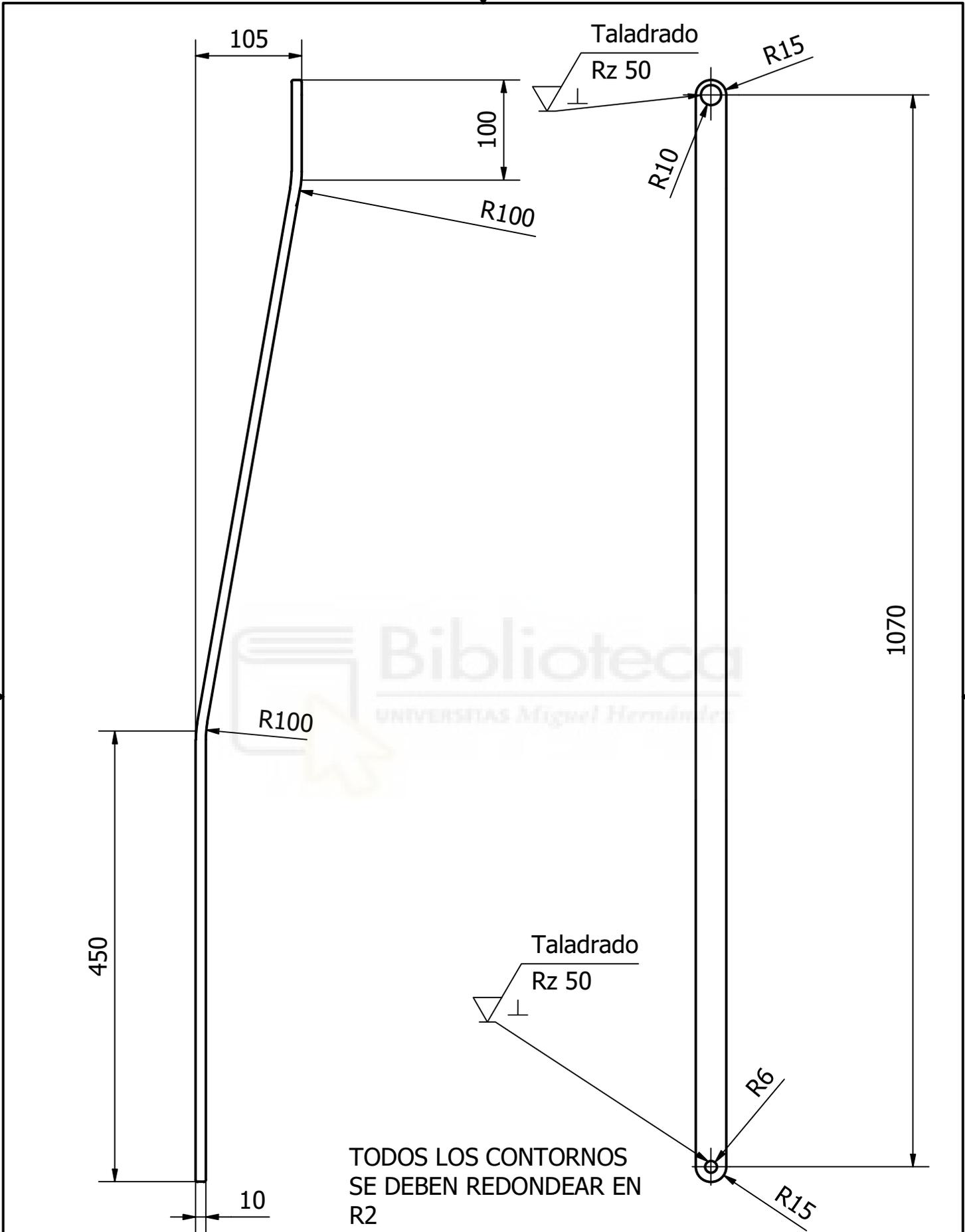
TODOS LOS CANTOS DE LA MUÑEQUILLA DEBEN ESTAR REDONDEADOS EN R2 EXCEPTO LA JUNTA CON LA BIELA

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 1
UMH	MUÑEQUILLA		
	Plano N°12		Hoja 1 / 1



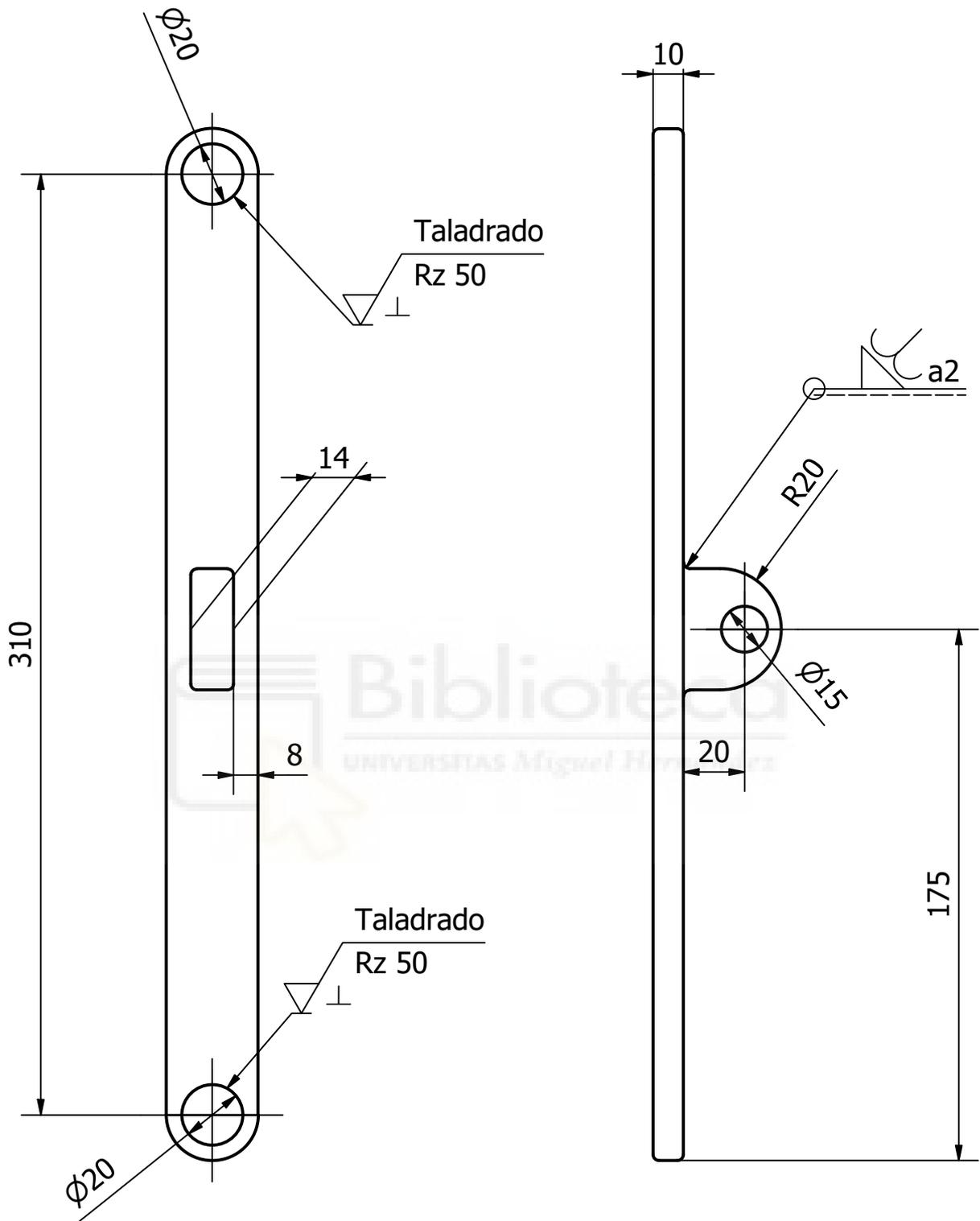
TODO EL CONTORNO DEL PEDAL DEBE ESTAR REDONDEADO EN R2

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 5
UMH		PEDAL	
		Plano N°14	Hoja 1 / 1



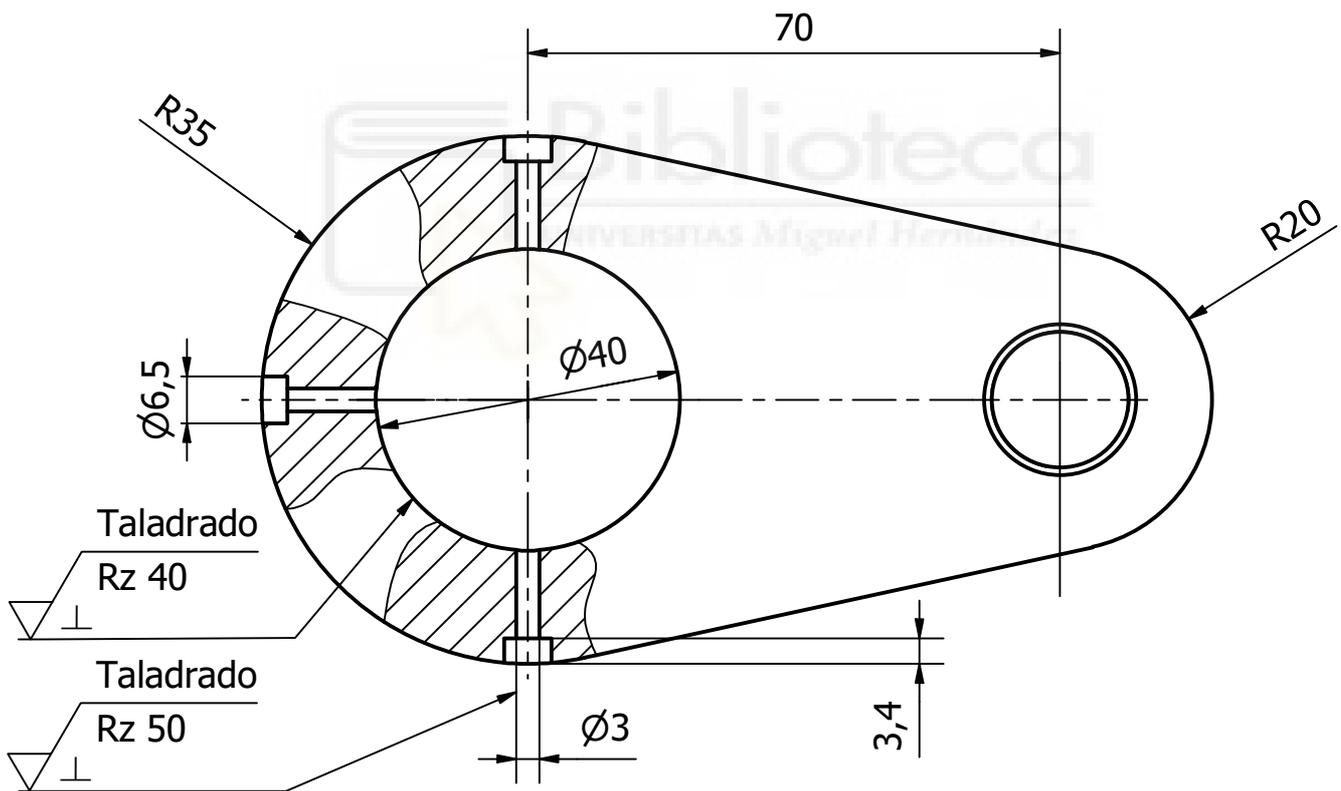
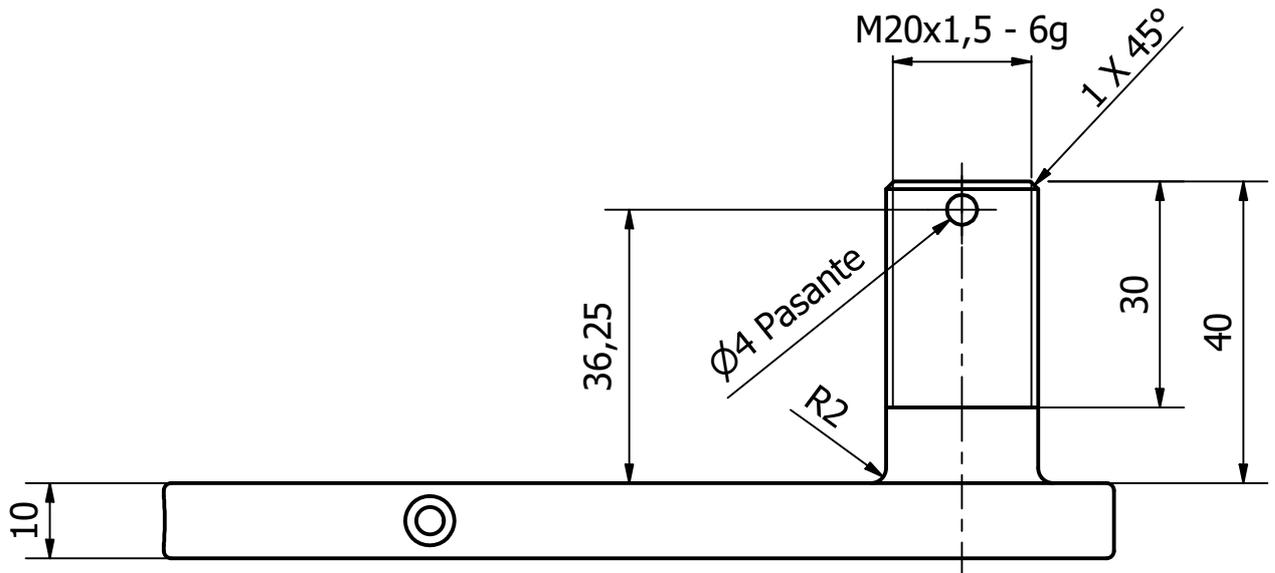
TODOS LOS CONTORNOS
SE DEBEN REDONDEAR EN
R2

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 5
UMH		PALANCA DE ACCIONAMIENTO	
		Plano N°15	
			Hoja 1 / 1



