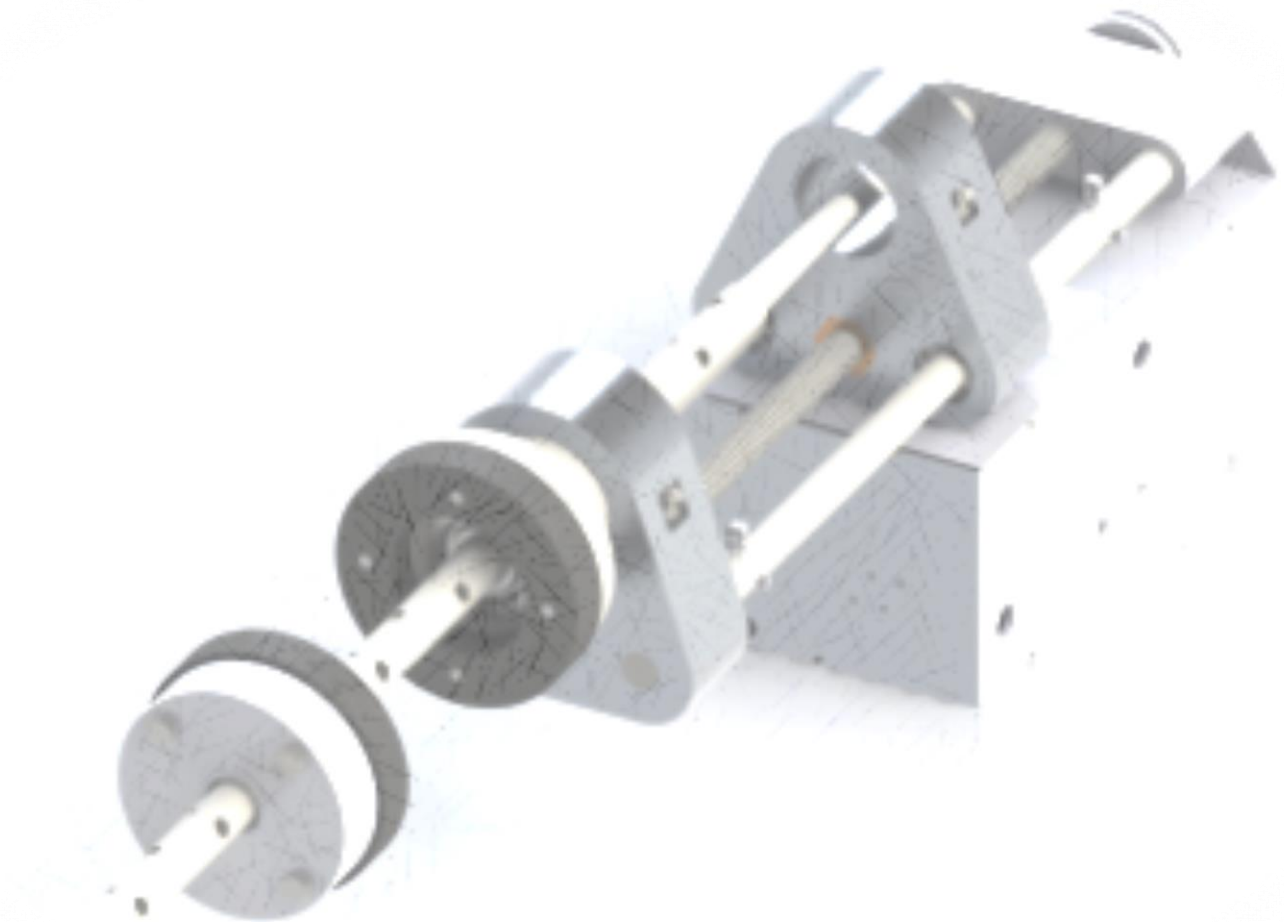


TRABAJO DE FIN DE GRADO

DISEÑO DE UNA MANDRINADORA PORTÁTIL



Director del TFG: Federico Padrón Martín

Por: Edgar Hernández Chinaa

Grado en ingeniería mecánica



ÍNDICE GENERAL

1. **ÍNDICE GENERAL:** pág. 1
2. **ABSTRACT:** pág. 2
3. **MEMORIA**
 - 3.1 Índice de la memoria: pág. 4
 - 3.2 Hoja de identificación: pág. 5
 - 3.3 Objeto: pág. 6
 - 3.4 Alcance: pág. 7
 - 3.5 Antecedentes: pág. 9
 - 3.6 Normas y referencias: pág. 11
 - 3.6.1 Disposiciones legales y normas aplicadas
 - 3.6.2 Bibliografía
 - 3.6.3 Programas de cálculo
 - 3.6.4 Plan de gestión de calidad aplicado durante la redacción del proyecto
 - 3.6.5 Otras referencias
 - 3.7 Definiciones y abreviaturas: pág. 13
 - 3.8 Requisitos de diseño: pág. 15
 - 3.9 Análisis de soluciones: pág. 16
 - 3.10 Resultados finales: pág. 23
 - 3.11 Orden de prioridad de documentos básicos: pág. 38
4. **ANEXOS**
 - 4.1 Índice de anexos: pág. 40
 - 4.2 Anexo de cálculos: pág. 41
 - 4.3 Otros anexos: pág. 74
5. **PLANOS**
 - 5.1 Índice de planos: pág. 81
6. **PLIEGO DE CONDICIONES**
 - 6.1 Índice del pliego de condiciones: pág. 106
 - 6.2 Especificaciones de materiales y elementos constitutivos del objeto del proyecto: pág. 107
7. **ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO**
 - 6.1 Índice de listado de mediciones y presupuesto: pág. 110
 - 6.2 desarrollo de mediciones y presupuesto: pág. 113



ABSTRACT

Boring machines are devices used to increase the diameter of a bore previously done. The problem with these machines appears when you want to mechanize a large piece because boring machines are big and heavy. In order to make this process possible, a new machine has to be used: a line boring machine.

This Project is about obtaining a viable design of a line boring machine.

This design must have a Price lower than the other machines that are actually being manufactured.

This design also must be very simple in order to conceive a machine which can be repaired very easily.

The use of the machine must be intuitive so a specialized operator won't be needed.

In terms of calculation, the design must satisfy all the requirements described in the annexes to get a fully operating machine.

Another objective would be the obtention of a design easy to manufacture.



MEMORIA



Edgar Hernández Chinaa



2.1 ÍNDICE DE LA MEMORIA

- 2.1 Índice de la memoria: pág. 4
- 2.2 Hoja de identificación: pág. 5
- 2.3 Objeto: : pág. 6
- 2.4 Alcance: : pág. 7
- 2.5 Antecedentes: : pág. 9
- 2.6 Normas y referencias: pág. 11
 - 2.6.1 Disposiciones legales y normas aplicadas
 - 2.6.2 Bibliografía
 - 2.6.3 Programas de cálculo
 - 2.6.4 Otras referencias
- 2.7 Definiciones y abreviaturas: pág. 13
- 2.8 Requisitos de diseño: pág. 15
- 2.9 Análisis de soluciones: pág. 16
- 2.10 Resultados finales: pág. 23
- 2.11 Orden de prioridad de documentos básicos: pág. 37



2.2 HOJA DE IDENTIFICACIÓN

- **Título del proyecto:** diseño de una mandrinadora portátil
- **Razón social:** Universidad de La Laguna (ULL)

PROYECTISTA

- **Nombre y apellidos del proyectista:** Edgar Hernández China
- **D.N.I.:** 54115546-L
- **Titulación:** grado en ingeniería mecánica por la universidad de La Laguna
- **Dirección profesional:** escuela técnica de ingeniería civil e industrial
- **Teléfono:** 618397658 / 922631585
- **Correo electrónico:** edgar.hdez.chinea@gmail.com / alu0100694819@ull.edu.es

TUTOR ACADÉMICO


- **Nombre y apellidos:** Dr. Federico Padrón Martín
- **D.N.I.:** 43770997-L
- **Correo electrónico:** fpadron@ull.es
- **Dirección profesional:** Escuela de ingeniería industrial de la ULL
- **Teléfono:** 922316243

Fecha y firma del proyectista:



Federico Padrón Martín
DNI: 43770997-L

Fecha y firma del tutor académico:



Edgar Hernández China
DNI: 54115546-L



2.3 OBJETO

Este proyecto busca la obtención de un diseño compacto, económico y eficaz de una mandrinadora de tipo portátil.

El diseño obtenido para la máquina-herramienta deberá satisfacer los requerimientos mecánicos necesarios para operaciones de mandrinado en las situaciones descritas a posteriori en el documento.

También se procurará la obtención de un diseño cuyo uso y mantenimiento sean lo más sencillos posible.

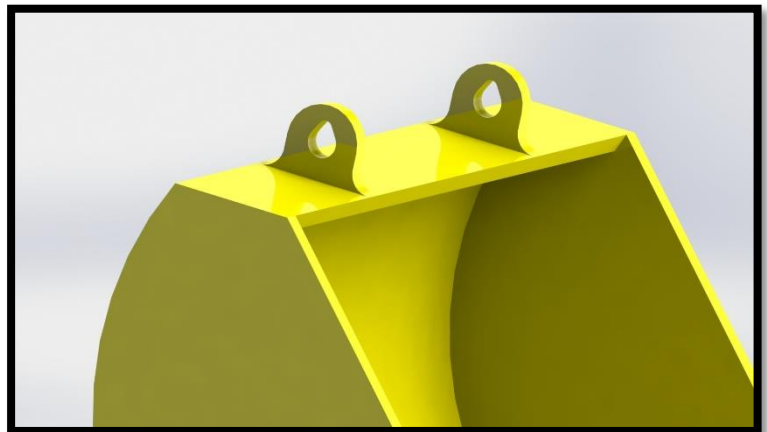
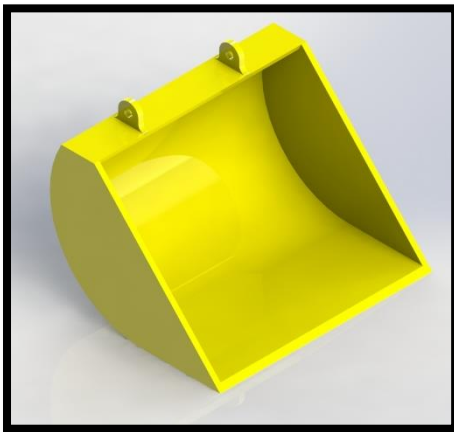


2.4 ALCANCE

Las mandrinadoras portátiles se utilizan en el mundo del mecanizado para el trabajo de reparación en piezas de gran volumen o peso. Este tipo de piezas de gran tamaño normalmente no pueden ser trasladadas a talleres de reparación por lo que se requiere un arreglo en el mismo lugar de trabajo.

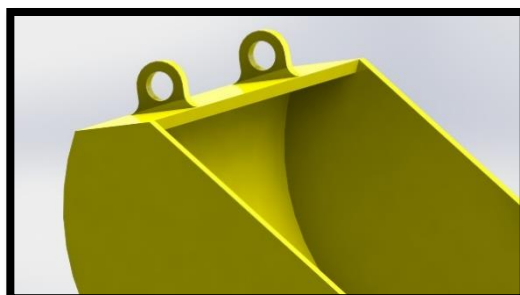
Se utilizan mandrinadoras portátiles sobre todo para reparaciones de orificios de máquinas de gran tamaño que albergan ejes que están sometidos a grandes cargas de trabajo. Es el caso, por ejemplo, de los orificios que albergan los ejes de una turbina de vapor.

Uno de los usos más extendidos, por ejemplo, es el de la reparación de las masas del cucharón de una retro-excavadora. Por el uso continuado de esta máquina, los ejes que unen los brazos de la misma con el cucharón, producen en las masas una excentricidad por desprendimiento de material.

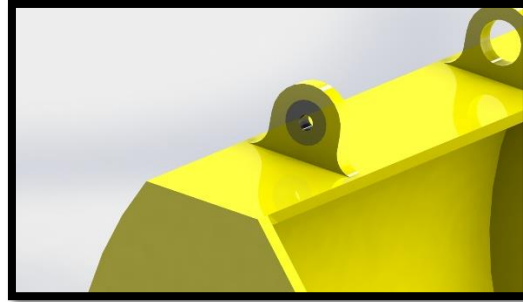


Para la reparación de este tipo de desgastes, se realiza un procedimiento tal que:

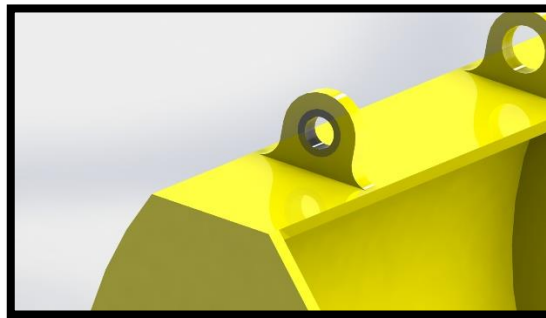
1.- se mandrina un orificio con igual centro al del original hasta un diámetro igual al punto más externo del óvalo formado.



2.- se introduce un casquillo metálico en el orificio con diámetro interno menor al del eje y con un diámetro externo algo mayor al mandrinado anteriormente. Esta interferencia radial se aplica para certificar que al hacer uso de la máquina el casquillo no se desprenda. Se puede introducir el casquillo, por ejemplo, calentando la masa del cucharón para dilatar el metal o también introduciéndolo a presión. Otro proceso análogo a este sería el de, mediante un cordón de soldadura, aplicar una capa de material al orificio mandrinado.



3.- una vez hecho el proceso anterior, se procede a un nuevo mandrinado del casquillo obtenido con el cual agrandamos el diámetro interno hasta la medida necesaria para la posterior introducción del eje.

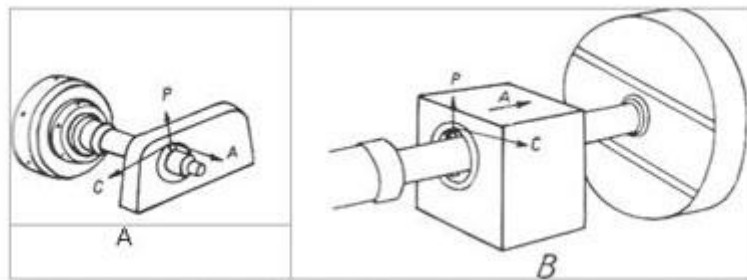


En este proyecto, se establecerán los parámetros de diseño de una mandrinadora portátil capaz de realizar este tipo de operaciones de mecanizado.



2.5 ANTECEDENTES

Se conoce el mandrinado como la operación de mecanizado en la que se parte de un orificio previamente hecho y se agranda su diámetro hasta un tamaño requerido, por medio del giro de una herramienta de corte colocada perpendicularmente a la superficie del orificio. Esta herramienta va unida a un eje el cual le otorga el movimiento rotativo y el de avance.



Las máquinas-herramientas que realizan este tipo de mecanizados son conocidas como mandrinadoras. Las mandrinadoras comúnmente se componen de 5 partes:

- Bancada: base de la máquina
- Columna: sirve de soporte para el cabezal y se acopla a la bancada
- Cabezal: contiene el eje principal, el plato de trabajo y los mecanismos de transmisión
- Mesa: plataforma apoyada en dos carros (longitudinal y transversal) donde se coloca la pieza a mandrinar
- Luneta: soporte para los mandrinos de gran longitud

Las mandrinadoras normalmente son máquinas de gran tamaño que han de estar bien ancladas al suelo de un taller o fábrica. Si se quisiera mecanizar piezas de gran tamaño en estas máquinas el proceso resultaría altamente costoso y complicado ya que no sería posible trasladar la máquina al lugar donde se encuentra la pieza a reparar y, por consiguiente, habría que trasladar la pieza con su correspondiente costo tanto material como temporal.

Retomando el ejemplo del cucharón, el tiempo que conllevaría la reparación, es un tiempo en el que la retro-excavadora no está en funcionamiento lo que genera, a su vez, nuevos inconvenientes.

De esta necesidad de reparación in situ se idea otro tipo de mandrinadoras denominadas mandrinadoras portátiles (line boring machine).

Este tipo de máquinas-herramientas realizan los mismos procesos que una mandrinadora regular pero se diseñan específicamente para operaciones de mandrinado de piezas de gran volumen en las que se requiere una reparación rápida, eliminando la necesidad de trasladar la pieza a un taller de reparación. El uso de este tipo de máquinas lleva a reducir el tiempo de reparación en este tipo de casos hasta más de un 150%.



2.6 NORMAS Y REFERENCIAS

2.6.1 DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS

Dado que en este proyecto se elaborará un diseño para un prototipo de una máquina, las únicas normas aplicadas en el desarrollo del mismo serán:

- ✓ Normas de acotación UNE 1-039-94 e ISO 129-1985
- ✓ Normativa de la ULL para la redacción de trabajos de fin de grado

2.6.2 BIBLIOGRAFÍA

Para la elaboración de este proyecto se han utilizado las siguientes fuentes:

- ✓ Libros:
 - “Diseño de elementos de máquinas”, Robert L. Mott (cuarta edición)
 - “Tecnología mecánica y metrotecnica”, José M^a Lasheras
 - “Resistencia de materiales”, V.I. Feodosiev
 - “Diseño de máquinas”, Robert L. Norton
- ✓ Páginas web:
 - www.google.es
 - Ocw.unican.es
 - www.3dcontentcentral.com
 - www.traceparts.com
 - www.Sitenordeste.com
 - www.pyrosisproyect.wordpress.com
 - es.slideshare.net
 - www.publisur.net
 - www.labolsa.com
 - www.ebay.es
 - www.wikipedia.es
 - www.mecanizados.eu

2.6.3 PROGRAMAS DE CÁLCULO

Para el desarrollo de este proyecto se han utilizado los siguientes programas

- Solidworks 2013
- AutoCAD 2011
- Microsoft Excel 2013
- Solidworks eDrawings
- Mastercam x7

2.6.4 OTRAS REFERENCIAS

Para la redacción del proyecto se ha utilizado el programa Microsoft word 2013 y el adobe acrobat



2.7 DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

DEFINICIONES

- Brida: elemento de conexión de dos partes de una máquina
- Servomotor: motor eléctrico de velocidad y posición regulable
- Galleta: pieza cilíndrica con un orificio a lo largo de su generatriz con un espesor reducido
- Mandrinadora: máquina herramienta de precisión utilizada para aumentar el diámetro de un orificio previamente hecho
- Mecanizado: proceso de elaboración mecánica
- Masas: elemento de unión en una retroexcavadora de los brazos con el cucharón de la misma
- Sujeción anterior: pieza de aluminio y forma triangular que se coloca para unir la brida de sujeción con el cuerpo de la máquina
- Carro o sujeción de taladro: elemento de sujeción en el cual irá fijo el taladro y que se desplazará por una serie de guías dando como resultado el movimiento de avance
- Sujeción posterior: en el cuerpo de la máquina, nexo de unión entre cuerpo y caja metálica
- Proyectista: persona a cargo de la redacción del proyecto

ABREVIATURAS (anexos)

- Q: fuerza cortante
- g: gravedad
- A: área
- D: distancia o diámetro
- p: paso
- \mathcal{T} : esfuerzo cortante
- F: fuerza
- σ : tensión
- P: potencia

- M: momento
- ω : velocidad angular
- Z: esfuerzo de cizallamiento
- I: inercia o intensidad
- S:sección
- V: voltaje

ABREVIATURAS (planos)

- Cant. : cantidad
- N° P. : número de plano

ABREVIATURAS (mediciones y presupuesto)

- Ud. : unidades
- PEM: presupuesto de ejecución material



2.8 REQUISITOS DE DISEÑO

Se desea un diseño muy lineal y ordenado. Se quiere distinguir cada componente de la máquina rápidamente por medio de una breve inspección visual. Dividiremos la máquina en tres grandes bloques:

- Sistema para el giro angular
- Sistema para el avance
- Sistema de sujeción y transmisión del movimiento

Una de las premisas más importantes será la accesibilidad. Se quiere obtener un diseño en el cual las posibles reparaciones, modificaciones o mejoras sean lo más sencillas y rápidas posibles. Por esto cualesquiera que sean los sistemas de ensamblaje deberán estar lo más accesibles posible.

En cuanto al control, se buscará lo máximo posible la automatización del proceso por lo que el avance manual quedaría descartado. También se buscará la regulación de la velocidad en cuanto a giro y avance se refiere para adecuarla al mecanizado a realizar.

La máquina final deberá ser capaz de realizar mecanizados en piezas de elevadas características mecánicas como son las piezas de acero



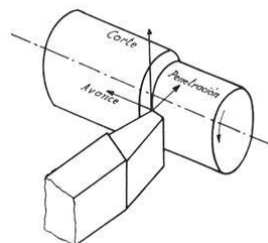
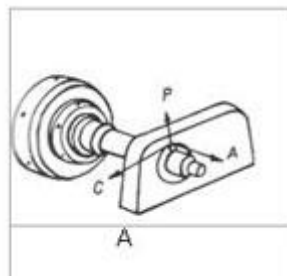
2.9 ANÁLISIS DE SOLUCIONES

Las mandrinadoras portátiles, a la hora de su uso, se unen a la pieza a mecanizar mediante soldadura y, debido a que las piezas a mecanizar son de gran tamaño, las mismas sirven de bancada o base para la máquina herramienta. La operación de mandrinado se realiza introduciendo una barra, normalmente de sección circular, en el orificio a mandrinar y en esta barra se coloca una herramienta de corte perpendicular a la generatriz de la barra. Al hacer girar la barra, la herramienta va desprendiendo material del orificio y haciendo avanzar linealmente la barra se completa el mecanizado.



Para el diseño de esta máquina herramienta se ha partido de la premisa de que para su funcionamiento será necesaria la generación de dos movimientos:

- Movimiento de corte: movimiento circular que se da a la herramienta de corte para producir el desprendimiento de material en el mecanizado.
- Movimiento de avance: movimiento rectilíneo que se da a la herramienta de corte para propiciar el avance de la misma por la zona de mecanizado.



A lo largo del proceso de proyección de esta máquina surgieron numerosas alternativas de generación y transmisión de estos movimientos.

La primera alternativa fue la de usar un solo motor eléctrico que diese a la herramienta ese movimiento circular y a su vez, por medio de una caja de engranajes se transmitiese ese movimiento a un sistema de piñón-cremallera que otorgase a la herramienta el movimiento de avance. Para este caso, a la pieza a mecanizar, se soldaría una brida con forma de óvalo en la cual, en la parte más ancha, se practicaría un orificio que albergaría un rodamiento en el cual iría la barra. En la parte más estrecha del óvalo se soldaría la cremallera.

La barra iría acoplada a una caja metálica en la cual se situaría el motor, los engranajes y el piñón que acoplaría con la cremallera. A medida que el motor girase, la caja se desplazaría por la cremallera, haciendo avanzar la barra que a su vez giraría para mecanizar el orificio.

Esta alternativa presenta varias ventajas como son el uso de un único motor pero fue finalmente desechado por las siguientes razones:

- El uso de un único motor para avance y corte propicia que la potencia necesaria para este sea elevada con su consiguiente gasto económico tanto material como de consumo.
- Se requiere el uso de un sistema de engranajes complejo lo que encarecería la fabricación de la máquina y complicaría su mantenimiento ya que al ser engranajes a medida los repuestos serían complicados de conseguir.
- Todo el peso de la máquina sería transmitido a una única cremallera lo que ocasionaría que estuviera sometida a grandes esfuerzos de flexión así como el piñón a grandes esfuerzos de compresión. Esto conllevaría un dimensionamiento mayor de estas piezas con su consiguiente costo.
- Parte del peso de la máquina también sería absorbido por la barra de mandrinado lo que ocasionaría fallos en el mecanizado debidos a desviaciones de la misma.

La siguiente opción, fue la de usar dos fuentes de movimiento: un motor rotatorio para el movimiento de corte y un actuador lineal para el movimiento de avance.

Para esta alternativa de diseño, se usaría una brida con forma de óvalo por la que la barra pasaría por un orificio con un rodamiento de bolas y a la que se uniría el extremo del actuador como en la alternativa anterior.

En este caso, se plantearía un soporte para el motor y el actuador en el cual el motor rotatorio se acoplaría a la barra y a su vez se acoplaría el soporte al actuador.

Se plantea el uso de tres fuentes de potencia: eléctrica, hidráulica y neumática. La hidráulica proporcionaría una gran potencia y la neumática una gran velocidad de trabajo. Para ambas, el uso de pistones ocasionaría que la consecución del movimiento lineal fuese muy sencilla. Sin embargo para el uso de ambas fuentes sería necesario el uso de otros dispositivos como bombas y cárteres en el caso de la hidráulica y compresores en el caso de la neumática. También

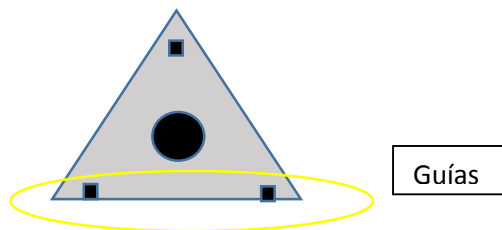
para estas dos alternativas sería necesario el uso de fluidos de trabajo con sus consiguientes costos de mantenimiento e instalación. Por eso se optaría por la opción de usar energía eléctrica para esta opción. La obtención del movimiento de corte sería sencilla y barata usando uno de los muchos tipos de motores eléctricos disponibles y para el movimiento lineal sería necesario el uso de un actuador lineal comercial que suelen funcionar por un mecanismo similar al de piñón cremallera.

Esta alternativa de proyecto, con respecto a la anterior, sería más sencilla, barata y eficiente; sin embargo se desecha por las siguientes razones:

- Nuevamente tanto la barra como el actuador estarían sometidos a grandes esfuerzos de flexión lo que ocasionaría fallos de mecanizado y problemas mecánicos en los componentes.
- El uso de actuadores lineales eléctricos sería más barato que el tener que usar una caja de engranajes y un motor de alta potencia y rendimiento pero aun así su precio sería elevado.

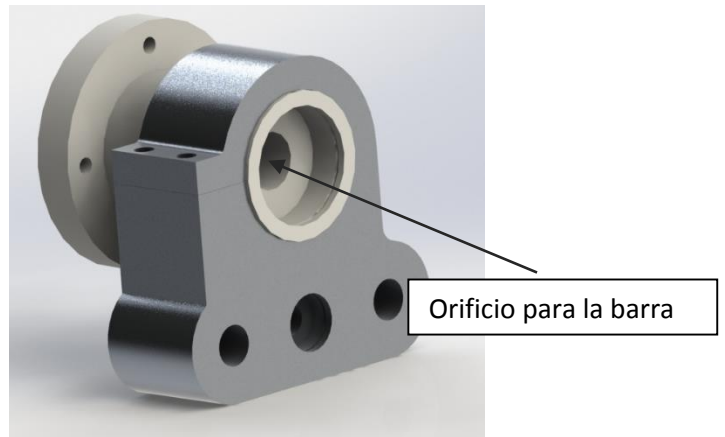
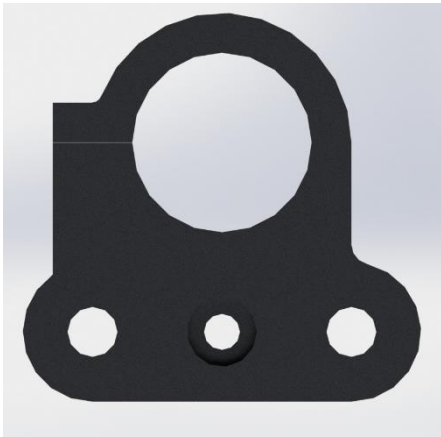
Como mejora a esta alternativa se propone el cambio de la brida ovalada a una triangular y así colocar el orificio de la barra centrado en el mismo y en cada esquina colocar un actuador lineal. Esta mejora evitaría los problemas de flexión pero encarecería enormemente el proyecto.

De este encarecimiento, surge la opción de sustituir, de esos tres actuadores situados en triángulo, dos de ellos por guías de acero de sección circular que irían unidas al soporte del motor antes mencionado con rodamientos lineales de bolas. Esta mejora ocasionaría que la máquina se abaratase en gran medida y reduciría al mínimo los problemas de flexión.



Sin embargo, estas operaciones de mandrinado requieren una precisión bastante elevada por lo que se buscará eliminar todo rastro de flexión en la barra; por ello se opta por combinar varios de los puntos anteriores.

Para la siguiente alternativa se usaría una brida cilíndrica que iría acoplada a la pieza a mandrinar. Esta brida se introduciría en una pieza con la siguiente forma:



Se situarán las guías en los dos orificios extremos de la parte inferior y en el orificio central de la parte inferior se situará el extremo del actuador.

Para este caso, se diseñará un carro el cual se deslizará por las guías usando rodamientos de bolas lineales. Es carro portará el motor eléctrico que irá acoplado a la barra. En la parte inferior del carro, entre los dos orificios para los rodamientos, se situaría el soporte para el actuador. Cuando el actuador se retrae hace que el carro avance por las guías hacia la pieza a mecanizar propiciado así el movimiento de avance.

Este diseño resulta viable para la fabricación de la máquina, sin embargo el uso de actuadores lineales eléctricos conlleva ciertos problemas:

- Es necesario el uso de controladores digitales para ajustar su avance por lo que sería necesario el conocimiento de los mismos para el uso de la máquina.
- Su precio es elevado
- Su tamaño es considerable ya que deben tener una cámara para albergar el vástago. Esto ocasiona que la longitud final de la máquina sea demasiado elevada.

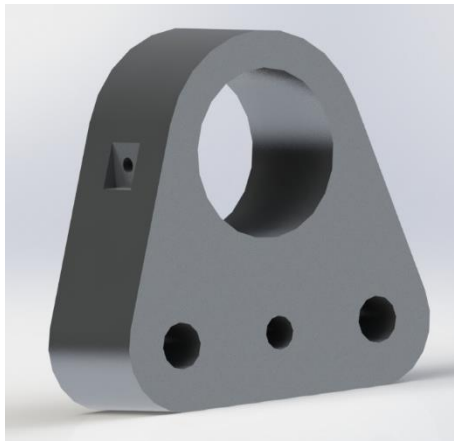
Por lo tanto, se decide no usar actuadores lineales en el diseño de la máquina pero, por otra parte, la distribución obtenida si resulta viable.

Para sustituir los actuadores se decide usar sistema husillo-tuerca. Para ello, retomando la distribución anterior, en el carro se situará una tuerca hexagonal que albergará el husillo. Este husillo se situará entre las guías e irá desde la pieza antes mencionada, que denominaremos sujeción anterior, hasta otra sujeción al final de las guías, que denominaremos sujeción posterior. A esta sujeción se unirá una caja que albergará un motor eléctrico de tamaño reducido y sus correspondientes elementos de control que dará al husillo su movimiento circular.

En ambas sujeciones (anterior y posterior) el husillo girará en rodamientos y se quedará fijo usando circlips.

Para esta opción también se propuso el uso de un husillo de bolas recirculantes pero, aunque mejora en prestaciones al sistema husillo-tuerca, su precio resulta mayor.

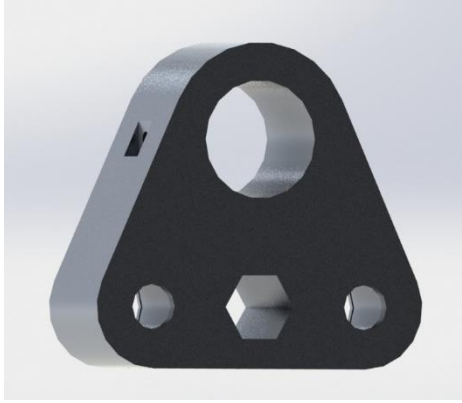
En cuanto a la sujeción anterior, su forma es válida para la ejecución del proyecto. Para la elaboración de la misma, se parte de una galleta circular de material y se fresa hasta obtener la forma requerida. Esta pieza obtenida cumple los requisitos mecánicos previstos pero alberga zonas de poco grosor propensas a fallos. También, para la buena sujeción de la brida que va unida a la pieza a mandrinar, se usa un sistema de estrangulamiento en el cual mediante un tornillo se ajusta orificio para lograr un mayor apriete. Este sistema cumple los requerimientos pero no resulta muy eficaz. Por ello se decide cambiar la forma de dicha sujeción y, partiendo de la misma galleta circular de material, usar una forma triangular que, aunque aumenta el peso final de la máquina, mejora en propiedades mecánicas a la forma anterior. Para el ajuste de la brida en este caso, se practicaría un orificio roscado en el lateral de la sujeción que sujetaría la brida. La forma final quedaría tal que así:



En cuanto al motor para el movimiento de corte, se plantean varias variantes. Para la primera, se usaría un motor eléctrico de corriente alterna. Para este caso, el tamaño del motor sería elevado debido a la potencia requerida para un proceso de mandrinado y habría que añadir ciertos sistemas para el control de su velocidad de rotación como, entre otros, un variador de frecuencia. El hecho de tener que añadir tantos dispositivos ocasiona que el volumen de la máquina aumente en demasía y esto es algo que no se desea en una máquina de tipo portátil como la que se desea proyectar. De este problema se idea la segunda variante: el uso de un dispositivo comercial de generación de movimiento rotatorio que tenga incluido un método de variar la velocidad de giro.

De todas las máquinas disponibles que produzcan un movimiento giratorio variable, la opción más eficiente y económica resulta la de usar un taladro para exigencias de potencia elevadas pero con bajo régimen de revoluciones.

Para la forma del carro, teniendo en cuenta el uso de un taladro, se usará un modelo similar a la sujeción anterior antes descrita:



En este carro, la coca del taladro irá situada en el orificio superior sujeta con un tornillo y en la parte inferior se situarán la tuerca del husillo y los dos orificios para colocar los rodamientos lineales de bolas para el desplazamiento por las guías. La otra opción posible para el deslizamiento del carro sobre las guías era la utilización de casquillos de bronce. La diferencia de costo entre ambos dispositivos no es elevada y, ya que los rodamientos lineales de bolas otorgan una mayor eficacia, optaremos por el uso de los mismos.

Decidida la fuente del movimiento de corte, para el movimiento de avance las posibilidades se incrementan debido a que la potencia requerida es menor. En primera instancia se opta por un servomotor eléctrico. El uso de este motor implica que la precisión de movimiento sería excelente y si regulabilidad alta. Sin embargo, su uso implicaría tener que usar un controlador específico para cada modelo de motor y a su vez un ordenador conectado al mismo para establecer los parámetros de funcionamiento. Como opción sustitutiva al uso de un ordenador, se plantea la implantación de una placa arduino programable. Esta placa se programaría de manera que con el uso de elementos analógicos como son un potenciómetro o interruptores, se podría controlar el motor. Pero, tanto los servomotores como sus controladores tienen un precio muy elevado y sus prestaciones resultan excesivas para el tipo de control que requiere esta máquina. También la programación y puesta en marcha resultaría compleja; por ello se opta por el uso de un motor de corriente alterna el cual se controlará por medio controladores cnc mach 3 a los que se acoplará un potenciómetro para regular la velocidad de avance.

