



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

Departamento Ingeniería Electromecánica

Proyecto Final N° 42

**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOS”**

Autor:

ARRAC, Juan Ignacio

Docentes: Ing. ALI Daniel

Ing. FERREYRA Daniel

2019



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

Departamento Ingeniería Electromecánica

Proyecto Final N° 42

**“DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS
INERCIAL PARA MOTOS”**

Autor:

ARRAC, Juan Ignacio

Docentes: Ing. ALI Daniel

Ing. FERREYRA Daniel

2019



Índice de contenidos

1. Objetivo del proyecto.....	3
2. Tipos de bancos de pruebas.....	3
2.1 Definición de Banco de Potencia	3
2.2. Banco de potencia inercial	4
2.3 Banco de potencia estacionario	4
3. Requisitos del diseño.....	6
4. Ventajas y desventajas.....	7
5. Estructura de un banco inercial.....	8
6. Principio físico	9
7. Análisis	10
7.1 Bancada	10
7.2 Rodillo y apoyos.....	12
8. Diseño preliminar.....	13
8.1 Introducción	13
8.2 Diseño de la geometría y componentes del Banco.....	13
8.2.1 Rodillo.....	14
8.2.2 Eje y Tapas de rodillo.	15
8.2.3 Contrapesos	16
8.2.4 Bancada o estructura tubular.	17
8.2.5 Sistema Atrapa rueda	18
8.2.6 Deslizante para atrapa rueda.	19
9 Análisis y cálculo de componentes.	20
9.1Cálculo de las fuerzas sobre la bancada.	20
9.2 Cálculo de las fuerzas sobre el atrapa rueda.....	22
9.3 Estudio de esfuerzos sobre el eje.....	23
9.3.1 Verificación del diámetro del eje.....	26
10 Selección del caño a utilizar para el Rodillo.....	28
10.1 Tapas de Rodillo.....	31



11 Rodamientos	36
11.1 Vida del Rodamiento.....	37
12. Software para adquisición de datos.....	45
12.1 Introducción a MATLAB.....	47
12.2 Lectura, escritura y análisis de datos de los sensores de Arduino.....	47
12.3 Prestaciones y funciones.	47
12.4 Diagrama de Flujo.	48
12.5 Listado de sensores a utilizar	50
12.6 Sensor de humedad relativa y temperatura.....	51
12.6 Sensor presión atmosférica.....	51
13. Ventilador para refrigeración de la motocicleta.....	52
14. Correas para sujeción de la motocicleta.....	53
15. Conclusión	53
ANEXOS.....	54



1. Objetivo del proyecto

El objetivo del proyecto es diseñar en su totalidad un Dinamómetro inercial para motocicletas de hasta 200 CV.

Un dinamómetro o banco de pruebas es un equipo usado por mecánicos, técnicos y empresas dedicadas a la fabricación y ensamblaje de motocicletas para medir la potencia y el par entregados por un vehículo. Su principal utilidad es la posibilidad de testear in situ las diversas preparaciones y prestaciones de motor sin tener que ir a probar a un circuito con el costo que eso implica y además elimina la subjetividad del piloto a la hora de evaluar la preparación en cuestión.

El proyecto detalla las diferentes partes mecánicas que componen dicho banco, la implementación de una propuesta de diseño acorde a la necesidad planteada, sistema de adquisición de datos y un software para mostrar la información necesaria del mismo.

Esto supone un intenso proceso de investigación y recopilación de información de diversas fuentes, que permitan obtener el conocimiento suficiente para poder realizar la elección de modo acertado.

2. Tipos de bancos de pruebas

En la actualidad existen numerosos tipos de bancos de pruebas, cada uno de los cuales se centra en la captación de datos referentes a una parte del elemento a ensayar.

En este caso, para las motocicletas, hay varios tipos de bancos de pruebas cuya misión es la búsqueda de datos como pueden ser la potencia y el par del motor (están relacionados entre ellos).

2.1 Definición de Banco de Potencia

La necesidad fundamental por la que se crearon los bancos es clara: medir la potencia que desarrolla cada motor. Si medir es fundamental en el ámbito de la Ingeniería, también lo es en el de la Mecánica. Entendiendo por mecánica, claro está, no sólo la rama de la física, sino también la reparación y preparación de motores. Así, en este caso, para preparar una moto buscando la mejora de sus prestaciones o, simplemente para valorar con precisión la magnitud de las mismas, es imprescindible conocer un dato objetivo que permita comparar y saber si los cambios y experimentos realizados han dado su fruto.

La misión de este tipo de bancos es elaborar la curva de potencia y de par motor que da una motocicleta.



Así se conoce, mediante un software, el par máximo y la potencia máxima que dará el motor a un determinado régimen de giro, así como la velocidad máxima teórica que podrá alcanzar.

Mediante estos bancos se puede probar al instante, sin el incremento de costo que conlleva la variación de par o potencia que tendrá el motor al variar su configuración, como puede ser la carburación e inyección, sistema de escape, etc. o facilitar la puesta a punto.

La captación de datos se realiza básicamente mediante tres sensores, que son, uno para medir las r.p.m. de motor, una sonda lambda para medir la mezcla y otro sensor para medir las r.p.m. del propio rodillo.

Existen dos tipos de bancos de potencia: Los inerciales y los estacionarios.

2.2. Banco de potencia inercial

El banco inercial es el preferido, ya que es el más indicado para medir las prestaciones absolutas. De esta forma, permite hacer comparaciones entre diferentes estados del motor o con distintos componentes.

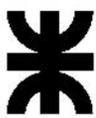
Como su propio nombre indica, consta de un rodillo con una determinada inercia medida; un rodillo que acelera directamente la rueda trasera de la moto en contacto directo con él. El rodillo gana velocidad por unidad de tiempo, una relación medida por el banco en cada instante mientras el programa informático calcula el trabajo para mover la inercia del rodillo a esa velocidad y en ese tiempo. De esa forma calcula la potencia a la rueda que desarrolla la moto.

Por otro lado, se suele hablar indistintamente de potencia a la rueda y de potencia del motor, sin hacer distinción entre ambos datos, cuando en la realidad existe una diferencia, dependiendo de las transmisiones en cada motor, entre un 6 y un 8% al dar una magnitud u otra.

2.3 Banco de potencia estacionario

El banco estacionario consta de un rodillo de mínima inercia adosado a un sistema de absorción de energía (normalmente un freno eléctrico o hidráulico). Estos frenos, permiten estabilizar la moto al régimen del motor que deseemos durante un período de tiempo determinado.

Esta facilidad suele ser utilizada para hacer pruebas en el desarrollo de nuevos modelos. Con este tipo de bancos se realizan ensayos de durabilidad de materiales, consumos y desgastes de piezas. Los fabricantes de motocicletas, de cilindros, de motores y los centros



de homologación, son los principales usuarios de estos bancos, que, por otra parte, tienen un elevado coste de adquisición.

Los diferentes modelos de bancos que podemos encontrar son los que se muestran en las siguientes figuras, para este caso se elegirá el diseño como el que se muestra en la Figura B.



Figura A: Banco de Pruebas en Fosa.



Figura B: Banco de potencia inercial en Bancada.



Figura C: Banco inercial para motos móvil.

3. Requisitos del diseño

El banco debe tener unos requisitos geométricos para que puedan utilizarse en él todas las motos del mercado, siendo su uso cómodo y seguro.

-Las masas máximas que se podrán subir en el banco será 500kg siendo esta masa la combinación entre la moto y el piloto.

-La potencia máxima que podrá ser medida por el banco con fiabilidad será de 200 Cv.

- Velocidad máxima de la motocicleta (rueda trasera) de 300 km/h.



- Anchura máxima de la motocicleta de 1000 mm además del espacio suficiente para el apoyo de los pies del piloto parado.
 - Rango de distancias entre ejes de motocicletas a probar, de 1300mm a 1700mm.
 - La altura del banco será la mínima para reducir el esfuerzo realizado al subir la moto, por otra parte tiene que ser capaz de albergar el rodillo y otros componentes.
 - Sistema atrapa rueda móvil para que encajen las ruedas delanteras de los diferentes modelos del mercado. Los diámetros de ruedas a poder utilizar van desde un mínimo de 12 pulgadas hasta un máximo de 21 pulgadas (diámetro normalizado de las llantas).
- Por otra parte la anchura de la rueda delantera variará desde un mínimo de 70 mm hasta 130 mm como máximo.

4. Ventajas y desventajas.

Un banco de potencia en estado estacionario tiene la ventaja de que un motor se puede cargar hasta un punto y se mantiene a una velocidad constante. Esto puede ser utilizado para encontrar una falla en una determinada velocidad o ajustar el motor para potencia máxima a una cierta velocidad.

La desventaja de estos tipos de dinamómetros es que son caros (en comparación con el tipo inercial), y son más complejos. Estos dinamómetros también necesitan la calibración periódica de una celda de carga. Si los controles de calibración no se realizan regularmente, los resultados obtenidos pueden estar equivocados. El mecanismo de frenado del dinamómetro generará una gran cantidad de calor que tiene que ser evacuado de alguna manera.

El motor que se está probando marcha a una velocidad constante, la carga se aplica a través de la bomba hasta que el motor no puede mantener esta velocidad con la mariposa totalmente abierta, en este punto, el par que está siendo aplicado por la bomba, es medido y convertido en las lecturas de salida del motor. Los resultados son calculados por medio de los valores obtenidos de la celda de carga o simplemente transformando la presión de la bomba. Este método, conocido como "pruebas de estado estacionario", se realiza normalmente en incrementos de 200-500 rpm a través de la "curva de potencia" del motor. Este tipo de prueba en banco ha sido utilizado durante muchos años en todo tipo de motores.

Los dinamómetros de tipo "bomba" deben usar algún tipo de fluido para bombear, ya sea agua o aceite. Todo el mundo sabe lo que sucede con el aceite, al ser bombeado y aumentar su presión, se calienta rápidamente y la viscosidad del aceite disminuye. Cuando esto ocurre la potencia requerida por la bomba cambia radicalmente, y esto a su vez cambia



las lecturas de potencia de salida en el banco de pruebas. El agua tiene esta misma tendencia, aunque en menor medida. Las bombas de agua y de aceite también tienden a mezclar el aire con los líquidos, cambiando su viscosidad, y variando de nuevo las lecturas de salida.

En "Estado Estacionario" las pruebas están muy bien para equipos tales como bombas de agua, generadores, tractores, equipos que operan a una carga y rpm constantes durante largos períodos de tiempo. La prueba de "Estado Estacionario" requiere que el motor esté con la mariposa totalmente abierta en cada incremento de la prueba durante un período de tiempo mientras que las lecturas de ensayo se toman. La llegada de los sistemas informatizados de adquisición de datos ha ayudado considerablemente, pero el motor todavía pasa un período de tiempo relativamente largo con carga a altas revoluciones y con la mariposa totalmente abierta.

Con el tiempo, el funcionamiento interno de la bomba del banco de pruebas hace que sus características de absorción de energía puedan cambiar. A menos que estos cambios sean cuidadosamente monitoreados y compensados, el banco de pruebas puede llegar a ser inexacto.

Los dinamómetros inerciales son los más simples y baratos. Un dinamómetro de inercia funciona de manera muy diferente a uno "tipo de bomba". El dinamómetro de inercia consta de un componente principal, un gran volante de inercia, montado sobre un eje y conectado al motor a través de las ruedas. La desventaja de estos dinamómetros respecto a los de freno es que sólo se pueden utilizar para las pruebas del acelerador abiertos completamente.

Estos se están convirtiendo rápidamente en el método preferido para la obtención de los resultados en las pruebas de banco de pruebas para aplicaciones de carreras y de fabricantes de motocicletas. Los dinamómetros de inercia simulan mejor las condiciones dinámicas creadas al acelerar un motor bajo carga, por lo tanto dan resultados más precisos, repetibles y rápidos.

5. Estructura de un banco inercial

Este banco de pruebas consta de diferentes partes mecánicas que serán explicadas a continuación:

-Bancada: Es el elemento de soporte del banco. Está formado por un conjunto de perfiles metálicos soldados entre sí, encargados de soportar los esfuerzos y reacciones originados por la motocicleta durante el ensayo.



- Rodillo: Principal elemento ya que en función de sus características se han dimensionado el resto de los elementos y que dependiendo de la potencia de las motocicletas a probar optaré por unas dimensiones determinadas. Se monta sobre unos rodamientos cuidadosamente calculados en función de las circunstancias bajo las que deberán funcionar, así como los apoyos del propio rodillo. Es el encargado de transmitir la potencia de la motocicleta para que su aceleración y velocidad sea adquirida por los sensores.
- Soporte de rodamientos: Su función es albergar a los rodamientos. Estos, al igual que los rodamientos serán elegidos por catálogo. Los soportes de rodamientos irán atornillados a la bancada para su fijación.
- Sistema atrapa rueda móvil: Este sistema se encarga de la sujeción de la motocicleta durante la prueba. Para ello se encajará la rueda delantera de la moto en este elemento. Además se debe permitir el movimiento longitudinal de este sistema a lo largo del banco para las diferentes longitudes entre ejes de las motocicletas a probar.
- Parte electrónica y software: la medición de las variables se realizarán mediante una placa Arduino Mega 2560, la cual se encarga de la lectura de los sensores que se encuentren instalados en dicho banco. Los datos se procesan y se muestran de forma gráfica en Matlab.
- Sistema de refrigeración: Constará de un ventilador situado en la parte delantera del banco y enfocado hacia la motocicleta, de esta manera se mantendrá refrigerado el motor y además hará que el mismo aspire aire limpio.

6. Principio físico

El rodillo, que tiene una inercia determinada por sus dimensiones, es impulsado por la rueda trasera de la motocicleta al ser acelerada, la cual ejerce un par que lo hace girar.

El principio de medición se deriva de la primera ley de Newton aplicada al movimiento rotacional que dice que el Par (τ) es igual al producto de la inercia (I) por la aceleración angular (α).

La aceleración angular del rodillo se obtiene mediante los sensores, concretamente un sensor de efecto Hall.

$$\tau = I \times \alpha$$

La Potencia (P) es el resultado de la multiplicación del par (τ) por la velocidad angular (ω), siendo la velocidad angular las revoluciones por minuto del motor del rodillo.

$$P = \tau \times \omega$$

Los sensores se encargan de capturar los datos de la aceleración y las revoluciones del rodillo para enviarlos y así calcular el par y la potencia resultante.



7. Análisis

7.1 Bancada

La bancada estará compuesta por perfiles comerciales unidos entre sí. Las ventajas que posee el acero como material estructural son:

Alta resistencia:

La alta resistencia del acero por unidad de peso, permite estructuras relativamente livianas, lo cual es de gran importancia en la construcción de puentes, edificios altos y estructuras cimentadas en suelos blandos.

Homogeneidad:

Las propiedades del acero no se alteran con el tiempo, ni varían con la localización en los elementos estructurales.

Elasticidad:

El acero es el material que más se acerca a un comportamiento linealmente elástico (Ley de Hooke) hasta alcanzar esfuerzos considerables.

Precisión dimensional:

Los perfiles laminados están fabricados bajo estándares que permiten establecer de manera muy precisa las propiedades geométricas de la sección.

Ductilidad:

El acero permite soportar grandes deformaciones sin falla, alcanzando altos esfuerzos en tensión, ayudando a que las fallas sean evidentes.

Tenacidad:

El acero tiene la capacidad de absorber grandes cantidades de energía en deformación (elástica e inelástica).

Facilidad de unión con otros miembros:

El acero en perfiles se puede conectar fácilmente a través de remaches, tornillos o soldadura con otros perfiles.

Rapidez de montaje:

La velocidad de construcción en acero es muy superior al resto de los materiales.

Disponibilidad de secciones y tamaños:

El acero se encuentra disponible en perfiles para optimizar su uso en gran cantidad de tamaños y formas.



Costo de recuperación:

Las estructuras de acero de desecho, tienen un costo de recuperación en el peor de los casos como chatarra de acero.

Reciclable:

El acero es un material 100 % reciclable además de ser degradable por lo que no contamina.

Permite ampliaciones fácilmente:

El acero permite modificaciones y/o ampliaciones en proyectos de manera relativamente sencilla.

Se pueden prefabricar estructuras:

El acero permite realizar la mayor parte posible de una estructura en taller y la mínima en obra consiguiendo mayor exactitud.

Aunque también presenta algunas desventajas como:

Corrosión:

El acero expuesto a intemperie sufre corrosión por lo que deben recubrirse siempre con esmaltes alquídicos (primarios anticorrosivos) exceptuando a los aceros especiales como el inoxidable.

Calor, fuego:

En el caso de incendios, el calor se propaga rápidamente por las estructuras haciendo disminuir su resistencia hasta alcanzar temperaturas donde el acero se comporta plásticamente, debiendo protegerse con recubrimientos aislantes del calor y del fuego (retardantes) como mortero, concreto, asbesto, etc.

Pandeo elástico:

Debido a su alta resistencia/peso el empleo de perfiles esbeltos sujetos a compresión, los hace susceptibles al pandeo elástico, por lo que en ocasiones no son económicas las columnas de acero.

Fatiga:

La resistencia del acero (así como del resto de los materiales), puede disminuir cuando se somete a un gran número de inversiones de carga o a cambios frecuentes de magnitud de esfuerzos a tensión (cargas pulsantes y alternativas).

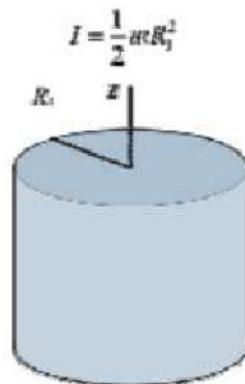
El pandeo se minimiza con la elección de perfiles cerrados como por ejemplo circulares. Así, la bancada es un conjunto de perfiles cuadrados unidos mediante soldadura.



7.2 Rodillo y apoyos

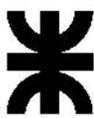
El rodillo es el elemento fundamental del banco, ya que su inercia influirá en la máxima potencia a medir de forma razonable.

Debe ser construido de un material de alta densidad para que la inercia sea lo más elevada posible y no ocupe mucho volumen, debido a que el espacio para alojar el rodillo es limitado.



En este caso se opta por la construcción del rodillo con un caño de 300 mm de diámetro aproximadamente, (luego se podrá determinar con exactitud). En sus extremos se le colocarán tapas soldadas y constará de un eje pasante de forma longitudinal.

En caso de no alcanzar la masa necesaria para la potencia a medir se le colocarán volantes adicionales que hagan aumentar su peso y así poder obtener la inercia buscada. Luego se calcularán y determinarán ambos valores.



8. Diseño preliminar

8.1 Introducción

En este apartado comienza la fase de diseño del banco de pruebas inercial.

Tras buscar la mayor cantidad de información de motocicletas disponibles en el mercado, se pudo obtener información que permitió ir conociendo los distintos tipos de motos que conforman el mercado.

Para poder estudiar y verificar los elementos más importantes que conforman el banco en su totalidad se va a utilizar un software de diseño y cálculo como es solidworks, en este caso es la versión 2017.

SolidWorks es un software CAD (diseño asistido por computadora) para modelado mecánico en 2D y 3D, desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una filial de Dassault Systèmes, S.A. (Suresnes, Francia), para el sistema operativo Microsoft Windows. Su primera versión fue lanzada al mercado en 1995 con el propósito de hacer la tecnología CAD más accesible.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción. Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD. El proceso consiste en traspasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.



8.2 Diseño de la geometría y componentes del Banco.

Teniendo en cuenta la función del banco y los compromisos que debe cumplir, se comienza el desarrollo de las diferentes partes.



La primera parte del diseño es la elección de la configuración geométrica adecuada de la bancada. La función principal de la bancada es unir los diferentes elementos de forma que permanezcan invariables.

Antes de realizar un diseño de la bancada, habrá que diseñar el rodillo, ya que este elemento del banco se alojará en el interior de la estructura.

8.2.1 Rodillo

La velocidad máxima de las motocicletas a probar será de hasta 300km/h, esto supone que el rodillo poseerá la misma velocidad tangencial que la rueda trasera.

Además se ha de tener en cuenta que las revoluciones por minuto del rodillo sean las mínimas posibles, porque debido a su elevado peso, será complicado elegir unos rodamientos adecuados para estas características. Por ello puse como límite que el rodillo no pudiese rebasar las 5500 rpm cuando a la rueda trasera le correspondiese una velocidad de 300 km/h.

$$V_{m\acute{a}x} = 300 \text{ km/h} = 83,33 \text{ m/seg.}$$
$$\vec{\omega}_{m\acute{a}x} = 5500 \text{ rpm} = 575,96 \text{ rad/seg.}$$
$$V = \vec{\omega} \times r$$

Siendo: ω = velocidad angular del rodillo y r= radio del rodillo.

Así el radio del rodillo resulta 0.1446 m, o, lo que es lo mismo 144.686mm. El radio obtenido se ampliará hasta los **150mm**, para obtener una mayor inercia y conseguir que velocidad angular a 300km/h sean de 5305.16 rpm.

Una vez determinado el diámetro del rodillo interesa que sea lo más largo posible para maximizar su masa y por tanto su inercia.

Interesa que el tiempo que le cueste a la moto hacer girar el rodillo no sea muy alto para que así la motocicleta no se caliente demasiado, ni muy corto ya que podría llevar a una medición errónea. Así el tiempo mínimo para una motocicleta de 200 Cv para alcanzar una velocidad máxima de 300 km/h será de 5 segundos.



El tiempo en alcanzar la velocidad máxima viene determinado por la fórmula:

$$T = \frac{\omega^2 \times I}{\text{Potencia}}$$

Siendo:

T = tiempo en segundos

ω = velocidad angular

I = momento inercia rodillo (kg x m²)

Potencia en watos

Sustituyendo:

T = 5 segundos

ω = 5500 rpm = 575.98 rad/s

Potencia = 200 Cv = 147000 watos

Resulta una inercia mínima de 2.2155 kg x m².

I= Momento inercia cilindro = $\frac{1}{2} m R^2$

Así con los valores de I = 2.2155 kg xm² y R = 0.15m, la masa del rodillo es de 196.948 kg.

Para las dimensiones y materiales utilizados en este caso, la masa final del rodillo será de unos 226.66 Kg., por lo que debemos calcular la inercia nuevamente con la masa final del rodillo y los contrapesos.

Por lo tanto la inercia final del rodillo será I= 2.955 kg x m², esto hará que el tiempo de ensayo sea de 6.67 segundos en lugar de los 5 sugeridos al inicio del cálculo.

Las dimensiones del rodillo finalmente serán, **323 mm de diámetro y 450 mm de longitud.**

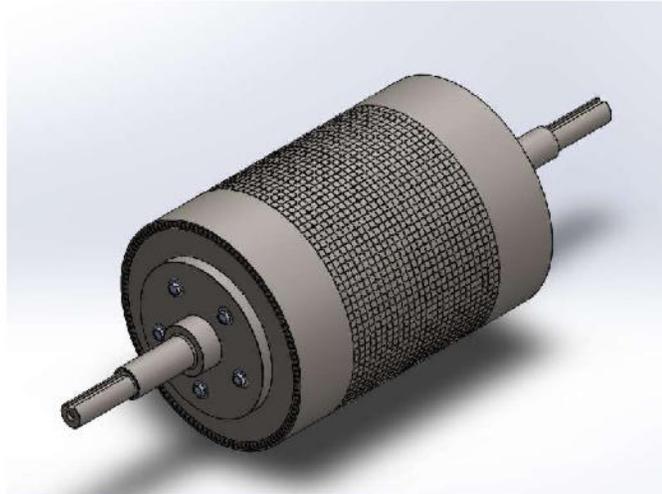
Si el rodillo fuera liso, al acelerar la motocicleta puede que se produjera deslizamiento y no se transmitiera bien la potencia de la rueda trasera de la motocicleta al rodillo. Por eso, para mejorar la tracción de la rueda trasera se hará un moleteado en la parte central de 260mm (esta medida es mayor que el ancho de la huella de contacto de la rueda trasera de cualquier motocicleta del mercado), y mejorar la transmisión de potencia entre la rueda y el rodillo.

8.2.2 Eje y Tapas de rodillo.

Para este caso el rodillo constará de un eje pasante que permitirá la rotación del mismo. La idea de que su construcción sea de esta manera es por una cuestión de que pueda suceder la necesidad de reemplazarlo en caso de rotura, desgaste o algún otro inconveniente que pueda ocurrir. Para poder fijarlo y hacer que todo se comporte como una sola pieza, al rodillo se le soldarán unas tapas en sus extremos donde irá alojado el eje.

También se le colocarán chavetas entre las tapas y el eje para que no exista movimiento entre ellos. Luego se hará el cálculo para determinar las dimensiones de las mismas.

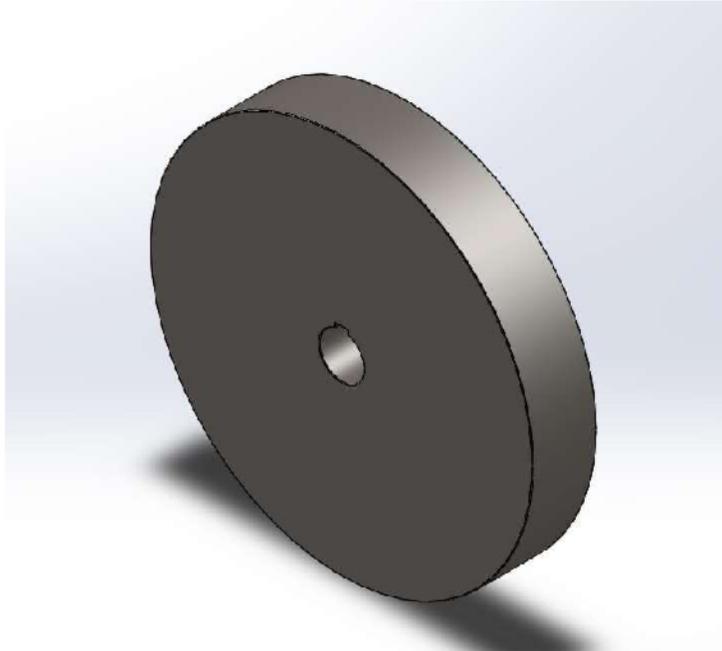
A continuación se verá una imagen del ensamblaje del rodillo y sus partes mencionadas anteriormente.



Una vez ensambladas todas las partes, se realizará un mecanizado final para lograr la concentricidad de las partes. También se le realizarán los chaveteros y el moleteado.

8.2.3 Contrapesos

Dado que el peso del rodillo no alcanza el que se solicita para la inercia calculada, se añaden al mismo unos contrapesos con el fin de sumar peso a todo el sistema eje-rodillo. Se colocarán cuatro de ellos, dos en cada extremo del eje para que no genere desbalances ni sobrecargas en el eje ni los rodamientos.



8.2.4 Bancada o estructura tubular.

La bancada tiene que estar diseñada para poder subir sobre ella cualquier motocicleta del mercado, y ser probada sin ningún peligro y de forma cómoda.

La geometría del banco debe cumplir:

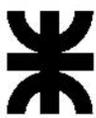
- Anchura máxima de la motocicleta de 945mm además del espacio suficiente para el apoyo de los pies del piloto en parado.
- Rango de distancias entre ejes de motocicletas a probar, de 1300mm a 1700mm.
- La altura del banco será la mínima para reducir el esfuerzo realizado al subir la moto al banco, por otra parte tiene que ser capaz de albergar el rodillo y otros componentes.

La anchura será mayor a los 945mm (anchura máxima de una moto en el mercado) para que un operario pueda estar subido en la bancada a un lado de la moto.

Así la anchura del banco será de **1200mm**.

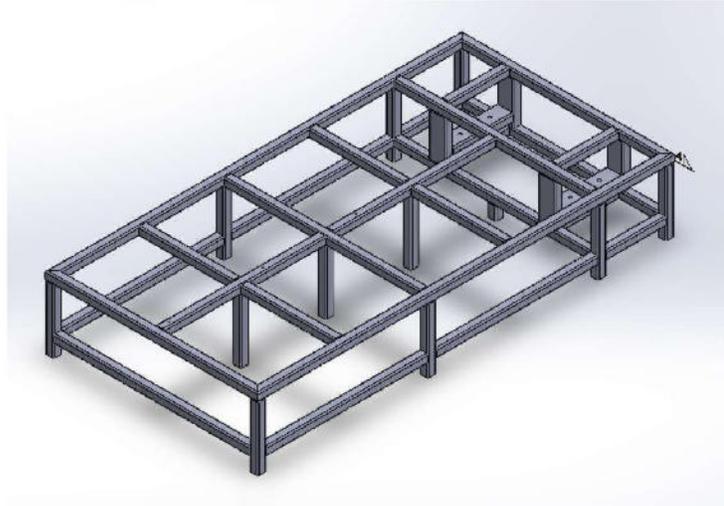
Por otro lado la longitud total del banco será de **2400mm**, capaz de albergar al rodillo y a la motocicleta.

