



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

COMPROBADORA DE TAPAS DE CILINDRO.

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: David Jesús Encinoso Hernández

Tutor: Dr. Ing. Carmelo Militello Militello.

La Laguna, Marzo de 2017

Capítulo 1: Memoria

	pág.
1.0 Abstract.....	1
1.1 Objeto.....	2
1.2 Alcance.....	2
1.3 Antecedentes.....	3
1.4 Normas y referencias.....	5
1.4.1 Normas de obligado cumplimiento.....	5
1.5 Requisitos de diseño.....	9
1.5.1 Seguridad.....	9
1.5.2 Vibración.....	9
1.5.3 Durabilidad.....	10
1.5.4 Operación	10
1.6 Análisis de soluciones.....	10
1.7 Conclusión.....	14
1.7.1 Mesa giratoria.....	14
1.7.2 Soporte móvil.....	15
1.7.3 Motor y transmisión	17
1.7.4 Carro lineal.....	19
1.7.5 Estructura fija.....	21
1.7.6 Cilindro hidráulico.....	23
1.7.7 Tanque agua.....	24
1.8 Bibliografía.....	25

Capítulo 2: Anexos

Anexo 1: Cálculos

	pág.
1. Cargas.....	1
1.1 Culata.....	1
1.2 Presión de trabajo.....	1
2. Materiales.....	2

3. Coeficientes de seguridad.....	3
4. Dimensionado mesa giratoria.....	3
4.1 Barras longitudinales.....	4
4.2 Soporte inferior.....	7
4.3 Soporte superior.....	9
4.4 Tornillos apriete.....	11
4.5 Placas laterales.....	13
5. Dimensionado soporte móvil.....	15
5.1 Eje.....	16
5.2 Tornillos de torsión.....	20
5.3 Rodamientos	21
5.4 Estructura móvil.....	23
5.5 Piñón – cadena.....	27
5.6 Acoplamiento rueda dentada eje.....	30
6. Carro lineal.....	30
7. Unión soldada placa de acero con perfil de estructura móvil.....	33
8. Estructura fija.....	35
9. Circuito hidráulico.....	39
10. Tanque agua.....	42
11. Resistencias eléctricas y Aislamiento térmico tanque de agua.....	48

Anexo 2: Catálogos

pág.

1. Cadena.....	1
2. Piñón.....	3
3. Carro lineal.....	6
4. Cilindro hidráulico.....	15
5. Bomba hidráulica.....	29
6. Luminaria.....	36

Capítulo 3: Planos

	pág.
1. Ensamblaje máquina.....	1
2. Mesa giratoria.....	2
2.1 Placa soporte.....	3
2.2 Barras longitudinales soporte.....	4
2.3 Soporte inferior.....	5
2.4 Tornillos sujeción.....	6
2.5 Eje soporte.....	7
2.6 Soporte superior.....	8
2.7 Arandela soldada sujeción barras.....	9
2.8 Ensamblaje arandela placa soporte.....	10
3. Ensamblaje soporte móvil con mesa giratoria.....	11
3.1 Ensamblaje de soporte móvil	12
3.2 Estructura soporte móvil	13
3.3 Piñón cadena.....	14
3.4 Placa cerramiento izquierda y derecha.....	15
3.5 Contrapeso del motor eléctrico y soporte de la lámpara...	16
3.6 Soporte superior del cilindro, soporte del rodamiento y chaveta.....	17
3.7 Ensamblaje placas cerramiento con soporte rodamientos...	18
4. Ensamblaje de estructura fija.....	19
4.1 Ensamblaje de estructura fija con soporte móvil.....	20
4.2 Estructura fija.....	21
4.3 Soporte inferior cilindro.....	22
4.4 Acople superior cilindro y arandela eje.....	23
4.5 Eje superior e inferior de cilindro y pasador 2.....	24
4.6 Placa protección estructura fija.....	25
5. Ensamblaje tanque agua con tapa.....	26
5.1 Ensamblaje tapa.....	27
5.2 Estructura tanque agua.....	28
5.3 Aislante tanque cara grande y pequeña.....	29
5.4 Chapa policarbonato tanque grande y pequeña.....	30
5.5 Estructura tapa.....	31
5.6 Aislante tapa y chapa de acero inox.....	32
5.7 Aza de tapa.....	33

5.8	Chapa policarbonato tapa.....	34
-----	-------------------------------	----

Capitulo 4: Mediciones y presupuesto.

1.	Mediciones.....	1
----	-----------------	---

2.	Presupuesto.....	2
----	------------------	---

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

COMPROBADORA DE TAPAS DE CILINDRO.

Capítulo 1: Memoria.

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: David Jesús Encinoso Hernández

Tutor: Dr. Ing. Carmelo Militello Militello.

CAPÍTULO 1: Memoria

	pág.
1.0 Abstract.....	1
1.1 Objeto.....	2
1.2 Alcance.....	2
1.3 Antecedentes.....	3
1.4 Normas y referencias.....	5
1.4.1 Normas de obligado cumplimiento.....	5
1.5 Requisitos de diseño.....	9
1.5.1 Seguridad.....	9
1.5.2 Vibración.....	9
1.5.3 Durabilidad.....	10
1.5.4 Operación	10
1.6 Análisis de soluciones.....	10
1.7 Conclusión.....	14
1.7.1 Mesa giratoria.....	14
1.7.2 Soporte móvil.....	15
1.7.3 Motor y transmisión	17
1.7.4 Carro lineal.....	19
1.7.5 Estructura fija.....	21
1.7.6 Cilindro hidráulico.....	23
1.7.7 Tanque agua.....	24
1.8 Bibliografía.....	25

1.0 Abstract

This project treats on the design of a machine that is used to verify the heads of cylinder. In the heads of cylinder there appear fissures that prevent a correct functioning. Because of this the engine loses power and lowers the performance.

The machine detects if fissures exist with a simple method. It introduces air to pressure inside the circuit of refrigeration, sealing the orifices with special stoppers of plastic. The air interferes for the section of entry with one connect specially and, in addition the lid of cylinder gets in warm water to 70°C. The heat does that the metal expands and the fissure become bigger. The movement executes with a hydraulic cylinder.

The operative does not have contact with the warm water since the lid of cylinder rests on a gyratory table and he will be capable of detecting bubbles in the water if fissures exist in the metal.

Finally, the method is rapid and simple, allows to check a great volume of work in one day, is sure for the persons and ideally for an industry. Also, the design bears in mind the economy and the quality of the materials. Many pieces are made by special steel with which, we can assure the prolongation of the life of the machine.

1.1 Objeto

Este proyecto tiene como objetivo el diseño de una máquina capaz de detectar microfisuras en el metal de las tapas de cilindro de motores de combustión interna alternativos. Las tapas de cilindro, debido a las altas presiones de la combustión y a su diseño para disipar el calor a través de orificios por los que circula el agua de refrigeración del motor, son susceptibles con el paso del tiempo a crear fisuras debido a sus condiciones de trabajo y diseño. Estas, se crean en las partes más frágiles que coinciden con los orificios formados para la circulación del agua de refrigeración. Esto provoca una mezcla del agua de refrigeración con el combustible y aire que entran en el cilindro mediante la admisión.

Este hecho causa una mala combustión con la consiguiente pérdida de potencia, pérdida del agua de refrigeración, un mayor consumo de combustible y un menor rendimiento del motor.

El diseño no contempla la parte eléctrica ni electrohidráulica.

1.2 Alcance

El diseño se enfocará en la detección de manera rápida y eficiente de las fisuras principalmente en las tapas de cilindro, también se pueden comprobar los bloques de motor. La máquina incluirá un sistema de calentamiento a través de un tanque de agua caliente a 70°C. Esto permitirá la dilatación térmica del metal que esta compuesto las tapas de cilindro. Al dilatarse de manera uniforme, en el caso que exista una fisura en el metal esta se dilatara y tendrá una holgura mayor.

La idea es introducir aire a presión procedente de un compresor externo a la máquina en el interior de los orificios del circuito de refrigeración de la tapa de cilindro o del bloque motor. Previamente, hay que sellar estos orificios ya que la tapa de cilindro o el bloque motor son parte de este circuito dentro del motor de combustión que esta todo interconectado. Tanto en la tapa de cilindro como en el bloque motor encontramos una sección destinada al acople de una manguera que

proporciona el agua de refrigeración en el motor y la hace circular. Esta sección se usara a modo de acople para la entrada de aire.

Una vez le inyectamos el aire sumergimos toda la tapa en un baño de agua caliente y se deja unos minutos en su interior. El operario de la máquina será capaz de observar si aparece emanación de burbujas desde cualquier punto de la pieza a comprobar.

No se sabe el alcance o profundidad que pueden llegar a tener las fisuras en estos componentes. Además, como trabajan a altas temperaturas y presiones, una vez detectada una fisura no se podría garantizar la integridad de dicho componente. Por lo tanto, es indispensable tener una o varias máquinas en un taller industrial en función de la producción que sea capaz de tener para detectar fisuras.

Por lo tanto, se hace necesario disponer de maquinaria específica que garantice la seguridad del trabajador y una calidad, a la hora de comprobar que las tapas de cilindro de los motores funcionan correctamente y que no contengan microfisuras que harían imposible su correcto funcionamiento.

1.3 Antecedentes

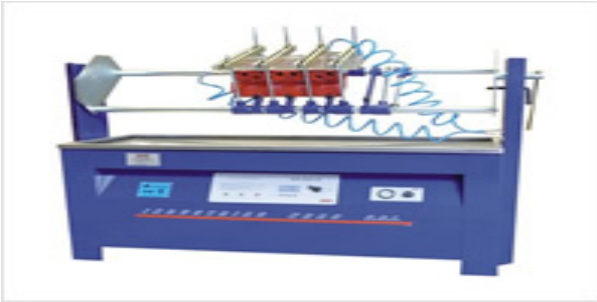
Tenemos una máquina que utiliza agua caliente para dilatar el metal y aire a presión para poder observar las burbujas donde haya un escape.

Existen dos tipos de máquinas en el mercado que se usan para este tipo de fin, ambas funcionan de manera similar o al menos con los mismos principios físicos para la detección de fisuras.

La primera de ellas, la cual la tapa de cilindro está en el aire a la vista del trabajador, funciona sellando el circuito de refrigeración e inyectando agua caliente que procede de un tanque con resistencias en dicho circuito. Debe tener una entrada y una salida, ya que el agua se bombea a través de la tapa de cilindro.

El proceso de calentamiento lleva unos minutos hasta que el metal se calienta, es en ese momento cuando le inyectamos aire a través de la misma entrada del agua

caliente. Con este procedimiento, el operario es capaz de detectar fisuras al introducirle el aire, ya que empuja el agua a través de ellas, que han sido previamente dilatadas.



Este proceso tiene algunos inconvenientes, el primero de ellos es la seguridad en su funcionamiento, al introducirle el aire y tener agua caliente a unos 70°C en su interior se produce a menudo explosiones en los tapones que sellan los orificios del circuito, que hacen que se desprenda agua caliente a gran velocidad sobre los alrededores de la máquina. Esto, se podría solucionar colocando una mampara transparente, pero entonces nos sería imposible observar si hay una fisura o no.

El otro tipo de máquina que nos encontramos en el mercado, la cual fue el objeto de nuestra elección, funciona introduciendo la tapa de cilindro en agua

caliente a 70°C, con lo cual el metal toma esa temperatura de manera aún más rápida, ya que tiene mayor superficie para la transferencia de calor. La principal ventaja de este método es la seguridad en el trabajo, ya que al permanecer sumergida la tapa, el operario queda fuera de peligro. Otra ventaja es la facilidad de detección, ya que es fácil observar burbujas en el agua y, además, no necesita entrada y salida del circuito, esto no parece una ventaja, pero la entrada al circuito de refrigeración normalmente entra en el bloque y sale por la tapa, por lo tanto solo hay una entrada, esto con el aire es suficiente ya que llena todo el espacio y no hay necesidad de salida.



Señalar que, las dos máquinas poseen una desventaja que es el gasto económico, es más caro calentar 500 litros de agua que 50, pero lo compensa la rapidez de operación y, proporcionar un entorno más seguro de trabajo.

1.4 Normas y referencias

1.4.1 Normas de obligatorio cumplimiento

- Real Decreto 1644/2008, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.

- Real Decreto 1215/1997, de 18 de julio, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.

Hacemos un resumen de los apartados de estas dos leyes de obligado cumplimiento más relevantes a la hora del diseño de la máquina.

a) **Principios de integración de la seguridad:**

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

b) **Materiales y productos.**

- Los materiales que se hayan empleado para fabricar la máquina, o los productos que se hayan utilizado o creado durante su uso, no originarán riesgos para la seguridad ni para la salud de las personas.
- Especialmente cuando se empleen fluidos, la máquina se diseñará y fabricará para evitar los riesgos provocados por el llenado, la utilización, la recuperación y la evacuación.

c) **Iluminación.**

- La máquina se suministrará con un alumbrado incorporado, adaptado a las operaciones, en aquellos casos en que, a pesar de la presencia de un alumbrado ambiental de un valor normal, la ausencia de dicho dispositivo pudiera crear un riesgo.
- La máquina se debe diseñar y fabricar de manera que no se produzcan zonas de sombra molesta, deslumbramientos molestos, ni efectos estroboscópicos peligrosos en los elementos móviles debidos al alumbrado.

d) **Medidas de protección contra peligros mecánicos.**

- Riesgo de rotura en servicio.

- Tanto las partes de la máquina como las uniones entre ellas tendrán que poder resistir a las sollicitaciones a las que se vean sometidas durante la utilización.
- Los materiales utilizados tendrán una resistencia suficiente, adaptada a las características del entorno de utilización previsto por el fabricante o su representante autorizado, en particular respecto a los fenómenos de fatiga, envejecimiento, corrosión y abrasión.
- Riesgos debidos a la caída y proyección de objetos.
 - Se deberán tomar precauciones para evitar las caídas o proyecciones de objetos que puedan presentar un riesgo.
- Riesgos debidos a superficies, aristas o ángulos
 - Los elementos de la máquina que sean accesibles no presentarán, en la medida que lo permita su función, ni aristas, ni ángulos pronunciados, ni superficies rugosas que puedan producir lesiones.
- Riesgos relacionados con los elementos móviles.
 - Los elementos móviles de la máquina se deben diseñar y fabricar a fin de evitar los riesgos de contacto que puedan provocar accidentes o, cuando subsistan los riesgos, estarán provistos de resguardos o de dispositivos de protección.
 - Deberán tomarse todas las medidas necesarias para evitar el bloqueo inesperado de los elementos móviles que intervienen en el trabajo. En caso de que la posibilidad de bloqueo subsistiese a pesar de las medidas tomadas, deberán proporcionarse, cuando resulte adecuado, los necesarios dispositivos de protección y herramientas específicos que permitan desbloquear el equipo de manera segura.

e) Requisitos específicos para los resguardos.

- Serán de fabricación robusta. Deberán mantenerse sólidamente en su posición. No ocasionarán peligros suplementarios. No podrán ser burlados o anulados con facilidad. Deberán estar situados a una distancia adecuada de la zona peligrosa. Deberán restringir lo menos posible la observación del proceso productivo. Deberán permitir las intervenciones indispensables para la colocación y/o la sustitución
- De las herramientas, así como para los trabajos de mantenimiento, limitando el acceso exclusivamente a la zona donde deba realizarse el trabajo y, ello, a ser posible, sin desmontar el resguardo o neutralizar el dispositivo de protección.

f) **Temperaturas extremas.**

- Se adoptarán medidas para evitar cualquier riesgo de lesión por contacto o proximidad con piezas o materiales a temperatura elevada o muy baja.
- Se adoptarán, asimismo, las medidas necesarias para evitar o proteger contra el riesgo de proyección de materias calientes o muy frías.

g) **Vibraciones.**

- La máquina se debe diseñar y fabricar de manera que los riesgos que resulten de las vibraciones que ella produzca se reduzcan al nivel más bajo posible, teniendo en cuenta el progreso técnico y la disponibilidad de medios de reducción de las vibraciones, especialmente en su fuente.

h) **Utilización**

- los operarios a la hora de utilizar la maquina deberán llevar puesto ante los siguientes equipos de protección para evitar riesgos:
 1. pantalla protectora para evitar riesgo de proyecciones ya que la maquina trabaja con aire a presión.
 2. guantes para la protección ante el contacto de la piel con partes de la

máquina que estén a elevada temperatura.

1.5 Requisitos de diseño.

Es de especial importancia hacer hincapié en los requisitos que debe tener esta máquina:

1.5.1 Seguridad.

Debe proporcionar seguridad a la hora de operarla, evitando la manipulación de los operarios directamente en la medida de lo posible, ya que utiliza agua caliente y esto supone un riesgo importante de quemaduras en la piel. Es por ello que la máquina debe proporcionar movimientos controlados por sistemas mecánicos o hidráulicos que el operario controle desde un panel de mandos a una distancia o posición segura.

Las partes móviles deben proporcionar sistemas que eviten introducir miembros, es decir, evitar en la medida de lo posible los riesgos por aplastamiento. Es por ello que, en el sistema de guiado del movimiento lineal, debe incorporarse una protección que evite el acceso por parte del usuario mientras la máquina opera. También, tenemos el sistema de giro de la mesa, pero este queda sumergido en agua caliente y no es accesible.

1.5.2 Vibración.

Los componentes deben ser robustos, con el fin de evitar los balanceos en el movimiento y posibles vibraciones. Es por ello que, en muchos casos debe sobredimensionarse algunos componentes críticos que estén más sujetos a posibles vibraciones.

El producto final debe ser una máquina capaz de operar con toda precisión en los movimientos, con una estructura fuerte que soporte todo el sistema de manera que con la carga máxima que se estima funcione correctamente.

1.5.3 Durabilidad.

El funcionamiento normal, incluye sumergir ciertos componentes dentro de agua caliente y, además, estar en presencia de aire, una combinación que propicia la corrosión de los metales. Por tanto, es importante elegir materiales que sean resistentes a la corrosión y en el caso de que no se encuentre algún componente, utilizar un buen recubrimiento con pintura para asegurar la durabilidad de la máquina.

También, tenemos componentes mecánicos que quedarán sumergidos en condiciones normales de operación, esto hace que la máquina deba tener un sistema de juntas para el sellado hermético que no permita el paso del agua al interior de la máquina.

1.5.4 Operación.

La máquina debe tener la facilidad de adaptar la tapa de cilindro a cualquier tamaño que esta tenga, ya que hay muchos tipos diferentes por lo que cada una posee un tamaño específico, ya sea en altura, ancho o longitud.

La velocidad de movimiento, tanto de la mesa giratoria como de la estructura móvil, debe ser baja.

Además, la máquina deberá proporcionar un entorno que facilite la detección de las fisuras, iluminando la zona de trabajo adecuadamente, con espacios que permitan la inspección visual.

1.6 Análisis de soluciones

En este tipo de máquina, básicamente se debe sellar primero todo los orificios y conductos por donde vamos a inyectar el aire que son en el interior del circuito de refrigeración. Para el sellado de los orificios, se utilizarán unos tapones de goma de un polímero elástico, de esta forma esta goma sellará todo el perímetro del orificio sea cual sea su forma, ya que esta se deformará y hará

contacto para sellarlo. Encima de las gomas, se colocará una placa de metacrilato, esto es así por las propiedades rígidas de este material, que nos permitirá ejercer presión sobre cada goma de manera uniforme, aunque el tornillo que ejerce el apriete esté a cierta distancia del tapón de goma.



Encima del metacrilato necesitamos hacer presión, con el problema añadido de que, las tapas son de diferentes tamaños y alturas. La solución más coherente, es utilizar tornillos para que se ajusten a cualquier distancia mediante una tuerca que desliza por el roscado. Con dos tornillos a cada lado y un soporte que los una podemos ejercer presión sobre el metacrilato.



Las fugas en la tapa de cilindro, se detectarán introduciéndola en agua caliente y mediante una inspección visual, la forma de detectar dicho problema se guía por estos pasos:

1. El primero es la dilatación térmica de los metales, la maquina dispone de un tanque de agua caliente en el que sumergiremos nuestra tapa para que todas las posibles fisuras se dilaten, así la temperatura deberá ser lo mas cercana posible a la de trabajo real de la tapa de cilindro.
2. El segundo paso es inyectar en el circuito destinado a la circulación de agua de refrigeración aire a presión. De esta forma cualquier fisura por pequeña que sea será posible detectarla ya que el aire es capaz de atravesarlo debido a su presión y baja densidad por lo que atraviesa cualquier posible grieta.
3. Debido a que la tapa esta sumergida y le inyectamos aire es posible la detección de las fugas mediante la inspección visual ya que es fácil observar como emanan burbujas del metal dañado.

Destacar que, el operario no puede tocar dicha agua puesto que, como ya hemos dicho anteriormente, está a alta temperatura por lo que le provocaría quemaduras en la piel, por lo tanto, la máquina debe tener un sistema para introducir la tapa de cilindro en el agua. Este sistema debe ser sencillo, económico y no ocupar mucho espacio, de esta forma debe haber una estructura guiada por algún tipo de guías o carril por el cual el movimiento de subida y bajada sea seguro. No pueden aparecer movimientos de inclinación de la estructura ni de balanceo y tampoco vibraciones.

Debe ser una estructura rígida con un sistema de guiado sencillo y a la vez efectivo, la fuerza para el movimiento debe ser uniforme y la velocidad de subida y bajada controlada, por lo tanto, debemos colocar un cilindro hidráulico ya que es un actuador para movimientos lineales que tiene las propiedades mencionadas.

Una vez la tapa de cilindro la introducimos en agua caliente y le damos presión de aire en su interior, a través de un compresor externo que proporcione

aire a presión. Tenemos el problema de que hay caras que no se ven una vez introducida la tapa en el agua, ya que la detección se hace de manera visual se hará girar la tapa de cilindro. La inspección es visual ya que la pérdida de presión de aire a través de una microfisura es mínima y muy difícil de detectar. Por lo tanto, para una correcta y completa inspección, la tapa de cilindro debe poder girar una vez introducida en el agua, de esta forma se podrán detectar fisuras en todas las caras de la tapa. Para que esto sea así, la máquina debe incluir un sistema de soporte que pueda girar y será donde se ubique la tapa de cilindro sujeta con tornillos.

A la estructura de soporte donde se ubica la tapa de cilindro, la llamaremos mesa giratoria, esta mesa contiene todo lo referido al sellado de la tapa, así como la sujeción a dicha mesa, además, incluirá unos ejes que le permitan el giro e irán soportados en la estructura móvil a través de rodamientos. Los detalles constructivos de cada parte de la mesa se darán en la conclusión.

La estructura móvil accionada con un cilindro hidráulico donde se acopla la mesa giratoria la guiaremos con unos carros especiales con cojinetes de bolas diseñados para guiar de forma precisa movimientos lineales. Como la mesa giratoria necesita girar y no puede ser de manera manual debemos introducir un motor eléctrico con reductora que mueva un piñón con cadena, además de otro engranaje colocado en un eje de la mesa que la haga girar sobre la estructura móvil. La transmisión es con cadena por el hecho de que el motor eléctrico no puede ir sumergido en el agua, por lo tanto, ira sobre la estructura móvil alejado del agua.

Por último, necesitamos un sistema de soporte que llamaremos estructura fija, esta dará soporte a todos los demás componentes, parecido a la bancada de las máquinas de herramientas. Esta estructura fija albergará el tanque de agua, el cilindro, la bomba hidráulica, el cárter, un pequeño panel de mandos y el sistema de guiado de la estructura móvil.

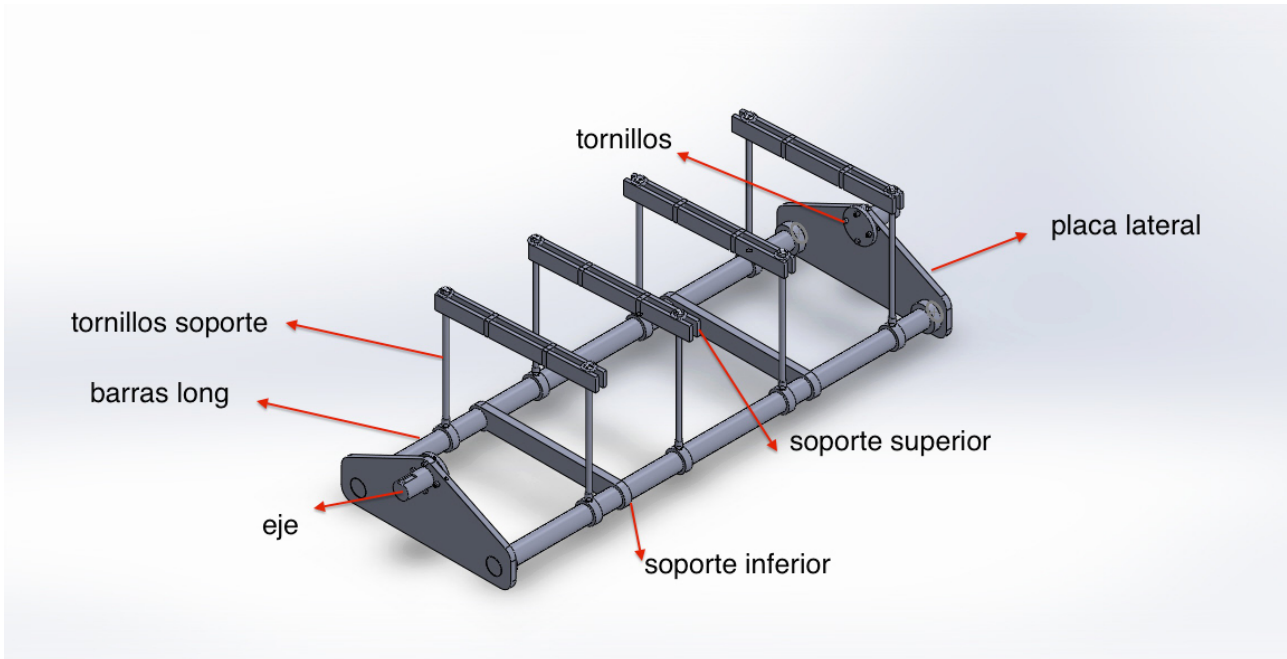
El tanque de agua donde se va a sumergir la tapa de cilindro necesita ser lo suficientemente grande como para permitir el giro no solo de la tapa sino, además, de la mesa de soporte, así como también parte de la estructura móvil que debe

sumergirse. Este tanque lleva en su interior agua caliente a unos 70° por lo tanto, deberá incluir aislante térmico en sus paredes para evitar la pérdida de calor. El sistema de calentamiento de agua se hará a través de resistencias eléctricas.

1.7 Conclusión.

1.7.1 Mesa giratoria.

La mesa giratoria la denominamos así, puesto que en ella se apoya la tapa de cilindro.



La idea de esta mesa es que sea versátil para poder colocar tapas de medidas diferentes. Esta dispondrá de dos soportes inferiores sobre los que se apoyará la tapa, 8 tornillos (4 a cada lado) para hacer presión sobre el metacrilato y a su vez, sobre los tapones. Los tornillos estarán unidos cada dos a través de unos soportes superiores. Todo ello, irá soportado sobre dos barras cilíndricas macizas de acero inoxidable, lo que hace que las piezas de los soportes y los tornillos puedan desplazarse fácilmente por ellas y acoplarse a las distintas medidas necesarias, además son de fácil fabricación mediante mecanizado.

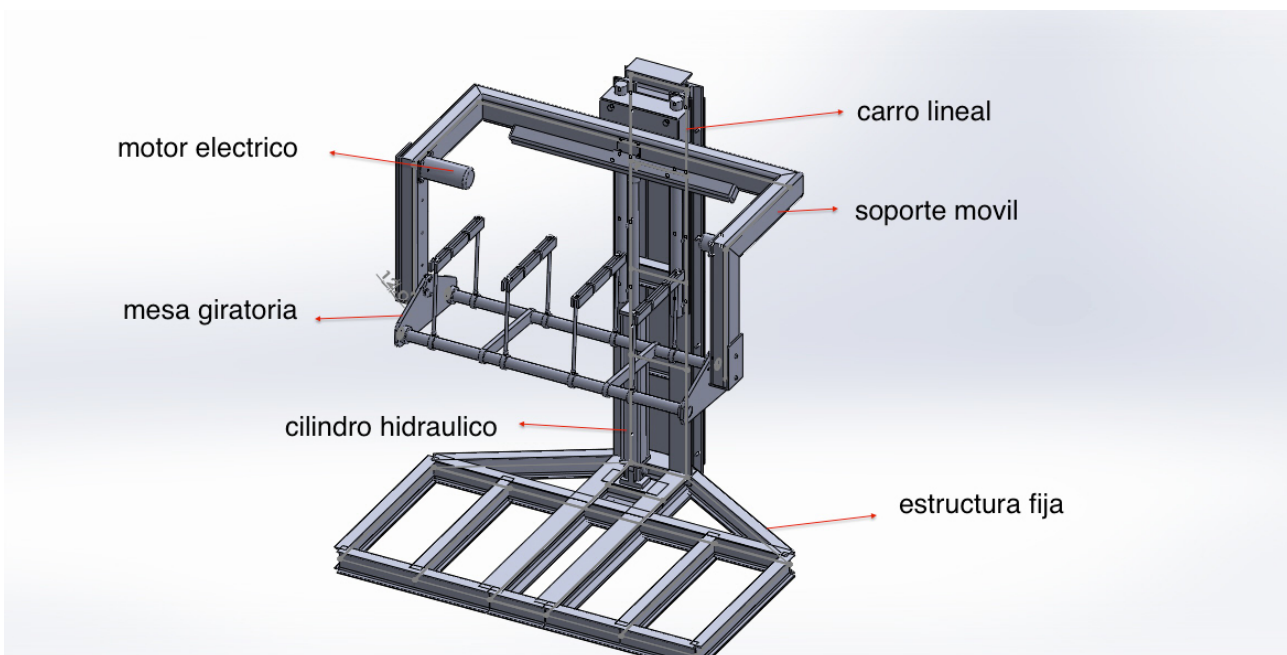
Las dos barras que soportan los componentes van soportadas por dos placas laterales de aluminio, en las que encajarán ambas barras e irán atornilladas. En las placas, también van atornilladas en su parte superior los dos ejes que servirán de soporte y a la vez permitirán el giro de la mesa

Todos los componentes de la mesa, excepto las placas que son de aluminio, serán de acero inoxidable 3.16, esto es debido a que la mesa se sumergirá por completo o parcialmente en agua caliente y a la vez, estará expuesta al aire, esto hace necesario que el material de fabricación deba ser resistente a la corrosión.

1.7.2 Soporte móvil.

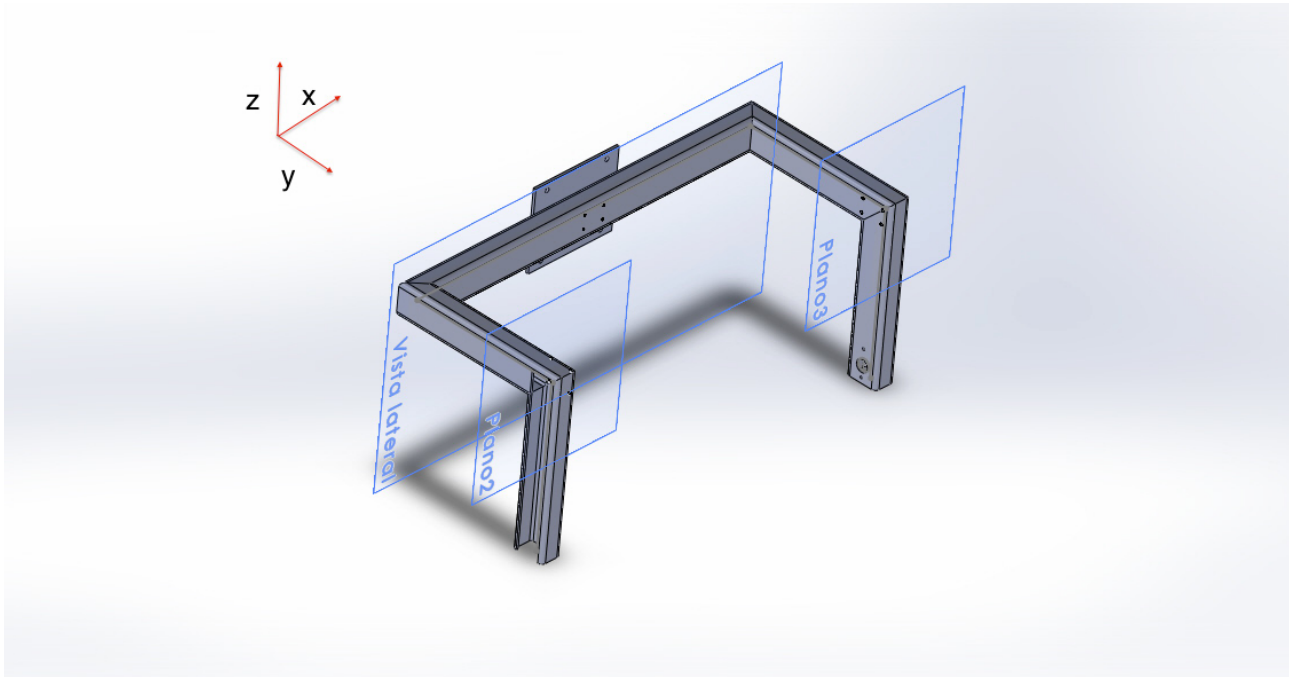
Esta estructura se designó soporte puesto que dará soporte a los ejes de la mesa giratoria, además contener en su interior la transmisión para hacer que la mesa gire y el motor eléctrico que proporcionará la potencia.

Esta estructura es muy importante en nuestra máquina ya que hará no solo que la mesa gire, sino que, además recibirá el movimiento lineal a través de un cilindro hidráulico que la hará subir o bajar para introducirla o sacarla del tanque de agua.



La estructura se compondrá de perfiles rectangulares de acero soldados para formar un ángulo de 90°, estará soportada en el centro mediante una placa que le permitirá unirla al carro de guiado del movimiento lineal. La placa irá soldada a la estructura proporcionándole un soporte rígido que no permita el balanceo cuando esté trabajando a máxima carga.

En su parte inferior, alojará unos rodamientos que soportarán el eje de la mesa, uno de los ejes lo acoplaremos a un piñón con cadena para transmitir el movimiento a la mesa.



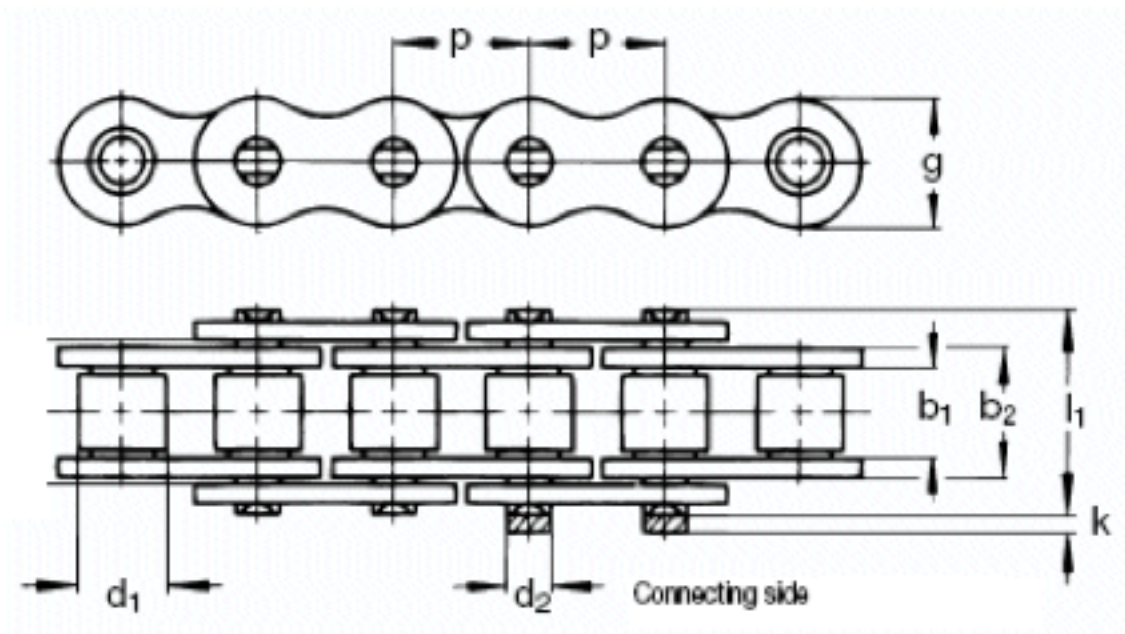
Tendrá dos cortes en el perfil vertical para poder alojar el mecanismo de transmisión, poder ejercer un mantenimiento en caso que sea necesario. Los cortes se cubrirán con placas atornilladas asegurando así que mientras funciona no es posible introducir las manos. Estas, deberán llevar una junta especial para asegurar la estanqueidad.

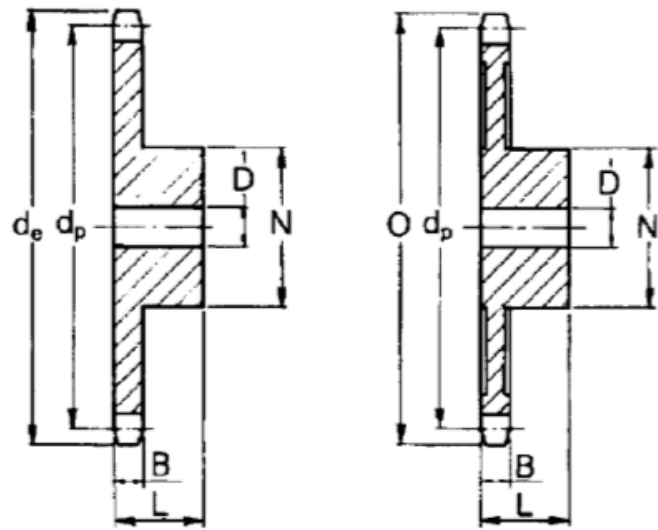
La estructura es de acero estructural S275, ya que necesitamos mucha rigidez y hace falta un perfil grueso. Este, sólo viene en acero, ya que el aluminio como máximo de espesor de pared vienen de 4mm y el acero nos permite grosores mayores para soportar las cargas. Por otra parte, debemos cubrirla con una pintura de imprimación para protegerla de la corrosión, ya que estará parcialmente sumergida y en contacto con aire, de este modo garantizamos la integridad de la estructura con el paso del tiempo y que no pierda sus cualidades estructurales.

1.7.3 Motor y transmisión.

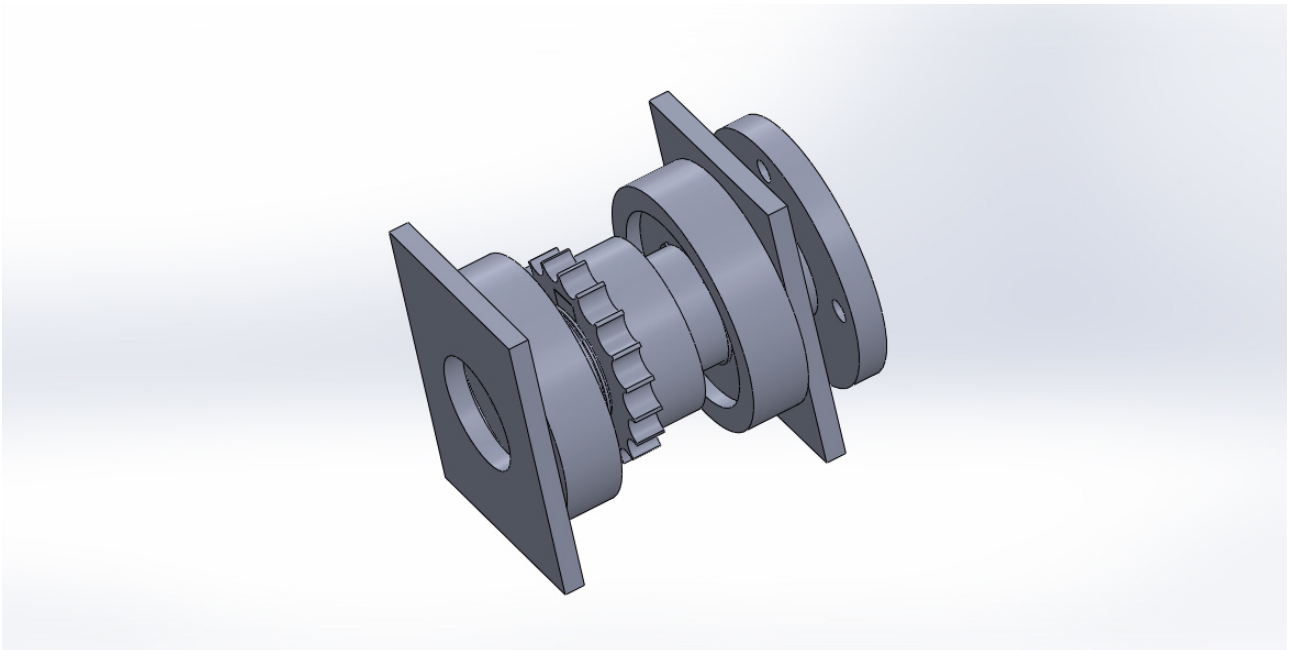
Para mover la mesa y hacerla girar necesitamos un sistema que produzca la potencia y la transmita. La potencia viene de un motor eléctrico con reductora que nos proporcione en la salida de 4 a 6 rpm para poder controlar la posición que queremos observar.

El motor eléctrico debe estar alejado del agua, por lo tanto, irá colocado sobre la estructura móvil en su parte superior, la cual moverá una rueda dentada como la de la figura. A su vez, la rueda dentada transmitirá, mediante una cadena sencilla de una sola hilera, la potencia y el movimiento a una catalina situada sobre uno de los ejes de la mesa.

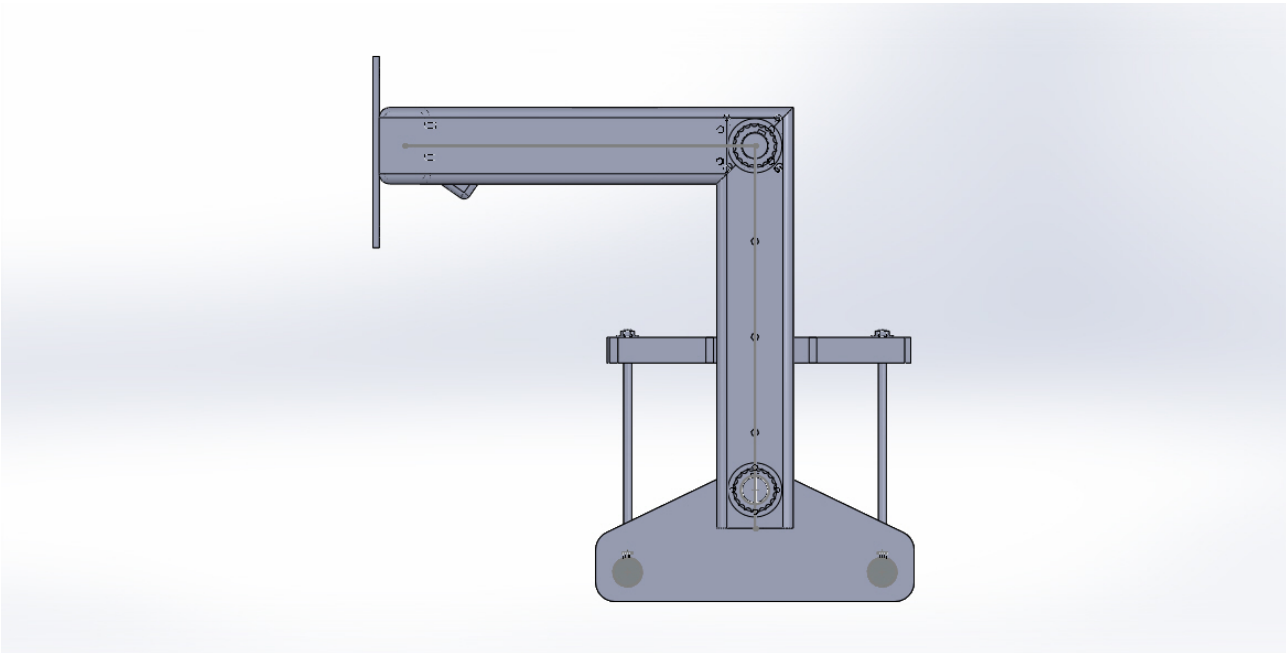




Esto servirá para transmitir el movimiento de forma fiable a el eje de la mesa.
El eje, irá soportado por rodamientos a la estructura móvil que llevará soldado soportes para los rodamientos.



Estos están sometidos a cargas radiales sobre todo el que soporta el eje del movimiento, de esta forma el rodamiento elegido es está diseñado para soportar esta carga.

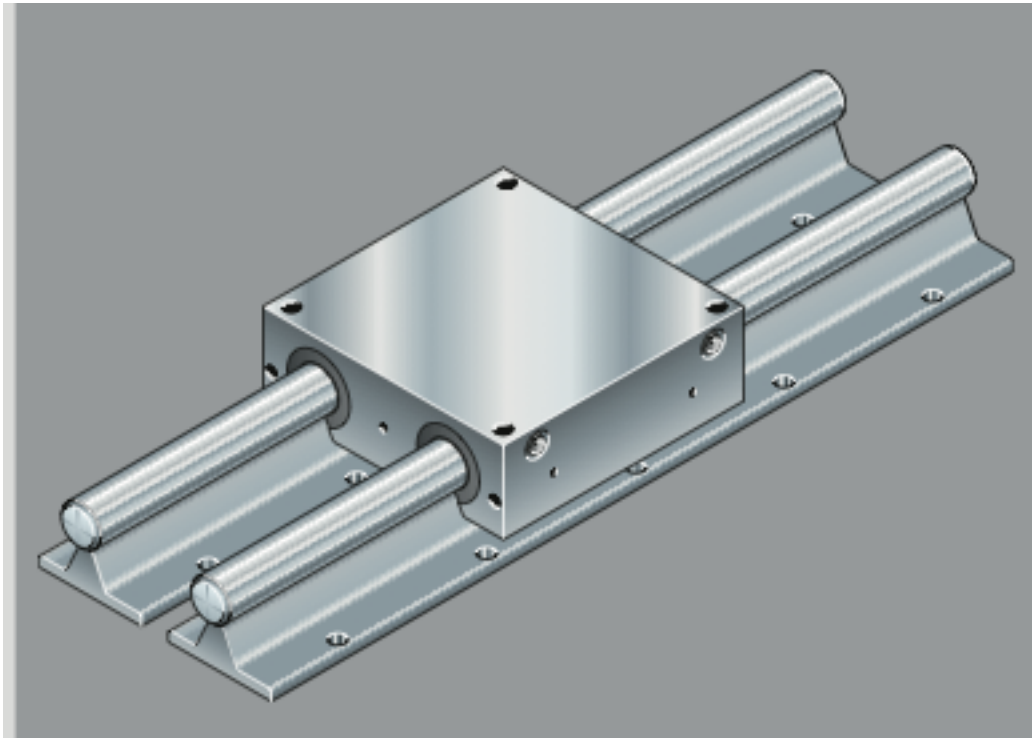


Es un rodamiento de bolas de ranura profunda, diseñado para soportar las cargas mencionadas. De esta forma, colocaremos este tipo de rodamientos en ambos lados de la máquina dos por eje para repartir la carga.

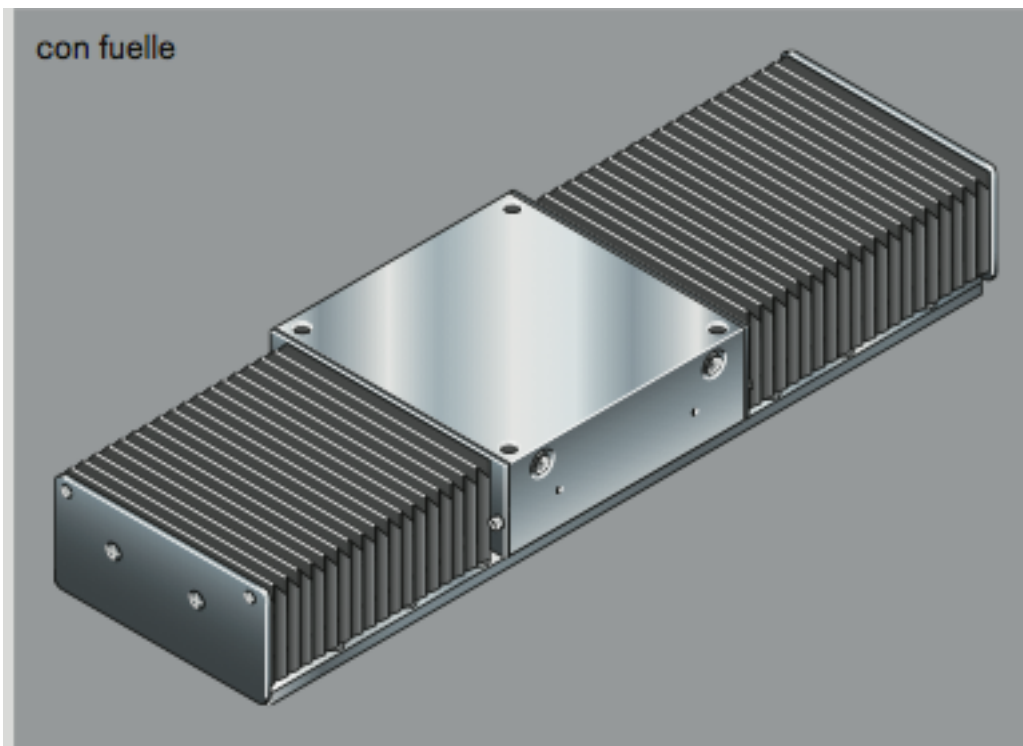
1.7.4 Carro lineal.

Para el guiado del movimiento, hay empresas que nos proporcionan sistemas muy precisos y fiables. Es el caso de Bosch, que nos proporciona varias soluciones para el guiado de movimientos lineales, se trata de sistemas guiados por barras con carros que contienen cojinetes de bolas internas que deslizan sobre las guías y nos proporcionan un guiado del movimiento. Estos sistemas tienen varias ventajas, una de ellas es que evitan los movimientos del carro en direcciones que no sean la del movimiento. Otra ventaja es que no detienen el movimiento del carro por mucha fricción en los cojinetes y el desgaste de las piezas es bajo. Y, por último, la fricción de contacto es mínima en la dirección del movimiento con lo cual se emplea menos energía para mover el carro.

El sistema elegido es básico, son cojinetes abiertos que encajan milimétricamente en unas barras de guiado que nos permiten atornillarlas a la estructura.



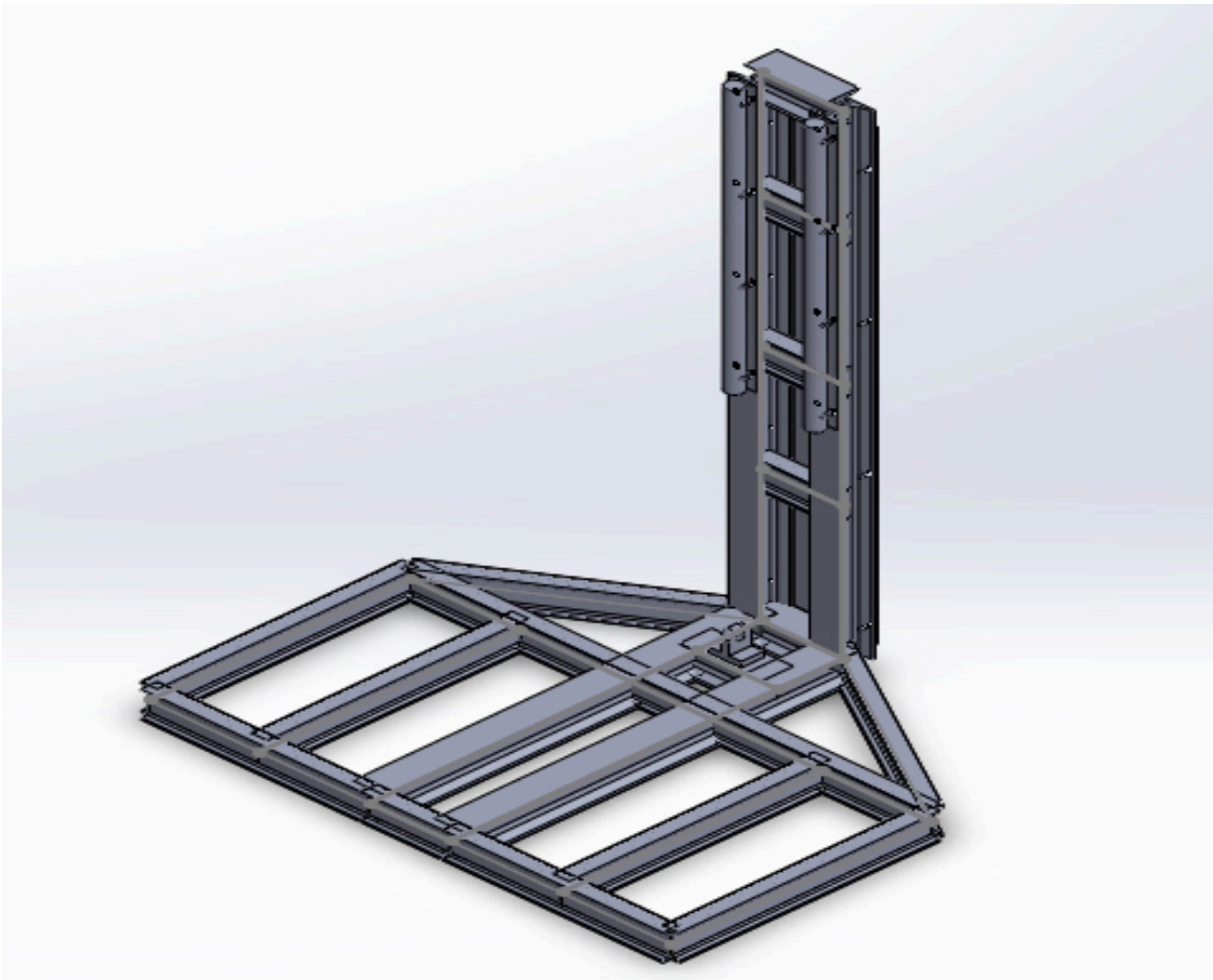
Uno de los temas que preocupan es la seguridad, este sistema nos permite introducir un fuelle que proteja las guías de posibles proyecciones de cualquier polvo o viruta que haga que no funcione correctamente y a la vez, evita que el operario pueda introducir las manos en el área de peligro, ya que al moverse podría haber riesgo de aplastamiento.



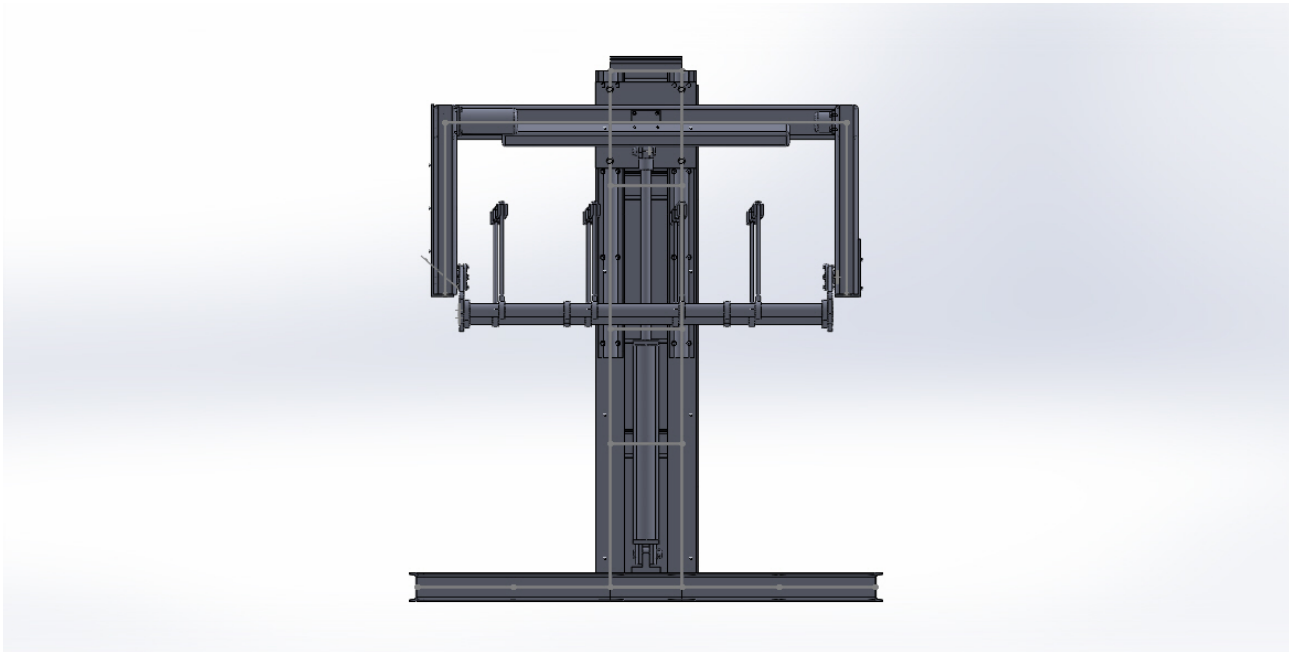
Se atornillará a la estructura fija en la posición indicada en los planos para asegurar el movimiento de la estructura soporte móvil que permita introducir y sacar la tapa del agua caliente. Y, en el carro irá atornillado la estructura de soporte móvil.