Para conectar el motor de avance con el husillo, se planteó primero el uso de un sistema de engranajes pero finalmente se ha decidido el uso de un sistema de dos poleas unidas por una correa.

Este diseño aventaja a los demás descritos en varios puntos:

- El uso de un taladro de tipo comercial abarata en gran medida la máquina-herramienta y su uso implica una simplificación en gran medida de su funcionamiento.
- La utilización de un carro que se desliza por unas guías evita que se transmitan cargas a la barra evitando así fallos de mecanizado.
- El presupuesto de la máquina se reduce en gran medida.

- A pesar de que para el motor de avance se haya tenido que utilizar un cierto número de dispositivos controladores y reguladores, éstos son de uso sencillo por lo que no se requeriría especialización para el uso de la máquina

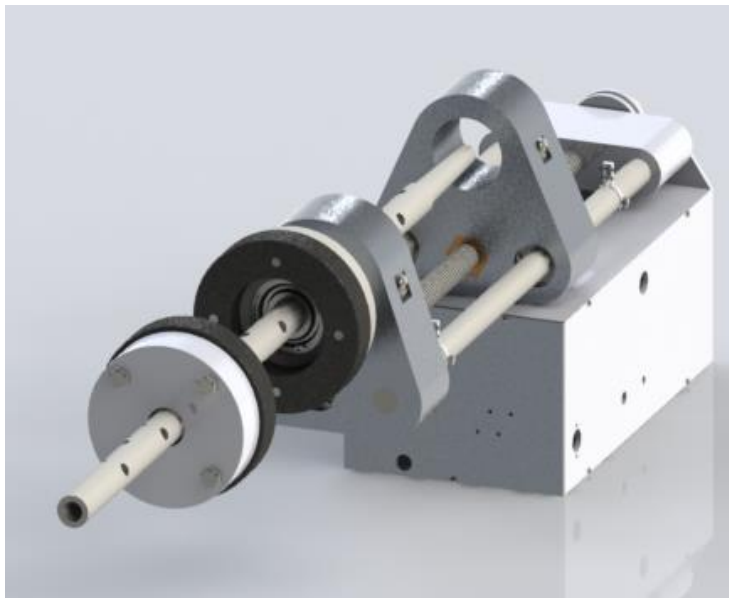


2.10 RESULTADOS FINALES

Partiendo de la solución final obtenida en el apartado de análisis de soluciones, la máquina-herramienta diseñada constará de tres partes esenciales:

- Sujeción
- Cuerpo
- Caja de componentes eléctricos

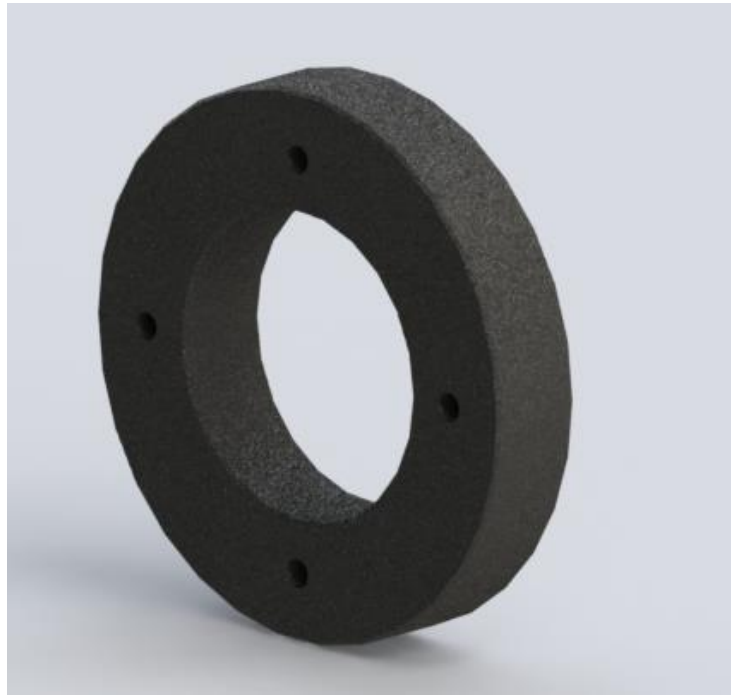
Como se podrá observar, en el apartado de planos para la parametrización de la máquina se ha utilizado un sistema igual de división.



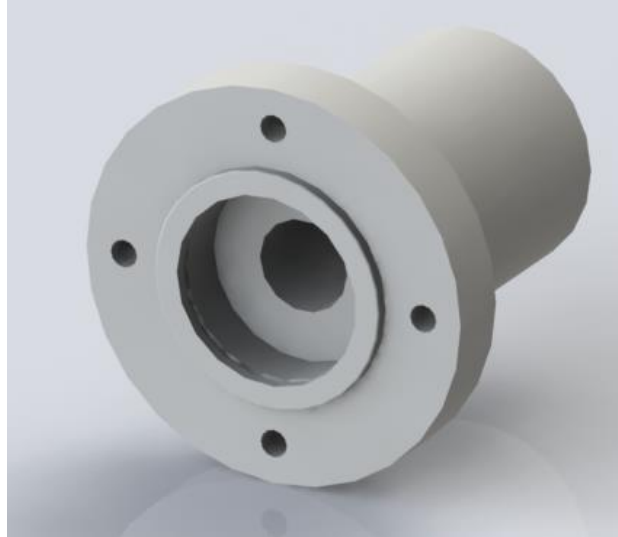
Comenzaremos por el apartado de sujeción. La máquina, debido a su principio de funcionamiento, irá soldada a un lado de la pieza a mecanizar. Esto se hará por medio de tres o cuatro piezas rectangulares de fundición. Debido a su uso, estas piezas no deberán ser de mucha calidad o precisión ya que serán piezas de sacrificio, desechables y su estado no influirá en los resultados del mecanizado.

A un lado del orificio a mandrinar, a estas piezas, que llamaremos pletinas, se soldará una galleta de fundición gris. Ésta también será una pieza de sacrificio pero su uso será más prolongado y requerirá de una mayor precisión. Esta galleta tendrá una serie de taladros roscados situados perimetralmente de acuerdo a una circunferencia de radio de 60mm y tendrá un diámetro exterior de 160mm y uno interior de 90mm. Los taladros tendrán un

tamaño normalizado según los estándares ISO de M10. En cuanto al ancho de la pieza será de 30mm y presentará un redondeado de 1mm en todos los bordes para facilitar el montaje. Los parámetros de esta pieza pueden ser observados en el plano 3.3.

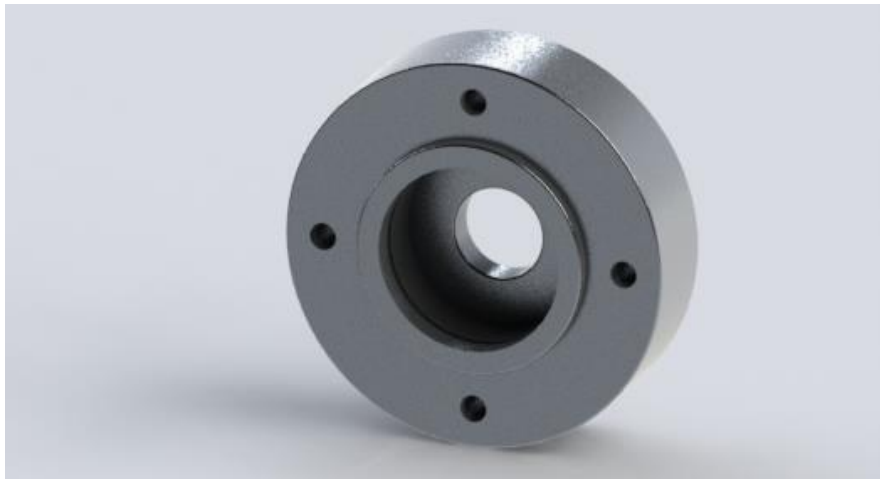


Esta galleta de fundición ira fuertemente unida mediante 4 tornillos de cabeza hexagonal según ISO 4015 de M10x70mm a una brida de aluminio. Esta brida será la guía que certificará el perfecto centrado de la barra de mandrinar. La pieza tendrá forma de dos cilindros de distinto diámetro y longitud unidos por un extremo como podremos observar en el plano 3.1. El primero de los cilindros tendría un diámetro de 130mm con cuatro taladros distribuidos de igual manera que en la galleta pero de diámetro 10.5 mm. Este cilindro tendrá un ancho de 25mm. En cuanto al segundo cilindro, tendrá un diámetro de 90mm y un ancho de 120mm. La brida tendrá un reborde de 4mm y 90mm de diámetro en la cara de mayor tamaño que alineará la brida con la galleta de fundición. Esta brida se denominará brida anterior



En el interior de ambos, se situarán dos cámaras con medidas adecuadas para albergar dos rodamientos de bolas de contacto radial normalizados según DIN625 modelo 6306 y sus correspondientes circlips según DIN 472. Las medidas de estas ranuras se pueden observar en el plano 3.1. El resto de la cavidad tendrá un diámetro de 35mm para evitar el contacto con la barra de mandrinado de diámetro 30mm.

Al otro lado del orificio a mandrinar se situará otra galleta de fundición como la anterior que nuevamente irá atornillada a una brida posterior que podremos observar en el plano 3.2. Estas dos piezas irán alineadas con las dos anteriores de manera que certificarán que barra de mandrinar y orificio sean perfectamente concéntricos.



Esta brida posterior tendrá una forma cilíndrica básica con un diámetro exterior de 150mm y uno interior de 35mm. En el interior albergará una cavidad con dimensiones acordes al rodamiento que irá en su interior, en este caso, un rodamiento según norma DIN625 modelo 6306. Se usarán para la unión con la brida los mismos tornillos mencionados anteriormente.

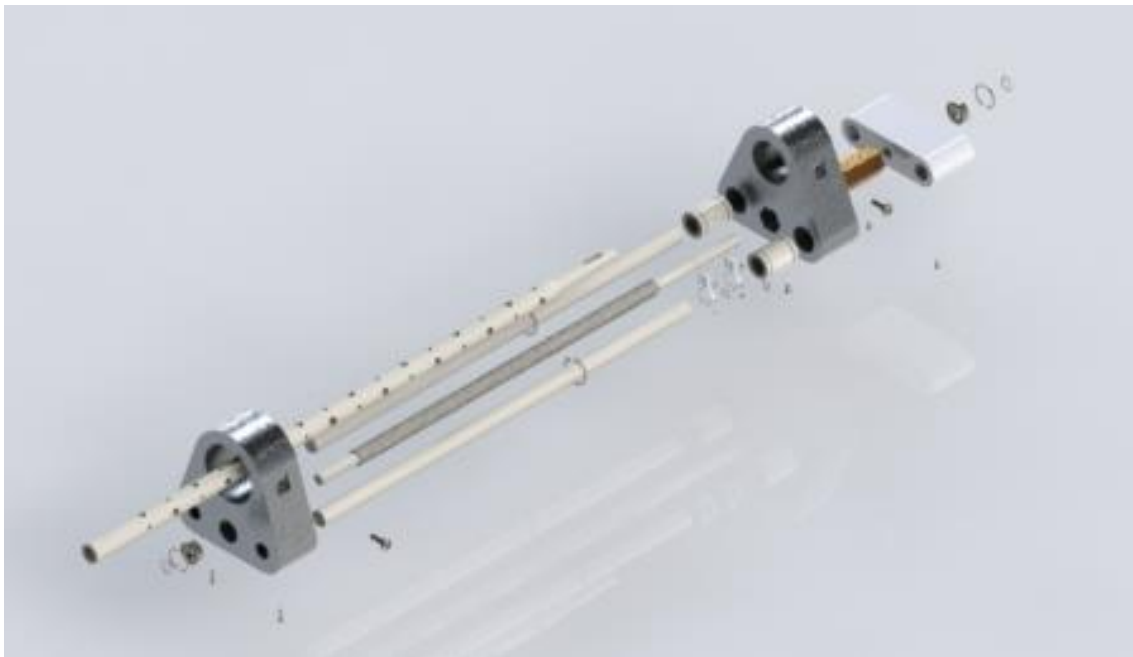
A la hora del montaje, se seguirá un proceso determinado para certificar que barra y orificio a mandrinar estén centrados. Primero se introducirá la barra en el orificio. Tras esto, se

introducirá la barra en el cono de centrado cuya parametrización se puede observar en el plano número 7. Este cono truncado tendrá un diámetro mayor de 230mm y uno menor de 50mm. Esta última medida coincide con el diámetro mínimo que se puede mandrinar utilizando la herramienta diseñada. También tendrá un ancho de 100mm.

El cono tendrá un orificio pasante de 30mm de diámetro en que irá la barra. Presionando el lado menor del cono contra el orificio a mecanizar, se consigue que ambos centros se alineen. Hecho esto se introduce una galleta de fundición a cada lado del orificio con sus correspondientes bridas de aluminio atornilladas. A continuación se sueldan las pletinas a las galletas y posteriormente al cuerpo de la pieza a mandrinar. Tras extraer la barra, se puede quitar el cono de centrado. Mediante este proceso se consigue que la barra esté perfectamente alineada con el orificio evitando cualquier desviación.

A la brida anterior descrita anteriormente y parametrizada en el plano número 3.1, se acoplará el cuerpo de la máquina.

El cuerpo de la máquina será la parte principal de la misma. Constará de tres sujeciones (dos triangulares). A la brida irá unida una brida triangular que podremos observar en el plano 4.6. Esta sujeción tendrá una forma básica triangular de 200mm de base y 195 de altura con los bordes redondeados. En la parte superior se situará un orificio pasante de diámetro 90mm en el que se introducirá el lado más estrecho de la brida anterior. Mediante el uso de un tornillo de hendidura en cruz según norma ISO 7045 M10x25mm, se evitará que brida y sujeción se desplacen. Esta sujeción será denominada sujeción anterior.



En la parte inferior se situarán tres orificios en línea. Estos orificios se separarán verticalmente del superior 95mm. Los dos de los extremos tendrán un diámetro de 25mm separados 130mm horizontalmente y albergarán las guías de acero. En el centro de estos

orificios habrá un taladro roscado de M5 que albergará un tornillo de M5x20 según norma ISO 7045. Este tornillo hará fuerza sobre un planeado hecho previamente en la guía haciendo que no pueda desplazarse.

El orificio central albergará un rodamiento de bolas de contacto radial según norma DIN 625 modelo 6003 en el que irá situado un extremo del husillo.

Las guías antes mencionadas tendrán una longitud total de 700mm y los planeados se situarán a 30mm de los extremos y tendrán un largo de 10mm y un ancho de 9.80mm.

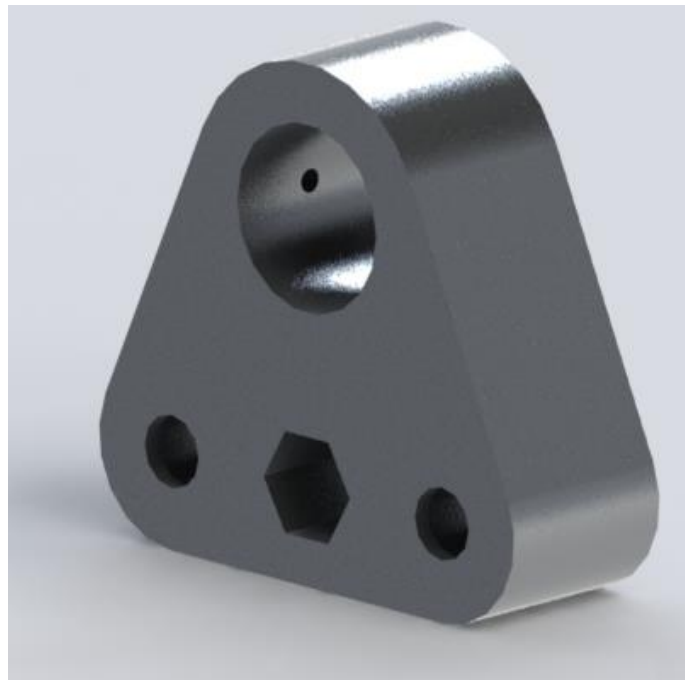
El husillo tendrá una longitud total de 800mm, un diámetro exterior de 24mm, uno interior de 17mm y un paso de 5mm. Se tornearán ambos extremos para lograr un cilindro de diámetro 17mm hasta una profundidad de 160mm por un lado y 70 por el otro. Ambos tendrán una ranura de 1.1mm de ancho y 1mm de profundidad a 82.50mm y 5.5mm de los extremos respectivamente. Esta ranura albergará un circlip para ejes de 17mm según norma DIN 471.

En un extremo de las guías y husillo se situará la sujeción anterior y en el otro la sujeción posterior. Esta sujeción, que podremos observar en el plano 4.8, tendrá una forma rectangular con los lados de menor tamaño redondeados. Con un ancho de 175mm, un largo de 80mm y un alto de 45mm, tendrá igual que la sujeción anterior tres orificios en línea en una de las caras. Los dos orificios extremos tendrán una profundidad de 60mm y albergarán las guías y, al igual que en la sujeción anterior, tendrán un tornillo de M5 para sujetar bien las guías a 30mm del borde. También tendrá una cavidad para situar el rodamiento radial de bolas DIN625 6003 y su correspondiente circlip. En la otra cara, aparte del orificio de 17mm para el husillo, habrá tres taladros roscados de M8 que servirán para sujetar la caja de los componentes eléctricos.



Entre ambas sujeciones estará el carro que portará el taladro. Su forma será similar a la de la sujeción anterior pero variando algunos aspectos. El plano correspondiente a esta pieza es el número 4.7. El orificio superior tendrá un diámetro de 67mm. Este diámetro coincide con el de la boca del taladro que se usará en esta máquina ya que esta boca irá situada en el orificio y sujeta, al igual que la brida anterior, con un tornillo de hendidura en cruz según norma ISO 7045 M10x25mm. Los orificios superiores de la sujeción anterior y el carro o sujeción del taladro deben ir perfectamente alineados.

En la parte inferior habrá nuevamente tres cavidades. Las dos de los extremos tendrán un diámetro de 40mm por un lado y de 25mm ya que en ellas se colocarán dos rodamientos lineales de bolas lme-25. Estos rodamientos serán sujetos por dos circlips DIN 472 para diámetros de 40mm. Estos rodamientos harán que la sujeción del taladro se deslice por las guías con un rozamiento mínimo y sin ruido aparente. Ambos orificios se separarán verticalmente 95mm del superior para alinearse así con los de las otras sujeciones



El orificio central tendrá una forma hexagonal con 36mm de cara a cara y en éste se situará la tuerca correspondiente al husillo antes descrito. Se sujetará a la sujeción usando un tornillo de M6x16mm con cabeza avellanada y hendidura en cruz según norma ISO 7046-1. En este caso se usa una cabeza avellanada para que así la cabeza no tropiece con la caja de componentes eléctricos al desplazarse el carro por las guías.

Haciendo girar el husillo, la sujeción del taladro se desplazará hacia adelante o atrás dependiendo del sentido de giro. Este movimiento se convertirá en el movimiento de avance de la herramienta de corte.

En cuanto a la barra de mandrinado, tendrá una longitud total de 1m y un diámetro de 30mm. En un extremo se mecanizará un acople según DIN 228 tipo Morse MK3. Este acople de 116.03mm de largo en total se mecanizará para así unir la barra con el taladro. El resto de la longitud de la barra salvo los últimos 100mm tendrá taladros de 12mm pasantes de diámetro cada 50mm. Perpendicularmente a estos taladros se harán unos de tamaño M8 roscados que solo llegarán hasta el orificio de 12mm por uno de los lados. Los orificios de 12mm servirán para situar en ellos la herramienta de corte y se sujetará utilizando tornillos de M8. Se realizan taladros cada 50mm para certificar que a la hora del mandrinado la herramienta de corte quede en una posición correcta con respecto al orificio a mecanizar y en el caso de que se quisieran mecanizar varios orificios en línea se pudiera hacer simultáneamente. Se puede observar la barra en el plano 4.3.

En el caso de que se quisieran mandrinar varios orificios en línea, habría que situar un par de bridas como la posterior por cada orificio. Si estos orificios estuvieran situados a más de 500mm uno del otro, con la barra de mandrinado no sería suficiente; por ellos se idea un método para prolongar la longitud de la misma. Como se puede observar en el plano 4.3 la barra consta de un taladro de M20 roscado en el extremo opuesto al acople de cono Morse. A este taladro se puede atornillar otra barra como la que se puede ver en el plano número 6. Esta barra, en lugar de un cono Morse mk3n posee el macho de la rosca M20 antes mencionada. Así con el uso de esta barra se puede prolongar la longitud 1m más.

En cuanto al taladro se refiere, se ha optado por la elección de uno de marca Bosch modelo GBM 32-4. Este taladro tiene una potencia útil de 1000W (1.36cv) y cuatro marchas de funcionamiento: 120, 185, 265 y 420 rpm. Se ha optado por este modelo debido a su gran potencia, reducido costo y, sobretodo, la regulabilidad de la velocidad de giro. Debido a que las velocidades de giro son bajas (los demás modelos giran en torno a las 1200rpm), el par que aporta es mayor y este es un punto importante a la hora de mecanizar.



La barra de sujeción que se observa se puede sustraer reduciendo así su tamaño.

Los últimos componentes correspondientes al cuerpo de la máquina son las abrazaderas utilizadas para la sujeción de los dos sensores de final de carrera. El plano de estas abrazaderas es el 4.2. Estas abrazaderas están pensadas para fabricarse desde una sola lámina de aluminio de 1mm de grosor. Tendrá una forma circular de 25mm de radio ya que se deberán deslizar por las guías. Se colocará una abertura en la cual un orificio de 2.05mm de diámetro albergará un conjunto tornillo-tuerca de M2x8mm. Girando la tuerca se conseguirá evitar que se deslice la abrazadera por la guía. A 90° de esta abertura habrá un pliegue con forma rectangular. Este pliegue tendrá la forma del sensor de final de carrera y tendrá dos orificios de 2mm para situar en ellos dos tornillos de M2x16mm con su correspondiente tuerca. Una abrazadera se colocará entre el carro y la sujeción anterior y la otra entre el carro y la sujeción posterior. Se permite el deslizamiento de las abrazaderas para así permitir situar un final de carrera al comienzo del orificio a mandrinar y otro al final del mismo.



Por último, a la sujeción posterior se atornilla la caja de componentes eléctricos cuyo plano de conjunto podemos observar en el número 5. Para la fácil fabricación de la caja se divide la misma en tres partes como podemos ver en el plano de despiece número 5. Todas las partes se harán utilizando placas de 5mm de grosor de aluminio. El cuerpo de la máquina tendrá forma de C. En esta parte se realizarán una serie de orificios para sujetar los componentes eléctricos que se colocarán dentro de esta caja.



Como se podrá observar en el plano 5.1, en la base del cuerpo de la caja hay tres grupos de orificios para albergar lo siguiente:

- Dos placas controladoras para mach 3
- Una fuente de alimentación

También habrá dos aberturas en la parte trasera para la entrada de la corriente y para la salida del cable para el enchufe del taladro.

En el borde del cuerpo se taladrarán orificios roscados de M3 para unir las demás partes de la caja. En la parte izquierda se situarán las dos regletas para la división de fase y neutro y una abertura por la que saldrá el cableado que se dirigirá a los sensores de final de carrera. La situación de estas perforaciones vendrá dada por el plano 5.2.

En el frontal de la caja se harán varias perforaciones para colocar:

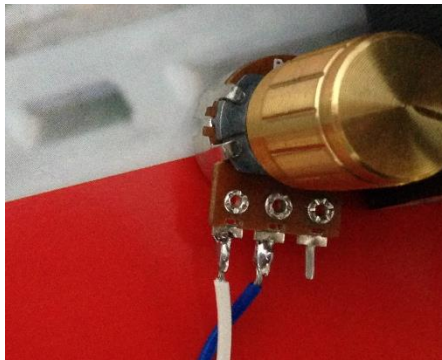
- Una seta de emergencia en la parte izquierda del frontal



- Una luz de paso de corriente en la parte superior



- Un potenciómetro en la parte derecha



- Un botón de marcha-paro-retroceso



En la parte derecha, la parte que irá atornillada a la sujeción posterior (plano 5.4) se harán las perforaciones acordes al plano. Las perforaciones de la parte inferior se utilizarán para sostener el servomotor de avance. En lugar de hacer orificios circulares se harán de manera ovalada para que el servo se pueda mover verticalmente y así tensar la correa de las poleas.

En cuanto a las poleas para transmitir el movimiento de avance desde el servomotor al husillo, para evitar el tener que usar chavetas y demás útiles, se utilizarán poleas con taper. El exterior será común para las dos poleas utilizadas en husillo y eje de motor. Esta polea tiene una denominación estándar de 1108. En el husillo se utilizará un taper para eje de 17mm y en el servo un taper para eje de 8mm. Mediante el uso de tornillos prisioneros entre taper y polea, se ajusta fuertemente el taper al eje evitando su desplazamiento.



Pasando al sistema eléctrico, estará concentrado en la caja que se colocará bajo el cuerpo de la máquina. El cable de corriente entrará por la trasera de la caja e irá directamente hasta el frontal para pasar la fase por la parada de emergencia. De ahí se llevarán fase y neutro cada uno a una regleta para subdividir los cables en dos cada uno. Una fase y un neutro saldrán por la parte superior de la trasera de la caja para dar servicio a un enchufe. A este enchufe posteriormente se enchufará el taladro.



La otra fase y neutro pasarán a una fuente de alimentación modelo S-150-24 a la que entrarán 220V a 1.6ª y saldrán 24V a 6.5A. De la fuente saldrán un par de cables a hacia una de las placas controladoras que se conectará con el servo (placa 2) y otro par hacia la otra a la que se conectarán todos los dispositivos de control (placa 1)

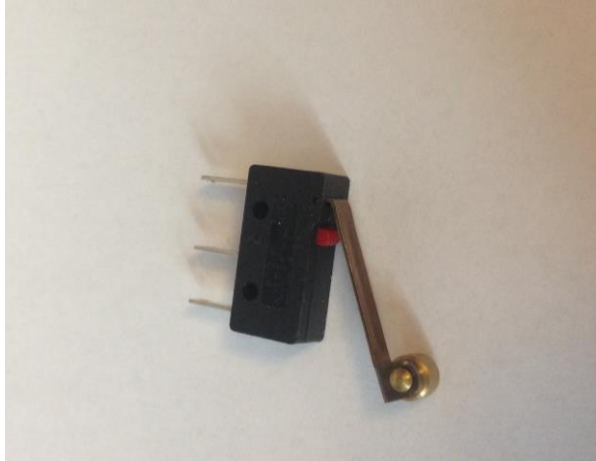


Previa a la conexión de la fuente con la placa se colocará en serie con la fase una luz led indicadora modelo AD16-22HS. Esta luz indicará si el circuito está cargado o no.



A la placa 1 se conectarán los siguientes dispositivos:

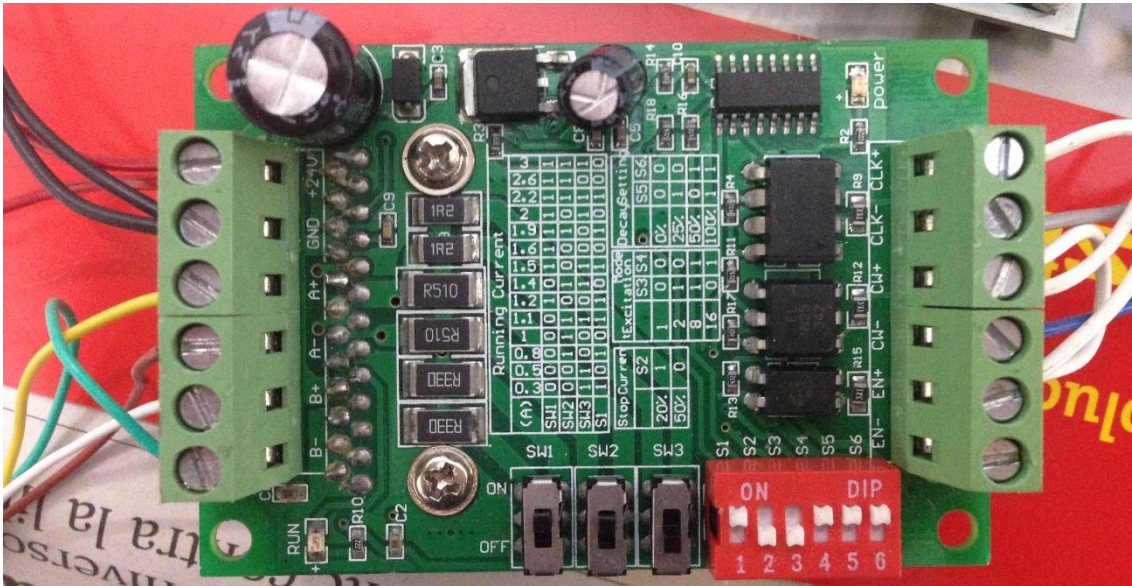
- Dos sensores de final de carrera cuyo cableado saldrá de la caja por la para izquierda de la misma



- Un interruptor de tres posiciones: avance, marcha y paro
- Un potenciómetro

Usaremos el potenciómetro para regular la potencia que se suministra al motor y, por tanto su velocidad de giro. En cuanto al interruptor de tres posiciones, si esta en avance el carro retrocederá, si está en paro el servo no se moverá y si está en retroceso, el servo hará que el carro retroceda. Por último los sensores de final de carrera actuarán como interruptores básicos y su función dependerá de la posición de la botonera de la placa 2.

La placa dos se conectará a la placa 1 por medio de dos cables y al servo por medio de 4. Esta placa posee en su circuitaje una botonera consistente en 4 interruptores de 2 posiciones. De la posición de estos interruptores dependerá el movimiento que realizará el servo. Por ejemplo, se puede conseguir un movimiento repetitivo colocando estos interruptores de manera que cuando se ponga el interruptor de la placa 1 en posición de avance el servo gire hasta que se accione uno de los finales de carrera. Cuando se accione este final de carrera se invertirá el giro hasta que se activase el otro final de carrera y así sucesivamente hasta que se colocase el interruptor en posición de paro.



En nuestro caso, colocaremos los interruptores de placa 2 de manera que, cuando el interruptor de placa 1 sea posicionado en avance, el servo haga que el carro avance hasta el sensor de final de carrera más cercano a la sujeción anterior. Cuando se accione este sensor, el servomotor se parará. Tras esto, si se posiciona el interruptor en posición de retroceso, el servo girará en la otra dirección hasta llegar al otro sensor de final de carrera que, al accionarse, hará que se pare el avance.

Se opta por esta disposición de interruptores ya que los procesos de mandrinado se suelen realizar en varias pasadas. Por tanto, cuando se mecanice en una dirección y se pare el avance, se cambiará la profundidad de corte y se mecanizará en el otro sentido. Con esto se consigue una automatización alta del proceso y a su vez se propicia un control elevado de los parámetros de mecanizado de la máquina herramienta.



El motor de avance utilizado será un motor paso a paso stepsyn de 250W. La gran ventaja de este tipo de este tipo de motores es que independientemente de la velocidad de giro, el par torsional se mantiene constante.



2.12 ORDEN DE PRIORIDAD DE LOS DOCUMENTOS BÁSICOS

El orden de prioridad de los documentos del proyecto es:

- Planos
- Presupuesto
- Memoria



ANEXOS



Edgar Hernández Chinaa



3.1 ÍNDICE DE ANEXOS

3.1 Índice de anexos: pág. 40

3.2 Anexo de cálculos: pág.41

3.3 Otros anexos: pág.74

- manual de uso
- precauciones de uso
- funcionamiento y parámetros generales

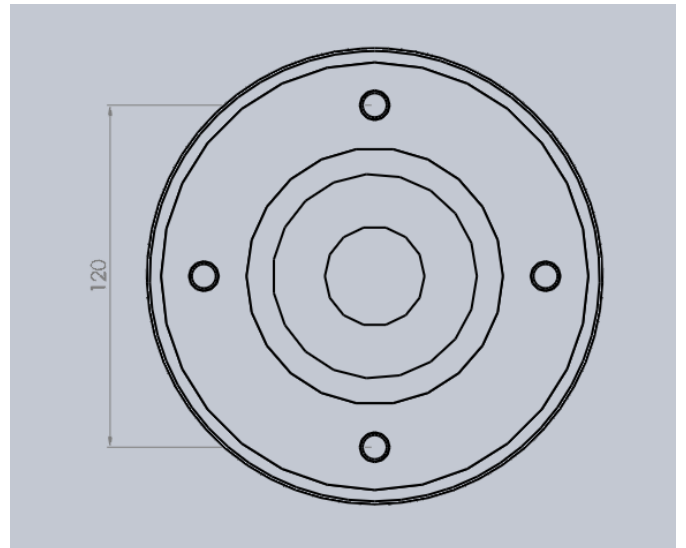
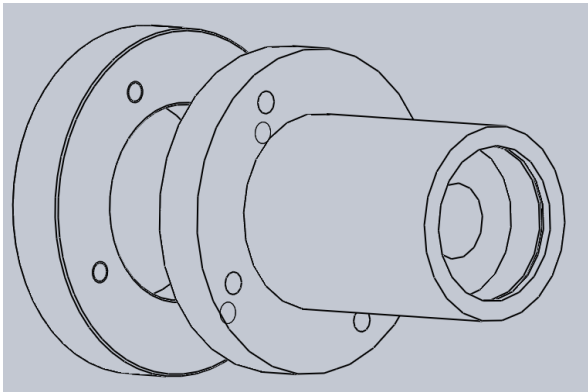


3.2 ANEXO DE CÁLCULOS

▪ RESISTENCIA DE LOS TORNILLOS DE LA MÁQUINA:

a) Tornillos unión brida-galleta de fundición:

Para unir la brida cilíndrica con la galleta de fundición se usarán cuatro tornillos de métrica 10 (M10) con una longitud total de 55mm cada uno. Estarán distribuidos de forma radial separados 90° y situados a 60mm del eje de las piezas:



Estos cuatro tornillos soportarían la totalidad del peso de la máquina. Los pesos de cada componente serían:

- Brida: 0.919 kg
- Sujeción anterior: 4 kg
- Sujeción taladro: 3.71 kg
- Sujeción posterior: 0.503 kg
- Barra mandrinado: 0.621 kg
- Guías: $2 \times 0.343 = 0.686$ kg
- Husillo: 0.261 kg
- Caja más componentes eléctricos: 4.5 kg

- Componentes mecánicos (rodamientos, tornillos, etc.): 1.2 kg
- Taladro: 7.3 kg

Todas estas masas se han obtenido mediante la herramienta de propiedades físicas del programa de modelado en 3d solidworks.

Comenzaremos calculando si los tornillos usados cumplen las exigencias de esfuerzo cortante a la que están sometidos.