El rango de distancias que tendrá el banco desde el punto de contacto de la rueda delantera con el sistema atrapa rueda y el punto de contacto ideal de la rueda trasera con el rodillo (justo en la vertical sobre el eje trasero) variará entre los 1300 mm de mínimo y los 2000 mm de máximo aproximadamente.



Perfiles

Los perfiles empleados para la estructura serán de dimensiones 50x50x3 mm salvo los perfiles sobre los que se apoyarán los soportes de los rodamientos y los que son perpendiculares a los mismos, por una cuestión estética y constructiva. Los perfiles que se utilizarán serán de 100x50x3.



8.2.5 Sistema Atrapa rueda

El sistema atrapa rueda consta de un elemento que fija la rueda delantera de la motocicleta al banco. Este sistema debe ser móvil, por lo que estará situado sobre un carril que permitirá el desplazamiento y se fijará mediante tornillos al banco y el mismo se posicionará con pasadores al carril. También debe restringir el desplazamiento y giro de la rueda delantera en sentido lateral.

Debe poder fijar un amplio rango de medidas de ruedas delanteras de motocicletas. Las medidas de la rueda delantera que influyen en el diseño de este sistema son el diámetro y la anchura. Las medidas de las ruedas que se podrán fijar oscilan entre las de 12 y las de 21 pulgadas de diámetro de llanta, en cuanto a la anchura la mínima será de 80mm y la máxima de 130mm aproximadamente.

Este elemento será realizado mediante chapas de acero de espesor 5 mm y soldadas entre sí para darles la forma deseada.

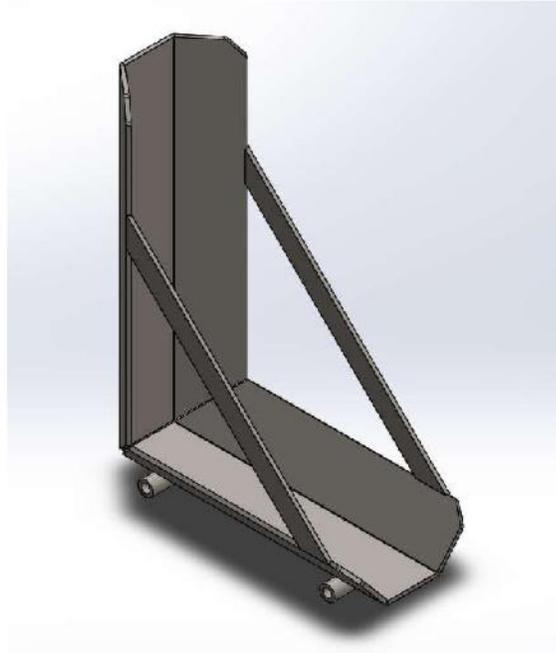


Figura 8.2.5: Sistema atrapa rueda delantera.

8.2.6 Deslizante para atrapa rueda.

Una vez montado el rodillo con sus contrapesos, se procede al montaje del deslizante del atrapa rueda, este va fijado a la bancada mediante tornillos. Este deslizante permite variar la distancia desde el rodillo a la rueda delantera, para así poder ensayar los distintos tipos de motocicletas y abarcar todos los modelos existentes en el mercado local.



Figura 8.2.6: Deslizante atrapa rueda.

9 Análisis y cálculo de componentes.

9.1 Cálculo de las fuerzas sobre la bancada.

Se ha tomando el valor de la aceleración de la gravedad como 9.81 m/s^2 .

Las fuerzas que actúan sobre la bancada son:

- Peso corporal correspondiente a una persona de 100kg: 1000N.
- Peso máximo de la motocicleta a probar (200kg): 2000N.
- Peso de los elementos del banco (En el primer análisis sólo se tendrá en cuenta el peso del rodillo de 226.66 kg), 2266.6 N.
- Fuerza sobre el sistema atrapa rueda: La fuerza que va a ejercer la rueda delantera sobre el soporte es la reacción de la trasera frente a la fuerza que le hace el rodillo a la moto hacia adelante. Es decir, la fuerza de inercia del rodillo.

Se tiene que la velocidad máxima del rodillo es $\omega_{m\acute{a}x.} = 4927.44 \text{ rpm} = 516 \text{ rad/s}$ y la masa del rodillo es de 226.66 kg.

Por lo tanto la aceleración angular máxima a aplicarse en el tiempo determinado (5.35 segundos) será:

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{516 \text{ rad/seg}}{5.35 \text{ seg}} = 96.44 \text{ rad/seg}^2$$



Como el rodillo tiene una inercia determinada ($I=2,955 \text{ kgxm}^2$) puedo hallar el momento que crea la rueda trasera sobre el rodillo.

$$M = I \times \alpha = 2,955 * 96.44 = 285 \text{ N.m.}$$

Como la motocicleta está sujeta mediante el sistema atrapa rueda, este momento creará una fuerza en el punto de contacto de la rueda delantera con el propio sistema y esta fuerza será ese momento calculado respecto de la distancia que se encuentre el sistema atrapa rueda, para este caso utilizaré la mayor distancia a la que puede llegar que es de 2200 mm aproximadamente.

Por lo que la fuerza horizontal resultante será:

$$F = \frac{M}{d} = \frac{285 \text{ N.m}}{2.2} = 129.54 \text{ N.}$$

A continuación se detallarán los esfuerzos que actúan sobre la estructura, las fuerzas que serán aumentadas son el peso de la moto y la del sistema atrapa rueda, aplicando un coeficiente de seguridad de 2:

CARGA	FUERZA ESTIMADA	MAYORADA $c=1.5$
Peso del Piloto	1000 N	-
Peso máximo de la moto	2000 N	3000 N
Peso rodillo y accesorios	2264 N	-
Fuerza sobre el atrapa rueda	129.54 N	259 N

A continuación se puede observar los esfuerzos que actúan sobre la estructura. El límite elástico es de $1835 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$ y la máxima fuerza registrada es de $179 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$, lo que indica que no tendrá ningún tipo de problemas en cuanto a deformaciones de forma permanente.

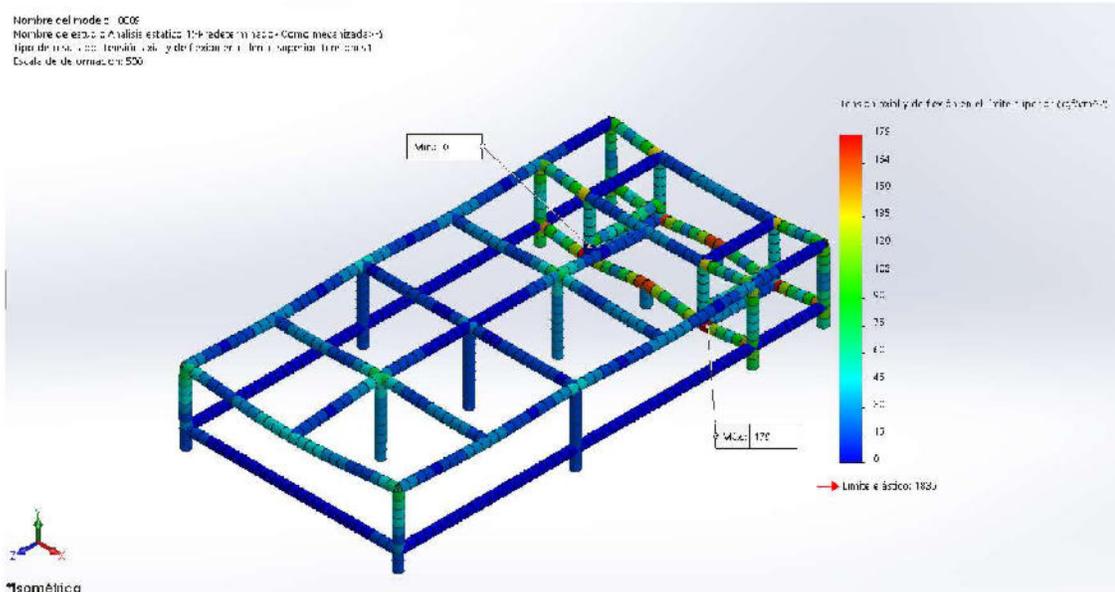


Figura 9.1.1: Esfuerzos actuantes sobre la estructuras, escala de deformación: 500.

9.2 Cálculo de las fuerzas sobre el atrapa rueda.

Para este estudio se utilizó la fuerza calculada en el punto 9.1 para el esfuerzo horizontal y para la el esfuerzo vertical considero un 50 porciento del peso total de la moto, que para este caso es 1000 N.

Se puede ver que las deformaciones se encuentran dentro del límite elástico del material.

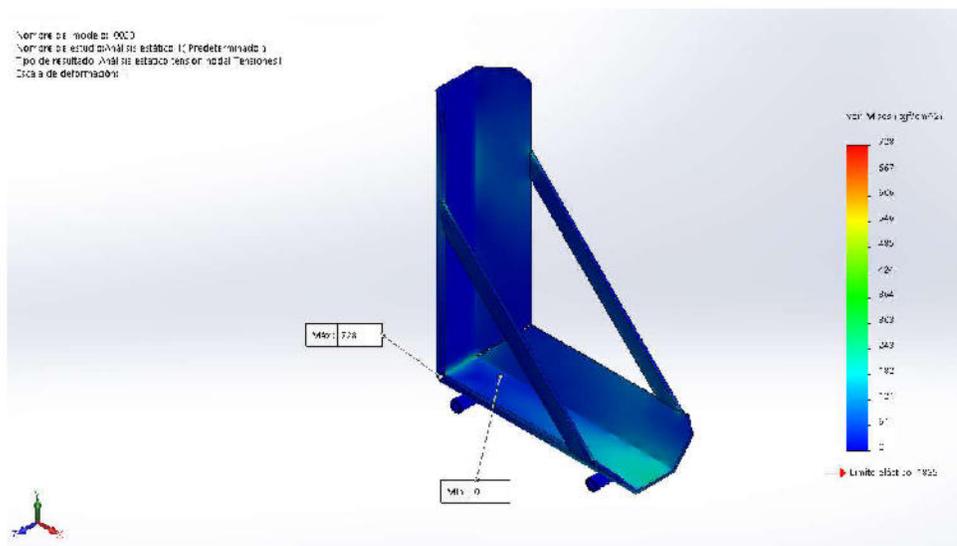
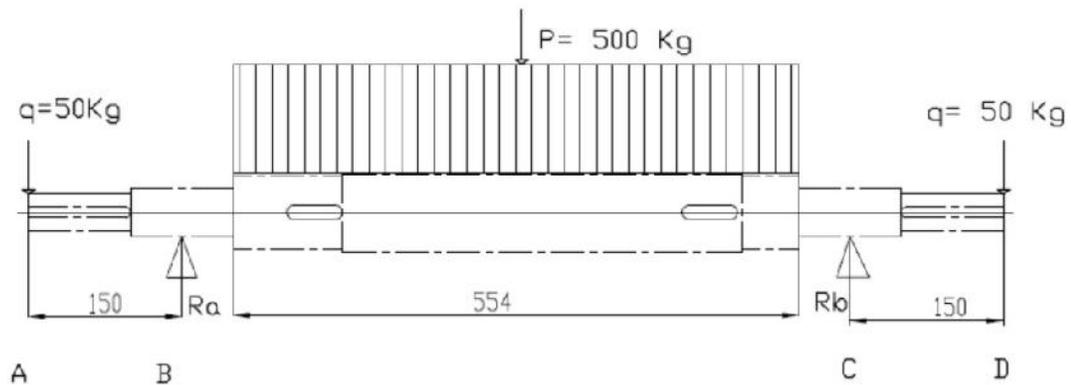


Figura 9.2.1: Deformaciones sobre el sistema atrapa rueda.

9.3 Estudio de esfuerzos sobre el eje.

En este caso se estudiarán los esfuerzos a los que se encuentra sometido el eje, se considerará que el peso del conjunto moto y piloto se apoya sobre el rodillo.

Las cargas que se encuentran sobre el eje se muestran en la figura 9.3.1, donde se considera el peso del conjunto moto y piloto y los contrapesos que se añaden para poder obtener el peso para lograr la inercia necesaria.



Se calculan a continuación las fuerzas que actúan sobre Ra y Rb, donde las cargas puntuales en los extremos son de 50 Kg que representan los contrapesos y la carga distribuida del rodillo se considera de unos 500 Kg que se pone una condición de transferencia del peso de la moto a la hora del ensayo:

$$\sum F_y = 50 - R_a + 500 - R_b + 50 = 0$$

$$\sum M_A = (-50 * 150) + (500 * 277) - (R_b * 554) + (50 * 704) = 0$$

Por lo que tendré los valores de Ra y Rb:

Ra = 300 Kg.

Rb = 300 Kg.

Se calcularán los esfuerzos de Corte y Momento sobre el eje, los resultados se encuentran en las siguientes tablas.



Tramo AB		Tramo BC		Tramo CD	
Punto A		Punto B		Punto C	
Q_A	50Kg	Q_B	(50-300) Kg= -250kg	Q_C	(50+500-300-300) Kg= -50kg
M_A	0	M_B	0	M_C	$-(50kg \cdot 150mm) = -7500kgmm$
Punto B		Punto C		Punto D	
Q_B	50kg	Q_C	(50+500-300) Kg= 250kg	Q_D	(50+500-300-300) Kg= -50kg
M_B	$-(50kg \cdot 150mm) = -7500kgmm$	M_C	0	M_D	0

Tramos	CORTE			MOMENTO		NORMAL	
	Punto	Valor	Función	Valor	Función	Valor	Función
AB	A	50	Constante	0	Lineal	0	Constante
	B	50		-7500		0	
BC	B	-250	Constante	0	Cuadratica	0	Constante
	C	250		0		0	
CD	C	-50	Constante	-7500	Lineal	0	Constante
	D	-50		0		0	

Los gráficos de corte y momento flector se realizaron en Solidworks 2017, los cuales se pueden observar en las siguientes figuras.

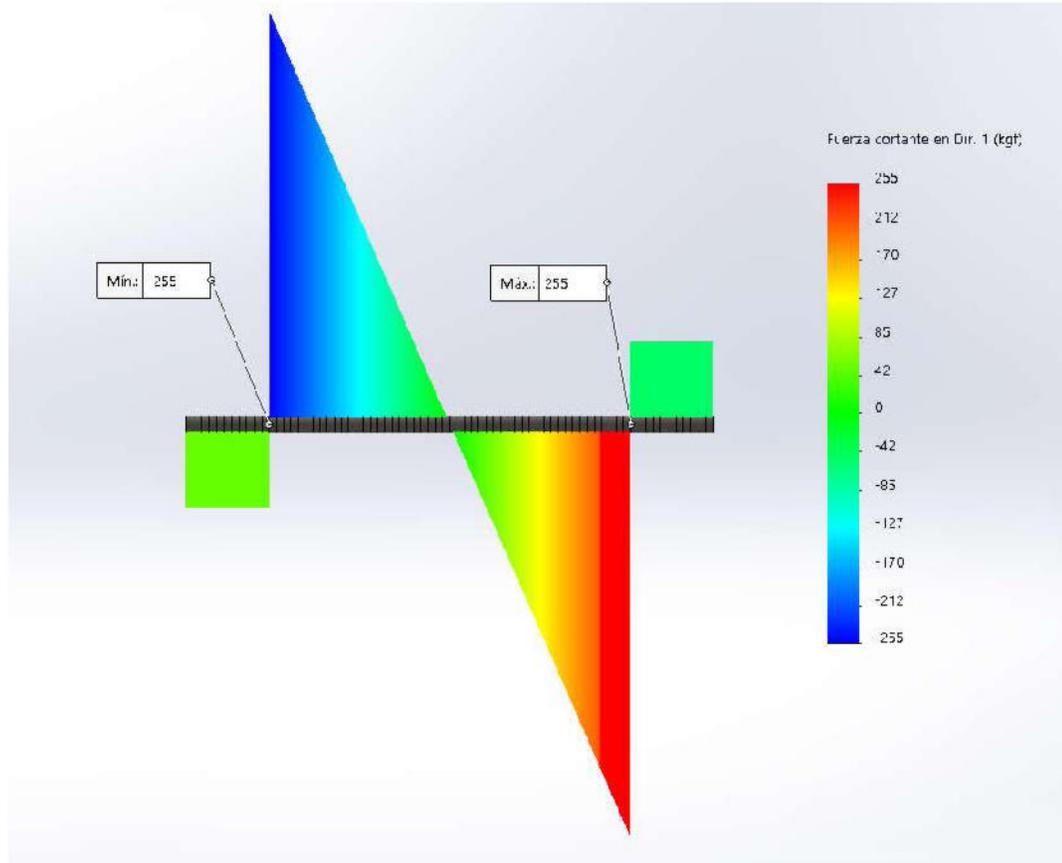


Figura 9.3.1: Diagrama de Fuerza Cortante.

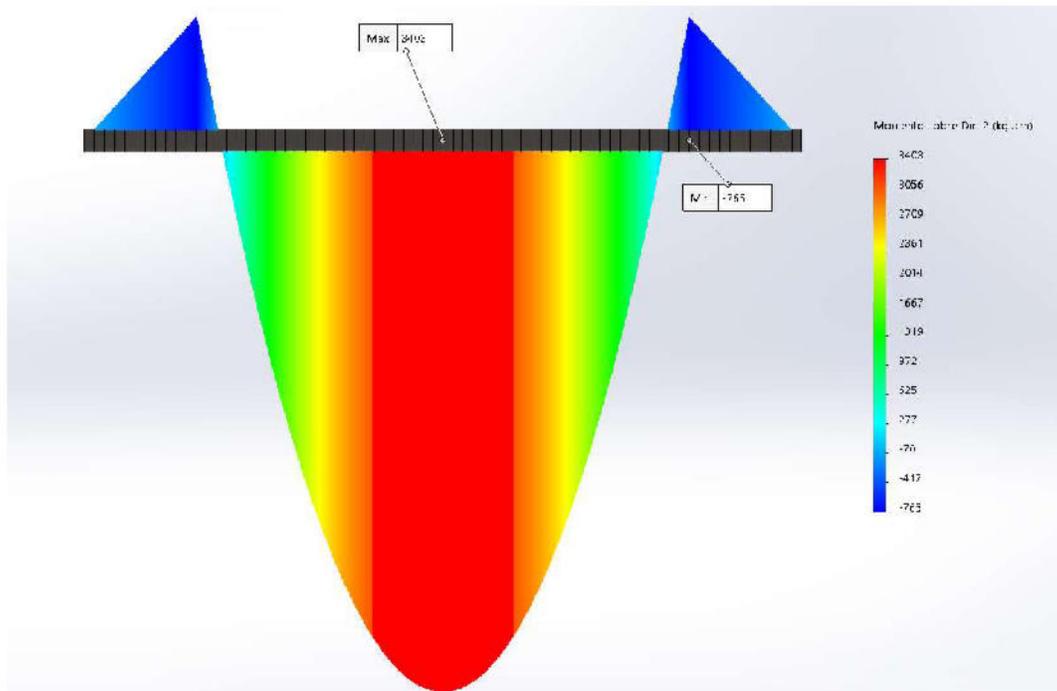


Figura 9.3.2: Diagrama de Momento Flector.



9.3.1 Verificación del diámetro del eje.

Luego de calculados los esfuerzos de Corte y Momento, se usará el máximo momento flector calculado y se determinará el momento torsor al que puede estar sometido el eje.

Para el caso del momento torsor se utilizara la máxima potencia (200 CV) que se puede medir y el máximo de rpm que va a alcanzar el banco (5000 rpm). Por cuestiones de seguridad utilizaré un coeficiente $c=2$, con lo que el

$$M_{t-máx} = 5727.28 \text{ Kg. cm.}$$

Luego de determinar el momento torsor máximo, se determinará el momento flector máximo.

$$M_{f-máx} = \frac{q * l^2}{8};$$

Donde $q = 9.0253 \text{ Kg/cm}$ y $l = 55.4 \text{ cm}$.

Por lo tanto el momento flector máximo será:

$$M_{f-máx} = 3462.5 \text{ Kg. cm}$$

Teniendo ambos momentos, determino el momento resultante:

$$M = \sqrt{M_{t-máx}^2 + M_{f-máx}^2} = \sqrt{5727.28^2 + 3462.5^2}$$

Entonces $M = 6692.58 \text{ Kg. cm}$.

De la tabla siguiente se obtendrá el valor del límite elástico a la tensión. El material elegido para la fabricación del eje será SAE 4140.

Por lo tanto tendré:

$$\sigma_{ad} = \frac{C * C_1 * b * S}{\varphi * \beta_k} * \sigma_t$$

Donde:

$$C = 0.6$$

$$C_1 = 0.9$$

$$b = 0.9$$

$$S = 0.89$$

$$\beta_k = 2.6$$

$$\varphi = 1$$

$$\sigma_t = 6200 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

TABLA 2-3. TENSIONES DE ROTURA POR TRACCION " σ_u ", DE FLUENCIA " σ_f " Y DE FATIGA A FLEXION ALTERNATIVA " σ_f ", EN kg/mm^2 Y DUREZA BRINELL "HB", DE ALGUNOS ACEROS.

ACEROS	σ_u	σ_f	σ_f	HB
<i>Sin tratamientos:</i>				
1015	37 44	21 25	12 14	100 115
1020	42	23	14	110
1025	47	24	19	120
1035	50	27	23	140
1045	59	31	29	140
1060	70	36	32	180
1095	77	38	36	200
30915	63 140	24 123	28 63	135 380
Los valores de la columna derecha corresponden después de laminados en frío				
<i>Templados en agua</i>				
1025	54 63	28 40	24 33	160 180
1045	65 84	42 63	37 47	195 245
2320	54 98	35 77	34 47	145 275
2330	58 105	38 88	35 50	165 300
2340	66 123	45 105	37 52	180 340
3120	60 98	40 80	38 40	175 270
3130	65 116	46 100	39 48	185 310
3220	61 115	42 99	40 50	185 330
<i>Templados en aceite</i>				
1035	58 67	35 53	29 45	170 195
1045	66 80	43 56	37 45	190 235
1095	91 132	46 91	47 70	300 380
2320	52 91	33 70	32 36	140 260
2340	65 116	44 103	38 52	180 330
3120	54 84	33 67	32 34	165 240
3140	72 123	49 107	40 53	215 330
3220	56 98	37 91	35 45	175 310
3240	77 140	61 127	39 63	230 385
4140	77 127	59 109	42 66	220 360
4340	84 148	66 133	45 68	240 415
4640	81 125	61 103	42 62	230 360
5140	70 127	54 112	40 64	200 360
6145	73 161	69 147	66 73	220 425
Los valores de la columna izquierda corresponden a revenidos a 700° y los de la derecha a revenidos a 425°. Para temperaturas intermedias pueden hallarse las resistencias y las durezas por interpolación directa.				

Tabla Aceros Libro Héctor N. Cosme.

Reemplazando se tendrá:

$$\sigma_{adm} = 1031.44 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

El módulo resistente será:

$$W = \frac{M}{\sigma_{adm}} = \frac{6692.58}{1031.44} = 6.48 \text{ cm}^3.$$

$$W = \frac{\pi * r^3}{4}$$

Despejando el radio tendré:

$$r = \sqrt[3]{\frac{4 * W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 * 6.48 \text{ cm}^3}{\pi}}$$

Por lo tanto $r = 2 \text{ cm}$ lo que el diámetro será **$d = 4 \text{ cm o } 40 \text{ mm}$** .

Para este caso se adoptó eje de 76.2 mm de diámetro, el mismo será rectificado y rebajado. El diámetro mínimo luego de ser torneado será de 40 mm. Por lo calculado anteriormente verifica para todas las secciones del mismo.

El motivo por el cual se selecciona un eje mucho mayor que lo solicitado por el cálculo, es debido a que se busca aumentar el peso en el conjunto para llegar a obtener la inercia necesaria para las condiciones de ensayo del banco.

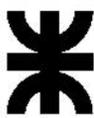
También se deberá considerar el momento aplicado en los extremos del eje, para dicha situación se simuló para verificar su comportamiento. El momento aplicado es el momento torsor máximo, se considera una situación donde todo el esfuerzo se aplique en los extremos del eje.



Figura 9.3.3: Simulación del eje con Solidworks.

10 Selección del caño a utilizar para el Rodillo.

Para este caso se buscará un caño de buen espesor para obtener rigidez y lo más importante es poder obtener mayor peso para que se pueda alcanzar la inercia deseada. Se seleccionará un caño SCH 80 de 12'' de diámetro, equivalente a unos 323.8 mm.



DIMENSIONES Y PESOS TEORICOS - TUBOS ASTM A-53																			
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	ESPEORES NOMINALES Y PESOS																	
		NUMERO DE "SCHEDULE" (CEDULA)																	
		20		30		40		60		80		100		120		140		1	
PULG	mm	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	Kg/m	mm	
1/8	10,30					1,73	0,36			2,41	0,46								
1/4	13,70					2,24	0,63			3,02	0,89								
3/8	17,10					2,51	0,85			3,20	1,10								
1/2	21,30					2,77	1,26			3,73	1,62								4,78
3/4	26,70					2,87	1,68			3,91	2,19								5,56
1	33,40					3,38	2,50			4,55	3,23								6,35
1 1/4	42,20					3,56	3,38			4,85	4,46								6,35
1 1/2	48,30					3,68	4,05			5,08	5,40								7,14
2	60,30					3,91	5,43			5,54	7,47								8,74
2 1/2	73,00					5,16	8,62			7,01	11,40								9,52
3	88,90					5,49	11,28			7,62	15,25								11,13
3 1/2	101,60					5,74	13,56			8,08	18,62								
4	114,30					6,02	16,06			8,56	22,29			11,13	28,25				13,49
5	141,30					6,55	21,76			9,52	30,92			12,70	40,24				15,88
6	168,30					7,11	28,23			10,97	42,52			14,27	54,20				18,26
8	219,10	6,35	33,28	7,04	36,76	8,18	42,49	10,31	53,07	12,70	64,57	15,09	75,79	18,26	90,32	20,62	100,89		23,01
10	273,00	6,35	41,73	7,80	50,96	9,27	60,24	12,70	81,50	15,09	95,80	18,26	114,50	21,40	132,70	25,40	155,00		23,60
12	323,80	6,35	49,68	8,38	65,14	10,31	79,70	14,30	109,00	17,48	132,00	21,40	159,50	25,40	186,70	28,60	207,90		33,30
14	355,60	7,92	68,00	9,52	81,20	11,10	94,30	15,10	126,40	19,00	157,90	23,80	194,50	27,80	224,20	31,80	253,30		35,70
16	406,40	7,92	77,90	9,52	93,10	12,70	123,20	16,70	160,00	21,40	203,10	26,20	245,30	30,40	286,10	36,50	332,60		40,50
18	457,20	7,92	87,80	11,11	122,10	14,30	155,90	19,00	205,60	23,80	254,10	29,40	309,50	34,90	363,30	39,70	408,10		45,20
20	508,00	9,52	117,00	12,70	155,00	15,10	182,90	26,60	247,60	26,20	310,80	32,50	381,10	38,10	441,00	44,40	507,60		60,00
24	609,60	9,52	140,80	14,30	209,50	17,40	254,70	24,60	354,30	30,90	441,00	38,90	546,70	46,00	639,00	52,40	719,00		59,50
30	762,00	12,70	234,40	15,90	291,60														

Figura 10.1: Tabla de tubos normalizados.

El caño seleccionado tiene un espesor de 17,48 mm y un peso de 132 Kg por metro. Para este caso se calculará el peso para un largo de 450 mm y también se deberá tener en cuenta el material retirado por medio del torneado. Para mayor exactitud se cargarán las propiedades del material en el dibujo realizado y así el programa calculará el peso final del mismo.

El peso final es de unos 58.79 Kg teniendo en cuenta el mecanizado. Una vez ensamblado se le realizará un mecanizado final para lograr que todo se encuentre centrado y se eviten vibraciones o desbalancesos.

Para este caso se realizará la verificación del espesor del mismo. A continuación se tendrá:

$$\sigma_f = 2000 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{1.5 * 2.7} = 494 \frac{Kg}{cm^2}$$

El σ_f fue obtenido desde la tabla del fabricante que se encuentra adjunta en el ANEXO.



Se utiliza 1.5 como coeficiente de seguridad y 2.7 es una aproximación de los coeficientes vistos anteriormente en la fórmula para el cálculo del eje. El motivo por el cual se eligió esta forma de cálculo para el σ_{adm} , es porque no poseo como dato el σ_t .

Para este cálculo voy a utilizar el mismo valor de momento torsor que el utilizado para el eje.