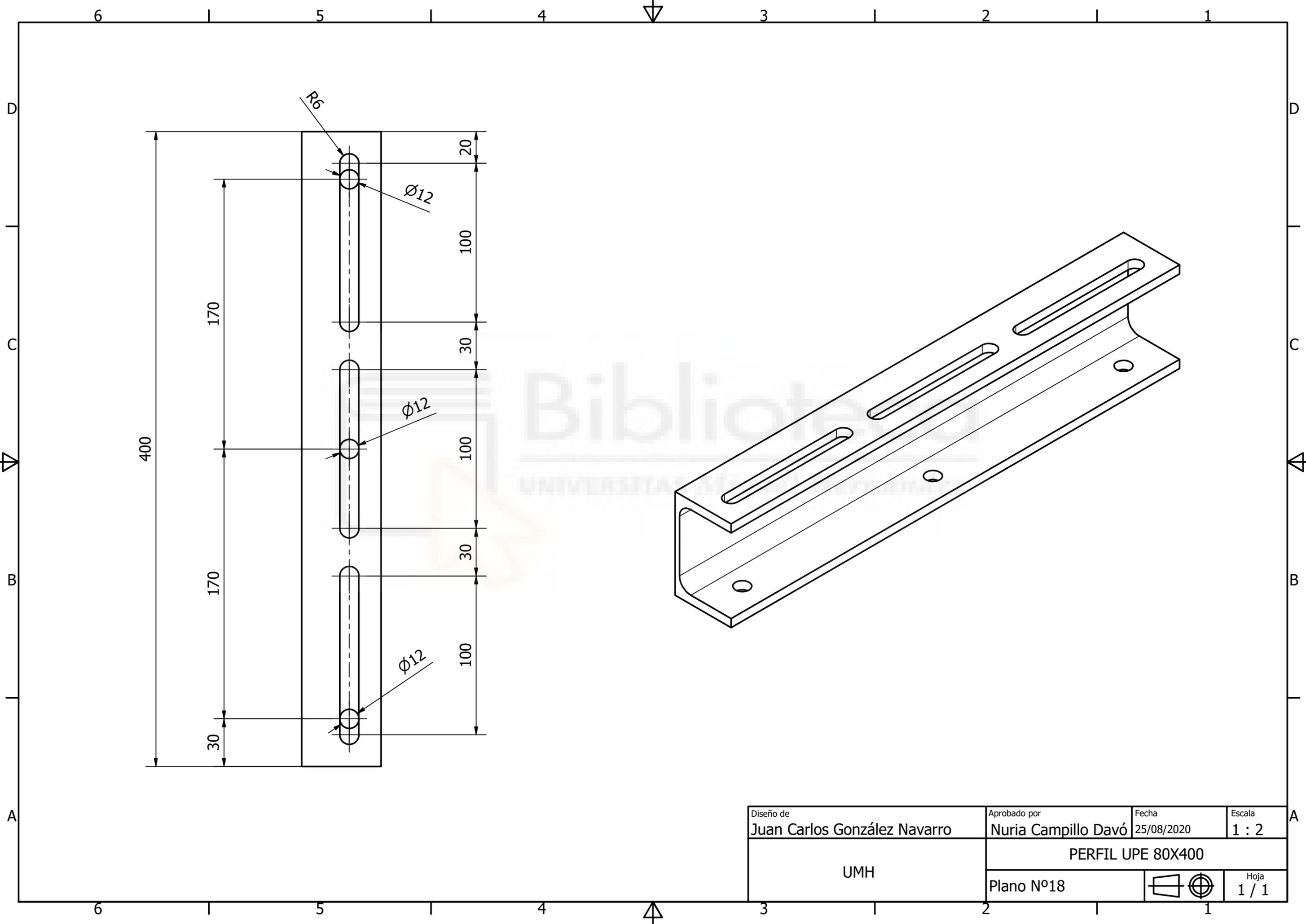
TODOS LOS CONTORNOS
SE DEBEN REDONDEAR EN
R2

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		CONEXIÓN DE VÁLVULAS	
		Plano N°16	
			Hoja 1 / 1



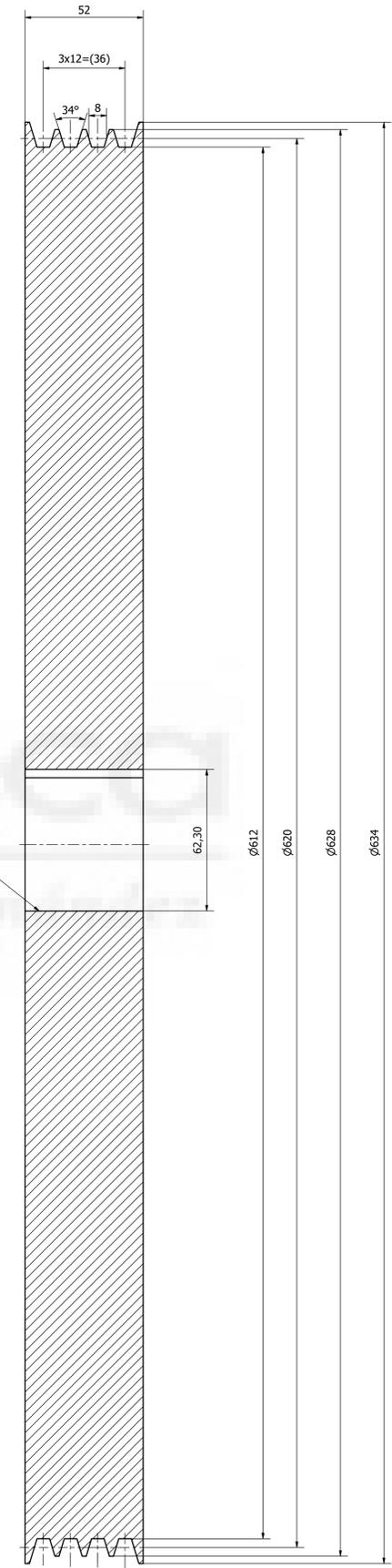
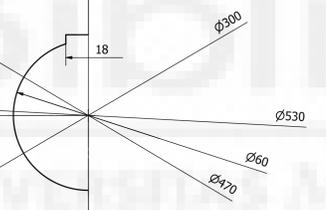
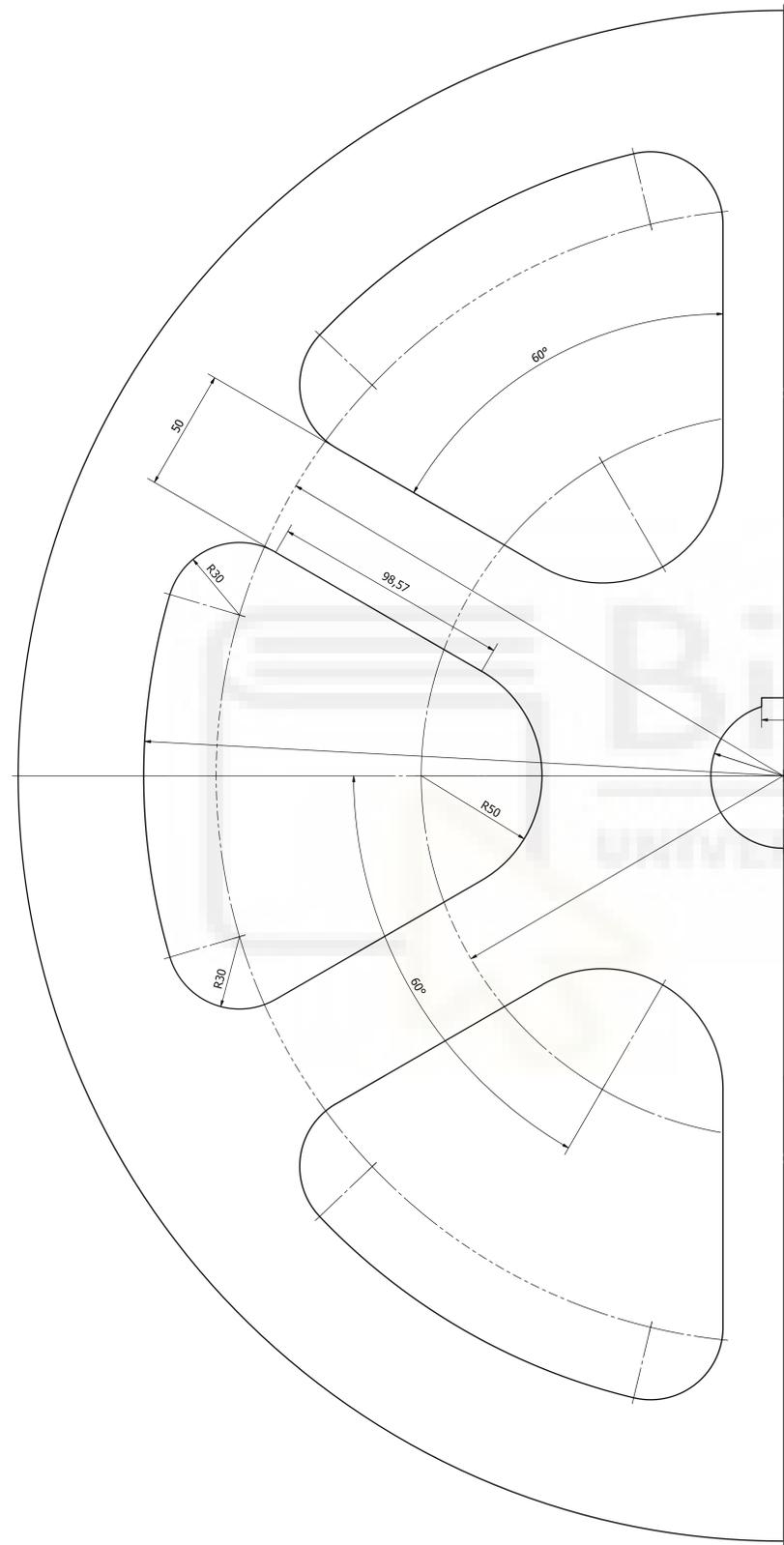
TODOS LOS CANTOS DEBEN ESTAR REDONDEADOS EN R2

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 1
UMH	BALANCÍN		
	Plano N°17		Hoja 1 / 1



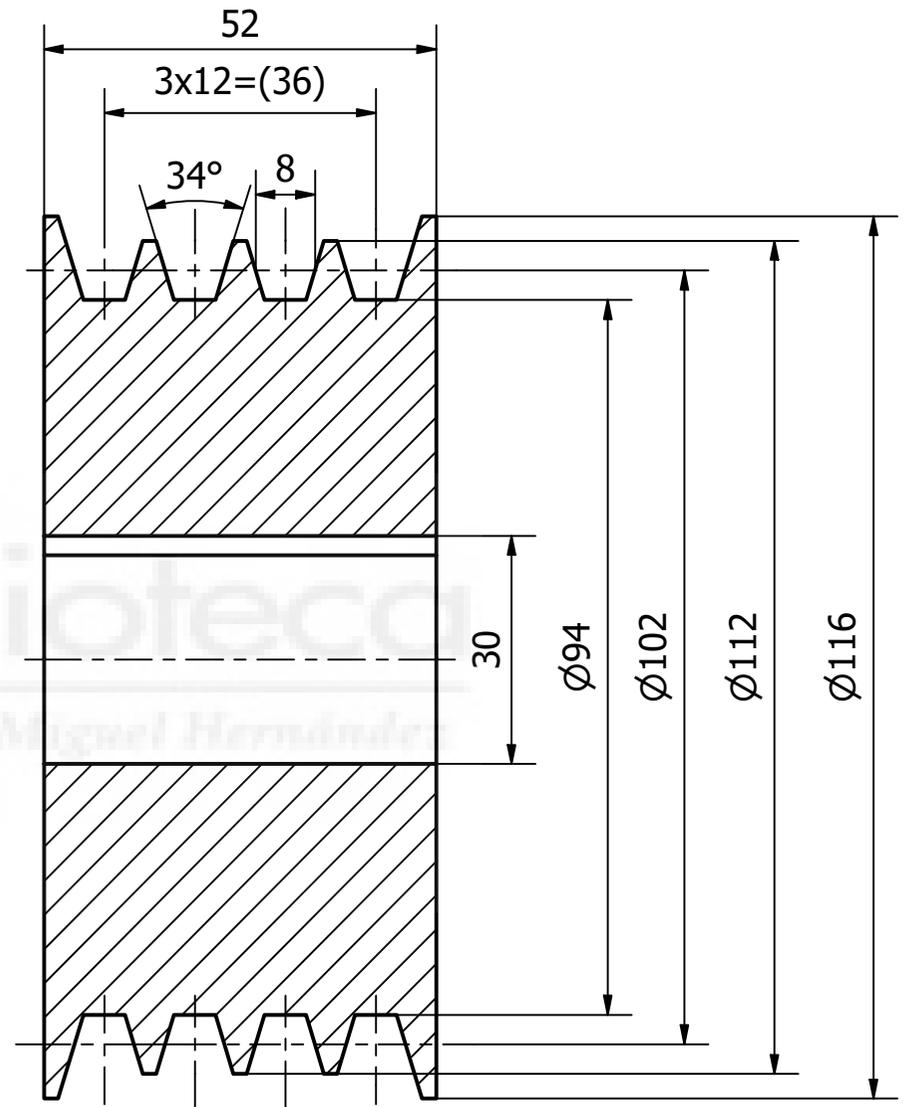
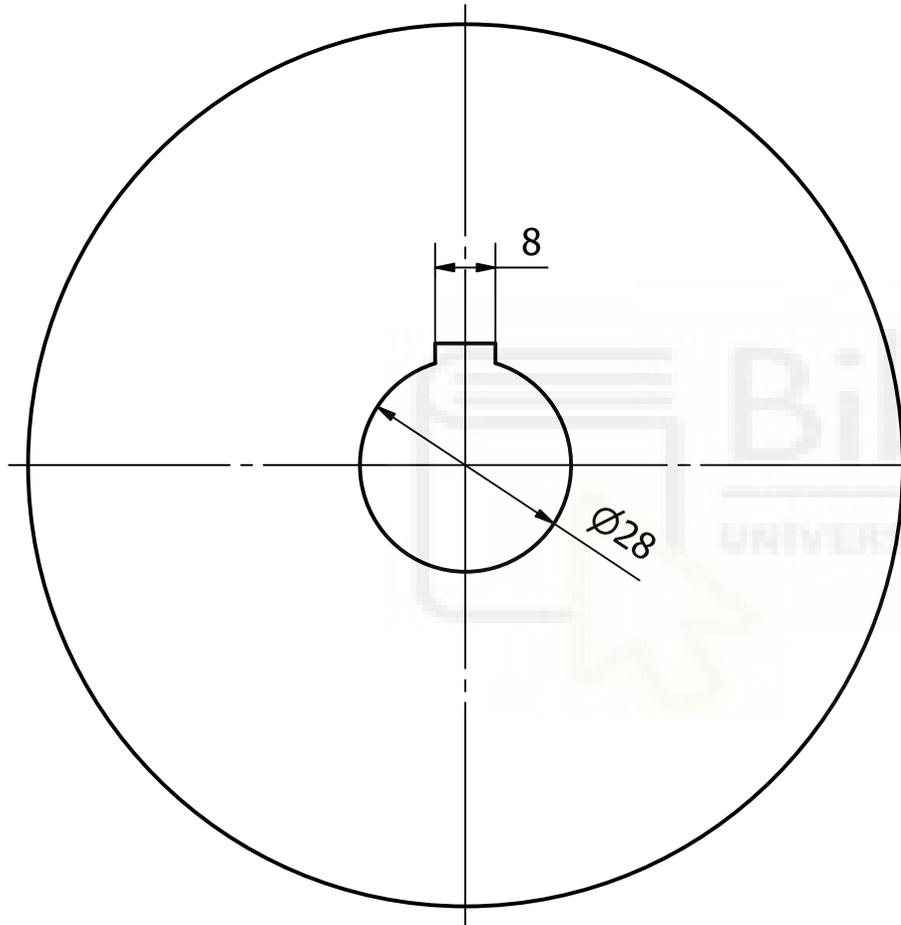
Biblioteca
UNIVERSITAT DE VALÈNCIA