Para ello calcularemos primero la fuerza cortante:

$$Q(\text{cortante}) = \sum \text{masas} * g$$

Tomaremos la gravedad (g) como 9.8m/s²:

$$Q = (0.919 + 4 + 3.71 + 0.503 + 0.621 + 0.686 + 0.261 + 4.5 + 7.3 + 1.2) * 9.8$$

$$Q_p = \frac{Q}{4} = \frac{232.26}{4} = 58.065 N$$

Donde Q_p es la fuerza cortante soportada por cada tornillo.

Mayoraremos esta carga con un factor de 2.5 para certificar su funcionamiento:

$$Q_{p,m} = 2.5 * Q_p = 58.065 * 2.5 = 145.165N$$

Ahora bien, para el cálculo del esfuerzo cortante seguiremos el procedimiento que se describe en el apartado de uniones atornilladas del libro “Diseño de máquinas” de Robert L. Norton.

Comenzaremos por calcular el área cortante por barrido:

$$A_s = \pi * d_r * w_i * p$$

Donde d_r es el diámetro menor del tornillo, w_i es el factor de paso y p el paso. Para rosca ISO de tamaño M10:

$P=1.5\text{mm}$

$d_r= 8.16\text{mm}$

$w_i=0.80$

Por lo tanto:

$$A_s = \pi * 8.16 * 1.5 * 0.8 = 30.762 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante para cada uno de los pernos será:

$$\mathcal{T}_p = \frac{Q_{p,m}}{A_s} = \frac{145.1625}{30.762} = 4.7189 \text{ N/mm}^2$$

Para la tensión admisible tomaremos:

$$\mathcal{T}_{adm} = 0.577 * S_y$$

Dónde S_y es la resistencia a tracción del tornillo. Dado que serán utilizados tornillos de calidad 8.8, su resistencia a tracción será de 800 N/mm². Por consiguiente:

Clase de resistencia	Resistencia a rotura R_m en [N/mm ²]	Límite elástico R_e en [N/mm ²]
4.6	400	240
5.6	500	300
5.8	500	400
6.8	600	480
8.8	800	640
10.9	1000	900
12.9	1200	1080

*imagen obtenida de www.wikipedia.com

$$\mathcal{T}_{adm} = 0.577 * 800 = \frac{461.1 \text{ N}}{\text{mm}^2} > \mathcal{T}_p = 4.7189$$

Por lo tanto todos los tornillos cumplen sobradamente a cortante.

Los tornillos también estarán sometidos a un esfuerzo de tracción provocado por el momento que causan todas las piezas con respecto a la situación de estos tornillos:

$$M = \sum P * d$$

Donde M es el momento en los tronillos, P es el peso de cada una de las piezas y d es la distancia de las piezas a los tornillos. Para el cálculo de este esfuerzo a tracción no tendremos

en cuenta los efectos del husillo y de los componentes mecánicos antes mencionados debido a que su peso es mucho menor que el de los otros componentes. Tampoco tendremos en cuenta los efectos de la barra de mandrinado.

$$M_{brida} = 0.919 * \left(\frac{145}{2}\right) 9.8 = 652.876 N * mm$$

$$M_{suj ant} = 4 * (25 + 120 - 35) * 9.8 = 3939.6 N * mm$$

$$M_{suj taladro} = 3.71 * \left(700 - 80 - \frac{70}{2} + 100\right) * 9.8$$

$$= 24905.23 N * mm$$

$$M_{taladro} = 7.3 * 9.8 * \left(700 - 80 - \frac{70}{2} + 100\right) = 49004.9 N * mm$$

$$M_{suj post} = 0.503 * 9.8 * \left(700 + 100 - \frac{80}{2}\right) = 3746.34 N * mm$$

$$M_{caja} = 4.5 * 9.8 * (700 + 100) = 35280 N * mm$$

$$M_{guías} = 2 * 0.343 * 9.8 * \left(\frac{700}{2} + 100\right) = 3025.26 N * mm$$

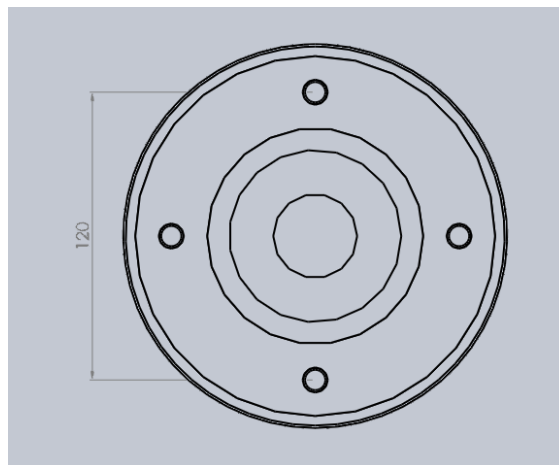
Por tanto, el momento será:

$$M = 124297 N * mm$$

La fuerza de tracción sobre los tornillos vendrá dada por:

$$F = M/r$$

Donde r es el radio de la circunferencia que contiene a los tornillos en este caso de 60mm



Por consiguiente:

$$F = \frac{124297}{60} = 2071 \text{ N}$$

Nuevamente mayoraremos esta carga con un coeficiente de 2.5:

$$F_m = 2.5 * 2071 = 5177.5 \text{ N}$$

Como anteriormente, siguiendo el procedimiento descrito en “Diseño de máquinas” de Robert L. Norton, la tensión se calculará:

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2$$

En el caso de tornillos ISO, el valor del área de esfuerzo por tensión (A_t) se encuentra tabulado:

Tabla 11-2 Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO
 Datos calculados con las ecuaciones 11.1; véase la referencia 4 para mayor información

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas			Cuerdas finas		
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

*tabla obtenida de “Diseño de máquinas” de Robert L. Norton

Para M10:

$$A_t = 57.99 \text{ mm}^2$$

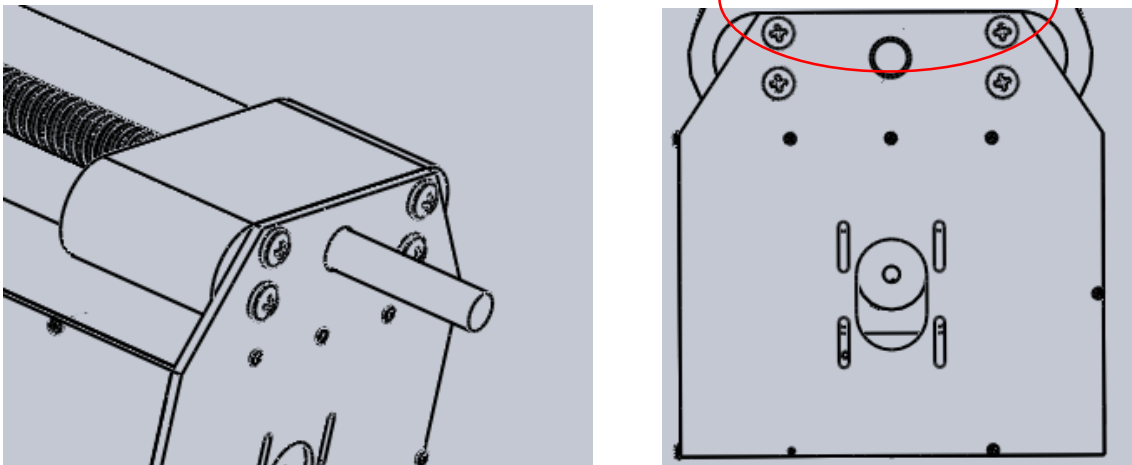
La tensión será:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{5177.5}{57.99} = 89.3 \text{ N/mm}^2$$

Para tornillos de calidad 8.8 la resistencia a tracción es de 800 N/mm^2 por lo que cumplen sobradamente a tracción y se puede afirmar también, puesto que el límite elástico es de 640 N/mm^2 , que los tornillos trabajarán elásticamente.

b) Tornillos de unión sujeción posterior-caja de componentes eléctricos:

La caja de componentes eléctricos irá unida a la sujeción posterior por medio de 4 tornillos ISO de métrica 8:



Estos tornillos trabajarán a cortante y los dos inferiores a tracción y los dos superiores a compresión.

Comenzaremos calculando el esfuerzo cortante al que están sometidos los tornillos.

Realizaremos estos cálculos siguiendo pasos similares a los del apartado anterior.

Primero calcularemos la fuerza cortante a la que están sometidos cada uno de nuestros cuatro tornillos:

$$Q_p = \frac{Q}{4} = \frac{4.5 * 9.8}{4} = 11.025 \text{ N}$$

Nuevamente mayoraremos esta carga para que su uso sea seguro. Utilizaremos un factor de seguridad de 2.5:

$$Q_{pm} = 11.025 * 2.5 = 27.5625 \text{ N}$$

Ahora calcularemos el área cortante por barrido:

$$A_s = \pi * d_r * w_i * p$$

Donde d_r es el diámetro menor del tornillo, w_i es el factor de paso y p el paso. Para rosca ISO de tamaño M8:

$$P=1.25\text{mm}$$

$$d_r= 6.47 \text{ mm}$$

$$w_i=0.80$$

Por lo tanto:

$$A_s = \pi * 6.47 * 1.25 * 0.8 = 20.326 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante para cada uno de los pernos será:

$$\mathcal{T}_p = \frac{Q_{p,m}}{A_s} = \frac{27.5625}{20.326} = 1.356 \text{ N/mm}^2$$

Para la tensión admisible tomaremos:

$$\mathcal{T}_{adm} = 0.577 * S_y$$

Para tornillos de calidad 8.8:

$$\mathcal{T}_{adm} = 0.577 * 800 = 461.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > \mathcal{T}_p = 1.356 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto cumple holgadamente a cortante.

Ahora bien para el cálculo de la tracción-compresión de los tornillos primero deberemos calcular el momento que genera la caja y sus componentes sobre los pernos. Para simplificar la operación supondremos que el total del peso se encuentra uniformemente distribuido a lo largo de la caja. Por tanto:

$$M_p = F * d = 4.5 * 9.8 * \frac{380}{2} = 8379 \text{ N} * \text{mm}$$

Donde 380 mm es el largo de la caja.

Las fuerzas de tracción compresión dependerán de la distancia de los tornillos al eje de giro que en este caso será el fondo de la caja. Los tornillos que estarán sometidos a mayor esfuerzo serán los superiores ya que la distancia al eje de giro es mayor. Si estos tornillos cumplen, ya

que la distancia es menor, el par de tornillos inferior también cumplirá. Ahora calcularemos la fuerza:

$$F_p = \frac{F}{4} = \frac{M}{d} = \frac{8379}{210} = 9.975N$$

Mayoraremos esta carga con un coeficiente de 2.5:

$$F_{pm} = F_p * 2.5 = 9.975 * 2.5 = 24.9375 N$$

Como en el apartado anterior, la tensión se calculará:

$$\sigma = \frac{F}{A_s}$$

Donde:

$$A_s = 36.61mm^2 \text{ (tabulado para tornillos de M8)}$$

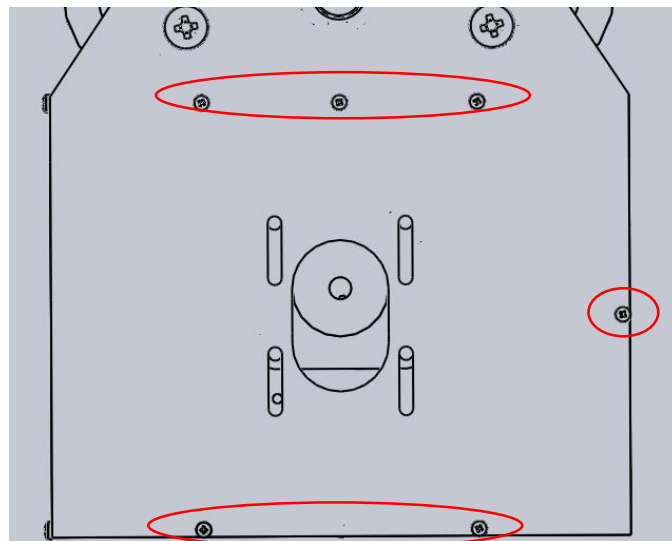
Por consiguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{24.9375}{36.61} = \frac{0.68N}{mm^2}$$

Ya que la resistencia de los tornillos de calidad 8.8 es de 800N/mm², se puede afirmar que cumplirán los requerimientos de tracción compresión.

c) Tornillos sujeción de la caja

Para los tornillos de sujeción de la caja, solo calcularemos los cinco tornillos de M3 que sujetan la parte derecha de la caja; ya que éstos estarán sometidos a las mayores cargas y si cumplen los requisitos de tensión, los demás por ende también lo harán.



Comenzaremos por los cálculos a cortante:

$$Q_p = \frac{Q}{4} = \frac{9.8 * 4.5}{5} = 8.82 N$$

Mayoraremos con un coeficiente de 2.5:

$$Q_{pm} = Q_p * 2.5 = 8.82 * 2.5 = 22.05N$$

El área cortante por barrido:

$$A_s = \pi * d_r * w_i * p$$

Donde d_r es el diámetro menor del tornillo, w_i es el factor de paso y p el paso. Para rosca ISO de tamaño M8:

$$P=0.55\text{mm}$$

$$d_r= 2.39 \text{ mm}$$

$$w_i=0.80$$

Por lo tanto:

$$A_s = \pi * 2.39 * 0.5 * 0.8 = 3.0034 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo cortante para cada uno de los pernos será:

$$J_p = \frac{Q_{p,m}}{A_s} = \frac{22.05}{3.0034} = \frac{7.341N}{\text{mm}^2}$$

Para calidad 8.8:

$$J_{adm} = 0.577 * S_y = 800 * 0.577 = \frac{461.6N}{\text{mm}^2} > J_p = 7.341 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto los tornillos cumplirán a cortante. En cuanto al esfuerzo de tracción, ya que suponemos que el peso de la caja y sus componentes actúan sobre el fondo de la caja, el par de tornillos de la parte inferior no trabajarán a tracción. En cambio, los demás tornillos si trabajarán a tracción. Nuevamente, calcularemos la fuerza de tracción a la que están sometidos los tres pernos superiores:

$$M_p = F * d = 4.5 * 9.8 * 380/2 = 8379N * mm$$

$$F_p = \frac{M_p}{d * 4} = \frac{8379}{160 * 4} = 13.09N$$

Mayoramos con un coeficiente de 2.5:

$$F_{pm} = F_p * 2.5 = 13.09 * 2.5 = 32.73N$$

Como en el apartado anterior, la tensión se calculará:

$$\sigma = \frac{F}{A_s}$$

Donde:

$$A_s = 5.03\text{mm}^2 \text{ (tabulado para tornillos de M3)}$$

Por consiguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{32.73}{5.03} = \frac{6.50\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ya que la resistencia de los tornillos de calidad 8.8 es de $800\text{N}/\text{mm}^2$, se puede afirmar que cumplirán los requerimientos de tracción compresión.

- CÁLCULO DE PANDEO EN EL HUSILLO

Características del núcleo del husillo:

- Longitud: 570mm

Solo se tomará la longitud de la rosca ya que el resto estará restringido por las sujeciones

- Diámetro: 17mm (radio 8.5mm)

La carga aplicada al husillo corresponderá con la fuera de avance requerida para el mecanizado.

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{l_e}{k}\right)^2}$$

Comenzaremos por el cálculo del radio de giro:

$$K = \sqrt{\left(\frac{I}{A}\right)} = \sqrt{\frac{\pi * r^4}{4}} = \sqrt{\frac{r^2}{4}} = \sqrt{\frac{(0.0085^2)}{4}} = 4.25 * 10^{-3}m$$

Se tomará para la fabricación del husillo acero tipo AISI 1020 con un módulo elástico de 205GPa.

El área será:

$$A = \pi * 0.0085^2 = 2.269 * 10^{-4}m^2$$

Para una condición terminal fija-fija la longitud equivalente será:

$$l_e = 0.5 * l = 0.5 * 570 = 0.285m$$

Por lo tanto sustituyendo:

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 * 205 * 10^9 * 2.269 * 10^{-4}}{\frac{0.285^2}{4.25 * 10^{-3}}} = 1.021 * 10^5N$$

La esbeltez será:

$$Sr = \frac{l_e}{k} = \left(\frac{0.285}{4.25 * 10^{-3}}\right) = 67.06$$

Se utilizará un coeficiente de seguridad de 4 para obtener el valor de la carga permisible:

$$P_{perm} = \frac{1.021 * 10^5}{4} = 25525N$$

Dado que el husillo estará sometido a una carga de 1960N se podrá certificar que no habrá problemas de pandeo en el husillo.

- CÁLCULO DE FATIGA DE LA BARRA DE MANDRINADO

La fatiga se produce al aplicar cargas o momentos de manera cíclica o sinusoidal a una pieza.

En nuestro caso la barra giraría acorde con el movimiento de la herramienta por lo que siempre las mismas partes de la barra estarán sometidas a tracción y compresión. Esto significaría que la barra no presentaría fallas por fatiga.

- CÁLULO DE LA BARRA DE MANDRINADO A TORSIÓN Y FLEXIÓN

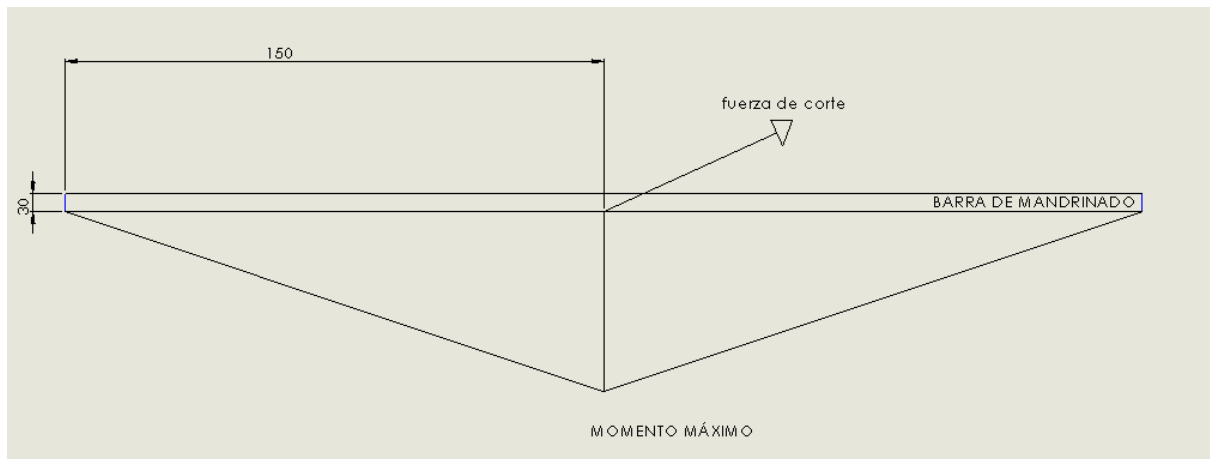
Se parte de la premisa de que la fuerza de corte necesaria será de 500kg y se usará acero 1040 para su fabricación con un límite elástico de 209GPa.

Dado que la barra de mandrinado presenta una serie de perforaciones en su longitud, habrá que aplicar una serie de coeficientes de concentraciones de carga.

Comenzaremos con los cálculos de flexión:

Flexión:

A continuación se puede observar el diagrama de momento:



El momento máximo de flexión equivaldrá a:

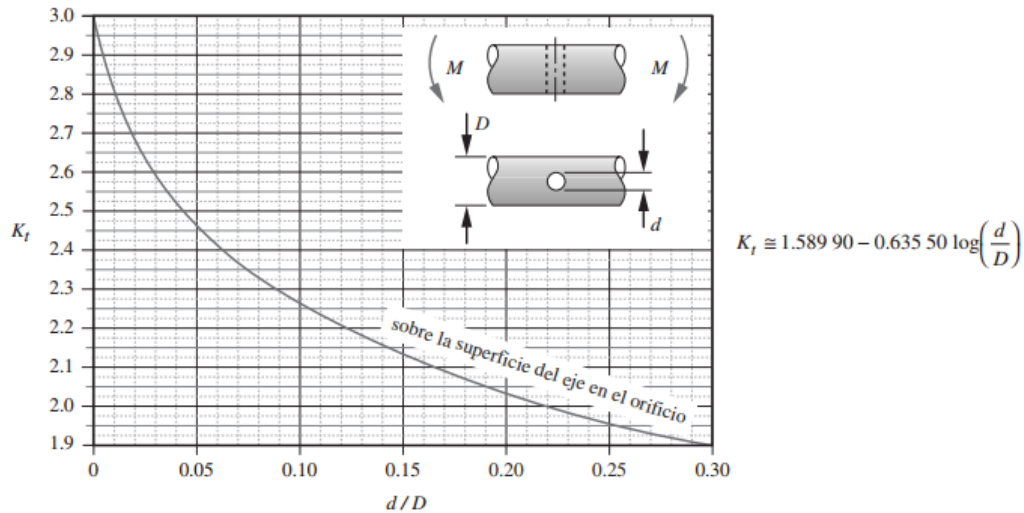
$$M_{max} = \frac{F_c}{2} * d = \frac{5000}{2} * 0.15 = 375N * m$$

La tensión nominal se obtendrá con la siguiente expresión:

$$\sigma_{nominal} = \frac{M_{max}}{0.1 * d^3} = \frac{375}{0.1 * 0.03^3} = 138.89MPa$$

A este esfuerzo habría que aplicarle un factor de concentración de esfuerzo concorde al orificio que se practica en la barra

Este factor k_t vendrá definido por la siguiente figura encontrada en el libro “Diseño de máquinas” de Robert L. Norton:



Cuanto menor es el diámetro del orificio mayor es el factor de concentración de esfuerzos por lo que se tomará para el cálculo el diámetro de los tornillos prisioneros. En este caso sería orificios de M8. Por lo tanto:

$$\frac{d}{D} = \frac{8}{30} = 0.266$$

Con este valor, gráficamente se obtendría un coeficiente k_t de 1.95. Por consiguiente el esfuerzo de flexión real será:

$$\sigma_{freal} = \sigma_{fnominal} * k_t = 1.95 * 138.89 = 270.83MPa$$

Torsión:

Sea cual sea el orificio donde se sitúe la herramienta de corte el diagrama de momento torsor obtenido sería constante y con un valor que dependerá del radio de mandrinado:

$$M_t = F_c * R_{max} = 5000 * 0.20 = 1000N * m$$

El esfuerzo torsionante sería de:

$$\tau_{nominal} = \frac{M_t}{0.2 * d^3} = \frac{1000}{0.2 * 0.03^3} = 185.18MPa$$

Nuevamente habrá que calcular un factor de concentración de cargas cuyo valor se obtendrá en el libro antes nombrado.

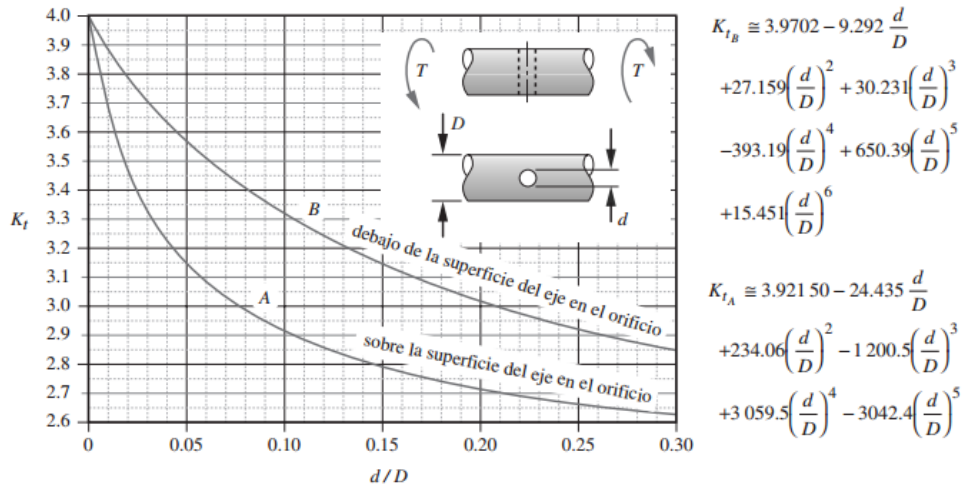


FIGURA G-8
Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con orificio transversal en torsión

Nuevamente d/D será igual a 0.267 por lo que el factor será de:

$$k_t = 2.9 \quad \text{Para cargas debajo del eje en el orificio}$$

El torsor real será:

$$\tau_{real} = \tau_{nominal} * k_t = 185.18 * 2.9 = 537.022MPa$$

Obtenidos los valores del torsor y el flector, se procede a la combinación de ambos y a la comprobación de si cumple o no el material seleccionado. Para ello se tomará un factor de seguridad de 5:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{2 * (\sigma_{freal})^2 + 6 * \tau_{real}^2} \leq \frac{E_{acero}}{K_{seguridad}}$$

$$968.77MPa \leq 41800MPa$$

Por lo tanto la barra trabajaría elásticamente frente a los dos esfuerzos calculados.

- SECCIÓN DE LOS CONDUCTORES

Para corriente alterna de tipo monofásico la sección de los conductores se calcula con:

$$S = \frac{2 * \rho * L * I}{\Delta V}$$

Donde:

- S: sección (m²)
- ρ : resistividad del material en este caso cobre (1.71e-8 ohm*m)
- L: longitud del conductor
- ΔV : caída de tensión. Para este caso tomaremos un 5% del voltaje de entrada

Haremos dos cálculos de secciones:

- Desde la toma de corriente hasta la fuente de alimentación:

Tendremos un voltaje de entrada de 220V y una intensidad de 16A con una longitud total de aproximadamente 3m:

$$S = \frac{2 * 1.71e - 8 * 3 * 16}{0.05 * 220} = 1.49e - 7m^2 = 0.15mm^2$$

- Desde la fuente de alimentación a los componentes de la caja:

Tendremos un voltaje de entrada de 24V y una intensidad de 6.5A con una longitud total de aproximadamente 1.5m:

$$S = \frac{2 * 1.71e - 8 * 1.5 * 6.5}{0.05 * 24} = 1.49e - 72.87e - 7m^2 = 0.29mm^2$$

Para ambos casos se utilizará un conductor de 1mm² de sección ya que es la sección estándar superior a la requerida para cable de cobre.

- POTENCIA DE AVANCE Y CORTE DE LA MÁQUINA HERRAMIENTA

Para el cálculo de potencia de avance y corte de la madrinadora seguiremos el procedimiento propuesto en el apartado de características funcionales de las herramientas de corte del libro “tecnología mecánica y metrotecnica” de José M^a Lasheras.

Partiremos tomando acero como material de mecanizado ya que es el material más mecanizado por este tipo de máquinas herramientas. Este apartado de cálculo de potencias se usa para los tornos pero, ya que los principios de funcionamiento de torno y mandrinadora son similares aproximaremos los cálculos.

Las velocidades de mecanizado serán: 120,185, 265 y 420rpm. Ya que rara vez se mecanizará a 420rpm, para los cálculos tomaremos una velocidad intermedia de 185rpm.

Para acero la resistencia a tracción se encuentra entre 70-75 kg/mm² aproximadamente

Para RT=75kg/mm² → k=342kg

Se conoce k como el coeficiente de la fuerza específica de mecanizado

K/RT=4.5

Con este valor de acuerdo con la siguiente tabla:

Sección viruta	2	4	6	8
K/R	4.5	4	3.75	3.3

Obtenemos una sección de viruta de 2mm² y con esta sección gráficamente se obtienen las componentes de la fuerza de corte:

R=250kg

A=200kg

T=500kg

Para la potencia de avance se utiliza la expresión:

$$P_a = A * V_a$$

La velocidad de avance la darán el giro del motor paso a paso y el husillo y su paso.

Calculando se obtiene un avance de 0.045m/s. con este valor:

$$P_a = 0.045 * 200 * 9.8 = 88.2W$$

Dado que nuestro motor tiene una potencia de 250W será válido para esta máquina.

En cuanto a la potencia del corte se obtiene aplicando la siguiente expresión:

$$P_c = \frac{k_t * p * a * v_t}{4500 * \mu}$$

Donde:

- k_t : constante tangencial de corte que para un ángulo de herramienta de 60° da un valor obtenido gráficamente de 900kg/mm²
- p : profundidad de corte. Tomaremos una profundidad de 0.75mm (radialmente)
- a : avance del corte. Tomaremos un avance de 0.25mm
- v_t : velocidad tangencial que se calculará con:

$$v_t = \frac{\pi * n * D}{1000} = \frac{\pi * 60 * 185}{100} = 34.87m/min$$

Donde n es la velocidad angular y D el diámetro de mecanizado

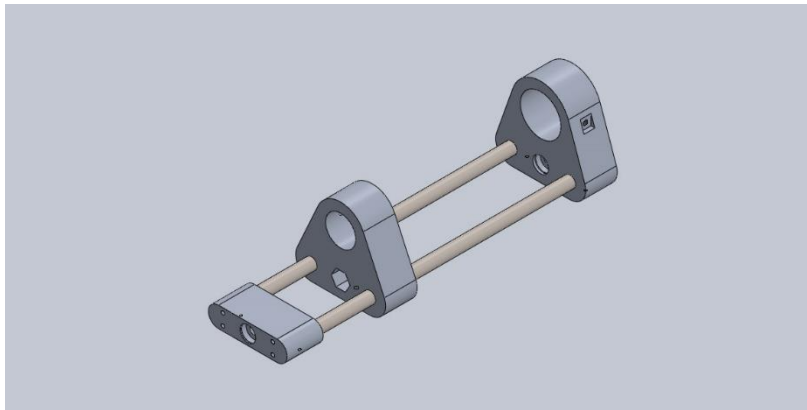
- μ : rendimiento. Tomaremos 0.85

Sustituyendo obtenemos:

$$P_c = \frac{900 * 9.8 * 0.5 * 0.25 * 34.87}{4500} * 0.85 = 1.026cv = 753.80W$$

Dado que el taladro usado tiene una potencia útil de 1000W, es válido para la aplicación.

- CALCULOS DE FLEXIÓN DE LAS GUÍAS

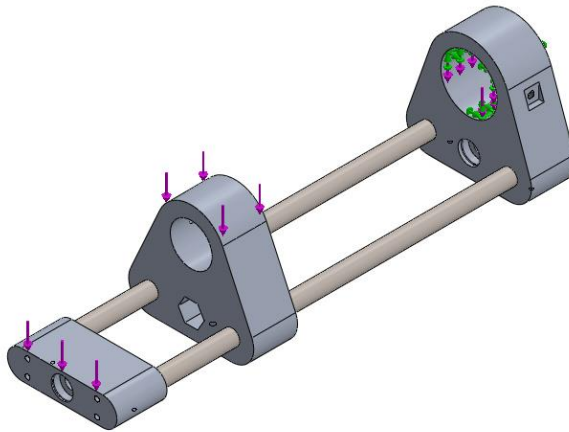


Para el cálculo de los parámetros de flexión de las guías se ha utilizado la herramienta de simulación presente en el programa solidworks.