1.7.5 Estructura fija.

Tenemos una estructura que da soporte a toda la máquina, que hace la función de bancada si fuera una máquina herramientas. La estructura tendrá una base que dará apoyo al tanque de agua con unas barras horizontales, lo que, a su vez, nos ayudará a dar equilibrio a la máquina, ya que el tanque es un gran contrapeso. También, tendrá una parte vertical que dará soporte al carro lineal que guía el movimiento. Sobre ella irán atornilladas las guías de dicho carro, por lo tanto, se necesita un perfil para la estructura que nos permita el acceso para poder manipular y colocar dichos tornillos.



La base de las guías es bastante ancha (85mm) por lo que el perfil, como mínimo, deberá tener este ancho. Se propuso como partida colocar perfiles IPN para en el ala, atornillar las guías, pero estos perfiles tienen el inconveniente de tener alas cortas en relación al alma y para conseguir el ancho de ala de 85 mm el perfil resulta ser desproporcionado para las cargas a soportar y la estética de la máquina. Por lo tanto, se optó por una solución más cara, pero más fiable y estética y es colocar perfiles HEB que nos proporcionan el mismo ancho del ala que del alma.

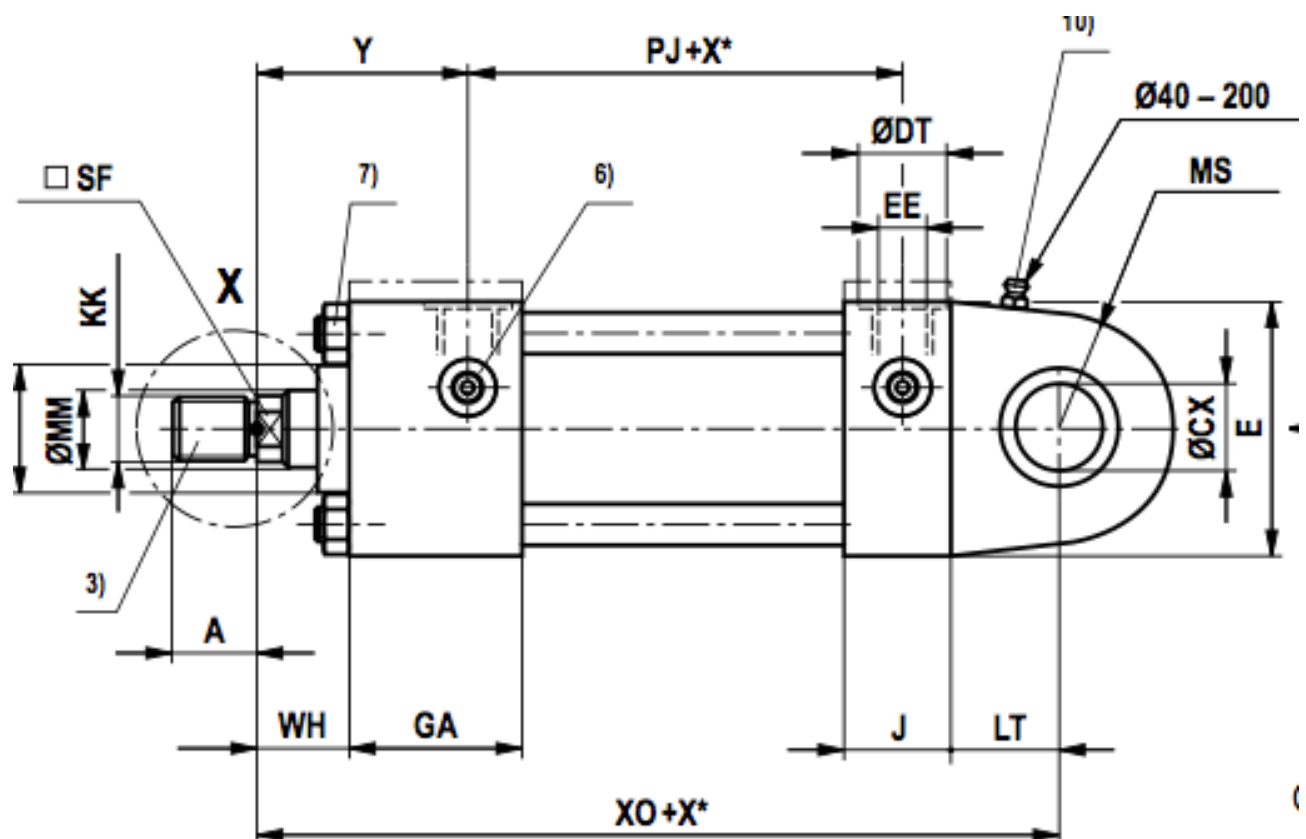


De esta forma tenemos un perfil robusto y accesible por ambos lados perfecto para atornillar las guías sobre de ellos.

La estructura fija deberá tener en su parte vertical dos perfiles a cada lado ya que tenemos dos guías, que uniremos cada cierta distancia con un perfil menor para evitar el pandeo y así, dar robustez a la estructura. Los perfiles irán unidos a la base de la máquina mediante soldadura para darle continuidad a la estructura. La base horizontal es la que se soportará la estructura del tanque de agua, en ella, irá colocado el cilindro hidráulico, la bomba, el motor eléctrico y el cárter para el aceite hidráulico.

1.7.6 Cilindro hidráulico.

El movimiento lineal de subida y bajada del soporte móvil se realizará con un cilindro hidráulico. Esto es así por las características que nos proporciona los sistemas hidráulicos de movimientos controlados, que son lentos y de precisión. El cilindro que se necesita, al tener una carga baja que trabajará con una presión inferior a la de diseño, debe tener unos 800mm de carrera y una velocidad de 0,1 m/s. Se elige un cilindro de la misma empresa que nos proporciona el carro lineal que se ajusta a las características, aproximadamente.



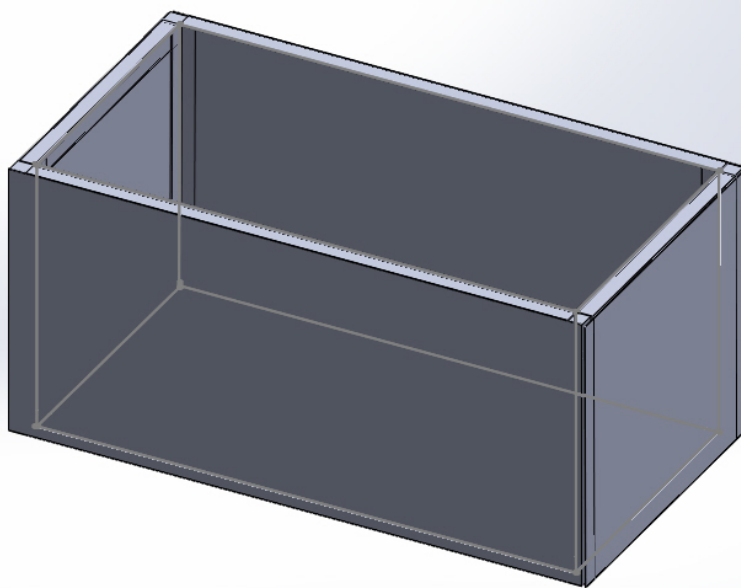
La alimentación hidráulica la proporcionaremos con una bomba de engranajes externos, ya que es una bomba más económica y, que, en condiciones de operación, no proporciona un caudal excesivo. Esto es importante para poder controlar la velocidad del cilindro. También, se debe colocar una válvula de retención para evitar la entrada en el cilindro de demasiado caudal que provocaría un aumento en la velocidad de subida. La bomba la obtenemos de la misma empresa que el cilindro.

También se necesita un motor eléctrico y un cárter, además de las válvulas de posicionamiento y limitadora de presión. Se planteó utilizar una central hidráulica estándar, pero, proporcionan una presión muy alta y un caudal también elevado con lo cual no se consideró esta opción al ver que sus características son muy superiores a las necesarias.

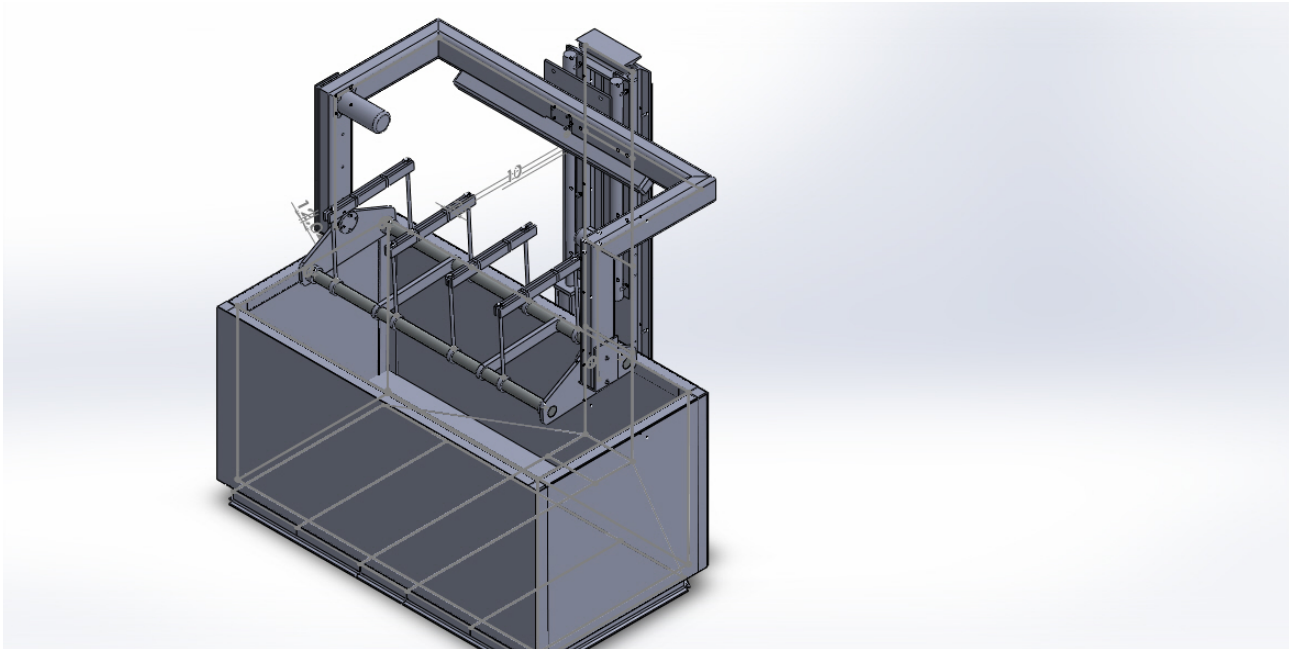
1.7.7 Tanque agua.

Una parte fundamental de la máquina es el tanque que contiene el agua caliente, por sus características se fabricará en acero inoxidable 3.16.

Se compondrá de unas chapas de acero inoxidable de 1mm de espesor reforzadas en las esquinas con perfiles angulares, con ello formamos la estructura que lo soportara, reforzamos los puntos más críticos que son las esquinas y facilitaremos su montaje con soldadura. En las partes superior e inferior colocaremos el perfil angular con una de las aristas hacia fuera, de modo que facilitaremos la colocación de un aislante térmico en sus caras. El tanque, también tendrá una tapa para que cuando no se esté trabajando con la máquina, evitemos la pérdida de calor del agua con su consiguiente gasto de electricidad para volver a calentar hasta la temperatura de trabajo.



Por otra parte, tendrá provisto de unas resistencias eléctricas en su parte inferior para calentar el agua desde la temperatura, a la cual nos entra de la red hasta la temperatura de trabajo.



El aislamiento térmico que se colocará en sus caras laterales, inferior y tapa será poliestireno expandido, un material con unas propiedades aislantes térmicas muy buenas y de bajo coste. En su cara más externa, justo detrás del poliestireno, se colocará una placa de policarbonato que le dará la apariencia externa a nuestra máquina.

1.8 Bibliografía.

- [1] *Disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo*, Real Decreto 1215/1997, de 18 de julio, BOE núm. 188, de 7 de agosto de 1997.
- [2] *Normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas*, Real Decreto 1644/2008, de 10 de octubre, BOE núm. 246, de 11 de octubre de 2008.
- [3] UNE 157001, *Criterios generales para la elaboración de proyectos*, AENOR.

[4] V.I. Feodosiev, *Resistencia de materiales*, editorial Mir, 1980

[5] Robert L. Mott, P.E., *Diseño de elementos de maquinas*, editorial Pearson.

[6] Yunus A. Çengel, *Transferencia de calor y masa*, editorial Mc Graw-Hill, 2007.

[7] Moran-Shapiro, *Fundamentos de termodinámica técnica*, editorial Reverté, 2004.

[8] William D., Callister Jr., *Ciencia e ingeniería de los materiales*, editorial Reverté,

[9] G. Niemman, *Tratado de elementos de maquinas, calculo diseño y construcción*, editorial Labor, 1973.

[10] Warren C. Young Richard g. Rudynas, *Roark's Formulas for Stress and Strain*, editorial Mc Graw-Hill, 1989.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Capítulo 2: Anexo 1 cálculos .

PROYECTO FIN DE CARRERA

COMPROBADORA DE TAPAS DE CILINDRO.

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: David Jesús Encinoso Hernández

Tutor: Dr. Ing. Carmelo Militello Militello.

Índice:	pág.
1. Cargas.....	1
1.1 Culata.....	1
1.2 Presión de trabajo.....	1
2. Materiales.....	2
3. Coeficientes de seguridad.....	3
4. Dimensionado mesa giratoria.....	3
4.1 Barras longitudinales.....	4
4.2 Soporte inferior.....	7
4.3 Soporte superior.....	9
4.4 Tornillos apriete.....	11
4.5 Placas laterales.....	13
5. Dimensionado soporte móvil.....	15
5.1 Eje.....	16
5.2 Tornillos de torsión.....	20
5.3 Rodamientos	21
5.4 Estructura móvil.....	23
5.5 Piñón – cadena.....	27
5.6 Acoplamiento rueda dentada eje.....	30
6. Carro lineal.....	30
7. Unión soldada placa de acero con perfil de estructura móvil.....	33
8. Estructura fija.....	35
9. Circuito hidráulico.....	39
10. Tanque agua.....	42
11. Resistencias eléctricas y Aislamiento térmico tanque de agua.....	48

1. Cargas:

1.1 Tapa de cilindro.

La finalidad de esta máquina es detectar fisuras en tapas de cilindro, por lo tanto, la carga a soportar será una tapa de cilindro, las cuales son muy variadas. Por otro lado, hay muchos fabricantes de motores de combustión interna alternativos y cada uno a su vez tiene varios modelos diferentes en función de las necesidades.

En nuestro caso, necesitaremos una máquina que sirva para cualquier tipo de tapa, al menos para los vehículos más utilizados a escala global como son: los camiones, tractores y turismos, que son los más abundantes.

Otra cuestión importante a destacar en las tapas de cilindro, es el material ya que se fabrican de dos tipos, que son claramente diferenciables:

- Fundición.
- Aluminio.

Nos fijaremos para el cálculo de los componentes de la máquina en las de fundición, ya que son las más pesadas que encontraremos y por tanto, pueden alcanzar los 100 kg de masa, por lo que esta será nuestra carga y a partir de ella se describirán los cálculos.

1.2 Presión de trabajo.

El agua de refrigeración suele circular por las tapas de cilindro, a causa de la bomba situada en el motor, donde la presión de trabajo que dan estas bombas es, como máximo, de 4 bares de presión.

Por otro lado, para detectar las fisuras utilizaremos la misma presión pero, en este caso, introduciremos aire a presión a 4 bar.

Las tapas de cilindro forman parte de un circuito más complejo de refrigeración del que, a su vez, forma parte otras muchas partes del motor que, también necesitan refrigeración. Estas incorporan unos orificios repartidos

estratégicamente que atraviesan el interior, ya que normalmente se inyecta el agua por este componente y continúa a través de él hacia el bloque motor.

El agua es inyectada a través de una tubería en un lateral y pasa por el interior saliendo por los orificios en su superficie superior. Estos orificios, los bloquearemos con tapones de goma y una chapa de metacrilato sujeta con unos soportes y unos tornillos unidos a la estructura, con ello, haremos que el aire quede atrapado en el interior de este circuito de refrigeración.

En un estudio realizado con modelos reales detectamos que, aproximadamente, el 10% de la superficie superior está ocupada por estos orificios, y la superficie superior de la tapa mayor que se puede colocar sabemos que es:

Largo	120 cm
Ancho	40 cm
Alto	30 cm

- Sabiendo esto tenemos que la presión es de 4 bar que son 4 kgf/cm².
- La superficie superior de la tapa son $A = 120 \times 40 = 4800 \text{ cm}^2$, así el área de los orificios a sellar es $A_o = 0,1 \times 4800 = 480 \text{ cm}^2$.

Por lo tanto la fuerza que ejerce la presión hacia arriba será:

$$F = P \cdot S = 4 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 480 \text{ cm}^2 = 1920 \text{ kg}$$

2. Materiales:

Tenemos que hacer hincapié antes de comenzar en que he dimensionado en las propiedades de los materiales que necesitamos para nuestra máquina. La justificación de porque un material u otro la encontraremos en la memoria, aquí señalaremos las propiedades mecánicas de los materiales que vamos a emplear. Luego, para el cálculo y dimensionado se utilizarán las unidades técnicas y no las del sistema internacional, ya que es más fácil y directa su comprensión. Además, trabajaremos en todas los casos por debajo del límite elástico dentro de la zona segura.

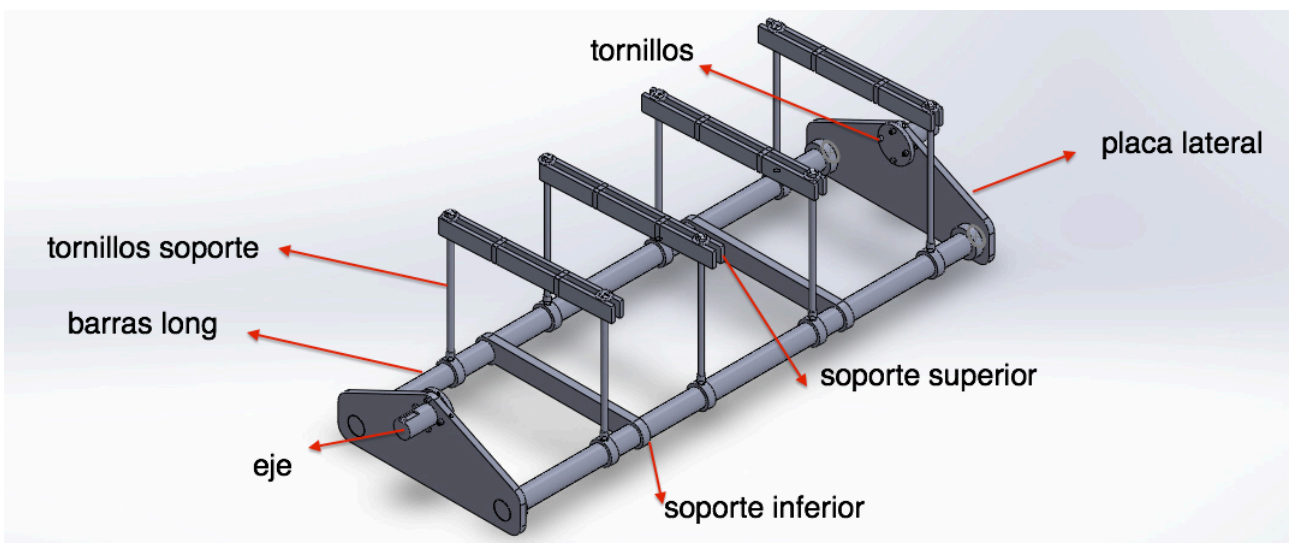
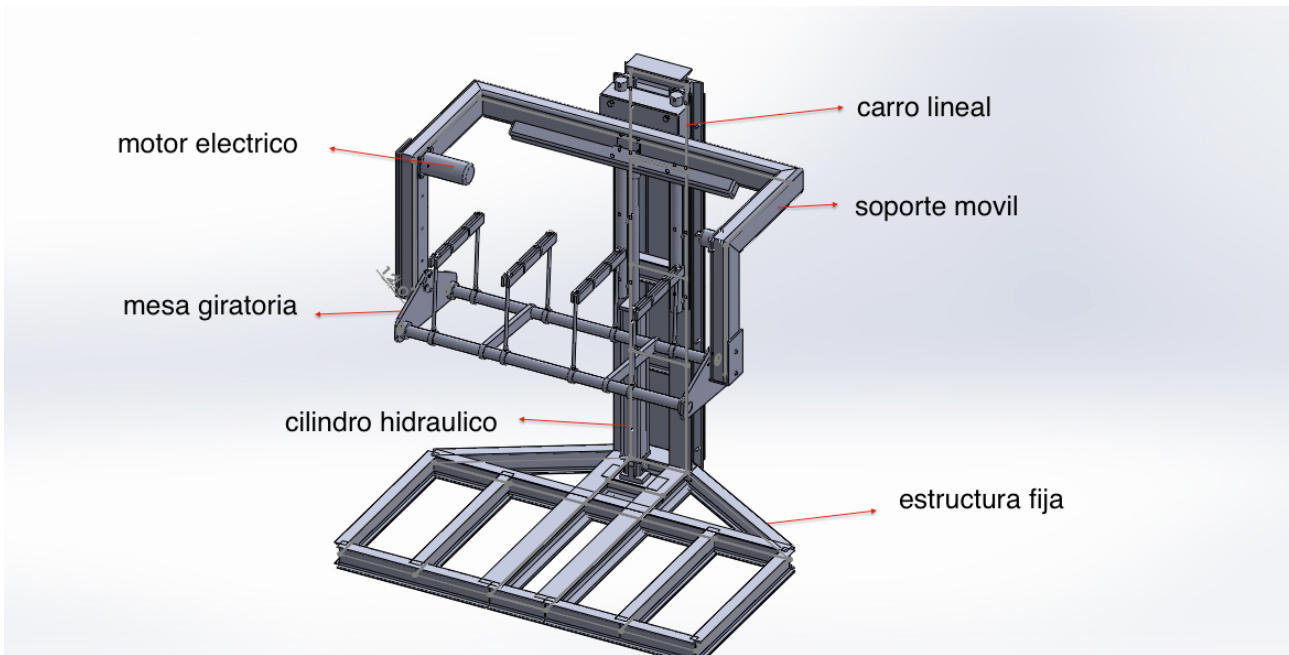
Material	Número AISI	Densidad ro	Límite elástico	Tensión admisible	Coefficiente seguridad
Aluminio	6061-T0	2,7 g/cm ³	55 MPa	370 kgf/cm ²	1,5
Aluminio	6063-T0	2,7 g/cm ³	55MPa	370 kgf/cm ²	1,5
Acero inoxidable	316 L	7,9 g/cm ³	240 Mpa	1600 Kgf/cm ²	1,5
Acero estructural	1020	7,9 g/cm ³	205 Mpa	1400 Kgf/cm ²	1,5

3. Coeficientes de seguridad

Todos los cálculos se referirán a una tensión admisible, esta es 1,5 veces inferior a la tensión de fluencia del material como se expone en el apartado anterior. Así todo dimensionado que de una tensión inferior a la admisible se considera aceptable.

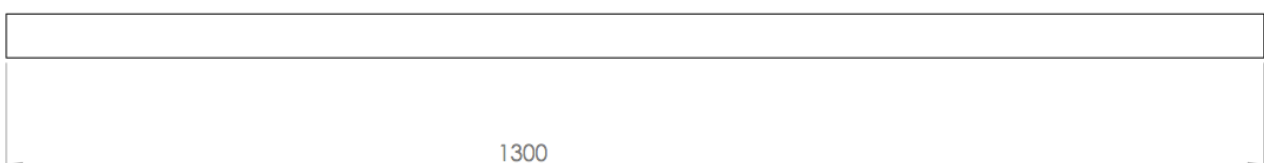
En algunos casos por cuestiones de estética, vibraciones o golpes se aplicará coeficientes a la tensión admisible con lo cual estaremos muy por debajo de la tensión de fluencia del material.

4. Dimensionado mesa giratoria



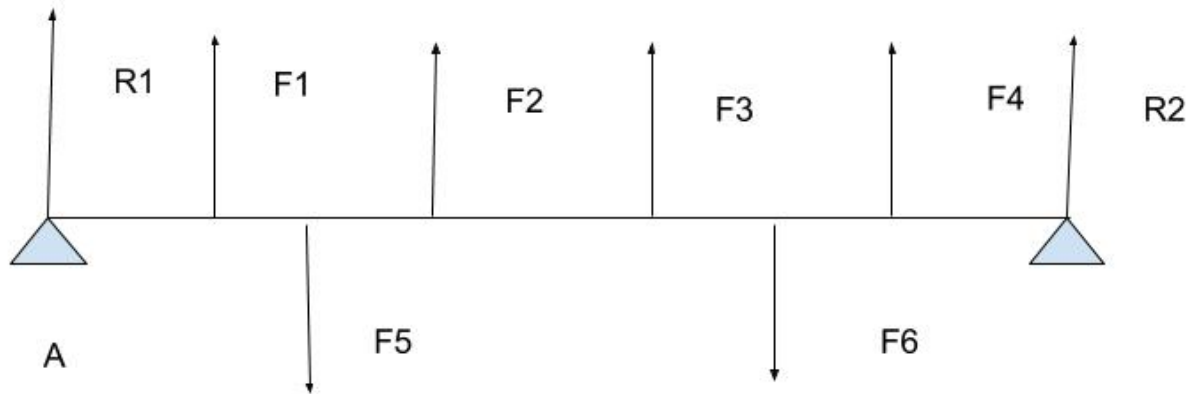
4.1 Barras longitudinales soporte.

Las barras longitudinales de soporte son un componente importante en cuanto a golpes, ya que es donde se colocará la tapa, los tornillos y soportes inferiores.



Comenzaremos con un esquema del cuerpo libre con algunas simplificaciones:

- Cargas puntuales.
- Simplemente apoyado.



dónde:

- F1, F2, F3 y F4, son fuerzas provocadas por los tornillos de sujeción.
- F4 y F5, son las fuerzas en los apoyos transversales inferiores.
- R1 y R2, son las reacciones en los apoyos.
- A, punto de referencia apoyo 1

Las distancias con respecto del punto A son:

Fuerza	F (kgf)	Distancia (cm)
F1	360	20
F2	360	45
F3	360	75
F4	360	110
F5	745	30
F6	745	90
R2	25	130
R1	25	0

Aplicamos:

$$\sum F = 0$$

$$\sum_A M = 0$$

Donde los valores de las fuerzas son:

- Debido a la reacción de los tornillos el ejercer una fuerza contraria para sujetar la placa de metacrilato que sella los orificios del circuito de refrigeración de la tapa de cilindro en los cuales se introduce el aire a presión. Esta fuerza debida a la presión repartida en 8 tornillos, 4 por cada lado.

A la fuerza de presión, le asignamos un coeficiente de seguridad de 1,5.

$$F1 = F2 = F3 = F4 = \frac{1920 \text{ kgf} \times 1,5}{8} = 360 \text{ kgf}$$

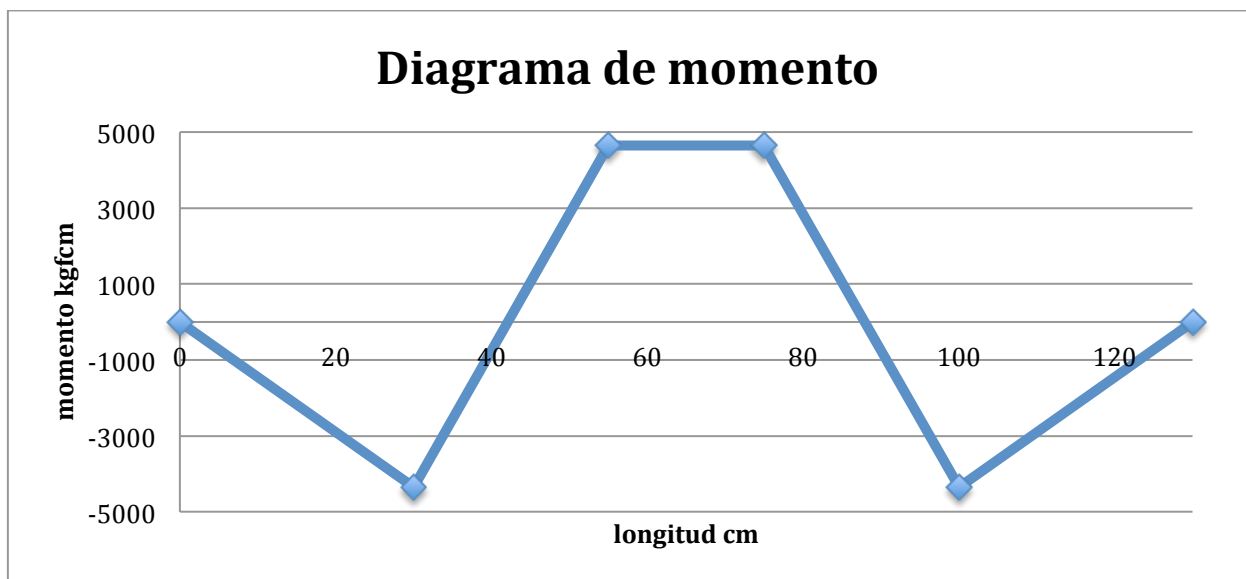
- La fuerza en los apoyos transversales inferiores, será el peso de nuestra tapa de cilindro más la reacción a la fuerza que ejercen los tornillos.

$$F5 = F6 = \frac{100 \text{ Kg} + 360 \text{ kgf} \times 8 \text{ tornillos}}{2 \text{ apoyos} \times 2 \text{ barras}} = 745 \text{ kgf}$$

- Las reacciones R1 y R2 serán la reacción al peso de la propia tapa:

$$R1 = R2 = \frac{100 \text{ Kg}}{2 \text{ apoyos} \times 2 \text{ barras}} = 25 \text{ kgf}$$

Aplicamos la ecuación del equilibrio de momento a la barra y se representa en una gráfica el resultado:



El momento mayor, debido a esfuerzos de flexión, es:

$$M_{max} = 4650 \text{ kgfcm}$$

La barra es de sección circular, dimensionamos según la tensión máxima que se genera en la barra en el punto más desfavorable, el material, será acero inoxidable aleación 316.

$$\sigma_{max} = \frac{32Mf}{\pi D^3} \leq 1600 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

de aquí despejamos el diámetro:

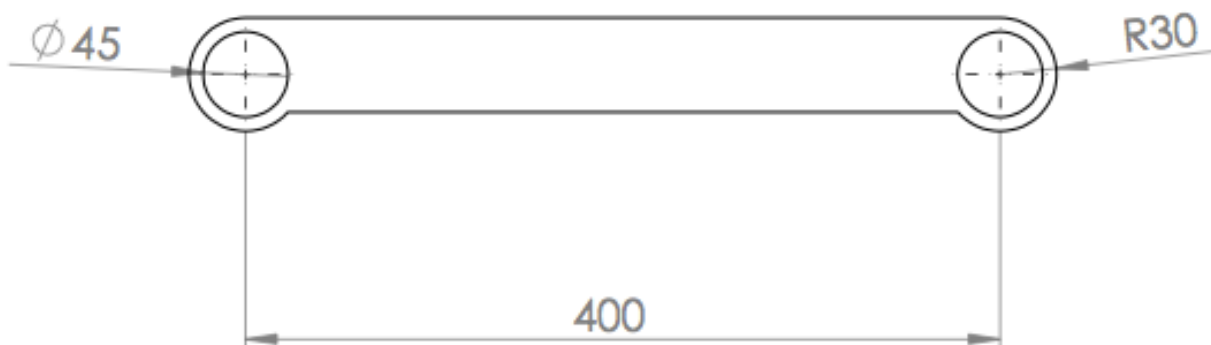
$$D = \sqrt[3]{\frac{32Mf}{\pi 1600}} = 3,09 \text{ cm}$$

Aplicamos un coeficiente de seguridad de 3 sobre la tensión admisible ya que sobre estas barras se manipulara por parte del operario los componentes de sujeción de la tapa de cilindro, por lo tanto están expuestas a un riesgo alto de golpes. Por lo tanto:

$$D = \sqrt[3]{\frac{3 \times 32Mf}{\pi 1600}} \cong 4,5 \text{ cm}$$

$$D = 4,5 \text{ cm} = 45 \text{ mm}$$

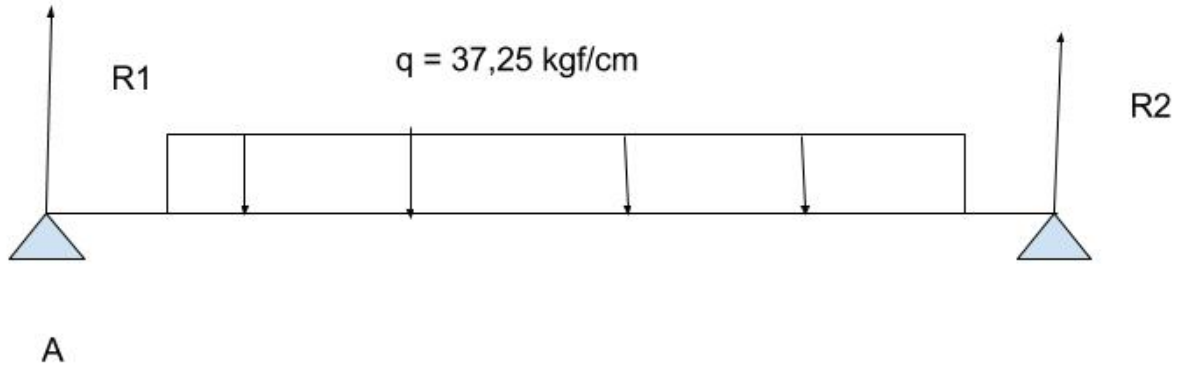
4.2 Soporte inferior.



El soporte inferior, soporta el peso de la tapa de cilindro más la reacción a la presión ejercida por los tornillos. Tiene dos apoyos situados uno en cada barra, los

cuales, se consideran simplemente apoyado. Por otra parte, la tapa la modelaremos como una carga distribuida.

Diagrama del cuerpo libre:



La distancia entre R1 y R2 son 40 cm.

Aplicamos sumatorio de fuerzas para hallar las reacciones en los apoyos. Como la carga es simétrica, sabemos que $R1 = R2$

$$\sum F = 0$$

$$2 R2 - 37,25\text{kgf/cm} \times 40\text{cm} = 0 \Rightarrow R2 = 745\text{kgf}$$

Una vez tenemos esto, calculamos el momento máximo de sollicitación, que sabemos que se encuentra en el centro, a distancia $x = L/2$, este lo obtenemos mediante la ecuación:

$$M_{max} = \frac{qL^2}{8} = \frac{37,25 \times 40^2}{8} = 7450\text{kgfcm}$$

Una vez tenemos el momento máximo, dimensionamos mediante el módulo resistente, que es necesario para soportar la carga. Además, sabemos que el material a utilizar es acero inoxidable 316, ya que va a estar sumergido.

Por lo tanto sabemos:

$$\sigma_{adm} = 1600 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$W_y = \frac{M_{max}}{\sigma} = \frac{7450\text{kgf}}{1600\text{kgf/cm}^2} = 4,66 \text{ cm}^3$$

El perfil a colocar será rectangular, calculamos la inercia de un perfil rectangular y una vez tenemos la inercia, dividimos por la distancia más alejada al centro de gravedad, para así, conseguir su módulo resistente.

Dimensiones del perfil:

b	h	Distancia CG
20 mm	50 mm	22,5 mm

$$I_y = \frac{bh^3}{12} = 20,83 \text{ cm}^4$$

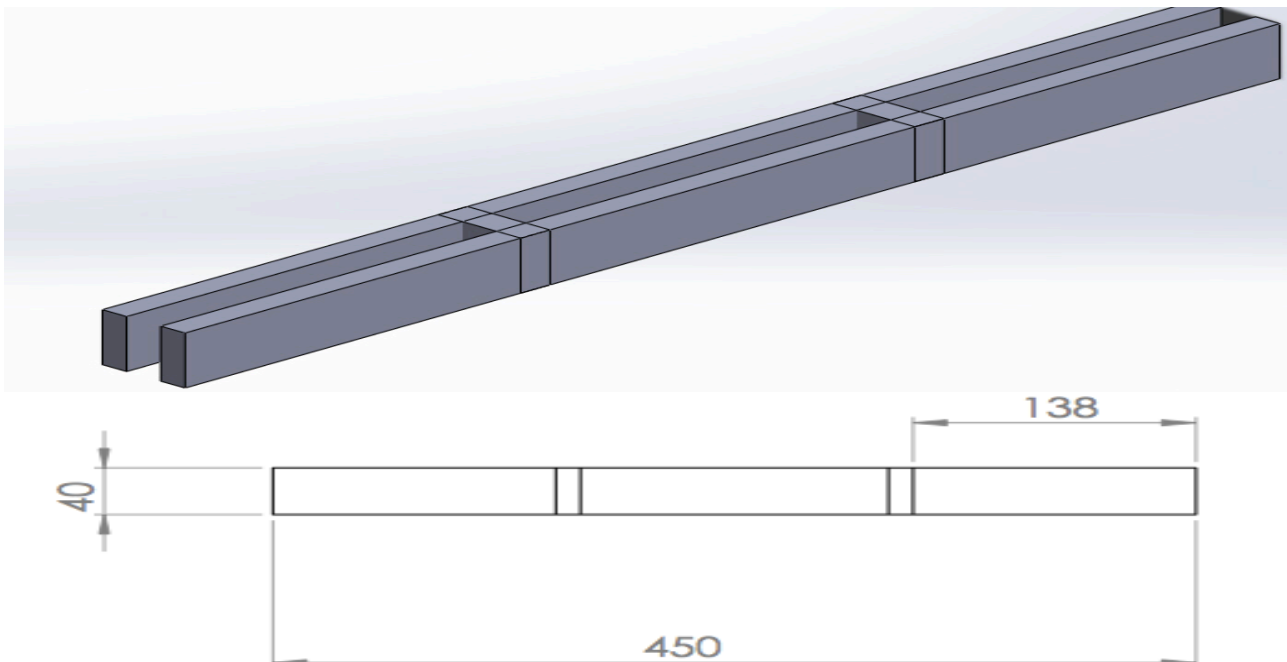
$$W_y = \frac{I_y}{\frac{h}{2}} = 8,33 \text{ cm}^3$$

Para este módulo resistente, el perfil es capaz de soportar un momento igual a:

$$M_{max} = W_y \times \sigma_{max} = 13333,33 \text{ kgfcm}$$

Por lo tanto, se considera aceptable ya que soporta casi el doble del momento máximo de sollicitación, sin superar la tensión admisible.

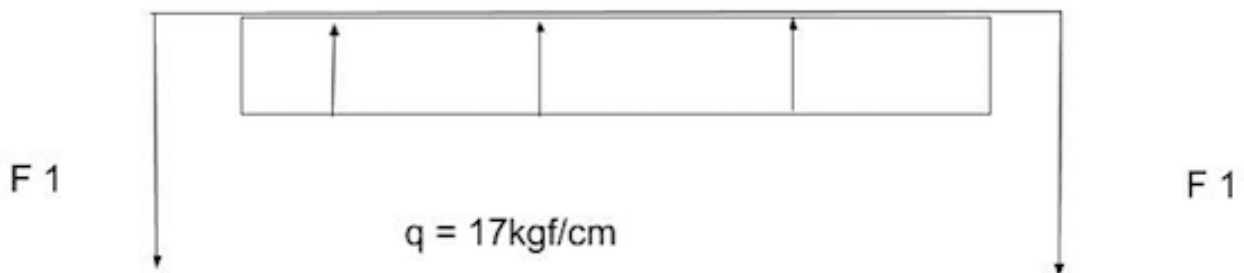
4.3 Soporte superior.



El soporte superior, tendrá un diseño diferente. Se compondrá de dos perfiles rectangulares que estarán uno a cada lado, separados por unos travesaños rectangulares que irán soldados. Entre los perfiles rectangulares, se coloca el tornillo que ejercerá el apriete sobre estos y a la vez, a la tapa de metacrilato.

La carga es la debida a la presión del aire que ejercerá la fuerza contra la placa de metacrilato que va debajo de los soportes superiores. Tenemos 4 soportes cada uno con dos tornillos por cada lado. Cada soporte se llevará una parte proporcional de la fuerza de presión que empuja la placa de metacrilato.

Diagrama cuerpo libre:



Dónde:

- F_1 , es igual por ambos lados y corresponde a la fuerza que ejercen los tornillos. $F_1 = 340 \text{ kgf}$.
- Q , es la carga distribuida sobre la que actúa la presión en dirección contraria. $Q = 17 \text{ kgf/cm}$
- La distancia entre los tornillos es 40 cm.

Colocaremos dos perfiles comerciales rectangulares de dimensiones cada uno:

b	h	Distancia CG
10 mm	40 mm	20 mm

Calculamos el momento máximo:

$$M_{max} = \frac{qL^2}{8} = \frac{17 \times 40^2}{8} = 3400 \text{ kgfcm}$$

Una vez tenemos esto, calculamos el módulo resistente necesario para soportar la carga:

$$W_y = \frac{M_{max}}{\sigma} = \frac{3400 \text{ kgf}}{2760 \text{ kgf/cm}^2} = 1,23 \text{ cm}^3$$

Calculamos el módulo resistente del perfil compuesto y comprobaremos si es adecuado para dicha carga.

$$I_y = \frac{bh^3}{12} = 10,66 \text{ cm}^4$$

$$W_y = \frac{I_y}{\frac{h}{2}} = 5,33 \text{ cm}^3$$

El momento máximo que soporta el perfil es, por lo tanto:

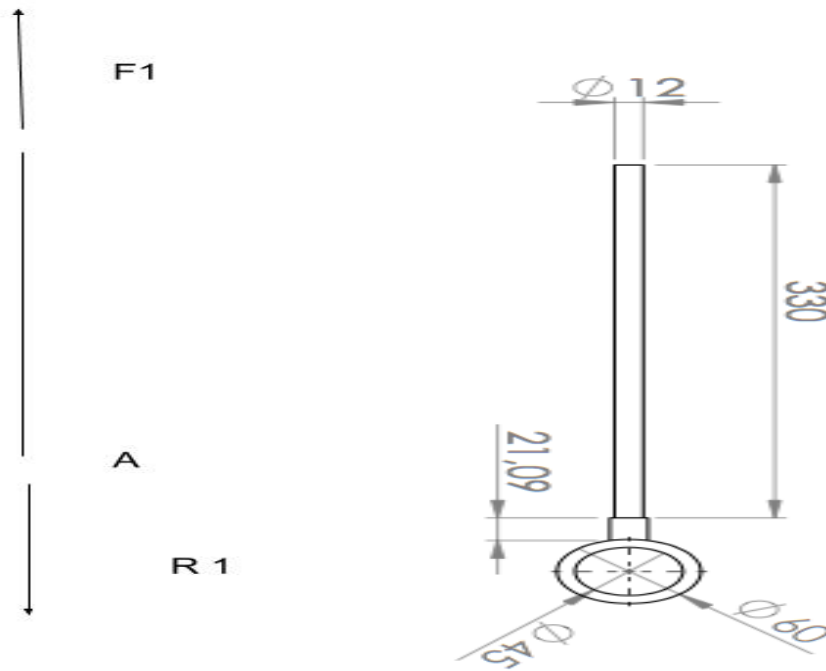
$$M_{max} = W_y \times \sigma_{max} = 8533,33 \text{ kgfcm}$$

Tenemos que el momento que soporta el perfil es mayor que el de sollicitación así la tensión esta por debajo de la tensión admisible, por lo tanto el perfil cumple.

4.4 Tornillos apriete.

Tenemos 8 tornillos de apriete en la máquina, cada uno soporta una fuerza de 360 kgf, estos están unidos a la barra de soporte y ejercen la presión necesaria en el soporte superior, para que esta fuerza, se transmita al metacrilato y selle el circuito de refrigeración para introducirle el aire en su interior.

Diagrama del cuerpo libre:



Dónde:

- $F1 = 360 \text{ kgf}$
- $R1 = 360 \text{ kgf}$

Este, es el caso más sencillo de sollicitación en el que nos encontramos con tracción pura. Utilizamos la definición de tensión:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{360 \text{ kgf}}{A \text{ cm}^2}$$

Se empleará acero inoxidable 316 para las barras roscadas, por lo tanto, sabemos cuál es su tensión admisible. Esto, nos permite despejar de la ecuación el área o sección y así, buscar una barra roscada adecuada y comercial.

$$\sigma = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{\sigma_{adm}} = \frac{360 \text{ kgf}}{1600 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 0,225 \text{ cm}^2$$

Tenemos una sección muy pequeña de barra, además, no estamos teniendo en cuenta que la resistencia de los tornillos es mucho mayor que la resistencia del acero estructural. En este caso, haremos una excepción por una razón, la estética de la máquina, ya que a la hora de adquirir confianza en los posibles compradores, buscaremos que este proporcionada y adecuada al tamaño de las diferentes piezas. Los tornillos, los colocaremos de 12 mm de diámetro, que es un tamaño adecuado ya que tienen de largo 330mm. De esta forma, cuando se mire la

máquina, parecerá compensada en cuestión de tornillos, ya que son una parte importante en la misma.

Calculamos la resistencia de la sección del tornillo de 12 mm de diámetro en acero inoxidable 316:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{360kgf}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 318,31 \frac{kgf}{cm^2}$$

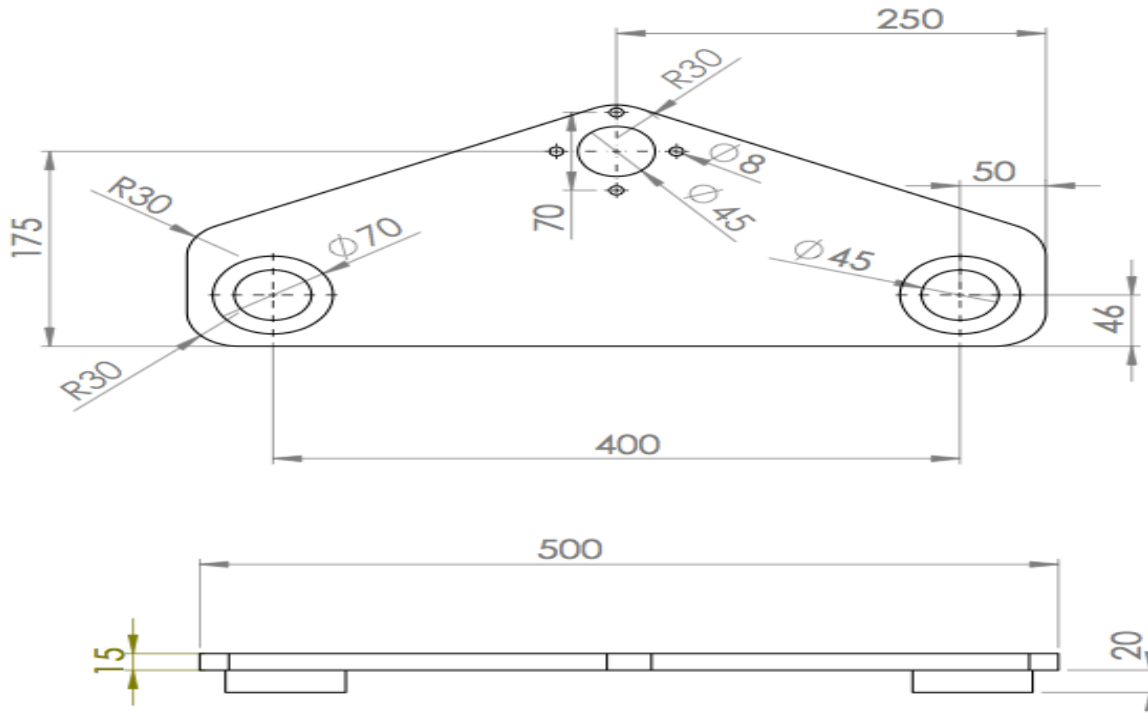
La tensión esta por debajo de la tensión admisible por lo tanto el tornillo cumple.

4.5 Placas laterales.

Las placas, serán las piezas que sujetaran las dos barras de soporte, donde irá la tapa de cilindro con los demás componentes para el sellado. Estas, son muy importantes en la estructura, ya que dan forma a la mesa de soporte y, a la vez, van acoplado en su parte superior el eje con sus respectivos tornillos que permitirán que la mesa gire del todo.

Por otro lado, el material de las placas será de aluminio, para evitar el excesivo peso, ya que necesitamos que la estructura sea ligera y que no tenga un coste excesivo e innecesario.

Esquema de fuerzas:



Simplificamos la placa en una estructura de tres barras, para así, calcularla en las secciones donde más trabajará que serán unas barras imaginarias que van desde las cargas hacia el apoyo. El coeficiente de seguridad será mayor que el calculado aquí, ya que el resto de la placa también trabajará, aunque las partes principales que lo hagan, serán las supuestas en esta simplificación.

Conocemos:

$$F \text{ barra } 1 = F \text{ barra } 2$$

$$R \text{ eje} = F \text{ barra } 1 + F \text{ barra } 2$$

Las fuerzas hacia abajo son debidas al peso de las barras, los tornillos, los soportes superiores e inferiores y al peso de la tapa de cilindro.

Componente	Volumen	Densidad	Peso
Barras	2226,6 cm ³	7,9 g/cm ³	17,6 kgf
Tornillos	94,71 cm ³	7,9 g/cm ³	0,8 kgf
Soporte inferior	498,96 cm ³	7,9 g/cm ³	3,9 kgf
Soporte superior	320 cm ³	7,9 g/cm ³	2,5 kgf
Tapa de cilindro	X	X	100 kgf

Componente	Cantidad	Peso total
------------	----------	------------

Barras	2	35,2
Tornillos	8	6,4
Soporte inferior	2	7,8
Soporte superior	4	10
Tapa de cilindro	1	100

Tenemos, por lo tanto, que las fuerzas valen:

$$F = \frac{\sum \text{peso}}{2 \text{ apoyos} \cdot 2 \text{ placas}} = 39,85 \text{ kgf}$$

$$R = 2F = 79,7 \text{ kgf}$$

Las barras consideradas, tendrán al menos el mismo ancho que las barras que sujetan, lo que variaremos será el espesor de la placa, que será lo que dimensionaremos.

Calculamos las fuerzas que actúan en cada barra, distinguimos tres barras: dos inclinadas y una horizontal que las une. Cada una, supuesta tiene una sección de $7,5 \text{ cm}^2$, ya que son los 5 cm de ancho más 1,5 cm de espesor.

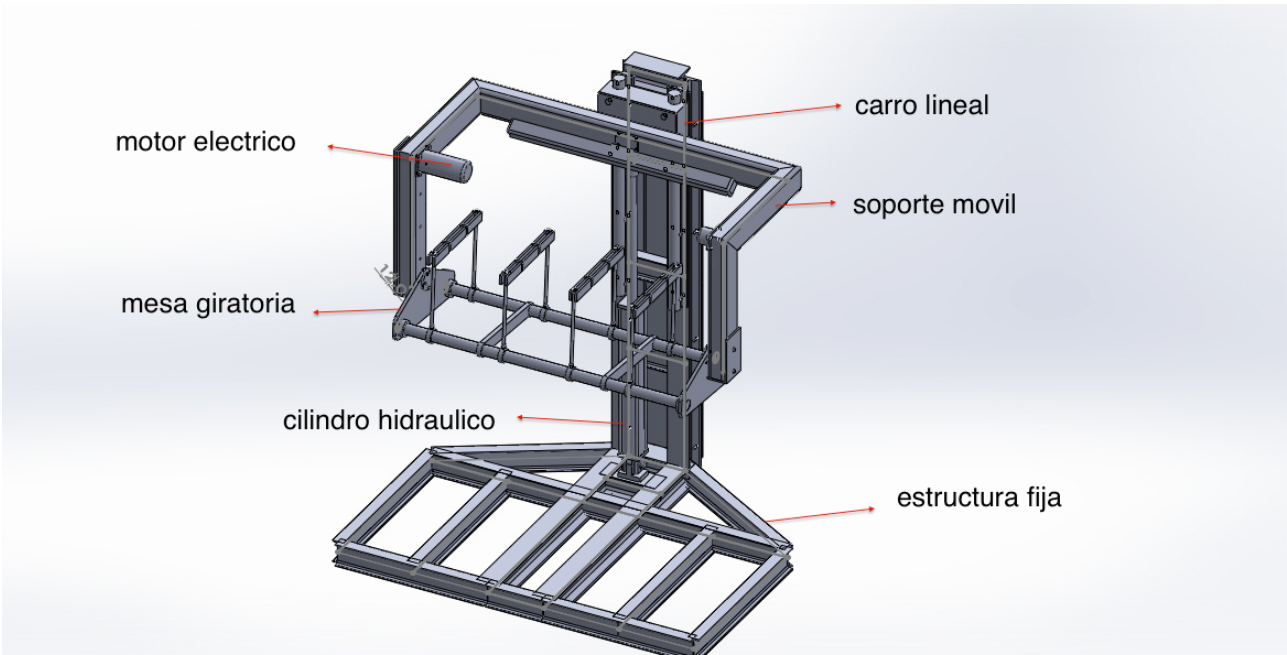
hallamos la fuerza y la tensión en cada barra.

- Barra1 => tracción=> fuerza 18,71 kgf ;tensión= 2,49 kgf/cm²
- Barra 2 = tracción=> fuerza 18,71 kgf ;tensión = 2,49 kgf/cm²
- Barra 3 = compresión => fuerza 31,24kgf; tensión = 4,165 kgf/ cm²

La placa cumple ya que la tensión de sollicitación esta por debajo de la tensión admisible.

5. Dimensionado soporte móvil.

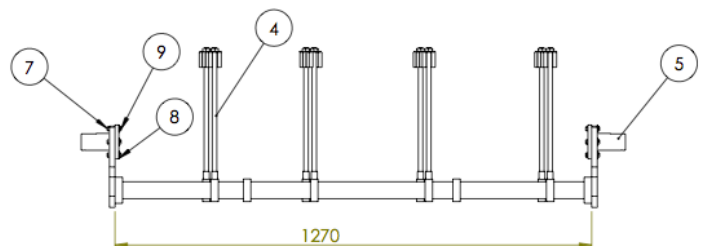
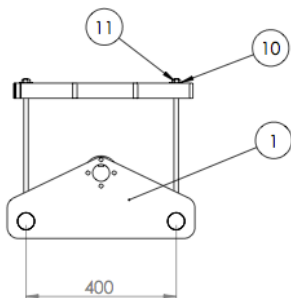
El soporte móvil es una pieza fundamental, ya que forma la estructura donde actuará el cilindro hidráulico, el cual hará subir y bajar la tapa de cilindro para sacarla o introducirla en el agua caliente.



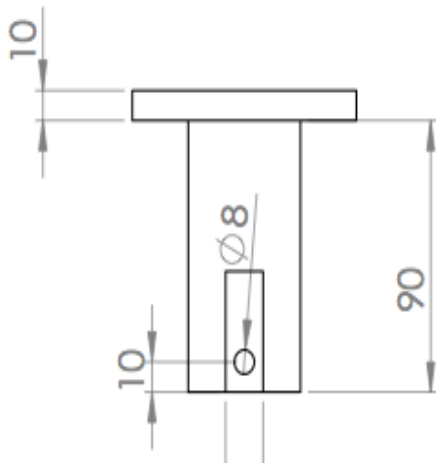
5.1 Eje.

Tenemos dos ejes que permitirán el giro de la mesa, uno de ellos va acoplado un piñón de cadena que transmitirá el movimiento desde un motor eléctrico a la mesa giratoria, donde girara la tapa de cilindro, y el otro, simplemente servirá de apoyo. Los dos ejes en cuestión de dimensionado serán iguales, tanto por estética como por el equilibrio de la mesa. Se fijará el dimensionado en el eje de mayor sollicitación, en este caso, el que lleva acoplado el piñón y será, a través de él por el que se transita el movimiento de rotación de la mesa. Los ejes serán de acero inoxidable y estarán unidos a las placas mediante tornillos.

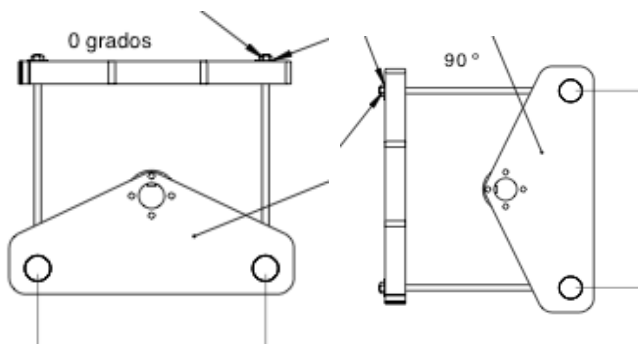
En el eje de mayor sollicitación, tenemos las siguientes cargas: el peso de la mesa, accesorios y tapa de cilindro. Además, del momento torsor ocasionado por el motor eléctrico que hará girar la mesa.

