

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCOLA POLITÈCNICA SUPERIOR D'ALCOI

ESTUDIO DE MEJORA Y
AUTOMATIZACIÓN DE UN SIMULADOR DE
PROCESOS DE DEFORMACIÓN PLÁSTICA
PARA LA DETERMINACIÓN DEL
COEFICIENTE DE FRICCIÓN ENTRE
ACEROS

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Romero Carrasco, Aitor

Tutor: Sellés Cantó, Miguel Ángel

Curso: 2014-2015

Resumen

El departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales dispone de un banco de ensayos en el edificio Viaducto del Campus de Alcoy, destinado a la realización de ensayos sobre aceros de alta dureza. Estos aceros constituyen un nuevo paso en la seguridad de los vehículos y aeronaves, entre otras aplicaciones. El simulador tiene unas limitaciones que el alumno debe de subsanar mediante el diseño y construcción de nuevas piezas y elementos. También, deberá completar su automatización. Con el simulador, será posible determinar las propiedades tribológicas y de fricción de estos aceros en operaciones de conformado industrial, bajo todo tipo de condiciones y factores.

El departament de Enginyeria Mecànica i de Materials disposa de un banc de assajos en el edifici Viaducte del Campus de Alcoi, destinat a la realització de assajos sobre acers de alta duresa. Estos acers constituïxen un nou pas en la seguretat dels vehicles y aeronaus, entre altres aplicacions. El simulador te unes limitacions que l'alumne deu de esmenar per mitjà del disseny y construcció de noves peces y elements. També, es deurà completar la seua automatització. Amb el simulador, serà possible determinar les propietats tribològiques y de fricció de estos acers en operacions de conformat industrial, davall tot tipus de condicions y factors.

The department of Mechanical Engineering and Materials has a test bench in the Viaduct building of the Campus of Alcoy, aimed at testing on high hardness steels. These steels are a new step in the safety of vehicles and aircraft, among other applications. The simulator has a limitations that the student must correct with the design and construction of new pieces and elements. Also, he will have to complete its automation system. With the Simulator, it will be possible to determine the tribological and friction properties of these steels in operations of industrial forming, under all kinds of conditions and factors.

Palabras clave

Mejora, automatización, simulador, diseño, acero.

Improvement, automation, simulator, design, steel.

Tabla de contenido

1.	INTRODUCCIÓN.....	5
1.1.	Antecedentes.....	5
1.2.	Tribología.....	8
1.2.1.	Fricción.....	8
1.2.2.	Desgaste.....	9
1.2.3.	Lubricación.....	9
2.	EXPLICACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS.....	10
2.1.	Máquina.....	10
2.2.	Sensores.....	12
3.	PROBLEMAS DE DISEÑO.....	14
4.	DISEÑO DE NUEVAS PIEZAS.....	17
4.1.	Objetivos de las nuevas piezas a diseñar.....	17
4.2.	Soporte de los encóders.....	18
4.2.1.	Soporte encóder derecho.....	21
4.2.2.	Soporte encóder izquierdo.....	23
4.3.	Rebaje del apoyo del pin.....	26
4.4.	Nuevas garras y probetas.....	29
5.	EXPERIMENTACIÓN Y RESULTADOS.....	31
5.1.	Verificación de las mediciones.....	31
5.2.	Ensayos.....	32
5.2.1.	Diseño de experimentos.....	32
5.2.2.	Preparación de los ensayos.....	34
5.2.3.	Análisis de resultados.....	37
6.	ANÁLISIS ECONÓMICO DE LAS MEJORAS REALIZADAS.....	40
7.	CONCLUSIONES.....	41
8.	AGRADECIMIENTOS.....	43
9.	BIBLIOGRAFÍA.....	44

10.	ANEXOS	45
10.1.	Vista Encóder Izquierdo.....	46
10.2.	Vista Encóder Derecho.....	47
10.3.	Vista Explosionada Encóder Izquierdo	48
10.4.	Vista Explosionada Encóder Derecho.....	49
10.5.	Eje Encóder Izquierdo	50
10.6.	Eje Encóder Derecho.....	51
10.7.	Amarre Encóder	52
10.8.	Apoyo Encóder.....	53
10.9.	Rueda Encóder	54
10.10.	Perfil 25 150.....	55
10.11.	Perfil 25 180.....	56
10.12.	Perfil 25 70.....	57
10.13.	Perfil 25 80	58
10.14.	Base Encóder.....	59
10.15.	Polea 21T5_14-2	60
10.16.	Catálogo de Poleas RS	61
10.17.	Ficha de SKF del Rodamiento 626-2Z.....	64
10.18.	Medidas Anillos Seeger DIN 471 y 472	65
10.19.	Soporte Modificado.....	71
10.20.	Garra – Plancha Superior	72
10.21.	Garra – Plancha Inferior.....	73

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

Durante la última década, el sector del automóvil, entre muchos otros, se está viendo afectado por políticas, tanto nacionales como internacionales, que apuestan por medidas respetuosas con el medio ambiente. En el gráfico siguiente (Fig. 1) se observa cómo, en el sector del automóvil, se han ido introduciendo normativas que reducen las emisiones contaminantes y cómo se ha disminuido notablemente los gases emitidos en cada zona.

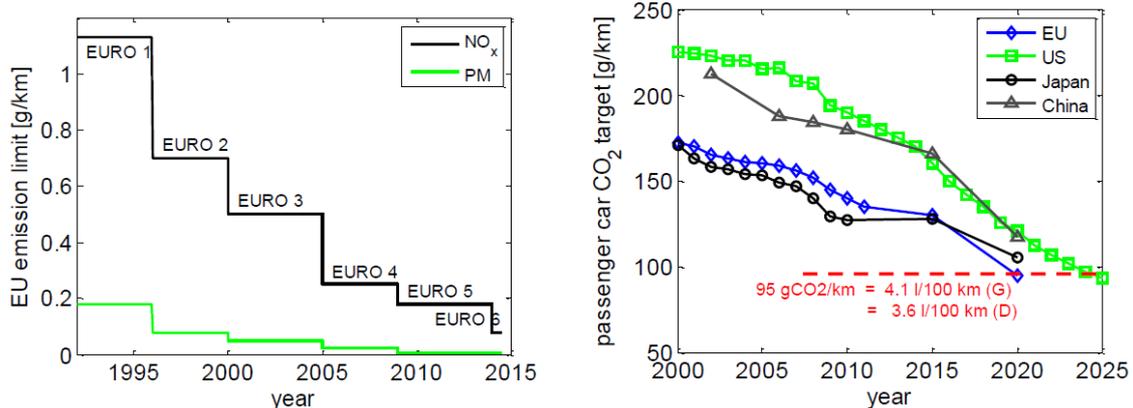


Fig. 1. Normativas y reducción de consumo durante la última década.

Las empresas de este sector adoptan diferentes estrategias para cumplir los requisitos exigidos. Una de ellas se basa en la reducción de peso total del automóvil, con la derivada reducción de consumo que esto supone. Por este motivo los fabricantes se ven obligados a investigar y fabricar nuevos materiales que sean más ligeros y posean las mismas propiedades mecánicas o superiores.

En la actualidad se emplean los aceros avanzados de alta resistencia (AHSS) para los componentes metálicos que se encuentran en el automóvil, con el fin de reducir el espesor de estos elementos aumentando la resistencia al impacto. De esta manera se consigue reducir el consumo, ya que se disminuye el peso total del vehículo, y se aumenta la absorción de energía en un impacto, lo que se traduce en una mayor seguridad para los ocupantes del vehículo.

La principal diferencia entre los aceros convencionales y los avanzados, ambos de alta resistencia, es su microestructura. Gracias a que estos últimos aceros son de múltiples fases, es decir, se puede encontrar ferrita, martensita, bainita o austenita, pueden producir distintas propiedades mecánicas. Algunos de ellos tienen mayor capacidad de endurecimiento, y por lo tanto, mejores propiedades de resistencia-ductilidad.

En el gráfico siguiente (Fig. 2) se muestra la diferencia de propiedades entre los aceros convencionales de alta resistencia y los avanzados de alta resistencia, así como la comparación entre los distintos tipos de cada grupo.

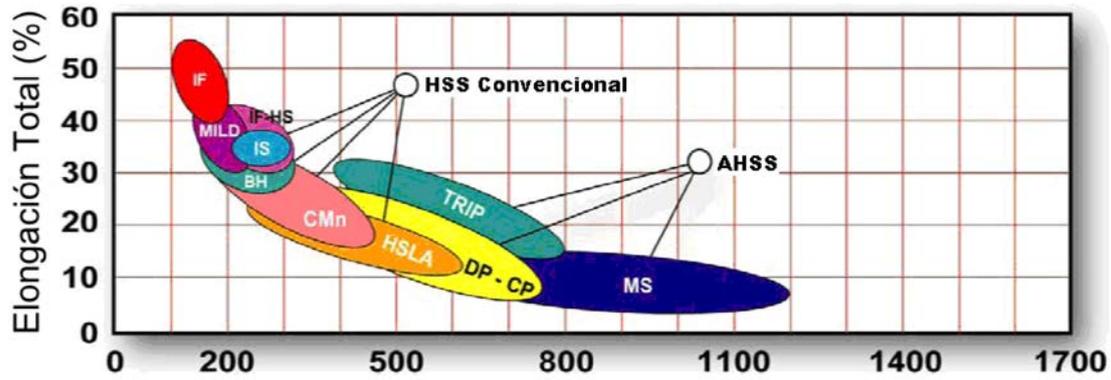


Fig. 2. Esquema comparativo entre aceros de alta dureza y avanzados de alta dureza.

Por este motivo, el departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales del campus de Alcoy de la Universidad Politécnica de Valencia quiso disponer de un banco de ensayos de rozamiento para el estudio de los materiales nombrados anteriormente.

Así surgió la idea de Hugo Armando Martínez García, antiguo alumno de esta universidad, que realizó un proyecto para construir dicho banco de ensayos basándose en un trabajo realizado en 1993 por el Dr. Pradip Kumar Saha junto al Dr. William R. D. Wilson [3]. El banco propuesto por Hugo Armando Martínez se muestra en la imagen siguiente (Fig. 3). En ella se observan dos actuadores, donde la probeta va amarrada, los diferentes sensores para la toma de datos y un cilindro o pin con el que la probeta fricciona durante el ensayo.

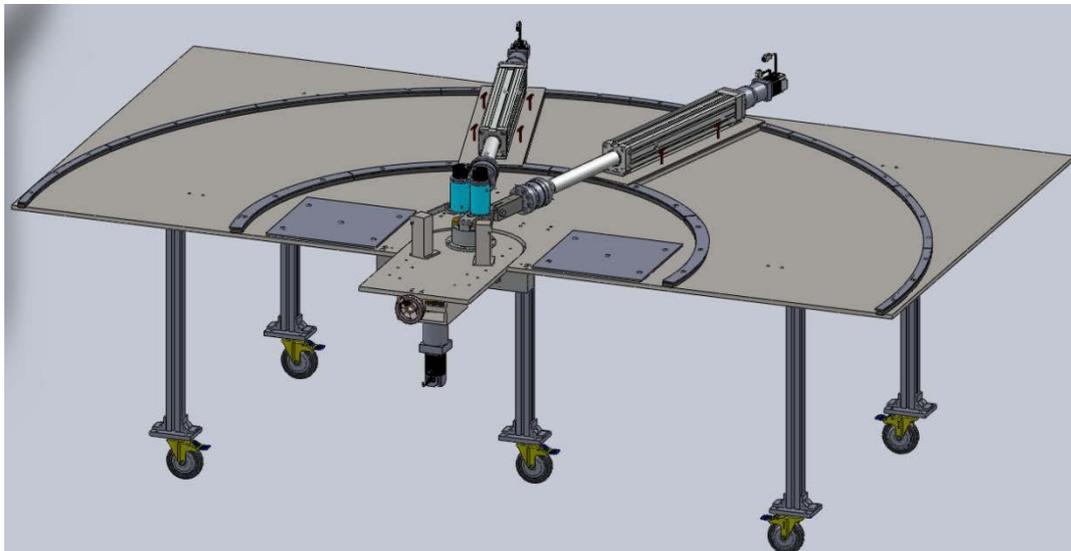


Fig. 3. Montaje del banco de ensayos diseñado por Hugo Armando Martínez [3].

A partir del proyecto mencionado anteriormente se basaron Sebastian Sievers y Daniel Werra, antiguos alumnos internacionales del campus de Alcoy, para realizar la mejora y la fabricación del banco de ensayos [6]. Después de corregir diversos errores localizados por estos estudiantes en el proyecto de Hugo Armando Martínez y de valorar diferentes posibilidades de construcción, se construyó el banco de ensayos del que actualmente dispone esta universidad para las investigaciones de fricción entre materiales.

El banco de ensayos presenta errores de diseño que se intentarán corregir mediante el diseño de nuevas piezas y componentes que permitan que los resultados obtenidos sean fiables. Una vez se determine que los resultados son correctos se ensayarán diferentes aceros de alta dureza utilizados en automoción suministrados por la empresa *General Motors*. Los diferentes aceros disponibles para realizar los ensayos son los siguientes:

- CR 340 Bare 1,4 mm HEY350 y CR 340 Galv 1,2 mm

Este acero recibe sus buenas propiedades mecánicas del proceso de producción. Debido a su bajo contenido en aleantes, este material es apropiado para el proceso de soldadura.

- DP 600

La combinación de islotes de martensita con la ferrita como matriz que tiene este material le aporta una combinación de alta resistencia y una alta elongación. Esta última le permite ser apropiado para diversas aplicaciones, especialmente en el sector de la automoción.

- Posco TWIP Steel

Los aceros TWIP (*Twining induced plasticity*) hacen posible la reducción de peso en el sector de la automoción, mejorando la seguridad por su gran capacidad para absorber energía. Reciben este nombre por su propiedad de cambiar su estructura atómica, desplazando su malla de átomos a una posición simétrica, tal y como se muestra en la imagen siguiente (Fig. 4).

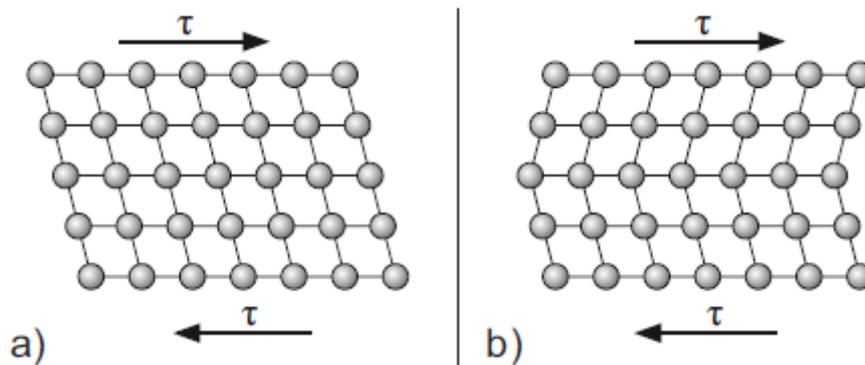


Fig. 4. Movimiento de la estructura interna del acero TWIP.

Este tipo de acero tiene unas excelentes propiedades mecánicas, con una resistencia a la tracción entre 600 y 900 MPa y un límite elástico entre 250 y 450 MPa, con elongaciones del 35% al 80% dependiendo de su composición.

- BAO Q+P Steel
- Arcelor TRIP 590

Gracias a las buenas propiedades dúctiles de este tipo de acero, con su alta capacidad de absorber energía, su alto límite elástico y su buena resistencia a la fatiga, es apropiado en el sector de la automoción.

- M130 EG Coated 1,2 mm 900 Grade (Fully Martensitic Arcelor (RD))

Este grupo de aceros ofrecen una elevada resistencia a la tracción, por encima de los 900 MPa pudiendo alcanzar valores de 1500 MPa. Debido a su alta resistencia, este acero es usado para los refuerzos del parachoques o muelles, aplicaciones que requieren esta característica del material.

1.2. Tribología

La tribología es la ciencia que estudia la fricción, el desgaste y la lubricación existente durante el contacto entre dos superficies con movimiento relativo. El objetivo de esta ciencia es el de reducir la fricción y el desgaste de piezas en contacto, reduciendo así el mantenimiento, incrementando la vida útil y logrando movimientos más rápidos y precisos.

La tribología tiene en cuenta aspectos como el diseño, los materiales de las superficies en contacto, el sistema de lubricación, el medio circundante o las condiciones de operación, y ayuda a resolver problemas tanto en maquinaria como en procesos industriales como extrusión, corte o embutición.

Como hemos dicho, la tribología se centra en el estudio de la fricción, el desgaste y la lubricación, los cuales se explicarán ligeramente a continuación.

1.2.1. Fricción

La fricción se define como la resistencia al movimiento que presenta un cuerpo sólido al moverse o a iniciar el movimiento sobre otro con el que está en contacto. La fuerza resultante que se genera se conoce como fuerza de rozamiento o fuerza de fricción, y siempre tiene sentido opuesto al movimiento relativo.

La fricción no es una propiedad del material, sino una respuesta al sistema, y depende de la rugosidad de la superficie, el lubricante y el peso de la pieza entre otros. Las tres leyes de la fricción definen que la fuerza resultante es proporcional a la carga aplicada, independiente del área aparente de contacto e independiente también de la velocidad de deslizamiento.

La mayoría de las superficies, incluidas las que se consideran pulidas, son extremadamente rugosas a escala microscópica. Los picos de las dos superficies que se ponen en contacto determinan el área real de contacto, la cual es muy inferior al área aparente. El área real de contacto aumenta con la presión, ya que los picos se deforman.

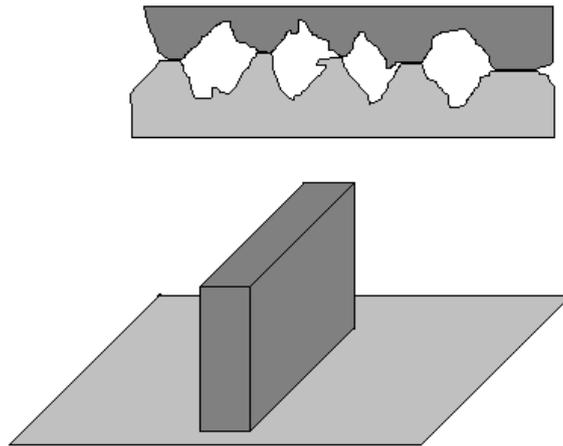


Fig. 5. Área real de contacto entre dos superficies aparentemente lisas.

El coeficiente de fricción se define como el cociente entre la fuerza necesaria para mover dos superficies deslizando una sobre la otra y la fuerza necesaria para retenerlas. Este coeficiente es el que determina cuanto es de grande la fuerza resultante generada durante el movimiento. Este se reduce cuando el movimiento ha empezado, razón por la cual se distingue entre dos coeficientes: el coeficiente de fricción estático y dinámico.

El caso que nos ocupa se basa en la fricción entre dos superficies de acero y el coeficiente de fricción entre estas superficies es aproximadamente de 0.35 en el caso del dinámico.

1.2.2. Desgaste

El desgaste se define como la pérdida de material de la interfase de dos piezas cuando existe un movimiento relativo entre ellos bajo la acción de una fuerza como puede ser el propio peso de los cuerpos. Se deduce fácilmente que reducir el desgaste entre dos piezas de un equipo provoca un aumento en la vida útil del mismo. Igual que en el caso anterior, el desgaste también es una respuesta integral del sistema y no una propiedad del material.

1.2.3. Lubricación

La lubricación consiste en la introducción de una capa intermedia de un material ajeno entre las superficies en movimiento, lo que provoca una separación entre ellas de tal manera que no se produce daño. Para conseguir esto se intenta que haya una película de lubricante de espesor suficiente para evitar el desgaste. Esto es debido a que, generalmente, el deslizamiento entre superficies sólidas se caracteriza por un coeficiente de fricción alto y un gran desgaste.

El término lubricante es muy general, ya que puede estar en cualquier estado: líquido, sólido, gas e incluso semisólido. En la mayoría de los casos se utiliza aceite mineral como lubricante.

2. EXPLICACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS

2.1. Máquina

El banco de ensayos consta principalmente de dos estructuras, la estructura principal y la secundaria. En la estructura principal se localizan prácticamente todos los elementos de la máquina que se explicarán a continuación, mientras que en la estructura secundaria, que es abatible por dos puntos de apoyo situados en la estructura principal, se localiza uno de los dos actuadores con los que cuenta el banco de ensayos, cilindro 2.



Fig. 6. Imagen completa del banco de ensayos.

La estructura principal está formada por diferentes perfiles de aluminio comprados a la empresa *MK Technology Group* [5]. Localizamos en la estructura dos bases con diferentes orificios previamente calculados, ya que es donde irán montados todos los elementos que componen la máquina.

En la primera de las bases, únicamente se encuentra el otro actuador o cilindro 1, el cual está fijo a la estructura mediante dos soportes laterales que se ensamblan a la base. El conjunto que compone cada uno de los cilindros está formado por cuatro partes claramente diferenciadas. La primera de ellas es el conjunto motor – caja de cambios, que genera el movimiento del conjunto. La segunda parte es el propio cilindro comprado a la empresa *Thomson*. La tercera es una célula de carga, la cual se explicará en el apartado siguiente, y la última de todas es la garra o mordaza. En estas se amarra la probeta durante el ensayo, que gracias a la presión ejercida por un tornillo pasante, hace que una placa superior presione la probeta.

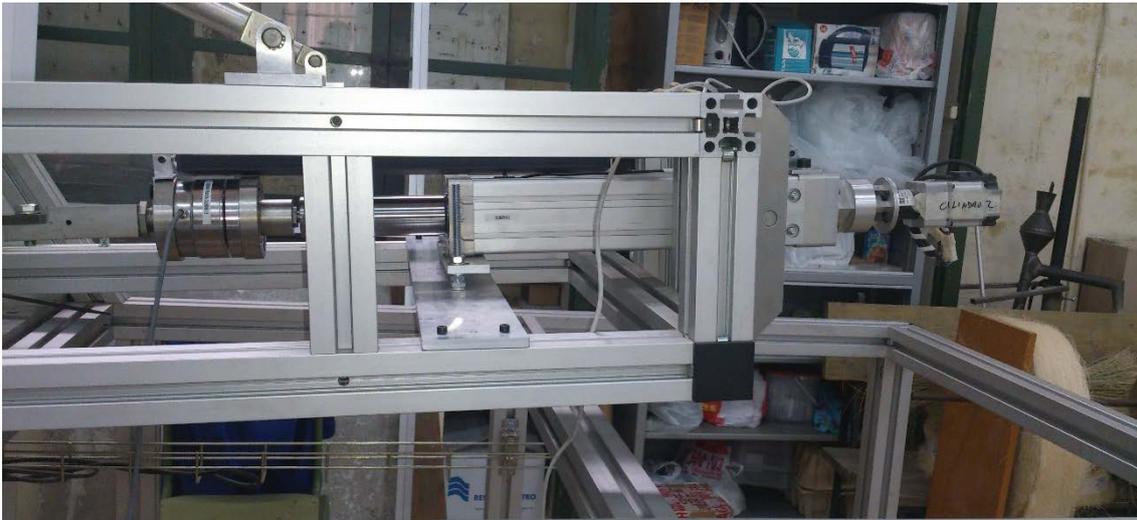


Fig. 7. Imagen del cilindro con las cuatro partes que lo componen.

Según el montaje del actuador, este permite el giro alrededor de un eje horizontal, motivo por el cual se dispone de un pequeño apoyo que fija el actuador para que no tenga ningún grado de libertad. De esta manera el único movimiento del cilindro es el avance y el retroceso de este.



Fig. 8. Imagen del cilindro 1 con su apoyo trasero.

Ensamblados a la otra base encontramos los apoyos comentados sobre los que la estructura secundaria se abate. Estos están compuestos de dos piezas diferentes: una base rectangular, mediante la cual está ensamblada a la base de la estructura, y el soporte del eje de giro.

En esta base también ubicamos un cilindro de acero o pin, parte esencial del banco para la determinación del coeficiente de fricción, ya que la probeta debe hacer fricción con este. Cuando la estructura secundaria se eleva, y por lo tanto los cilindros se desalinean, la probeta se dobla abrazando al cilindro por su parte inferior.