En cuanto a las unidades:

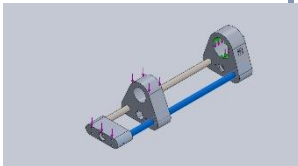
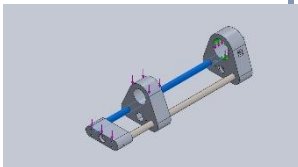
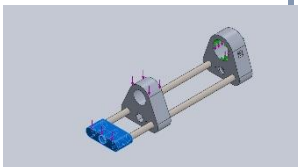
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

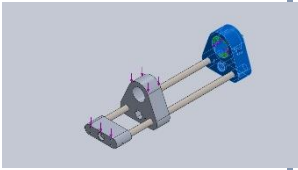
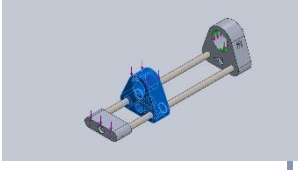
A continuación podremos observar los parámetros iniciales de la simulación:



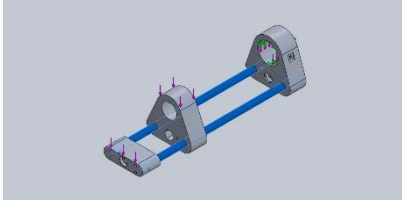
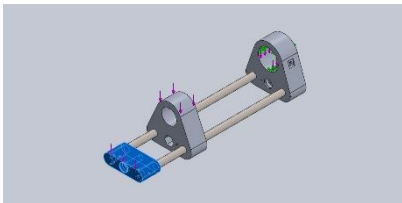
Nombre del modelo: Ensamblaje flexión guías
 Configuración actual: Predeterminado

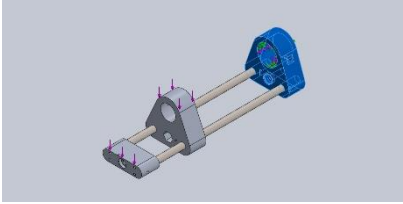
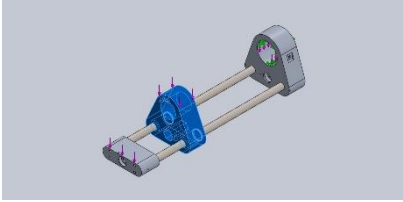
Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Material
Guía 1 	Sólido	Masa:2.6448 kg Volumen:0.00034348 m ³ Densidad:7700 kg/m ³ Peso:25.919 N	Acero aleado
Guía 2 	Sólido	Masa:2.6448 kg Volumen:0.00034348 m ³ Densidad:7700 kg/m ³ Peso:25.919 N	Acero aleado
Sujecion posterior 	Sólido	Masa:1.35975 kg Volumen:0.000503612 m ³ Densidad:2700 kg/m ³ Peso:13.3256 N	Aluminio 6063

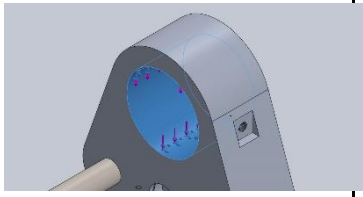
<p>Sujecion anterior</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:4.07521 kg Volumen:0.00150934 m³ Densidad:2700 kg/m³ Peso:39.9371 N</p>	<p>Aluminio 6063</p>
<p>Sujecion taladro</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:3.73313 kg Volumen:0.00138264 m³ Densidad:2700 kg/m³ Peso:36.5847 N</p>	<p>Aluminio 6063</p>

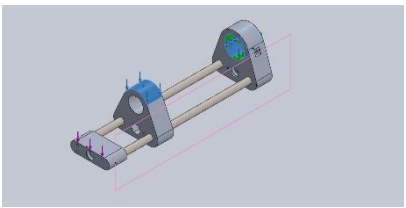
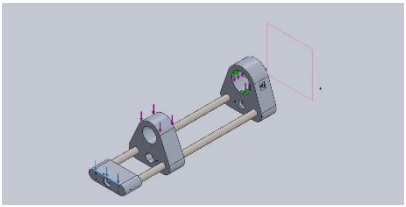
Las propiedades de materiales:

Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: Acero aleado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 6.20422e+008 N/m² Límite de tracción: 7.23826e+008 N/m² Módulo elástico: 2.1e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7700 kg/m³ Módulo cortante: 7.9e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1.3e-005 /Kelvin</p>
	<p>Nombre: 6061-T6 (SS) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 2.75e+008 N/m² Límite de tracción: 3.1e+008 N/m² Módulo elástico: 6.9e+010 N/m²</p>

	<p>Coeficiente de Poisson: 0.33 Densidad: 2700 kg/m³ Módulo cortante: 2.6e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 2.4e-005 /Kelvin</p>
	<p>Nombre: 6063-T5 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 1.45e+008 N/m² Límite de tracción: 1.85e+008 N/m² Módulo elástico: 6.9e+010 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.33 Densidad: 2700 kg/m³ Módulo cortante: 2.58e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 2.3e-005 /Kelvin</p>
	<p>Nombre: 6063-T6 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: 2.15e+008 N/m² Límite de tracción: 2.4e+008 N/m² Módulo elástico: 6.9e+010 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.33 Densidad: 2700 kg/m³ Módulo cortante: 2.58e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 2.3e-005 /Kelvin</p>

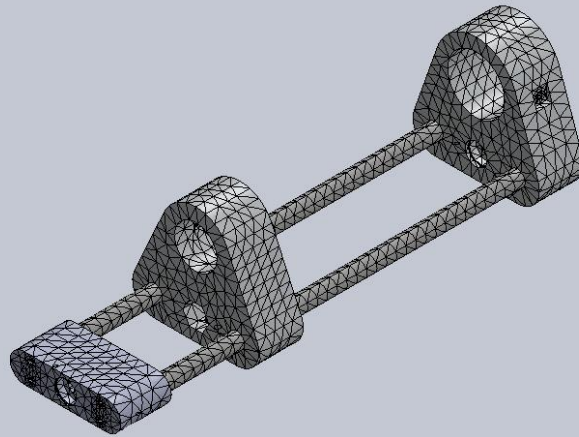
A parte de los pesos propios de las piezas y las conexiones físicas entre ellas, se ha añadido a la simulación el punto por el que se sujeta el ensamble y dos cargas externas correspondientes con el peso del taladro y de la caja y sus componentes:

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0.00864404	104.999	0.00746012	104.999
Momento de reacción(N·m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Fuerza-1		Entidades: 2 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Vista lateral Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, -80, --- N		
Fuerza-2		Entidades: 1 arista(s), 1 plano(s) Referencia: Alzado Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, -20, --- N		

Se han mayorado las cargas aplicadas un 10% para asegurar el correcto funcionamiento y se ha elaborado un mayado del ensamble:

Nombre de modelo: Ensamblaje flexión guías
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de malla: Malla de sólido

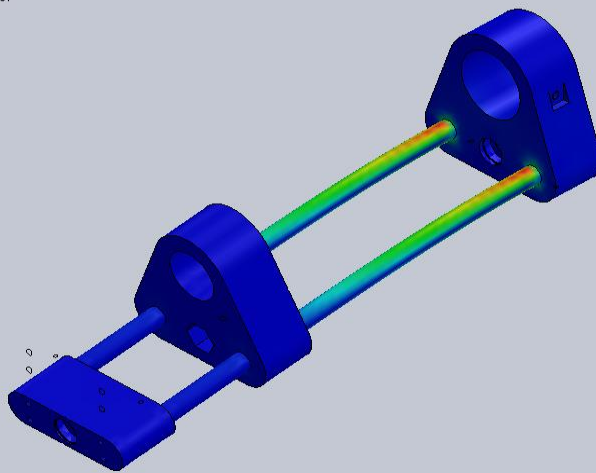


Tras ejecutar la simulación se han obtenido los siguientes resultados:

✓ Tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	69.4039 N/m ² Nodo: 15426	5.06916e+006 N/m ² Nodo: 159

Nombre de modelo: Ensamblaje flexión guías
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 210.091

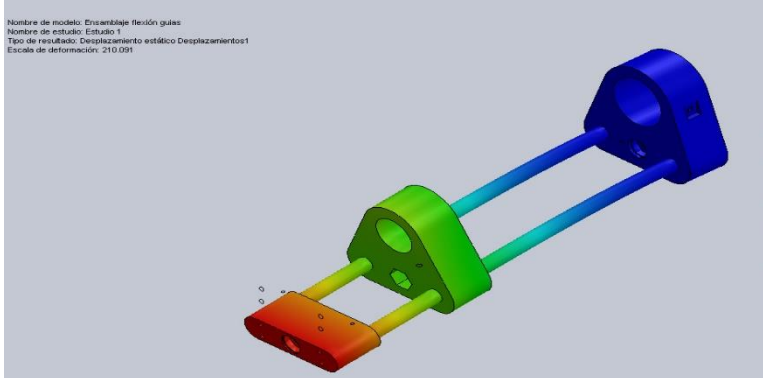


Ensamblaje flexión guías-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

✓ Desplazamientos:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 9765	0.143048 mm Nodo: 4289

Nombre de modelo: Ensamblaje flexión guías
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 210.091

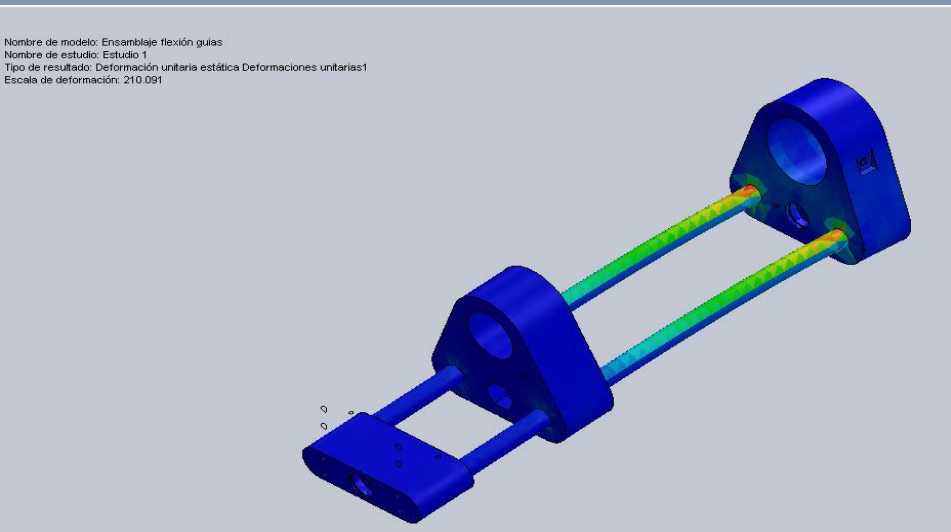


Ensamblaje flexión guías-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

✓ Deformaciones unitarias:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	0.750891e-009 Elemento: 8892	1.41961e-005 Elemento: 1709

Nombre de modelo: Ensamblaje flexión guías
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 210.091

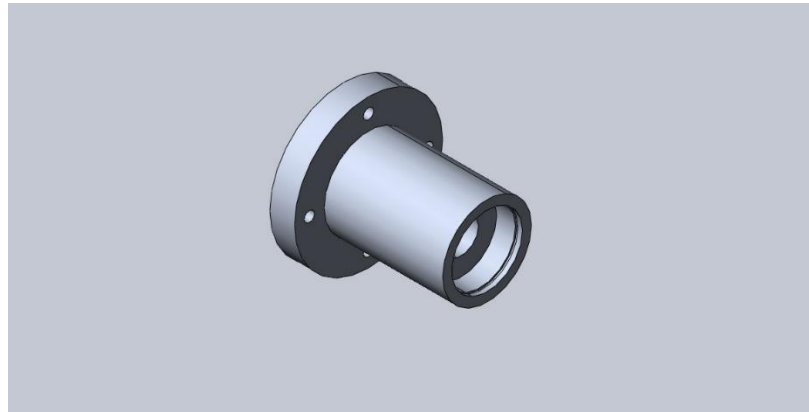


Ensamblaje flexión guías-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Se observa que el máximo desplazamiento corresponde con 0.143mm lo que es un valor correcto ya que la tolerancia para este tipo de mecanizados ronda los 0.5mm. Este desplazamiento obtenido en la práctica será menor debido a que el husillo también absorberá parte de la fuerza y las cargas se han mayorado.

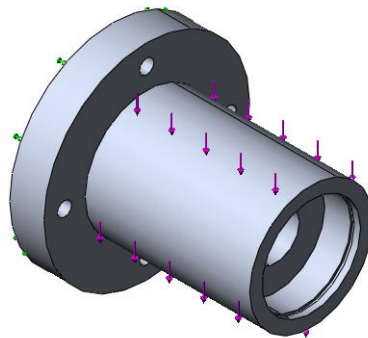
En cuanto a las tensiones a las que se somete a los materiales, se puede comprobar que todos los componentes trabajan por debajo del límite elástico.

- CÁLCULOS RESISTENCIA BRIDA ANTERIOR



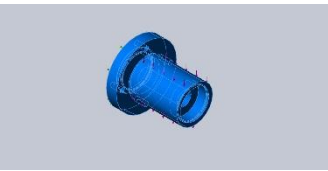
Para la resistencia de esta brida también se ha optado por el uso de la herramienta de simulación del programa solidworks

Propiedades iniciales:



Nombre del modelo: brida1
Configuración actual: Default

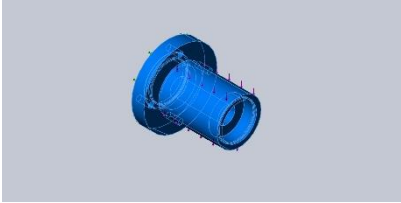
Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	material
Brida anterior 	Sólido	Masa:2.48295 kg Volumen:0.000919611 m ³ Densidad:2700 kg/m ³ Peso:24.3329 N	Aluminio 6063

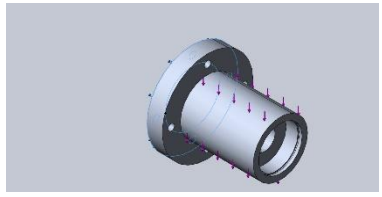
Unidades:

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades del material:

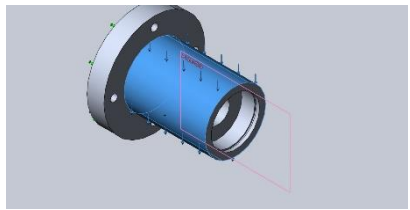
Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: 6063-T6</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 2.15e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 2.4e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 6.9e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.33</p> <p>Densidad: 2700 kg/m³</p> <p>Módulo cortante: 2.58e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: 2.34e-005 /Kelvin</p>

En cuanto a cargas y sujeciones:

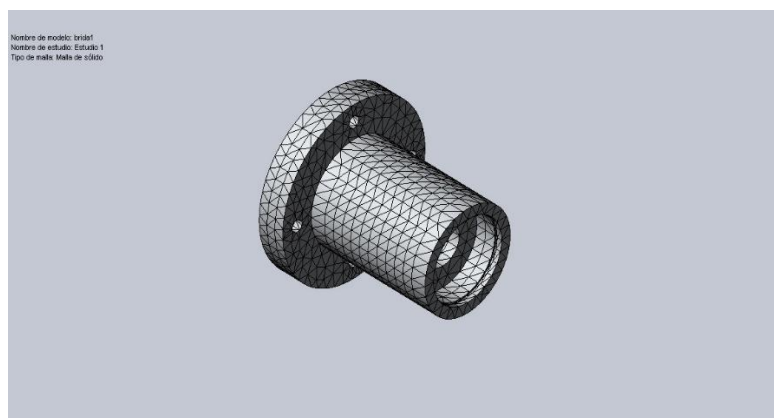
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija

Fuerzas resultantes

Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-0.00207548	200.002	0.00793545	200.002
Momento de reacción(N·m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Alzado Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, -200, --- N

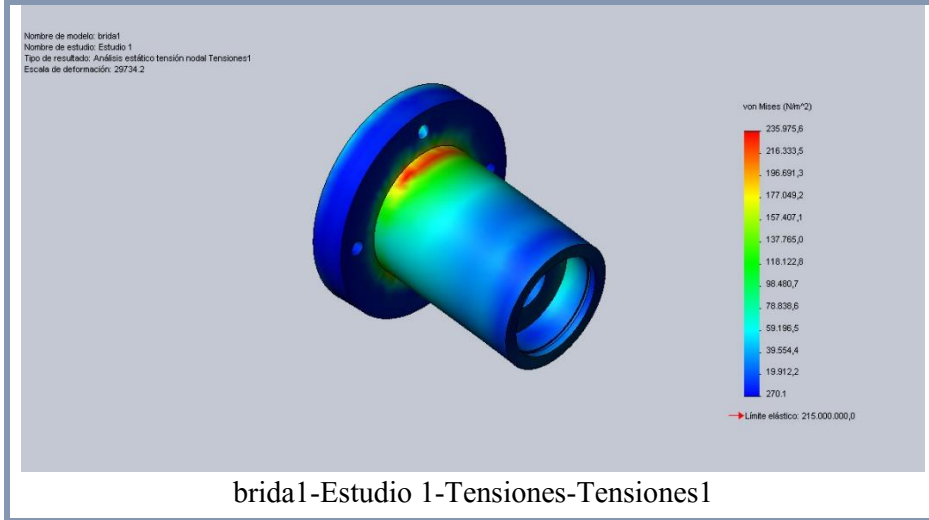
La fuerza aplicada se ha mayorado un 10% para asegurar su correcto funcionamiento. Tras el mallado:



Se obtienen los siguientes parámetros:

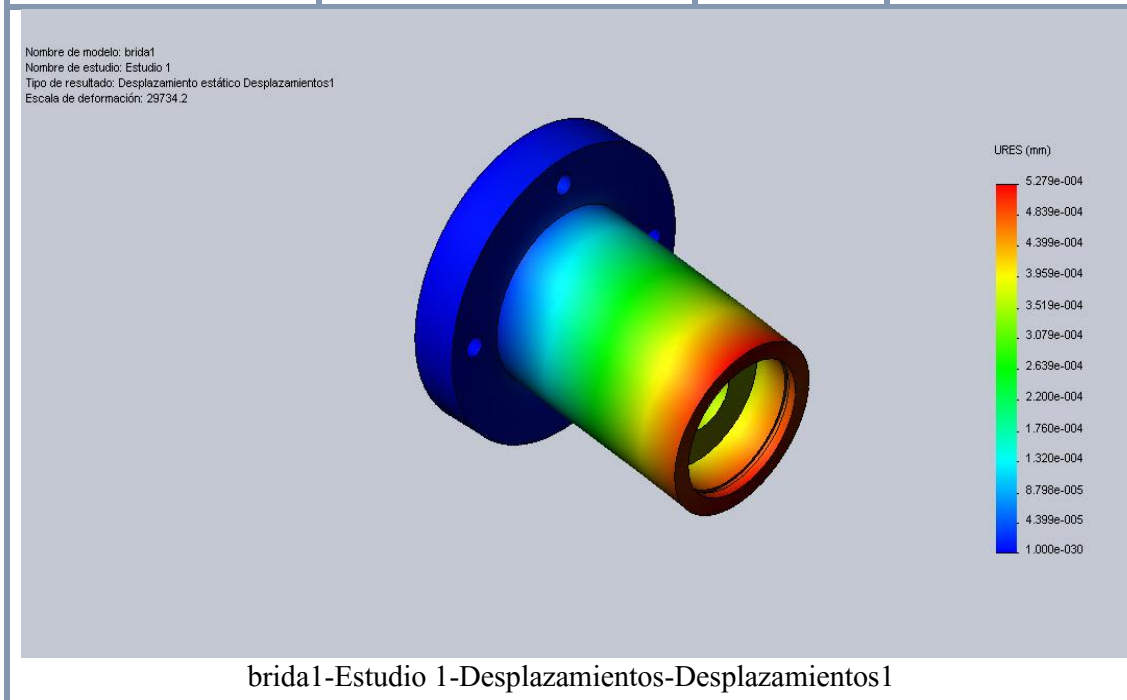
▪ Tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	270.105 N/m ² Nodo: 1041	235976 N/m ² Nodo: 14252

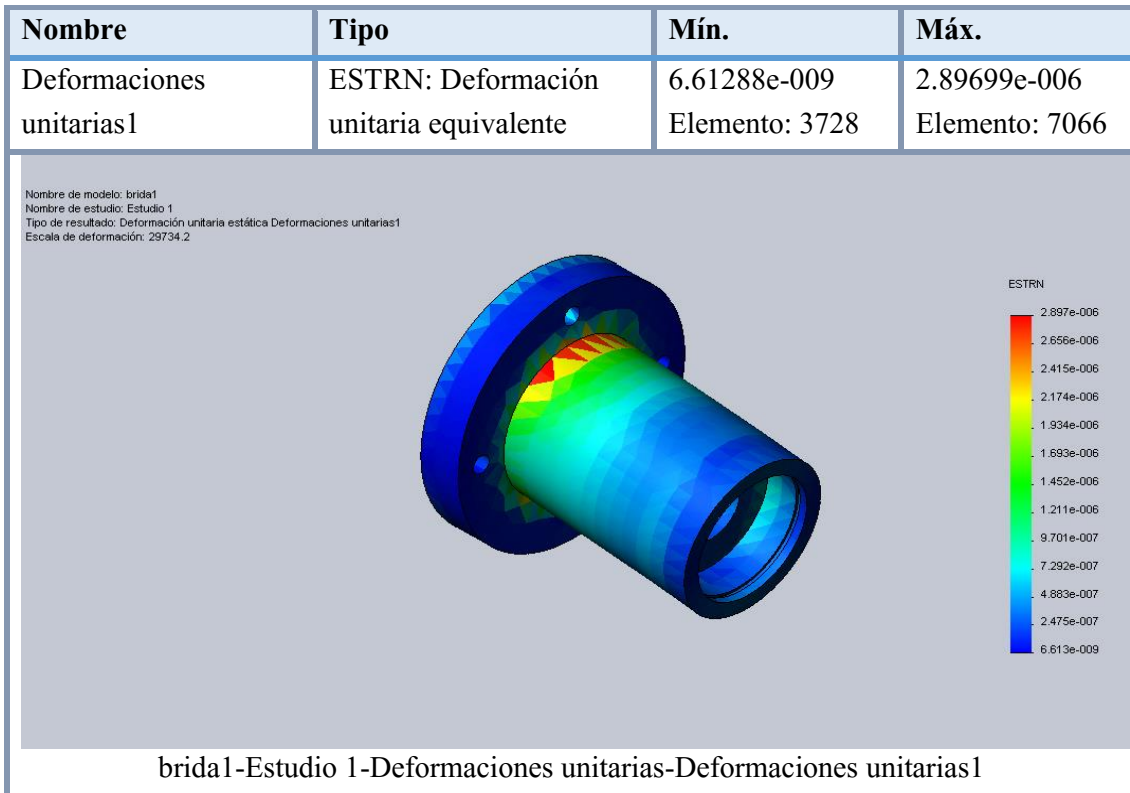


▪ Deformaciones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 50	0.00052789 mm Nodo: 13188



- Deformaciones unitarias:



la deformación máxima obtenida para esta pieza de sujeción ha sido de $5.3e-4$ mm. Este valor es bastante bajo por lo que esta pieza no tendrá problema alguno de funcionamiento y su deformación frente a carga no afectará a la operación de mecanizado.

▪ DURACIÓN DE LOS RODAMIENTOS:

✓ Rodamiento de bolas de contacto radial DIN 625 6306 (barra Mandrinado):

Seguiremos el procedimiento descrito en el libro “diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott.

Carga a la que se somete a los rodamientos: 100N=22.48lb

Para rodamiento 6306:

- Capacidad de carga dinámica: 4600lb para 1e6 rev

Aplicaremos la expresión:

$$\left(\frac{L_2}{L_1}\right) = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^k$$

Para rodamientos de bolas se toma k=3.33

Sustituyendo:

$$L_2 = L_1 * \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^k = 10^6 * \left(\frac{4600}{22.48}\right)^{3.33} = 4.96 * 10^{13} rev$$

Si la barra gira a 185rpm:

$$L_2 = 4.96 * 10^{13} rev * \left(\frac{1h}{60min}\right) * \left(\frac{1min}{185rev}\right) = 4.46 * 10^9 h$$

Debido a la gran diferencia entre la carga dinámica y la carga aplicada, obtenemos una duración elevado lo que implica que el rodamiento seleccionado cumplirá de sobra los requerimientos de funcionamiento.

✓ Rodamiento de bolas de contacto radial DIN 625 6003 (husillo):

Seguiremos el procedimiento descrito en el libro “diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott.

Carga a la que se somete a los rodamientos: 100N

Para rodamiento 6003

- Capacidad de carga dinámica: 6400N para 1e6 rev

Aplicaremos la expresión:

$$\left(\frac{L_2}{L_1}\right) = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^k$$

Para rodamientos de bolas se toma $k=3.33$

Sustituyendo:

$$L_2 = L_1 * \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^k = 10^6 * \left(\frac{6400}{100}\right)^{3.33} = 1.0341 * 10^{12} rev$$

Si la barra gira a 100rpm:

$$L_2 = 1.03 * 10^{12} rev * \left(\frac{1h}{60min}\right) * \left(\frac{1min}{100rev}\right) = 1.72 * 10^8 h$$

Debido a la gran diferencia entre la carga dinámica y la carga aplicada, obtenemos una duración elevado lo que implica que el rodamiento seleccionado cumplirá de sobra los requerimientos de funcionamiento.



3.3 OTROS ANEXOS

MANUAL DE USO DE LA MÁQUINA HERRAMIENTA:

1. Se introduce el cono de centrado en la barra de mandrinado
2. Se introduce la barra en el orificio a mandrinar
3. Se presiona el cono contra el orificio a mandrinar por el lado de menor tamaño del cono para así centrar la barra
4. Tras atornillar la brida de aluminio a la galleta de fundición, se introduce la barra en la brida
5. Se procede al soldado de la galleta de fundición a la pieza a soldar
6. Retirando la barra, se podrá extraer el cono de centrado
7. Introducida de nuevo la barra, se acopla la sujeción anterior a la brida y se ajusta usando el tornillo.
8. Se introduce el taladro en la sujeción del mismo y se ajusta con el tornillo.
9. Se acopla la barra por el extremo con forma de cono morse al taladro.
10. Se atornilla la caja de componentes a la sujeción posterior
11. Se colocan las poleas en husillo y eje del motor de la caja
12. Se coloca la correa y usando los tornillos de sujeción del motor se tensa
13. Se introduce la herramienta de corte en el orificio más cercano a la pieza a mecanizar de la barra de mandrinado y se sujeta usando el tornillo que se ubica perpendicularmente.
14. Se conecta a la corriente el enchufe de la caja
15. Se acerca la herramienta de corte utilizando el motor hasta el borde del orificio a mecanizar.
16. Se colocan los sensores de final de carrera uno haciendo contacto con el carro y el otro a una distancia del mismo igual a la longitud del orificio a mandrinar
17. Se enchufa el taladro a la caja
18. Se seleccionan las velocidades de corte y avance
19. Se inicia el giro del taladro
20. Se inicia el movimiento de avance

PRECAUCIONES DE USO:

1. Manipular la máquina siempre con la seta de emergencia pulsada



2. No manipular los componentes eléctricos si la máquina está enchufada



3. No manipular con la máquina en funcionamiento



4. Accionar siempre el motor de corte antes que le de avance

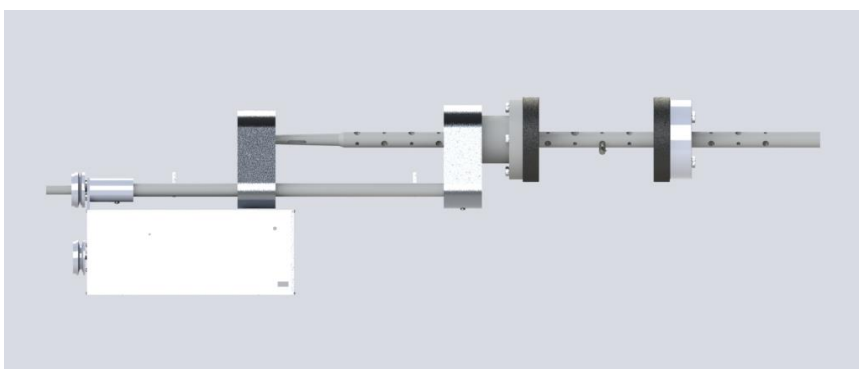
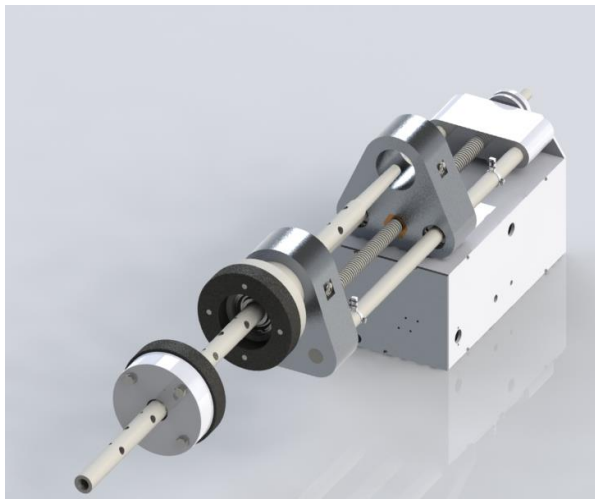
5. Usar gafas protectoras para evitar proyecciones



FUNCIONAMIENTO Y PARÁMETROS GENERALES

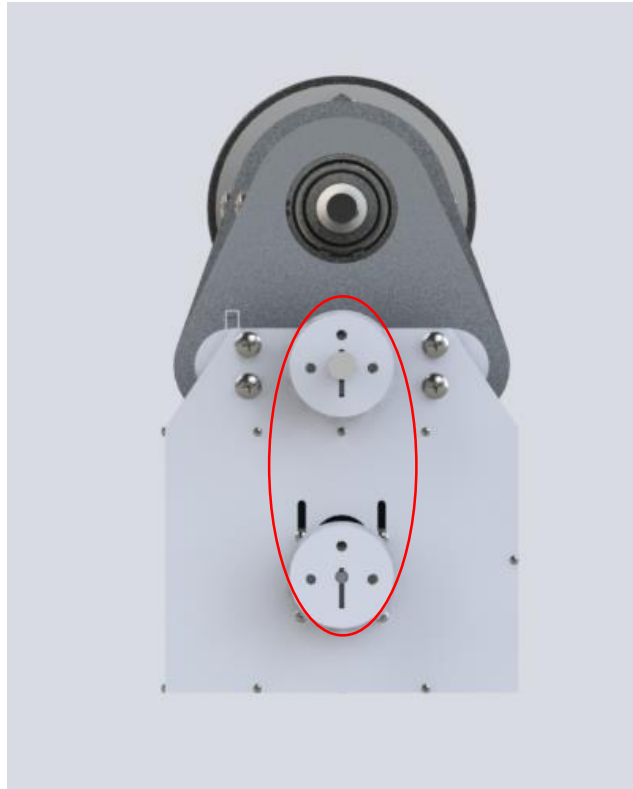
En este apartado de los anexos se mostrarán una serie de ejemplos gráficos del funcionamiento de la máquina.

A continuación se muestran capturas del montaje final de la mandrinadora portátil:



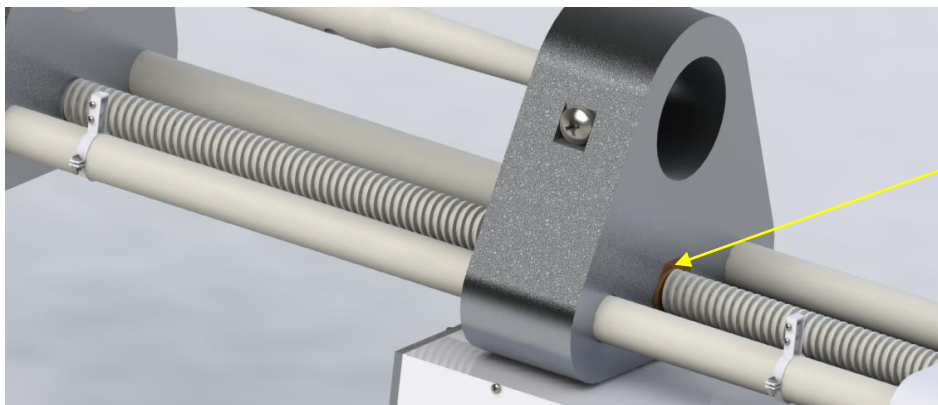
Movimiento de avance:

Para producir el movimiento de avance, se comienza aplicando un movimiento de giro mediante el motor paso a paso a la polea del motor. Esta polea, situada en la trasera de la caja, transmitirá el movimiento rotario de la polea del motor a la polea del husillo con una correa en V:

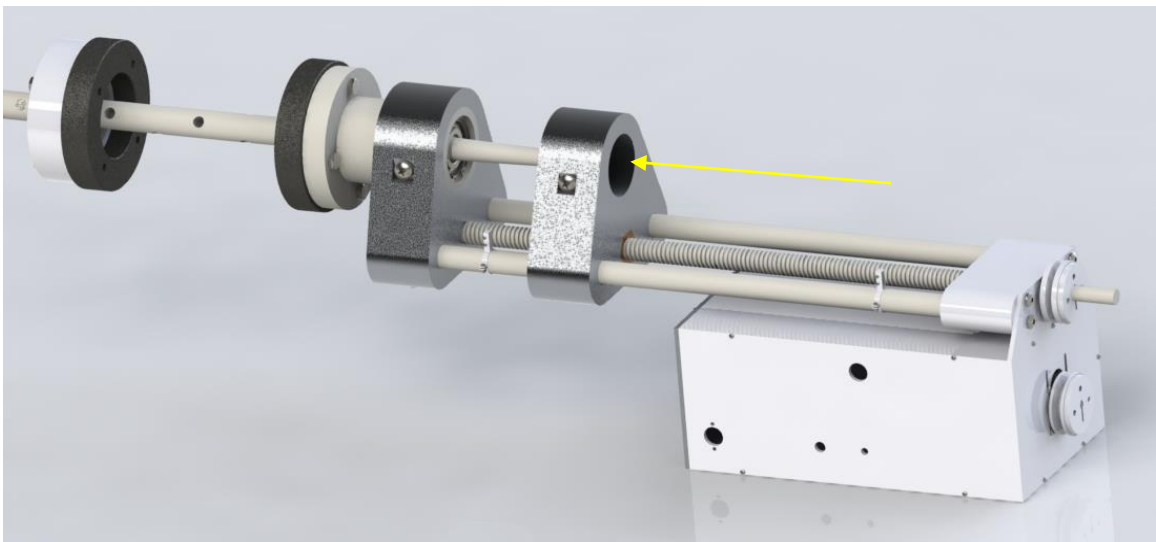
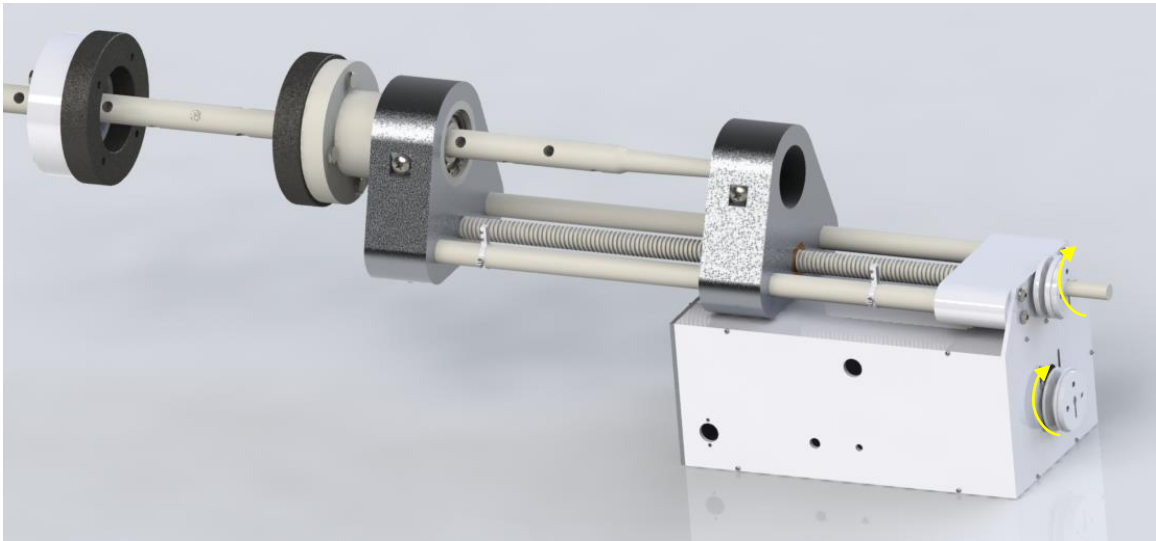


Con estas poleas se conseguirá que el husillo gire a velocidad angular controlada con rozamiento mínimo gracias a que el husillo irá sobre rodamientos.

La sujeción del taladro tendrá incluida y sujeta en ella una tuerca que irá en conjunción con el husillo. Esta tuerca de bronce se encargará de transformar el movimiento rotatorio imprimido al husillo en un movimiento lineal aplicado a la herramienta de corte.