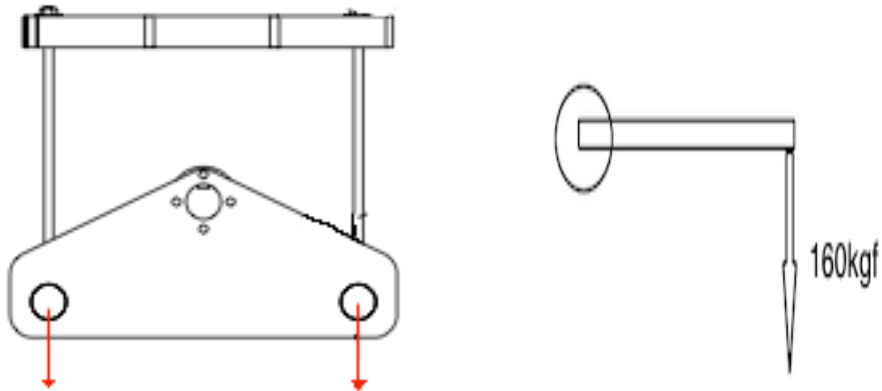


El eje se muestra con el numero 5.



Los dos ejes estarán soportados por rodamientos, como ya se dijo uno de ellos transmitirá el momento torsor desde el motor eléctrico. La mesa gira a 6 r.p.m. por lo tanto hay riesgo de rotura por fatiga. Para el calculo del momento torsor simplificamos el sistema como una carga aplicada a la distancia que separa las barras de soporte con el centro de gravedad del eje. Al tener una carga puntual desplazada del centro de gravedad que gira alrededor del eje nos genera un momento torsor alternativo que cambia en función de la posición en la que se encuentre la carga. En este caso calcularemos el momento en el peor punto que se sitúa a 90° y este será el que usaremos en nuestro dimensionado. Sabemos que el momento es negativo y tiene el mismo valor en 270° . En 0° y en 180° el valor del momento torsor es 0, ya que la carga es vertical justo en esos dos puntos.



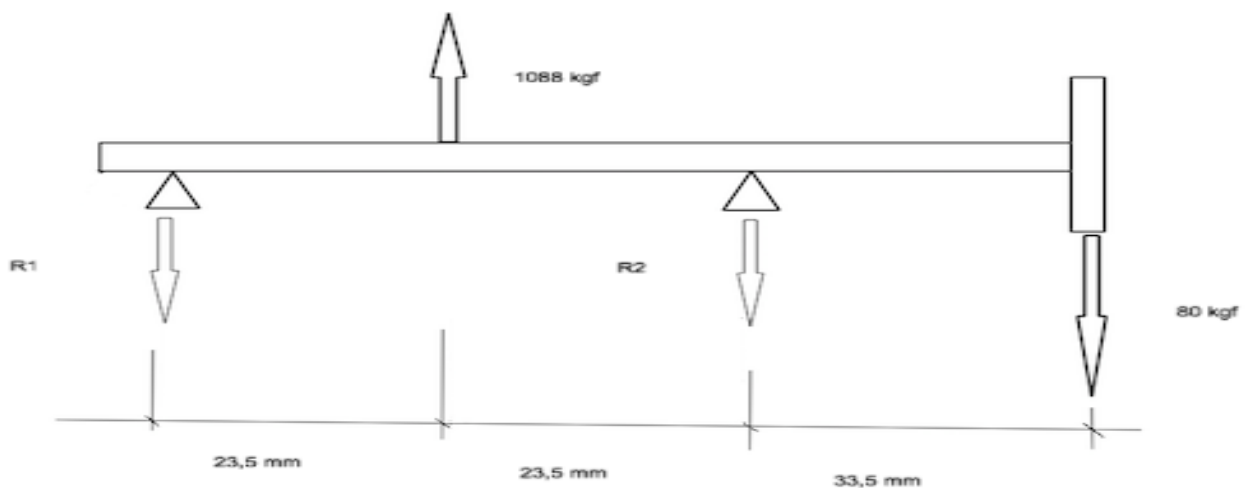


El momento torsor al que está sometido el eje es finalmente es la fuerza por la distancia al eje de giro. La distancia nos la da la placa de soporte entre el eje y una de las barras de soporte, la calculamos:

$$r = \sqrt{12,9^2 + 20^2} = 23,8 \text{ cm}$$

$$M_t = \text{peso total de la mesa} * \text{radio de giro} = 160 \text{ kgf} * 23,8 \text{ cm} = 3808 \text{ kgfcm}$$

Una vez tenemos el momento torsor máximo calculamos el momento flector en el eje, para ello nos ayudamos del diagrama del cuerpo libre:



Aplicamos:

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_1 - R_2 - 80 + 1088 = 0$$

$$\sum_{R_1} M = 0$$

$$1088 \cdot 23,5 - R_2 \cdot 47 - 80 \cdot 80,5 = 0$$

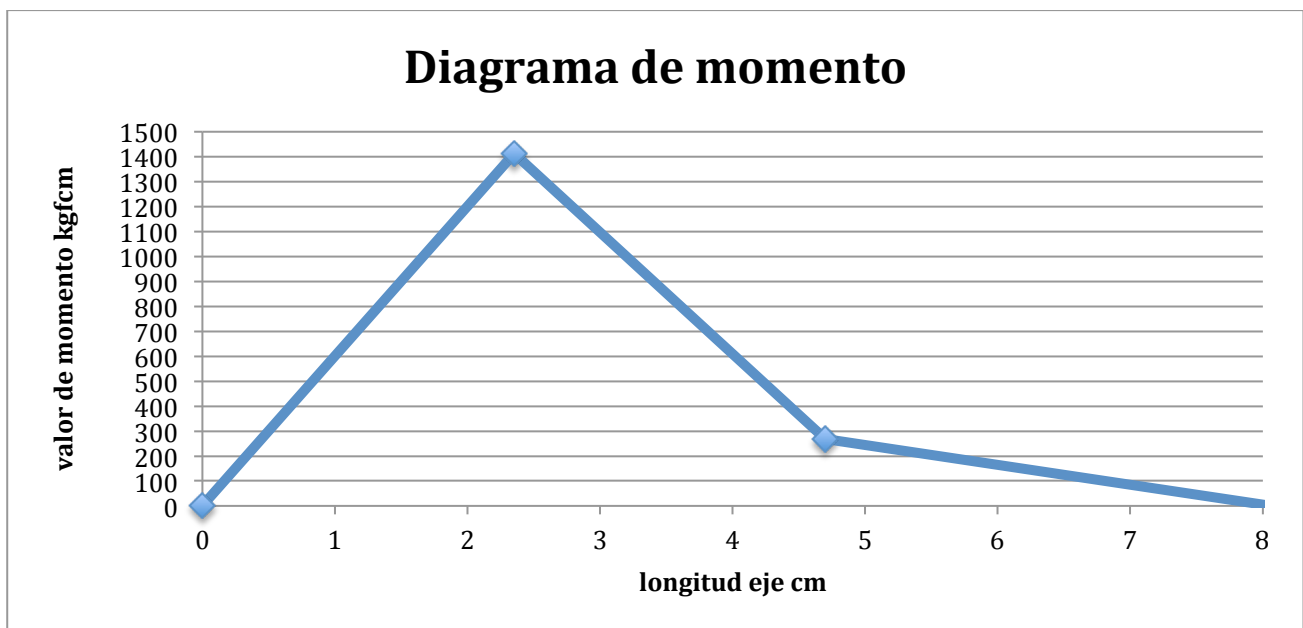
De aquí obtenemos:

R1= 601 kgf; R2= 407kgf;

Estas fuerzas en los extremos consideradas ejercen un momento flector en el eje y en nuestro caso, solo se originan en el eje y.

- F1 = 1080 kgf (causada por la tensión de la cadena calculada en el componente).
- F2 = 80 kgf (fuerza debido al peso de la mesa)

Calculamos el momento flector para distintos puntos para buscar el punto donde es máximo:



$$Mf \text{ maximo} = 1412,35 \text{ kgfcm}$$

Aplicamos la fórmula para la combinación de cargas de Von Mises y de ella, despejamos el diámetro necesario con la tensión admisible del material.

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}D^3} \sqrt{2 \left(\frac{Mf}{0,1}\right)^2 + 6 \left(\frac{Mt}{0,2}\right)^2} \leq \sigma_{adm}$$

Introducimos los datos y despejamos el diámetro que debe tener nuestro eje.

- D= 2,94 cm

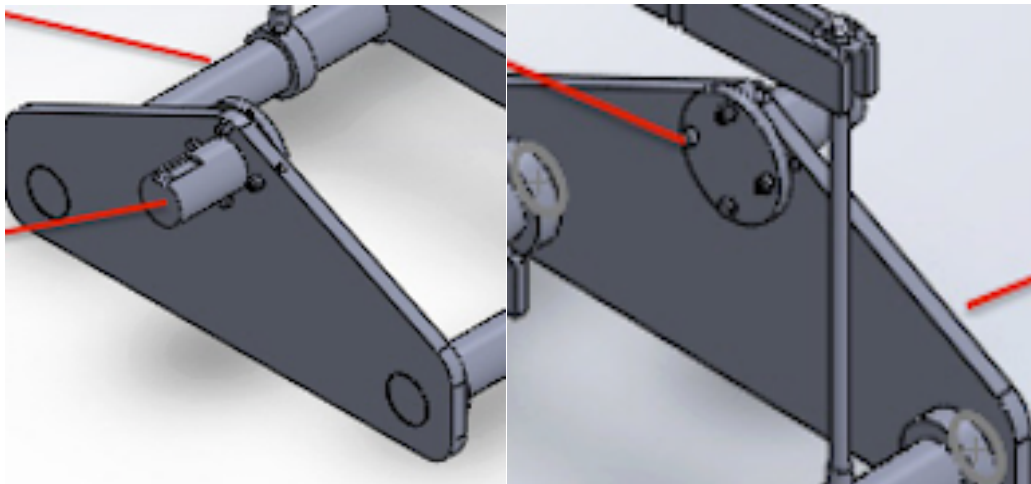
Aplicamos un coeficiente de seguridad de 2 a la tensión admisible, así obtenemos un diámetro:

- D= 3,72 cm

De manera que, vienen diámetros comerciales de 40 mm con lo cual, aplicaremos este diámetro a nuestro eje.

5.2 Tornillos de torsión.

Los tornillos que sujetan la placa al eje, están sometidos a la fuerza cortante que aparece con el momento torsor. Tenemos que la placa está fijada al eje mediante 4 tornillos de acero inoxidable, de esta manera nos aseguramos que la carga se reparte uniformemente a través del perímetro del eje, el cual está fabricado de tal forma que albergará los tornillos en un plato de 70 mm de diámetro. Estos tornillos, deben soportar la fuerza del peso de la mesa y accesorios más el momento torsor para que esta gire. Ambas sollicitaciones generan un cortante que se reparte en los 4 tornillos.



Dimensionaremos el lado de mayor sollicitación, que es el eje que lleva asociado el momento torsor para el movimiento, el otro eje se fabricará de la misma manera.

La tensión de corte, viene dada por la fuerza de corte, la calculamos:

$$F = \frac{Mt}{r_{plato}} = 1080 \text{ kgf}$$

Dónde:

- $P = 159,4 \text{ kgf}$
- $R = 23,68 \text{ cm}$
- $r = 3,5 \text{ cm}$

También, tenemos la misma fuerza de apoyo de la mesa que, en cada apoyo, vale 80 kgf.

Ambas fuerzas sumadas, equivalen a la fuerza de corte en los tornillos.

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{corte}}}$$

A corte = el área resistente al cortante de los tornillos, esto es su superficie lateral que ocupa las dos placas.

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{corte}}} = \frac{1080 + 80 \text{ kgf}}{4 \text{ tornillos} \cdot 2\pi \cdot r \cdot h} = \frac{1160 \text{ kgf}}{4 \cdot 2\pi \cdot 0,4 \cdot 2} = 58 \text{ kgf/cm}^2$$

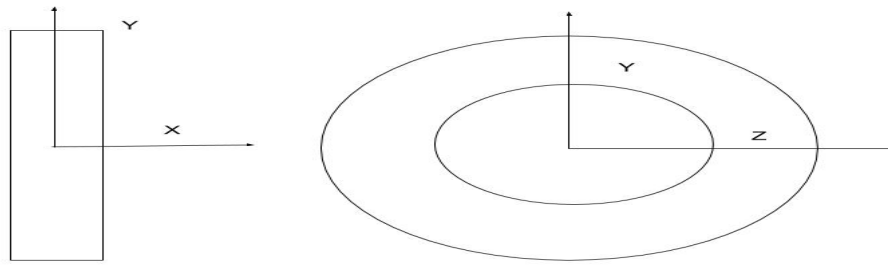
Los tornillos, por diseño de la máquina, se colocarán de 8 mm con una calidad 8.8, con lo cual, serán capaces de resistir bien la carga.

El coeficiente de seguridad empleado en este caso, será bastante alto, ya que los tornillos son capaces de resistir una tensión 27 veces superior.

5.3 Rodamientos.

Los rodamientos soportarán el eje de la mesa, permitiendo el giro de la misma. Este se dimensiona en función de la carga calculada anteriormente en el eje. Debemos tener en cuenta, el diámetro del eje para encontrar en el mercado los rodamientos.

La carga a soportar por los rodamientos es radial. Por un lado el peso de la mesa con la tapa de cilindro sobre de ella con un total de 160 kg, esta la soportarán cuatro rodamientos, dos por cada lado. Pero como el caso anterior nos encontramos con que uno de los lados tiene una sollicitación mayor, debe soportar al eje que transmite el movimiento. En este caso tenemos la fuerza debida a la tensión para ocasionar el giro de la mesa, el momento torsor que la hace girar.



Conocemos la carga en el eje y por tanto, la carga que debe absorber los rodamientos. La cargas que deben soportar viene dada por la reacción en los apoyos del eje. Tenemos que en el eje de mayor sollicitación hay dos cargas diferentes, utilizaremos la mayor de ellas para seleccionar los rodamientos. De esta forma todos los rodamiento serán idénticos para así facilitar el mantenimiento y repuestos en un caso de fallo por desgaste con el tiempo.

Tenemos carga radial máxima que vale:

- R1= 601 kgf

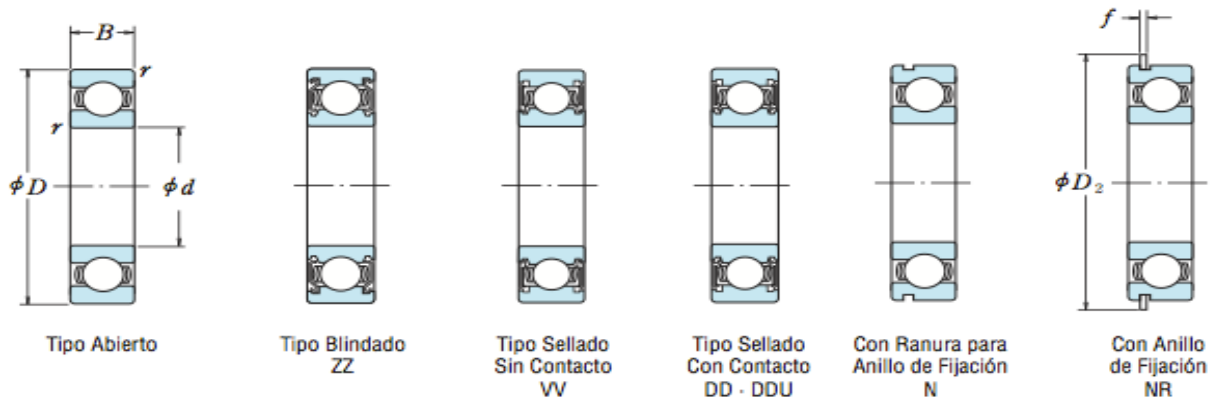
Una vez tenemos la carga vamos catálogo de rodamientos que nos proporciona el fabricante y seleccionamos el que mejor se adapta a nuestras necesidades.

Teniendo en cuenta que el tamaño del eje será de 40 mm y la velocidad es muy baja de 4 r.p.m. la consideramos despreciable.

El catálogo del fabricante nos proporciona:

RODAMIENTOS DE BOLAS DE RANURA PROFUNDA DE UNA SOLA HILERA

Diámetro Interior 25~45 mm

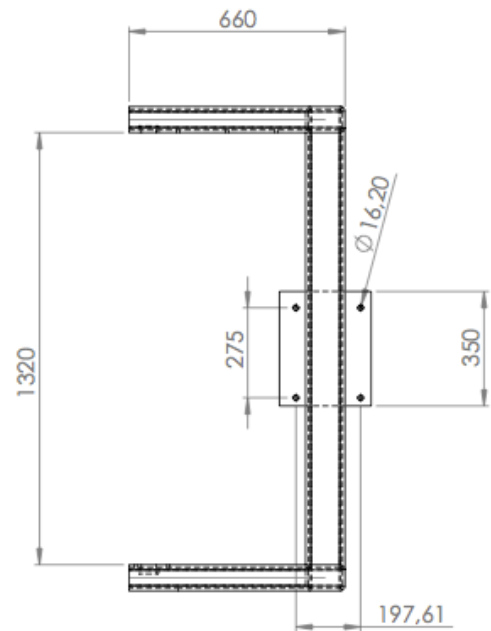
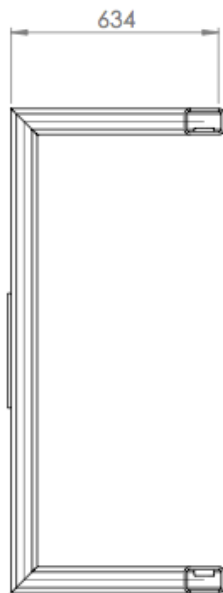
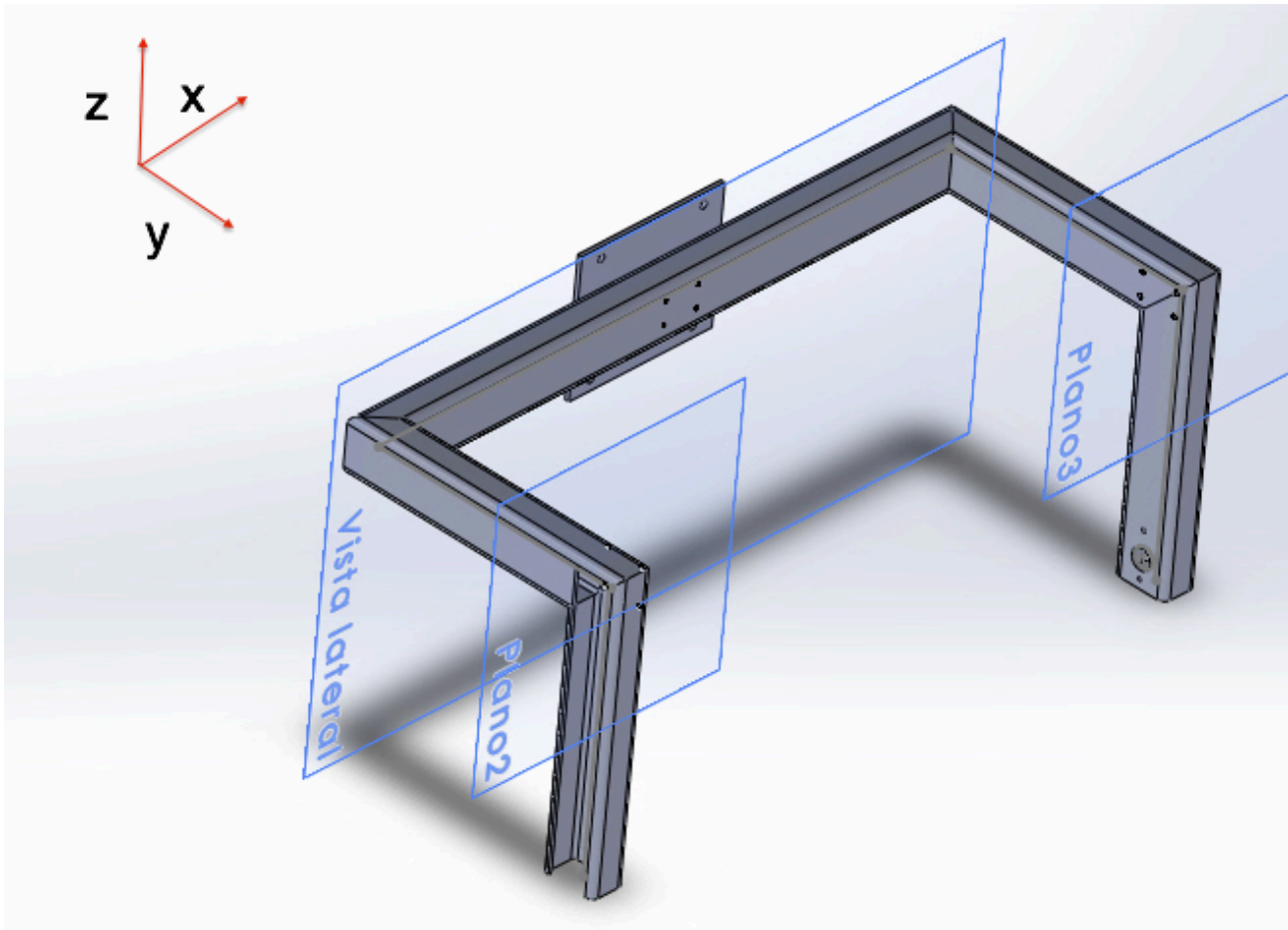


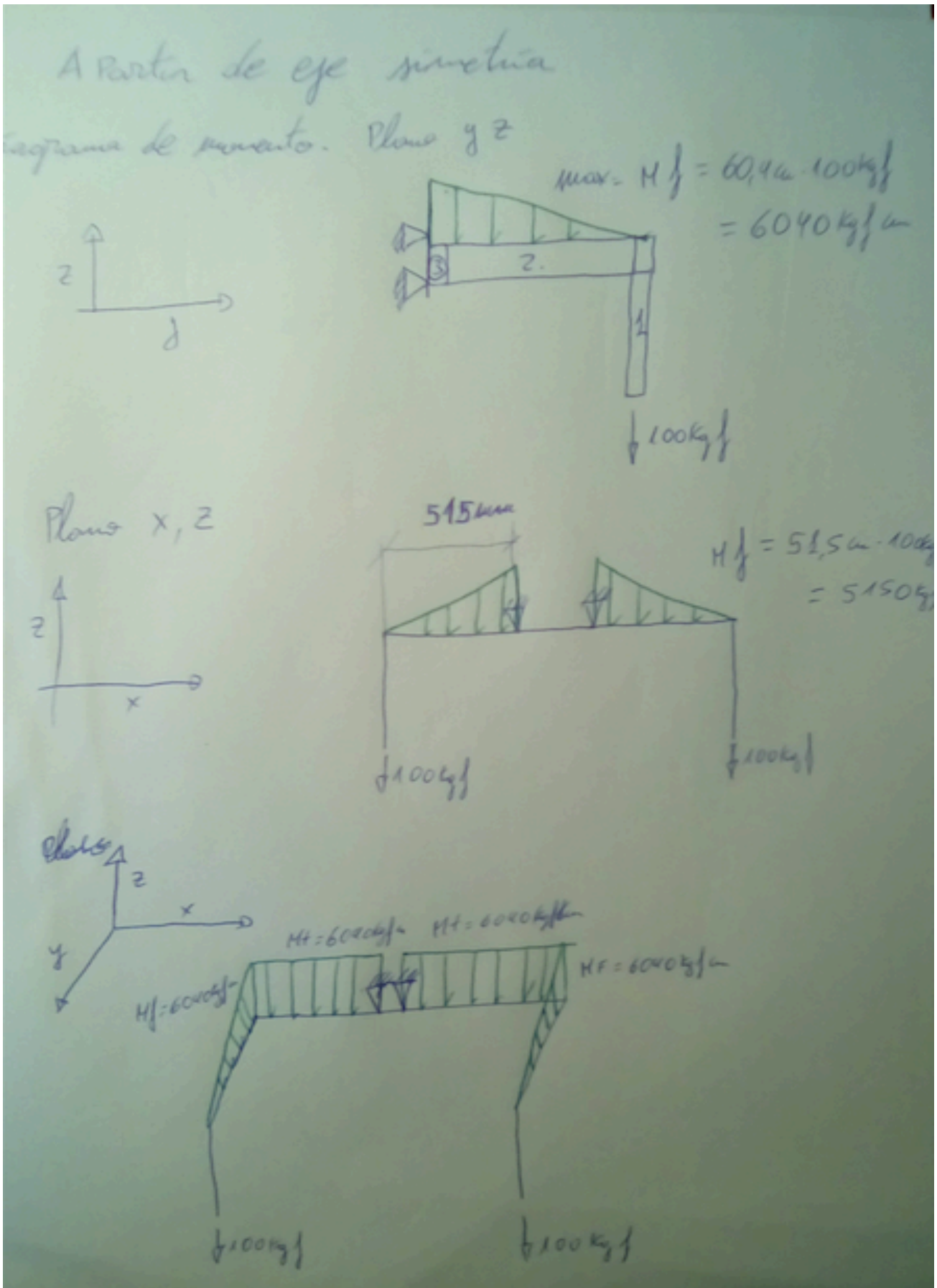
Dimensiones (mm)	Índices de Carga Básica				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento						
	d	D	B	r mín.		(N)		(kgf)		Grasa		Aceite			
						C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	Abierto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Abierto Z	Abierto	Blindado	Sellado
40	52	7	0.3	6 350	5 550	650	565	17.0	12 000	6 700	14 000	6808	ZZ	VV	DD
	62	12	0.6	13 700	10 000	1 390	1 020	15.7	11 000	6 300	13 000	6908	ZZ	VV	DDU
	68	9	0.3	12 600	9 650	1 290	985	16.0	10 000	—	12 000	16008	—	—	—
	68	15	1	16 800	11 500	1 710	1 180	15.3	10 000	6 000	12 000	6008	ZZ	VV	DDU
	80	18	1.1	29 100	17 900	2 970	1 820	14.0	8 500	5 600	10 000	6208	ZZ	VV	DDU
	90	23	1.5	40 500	24 000	4 150	2 450	13.2	7 500	5 300	9 000	6308	ZZ	VV	DDU

Seleccionamos un rodamiento rígido de ranura profunda que soporta una carga radial máxima de 1710 kgf.

5.4 Estructura móvil.

La estructura móvil ha de soportar el peso de la mesa de soporte, con la tapa de cilindro encima. Es una estructura sencilla que aleja la mesa de las guías y nos permite introducir la tapa de cilindro en el agua sin que ningún componente se vea afectado por ella. Las dimensiones de la estructura son fundamentales, ya que debe poder introducirse dentro del tanque.





Como se puede observar, la estructura tiene tres barras consideradas desde la carga hasta la zona de apoyo, la primera de ellas, está más próxima a la carga de sollicitación, donde vemos que es una carga de tracción. Sin embargo, en la segunda barra, la carga de tracción se convierte en una de flexión. Pero, es en la tercera barra donde nos encontramos con los problemas reales ya que está sometida a torsión y también a flexión. El perfil que se usará, será un perfil rectangular, el material en este caso será acero, ya que nos permite utilizar espesores mayores para soportar la carga de torsión y flexión combinada. El problema viene de someter a torsión una sección que no es circular, esto hace que se reduzca su rigidez y nos obligue a utilizar ecuaciones más complejas y específicas para este tipo de secciones.

Datos:

- material: Acero $\sigma_{adm} = 1400 \text{kgf/cm}^2$.
- sección de perfil rectangular normalizado.

La carga de sollicitación se calculará en función del peso de la mesa giratoria, más el motor eléctrico de accionamiento del giro, más los piñones y cadena de transmisión del movimiento, así como el rodamiento, el eje y la tapa de cilindro. La carga se divide en dos, ya que tenemos dos apoyos de una estructura sobre la otra.

La carga total ya calculada anteriormente son 160 kg totales de la mesa giratoria, y se estima 40 kg más en el resto de piezas. Esto hace un total de 200 kg, que se reparten en dos apoyos por igual (aunque solo un lado sea el de accionamiento se colocará un contrapeso en el otro lado para equilibrar la máquina) por lo tanto:

- $F = 100 \text{kgf}$

El cálculo se centrará en la tercera barra, donde encontramos la peor sollicitación, calculamos el momento torsor uniforme en la sección, y luego recalcularemos este momento considerando el peso propio de la estructura.

$$Mt = F \times d = 100 \text{kgf} \times 60,4 \text{cm} = 6040 \text{kgfcm}$$

Para el dimensionado del perfil utilizaremos la teoría de flujo cortante para un perfil cerrado, esto es una fórmula general para cualquier tipo de perfil cerrado en la que

se considera que la carga se reparte uniformemente en el perfil en función de la rigidez que presente el perfil, que es su área y su espesor.

$$\tau = \frac{Mt}{2F\delta_{max}} \leq \tau_{adm}$$

Para utilizar la fórmula, necesitamos saber las características del perfil. Como ya se ha dicho, utilizaremos un perfil rectangular ya seleccionado y comprobaremos que este perfil funciona, si no es así recalculemos todo para un perfil mayor hasta encontrar el perfil deseado.

- Perfil rectangular de acero.

B mm	H mm	δ mm	F (Área) cm ²	Peso kg/m
80	120	5	21,32	14,24

Utilizaremos un coeficiente de seguridad de 2.

$$\tau_{adm} = 808 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\tau_{xz} = \tau_{yz} = \frac{Mt}{2F\delta_{max}} = \frac{6040}{2 \times 21,32 \times 0,5} = 283,30 \leq \tau_{adm}$$

Pero además de un momento torsor la viga esta sometida también a un momento flector.

$$Mt = F \times d = 100 \text{ kgf} \cdot 51,5 \text{ cm} = 5150 \text{ kgf cm}$$

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{5150 \text{ kgf cm}}{65,80 \text{ cm}^3} = 78,26 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

En el empotramiento de la soldadura es donde nos encontramos con la peor sollicitación ya que tenemos estos dos momentos combinados, para la comprobación utilizaremos la ecuación de Vonn Mises para la combinación de momentos.

$$\sigma_{equ.} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_z^2 + 6(\tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} = 696,15 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} < \sigma_{adm}.$$

Este perfil cumple.

5.5 Piñón – cadena.

La rueda dentada que va acorde con la cadena, está diseñada para soportar las tensiones originadas para soportar el momento torsor que se generará para mover la mesa giratoria.

Esto nos lo proporciona un proveedor del que en el Anexo 2 tenemos su catálogo y sus características. Para elegir el más adecuado, tenemos en cuenta las dimensiones de nuestro perfil de la estructura, ya que debe alojarse en el interior del perfil, así como las tensiones que debe soportar la cadena debido a las generadas en la rueda dentada. Es por ello que, seleccionamos una rueda dentada que se adapta a las características del perfil, la cual no debe superar un ancho de 40 mm ni un diámetro de 100 mm. Se muestra un extracto del catálogo con la selección de la rueda dentada.

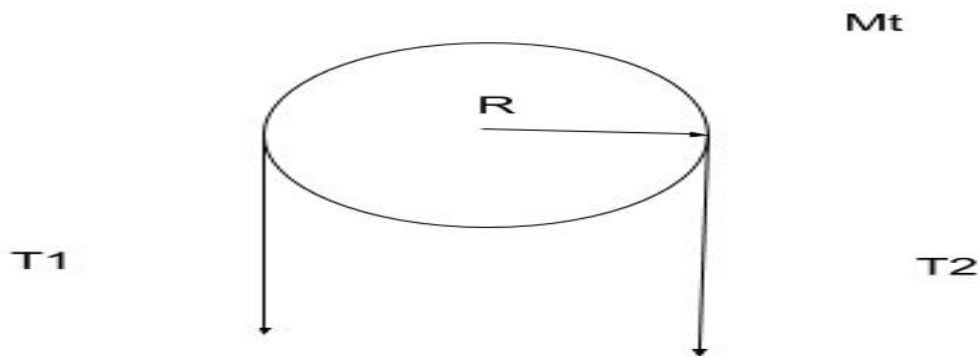
08B1 1/2" Pitch 12,7mm Catalogue Code 027B01--

Teeth	Outer Diameter O	Pitch Diameter d_p	Hub Diameter N	Length through Bore L	Plate Thickness B	Stock Bore D	Max Bore	Type
8	37.20	33.18	20.00*	25	7.2	10	10	1
9	41.00	37.13	24.00*	25	7.2	10	10	1
10	45.20	41.10	28.00	25	7.2	10	11	1
11	48.70	45.07	29.00	25	7.2	10	13	1
12	53.00	49.07	33.00	28	7.2	10	17	1
13	57.40	53.06	37.00	28	7.2	10	20	1
14	61.80	57.07	41.00	28	7.2	10	24	1
15	65.50	61.09	45.00	28	7.2	10	28	1
16	69.50	65.10	50.00	28	7.2	12	30	1
17	73.00	68.11	52.00	28	7.2	12	30	1

Calculamos la tensión en la cadena en función del radio del piñón, como no tenemos un radio establecido suponemos un diámetro de unos 70 mm más de la mitad de la altura del perfil, de esta manera nos aseguramos que este quepa en el perfil y que además, sobre espacio.

Obtenemos la tensión suponiendo la tensión 2 nula, así toda la carga se concentra en un solo lado a la hora de iniciar el movimiento.

Diagrama cuerpo libre:



$$Mt = 3808 \text{ kgfcm}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{Mt}{r_{\text{piñon}}} = \frac{3808 \text{ kgfcm}}{3,5 \text{ cm}} = 1088 \text{ kgf}$$

Pasamos esta fuerza a N, ya que es la unidad con la que vienen las cadenas.

$$T_1 = 10595 \text{ N}$$

De esta forma obtenemos la tensión para la cadena que seleccionamos de un catálogo de fabricante de cadenas.

WITRA Type	ISO/DIN Code	Pitch		Inner width b1 min	Outer width b2 max	Roller diam. d1 max	Pin diam. d2 h9	Plate height g max	Addl. length k mm	Total width i1 max	Bearing area f cm ²	Break load DIN N min	Weight kg/m	Conn. Links
		mm	inch											
WT04	04	6	-	2.8	4.1	4	1.85	5.1	2.9	7.4	0.08	3000	0.11	A E C
WT05	05B-1	8	-	3	4.77	5	2.31	7.1	3.1	8.6	0.11	5000	0.18	A E C
WT06	06B-1	9.525	3/8	5.72	8.53	6.35	3.28	8.2	3.3	13.5	0.28	9000	0.38	A E L
WT08	08B-1	12.7	1/2	7.75	11.3	8.51	4.45	11.8	3.9	17.0	0.50	18000	0.68	A E L
WT081	081	12.7	1/2	3.3	5.8	7.75	3.66	9.9	1.5	10.2	0.21	8200	0.28	A E L
WT083	083	12.7	1/2	4.88	7.9	7.75	4.09	10.3	1.5	10.6	0.32	12000	0.42	A E L
WT084	084	12.7	1/2	4.88	8.8	7.75	4.09	11.1	1.5	11.5	0.36	16000	0.59	A E L

Seleccionamos una cadena con una tensión máxima de 18000 N.

Tenemos una distancia entre centros máxima recomendada de 40 pasos, por lo tanto, calculamos la distancia a la que debemos tener nuestro sistema.

$$d = P \times 40 = 12,7 \text{ mm} \times 40 \text{ pasos} = 508 \text{ mm}$$

Tenemos una distancia entre centro de catalina de 508 mm.

La velocidad a la que vamos a girar la mesa será de 4 r.p.m. una velocidad baja ya que debe permitir la inspección visual de la tapa de cilindro. Esta velocidad tan baja hace que los fenómenos de fatiga de las placas del eslabón y el desgaste por impacto de los rodillos de la cadena sean muy bajos por lo tanto, tendrá una vida útil más larga, ya que estos dos fenómenos prácticamente no aparecerán.

También, será baja la abrasión entre pernos y buje, ya que estos fenómenos dependen fuertemente de la velocidad y esta es muy baja.

5.6 Acoplamiento rueda dentada eje.

La rueda se acoplará al eje mediante una chaveta, en este apartado se diseñará la chaveta y se comprobará que esta cumple con las características necesarias para soportar el momento torsor de sollicitación.

$$Mt = 3808 \text{kgfcm}$$

Se tiene una chaveta con las siguientes características:

b	h	l
12 mm	12 mm	28 mm

Siendo b= ancho, h = profundo, l = largo.

Comprobamos la chaveta a cortante:

$$\tau = \frac{2Mt}{Dbl} = \frac{2 \cdot 3808}{4 \cdot 1,2 \cdot 2,8} = 566,7 \text{kgf/cm}^2 \leq 808 \text{kgf/cm}^2$$

Cumple a cortante.

Comprobamos a compresión de la parte que la chaveta entra en el eje.

$$\sigma = \frac{4Mt}{Dlh} = \frac{4 \cdot 3808}{4 \cdot 1,2 \cdot 2,8} = \frac{1133,3 \text{kgf}}{\text{cm}^2} \leq 1400 \text{kgf/cm}^2$$

Cumple a compresión.

Concluimos que la chaveta es adecuada para unir el eje al cubo y transmitir el momento torsor.

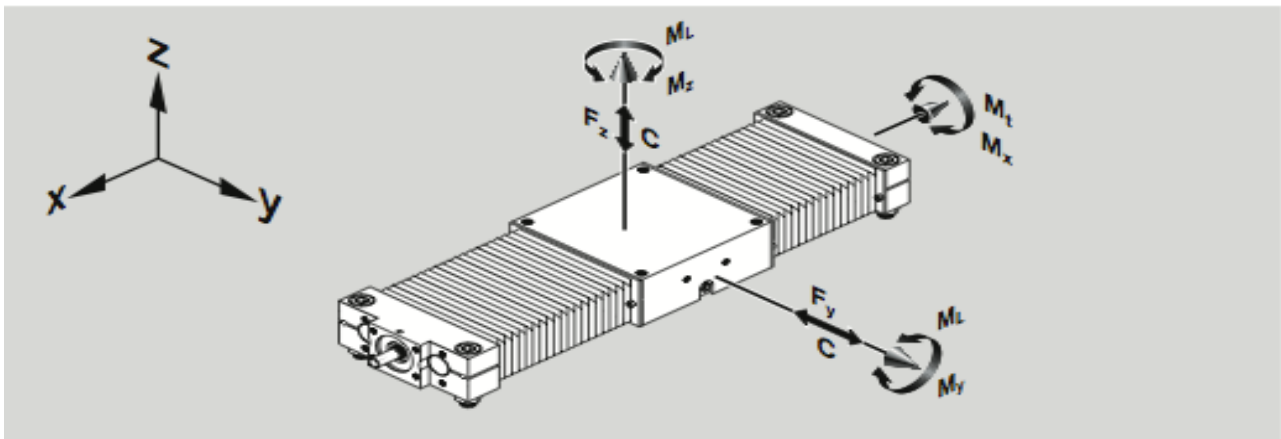
6. Carro lineal:

Para guiar el movimiento de subida y bajada de la estructura móvil que a su vez esta acoplada a la mesa giratoria, utilizaremos un carro de guiado del movimiento lineal. Este carro lo proporciona la empresa Bosch, en la que encontramos varias soluciones a los problemas.

En el catálogo proporcionado, nos encontramos con una tecnología actual, los cojinetes son de bolas internas que hacen que su vida útil sea mayor y evitan que

el carro se detenga por una sobrecarga en un lado. Las barras que guían el carro son de acero templado de alta resistencia que soportan grandes cargas sin perder precisión. El carro tiene 4 cojinetes y una mesa robusta preparada con tornillos, lista para acoplarlos a nuestra estructura. La empresa nos proporciona los datos para el cálculo de la vida útil, además de las cargas máximas a las que podemos someterlo.

La sollicitación que el carro debe de soportar son las originadas en la estructura móvil.



En este esquema de fuerzas y momentos, tenemos que para la máquina se anulan algunos de ellos, ya que no tenemos ese tipo de sollicitación, nos centraremos en la que si se nos presenta y enfocaremos nuestra atención en ellos. Tenemos por lo tanto:

1. $M_x = 0$;
2. $M_z = 0$; $F_z = 0$
3. $M_t =$ momento torsor a soportar ; $F_y = 0$

El momento en la dirección X o momento torsor en la máquina, no tenemos ya que no hay ningún tipo de esfuerzo en esa dirección, dado que la máquina está equilibrada. Lo mismo nos pasa con el momento en la dirección Z así como, la fuerza. Es importante entender la posición del carro, en nuestro caso la dirección X representa la componente vertical, la dirección Z la componente horizontal hacia la tapa de cilindro (el frente) y la componente Y, que es donde nos encontramos con la sollicitación para el carro, está en la componente horizontal hacia los laterales de la máquina.

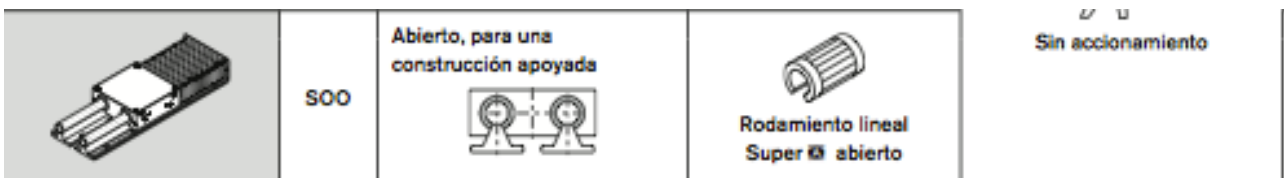
La fuerza en la dirección X para este esquema, la proporcionará un cilindro hidráulico y será el encargado del movimiento lineal.

La carga que debe soportar el carro es el momento torsor que viene del peso de toda la máquina tanto la estructura móvil como la mesa giratoria y todos sus componentes, este momento es el más importante y el único que nos encontramos. Este es el calculado anteriormente en la estructura fija.

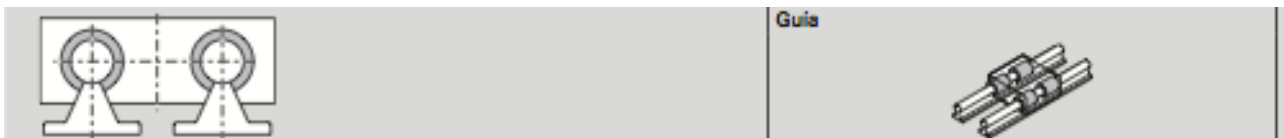
$$Mt = 6040 \text{ kgfcm}$$

Del catálogo del fabricante obtenemos :

El carro seleccionado es de rodamientos lineales abiertos, de esta forma las guías van apoyadas en la estructura y serán de fácil montaje mediante tornillos.



El carro dispone de 4 rodamientos espaciados para poder soportar la carga.



Las demás características constructivas, las podemos encontrar en el catálogo del producto donde seleccionaremos cada componente de manera específica.

Nos fijaremos en las características técnicas, los momentos que el carro es capaz de soportar sin comprometer su funcionamiento.

Tipo	Tamaño	d ₀ x P (mm)	C Guía (N)	C _{bs} (N)	C _{fb} (N)	M _t (Nm)	M _L (Nm)	F _y max, F _z max (N)	M _x max (Nm)	M _y max, M _z max (Nm)
SOK	12-85	8 x 2,5	2 850	2 200	5 280	25	27	1 020	10	11
	16-100	12 x 5	3 440	3 800	5 280	39	41	1 260	16	17
		12 x 10		2 500						
	20-130	16 x 5	6 100	12 300	13 400	134	141	2 140	49	52
		16 x 10		9 600						
		16 x 16		6 300						
	25-160	20 x 5	11 950	14 300	17 000	320	339	4 500	127	134
		20 x 20		9 100						
		25 x 10		15 700						
	30-180	20 x 5	14 520	14 300	17 000	425	447	5 760	177	186
		20 x 20		9 100						
		25 x 10		15 700						
	40-230	32 x 5	24 950	21 600	26 000	928	1 057	8 960	350	399
		32 x 10		31 700						
		32 x 20		19 700						
32 x 32		19 500								
50-280	32 x 5	36 380	21 600	26 000	1 687	1 853	13 240	644	708	
	32 x 10		31 700							
	32 x 20		19 700							
	32 x 32		19 500							
SOO	8-65	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	12-85	-	2 850	-	-	25	27	1 020	10	11
	16-100	-	3 440	-	-	39	41	1 260	16	17
	20-130	-	6 100	-	-	134	141	2 140	49	52
	25-160	-	11 950	-	-	320	339	4 500	127	134
	30-180	-	14 520	-	-	425	447	5 760	177	186
	40-230	-	24 950	-	-	928	1 057	8 960	350	399
	50-280	-	36 380	-	-	1 687	1 853	13 240	644	708

En nuestro caso el tipo de carro es el SOO, observamos que el momento lineal máximo que puede soportar el carro es de:

$$Ml \max = 1853 \text{ Nm}$$

Pasamos las unidades a Nm para poder operar en las mismas unidades que nos proporciona el fabricante.

$$Mt = 6040 \text{ kgfcm} \times \frac{9,81N}{1kgf} \times \frac{1m}{100cm} = 592,52 \text{ Nm}$$

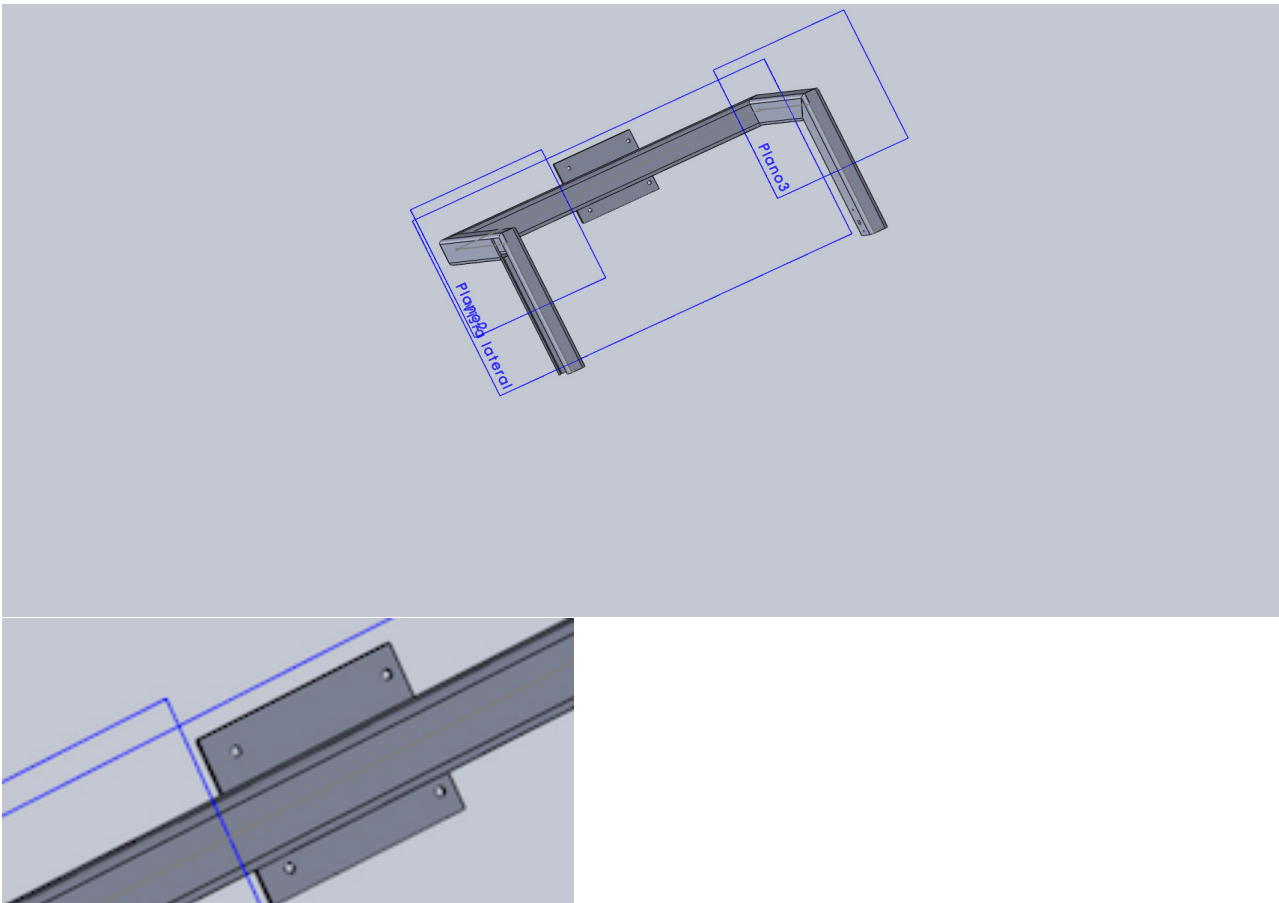
Seleccionamos el carro con las mayores medidas, con un diámetro de guía 50 mm y una distancia entre guías de 280 mm. Se decide así, para estar del lado de la seguridad con un coeficiente de seguridad por encima de 2 respecto a la tensión admisible.

7. Unión mediante soldadura placa acero con perfil estructura móvil.

La estructura móvil la uniremos al carro lineal mediante una placa soldada al perfil de la estructura móvil, la placa será de las mismas dimensiones que el carro lineal. Esto es así porque la placa va atornillada con tornillos M16 al carro.

Calcularemos la resistencia de la soldadura para comprobar que aguanta el momento de sollicitación.

Esquema:



Tenemos dos cordones de soldadura en ambas caras del perfil a lo largo de toda la placa, los cordones son simétricos con lo cual calcularemos uno de ellos y lo multiplicaremos por dos, así tendremos la resistencia total de la soldadura.

elemento	Espesor garganta	Longitud	Inercia	Distancia CG	Modulo resistente
Cordón 1	0,6 cm	25 cm	90,45 cm ⁴	6 cm	15,075 cm ³

El cordón 2 es exactamente igual, pero por el lado de debajo.

Por lo tanto, tenemos que según la tensión admisible del material, que en este caso es acero, y su módulo resistente, podemos conocer la tensión de sollicitación y el momento máximo que es capaz de soportar la unión.

$$\sigma = \frac{Mt}{W} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma = \frac{Mt}{W} = \frac{6040 \text{ kgf cm}}{2 \cdot 15,075 \text{ cm}^3} = 200,33 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

En este caso, el coeficiente de seguridad lo calculamos, al ser poca longitud de cordón no nos planteamos hacerlo a saltos sino una soldadura completa.

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{1400}{200,33} \cong 7$$

La soldadura cumple.

Comprobamos los tornillos de unión, en este caso al ser un momento torsor actuarán a tracción. Tenemos 4 tornillos M16 colocados a 250 mm de distancia entre ellos formando un cuadrado. Al estar a 250 mm, el torsor se reparte en fuerzas aplicadas en cada tronillo, suponemos que dos de ellos soportan toda la carga ya que los otros dos actuarían a compresión y eso no tiene sentido.

$$F_{\text{tornillo}} = \frac{Mt}{12,5 \text{ cm}} = \frac{6040 \text{ kgf cm}}{12,5 \text{ cm}} = 483,2 \text{ kgf}$$

Suponemos que, toda la carga la soporta 1 solo tornillo así, ya tenemos un coeficiente de seguridad de 2.

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{transversal}}} = \frac{483,2 \text{ kgf}}{\pi \frac{D^2}{4}} = \frac{483,2 \text{ kgf}}{\pi \frac{1,6^2}{4}} = 240,32 \text{ kgf/cm}^2$$

D = 1,6 cm.

El tornillo cumple, por lo tanto concluimos que la unión es segura.

8. Estructura fija.

La estructura fija de la máquina soportará todos los componentes de la misma, con especial importancia en el carro lineal que guiará el movimiento. Este, irá atornillado a la estructura con tornillos M10, por lo tanto tendremos dos perfiles que soportarán las guías por las que pasará el carro. Estos, deberán ir a la misma

distancia que las guías del carro, además deben ser tan anchos como la plataforma de unión de la guía.

La sollicitación que tenemos, viene de la carga que soporta el carro lineal, que en este caso, como ya hemos nombrado anteriormente, la única sollicitación que se presenta es un momento. El momento torsor se transmite al carro y este a las guías que lo convierten en momento flector, el cual es el que debe soportar nuestra estructura.

Por otro lado, tenemos que la estructura también soportará el cilindro hidráulico que le proporcionará el movimiento al carro y, el tanque de agua caliente que tendrá el suficiente peso como para hacer de equilibrio a esta estructura frente a sollicitaciones relativamente elevadas.

Las dimensiones de la altura no son significativas, ya que la sollicitación es un momento flector aplicada a un punto de la máquina con lo cual no depende de la distancia de la viga al apoyo. La parte que soporta el tanque de agua y el cilindro hidráulico estará apoyado al suelo con lo cual transmitirá la carga directamente al mismo.

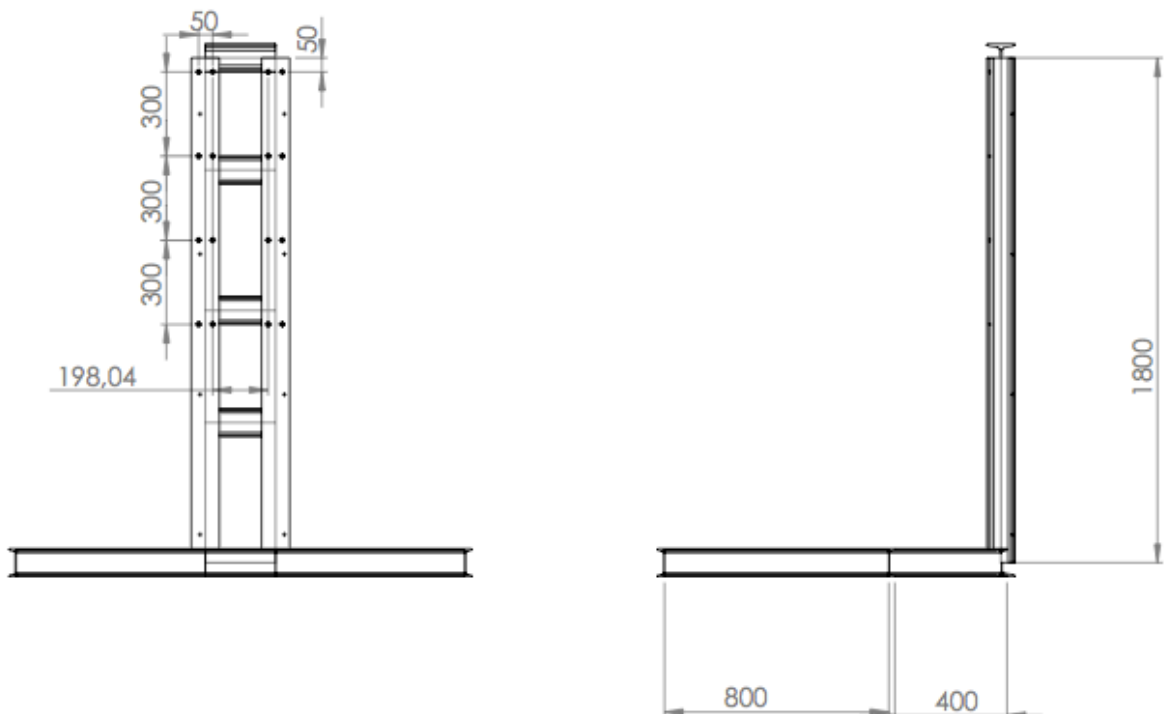
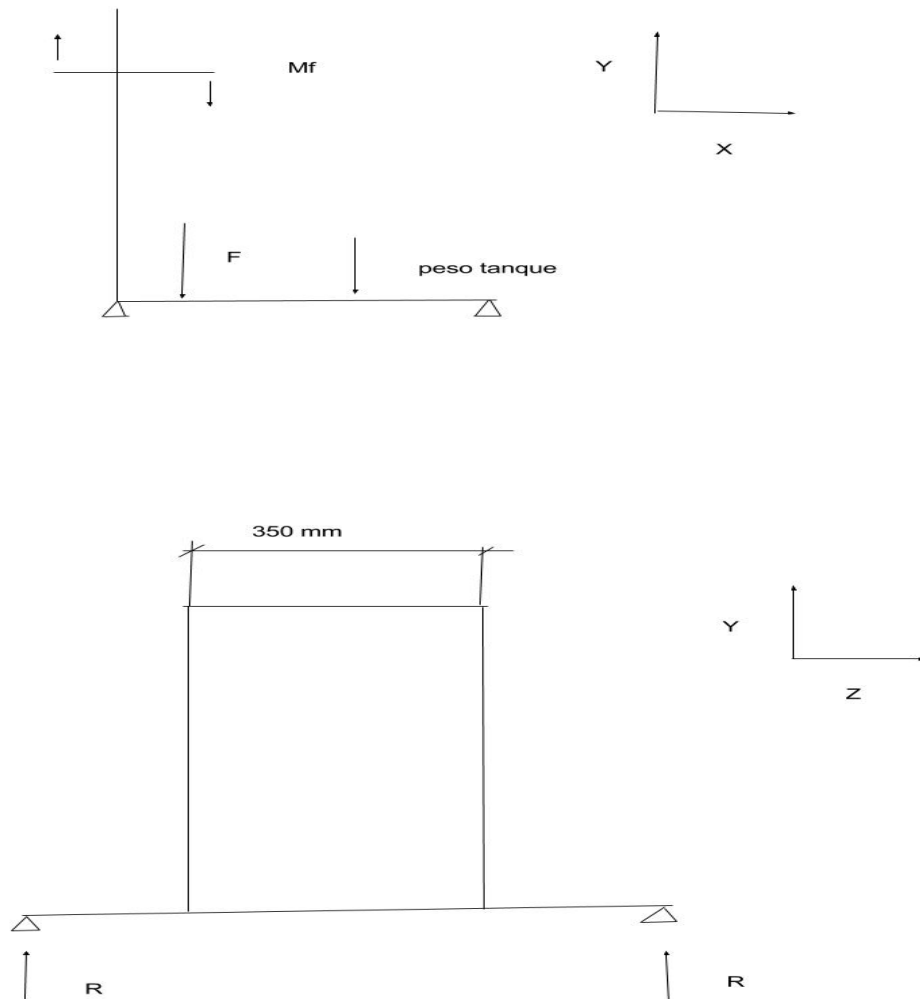


Diagrama de cuerpo libre:



Tenemos el momento de sollicitación:

$$Mf = 6040 \text{ kgfcm}$$

Este es el momento máximo que deberá soportar los dos perfiles, de esta forma lo dimensionamos con un coeficiente de seguridad de 2 en cada perfil. Por lo tanto, consideramos que el momento lo ha de soportar un solo perfil.