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		PERFIL UPE 80X400	
		Plano N°18	 Hoja 1 / 1

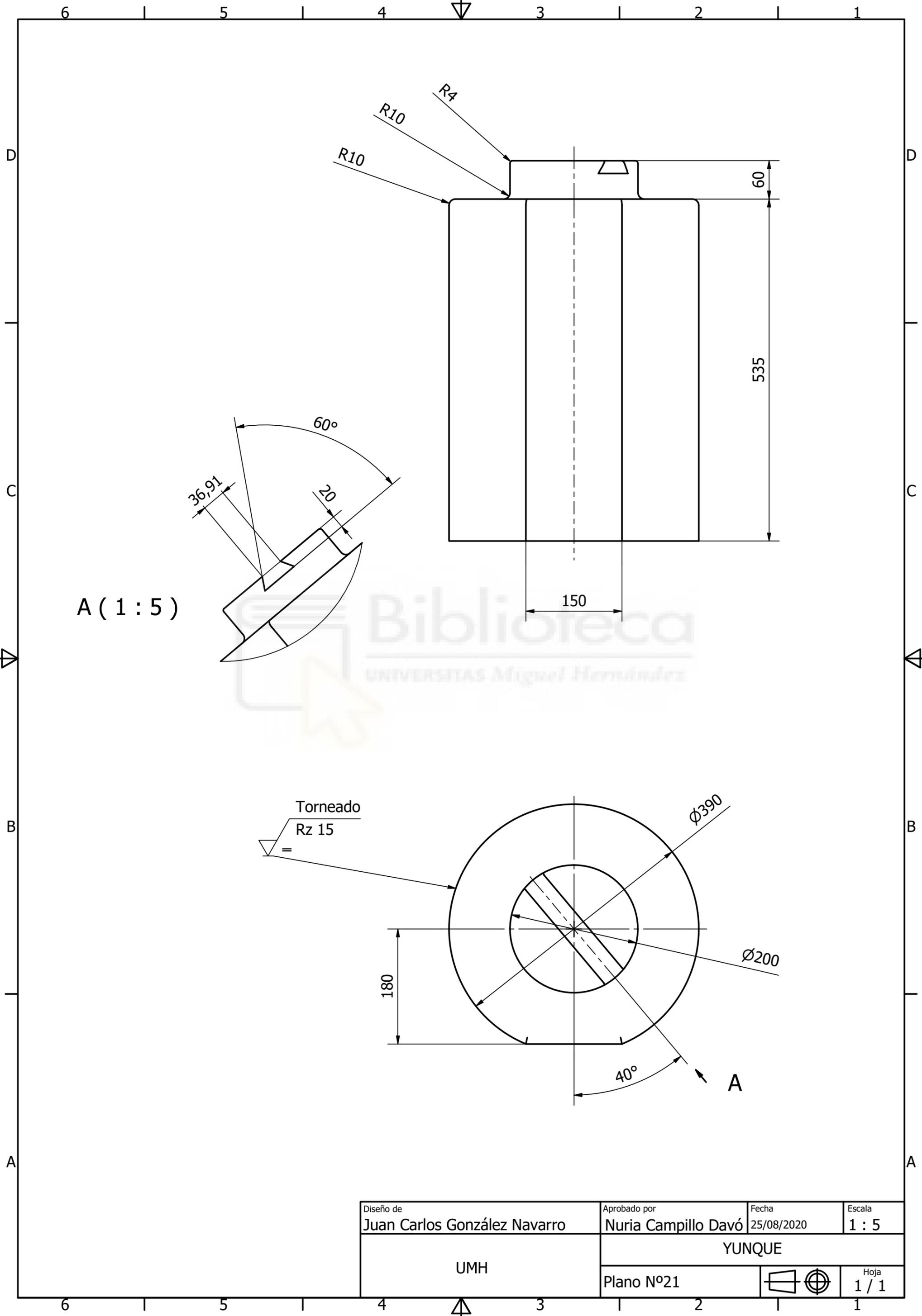


TODOS LOS CANTOS INTERIORES EN LOS RADIOS DEBEN ESTAR REDONDEADOS EN R2

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 1
UMH		POLEA GRANDE	
Plano Nº19		Hoja 1 / 1	



Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 1
UMH	POLEA PEQUEÑA		
	Plano N°20		Hoja 1 / 1

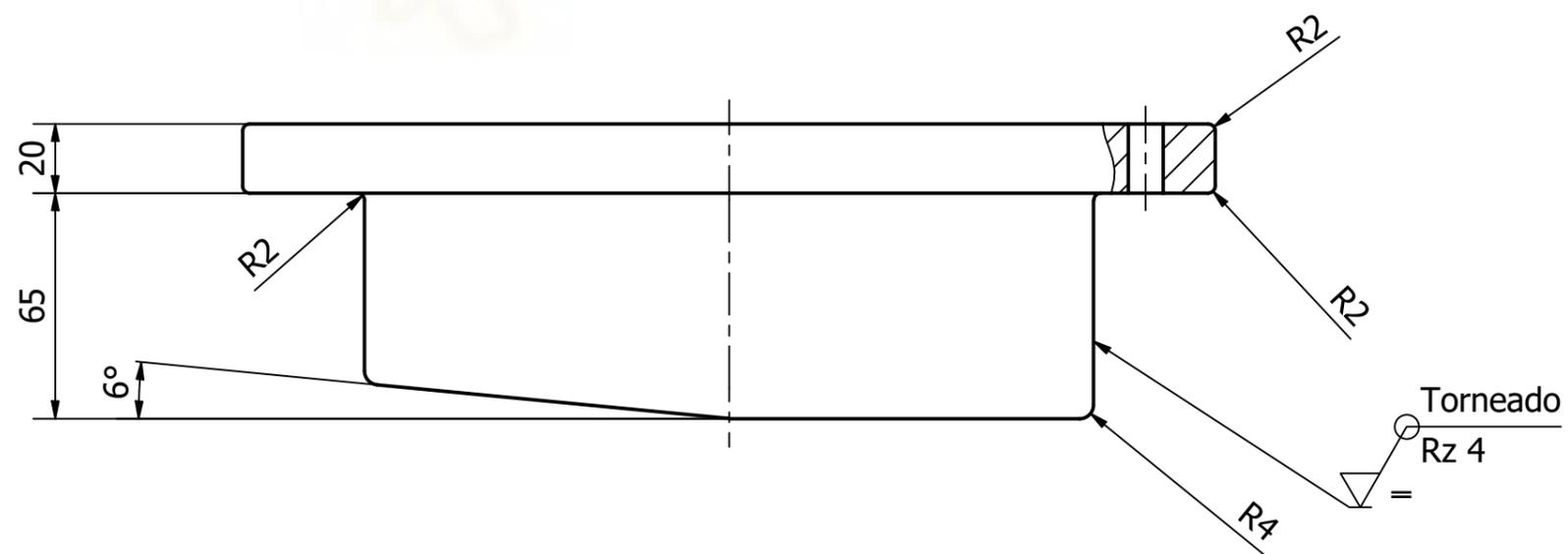
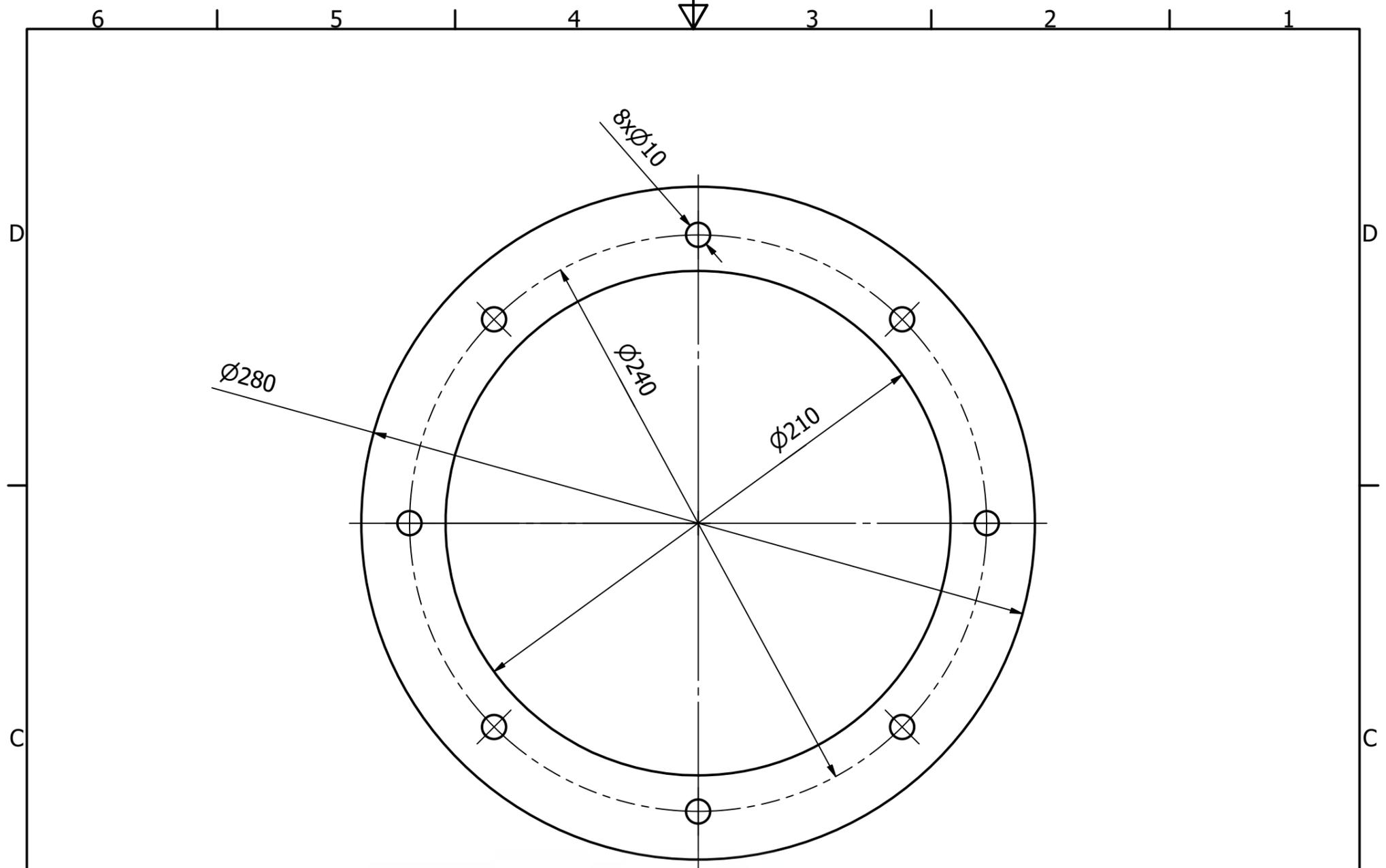


A (1 : 5)