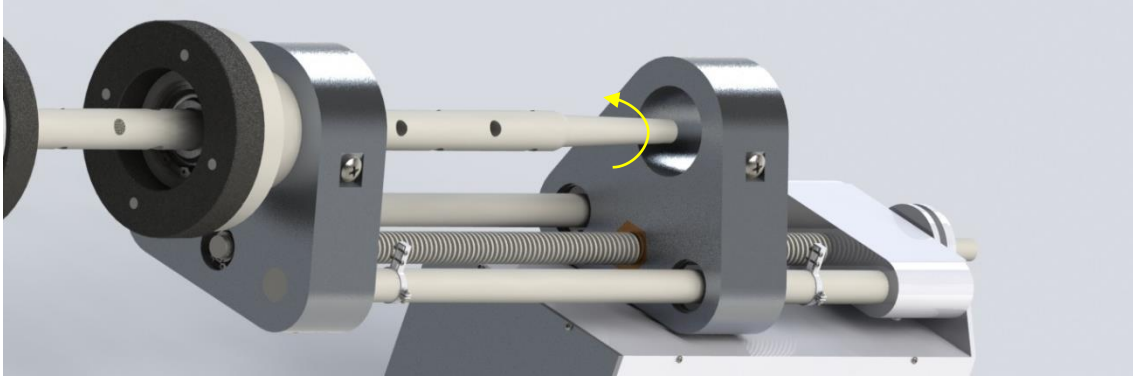


Así con esta distribución, transformaremos un movimiento rotatorio de un motor paso a paso regulable en un movimiento de avance de corte:

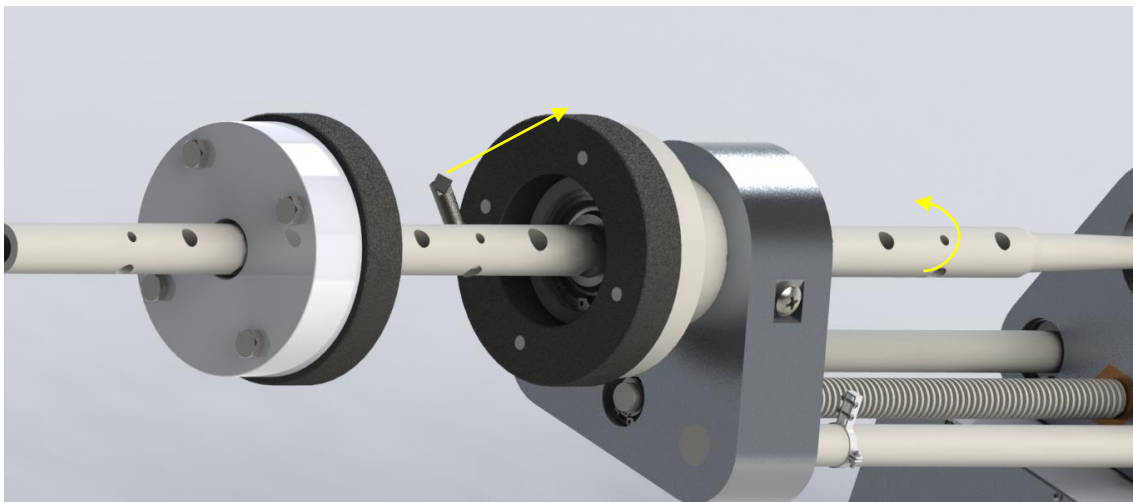


Movimiento de corte:

La barra de mandrinado tendrá un acople de cono Morse MK3 que se unirá fuertemente al taladro. El taladro irá fijo en la sujeción central y transmitirá un movimiento de giro a la barra de mandrinado:



Cuando gire la barra de mandrinado, la herramienta de corte también lo hará consiguiéndose en movimiento de corte:





Edgar Hernández Chinaa

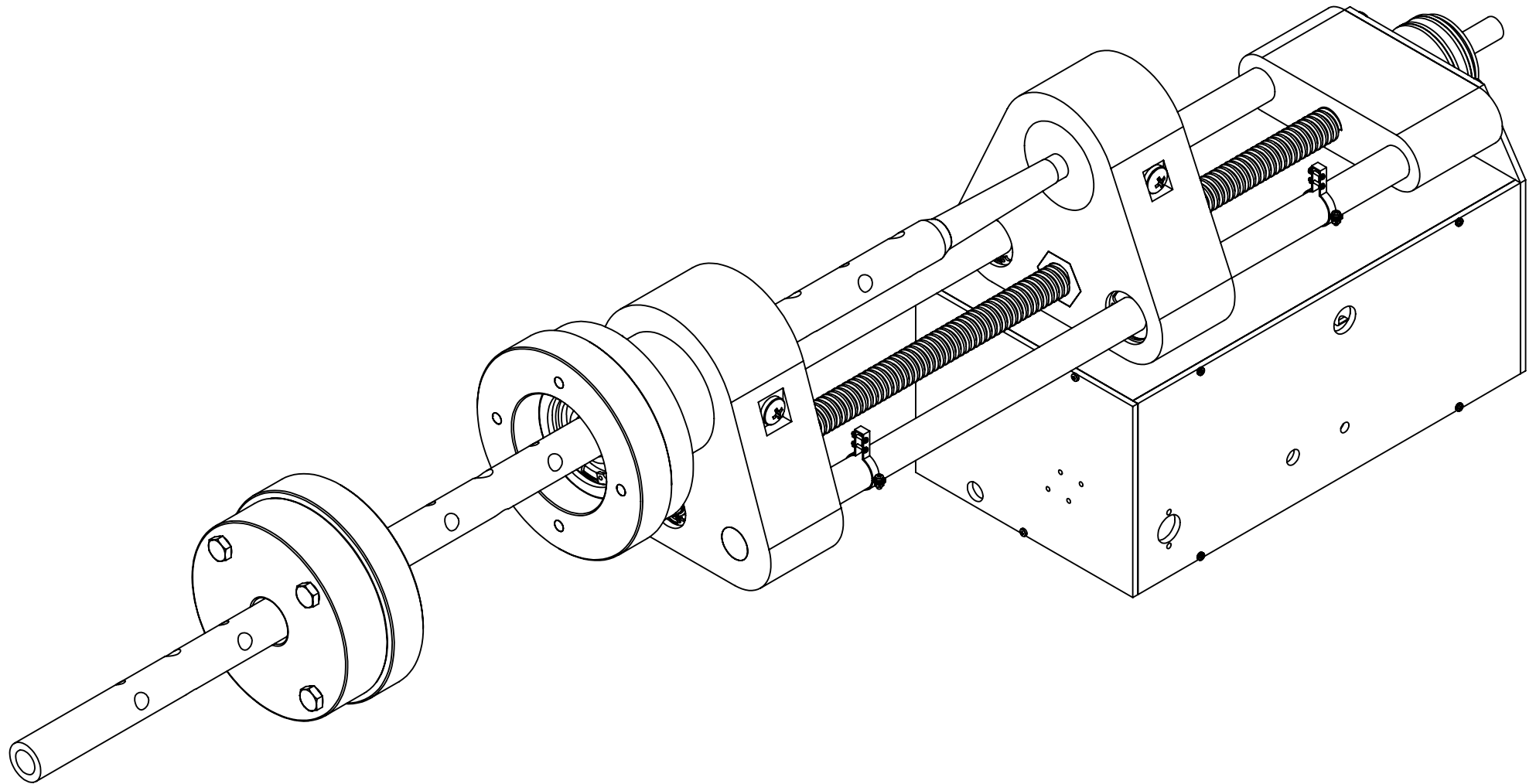


4.1 ÍNDICE DE PLANOS

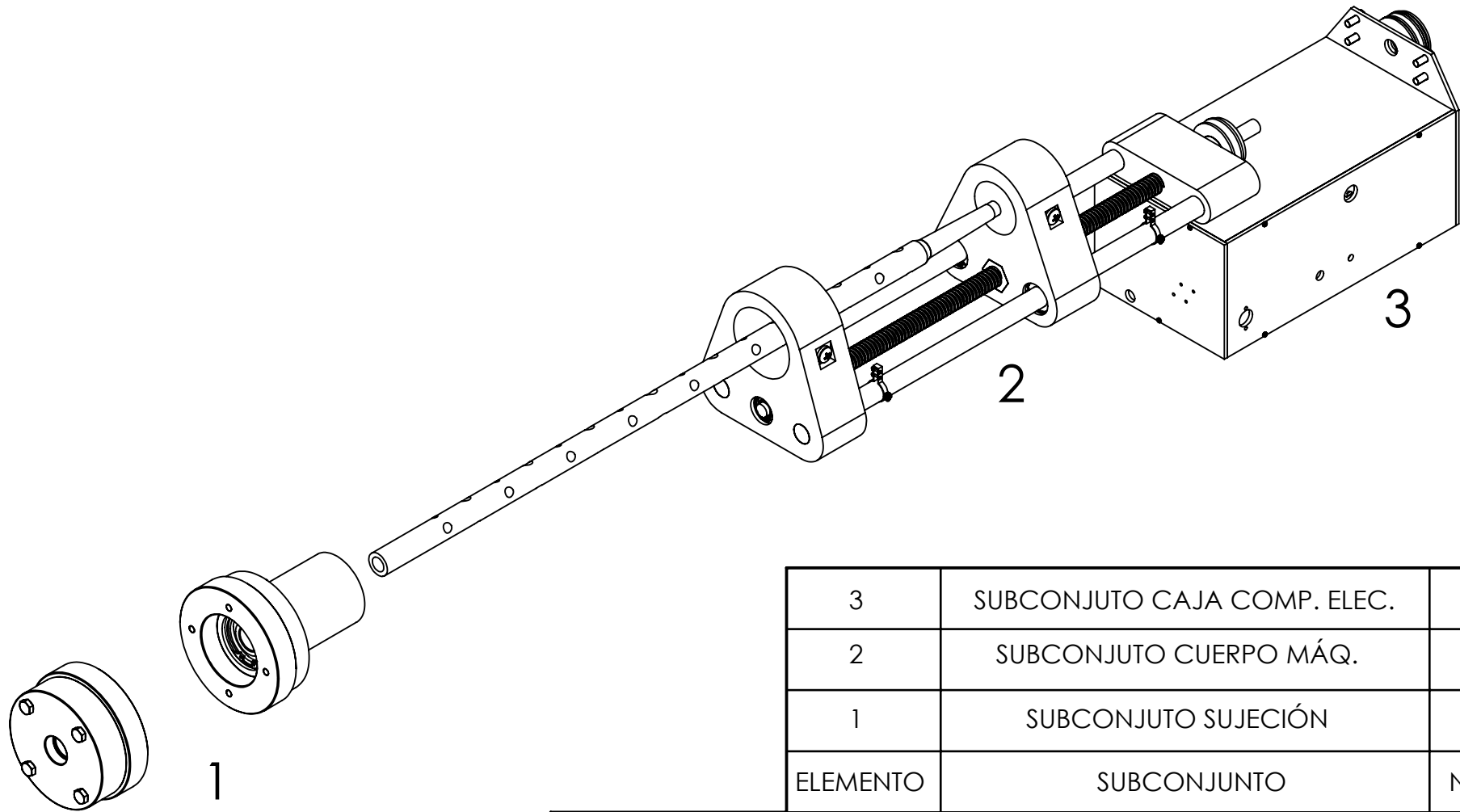
4.1 Índice de planos: pág.81

4.2 Planos:

- 1 Plano de conjunto
- 2 Vista explosionada conjunto
- 3 Subconjunto 1: sujeción
 - 3.1 brida anterior
 - 3.2 brida posterior
 - 3.3 galleta de fundición
- 4 Subconjunto 2: cuerpo máquina
 - 4.1 tuerca para el husillo
 - 4.2 abrazadera final de carrera
 - 4.3 barra mandrinado
 - 4.4 husillo
 - 4.5 sujeción anterior
 - 4.6 sujeción taladro
 - 4.7 sujeción posterior
- 5 Subconjunto 3: caja de componentes eléctricos
 - 5.1 parte derecha caja
 - 5.2 parte izquierda caja
 - 5.3 frontal caja
 - 5.4 cuerpo caja
- 6 Acople barra de mandrinado
- 7 Cono de centrado
- 8 Esquema unifilar



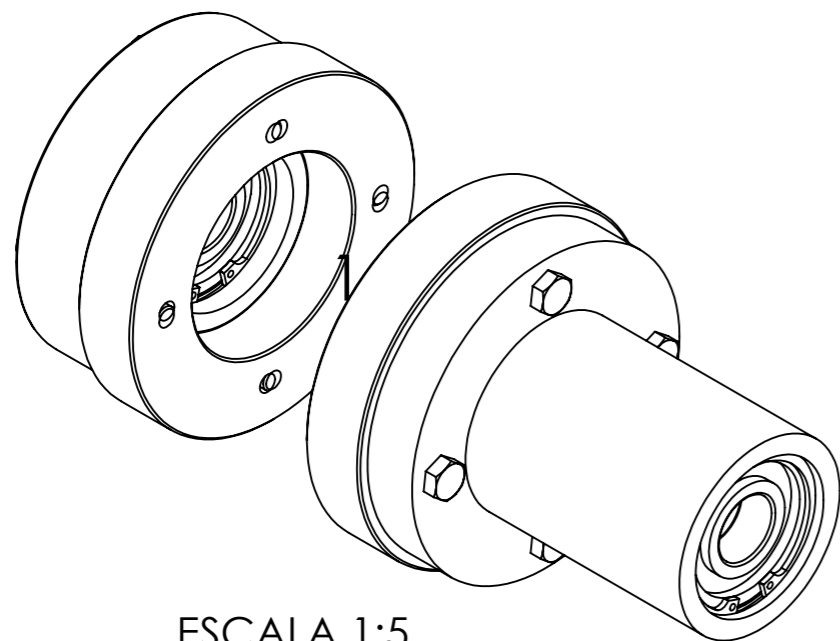
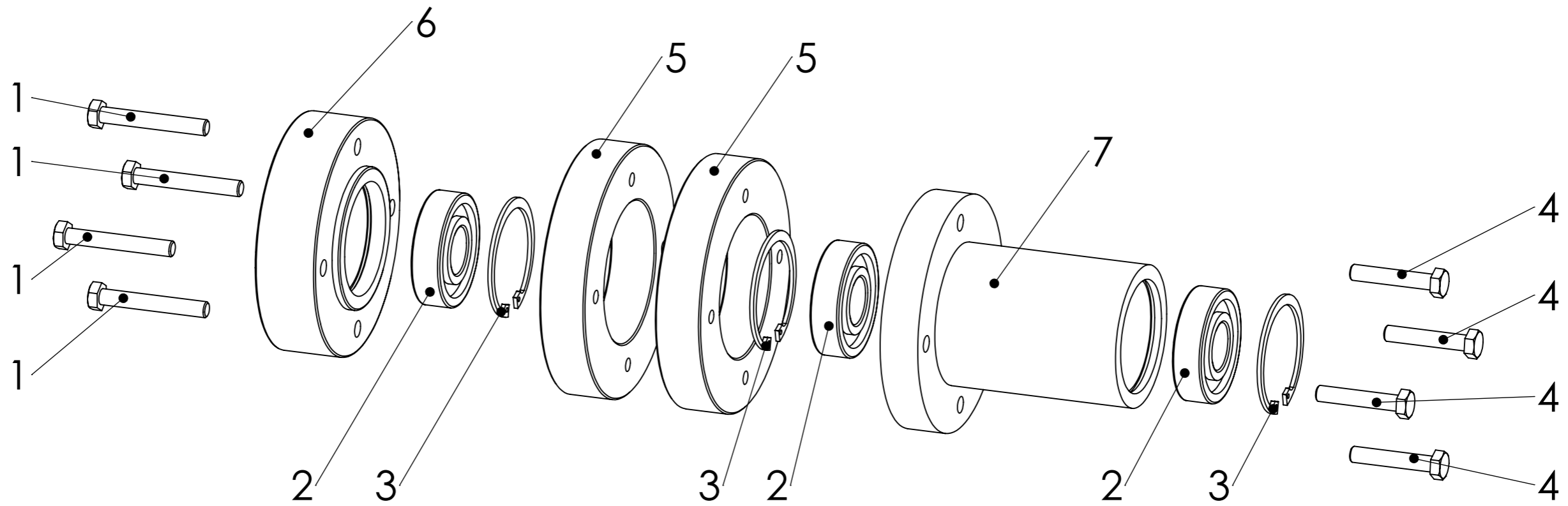
PLANO DE CONJUNTO			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
1:4	PLANO DE CONJUNTO		1
	MANDRINADORA PORTÁTIL		Nom.Arch:



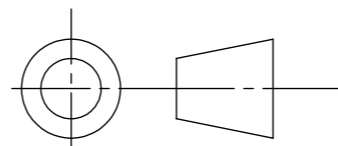
3	SUBCONJUNTO CAJA COMP. ELEC.	5
2	SUBCONJUNTO CUERPO MÁQ.	4
1	SUBCONJUNTO SUJECIÓN	3
ELEMENTO	SUBCONJUNTO	Nº PLANO

VISTA EXPLOSIONADA CONJUNTO

Nombre	Fecha	Autor		UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos		EDGAR		
Id. s. normas	HERNANDEZ CHINEA			
	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	TITULO DEL PLANO			Nº P. :
1:7	VISTA EXPLOSIONADA CONJUNTO			2
				Nom.Arch:



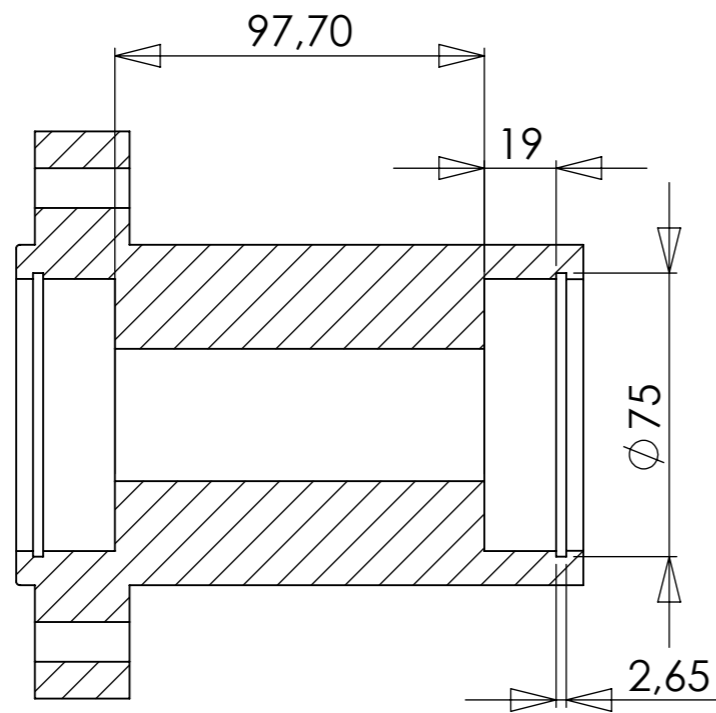
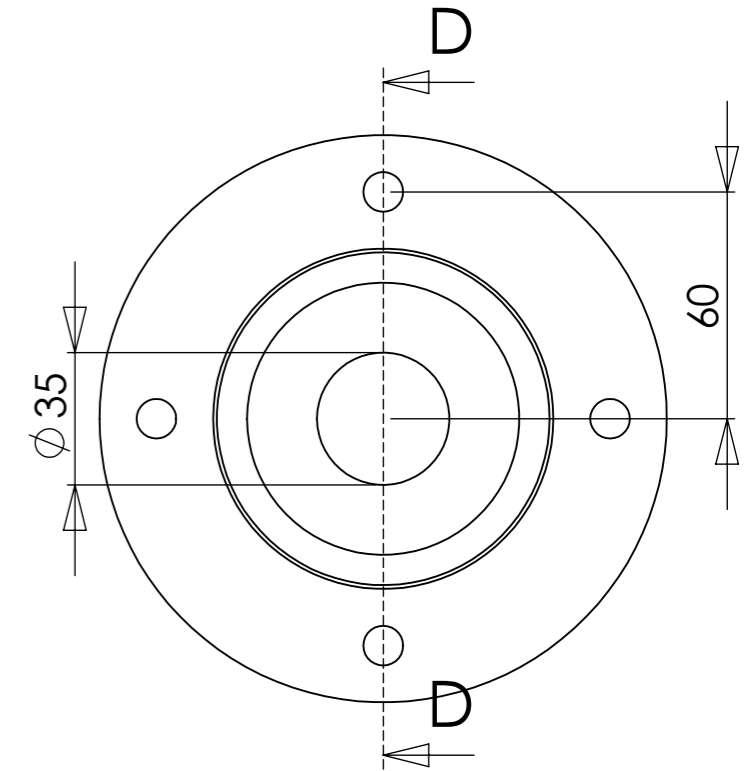
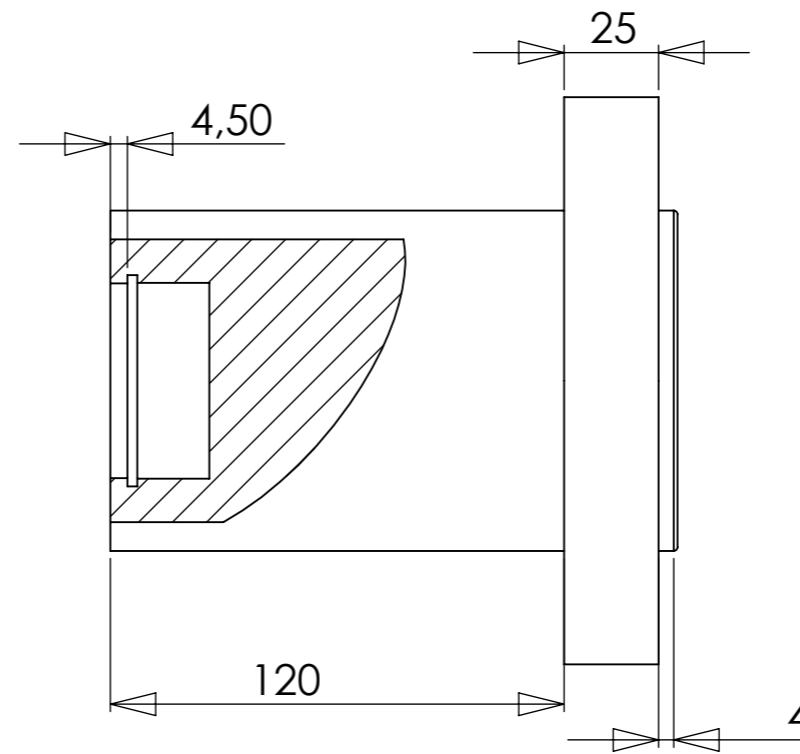
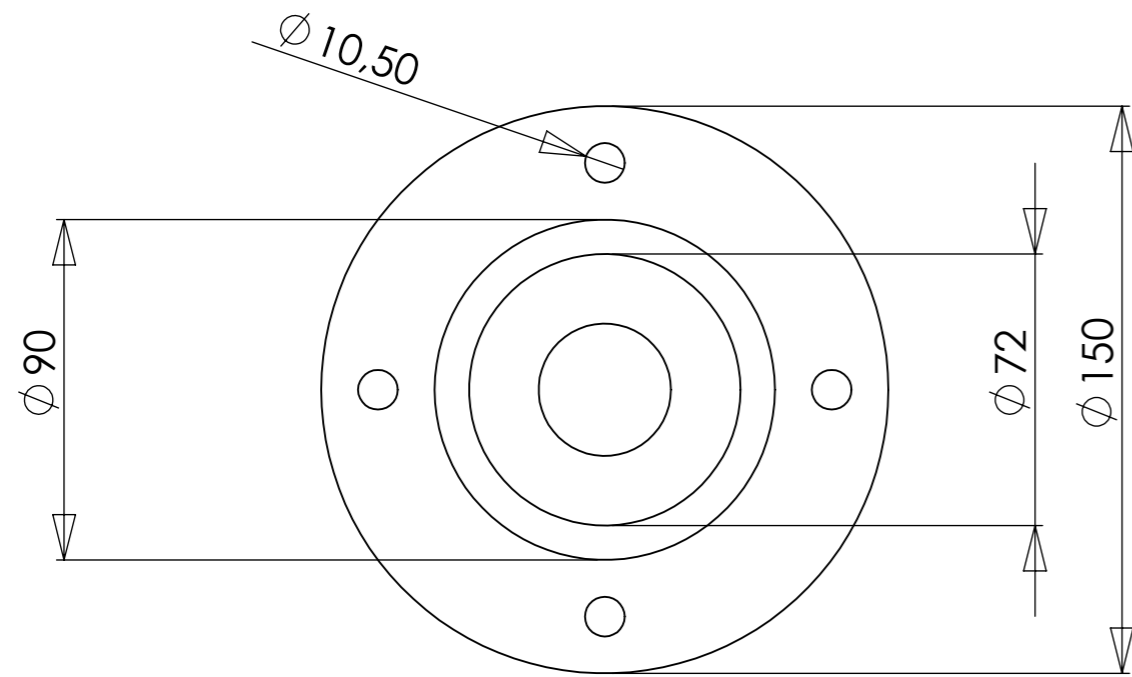
ESCALA 1:5



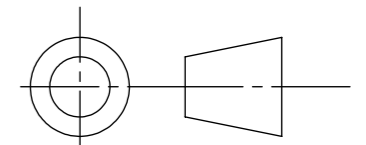
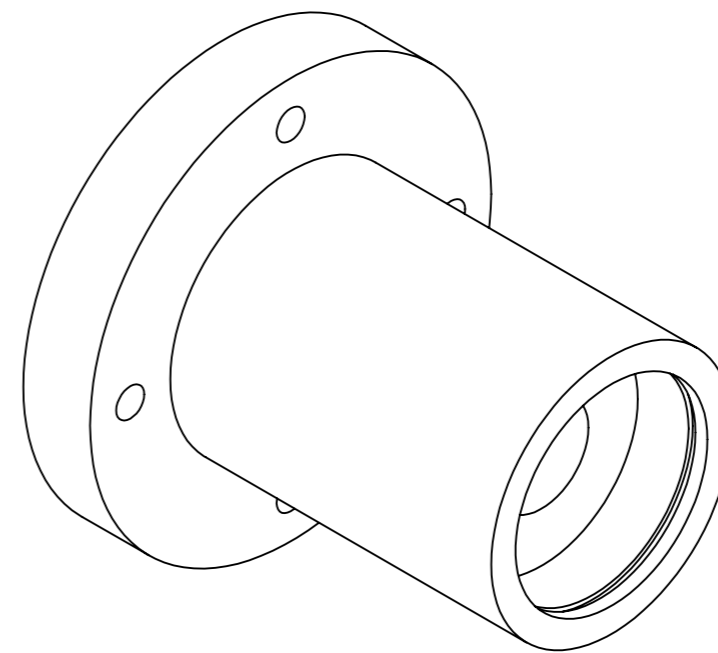
1	Brida anterior		3.1	7
1	Brida posterior		3.2	6
2	Galleta de fundición		3.3	5
4	Tornillos M10x55	ISO 4015		4
3	Circlip para D=72mm	DIN 472		3
3	Rodamiento de bolas de contacto radial D=30mm	DIN 625 6306		2
4	Tornillos M10x70mm	ISO 4015		1
CANT.	DENOMINACIÓN	NORMA	Nº PLANO	ELEMENTO


SUBCONJUNTO 1: SUJECIÓN

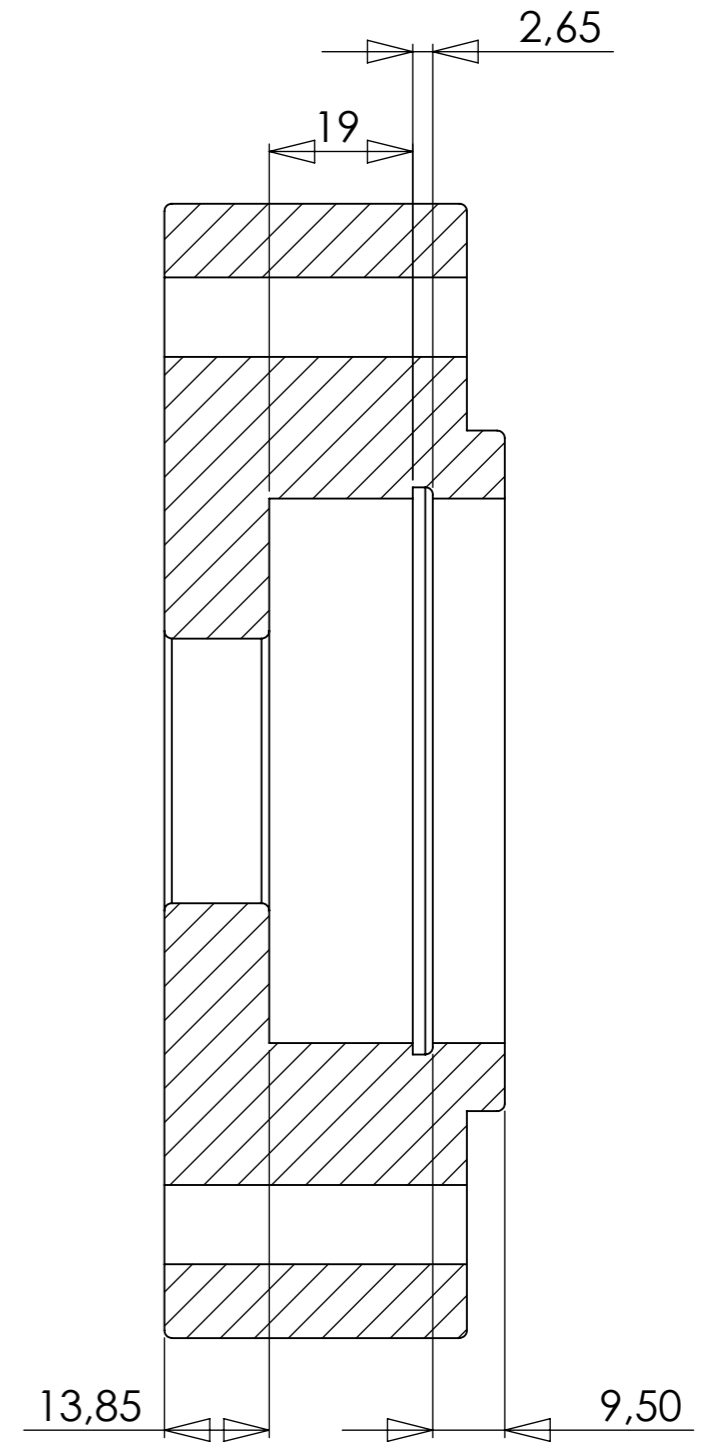
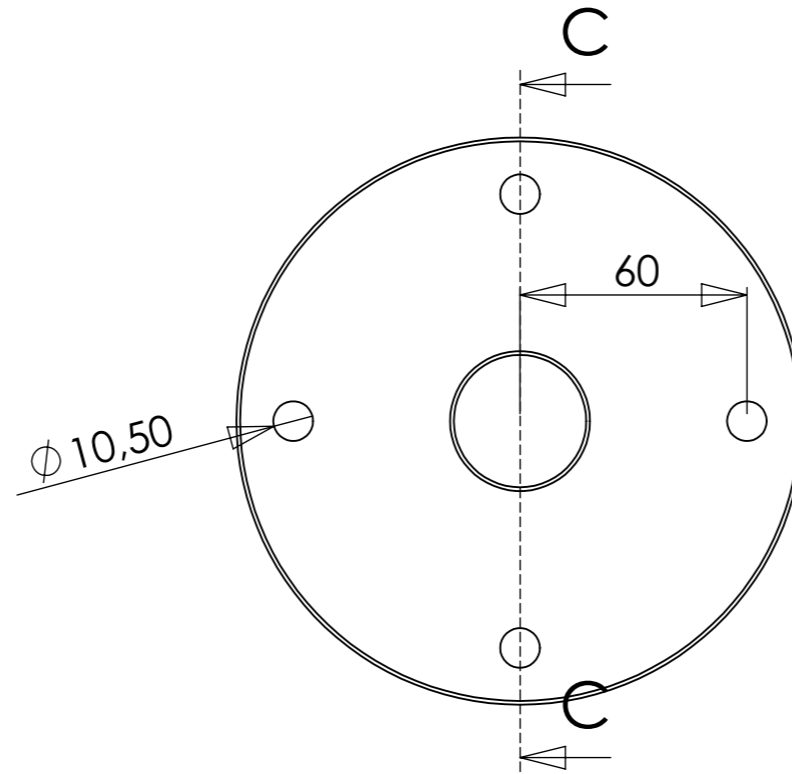
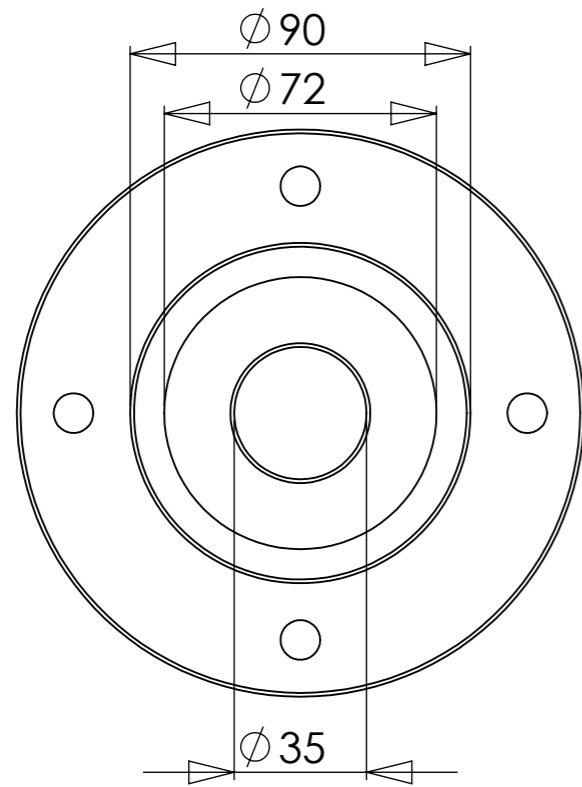
Nombre	Fecha	Autor EDGAR		UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:3	TITULO DEL PLANO SUBCONJUNTO 1: SUJECIÓN			Nº P. : 3 Nom.Arch:



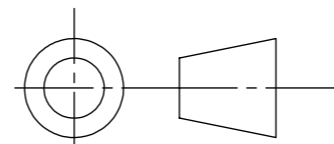
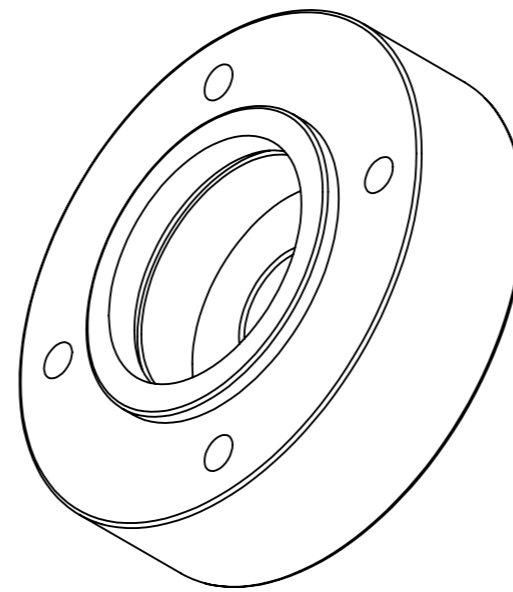
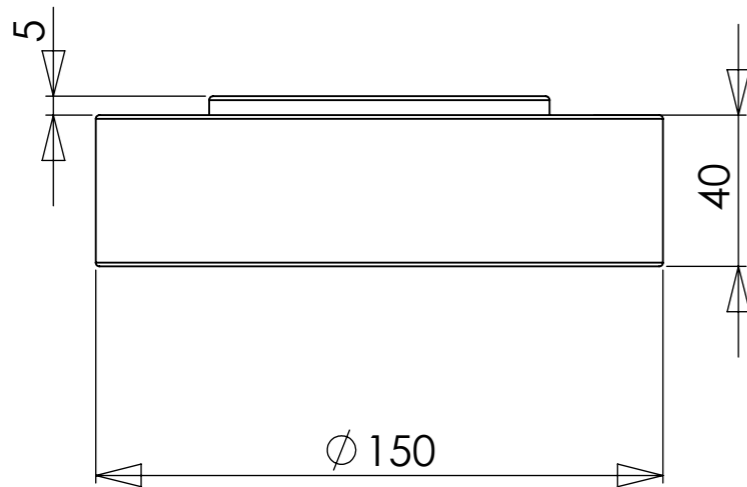
SECCIÓN D-D