Para el caso del momento flector máximo será:

$$M_{f-máx} = 500 \text{ Kg} * 225 \text{ mm}$$

$$M_{f-máx} = 112500 \text{ Kg} \cdot \text{mm} = 11250 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

Por lo tanto el momento resultante será $M = 12623.95 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$.

Una vez conocido el momento se calculará el módulo resistente:

$$W = \frac{M}{\sigma_{adm}} = \frac{12623.95 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{494 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$

Por lo tanto $W = 25.55 \text{ cm}^3$.

De la ecuación del módulo resistente para sección circular hueca puedo determinar el diámetro interior necesario para esta condición.

$$W = 0.2(D_e^3 - D_e^3 * \alpha^4)$$

Donde $\alpha = \frac{d_i}{D_e}$

$$\text{Despejado se tendrá: } d_i = \sqrt[4]{32.3^4 \text{ cm}^4 - \frac{25.55 \text{ cm}^3 * 32.3 \text{ cm}}{0.2}}$$

$$d_i = 32.26 \text{ cm}$$

Como se puede observar el espesor necesario es muy bajo comparado con el elegido. Como se dijo anteriormente, la elección de materiales de mucho espesor y que se encuentran sobre dimensionados, es porque para este caso lo importante es el peso obtenido para poder alcanzar la inercia calculada.

Así de esta manera se puede decir que el caño verifica a las condiciones de trabajo.

A continuación se muestra el rodillo simulado en Solidworks bajo las cargas antes mencionadas.

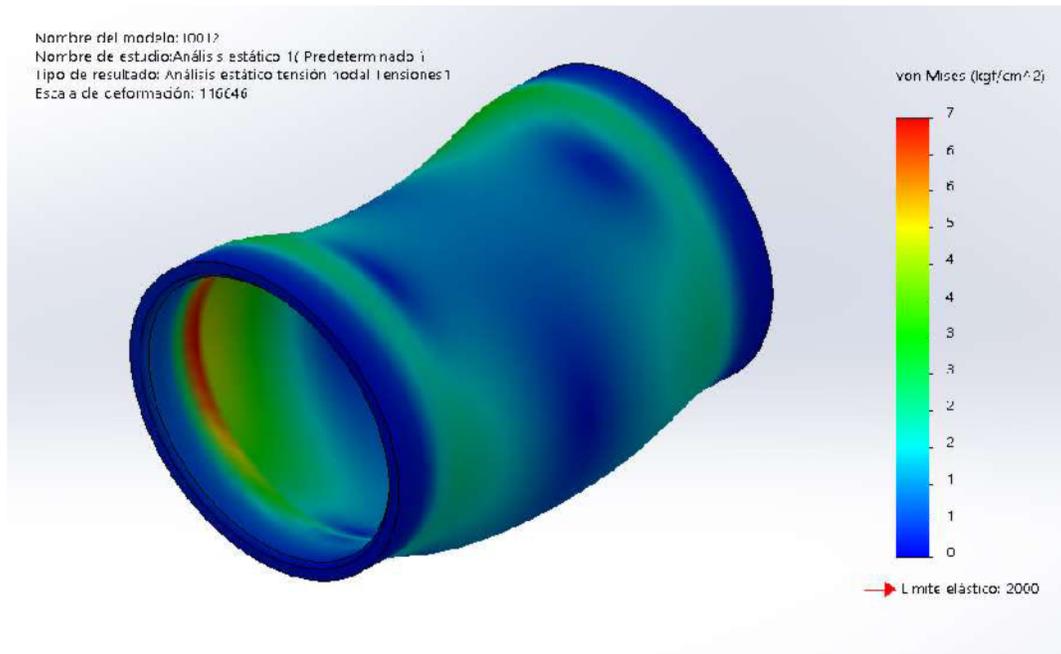


Figura 10.2: Simulación de los esfuerzos del rodillo en Solidworks. (Escala 120173)

10.1 Tapas de Rodillo.

En este caso se colocarán tapas a los extremos del tubo, las mismas tienen la función de alojar el eje con el tubo. Para este caso y como se dijo en otros ítems el espesor de estas tapas es importante para sumar peso y rigidez a todo el conjunto.

Para poder ensamblarlo y que en caso de ser necesario se pueda desmontar, el eje se colocará de forma pasante, por lo que una de estas tapas tendrá un diámetro para el eje menor que la otra. Para evitar que se salga por algún esfuerzo axial se le colocará una tapa atornillada. Las tapas con el tubo se vincularán mediante un cordón de soldadura a todo su alrededor.

Dado que el eje y el rodillo verifican a los esfuerzos que están sometidos, se puede decir que las tapas no van a sufrir deformaciones y el espesor seleccionado será para aportar peso al conjunto. Para dar información adicional de cálculo se simulará la misma con una carga puntual en uno de sus extremos para demostrar que verifica para esta aplicación ya que no es una pieza crítica del mismo.

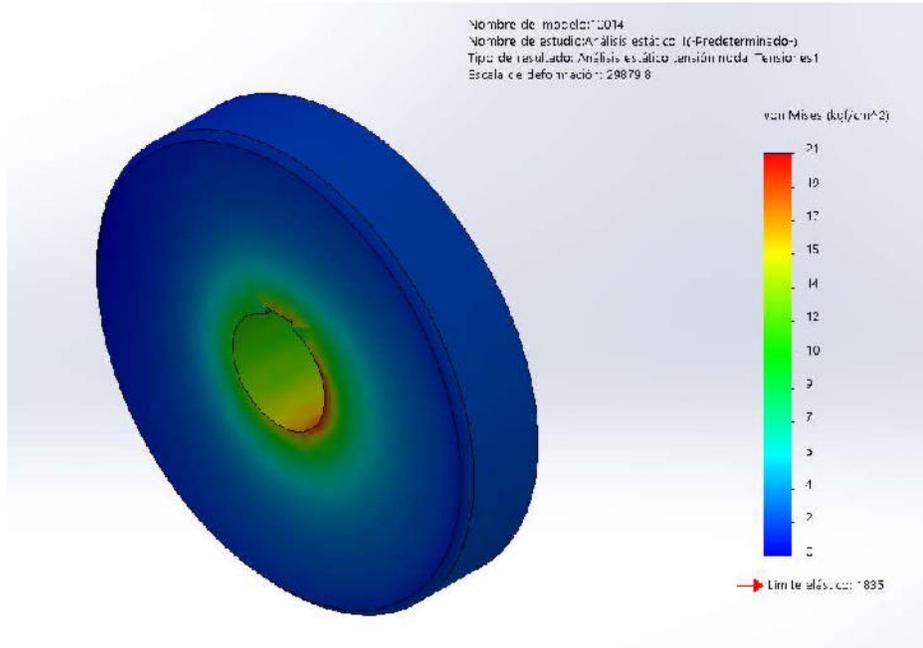


Figura 10.1.1: Simulación de tapa de rodillo.

Para evitar el deslizamiento entre el eje y las tapas se le colocará una chaveta en cada una. La forma de selección de las chavetas se realizará mediante tabla y el largo se utilizará el mismo que la tapa. A continuación se muestra la tabla y también se va a verificar la chaveta tanto al corte como al aplastamiento.

Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Ancho b, tolerancia					Profundidad				Chafflán R ₁	
			Nominal	Clase de ajuste del enchavetado				Eje h ₁		Cubo h ₂		Mfn.	Máx.
				Libre		Normal		Ajustado		Nominal	Toler.		
Más de	hasta		Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.		
10	12	4X4	4					2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	3	+0,1	2,3	+0,1	0,16	0,25
17	22	6X6	6					3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8X7	8	+0,038	+0,098	0	±0,018	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10X8	10	0	+0,040	-0,036		5		3,3		0,25	0,40
38	44	12X8	12					5		3,3		0,25	0,40
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	+0,0215	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16X10	16	0	+0,050	-0,043		6		4,3		0,25	0,40
58	65	18X11	18					7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20X12	20					7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,028	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25X14	25	0	+0,065	-0,052		9		5,4		0,40	0,60
95	110	28X16	28					10		6,4		0,40	0,60
110	130	32X18	32					11		7,4		0,40	0,60
130	150	36X20	36					12		8,4		0,70	1,00
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45X25	45	0	+0,080	-0,062		15		10,4		0,70	1,00
200	230	50X28	50					17		11,4		0,70	1,00
230	260	56X32	56					20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63X32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70X36	70	0	+0,100	-0,074		22		14,4		1,20	1,60
330	380	80X40	80					25		15,4		2,00	2,50
380	440	90X45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	28		17,4		2,00	2,50
440	500	100X50	100	0	+0,120	-0,087		31		19,5		2,00	2,50

Figura 10.1.1: Tabla para la selección de chavetas.

La chaveta seleccionada será para un diámetro de eje que va desde 65 mm a 75 mm. La longitud de la misma se puede observar en la figura 10.1.2.



Verificación de la chaveta.

Se va a verificar el largo de la chaveta al corte y por aplastamiento. Se tomará el largo de la peor condición.

El torque utilizado será 114.5 N.m, es el de la moto de mayor potencia, pero también se utilizará un factor de seguridad $c=2$ en caso de que se modifique la potencia y este valor incremente.

En primera instancia se determinará la fuerza a la que se someterá la chaveta:

$$F = \frac{\tau}{r} = \frac{229 \text{ N.m}}{0.36 \text{ m}} = 636.11 \text{ N} = 64.86 \text{ Kg.}$$

Lo siguiente será calcular la chaveta al corte:

$$\tau = \frac{F}{\Omega} = \frac{F}{a.l}$$

Despejando obtendré el largo buscado.

$$l = \frac{64.86 \text{ Kg}}{1280 \text{ Kg/cm}^2 * 2 \text{ cm}} = 0.025 \text{ cm} = 0.25 \text{ mm}$$

Ahora se verificará por aplastamiento:

En esta oportunidad $h_l = 0.85 \text{ cm}$, que es la profundidad del chavetero en el eje.

$$\nabla_{APL} = \frac{F}{h_l * l}$$

Despejado:

$$l = \frac{F}{\nabla_{APL} * h_l} = \frac{64.86 \text{ Kg}}{1600 \text{ Kg/cm}^2 * 0.85 \text{ cm}} = 0.048 \text{ cm} = 0.48 \text{ mm}$$

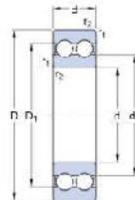
Como se puede observar, el largo de la chaveta es muy pequeño comparado con el seleccionado. En este caso el largo seleccionado fue el mismo que el espesor de las tapas, de esta manera se puede asegurar que no va a tener ningún tipo de inconveniente ya que se encuentra muy por encima del largo calculado, esto da una tranquilidad adicional a la hora de probar motos con una preparación cuyo torque fue aumentado considerablemente.

11 Rodamientos

- Requerimientos:
- Velocidad de giro máxima de 4927 rpm.
- Soporte las cargas
- Rodamiento elegido del tipo de bolas a rótula con la designación según SKF de 4210 ATN9 (rodamiento) + H310 (manguito de fijación).
- Datos:
- d (diámetro interior) = 50mm
- D (diámetro exterior) = 90mm
- B (ancho) = 23mm
- Cargas: C (dinámica) = 41 KN
- C_0 (estática) = 40 KN
- P_u (carga límite de fatiga) = 1.7 KN
- Velocidades: - De referencia = 11000 rpm
- Límite = 6000 rpm
- Masa = 0.58 kg

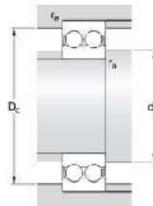
4210 ATN9

Dimensiones



d	50	mm
D	90	mm
B	23	mm
$r_{1,2}$	≈ 66.6	mm
d_1	≈ 77.5	mm
$r_{1,2}$	min. 1.1	mm

Dimensiones de los resaltes



d_A	min. 57	mm
D_B	max. 88	mm
r_A	max. 1	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	41	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	40	kN
Carga límite de fatiga	P_u	1.7	kN
Velocidad de referencia		11000	r/min
Velocidad límite		6000	r/min
Factor de cálculo	K_f	0.05	
Factor de cálculo	f_0	15	

Masa

Rodamiento de masa		0.58	kg
--------------------	--	------	----



11.1 Vida del Rodamiento.

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:2007 es

$$L_{10} = (C/P)^p$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación

$$L_{10h} = [10^6/(60n)] L_{10}$$

Donde:

L_{10} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones

L_{10h} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), horas de funcionamiento

C = capacidad de carga dinámica, kN

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN

n = velocidad de giro, rpm

p = exponente de la ecuación de la vida

p = 3 para los rodamientos de bolas

p = 10/3 para los rodamientos de rodillos

Para los rodamientos modernos de alta calidad, la vida nominal o básica se puede desviar significativamente de la vida útil real en una aplicación determinada. La vida útil en una aplicación depende de una variedad de factores, entre los que se encuentra la lubricación, el grado de contaminación, la desalineación, el montaje adecuado y las condiciones ambientales.

Por este motivo, la normativa ISO 281:2007 contiene una fórmula de la vida modificada para complementar la vida nominal. Este cálculo de la vida usa un factor de ajuste para tener en cuenta las condiciones de lubricación y contaminación del rodamiento y el límite de fatiga del material.

La normativa ISO 281:2007 también permite que los fabricantes de rodamientos recomienden un método adecuado para calcular el factor de ajuste de la vida a aplicar a un rodamiento en base a las condiciones de funcionamiento. El factor de ajuste de la vida a_{ISO} aplica el concepto de carga límite de fatiga P_u análogo al utilizado cuando se realizan cálculos para otros componentes de la máquina. Los valores para la carga límite de fatiga se encuentran en las tablas de rodamientos. Asimismo, con el fin de reflejar las condiciones de funcionamiento de la aplicación, el factor de ajuste de la vida a_{SKF} hace uso de las condiciones de lubricación (relación de viscosidad k) y del factor η_c para el nivel de contaminación.

La ecuación para la vida nominal SKF cumple con la normativa ISO 281:2007



$$L_{nm} = \alpha_1 * a_{SKF} * L_{10} = \alpha_1 * a_{SKF} * (C/P)^p$$

Si la velocidad es constante, la vida puede expresarse en horas de funcionamiento usando la ecuación:

$$L_{nm} = \alpha_1 * a_{SKF} * [10^6 / (60n)] * L_{10}$$

Donde:

L_{nm} = vida nominal SKF (con un 100 - n¹) % de fiabilidad), millones de revoluciones

L_{nmh} = vida nominal SKF (con un 100 - n¹) % de fiabilidad), horas de funcionamiento

L_{10} = vida nominal básica (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones

α_1 = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad

a_{SKF} = Factor de ajuste de la vida SKF

C = capacidad de carga dinámica, kN

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN

n = velocidad de giro, rpm

p = exponente de la ecuación de la vida

3 para los rodamientos de bolas

10/3 para los rodamientos de rodillos

Por lo tanto se tendrá que la vida estimada para los rodamientos seleccionados será:

$$L_{10} = 2706 \times 10^6 \text{ ciclos.}$$

La vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), en horas de funcionamiento será:

$$L_{10} = 8201 \text{ h.}$$

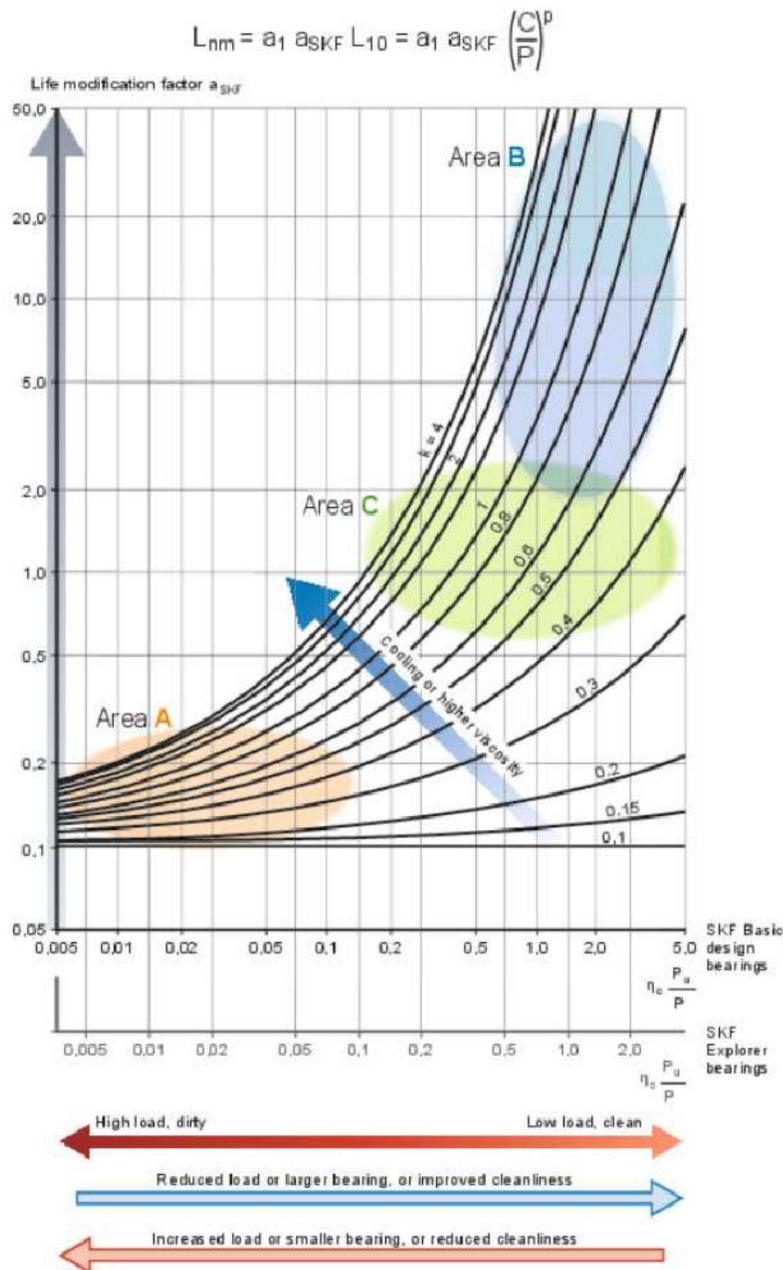


Gráfico para determinar a_{SKF} .

Ahora se realizará el cálculo de L_{10m} que será igual a:

$$L_{10m} = 64958.64 \times 10^6 \text{ ciclos.}$$

Y ahora lo expresaré en cantidad de horas:

$$L_{10mh} = 19684 \text{ h.}$$

Se adjuntará el cálculo realizado con el software de SKF, donde allí se tendrá un informe completo y detallado.

a. Manguito de Fijación

Este manguito será el encargado de vincular el rodamiento con el eje. Una vez ensamblados se colocará la caja de rodamientos que será la encargada de fijarla a la bancada de forma definitiva.

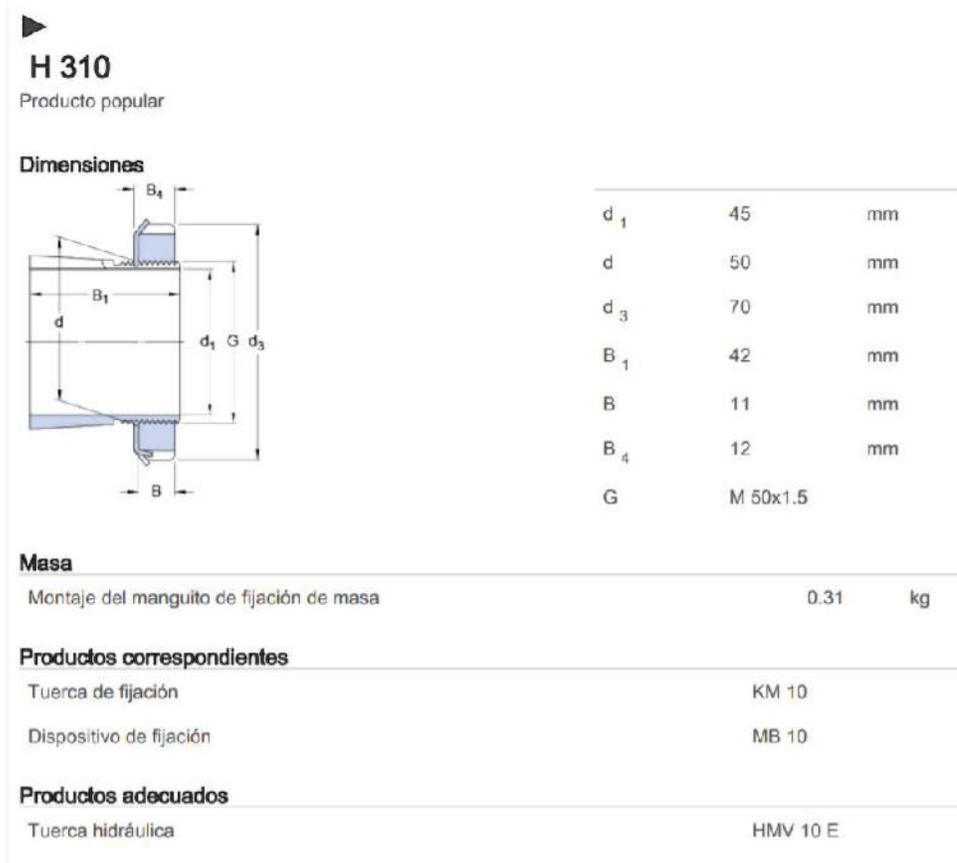


Figura 11.2.1: Manguito de fijación H310.

b. Soporte en dos partes para Fijación.

Soporte para vincular el ensamblaje de rodillo con la bancada.



Características técnicas

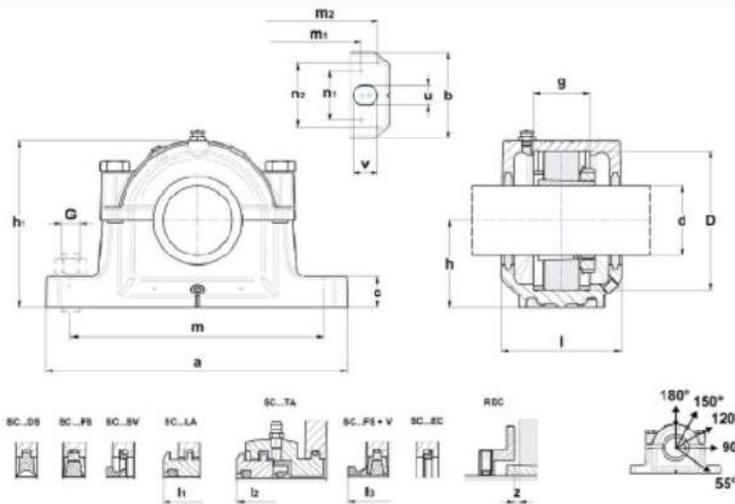
SNC510

Soportes en dos partes SNC (D)

soporte en dos partes para rodamientos sobre manguito cónico, fabricación en fundición, para lubricación con grasa



Visual



Accesorios (hacer pedido por separado):

Soporte	Rodamiento	Manguito	Anillo de retención (x2)	Disco regulación de
025	1210K	H 210	FR 90x10,5	RDC510
	2210K	H 310	FR 90x9	
	22210K	H 310	FR 90x9	

Figura 11.3.1: Soporte en dos partes SNC 510.

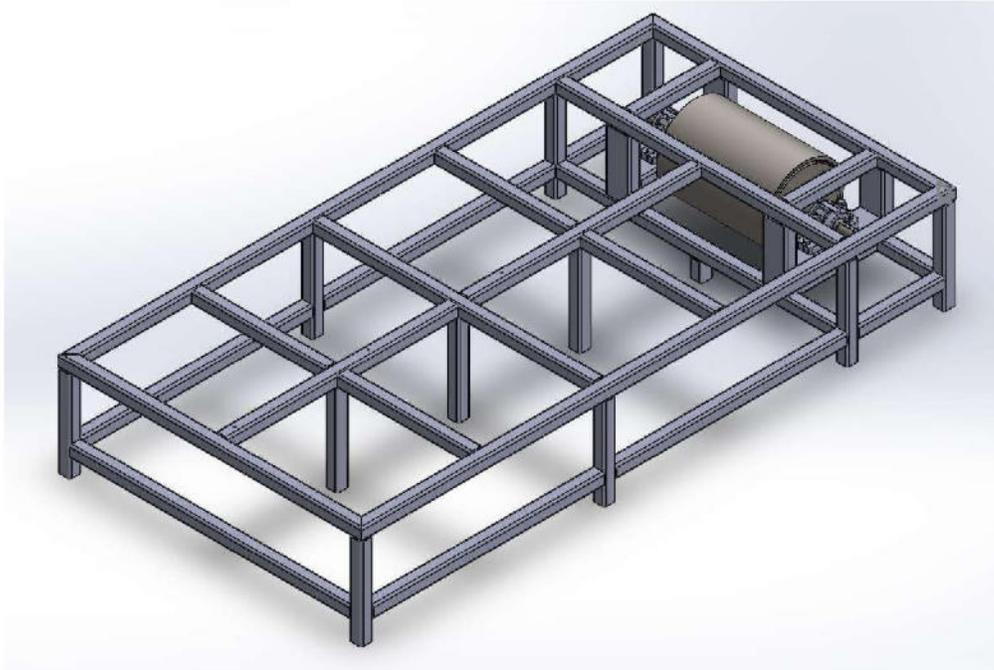


Figura 11.3.1: Ensamblaje bancada con rodillo.

Una vez montado sobre la estructura como se puede ver en la Figura 11.3.1, se deberán agregar los contrapesos mencionados en el punto 8.2.3, para este caso será necesario colocar dos por cada lado.

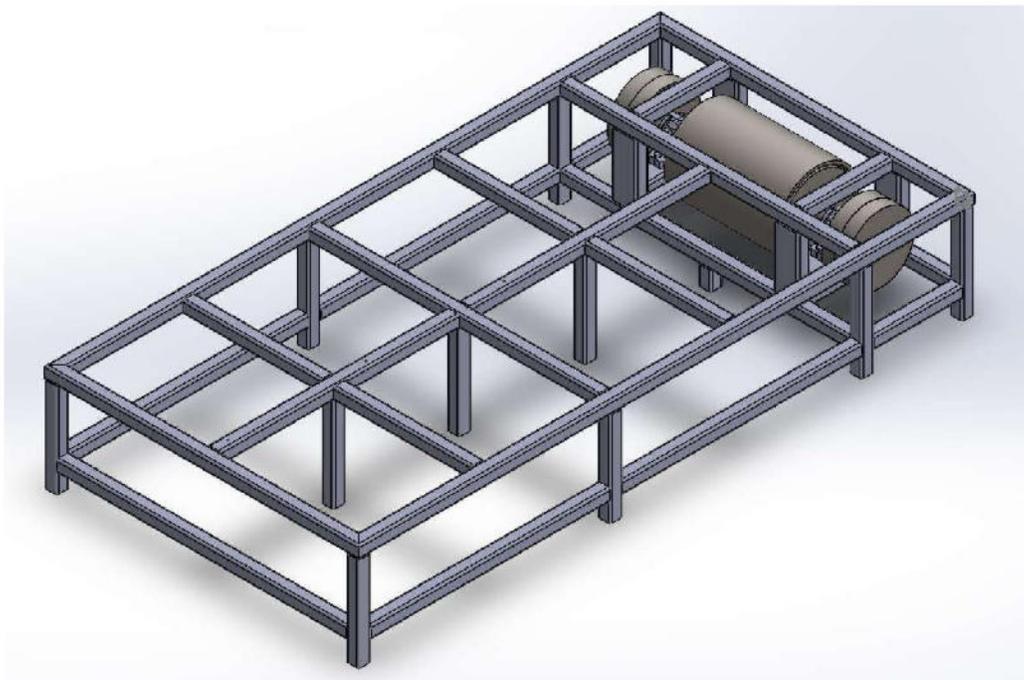


Figura 11.3.2: Ensamblaje bancada con rodillo y contrapesos.

Estos contrapesos para que no giren sobre el eje cuentan con una chaveta cada uno, lo que se deberán verificar tanto al corte como al aplastamiento. A continuación se adjuntan tablas de medidas normalizadas de la chaveta elegida.

Chavetero para chavetas paralelas

Dimensiones en mm.

Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b x h	Ancho b, tolerancia						Profundidad				Chavón R1		
			Clase de ajuste del enchavetado						Eje h1		Cubo h2				
			Más de	hasta	Nominal	Libre		Normal		Ajustado		Nominal	Toler.	Nominal	Toler.
			Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9								
10	12	4x4	4						2,5		1,8		0,08	0,16	
12	17	5x5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	3	+0,1	2,3	+0,1	0,16	0,25	
17	22	6x6	6	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25	
22	30	8x7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25	
30	38	10x8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	-0,051	5		3,3		0,25	0,40	
38	44	12x8	12						5		3,3		0,25	0,40	
44	50	14x9	14	+0,043	+0,120	0	+0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40	
50	58	16x10	16	0	+0,050	-0,043		-0,061	6		4,3		0,25	0,40	
58	65	18x11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40	
65	75	20x12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60	
75	85	22x14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60	
85	95	25x14	25	0	+0,065	-0,052		-0,074	9		5,4		0,40	0,60	
95	110	28x16	28						10		6,4		0,40	0,60	
110	130	32x18	32						11		7,4		0,40	0,60	
130	150	36x20	36						12		8,4		0,70	1,00	
150	170	40x22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	13		9,4		0,70	1,00	
170	200	45x25	45	0	+0,080	-0,062		-0,088	15		10,4		0,70	1,00	
200	230	50x28	50						17		11,4		0,70	1,00	
230	260	56x32	56						20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00	
260	290	63x32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60	
290	330	70x36	70	0	+0,100	-0,074		-0,106	22		14,4		1,20	1,60	
330	380	80x40	80						25		15,4		2,00	2,50	
380	440	90x45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50	
440	500	100x50	100	0	+0,120	-0,087		-0,124	31		19,5		2,00	2,50	



Ahora se verificará por aplastamiento:

En esta oportunidad $h_l = 0.5 \text{ cm}$, que es la profundidad del chavetero en el eje.

$$\sigma_{APL} = \frac{F}{h_l * l}$$

Despejado:

$$l = \frac{F}{\sigma_{APL} * h_l} = \frac{64.86 \text{ Kg}}{1600 \text{ Kg/cm}^2 * 0.5 \text{ cm}} = 0.08 \text{ cm} = 0.8 \text{ mm}$$

Como se puede observar, el largo de la chaveta es muy pequeño comparado con el seleccionado. En este caso el largo seleccionado fue el mismo que el largo de los contrapesos, de esta manera se puede asegurar que no va a tener ningún tipo de inconveniente ya que se encuentra muy por encima del largo calculado, esto da una tranquilidad adicional a la hora de probar motos con una preparación cuyo torque fue aumentado considerablemente.

12. Software para adquisición de datos.

El objetivo es realizar la adquisición de datos del Banco de pruebas.

Las variables a medir serán:

- Velocidad de rotación del rodillo.
- Torque.
- Potencia a la rueda.
- Medición de presión atmosférica, temperatura y humedad del ambiente del ensayo para realizar la corrección y generar repetibilidad en la adquisición de datos.

Dicho ensayo se realiza sin la necesidad de retirar el motor de la motocicleta, pudiendo de esta manera medir las pérdidas que genera la transmisión y otros componentes de la misma, además de que es mucho más rápido para obtener información de la performance del motor en un tiempo relativamente corto.

El ensayo consiste en colocar la rueda trasera sobre un rodillo cuya inercia es conocida, de esta manera se procede a poner en marcha dicha motocicleta, el ensayo se realiza colocando la misma en una marcha y a rpm especificadas y luego de estar estabilizada a ciertas rpm se procede a acelerar el motor hasta el máximo requerido.

Para poder adquirir la información proveniente de los sensores instalados en dicho banco de pruebas, se utilizará una placa ARDUINO Mega 2560.

- Introducción a ARDUINO.

Es una plataforma de electrónica abierta (open Hardware) para la creación de prototipos basada en software y hardware flexibles y fáciles de usar. Arduino puede tomar información del entorno a través de sus pines de entrada de toda una gama de sensores y puede afectar aquello que le rodea controlando luces, motores y otros actuadores.

El micro controlador en la placa Arduino se programa mediante el lenguaje de programación Arduino y el entorno de desarrollo Arduino. Los proyectos hechos con Arduino pueden ejecutarse sin necesidad de conectar a una computadora, si bien tienen la posibilidad de hacerlo y comunicar con diferentes tipos de software.

Las placas pueden ser hechas a mano o compradas las cuales fueron hechas en una fábrica; el software puede ser descargado de forma gratuita. Los ficheros de diseño de referencia (CAD) están disponibles bajo una licencia abierta, por lo que pueden adaptarse a diferentes necesidades.

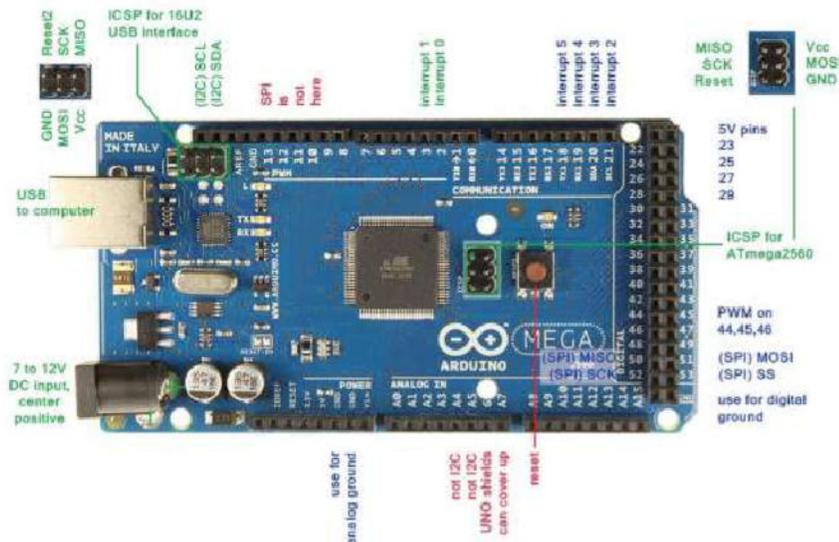


Figura 12.1: Placa Arduino Mega 2560.



12.1 Introducción a MATLAB.

MATLAB es el nombre abreviado de "MATrix LABoratory". Es un programa para realizar cálculos numéricos con vectores y matrices, y por tanto se puede trabajar también con números escalares (tanto reales como complejos), con cadenas de caracteres y con otras estructuras de información más complejas. Matlab es un lenguaje de alto rendimiento para cálculos técnicos, es al mismo tiempo un entorno y un lenguaje de programación. Uno de sus puntos fuertes es que permite construir nuestras propias herramientas reutilizables. Podemos crear fácilmente nuestras propias funciones y programas especiales (conocidos como M-files) en código Matlab, los podemos agrupar en Toolbox (también llamadas librerías): colección especializada de M-files para trabajar en clases particulares de problemas.

Matlab, a parte del cálculo matricial y álgebra lineal, también puede manejar polinomios, funciones, ecuaciones diferenciales ordinarias, gráficos.

12.2 Lectura, escritura y análisis de datos de los sensores de Arduino.

El paquete de soporte de MATLAB para Arduino permite escribir programas de MATLAB que leen y escriben datos en los dispositivos Arduino y otros dispositivos conectados, tales como Adafruit Motor Shield, I2C y SPI. Ya que MATLAB es un lenguaje interpretado de alto nivel, la programación resulta más fácil que con C/C++ y otros lenguajes compilados, de forma que se pueden ver resultados de las instrucciones de E/S inmediatamente, sin necesidad de compilación. MATLAB incluye miles de funciones matemáticas, de ingeniería y de representación gráfica integradas que permiten analizar y visualizar con rapidez los datos recopilados en el dispositivo Arduino.

12.3 Prestaciones y funciones.

Con el Paquete de soporte de MATLAB® para el hardware Arduino, puede utilizar MATLAB para comunicarse de forma interactiva con una placa Arduino a través de un cable USB. Este paquete le permite realizar tareas tales como:

- Adquirir datos de sensores analógicos y digitales desde su placa Arduino
- Controlar otros dispositivos con salidas digitales y de modulación PWM
- Manejar los motores de CC, servos y pasos (también admite Adafruit Motor Shield)
- Acceder a dispositivos periféricos y sensores conectados a través de I2C o SPI
- Communicate with an Arduino board over a USB cable or wirelessly over Wi-Fi



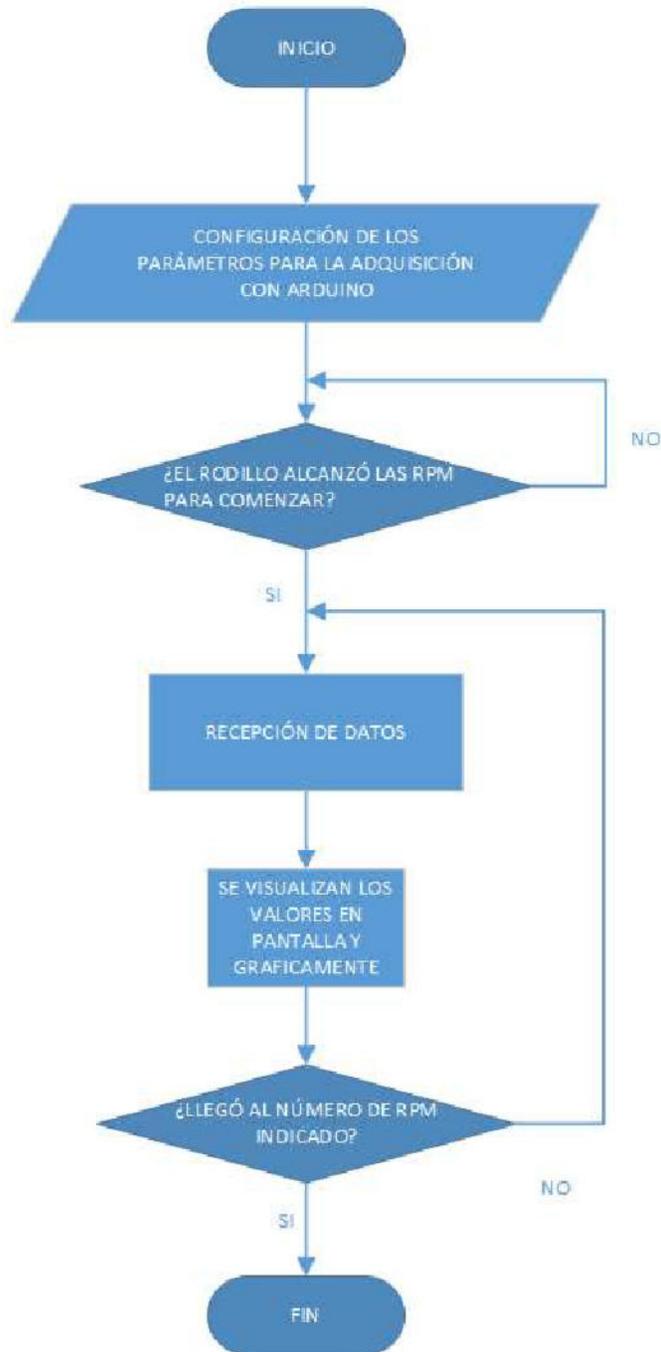
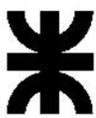
- Crear complementos personalizados que actúen como interfaz con librerías de software y hardware adicionales

Ya que MATLAB es un lenguaje interpretado de alto nivel, se pueden ver resultados de las instrucciones de E/S inmediatamente, sin necesidad de compilación. MATLAB incluye miles de funciones matemáticas, de ingeniería y de representación gráfica integradas que permiten analizar y visualizar con rapidez los datos recopilados en el dispositivo Arduino.

12.4 Diagrama de Flujo.

Un diagrama de flujo es una representación gráfica de un proceso. Cada paso del proceso se representa por un símbolo diferente que contiene una breve descripción de la etapa del mismo. Los símbolos gráficos del flujo del proceso están unidos entre sí con flechas que indican la dirección de flujo.

Este diagrama ayuda a determinar los pasos a seguir en cada punto del programa, y de esta manera poder ver de forma simple y clara las tareas a realizar.

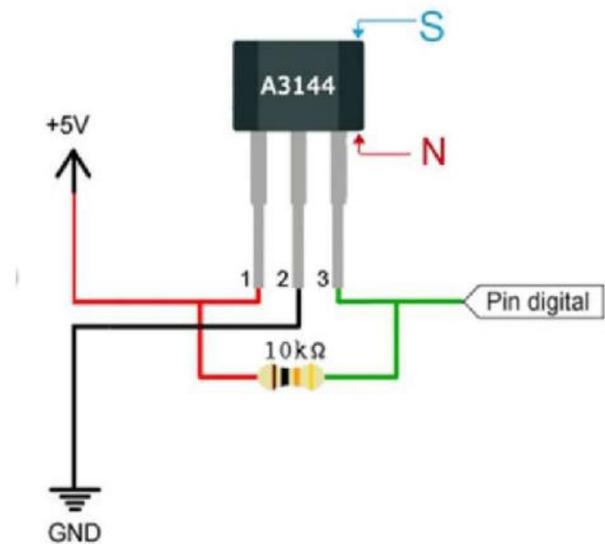


12.5 Listado de sensores a utilizar.

Sensor de efecto Hall A3144.

El A3144 es un sensor de efecto Hall. Acercar un imán al sensor hará que el pin de salida conmute. Podemos emplear este sensor para detectar la presencia de un objeto, al que previamente habremos colocado un pequeño imán, o para fabricar tacómetros (contadores de revoluciones) simplemente acoplado un pequeño imán de neodimio al eje.

En estado de reposo la salida del sensor está en nivel alto. Cuando detecta un campo magnético, la salida pasa a nivel bajo.



12.6 Sensor de humedad relativa y temperatura.



Descripción General

- Rango de medición de humedad: 0%~100%RH.
- Rango de temperatura: -40~+80°.
- Precisión de medición Humedad: $\pm 2.0\%$ RH.
- Precisión de medición de temperatura: $\pm 0.5^\circ$.
- Tiempo de respuesta: <2s.
- Bajo consumo de energía.

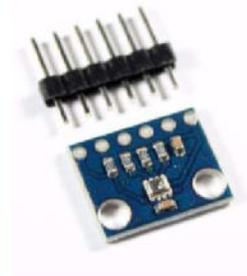
12.6 Sensor presión atmosférica.

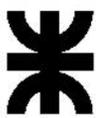
Se trata de un módulo de presión atmosférica de alta precisión y muy bajo consumo de energía basado en el sensor Bosch BMP280.

El BMP280 ofrece un rango de medición de 300 a 1100 hPa con una precisión de hasta 0,12 hPa en el modo de ultra-alta resolución (que es 1 m de altura a nivel del mar). Se basa en la tecnología piezo-resistiva de alta precisión, robustez y largo plazo de estabilidad. Estos vienen calibrados en la fábrica, con los coeficientes de calibración ya almacenados en la memoria ROM.

Especificaciones

- Alimentación: 1.8V a 3.6V
- Niveles lógicos: 3.3V
- Rango presión: 300 a 1100hPa





Todo la parte de software y de adquisición de datos se encuentra desarrollado en el trabajo de Automatización y Control Industrial, disponible para ser consultado en la Biblioteca de la Facultad Regional Venado tuerto. El proyecto se titula: **Automatización de un Banco de pruebas para motos por medio de Arduino y Matlab.**

Lo que se busca en este punto es mostrar brevemente como será la lectura de datos que arroja el banco de pruebas y como será el estudio de los mismos. Toda la información es leída por Arduino, una vez leída es enviada mediante puerto serie a la PC y ahí es recepcionado por Matlab. Este último se encarga de mostrar en pantalla de forma gráfica la curva de potencia y torque del ensayo que se estuvo realizando.

13. Ventilador para refrigeración de la motocicleta.

Durante el ensayo la motocicleta necesita recibir aire limpio y fresco para poder mantener una temperatura de trabajo acorde y no sufrir daños por exceso de temperatura. Por lo tanto se colocan por delante de la misma dos ventiladores de tipo industrial que forzarán aire hacia el motor durante el ensayo y de ser necesario se deja funcionando para poder reducir más la temperatura una vez finalizado el mismo.

A continuación se muestra el ventilador que se puede conseguir en el mercado.



Figura 13.1: Ventilador de tipo Industrial.

Ventilador de tipo industrial metálico de 30 cm de diámetro y 80 W de potencia, la instalación de los mismos será delante y a los costados del banco de pruebas.

14. Correas para sujeción de la motocicleta.

Por seguridad y para la correcta fijación de la motocicleta en su posición se utilizarán cuatro correas Fast fink con trinquete de sujeción de master lock.

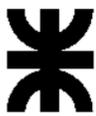


Figura 14.1: Correa de sujeción.

Estas correas sujetarán el chasis y la suspensión delantera de la moto a los soportes laterales que tiene la bancada del banco y se ajustarán para que la motocicleta se mantenga de forma vertical.

15. Conclusión

El objetivo principal de este proyecto era diseñar un banco de potencia para motocicletas en base a una serie de datos de partida. Se buscaba conseguir que el banco fuera valido para distintos modelos de motocicletas lo que se ha podido conseguir mediante el diseño de una mordaza ajustable a las dimensiones de la motocicleta a ensayar. Por otra parte el banco tenía que ser capaz de alcanzar potencias de hasta 200 Cv y una velocidad máxima de 300 Km/h. Estos valores de potencia serán alcanzables gracias al correcto diseño del rodillo. Este proyecto ha servido para distinguir las situaciones a las que se enfrentará un Ingeniero una vez acabado sus estudios y habiendo entrado en el mercado laboral.

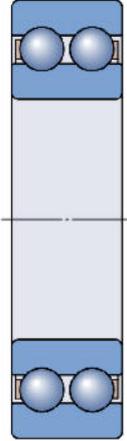


ANEXOS



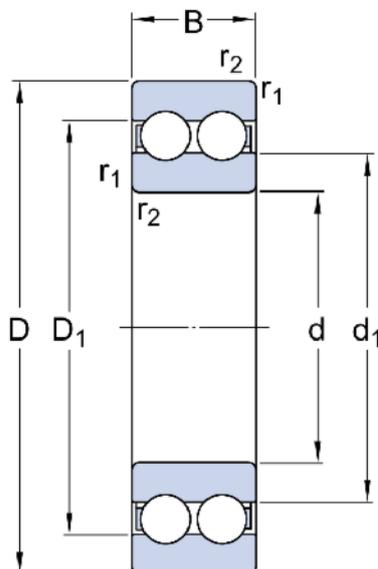
June 04, 2019

1. Abstract

	Bearing designation	4210 ATN9	
	Bearing type	Deep groove ball bearing	
	Basic rating life (L_{10h})	8130	<i>h</i>
	SKF rating life (L_{10mh})	195000	<i>h</i>
	Static safety factor (S_0)	13.6	
	Relubrication interval (t_f)	6340	<i>h</i>
	Total frictional moment	144	<i>Nmm</i>
	Power loss	83	<i>W</i>
	Minimum load met	yes	
	Minimum radial load	0.44	<i>kN</i>
	Adjusted reference speed	20495	<i>r/min</i>

2. Input

2.1. Bearing data



Bearing designation	4210 ATN9
Bearing type	Deep groove ball bearing
Bearing execution	Standard
Popular item	No
Bore diameter (d)	50 <i>mm</i>
Outer diameter (D)	90 <i>mm</i>
Bearing width (B)	23 <i>mm</i>
Basic dynamic load rating (C)	41 <i>kN</i>
Basic static load rating (C₀)	40 <i>kN</i>
Fatigue load limit (P_u)	1.7 <i>kN</i>
Reference speed	11000 <i>r/min</i>
Limiting speed	6000 <i>r/min</i>
Clearance class	normal

2.2. Loads & speed

Radial load (F_r)	2.95	<i>kN</i>
Axial load (F_a)	0.0	<i>kN</i>
Rotational speed	5500.0	<i>r/min</i>
Rotating ring	inner ring rotation	
Shaft orientation	Horizontal	

2.3. Lubrication

Lubrication type	Grease	
Viscosity method	SKF grease	
Lubricant name	LGLT 2: low load and temperature, high speed	
Viscosity at 40°C	18	<i>mm²/s</i>
Viscosity at 100°C	4.5	<i>mm²/s</i>
Contamination method	Simplified guidelines	
Contamination level	Slight contamination	
Lubricant with effective EP additives	No	

2.4. Temperatures

Shaft / inner ring	50	°C
Outer ring / housing	40	°C

- *Maximum temperature is used for calculating the actual viscosity, κ , aSKF and SKF rating life.*
- *Mean temperature is used for calculating bearing friction and power loss.*

3. Results

3.1. Bearing loads

Equivalent dynamic bearing load (P)	2.95	<i>kN</i>
Load ratio (C/P)	13.9	

3.2. Static safety factor

Equivalent static load (P_0)	2.95	<i>kN</i>
Static safety factor (S_0)	13.6	

3.3. Bearing minimum load

Minimum radial load	0.44	<i>kN</i>
Minimum load met	yes	

3.4. Bearing speed

Adjustment factor for bearing load P (f_p)	0.95	
Adjustment factor for viscosity (f_v)	1.96	
Adjusted reference speed	20495	<i>r/min</i>

3.5. Lubrication conditions

Actual viscosity (ν)	13.3	<i>mm²/s</i>
Rated viscosity (ν_1)	6.29	<i>mm²/s</i>
Viscosity ratio (κ)	2.12	

3.6. Grease life and relubrication interval

Relubrication interval (t_f)	6340	<i>h</i>
Grease quantity side	10	<i>g</i>
Grease quantity ring	4	<i>g</i>
Speed factor (nd_m)	385000	

3.7. Bearing rating life

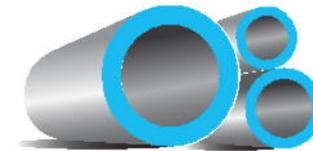
Contamination factor (η_c)	0.4	
Life modification factor (a_{SKF})	24.01	
Basic rating life (L_{10h})	8130	<i>h</i>
SKF rating life (L_{10mh})	195000	<i>h</i>

3.8. Bearing friction & power loss

Total frictional moment	144	<i>Nmm</i>
Starting frictional moment	90.4	<i>Nmm</i>
Rolling friction	114	<i>Nmm</i>
Sliding friction	30.1	<i>Nmm</i>
Seal friction	0	<i>Nmm</i>
Drag loss friction	0	<i>Nmm</i>
Power loss	83	<i>W</i>

3.9. Bearing frequencies

Rotational frequency of inner ring	91.6	<i>Hz</i>
Rotational frequency of outer ring	0	<i>Hz</i>
Rotational frequency of rolling element set and cage	39.4	<i>Hz</i>
Rotational frequency of rolling element around its own axis	321	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on inner ring	679	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on outer ring	512	<i>Hz</i>
Over-rolling frequency of one point on a rolling element	642	<i>Hz</i>



Caños / Con Costura / ASTM A53

SEGUN ANSI B 36 / 10 DIMENSIONES Y PESOS TEORICOS - TUBOS ASTM A-53 (MAS COM.)

Dim. Nom. Pulg.	Dim. Ext. mm.	10		20		30		40		60		80		100		120		140		160		STD		XS		XXS			
		Espesor mm.	Peso Kg/m.																										
1/8	10.30	-	-	-	-	-	-	1.73	0.37	-	-	2.41	0.47	-	-	-	-	-	-	-	-	1.73	0.37	2.41	0.47	-	-		
1/4	13.70	-	-	-	-	-	-	2.24	0.63	-	-	3.03	0.80	-	-	-	-	-	-	-	-	2.24	0.63	3.03	0.80	-	-		
3/8	17.10	-	-	-	-	-	-	2.31	0.84	-	-	3.20	1.10	-	-	-	-	-	-	-	-	2.31	0.84	3.20	1.10	-	-		
1/2	21.30	-	-	-	-	-	-	2.77	1.27	-	-	3.73	1.62	-	-	-	-	-	-	-	-	4.78	1.95	2.77	1.27	3.73	1.62	7.47	2.55
3/4	26.70	-	-	-	-	-	-	2.87	1.69	-	-	3.91	2.20	-	-	-	-	-	-	-	-	5.56	2.90	2.87	1.69	3.91	2.20	7.82	3.64
1	33.40	2.77	2.09	-	-	-	-	3.38	2.50	-	-	4.55	3.24	-	-	-	-	-	-	-	-	6.35	4.24	3.38	2.50	4.55	3.24	9.09	5.45
1 1/4	42.20	2.77	2.69	-	-	-	-	3.56	3.39	-	-	4.85	4.47	-	-	-	-	-	-	-	-	6.35	5.61	3.56	3.39	4.85	4.47	9.70	7.77
1 1/2	48.30	2.77	3.11	-	-	-	-	3.68	4.05	-	-	5.08	5.41	-	-	-	-	-	-	-	-	7.14	7.25	3.68	4.05	5.08	5.41	10.16	9.56
2	60.30	2.77	3.93	-	-	-	-	3.91	5.44	-	-	5.54	7.48	-	-	-	-	-	-	-	-	8.74	11.11	3.91	5.44	5.54	7.48	11.07	13.44
2 1/2	73.00	3.05	5.26	-	-	-	-	5.16	8.63	-	-	7.01	11.41	-	-	-	-	-	-	-	-	9.53	14.92	5.16	8.63	7.01	11.41	14.02	20.39
3	88.90	3.05	6.46	-	-	-	-	5.49	11.29	-	-	7.62	15.27	-	-	-	-	-	-	-	-	11.13	21.35	5.49	11.29	7.62	15.27	15.24	27.68
3 1/2	101.60	3.05	7.41	-	-	-	-	5.74	13.57	-	-	8.08	18.64	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5.74	13.57	8.08	18.64	-	-
4	114.30	3.05	8.37	-	-	-	-	6.02	16.08	-	-	8.56	22.32	-	-	11.13	28.32	-	-	-	-	13.49	33.54	6.02	16.08	8.56	22.32	17.12	41.03
5	141.30	3.40	11.56	-	-	-	-	6.55	21.77	-	-	9.53	30.97	-	-	12.70	40.28	-	-	-	-	15.88	49.12	6.55	21.77	9.53	30.97	19.05	57.43
6	168.30	3.40	13.83	-	-	-	-	7.11	28.26	-	-	10.97	42.56	-	-	14.27	54.21	-	-	-	-	18.26	67.57	7.11	28.26	10.97	42.56	21.95	79.22
8	219.10	4.78	25.26	6.35	33.32	7.04	36.82	8.18	42.55	10.31	53.09	12.97	64.64	15.09	75.92	18.26	90.44	20.62	100.93	23.01	111.27	8.18	42.55	12.70	64.64	22.23	107.93		
10	273.00	4.19	27.78	6.35	41.76	7.80	51.01	9.27	60.32	12.70	81.53	15.09	95.98	18.26	114.71	21.44	133.01	25.40	155.10	28.58	172.27	9.27	60.29	12.70	81.53	25.40	155.10		
12	323.80	4.57	35.98	6.35	49.71	8.38	65.19	10.31	79.71	14.27	108.93	17.48	132.05	21.44	159.87	25.40	186.92	28.58	208.08	33.32	238.69	9.52	73.79	12.70	97.44	25.40	186.92		
14	355.60	6.35	54.69	7.92	67.91	9.52	81.25	11.10	94.30	15.09	126.72	19.05	158.11	23.83	194.98	27.79	224.66	31.75	253.58	35.71	281.72	9.52	81.25	12.70	107.40	-	-		
16	406.40	6.35	62.65	7.92	77.83	9.52	93.18	12.70	123.31	16.66	160.13	21.44	203.55	26.19	245.57	30.96	286.66	36.53	333.21	40.49	365.38	9.52	93.18	12.70	123.31	-	-		
18	457.20	6.35	70.60	7.92	87.75	11.13	122.44	14.27	155.88	19.05	205.84	23.83	256.69	29.36	309.78	34.93	363.76	39.67	408.48	45.29	459.62	9.52	105.11	12.70	139.22	-	-		
20	508.00	6.35	78.56	9.52	117.03	12.70	155.13	15.09	183.43	20.62	247.84	26.19	311.19	32.54	381.55	38.10	442.52	44.45	508.15	50.01	564.85	9.52	117.03	12.70	155.13	-	-		
24	609.60	6.35	94.47	9.52	140.89	14.27	209.51	17.48	255.25	24.61	355.04	30.96	441.80	38.89	546.36	46.02	639.62	52.37	719.68	59.54	807.68	9.52	140.89	12.70	186.95	-	-		
30	762.00	7.92	147.29	12.70	234.68	15.88	292.20	19.05	349.46	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	9.52	176.67	12.70	234.68	-	-		
36	914.40	7.92	177.05	12.70	282.41	15.88	351.88	19.05	420.64	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	9.52	212.45	12.70	282.41	-	-		
42	1,066.80	-	-	-	-	15.88	411.57	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	9.52	248.23	12.70	330.15	-	-		
48	1,219.20	-	-	-	-	15.88	471.25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	9.52	284.01	12.70	377.80	-	-		

Tolerancia:
 sobre el Ø e: Ø Nom. ≤ 1 1/2" + 0,4% - 0,8%
 Ø Nom. ≤ 2" + 1% - 1%
 sobre el espesor: -12,5%
 sobre el peso: para espesores ≤ extra strong (+) 5%
 para espesores > extra strong (+) 10%

Prueba Hidráulica: Presiones variables según diámetro, espesor y grado, tubo por tubo y de acuerdo a la Norma.