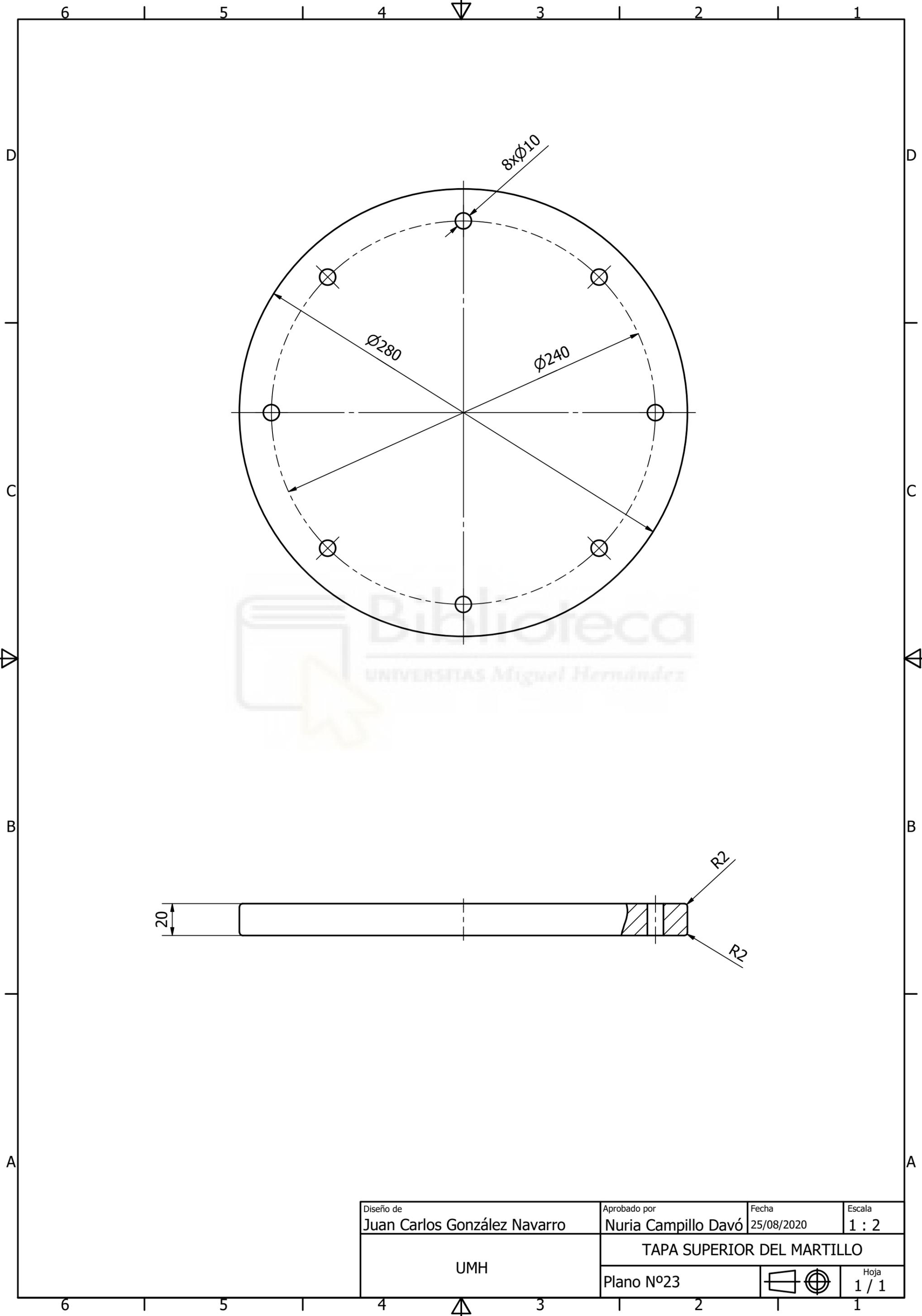
Torneado
Rz 15

Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

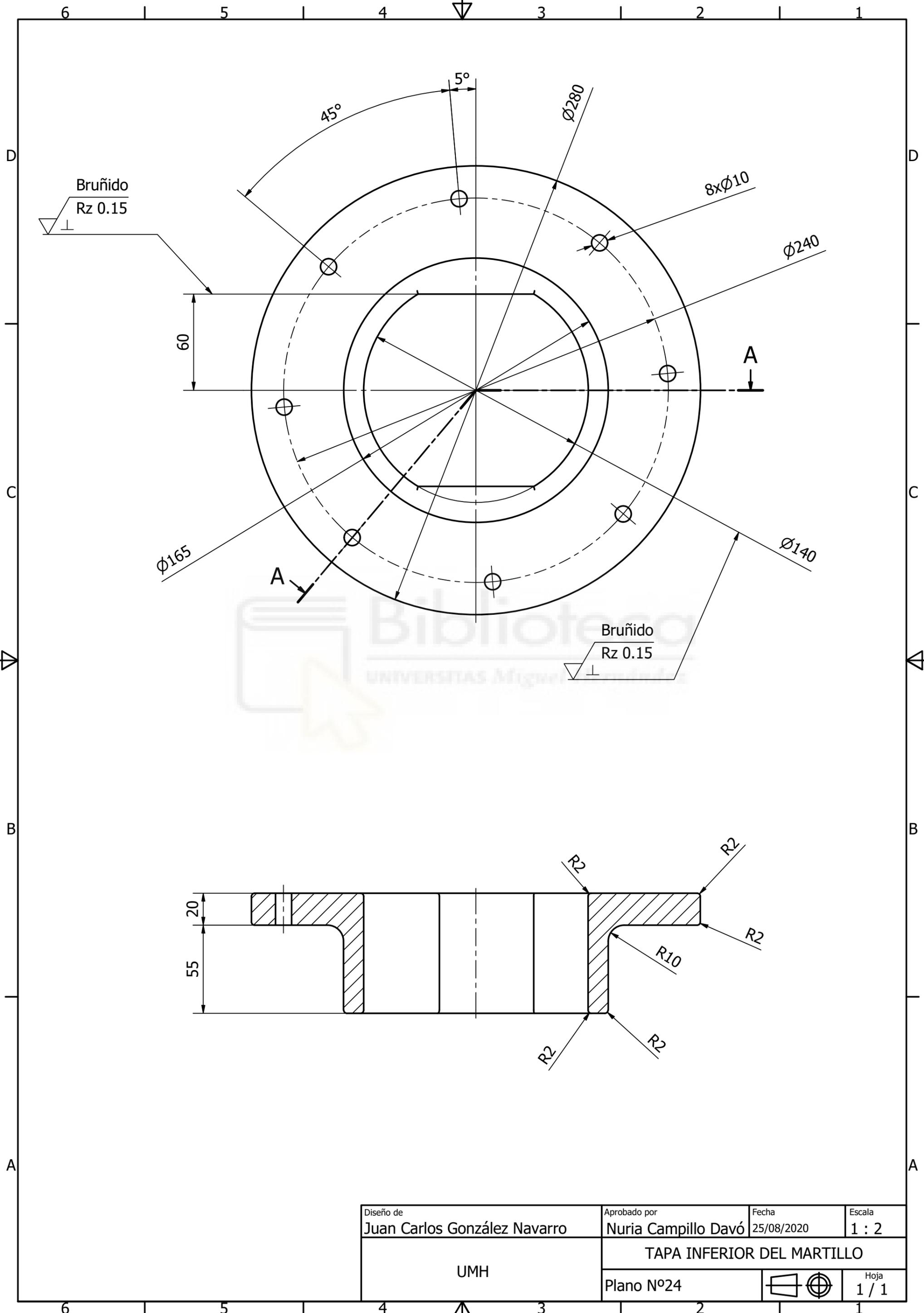
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 5
UMH		YUNQUE	
Plano N°21			Hoja 1 / 1

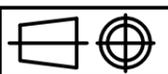


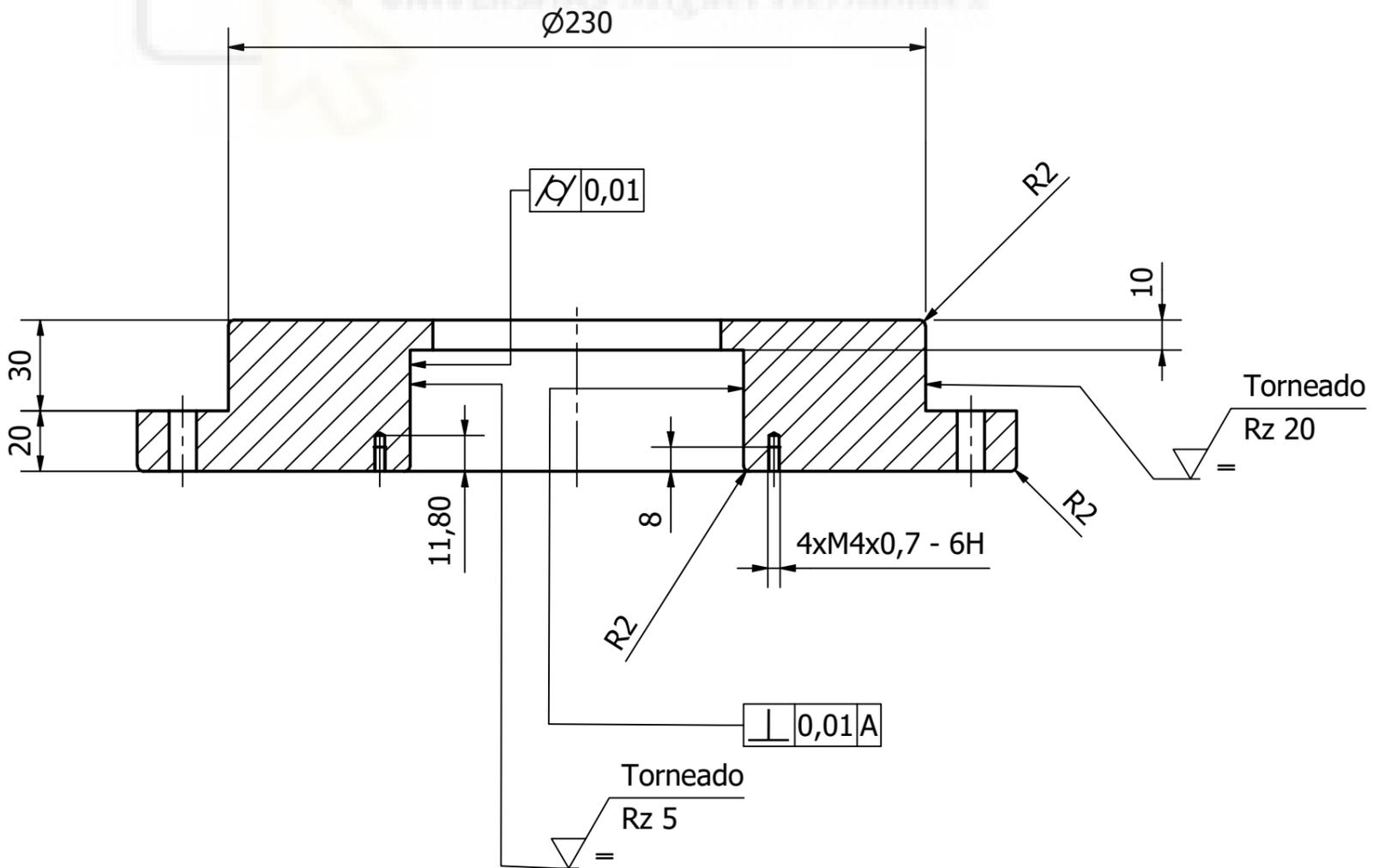
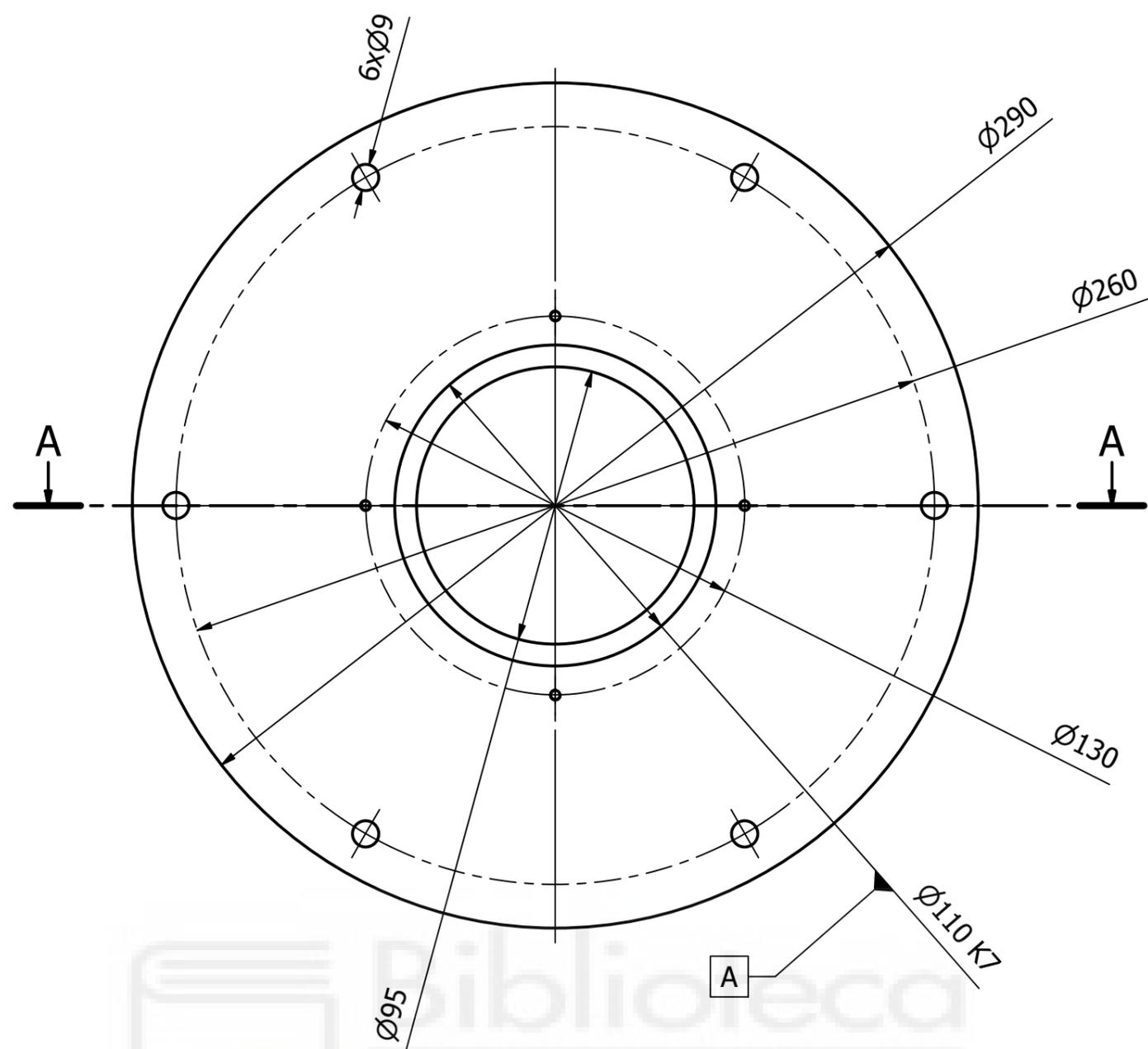
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		TAPA SUPERIOR DEL PISTÓN	
		Plano N°22	
			Hoja 1 / 1