Dimensionamos con el módulo resistente y la tensión admisible del acero estructural.

$$\sigma = \frac{Mf}{W} \leq \sigma_{adm}$$

$$W = \frac{Mf}{\sigma_{adm}} = \frac{6040 \text{ kgfcm}}{1400 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 4,31 \text{ cm}^3$$

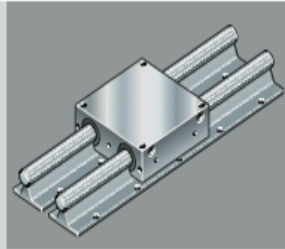
Este módulo resistente sabemos que es en el eje de mayor inercia, así que tenemos un perfil pequeño. Pero, debemos tener en cuenta las dimensiones de las guías para que nuestro perfil sea lo suficientemente grande como para poder atornillarlas a este.

Carros lineales sin accionamiento

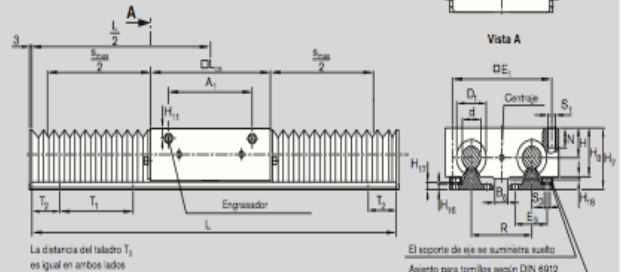
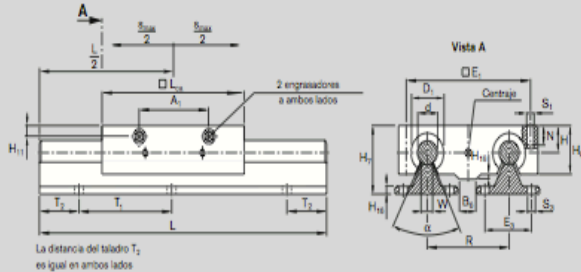
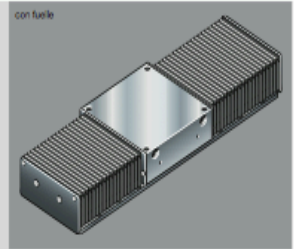
SOO 12-85 hasta SOO 50-280

Esquemas con medidas

Los carros lineales se componen de:
 - Mesa (aleación de aluminio)
 - Cuatro rodamientos lineales Super
 - Cuatro juntas
 - Dos ejes de precisión de acero, tolerancia h6, con soporte de ejes (aleación de aluminio)



Todas la medidas en mm
 Representaciones en diferentes escalas



Carro lineal	Medidas (mm) - excepto ángulo α													Soporte de eje			Engranador		Cálculo de la longitud ¹⁾ L (mm)						
	h6	L _{ca}	R	H	H ₁	H ₂	H ₃	B ₄	W	α	D ₁	E ₁	S ₁	N	H ₁₀	H ₁₂	S ₂	E ₂	T ₁	T ₂	A ₁	N ₁	DIN 3405	con fuelle	sin fuelle
SOO 12-85	12	85	43	18	40	30	-	-	5,5	60°	22	73	M6	13	5	6,5	4,5	29	75	≥ 15	57	7,0	AM6	L = R _{max} - 1,330 + L _{ca} + 37	
SOO 16-100	16	100	54	22	48	35	3,0	15	9,0	68°	26	88	M6	13	6	8,3	5,5	33	100	≥ 20	68	7,2	AM6	L = R _{max} - 1,330 + L _{ca} + 37	
SOO 20-130	20	130	72	26	57	42	3,5	12	9,0	55°	32	115	M8	18	6	9,8	6,5	37	100	≥ 20	94	7,2	AM6	L = R _{max} - 1,300 + L _{ca} + 38	
SOO 25-160	25	160	88	30	66	51	2,5	15	11,5	57°	40	140	M10	22	6	9,8	6,5	42	120	≥ 24	118	9,5	AMB x 1	L = R _{max} - 1,240 + L _{ca} + 38	
SOO 30-180	30	180	96	35	77	60	-	-	14,0	57°	47	158	M12	26	7	10,0	9,0	51	150	≥ 30	130	9,5	AMB x 1	L = R _{max} - 1,200 + L _{ca} + 38	
SOO 50-280	50	280	152	55	115	93	-	-	22,5	54°	75	250	M16	34	9	14,3	11,0	63	200	≥ 30	220	15,0	AMB x 1	L = R _{max} - 1,112 + L _{ca} + 40	

¹⁾ Para carros lineales SOO 40-230 L > 400 y L < 460, así como para carros lineales SOO 50-280 L > 600 y L < 660 por favor consultar por la partición y esquema de taladros de los ejes y soportes de ejes. R_{max} = recorrido máximo (mm)

Tenemos que tener un perfil con un ancho lo suficiente como para atornillar la guía del carro de guiado del movimiento, esto es en nuestro caso:

$$\text{ancho de guía} = E3 + 2S1 = 63 + 2 \cdot 11 = 85\text{mm}$$

Necesitamos un perfil que tenga de ancho de ala 85 mm como mínimo y sea posible atornillarlo, por lo tanto elegimos un perfil HEB 100, el cual es más compacto que los IPE y tiene un ala de 100mm, con lo cual este perfil nos sirve para nuestra máquina además, es muy robusto y accesible por ambos lados para el atornillado.

Este perfil tiene un modulo resistente

$$Wx = 89,9\text{cm}^3$$

Por lo tanto el perfil cumple con las características requeridas.

9. Circuito hidráulico.

El cilindro hidráulico será lo que permita elevar la estructura móvil, es decir, introducir y sacar de forma segura la tapa de cilindro del agua caliente.

En esta sección procedemos al cálculo y dimensionamiento de todos los componentes necesarios para hacer funcionar la máquina.

Una de las características por las que se decidió colocar un cilindro hidráulico es el control del movimiento, nos permite elevar la carga a velocidades muy lentas y constantes.

Calculamos la sección necesaria, teniendo en cuenta las características que nos proporciona el fabricante.

- Presión nominal 160 bar.
- Necesitamos también una longitud de vástago de al menos 700 mm.

En la siguiente imagen del extracto de un catálogo de cilindros hidráulicos, seleccionaremos el que mejor se adapte a nuestras características. Otro aspecto importante, es la velocidad de subida, ya que la de bajada la podemos controlar por medio de válvulas de retención que hagan que la salida del fluido sea más lenta.

Areas, forces, flow: Series CDT3 (for operating pressure up to 210 bar)

Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm		Area ratio φ A_1/A_3	Areas			Force ¹⁾						Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length (mm) ⁵⁾
	160 bar	210 bar		Piston A_1 cm ²	Rod A_2 cm ²	Ring A_3 cm ²	Pressure F_1 kN		Diff. F_2 kN		Pulling F_3 kN		Off q_{V1} l/min	Diff. q_{V2} l/min	On q_{V3} l/min	
							160 bar	210 bar	160 bar	210 bar	160 bar	210 bar				
25	12	-	1.3	4.91	1.13	3.78	7.86	-	1.81	-	6.05	-	2.9	0.70	2.30	600
	18	18	2.07		2.54	2.37		10.31	4.06	5.33	3.79	4.98		1.50	1.40	
32	14	-	1.25	8.04	1.54	6.5	12.86	-	2.46	-	10.40	-	4.8	0.90	3.90	800
	22	22	1.90		3.80	4.24		16.88	6.08	7.98	6.78	8.90		2.30	2.50	
40	18	-	1.25	12.56	2.54	10.02	20.10	-	4.06	-	16.03	-	7.5	1.50	6.00	1000
	22 ³⁾	22 ³⁾	1.43		3.80	8.76		26.38	6.08	7.98	14.02	18.40		2.30	5.30	
	28	28	1.96		6.16	6.4		9.86	12.94	9.86	12.94	10.24		13.44	3.70	
50	22	-	1.25	19.63	3.8	15.83	31.41	-	6.08	-	25.33	-	11.8	2.30	9.50	1200
	28 ³⁾	28 ³⁾	1.46		6.16	13.47		41.22	9.86	12.94	21.55	28.29		3.70	8.10	
	36	36	2.08		10.18	9.45		16.29	21.38	15.12	19.85	19.85		6.10	5.70	
63	28	-	1.25	31.17	6.16	25.01	49.87	-	9.86	12.94	40.02	-	18.7	3.70	15.00	1400
	36 ³⁾	36 ³⁾	1.48		10.18	20.99		65.46	16.29	21.38	33.58	44.08		6.10	12.60	
	45	45	2.04		15.90	15.27		25.44	33.39	24.43	32.07	32.07		9.50	9.20	
80	36	-	1.25	50.26	10.18	40.08	80.42	-	16.29	21.38	64.13	-	30.2	6.10	24.00	1700
	45 ³⁾	45 ³⁾	1.46		15.90	34.36		105.55	25.44	33.39	54.98	72.16		9.50	20.60	
	56	56	1.96		24.63	25.63		39.41	51.72	41.01	53.82	53.82		14.80	15.40	
100	45	-	1.25	78.54	15.90	62.64	125.66	-	25.44	33.39	100.22	-	47.1	9.50	37.60	2000
	56 ³⁾	56 ³⁾	1.46		24.63	53.91		164.93	39.41	51.72	86.26	113.21		14.80	32.30	
	70	70	1.96		38.48	40.06		61.57	80.81	64.10	84.13	84.13		23.10	24.00	
125	56	-	1.25	122.72	24.63	98.09	196.35	-	39.41	51.72	156.94	-	73.6	14.80	58.90	2300
	70 ³⁾	70 ³⁾	1.46		38.48	84.24		4)	61.57	80.81	134.78	4)		23.10	50.50	
	90	90 ⁴⁾	2.08		63.62	59.1		101.79	133.60	94.56	94.56	4)		38.20	35.50	

Una vez tenemos seleccionado el cilindro, necesitamos una bomba que nos proporcione el caudal y la presión adecuada para el funcionamiento correcto de la máquina. Para ello, nos fijaremos en el catálogo de bombas que nos proporciona el proveedor y seleccionaremos la que mejor se adapte. Buscamos una boba convencional que nos proporcione un caudal de 4,8 l/min y una presión de servicio de 160 bares o menos.

En nuestro caso, encontraremos una bomba de engranajes externos que nos proporciona las características esperadas.

AZPW-1x		NG	004	005	008	011	014	016	019	022		
Displacement, geometric, per revolution		V_g	cm ³	4.0	5.5	8.0	11.0	14.0	16.0	19.0	22.5	
Pressure in suction port absolute		p_e	bar	0.7 to 3								
Maximum continuous pressure		p_1	bar	190	190	190	190	190	190	180	170	
Maximum intermittent pressure		p_2	bar	210	210	210	210	210	210	200	190	
Maximum pressure peak		p_3	bar	230	230	230	230	230	230	220	210	
Minimum speed	at 12 mm ² /s and	< 100 bar	n_{min}	rpm	700	700	700	700	700	700	700	
				rpm	1200	1200	1000	1000	800	800	800	800
				rpm	1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000
	at 25 mm ² /s and	p_2	rpm	700	700	700	700	700	700	700	700	
Maximum speed	at p_2	n_{max}	rpm	3500	3500	3500	3500	3000	3000	3000	2500	

Tenemos la bomba de engranajes externos NG004, trabajando a 833 rpm, que nos proporciona un caudal de 4,8 l/min.

Calculamos la presión de trabajo y con ello, el motor que accionará la bomba teniendo la velocidad de giro y la potencia necesaria:

$$p_{trabajo} = \frac{250kgf}{8,04 cm^2} = 31,09 \frac{kgf}{cm^2} \cong 32 bar$$

Por lo tanto, considerando un rendimiento mecánico-hidráulico de 0,8 calculamos la potencia necesaria en el motor de la bomba:

$$M = \frac{Q \cdot P}{600 \cdot n} = \frac{4,8 \cdot 32}{600 \cdot 0,8} = 0,32 kw$$

Por lo tanto, necesitamos un motor de 320 W que funcione a 833 rpm. Por último, nos queda el dimensionamiento del tanque y el diseño del circuito hidráulico con su electroválvula, para subir o bajar la mesa mediante el control de un panel de mandos, además debemos colocar una válvula de retención en la salida para que la bajada de la mesa sea lenta y una válvula limitadora de presión para asegurarnos que el circuito hidráulico esté protegido. También, se colocará un filtro en la entrada de la bomba.

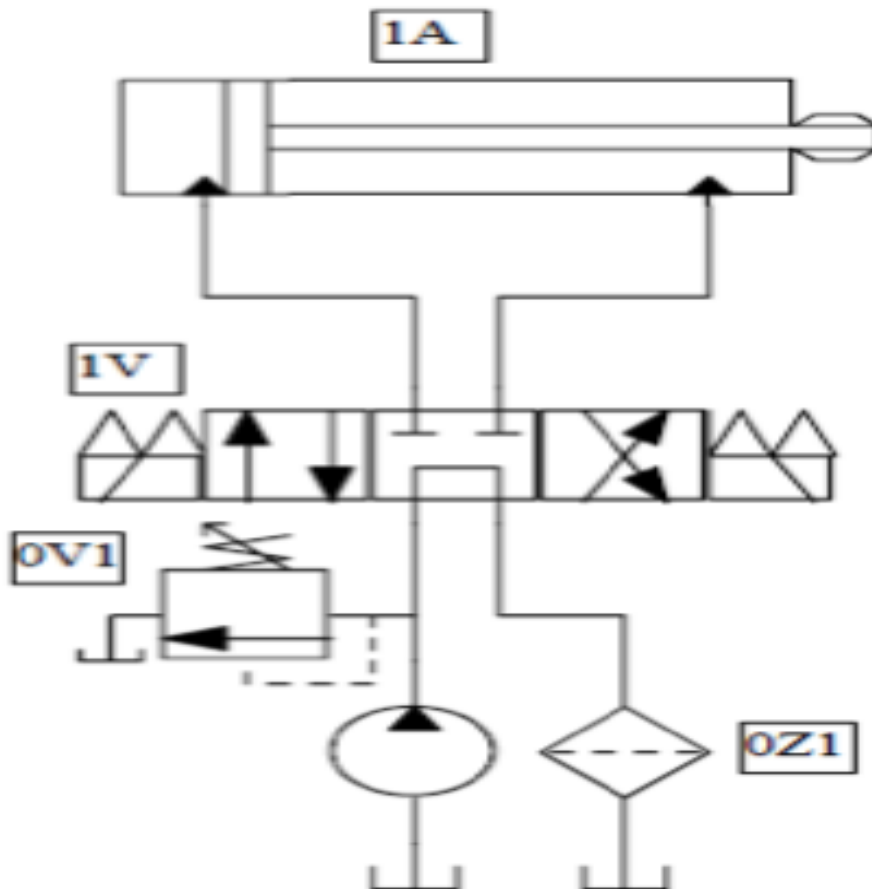
Comenzamos por el cárter que debe tener capacidad para llenar todo el cilindro más el circuito hidráulico. Calculamos la capacidad total del cilindro en litros que es el volumen estándar que suele tener el aceite:

$$V = A1 \cdot L = 8,04 \cdot 800 = 6432 cm^3 \cong 6,5 l$$

A esto, le debemos sumar el llenado de las mangueras y el cebado de la bomba, por lo que, se estima un total de 20 l. Esta debe ser la capacidad de nuestro cárter.

La válvula de seguridad debe de estar tarada en 100 bar para no sobrecargar el circuito.

Esquema de circuito hidráulico completo:



La válvula de control será de 4 vías con 3 posiciones, tal y como aparece en el esquema, esta será accionada mediante una señal eléctrica de relés.

10. Tanque de agua.

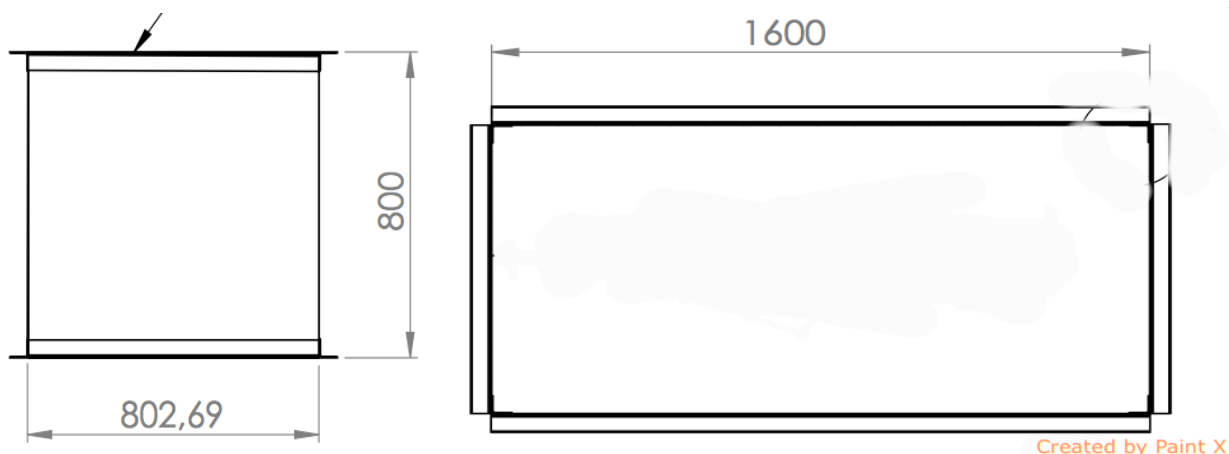
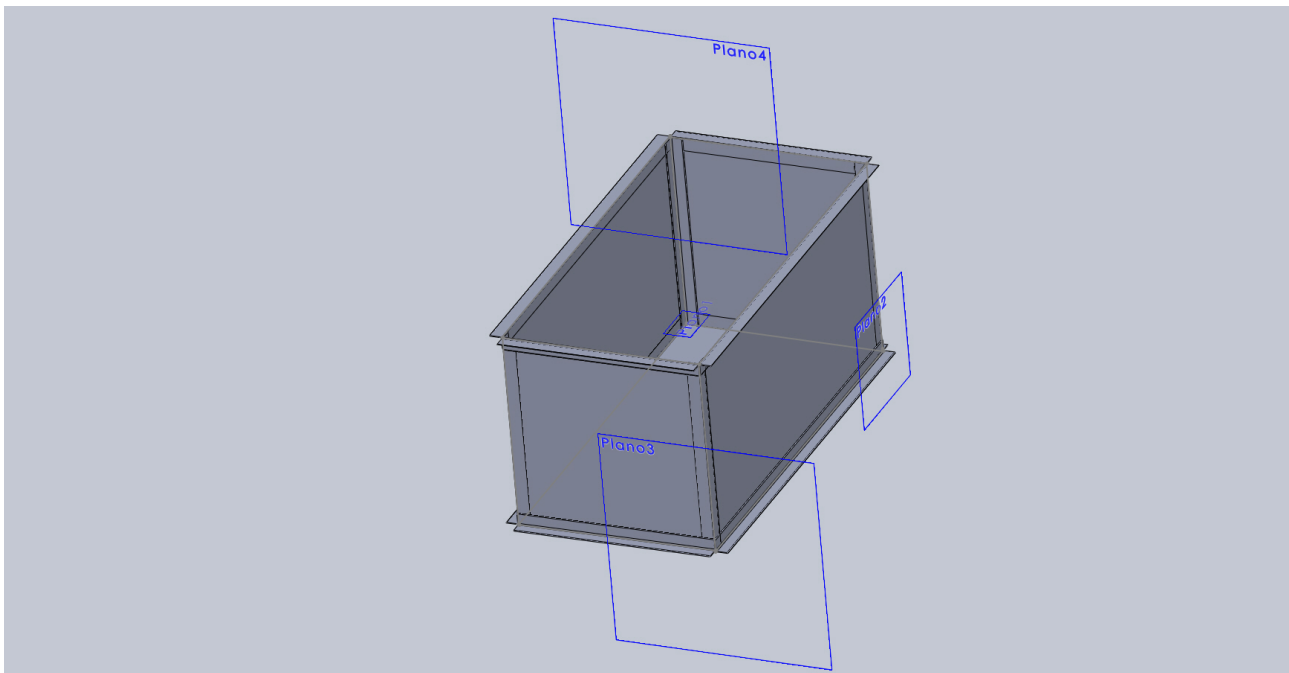
La estructura del tanque de agua, deberá soportar la presión del agua en las paredes laterales y en el fondo. La estructura se compondrá de una chapa de acero inoxidable reforzada en puntos críticos con perfiles estructurales. Los puntos críticos son las esquinas donde se concentra una mayor sollicitación, el fondo del tanque que estará apoyado en perfiles estructurales y estos a su vez apoyados en el suelo.

Comenzamos con la fuerza de presión en las paredes laterales, el tanque tiene forma rectangular por lo que tendremos dos magnitudes de fuerzas diferentes en

función del lado mayor o menor. La fuerza de presión de una cara será soportada por la cara contigua a la que estará soldada.

La característica de que sea un tanque cuadrado, es que las mismas caras del tanque de acero deberán soportar la carga. La chapa será de 4 mm de espesor de acero inoxidable 3.16 para permitir una buena soldadura y que no haya fugas de agua.

Esquema tanque:



La distribución de la presión en las caras laterales del tanque hace que aparezcan fuerzas de presión de dirección contrarias, lo que someterá a la chapa a tracción. Por otro lado tenemos que esta fuerza de presión ejercerá un momento en la chapa.

Calculamos la fuerza de presión en las dos caras diferentes, sabemos que las otras dos son simétricas.

Presión media en las caras laterales:

$$P = \frac{1}{2} \cdot h \cdot \rho$$

siendo:

h = altura de columna de agua = 70 cm

ρ = densidad del agua = 10^{-3} kgf/cm³

Por lo tanto tenemos una presión media en las caras laterales de:

$$P = \frac{1}{2} \cdot h \cdot \rho = \frac{1}{2} \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 0,035 \text{ kgf/cm}^2$$

La fuerza la sacamos de la definición de presión:

$$F = P \cdot A$$

dónde:

- A = área de la cara en contacto con fluido.

En nuestro caso tenemos:

cara	Área cm ²	Fuerza kgf
1	6400	256
2	12800	512

En este caso es la mayor fuerza 512 kgf, esta somete a la sección de la cara 1 a tracción ya que tira de ella.

Calculamos la tensión de tracción que debe soportar y comprobamos si es capaz de resistir.

$$\sigma = \frac{F}{S} \leq \sigma_{adm}$$

dónde:

- S = sección transversal = espesor chapa x ancho cara.

Tenemos:

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{512 \text{ kgf}}{0,4 \cdot 80} = 64 \text{ kgf/cm}^2 \ll 1600 \text{ kgf/cm}^2$$

Sin embargo tenemos en las chapas, un momento causado por la presión. Al tener una placa rectangular observamos que nos aparecen dos tensiones en la dirección horizontal y vertical. Así como también aparecen dos momentos en las dos direcciones. Supondremos la placa empotrada en los extremos, en sus cuatro lados. Utilizaremos la teoría de placas para el calculo. El criterio que se usará será el de la deflexión máxima, calcularemos la deflexión máxima que se origina en el centro de la placa y comprobaremos que es menor o igual que el espesor de la placa. Con esto estamos diciendo que la placa se comportara según la teoría de vigas, pero en el caso que se supere este limite y la placa tenga una deflexión mayor esta se comportara según la teoría de membrana y según esta teoría el material estará sometido a tracción y será capaz de soportar aun mas carga. Tenemos un espesor de 4mm por lo tanto según lo expuesto la flecha máxima debe ser igual o menor que este valor.

Utilizamos la ecuación para el calculo de flexión de placas rectangulares empotradas en los extremos del libro de Elasticidad y Resistencia de Materiales, autor: V.I. Feodosiev , editorial: Mir .

Ecuación para la flecha máxima:

$$f_{max} = \alpha \frac{p \cdot a^4}{E \cdot e^3}$$

Siendo:

P= presión

a= lado menor

e = espesor

E= modulo de Young acero

α = coeficiente tabla.

El coeficiente α depende de la relación entre b/a y lo obtenemos de la tabla siguiente:

Tabla 8

b/a	1	1,25	1,50	1,75	2	∞
α_1	0,0138	0,0199	0,0240	0,0264	0,0277	0,0284
β_1	0,0513	0,0665	0,0757	0,0817	0,0829	0,0838

Tenemos dos placas laterales diferentes como se observa en el esugema superior donde tenemos las medidas de ambas, no incluiremos ningún nervio intermedio en las placas laterales.

Placa 1:

B= 80 cm

A= 80 cm

$$\frac{B}{A} = 1$$

Por lo tanto $\alpha = 0,0138$, introducimos en la ecuación:

$$f_{max} = \alpha \frac{p \cdot a^4}{E \cdot e^3} = 0,0138 \frac{0,035 \cdot 80^4}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,4^3} = 0,1472 \text{ cm}$$

Tenemos una flecha de 1,5mm es menor que el espesor de la placa por lo tanto se considera aceptable.

Placa 2:

B= 160 cm

A= 80 cm

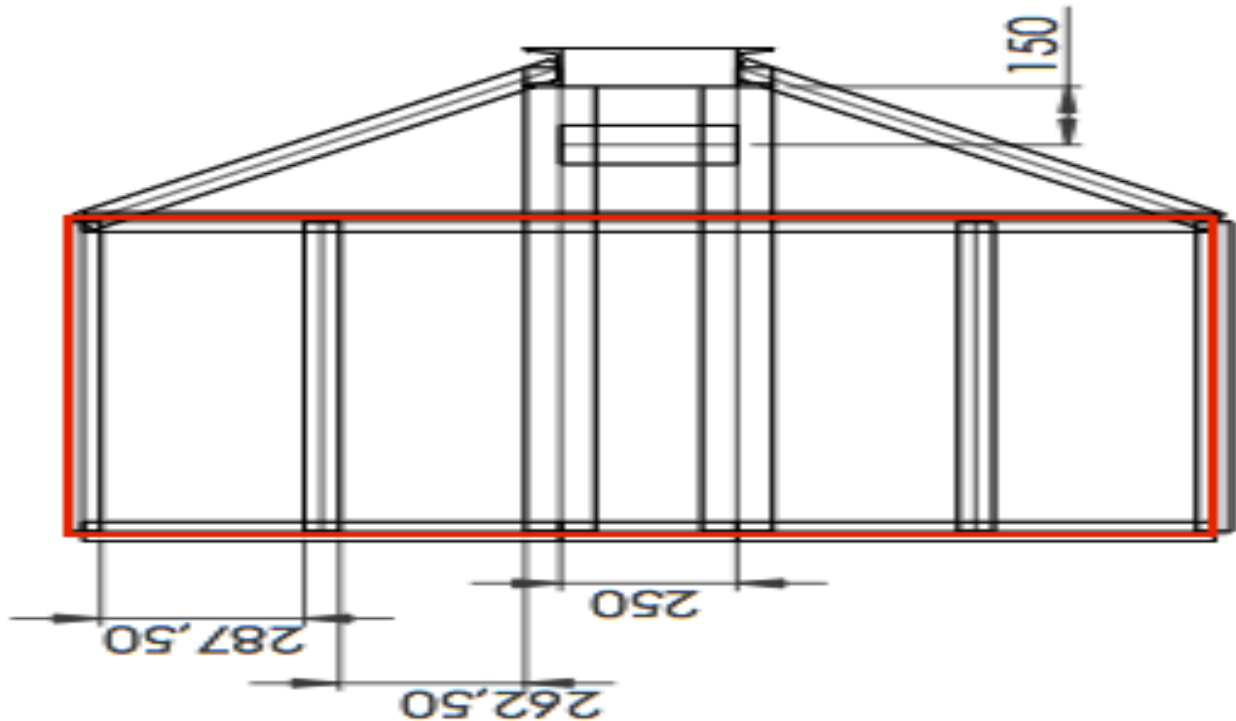
$$\frac{B}{A} = 2$$

Por lo tanto $\alpha = 0,0277$, introducimos en la ecuación:

$$f_{max} = \alpha \frac{p \cdot a^4}{E \cdot e^3} = 0,0277 \frac{0,035 \cdot 80^4}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,4^3} = 0,296 \text{ cm}$$

Tenemos una flecha de 2,96 mm es menor que el espesor de la placa por lo tanto se considera aceptable.

Por ultimo la chapa del fondo, esta apoyada en las vigas de la base de la máquina, el ancho entre las vigas no supera los 300 mm.



Consideramos la chapa empotrada en sus cuatro lados, con una presión uniformemente y un ancho de crujía que serán 300 mm.

La presión en el fondo.

$$p = 70 \cdot \rho = 0,07 \text{kgf/cm}^2$$

Utilizaremos las mismas ecuaciones anteriores, siendo:

$$B = 80 \text{ cm}$$

$$A = 30 \text{ cm}$$

$$\frac{B}{A} = \infty$$

Por lo tanto $\alpha = 0,0284$, introducimos en la ecuación:

$$f_{max} = \alpha \frac{p \cdot a^4}{E \cdot e^3} = 0,0284 \frac{0,07 \cdot 30^4}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,4^3} = 0,01198 \text{ cm}$$

Tenemos una flecha de 0,12 mm es menor que el espesor de la placa por lo tanto se considera aceptable.

11. Resistencias eléctricas y aislamiento térmico tanque agua

Para dilatar las posibles fisuras en las tapas de cilindro, sumergimos estas en agua caliente a 70°C. Esta agua, la tomamos de una toma de agua cualquiera siempre y cuando no tenga salinidad para evitar la corrosión en las tapas de cilindro. Normalmente, al tomarla del entorno suele estar a una temperatura de unos 15°C aproximadamente, por lo que necesitamos calentarla hasta la temperatura de trabajo. Esto, lo haremos por medio de resistencias eléctricas que irán alojadas en el fondo del tanque. El tiempo de calentamiento para el volumen de agua presente no puede ser demasiado, diferenciamos dos estados diferentes de calentamiento:

1. Calentamiento de todo el volumen desde 15°C.
2. Mantenimiento del calor con un margen de temperatura unos 5 °C.

Nos preocupa el peor de los casos que es el que debe ser calentado desde 15°C hasta 70°C, con una diferencia de temperatura mayor y un tiempo de calentamiento mayor. En el segundo caso se activará la resistencia y tardará menos tiempo, ya que la diferencia de la temperatura es mucho menor. Calculamos la energía necesaria para calentar el volumen de agua desde 15° hasta 70° y luego, la potencia con el tiempo estimado de calentamiento.

$$V_{agua} = V_{total} - V_{tapa} - V_{componentes}$$

dónde:

$$V_{total} = 0,7 \text{ m} \cdot 1,6 \text{ m} \cdot 0,8 \text{ m} = 0,768 \text{ m}^3$$

$$V_{tapa} = 1,2 \cdot 0,3 \cdot 0,4 = 0,144 \text{ m}^3$$

$$V_{componentes} \cong 0,024 \text{ m}^3$$

$$V_{agua} = 0,6 \text{ m}^3$$

Una vez tenemos esto, a través de la energía interna del agua, hallamos la energía necesaria para pasar de 15°C a 70°C. Obtenemos los valores de las tablas del libro Moran-Shapiro Fundamentos de termodinámica técnica. Aproximamos por las propiedades del líquido saturado a la misma temperatura.

$$U_f(15^\circ\text{C}) = 62,99 \text{ KJ/Kg.}$$

$$U_f(70^\circ\text{C}) = 292,95 \text{ KJ/Kg.}$$

$$\rho(45^\circ\text{C}) = 990 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} Q &= m \cdot (U_f(70^\circ\text{C}) - U_f(15^\circ\text{C})) = V \cdot \rho \cdot (U_f(70^\circ\text{C}) - U_f(15^\circ\text{C})) \\ &= 0,6\text{m}^3 \cdot 990 \text{ kg/m}^3 \cdot (292,95 - 62,99) \text{ KJ/Kg} = 136596,24 \text{ KJ} \end{aligned}$$

El tiempo de calentamiento lo vamos a fijar en 4 horas, ya que es una cantidad de energía alta, suponiendo 4 horas, hallamos la potencia calorífica necesaria a aportar por las resistencias.

$$tiempo = 4 \cdot 3600 \text{ s} = 14400 \text{ s}$$

$$P = \frac{136596,24}{14400} = 9,5 \text{ KW}$$

La resistencia deberá proporcionar 9,5 KW para poder calentar toda el agua a la temperatura necesaria de trabajo. El tiempo de calentamiento oscilará en función de sí el agua de la red está a mayor o menor temperatura que la de cálculo.

Una vez calculada la potencia necesaria eléctrica, debemos aislar todo lo posible el tanque de agua para que no pierda calor a través de las paredes hacia el exterior, ya que esto supondrá un mayor tiempo de calentamiento y mayor gasto eléctrico.

Para calcular un aislante adecuado para el tanque, suponemos que las paredes están a la temperatura de trabajo, ya que a mayor es la temperatura mayor es la velocidad de transferencia de calor hacia el entorno. Necesitamos minimizar el efecto de la transferencia de calor por conducción a través de las paredes. Se colocará una capa de poliestireno expandido alrededor de las paredes del tanque, así como una capa de policarbonato que le dará la apariencia externa y protegerá el poliestireno.

Tendremos 3 capas en orden de dentro hacia fuera:

1. Capa de acero inoxidable de 4mm de espesor.
2. Capa de poliestireno de 50mm de espesor.
3. Capa de policarbonato de 2 mm de espesor.

La transferencia de calor por conducción tiene que ver con el área expuesta a esta y la temperatura exterior del aire, en este caso, que será el medio por el cual transfiera el calor por conducción, en nuestro caso despreciamos la transferencia de calor por radiación.

Utilizaremos el método de la resistencia eléctrica para la ley de la transferencia por conducción en régimen estacionario, donde no tendremos en cuenta la resistencia de contacto entre materiales:

$$Q_{total} = \frac{T_1 - T_2}{R_{total}}$$

$$R = \frac{L}{KA}$$

Tenemos una asociación de resistencias que encontramos en serie:

$$R_{total} = R_{acero} + R_{poliestireno} + R_{policarbonato} + R_{conduccion\ aire}$$

Calculamos cada una de ellas despejando el área, aunque en nuestro caso tenemos varias áreas, nos encontramos con dos casos diferentes, las áreas que están orientadas en sentido vertical y las que están orientadas en horizontal.

Para la transferencia de calor por convección, la orientación que presentan las caras hace variar los coeficientes, por lo tanto, calculamos la resistencia térmica con el coeficiente correspondiente de convección para cada orientación, posteriormente para saber la pérdida de calor sumamos las áreas en sentido vertical y horizontal por separado, ya que su resistencia térmica es ligeramente diferente.

Calculamos cada una de las resistencias por separado, conocemos las temperaturas exterior e interior con lo cual podemos conocer la transferencia total de calor al entorno.

Como ya dijimos, la resistencia térmica del acero la consideraremos despreciable al ser un conductor de calor.

Propiedades térmicas materiales:

- Poliestireno expandido $k = 0,034 \text{ W/mK}$.
- Policarbonato $k = 0,2 \text{ W/mK}$.

Aire:

1. Consideramos el aire a una temperatura de 25°C .

2. El calor se transfiere por conducción en estado estacionario.

3. Las propiedades físicas se mantienen constantes.

Utilizamos los valores proporcionados por la Universidad de Sevilla.

- $Pr = 0,7296$; $K = 25,61 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$; $\nu = 15,61 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Calculamos el número de Rayleigh para las dos configuraciones que tenemos, en nuestro caso tenemos 4 caras verticales y 2 horizontales. Llamaremos las caras verticales 1 y las caras horizontales 2.

Las longitudes características:

1. $L_c = 0,8\text{m}$.
2. $L_c = 1,6 \text{ m}$.

El número de Rayleigh para las configuraciones calculadas es:

1. $Ra_L = 3,8 \cdot 10^9$.
2. $Ra_L = 3,04 \cdot 10^{10}$.

Con ello tenemos el número de Nussel para cada configuración e intervalo de aplicación (véase colección de gráficas y ecuaciones para la transferencia de calor de la universidad de Sevilla)

1. $Nu = 156,05$.
2. $Un = 234,07$.

Una vez tenemos esto, calculamos el coeficiente de convección para la resistencia térmica:

1. $h = 7,46 \text{ W/m}^2$
2. $h = 3,73 \text{ W/m}^2$

Cuando ya tengamos todos los datos, podremos calcular las resistencias térmicas asociadas a cada pared.

Calculamos las resistencias térmicas asociadas a las capas, dos longitudes características diferentes en función de la posición vertical u horizontal y, también tenemos áreas diferentes para cada cara, estas son iguales dos a dos.

- Cara 1 vertical:

$$R_{total} = R_{poliestireno} + R_{policarbonato} + R_{conv\ aire} = \frac{L}{K} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h}$$

$$= \frac{0,05}{0,034} + \frac{0,002}{0,2} + \frac{1}{7,46} = 1,615 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

- Cara 2 horizontal.

$$R_{total} = R_{poliestireno} + R_{policarbonato} + R_{conv\ aire} = \frac{L}{K} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h}$$

$$= \frac{0,05}{0,034} + \frac{0,002}{0,2} + \frac{1}{3,73} = 1,749 \frac{m^2K}{W}$$

Se tiene en el tanque las siguientes áreas.

Cara	Orientación	Cantidad	Área (m ²)	Área total (m ²)
1	vertical	2	1,6 x 0,8	2,56
2	vertical	2	0,8 x 0,8	1,28
3	horizontal	2	1,6 x 0,8	2,56

A cada área y orientación le aplicamos la resistencia correspondiente, de este modo obtenemos la pérdida de calor en W, que tiene lugar en las áreas y así, saber la pérdida de calor total en el tanque de agua.

Cara	Área total (m ²)	R total $\frac{m^2K}{W}$	T1-T2	Q (W)
1	2,56	1,615	45 K	71,33
2	1,28	1,615	45 K	35,66
3	2,56	1,749	45 K	65,87

La pérdida de calor total en el tanque de agua con las condiciones iniciales supuestas asciende a:

- Q total pérdidas = 172,86 W

Es una pérdida de calor aceptable, ya que la entrada es casi 100 veces mayor, aproximadamente la pérdida de calor representa un 1,8% del calor de entrada, esto supone un incremento en el tiempo de calentamiento y en el consumo eléctrico. Pero al ser del 1,8%, parece un valor aceptable ya que no es una pérdida excesiva y se mantiene en unos valores bajos que es el objetivo de colocar el aislante.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

COMPROBADORA DE TAPAS DE CILINDRO.

Capítulo 2: Anexo 2 catálogo de piezas reducido.

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

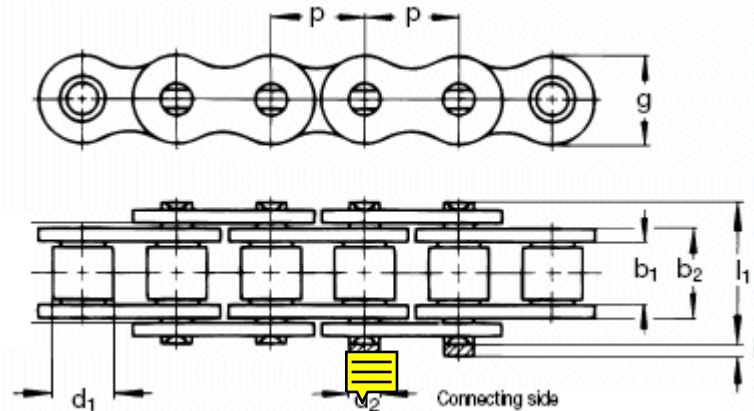
Alumno: David Jesús Encinoso Hernández

Tutor: Dr. Ing. Carmelo Militello Militello.

Índice	pág.
1. Cadena.....	1
2. Piñón.....	3
3. Carro lineal.....	6
4. Cilindro hidráulico.....	15
5. Bomba hidráulica.....	29
6. Luminaria.....	36



WITRA ROLLER CHAIN
British Standard - SIMPLEX to DIN8187-1 (ISO 606)



WITRA Type	ISO/ DIN Code	Pitch		Inner width b1 min	Outer width b2 max	Roller diam. d1 max	Pin diam. d2 h9	Plate height g max	Addl. length k mm	Total width i1 max	Bearing area f cm ²	Break load DIN N min	Weight kg/m	Conn. Links
		mm	inch											
WT04	04	6	-	2.8	4.1	4	1.85	5.1	2.9	7.4	0.08	3000	0.11	A E C
WT05	05B-1	8	-	3	4.77	5	2.31	7.1	3.1	8.6	0.11	5000	0.18	A E C
WT06	06B-1	9.525	3/8	5.72	8.53	6.35	3.28	8.2	3.3	13.5	0.28	9000	0.38	A E L
WT08	08B-1	12.7	1/2	7.75	11.3	8.51	4.45	11.8	3.9	17.0	0.50	18000	0.68	A E L
WT081	081	12.7	1/2	3.3	5.8	7.75	3.66	9.9	1.5	10.2	0.21	8200	0.28	A E L
WT083	083	12.7	1/2	4.88	7.9	7.75	4.09	10.3	1.5	10.6	0.32	12000	0.42	A E L
WT084	084	12.7	1/2	4.88	8.8	7.75	4.09	11.1	1.5	11.5	0.36	16000	0.59	A E L
WT10	10B-1	15.875	5/8	9.65	13.28	10.16	5.08	14.7	4.1	19.6	0.67	22400	0.91	A E L
WT12	12B-1	19.05	3/4	11.68	15.62	12.07	5.72	16.1	4.6	22.7	0.89	29000	1.12	A E L
WT16	16B-1	25.4	1	17.02	25.4	15.88	8.28	21.0	5.4	36.1	2.10	60000	2.64	A E L
WT20	20B-1	31.75	1 1/4	19.56	29.0	19.05	10.19	26.4	6.1	43.2	2.96	95000	3.68	A E S L
WT24	24B-1	38.1	1 1/2	25.4	37.9	25.40	14.63	33.4	6.6	53.4	5.54	160000	7.16	A E S L
WT28	28B-1	44.45	1 3/4	30.99	46.5	27.94	15.90	37.0	7.4	65.1	7.39	200000	7.53	A S L
WT32	32B-1	50.8	2	30.99	45.5	29.21	17.81	42.2	7.9	67.4	8.10	250000	9.84	A S L

WT40	40B-1	63.5	2 1/2	38.1	55.7	39.37	22.89	52.9	10.0	82.6	12.75	355000	16.99
WT48	48B-1	76.2	3	45.72	70.5	48.26	29.24	63.8	10.0	99.1	20.61	560000	23.92

A S L Anexo 2: catalogo
S L



Link Type A
Rivet link



Link Type E
Spring clip



Link Type S
Cotter pin link



Link Type L
Double crank link

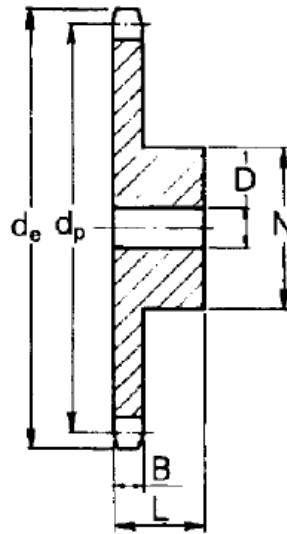
Copyright © 2007 Transmission Developments Co (G.B.) Ltd

Professionally approved products.

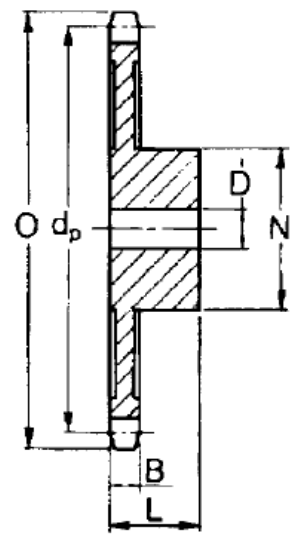
Datasheet 28 Tooth Pilot Sprocket

Anexo 2: catalogos

RS Stock number 183-473



Type 1



Type 4

Description:

British Standard Pilot Bored Sprockets

Manufactured to BS228/13 from steel with black passivated finish
Easily re-bored as required

Specifications:

Bore Type:	Pilot
Material:	Steel
Maximum Bore Diameter:	14mm
Number of Teeth:	28
Pitch Diameter:	85.07mm
Pulley Width:	40mm
To fit British Standard Chain Type:	08B-1

Professionally approved products. Datasheet

08B1 1/2" Pitch 12,7mm Catalogue Code 027B01--

Teeth	Outer Diameter O	Pitch Diameter d_p	Hub Diameter N	Length through Bore L	Plate Thickness B	Stock Bore D	Max Bore	Type
8	37,20	33,18	20,00*	25	7,2	10	10	1
9	41,00	37,13	24,00*	25	7,2	10	10	1
10	45,20	41,10	28,00	25	7,2	10	11	1
11	48,70	45,07	29,00	25	7,2	10	13	1
12	53,00	49,07	33,00	28	7,2	10	17	1
13	57,40	53,06	37,00	28	7,2	10	20	1
14	61,80	57,07	41,00	28	7,2	10	24	1
15	65,50	61,09	45,00	28	7,2	10	28	1
16	69,50	65,10	50,00	28	7,2	12	30	1
17	73,60	69,11	52,00	28	7,2	12	30	1
18	77,80	73,14	56,00	28	7,2	12	35	1
19	81,70	77,16	60,00	28	7,2	12	40	1
20	85,80	81,19	64,00	28	7,2	12	40	1
21	89,70	85,22	68,00	28	7,2	14	40	1
22	93,80	89,24	70,00	28	7,2	14	40	1
23	98,20	93,27	70,00	28	7,2	14	40	1
24	101,80	97,29	70,00	28	7,2	14	40	1
25	105,80	101,33	70,00	28	7,2	14	40	1
26	110,00	105,36	70,00	30	7,2	15	46	1
27	114,00	109,40	70,00	30	7,2	15	46	1
28	118,00	113,42	70,00	30	7,2	15	46	1
29	122,00	117,46	80,00	30	7,2	15	46	1
30	126,10	121,50	80,00	30	7,2	15	46	1
31	130,20	125,54	90,00	30	7,2	16	46	1
32	134,30	129,56	90,00	30	7,2	16	46	1
33	138,40	133,60	90,00	30	7,2	16	46	1
34	142,60	137,64	90,00	30	7,2	16	46	1
35	146,70	141,68	90,00	30	7,2	16	46	1
36	151,00	145,72	90,00	35	7,2	20	50	1
37	154,60	149,76	90,00	35	7,2	20	50	1
38	158,60	153,80	90,00	35	7,2	20	50	1
39	162,70	157,83	90,00	35	7,2	20	50	1
40	166,80	161,87	90,00	35	7,2	20	50	1
38†	158,60	153,80	70,00	40	7,2	19	50	4
45	188,00	182,07	70,00	40	7,2	19	50	4
57	236,40	230,54	70,00	40	7,2	19	50	4
78	313,30	307,33	80,00	40	7,2	23	50	4
96	390,10	384,11	80,00	45	7,2	23	55	4

* Has recessed groove in hub for chain clearance.

To complete Catalogue Code insert number of teeth required.

† For Type 4, 38 tooth sprockets, designate with ninth digit 0.

Professionally approved products. Datasheet

WEIGHTS (GRAMS)

Teeth	06B	08B	10B	12B	16B
8	37	71	142	224	519
9	48	100	169	304	692
10	61	131	220	386	854
11	82	164	272	513	1140
12	105	211	372	687	1743
13	126	269	456	844	2132
14	153	326	547	1011	2480
15	184	388	647	1192	2552
16	239	460	760	1356	3209
17	280	507	805	1544	3414
18	333	584	1012	1627	3634
19	368	667	1062	1718	3865
20	392	754	1204	1809	4107
21	422	838	1249	2342	5064
22	463	916	1403	2444	5333
23	504	947	1464	2562	5613
24	547	979	1528	2664	5907
25	607	1014	1595	2781	6212
26	670	1101	1940	3060	6989
27	685	1138	2012	3187	7319

WEIGHTS (GRAMS)

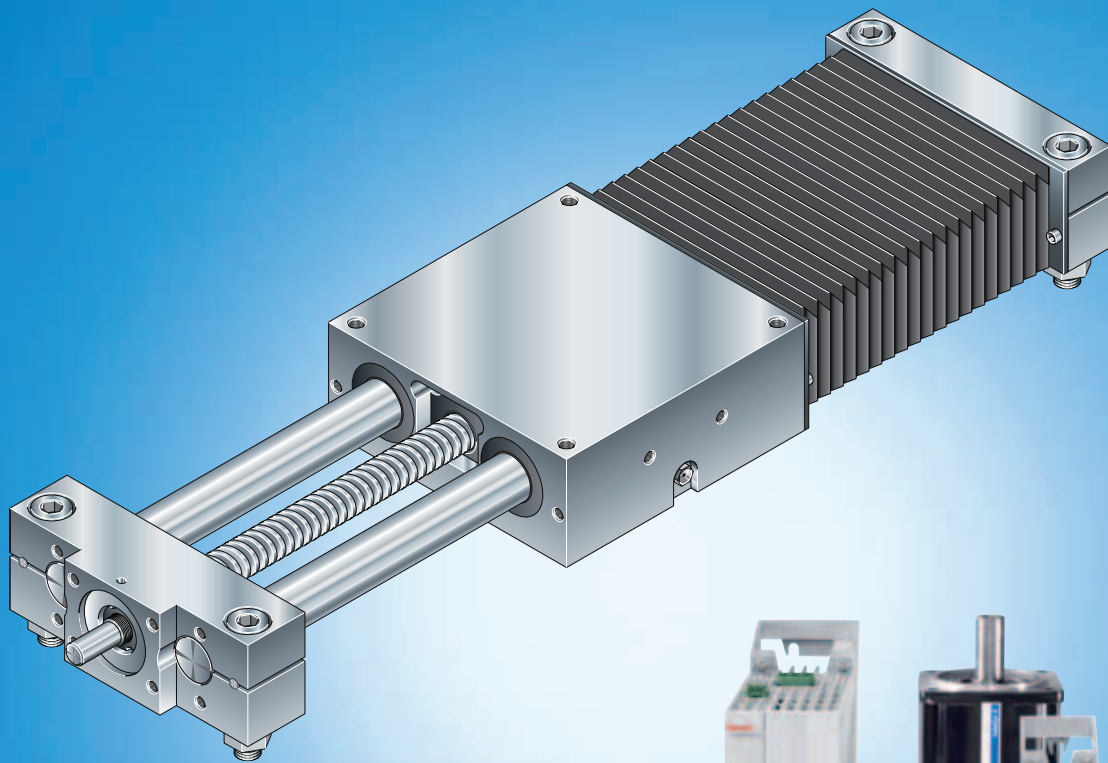
Teeth	06B	08B	10B	12B	16B
28	702	1176	2220	3318	7662
29	718	1420	2298	3455	8014
30	736	1461	2378	3596	8387
31	879	1729	2601	3907	8701
32	898	1774	2687	4057	9004
33	917	1819	2776	4213	9499
34	937	1868	2867	4374	9918
35	957	1915	2961	4539	10348
36	1088	2167	3206	4709	10791
37	1090	2219	3305	4883	11247
38	1111	2272	3408	5063	11715
39	1135	2326	3512	5247	12196
40	1157	2381	3619	5436	12689
38	1159	1800	3073	5558	9898
45	1353	2180	3894	8798	12703
57	1753	2862	6048	7016	15838
76	2575	3681	6684	10323	23750
95	3089	6419	11422	-	-

Comprobadora tapas de cilindro

Carros lineales

R310ES 3001 (2012-06)

The Drive & Control Company



Comprobadora tapas de cilindro

Anexo 2: catalogos

Carros lineales Rexroth

Carro lineal	Tipo	Construcción	Guía	Accionamiento	Página
	SGK	Cerrado, para una construcción en voladizo 	Rodamiento lineal Super cerrado	 Husillo de bolas	página 36
	SOK	Abierto, para una construcción apoyada 	Rodamiento lineal Super abierto		página 44
	SGO	Cerrado, para una construcción en voladizo 	Rodamiento lineal Super ¹⁾ cerrado	 Sin accionamiento	página 54
	SOO	Abierto, para una construcción apoyada 	Rodamiento lineal Super abierto		página 58

1) Tamaño 8-65 con rodamientos lineales estándar

Sistemática de las abreviaturas

		Tipo	Tamaño
Carro lineal (ejemplo) =		S G K	16-100
Sistema =	carro lineal (S)		
Construcción =	cerrado (G) abierto (O)		
Accionamiento =	husillo de bolas (K) sin (O)		
Medida característica de la guía =			
Anchura característica =			

Descripción del producto

Excelentes cualidades

- Funcionamiento especialmente silencioso y larga duración de vida gracias a los rodamientos lineales Super de Rexroth
- Fuelles de protección en PU, contra aceite y humedad (sujeción mecánica en los últimos pliegues)
- Carros lineales listos para el montaje, y en cualquier longitud hasta L_{max}
- Rodamientos lineales Super de Rexroth integrados
- La versión con accionamiento posee un husillo de bolas de precisión

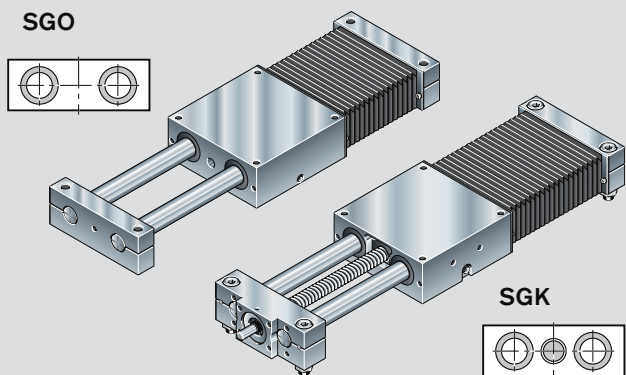
Otros destacados

- Flexibles por las diferentes opciones
- Posible relubricación centralizada de los rodamientos lineales Super por ambos lados de la mesa
- Listos para el montaje, con diferentes piezas de construcción

Construcción cerrada para un montaje en voladizo

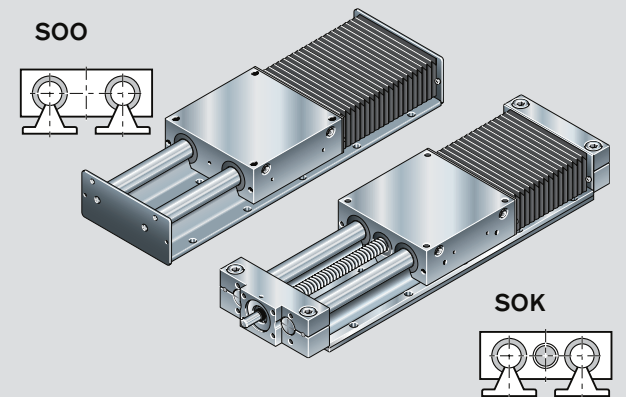
Grandes fuerzas de avance

- Especialmente diseñado para ambientes sucios (fuelle de protección cerrado)



Construcción abierta para un montaje apoyado

- Grandes longitudes posibles gracias al soporte de eje
- Grandes fuerzas de avance
- Con fuelles de protección



Indicación:

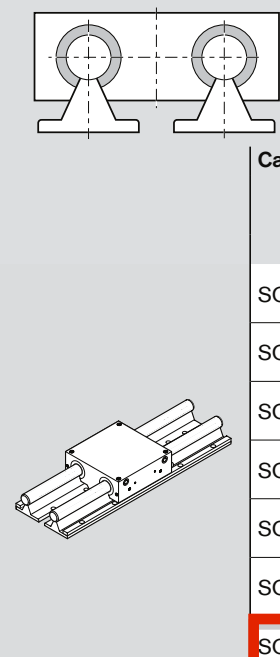
Los fuelles de protección se proveen a ambos lados de la mesa. En los dibujos se muestran los fuelles de protección de un sólo lado para una mejor representación de la construcción y de la función de los carros lineales.