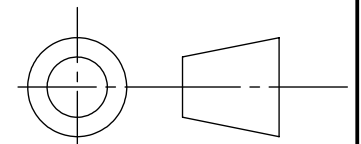
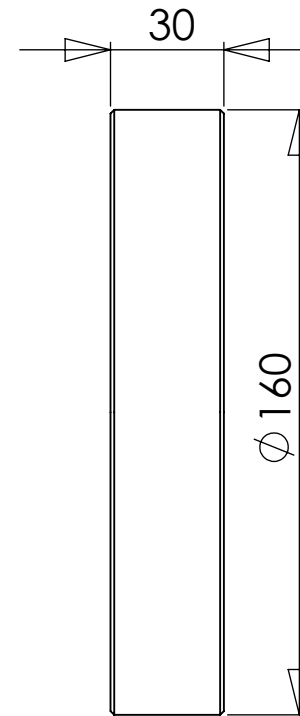
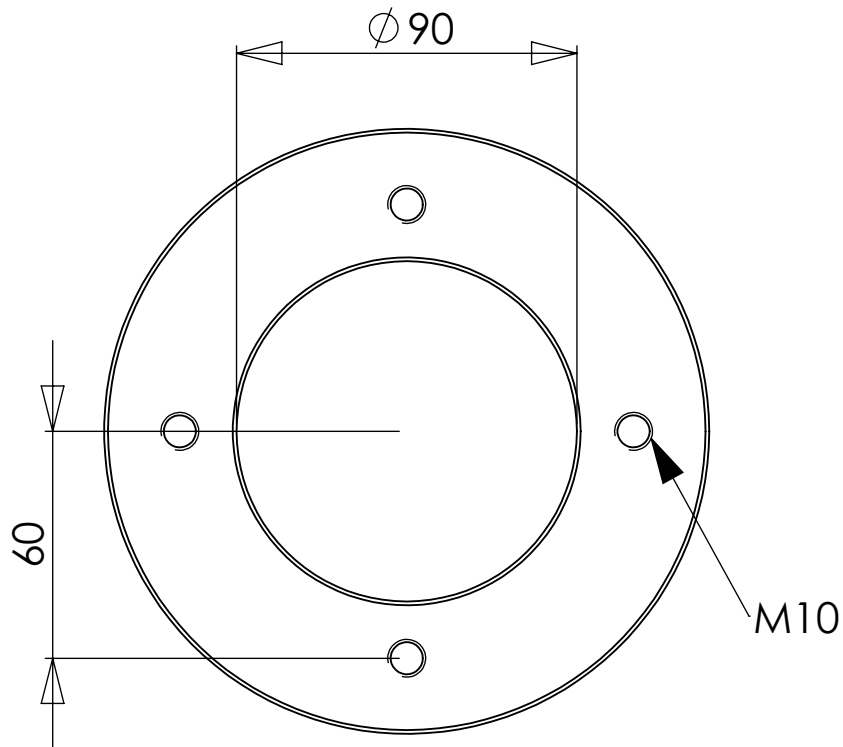
BRIDA ANTERIOR			
Nombre	Fecha	Autor EDGAR	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO BRIDA ANTERIOR		Nº P. : 3.1 Nom.Arch:
1:2			




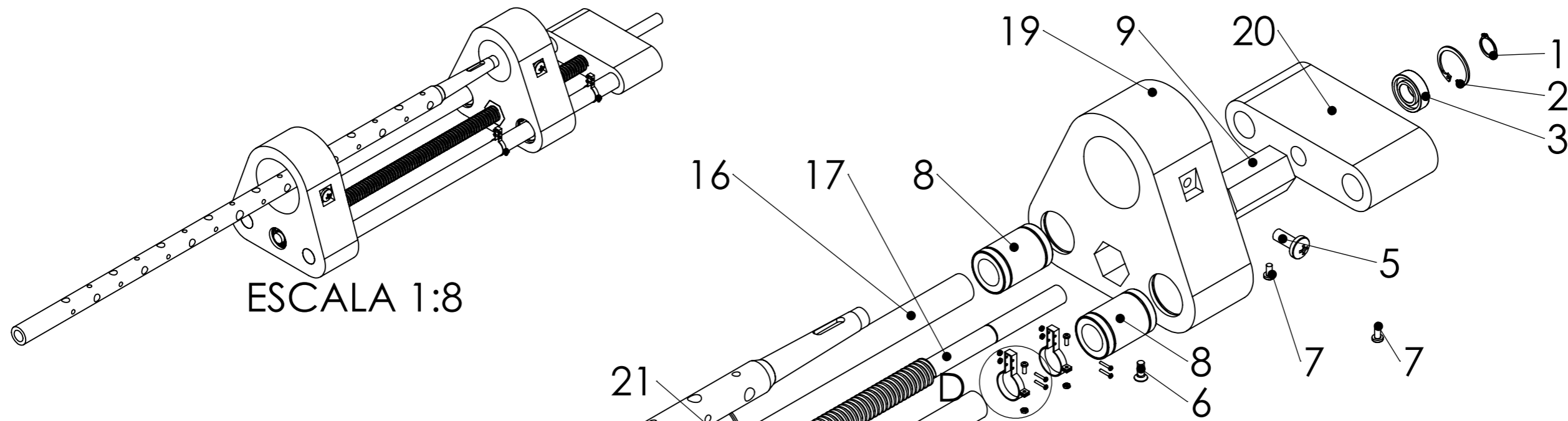
SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1



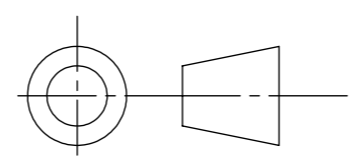
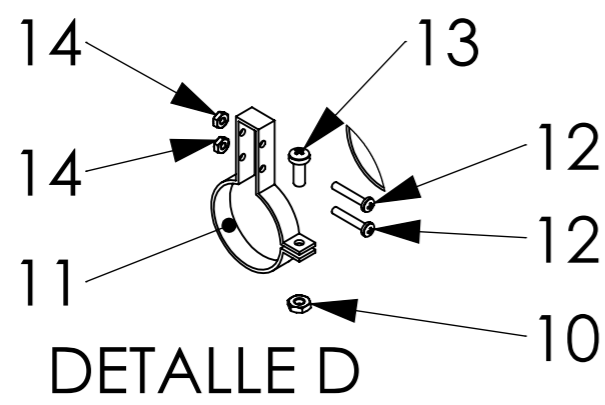
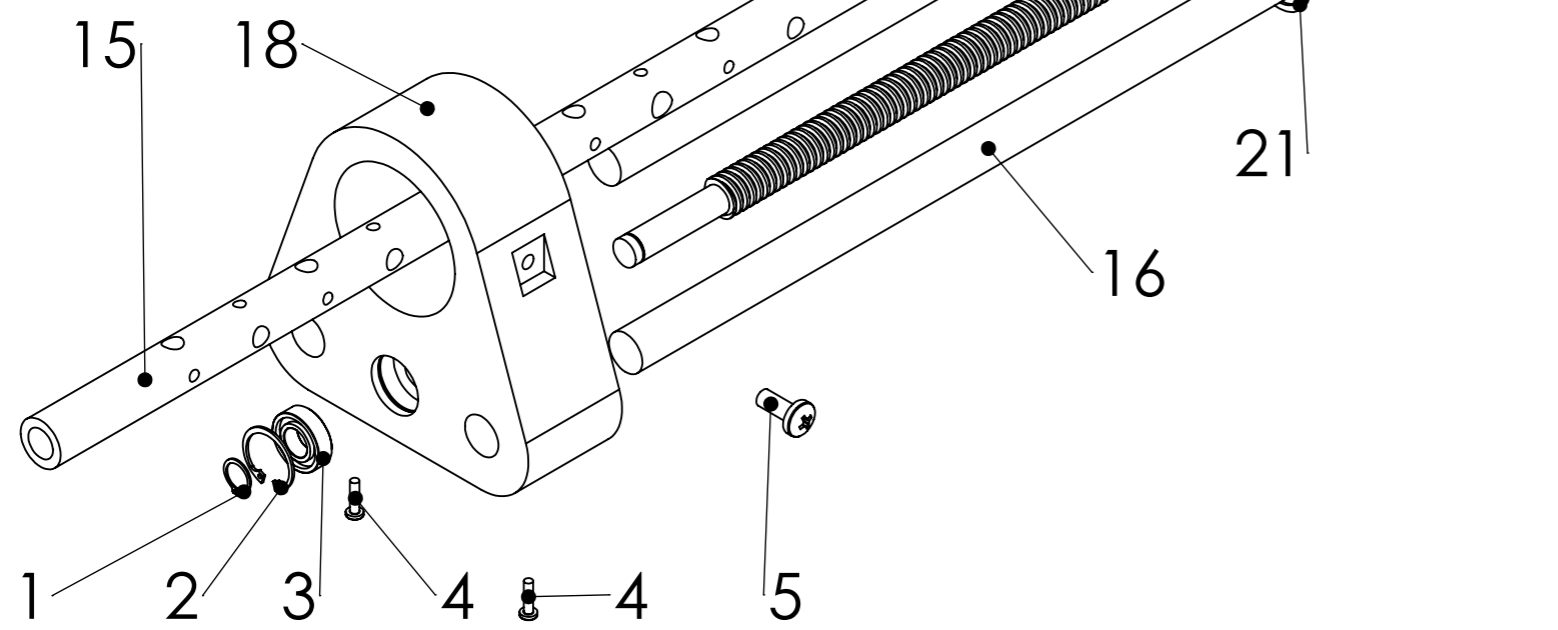
BRIDA POSTERIOR			
Nombre	Fecha	Autor EDGAR	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:2	TITULO DEL PLANO BRIDA POSTERIOR		Nº P. : 3.2 Nom.Arch:



GALLETA DE FUNDICIÓN			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos		EDGAR	
Id. s. normas	HERNANDEZ CHINEA		
	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
1:2	GALLETA DE FUNDICIÓN		3.3
			Nom.Arch:



ESCALA 1:8

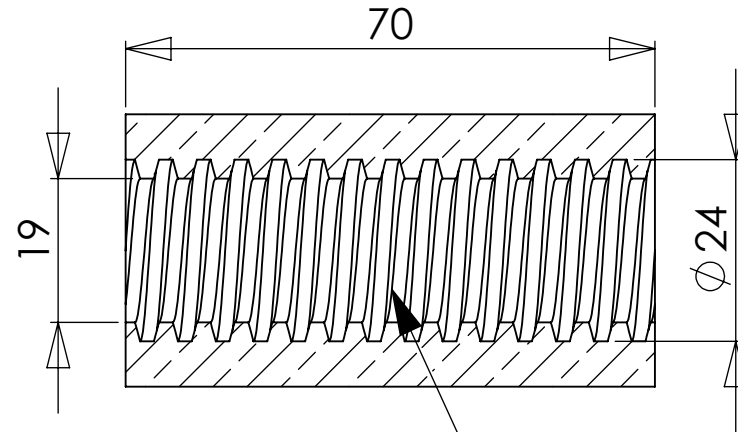
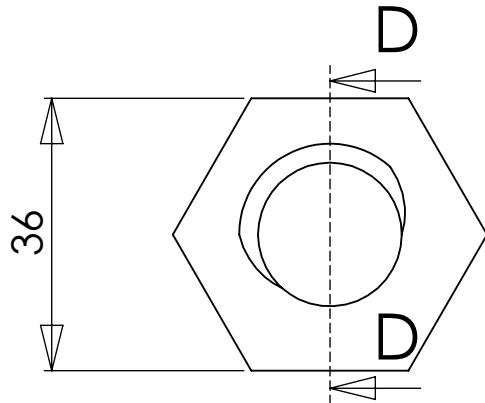


2	Circlip para orificios d=40mm	DIN 472		21
1	sujeción posterior		4.8	20
1	sujeción taladro		4.7	19
1	sujeción anterior		4.6	18
1	husillo		4.5	17
2	guías		4.4	16
1	barra mandrinado		4.3	15
4	tuerca hexagonal M2	ISO 4035		14
2	tornillo M3x8 cabeza hendidura en cruz	ISO 7045		13
4	tornillo M2x12 cabeza hendidura en cruz	ISO 7045		12
2	abrazadera final de carrera		4.2	11
2	tuerca hexagonal M3	ISO 4035		10
1	tuerca para husillo		4.1	9
2	rodamiento lineal de bolas lme-25	ISO 10285		8
2	tornillos M5x10 cabeda hendidura en cruz	ISO 7045		7
1	tornillo M6x16 cabeza avellanada con hen. en cruz	ISO 7046-1		6.
2	tornillos M10x25 cabeza hendidura en cruz	ISO 7045		5
2	tornillos M5x20 cabeza hendidura en cruz	ISO 7045		4
2	rodamiento de bolas contacto radial d=17mm	DIN625 6003		3
2	Circlip para orificios d=35mm	DIN 472		2
2	Circlip para ejes d=17mm	DIN 471		1
CANT.	DENOMINACIÓN	NORMA	Nº PLANO	ELEMENTO

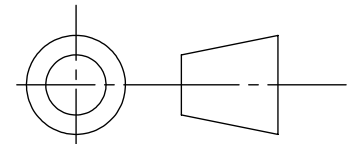
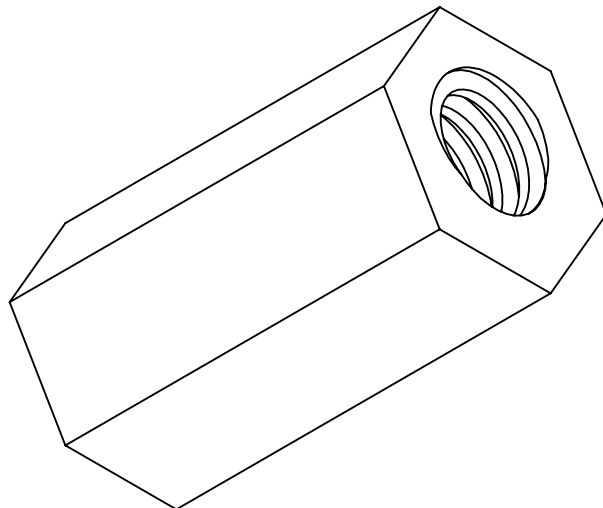
SUBCONJUNTO 2: CUERPO MÁQUINA

Nombre	Fecha	Autor EDGAR		UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA: 1:4	TITULO DEL PLANO SUBCONJUNTO 2: CUERPO MÁQUINA		Nº P. : 4 Nom.Arch:	

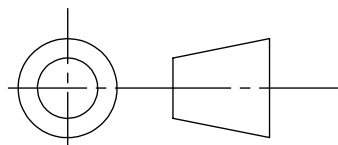
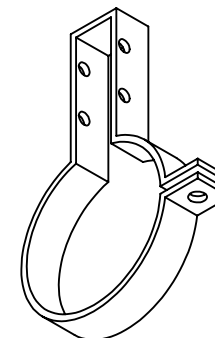
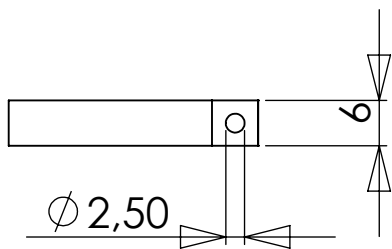
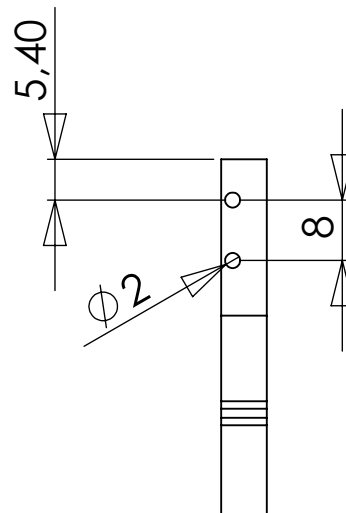
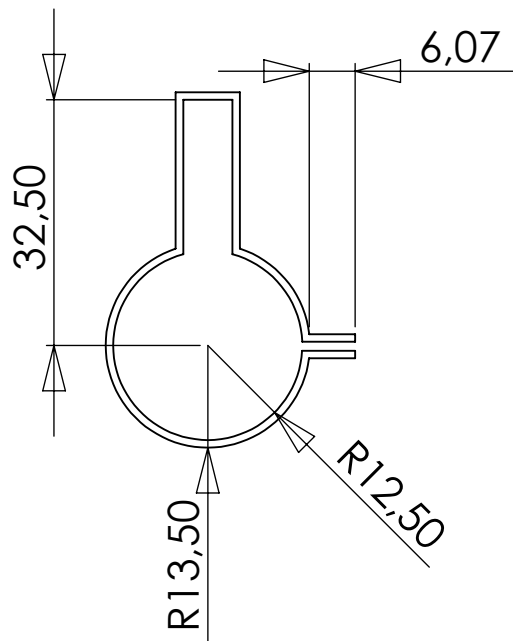
SECCIÓN D-D ESCALA 1 : 1




PASO=5mm



TUERCA PARA HUSILLO				
Nombre	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	TITULO DEL PLANO TUERCA PARA HUSILLO			Nº P. : 4.1 Nom.Arch:
1:1				



ABRAZADERA PARA EL FINAL DE CARRERA

Nombre	Fecha	Autor	
Apellidos		EDGAR	
Id. s. normas		HERNANDEZ CHINEA	
		UNE-EN-DIN	Universidad de La Laguna

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA

ESCALA:

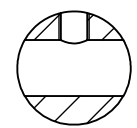
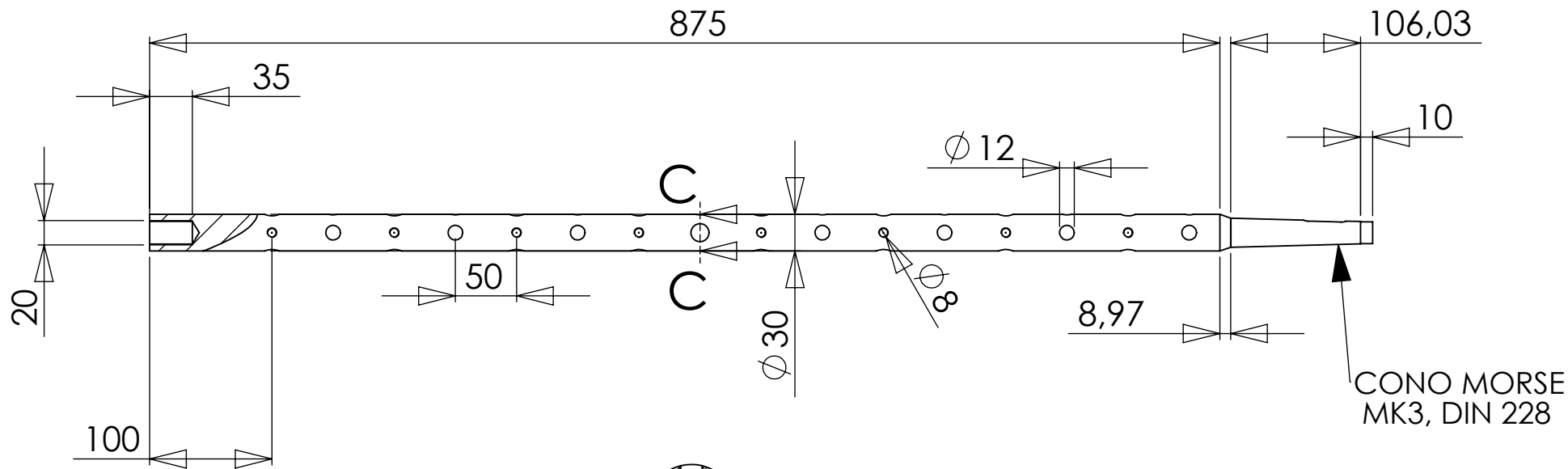
1:1

TITULO DEL PLANO
ABRAZADERA PARA FINAL DE CARRERA

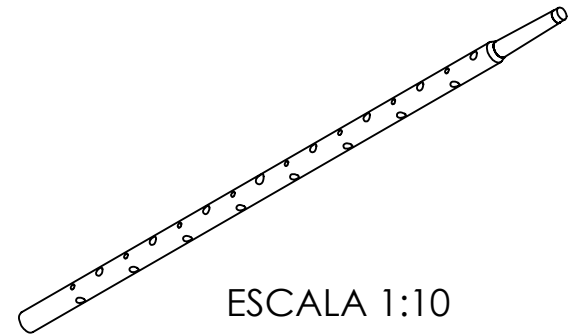
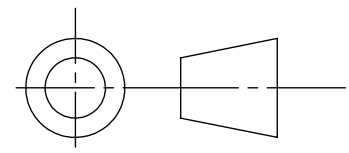
Nº P. :

4.2


Nom.Arch:

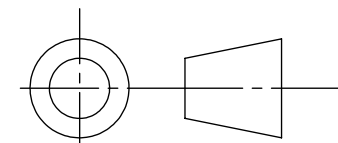
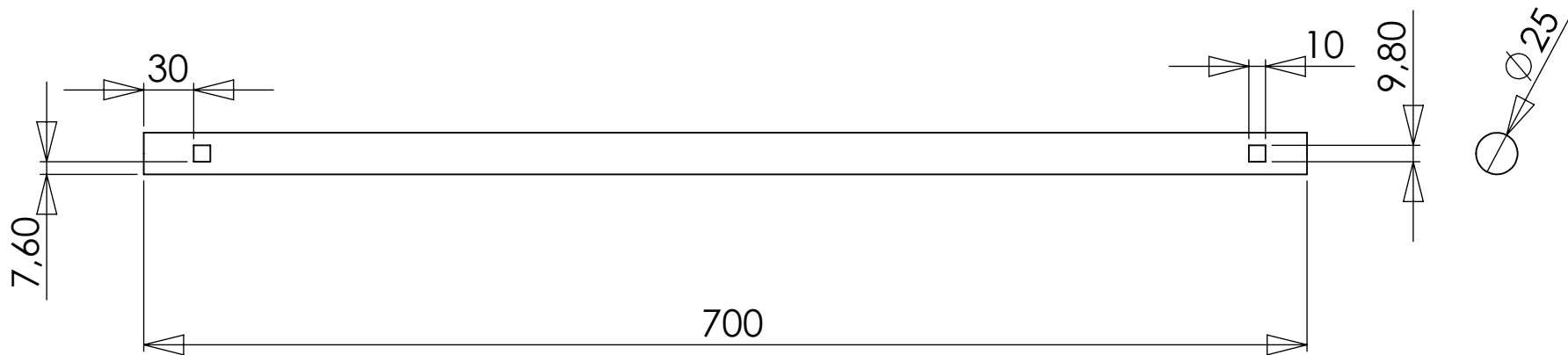



SECCIÓN C-C
ESCALA 1:2

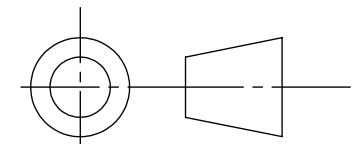
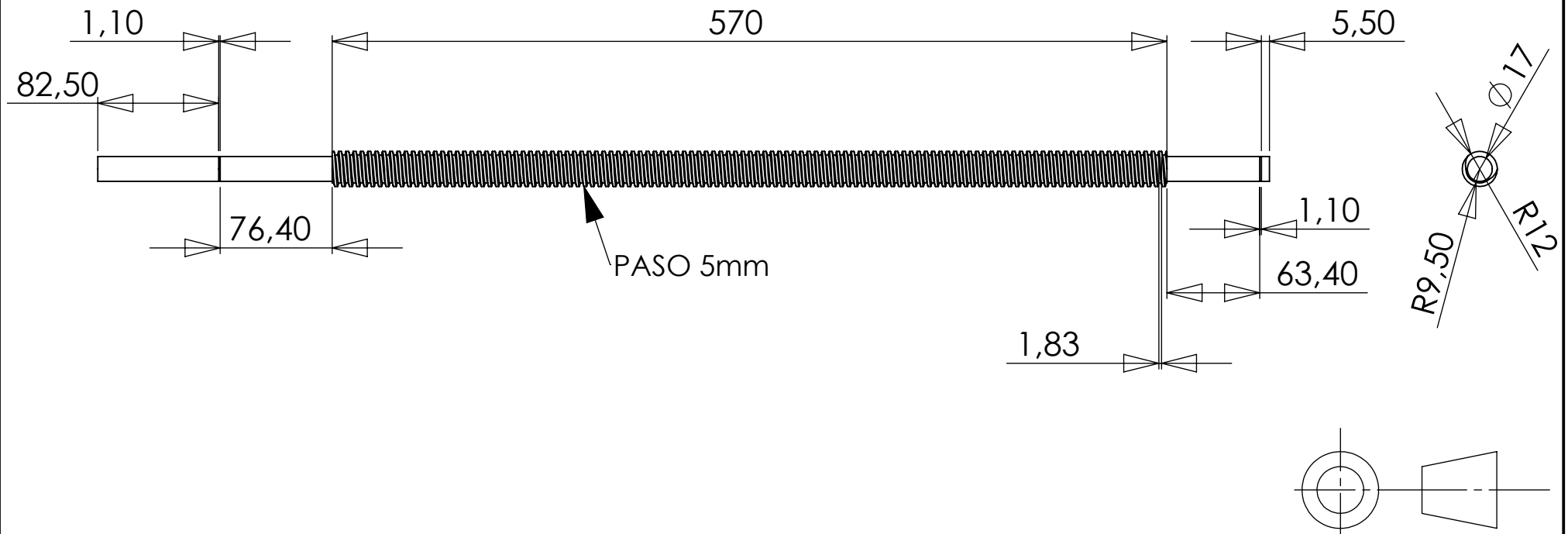



ESCALA 1:10

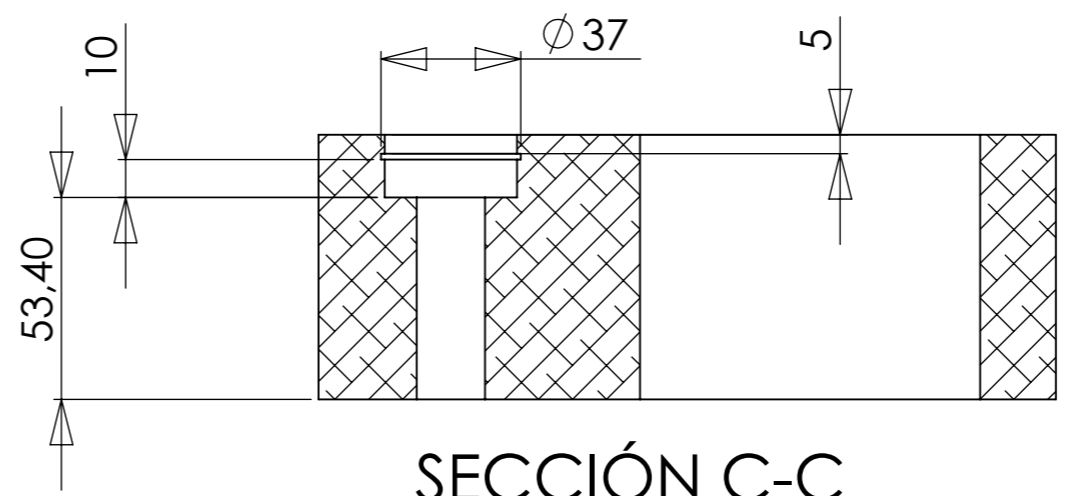
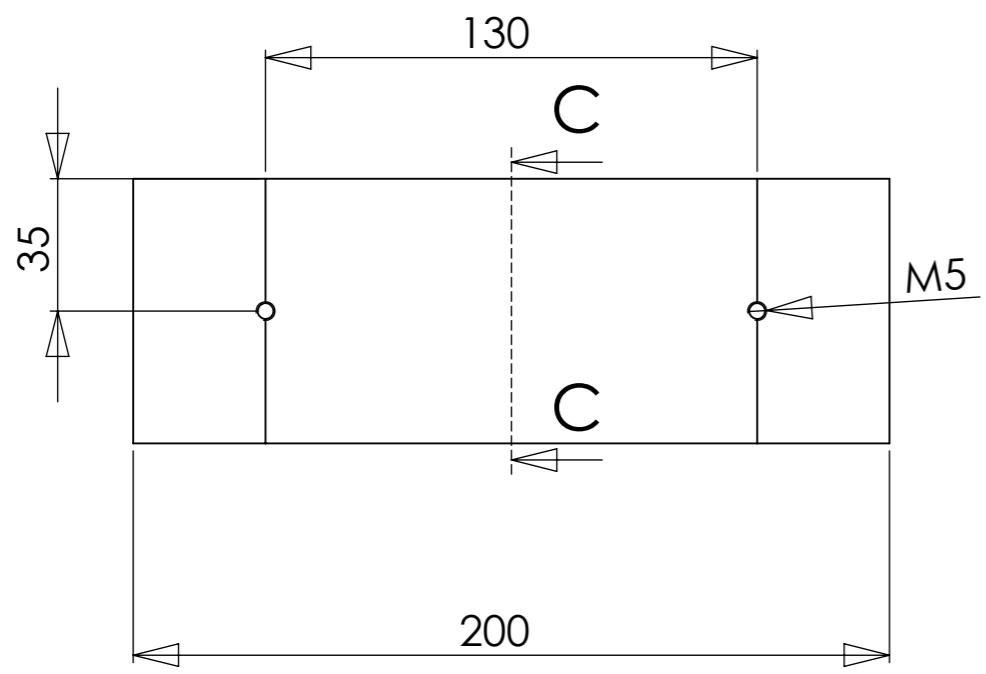
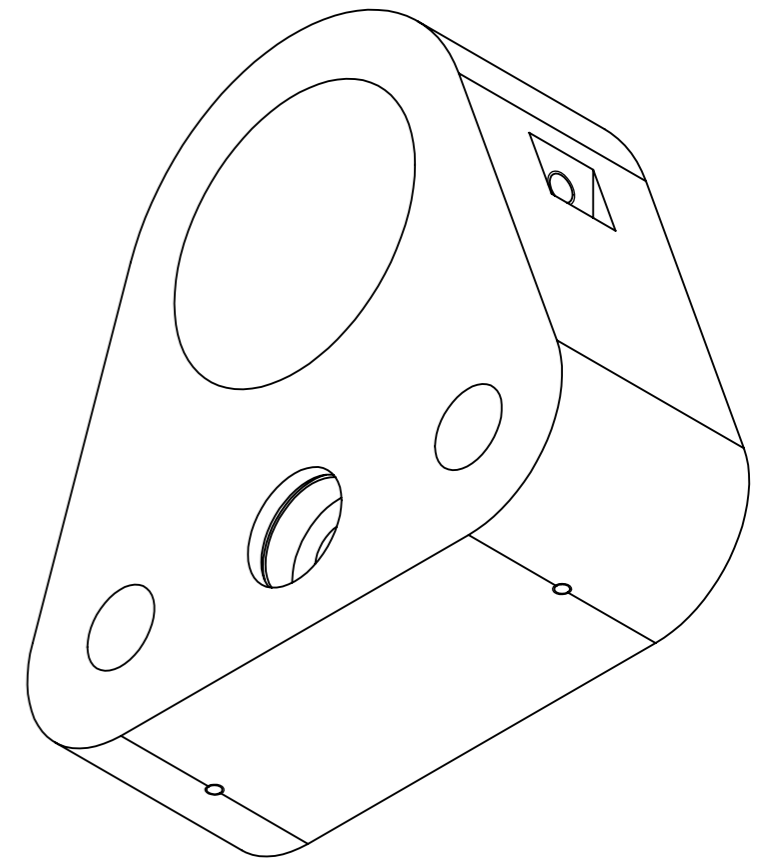
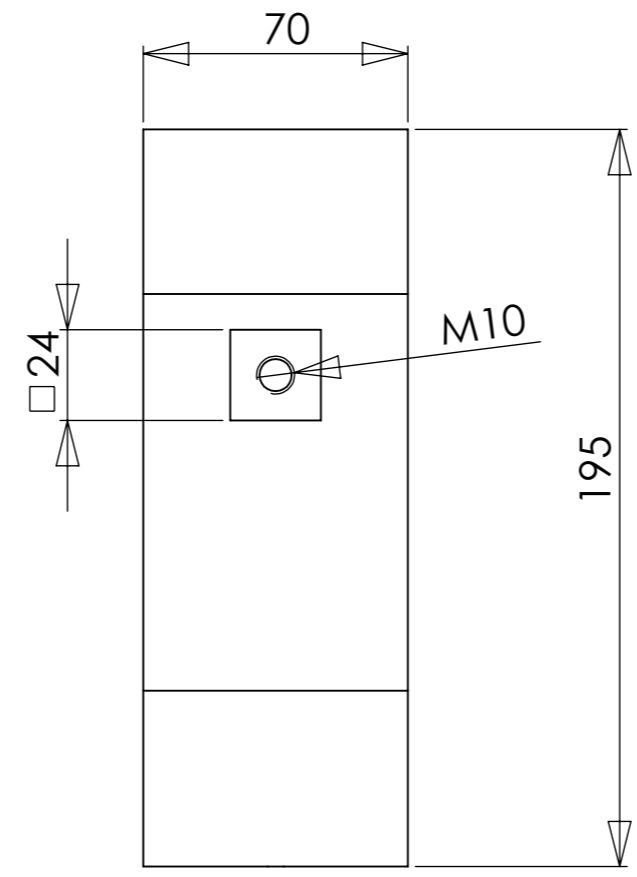
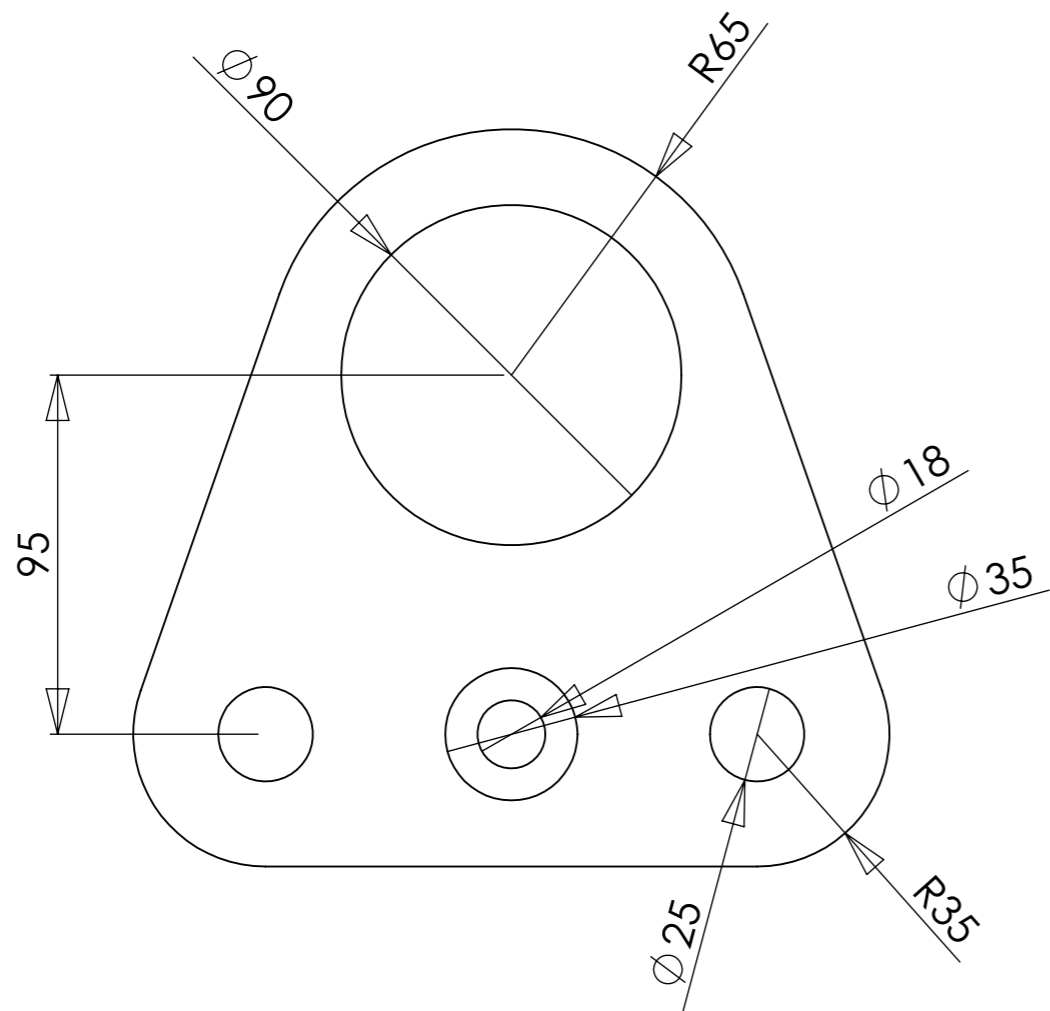
BARRA MANDRINADO CON ACOPLE MORSE			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO BARRA MANDRINADO ACOPLE CONO MORSE MK3 (DIN 228)		Nº P. : 4.3 Nom.Arch:
1:5			