Aplastamiento: Conforme a las especificaciones de la Norma.

Curvado: Conforme a las especificaciones de la Norma.

Biselado: Para soldar, de 30° (+5° - 0°)

Advertencia:
 Los datos contenidos en esta página son meramente con carácter informativo, pero de ninguna manera debe tomarse como base para un proyecto, y, si así fuera, el resultado de su uso es por cuenta y riesgo del proyectista.

Longitud: Largos simples, dobles o fijos.

Fabricación: Grado A o Proceso ERW (HF). Los tubos son aptos para ser abocadados, plegados y curvados.

Terminación: Extremos biselados para soldar, planos o coscados, negros o revestidos.

Usos: Conducción de fluidos bajo severas condiciones de empleo.

Aceros Grado	Características Mecánicas			Composición Química			
	Resist. R ≤ Mpa	Fluencia S ≤ Mpa	Alargam. A ≤ %	C ≤	Mn ≤	P ≤	S ≤
A	330	205	35	0.25	0.95	0.05	0.045
B	415	240	30	0.30	1.20	0.05	0.045



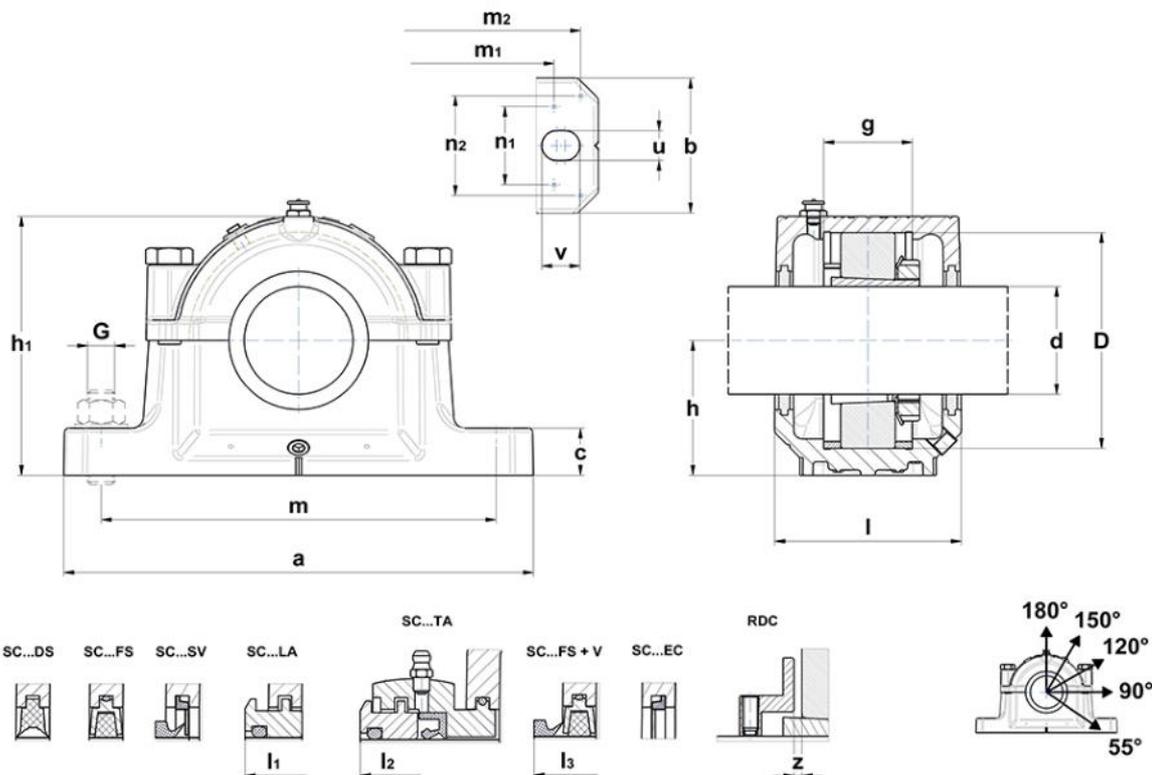
Características técnicas

SNC510

Soportes en dos partes SNC (D)

soporte en dos partes para rodamientos sobre manguito cónico, fabricación en fundición, para lubricación con grasa

Visual



Accesorios (hacer pedido por separado):

Soporte	Rodamiento	Manguito	Anillo de retención (x2)	Disco de regulación	de
025	1210K	H 210	FR 90x10,5	RDC510	
	2210K	H 310	FR 90x9		
	22210K	H 310	FR 90x9		

Características técnicas

d	45 mm
a	205 mm
b	60 mm
c	25 mm
g	41 mm
h	60 mm
h1	113 mm
l	90 mm
l1	102 mm
l2	156 mm
l3	112
m	170 mm
m1	160 mm
m3	130 mm
n1	34 mm
m2	188 mm
n2	44 mm
diámetro de pasadores de centrado	5 mm
u	15 mm
v	20 mm
D	90 mm
z	3 mm
peso del soporte	3,4 kg
Material del soporte	Termoplástico
cantidad inicial de grasa	130 Volume_cmc
Marca	SNR

Juntas y tapas

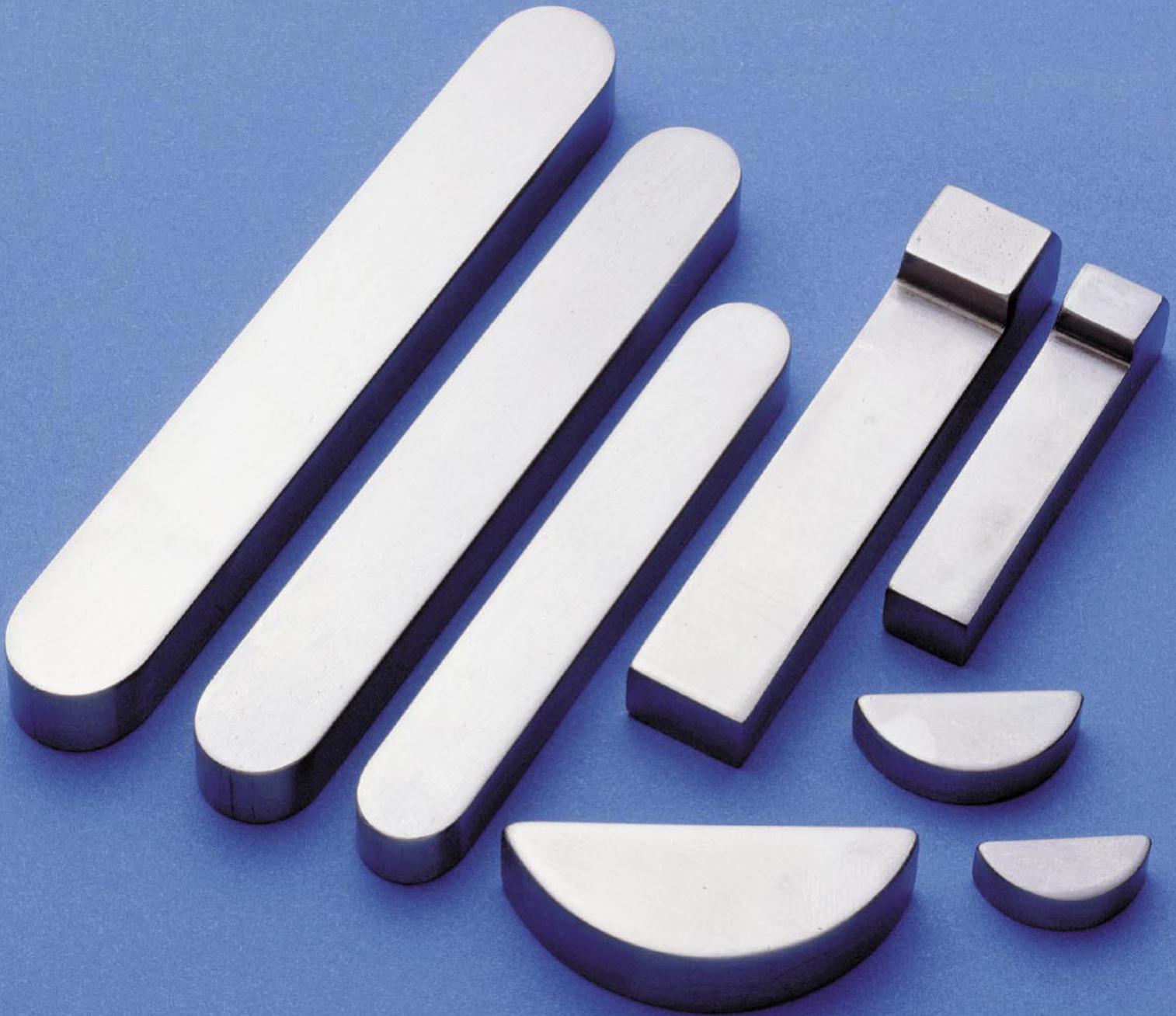
estanquidad DS	SC 510 DS
estanquidad LA	SC 510 LA
estanquidad SV	SC 510 SV
estanquidad TA	SC 510 TA
estanquidad FS	SC 510 FS
Obturador EC	SC510-608EC
Opción V-ring	V45A

Bulonería

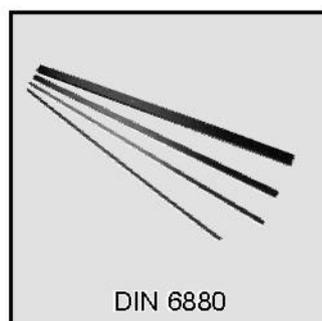
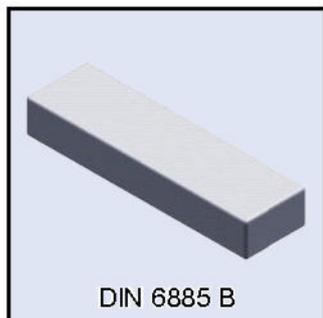
Bulones de fijación (G)	M12
par recomendado para los bulones de fijación	65 Nm
Pernos de unión	M12x55
par recomendado para los tornillos de unión	65 Nm
cargas máximas a 120°	80 kN
cargas máximas a 150°	45 kN
cargas máximas a 180°	40 kN

Cargas de rotura

P 0°	315 kN
P 55°	265 kN
P 90°	160 kN
P 120°	121 kN
P 150°	110 kN
P 180°	140 kN



CHAVETAS
ACERO INOXIDABLE
ACERO AL CARBONO



Material Nº	Código DIN	similar Código AISI	Elementos esenciales de la aleación				
			% C	% Cr	% Ni	% Mo	Aleación

ACEROS DE CEMENTACIÓN

1.0301	C 10		0,07 - 0,13				
1.0401	C 15		0,12 - 0,18				
▲ 1.7131	16 MnCr 5	5115	0,14 - 0,19	0,8 - 1,1			
1.7147	20 MnCr 5	5120	0,17 - 0,22	1,0 - 1,3			

ACEROS DE TEMPLE

▲ 1.0503	C 45 K	1043	0,42 - 0,5				
1.0601	C 60 K	1060	0,57 - 0,65				
▲ 1.7225	42 CrMo 4	4137	0,38 - 0,45	0,9 - 1,2	≤ 0,6	0,15 - 0,3	

ACEROS INOXIDABLES FERRITICOS Y MARTENSITICOS

1.4005	X 12 Cr S 13	416	< 0,15	12 - 13			S
1.4016	X 8 Cr 17	430	< 0,08	15,5 - 17,5			
1.4021	X 20 Cr 13	420 A	0,18 - 0,22	12 - 14			
1.4028	X 30 Cr 13	420 B	0,25 - 0,35	12 - 14			
1.4034	X 40 Cr 13	420 C	0,40 - 0,50	12,5 - 14,5			
▲ 1.4057	X 22 Cr Ni 17	431	0,14 - 0,23	15,5 - 17,5	1,5 - 2,5		
1.4104	X 12 Cr Mo S 18	430 F	0,10 - 0,17	15,5 - 17,5		0,20 - 0,60	S
1.4112	X 90 Cr Mo V 18	440 B	0,85 - 0,95	17 - 19		0,9 - 1,3	V
1.4122	X 35 Cr Mo 17		0,33 - 0,43	15,5 - 17,5	< 1,0	0,9 - 1,3	

ACEROS RESISTENTES AL ACIDO Y AL OXIDO • ACEROS AUSTENITICOS

▲ 1.4301	X 5 Cr Ni 18 9	304	< 0,07	17 - 19	8,5 - 11		
1.4305	X 12 Cr Ni S 18 8	303	< 0,12	17 - 19	8 - 10	< 0,70	S
1.4306	X 2 Cr Ni 18 9	304 L	< 0,03	18 - 20	10 - 12,5		
1.4310	X 12 Cr Ni 17 7	301	0,08 - 0,14	16 - 18	6,5 - 9	< 0,80	
1.4401	X 12 Cr Ni 17 7	316	< 0,07	16,5 - 18,5	10,5 - 13,5	2 - 2,5	
1.4404	X 5 Cr Ni Mo 18 10	316 L	< 0,03	16,5 - 18,5	11 - 14	2 - 2,5	
1.4435	X 2 Cr Ni Mo 18 10	316 L	< 0,03	16,5 - 18,5	12,5 - 15	2,5 - 3	
1.4436	X 2 Cr Ni Mo 18 12	316	< 0,07	16,5 - 18,5	11,0 - 14	2,5 - 3	
1.4460	X 8 Cr Ni Mo 27 5	329	< 0,10	26 - 28	4 - 5	1,3 - 2	
1.4462	X 12 Cr Ni Mo N 22 5		< 0,03	21 - 23	4,5 - 6,5	2,5 - 3,5	N
1.4539	X 2 Ni Cr Mo Cu 25 20 5		< 0,03	19 - 21	24 - 26	4 - 5	Cu
1.4541	X 10 Cr Ni Ti 18 9	321	< 0,08	17 - 19	9 - 12,0		Ti
▲ 1.4571	X 10 Cr Ni Mo Ti 18 10	316 Ti	< 0,08	16,5 - 18,5	11,5 - 14	2 - 2,5	Ti

▲ Estos materiales se pueden servir de stock.

Las calidades no especificadas y otras calidades se pueden servir de nueva fabricación.

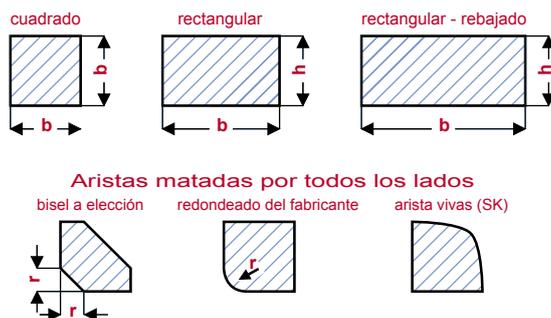
1. Campo de aplicación

Esta norma sirve para acero para chavetas brillante en barras con sección cuadrada, rectangular o rectangular rebajado con las medidas indicadas en la tabla de las calidades de acero citadas en el capítulo 5.

Esta norma no sirve para: Acero plano brillante (véase DIN 174).
Acero cuadrado brillante (véase DIN 178).

2. Concepto

Acero para chavetas brillante es un acero transformado en frío, sin arranque de viruta y descascarillado, con superficie relativamente lisa, brillante y exactitud de medidas correspondientemente alta. Está destinada a la fabricación de chavetas y lengüetas de ajuste.



3. Designación

Designación de un acero para chavetas con aristas matadas por todos los lados de anchura $b=18$ mm y espesor $h=11$ mm de acero C45K:

Acero para chavetas 18 x 11 DIN 6880

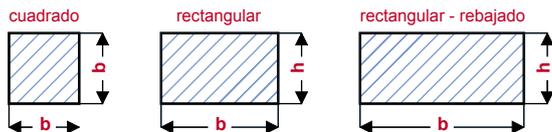
Designación de un acero para chavetas con aristas vivas (SK) de anchura $b=56$ mm y espesor $h=32$ mm de acero St 60-2 K:

Acero para chavetas SK 56 x 32 DIN 6880

Tabla 1. Acero para chavetas cuadrado

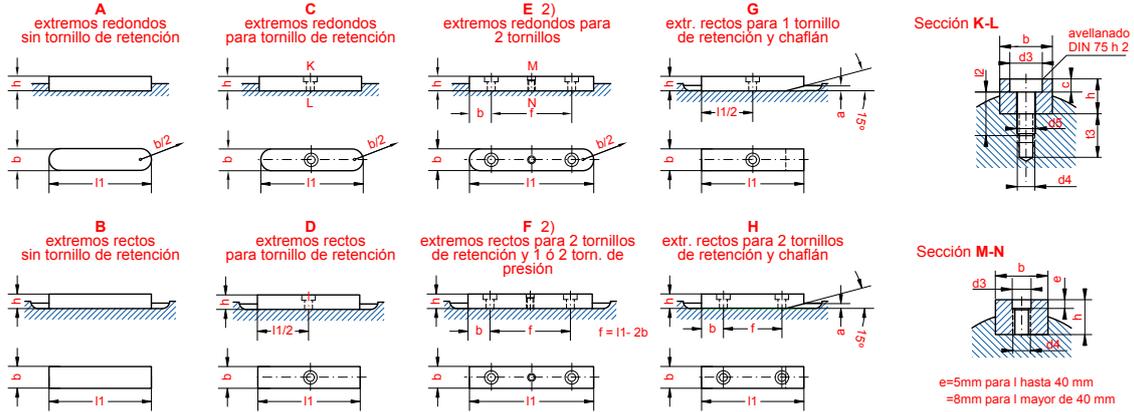
Forma	Medida nominal $b \times b$ 1)	Diferencia admisible para			r	Peso Kg/m \approx	Utilizable para			
		según zona de tolerancia ISA					chavetas planas con cabeza según DIN 6884	lengüetas de ajuste y chavetas según DIN 6885 DIN 6886	chavetas con cabeza según DIN 6887	chavetas media caña con cabeza según DIN 6889
		h_9	h_9	h_{11}						
Cuadrada	[2 x 2]	-0,025			$0,2 + 0,1$	0,0314		2 x 2		
	[3 x 3]					0,0707		3 x 3		
	[4 x 4]					0,126		4 x 4		
	5 x 5	-0,030			$0,4 + 0,2$	0,196		5 x 5		
	6 x 6					0,283		6 x 6		
	7 x 7	-0,036			$0,5 + 0,2$	0,385	2)	2)	2)	2) 8 x 3,5
	8 x 8		-	-		0,503				
	10 x 10					0,785				
	12 x 12	-0,043			$0,6 + 0,2$	1,13			12 x 8	
	14 x 14					1,54	14 x 6		14 x 9	
	16 x 16					2,01	16 x 7		16 x 10	16 x 5
	18 x 18					2,54	18 x 7		18 x 11	
	20 x 20	-0,052			$0,6 + 0,2$	3,14			20 x 22	20 x 6
	22 x 22					3,80	22 x 9		22 x 14	22 x 7

1), 2) véase pie de tabla página siguiente.

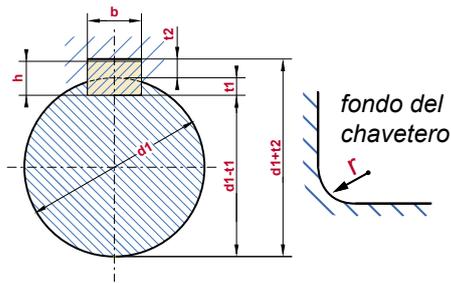
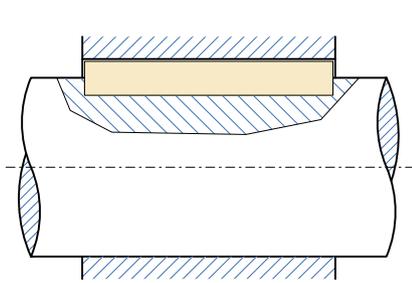


Forma	Medida nominal b x h 1)	Diferencia admisible para			r	Peso Kg/m ≈	Utilizable para					
		segun zona de tolerancia ISA					chavetas media caña según DIN 6881	chavetas planas según DIN 6883	chavetas planas con cabeza según DIN 6884	lengüetas de ajuste y chavetas según DIN 6885 DIN 6886	chavetas con cabeza según DIN 6887	chavetas media caña con cabeza según DIN 6889
		b h9	h h9	h h11								
Rectangular	[8 x 7]	-0,036	--	-0,090	0,4 + 0,2	0,440			8 x 7			
	[10 x 8]					0,628		8 x 5	10 x 8		10 x 4	
	12 x 8	-0,036	--		0,5 + 0,2	0,754			12 x 8	8 x 7	12 x 4	
	[12 x 10]					0,943		10 x 8				
	14 x 9	-0,043		-0,090	0,6 + 0,2	0,989			14 x 9		14 x 4,5	
	16 x 10					1,26		16 x 10				
	18 x 11					1,55		18 x 11		18 x 5		
	20 x 12	-0,052		-0,110	0,8 + 0,3	1,88			20 x 12			
	22 x 14					2,42		22 x 14				
	25 x 14					2,75		25 x 14				
	[25 x 22]			-0,130		4,32		25 x 9		25 x 14	25 x 7	
	28 x 16			-0,110		3,52		28 x 10		28 x 16	28 x 7,5	
	[28 x 25]	-0,062		-0,130	1,0 + 0,3	5,50			32 x 18			
	32 x 18			-0,110		4,52		32 x 11		32 x 18	32 x 8,5	
	[32 x 30]			-0,130		7,54		36 x 20		36 x 20	36 x 9	
	36 x 20			--		-0,160	9,61		36 x 12		36 x 20	36 x 9
	[36 x 34]	-0,074		-0,130	1,2 + 0,4	6,91			40 x 22			
	40 x 22			-0,160		11,9		40 x 14		40 x 22		
	[40 x 38]			-0,130		8,83		45 x 16		45 x 25		
	[45 x 25]	-0,087		-0,160	1,6 + 0,5	15,2			45 x 16		45 x 25	
	[45 x 43]			-0,130		11,0		50 x 18		50 x 28		
	[50 x 28]			-0,160		18,8		50 x 18		50 x 28		
	[50 x 48]					14,1				56 x 32		
[56 x 32]				15,8					63 x 32			
[63 x 32]	-0,074		-0,160	2,5 + 0,5	19,8			70 x 36				
[70 x 36]					25,1		80 x 40					
[80 x 40]					31,8		90 x 45					
90 x 45 3)	-0,087				39,3			100 x 50				
[100 x 50]												
Rectangular Rebajada	[5 x 3]	-0,030	--	-0,060	0,2 + 0,1	0,118			5 x 3			
	[6 x 4]			-0,075		0,188		6 x 4				
	7 x 4	-0,036	-0,030	--	0,4 + 0,2	0,220				4 x 4		
	8 x 5					0,314	8 x 3,5	8 x 5		8 x 5	5 x 5	
	10 x 6					0,471	10 x 4	10 x 6		10 x 6	6 x 6	
	12 x 6	-0,043		-0,075	0,5 + 0,2	0,565	12 x 4	12 x 6		12 x 6		
	14 x 6					0,659	14 x 4,5	14 x 6		14 x 6		
	16 x 7					0,879	16 x 5	16 x 7		16 x 7		
	18 x 7					0,989	18 x 5	18 x 7		18 x 7		
	20 x 8	-0,052		-0,090	0,6 + 0,2	1,26	20 x 6	20 x 8		20 x 8		
	22 x 9					1,55	22 x 7	22 x 9		22 x 9		
	25 x 9					1,77	25 x 7	25 x 9		25 x 9		
	28 x 10					2,20	28 x 7,5	28 x 10		28 x 10		
	32 x 11					2,76	32 x 8,5	32 x 11		32 x 11		
	36 x 12	-0,062		-0,110	1,0 + 0,3	3,39	36 x 9	36 x 12		36 x 12		
	[40 x 14]					4,40		40 x 14				

- 1) Las dimensiones entre corchetes pueden fabricarse de medidas de acero laminado normalizadas sólo por estirado múltiple.
- 2) Se emplea sólo para lengüetas de ajuste para herramientas según DIN 138.
- 3) Para esta medida nominal no hay disponible material previo con dimensiones normales.



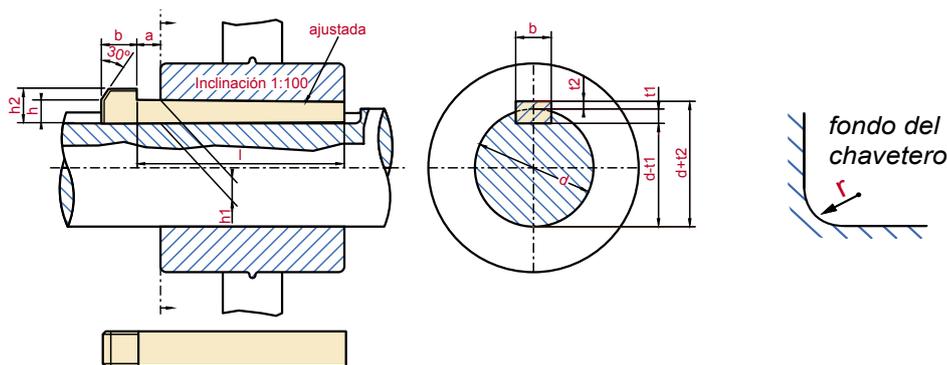
Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		2		3		4		5		6		8		10		12		14		16		18		20		22		25	
Para diámetro del eje d1 3)		Altura h		2		3		4		5		6		8		10		12		14		16		18		20		22		25	
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,988	4,988	5,988	6,988	7,985	8,985	9,985	10,985	11,982	12,982	13,982	14,982	15,982	16,982	17,982	18,982	19,978	20,978	21,978	22,978	23,978	24,978	25,978	26,978	27,978	28,978
		asiento ligero N9	Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	6,958	7,949	8,949	9,949	10,949	11,939	12,939	13,939	14,939	15,939	16,939	17,939	18,939	19,926	20,926	21,926	22,926	23,926	24,926	25,926	26,926	27,926	28,926
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	1,991	2,991	3,998	4,998	5,998	6,998	7,985	8,985	9,985	10,982	11,982	12,982	13,982	14,982	15,982	16,982	17,982	18,982	19,978	20,978	21,978	22,978	23,978	24,978	25,978	26,978	27,978	28,978
		asiento ligero N9	Mínima	1,966	2,966	3,958	4,958	5,958	6,958	7,949	8,949	9,949	10,949	11,939	12,939	13,939	14,939	15,939	16,939	17,939	18,939	19,926	20,926	21,926	22,926	23,926	24,926	25,926	26,926	27,926	28,926
Redondeado del fondo del chavetero	r	con juego en el lomo o aprieto	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1
		con juego en el lomo	dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1
Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm3)	longitud l1 5) 6)	Macho	Dif. adm. Hembra																												
Ajuste para tornillos de retención y tornillos de presión	Tornillo de retención 10)	Agujero de los machos	d2																												
			d4																												
Profundidad del agujero taladrado	t3	7																													
			8																												
Peso a deducir para forma A																															
Ajuste para tornillos de retención y tornillos de presión	Tornillo de retención 10)	Agujero de los machos	d3 x12																												
			M3 x8																												
Profundidad del agujero taladrado	t3	7																													
			8																												
Peso a deducir para forma A																															



Designación de una lengüeta de ajuste forma A de anchura $b = 20$ mm, altura $h = 12$ mm y longitud $l_1 = 125$ mm de ...¹⁾
 Lengüeta de ajuste A 20 x 12 x 125 DIN 6885 ...¹⁾