El pin nombrado se sujeta mediante dos soportes a la estructura, uno de los cuales será nombrado a lo largo del trabajo, ya que es causa de una parte del rediseño. El pin no es fijo, por lo que está ensamblado a un eje. Este eje tiene un apoyo en su extremo, el cual absorbe las fuerzas generadas cuando se realiza un ensayo. Este apoyo está unido a uno de los soportes del pin mediante unos tornillos y una tuerca KM.



Fig. 9. Imagen del pin con el soporte.

Para generar el giro del pin en cualquiera de los dos sentidos, el eje tiene una polea en su extremo trasero, que gracias a una correa dentada, se transmite el giro de un motor. Este motor está fijo a un soporte que permite cierto movimiento, con el fin de poder tensar o destensar la correa cuando se desee.

Por último, en la parte superior, se encuentra un husillo que, mediante un mecanismo de tornillo sin fin, eleva la estructura secundaria gracias a dos barras unidas a esta mediante dos apoyos articulados.

Tanto la velocidad de los cilindros como la velocidad y dirección del pin se controlan mediante el programa de automatización del banco de ensayos. Generalmente en nuestros ensayos los dos cilindros se desplazarán hacia la derecha (el cilindro 2 con una velocidad muy superior a la del cilindro 1) y el pin estará estático.

2.2. Sensores

Con el fin de controlar todos los parámetros posibles se han colocado diferentes sensores, los cuales se desarrollarán a continuación.

Cada uno de los cilindros dispone de dos sensores. El primero de ellos es una célula de carga, la cual mide en todo momento la fuerza que se está ejerciendo, tanto de tracción como de compresión. Gracias a esta célula de carga se puede saber con qué fuerza se está deformando el material y cuál es la fuerza máxima que ha soportado este antes de la rotura. Estos sensores pueden medir fuerzas de hasta 100 kN.

El segundo sensor de los cilindros es una regleta linear, la cual permite conocer el desplazamiento de cada uno de los cilindros. Esta se une al cilindro mediante dos pequeños apoyos, uno en la parte trasera del cilindro y otro en la célula de carga.

Operando con las medidas tomadas de estas dos regletas, se puede saber la deformación total de la probeta en el momento justo en el que se produce la rotura del material, en caso de tenerla. Como el recorrido del cilindro es menor que el total de la regleta lineal (350 mm), esta no llegará a trabajar en su extremo y no podrá romperse por sobreestiramiento.

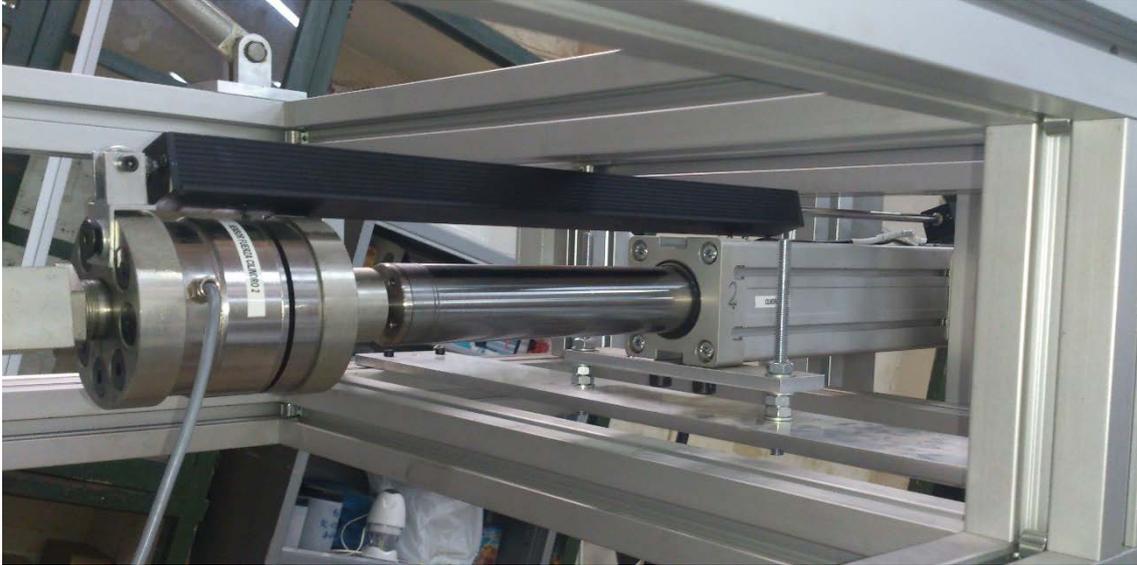


Fig. 10. Conjunto actuador: célula de carga, regleta y cilindro.

La principal función de la máquina es la de determinar el coeficiente de fricción de aceros, por lo que la deformación que se obtiene de las regletas lineales no es el parámetro principal que se desea conocer, ya que se tiene en cuenta la deformación a lo largo de toda la probeta y no la deformación de la zona en contacto con el pin. Con el fin de conocer la deformación de esta zona se dispone de dos encoders rotativos. Estos sensores registran el ángulo girado gracias a unas ruedas acopladas en los extremos que estarán en contacto con la probeta cerca del pin. Conociendo el diámetro de la rueda acoplada y con la diferencia de ángulo entre los dos encoders, se puede saber la deformación en la zona de contacto con el pin, ya que se coloca uno de ellos antes y el otro a continuación de este.

Para la realización de ensayos con temperaturas elevadas, se fabricó una camisa de refrigeración para los encoders. Como el eje del sensor es demasiado corto, se fabricó un eje del mismo diámetro y se compró un acoplamiento de un material polimérico. De esta forma, si la rueda acoplada recibe algún golpe o fuerza no deseada, sea el acoplamiento el que absorba las fuerzas y rompa para que no se dañe el sensor.



Fig. 11. Soporte del pin junto con los encóders antiguos.

3. PROBLEMAS DE DISEÑO

El banco de ensayos tiene diferentes problemas de diseño que se intentarán solucionar a lo largo de todo el trabajo con el diseño y fabricación de nuevas piezas, tal y como se ha comentado anteriormente.

Uno de los principales problemas de diseño se encuentra en el soporte de los encóders rotativos. Cuando se tiene un ángulo de inclinación determinado, la probeta rodea el pin por su parte inferior, y se desea conocer la deformación entre los dos puntos límite de entrada y de salida de la probeta con el pin. El punto de entrada no varía dependiendo del ángulo de inclinación, porque el cilindro 1 no tiene capacidad de movimiento, mientras que el punto límite de salida sí que varía, ya que cuando se disponga de un ángulo de 45° , la probeta tendrá menos superficie en contacto con el pin que cuando la inclinación sea de 90° , donde el punto comentado anteriormente estará en la línea horizontal que pasa por el centro del pin.

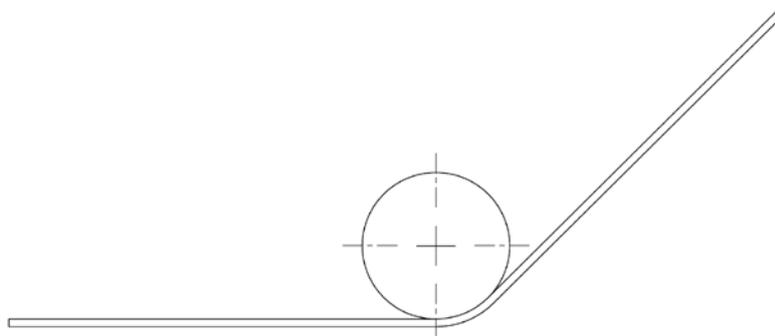


Fig. 12. Área de contacto entre el pin y la probeta a 45° .

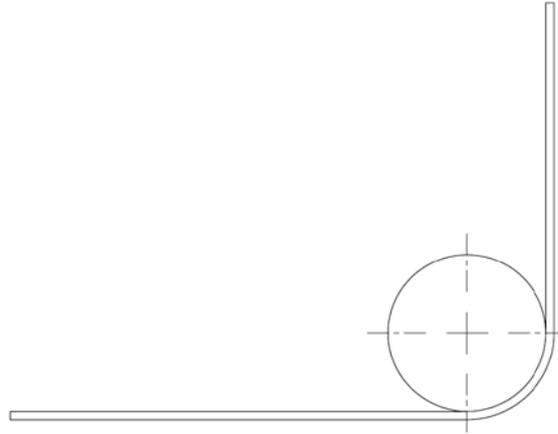


Fig. 13. Área de contacto entre el pin y la probeta a 90°.

El problema que se encuentra en el banco de ensayos es que el soporte de los encóders tiene una capacidad de movimiento muy restringida, por lo que el encóder derecho no varía a penas su posición dependiendo del ángulo de inclinación. De esta manera, o no se abarca toda la superficie que está en contacto con el pin, o en los casos de poca inclinación se estará teniendo en cuenta deformación de la probeta que no está en contacto con el pin, y por lo tanto, no interesa para el cálculo del coeficiente de fricción.

Además, el soporte se mueve aflojando unos tornillos que lo fijan en la posición deseada. Esto tiene varios fallos: uno de ellos es que hay que apretar y aflojar tornillos cada vez que se realice un ensayo, pues la probeta no podría salir sin soltar los encóders. Otro fallo es que la posición se ajusta con la mano, lo que provoca una gran pérdida de tiempo posicionando el sensor en la posición deseada. Además, el propio encóder tiene un peso muy reducido, pero la camisa de refrigeración aumenta demasiado el peso total, motivo por el cual es más costoso posicionar el sensor correctamente. Por último, la presión se genera por la posición que tenga el sensor una vez colocado y apretado, por lo que en cada ensayo la presión que se ejercerá contra la probeta será diferente.

Asimismo, la rueda acoplada a los extremos de los encóders es demasiado grande (diámetro de 55 mm), lo que provoca que se pierda precisión de medida, ya que una rueda de radio más pequeño genera un mayor giro para un mismo desplazamiento lineal, por lo tanto, siguiendo el mismo razonamiento, el sensor es capaz de detectar desplazamientos lineales más pequeños. La medida de 55 mm de diámetro se debe a que las camisas de refrigeración tienen el mismo diámetro. Al mismo tiempo, el eje del pin tiene un apoyo en su extremo, tal y como se ha comentado en la explicación de la máquina. Este apoyo tiene unas dimensiones que evitan que se pueda acoplar a los encóders una rueda de diámetro muy reducido, debido a que esta no apoyaría en la probeta a ensayar tropezando antes el eje con el apoyo.

El apoyo del pin se puede observar con claridad en la imagen número 9.

Otro problema se encuentra en las probetas necesarias para realizar los ensayos. El material de ensayo se recibe en láminas rectangulares, a las cuales se les tiene que hacer los rebajes laterales correspondiente para darle la forma de una probeta normalizada y que se localice la deformación y la rotura en el centro de la probeta y no

en los extremos, debido a su reducido ancho. Este rebaje se realiza con una prensa que tiene la universidad en uno de sus talleres, en la cual se coloca una matriz adecuada para dicho corte.



Fig. 14. Probetas antiguas con medidas de 800 x 50 mm.

Al disponer de láminas de 800 mm de longitud, que es el largo que debe tener la probeta, no se puede garantizar que el ancho de la zona a ensayar sea constante, pues la longitud de esta zona es de 650 mm aproximadamente y con una longitud tan grande dicha zona pierde rigidez y se dobla el material antes de que la prensa llegue a cortarlo.

Rediseñando el banco de ensayos para colocar probetas de 400 mm de longitud, se conseguirá garantizar un ancho constante de probeta con un error de una décima de milímetro. Debido a que el material enviado por la empresa *General Motors* es limitado, conseguir ensayar probetas de 400 mm de longitud ayudaría a disponer del doble de material del que se dispone actualmente, ya que las láminas actuales se cortarían por la mitad.

Además, con el ancho actual de las probetas que es de 50 mm, cuando el extremo de la probeta se acerca al pin, roza con el soporte de este, provocando que la distancia que se puede recorrer mediante el ensayo esté limitada. Reduciendo el ancho de la probeta se conseguiría ganar aproximadamente 65 mm de recorrido a cada lado del pin, favoreciendo el poder acoplar probetas con las longitudes comentadas. De igual manera que en el caso anterior con la longitud de las probetas, si se consiguiese un rediseño óptimo para ensayar probetas de 25 mm de ancho, se podría tener el doble de material disponible.

Consiguiendo acoplar probetas de 400 x 25 mm se multiplicaría por cuatro el material disponible, teniendo entonces material suficiente para poder hacer réplicas de los diseños de experimentos y conseguir así resultados coherentes de donde poder obtener conclusiones.

El mismo caso que el anterior sucede con las mordazas, que tienen el mismo ancho que las probetas (50 mm). Además, las mordazas están ligeramente desalineadas entre ellas, ya que en una máquina tan grande es difícil conseguir una linealidad muy precisa entre dos cilindros alejados. Esto conlleva que la probeta no está completamente perpendicular a la superficie del pin con el que está en contacto.

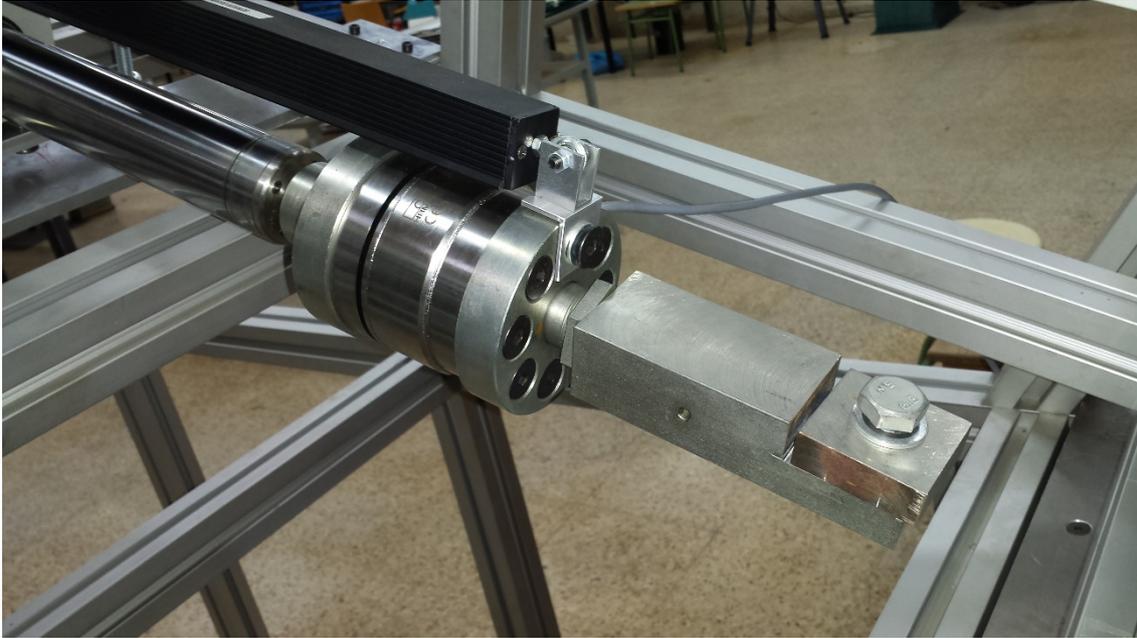


Fig. 15. Garras antiguas con un ancho de 50 mm.

4. DISEÑO DE NUEVAS PIEZAS

4.1. Objetivos de las nuevas piezas a diseñar

Para el nuevo diseño del soporte de los encóders se deben cumplir unas condiciones iniciales, algunas de las cuales ya se han comentado anteriormente.

La condición principal y más importante es que el ángulo de contacto del encóder derecho con el pin variase dependiendo del ángulo de inclinación que tuviese el cilindro derecho, así se tendría cubierta la zona en contacto con el pin en cada momento.

Para evitar montar y desmontar los encóders cada vez que se tiene que poner y quitar una probeta, estos deben tener la capacidad de desplazarse. Al tener que moverse, deben ejercer presión contra la probeta a ensayar, con el fin de que la probeta no deslizase en ningún momento con la rueda del sensor y este girase. Si en cualquier momento alguna de las ruedas de los encóders desliza sobre la probeta, los resultados obtenidos no serían del todo válidos y se debería repetir el ensayo en cuestión.

Otro objetivo es reducir en lo posible el radio de las ruedas de los encóders, ya que cómo se ha comentado anteriormente, se aumentaría la precisión de medida y con ángulos de inclinación pequeños se podría ajustar al área en contacto con el pin. Un problema importante es que los propios sensores tienen un diámetro de 50 mm, y con un diámetro de rueda menor al que se tienen (55 mm), seguirían sin poder estar a una distancia menor a 50 mm entre centros.

El problema de las dimensiones de las garras y de las probetas, se intentará solucionar mediante el diseño de unas nuevas garras. Los objetivos que deben cumplir estas nuevas piezas son unas dimensiones reducidas que no tropiecen con el soporte del pin con el fin de ganar recorrido, y un diseño con moleteado, ya que las garras que

se disponen actualmente son completamente lisas y se sujetan las probetas por la presión y por el tornillo que atraviesa la probeta. De esta manera la probeta quedaría mejor amarrada a las nuevas garras.

4.2. Soporte de los encóders

Gracias a los planos de todas las piezas ya montadas en el banco de ensayos y a las medidas de los perfiles que forman las estructuras, se consiguieron crear todas las piezas importantes para el rediseño y ensamblarlas acorde con la realidad mediante el programa *SolidWorks*, del cual tiene licencias gratuitas para estudiantes esta universidad. Los perfiles de la estructura se descargaron de la página web del fabricante como pieza de *SolidWorks* [5]. Toda la información de las piezas fue suministrada por el profesor tutor y otros profesores que han ayudado a la realización del trabajo.

Una vez creadas las piezas y ensambladas en el programa, se estudió cómo colocar los encóders para que cumpliesen todos los objetivos nombrados anteriormente. Como los soportes deben tener que retirarse sin esfuerzo, se pensó que un mecanismo de clic o resortes sería la manera más sencilla de ejercer la presión necesaria cuando se está realizando el ensayo, pero a la vez rápida de quitar y poner después de cada ensayo.

Los dos principales problemas que hubo fueron el mecanismo comentado para ejercer presión y el soporte del encóder derecho, ya que es el sensor que debe cambiar de posición con la inclinación de la estructura secundaria.

Después de observar en el banco de ensayos y tomar diferentes medidas, se llegó a la conclusión de que el eje del pin y el eje de basculación de la estructura secundaria estaban prácticamente alineados. De este modo, si se colocase el soporte de dicho sensor en la estructura abatible, tendría la misma inclinación que esta y giraría alrededor del propio pin. Esta explicación quedará clara con las imágenes siguientes (Fig. 16, Fig. 17 y Fig. 18):

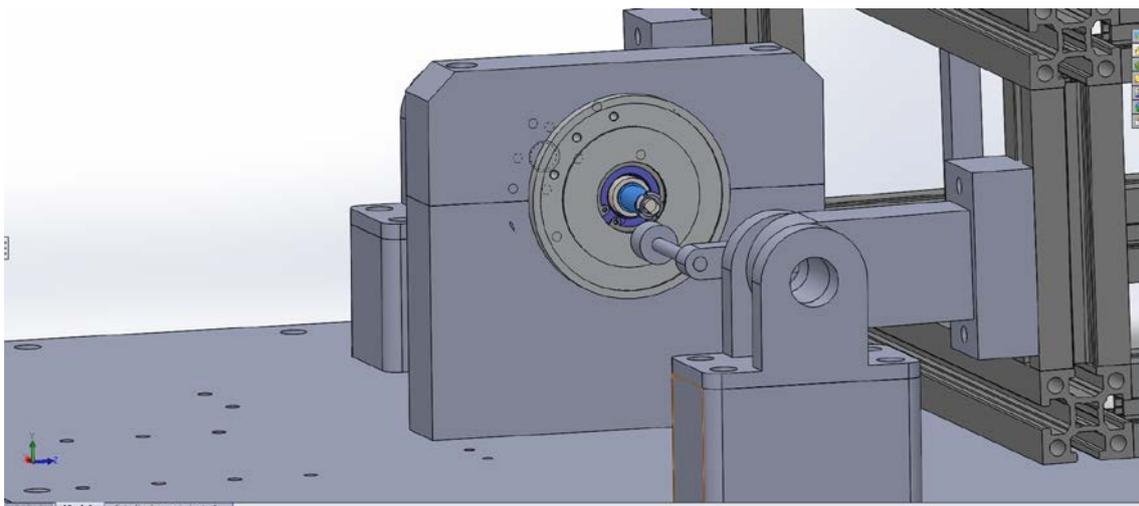


Fig. 16. Posición de la rueda del encóder con una inclinación de 0°.

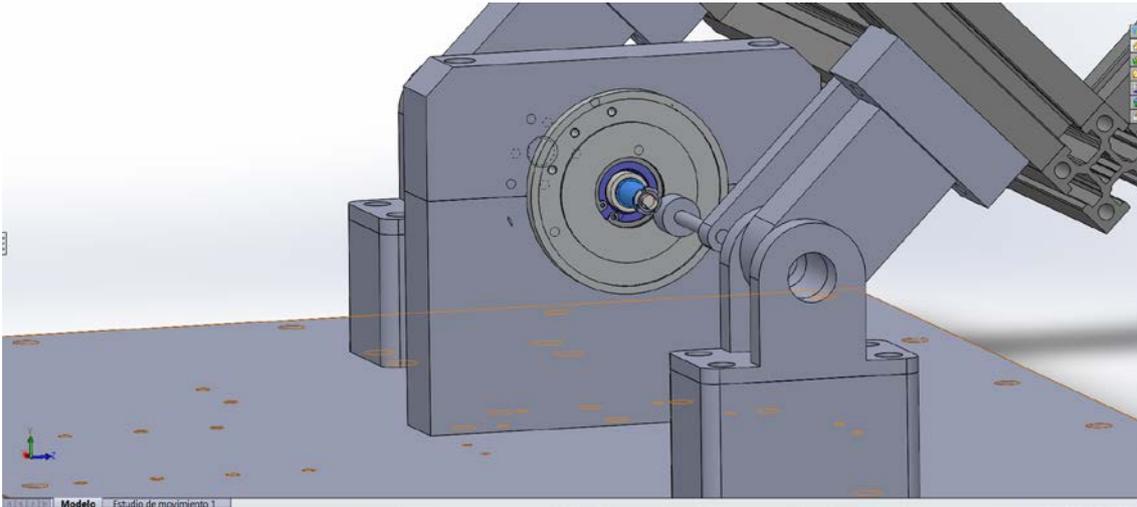


Fig. 17. Posición de la rueda del encóder con una inclinación de 45°.

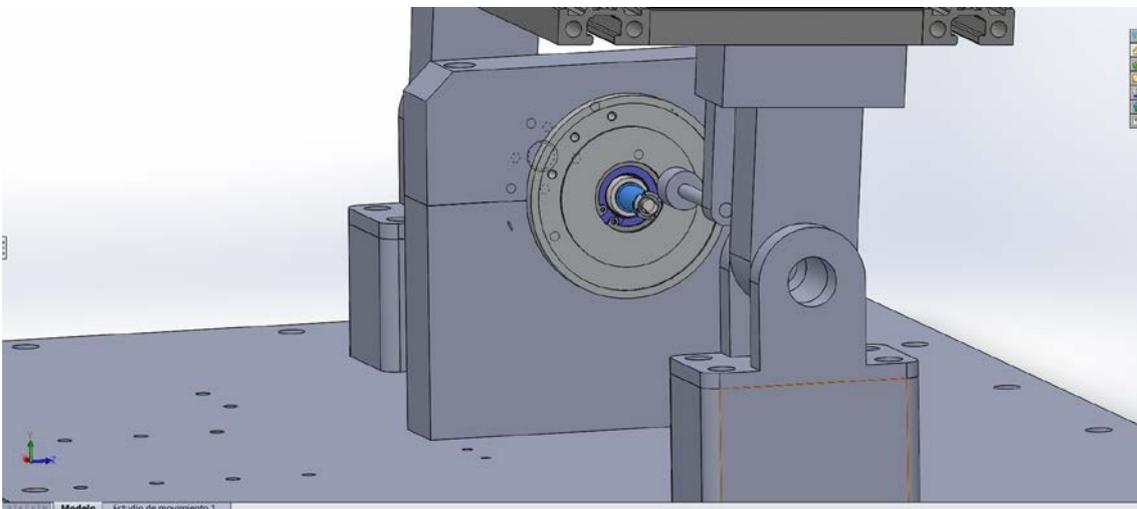


Fig. 18. Posición de la rueda del encóder con una inclinación de 90°.