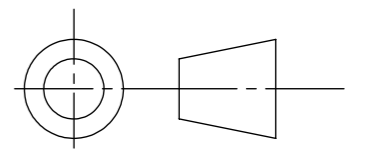
GUÍA			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos		EDGAR	
Id. s. normas	HERNANDEZ CHINEA		
	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
1:4	GUÍA		4.4
			Nom.Arch:




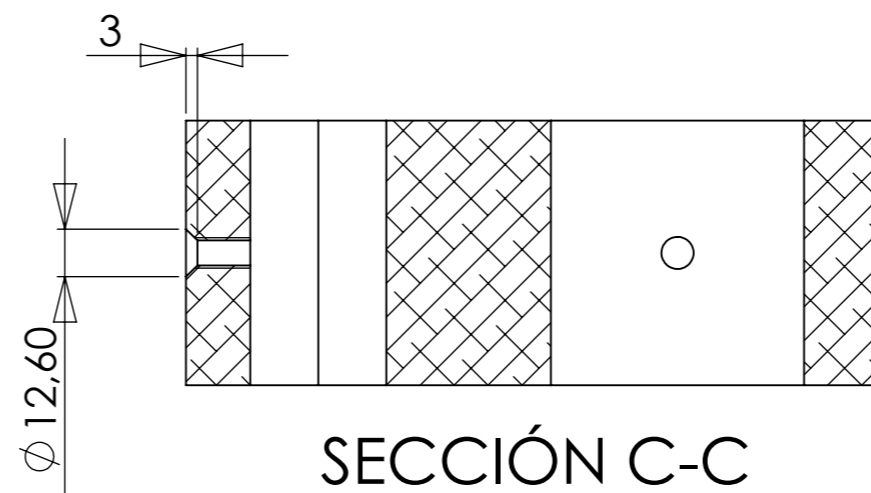
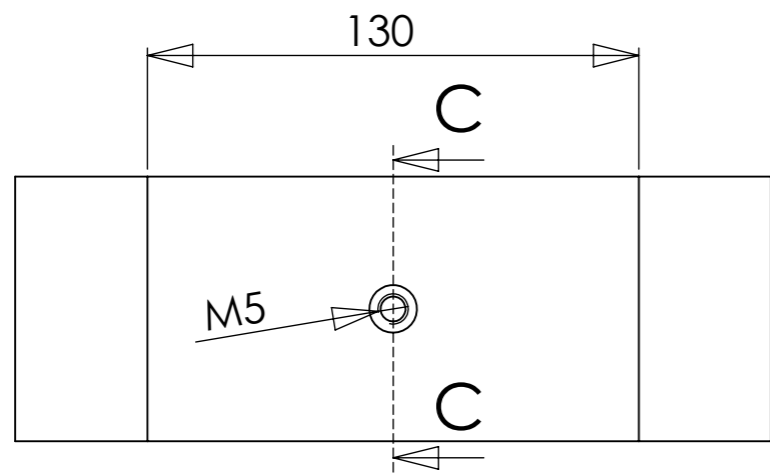
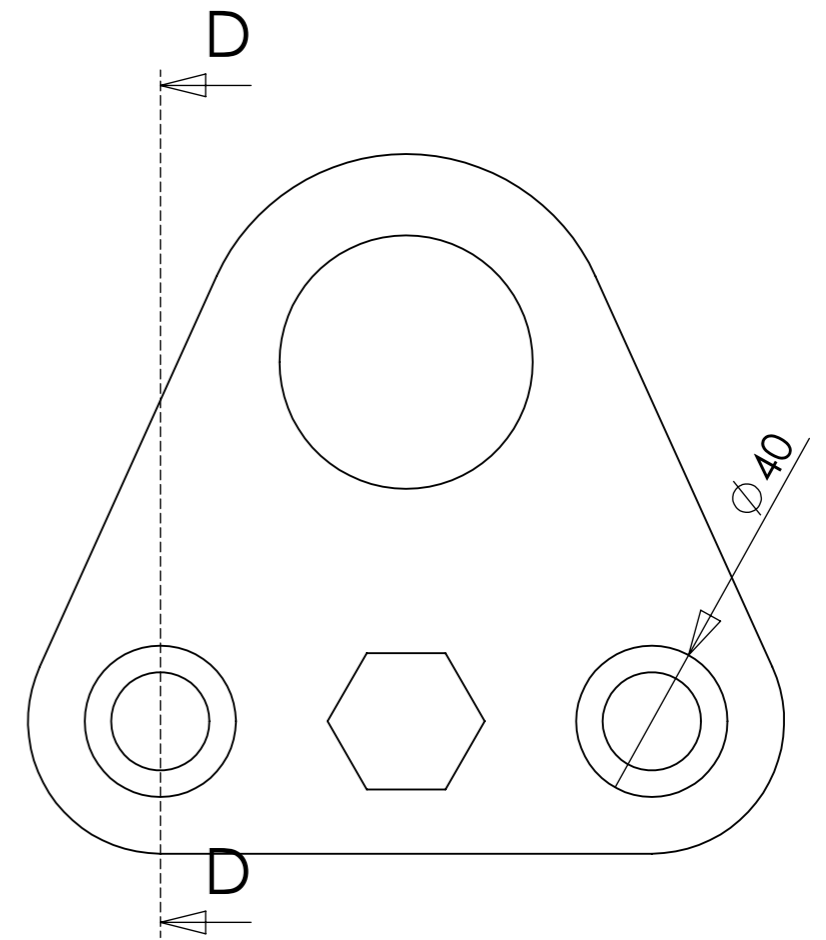
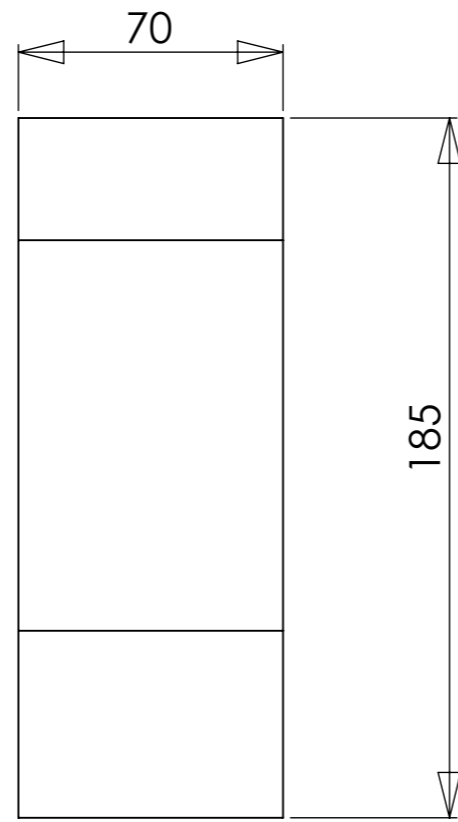
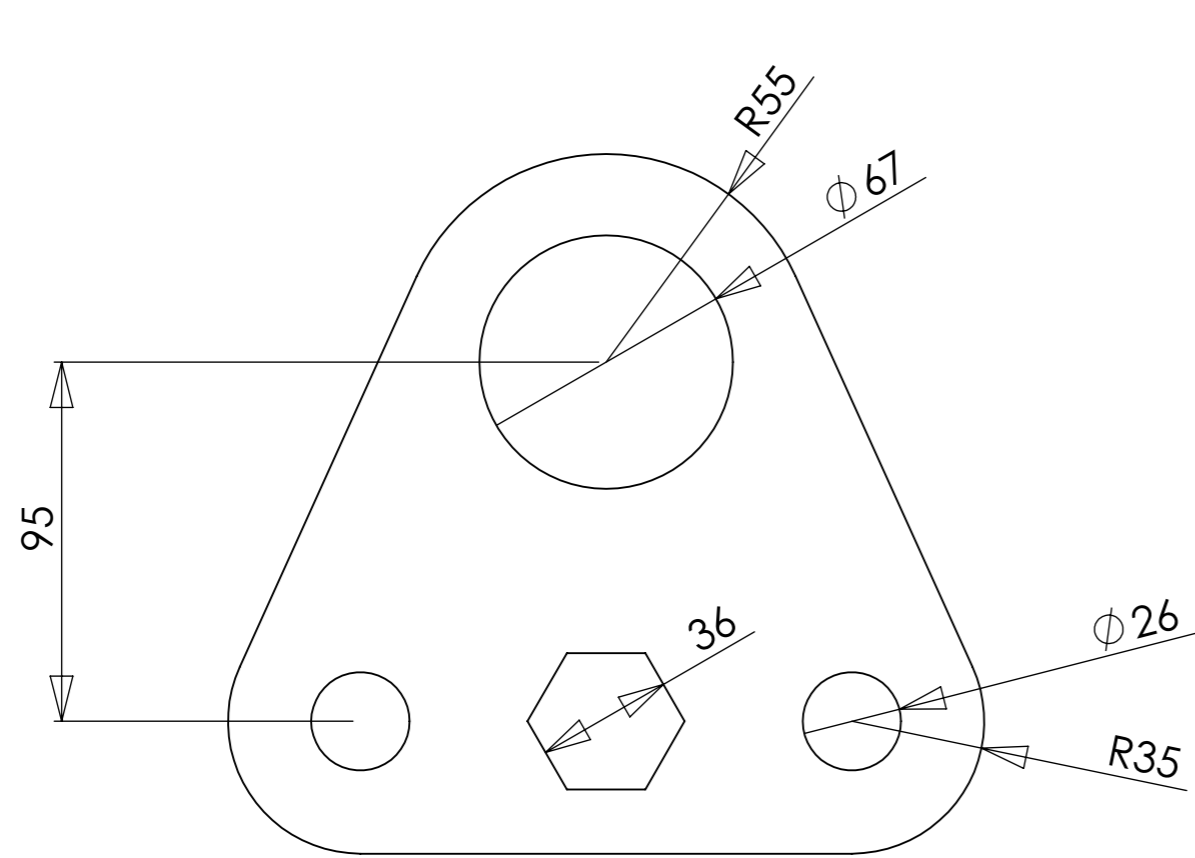
HUSILLO			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
1:4	HUSILLO		4.5
			Nom.Arch:



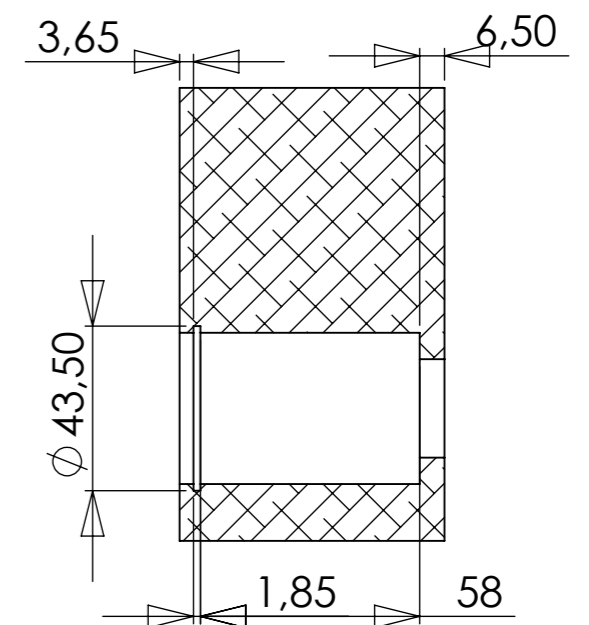
SECCIÓN C-C



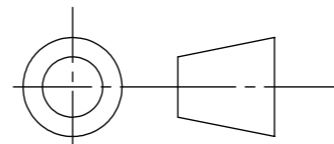
SUJECION ANTERIOR			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. : 4.6
1:2	SUJECION ANTERIOR		Nom.Arch:




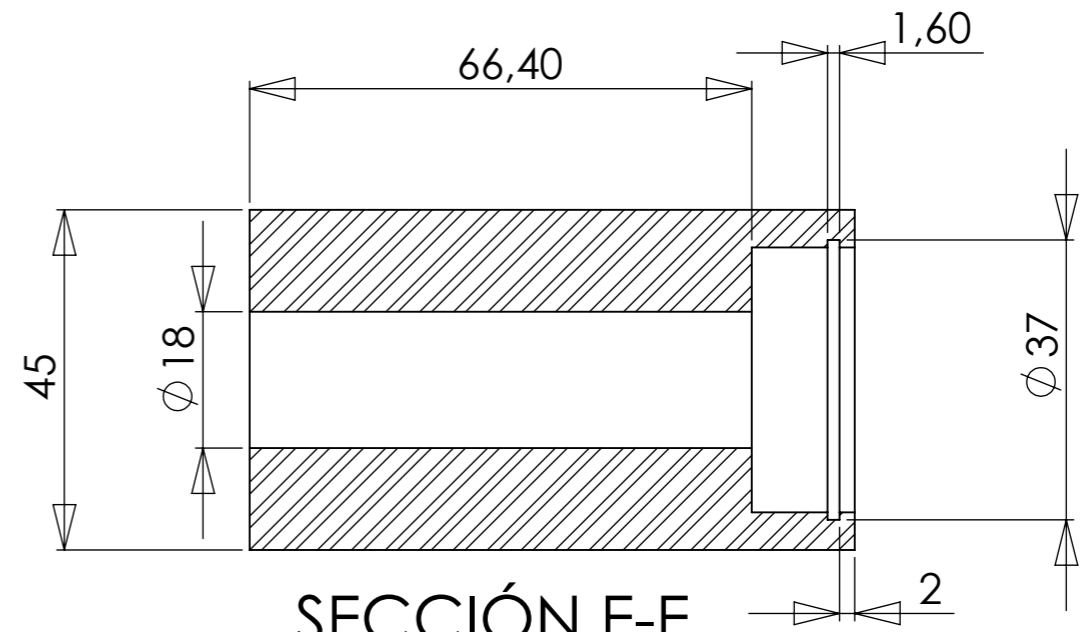
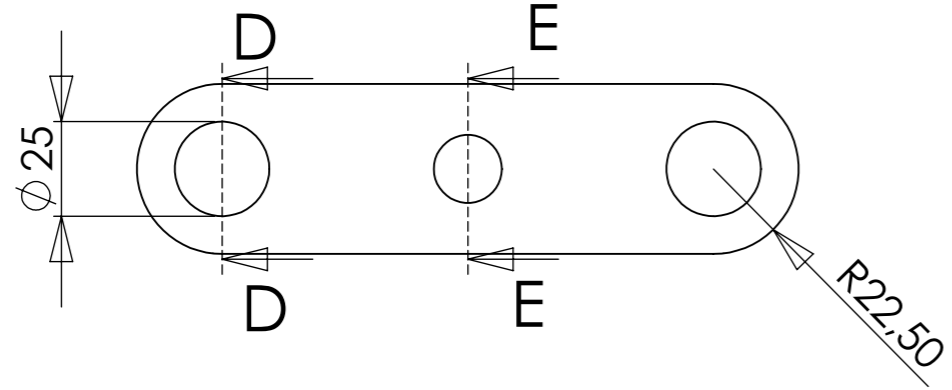
SECCIÓN C-C



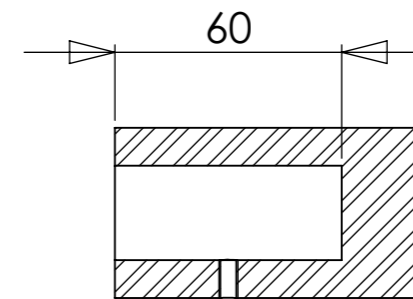
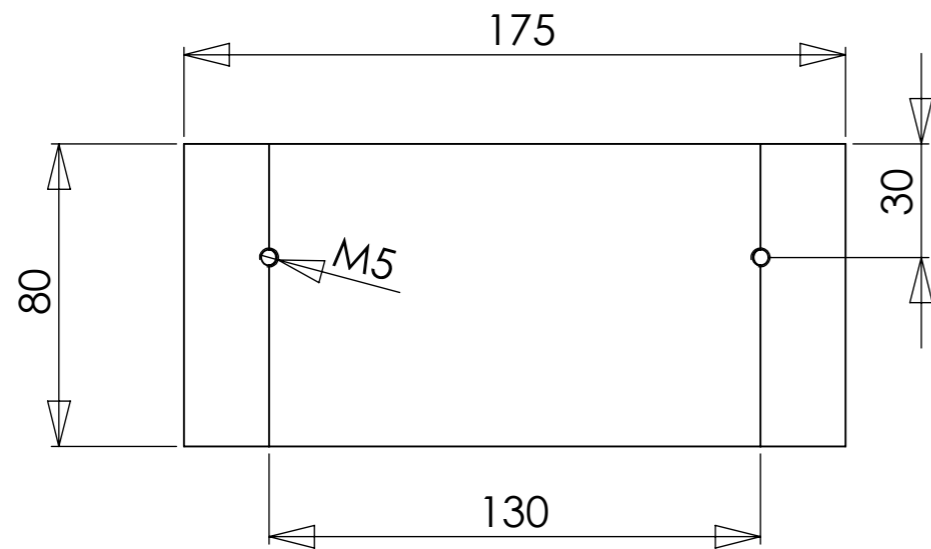
SECCIÓN D-D



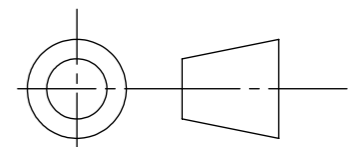
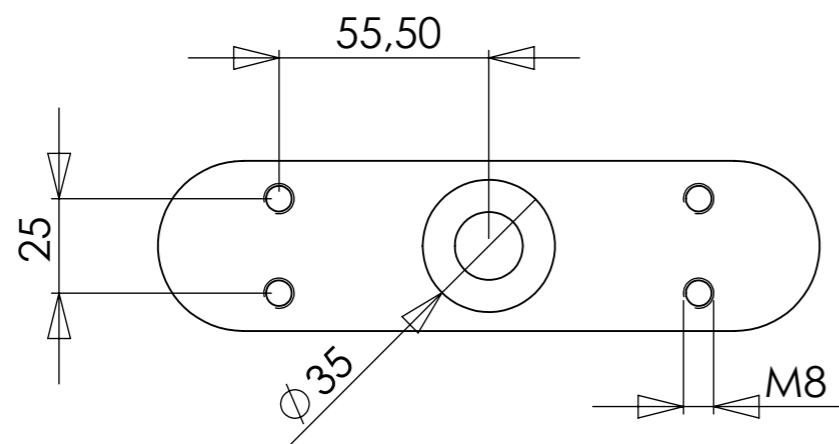
SUJECION TALADRO			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos		EDGAR	
Id. s. normas		HERNANDEZ CHINEA	
		UNE-EN-DIN	
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
1:2	SUJECION TALADRO		4.7
			Nom.Arch:



SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 1

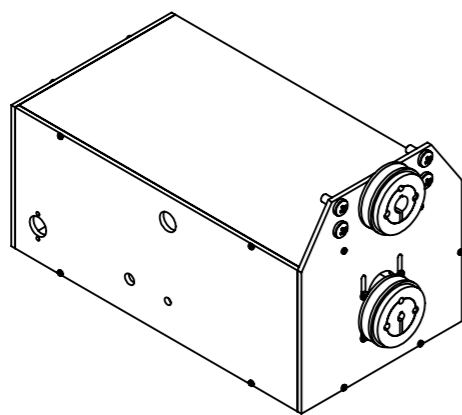
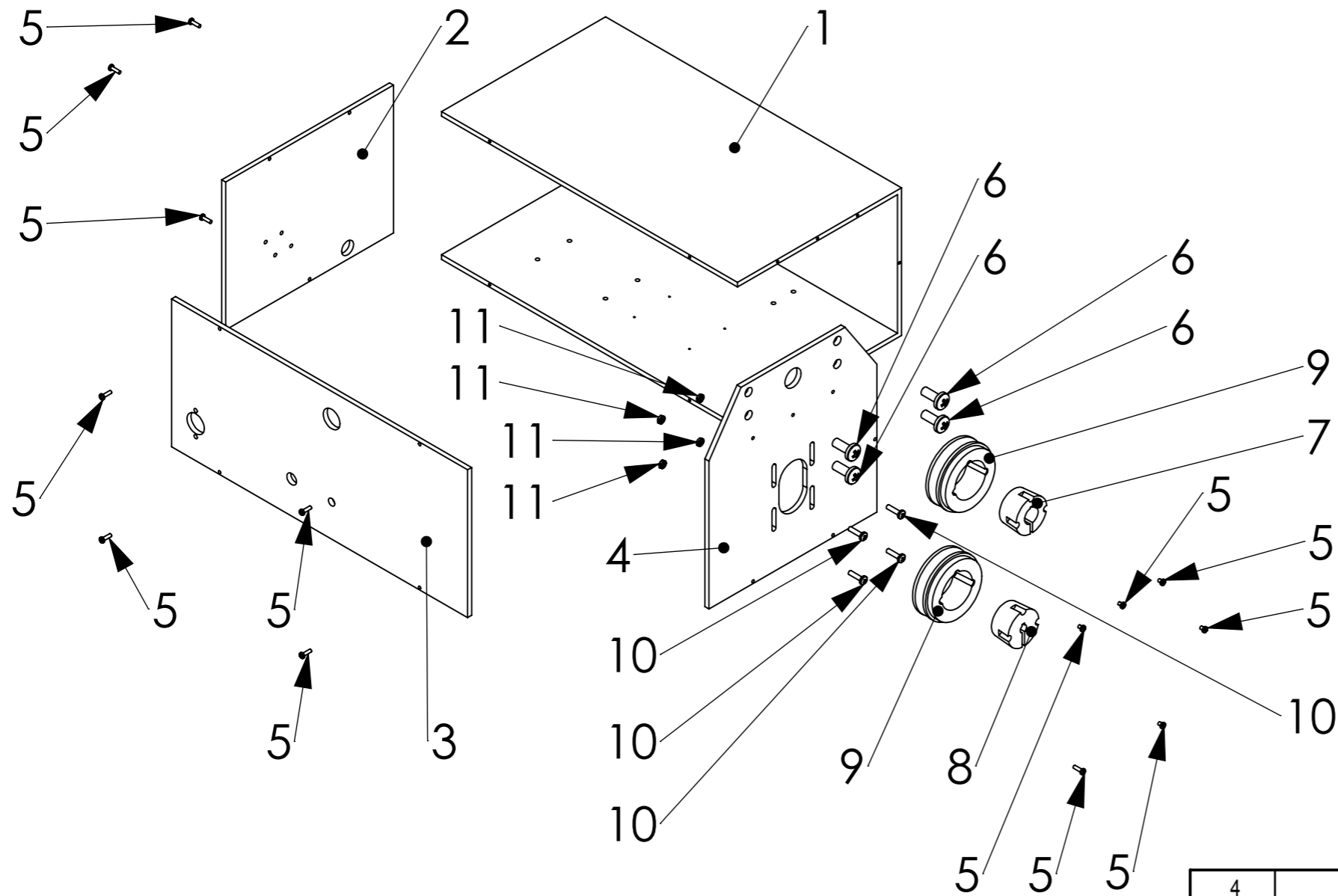


SECCIÓN D-D



SUJECION POSTERIOR			
Nombre	Fecha	Autor EDGAR	 Universidad de La Laguna
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:2	TITULO DEL PLANO SUJECION POSTERIOR		Nº P. : 4.8 Nom.Arch:

UNIVERSIDAD DE LA
LAGUNA

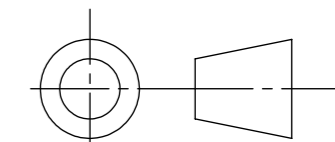
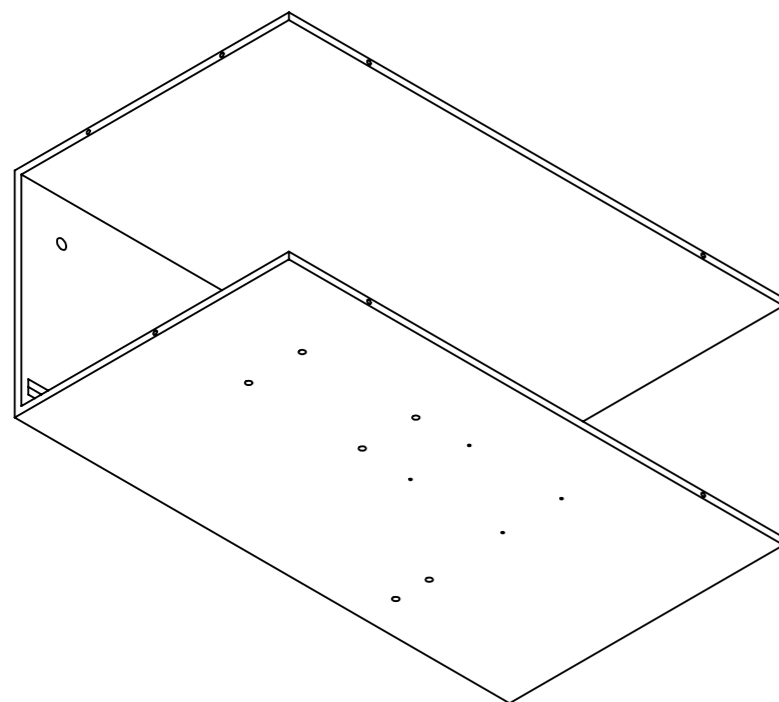
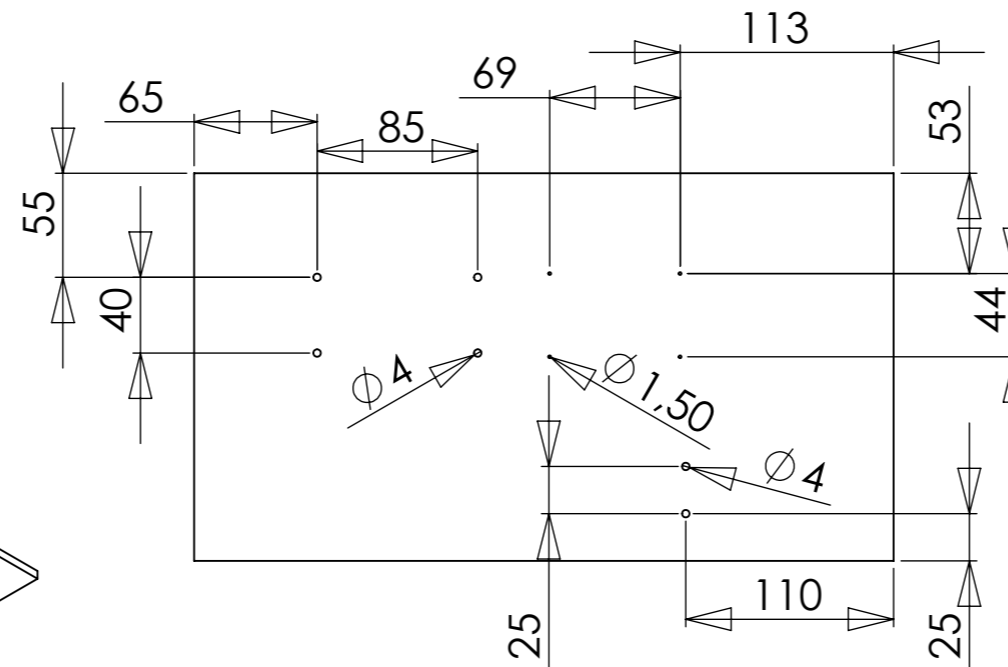
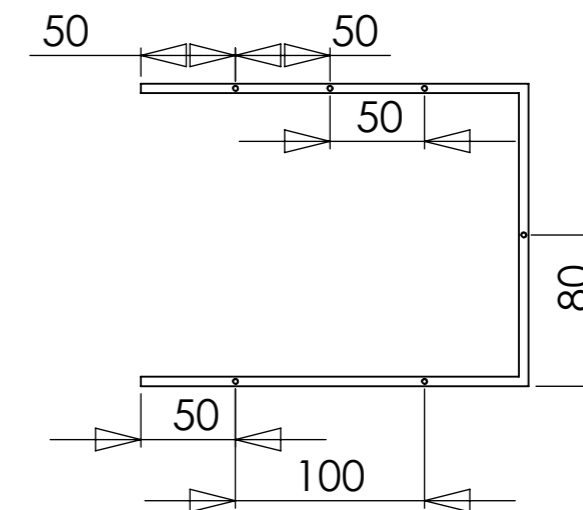
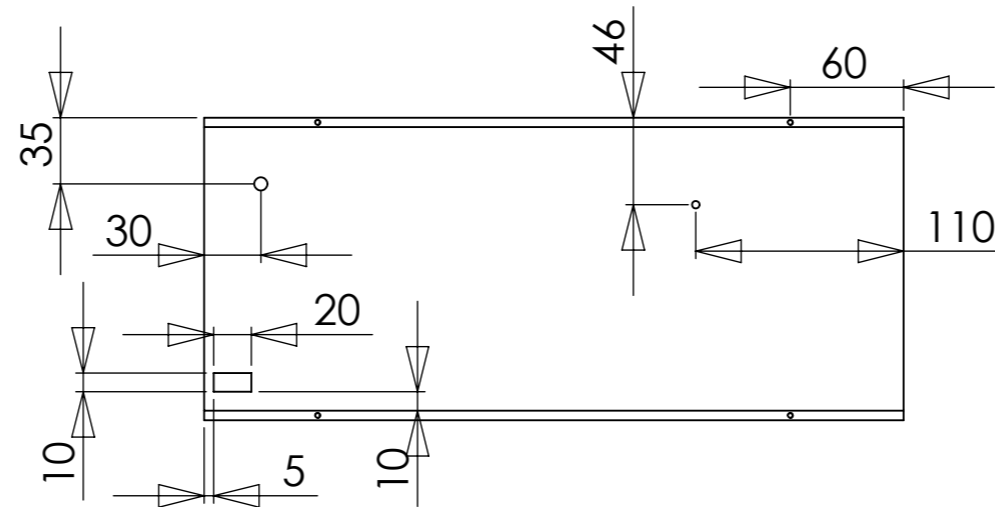
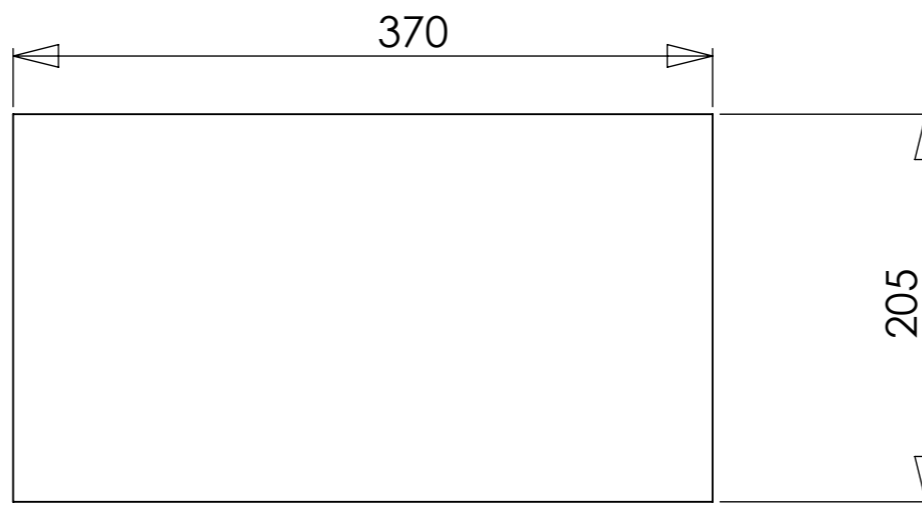
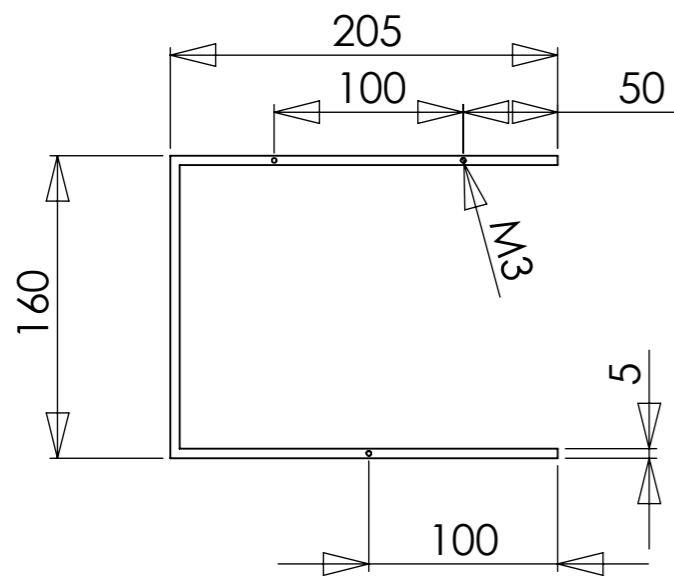


ESCALA 1:7

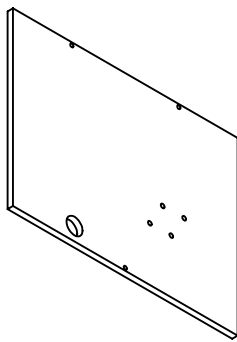
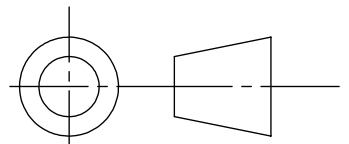
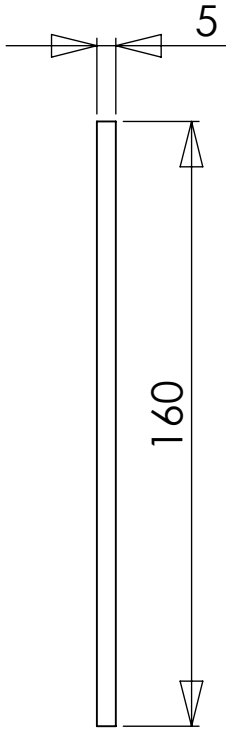
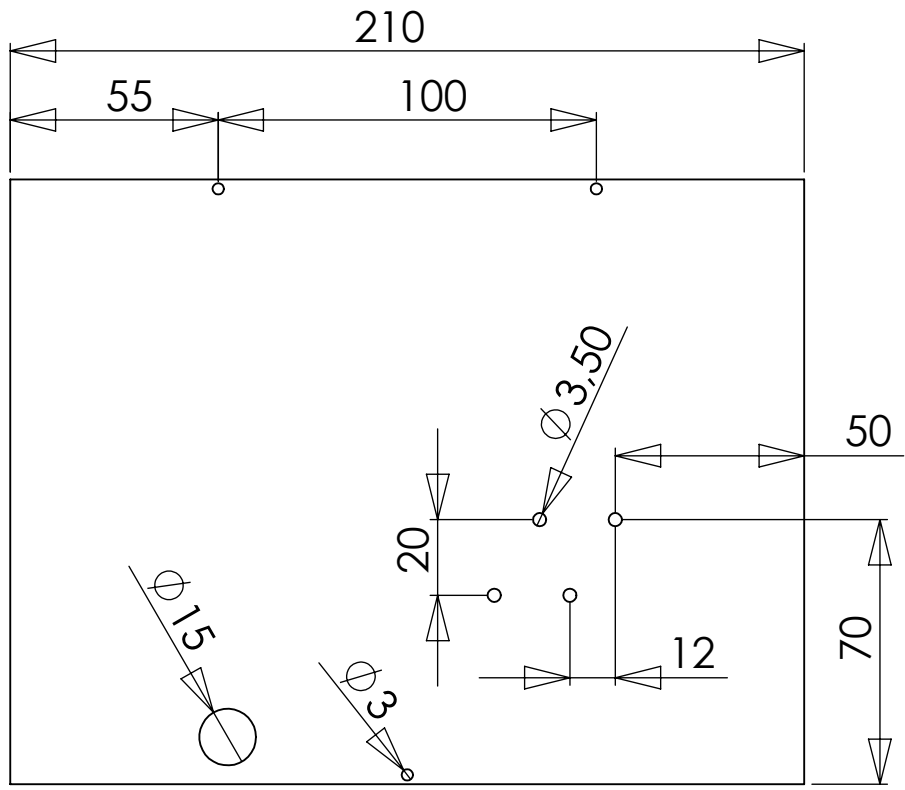
4	Tuercas M4	ISO 4035		11
4	Tornillos M4x16	ISO 7045		10
2	Polea para taper y correa V fina	1108		9
1	Taper para polea eje 8mm	1108-8		8
1	Taper para polea eje 17mm	1108-17		7
4	Tornillo M8x20	ISO 7045		6
12	Tornillo M3x10	ISO 7045		5
1	Parte derecha caja		5.4	4
1	Frontal caja		5.3	3
1	Parte izq. caja		5.2.	2
1	Cuerpo caja		5.1.	1
CANT.	DENOMINACIÓN	NORMA	Nº PLANO	ELEMENTO


SUBCONJUNTO CAJA COMP. LEC.