Carros lineales sin accionamiento

Anexo 2: catálogos

SOO 12-85 hasta SOO 50-280

Componentes y pedido

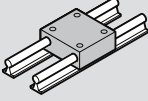
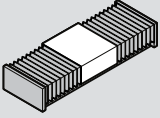

	Carro lineal	Número de material, longitud ¹⁾ R0265 .00 00, ... mm	Ejecución	Guía			
				Ejes estándar Fuelle ³⁾		Ejes de acero anticorrosivo ²⁾ Fuelle ³⁾	
				sin	con	sin	con
SOO 12-85	R0265 000 00	OA01	01	04	02	05	
SOO 16-100	R0265 100 00						
SOO 20-130	R0265 200 00						
SOO 25-160	R0265 300 00						
SOO 30-180	R0265 400 00						
SOO 40-230	R0265 500 00						
SOO 50-280	R0265 600 00						

1) Cálculo de la longitud ➔ tabla de la página 60

2) Según DIN 17230 / EN 10088

3) En los carros lineales SOO con fuelle se atornillan placas finales a ambos extremos de los ejes (véase esquemas con medidas).

Anexo 2: catalogos

<p>Mesa</p>  <p>Estándar</p>	<p>Protección</p>  <p>Fuelle en PU sin con</p>		<p>Documentación</p>  <p>Estándar</p>
<p>01</p>	<p>00</p>	<p>01</p>	<p>01</p>

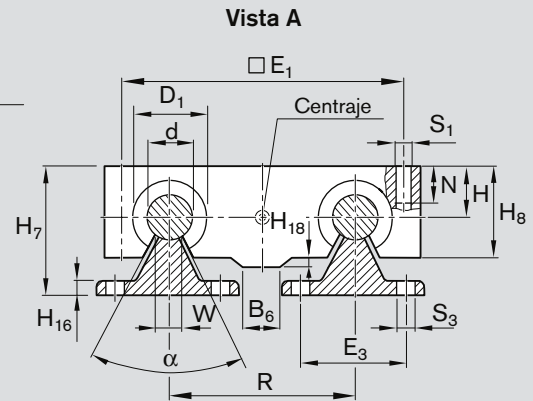
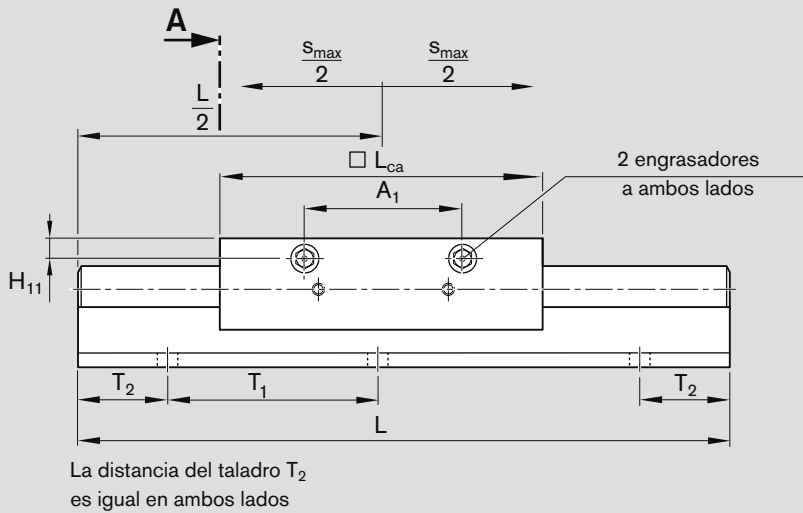
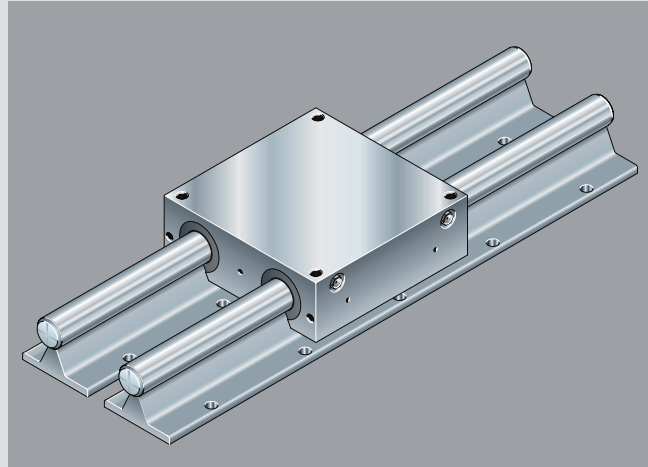
Carros lineales sin accionamiento

SOO 12-85 hasta SOO 50-280

Esquemas con medidas

Los carros lineales se componen de:

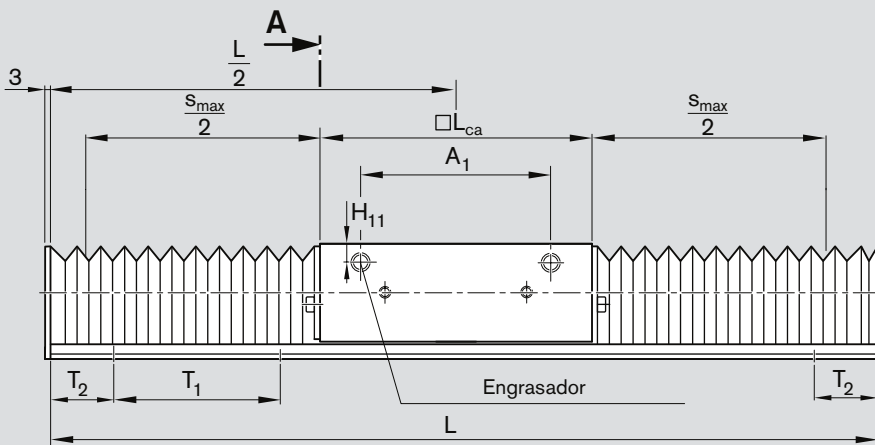
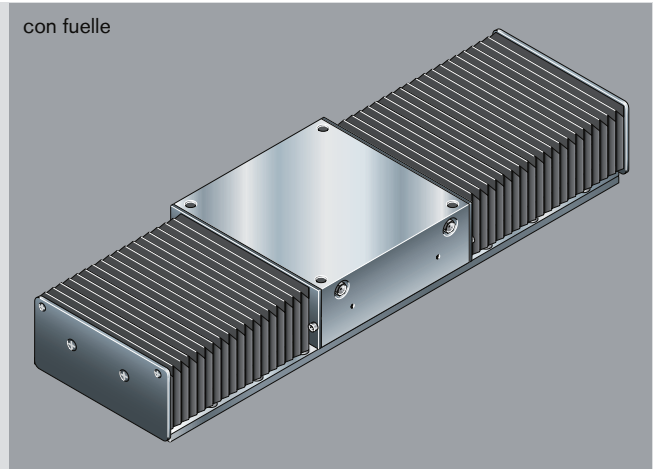
- Mesa (aleación de aluminio)
- Cuatro rodamientos lineales Super
- Cuatro juntas
- Dos ejes de precisión de acero, tolerancia h6, con soporte de ejes (aleación de aluminio)



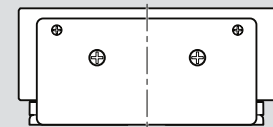
Carro lineal	Medidas (mm) – excepto ángulo α													
	d h6	L_{ca}	R	H $\pm 0,02$	H_7	H_8	H_{18}	B_6	W	α	D_1	E_1	S_1	N
SOO 12-85	12	85	42	18	40	30	-	-	6,5	66°	22	73	M6	13
SOO 16-100	16	100	54	22	48	35	3,0	15	9,0	68°	26	88	M6	13
SOO 20-130	20	130	72	25	57	42	3,5	12	9,0	55°	32	115	M8	18
SOO 25-160	25	160	88	30	66	51	2,5	15	11,5	57°	40	140	M10	22
SOO 30-180	30	180	96	35	77	60	-	-	14,0	57°	47	158	M12	26
SOO 40-230	40	230	120	45	95	77	-	-	19,5	56°	60	200	M16	34
SOO 50-280	50	280	152	55	115	93	-	-	22,5	54°	75	250	M16	34

Anexo 2: catalogos

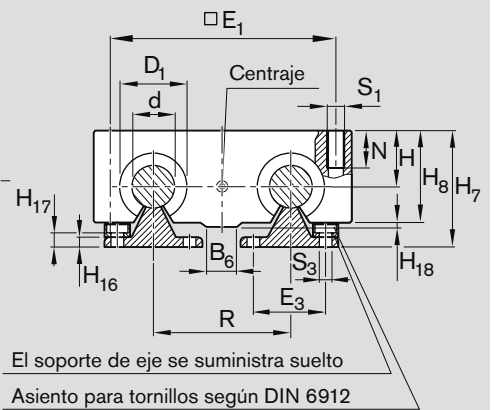
Todas la medidas en mm
Representaciones en diferentes escalas



La distancia del taladro T₂ es igual en ambos lados



Vista A



El soporte de eje se suministra suelto
Asiento para tornillos según DIN 6912

Soporte de eje			Engrasador				Cálculo de la longitud ¹⁾ L (mm)			
H ₁₆	H ₁₇	S ₃	E ₃	T ₁	T ₂	A ₁	H ₁₁	DIN 3405	con fuelle	sin fuelle
5	6,5	4,5	29	75	≥ 15	57	7,0	AM6	$L = s_{max} \cdot 1,330 + L_{ca} + 37$	$L = s_{max} + L_{ca} + 3$
5	8,3	5,5	33	100	≥ 20	68	7,2	AM6	$L = s_{max} \cdot 1,330 + L_{ca} + 37$	
6	9,8	6,6	37	100	≥ 20	94	7,2	AM6	$L = s_{max} \cdot 1,300 + L_{ca} + 38$	
6	9,8	6,6	42	120	≥ 24	116	9,5	AM8 x 1	$L = s_{max} \cdot 1,240 + L_{ca} + 39$	
7	10,0	9,0	51	150	≥ 30	130	9,5	AM8 x 1	$L = s_{max} \cdot 1,200 + L_{ca} + 38$	
8	11,8	9,0	55	200	≥ 30	170	11,5	AM8 x 1	$L = s_{max} \cdot 1,140 + L_{ca} + 39$	
9	14,3	11,0	63	200	≥ 30	220	15,0	AM8 x 1	$L = s_{max} \cdot 1,112 + L_{ca} + 40$	

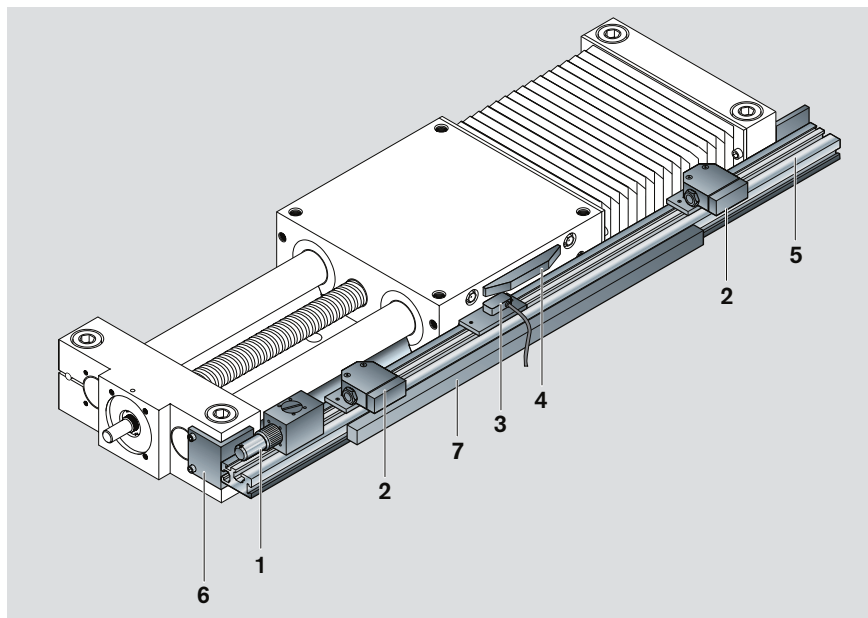
1) Para carros lineales SOO 40-230 L > 400 y L < 460, así como para carros lineales SOO 50-280 L > 600 y L < 660 por favor consultar por la partición y esquema de taladros de los ejes y soportes de ejes.

s_{max} = recorrido máximo (mm)

Montaje de los interruptores

Visión del sistema de conmutación

- 1 Caja y conector
- 2 Interruptor mecánico (con sus componentes)
- 3 Interruptor inductivo (con sus componentes)
- 4 Leva de accionamiento
- 5 Canal portacables (aleación de aluminio)
- 6 Ángulo de fijación
- 7 Perfil soporte



Pedido de interruptores y sus componentes

Los números de material se obtienen de la siguiente tabla.
Los componentes también se pueden suministrar individualmente.

Posición		Número de opción ¹⁾	Carros lineales SGK/SOK		
			12-85	16-100	20-130 / 25-160 30-180 / 40-230 / 50-280
1	Caja + conector	17	R1414 000 61	R1414 000 61	R1414 000 61
2	Interruptores mecánicos con componentes	15	R0236 203 01	R0236 203 01	R0236 203 01
	Interruptores mecánicos sin componentes		R3453 040 16	R3453 040 16	R3453 040 16
3	Interruptores inductivos (número de opción contiene interruptor y sus componentes)				
	– Componentes sin interruptor		R0236 203 02	R0236 203 02	R0236 203 02
	– PNP cerrado (número de opción contiene interruptor y sus componentes)	11	R3453 040 01	R3453 040 01	R3453 040 01
	– PNP abierto (número de opción contiene interruptor y sus componentes)	13	R3453 040 03	R3453 040 03	R3453 040 03
4+6	Leva de accionamiento + ángulo de fijación con todos sus componentes para el montaje de los perfiles de soportes	16	R0236 003 03	R0236 103 03	R0236 203 03
5	Perfil soporte, $L_T =$		R0396 620 08 ²⁾	R0396 620 08 ²⁾	R0396 620 08 ²⁾
7	Canal portacables, $L_K =$	20	R0396 620 17 ²⁾	R0396 620 17 ²⁾	R0396 620 17 ²⁾

1) De la tabla "Componentes y pedido"

2) Para pedidos de canales portacables o perfiles de soportes se deberá indicar siempre la longitud. Por ejemplo "R0396 620 17, 285 mm".

Cálculo de la longitud para canal portacables y perfil soporte

Carro lineal	Longitud del perfil soporte L_T (mm)
SGK/SOK 12-85	$L_T = L + 38$
SGK/SOK 16-100	$L_T = L + 87$
SGK/SOK 20-130	$L_T = L + 94$
SGK/SOK 25-160	$L_T = L + 103$
SGK/SOK 30-180	$L_T = L + 103$
SGK/SOK 40-230	$L_T = L + 105$
SGK/SOK 50-280	$L_T = L + 105$

$$L_T = L_K$$

L_K = longitud del canal portacables (mm)

L_T = longitud del perfil soporte (mm)

L = longitud del sistema lineal (mm)

Bosch Rexroth AG
Ernst-Sachs-Straße 100
97424 Schweinfurt, Alemania
Tel. +49 9721 937-0
Fax +49 9721 937-275
www.boschrexroth.com

Encontrará su persona de contacto local en:
www.boschrexroth.com/adresses

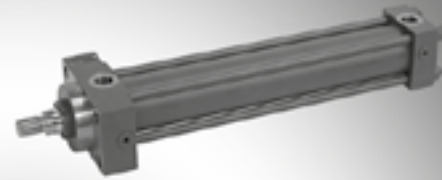
Modificaciones técnicas reservadas

© Bosch Rexroth AG 2013
Printed in Germany
R310ES 3001 (2012-06)
ES • DC-IA/MKT

Hydraulic cylinders Tie rod design

RE 17049/11.16
Replaces: 07.13

1/68

Series CDT3...Z; CGT3...Z; CST3...ZComponent series 3X
Nominal pressure 160 bar (16 MPa)

S1_d

Table of contents

Contents	Page	Contents	Page
Features	2	Piston rod end E and T	44
Technical data	2 ... 3	Position measurement system	45, 46
Information on stroke length and stroke velocity	4	Swivel head (clampable): CGKA - AP 6	47
Project planning software ICS	4	Clevis bracket (clampable): CLCB - AB 5	48, 49
Areas, forces, flow: Series CDT3	5	Trunnion bearing block CLTA - AT 4	50, 51
Overview types of mounting: Series CDT3	6	Kinking, admissible stroke length	52 ... 55
Ordering code: Series CDT3	7	End position cushioning, calculation example	56 ... 60
Areas, forces, flow: Series CGT3	8	Selection criteria for seals	61
Overview types of mounting: Series CGT3	8	Seal kits	62, 63
Ordering code: Series CGT3	9	Tightening torques	63
Dimensions: Types of mounting CDT3 / CGT3	10 ... 27	Spare parts: Series CDT3	64
Areas, forces, flow: Series CST3	28	Spare parts: Series CGT3	65
Overview types of mounting: Series CST3	28	Spare parts: Series CST3	66
Ordering code: Series CST3	29	Weight for cylinder	67, 68
Dimensions: Types of mounting CST3	30 ... 39		
Leakage oil connection / Enlarged line connection	40		
Position of line connections / bleeding / leakage oil / throttle valve	41		
Bleeding / threaded coupling	42		
Subplates – Dimensions and porting pattern	43, 44		

Project planning software **Interactive Catalog System****Online**www.boschrexroth.com/ics

Comprobadora tapas de cilindro

Features

- Installation dimensions according to ISO 6020-2, DIN 24554 and NF/ISO 6020-2
- 13 types of mounting
- Piston Ø (**ØAL**): 25 to 200 mm
- Piston rod Ø (**ØMM**): 12 to 140 mm
- Stroke lengths up to 3000 mm
- Integrated guide socket for fast and easy maintenance
- Self-adjusting or adjustable end position cushioning as option
- Patented safety bleeding device for easy and safe bleeding
- Easy assembly thanks to freely selectable position of the line connections at head and base

Technical data (For applications outside these parameters, please consult us!)

Nominal pressure: 160 bar (16 MPa)

Maximum operating pressure
(only static load): 210 bar (21 MPa)

Static test pressure: 240 bar (24 MPa)

Cylinders of this series are designed for a nominal pressure of 160 bar and in version CD for a maximum operating pressure of 210 bar with static load.

(Static load: less than 10,000 load cycles over the entire life cycle)

The admissible dynamic operating pressure amounts to 75 % of the maximum operating pressure with maximum amplitude and oscillatory load.

The specified operating pressures apply to applications with shock-free operation with reference to excess pressure and/or external loads. With extreme loads like e. g. high sequence cycle, mounting elements and threaded piston rod connections must be designed for durability.

Minimum pressure:

Depending on the application, application conditions and technical design, a certain minimum pressure is required in order to guarantee technically unobjectionable functioning of the hydraulic cylinder.

Without load, we recommend complying with a minimum operating pressure of 10 bar. For lower pressures, please contact us.

Installation position:

Hydraulic fluid (amending data sheet):

Mineral oils DIN 51524 HL, HLP (R. 90220)

Oil-in-water emulsion HFA (R. 90223)

Water glycol HFC (R. 90223)

Phosphate ester HFD-R (R. 90222)

Hydraulic fluid temperature range: see page 61

Ambient temperature range: see page 61

Optimum viscosity range: 20 to 100 mm²/s

Minimum admissible viscosity: 2.8 mm²/s

Maximum admissible viscosity: 380 mm²/s

Cleanliness class according to ISO

Maximum admissible degree of contamination of the hydraulic fluid according to ISO 4406 (c) class 20/18/15.

The cleanliness classes specified for the components need to be met in hydraulic systems. Effective filtration prevents faults and simultaneously increases the life cycle of the components.

For the selection of the filters see www.boschrexroth.com/ filter

Bleeding:

By default

Primer coat: By default, hydraulic cylinders are primed with a coating (color gentian blue RAL 5010) of min. 40 µm. Other colors upon request.

With cylinders and attachment parts, the following surfaces are not primed or painted:

- All fit diameters to the customer side
- Sealing surfaces for line connection
- Sealing surfaces for flange connection
- Connection surface for valve mounting
- Position measurement system

The areas that are not painted are protected by means of a solvent-free corrosion protection agent.

Accessories that are ordered as separate order item are not primed or painted by default. Corresponding priming and/or painting on request.

Technical data (For applications outside these parameters, please consult us!)

Boundary and application conditions:

- The mechanical alignment of the movement axis and thus the mounting points of hydraulic cylinder and piston rod must be ensured. Lateral forces on the guides of piston rod and piston are to be avoided. It may be necessary to consider the own weight of the hydraulic cylinder (MP1, MP3, MP5, MT1, MT2 or MT4) or the piston rod.
- The kinking length/kinking load of the piston rod and/or the hydraulic cylinder must be observed (see page topic Kinking).
- The maximum admissible stroke velocities with regard to the suitability/load of seals must be observed as must their compatibility with the properties of the hydraulic fluid (see page topic Seals).
- The maximum admissible velocities/kinetic energies when moving into the end positions, also considering external loads, must be observed.
Danger: Excess pressure
- The maximum admissible operating pressure must be complied with in any operating state of the hydraulic cylinder. Possible pressure intensification resulting from the area ratio of annulus area to piston area and possible throttling points is to be observed.
- Detrimental environmental influences, like e. g. aggressive finest particles, vapors, high temperatures, etc. as well as contamination and deterioration of the hydraulic fluid are to be avoided.

Notice: This list does not claim to be complete. In case of questions regarding the compatibility with the medium or exceedance of the boundary or application conditions, please contact us.

Acceptance:

Each cylinder is tested according to Bosch Rexroth standard and in compliance with ISO 10100: 2001.

Safety instructions:

For the assembly, commissioning and maintenance of hydraulic cylinders, the operating instructions data sheet 07100-B have to be observed!

Service and repair works have to be performed by Bosch Rexroth or by personnel especially trained for this purpose. No warranty is accepted for damage as a consequence of assembly, maintenance or repair works not performed by Bosch Rexroth.

Check lists for hydraulic cylinders:

Cylinders the characteristics and/or application parameters of which deviate from the values specified in the data sheet can only be offered as a special version upon request. For offers, the variations of the characteristics and/or application parameters must be described in the check lists for hydraulic cylinders (data sheet 07200).

Double-acting cylinders with continuous piston rod:

With this design type, the friction is considerably higher than with the "CD version" with simple piston rod.

Stroke tolerances:

According to ISO 6020-2, a stroke tolerance of 0/+2 mm is admissible for strokes up to 1250 mm; for larger strokes please contact us.

A tolerance of ± 0.3 mm is possible as option, smaller tolerances are not reasonable for tie rod cylinders.

Minimum strokes:

For the "MT4" mounting, the minimum stroke is to be observed due to the trunnion width, see pages 16 and 36.

When using end position cushioning, the minimum stroke must also be observed, see page 56 "End position cushioning".

Support width extension and tie rod support are possible upon request.

Line connections:

The cylinders of series CDT3/CGT3 are supplied with pipe thread or enlarged pipe thread according to ISO 1179-1 or metric ISO thread according to ISO 6149-1.

The cylinders of series CST3 are supplied with pipe thread according to ISO 1179-1 or with subplate.

Stroke velocity:

See information on stroke length and stroke velocity, higher stroke velocity on request.

If the extension velocity is considerably higher than the retraction velocity of the piston rod, drag-out losses of the medium may result. If necessary, please consult us.

Information on stroke length and stroke velocity

ØAL (mm)		25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
Min recommended stroke in mm	without damping	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	with damping	30	32	46	44	50	54	56	66	72	80
Maximum velocity (m/s)	Seal design M; 160 bar	0.50			0.40		0.30		0.25		
	Seal design M; 100 bar	0.70			0.60		0.40		0.35		
	Seal design T, S; 160 bar	1.00			0.80		0.60		0.50		
Recommended minimum velocity (mm/s)	Seal design M	30									
	Seal design T, S	1									

Project planning software ICS (Interactive Catalog System)

The ICS (Interactive Catalog System) is a selection and project planning aid for hydraulic cylinders. The ICS allows designers for machines and systems to quickly and reliably find the perfect hydraulic cylinder solution through logic-guided type key enquiries. This software helps to solve design and project planning tasks more quickly and efficiently.

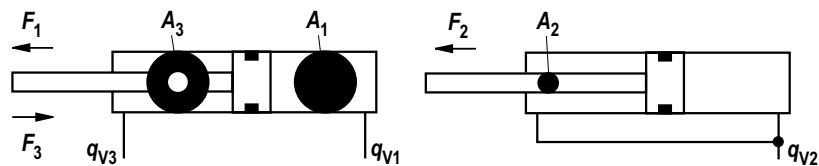
After having been guided through the product selection, the user quickly and reliably gets the exact technical data of the selected component as well as 2D and 3D CAD data in the correct file format for all common CAD systems. This allows users to reduce costs while increasing their competitiveness.

Online: www.boschrexroth.com/ics

Anexo 2: catalogs

Areas, forces, flow: Series CDT3 (for operating pressure up to 210 bar)

Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm		Area ratio φ A_1/A_3	Areas			Force ¹⁾						Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length (mm) ⁵⁾
	160 bar	210 bar		Piston A_1 cm ²	Rod A_2 cm ²	Ring A_3 cm ²	Pressure F_1 kN		Diff. F_2 kN		Pulling F_3 kN		Off q_{V1} l/min	Diff. q_{V2} l/min	On q_{V3} l/min	
							160 bar	210 bar	160 bar	210 bar	160 bar	210 bar				
25	12	-	1.3	4.91	1.13	3.78	7.86	-	1.81	-	6.05	-	2.9	0.70	2.30	600
	18	18	2.07		2.54	2.37		10.31	4.06	5.33	3.79	4.98		1.50	1.40	
32	14	-	1.25	8.04	1.54	6.5	12.86	-	2.46	-	10.40	-	4.8	0.90	3.90	800
	22	22	1.90		3.80	4.24		16.88	6.08	7.98	6.78	8.90		2.30	2.50	
40	18	-	1.25	12.56	2.54	10.02	20.10	-	4.06	-	16.03	-	7.5	1.50	6.00	1000
	22 ³⁾	22 ³⁾	1.43		3.80	8.76		26.38	6.08	7.98	14.02	18.40		2.30	5.30	
	28	28	1.96		6.16	6.4		9.86	12.94	10.24	13.44	3.70		3.80		
50	22	-	1.25	19.63	3.8	15.83	31.41	-	6.08	-	25.33	-	11.8	2.30	9.50	1200
	28 ³⁾	28 ³⁾	1.46		6.16	13.47		41.22	9.86	12.94	21.55	28.29		3.70	8.10	
	36	36	2.08		10.18	9.45		16.29	21.38	15.12	19.85	6.10		5.70		
63	28	-	1.25	31.17	6.16	25.01	49.87	-	9.86	12.94	40.02	-	18.7	3.70	15.00	1400
	36 ³⁾	36 ³⁾	1.48		10.18	20.99		65.46	16.29	21.38	33.58	44.08		6.10	12.60	
	45	45	2.04		15.90	15.27		25.44	33.39	24.43	32.07	9.50		9.20		
80	36	-	1.25	50.26	10.18	40.08	80.42	-	16.29	21.38	64.13	-	30.2	6.10	24.00	1700
	45 ³⁾	45 ³⁾	1.46		15.90	34.36		105.55	25.44	33.39	54.98	72.16		9.50	20.60	
	56	56	1.96		24.63	25.63		39.41	51.72	41.01	53.82	14.80		15.40		
100	45	-	1.25	78.54	15.90	62.64	125.66	-	25.44	33.39	100.22	-	47.1	9.50	37.60	2000
	56 ³⁾	56 ³⁾	1.46		24.63	53.91		164.93	39.41	51.72	86.26	113.21		14.80	32.30	
	70	70	1.96		38.48	40.06		61.57	80.81	64.10	84.13	23.10		24.00		
125	56	-	1.25	122.72	24.63	98.09	196.35	-	39.41	51.72	156.94	-	73.6	14.80	58.90	2300
	70 ³⁾	70 ³⁾	1.46		38.48	84.24		4)	61.57	80.81	134.78	4)		23.10	50.50	
	90	90	2.08		63.62	59.1		101.79	133.60	94.56	4)	38.20		35.50		
160	70	-	1.25	201.06	38.48	162.58	321.70	-	61.57	80.81	260.13	-	120.6	23.10	97.50	2600
	110	110 ⁴⁾	1.90		95.03	106.03		4)	152.05	199.56	169.65	4)		57.00	63.60	
200	90	-	1.25	314.16	63.62	250.54	502.66	-	101.79	133.60	400.86	-	188.5	38.20	150.30	3000
	140	140 ⁴⁾	1.96		153.94	160.22		4)	246.30	323.27	256.35	4)		92.40	96.10	



¹⁾ Theoretical static cylinder force (without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts like e.g. swivel heads, plates or valves, etc.)

²⁾ Stroke velocity

³⁾ Piston rod Ø not standardized

⁴⁾ With operating pressures up to 210 bar only on request

⁵⁾ Larger stroke lengths upon request

Overview types of mounting: Series CDT3 (for operating pressure up to 210 bar)**CDT3 ME5 (ISO/DIN/NF)**

see page 10, 11

**CDT3 ME6 (ISO/DIN/NF)**

see page 10, 11

**CDT3 MP5 (ISO/DIN/NF)**

see page 12, 13

**CDT3 MS2 (ISO/DIN/NF)**

see page 14, 15

**CDT3 MT4 (ISO/DIN/NF)**

see page 16, 17

**CDT3 MT1 (ISO/DIN/NF)**

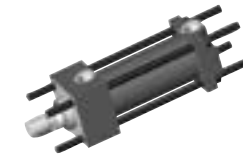
see page 18, 19

**CDT3 MT2 (ISO/DIN/NF)**

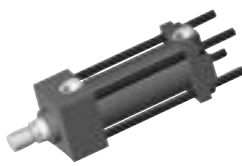
see page 18, 19

**CDT3 MX1 (ISO/DIN/NF)**

see page 20, 21

**CDT3 MX2 (ISO/DIN/NF)**

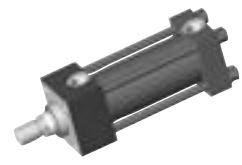
see page 22, 23

**CDT3 MX3 (ISO/DIN/NF)**

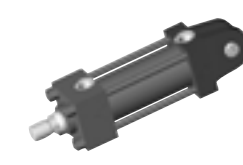
see page 22, 23

**CDT3 MX5 (NF)**

see page 24, 25

**CDT3 MP1 (ISO/DIN/NF)**

see page 26, 27

**CDT3 MP3 (ISO/DIN/NF)**

see page 26, 27



Ordering code: Series CDT3 (for operating pressure up to 210 bar)

The preferred cylinder designs are marked in gray.

CD	T3	/	/	/	Z	3X									*
-----------	-----------	---	---	---	----------	-----------	--	--	--	--	--	--	--	--	---

Differential cylinder = **CD**

Series = **T3**

Types of mounting DIN/ISO

Rectangular flange at head = **ME5**

Rectangular flange at base = **ME6**

Self-aligning clevis at base = **MP5**

Foot mounting = **MS2**

Trunnion in center ¹⁾ = **MT4**

Types of mounting ISO

Fork at base = **MP1**

Swivel eye at base = **MP3**

Trunnion at head = **MT1**

Trunnion at base = **MT2**

Extended tie rod, on both sides = **MX1**

Extended tie rod, at base = **MX2**

Extended tie rod, at head = **MX3**

Tapped hole at head ²⁾ = **MX5**

Piston Ø (ØAL) 25 to 200 mm

Piston rod Ø (ØMM) 12 to 140 mm ¹³⁾

Stroke length in mm ¹¹⁾

Design principle

Head and base connected to tie rod = **Z**

Component series = **3X**

30 to 39 unchanged installation and connection dimensions

Line connection/design

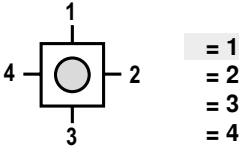
Pipe thread (ISO 1179-1) = **B**

Metric ISO thread (ISO 6149-1)¹⁷⁾ = **R**

Enlarged pipe thread (ISO 1179-1) = **S**

Line connection/position at head

see page 41



View to piston rod

Options:

Option 2

W = Without option

Y = Specify the piston rod extension LY in the plain text in mm

Option 1

W = Without option

B = ^{3; 4; 16)} Leakage oil connection

A = Threaded coupling, on both sides

Seal design

M = Standard seal system

T = Reduced friction

S = High temperature with reduced friction

End position cushioning

see pages 56 to 60

U = Without

D = On both sides, self-adjusting

S = Head side, self-adjusting

K = Base side, self-adjusting

E = ⁴⁾ On both sides, adjustable

Piston rod end

see pages 10 to 27

H = ¹⁴⁾ Thread (DIN/ISO) for swivel head CGKA

D = ¹⁵⁾ Thread (ISO) for swivel head CGKA

E = ¹²⁾ Internal thread

F = ^{5; 14)} With mounted swivel head CGKA (DIN/ISO)

K = ^{5; 15)} With mounted swivel head CGKA (ISO)

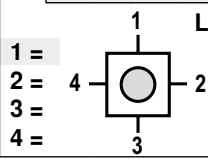
T = ⁶⁾ With trunnion

Piston rod design

H = Hardened and hard chromium-plated

Line connection/position at base

see page 41



View to piston rod

Comments:

- 1) Trunnion position freely selectable; when ordering, always specify the "XV" dimension in the plain text in mm.
- 2) Not ISO standardized
- 3) With type of mounting MS2 and piston Ø 25 and end position cushioning, "E" is not possible
- 4) With piston Ø 25 to 100 mm: only line connection "B" possible.
With piston Ø 125 to 200 mm: only DIN types of mounting and line connection "B" possible.
- 5) Not possible with type of mounting MX1 and MX3.
- 6) See page 44 (Only possible with standardized piston rod Ø 22 to 140 mm), observe the max. operating pressure.
- 11) Observe the max. stroke length available, page 5, and the admissible stroke length (according to kinking calculation) on pages 52 to 55
- 12) See page 44 (Only possible with standardized piston rod Ø 18 to 140 mm), observe the max. operating pressure.
- 13) Observe the admissible piston rod Ø and assigned threads at the piston rod end for 210 bar (pages 5 and 10 to 27)

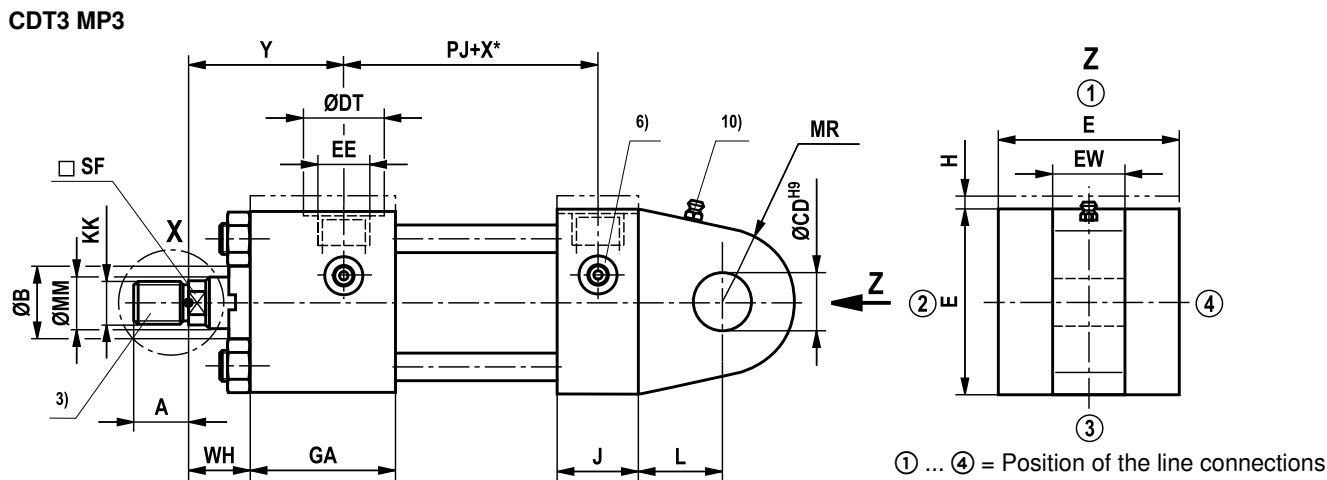
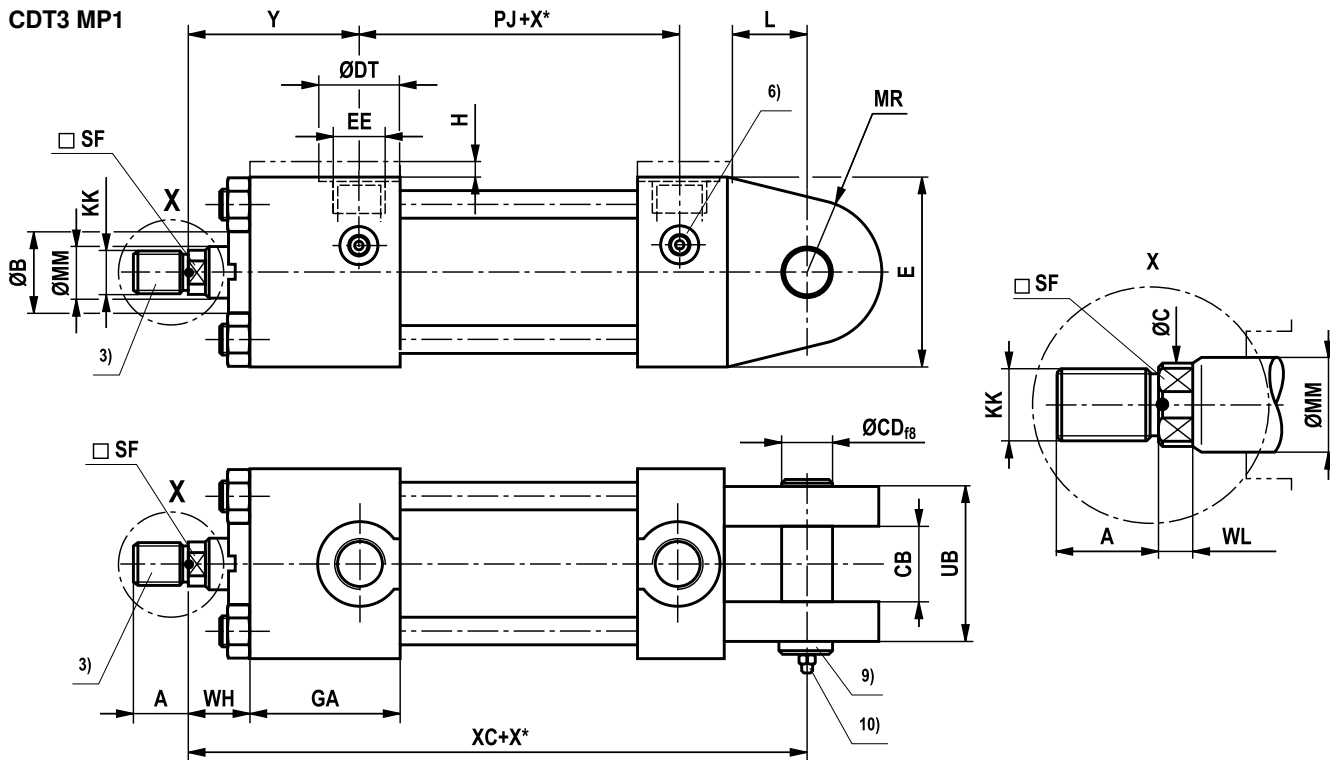
Order example:
CDT3MP5/50/36/300Z2X/B11HHDMWW

When selecting, please observe the limitations on the corresponding catalog pages!

- 14) For operating pressure up to 160 bar
- 15) For operating pressure up to 210 bar
- 16) Not possible with MT1.
- 17) For type of mounting ME5 and ME6, only position 1 and 3 possible

Anexo 2: catalogos

Dimensions: Type of mounting CDT3; MP1, MP3 (dimensions in mm)



ØAL	CB A16	ØCD H9; f8	EW h14	L min	MR max	UB max	XC ± 1.25
25	12	10	12	13	12	25	127
32	16	12	16	19	17	34	147
40	20	14	20	19	17	42	172
50	30	20	30	32	29	62	191
63	30	20	30	32	29	62	200
80	40	28	40	39	34	83	229
100	50	36	50	54	50	103	257
125	60	45	60	57	53	120	289
160	70	56	70	63	59	140	308
200	80	70	80	82	78	160	381

Dimensions: Type of mounting CDT3; MP1, MP3 (dimensions in mm)

ØAL	ØMM	DIN / ISO ¹⁾ (for operating pressure up to 160 bar)					ISO ²⁾ (for operating pressure up to 210 bar)					ØB f9
		KK ¹⁾	A ¹⁾ max	ØC	SF	WL	KK ²⁾	A ²⁾ max	ØC	SF	WL	
25	12	M10x1.25	14	11	10	5	–	–	–	–	–	24
	18	M10x1.25	14	16.5	14	5	M14x1.5	18	16.5	14	5	30
32	14	M12x1.25	16	13	12	5	–	–	–	–	–	26
	22	M12x1.25	16	20.5	18	5	M16x1.5	22	20.5	18	5	34
40	18	M14x1.5	18	16.5	14	5	–	–	–	–	–	30
	22 ¹²⁾	M14x1.5	18	20.5	18	5	M16x1.5	22	20.5	18	5	34
	28	M14x1.5	18	26	22	7	M20x1.5	28	26	22	7	42
50	22	M16x1.5	22	20.5	18	5	–	–	–	–	–	34
	28 ¹²⁾	M16x1.5	22	26	22	7	M20x1.5	28	26	22	7	42
	36	M16x1.5	22	34	30	8	M27x2	36	34	30	8	50
63	28	M20x1.5	28	26	22	7	–	–	–	–	–	42
	36 ¹²⁾	M20x1.5	28	34	30	8	M27x2	36	34	30	8	50
	45	M20x1.5	28	43	36	10	M33x2	45	43	36	10	60
80	36	M27x2	36	34	30	8	–	–	–	–	–	50
	45 ¹²⁾	M27x2	36	43	36	10	M33x2	45	43	36	10	60
	56	M27x2	36	54	46	10	M42x2	56	54	46	10	72
100	45	M33x2	45	43	36	10	–	–	–	–	–	60
	56 ¹²⁾	M33x2	45	54	46	10	M42x2	56	54	46	10	72
	70	M33x2	45	68	60	15	M48x2	63	68	60	15	88
125	56	M42x2	56	54	46	10	–	–	–	–	–	72
	70 ¹²⁾	–	–	–	–	–	M48x2 ¹⁴⁾	63	68	60	15	88
	90	M42x2	56	86	75	15	M64x3 ¹⁴⁾	85	86	75	15	108
160	70	M48x2	63	68	60	15	–	–	–	–	–	88
	110	M48x2	63	106	92	18	M80x3 ¹⁴⁾	95	106	92	18	133
200	90	M64x3	85	86	75	15	–	–	–	–	–	108
	140	M64x3	85	136	125	18	M100x3 ¹⁴⁾	112	136	125	18	163

ØAL	E	EE	ØDT	EE	ØDT	GA	H ⁵⁾	J	PJ ± 1.25	WH ± 2	Y ± 2
25	40 ± 1.5	G 1/4	25	M14x1.5	21	46.5	5	22.5	53	15	50
32	45 ± 1.5	G 1/4	25	M14x1.5	21	48	5	25	56	25	60
40	63 ± 1.5	G 3/8	28	M18x1.5	26	52.5	–	33.5	73	25	62
50	75 ± 1.5	G 1/2	34	M22x1.5	29	57.5	–	33.5	74	25	67
63	90 ± 1.5	G 1/2	34	M22x1.5	29	57.5	–	35.5	80	32	71
80	115 ± 1.5	G 3/4	42	M27x2	34	67	–	41	93	31	77
100	130 ± 2	G 3/4	42	M27x2	34	70	–	43	101	35	82
125	165 ± 2	G 1	47	M33x2	43	76	–	54	117	35	86
160	205 ± 2	G 1	47	M33x2	43	83	–	58	130	32	86
200	245 ± 2	G 1 1/4	58	M42x2	52	107.5	–	77.5	165	32	98

ØAL = Piston Ø

ØMM = Piston rod Ø

X* = Stroke length

1) Thread for piston rod ends "F" and "H"

2) Thread for piston rod ends "D" and "K"

3) For piston rod ends "E" and "T" see page 44

5) "H" dimension always in line connection position

6) For the position of the line connections and the bleeding see page 41

7) Tightening torque see page 63

9) Bolt included in the scope of delivery

10) Lubricating nipple M6 DIN 71412

12) Piston rod Ø not standardized

14) With operating pressures up to 210 bar only on request

Areas, forces, flow: Series CST3 (for operating pressure up to 160 bar)

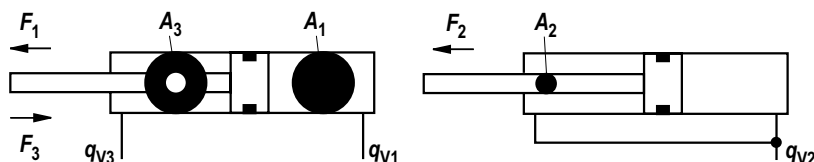
Piston $\varnothing AL$ mm	Piston rod $\varnothing MM$ mm	Area ratio φ A_1/A_3	Areas			Force at 160 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length (mm) ⁴⁾
			Piston A_1 cm ²	Rod A_2 cm ²	Ring A_3 cm ²	Pressure F_1 kN	Diff. F_2 kN	Pulling F_3 kN	Off q_{V1} l/min	Diff. q_{V2} l/min	Ein q_{V3} l/min	
40	28	1.96	12.56	6.16	6.40	20.11	9.85	10.25	7.5	3.7	3.8	1000
50	28 ³⁾	1.46	19.63	6.16	13.48	31.42	9.85	21.56	11.8	3.7	8.1	1200
	36	2.08		10.18	9.45							
63	36 ³⁾	1.48	31.17	10.18	20.99	49.88	16.29	33.59	18.7	6.1	12.6	1400
	45	2.04		15.90	15.27							
80	45 ³⁾	1.46	50.26	15.90	34.36	80.42	25.45	54.98	30.2	9.5	20.6	1700
	56	1.96		24.63	25.63							
100	56 ³⁾	1.46	78.54	24.63	53.91	125.66	39.41	86.26	47.1	14.8	32.3	2000
	70	1.96		38.48	40.06							
125	70 ³⁾	1.46	122.72	38.48	84.23	196.35	61.58	134.77	73.6	23.1	50.5	2300
	90	2.08		63.62	59.10							
160	70	1.25	201.06	38.48	162.58	321.70	61.58	260.12	120.6	23.1	97.5	2600
	110	1.90		95.03	106.03							
200	90	1.25	314.16	63.62	250.54	502.65	101.79	400.86	188.5	38.2	150.3	3000
	140	1.96		153.94	160.22							

¹⁾ Theoretical static cylinder force (without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts like e.g. swivel heads, plates or valves, etc.)

²⁾ Stroke velocity

³⁾ Piston rod \varnothing not standardized

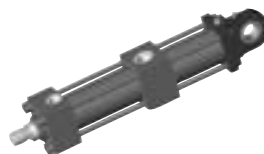
⁴⁾ Larger stroke lengths upon request

**Overview types of mounting: Series CST3** (Only for operating pressure up to 160 bar)**CST3 ME5**

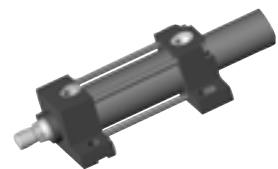
see page 30, 31

**CST3 MP5**

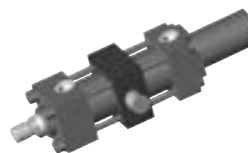
see page 32, 33

**CST3 MS2**

see page 34, 35

**CST3 MT4**

see page 36, 37

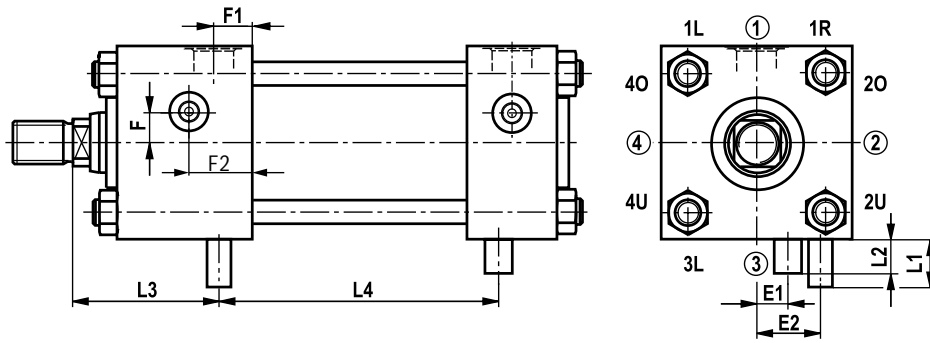
**CST3 MX5**

see page 38, 39



Anexo 2: catalogos

Position of line connections, bleeding, leakage oil, throttle valve

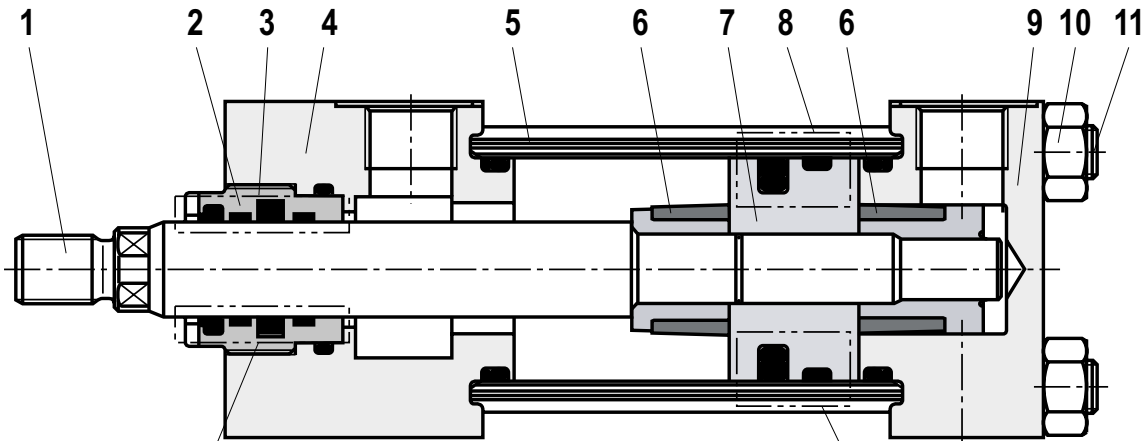


Mounting	Line connection	CDT3 / CST3					CGT3						
		Bleeding Head	Base	Leakage oil Head 1)	Throttle valve Head 1)	Base 1)	Bleeding Head 1	Head 2	Leakage oil Head 1	Head 2	Throttle valve Head 1	Head 2	
MP5, MT4, MP1, MP3, MX1, MX2, MX3, MX5	1	2	2	1	3R	3R	MT4, MX1, MX3	2	4	1	1	3R	3L
	2	3	3	2	4U	4U		3	1	2	2	4U	4O
	3	4	4	3	1L	1L		4	2	3	3	1L	1R
	4	1	1	4	2O	2O		1	3	4	4	2O	2U
ME5	1	2	2	1R	3R	3R	ME5	2	4	1R	1	3R	3L
	2	3R	3	1R	1L	4U		3R	1	1R	2	1L	4O
	3	4	4	3L	1L	1L		4	2	3L	3	1L	1R
	4	1L	1	3L	3R	2O		1L	3	3L	4	3R	2U
MS2	1	2O	2O	1	4O	4O	MS2	2O	4O	1	1	4O	2O
MT1	1	3L	2	-	3R	3R	MT1	3L	4	-	-	3R	3L
	3	1R	4	-	1L	1L		1R	2	-	-	1L	1R
MT2	1	2	3L	1	3R	3R							
	3	4	1R	3	1L	1L							
ME6	1	2	2	1	3R	3R							
	2	3	3	2	4U	1L							
	3	4	4	3	1L	1L							
	4	1	1	4	2O	3R							

- 1) Not possible with CST3
- 2) Protrusion 3 mm.
- 3) Types of mounting ME5 (only base), ME6, MP5, MT4, MP1, MP3, MT2, MX1, MX2, MX3 and MX5.
- 4) Position of line connection

ØAL	F				F1		F2		SW Allen wrench	Throttle valve adjustable on both sides				Dimension	
	Head/base				Position of line connection		Position of bleeding			Protrusion		Center offset		L3	L4
	3)	4) (head)	4)	4)	4)	4)	4)	4)		L1 (head)	L2 (base)	E1 (head)	E2 (base)		
25	0	0	6	5	11.5	23	23	11.5	5 ²⁾	12	12	6	6	48	57 + stroke
32	0	0	5	5	13	25.5	25.5	13	5 ²⁾	12	12	9	9	57.5	61 + stroke
40	10	10	10	10	15.5	19.5	15.5	15.5	5	5.5	5.5	8	8	61.5	74 + stroke
50	10	10	10	10	15.5	29.5	15.5	15.5	5	3	3	10	10	67	74 + stroke
63	14	14	14	14	18.5	20	18.5	18.5	5	0	0	15	15	72	78 + stroke
80	10	10	10	10	21	21	21	21	6	0	0	14	14	81	85 + stroke
100	24/12	24	12	12	23	23	23	23	6	0	0	13	13	86	93 + stroke
125	0	0	12	0	25	25	25	25	6	-	-	22	22	91.5	109 + stroke
160	0	0	0	0	29	29	29	29	6	4	-	30	30	93.5	115 + stroke
200	0	0	0	0	41.5	41.5	31.5	31.5	6	4	-	30	30	114	128 + stroke

Spare parts: Series CDT3



Piston rod seals

Ø25 – 32 and Ø40/18

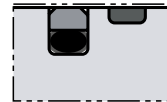


Ø40/22, Ø40/28 and Ø50 – 200

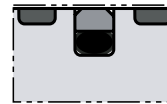


Piston seals

M, T, S for piston Ø25 – 63



M, T, S for piston Ø80 – 200



- 1 Piston rod
- 2 Guide socket
- 3 Piston rod seal
- 4 Cylinder head
- 5 Cylinder pipe
- 6 Damping bush
- 7 Piston
- 8 Piston seal
- 9 Cylinder base
- 10 Nut
- 11 Tie rod

Anexo 2: catalogos

Weight for cylinder (in kg)

CDT3 / CGT3

ØAL	ØMM	MX1, ME5, MS2		ME6, MP3, MP1		MP5		MT4		MX2, MX3, MX5 (in case of CGT3 without MX2)		MT1, MT2 (in case of CGT3 without MT2)		Stroke 100 mm	
		CDT3	CGT3	CDT3	CGT3	CDT3	CGT3	CDT3	CGT3	CDT3	CGT3	CDT3	CGT3	CDT3	CGT3
25	12	1.1	1.2	1.1	-	1.0	-	1.3	1.4	1.0	1.1	1.1	1.2	0.4	0.5
	18	1.2	1.4	1.2	-	1.1	-	1.4	1.6	1.1	1.3	1.2	1.4	0.6	0.8
32	14	1.5	1.6	1.6	-	1.4	-	1.8	1.9	1.4	1.5	1.5	1.6	0.5	0.6
	22	1.6	1.9	1.7	-	1.5	-	1.9	2.2	1.5	1.8	1.6	1.9	0.6	0.9
40	18	3.4	3.6	3.4	-	3.2	-	4.1	4.3	3.1	3.3	3.2	3.4	0.8	1.0
	22 ¹²⁾	3.4	3.8	3.4	-	3.2	-	4.1	4.5	3.1	3.5	3.2	3.6	0.9	1.2
	28	3.5	4.0	3.5	-	3.3	-	4.2	4.7	3.2	3.7	3.3	3.8	1.1	1.6
50	22	5.3	5.7	5.3	-	4.9	-	6.6	7.0	4.8	5.2	4.9	5.3	1.1	1.4
	28 ¹²⁾	5.4	6.0	5.4	-	5	-	6.7	7.3	4.9	5.5	5	5.6	1.3	1.8
	36	5.5	6.4	5.5	-	5.1	-	6.8	7.7	5.0	5.9	5.1	6.0	1.6	2.4
63	28	7.7	8.3	7.7	-	7.3	-	9.2	9.8	7.0	7.6	7.3	7.9	1.4	1.9
	36 ¹²⁾	7.9	8.8	7.8	-	7.4	-	9.3	10.3	7.1	8.1	7.4	8.4	1.7	2.5
	45	8.2	9.7	8.0	-	7.6	-	9.5	11	7.3	8.8	7.6	9.1	2.2	3.4
80	36	14	15	14	-	14	-	18	19	12	13	15	15	2.2	3.0
	45 ¹²⁾	14	16	14	-	14	-	17	20	13	14	14	16	2.6	3.8
	56	15	17	15	-	15	-	19	21	14	16	15	17	3.3	5.2
100	45	20	22	20	-	20	-	24	26	19	20	22	24	3.3	4.5
	56 ¹²⁾	20	23	20	-	19	-	24	27	18	21	22	25	4.1	6.1
	70	21	25	21	-	21	-	25	29	19	23	23	27	5.1	8.1
125	56	38	41	39	-	38	-	46	49	35	39	43	46	6.3	8.2
	70 ¹²⁾	38	43	39	-	38	-	46	51	35	41	43	48	7.3	10.3
	90	39	46	40	-	39	-	48	55	37	44	44	51	9.3	14
160	70	62	68	67	-	63	-	78	83	59	65	64	69	8.7	12
	110	64	75	69	-	65	-	80	91	61	72	67	79	13.2	21
200	90	112	124	120	-	115	-	147	158	107	118	114	126	13.4	18
	140	115	137	123	-	117	-	149	171	109	131	117	138	20.5	33

Swivel head, clevis bracket and trunnion bearing block see pages 47 to 51

Subplates see page 44

¹²⁾ Piston rod Ø not standardized

Anexo 2: catalogos

Weight for cylinder (in kg)

CST3

ØAL	ØMM	ME5, MS2	MP5	MT4	MX5	Stroke 100 mm
40	28	3.5	3.8	4.2	3.2	1.1
50	28 ¹²⁾	5.4	5.8	6.7	4.9	1.3
	36	5.5	5.9	6.8	5.0	1.6
63	36 ¹²⁾	7.9	8.5	9.3	7.1	1.7
	45	8.2	8.7	9.5	7.3	2.2
80	45 ¹²⁾	14	16.1	17	13	2.6
	56	15	17.3	19	14	3.3
100	56 ¹²⁾	20	21.8	24	18	4.1
	70	21	24.1	25	19	5.1
125	70 ¹²⁾	38	43.7	46	35	7.3
	90	39	44.8	48	37	9.3
160	70	62	72.5	78	59	8.7
	110	64	74.8	80	61	13.2
200	90	112	132	147	107	13.4
	140	115	134.5	149	109	20.5

Swivel head, clevis bracket and trunnion bearing block see pages 47 to 51

¹²⁾ Piston rod Ø not standardized

Subplates see page 44

External gear pump Standard performance
AZPW**RE 10090**

Edition: 06.2016



- ▶ Platform F
- ▶ Fixed displacement
- ▶ Sizes 4 to 22
- ▶ Continuous pressure up to 190 bar
- ▶ Intermittent pressure up to 210 bar

Features

- ▶ Consistently high quality due to high-volume series production
- ▶ Long service life
- ▶ Slide bearings for high loads
- ▶ Drive shafts conform to ISO or SAE and customer-specific solutions
- ▶ Line connections: Connection flange or screw-in thread

Contents

Functional description	2
Product overview AZPW preferred types	3
Type code single pump	4
Technical data	6
Flow and power characteristic curves	8
Drives	11
Dimensions – drive shaft	13
Dimensions – front cover	14
Dimensions – line connection	15
Dimensions – preferred series	16
Accessories	29
Spare parts	31
Notes on commissioning	32
Order number overview	33
AZ configurator	35
Fit4SILENCE app	35
Your notes	36

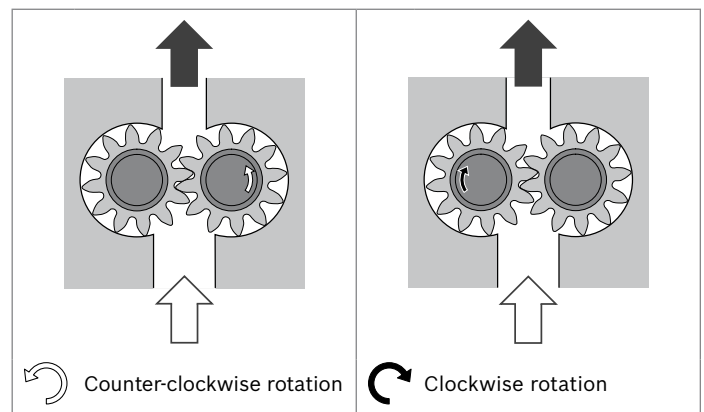
Technical data

General			
Installation position	Any		
Mounting type	See proposal drawing		
Line connections	See proposal drawing The screw threads for the suction and pressure port, that are manufactured true to gauge, are deformed slightly due to the pump assembly. The mounting of conventional screw fittings in accordance with DIN EN ISO 1179, 6149, 9974 etc. is easily possible.		
Direction of rotation (viewed on drive shaft)	Clockwise or counter-clockwise, the pump may only be driven in the direction indicated		
Drive shaft loading	Radial and axial forces only after consultation		
Ambient temperature range θ	°C	-30 to +80 with NBR seals -20 to +110 with FKM seals	
Hydraulic			
Hydraulic fluid	Mineral oil according to DIN 51524, 1-3, however under higher load at least HLP compliant with DIN 51524 Part 2 is recommended. Please observe data sheet 90220. Other hydraulic fluids on request		
Hydraulic fluid temperature range	θ	°C	-30 to +80 with NBR seals (NBR = nitrile rubber) -20 to +110 with FKM seals (FKM = fluoroelastomer)
Viscosity range	Permissible in continuous operation	ν	mm ² /s 12 to 800
	Recommended in continuous operation	ν_{opt}	mm ² /s 20 to 100
	Permissible for cold start	ν_{max}	mm ² /s ≤ 2000
Maximum admissible degree of contamination of the hydraulic fluid Cleanliness level according to ISO 4406 (c)	20/18/15 ¹⁾		

Note

- ▶ Safety requirements pertaining to the whole system are to be observed.
- ▶ Please contact us for applications with frequent load changes.
- ▶ The dimensions represent pumps for clockwise rotation. The position of the drive shaft or suction and pressure port changes for counter-clockwise rotation.