De esta manera no es necesario preocuparse de posicionar el eje en el lugar deseado cada vez que se tenga que realizar un ensayo, ya que al estar prácticamente alineados los dos ejes, la distancia se mantiene en todo momento.

Gracias a esta observación, el mayor problema para colocar los sensores estaría prácticamente resuelto, a falta de diseñar las piezas de los soportes.

En primer lugar se pensó en dos barras unidas tal y como se observa en la imagen siguiente (Fig. 19). Una de ellas sería la unión a la estructura abatible, mientras que la función de la otra barra sería acercar el encóder a la posición deseada, ya que entre la estructura y el pin existe una distancia de 160 mm aproximadamente.

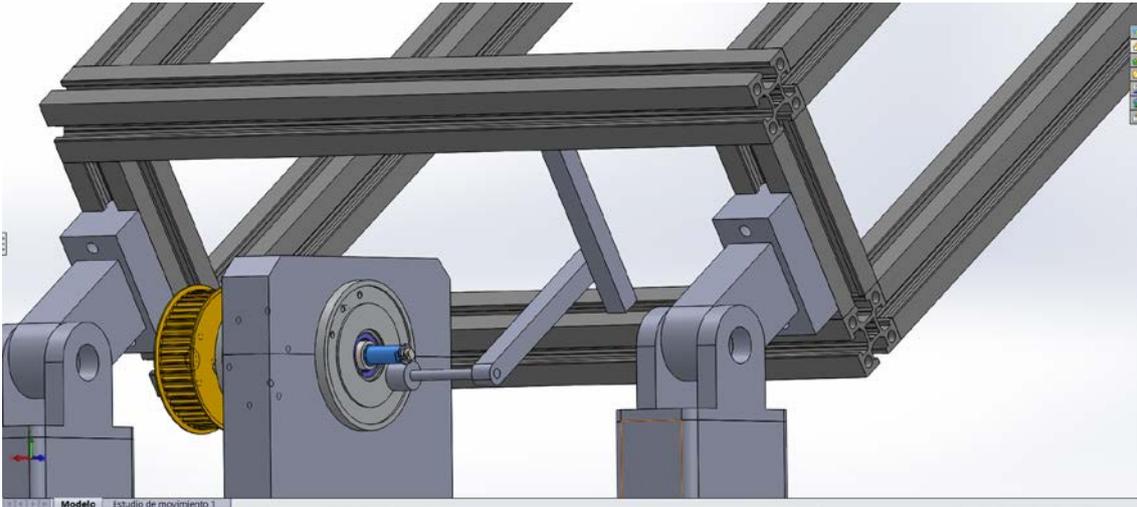


Fig. 19. Boceto inicial del soporte del encóder derecho.

Partiendo del concepto comentado se fue perfeccionando el diseño para optimizar el coste lo máximo posible, evitando errores y creando una interrelación entre lo presente y las nuevas piezas.

Debido a que la estructura está formada de perfiles comprados a la empresa nombrada al principio del trabajo, se concluyó que las barras del soporte serían perfiles del mismo tipo que los que forman la estructura del banco de ensayos. Los perfiles de la estructura tienen una longitud de sección de 60 mm pero debido a que la fuerza que tiene que soportar el soporte es mínima, pues el peso del encóder es aproximadamente 400 g y la fuerza a soportar es la necesaria para que la rueda no patine con la probeta, se han elegido perfiles con una sección de 25 x 25 mm que es el menor de los que dispone la empresa suministradora.

Tanto los perfiles comprados como todas las piezas fabricadas a medida son de aluminio ya que no deben soportar grandes esfuerzos, pues son el apoyo de unos sensores con mucha sensibilidad. Este material supone un ahorro en el coste en la comparación de fabricar las piezas con acero.

4.2.1. Soporte encóder derecho

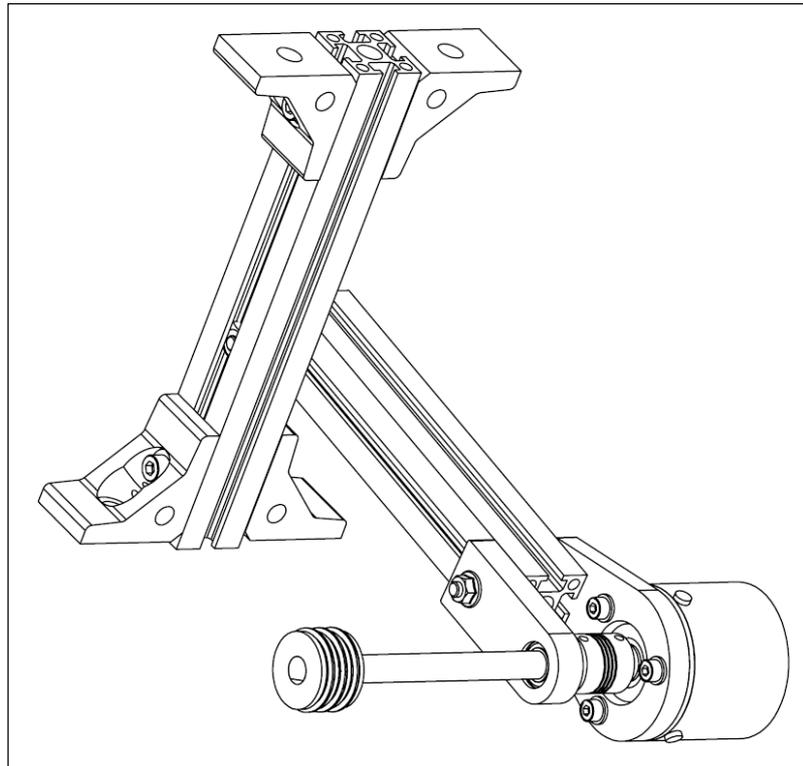


Fig. 20. Ensamblaje completo del soporte del encóder derecho.

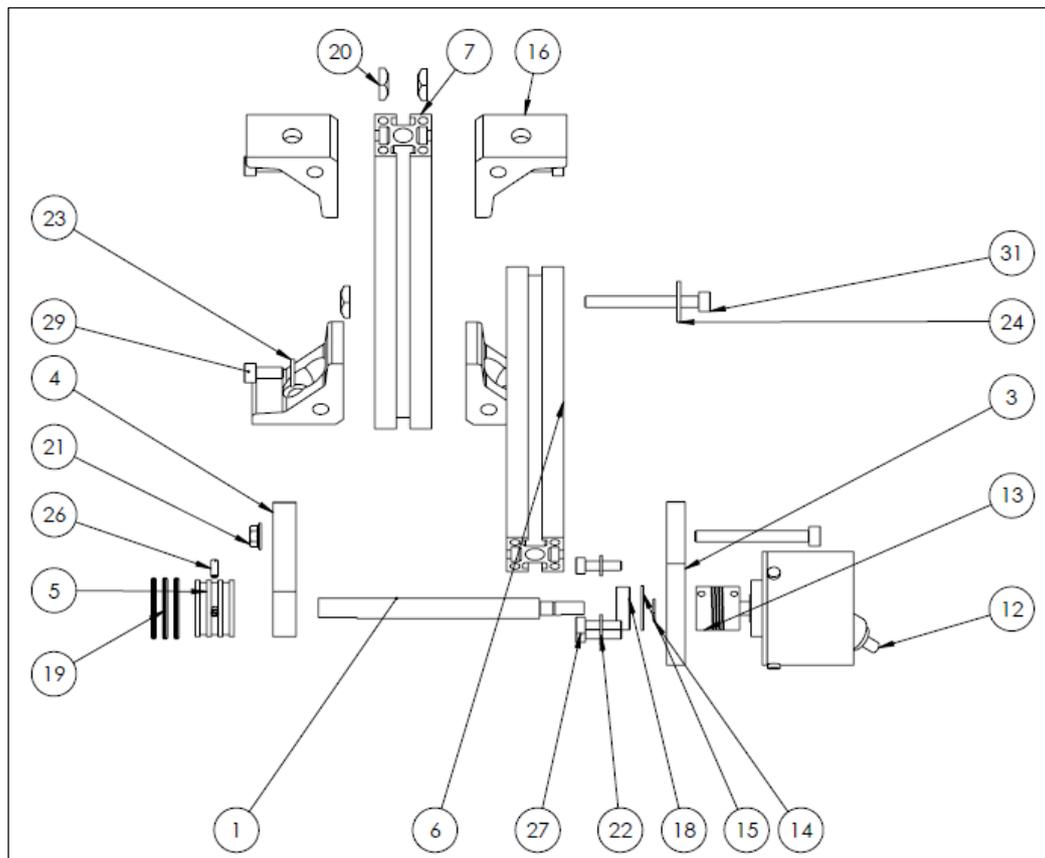


Fig. 21. Vista explosionada del montaje del encóder derecho.

En la imagen 20 se observa el montaje del soporte del encóder derecho, mientras que la imagen 21 muestra la vista explosionada del mismo, que se explicará a continuación.

El perfil número 7 de la vista explosionada se une a la estructura secundaria del banco de ensayos mediante las escuadras, las cuales son propias de la empresa *MK Technology Group* para la unión de perfiles. Los tornillos que sujetan las escuadras tienen un largo de 12 mm, debido a que una longitud mayor haría que estos tocasen con el perfil y no sujetasen la escuadra, pues las tuercas se sitúan en las ranuras de los perfiles, ya que son propias también de la empresa suministradora.

Tal y como se observa en los planos anexos, en los dos perfiles se han diseñado dos agujeros pasantes por los cuales se introduce el tornillo número 31 que sirve como punto de articulación de los dos perfiles. Gracias a este punto de articulación es posible retirar el encóder, sin esfuerzo ni pérdida innecesaria de tiempo, de su lugar de funcionamiento durante un ensayo cada vez que se tenga que poner o quitar la probeta a ensayar.

La pieza número 3 es el amarre del encóder (12) que lo sujeta mediante tres tornillos introducidos en tres orificios roscados que tiene el propio sensor (27) y el apoyo número 4 tiene la función de evitar que pueda flexionar el eje. El interior del apoyo está diseñado de acuerdo a la ficha del fabricante del rodamiento de bolas (18) que se encuentra en su interior, teniendo las paredes lo suficientemente grandes para que el rodamiento no pueda desplazarse longitudinalmente pero pueda girar sin esfuerzo, el acabado superficial recomendado por el fabricante y las ranuras correspondientes para introducir dos anillos seeger (14 y 15), uno interior y otro exterior, que evitan que se pueda desplazar longitudinalmente. El diámetro interior del apoyo viene definido por el diámetro exterior del rodamiento y no por diseño propio, debido a que inicialmente se elige el rodamiento a utilizar conociendo el diámetro interior que debe tener este.

En el extremo del eje (1), se encuentra la rueda (5) que estará en contacto con la probeta. Esta se une al eje mediante dos agujeros roscados donde se introducirán dos tornillos sin cabeza (26). Esta rueda tiene tres ranuras perimetrales donde se insertarán las correspondientes juntas tóricas (19), que serán las que realmente estén en contacto con la probeta, ya que el coeficiente de fricción es mayor entre goma y acero que entre aluminio y acero. Estas ranuras tienen unas dimensiones de 3 mm de ancho y 1 mm de profundidad, con el fin de insertar unas juntas tóricas de diámetro interior de 23 mm y una sección circular de 2 mm de diámetro. Estas juntas se cambiarán finalmente por otro modelo debido a ciertos problemas observados durante las primeras pruebas. Este caso se comentará más adelante en el apartado de experimentación y resultados.

Una vez diseñado el sensor derecho, y con la misma idea de una estructura abatible a partir de un punto, se diseñó el soporte del encóder izquierdo. Este no necesita moverse más que para montar y desmontar las probetas, por lo que su apoyo a la estructura principal será la propia base de la estructura, donde se encuentra el pin y demás elementos. Esta base presenta unos orificios roscados donde estaban los soportes antiguos y otros que en su momento se mecanizaron con vistas a ser aprovechados por nuevas piezas para mejorar los ensayos realizados en el banco. Algunos de estos orificios se aprovecharán para diferentes funciones con el montaje de los nuevos encóders.

4.2.2. Soporte encóder izquierdo

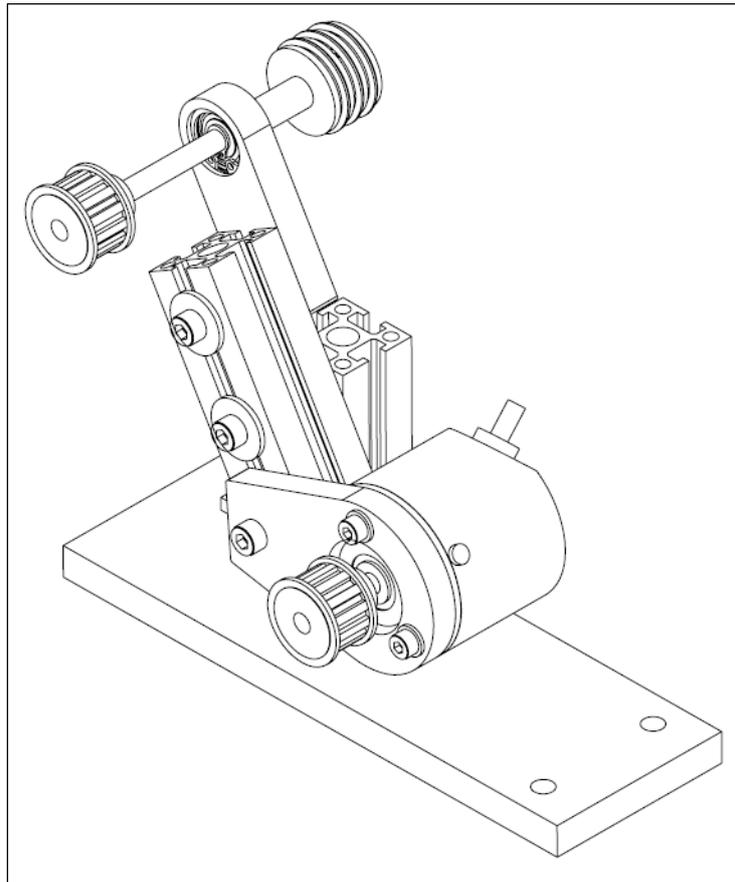


Fig. 22. Ensamblaje completo del soporte del encóder izquierdo.

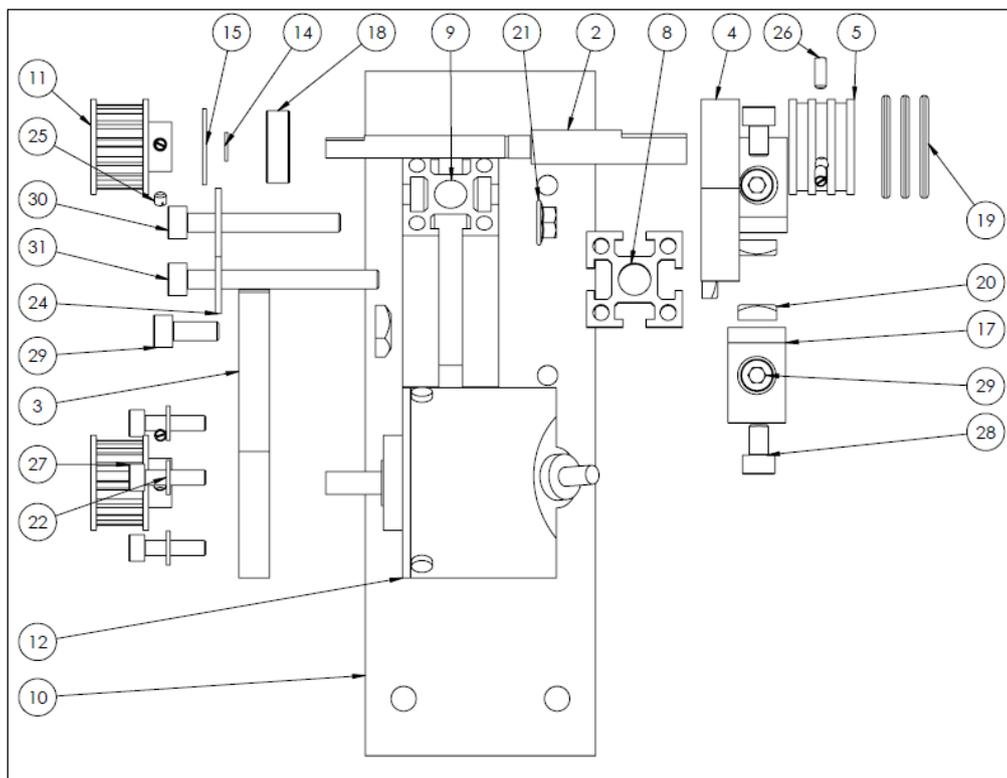


Fig. 23. Vista explosionada del montaje del encóder izquierdo.

La base del soporte (10) será la unión entre el soporte del encóder y el banco de ensayos. Para ensamblarlos se hace uso de dos tornillos que se introducen por los agujeros pasantes de los extremos y se roscan a dos agujeros del banco de ensayos. Los dos agujeros roscados de la base servirán para unir mediante escuadras (17) el perfil vertical (9). De la misma manera que en el soporte del encóder derecho, los dos perfiles se unirán mediante un orificio pasante por donde se introduce un tornillo (31) que sirve de punto de articulación.

Tanto el apoyo (4) como el amarre del encóder (3) son iguales a los del soporte comentado con anterioridad, solo que en este caso el amarre se encuentra en la parte inferior del perfil y el apoyo en la parte superior. Esta es la principal diferencia entre los dos soportes, ya que se ha diseñado de esta manera para que los dos encóders no se toquen entre sí y se pueda tener las ruedas a una distancia menor a 50 mm entre centros. Fabricando de esta manera el soporte, se hace uso de una correa y dos poleas dentadas para transmitir el giro entre la rueda y el sensor. Esta correa no aparece en los planos, ya que en el programa SolidWorks es posible introducir un mecanismo de poleas con correa pero no se crea gráficamente.

Todos los elementos se han elegido y se han comprado de la página web de la empresa *RS* [7], que fue recomendada por uno de los profesores que ha ayudado durante todo el trabajo. La correa y poleas elegidas vienen determinadas por diversos factores que se explicarán a continuación.

Las poleas tienen diferentes medidas a tener en cuenta a la hora de seleccionar el tamaño deseado para cada caso. Entre ellas se encuentra el diámetro del acoplamiento, el diámetro del calibre, el espaciado, el número de dientes de la polea y la anchura de la correa a adaptar. Estos tres últimos servirán para determinar la correa necesaria para las poleas elegidas. El diámetro de acoplamiento corresponde al diámetro exterior del saliente donde va ensamblado el eje y el diámetro del calibre es el diámetro interior del agujero pasante que tiene la polea.

El tamaño de las poleas se ha elegido a partir de los diferentes modelos disponibles en la página web nombrada. Se ha limitado la búsqueda a poleas con un espaciado de 5 mm entre dientes y una anchura de correa de 10 mm, lo que reducía notablemente el número de poleas disponibles. Sabiendo que nuestro diámetro exterior de eje es de 6 mm se limita la elección a las tres con menor número de dientes, que son las que no tienen calibre. Esto es debido a que los siguientes modelos tienen un diámetro del calibre de 6 mm, el cual no está perfectamente acabado y necesita un posterior mecanizado que aumentaría el diámetro. Por lo tanto, un diámetro de eje de 6 mm no puede ir ensamblado con una polea de este calibre.

Limitando la elección a tres modelos, se ha seleccionado como óptima la polea con mayor número de dientes, y por lo tanto mayor diámetro de acoplamiento (13 mm). Esta elección se debe a que estas poleas no tienen calibre interno y se debe mecanizar un orificio pasante de 6 mm de diámetro, lo que reduciría el espesor del acoplamiento a 3,5 mm. De esta manera, un tornillo de paso 0,5 y longitud 3 mm tenga únicamente 6 filetes en contacto generando la presión para que la rueda gire solidaria al eje.

Una vez se han elegido las poleas, se decide la correa a utilizar dependiendo de las características de estas y la distancia entre centros. Para la elección de la correa se

debe tener en cuenta que ha de tener el mismo espaciado y el mismo ancho que las poleas elegidas, en nuestro caso 5 mm y 10 mm respectivamente, lo que reducía notablemente la búsqueda. Con la distancia entre centros medida a partir del ensamblaje en SolidWorks, que es de 110 mm, se calcula la longitud que debe tener la correa definitiva de la siguiente manera.

$$x \cdot 2 + \pi \cdot d = l$$

Donde x es la distancia entre centros de las poleas, d es el diámetro primitivo de las mismas y l es la longitud de la correa. Esto es debido a que las poleas tienen el mismo diámetro, y por lo tanto la longitud de la correa corresponde a dos veces la distancia entre centros y una vez el perímetro, la mitad en cada una de las poleas.

De esta manera, y sustituyendo los datos de nuestro caso se obtiene:

$$110 \cdot 2 + \pi \cdot 22.45 = 290.53 \text{ mm}$$

Como la posición del encóder no es fija y puede bascular, diseñado a propósito para que la correa pueda ser tensada correctamente, y observando que existe un modelo cuya longitud es de 295 mm, este será el producto óptimo para el caso que nos ocupa, pues la longitud inmediatamente inferior para la correa es de 280 mm.

Los ejes personalizados de ambos sensores, cuya función es transmitir el giro provocado por la probeta a los propios encóders, están diseñados de acuerdo a la ficha del fabricante del rodamiento que se encuentra en él. La parte con mayor diámetro tiene la medida recomendada en dicha ficha para que el rodamiento pueda girar libremente pero no pueda existir el desplazamiento axial en una dirección. La parte donde va alojado el rodamiento tiene un diámetro y un ajuste óptimo (h6) para que el rodamiento entre en su posición pero no pueda patinar cuando esté girando, y a continuación se localiza una ranura calculada a partir de las medidas del fabricante de los anillos seeger, el cual evita el desplazamiento axial total. El resto del eje tiene un diámetro ligeramente inferior al de la parte del rodamiento (una décima), que permite que el rodamiento pueda entrar a su posición sin demasiado esfuerzo. Tanto la polea como el acoplamiento que están ensamblados en esta zona están sujetos con tornillos, por lo que quedarán totalmente solidarios pues la diferencia de una décima no supone un problema para el ajuste.

Además, la rueda de los encóders se ha diseñado en una pieza diferente al eje, pensando en que si en un futuro se desea cambiar cualquier motivo no se tenga que diseñar un nuevo eje y únicamente sea retirar los tornillos y posicionar la nueva rueda en su lugar correspondiente.

Tal y como se ha comentado en el apartado anterior, los encóders deben ejercer presión contra la probeta a ensayar para que el desplazamiento de esta provoque un giro correcto de los encóders. Esta presión se ejercerá mediante unos resortes elásticos de tracción. Inicialmente se pensó realizar la presión mediante gomas elásticas, las cuales son más rápidas de poner y quitar, pero finalmente se optó por la utilización de muelles. Las gomas elásticas tienen una importante desventaja y es que se desgastan y pierden propiedades por la simple utilización de estas y por la radiación solar, lo que provoca que la fuerza ejercida sea cada vez menor. Este problema se resuelve utilizando los resortes comentados.

En el soporte del encóder derecho, los resortes se colocan en dos tornillos situados uno en cada perfil y con la fuerza del muelle desplaza el conjunto encóder-perfil hacia la posición deseada. Estos tornillos pueden desplazarse debido a que las tuercas donde van roscados están introducidas en las ranuras de los perfiles. De esta manera es posible dejar que reposen los muelles una vez terminada la jornada de trabajo sin que se tenga que retirar los muelles por completo.