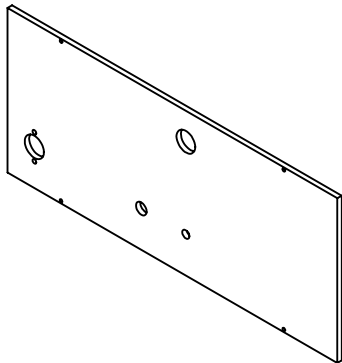
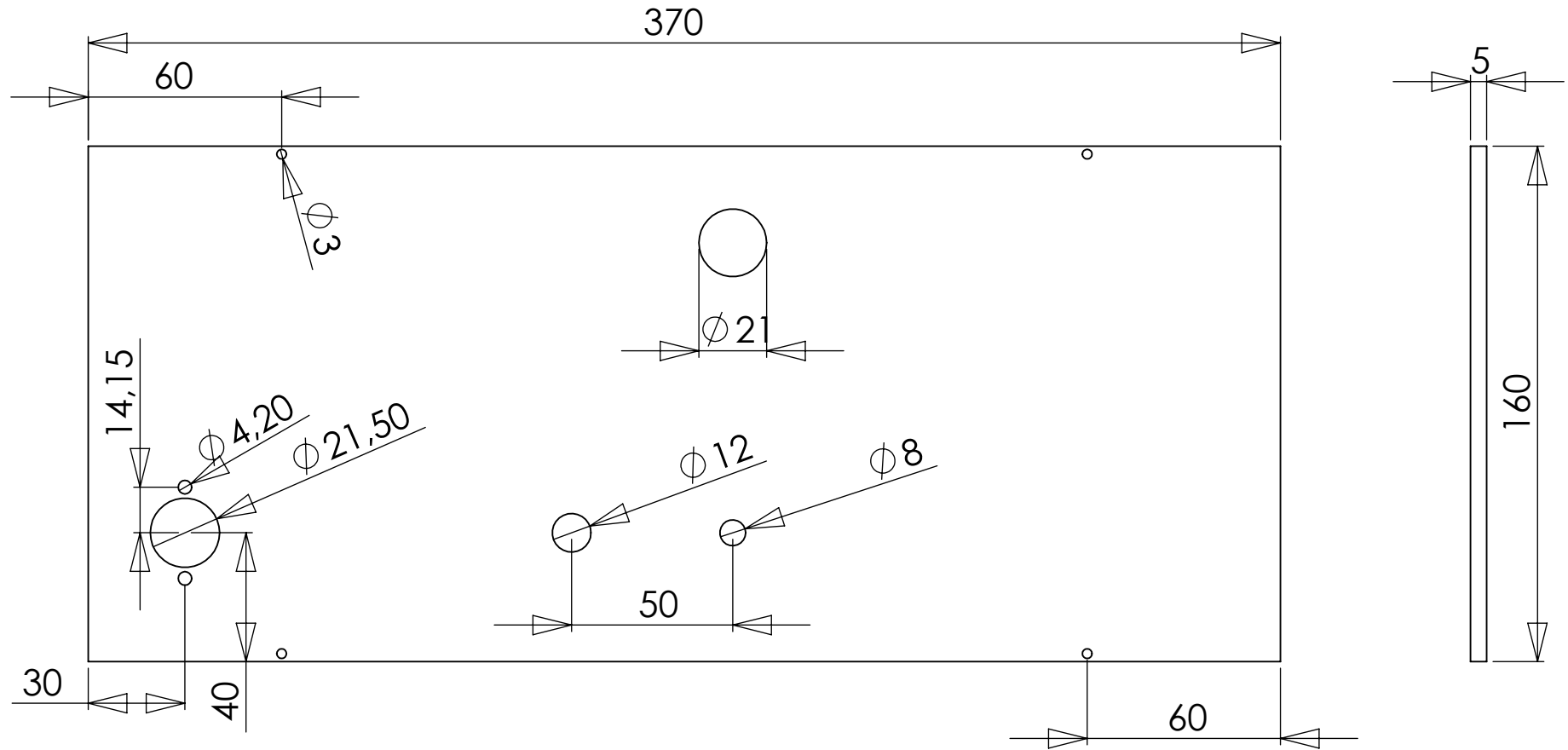
Nombre	Fecha	Autor EDGAR		UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	TITULO DEL PLANO SUBCONJUNTO CAJA COMPONENTES ELÉCTRICOS		Nº P. : 5 Nom.Arch:	
1:5				




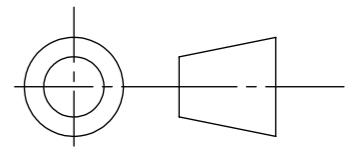
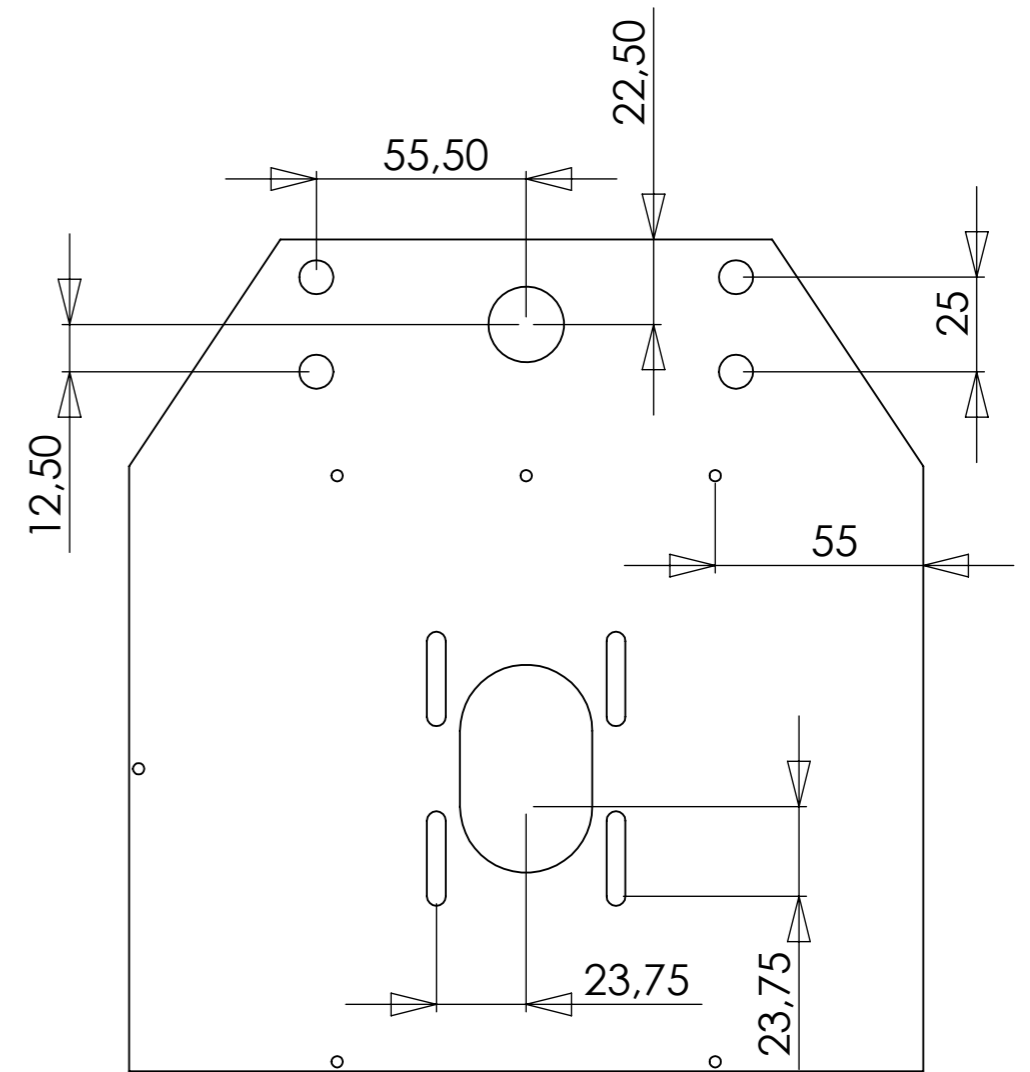
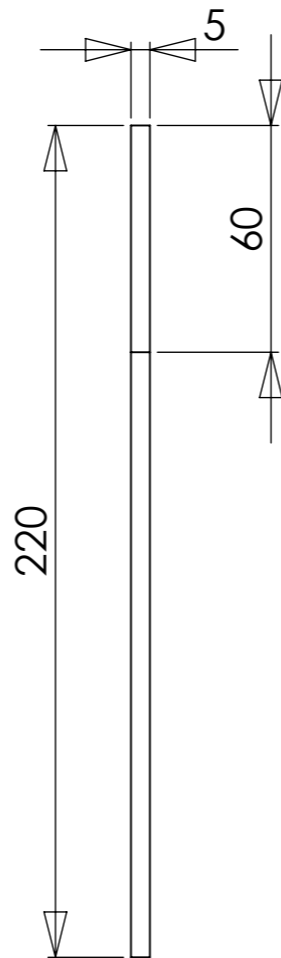
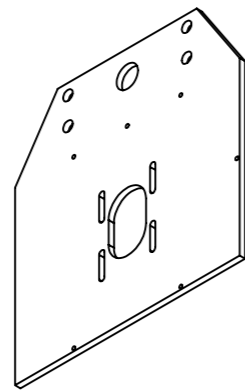
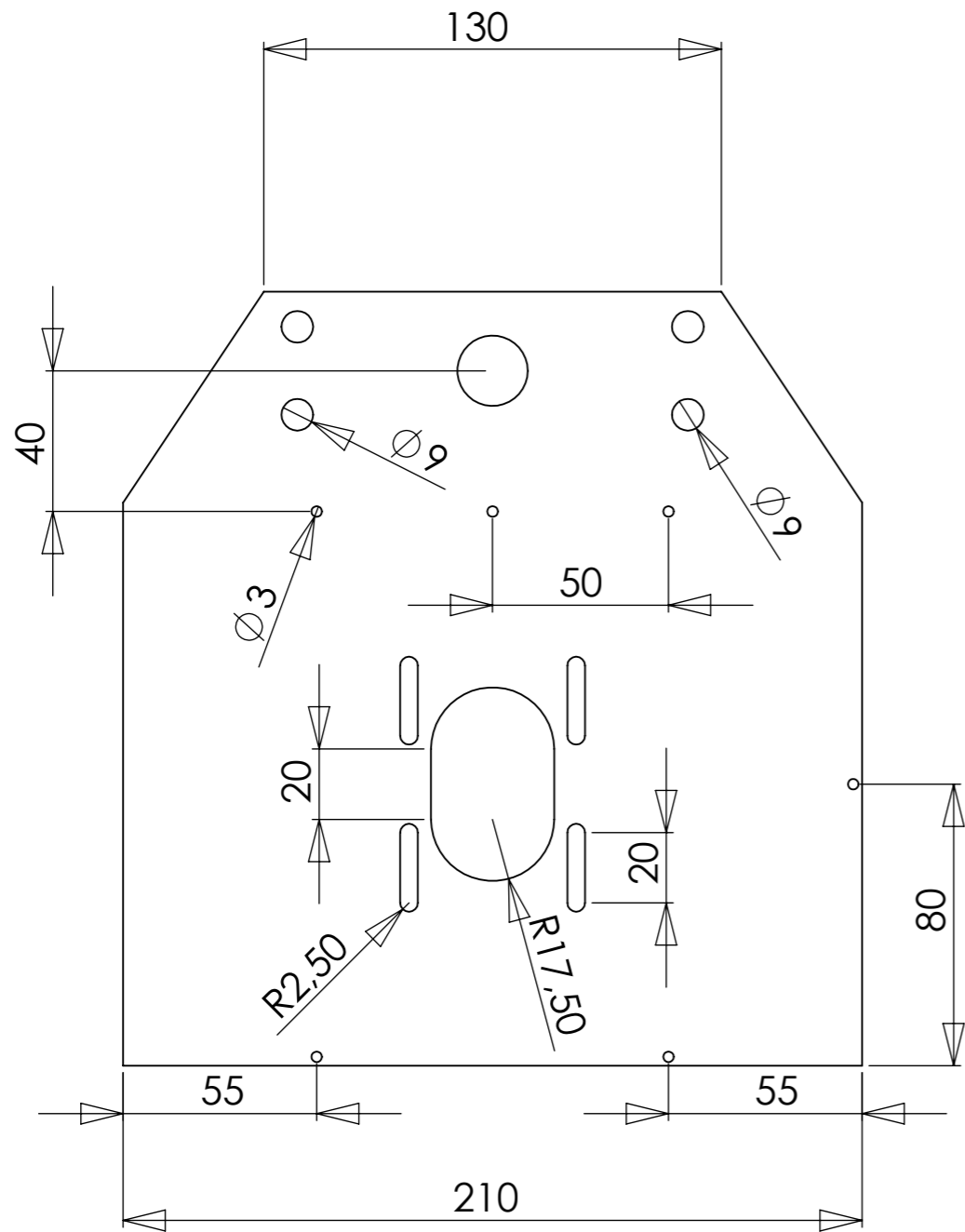
CUERPO CAJA			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos		EDGAR	
Id. s. normas		HERNANDEZ CHINEA	
		UNE-EN-DIN	
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
1:4	CUERPO CAJA		5.1
			Nom.Arch:



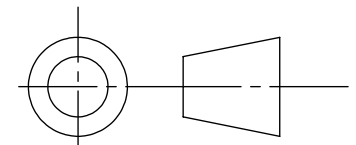
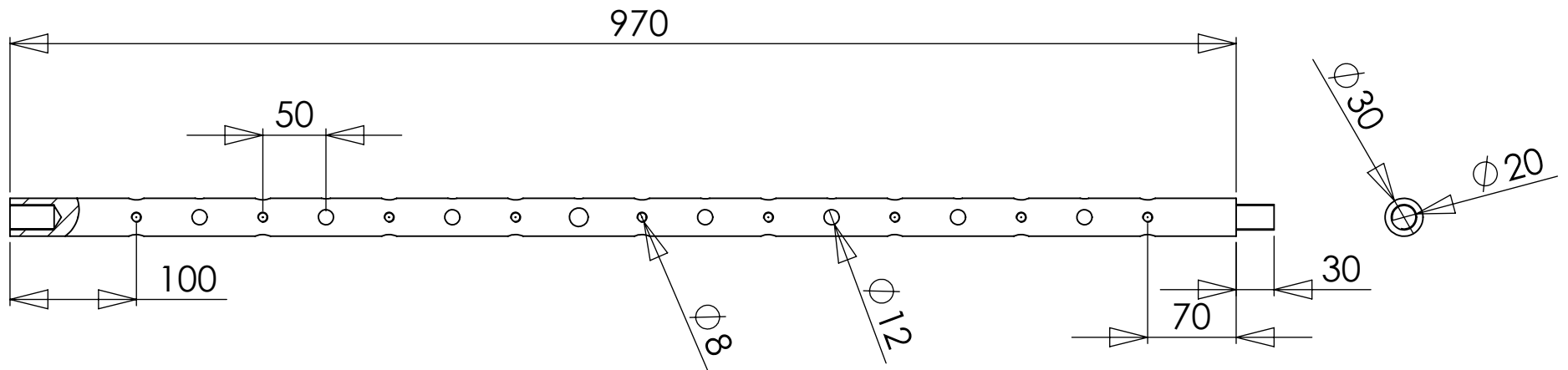
PARTE IZQUIERDA CAJA			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO PARTE IZQUIERDA CAJA		Nº P. : 5.2 Nom.Arch:
1:2			




FRONTAL CAJA			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos		EDGAR	
Id. s. normas	HERNANDEZ CHINEA		
	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
1:2	FRONTAL CAJA		5.3
			Nom.Arch:



PARTE DERECHA CAJA			
Nombre	Fecha	Autor	 UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos		EDGAR	
Id. s. normas		HERNANDEZ CHINEA	
		UNE-EN-DIN	
ESCALA:	TITULO DEL PLANO		Nº P. :
1:2	PARTE DERECHA CAJA		5.4
			Nom.Arch:



ACOPLE BARRA MANDRINADO

Nombre	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna
Apellidos		EDGAR	
Id. s. normas	HERNANDEZ CHINEA		
	UNE-EN-DIN		

**UNIVERSIDAD DE LA
LAGUNA**

ESCALA:

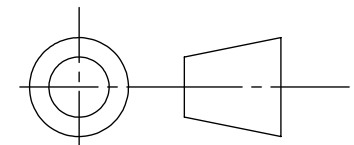
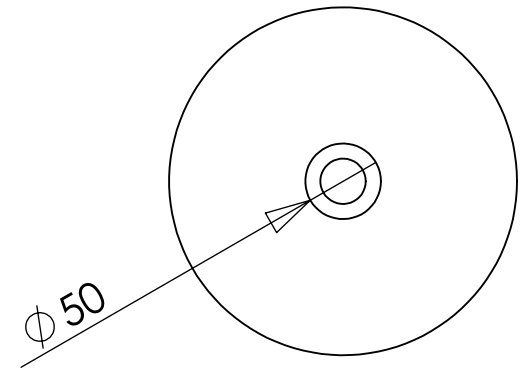
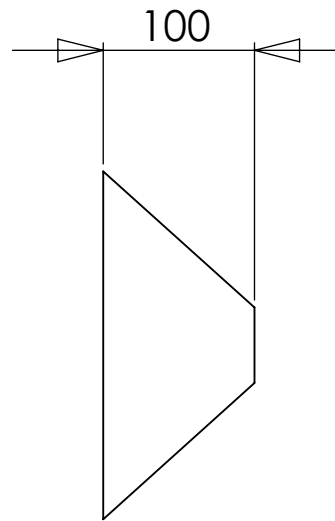
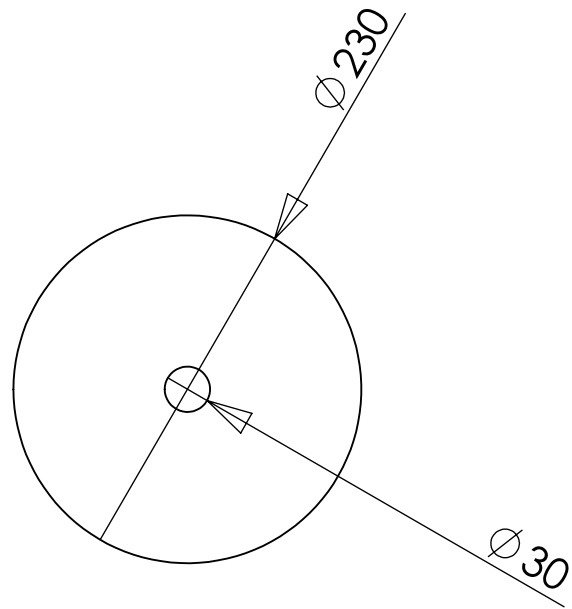
1:5


TITULO DEL PLANO
ACOPLE BARRA MANDRINADO

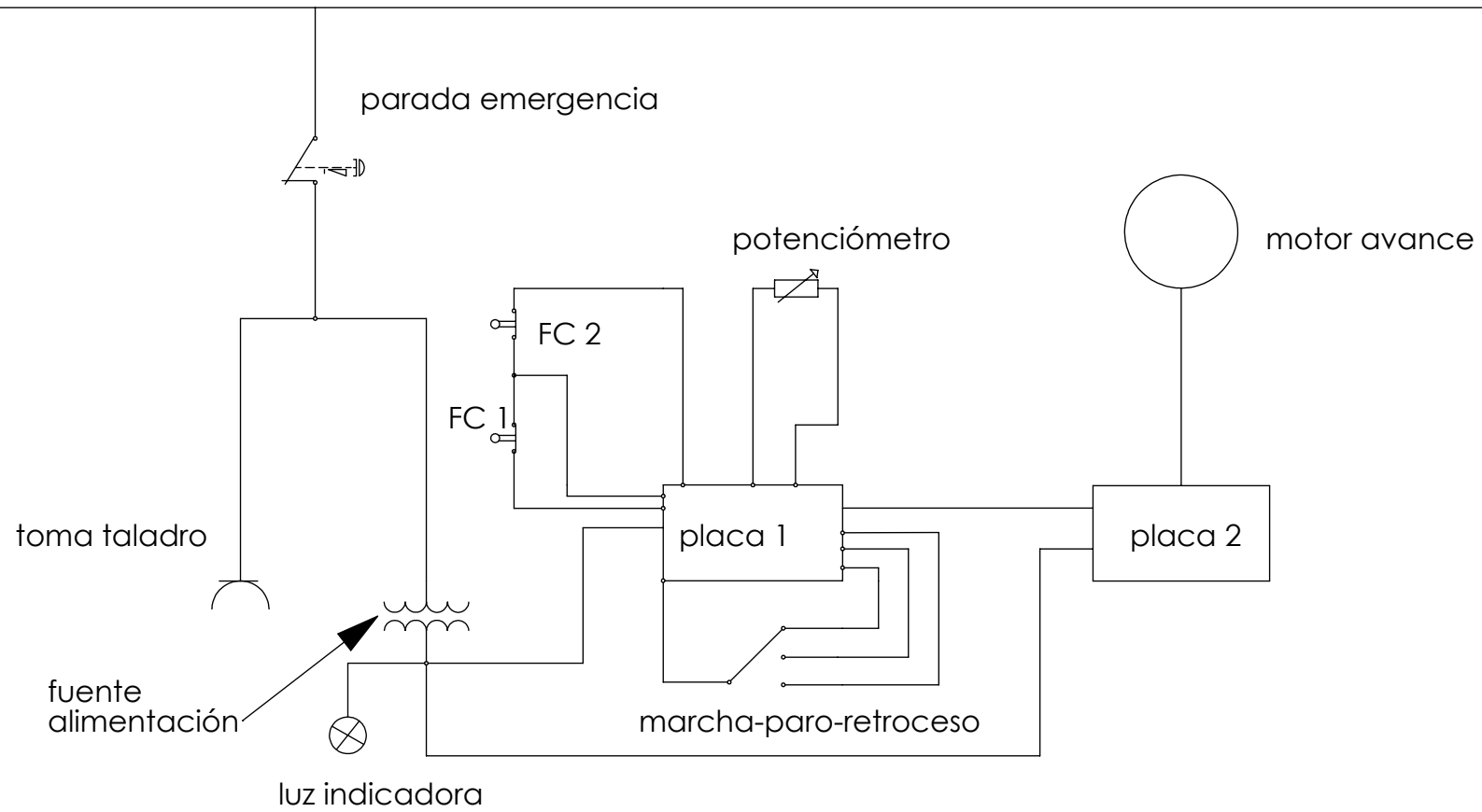
Nº P. :


6

Nom.Arch:



CONO DE CENTRADO				
Nombre	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	TITULO DEL PLANO CONO CENTRADO			Nº P. : 6 Nom.Arch:
1:5				



ESQUEMA UNIFILAR				
Nombre	Fecha	Autor		UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
Apellidos	HERNANDEZ CHINEA			
Id. s. normas	UNE-EN-DIN			
ESCALA:	TITULO DEL PLANO ESQUEMA UNIFILAR			Nº P. : 8 Nom.Arch:
N				



PLIEGO DE CONDICIONES



Edgar Hernández Chinaa



1.1 ÍNDICE DEL PLIEGO DE CONDICIONES

5.1 Índice del pliego de condiciones: pág.106

5.2 Especificaciones de materiales y elementos constitutivos del objeto del proyecto:
pág.107



5.2 ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL OBJETO DEL PROYECTO

MATERIALES:

Las galletas correspondientes al apartado de sujeción y descritas en el plano 3.3 estarán fabricadas en fundición gris debido a su gran resistencia y su soldabilidad elevada.

Las bridas que se unirán a estas galletas estarán fabricadas en aluminio 6063 debido a su gran relación peso-resistencia.

Las sujeciones anterior, de taladro y posterior también serán fabricadas en aluminio 6063 para evitar que el cuerpo de la máquina tenga una masa demasiado elevada.

En cuanto a las guías, se fabricarán en acero inoxidable. Se ha escogido este material debido a que, junto con la barra de mandrinado, serán las piezas de la máquina que mayor requerimiento físico tendrán.

En cuanto a la barra de mandrinado, se ha escogido acero inoxidable ya que presenta buenas propiedades resistentes frente a esfuerzos de torsión.

La tuerca del husillo se fabricará en bronce y el husillo en acero.

En cuanto a la caja, se fabricará íntegramente en aluminio ya que reduce el peso total considerablemente.

En cuanto a los tornillos y tuercas, se plantea el uso de calidad 8.8. Sin embargo, se podría plantear el uso de calidad 6.8 debido a que con esta calidad seguirían cumpliendo frente a los esfuerzos a los que se ven sometidos.

Para el cableado se utilizará cobre.

Las poleas serán de acero y las abrazaderas de aluminio.

Todos los componentes eléctricos deberán soportar una intensidad de 8ª ya que la que circulará será de 6.5A.

FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES:

Las sujeciones anterior, posterior y de taladro, se fabricarán por método de fresado para garantizar una precisión correcta. Las sujeciones anterior y de taladro se realizarán partiendo de una pieza cilíndrica de aluminio y la posterior de una pieza rectangular.

En cuanto a las piezas que componen la caja, para el cuerpo bastará con una máquina plegadora y para obtener las formas finales no será necesario fresado sino que se podrá hacer uso de cualquier herramienta de corte. Los orificios se podrán realizar con herramientas de taladrado manual siempre y cuando se logren las medidas especificadas en los planos.

En cuanto a las bridas y galletas, se mecanizarán por torneado.



MEDICIONES Y PRESUPUESTO



Edgar Hernández Chinaa



6.1 ÍNDICE DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO

5.1 Índice de mediciones y presupuesto: pág. 1010

5.2 Desarrollo de las mediciones y presupuesto: pág.113



6.2 DESARROLLO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO

- **Partida 1.01:** componentes eléctricos (ud.)

	número	medición	precio/ud	precio neto	IGIC	precio total
botón de parada de emergencia	1	1	4,5	4,5	0,36	4,86
botón marcha/para/retroceso	1	1	3,25	3,25	0,26	3,51
potenciómetro	1	1	5,5	5,5	0,44	5,94
luz indicadora LED	1	1	2,99	2,99	0,2392	3,2292
fuelle de alimentación	1	1	34,95	34,95	2,796	37,746
placa controladora mach 3	2	2	12,6	25,2	2,016	27,216
taladro bosch GBM 32-4	1	1	595	595	41,65	636,65
regleta para cableado eléctrico	2	2	0,99	0,99	0,0792	1,0692
servomotor de avance	1	1	216	216	17,28	233,28
enchufe	1	1	2,75	2,75	0,22	2,97
final de carrera	2	2	3,65	7,3	0,584	7,884

Total partida 1.01 → 964.354 euros

- **Partida 1.02:** cableado eléctrico (m)

	sección	longitud	medición	precio/m	precio total	IGIC	precio total
parafinado	0,6mm ²	5	5	0,17	0,85	0,068	0,918
cable	1mm ²	10	10	0,42	4,2	0,336	4,536

Total partida 1.02 → 5.454 euros

- **Partida 1.03:** costos de material y mecanizado

	unidades	peso	precio/kg	material	mecanizado	medición	IGIC	precio total
sujeción anterior	1	4	1,6	6,4	90	96,4	7,712	104,112
sujeción posterior	1	0,503	1,6	0,8048	75	75,8048	6,064384	81,869184
sujeción taladro	1	3,71	1,6	5,936	90	95,936	7,67488	103,61088
brida anterior	1	0,919	1,6	1,4704	70	71,4704	5,717632	77,188032
guías	2	0,343	1,6	1,0976	10	11,0976	0,887808	11,985408
galleta de fundición	2	2,95	13,6	80,24	50	130,24	10,4192	140,6592
caja de componentes eléctricos	1	1,75	1,6	2,8	65	67,8	5,424	73,224
brida posterior	1	0,583	1,6	0,9328	65	65,9328	5,274624	71,207424
abrazadera FC	2	0,078	1,6	0,2496	15	15,2496	1,219968	16,469568
Barra mandrinado	2	0.621	5.6	6.9552	50	56.9552	4.556	61.5116

Precio total partida 1.03 → 741.8373 euros

● **Partida 1.04:** componentes mecánicos

		unidades	medición	precio/ud	PRECIO NETO	IGIC	precio total
tornillos		4	4	0,046	0,184	0,01472	0,19872
	M2	14	14	0,064	0,896	0,07168	0,96768
	M3	4	4	0,098	0,392	0,03136	0,42336
	M4	4	4	0,14	0,56	0,0448	0,6048
	M5	1	1	0,159	0,159	0,01272	0,17172
	M6	4	4	0,268	1,072	0,08576	1,15776
	M8	10	10	0,37	3,7	0,296	3,996
	M10						
rodamientos de contacto radial		2	2	2,15	4,3	0,344	4,644
	6003	3	2	5,73	11,46	0,9168	12,3768
	6306						
rodamientos lineales de bolas		2	2	7	14	1,12	15,12
	lme-25						
ciclips interior		3	3	4,91	14,73	1,1784	15,9084
	D=72mm	2	2	2,8	5,6	0,448	6,048
	D=40mm	2	2	3,02	6,04	0,4832	6,5232
	D=35mm						
circlips exteriores		2	2	2,8	5,6	0,448	6,048
	D=17mm						
tuercas		4	4	0,032	0,128	0,01024	0,13824
	M2	2	2	0,1	0,2	0,016	0,216
	M3	4	4	0,16	0,64	0,0512	0,6912
	M4						
		1	1	51,87	51,87	4,1496	56,0196
husillo		1	1	14,16	14,16	1,1328	15,2928
tuerca husillo		2	2	17,13	34,26	2,7408	37,0008
polea taper							
taper		1	1	6,63	6,63	0,5304	7,1604
	17mm	1	1	6,63	6,63	0,5304	7,1604
	8mm						
correa	70mm	1	1	16,52	16,52	1,3216	17,8416

Precio total partida 1.04 → 215.7095 euros

PRESUPUESTO

Proyecto: diseño de una mandrinadora portátil

Presupuestos parciales:

<i>Partida 1.01</i> → componentes eléctricos.....	964.65 Euros
<i>Partida 1.02</i> → cableado eléctrico.....	5.454 Euros
<i>Partida 1.03</i> → materiales y mecanizado.....	741.877 Euros
<i>Partida 1.04</i> → componentes mecánicos.....	215.7095 Euros
	<hr style="width: 20%; margin-left: auto; margin-right: 0;"/> 1927.6516 Euros

Presupuesto de ejecución material:

- Gastos generales (17%PEM): 327.7 Euros
- Pruebas de calidad (1%PEM): 19.27 Euros
- Beneficio industrial (10%PEM): 192.76Euros

(IGIC incluido en los precios de partida)

TOTAL: 2467.38 Euros