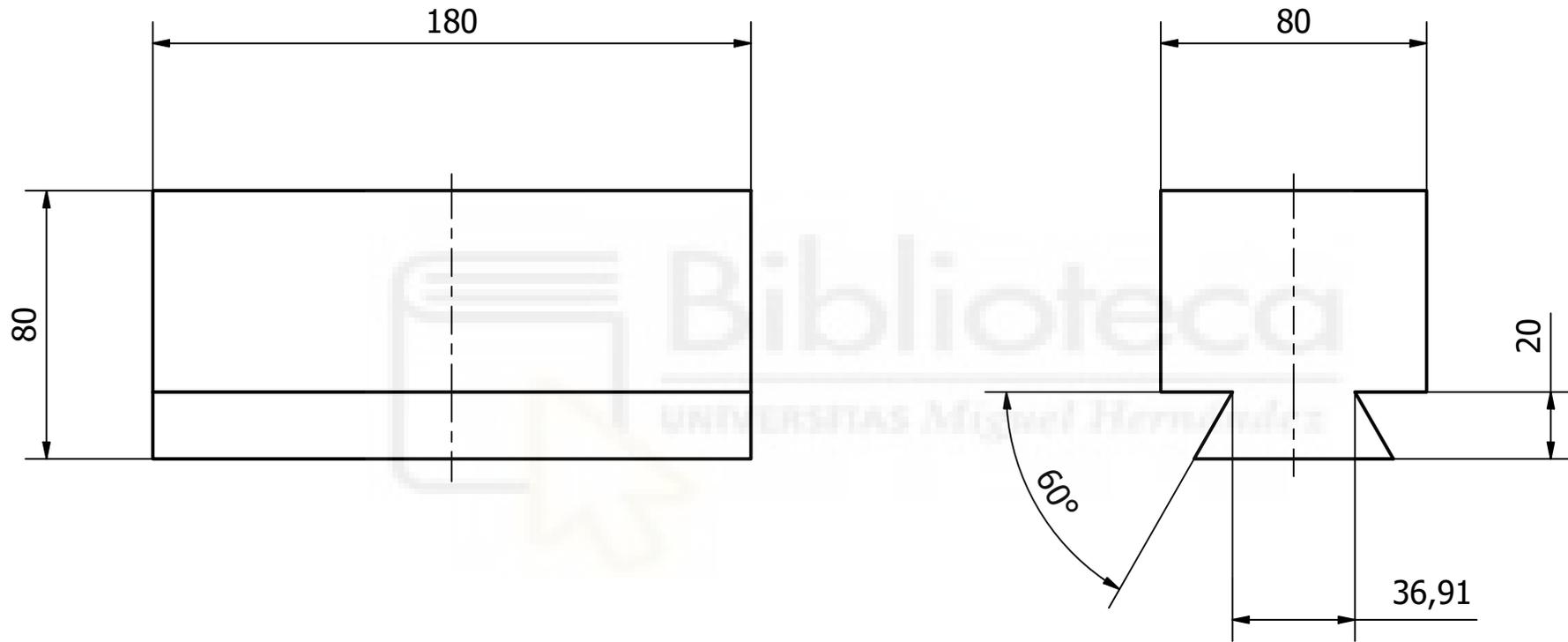
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		TAPA SUPERIOR DEL MARTILLO	
		Plano N°23	  Hoja 1 / 1



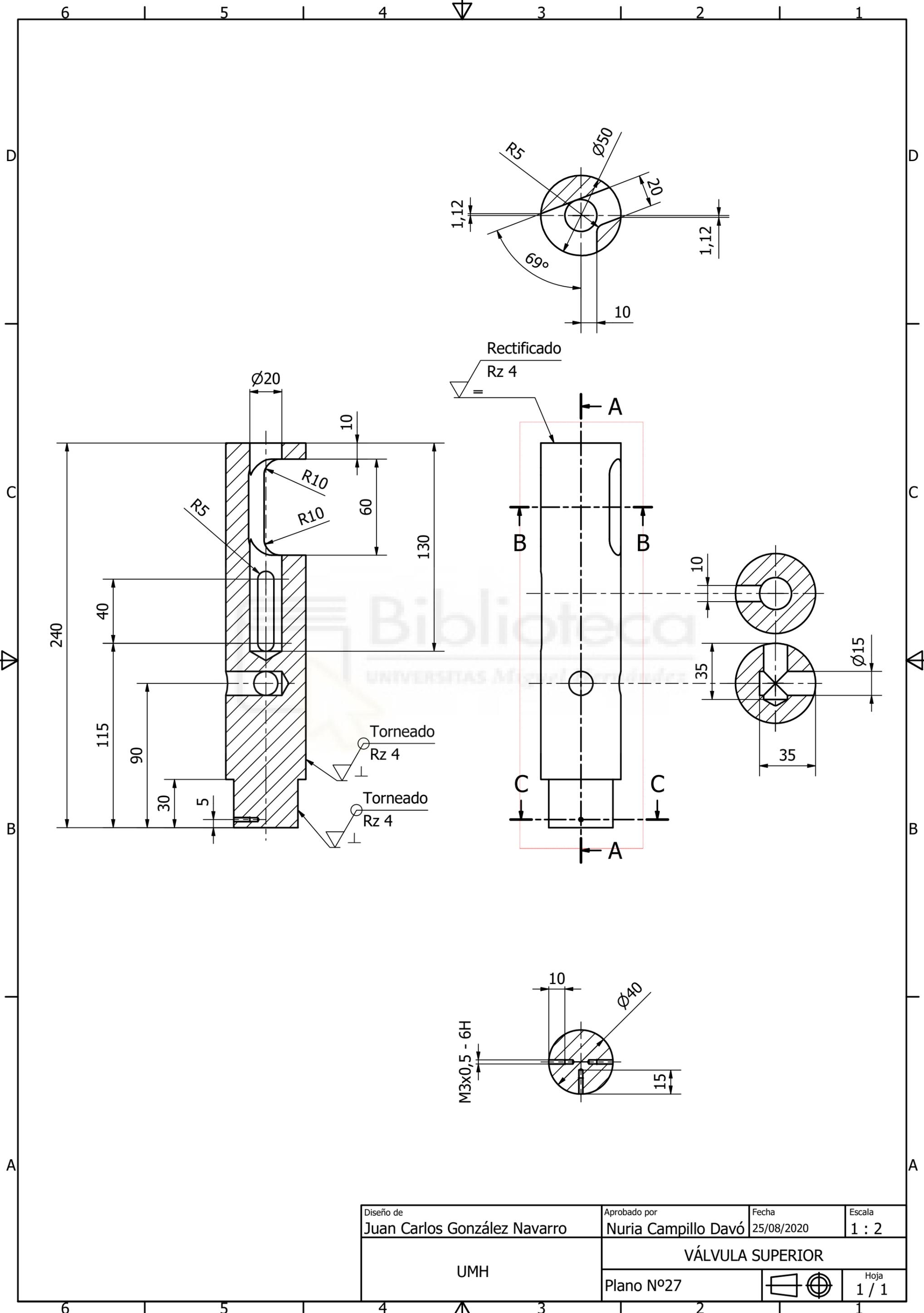
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		TAPA INFERIOR DEL MARTILLO	
		Plano N°24	 Hoja 1 / 1



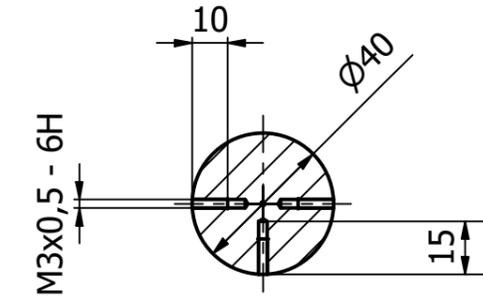
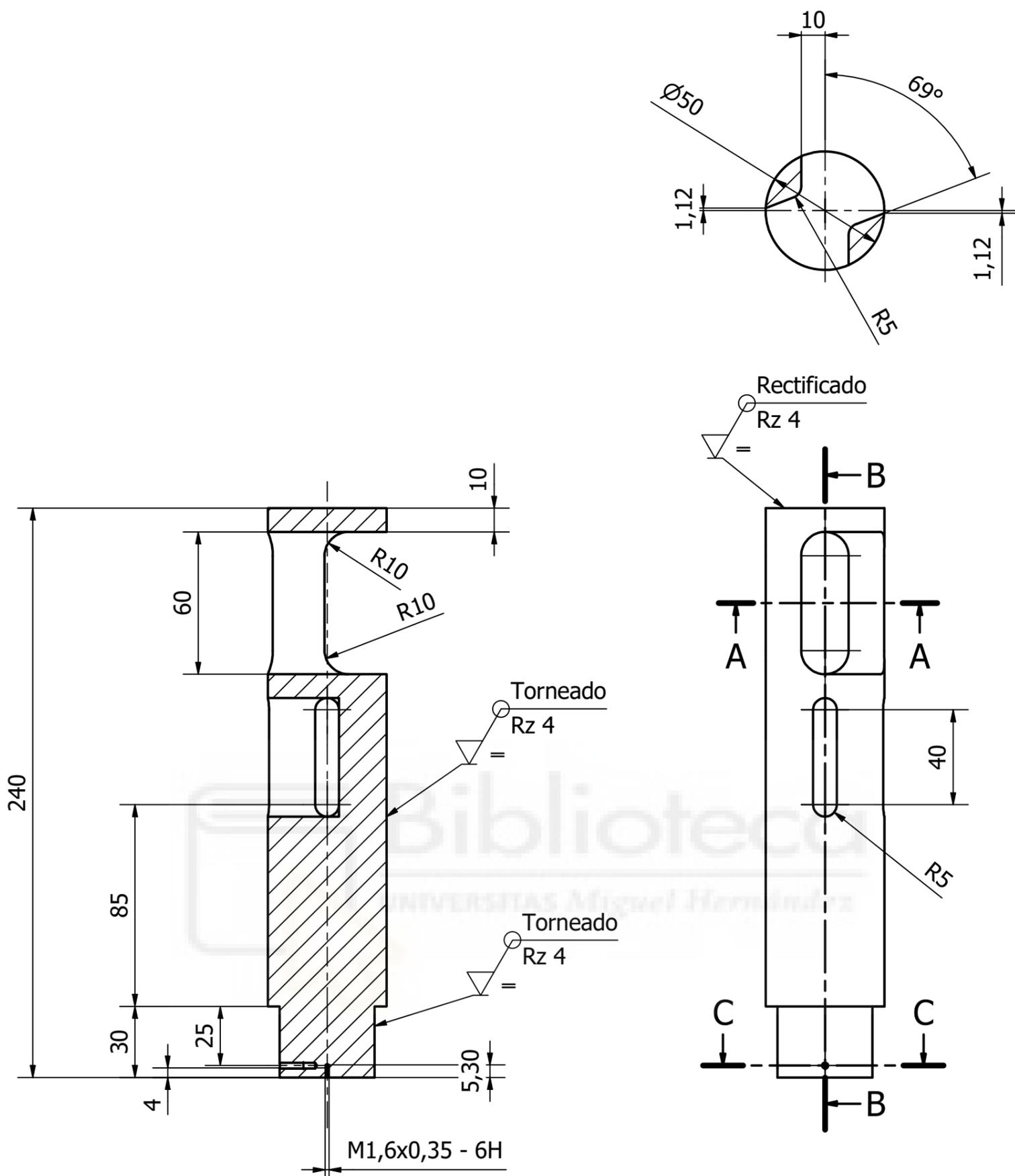
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		CAZOLETA	
		Plano N°25	Hoja 1 / 1