En el soporte del encóder izquierdo, un extremo del resorte va colocado en un tornillo del soporte y se ha aprovechado un agujero roscado del banco para insertar otro tornillo donde estará alojado el otro extremo del muelle, ejerciendo la presión correspondiente en sentido ascendente.



Fig. 24. Muelle de tracción.

La posición de los resortes se verá con mayor claridad en las imágenes del montaje completo que se expondrán posteriormente (Fig. 28 y Fig. 29).

4.3. Rebaje del apoyo del pin

Como se ha comentado anteriormente, el eje de los encóders roza con el apoyo del pin antes de que la rueda haga contacto con la probeta, pues el apoyo es demasiado grande. La dirección de la fuerza resultante que tiene que absorber el apoyo varía entre los 90° y los 135° , 90° cuando el grado de inclinación del ensayo es de 0° y 135° cuando la inclinación de la estructura secundaria es de 90° , motivo por el cual se pensó realizar un rebaje al apoyo del pin por su parte inferior, ya que la fuerza siempre tiene sentido ascendente y, realizando el rebaje planteado, sigue cubriendo los dos extremos donde puede llegar el sentido de la fuerza. Como el banco de ensayos no está pensado para realizar pruebas con la probeta en posición horizontal, este apoyo está ligeramente girado para que la probeta tenga una salida limpia y sin tropezar con nada cuando se dispone de un ángulo recto.

El rebaje que se propuso y que se ha realizado es el mayor que se podía hacer, ya que el apoyo tiene un cojinete con un diámetro externo de 30 mm, el cual coincide con el diámetro inferior del apoyo rediseñado. De esta manera se podrá utilizar una rueda de 25 mm de diámetro sin contar el diámetro de las juntas tóricas.



Fig. 25. Apoyo del pin rebajado.

Explicados los soportes de los sensores y el rebaje realizado al apoyo del pin para que los encóders funcionen correctamente, vemos el aspecto de estos por separado y montados en el banco de ensayos.

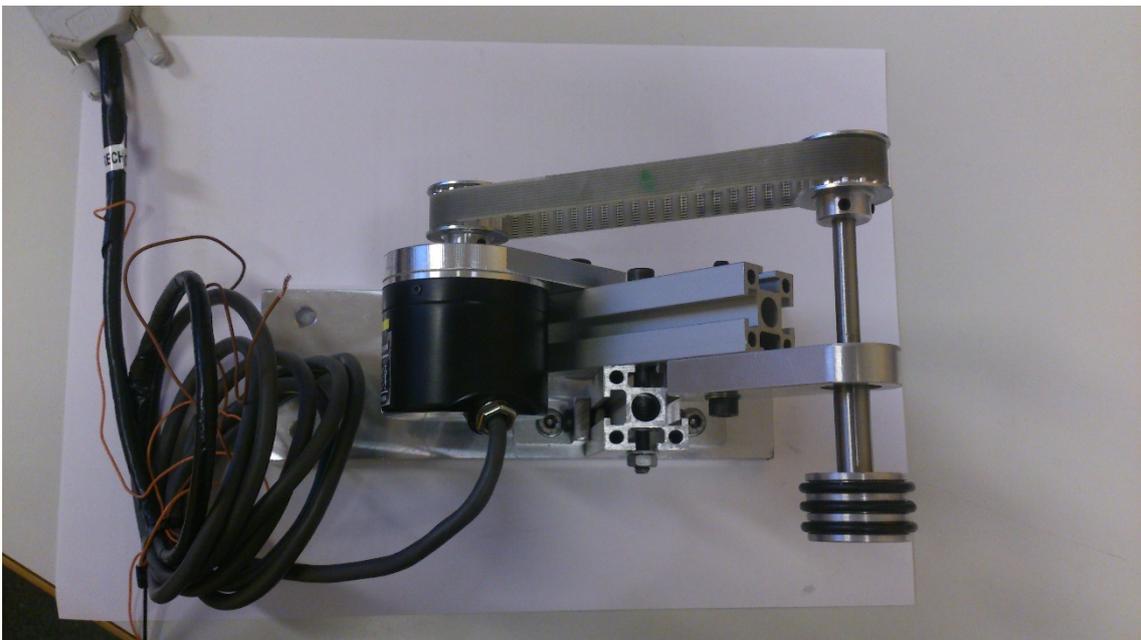


Fig. 26. Fotografía del montaje del encóder izquierdo.

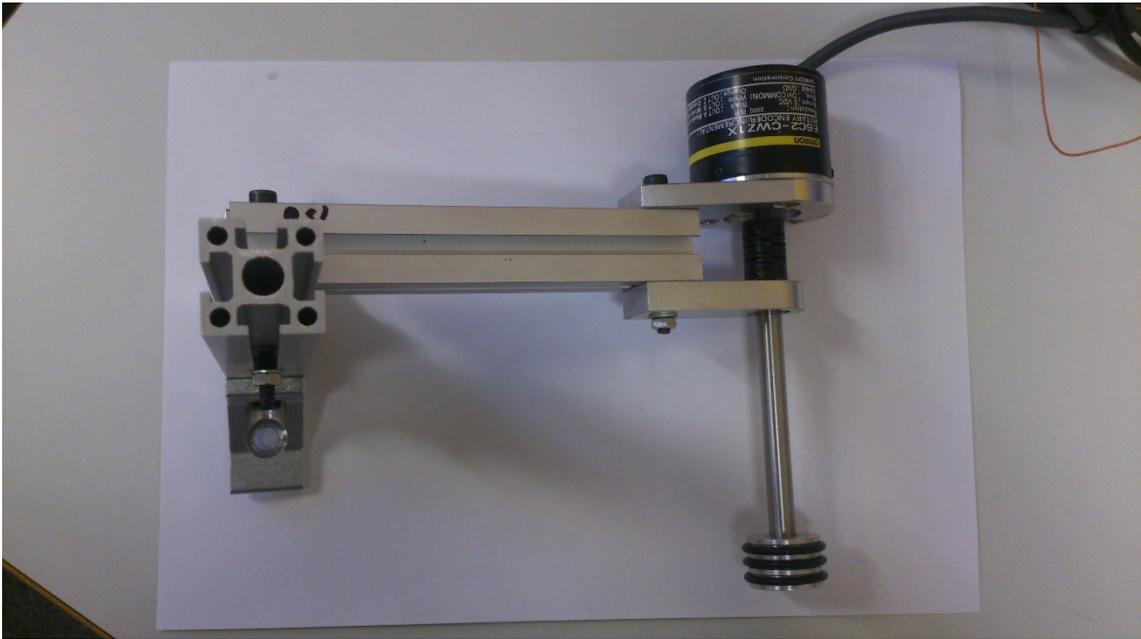


Fig. 27. Fotografía del montaje del encóder derecho.



Fig. 28. Fotografía del montaje en máquina de los encóders.



Fig. 29. Fotografía del montaje en máquina de los encóders.

4.4. Nuevas garras y probetas

Las garras antiguas tropiezan con el soporte del pin, evitando que se puedan acercar a este y perdiendo así mucho recorrido. Por este motivo se tienen que hacer probetas muy largas en las cuales no se puede garantizar un ancho de probeta constante.

Para solucionar estos problemas y, además conseguir multiplicar por cuatro el número de probetas disponibles para realizar los ensayos, se han diseñado unas nuevas garras donde se colocará el material en el ensayo. Estas garras tienen un ancho de 25 mm, que es el mismo ancho que las probetas, y un largo de 200 mm, tal y como se observa en el anexo número 19.



Fig. 30. Nueva probeta con dimensiones de 400 x 25 mm.

En la imagen siguiente (Fig. 31) se observa claramente la reducción de tamaño de las probetas, que además de las ventajas ya nombradas, nos ayuda a trabajar con probetas más manejables y fáciles de montar en el banco de ensayos.



Fig. 31. Comparación de las probetas antiguas con las actuales.

Estos elementos se han fabricado del acero de construcción F 1140, el cual es un acero utilizado para usos generales. Se ha elegido este material ya que estas garras deben amarrar la probeta y no sufrir deformaciones cuando está sometido a esfuerzos, pues los resultados no tendrían validez.

Estas nuevas garras se pondrán encima de las antiguas con lo que se ganará 165 mm de recorrido a cada lado del pin, restándole a la longitud total la distancia entre los centros de los tornillos a los extremos de la pieza, tal y como se observa en el anexo *Garra – Plancha superior*.

Con el fin de que la probeta quede totalmente perpendicular al pin, corrigiendo el defecto de alineamiento que tienen los cilindros que se ha comentado a lo largo del trabajo, los agujeros por donde se amarra la probeta y los de unión de las garras antiguas con las actuales no son totalmente circulares. Se han diseñado estos orificios con un pequeño juego de un milímetro a cada lado. De esta manera se consiguen ganar dos milímetros (un milímetro en la unión entre las dos garras y otro en la colocación de la probeta) que ayudan también a alejarse ligeramente del soporte del pin, evitando que por cualquier error estas garras puedan golpear con el soporte del pin y se dañe el husillo.

También, la garra tiene un escalón de 1 mm de alto cuyo fin es que la probeta esté en la misma posición vertical que estaría con las garras antiguas, ya que es la posición que debe tener para que abrace el pin correctamente. Asimismo, como se comentó anteriormente, el extremo de la garra donde va amarrada la probeta tiene un moleteado necesario para que la probeta no pueda deslizarse.

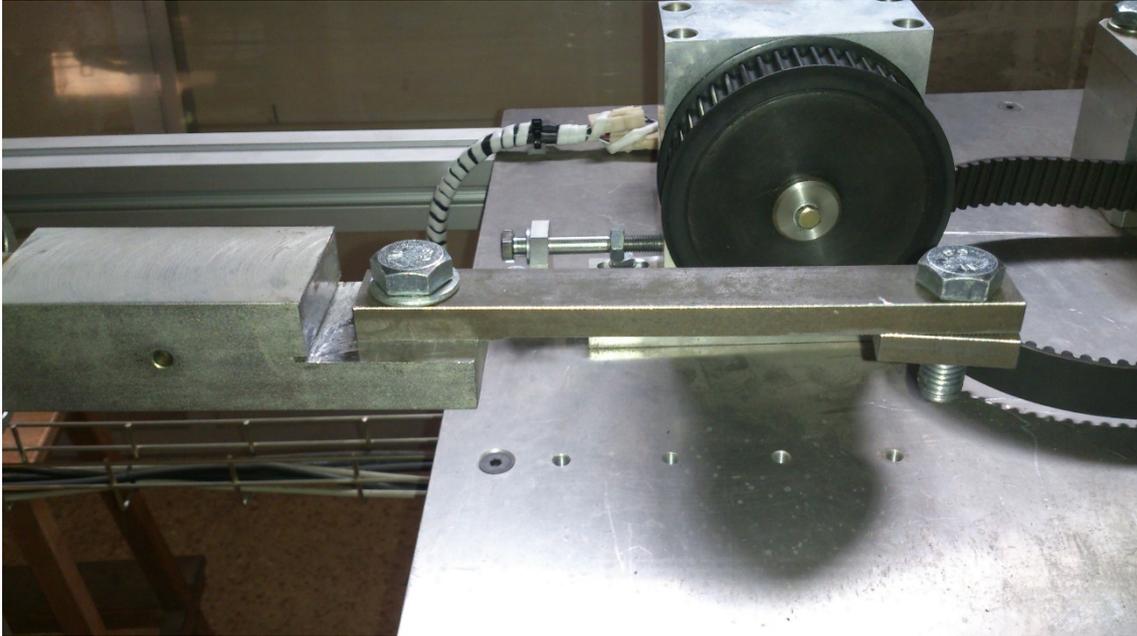


Fig. 32. Montaje de las nuevas garras.

5. EXPERIMENTACIÓN Y RESULTADOS

5.1. Verificación de las mediciones

Antes de realizar cualquier ensayo, se tuvo que verificar que todos los componentes, tanto los nuevos como los ya instalados previamente, funcionaban correctamente.

Inicialmente se verificó que las células de carga tomaban una medida fiel a la realidad. Para ello se hizo uso de varias masas de peso conocido y se colocaron en el cilindro derecho. A este se le dio una inclinación vertical y se registraron los datos. Puesto que la célula de carga debía medir la masa de la carga colocada multiplicada por el valor de la gravedad, se verificó que este sensor registraba unos valores que correspondían los calculados previamente.

A continuación se hicieron diferentes medidas avanzando y retrocediendo los cilindros y se observó cual fue la medida que registraban las regletas lineales. Comparándose con las mismas medidas tomadas con un pie de rey se verificó que las regletas lineales funcionaban correctamente.

Posteriormente, se pasó a comprobar que las velocidades que se introducían en el programa de control de la máquina durante los ensayos eran correctas. Esto se consiguió midiendo la distancia que recorrían los cilindros durante el tiempo que duraba la simulación de ensayo. Multiplicando la velocidad introducida en el programa por el tiempo que había durado el ensayo se demostraba que las velocidades también eran correctas.

Por último y el punto más importante, pues el trabajo realizado se basa en ello, se dispuso a comprobar que los encoders medían correctamente las distancias que la probeta se desplazaba. Para ello se midió inicialmente el diámetro exterior de las ruedas contando las juntas tóricas. A continuación, se colocó la probeta en las nuevas

garras y se ajustaron los muelles de los soportes de los encóders para realizar la presión correspondiente. En el programa de automatización de la máquina se introdujo una velocidad común para los dos cilindros, pues no se pretendía deformar la probeta, simplemente hacer girar los sensores.

Conociendo la velocidad a la que se desplazaban los cilindros, solo faltaba comprobar que el ángulo girado se correspondía al desplazamiento lineal de los cilindros durante el tiempo de ensayo. La relación entre el ángulo girado y el desplazamiento lineal se determina de la siguiente manera:

$$l [mm] = r \cdot \theta [mm \cdot ^\circ] \cdot \frac{2 \cdot \pi [rad]}{360 [^\circ]} = \frac{\pi \cdot d \cdot \theta}{360} [mm]$$

Donde l es el desplazamiento lineal, θ es el ángulo girado y d es el diámetro exterior de las juntas tóricas.

Como se ha comentado anteriormente, las juntas tóricas no eran las adecuadas para este tipo de utilidad, pues el ajuste no era óptimo y las ruedas patinaban. Además, el coeficiente de fricción de la goma contra el acero es ligeramente superior al de la goma contra el aluminio, concretamente 0,62 al acero frente a 0,52 contra el aluminio. Por este motivo, en caso de patinar la junta tórica, lo haría con respecto a la rueda acoplada del encóder.

Para evitar que esto pasase, se decidió cambiar las juntas tóricas que se habían seleccionado, sustituyéndolas por otras de las características siguientes: diámetro interior de 22 mm y 3 mm de diámetro de sección. De esta manera, la junta tórica no tiene prácticamente espacio para deformarse dentro de las ranuras, por lo que cualquier pequeña deformación haría que la superficie de contacto con la rueda fuese toda la base y las paredes de la ranura. Así, se aumenta la superficie en contacto con el material con el que tiene menor fricción y en caso de deslizar lo haría con respecto a la probeta.

Después de cambiar las juntas y realizar la comprobación de que los encóders giraban correctamente registrando el mismo desplazamiento que las regletas lineales, se pudo comenzar a hacer experimentos. Finalmente con las nuevas juntas tóricas, el diámetro exterior de la rueda es de 30,4 mm.

5.2. Ensayos

Antes de comenzar a hacer ensayos con el material enviado por la empresa *General Motors*, se hicieron con un acero suministrado por una empresa nacional con la cual la universidad colabora llamada *Flinsa*. Este acero es un DP600, un acero de alta dureza del cual se tiene suficiente material. Al ser los primeros ensayos que se realizaban con el nuevo montaje de los encóders, no se quiso utilizar un material tan limitado como era el suministrado por la empresa norteamericana por si se detectaban fallos en los ensayos.

5.2.1. Diseño de experimentos

Para realizar correctamente los ensayos, primero se debe tener claro cuáles van a ser nuestras variables de entrada con el fin de determinar el número de combinaciones de ensayos que se deben hacer para localizar cuáles de estas variables son más influyentes. En nuestro caso, tenemos las siguientes variables de entrada:

- Velocidad de cada uno de los cilindros
- Ángulo de inclinación
- Velocidad de giro del pin
- Sentido de giro del pin
- Uso de lubricante

Partiendo de estas variables, se decidió que el pin estaría en reposo, por lo que la velocidad y el sentido de este se descartaban para estos ensayos. La velocidad del cilindro 1 sería común para todos los ensayos y sería de 0,5 mm/s. De esta manera se quedaban tres variables de las que tendríamos tres posibles casos en cada una de ellas.

La velocidad del cilindro 2 podría ser de 5, 15 o 25 mm/s, el ángulo de inclinación variaría entre 30°, 60° y 90°, y se haría uso de dos tipos diferentes de lubricante, teniendo tres condiciones: sin lubricante, lubricante tipo 1 y lubricante tipo 2.

Los dos tipos de lubricante que se utilizaron fueron: el lubricante tipo 1 el B-75 GAL y el lubricante tipo 2 el S/30. Estos se observan en la siguiente imagen (Fig. 33):

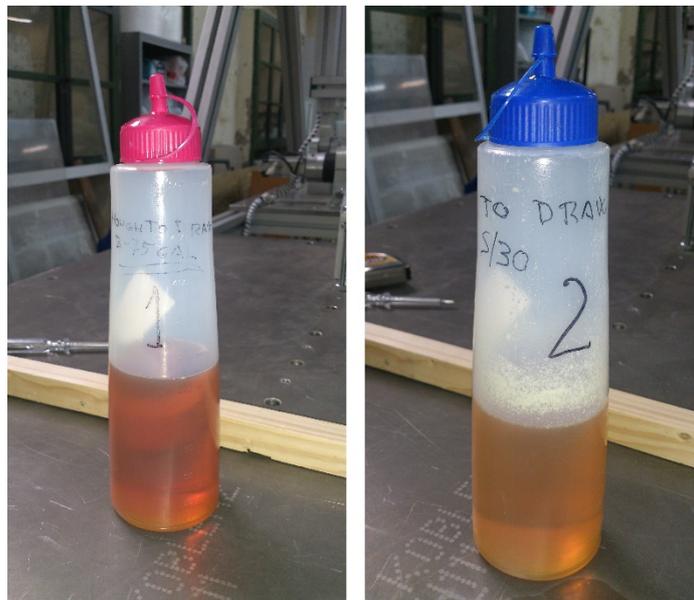


Fig. 33. Lubricantes utilizados en los ensayos.

Para determinar que ensayos se debían hacer se hizo uso de un programa específico para el diseño de experimentos llamado *Design-Expert*. En este programa se introducen las variables de entrada con cada uno de los casos de cada variable y se genera una tabla con la cantidad de ensayos que se deben realizar para comprobar si son influyentes o no cada una de las variables.

La lista de experimentos que crea el programa tiene un orden totalmente aleatorio, lo que provoca que las condiciones de un ensayo no afecten a los posteriores. Por este motivo se debe respetar el orden que genera el programa, así como realizar todos los ensayos de una manera continua sin excesivas pausas. Esto hace que las condiciones de trabajo no afecten a los resultados ya que son las mismas o parecidas para todos los ensayos, algo que podría no pasar si se realizan todos los ensayos en dos o tres días diferentes.

Introduciendo los datos comentados en el programa se obtuvo el siguiente diseño de experimentos (Fig. 34):

Std	Run	Block	Factor 1 A:Velocidad mm/s	Factor 2 B:Angulo °	Factor 3 C:Lubricante	Response 1 Desplazamie mm/s
14	1	Block 1	15	60	Si	
8	2	Block 1	5	30	No	
13	3	Block 1	15	30	Si	
16	4	Block 1	5	90	No	
3	5	Block 1	25	60	Si	
19	6	Block 1	5	60	Si	
5	7	Block 1	15	60	No	
15	8	Block 1	15	90	No	
1	9	Block 1	5	30	Si	
2	10	Block 1	25	90	No	
12	11	Block 1	5	90	Si	
10	12	Block 1	5	60	No	
11	13	Block 1	25	90	Si	
9	14	Block 1	25	60	No	
6	15	Block 1	15	90	Si	
18	16	Block 1	5	30	Si	
17	17	Block 1	25	30	Si	
4	18	Block 1	15	30	No	
7	19	Block 1	25	30	No	

Fig. 34. Diseño de experimentos obtenido mediante el programa *Design-Expert*.

Para evitar tener en cuenta posibles errores en alguno de los ensayos, se decidió realizar una réplica completa del diseño de experimentos con el mismo orden que la primera tanda, es decir, repetir todos los ensayos propuestos por el programa una segunda vez. Por lo tanto era necesario tener 38 probetas disponibles para realizar todos los ensayos.

5.2.2. Preparación de los ensayos

Para poder medir posteriormente el alargamiento y la estricción de la probeta después del ensayo, se dibujaron en cada una de las probetas 20 marcas a la distancia de un cm. Se midieron y se tabularon todas las medidas del ancho de la probeta en cada una de las marcas para poder realizar las comparaciones pertinentes.

En la siguiente imagen (Fig. 35) se puede ver la preparación de las 38 probetas numeradas, listas para realizar todos los ensayos.



Fig. 35. Preparación de las probetas antes de realizar los ensayos.

La colocación de las probetas a la hora de realizar el ensayo se mostrará en las imágenes siguientes (Fig. 36, Fig. 37 y Fig. 38).



Fig. 36. Colocación de la probeta para realizar el ensayo.



Fig. 37. Punto límite de entrada de la probeta con el pin.



Fig. 38. Punto límite de salida de la probeta con el pin.

5.2.3. Análisis de resultados

Después de realizar todos los ensayos siguiendo las condiciones expuestas en el diseño de experimentos, se obtienen todos los datos y se procede a analizar los resultados. En este trabajo se analizará un ensayo donde se observará el funcionamiento tanto de los sensores de los que ya disponía el banco de ensayos como de los encóders, los cuales antes del diseño de los nuevos soportes no se utilizaban por la poca información que se recibía y el tiempo que se perdía en la preparación de cada ensayo.

Al ser la primera vez que se hacía uso de las nuevas piezas, se observaron varios errores en los resultados obtenidos de la tanda de experimentos, como deslizamiento de las ruedas entre otros. Además, se observó que la velocidad de 25 mm/s era demasiado elevada, pues el ensayo debía durar solamente un segundo, si no la probeta se fracturaba. Por este motivo, para futuros experimentos se sustituirán las tres velocidades elegidas para el diseño de experimentos anterior por las siguientes: 5 mm/s, 10 mm/s y 15 mm/s.

Localizados estos pequeños problemas y solucionados, se realizaron otros ensayos con el mismo material para verificar el correcto funcionamiento de los sensores.

A continuación se mostrarán las gráficas obtenidas de los nuevos ensayos y se comentarán los resultados:

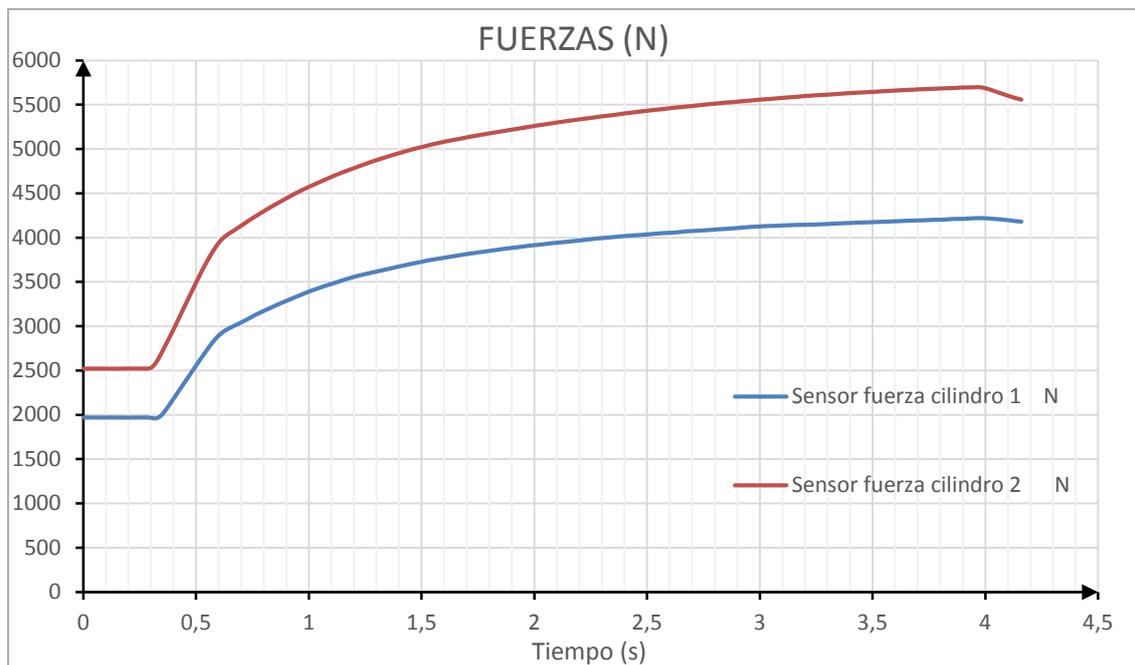


Fig. 39. Gráfica obtenida de las células de carga de los cilindros.