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)		Anchura b		28		32		36		40		45		50		56		63		70		80		90		100													
Para diámetro del eje d_1 3)		Altura h		10		16		11		18		12		20		14		22		16		25		18		28		32		36		40		45		50			
más de		95		110		130		150		170		200		230		260		290		330		380		440		500		560		630		700		800		900		1000	
hasta		110		130		150		170		200		230		260		290		330		380		440		500		560		630		700		800		900		1000			
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	27,798	31,974	35,974	39,974	44,974	49,974	55,968	62,968	69,968	79,968	89,963	99,963																								
		asiento ligero N9	Mínima	27,925	31,912	35,912	39,912	44,912	49,912	55,894	62,894	69,894	79,894	89,876	99,876																								
	Profundidad t_1 5)	con juego en el lomo o aprieto		6,9	9,9	7,6	11,1	8,3	12,3	9,5	13,5	10,8	15,3	12,0	17,0	19,3	19,6	22,0	24,6	27,5	30,4																		
		dif. adm.		+0,2	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3																	
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento fijo P9	Máxima	27,978	31,974	35,974	39,974	44,974	49,974	55,968	62,968	69,968	79,968	89,963	99,963																								
		asiento ligero N9	Mínima	27,296	31,912	35,912	39,912	44,912	49,912	55,894	62,894	69,894	79,894	89,876	99,876																								
	Profundidad t_2 5)	con juego en el lomo		3,1	6,1	3,4	6,9	3,7	7,7	4,5	8,5	5,2	9,7	6,0	11,0	12,7	12,4	14,0	15,4	17,5	19,6																		
		dif. adm.		+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3																
Redondeado del fondo del chavetero	Dif. adm.	con aprieto		2,6	5,6	2,9	6,3	3,2	7,1	4,0	7,9	4,6	9,1	5,4	10,4	12,1	11,8	13,4	14,8	16,9	19,0																		
		dif. adm.		-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2																
longitud l_1 5) 6)	Dif. adm.	Macho																																					
		Hembra																																					
Peso para forma B kg/1000 piezas (calculado con 7,85 kg/dm ³)																																							
Peso a deducir para forma A				13,2		21,1		19,0		31,1		26,2		43,7		37,7		59,3		54,6		85,3		75,6		118,0													
Ajuste para tornillos	Agujero de los machos			16,9		16,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5		18,5			
				10,5		10,5		13		13		13		13		13		13		13		13		13		13		13		13		13		13		13			
				8		8		10		10		10		10		10		10		10		10		10		10		10		10		10		10		10		10	
				7		8		10		12		15		18		22		20		24		28		32		38		40		40		40		40		40		40	
Profundidad del agujero taladrado				17		17		19		20		20		20		20		20		20		20		20		20		20		20		20		20		20			
Tornillo de retención 10)				M10 x 18		M10 x 20		M12 x 22		M12 x 25		M12 x 28		M12 x 30		M12 X 35		M12 X 35		M16 X 40		M16 X 45		M20 X 50		M20 X 55													

- Material (a indicar en el pedido)
 St 60 (acero de 60 kg/mm² de resistencia a la tracción en pieza terminada).
 St 80 (acero de 80 kg/mm² de resistencia a la tracción en pieza terminada).
- Si se han de suministrar lengüetas de ajuste forma E y F sin agujeros para tornillos de presión, se indicará en el pedido.
- Para medidas de unión, especialmente de extremos de ejes se observará imprescindiblemente la coordinación de las secciones de lengüetas de ajuste con los diámetros de ejes.
- Se recomienda para anchuras de chaveteros entallados atenerse a la calidad ISA-IT8 en lugar de IT9 (por tanto P8 en lugar de P9, N8 en lugar de N9 y J8 en lugar de J9).
- En los dibujos de taller se anotarán juntas la medidas t_1 y ($d_1 - t_1$), así como t_2 y ($d_1 + t_2$). Además en ciertas circunstancias se tendrán en cuenta las tolerancias y demasías de mecanizado de eje y agujero del cubo.
- Si son inevitables longitudes intermedias, se tomarán las medidas complementarias según DIN 3. En caso de duda se aplicará siempre la tolerancia superior.
- En los pesos no se tiene en cuenta los agujeros para tornillos de retención ni de presión.
- Para lengüetas con ajuste forma C, D y G con agujeros para 1 tornillo de retención rigen las longitudes l_1 , cuyos pesos se encuentran por encima de la línea gruesa del escalonamiento. Para lengüetas de ajuste forma E, F y H con agujeros para 2 tornillos de retención rigen las longitudes l_1 , cuyos pesos se encuentran por debajo de línea gruesa de escalonamiento.
- Los agujeros rigen sólo para secciones rectangulares DIN 6880
- Se emplearán como tornillos de retención tornillos cilíndricos DIN 84



Designación de una chaveta con cabeza de anchura $b=40$ mm, altura $h=22$ mm y longitud $l=200$ mm:
Chaveta con cabeza 40 x 22 x 200 DIN 6887

Para diámetro del eje d 1)	más de	95	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440
	hasta	110	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500
Anchura de chaveta	b h9	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
Altura de chaveta	h medida nominal	16	18	20	22	25	28	32	32	36	40	45	50
Altura de chaveta	h_1	16,2	18,3	20,4	22,4	25,4	28,4	32,5	32,5	36,5	40,5	45,6	50,6
	dif. adm.	-0,2	-0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3
Altura de la cabeza	h_2	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	75	80
Distancia	$a \approx$	16	18	20	22	25	29	32	32	36	40	45	50
Anchura del chavetero	b D 10	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100
Profundidad del chavetero del eje	t_1 2)	9,9	11,1	12,3	13,5	15,3	17	19,3	19,6	22	24,6	27,5	30,4
	dif. adm.	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3
Profundidad del chavetero del cubo	t_2 2)	5,6	6,3	7,1	7,9	9,1	10,4	12,1	11,8	13,4	14,8	16,9	19,0
	dif. adm.	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3
Redondeado del fondo del chavetero	r	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5	2,5
	dif. adm.	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5
longitud l 3)	dif. adm.	Peso (7,85 kg/dm ³) kg/1000 piezas \approx											
80	-0,3	426											
90		460	621										
100		493	665	874									
110		527	707	929	1186								
125		574	772	1007	1288	1706							
140		626	828	1087	1390	1836	2370						
160		690	920	1195	1515	2006	2580						
180		753	1002	1301	1645	2166	2780						
200	-0,5	818	1084	1407	1775	2336	3000						
220		881	1167	1512	1905	2476	3210						
250		971	1292	1662	2095	2746	3520						
280		1060	1404	1807	2275	2976	3800						
315		1159	1540	1987	2470	3246	4150						
355			1684	2182	2730	3576	4550						
400				2387	3000	3916	4990						

Para chavetas de anchura $b=56$ a 100 mm no se han fijado longitudes.

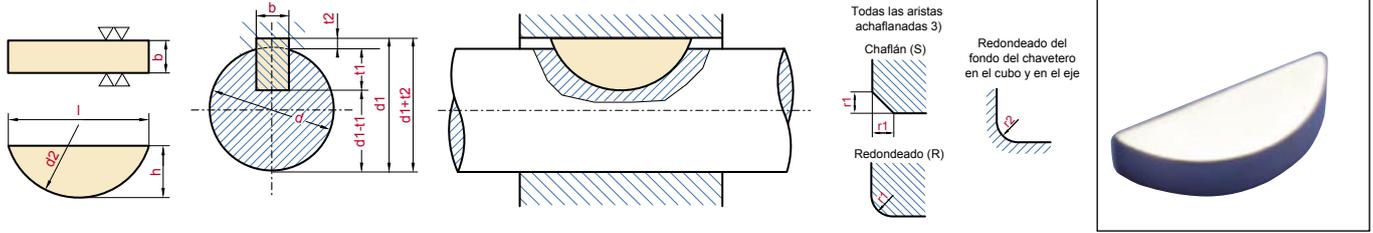
Para la inclinación en la chaveta y en el chavetero del cubo no se han establecido tolerancias por ahora. Si se han de observar en casos especiales determinadas tolerancias, se estipularán en el pedido.

La medida h_1 es la máxima altura de la chaveta (sin cabeza), las medidas $(d + t_2)$ y t_2 se refieren a la máxima profundidad del chavetero del cubo.

Material (a indicar en el pedido):

- C45K (acero de 60 kg/mm² de resistencia mínima a la tracción en pieza terminada).
- Otros materiales se indicarán en el pedido.

- 1) Para las medidas de acoplamiento, especialmente de extremos de ejes es imprescindible atenerse a la coordinación de la sección de chaveta con los diámetros de ejes.
- 2) En los dibujos de taller se anotarán juntas las medidas t_1 y $(d-t_1)$, así como t_2 y $(d+t_2)$. Además en ciertas circunstancias se tendrán en cuenta las tolerancias y demasías de mecanizado de eje y agujero del cubo.
- 3) Si son inevitables longitudes intermedias, se tomarán de la medidas complementarias según DIN 3. En caso de dudas se aplicará siempre la tolerancia de la longitud superior.

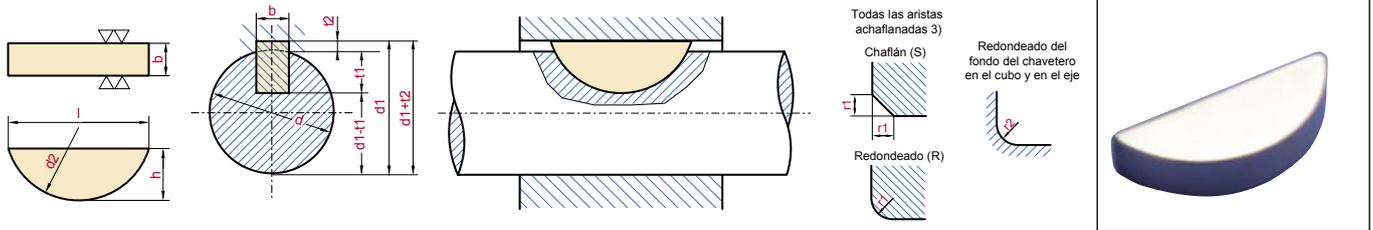


Designación de una lengüeta redonda de anchura $b = 4$ mm y altura $h = 5$ mm de ... 1)
Lengüeta redonda 4x5 DIN 6888 . . . 1)

Coordinación 2)	I	Para diámetro de eje $d1$	más de	3	4	6	8				10				
			hasta	4	6	8	10				12				
	II	Para diámetro de eje $d1$	más de	6	8	10	12				17				
			hasta	8	10	12	17				22				
Lengüeta redondeada	Sección (Acero media caña DIN 6882)	Anchura	b h9	1	1,5	2	2,5*)				3			4	
			dif. adm.	-0,025	-0,025	-0,025	-0,025	0,025				0,030			
	Altura	h h12	1,4	2,6	2,6	3,7	3,7	3,7	5	6,5	5	6,5	7,5		
		dif. adm.	-0,090	-0,090	-0,090	-0,120	-0,120	-0,120	-0,120	-0,150	-0,120	-0,150	-0,150		
	Diámetro	$d2$	4	7	7	10	10	10	13	16	13	16	19		
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1		
	Chaflán o redondeado 3)	$r1$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4		
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2		
	Longitud $l \approx$			3,82	6,76	6,76	9,66	9,66	9,66	12,65	15,72	12,65	15,72	18,57	
	Peso (7,85 kg/dm ³) kg/1000 pzas. \approx			0,031	0,153	0,204	0,414	0,518	0,622	1,10	1,80	1,47	2,40	3,27	
Chavetero del eje	Anchura b 4)	Asiento fijo $P9$	Máxima	0,991	1,491	1,991	2,491	2,991				3,988			
			Mínima	0,966	1,466	1,966	2,466	2,966				3,958			
		Asiento ligero $N9$	Máxima	1,000	1,500	2,000	2,500	3,000				4,000			
			Mínima	0,975	1,475	1,975	2,475	2,975				3,970			
	Profundidad $t1$ 5)	Serie A 6)	1,0	2,0	1,8	2,9	2,9	2,5	3,8	5,3	3,5	5,0	6,0		
		Serie B 7)	1,0	2,0	1,8	2,9	2,9	2,8	4,1	5,6	4,1	5,6	6,6		
Dif. adm. para A y B			+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1		
Diámetro	$d2$	4	7	7	10	10	10	13	16	13	16	19			
	Dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1			
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	Asiento fijo $P9$	Máxima	0,991	1,491	1,991	2,491	2,991				3,988			
			Mínima	0,966	1,466	1,966	2,466	2,966				3,958			
		Asiento ligero $J9$ 8)	Máxima	1,012	1,512	2,012	2,512	3,012				4,015			
			Mínima	0,987	1,487	1,987	2,487	2,987				3,985			
	Profundidad $t2$ 5)	Serie A 6)	0,5	0,7	0,9	0,9	0,9	1,3	1,6						
		Dif. adm. para A	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1						
Serie B 7)			0,5	0,7	0,9	0,9	1,0	1,0							
Dif. adm. para B			+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1							
Redondeado del fondo del chavetero			$r2$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2				0,4			
Dif. adm.			-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1				-0,2			

*) Solo admisible para construcción de automóviles.

- Material (a indicar en el pedido): C45K (acero de 60 kg/mm² de resistencia mínima a la tracción en pieza terminada).
St 80 (acero de 80 kg/mm² de resistencia mínima a la tracción en pieza terminada).
- Para las medidas de unión, especialmente de extremos de ejes, habrá que atenerse a la coordinación de las secciones de lengüetas redondas con los diámetros de ejes. La coordinación I rige en todo lugar que la lengüeta redonda sirva solo para fijar la posición del elemento de accionamiento y se empleen para la transmisión del momento de rotación otros elementos como chavetas transversales o conos.
- El achaflanado por chaflán (S) o redondeado (R) a elección del fabricante, cuando se agregue en casos especiales una S o R a la designación.
- Se recomienda para anchuras de chaveteros agujereados atenerse a la calidad ISA-IT8 en lugar de IT9 (por tanto P8 en lugar de P9, N8 en lugar de N9 y J8 en lugar de J9).
- En los dibujos de taller se anotarán juntas la medidas t_1 y $(d_1 - t_1)$, así como t_2 y $(d_1 + t_2)$. Además en ciertas circunstancias se tendrán en cuenta las tolerancias y demasías de mecanizado de eje y agujero del cubo.
- Serie A (chavetero del cubo alto) a emplear preferentemente, coincide con la DIN 6885 h 1 (t_2 con juego de lomo para lengüetas de ajuste cuadradas y rectangulares).
- Serie B (chavetero del cubo bajo) para construcción de maquinaria, coincide con la DIN 6885 h 2.
- Para la coordinación II de las lengüetas redondas con los diámetros de ejes puede elejirse también el asiento D10.

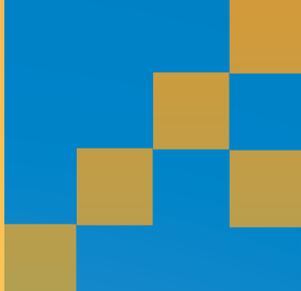


Designación de una lengüeta redonda de anchura $b = 8$ mm y altura $h = 11$ mm de ... 1)
Lengüeta redonda 8x11 DIN 6888 . . . 1)

Coordinación 2)	I	Para diámetro de eje d_1	más de	12				17				22				30			
			hasta	17				22				30				38			
	II	Para diámetro de eje d_1	más de	22				30				---				---			
			hasta	30				38				---				---			
Lengüeta redondeada	Sección (Acero media caña DIN 6882)	Anchura	b h9	5				6				8				10			
			dif. adm.	-0,030				-0,030				-0,036				-0,036			
	Altura	h h12	6,5	7,5	9	7,5	9	(10)	11	9	11	13	11	13	16				
		dif. adm.	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,150	-0,180	-0,150	-0,180	-0,180	-0,180	-0,180	-0,180				
	Diámetro	d_2	16	19	22	19	22	25	28	22	28	32	28	32	45				
		dif. adm.	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,2	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2				
	Chaflán o redondeado 3)	r_1	0,4				0,4				0,4				0,6				
dif. adm.		+0,2				+0,2				+0,2				+0,2					
Longitud $l \approx$		15,72	18,57	21,63	18,57	21,63	24,49	27,35	21,63	27,35	31,43	27,35	31,43	43,08					
Peso (7,85 kg/dm ³) kg/1000 pzas. \approx		3,01	4,09	5,73	4,91	6,88	8,64	10,6	9,17	14,1	19,28	17,6	24,1	39,9					
Chavetero del eje	Anchura b 4)	Asiento fijo P_9	Máxima	4,988				5,988				7,985				9,985			
			Minima	4,958				5,958				7,949				9,949			
		Asiento ligero N_9	Máxima	5,000				6,000				8,000				10,000			
			Minima	4,970				5,970				7,964				9,964			
	Profundidad t_1 5)	Serie A 6)	4,5	5,5	7,0	5,1	6,6	7,6	8,6	6,2	8,2	10,2	7,8	9,8	12,8				
			5,4	6,4	7,9	6,0	7,5	8,5	9,5	7,5	9,5	11,5	9,1	11,1	14,1				
			Dif. adm. para A y B	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2			
Diámetro	d_2	16	19	22	19	22	25	28	22	28	32	28	32	45					
	Dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2					
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	Asiento fijo P_9	Máxima	4,988				5,988				7,985				9,985			
			Minima	4,958				5,958				7,949				9,949			
		Asiento ligero J_9 8)	Máxima	5,015				6,015				8,018				10,018			
			Minima	4,985				5,985				7,982				9,982			
	Profundidad t_2 5)	Serie A 6)	2,1					2,5				2,9				3,3			
			Dif. adm. para A	+0,1				+0,1				+0,1				+0,2			
Serie B 7)			1,2					1,6				1,6				2,0			
Dif. adm. para B	+0,1				+0,1				+0,1				+0,1						
Redondeado del fondo del chavetero		r_2	0,4				0,4				0,4				0,4				
		Dif. adm.	-0,2				-0,2				-0,2				-0,2				

Evítese en lo posible el tamaño entre paréntesis

- Material** (a indicar en el pedido): C45K (acero de 60 kg/mm² de resistencia mínima a la tracción en pieza terminada).
 St 80 (acero de 80 kg/mm² de resistencia mínima a la tracción en pieza terminada).
- Para las medidas de unión, especialmente de extremos de ejes, habrá que atenerse a la coordinación de las secciones de lengüetas redondas con los diámetros de ejes. La coordinación I rige en todo lugar que la lengüeta redonda sirva solo para fijar la posición del elemento de accionamiento y se empleen para la transmisión del momento de rotación otros elementos como chavetas transversales o conos.
- El achaflanado por chaflán (S) o redondeado (R) a elección del fabricante, cuando se agregue en casos especiales una S o R a la designación.
- Se recomienda para anchuras de chaveteros agujereados atenerse a la calidad ISA-IT8 en lugar de IT9 (por tanto P8 en lugar de P9, N8 en lugar de N9 y J8 en lugar de J9).
- En los dibujos de taller se anotarán juntas la medidas t_1 y $(d_1 - t_1)$, así como t_2 y $(d_1 + t_2)$. Además en ciertas circunstancias se tendrán en cuenta las tolerancias y demasías de mecanizado de eje y agujero del cubo.
- Serie A (chavetero del cubo alto) a emplear preferentemente, coincide con la DIN 6885 h 1 (t_2 con juego de lomo para lengüetas de ajuste cuadradas y rectangulares).
- Serie B (chavetero del cubo bajo) para construcción de maquinaria, coincide con la DIN 6885 h 2.
- Para la coordinación II de las lengüetas redondas con los diámetros de ejes puede elejirse también el asiento D10.



DISTRIBUIDO POR:

<http://www.opac.net>

4 3 2 1

F

F

E

E

D

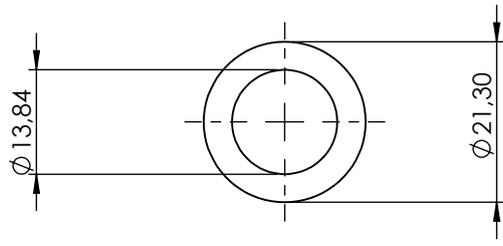
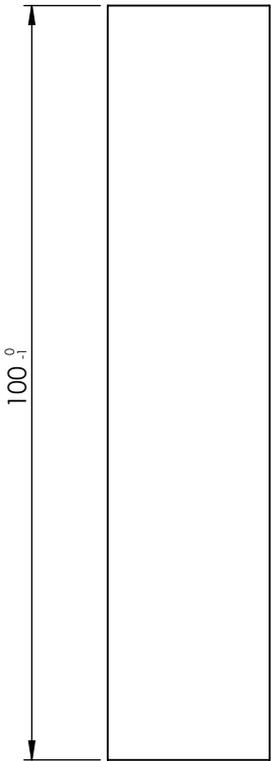
D

C

C

B

B



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Pasador atrapa
rueda

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

N.º DE DIBUJO

10033B

A4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL: Tubo de 1/2" SCH 80-XS
ASTM A-53
Espesor 3.73 mm

PESO:

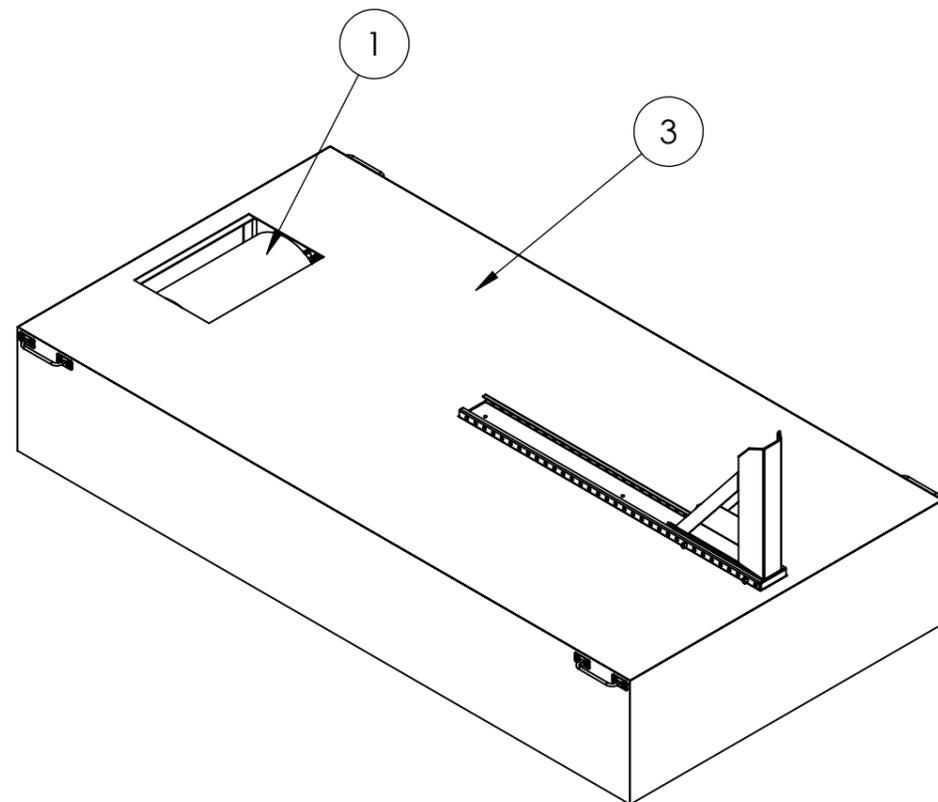
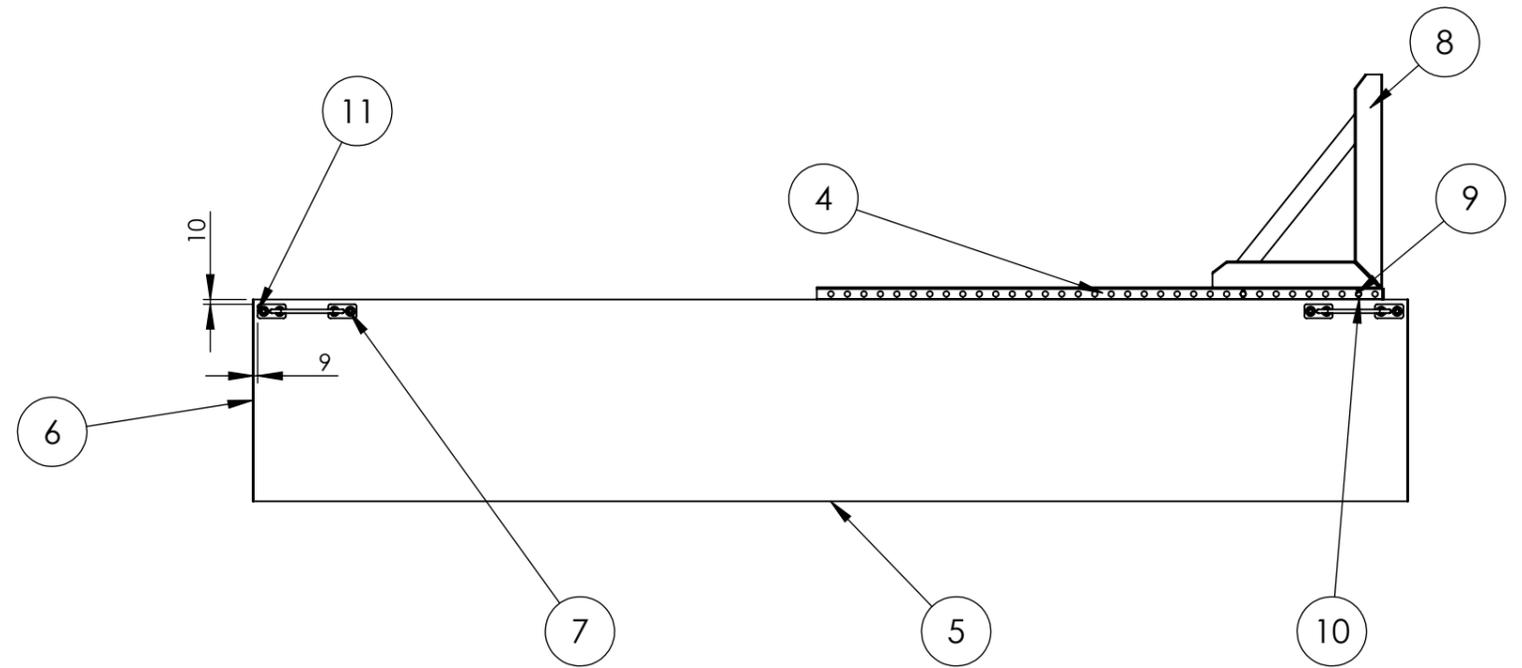
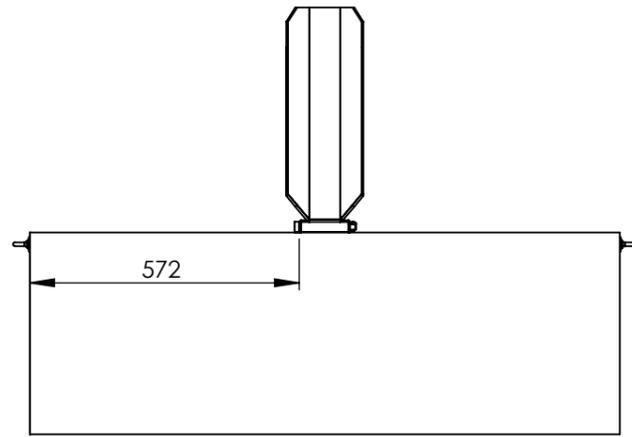
ESCALA:1:2