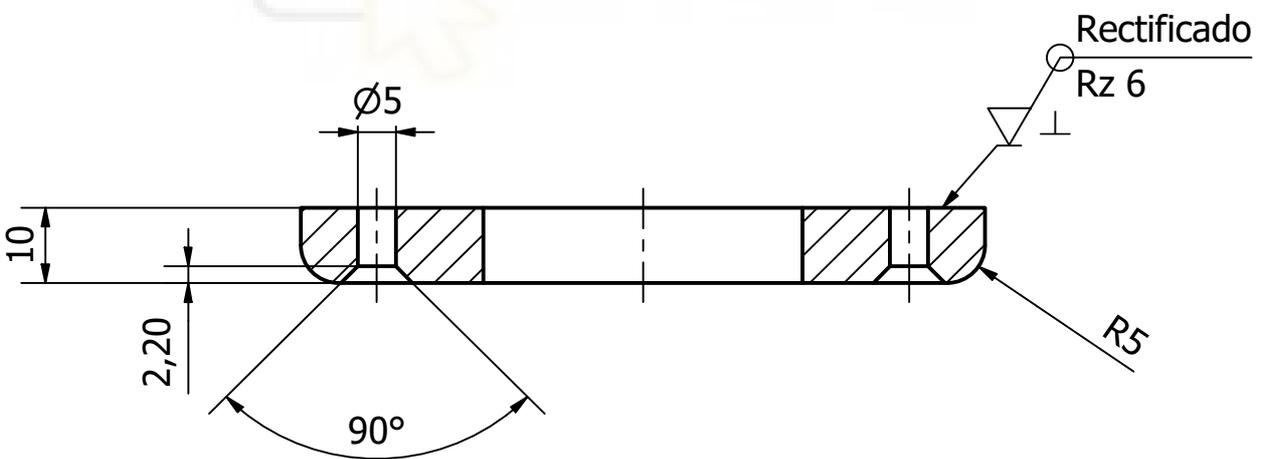
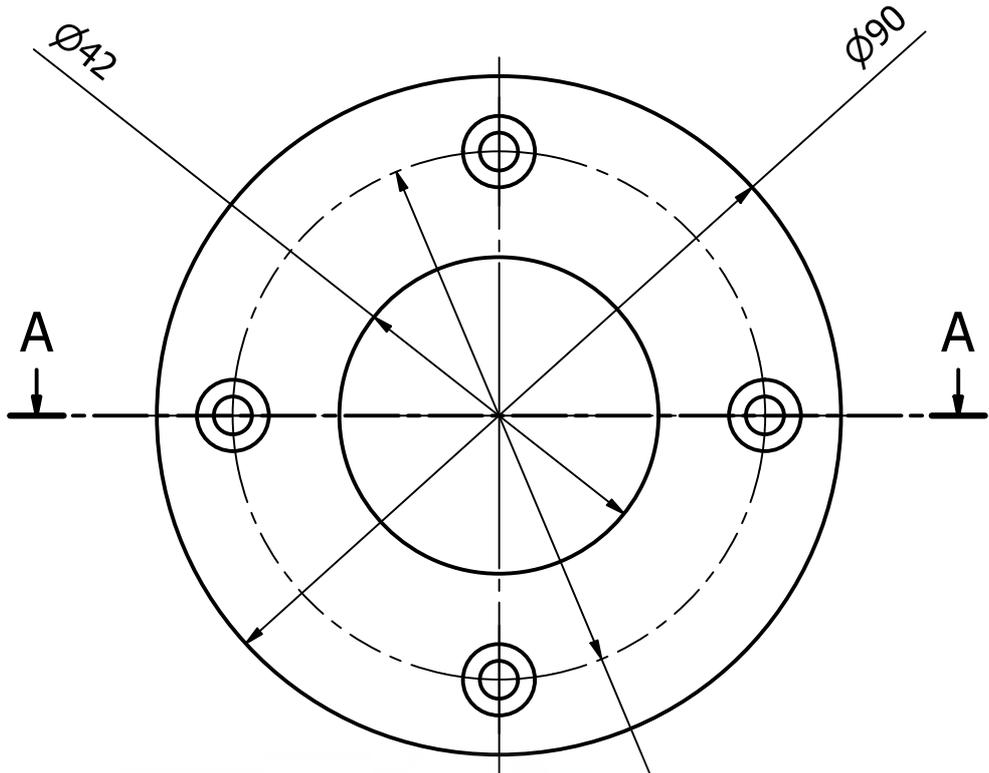
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		DADO DEL YUNQUE	
		Plano N°26	
			Hoja 1 / 1



Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH	VÁLVULA SUPERIOR		
	Plano N°27	 	Hoja 1 / 1

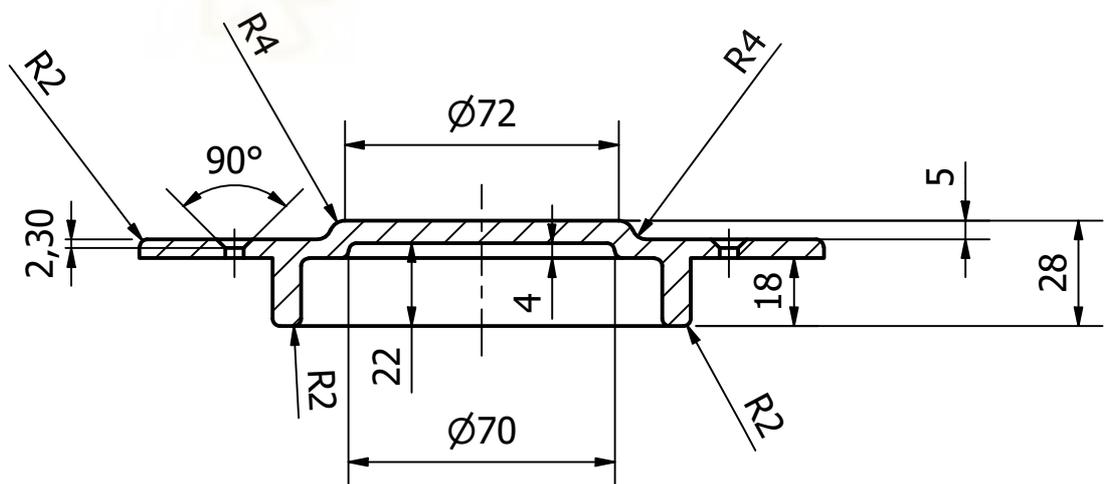
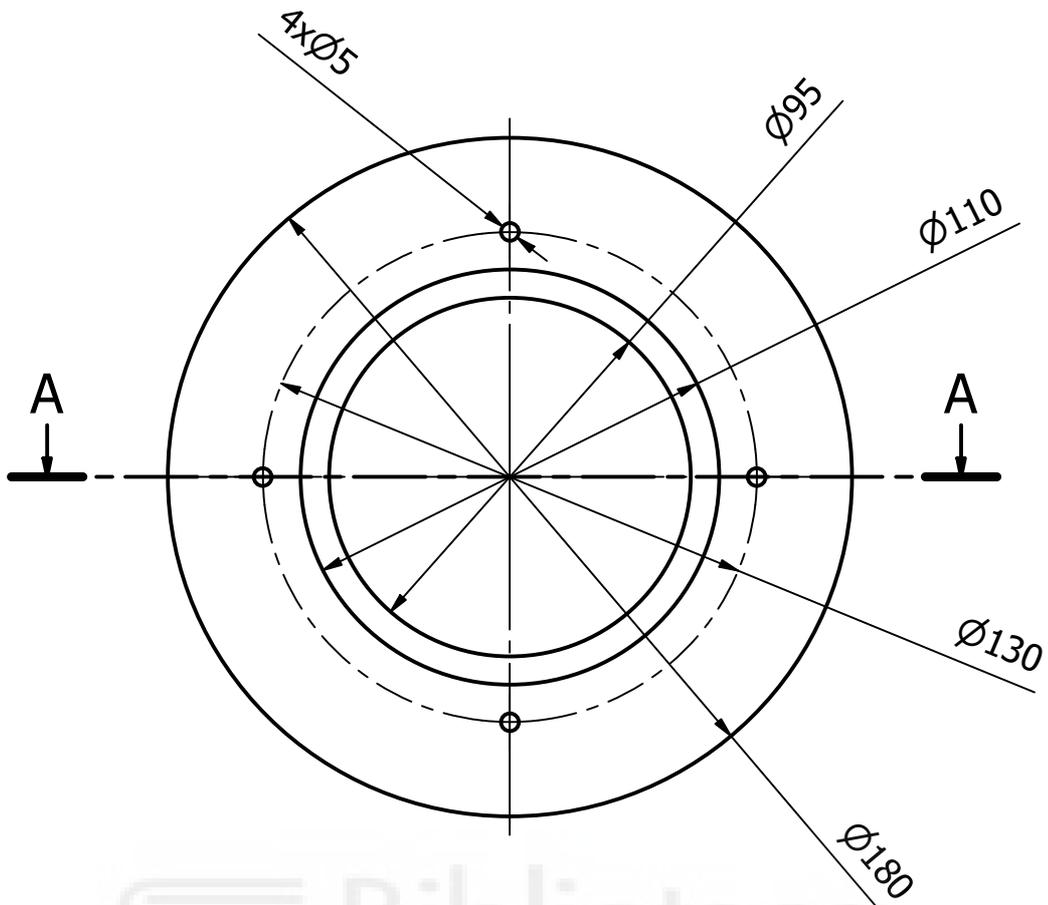


Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		VÁLVULA INFERIOR	
		Plano N°28	 
			Hoja 1 / 1



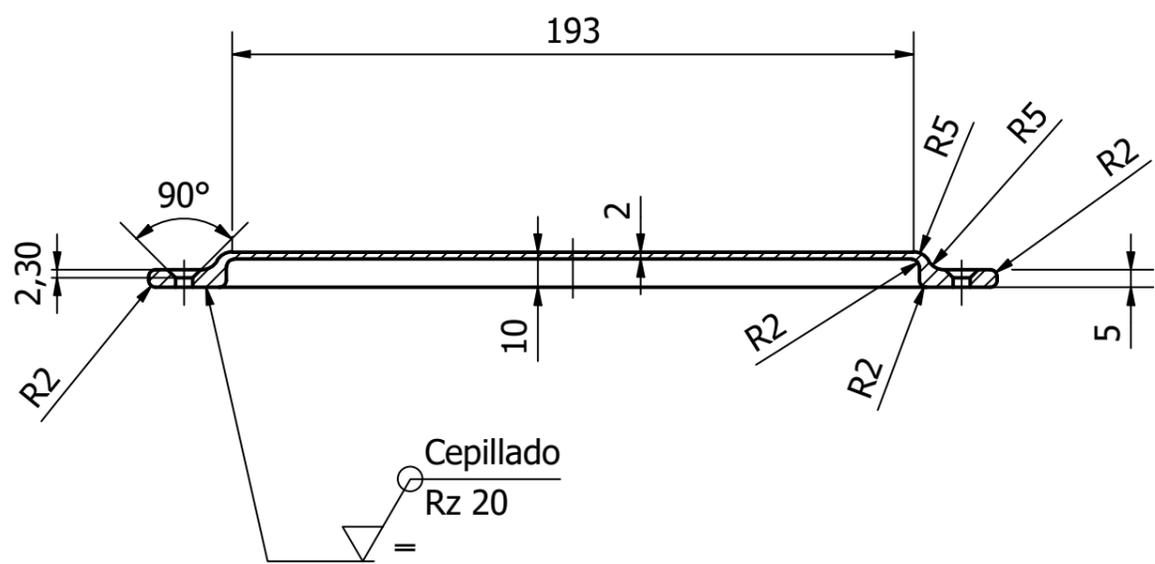
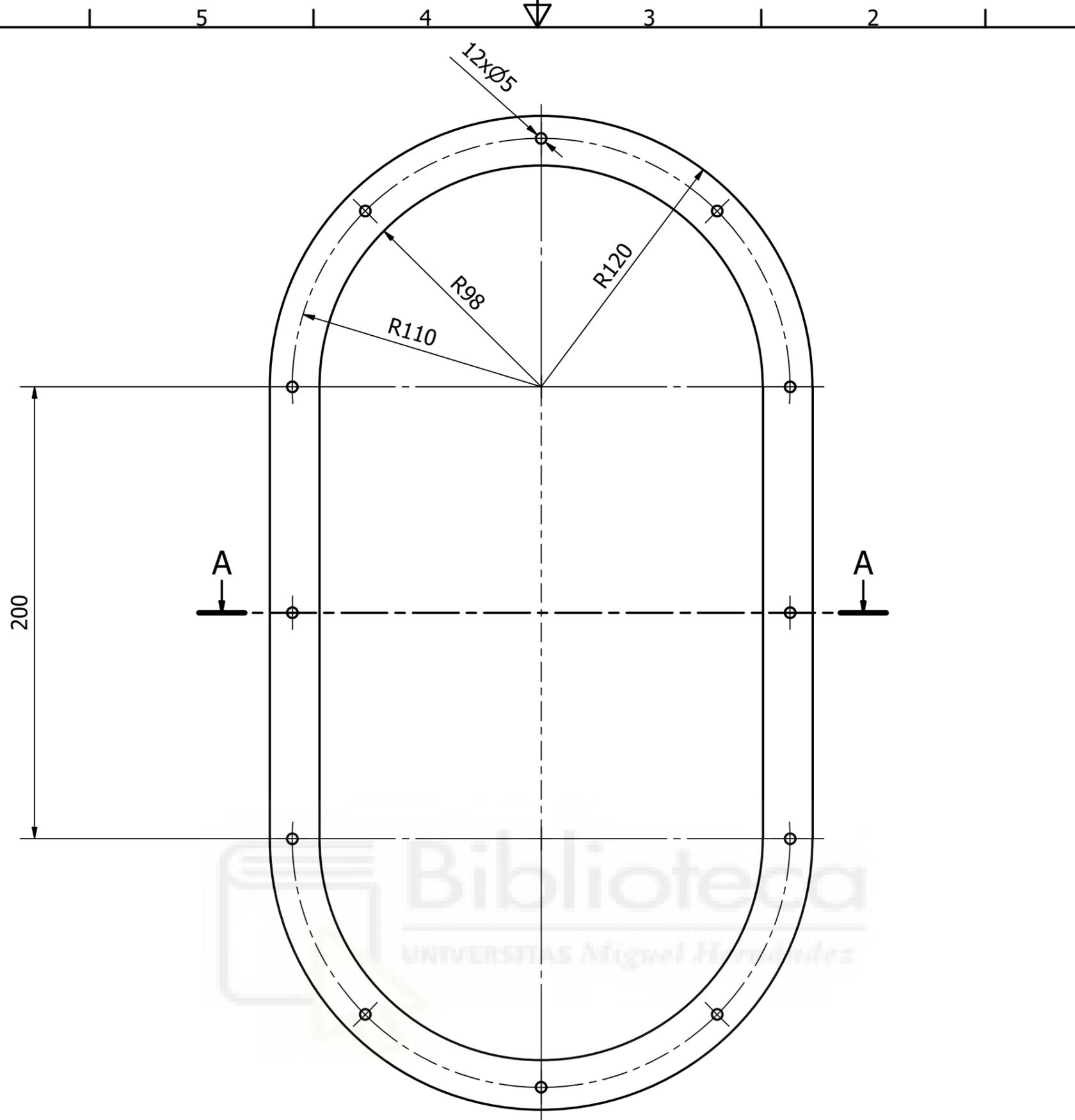
Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

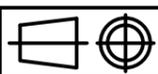
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 1
UMH		TAPA DE LAS VÁLVULAS	
		Plano N°29	
			Hoja 1 / 1