▼ **Direction of rotation, viewed on drive shaft**

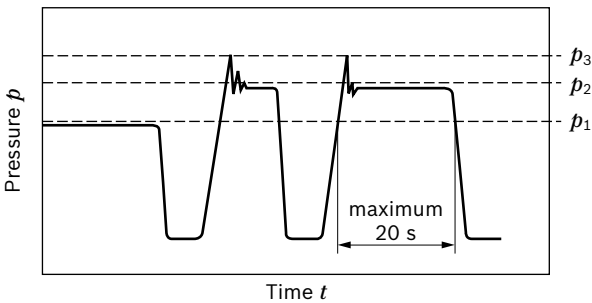


Comprobadora tapas de cilindro

1) For hydraulic systems or devices with function-related, critical failure effects, such as steering and brake valves, the type of filtration selected must be adapted to the sensitivity of these devices.

AZPW-1x			NG	004	005	008	011	014	016	019	022	
Displacement, geometric, per revolution			V_g	cm ³	4.0	5.5	8.0	11.0	14.0	16.0	19.0	22.5
Pressure in suction port absolute			p_e	bar	0.7 to 3							
Maximum continuous pressure			p_1	bar	190	190	190	190	190	190	180	170
Maximum intermittent pressure			p_2	bar	210	210	210	210	210	210	200	190
Maximum pressure peak			p_3	bar	230	230	230	230	230	230	220	210
Minimum speed	at 12 mm ² /s and	< 100 bar	n_{min}	rpm	700	700	700	700	700	700	700	700
		100 to 180 bar		rpm	1200	1200	1000	1000	800	800	800	800
		180 bar to p_2		rpm	1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000
	at 25 mm ² /s and	p_2		rpm	700	700	700	700	700	700	700	700
Maximum speed	at p_2		n_{max}	rpm	3500	3500	3500	3500	3000	3000	3000	2500

▼ **Pressure definition**

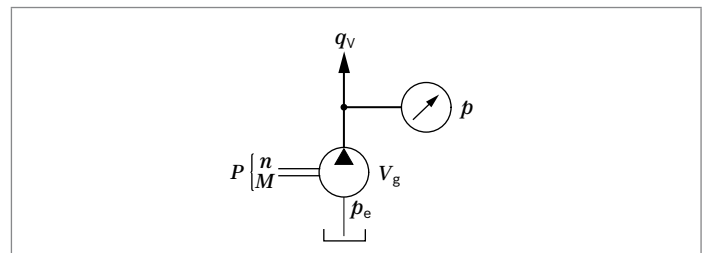


- p_1 Maximum continuous pressure
- p_2 Maximum intermittent pressure
- p_3 Maximum pressure peak

Design calculations for pumps		
Flow	$q_v = \frac{V_g \times n \times \eta_v}{1000}$	[l/min]
Torque	$M = \frac{V_g \times \Delta p}{20 \times \pi \times \eta_{hm}}$	[Nm]
Power	$P = \frac{2 \pi \times M \times n}{60000} = \frac{q_v \times \Delta p}{600 \times \eta_t}$	[kW]
Pressure	$\Delta p = \frac{M \times 20 \times \pi \times \eta_{hm}}{V_g}$	[bar]
	$\Delta p = \frac{P \times 600 \times \eta_t}{q_v}$	[bar]
Displacement	$V_g = \frac{q_v \times 1000}{n \times \eta_v}$	[cm ³]
	$V_g = \frac{M \times 20 \times \pi \times \eta_{hm}}{\Delta p}$	[cm ³]
Rotational speed	$n = \frac{q_v \times 1000}{V_g \times \eta_v}$	[rpm]

Key

- V_g Displacement per revolution [cm³]
- Δp Differential pressure [bar] ($\Delta p = p - p_e$)
- n Rotational speed [rpm]
- q_v Flow [l/min]
- M Torque [Nm]
- P Power [kW]
- η_v Volumetric efficiency¹
- η_{hm} Hydraulic-mechanical efficiency¹
- η_t Total efficiency ($\eta_t = \eta_v \times \eta_{hm}$)¹



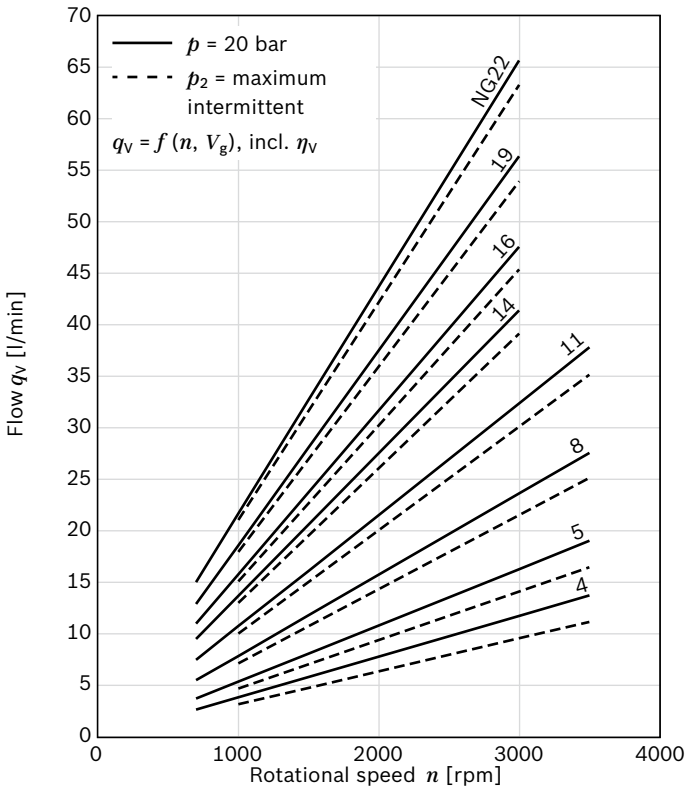
Note

On the following pages you can find diagrams for a rough calculation.

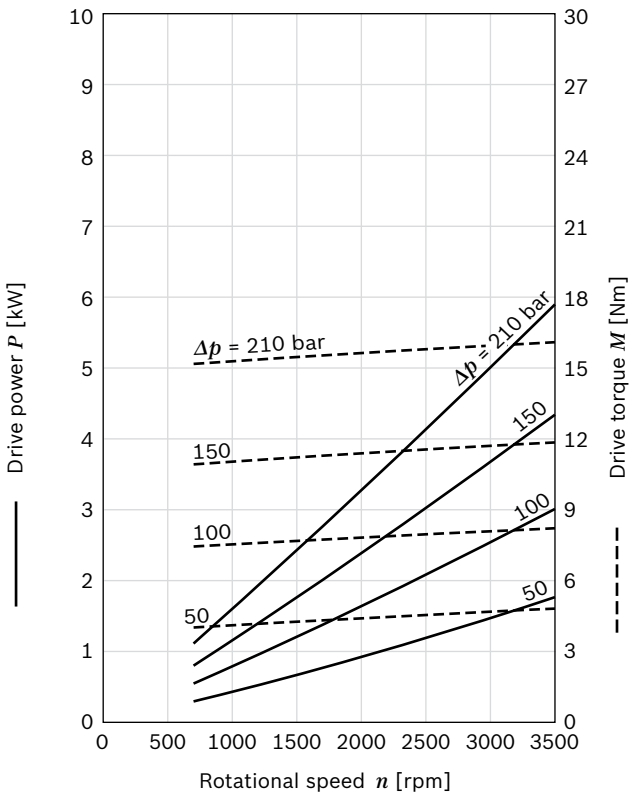
1) Parameter as a decimal, e.g. 0.9

Flow and power characteristic curves

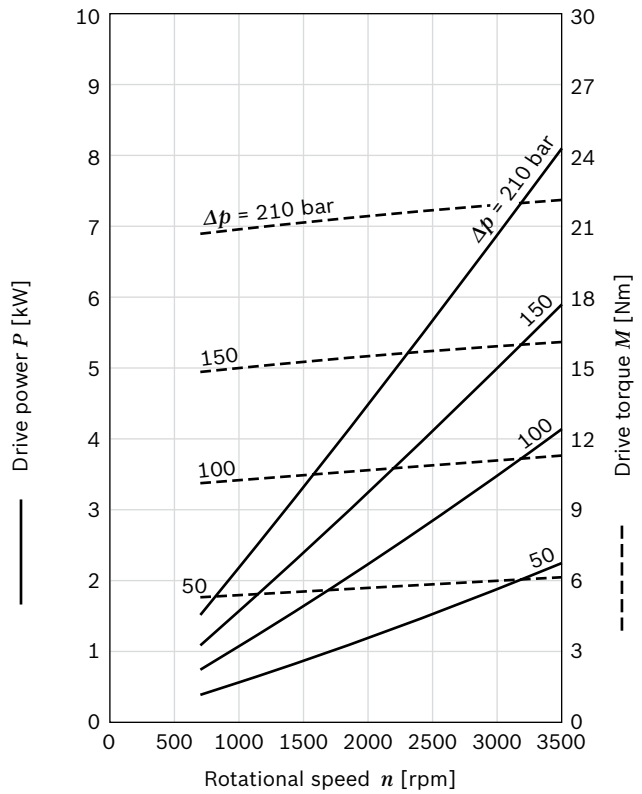
▼ **Flow**



▼ **Size 4**



▼ **Size 5**



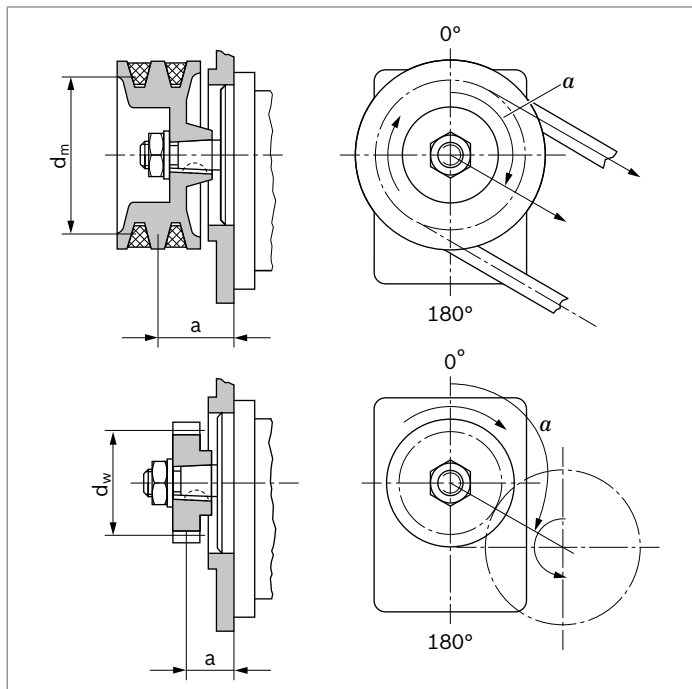
Comprobadora tapas de cilindro

4. Tapered and keyed shafts

Drive shaft	M_{max} [Nm] ¹⁾	Size	p_{max} [bar]
C	130	4 to 16	210
		19	200
		22	190
H	130	4 to 16	210
		19	200
		22	190
Q	55	4 to 14	210
		16	190
		19	165
		22	140

5. V-belts and straight gear wheels or helical toothed gear drives without outboard bearing

For V-belt or gear wheel drives, please contact us specifying the application and mounting conditions (dimensions a , d_m , d_w and angle α). For helical toothed gear drives, details of the helix angle β are also required.

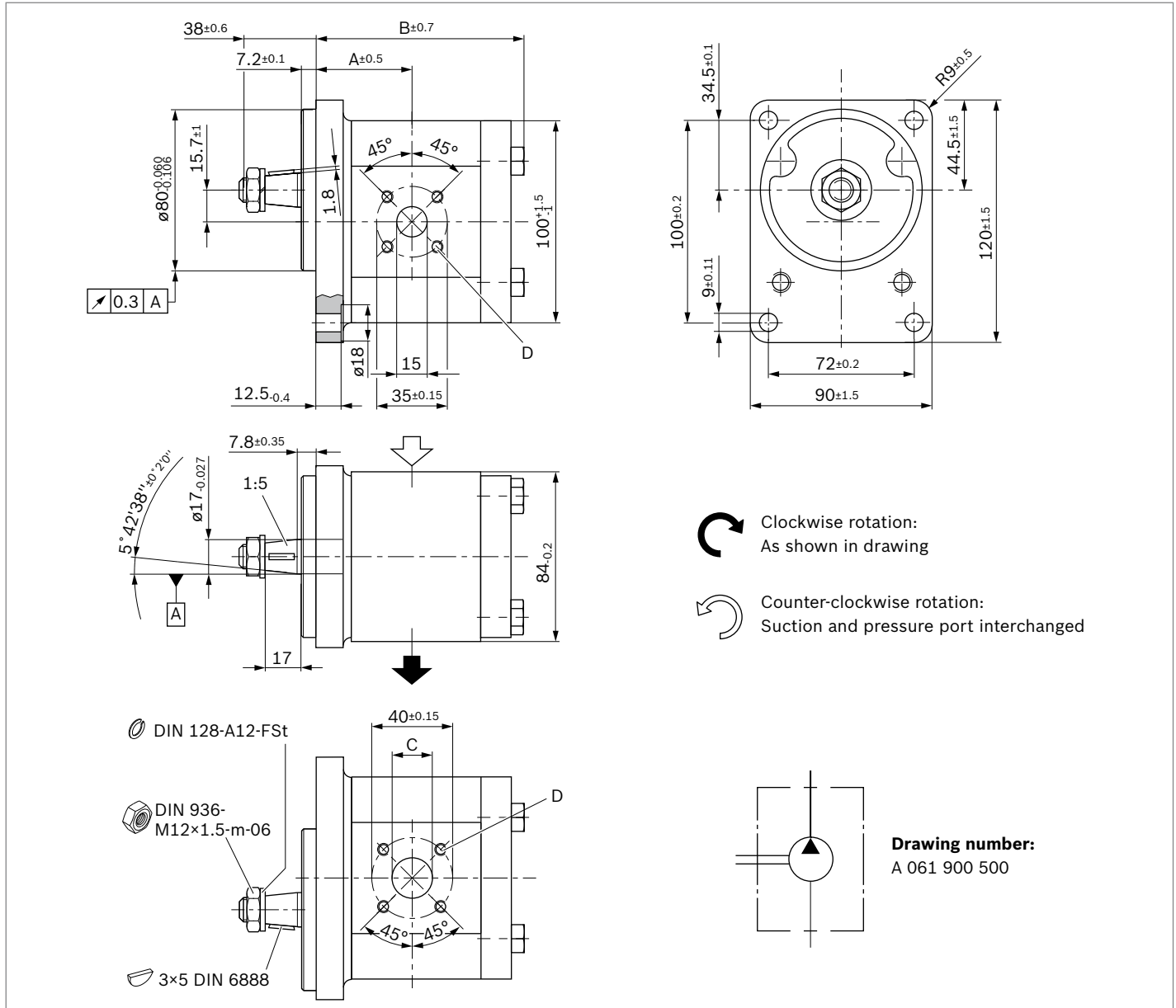


Comprobadora tapas de cilindro

1) These values only apply while adhering to the defined conditions on page 6. Please consult Bosch Rexroth if the specified values are to be exceeded.

Dimensions – preferred series

▼ **Tapered shaft 1:5 with rectangular flange $\varnothing 80$ mm**
AZPW-11- ... CB20MB

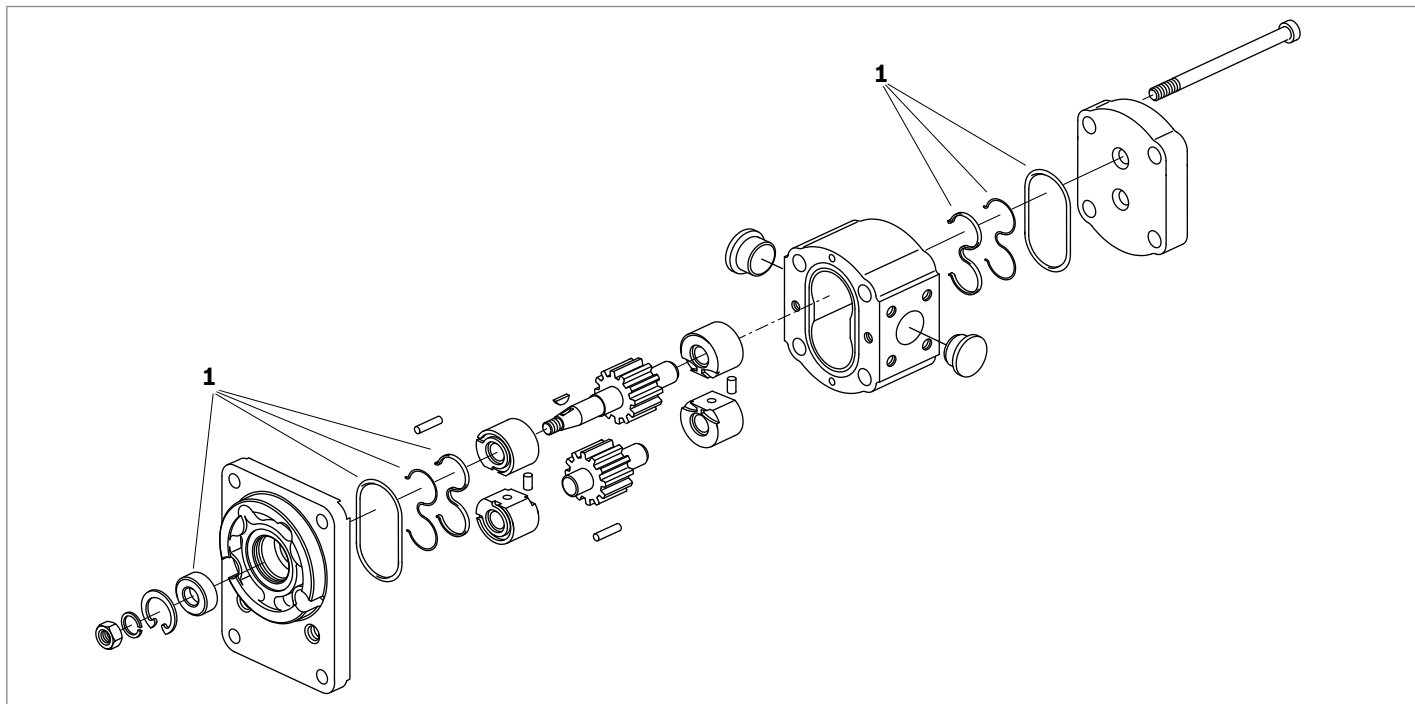


NG	Order number		Maximum intermittent pressure p_2 [bar]	Maximum rotational speed [rpm]	Dimensions			
	Direction of rotation Counter-clockwise	Direction of rotation Counter-clockwise			A	B	C	D
4	R983074473	R983074465	210	3500	39.9	83.8	15	M6; 13 ⁺¹ deep
5	R983074474	R983074466	210	3500	41.1	86.3	15	
8	R983074475	R983074467	210	3500	43.2	90.4	20	
11	R983074476	R983074468	210	3500	47	95.4	20	
14	R983074477	R983074469	210	3000	47.5	100.4	20	
16	R983074478	R983074470	210	3000	47.5	103.8	20	
19	R983074479	R983074471	200	3000	47.5	108.8	20	
22	R983074480	R983074472	190	2500	55.1	114.2	20	

Anexo 2: catalogs

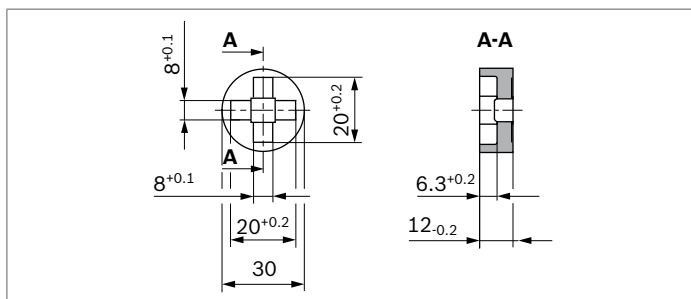
Spare parts

▼ Schematic diagram

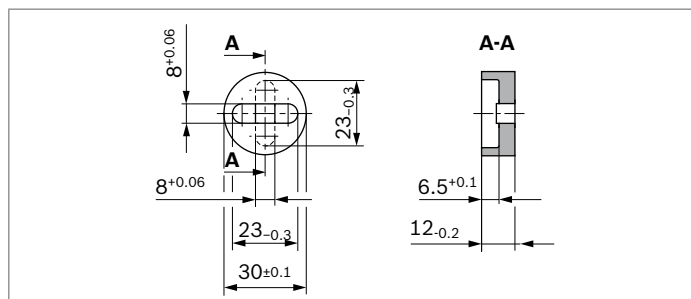


Item	Designation	Order number	Material	AZPW-22 - ...									
				CB...	FB...	HO...	NT...	CP...	CN...	QR...	RR12	RR20	
1	Seal kit	R 983 032 388	NBR	x	x	x	x	x	x	x	x		
		R 983 069 216	FKM									x	x

▼ Driver for sizes 4 to 11



▼ Driver for sizes 14 to 22



Designation	Order number EU	Order number APA / US
Driver for sizes 4 to 11	1 510 240 009	R 002 G11 025
Driver for sizes 14 to 22	1 510 240 011	F 000 511 445

Note

Spare parts can be found online at www.boschrexroth.com/spc

TUBO 14W



DATOS TECNICOS

Medidas	Ø 32 x 900 mm
Potencia	14W
Lumens	1400
Ángulo de apertura	120°
Temperatura de color	Blanca 6000K
Tipo y cantidad de led	SMD2538 72 leds
Difusor	Opaco
Factor de potencia	0.95
Tipo de LED	Sanan
Frecuencia (HZ)	50/60 Hz
Material	Aluminio y PVC
Temperatura de trabajo	-20° / 40°
Horas de vida	30,000 horas
Certificaciones	CE, RoHS
Garantía	2 Años
Voltaje de entrada	85/265V

DESCRIPCION DEL PRODUCTO

Tubo Led de 14W T8, luz blanca 6000K, de 1400 lumens. Sustituye a los tubos fluorescentes convencionales de 28W. Cabeza Rotatoria. Incluye driver. Conexión por dos cabezas.

Comprobadora tapas de cilindro

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

Capítulo 3: Planos.

COMPROBADORA DE TAPAS DE CILINDRO.

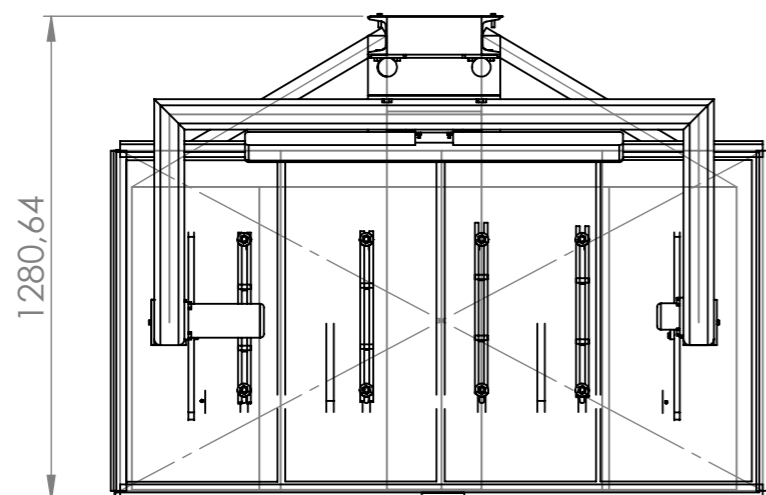
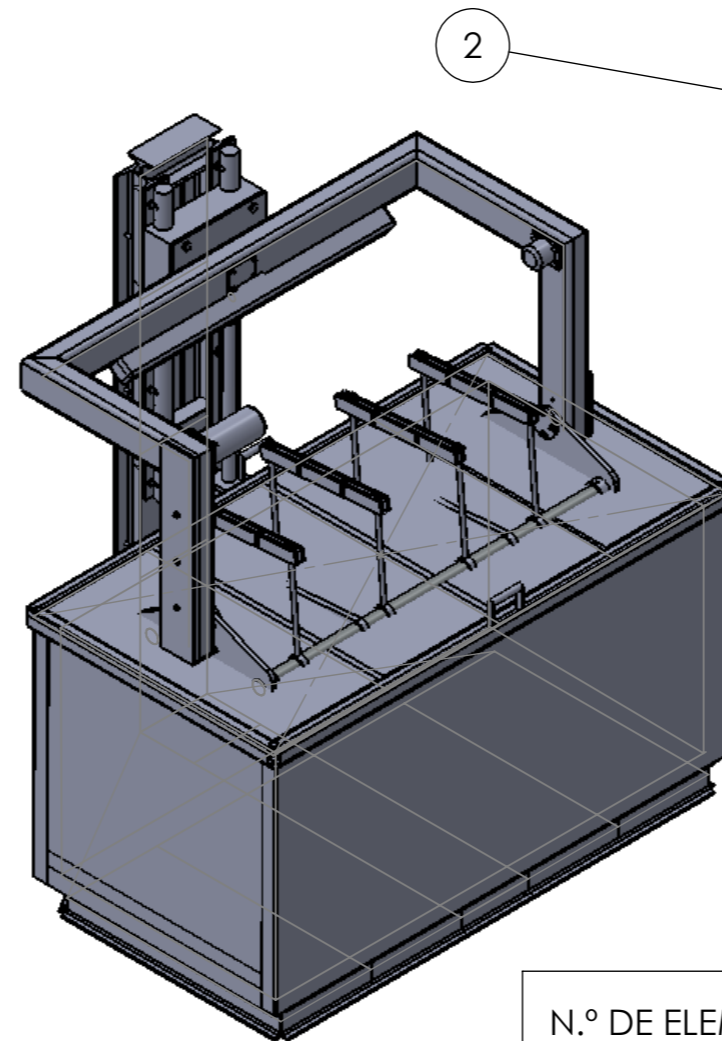
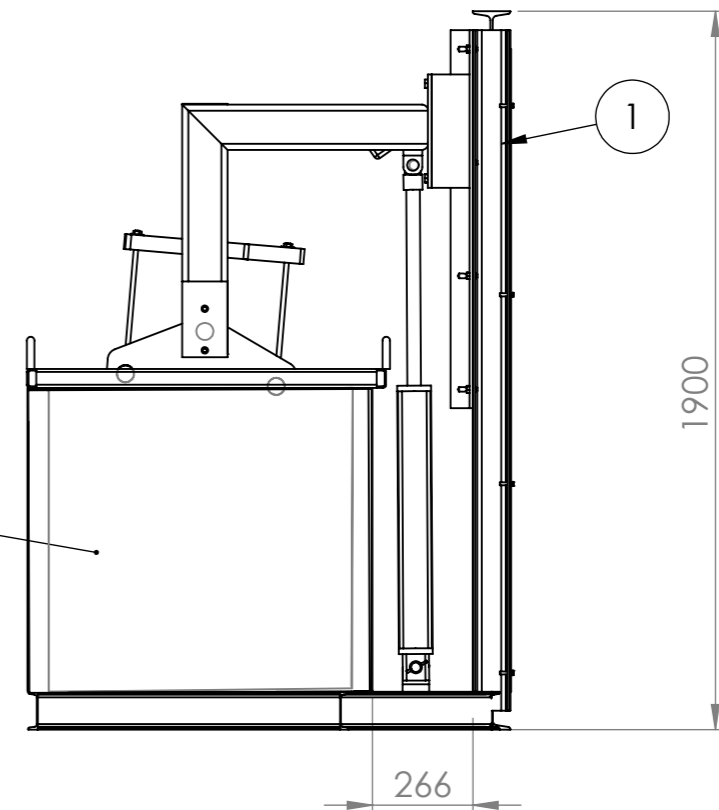
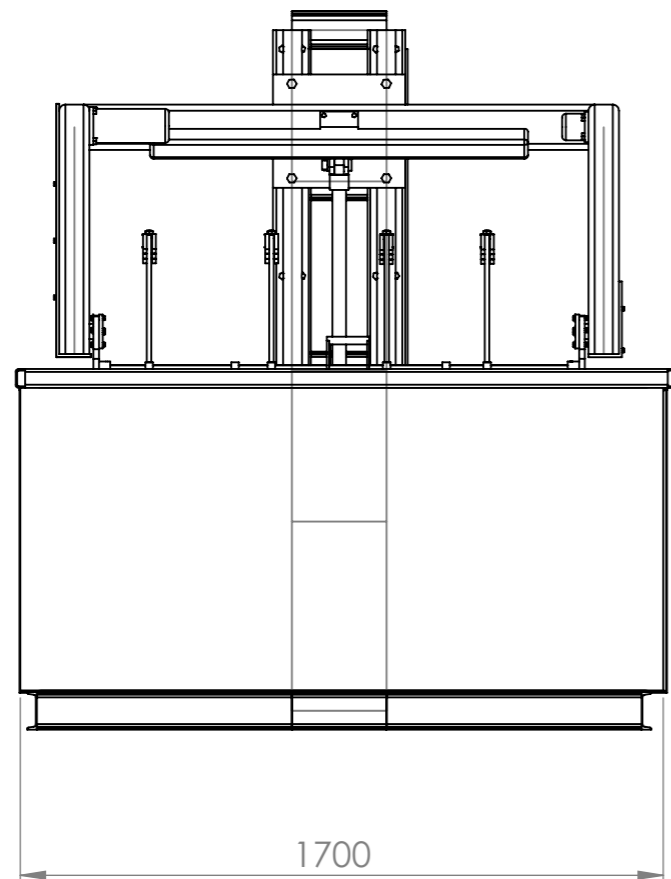
Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: David Jesús Encinoso Hernández

Tutor: Dr. Ing. Carmelo Militello Militello.

La Laguna, Marzo de 2017.

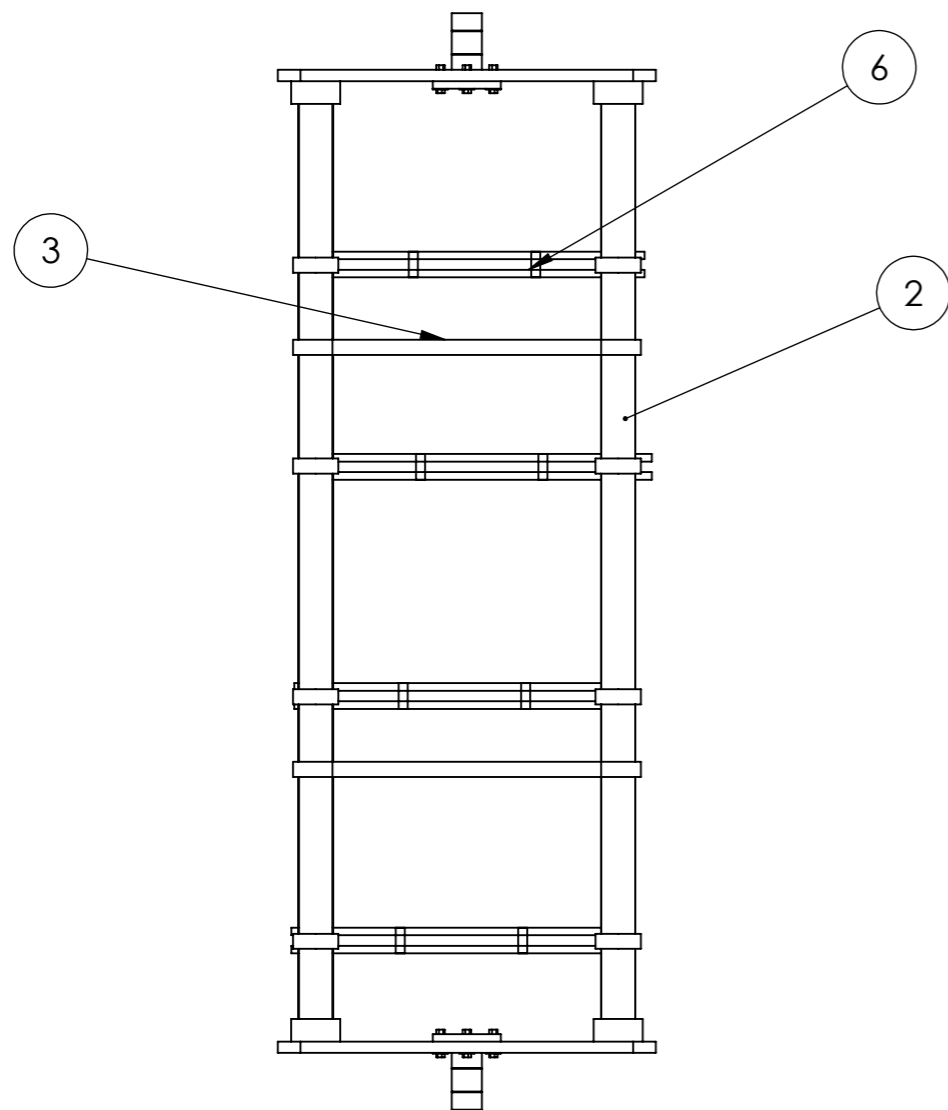
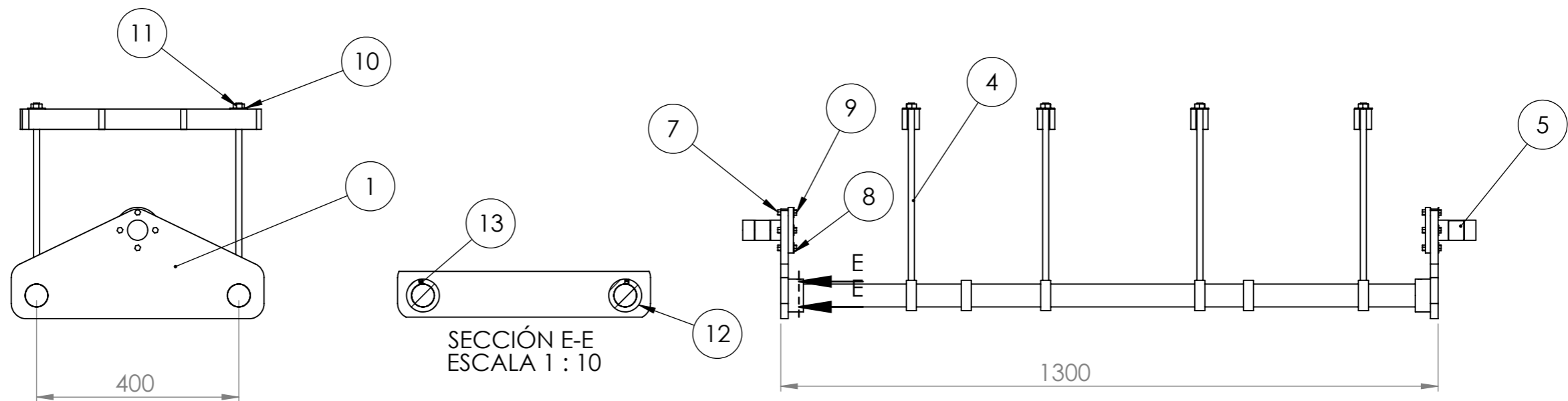
Índice:	pág.
1. Ensamblaje máquina.....	1
2. Mesa giratoria.....	2
2.1 Placa soporte.....	3
2.2 Barras longitudinales soporte.....	4
2.3 Soporte inferior.....	5
2.4 Tornillos sujeción.....	6
2.5 Eje soporte.....	7
2.6 Soporte superior.....	8
2.7 Arandela soldada sujeción barras.....	9
2.8 Ensamblaje arandela placa soporte.....	10
3. Ensamblaje soporte móvil con mesa giratoria.....	11
3.1 Ensamblaje de soporte móvil	12
3.2 Estructura soporte móvil	13
3.3 Piñón cadena.....	14
3.4 Placa cerramiento izquierda y derecha.....	15
3.5 Contrapeso del motor eléctrico y soporte de la lámpara... 16	
3.6 Soporte superior del cilindro, soporte del rodamiento y chaveta.....	17
3.7 Ensamblaje placas cerramiento con soporte rodamientos... 18	
4. Ensamblaje de estructura fija.....	19
4.1 Ensamblaje de estructura fija con soporte móvil.....	20
4.2 Estructura fija.....	21
4.3 Soporte inferior cilindro.....	22
4.4 Acople superior cilindro y arandela eje.....	23
4.5 Eje superior e inferior de cilindro y pasador 2.....	24
4.6 Placa protección estructura fija.....	25
5. Ensamblaje tanque agua con tapa.....	26
5.1 Ensamblaje tapa.....	27
5.2 Estructura tanque agua.....	28
5.3 Aislante tanque cara grande y pequeña.....	29
5.4 Chapa policarbonato tanque grande y pequeña.....	30
5.5 Estructura tapa.....	31
5.6 Aislante tapa y chapa de acero inox.....	32
5.7 Aza de tapa.....	33
5.8 Chapa policarbonato tapa.....	34



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Ensamblaje estructura fija, soporte móvil, carro y cilindro.	1
2	Ensamblaje tanque agua con tapa	1

plano de conjunto de máquina

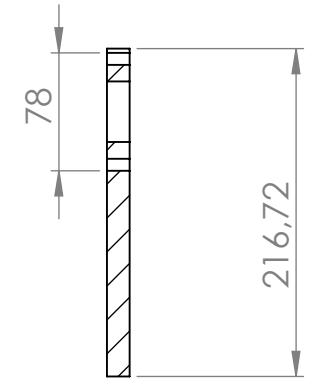
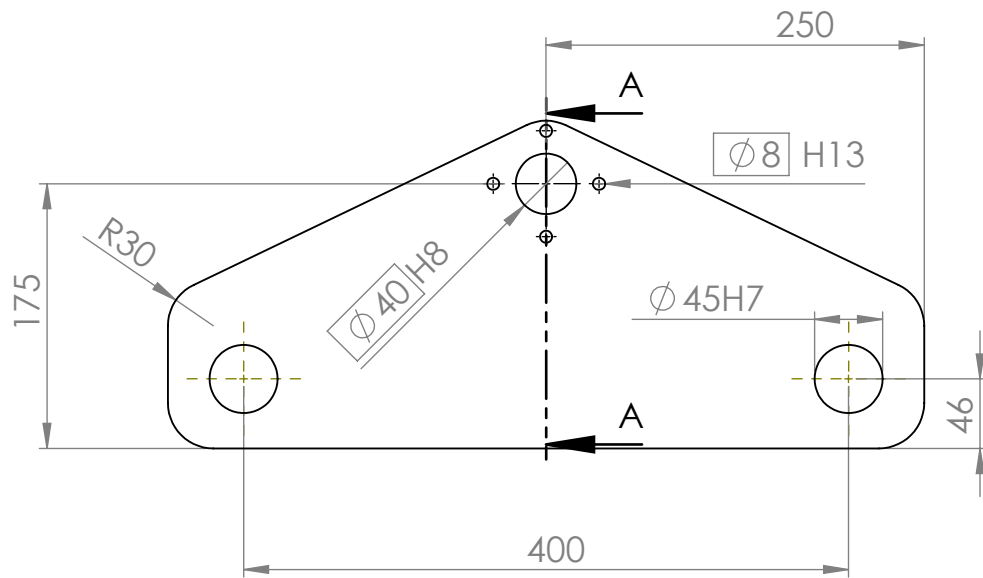
Fecha	17/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:20	Ensamblaje máquina		Nº plano: 1



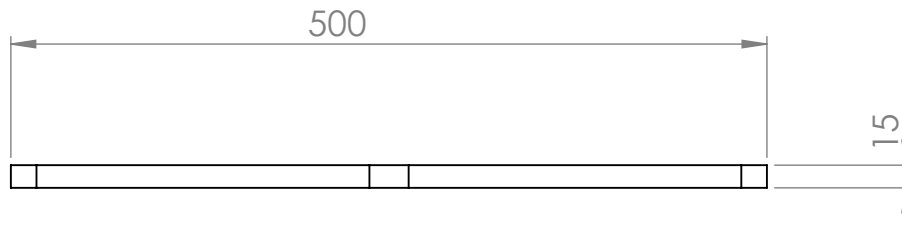
N.º DE ELEMENTO	Descripción	CANTIDAD	material	norma
1	placa soporte	2	Aisi 6060	
2	barras longitudinales soporte	4	Aisi 3.16	
3	soporte inferior transversal	2	Aisi 3.16	
4	tornillos sujecion	8	Aisi 3.16	
5	eje soporte	2	Aisi 3.16	
6	soporte superior tornillos	4	Aisi 3.16	
7	tornillos M8x1.0	8	Aisi 3.16	Din 931
8	arandela 8	8	Aisi 3.16	Din 125
9	tuerca M8x1.0	8	Aisi 3.16	Din 934
10	arandela 12	8	Aisi 3.16	Din 125
11	tuerca 12X1.5	8	Aisi 3.16	Din 934
12	arandela soldada con perno sujecion	4	Aisi 6060	
13	prisioner 8mm	4	Aisi 3.16	

Plano conjunto mesa giratoria

Fecha	7/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:10	Mesa giratoria		N° plano: 2 Ensamblaje mesa giratoria



SECCIÓN A-A

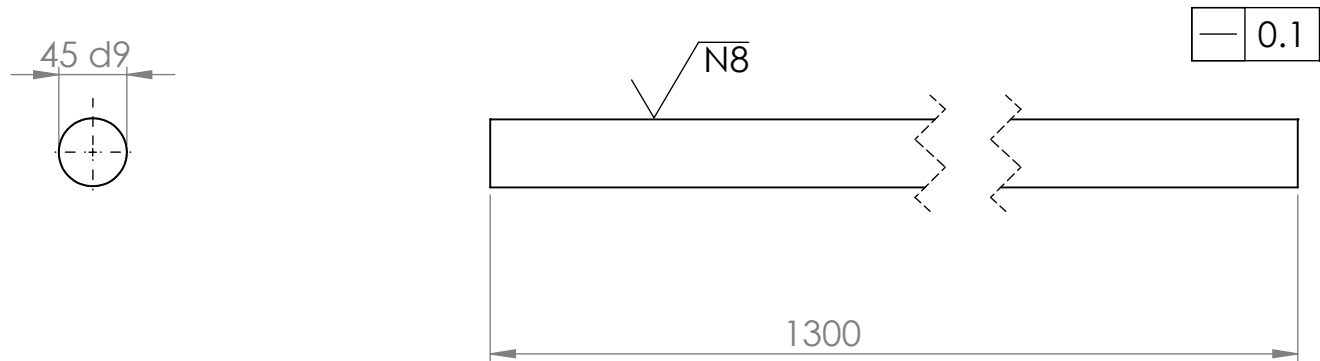


Tolerancia general $\pm 0,1$ mm



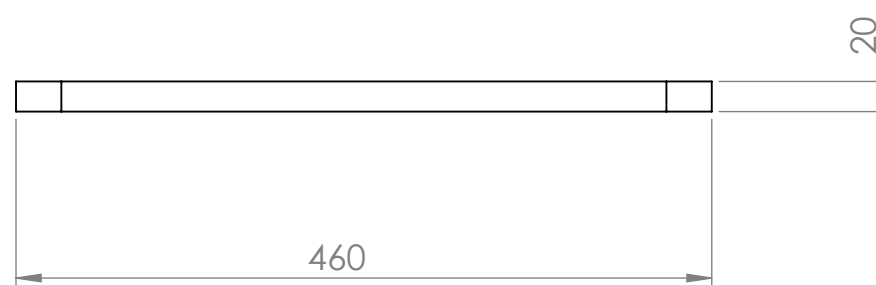
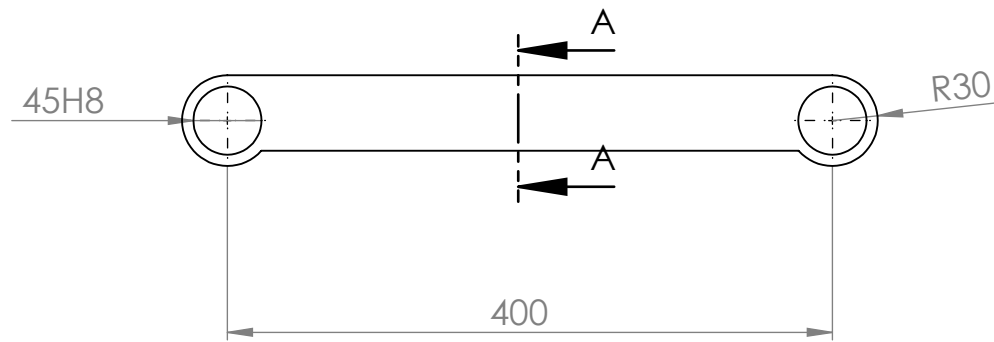
Plano placa soporte mesa giratoria

Fecha		8/2/17	Autor			E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)		David				
Dibujado (Apellidos)		Encinoso Hernández				
Id. s. normas		UNE-EN-ISO				
Escala:		Placa soporte			Nº plano:	
1:5					2.1	



Barras longitudinales de soporte de mesa giratoria

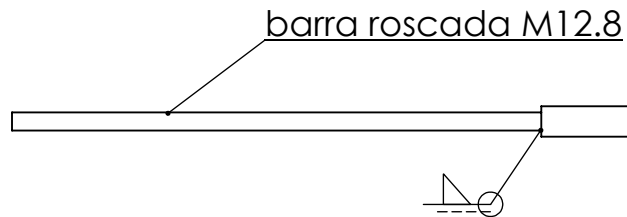
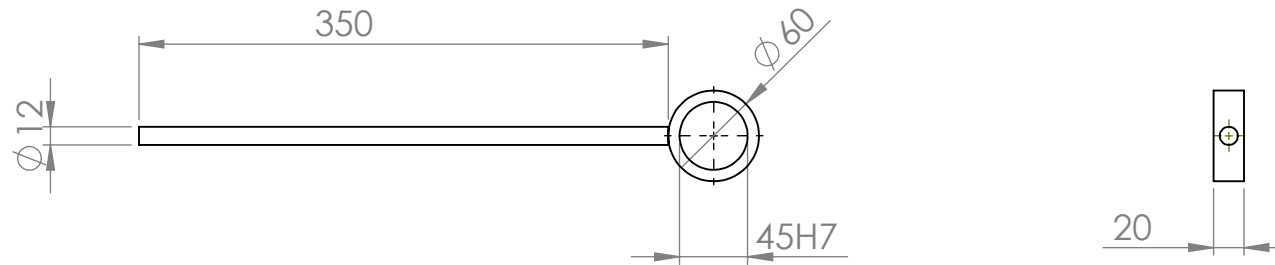
Fecha	8/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala: 1:5	Barras longitudinales soporte			Nº plano: 2.2



Tolerancia general 0,1mm

√N8

Soporte inferior mesa giratoria			
Fecha	8/2/17	Autor	
Dibujado (Nombre)	David Jesus		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernandez		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala: 1:5	Soporte inferior		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
			Nº plano: 2.3

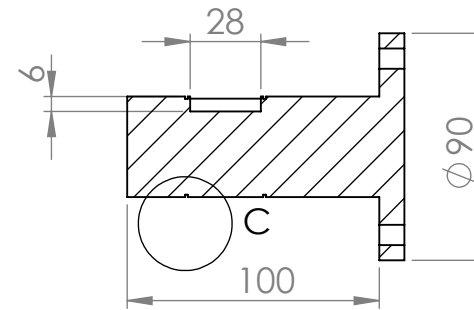
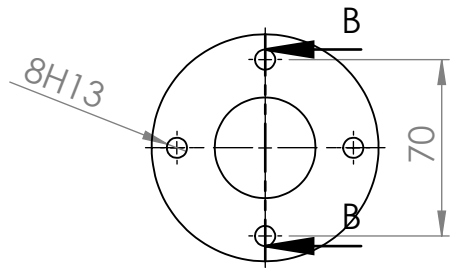


Tolerancias generales 0,1 mm

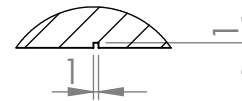
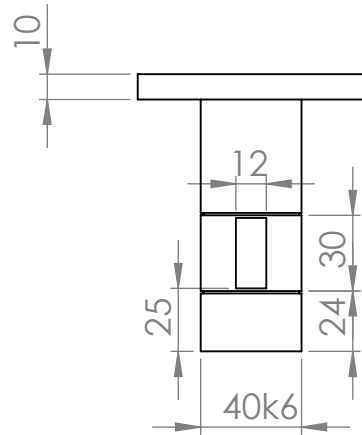


Tornillos sujecion tapa de cilindro

Fecha	8/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David Jesus			
Dibujado (Apellidos)	Encinosohernandez			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala: 1:5	tornillos sujeción			Nº plano: 2.4

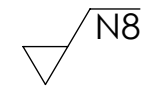


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 3

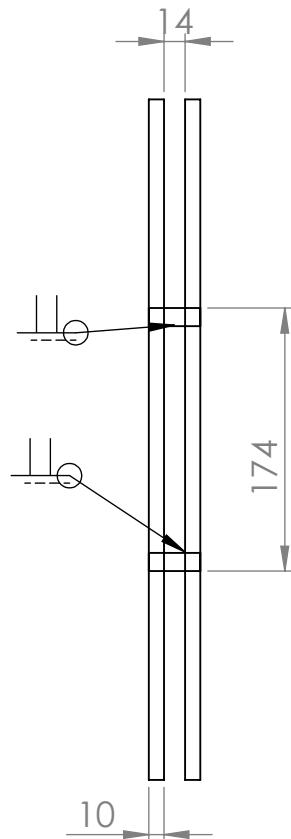
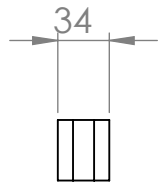


DETALLE C
ESCALA 2 : 3

Tolerancias generales 0,1 mm



Eje soporte mesa giratoria			
Fecha	9/2/17	Autor	 E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala:	Eje soporte		Nº plano:
1:3			2.5

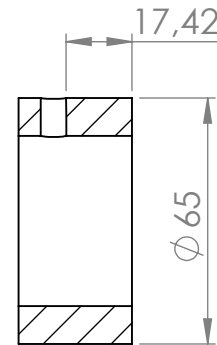
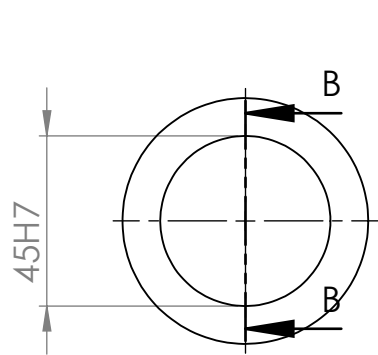


Tolerancia general 0,1 mm

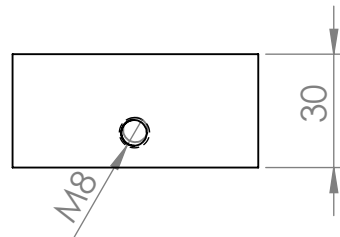
√N9

Soporte superior tornillos mesa giratoria

Fecha	9/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	Davis Jesus			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernandez			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	soporte superior			Nº plano:
1:5				2.6