En la gráfica obtenida por las células de carga de cada uno de los cilindros (Fig. 39) observamos cómo, pasadas 3 décimas el ensayo comienza y se localiza claramente la zona elástica del material. Esta se representa mediante una recta. Pasado menos de medio segundo, comienza la deformación plástica del material, la que se representa mediante una curva. Observamos cómo la pendiente es cada vez menor hasta que se detiene el ensayo en 4 segundos. Vemos cómo no se aprecia rotura, pues en los ensayos de fricción no se busca llegar a romper el material.

Para el estudio del coeficiente de fricción, es interesante conocer la velocidad en cada punto de la probeta, motivo por el cual se colocan los encoders rotativos. Esto es debido a que la distribución de velocidades es lineal en las zonas en las que la probeta no está en contacto con el pin, pero se desconoce la distribución de la velocidad en esta zona, ya que existe una fuerza contraria al movimiento. Esta explicación quedará mejor expuesta con un ejemplo:

Igual que en el caso de la gráfica que se explicará a continuación (Fig. 41), se tiene una velocidad en el cilindro uno de 0,5 mm/s, mientras que la velocidad del cilindro dos es de 10 mm/s. En la imagen siguiente (Fig. 40) se mostrarán las distribuciones de velocidades a lo largo de toda la probeta.

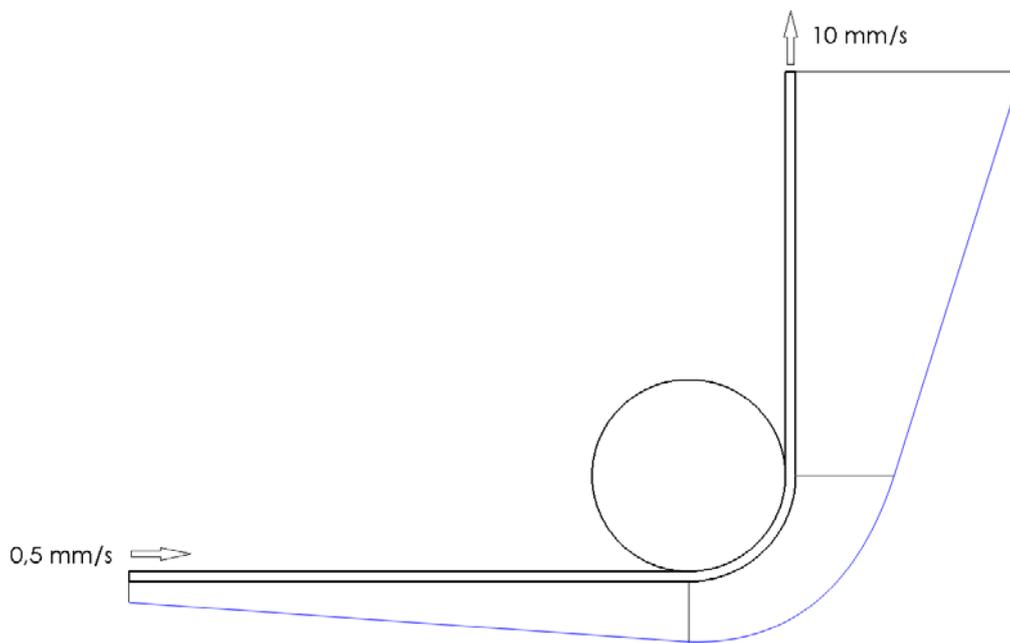


Fig. 40. Distribución de velocidades a lo largo de la probeta.

Cuando se tiene el caso propuesto, la probeta tiene una velocidad mayor a medida que nos vamos acercando al cilindro dos, que es el que provoca la deformación en la probeta. Colocando los encoders en los puntos límite de entrada y de salida de la probeta, se conoce la pendiente de aumento de velocidad, y por lo tanto se sabe con certeza la velocidad a la entrada y salida del pin. Si los sensores no están exactamente en los puntos límite, se puede saber la velocidad del punto límite conociendo la pendiente.

La distribución de velocidades durante un ensayo es más complejo, pues el caso expuesto es para un instante de tiempo determinado. Cuando la probeta se desplaza, todas estas velocidades van variando. La velocidad de entrada al pin cada vez es menor porque el punto con menor velocidad está más próximo a cada instante, y la velocidad de salida del pin es menor también porque el cilindro que proporciona la mayor velocidad está cada vez más alejado.

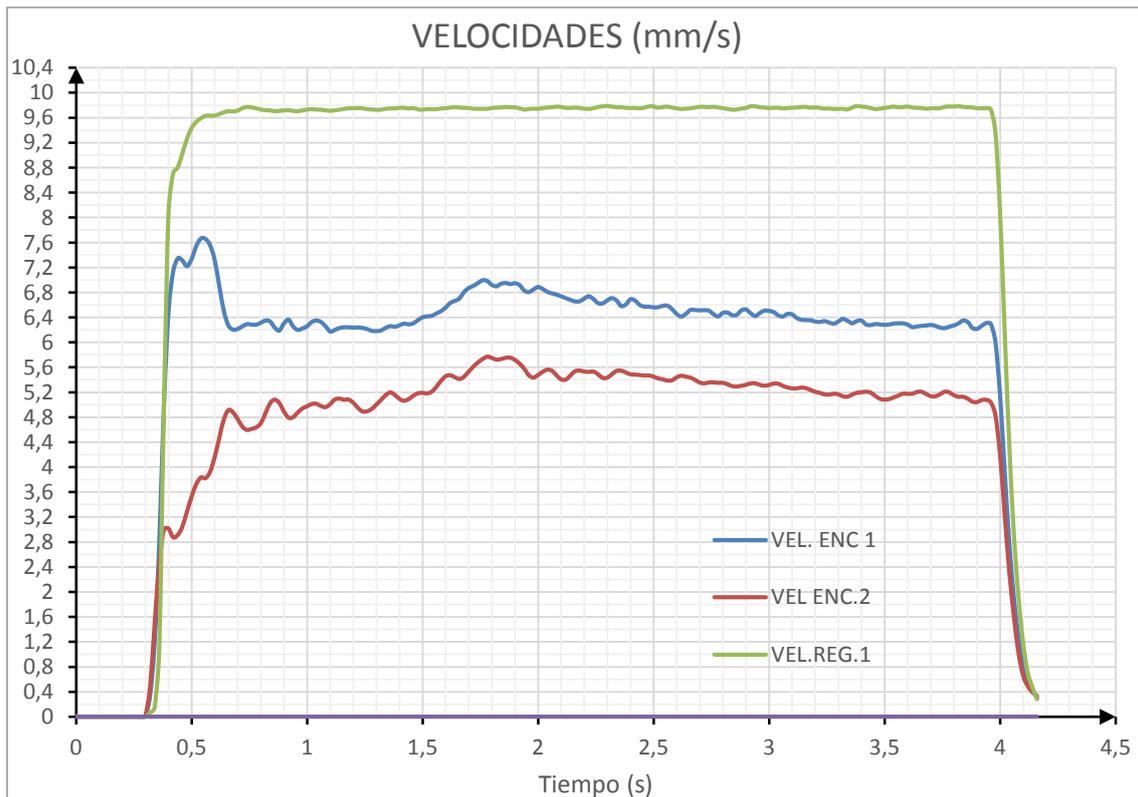


Fig. 41. Gráfica de velocidades obtenida a partir de los desplazamientos de la regleta y los encóders.

En la gráfica correspondiente a las velocidades (Fig. 41), se observa cómo, pasado un tiempo en el que se estabiliza la toma de datos de los sensores, la velocidad que registran estos va disminuyendo ligeramente por la explicación antes comentada, mientras que la velocidad que proporciona el cilindro dos (Velocidad de la regleta) se mantiene constante en todo momento.

Al inicio de la toma de datos, se observa como los encóders necesitan medio segundo para estabilizarse, que es la zona entre 0,3 y 0,7 segundos aproximadamente, y posteriormente a esta zona se observa un incremento de la velocidad, la que se debería estudiar junto con la probeta ensayada para observar el porqué de estos resultados. Es posible de que esta zona corresponda con el comienzo de la deformación de la probeta, y por lo tanto se aumenta la velocidad en estos puntos.

En esta gráfica no se observa la velocidad del cilindro uno, pues surgieron varios problemas antes de realizar los ensayos y la regleta de dicho actuador dejó de funcionar. En caso de que funcionase correctamente, se visualizaría en la gráfica una curva similar a la velocidad del cilindro dos pero con el máximo en 0,5 mm/s.

Observando los datos obtenidos, se puede decir que el nuevo montaje de los encóders hace posible la toma de datos correctamente. Se puede ver como las gráficas que dibujan los encóders son totalmente paralelas, lo que significa que ambos sensores están midiendo lo mismo y, por lo tanto, no patinan con la probeta. De esta manera, se puede garantizar una toma de datos fiable para comparar resultados entre los diferentes materiales.

6. ANÁLISIS ECONÓMICO DE LAS MEJORAS REALIZADAS

Como cualquier trabajo enfocado al diseño o mejora de una máquina o cualquier elemento, existe un coste de fabricación de las piezas necesarias para llevar a cabo el proyecto. El coste de cada uno de los elementos expuestos durante todo el trabajo se detallará a continuación.

Se detallará inicialmente el coste de los productos comprados a la empresa *MK Technology Group*.

Descripción	Unidades	Precio unitario	Importe
Perfil 25x25 L.1000	1	8,50 €	8,50 €
Escuadra 15	2	2,54 €	5,08 €
Escuadra E25	4	2,65 €	10,60 €
Tuerca M5	9	0,17 €	1,53 €
Tuerca 34.03.0002	4	0,83 €	3,32 €
		TOTAL	29,03 €
		IVA. (21%)	6,10 €
		TOTAL A PAGAR	35,13 €

En el coste siguiente se mostrará el precio total que incluye todas las piezas propias a fabricar, tanto de los soportes como de las nuevas garras, el mecanizado de los perfiles y el montaje de los soportes con los encóders incluidos.

Descripción	Unidades	Precio Unitario	Importe
Mecanizado y Montaje Soporte Encóder	2	320 €	640 €
		TOTAL	640 €
		IVA. (21%)	134,40 €
		TOTAL A PAGAR	774,40 €

Total a pagar: 35,13 + 774,40 = 809,53 €

En cualquier proyecto destinado a la mejora de una máquina para abaratar costes o mejorar propiedades de un producto se realizaría un análisis económico donde se compararía el coste de la inversión con los beneficios que se obtienen con la mejora. De esta forma se localizaría el punto de retorno de inversión y se analizarían posteriormente los beneficios que se obtendrían a largo plazo.

En nuestro caso, el proyecto se basa en la mejora de un banco de ensayos para investigación, por lo que no se dispone de beneficios como tal por no disponer de un producto de salida del cual se obtienen beneficios.

En el caso que nos ocupa, los beneficios podrían llegar de la confianza generada a empresas que deseen investigar para conseguir obtener productos mejorados con materiales innovadores. Esta confianza se generaría por la inversión de capital para la mejora del banco de ensayos y por la evidencia de que los resultados que se obtienen en dicho banco de ensayos son fiables y aportan un beneficio para la empresa interesada.

Un banco de ensayos como el que posee el campus de Alcoy de la Universidad Politécnica de Valencia, que se ha creado desde cero y es completamente único, podría ser interesante la inversión de capital en mejorarlo, puesto que se podrían obtener resultados que en otros bancos similares no se pudiesen conseguir. De esta manera se generaría una mayor confianza a las empresas.

7. CONCLUSIONES

Inicialmente se localizaron los errores de diseño que había en el banco de ensayos y se solucionaron con el diseño y fabricación de nuevos componentes.

A continuación se mostrará una tabla donde se podrán ver resumidas todas las mejoras realizadas en el banco de ensayos, así como las ventajas que estas suponen al banco de ensayos.

MEJORA	VENTAJAS
Soporte encóder izquierdo	Facilita la retirada y el posicionamiento después de cada ensayo y el aprovechamiento del espacio mediante la utilización de poleas y correa.
Soporte encóder derecho	Evita la búsqueda del punto de funcionamiento y facilita la retirada de la probeta.
Rebaje del apoyo del pin	Permite que se puedan acoplar ruedas con diámetro reducido para aumentar la precisión de medida.
Probetas	Permite aprovechar mejor el material y trabajar con probetas más manejables y con menos errores.
Garras	Evita trabajar en los extremos de los cilindros, permite acercarse al pin permitiendo ensayar probetas más pequeñas y corrige el desalineamiento del banco de ensayos.

Fig. 42. Tabla resumen de las mejoras realizadas.

Después de realizar las verificaciones y comprobar que todos los sensores y los actuadores funcionan correctamente, se realizó un diseño de experimentos con el fin de obtener posteriormente que variables de entrada son más influyentes.

Una vez realizados estos ensayos con la aleatoriedad que genera el programa, se analizaron los ensayos, para comprobar si los resultados obtenidos durante una tanda de ensayos eran razonables o los nuevos sensores fallaban.

Analizando las gráficas obtenidas y observando que los dos encóders rotativos tienen unas trayectorias paralelas durante todo el ensayo, podemos concluir que los nuevos soportes cumplen los objetivos que se fijaron previamente analizando los problemas surgidos con los soportes anteriores.

Gracias al rediseño realizado en el banco de ensayos de fricción, ahora es posible realizar los experimentos con los materiales suministrados por la empresa norteamericana *General Motors*. Gracias a esta colaboración, será posible ayudar a estas empresas del sector de la automoción con el fin de crear vehículos menos pesados, y por lo tanto con un consumo menor, y notablemente más seguros, por la utilización de materiales con gran capacidad de absorción de impactos.

8. AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer a D. Samuel Sánchez Caballero por su ayuda brindada durante todo el desarrollo del trabajo, pero especialmente en el diseño de los nuevos soportes de los encoders, ya que fue él quien me recomendó las páginas a visitar para la elección tanto de los perfiles como de los artículos comprados a la empresa *RS*.

Agradecer también a D. Rafael Pla Ferrando por el trabajo prestado, especialmente en la parte final del trabajo cortando probetas y realizando los experimentos en el banco de ensayos

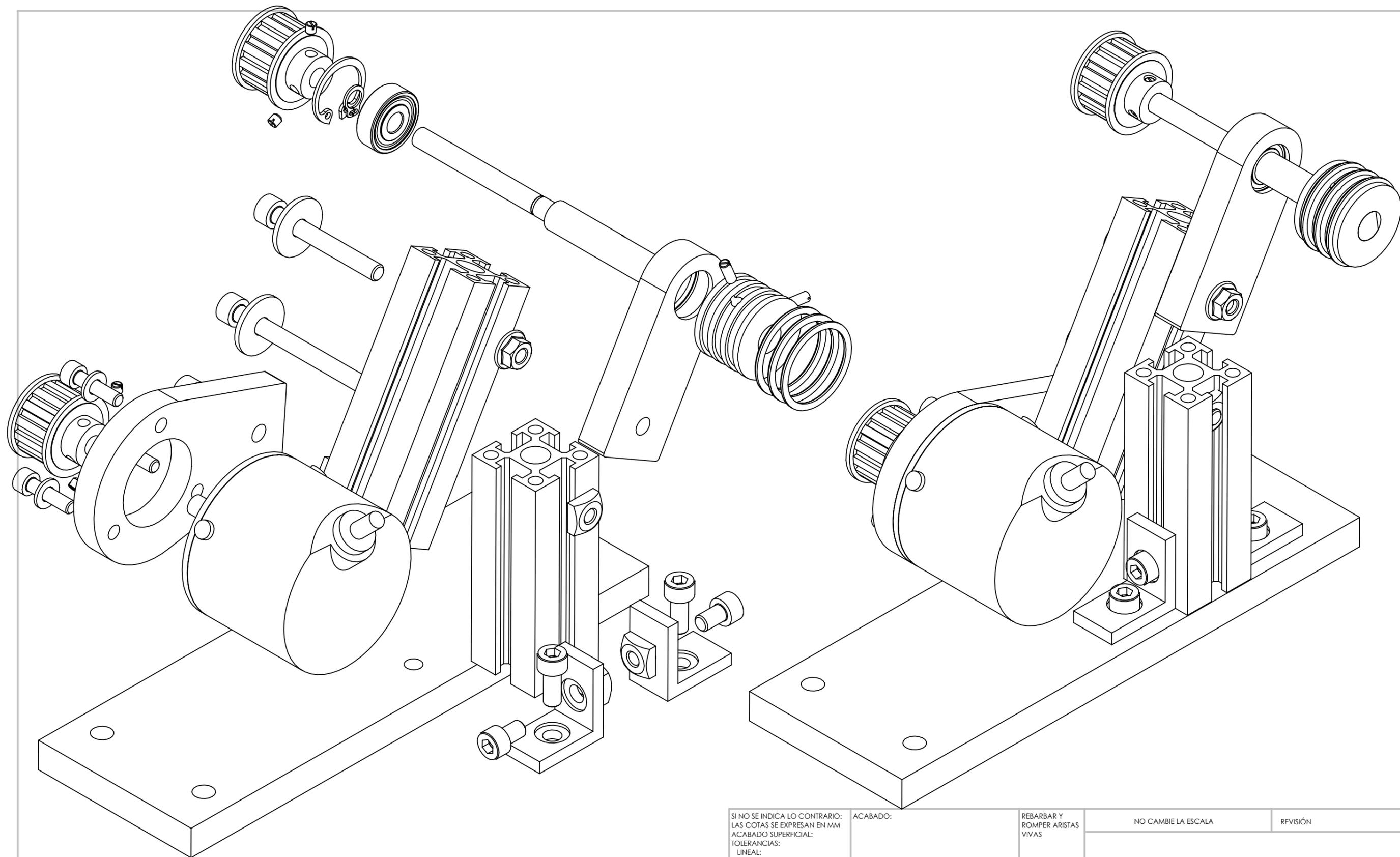
Además, agradecer a los dos profesores nombrados anteriormente y al tutor de este trabajo D. Miguel Ángel Sellés Cantó por todos los conocimientos aportados con los comentarios y sugerencias que han ayudado a aprender al alumno.

Gracias a ellos he tenido la oportunidad de colaborar con la Universidad Politécnica de Valencia en un proyecto de investigación real, durante el cual uno se da cuenta de todas las dificultades que se encuentran los profesionales que se dedican a este trabajo.

9. BIBLIOGRAFÍA

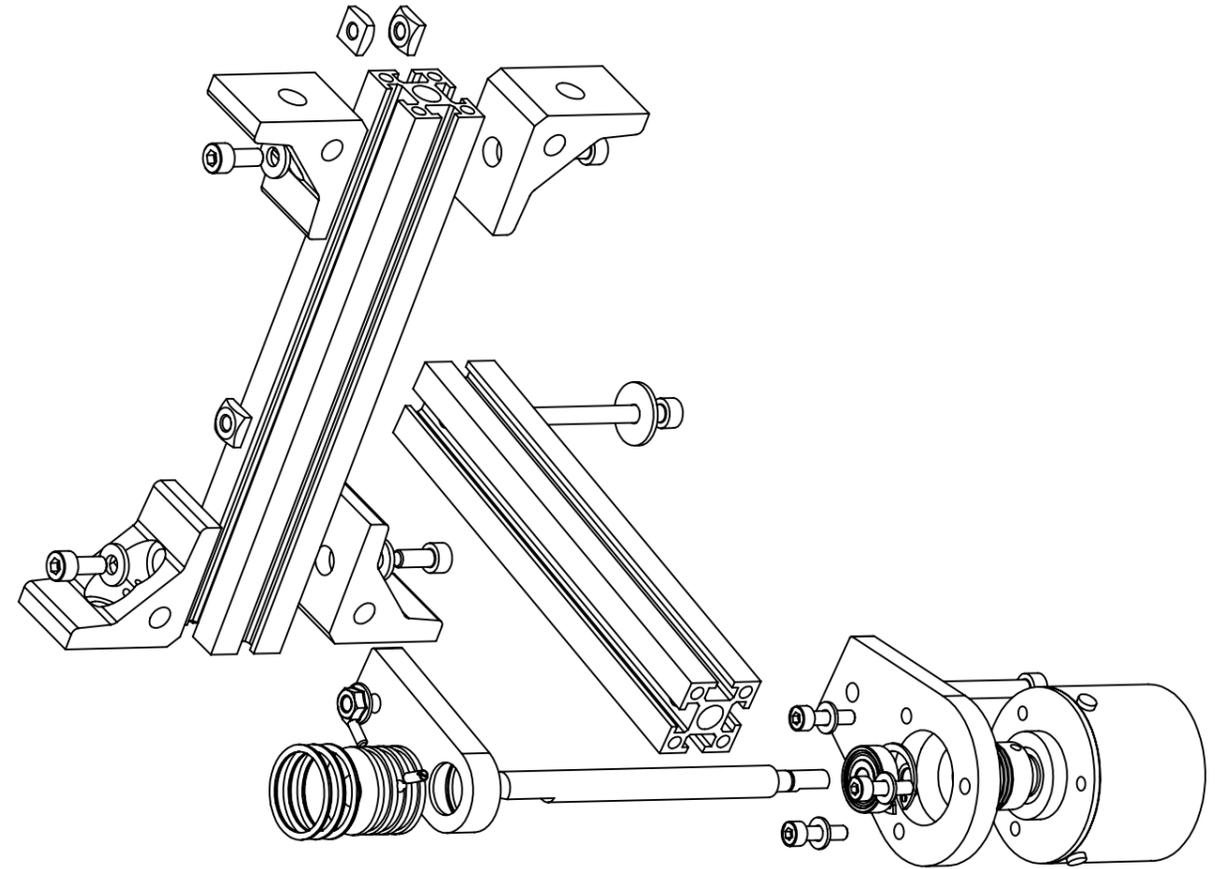
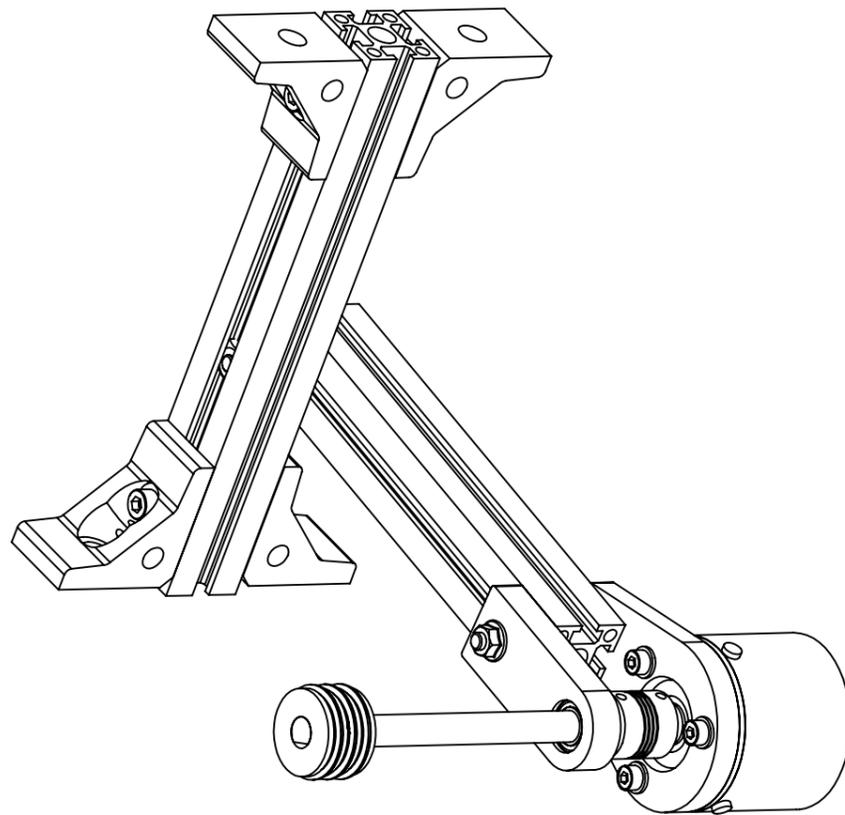
- [1] AIMME – INSTITUTO TECNOLÓGICO METALMECÁNICO. *Aceros avanzados de alta resistencia AHSS*.
<[http://www.aimme.es/archivosbd/observatorio_oportunidades/Aceros_AHSS\(final\).pdf](http://www.aimme.es/archivosbd/observatorio_oportunidades/Aceros_AHSS(final).pdf)> [Consulta: 30 de junio de 2015]
- [2] FREUDENBERG SEALING TECHNOLOGIES. SIMRIT.
<http://ecatalog.simrit.com/JPBC/0_5StartPage.jsp> [Consulta: 15 de diciembre de 2014]
- [3] MARTÍNEZ GARCÍA, HA. (2011). Banco de ensayos de rozamiento para simulación de procesos de embutición profunda por el método de Wilson. Proyecto Final de Carrera. Alcoy: Escuela Politécnica Superior de Alcoy.
- [4] Medidas de anillos seeger. <<files.rulemanesdemayo.webnode.com.ar/200000132-29c092abaa/RDM%20Anillos%20Seeger%20DIN%20471%20y%20472.pdf>>
- [5] MK TECHNOLOGY GROUP. <<http://www.mk-group.com/es/productos/tecnica-de-perfiles/perfiles-de-la-serie-25.html>> [Consulta: 9 de diciembre de 2014]
- [6] SIEVERS, S. y WERRA, D. (2011). Sheet metal forming simulator for TWIP steel. Proyecto Final de Carrera. Alcoy: Escuela Politécnica Superior de Alcoy.
- [7] RS ONLINE. <<http://es.rs-online.com/web/>> [Consulta: 14 de enero de 2015]
- [8] THE FREE DICTIONARY.
<<http://www.thefreedictionary.com/coefficient+of+friction>> [Consulta: 30 de junio de 2015]
- [9] WIKIPEDIA. Tribología. <<https://es.wikipedia.org/wiki/Tribolog%C3%ADa>> [Consulta: 25 de junio de 2015]