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

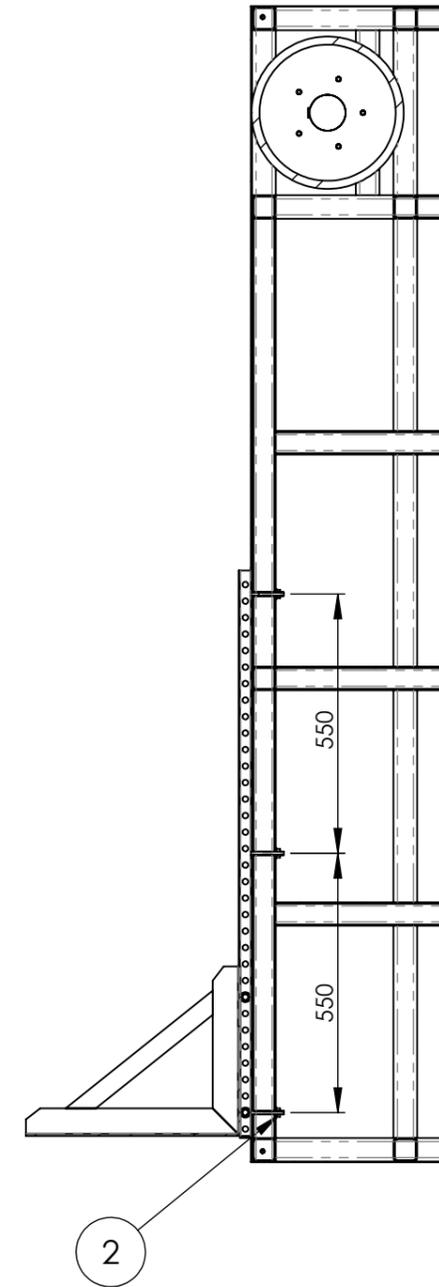
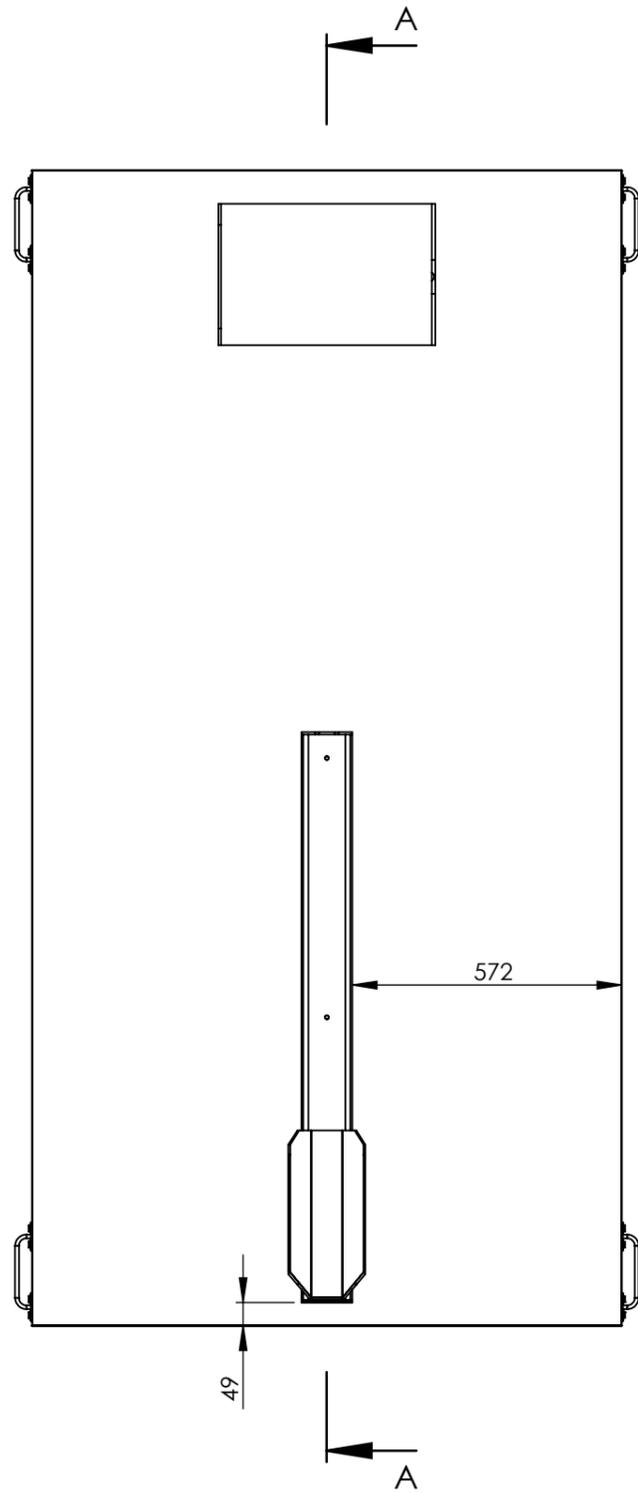
A

A



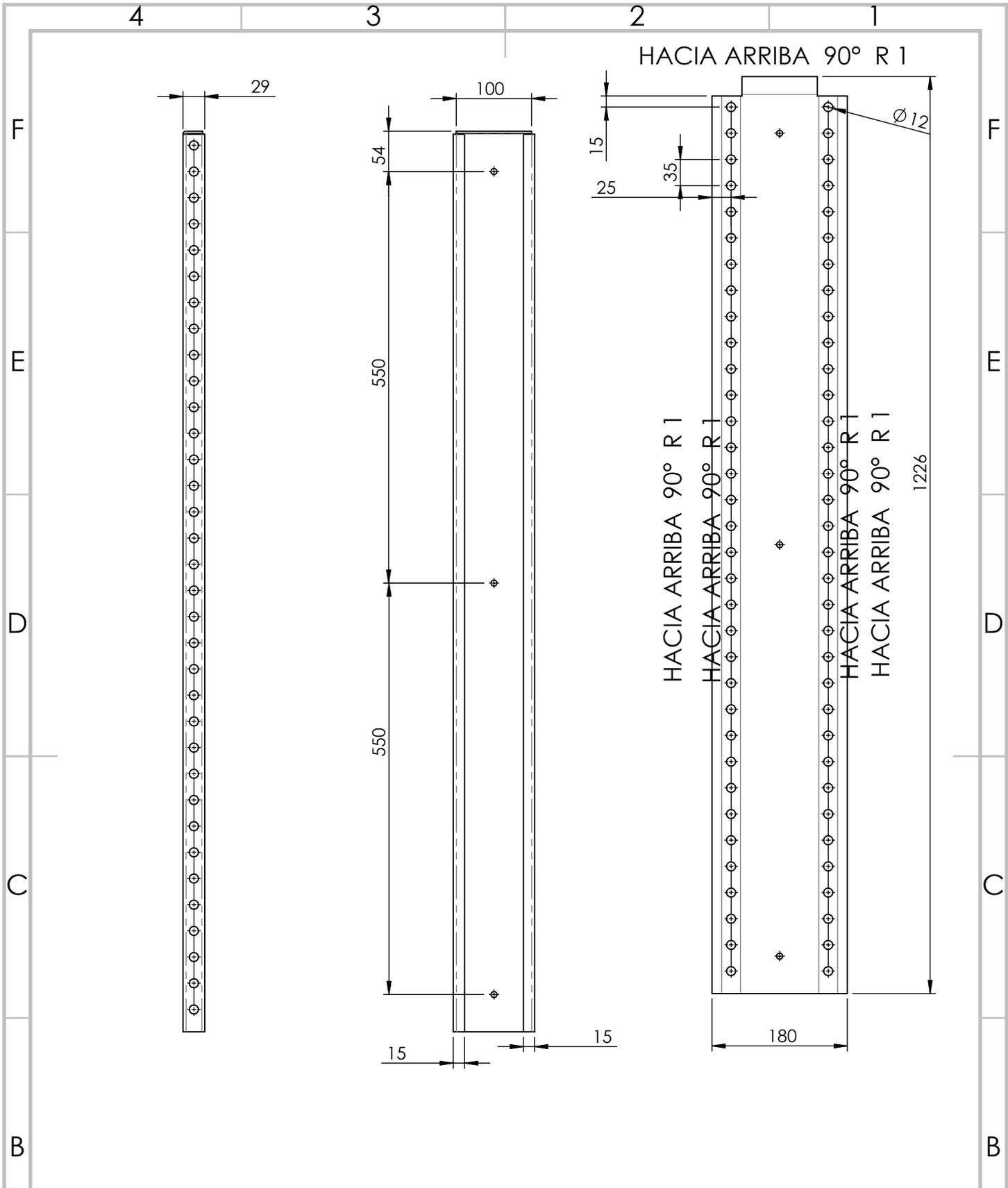
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	10020	Ensamblaje estructura y rodillo	1
2	Tuerca y arandela 8 mm.	Tuerca con arandela de 8 mm.	3
3	10031	Chapa cobertura	1
4	10040	Placa deslizante	1
5	10031A	Chapa Lateral	2
6	10031B	Chapa delantera y Trasera	2
7	Bulón 8 mm	Agarraderas Moto	16
8	10045	Ensamblaje atrapa rueda	1
9	10038	Pasador atrapa rueda	2
10	Perno para trabar		2
11	10039B	Ensamblaje Soporte Lingas	4

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
DIBUJ. Juan I. Arrac VERIF. Ferreyra Daniel APROB. Ferreyra Daniel			TÍTULO: <h1>Ensamblaje Final</h1>	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			MATERIAL: N.º DE DIBUJO <h2>10035</h2>	A3
PESO:			ESCALA: 1 : 15	HOJA 1 DE 2



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 15

 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
DIBUJ. Juan I. Arrac VERIF. Ferreyra Daniel APROB. Ferreyra Daniel			NOMBRE FIRMA FECHA Juan I. Arrac Ferreyra Daniel Ferreyra Daniel	TÍTULO: <h1>Ensamblaje Final</h1>
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
			PESO:	<h1>10035</h1>
			ESCALA: 1 : 15	A3 HOJA 2 DE 2



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Corredera del
atrapa rueda

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19
FABR.			

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:

Chapa negra 1/8 "

N.º DE DIBUJO

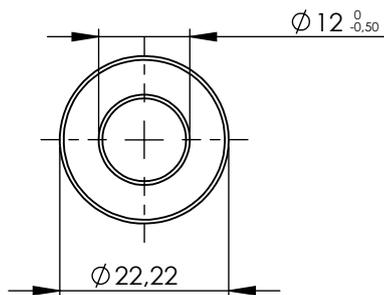
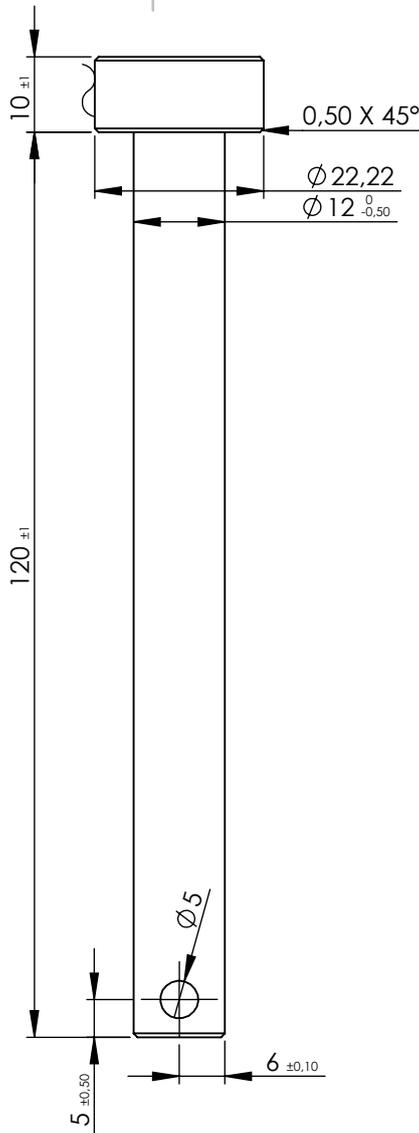
10036

A4

PESO:

ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

**Pasador atrapa
 rueda**

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

N.º DE DIBUJO

10038

A4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

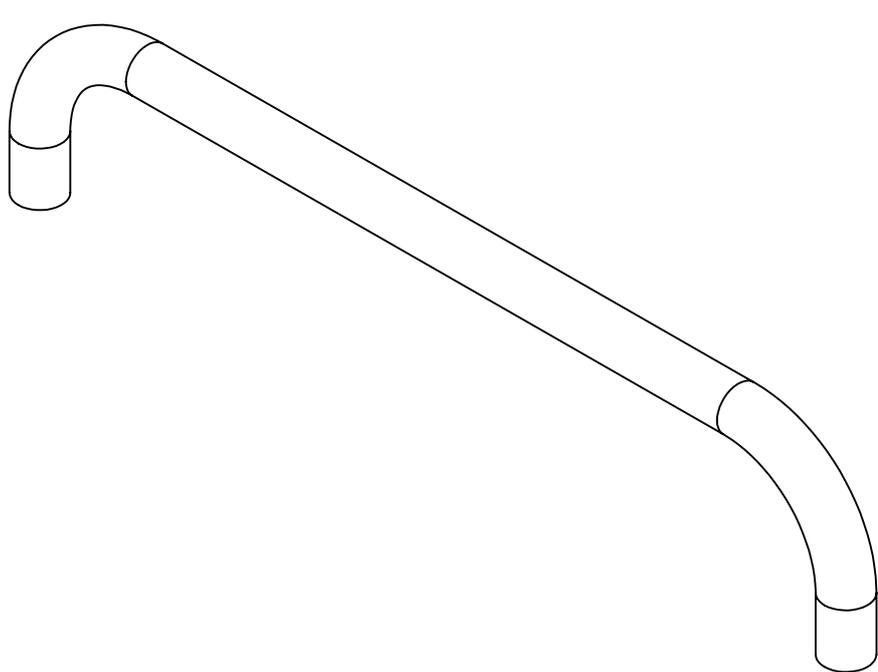
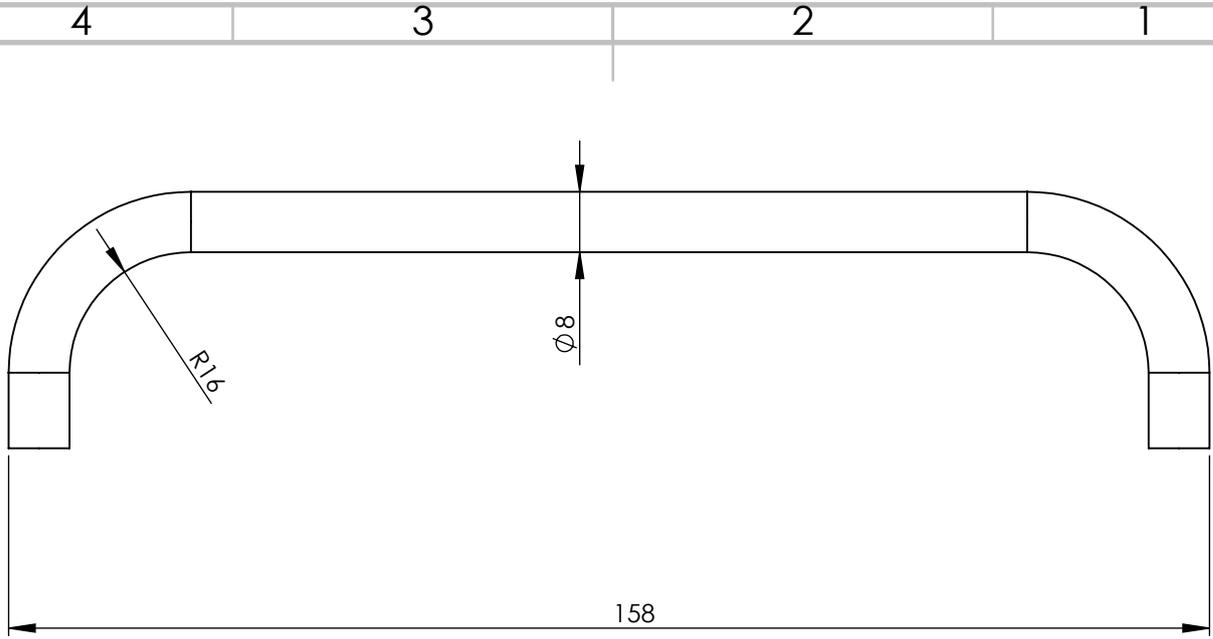
MATERIAL:

Trefilado de 7/8 "

PESO:

ESCALA:1:2

HOJA 1 DE 1




UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Soporte para lingas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19

N.º DE DIBUJO: **10039**
 ESCALA: 1 : 1
 HOJA 1 DE 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:
Trefilado de 5/16 "

A4

PESO:

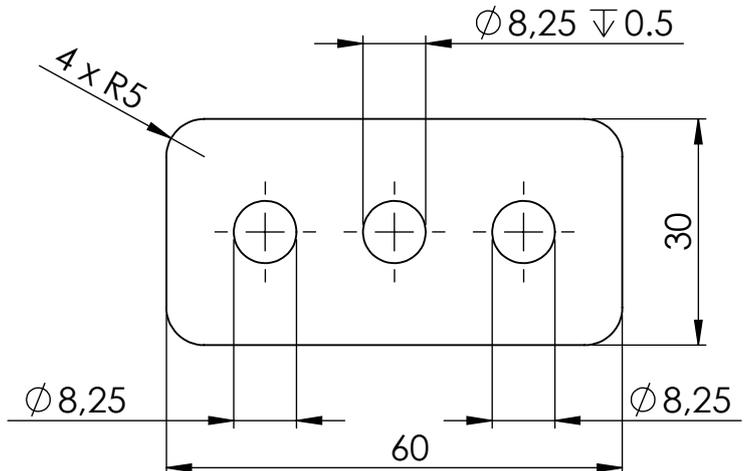
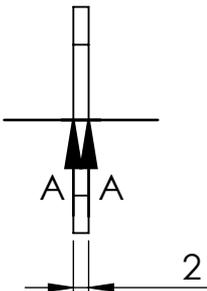
ESCALA: 1 : 1

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

F

F

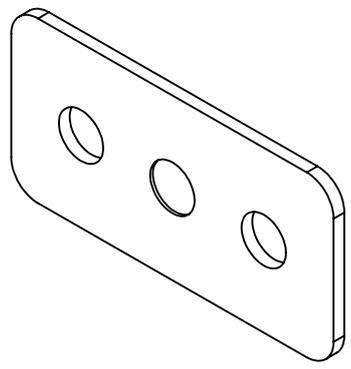
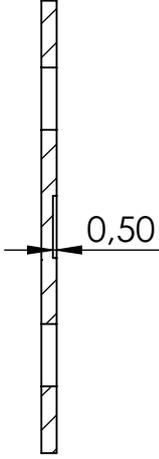


E

E

D

D



C

C

SECCIÓN A-A

B

B

 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Placa agarradera

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:

Chapa negra N° 14

N.º DE DIBUJO

10039A

A4

PESO:

ESCALA:1:1

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

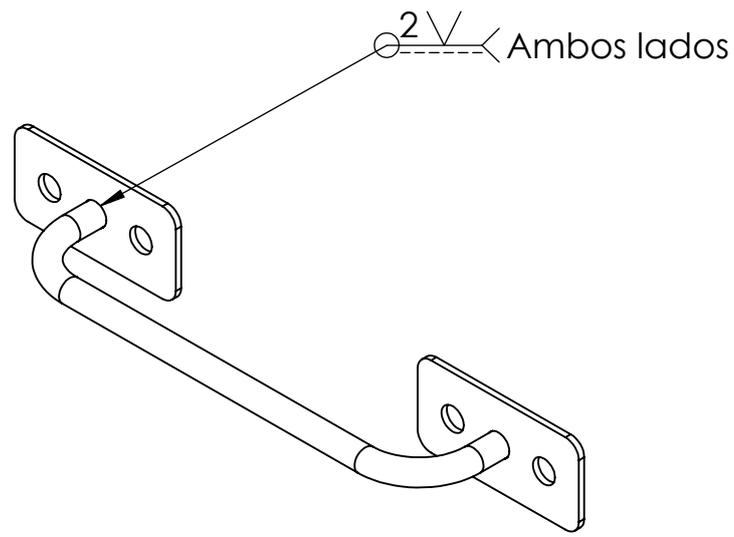
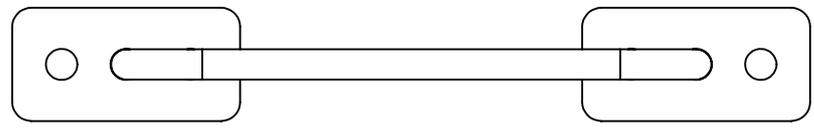
D

C

C

B

B



 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Ensamblaje Soporte Lingas

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

N.º DE DIBUJO

10039B

A4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

PESO:

ESCALA: 1 : 2

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

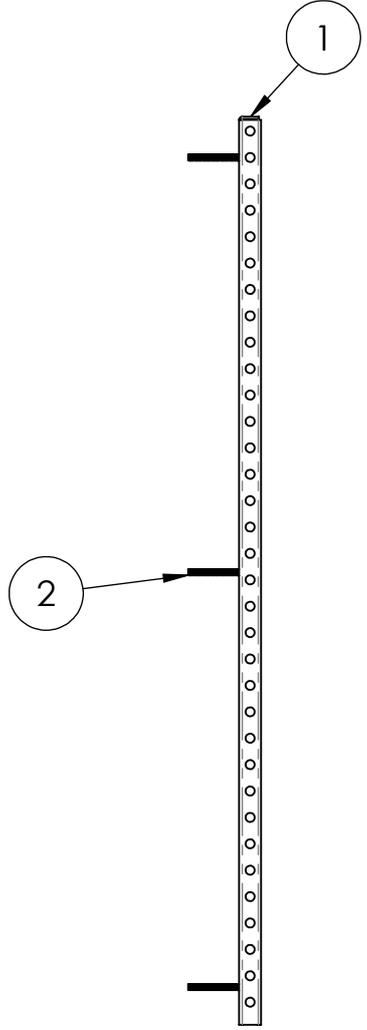
C

B

B

A

A



Ambos lados $2\sqrt{\text{V}}$

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	10036	Corredera del atrapa rueda	1
2	Varilla roscada	Varilla roscada M8x1.5-70	3

 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Soldadura de esparragos a plancha deslizante

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

N.º DE DIBUJO

10040

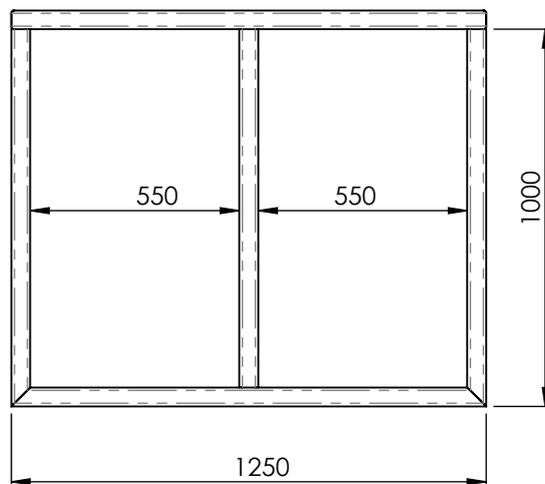
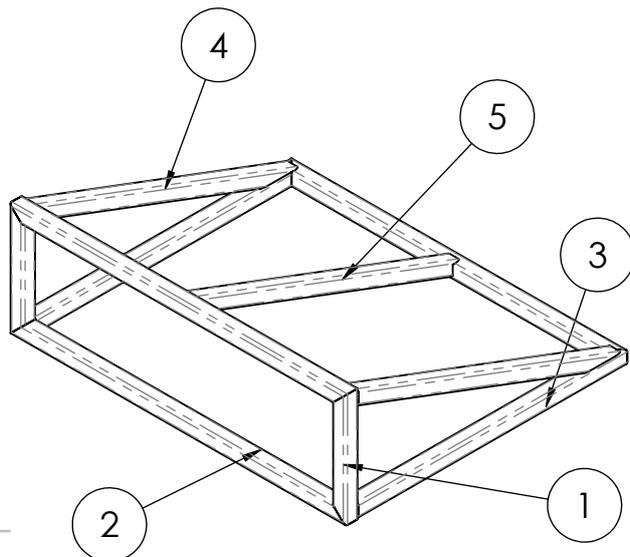
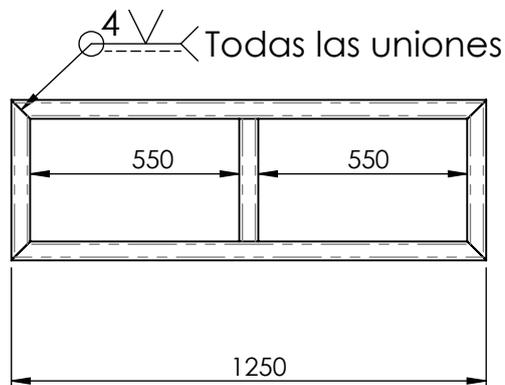
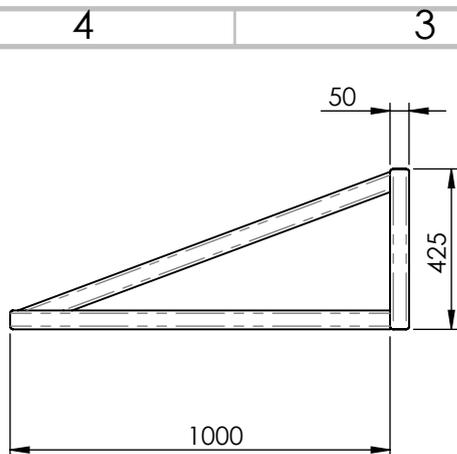
A4

PESO:

ESCALA:1:10

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1



N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	2	Caño 50x50x3	425
2	3	Caño 50x50x3	1250
3	2	Caño 50x50x3	1000
4	2	Caño 50x50x3	1046
5	1	Caño 50x50x3	1059



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Rampa para Banco
de pruebas.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:

SAE 1010
Caño 50x50x3

N.º DE DIBUJO

10041

A4

PESO:

ESCALA:1:20

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

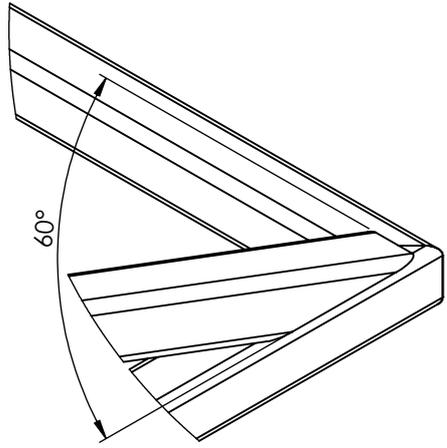
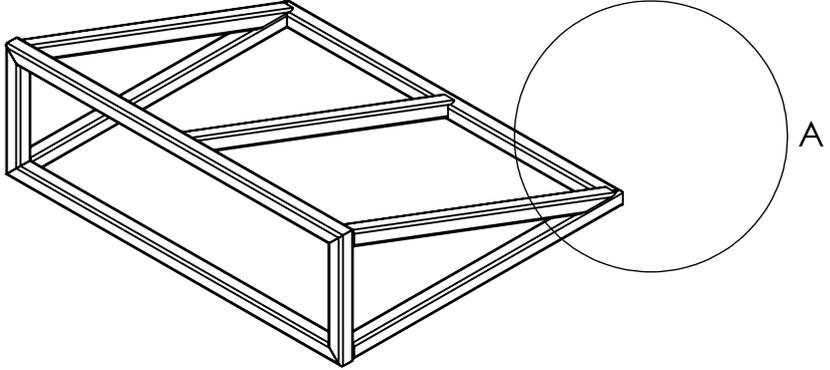
D

C

C

B

B



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Rampa para
Banco de
pruebas.