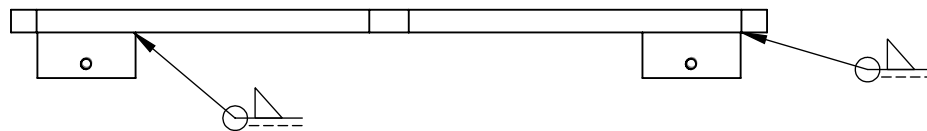
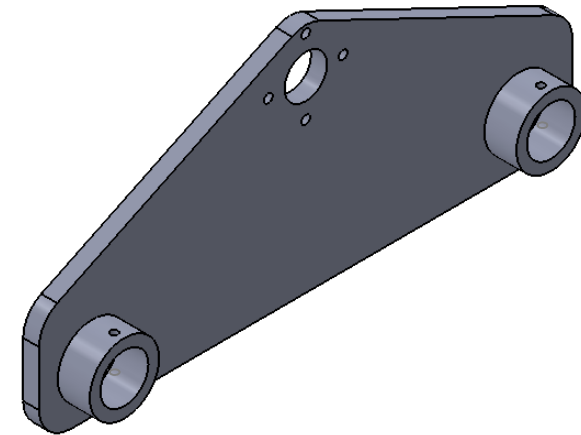
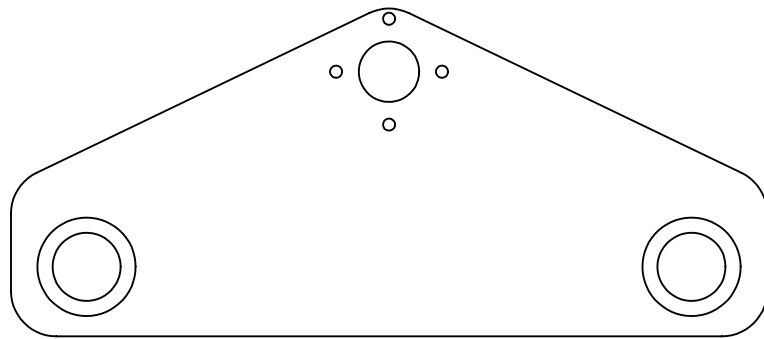
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



Tolerancias generales 0,1 mm



mesa giratoria			
Fecha	6/3/17	Autor	
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hdez.		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala: 1:5		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna	
Arandela soldada sujeción barras		Nº plano: 2.7	



Tolerancia general 0,1mm

N.º DE ELEMENTO	Descripción	CANTIDAD	material
1	arandela soldada con perno sujecion	2	Aisi 6060
2	placa soporte	1	Aisi 6060

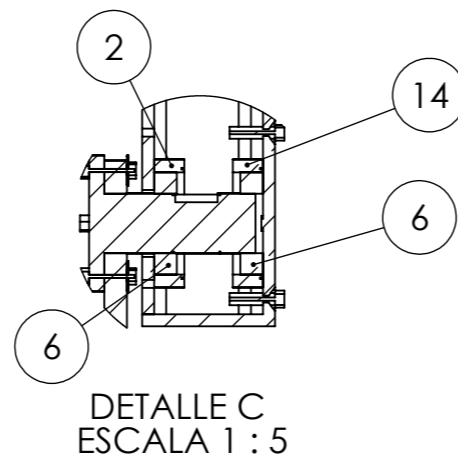
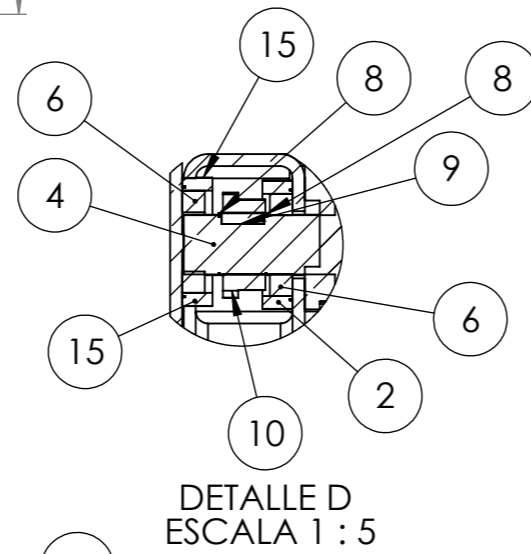
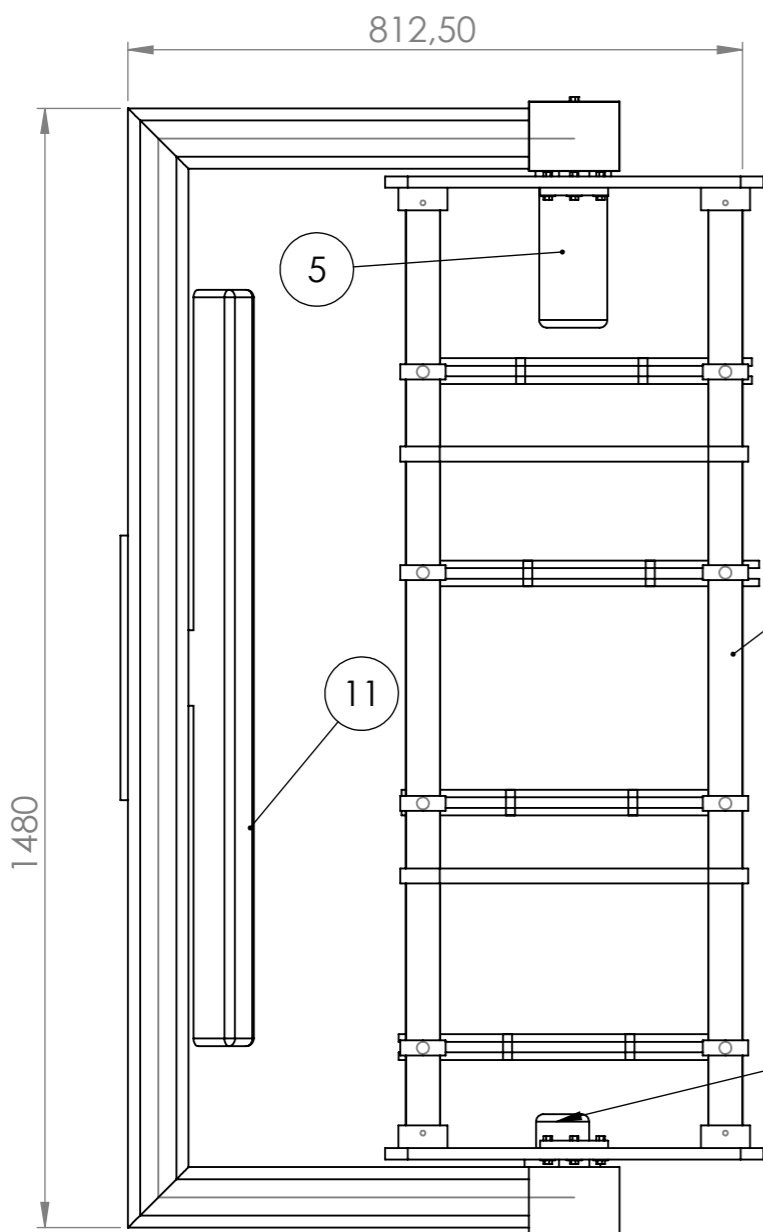
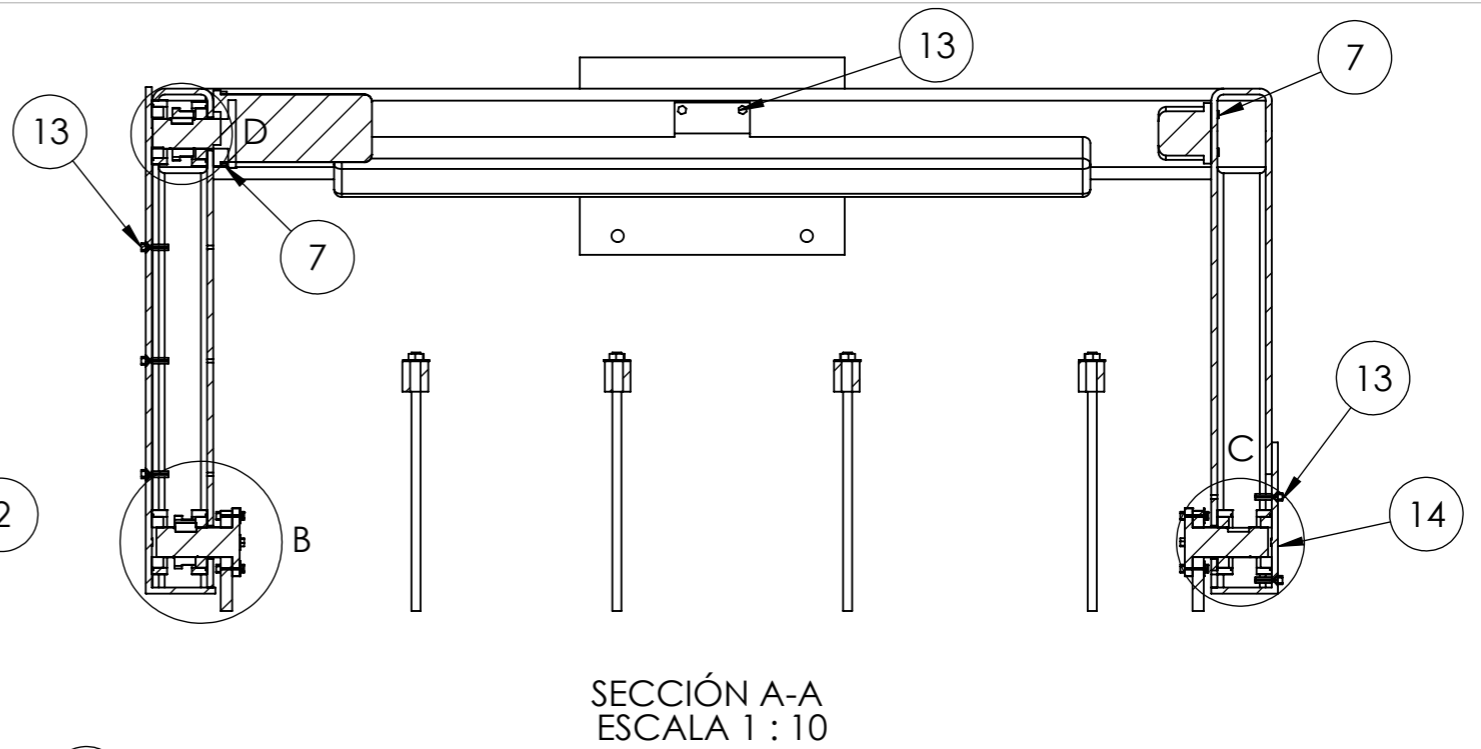
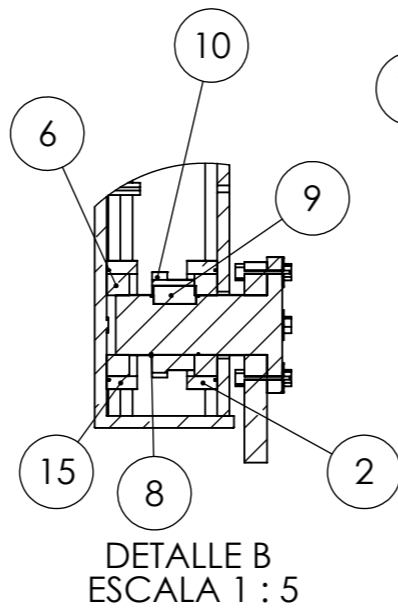
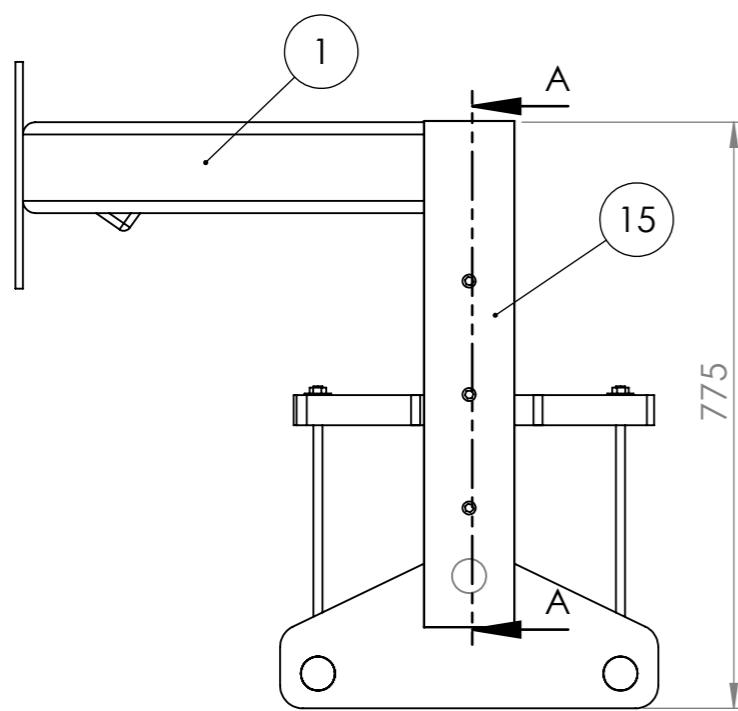
mesa giratoria

Fecha	6/3/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encionso Hdez.			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			

Escala:
1:5

**Placa soporte con
arandela soldada**

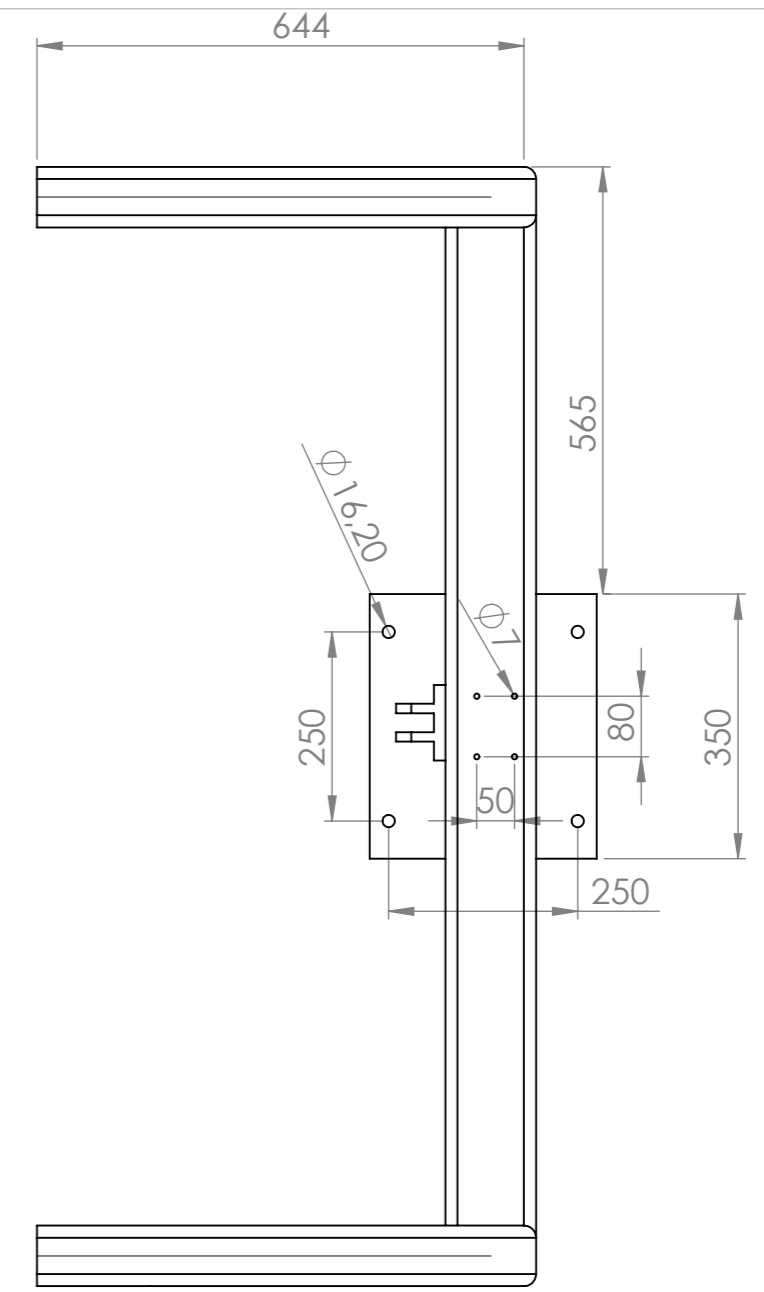
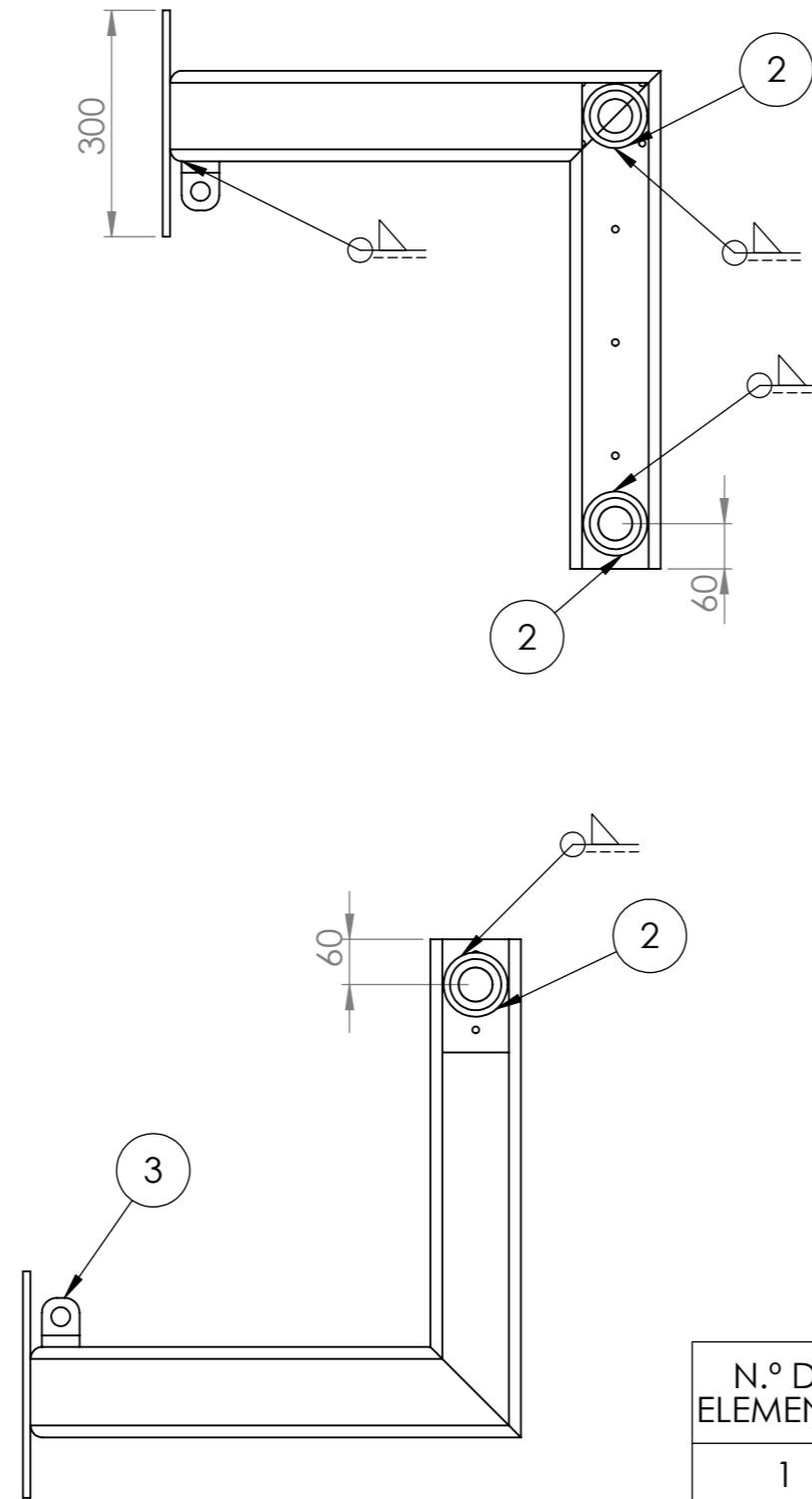
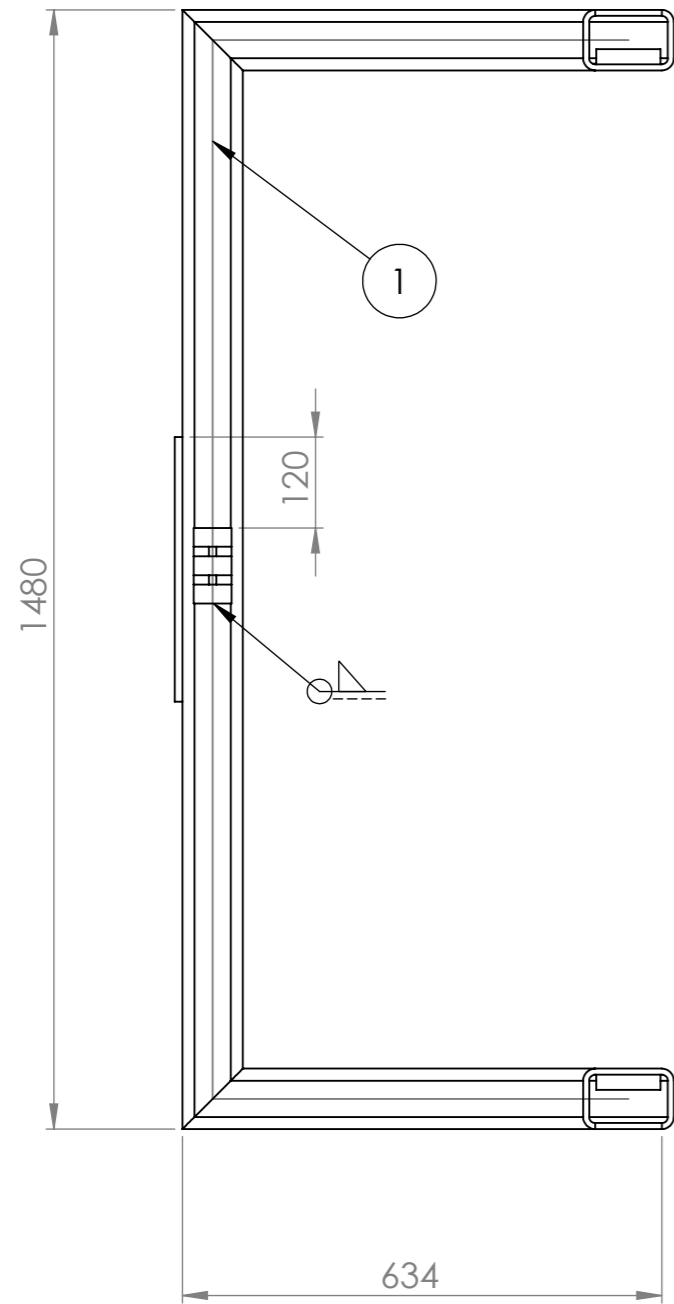
Nº plano:
2.8



N.º DE ELEMENTO	Descripción	CANTIDAD	material	norma
1	estructura soporte movil	1	S275	
2	soporte rodamientos	3	S275	
3	Ensamblaje mesa giratoria	1		
4	eje soporte	1	Aisi 3.16	
5	motor electrico	1		
6	rodamiento	6	6008	Din625
7	tornillo M10	8	S275	Din 931
8	grupilla	3	S275	
9	chaveta	2	S275	
10	piñon cadena	2	S275	
11	lampara	1	S275	
12	contrapeso motor electrico	1	S275	
13	tornillos M8x1.0	9	S275	Din 931
14	ensamblaje placa derecha con soporte rodamiento	1	S275	
15	placa cerramiento con soporte rodamiento soldado	1	S275	

maquina comprobar tapas de cilindro

Fecha	3/3/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hdez.			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:10	Ensamblaje soporte movil con mesa giratoria	Nº plano:	
			3	



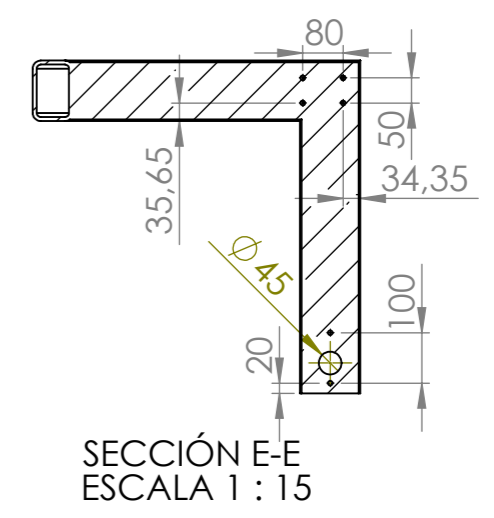
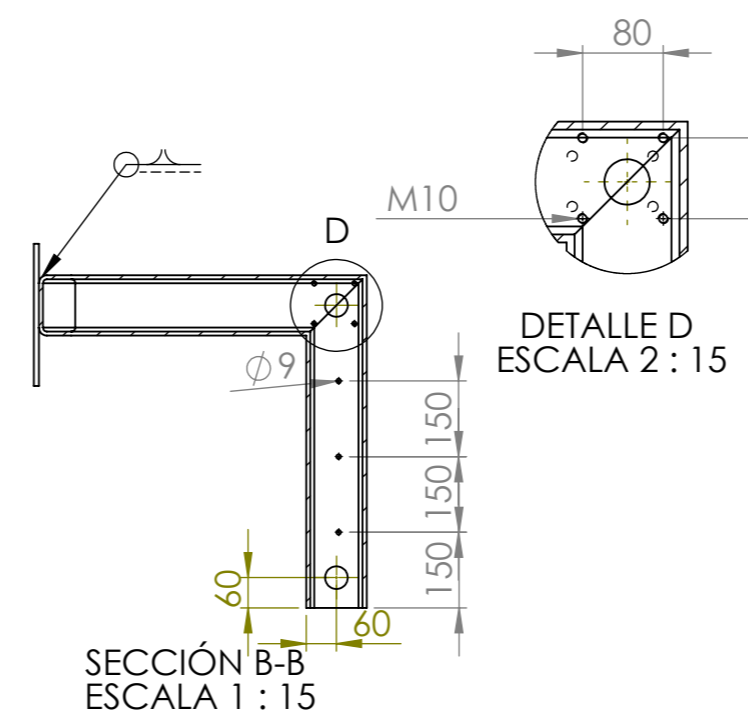
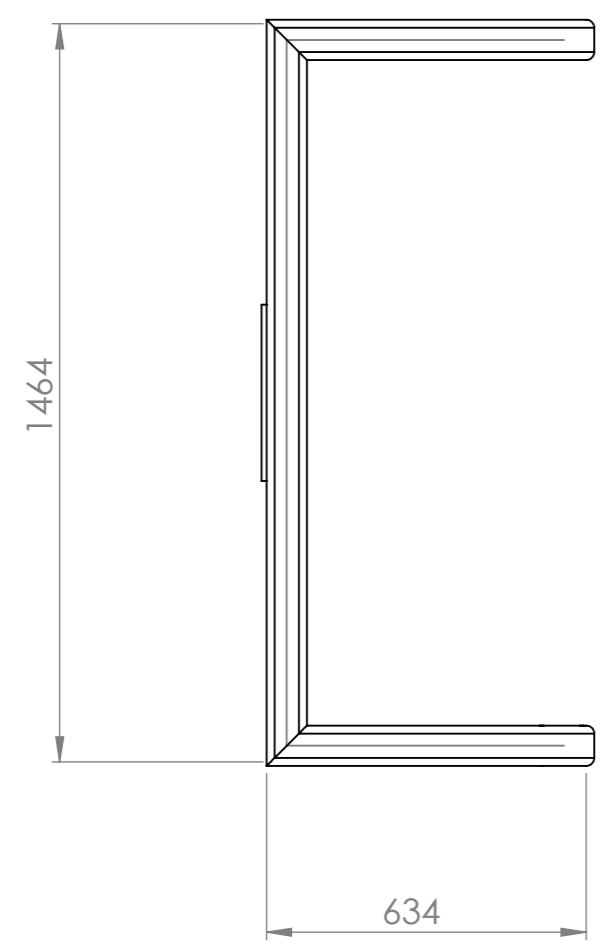
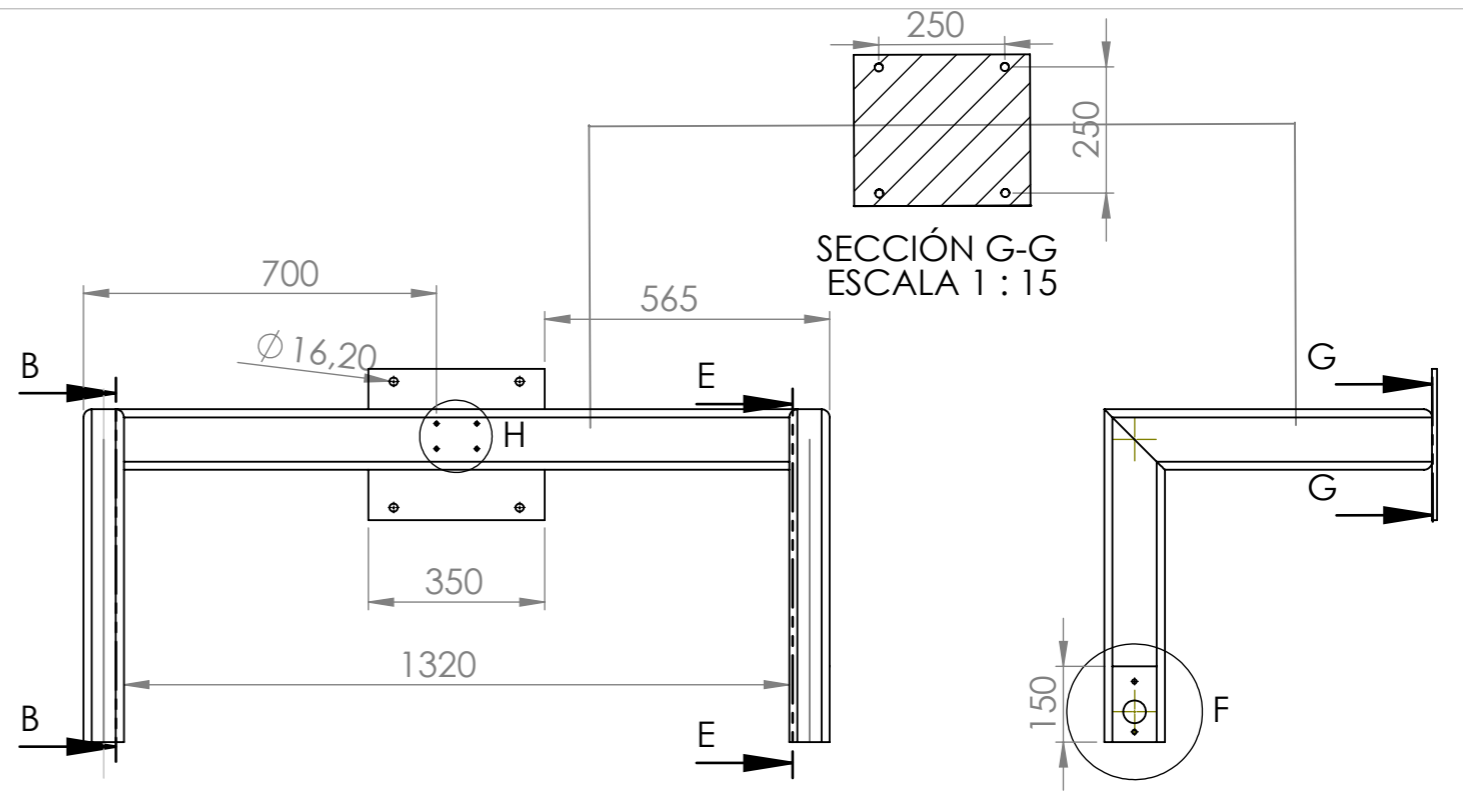
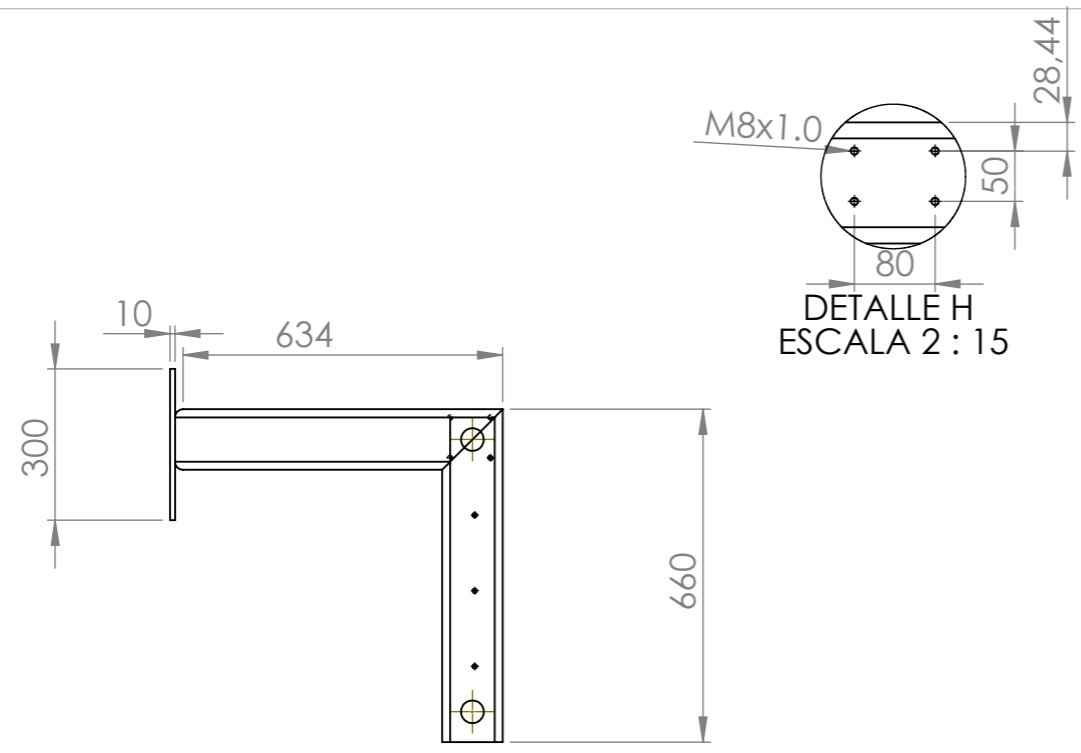
Tolerancia general 0,1mm

$\sqrt{N7}$

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	material
1	estructura soporte movil	1	S275
2	soporte rodamientos	3	S275
3	soporte superior cilindro	1	S275

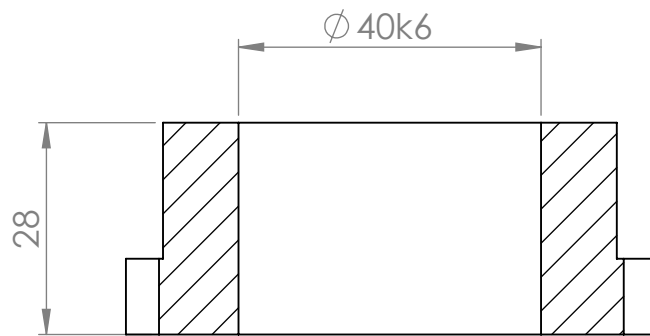
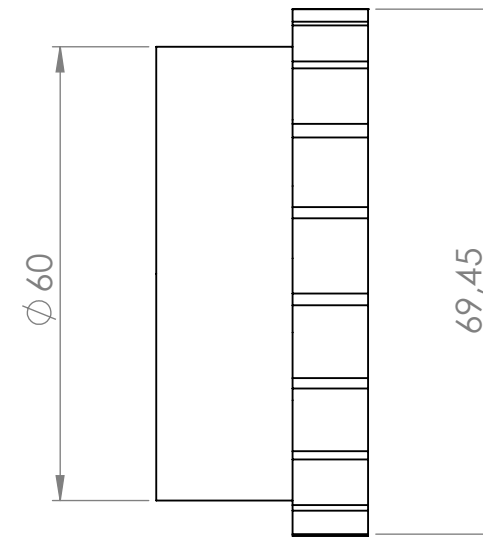
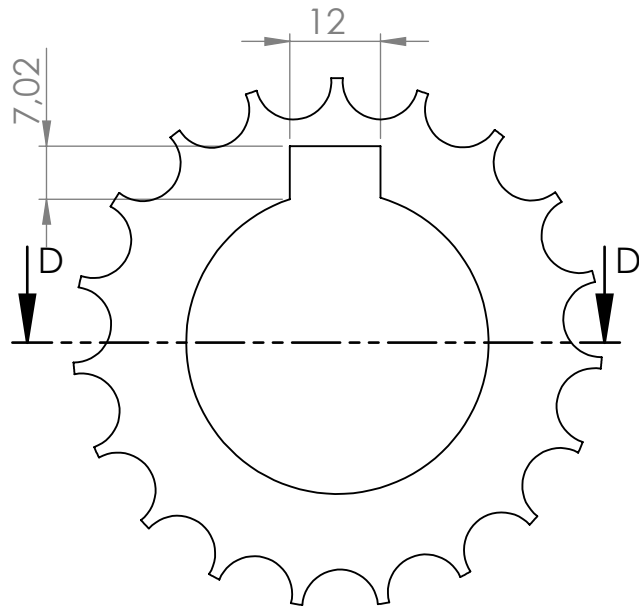
Estructura soporte móvil

Fecha	9/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:15	Ensamblaje soporte móvil		Nº plano: 3.1



tolerancia generales 0,1mm

Estructura soporte móvil			
Fecha	9/2/17	Autor	 E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala: 1:15	Estructura soporte móvil		Nº plano: 3.2



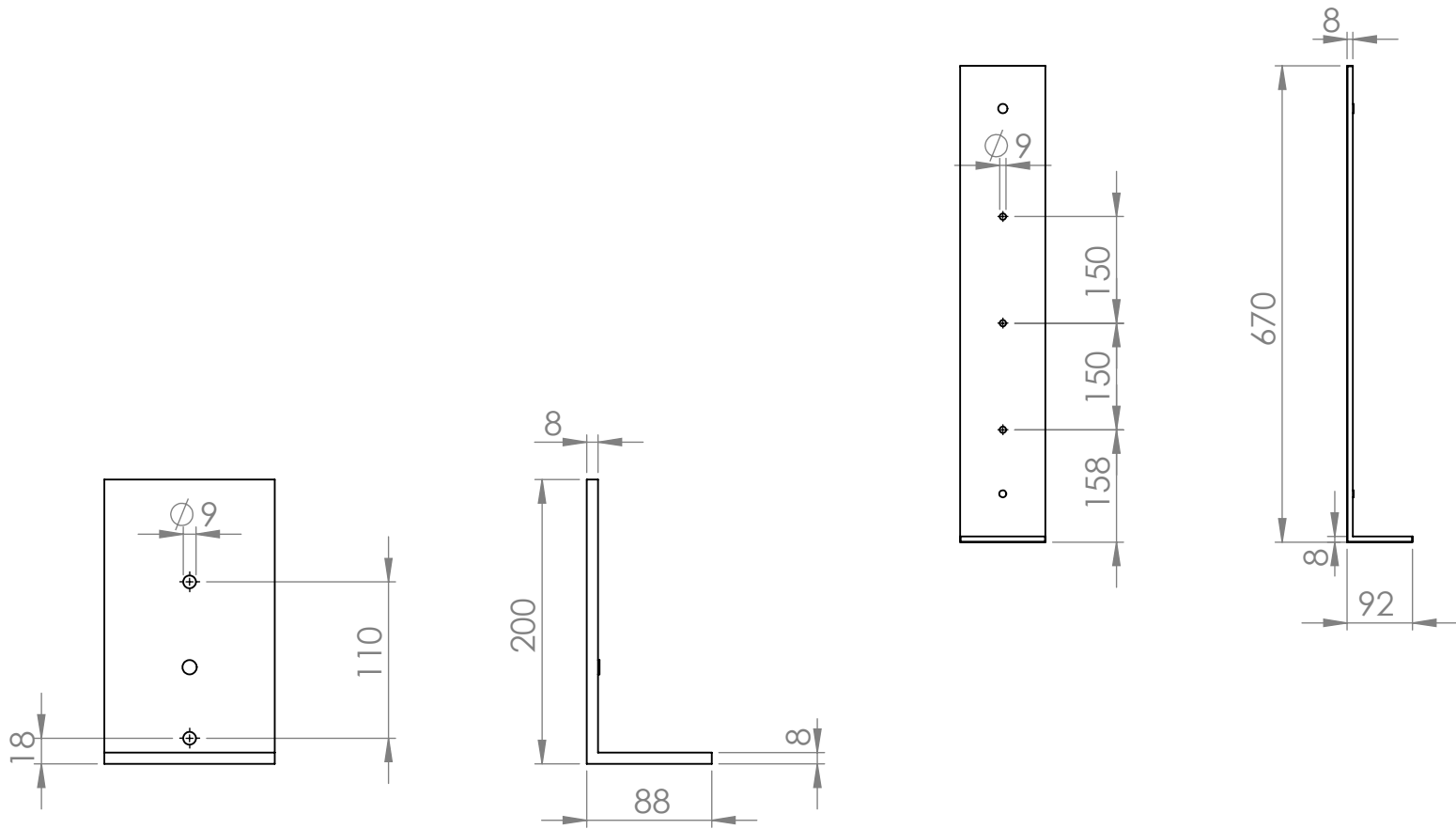
SECCIÓN D-D

tolerancias generales 0,1 mm




piñón transmision por cadena

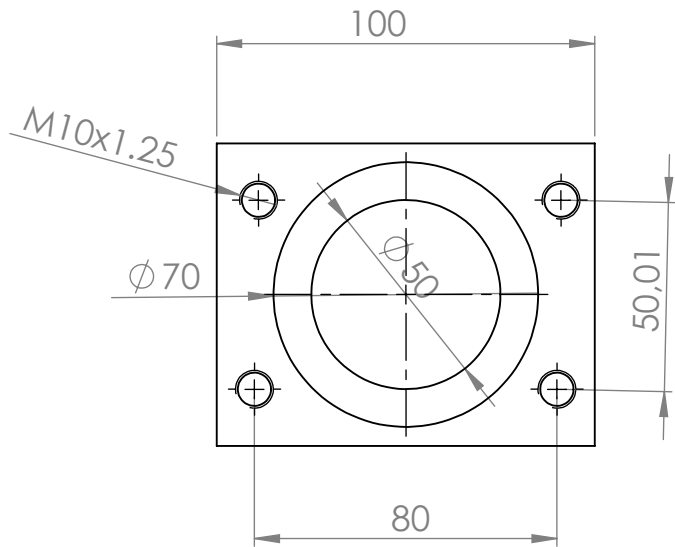
Fecha		9/2/17	Autor			E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)		David Jesus				
Dibujado (Apellidos)		Encinoso Hernandez				
Id. s. normas		UNE-EN-ISO				
Escala:		Piñón cadena			Nº plano:	
1:1					3.3	



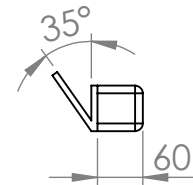
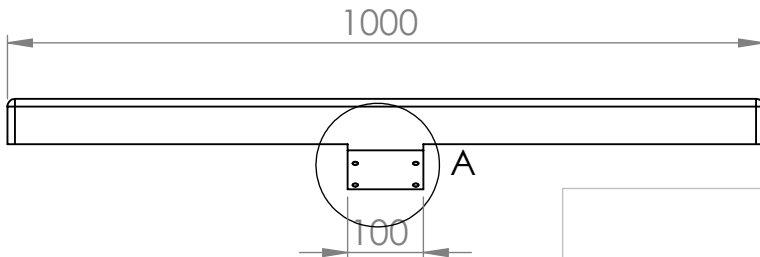
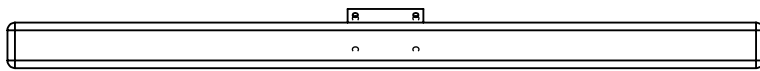
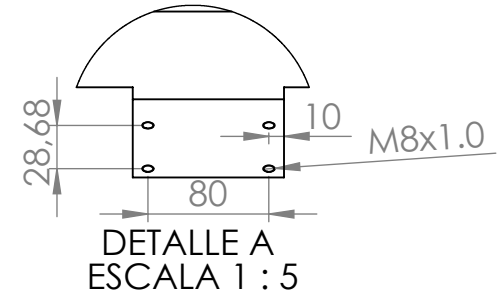
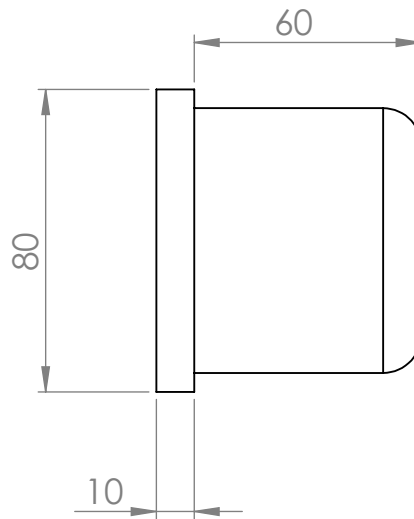
tolerancias generales 0,1mm



Placas de cerramiento derecha e izquierda			
Fecha	Fecha	Autor	
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala: 1:5		placa derecha e izquierda cerramiento	
			E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
			Nº plano: 3.4



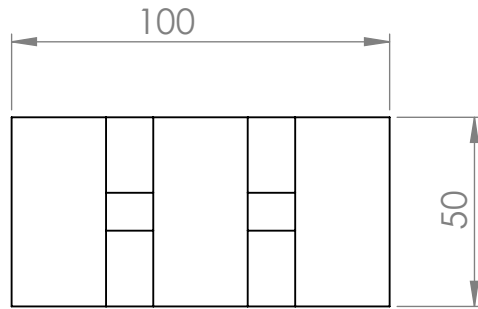
Escala lampara 1:10



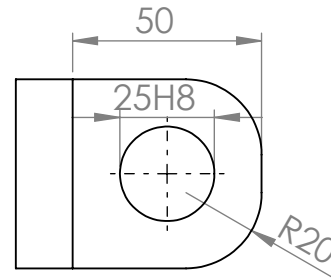
Tolerancias generales 0,1 mm



planos lampara y contrapeso motor electrico			
Fecha	15/2/17	Autor	
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala:	1:2		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
	lampara y contrapeso motor electrico		
		Nº plano:	3.5

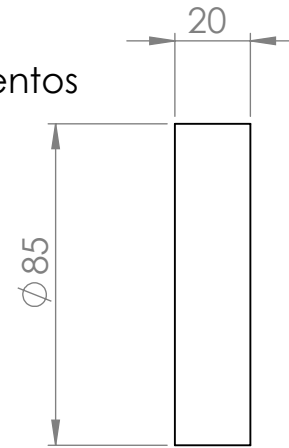
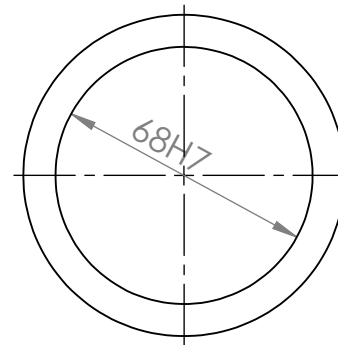
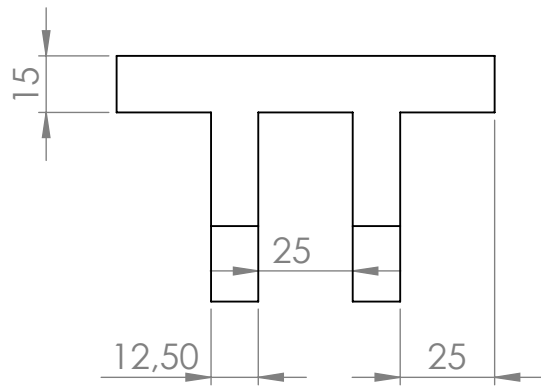
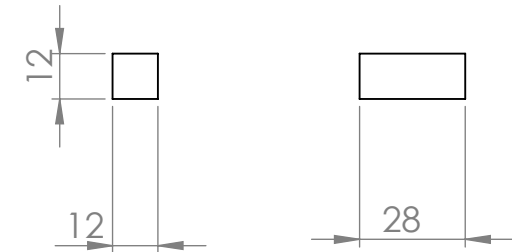


soporte superior cilindro



soporte rodamientos

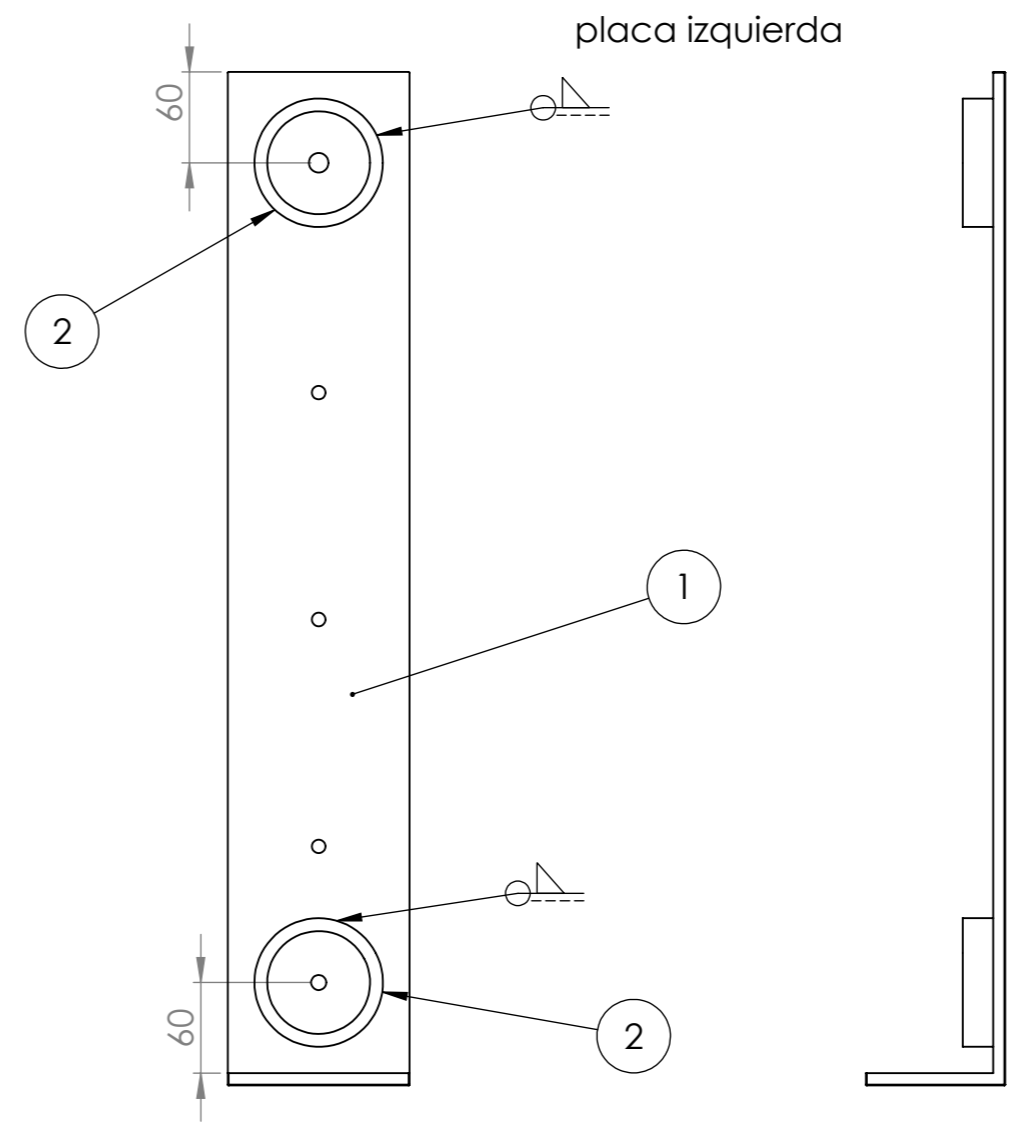
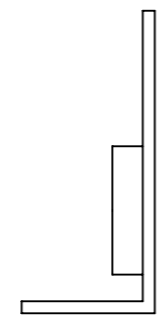
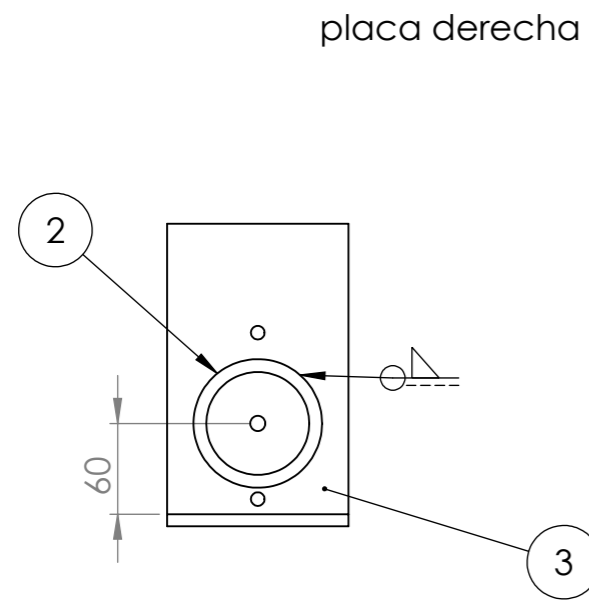
chaveta



tolerancias generales 0,1 mm

soporte superior cilindro, soporte de rodamientos y chaveta

Fecha	15/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:2	soporte rodamientos, soporte superior cilindro y chaveta		Nº plano: 3.6



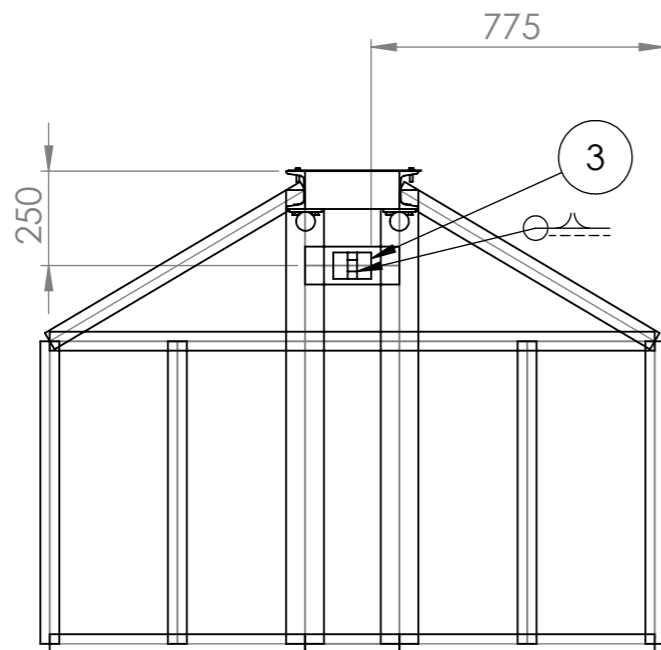
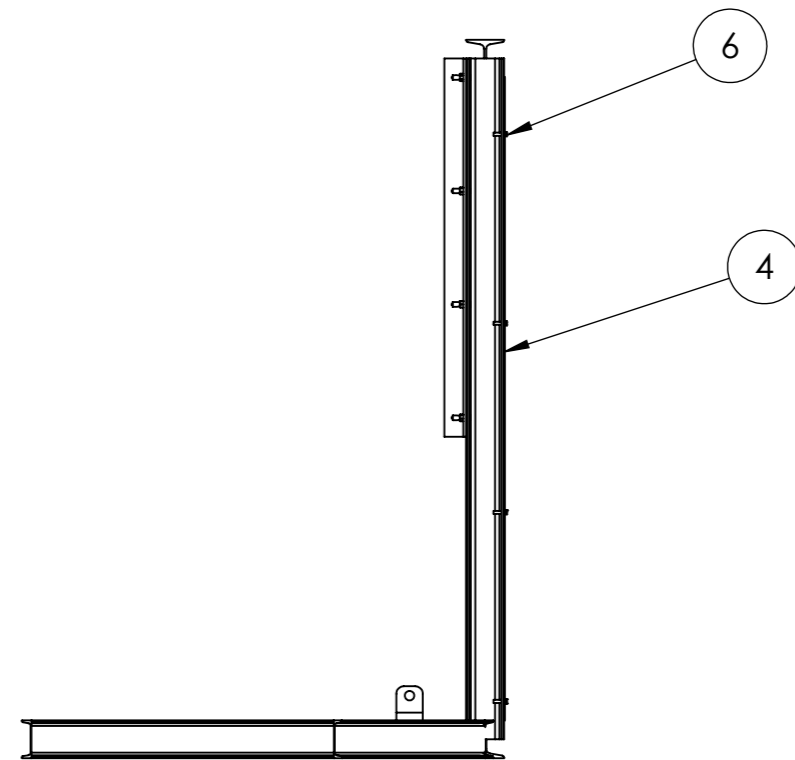
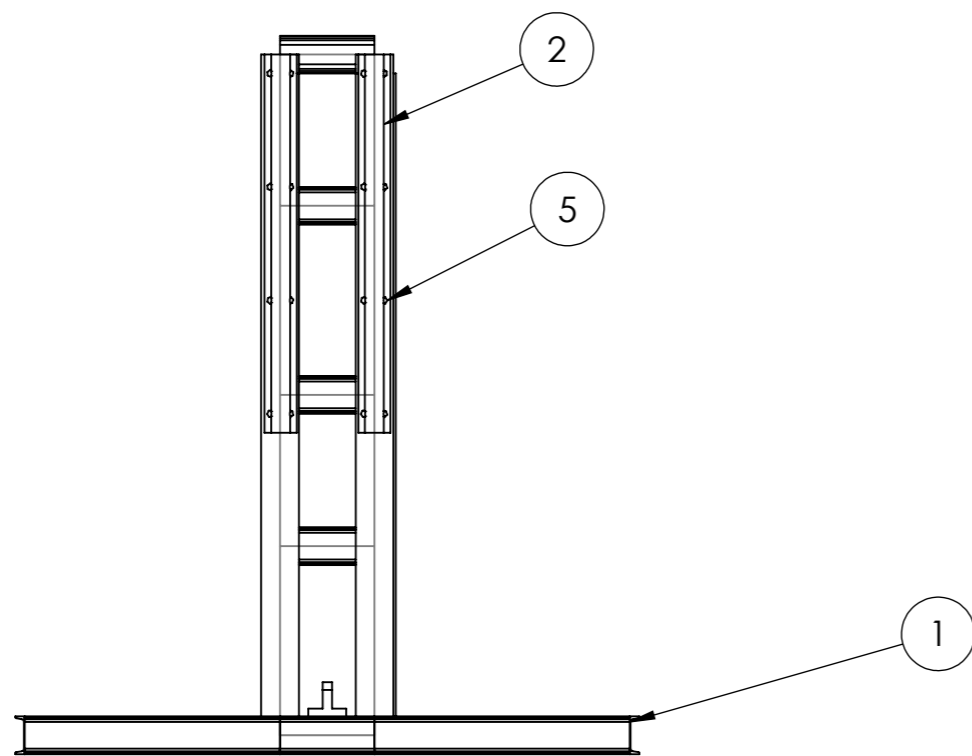
tolerancias generales 0,1 mm