10. ANEXOS



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				TÍTULO:		
				Vista Encoder Izquierdo		
				N.º DE DIBUJO		A3
				ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1

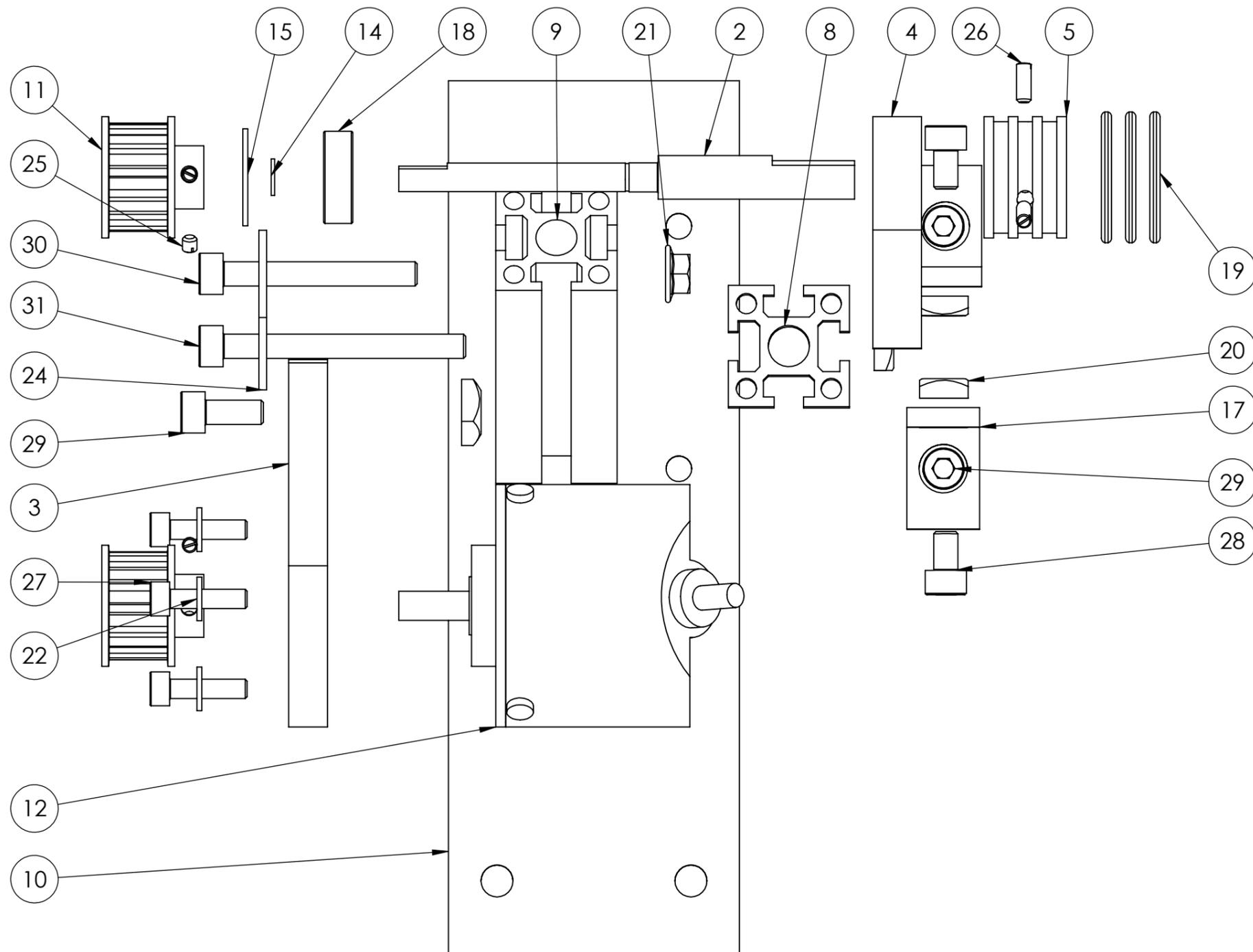
**Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.**



**Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.**

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					TÍTULO:	
					Vista Encoder Derecho	
DIBUJ.			N.º DE DIBUJO			A3
VERIF.			ESCALA:1:2			HOJA 1 DE 1
APROB.			PESO:			
FABR.						
CALID.						

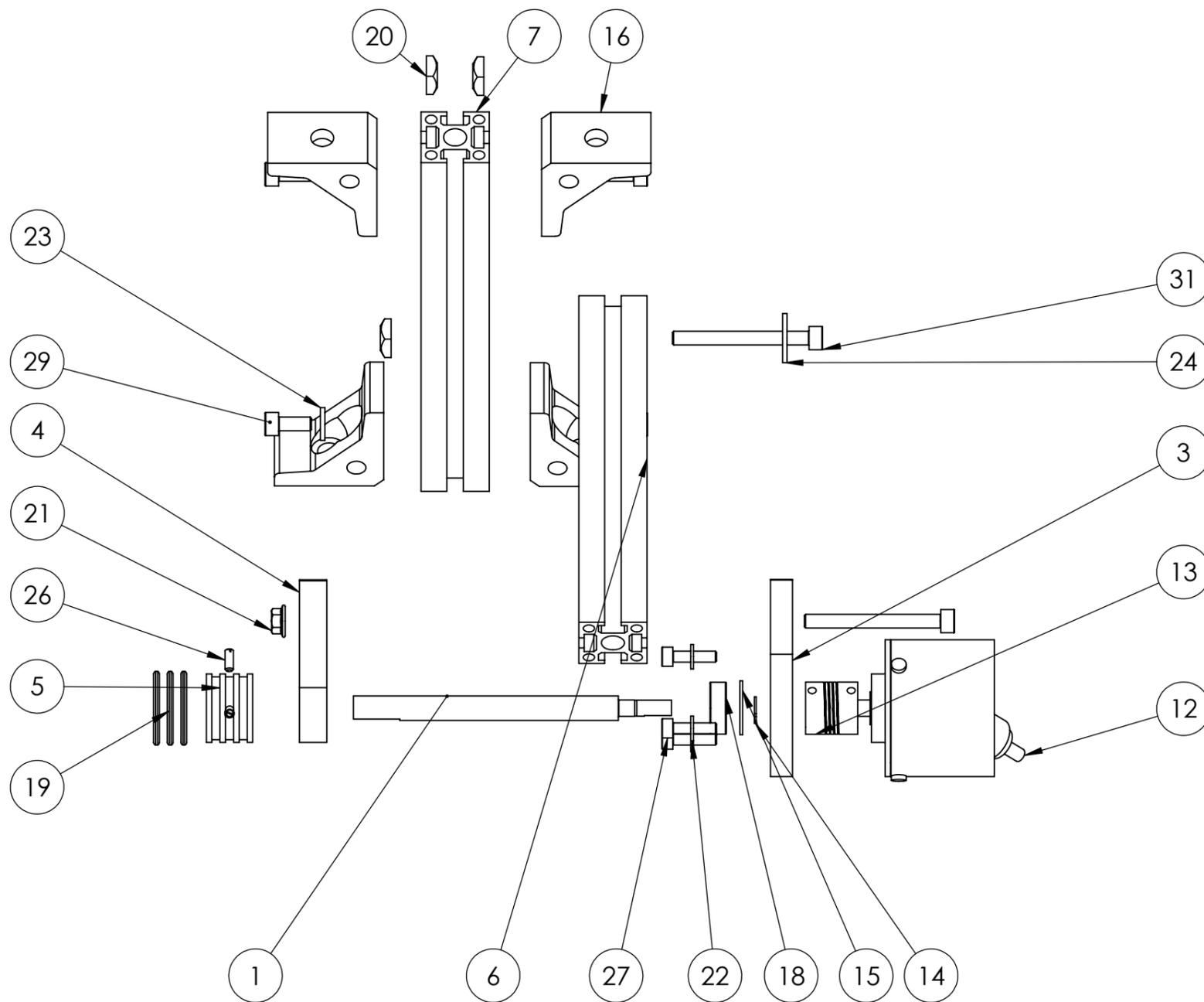
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
2	Eje Encoder Izquierdo	1
3	Amarre encoder	1
4	Apoyo encoder	1
5	Rueda Encoder	1
8	Perfil 25 70	1
9	Perfil 25 80	1
10	Base Encoder	1
11	Polea 21T5_14-2	2
12	Encoder Omron E6C2 cwz1x	1
14	Circlip DIN 471 - 6 x 0.7	1
15	Circlip DIN 472 - 19 x 1	1
17	Escuadra 25_50_1000	2
18	626-2Z	1
19	Junta Torica 23; 445629	3
20	Tuerca 25_50_0500	4
21	Hexagon Flange Nut ISO - 4161 - M5 - N	1
22	ISO 10673-4.55-S	3
24	ISO 10673-5.5-L	2
25	ISO 4766 - M3 x 3-N	4
26	ISO 4766 - M3 x 8-N	2
27	ISO 4762 M4 x 16 --- 16N	3
28	ISO 4762 M5 x 8 --- 8N	2
29	ISO 4762 M5 x 12 --- 12N	3
30	ISO 4762 M5 x 40 --- 22N	1
31	ISO 4762 M5 x 50 --- 22N	1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					TÍTULO: Encoder Izquierdo	
					N.º DE DIBUJO	
					A3	
					ESCALA:1:1	
					HOJA 1 DE 1	

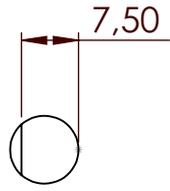
**Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.**

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Eje Encoder Derecho	1
3	Amarre encoder	1
4	Apoyo encoder	1
5	Rueda Encoder	1
6	Perfil 25 150	1
7	Perfil 25 180	1
12	Encoder Omron E6C2 cwz1x	1
13	Acople Omron E69 c06m	1
14	Circlip DIN 471 - 6 x 0.7	1
15	Circlip DIN 472 - 19 x 1	1
16	Escuadra E25 82_40_0701	4
18	626-2Z	1
19	Junta Torica 23; 445629	3
20	Tuerca 25_50_0500	5
21	Hexagon Flange Nut ISO - 4161 - M5 - N	1
22	ISO 10673-4.55-S	3
23	ISO 10673-5.5-N	4
24	ISO 10673-5.5-L	1
26	ISO 4766 - M3 x 8-N	2
27	ISO 4762 M4 x 16 --- 16N	3
29	ISO 4762 M5 x 12 --- 12N	4
31	ISO 4762 M5 x 50 --- 22N	2

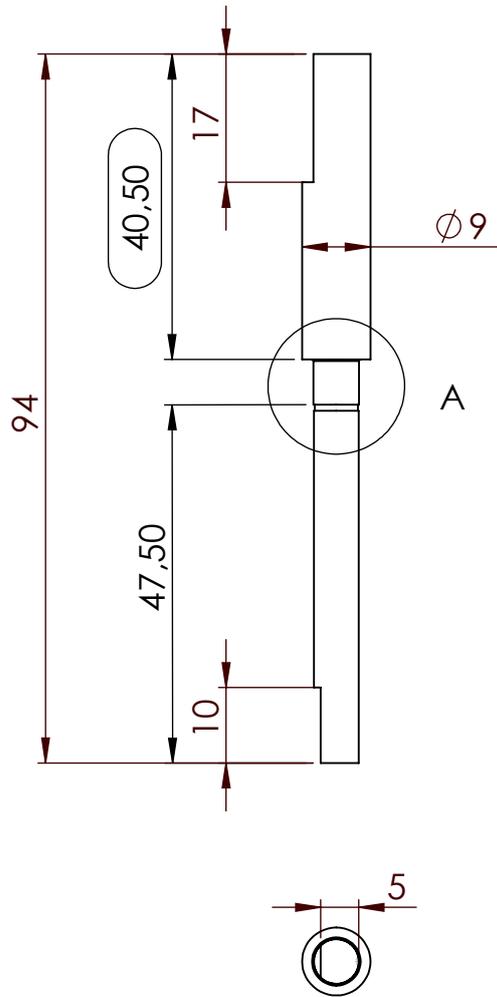


**Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.**

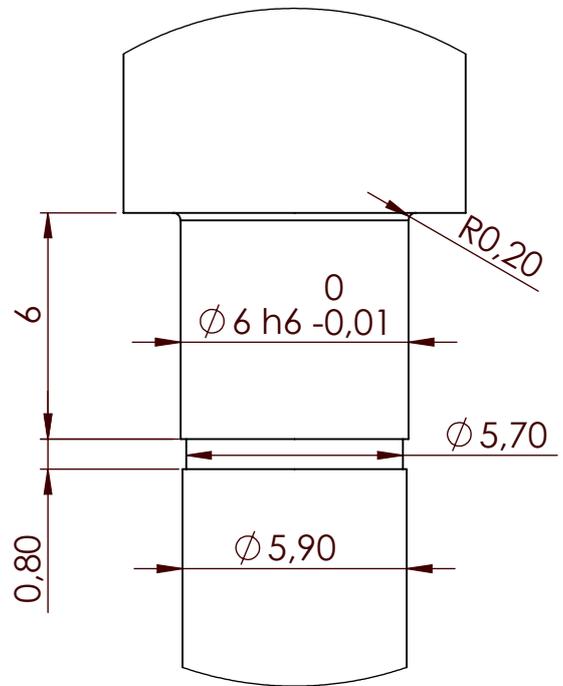
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				TÍTULO: Encoder Derecho		
				N.º DE DIBUJO		A3
				PESO:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1



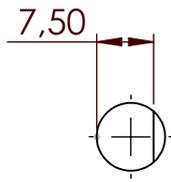
MATERIAL: ALUMINIO



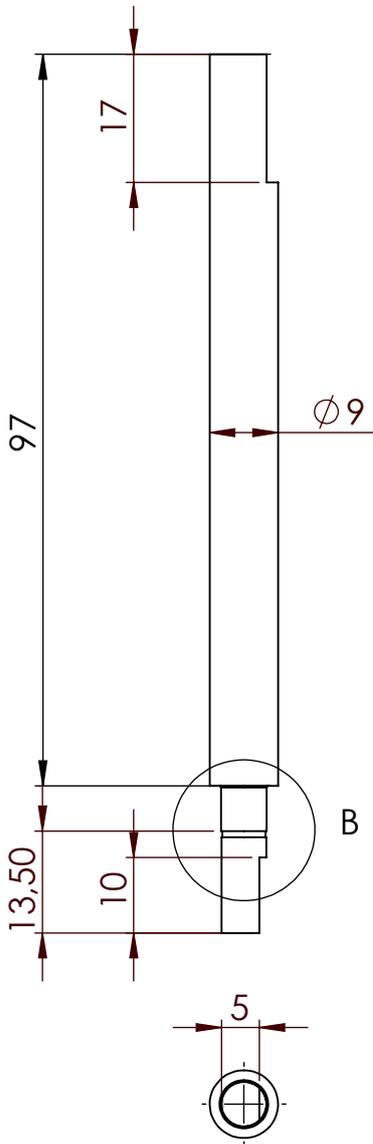
**DETALLE A
ESCALA 5 : 1**



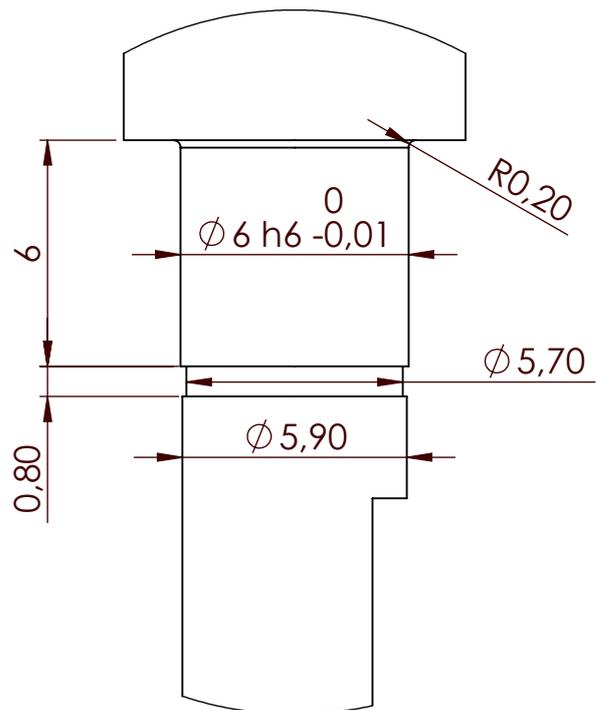
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																																				
<table border="1"> <tr> <td>NOMBRE</td> <td>FIRMA</td> <td>FECHA</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAUID.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>						NOMBRE	FIRMA	FECHA				DIBUJ.						VERIF.						APROB.						FABR.						CAUID.						TÍTULO: <h1>Eje Encoder Izquierdo</h1>	
NOMBRE	FIRMA	FECHA																																									
DIBUJ.																																											
VERIF.																																											
APROB.																																											
FABR.																																											
CAUID.																																											
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.						N.º DE DIBUJO <h1>2</h1>	A4																																				
PESO:						ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1																																				



MATERIAL: ALUMINIO



**DETALLE B
ESCALA 5 : 1**



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				

TÍTULO:

Eje Encoder Derecho

**Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.**

N.º DE DIBUJO

1

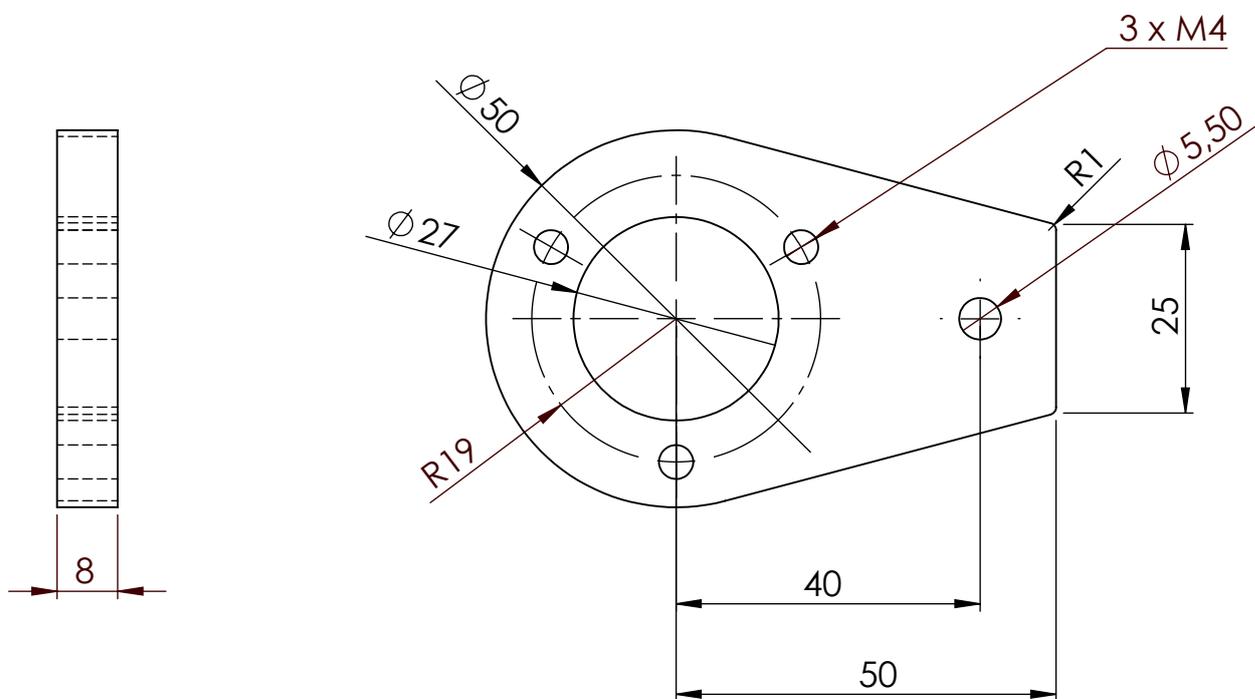
A4

PESO:

ESCALA: 1:1

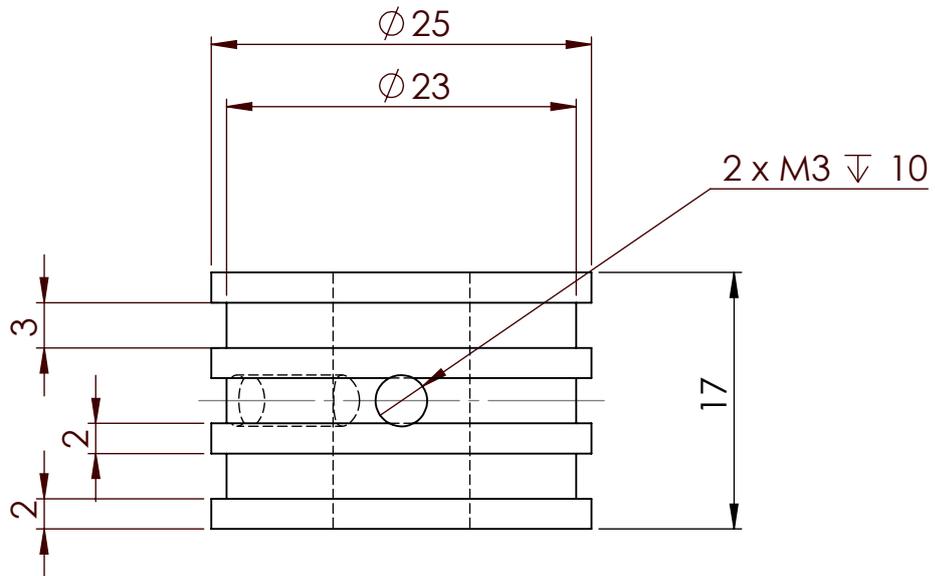
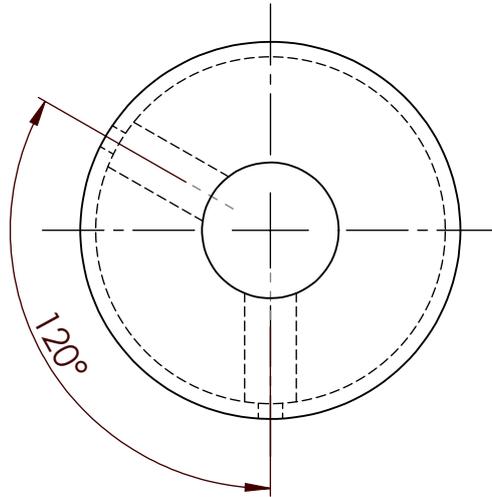
HOJA 1 DE 1