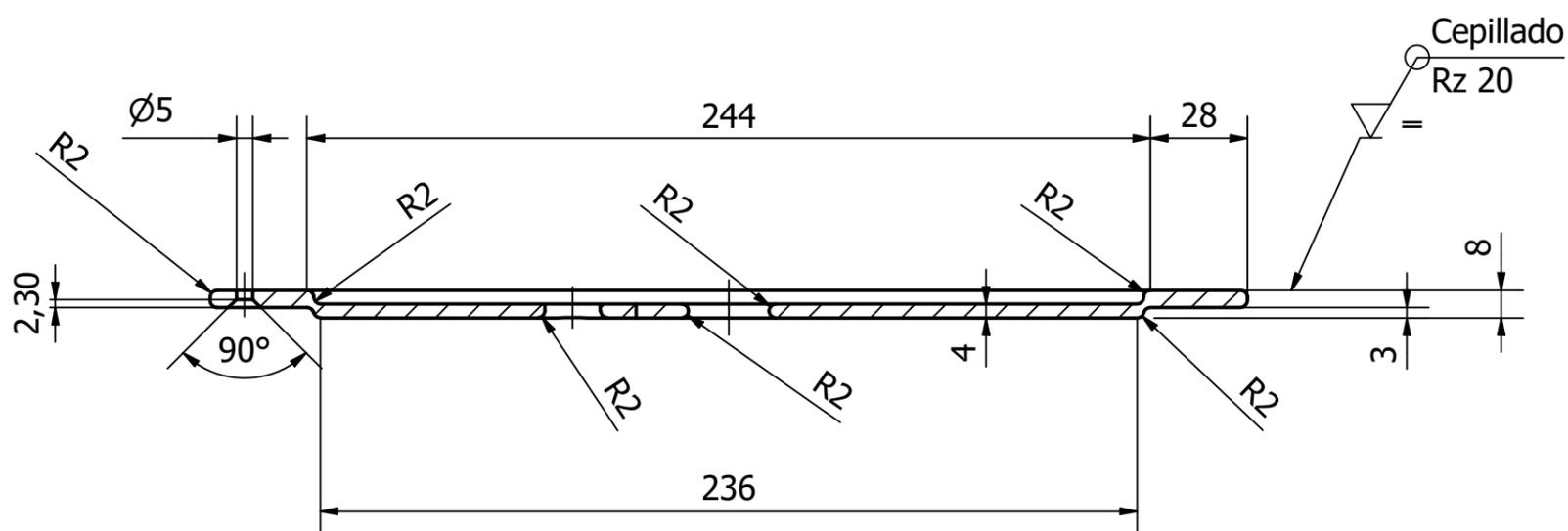
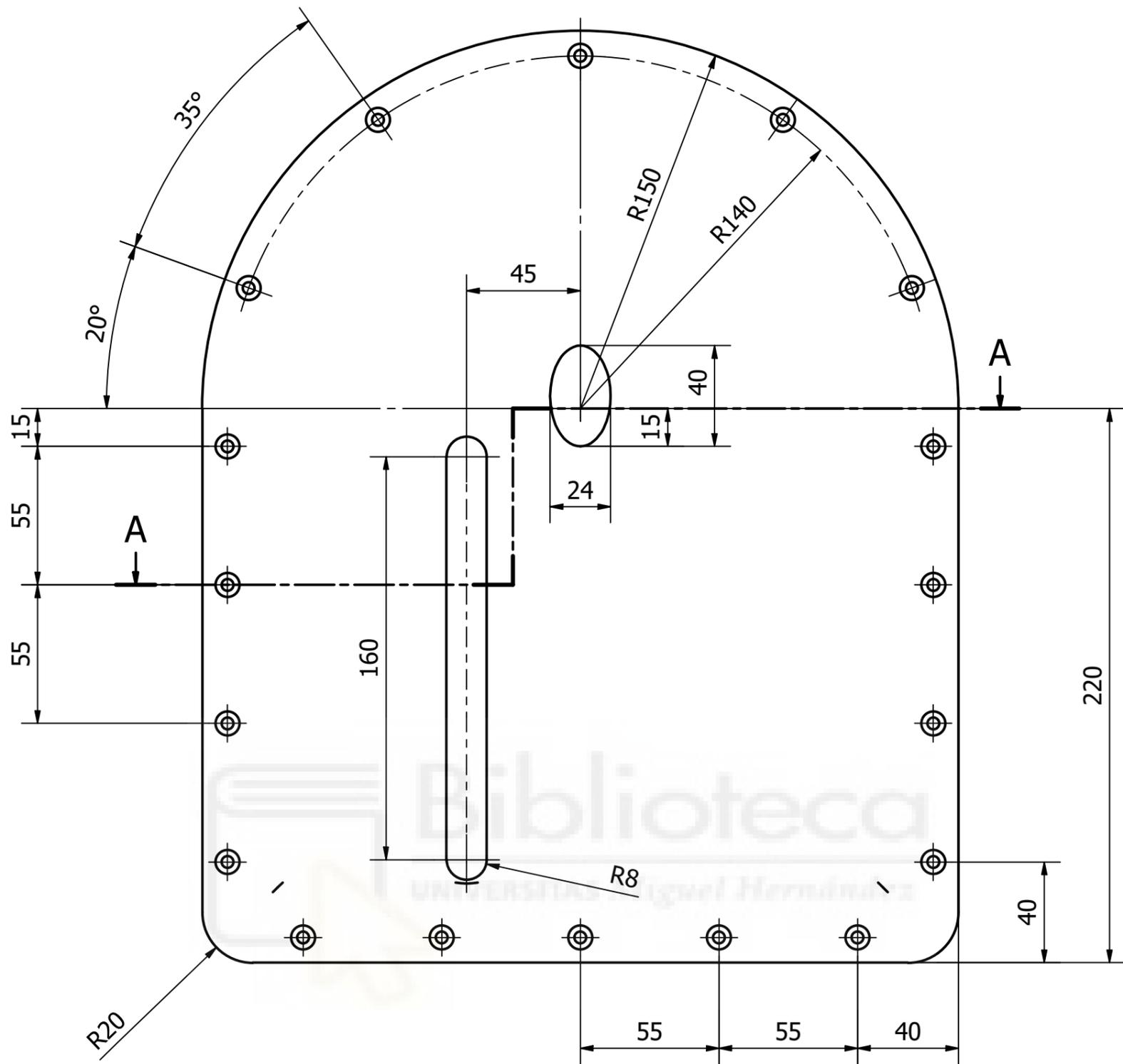


TODOS LOS CANTOS NO ACOTADOS SE DEBEN REDONDEAR EN R2

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH	TAPA DE LA CAZOLETA		
	Plano N°30		Hoja 1 / 1

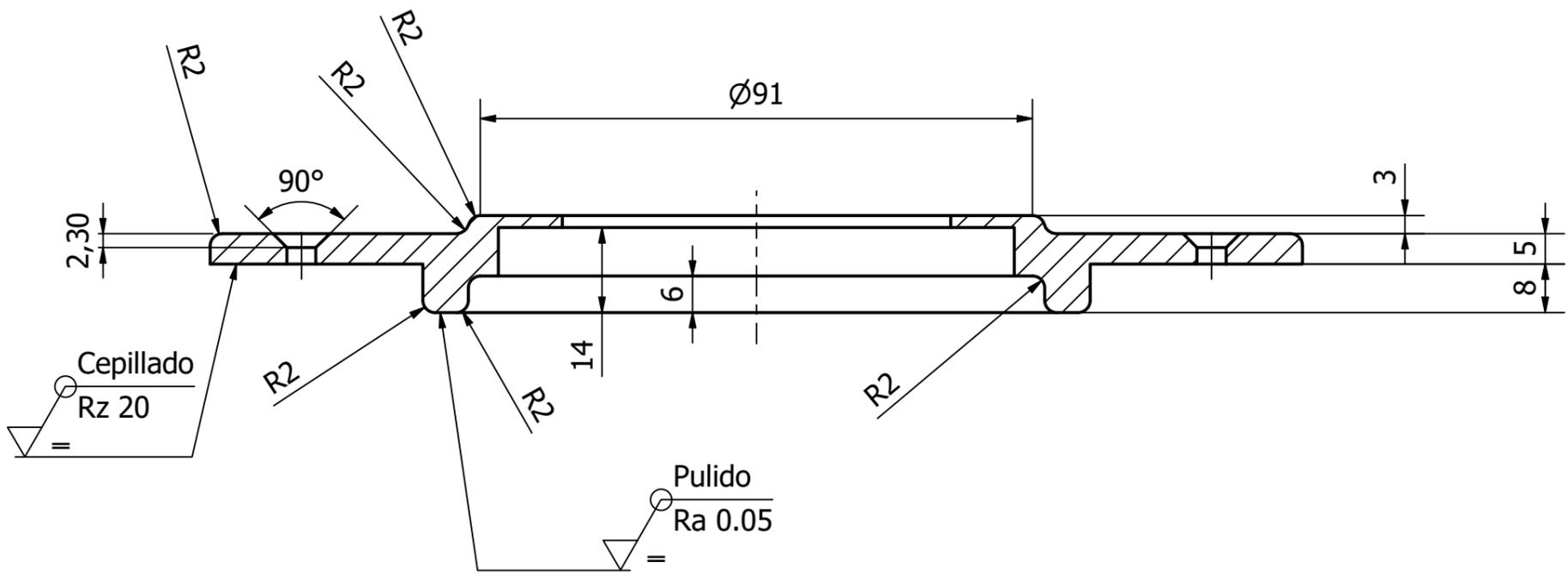
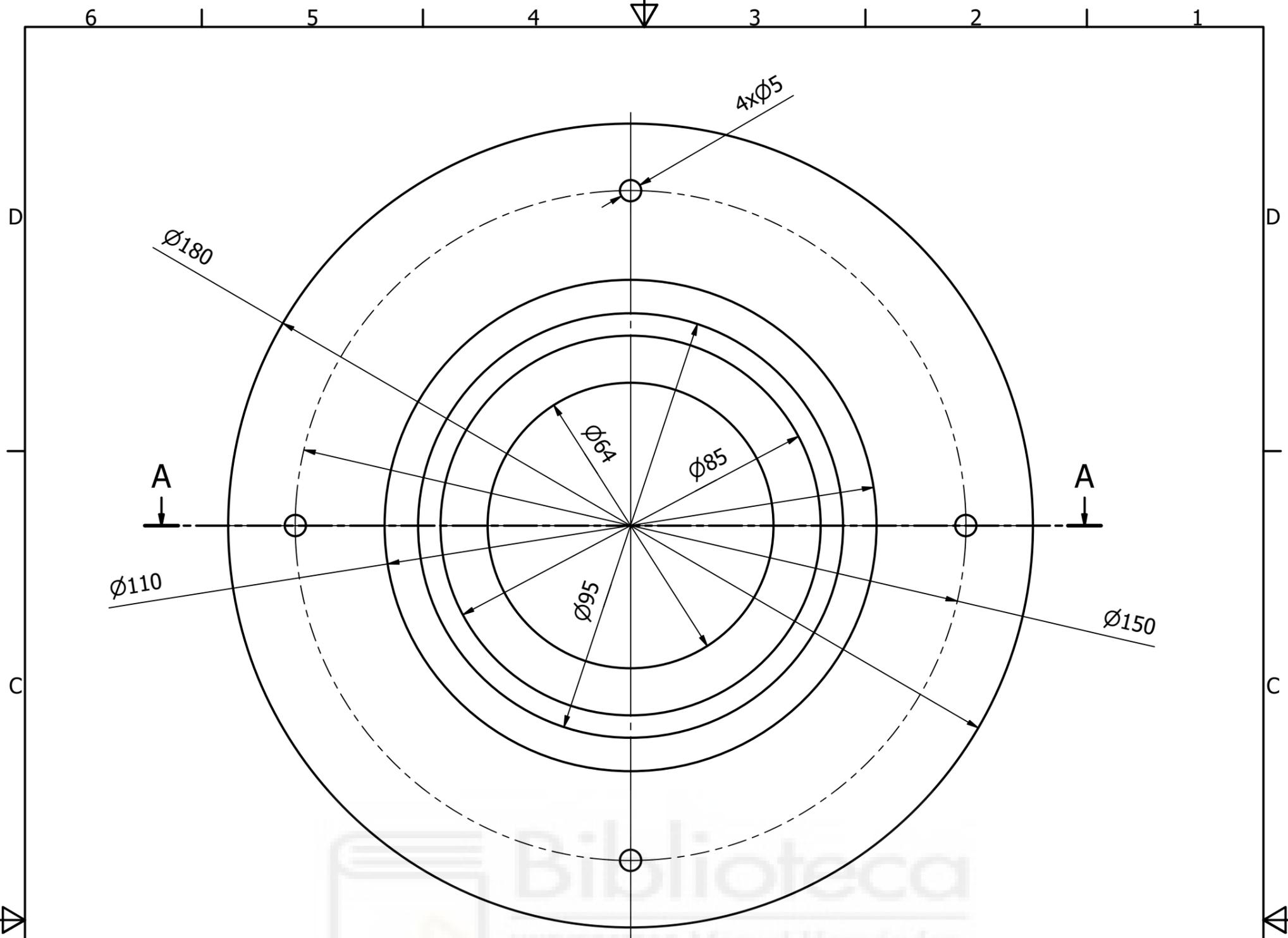


Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		TAPA DE MANTENIMIENTO	
		Plano N°31	
			Hoja 1 / 1