$\sqrt{N8}$

N.º DE ELEMENTO	Descripción	CANTIDAD	Material
1	placa izquierda cerramiento	1	S275
2	soporte rodamientos	2	S275
3	placa cerramiento derecha	1	S275

maquina comprobadora tapas de cilindro

Fecha	3/3/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso hdez.			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:5	Ensamblaje placas con soporte rodamiento		Nº plano: 3.7

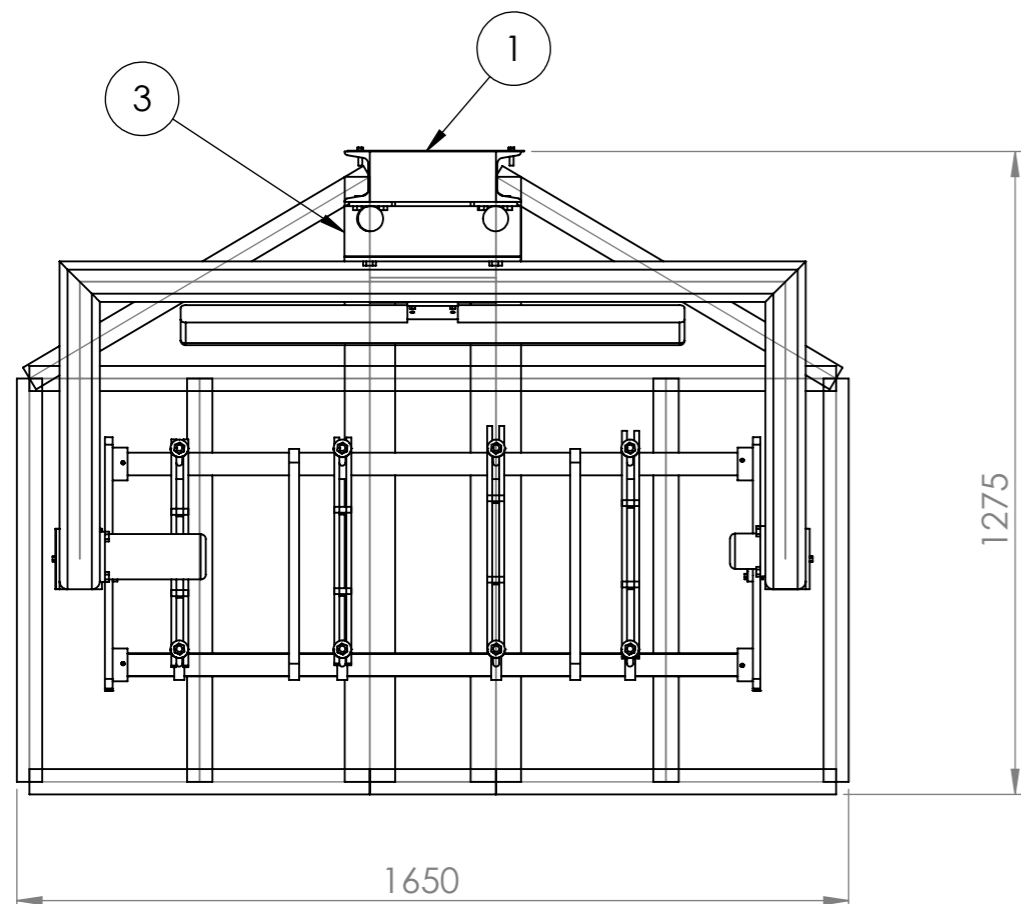
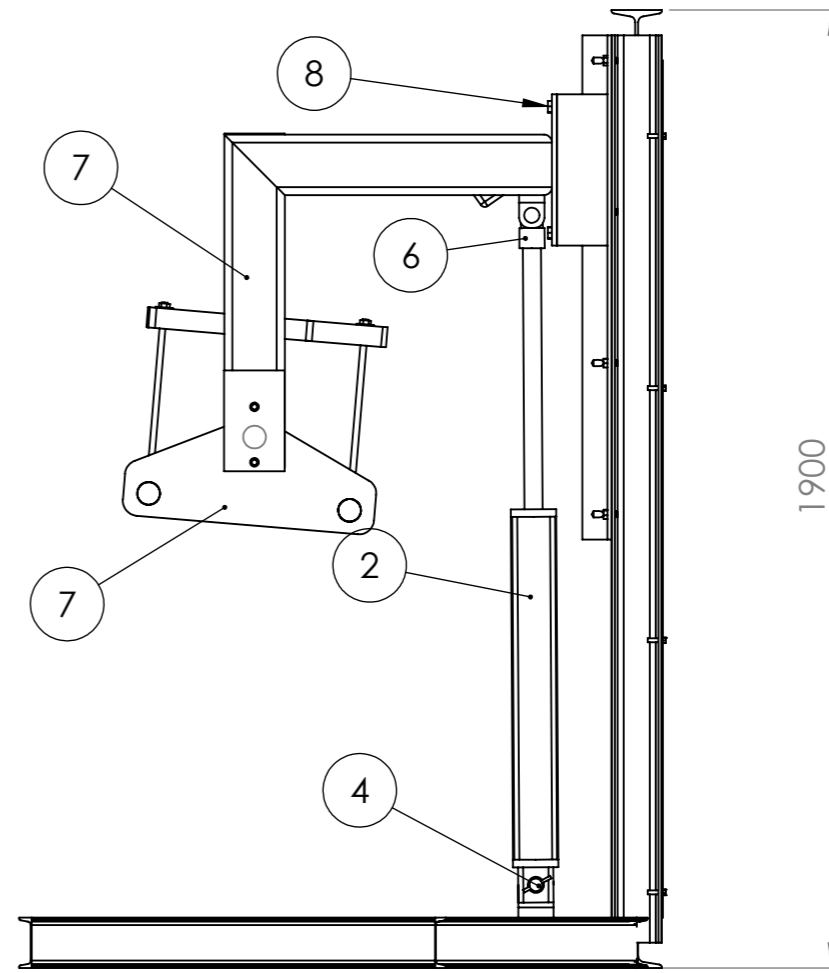
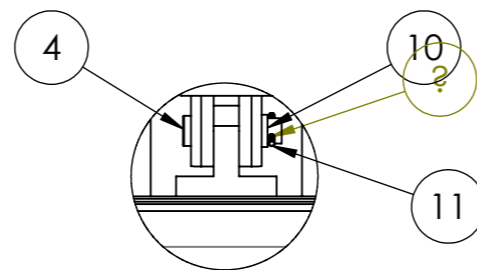
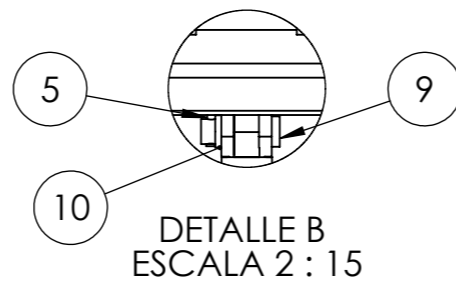
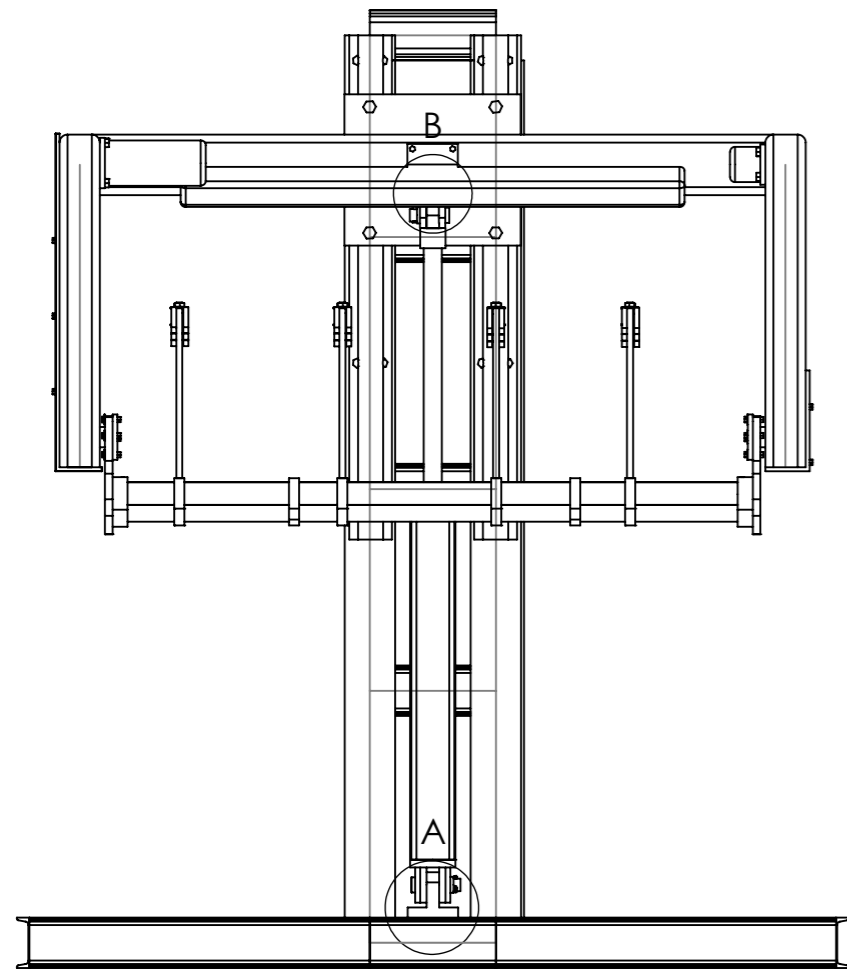


Tolerancia general 0,1mm

N.º DE ELEMENTO	Descripcion	CANTIDAD	material	norma
1	Estructura fija	1	S275	
2	barras guía	2		
3	soporte cilindro inferior	1	S275	
4	chapa proteccion estructura fija	1	S275	
5	tornillo M10	16	S275	Din 934
6	tornillos M8x1.0	8	S275	Din 934

plano de conjunto estructura fija

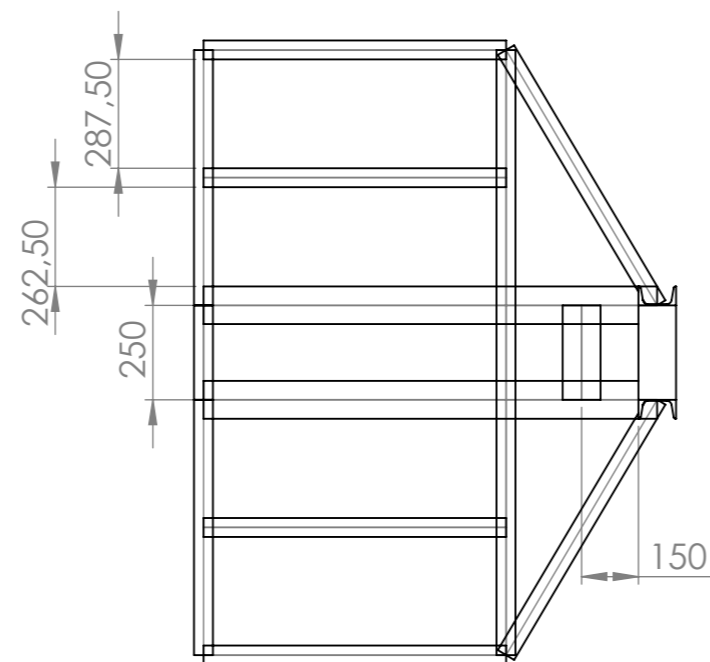
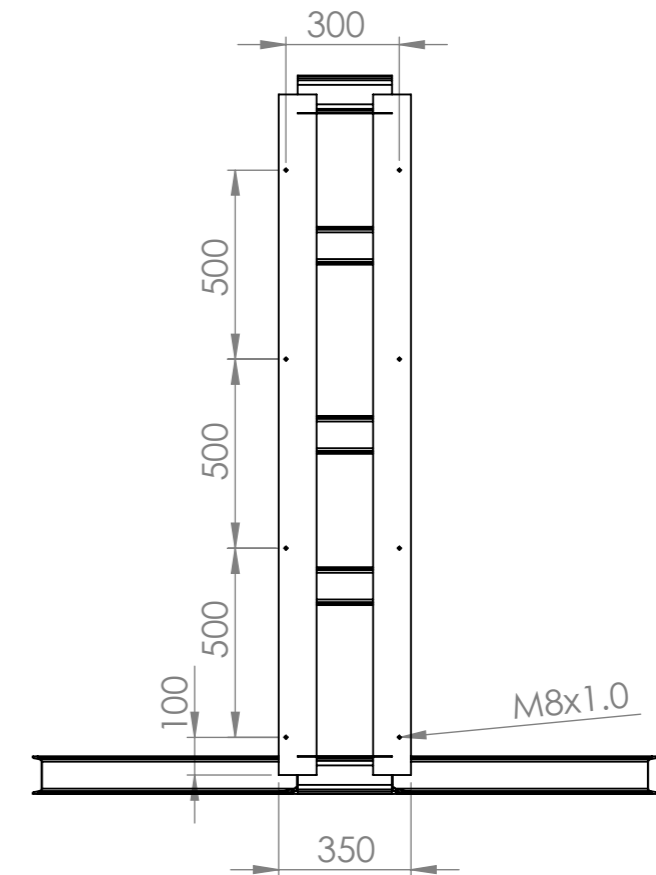
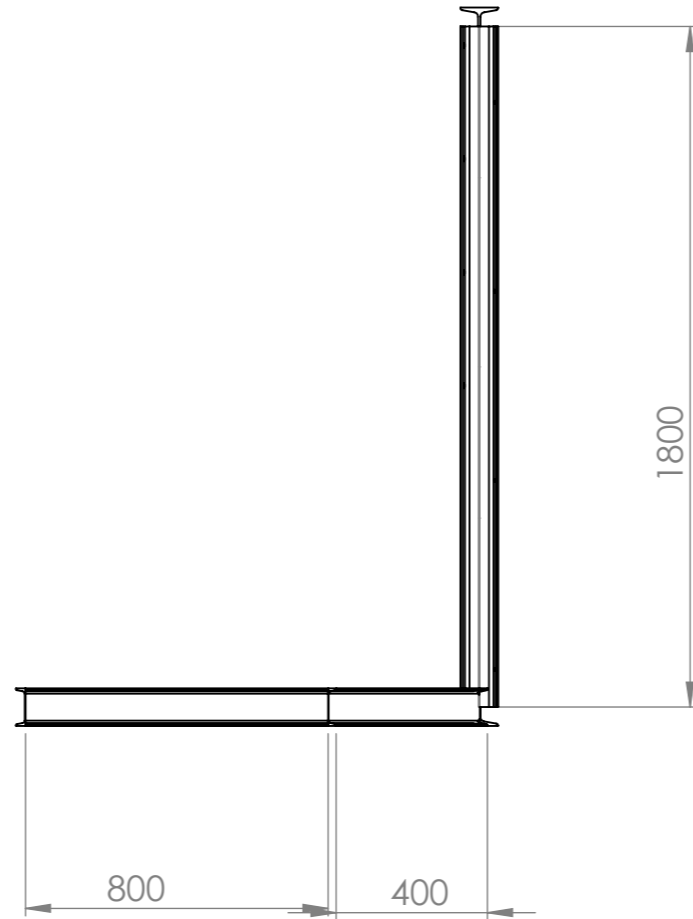
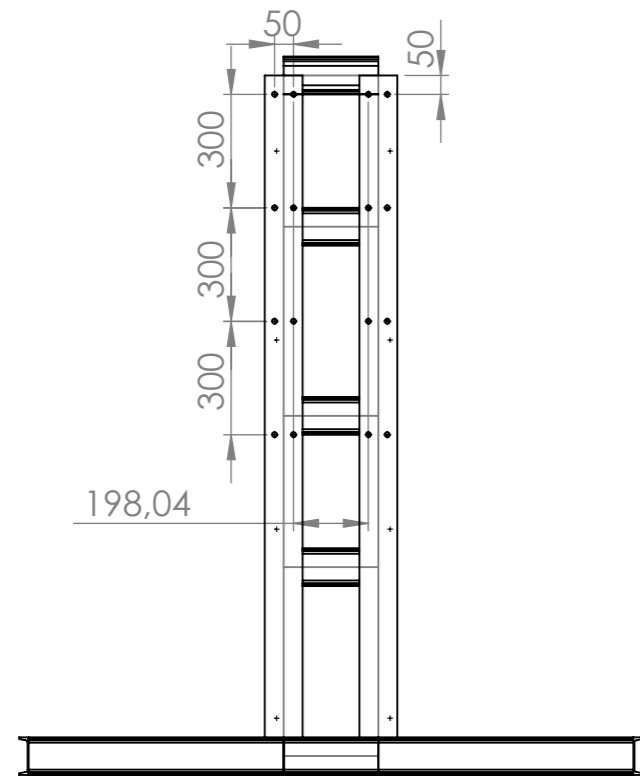
Fecha	15/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:20		Nº plano:	
	Ensamblaje estructura fija		4	



N.º DE ELEMENTO	Descripción	CANTIDAD	material	norma
1	estructura fija ensamblaje	1		
2	cilindro	1		
3	carro	1		
4	eje cilindro soporte inferior	1	S275	
5	pasador 2	1	S275	
6	Acople superior cilindro	1	S275	
7	ensamblaje soporte movil con mesa giratoria	1		
8	tornillos M16	4	S275	Din 934
9	eje superior cilindro	1	S275	
10	arandela eje cilindro	2	S275	
11	pasador	1	S275	

plano conjunto estructura fija con soporte movil.

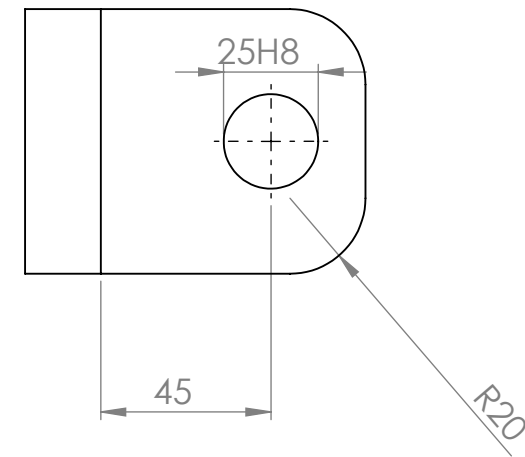
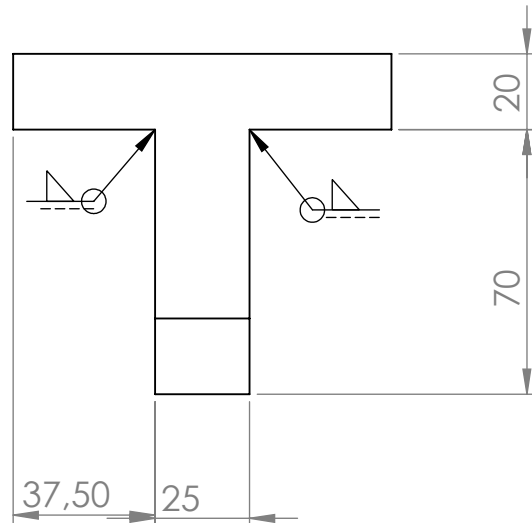
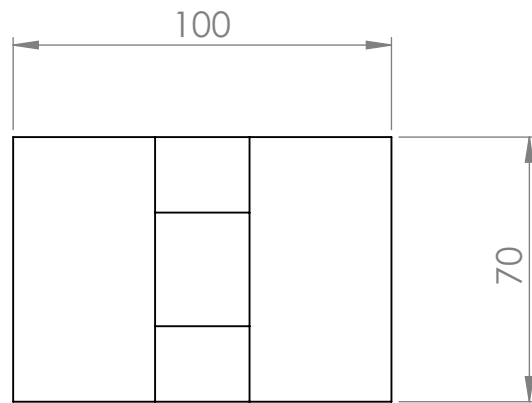
Fecha	16/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:15	Ensamblaje estructura fija con carro, cilindro y soporte móvil		Nº plano: 4.1



los perfiles son soldados en todas las uniones
tolerancias generales 0,1 mm



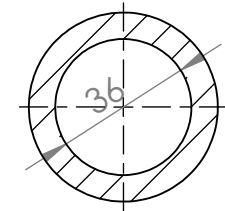
Plano estructura fija			
Fecha	16/2/17	Autor	
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Escala:	Estructura fija		Nº plano:
1:20			4.2



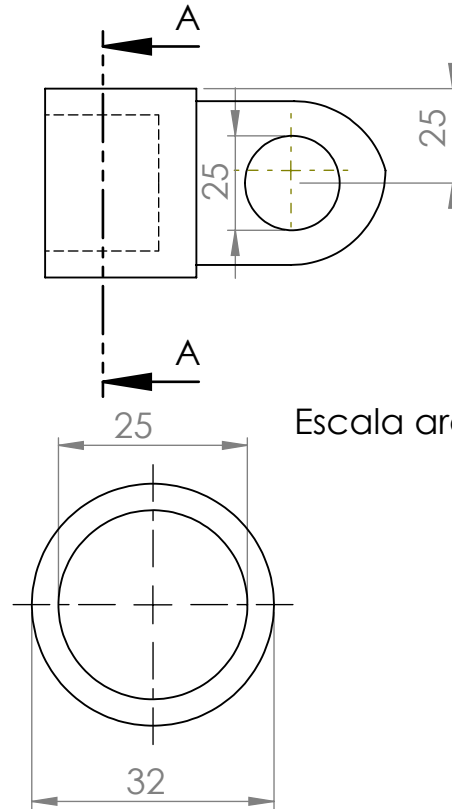
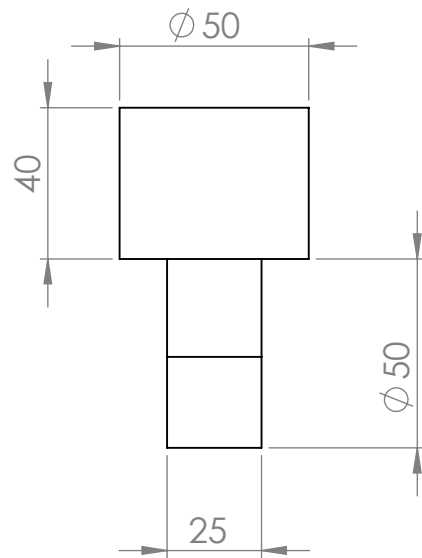
Tolerancias generales 0,1 mm



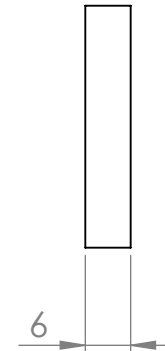
plano soporte inferior cilindro			
Fecha	16/2/17	Autor	 E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala:	soporte inferior cilindro		Nº plano:
1:2			4.3



SECCIÓN A-A



Escala arandela 1:1

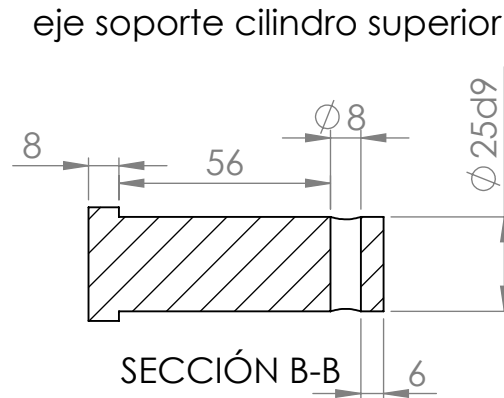
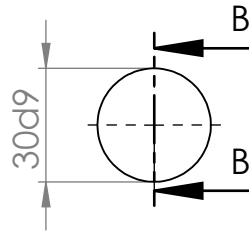
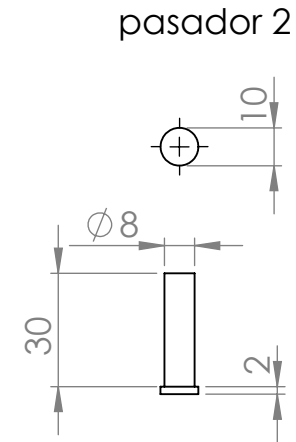
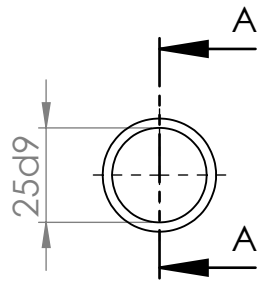


Tolerancias generales 0,1 mm



plano acople superior cilindro y arandela eje

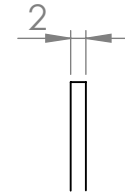
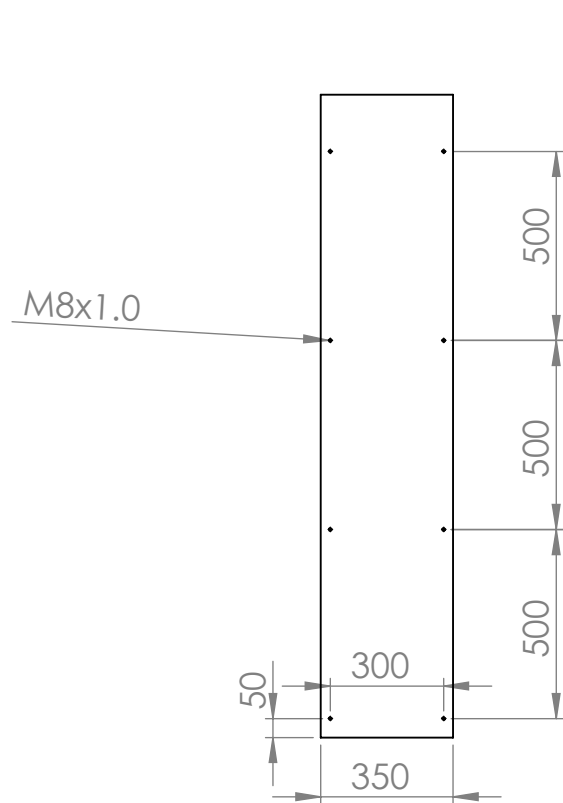
Fecha	Fecha	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala: 1:2	Acople superior cilindro y arandela eje		Nº plano: 4.4	



tolerancias generales 0,1mm



plano soportes superior e inferior cilindro y pasador 2				
Fecha	Fecha	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala: 1:2	eje soporte superior e inferior cilindro y pasador 2			Nº plano: 4.5



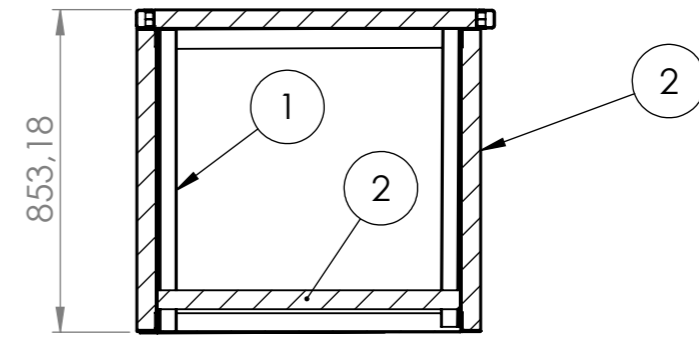
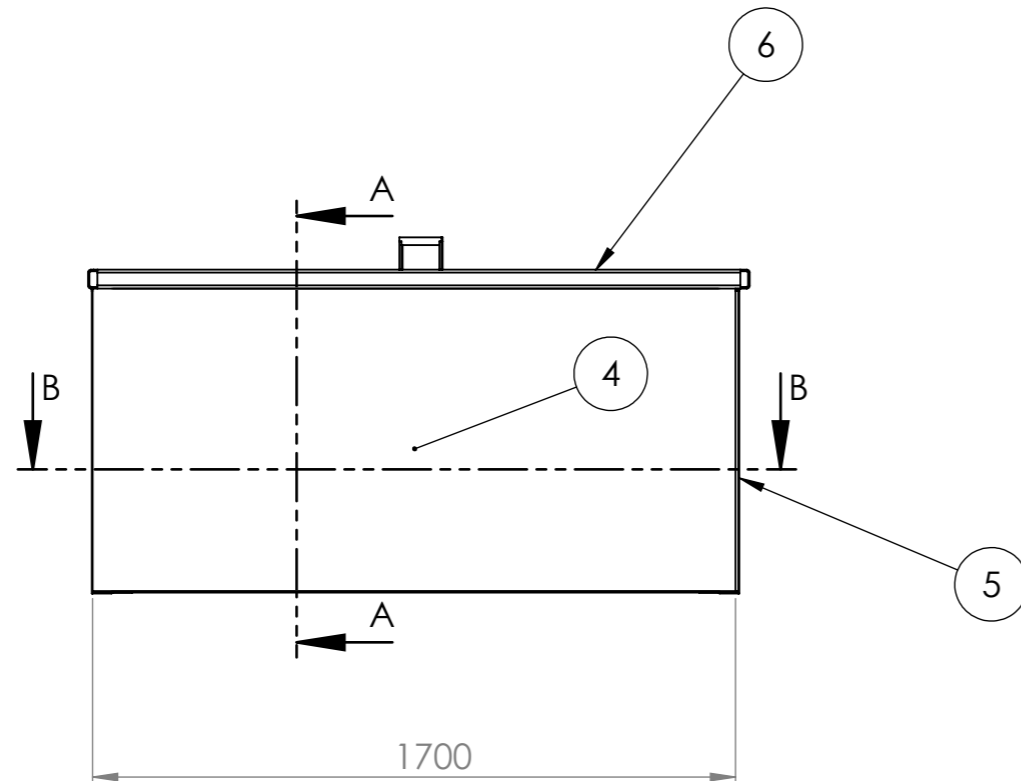
DETALLE B
ESCALA 1 : 1

Tolerancias generales 0,1mm

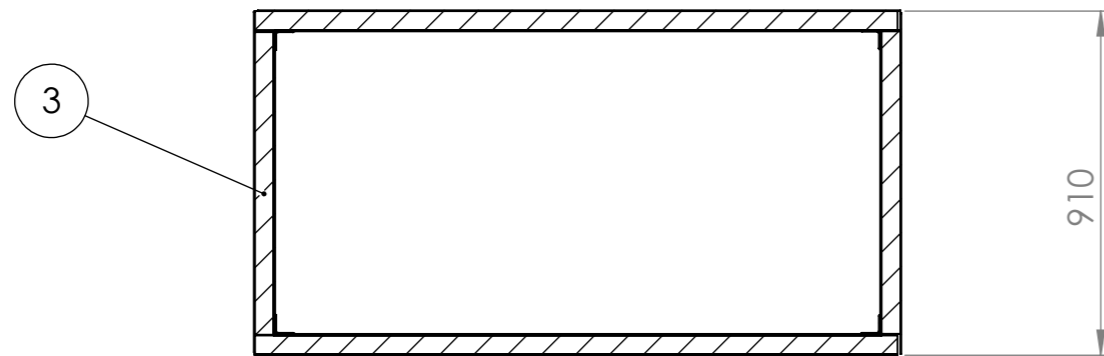
√N8

plano de placa de protección estructura fija

Fecha	Fecha	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinosa Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala: 1:20	placa de protección			Nº plano: 4.6



SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B

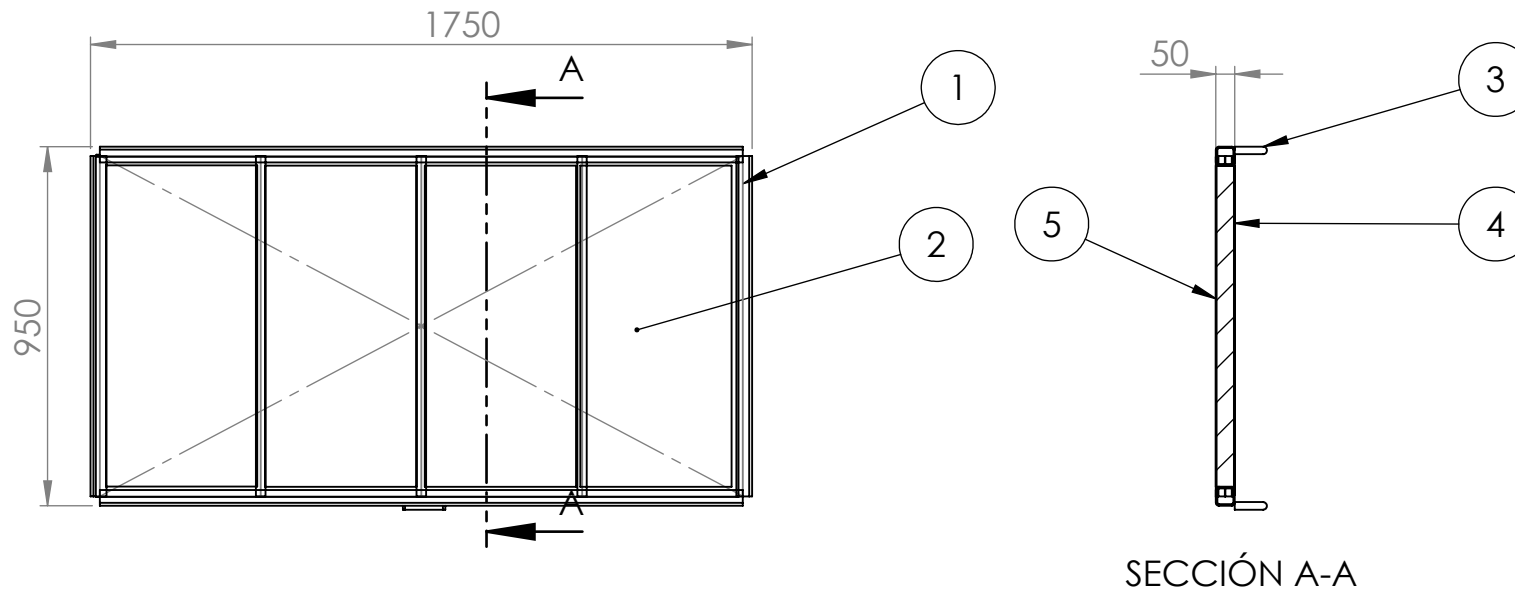
√ N9

Tolerancias generales 0,1 mm

N.º DE ELEMENTO	Descripcion	CANTIDAD	material
1	tanque agua	1	Aisi 3.16
2	aislante cara grande	3	poliestireno expnadido
3	aislante cara pequeña	2	poliestireno expandido
4	chapa policarbonato grande	2	policarbonato
5	chapa policarbonato pequeña	2	policarbonato
6	ensamblaje tapa de tanque agua	1	

plano de conjunto tanque de agua con tapa

Fecha	16/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	1:20	Ensamblaje tanque agua con tapa	Nº plano:	
			5	

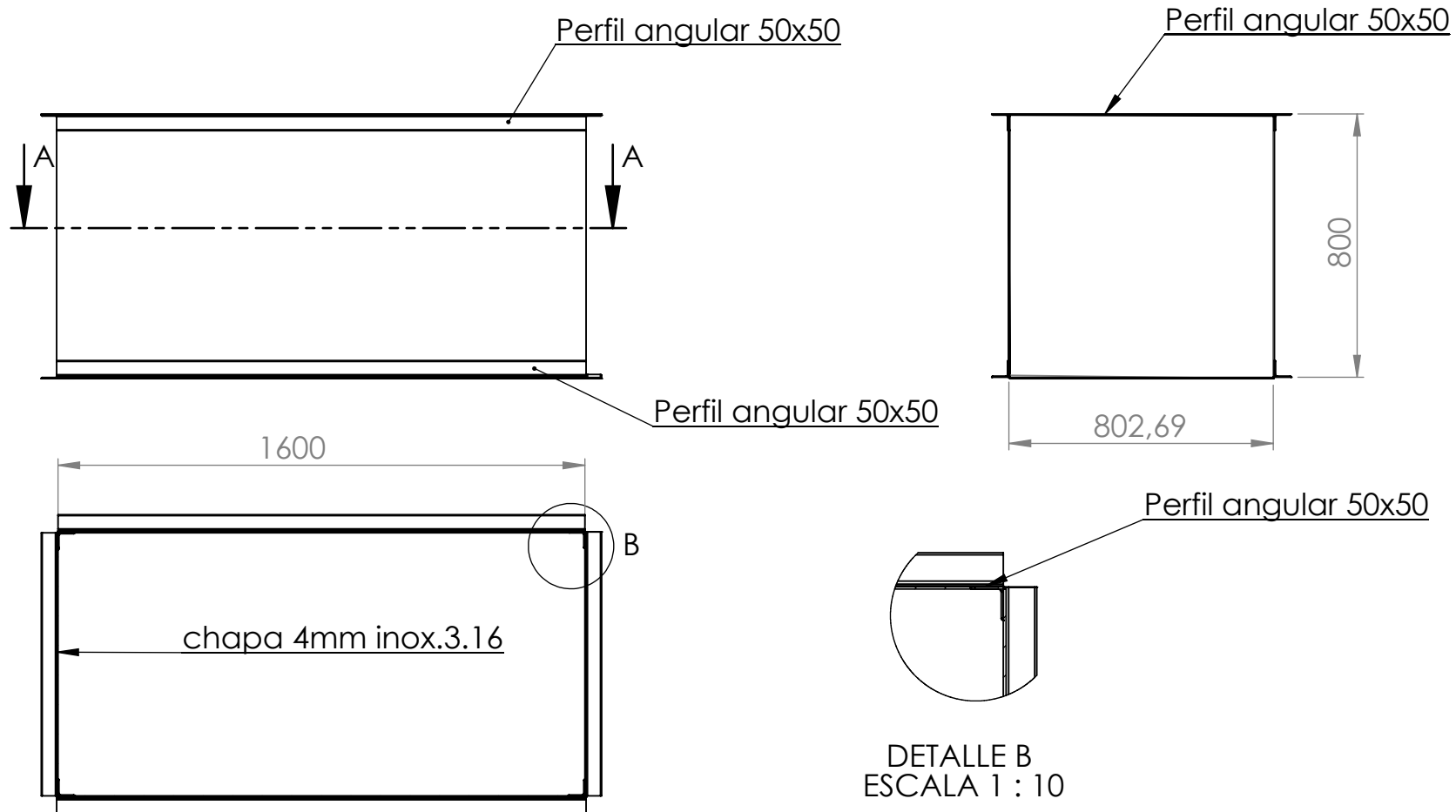


tolerancias generales 0,1 mm

N.º DE ELEMENTO	Descripcion	CANTIDAD	material
1	Estructura tapa	1	S275
2	aislante tapa	4	poliestireno expandido
3	aza tapa	2	S275
4	chapa para tapa	1	Aisi 3.16
5	chapa policarbonato tapa	1	policarbonato

plano de conjunto de tapa tanque agua

Fecha	16/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala:	ensamblaje tapa de tanque agua		Nº plano:	
1:20			5.1	

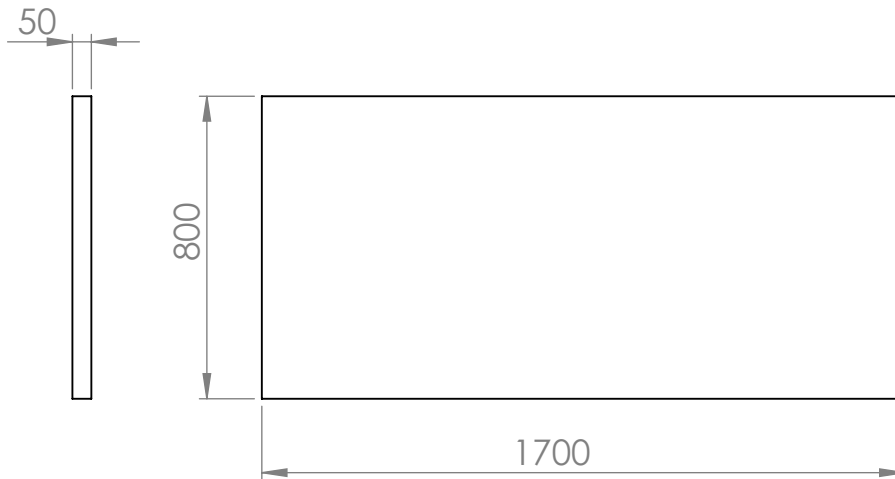


SECCIÓN A-A

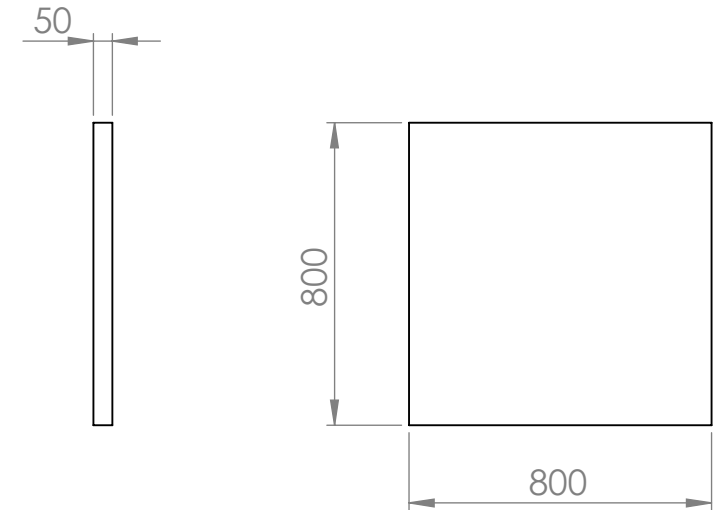
Tolerancias generales 0,1 mm Las paredes del tanque van soldadas

plano estructura tanque agua			
Fecha	16/2/17	Autor	
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala:	Estructura tanque agua		E.S.I.C.I.
1:10			Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
			Nº plano: 5.2

chapa aislante grande



chapa aislante cara pequeña



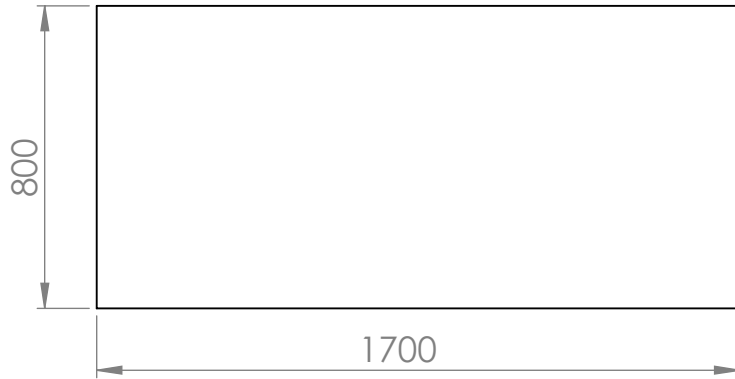
tolerancias generales 0,1 mm

√N8

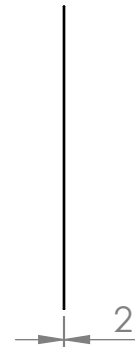
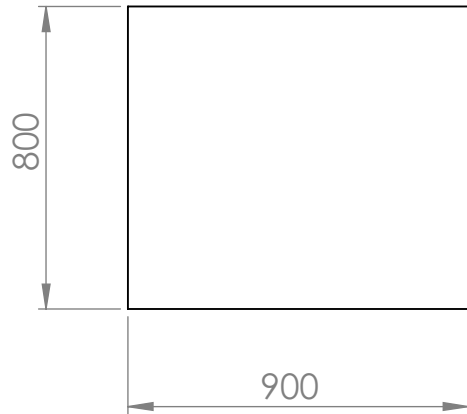
chapas de aislante policarbonato tanque agua grande y pequeña

Fecha	17/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mácanica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David			
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández			
Id. s. normas	UNE-EN-ISO			
Escala: 1:20	aislante cara pequeña y grande		Nº plano: 5.3	

chapa policarbonato grande



chapa policarbonato pequeña

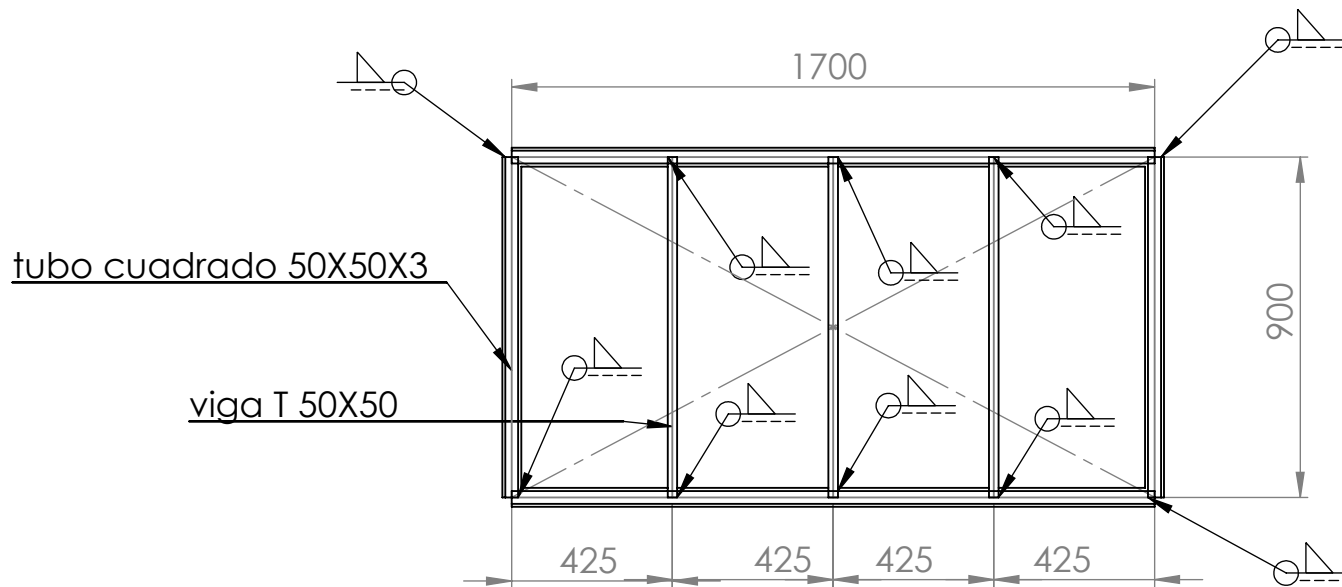


tolerancias generales 0,1 mm



plano de chapas de policarbonato tanque de agua

plano de chapas de policarbonato tanque de agua			
Fecha	17/2/17	Autor	
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna	
Escala: 1:20	chapas policarbonato grande y pequeña		Nº plano: 5.4



Tolerancias generales 0,5 mm

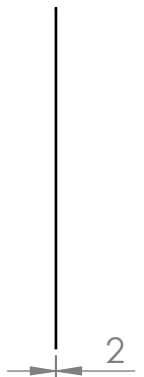
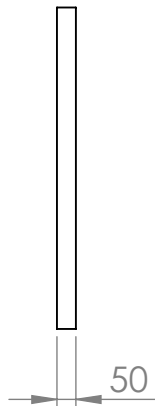
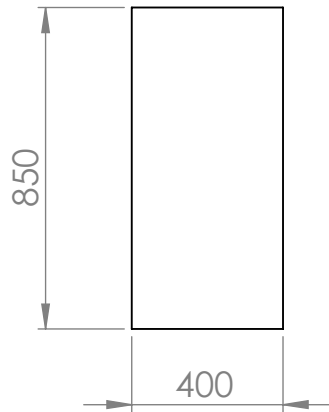
√N9

plano estructura tapa tanque agua

Fecha		17/2/17	Autor			E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)		David				
Dibujado (Apellidos)		Encinoso Hernández				
Id. s. normas		UNE-EN-ISO				
Escala:		estructura tapa tanque			Nº plano:	
1:20		agua			5.5	

chapa inoxidable tapa

aislante tapa

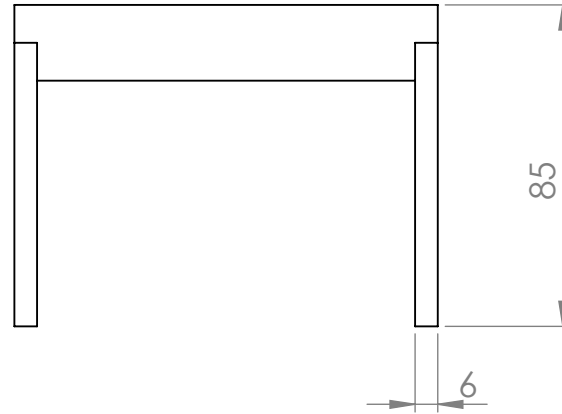
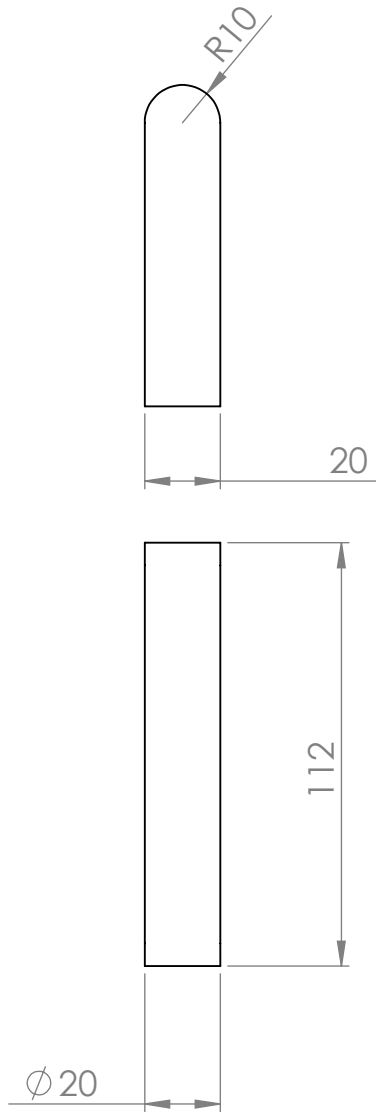


Tolerancias generales 0,1 mm

√N8

plano de chapa de acero inoxidable y aislante de tapa para tanque de agua

plano de chapa de acero inoxidable y aislante de tapa para tanque de agua			
Fecha	17/2/17	Autor	ULL Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)	David		
Dibujado (Apellidos)	Encinoso Hernández		
Id. s. normas	UNE-EN-ISO		
Escala: 1:20	chapa de inoxidable y aislante		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
			Nº plano: 5.6

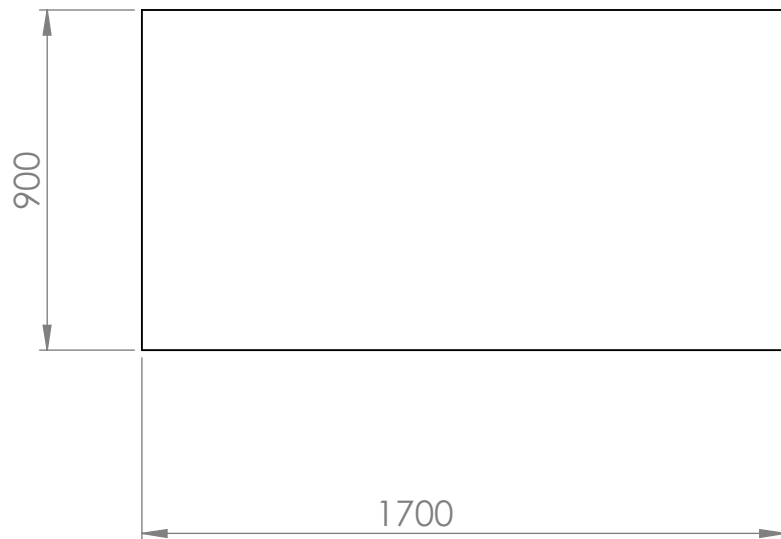


Tolerancia general 0,1 mm



plano de aza para tapa de tanque de agua

Fecha		17/2/17	Autor			E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)		David				
Dibujado (Apellidos)		Encinoso Hernandez				
Id. s. normas		UNE-EN-ISO				
Escala:		aza de tapa tanque			Nº plano:	
1:2					5.7	



Tolerancias generales 0,1 mm

√N8

plano de chapa policarbonato para tapa de tanque de agua

Fecha		17/2/17	Autor		E.S.I.C.I. Grado en Ingeniería Mécánica Industrial Universidad de La Laguna
Dibujado (Nombre)		David			
Dibujado (Apellidos)		Encinoso Hernández			
Id. s. normas		UNE-EN-ISO			
Escala:	chapa policarbonato			Nº plano: 5.7	
1:20	tapa tanque				

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

Capítulo 3: Mediciones y presupuesto.

COMPROBADORA DE TAPAS DE CILINDRO.

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: David Jesús Encinoso Hernández

Tutor: Dr. Ing. Carmelo Militello Militello.

La Laguna, Marzo de 2017.

Índice: pág.

1. Mediciones.....1

2. Presupuesto.....2

1. Mediciones

	precio unitario	cantidad	total €
capitulo 1: piezas comerciales			5627,5
tornillos M8	0,3	25	7,5
tuerca M8	0,15	8	1,2
tornillo prisionero M8	0,1	2	0,2
arandela M8	0,08	8	0,64
tornillos M10	0,45	24	10,8
arandela M12	0,1	8	0,8
tuerca M12	0,22	8	1,76
tornillos M16	1,1	4	4,4
pasador 6	0,35	2	0,7
pasador 8	3,5	2	7
cilindrohidraulico	1234,5	1	1234,5
bomba de engranajes	456,8	1	456,8
carro lineal completo	2480	1	2480
piñon	30	2	60
lampara	56	1	56
rodamientos	26,7	6	160,2
cadena	25	1	25
motor electrico	560	2	1120
capitulo 2: perfiles estructurales			1075,85
HEB 100	373,2	1	373,2
Tubo cuadrado 120x80x6	89	1	89
IPE 100	236,4	2	472,8
Perfil angular 50x50x3	32	2	64
perfil T 50x50	40,15	1	40,15
Tubo cuadrado 50x50x3	36,7	1	36,7
capitulo 3 : piezas fabricadas			4436,6
placa soporte	250	2	500
arandela soldada a placa	25	4	100
barras longitudinales	150	2	300
soporte inferior	123	2	246
soporte superior	85	4	340
tornillos sujecion	72	8	576
eje soporte	95	2	190
soporte superior cilindro	152	1	152
soporte inferior cilindro	87	1	87
eje cilindro superior	35	1	35
eje cilindro inferior	32	1	32
carter circuito hidraulico	67	1	67

soporte rodamiento	43	3	129
chaveta	6	2	12
soporte lampara	28	1	28
placa cerramiento estructura fija	75	1	75
placa cerramiento izquierda	84	1	84
placa cerramiento derecha	43	1	43
contrapeso motor electrico	102	1	102
placa soldada estructura movil	67	1	67
arandela eje cilindro	22	2	44
acople superior cilindro	123	1	123
pasador	12	1	12
pasador 2	15	1	15
aislante poliestireno cara grande	25	3	75
aislante poliestireno cara peq.	15	2	30
chapa policarbonato grande	38	2	76
chapa policarbonato pequeña	27	2	54
Estructura tanque	462,6	1	462,6
Estructura tapa	120	1	120
aza de tapa	46	2	92
chapa inox tapa	98	1	98
chapa policarbonato tapa	38	1	38
aislante tapa	8	4	32
capitulo 4: trabajos			8500
soldadura	35€/h	80	2800
corte	25€/h	100	2500
montaje	30€/h	90	2700
pintura	25€/h	20	500
		PEM	19639,95

2. Presupuesto general

CAPITULO	RESUMEN	EUROS
1	PIEZAS COMERCIALES	5627,5
2	PERFILES ESTRUCTURALES	1075,85
3	PIEZAS FABRICADAS	4436,6
4	TRABAJO	8500

TOTAL EJECUCION MATERIAL	19640
---------------------------------	--------------

18% GASTOS GENERALES	3535,2
----------------------	--------

10% BENEFICIO INDUSTRIAL	1964
--------------------------	------

TOTAL PRESUPUESTO GENERAL	25139,2
----------------------------------	----------------

El presupuesto total asciende a la cantidad de VEINTICINCO MIL CIENTO TREINTA Y NUEVE con 20 CENTIMOS .

San Cristobal de La Laguna a 26 febrero de 2017.