MATERIAL: ALUMINIO



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO: Amarre encoder	
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.	Edición de estudiante de SolidWorks.				
CAUID.	Sólo para uso académico.			N.º DE DIBUJO 3	A4
PESO:			ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1	

MATERIAL: ALUMINIO



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			

TÍTULO:

Rueda Encoder

**Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.**

N.º DE DIBUJO

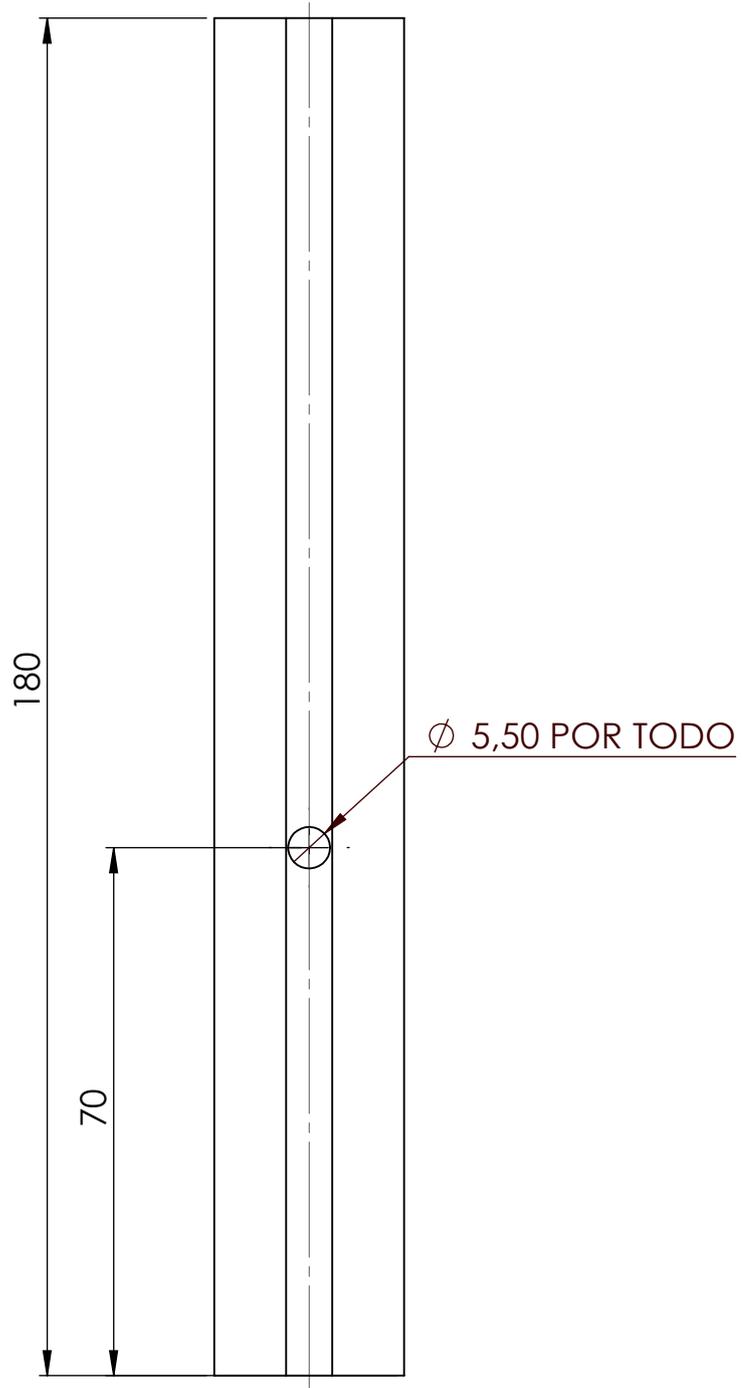
5

A4

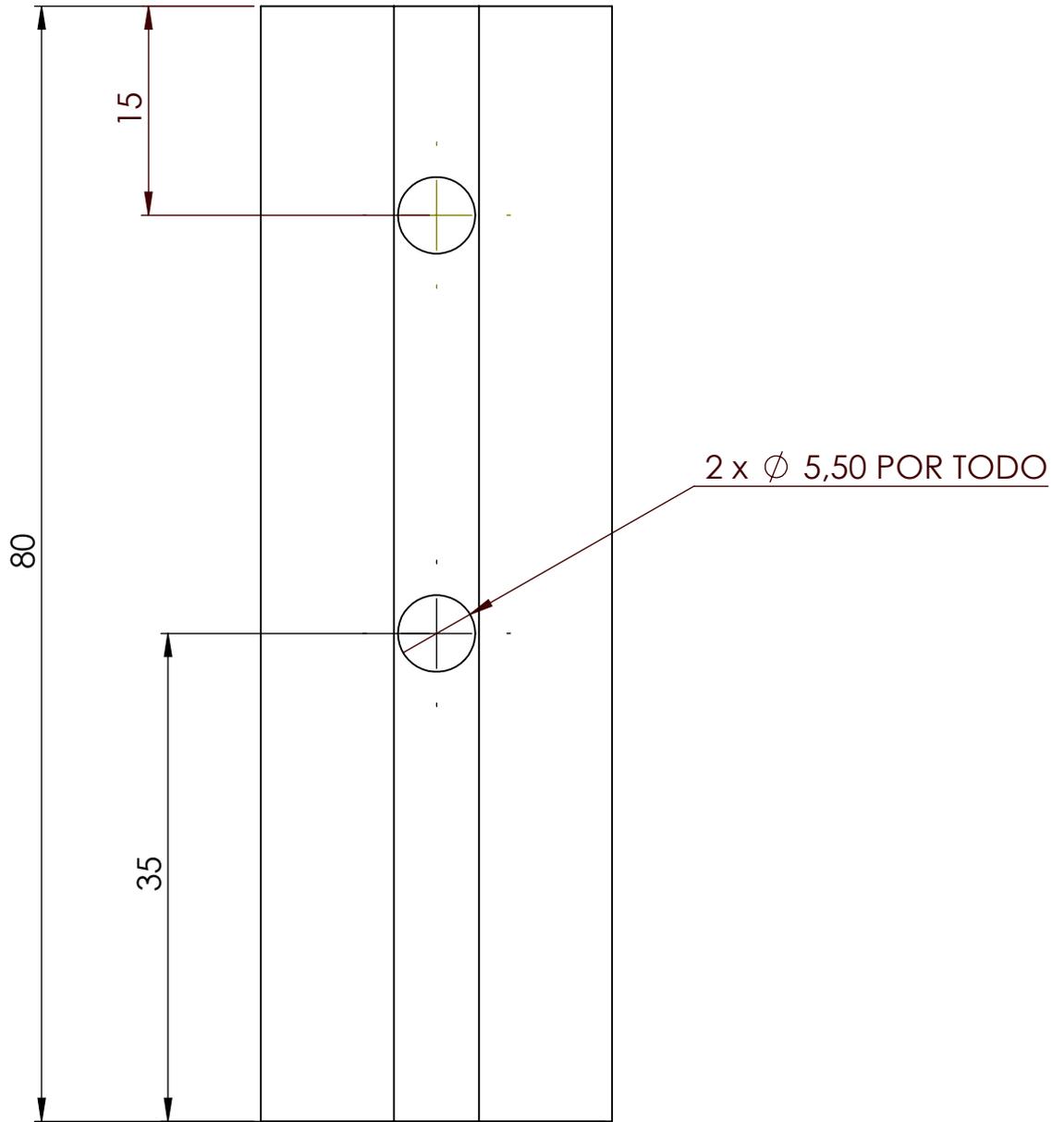
PESO:

ESCALA:2:1

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ.		VERIF.		APROB.		<h1>Perfil 25 180</h1>			
FABR.		CAUID.		MATERIAL:					
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.		PESO:		N.º DE DIBUJO		7		A4	
ESCALA: 1:1		HOJA 1 DE 1							



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUID.					

TÍTULO:

Perfil 25 80

**Edición de estudiante de SolidWorks.
 Sólo para uso académico.**

N.º DE DIBUJO

9

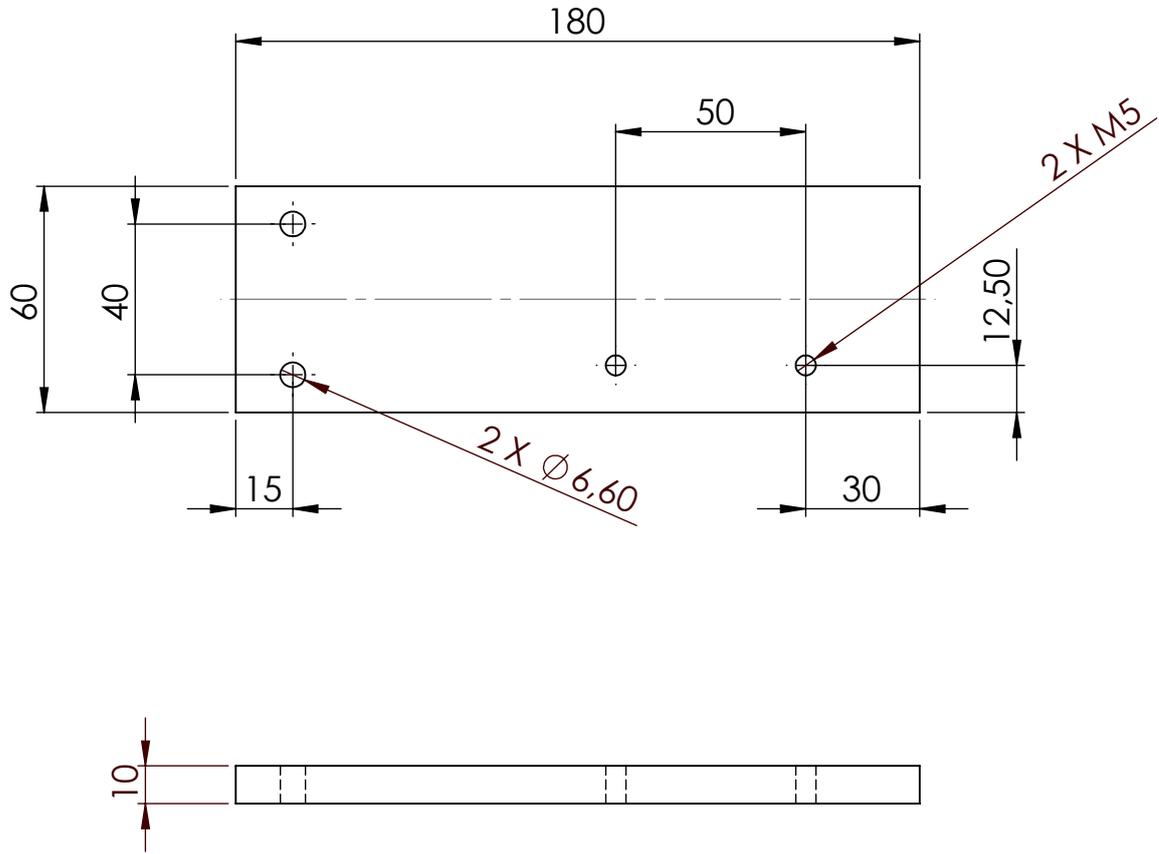
A4

PESO:

ESCALA:2:1

HOJA 1 DE 1

MATERIAL: ALUMINIO



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				

TÍTULO:

Base Encoder

**Edición de estudiante de SolidWorks.
Sólo para uso académico.**

N.º DE DIBUJO

10

A4

PESO:

ESCALA:1:2

HOJA 1 DE 1

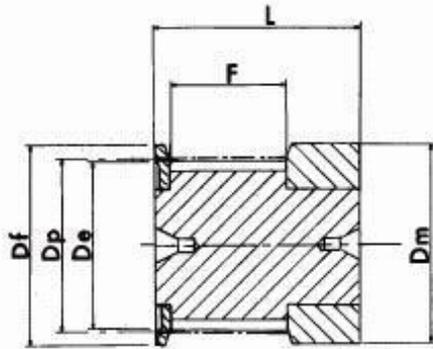


Synchroflex® Timing Pulleys T2.5

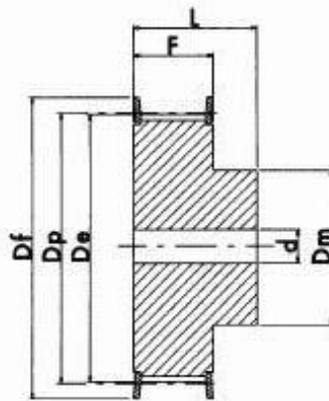
for 6mm wide belt

Centre drilled or Pilot Bore

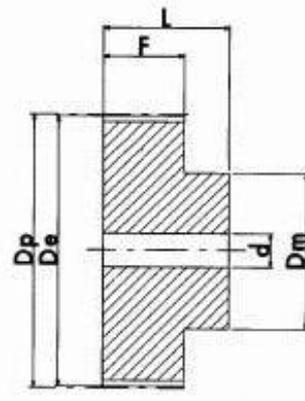
in Aluminium with Zinc plated Steel Flanges



EXECUTION 0F



EXECUTION 1F



EXECUTION 2

Dimensions

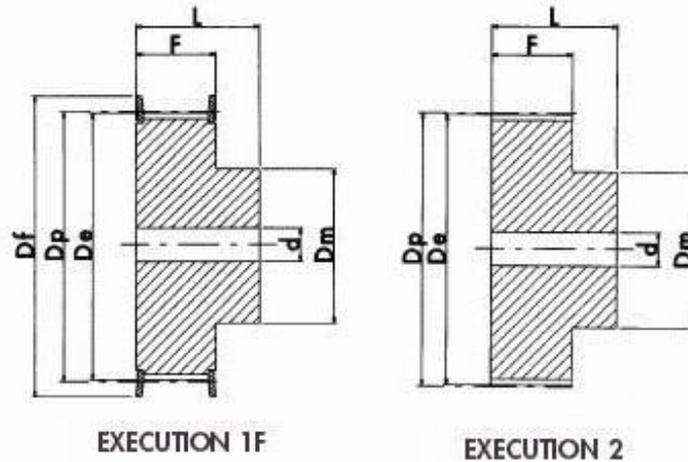
Pulleys may be Bored or Unbored.

If a dimension is critical to your application please contact our sales department for confirmation.
for special pulleys or reworked pulleys please contact our manufacturing department

Code	Type	No. Teeth	Dp	De	Df	Dm	F	L	Pilot Bore	No. Flanges
16T2.5/10-2	0F	10	8.05	7.45	13	13	9	16	-	2
16T2.5/12-2	0F	12	9.60	9.00	13	13	9	16	-	2
16T2.5/14-2	0F	14	11.20	10.60	15	15	9	16	-	2
16T2.5/15-2	0F	15	12.00	11.40	15	15	9	16	-	2
16T2.5/16-2	0F	16	12.80	12.20	16	16	9	16	-	2
16T2.5/18-2	1F	18	14.40	13.80	17.5	10	10	16	-	2
16T2.5/19-2	1F	19	15.20	14.60	20	10	10	16	-	2
16T2.5/20-2	1F	20	16.00	15.40	20	11	10	16	-	2
16T2.5/22-2	1F	22	17.60	17.00	22	11	10	16	-	2
16T2.5/24-2	1F	24	19.15	18.55	22	12	10	16	4	2
16T2.5/25-2	1F	25	19.95	19.35	25	13	10	16	4	2
16T2.5/26-2	1F	26	20.75	20.15	26	14	10	16	4	2
16T2.5/28-2	1F	28	22.35	21.75	26	14	10	16	4	2
16T2.5/30-2	1F	30	23.95	23.35	26	16	10	16	6	2
16T2.5/32-2	1F	32	25.55	24.95	32	16	10	16	6	2
16T2.5/36-2	1F	36	28.75	28.10	36	20	10	16	6	2
16T2.5/40-2	1F	40	31.90	31.30	38	22	10	16	6	2
16T2.5/44-0	2	44	35.10	34.50	-	24	10	16	6	0
16T2.5/48-0	2	48	38.30	37.70	-	26	10	16	6	0
16T2.5/60-0	2	60	47.85	47.25	-	34	10	16	8	0

Synchroflex® Timing Pulleys T5

for 10mm wide belt
Centre drilled or Pilot Bore
in Aluminium with Zinc plated Steel Flanges



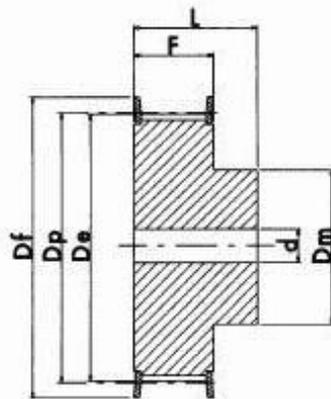
Dimensions

Pulleys may be Bored or Unbored.
If a dimension is critical to your application please contact our sales department for confirmation.
for special pulleys or reworked pulleys

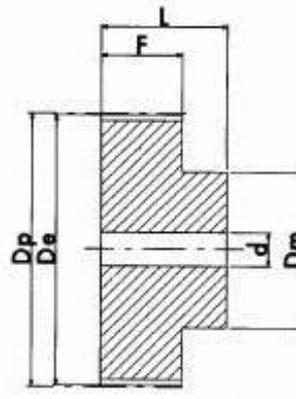
Code	Type	No. Teeth	Dp	De	Df	Dm	F	L	Pilot Bore	No. Flanges
21T5/10-2	1F	10	16.05	15.05	19.5	8	15	21	-	2
21T5/12-2	1F	12	19.25	18.25	23	11	15	21	-	2
21T5/14-2	1F	14	22.45	21.45	25	13	15	21	-	2
21T5/15-2	1F	15	24.05	23.05	28	16	15	21	6	2
21T5/16-2	1F	16	25.06	24.60	32	18	15	21	6	2
21T5/18-2	1F	18	28.80	27.80	32	20	15	21	6	2
21T5/19-2	1F	19	30.40	29.40	36	22	15	21	6	2
21T5/20-2	1F	20	32.00	31.00	36	23	15	21	6	2
21T5/22-2	1F	22	35.15	34.15	38	24	15	21	6	2
21T5/24-2	1F	24	38.40	37.40	42	26	15	21	6	2
21T5/25-2	1F	25	39.95	38.95	44	26	15	21	6	2
21T5/26-2	1F	26	41.60	40.60	44	26	15	21	6	2
21T5/27-2	1F	27	43.20	42.20	48	30	15	21	8	2
21T5/28-2	1F	28	44.75	43.75	48	32	15	21	8	2
21T5/30-2	1F	30	47.95	46.95	51	34	15	21	8	2
21T5/32-2	1F	32	51.10	50.10	54	38	15	21	8	2
21T5/36-2	1F	36	57.45	56.45	64	38	15	21	8	2
21T5/40-2	1F	40	63.85	62.85	66.5	40	15	21	8	2
21T5/42-2	1F	42	67.00	66.00	70	40	15	21	8	2
21T5/44-0	2	44	70.20	69.20	-	45	15	21	8	0
21T5/48-0	2	48	76.55	75.55	-	50	15	21	8	0
21T5/60-0	2	60	95.65	94.65	-	65	15	21	8	0

Synchroflex® Timing Pulleys T5

for 16mm wide belt
Centre drilled or Pilot Bore
in Aluminium with Zinc plated Steel Flanges



EXECUTION 1F



EXECUTION 2

Dimensions

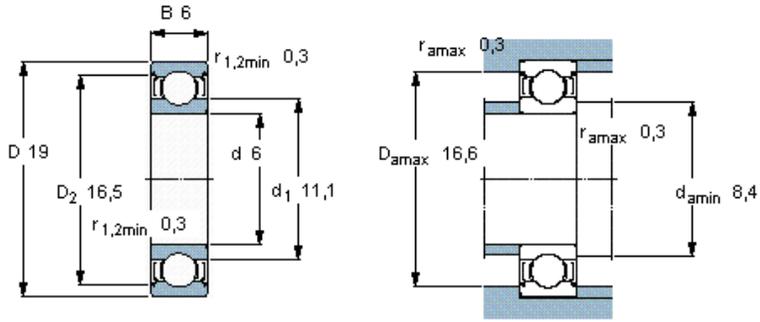
Please note : All dimensions subject to change.
Pulleys may be Bored or Unbored.