TODOS LOS CANTOS REDONDEADOS NO ACOTADOS
SERÁN EN R2

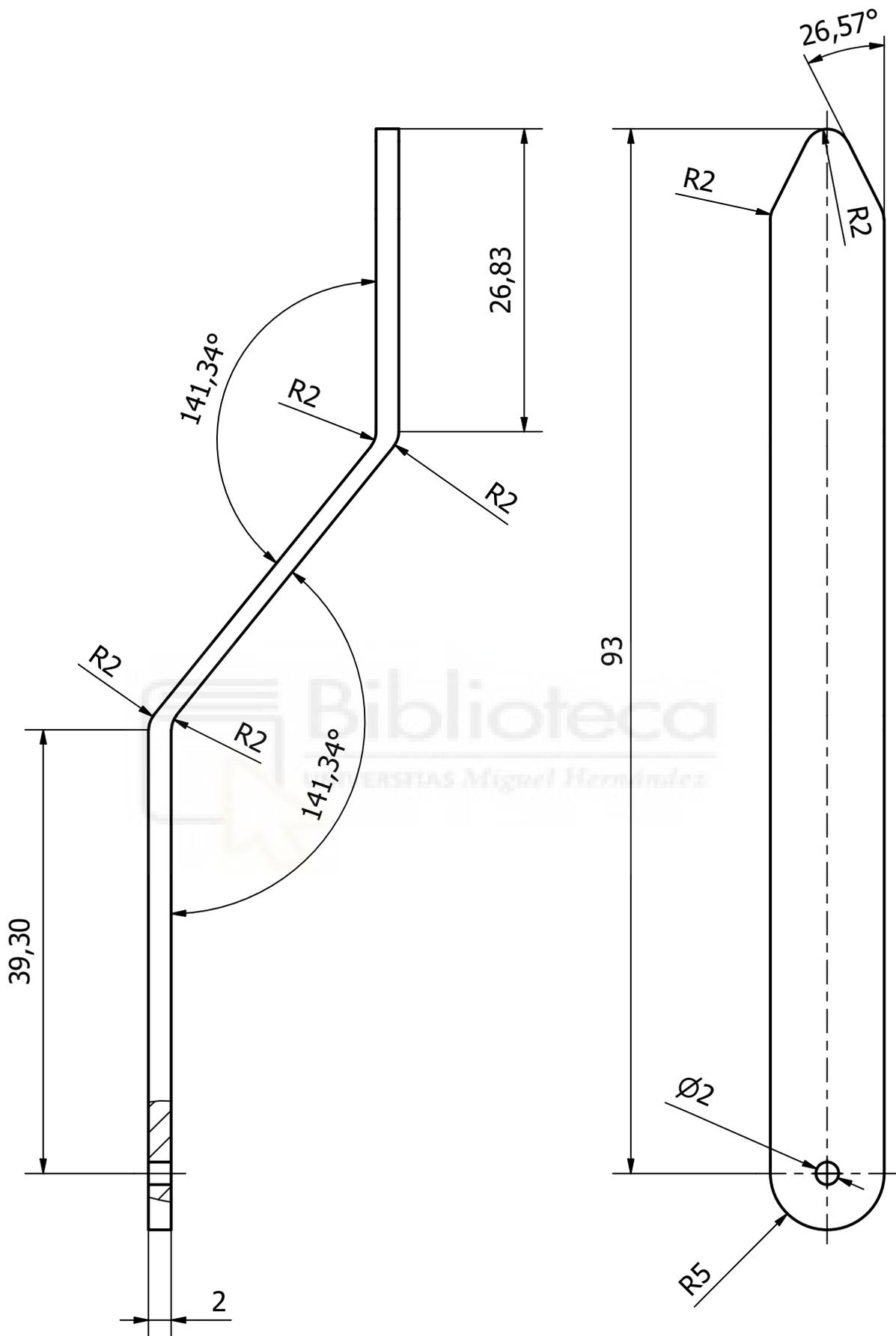
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		TAPA DEL DEP. DE ACEITE	
		Plano N°32	  Hoja 1 / 1



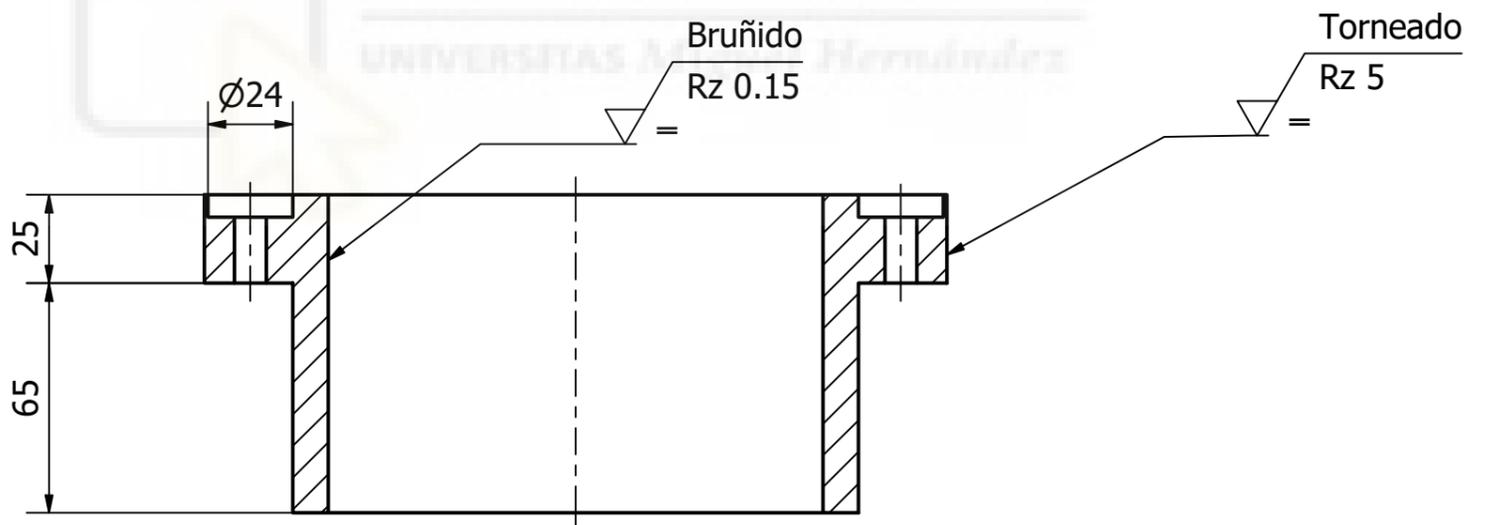
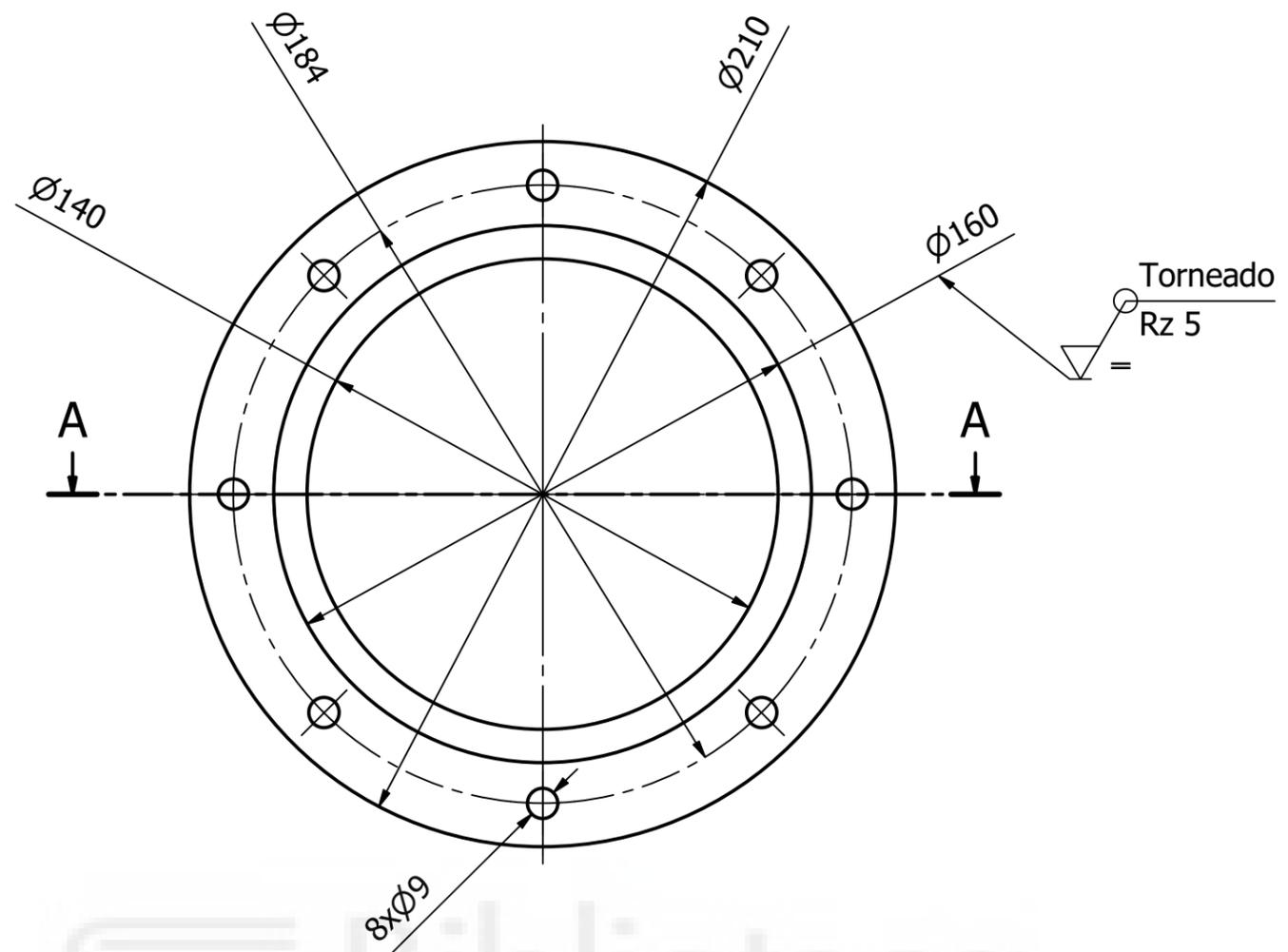
Cepillado
Rz 20

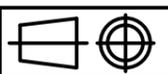
Pulido
Ra 0.05

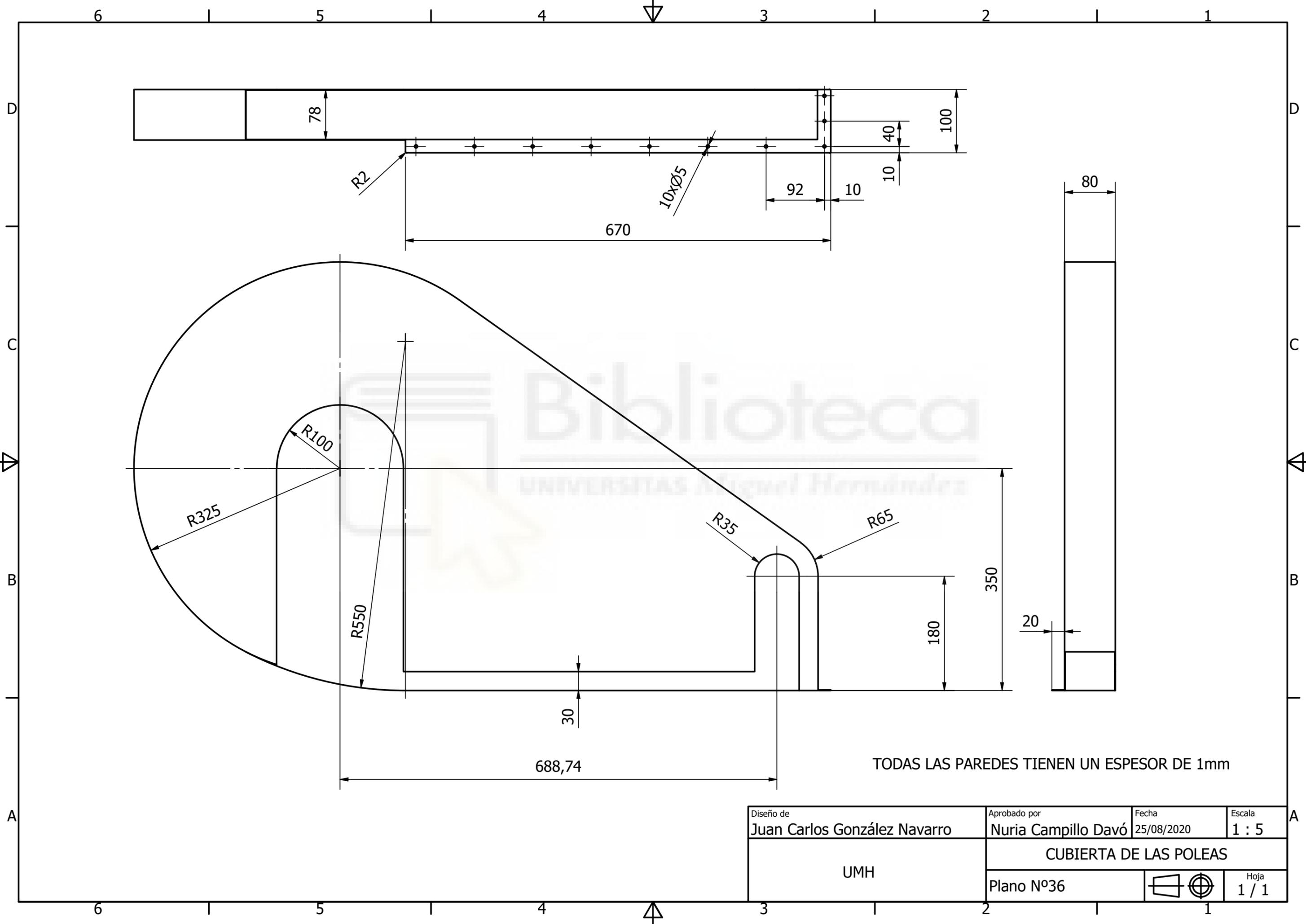
Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 1
UMH		TAPA DEL BASTIDOR	
		Plano N°33	Hoja 1 / 1



Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 2 : 1
UMH		MANECILLA	
		Plano N°34	
			Hoja 1 / 1



Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 2
UMH		TAPA INFERIOR DEL PISTÓN	
		Plano N°35	 Hoja 1 / 1



Biblioteca
UNIVERSIDAD Miguel Hernández

TODAS LAS PAREDES TIENEN UN ESPESOR DE 1mm

Diseño de Juan Carlos González Navarro	Aprobado por Nuria Campillo Davó	Fecha 25/08/2020	Escala 1 : 5
UMH		CUBIERTA DE LAS POLEAS	
		Plano N°36	Hoja 1 / 1