If a dimension is critical to your application please contact our sales department for confirmation.
for special pulleys or reworked pulleys

Code	Type	No. Teeth	Dp	De	Df	Dm	F	L	Pilot Bore	No. Flanges
27T5/10-2	1F	10	16.05	15.05	19.5	8	21	27	-	2
27T5/12-2	1F	12	19.25	18.25	23	11	21	27	-	2
27T5/14-2	1F	14	22.45	21.45	25	13	21	27	-	2
27T5/15-2	1F	15	24.05	23.05	28	16	21	27	6	2
27T5/16-2	1F	16	25.06	24.60	32	18	21	27	6	2
27T5/18-2	1F	18	28.80	27.80	32	20	21	27	6	2
27T5/19-2	1F	19	30.40	29.40	36	22	21	27	6	2
27T5/20-2	1F	20	32.00	31.00	36	23	21	27	6	2
27T5/22-2	1F	22	35.15	34.15	38	24	21	27	6	2
27T5/24-2	1F	24	38.40	37.40	42	26	21	27	6	2
27T5/25-2	1F	25	39.95	38.95	44	26	21	27	6	2
27T5/26-2	1F	26	41.60	40.60	44	26	21	27	6	2
27T5/27-2	1F	27	43.20	42.20	48	30	21	27	8	2
27T5/28-2	1F	28	44.75	43.75	48	32	21	27	8	2
27T5/30-2	1F	30	47.95	46.95	51	34	21	27	8	2
27T5/32-2	1F	32	51.10	50.10	54	38	21	27	8	2
27T5/36-2	1F	36	57.45	56.45	64	38	21	27	8	2
27T5/40-2	1F	40	63.85	62.85	66.5	40	21	27	8	2
27T5/42-2	1F	42	67.00	66.00	70	40	21	27	8	2
27T5/44-0	2	44	70.20	69.20	-	45	21	27	8	0
27T5/48-0	2	48	76.55	75.55	-	50	21	27	8	0
27T5/60-0	2	60	95.65	94.65	-	65	21	27	8	0

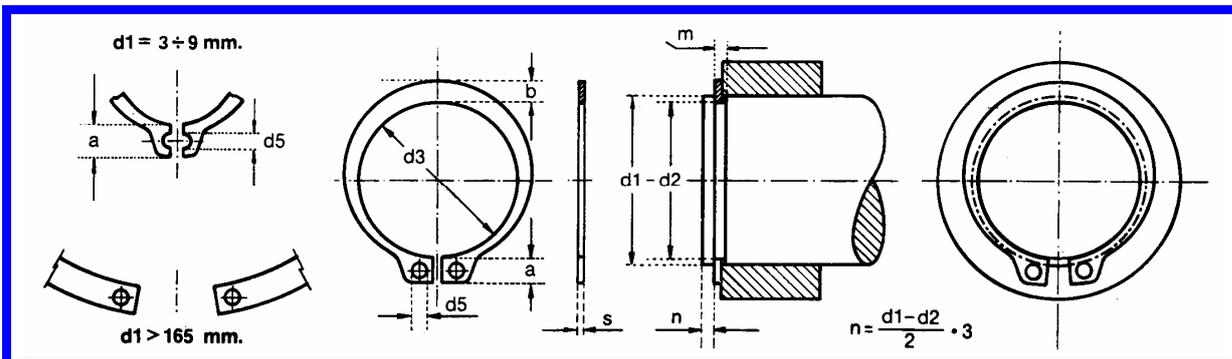
Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			kN	C0	rpm		* rodamiento SKF
6	19	6	2,34	0,95	80000	40000	626-2Z *



Factores de cálculo

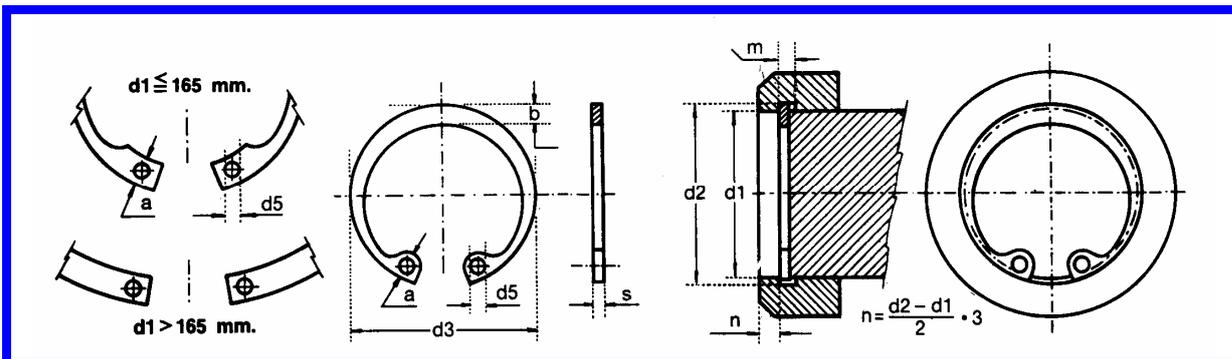
k_r 0,025
 f_0 13



Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2
3	0,4	2,7	+0,04	1,9	0,8	1,0	2,8	-0,04	0,50
4							3,7		
5	0,6	4,7	-0,15	2,5	1,1	1,0	4,8	0,70	
6	0,7	5,6		2,7	1,3	1,2	5,7	0,80	
7	0,8	6,5	+0,06	3,1	1,4	1,2	6,7	-0,06	0,90
8		7,4		3,2	1,5		7,6		
9	1,0	8,4	+0,10	3,3	1,8	1,5	8,6	-0,11	1,10
10		9,3					9,6		
11		10,2					10,5		
12		11,0					11,5		
13		11,9					12,4		
14		12,9					13,4		
15	13,8	14,3	1,7	2,2	16,2				
16	14,7	15,2							
17	15,7	16,2	3,9	2,5	17,0	18,0			
18	16,5	17,0							
19	1,2	17,5	+0,13	4,0	2,6	2,0	18,0	-0,15	1,30
20		18,5					19,0		
21		19,5					20,0		
22		20,5					21,0		
23		21,5					22,0		
24		22,2					22,9		
25	23,2	23,9	3,1	2,2	24,9				
26	24,2	25,6							
27	24,9	26,6	4,8	3,3	27,6	28,6			
28	25,9	26,6							
29	26,9	27,6	5,0	3,4	28,6	29,3			
30	27,9	28,6							
31	1,5	28,6	+0,21	5,2	3,6	2,5	29,3	-0,21	1,60
32		29,6					30,3		
33		30,5					31,3		
34		31,5					32,3		
35		32,2					33,0		
36		33,2					34,0		
37	1,75	34,2	+0,25	5,6	4,0	2,5	35,0	-0,25	1,85
38		35,2					36,0		

Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2
39	1,75	36,0	+0,39 -0,90	5,9	4,3	2,5	37,0	-0,25	1,85
40		36,5		6,0	4,4		37,5		
41		37,5		6,2	4,5		38,5		
42		38,5		6,5	39,5				
44		40,5		6,6	4,6		41,5		
45		41,5		6,7	4,7		42,5		
46		42,5		6,8	4,8		43,5		
47		43,5		6,8	4,9		44,5		
48		44,5		6,9	5,0		45,5		
50		2,0		45,8	+0,46 -1,10		6,9		
52	47,8		7,0	5,2		49,0			
54	49,8		7,1	5,3		51,0			
55	50,8		7,2	5,4		52,0			
56	51,8		7,3	5,5		53,0			
57	52,8		7,3	5,6		54,0			
58	53,8		7,4	5,8		55,0			
60	55,8		7,4	6,0		57,0			
62	57,8		7,5	6,2		59,0			
63	58,8		7,6	6,2		60,0			
65	2,5	60,8	+0,54 -1,30	7,8	6,3	3,5	62,0	-0,35	3,15
67		62,5		7,9	6,4		64,0		
68		63,5		8,0	6,5		65,0		
70		65,5		8,1	6,6		67,0		
72		67,5		8,2	6,8		69,0		
75		70,5		8,4	7,0		72,0		
77		72,5		8,5	7,2		74,0		
78		73,5		8,6	7,3		75,0		
80		74,5		8,6	7,4		76,5		
82		76,5		8,7	7,6		78,5		
85	3,0	79,5	+0,54 -1,30	8,7	7,8	3,5	81,5	-0,35	3,15
87		81,5		8,8	8,0		83,5		
88		82,5		8,8	8,0		84,5		
90		84,5		8,8	8,2		86,5		
92		86,5		9,0	8,4		88,5		
95		89,5		9,4	8,6		91,5		
97		91,5		9,4	8,8		93,5		
98		92,5		9,5	9,0		94,5		
100		94,5		9,6	9,0		96,5		
102		4,0		95,0	+0,54 -1,30		9,7		
105	98,0		9,9	9,3		101,0			
107	100,0		10,0	9,5		103,0			
108	101,0		10,0	9,5		104,0			
110	103,0		10,1	9,6		106,0			
112	105,0		10,3	9,7		108,0			
115	108,0		10,6	9,8		111,0			
117	110,0		10,8	10,0		113,0			
118	111,0		10,9	10,1		114,0			

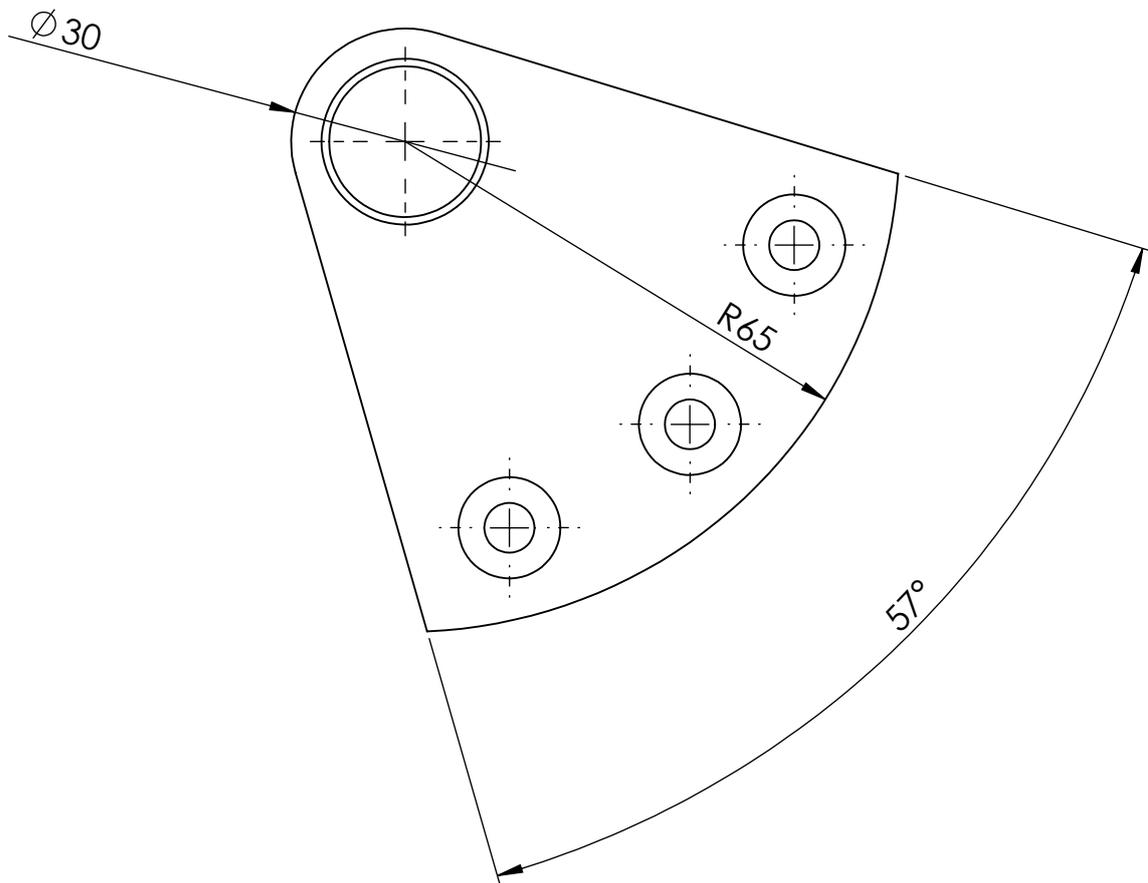
Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2
120	4,0	113,0	+0,54 -1,30	11,0	10,2	3,5	116,0	-0,54	4,15
122		115,0		11,2	10,3		118,0		
125		118,0		11,4	10,4		121,0		
127		120,0		11,4	10,5		123,0		
128		121,0		11,5	10,6		124,0		
130		123,0		11,6	10,7		126,0		
132		125,0		11,7	10,8		128,0		
135		128,0		11,8	11,0		131,0		
138		131,0		11,9			134,0		
140		135,0		12,1	11,1		138,0		
145		138,0	12,2	11,2	141,0				
148		141,0	12,4	11,3	144,0				
150		142,0	+0,63 -1,50	13,0	11,5	145,0			
152		143,0			11,6	147,0			
155		146,0			11,7	150,0			
158		149,0			13,1	11,8	153,0		
160		151,0			13,3	12,0	155,0		
162		152,5				12,2	157,0		
165		155,5			13,5	12,5	160,0		
167		157,5			4,0	12,9	162,0		
168	158,5	163,0							
170	160,5	165,0							
172	162,5	167,0							
175	165,5	170,0							
177	167,5	172,0							
178	168,5	13,5	173,0						
180	170,5		175,0						
182	172,5	177,0							
185	175,5	180,0							
187	177,5	14,0	182,0						
188	178,5		183,0						
190	180,5		185,0						
192	182,5		187,0						
195	185,5	+0,72 -1,70	14,0	190,0					
197	187,5			192,0					
198	188,5			193,0					
200	190,5			195,0					



Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2
8	0,80	8,7	+0,36 -0,16	2,4	1,1	1,0	9,9	+0,11	0,90
9		9,8		2,5	1,3		10,4		
10	1,00	10,8		3,2	1,4	1,2	10,9		
11		11,8		3,3	1,5		11,4		
12		13,0		3,4	1,7	1,5	12,5		
13		14,1		3,6	1,8		13,6		
14		15,1		3,7	1,9	1,7	14,6		
15		16,2		3,8	2,0		15,7		
16		17,3		3,9	2,1	1,7	16,8		
17		18,3		4,1	2,2		17,8		
18		19,5	4,2	2,3	2,0	19,0			
19		20,5	4,2	2,4		20,0			
20	1,20	21,5	+0,42 -0,13	4,2	2,5	2,0	21,0	+0,15	1,10
21		22,5	4,2	2,5	22,0				
22		23,5	4,4	2,6	2,0	23,0			
23		24,6	4,5	2,7		24,1			
24		25,9	4,7	2,8	2,0	25,2			
25		26,9	4,7	2,9		26,2			
26		27,9	4,8	3,0	2,5	27,2			
27		29,1	5,2	3,1		28,4			
28		30,1	5,4	3,2	2,5	29,4			
29		31,1	5,4	3,3		30,4			
30	32,1	5,4	3,4	2,5	31,4				
31	33,4	5,4	3,5		32,7				
32	34,4	5,5	3,6	2,5	33,7				
33	35,5	5,5	3,7		34,7				
34	36,5	5,5	3,8	2,5	35,7				
35	37,8	5,6	3,9		37,0				
36	38,8	5,8	4,0	2,5	38,0				
37	39,8	5,8	4,1		39,0				
38	40,8	5,9	4,2	2,5	40,0				
39	42,0	5,9	4,2		41,0				
40	43,5	5,6	3,9	2,5	42,5				
41	44,5	5,8	4,0		43,5				
42	45,5	5,9	4,1	2,5	44,5				
43	46,5	5,9	4,2		45,5				

Med.Nom.	ANILLO						RANURA			
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.
44	1,75	47,5	+0,78 -0,39	6,0	4,2	2,5	46,5	+0,25	1,85	
45		48,5		6,2	4,3		47,5			
46		49,5	6,3	4,4	48,5					
47		50,5	6,4	4,5	49,5					
48		51,5	6,5	4,6	50,5					
50	2,00	54,2	+0,92 -0,46	6,5	4,6		3,0	53,0	+0,30	2,15
51		55,2		6,7	4,7			54,0		
52		56,2		6,7	4,9			55,0		
53		57,2		6,8	5,0			56,0		
54		58,2		6,8	5,1			57,0		
55		59,2		6,9	5,2	58,0				
56		60,2		7,3	5,4	59,0				
57		61,2		7,3	5,5	60,0				
58		62,2		7,3	5,6	61,0				
60		64,2		7,6	5,8	63,0				
62	66,2	7,7	6,0	65,0						
63	67,2	7,8	6,1	66,0						
65	2,50	69,2	+1,08 -0,54	7,6	5,8	3,5	68,0	+0,35	2,65	
67		71,5		7,8	6,2		70,0			
68		72,5		7,8	6,4		71,0			
70		74,5		7,9	6,6		73,0			
72		76,5		8,5	7,0		75,0			
75		79,5		8,5	7,2		78,0			
77		81,5		8,6	7,3		80,0			
78		82,5		8,6	7,4		81,0			
80		85,5		8,7	7,6		83,5			
81		86,5		8,7	7,8		84,5			
82	87,5	8,8	8,1	85,5						
85	3,00	90,5	+1,26 -0,63	8,6	7,2	4,00	88,5	+0,54	4,15	
87		92,5		8,8	8,2		90,5			
88		93,5		9,0	8,3		91,5			
90		95,5		9,2	8,4		93,5			
92		97,5		9,5	8,5		95,5			
95		100,5		9,5	8,7		98,5			
97		102,5		10,4	8,8		100,5			
98		103,5		10,4	8,9		101,5			
100		105,5		10,5	9,0		103,5			
102		4,00		108,0	+1,26 -0,63		9,5			8,5
105	112,0		9,5	8,7		109,0				
107	114,0		10,4	8,8		111,0				
108	115,0		10,4	8,9		112,0				
110	117,0		10,5	9,0		114,0				
112	119,0		10,5	9,1		116,0				
115	122,0		10,6	9,3		119,0				
117	124,0		10,6	9,5		121,0				
118	125,0		10,7	9,6		122,0				
120	127,0		11,0	9,7		124,0				

Med.Nom.	ANILLO						RANURA			
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2	m Min.
122			129,0			9,8		126,0		
125			132,0			10,0		129,0		
127			134,0			10,1		131,0		
128			135,0			10,2		132,0		
130			137,0			10,2		134,0		
132			139,0			10,3		136,0		
135			142,0			10,5		139,0		
137			144,0			10,6		141,0		
138			145,0			10,7		142,0		
140			147,0			10,7		144,0		
142			149,0			10,8		146,0		
145			152,0			10,9		149,0		
148			155,0			11,1		152,0		
150			158,0			11,2		155,0		
152			161,0			11,3		157,0		
155			164,0			11,4		160,0		
158			167,0			11,5		163,0		
160			169,0			11,6		165,0		
162			171,0			11,7		167,0		
165			174,0			11,8		170,0		
167			176,5			12,0		172,0		
168			177,5			12,1		173,0		
170			179,5			12,2		175,0		
172			181,5			12,5		177,0		
175			184,5			12,7		180,0		
177			186,5			12,8		182,0		
178			187,5			12,9		183,0		
180			189,5			13,2		185,0		
182			191,5			13,5		187,0		
185			194,5			13,7		190,0		
187			196,5			13,7		192,0		
188			197,5					193,0		
190			199,5			13,8		195,0		
192			201,5					197,0		
195			204,5					200,0		
197			206,5					202,0		
198			207,5			14,0		203,0		
200			209,5					205,0		



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				

TÍTULO:

Soporte Modificado

**Edición de estudiante de SolidWorks.
 Sólo para uso académico.**

N.º DE DIBUJO

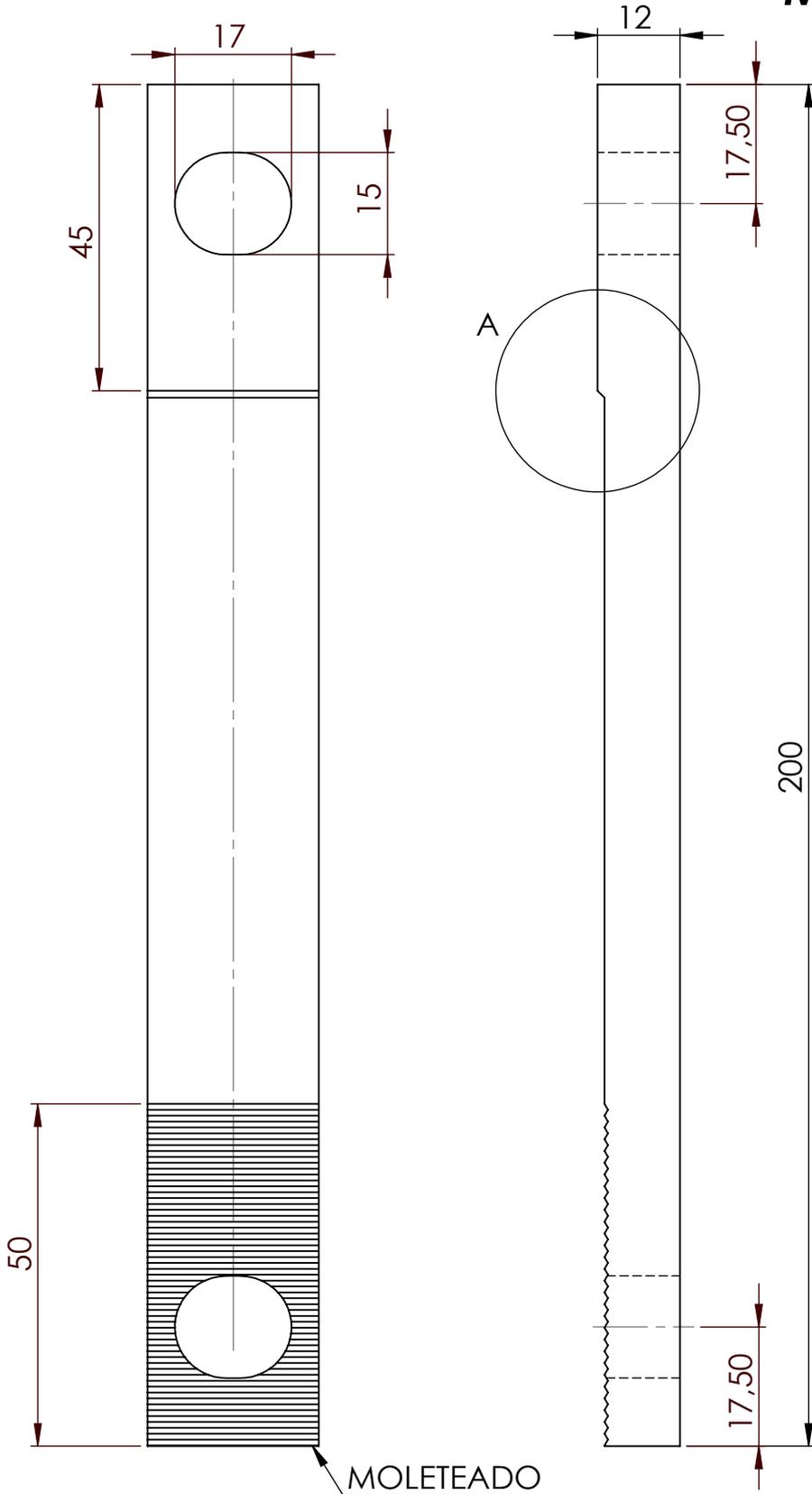
A4

PESO:

ESCALA: 1:1

HOJA 1 DE 1

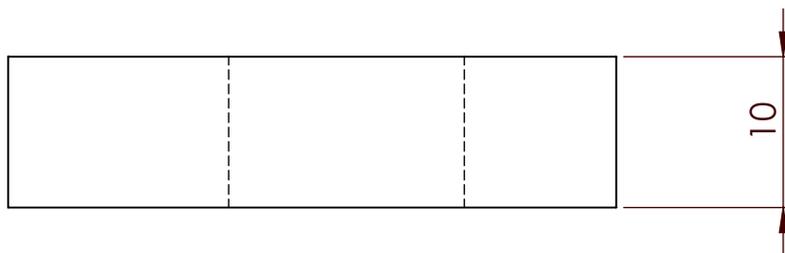
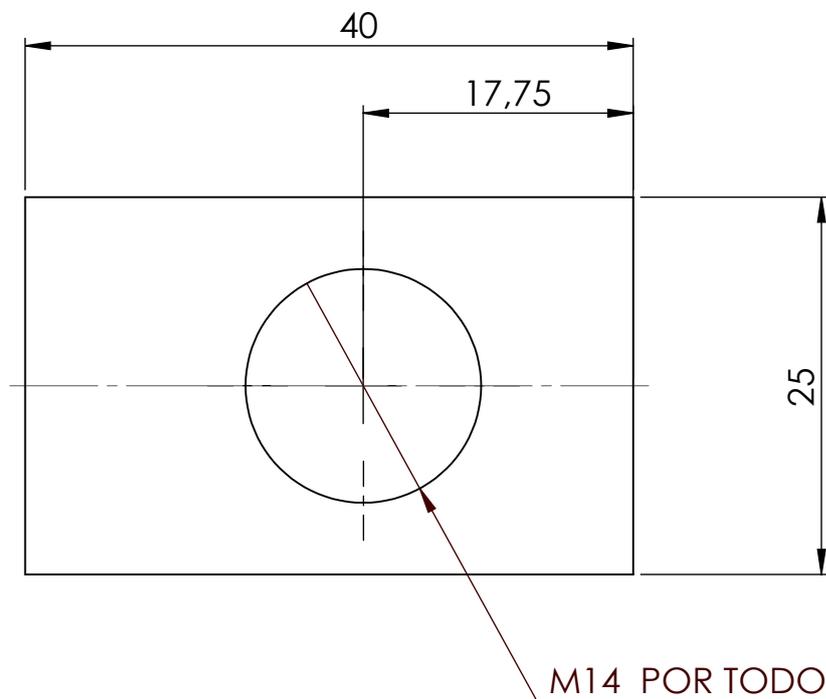
MATERIAL: ACERO F 114



DETALLE A
ESCALA 2 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																								
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAUID.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				NOMBRE	FIRMA	FECHA		DIBUJ.				VERIF.				APROB.				FABR.				CAUID.				TÍTULO: <h1>Plancha Superior</h1>		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																												
DIBUJ.																														
VERIF.																														
APROB.																														
FABR.																														
CAUID.																														
<p>Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.</p>				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	A4																								
PESO:				ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1																									

MATERIAL: ACERO F 114



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																																				
<table border="1"> <tr> <td></td> <td>NOMBRE</td> <td>FIRMA</td> <td>FECHA</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>DIBUJ.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CAUID.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>							NOMBRE	FIRMA	FECHA			DIBUJ.						VERIF.						APROB.						FABR.						CAUID.						TÍTULO: <h2>Plancha Inferior</h2>	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA																																								
DIBUJ.																																											
VERIF.																																											
APROB.																																											
FABR.																																											
CAUID.																																											
Edición de estudiante de SolidWorks. Sólo para uso académico.						N.º DE DIBUJO	A4																																				
PESO:						ESCALA:2:1	HOJA 1 DE 1																																				