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

N.º DE DIBUJO

10041

A4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:

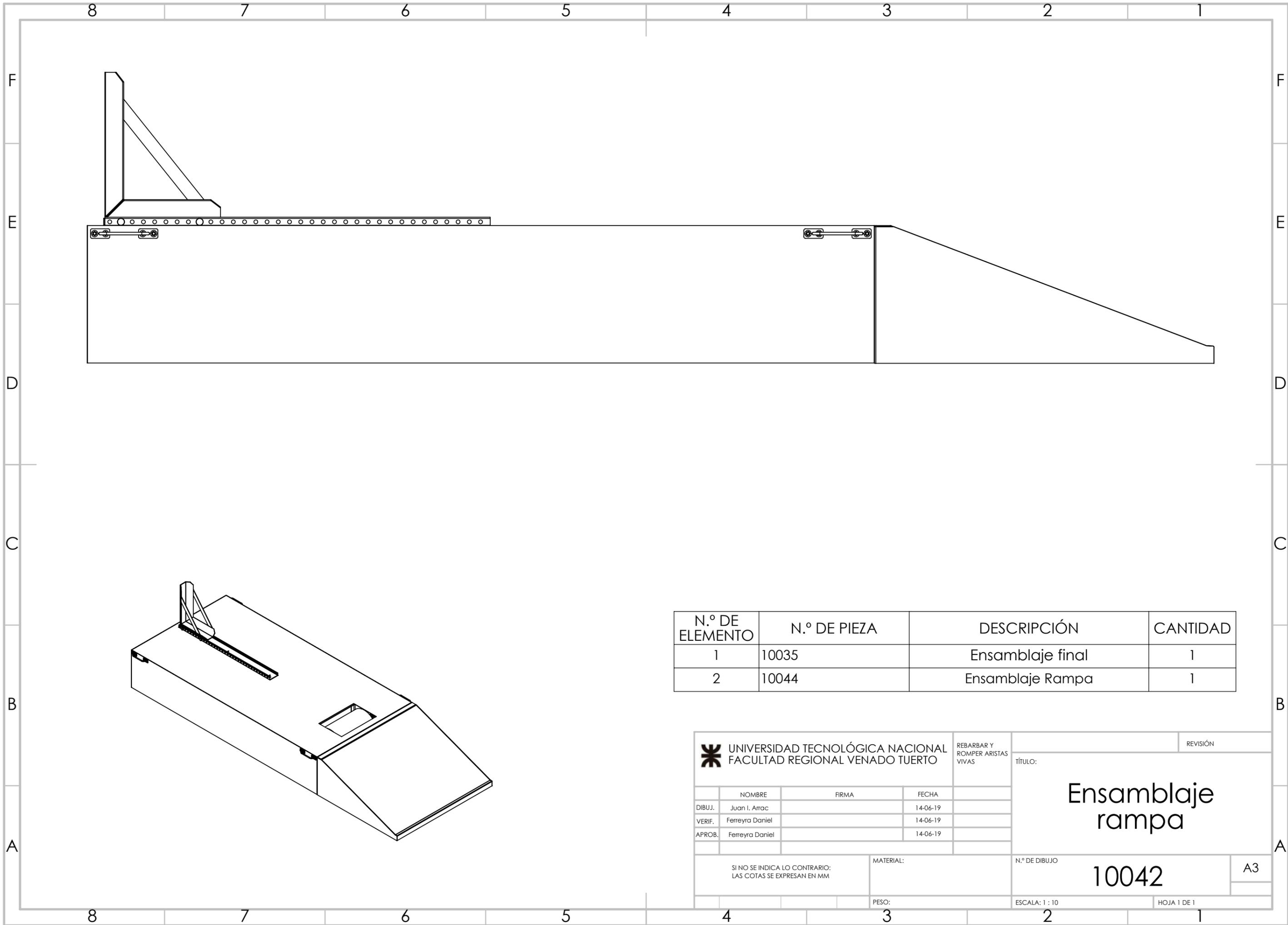
PESO:

HOJA 2 DE 2

4 3 2 1

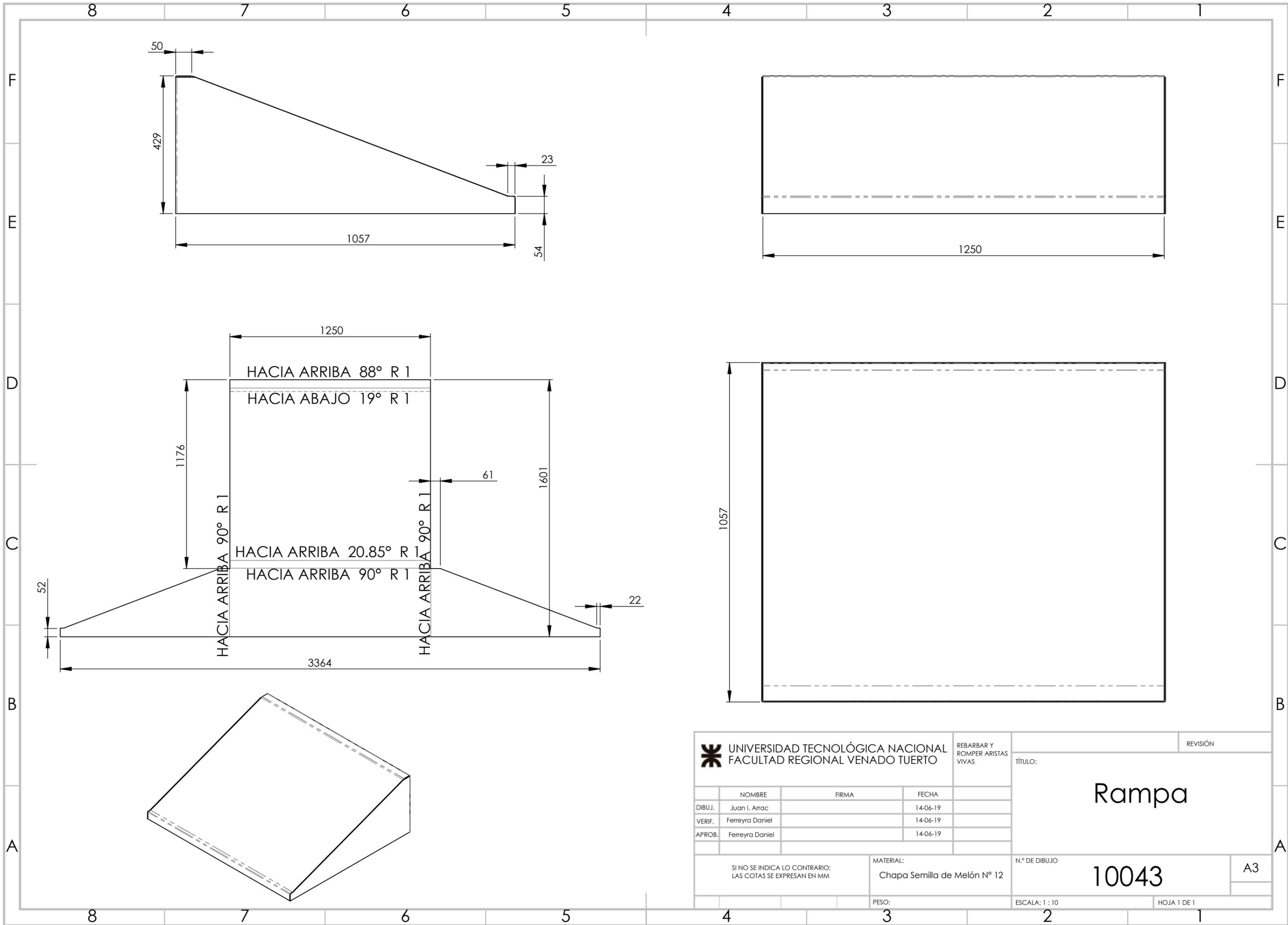
A

A



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	10035	Ensamblaje final	1
2	10044	Ensamblaje Rampa	1

 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN												
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. Juan I. Arrac</td> <td></td> <td>14-06-19</td> </tr> <tr> <td>VERIF. Ferreyra Daniel</td> <td></td> <td>14-06-19</td> </tr> <tr> <td>APROB. Ferreyra Daniel</td> <td></td> <td>14-06-19</td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. Juan I. Arrac		14-06-19	VERIF. Ferreyra Daniel		14-06-19	APROB. Ferreyra Daniel		14-06-19	TÍTULO: <h1 style="text-align: center;">Ensamblaje rampa</h1>	
NOMBRE	FIRMA	FECHA														
DIBUJ. Juan I. Arrac		14-06-19														
VERIF. Ferreyra Daniel		14-06-19														
APROB. Ferreyra Daniel		14-06-19														
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			MATERIAL: 	N.º DE DIBUJO <h2 style="text-align: center;">10042</h2>												
PESO: 			ESCALA: 1 : 10	A3 HOJA 1 DE 1												



 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
DIBUJ. Juan I. Arrac VERIF. Ferreyra Daniel APROB. Ferreyra Daniel			NOMBRE: Juan I. Arrac FIRMA: [Signature] FECHA: 14-06-19	TÍTULO: <h1 style="text-align: center;">Rampa</h1>
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			MATERIAL: Chapa Semilla de Melón N° 12	N.º DE DIBUJO: <h2 style="text-align: center;">10043</h2>
			PESO:	ESCALA: 1 : 10 HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

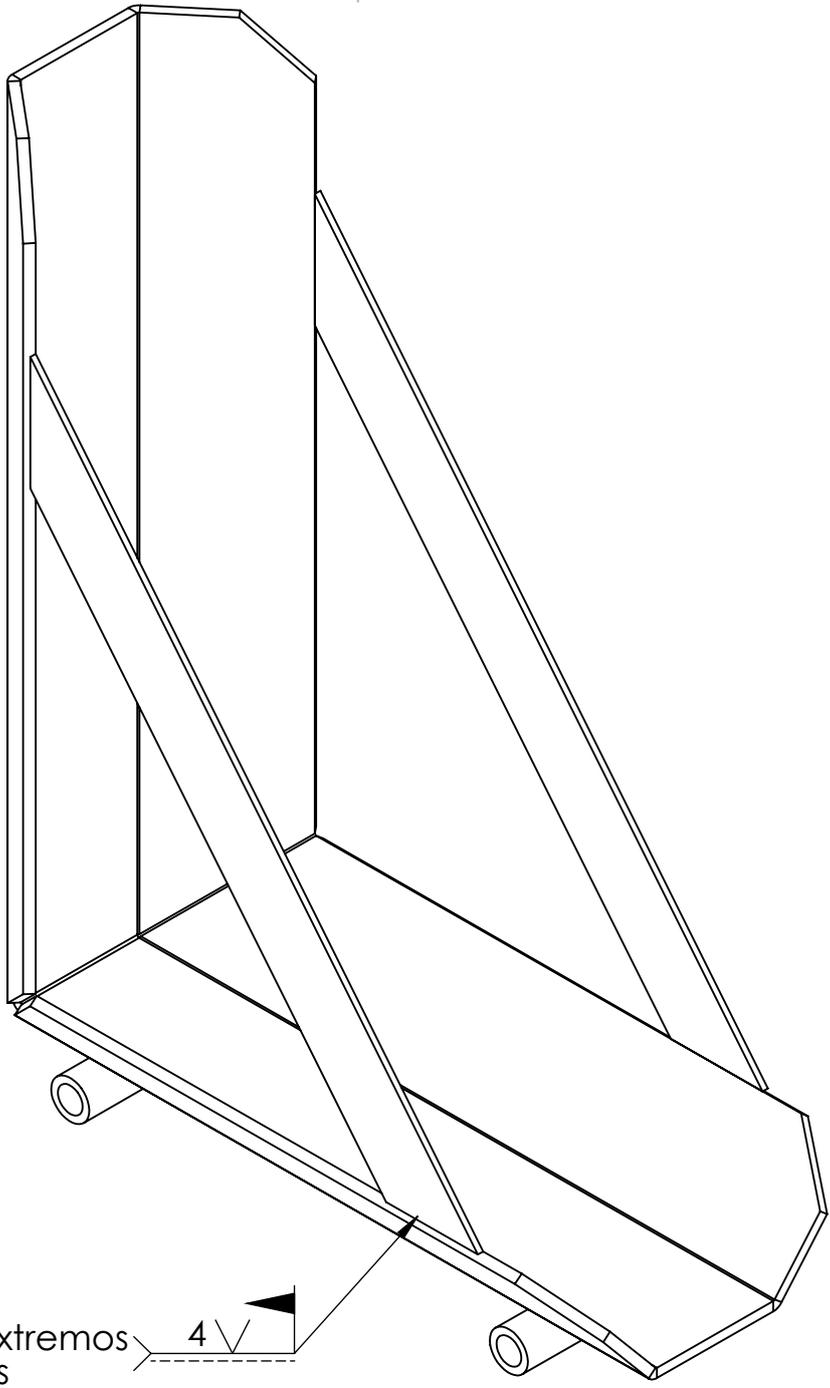
D

C

C

B

B



Ambos lados y extremos
Todas las uniones



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Ensamblaje
atrapa rueda

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19

N.º DE DIBUJO

10045

A4

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

PESO:

ESCALA: 1 : 3

HOJA 1 DE 2

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

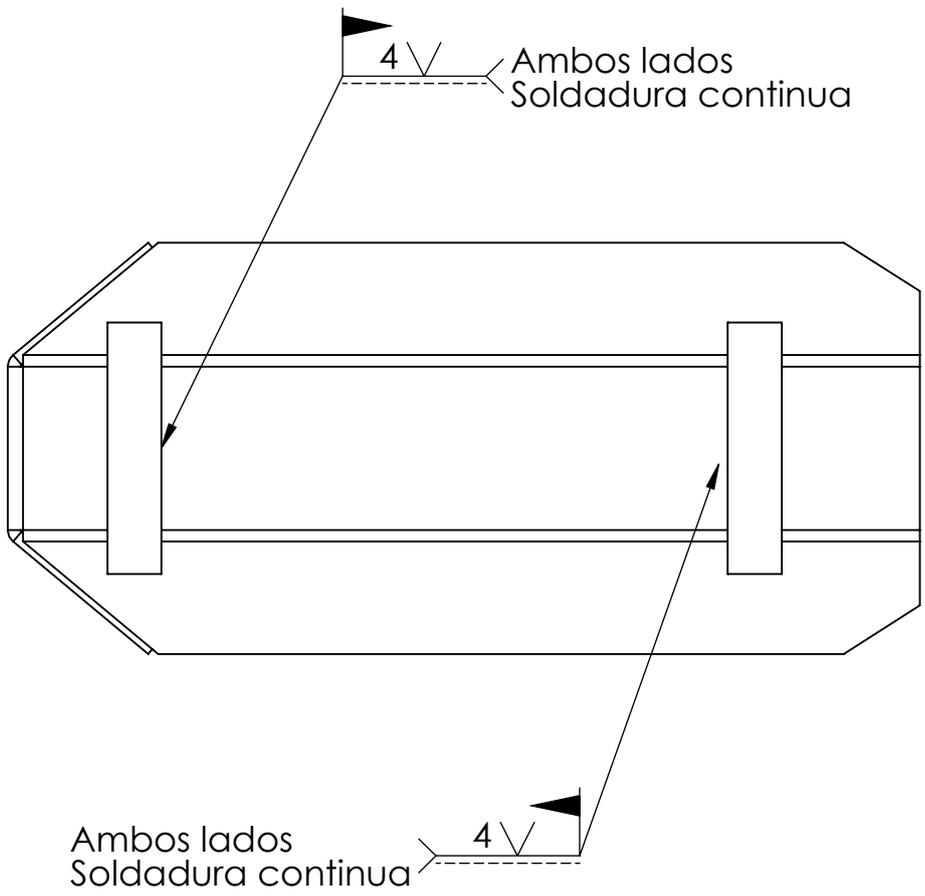
C

B

B

A

A



 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Ensamblaje
atrapa rueda

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19

N.º DE DIBUJO
10045
A4

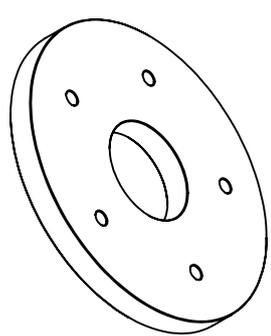
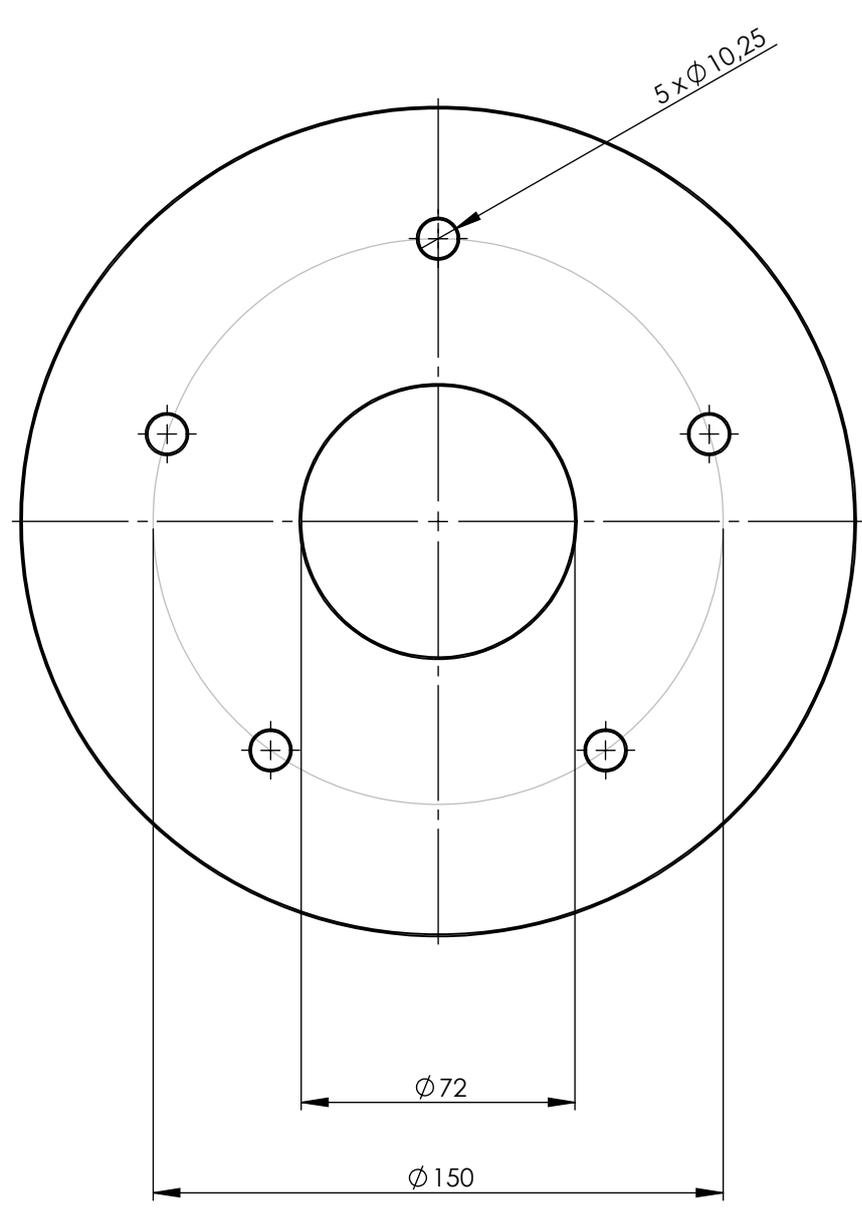
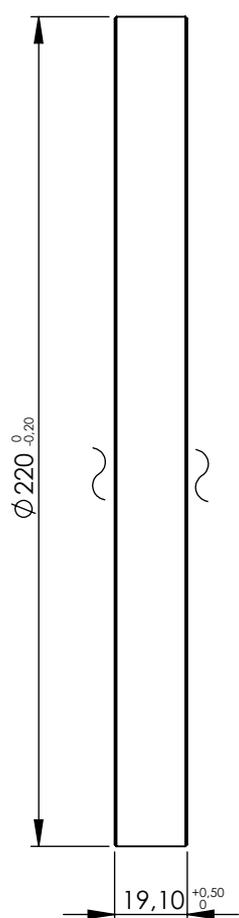
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:

PESO:

HOJA 2 DE 2

4 3 2 1



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:
Centrador rodillo

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

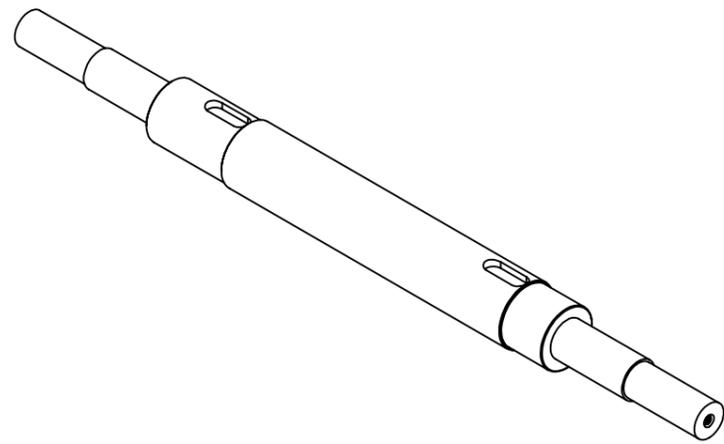
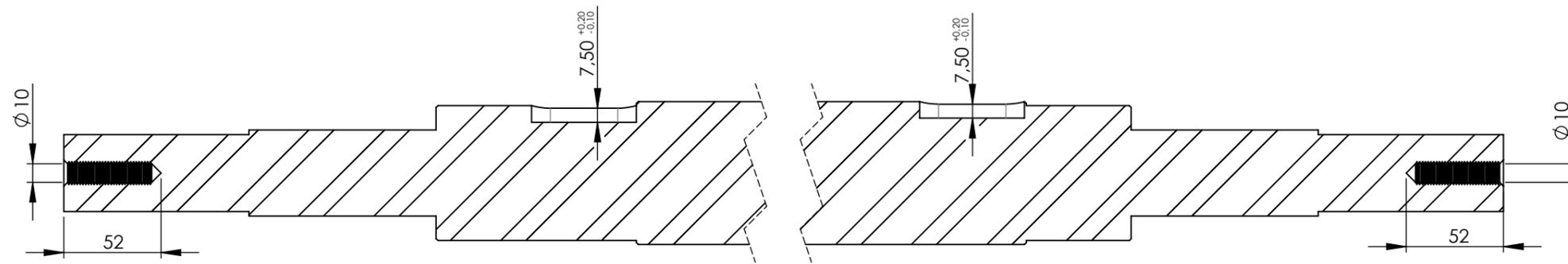
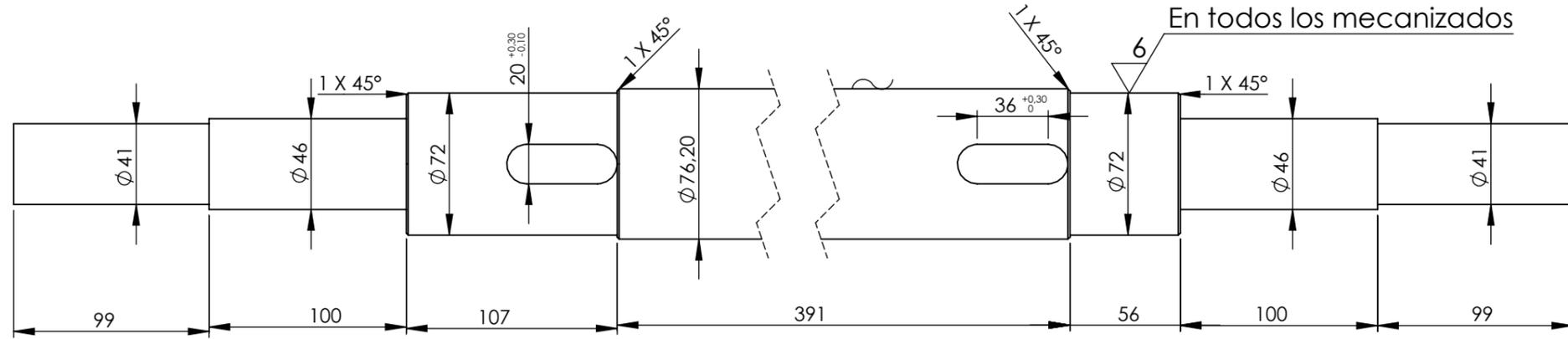
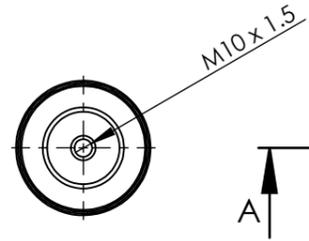
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:
 Chapa SAE 1010 3/4"

N.º DE DIBUJO
10005

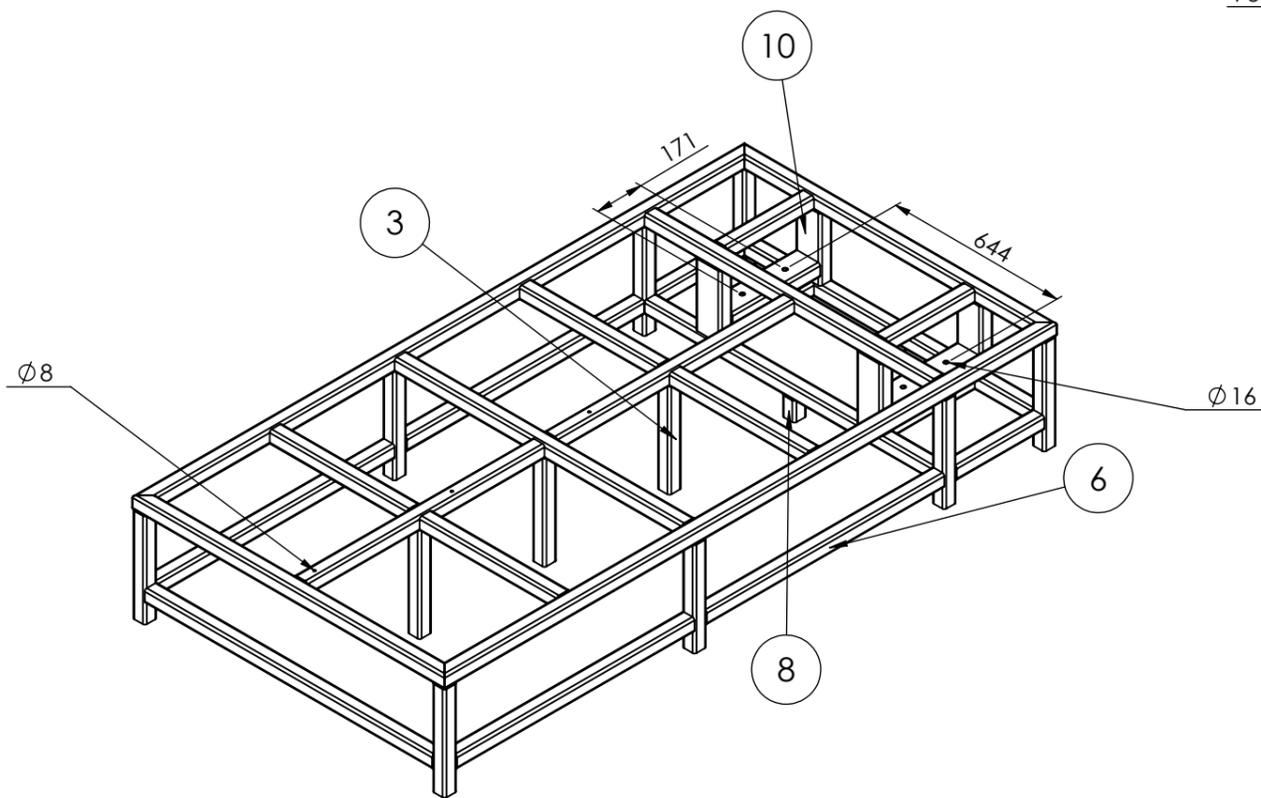
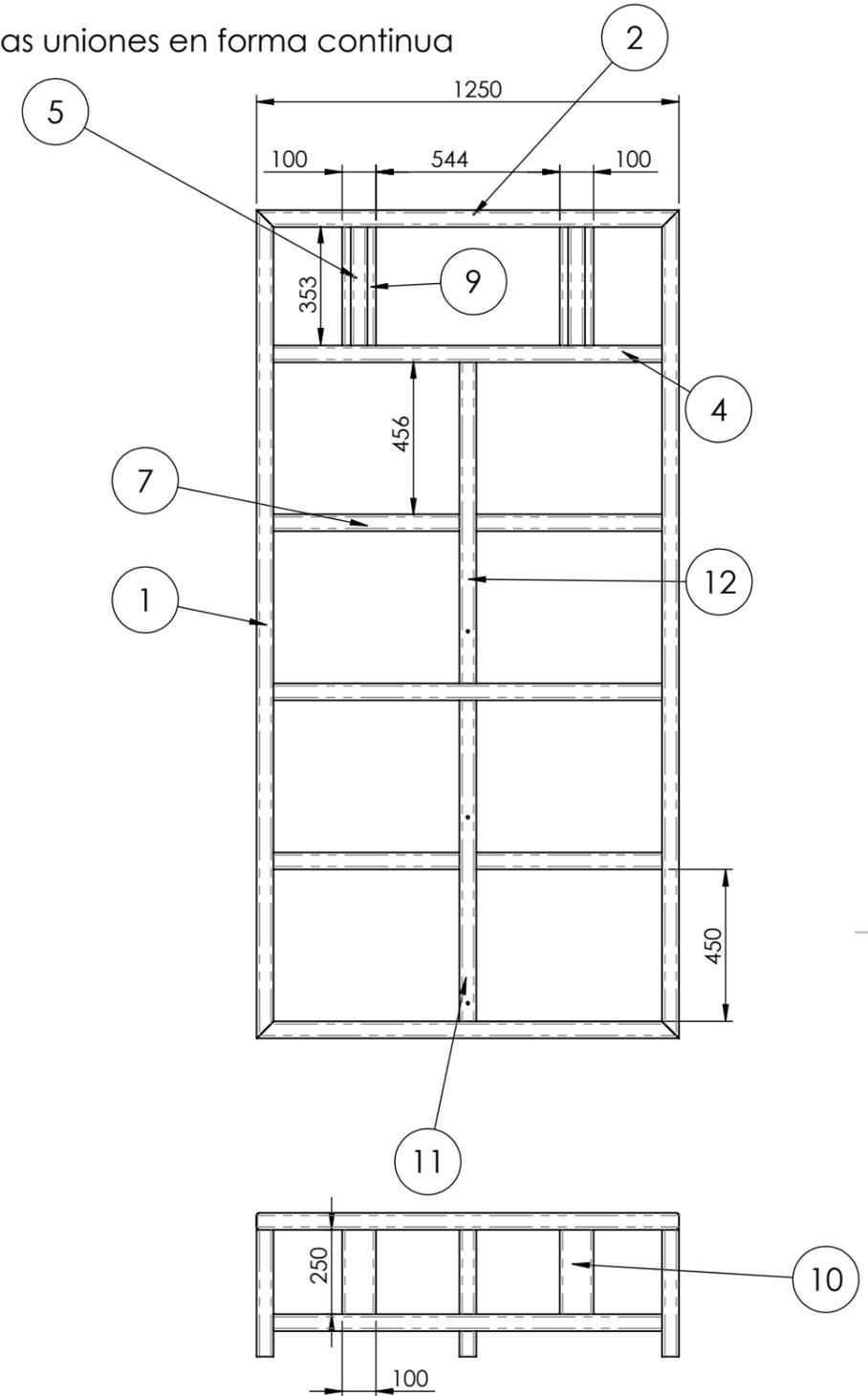
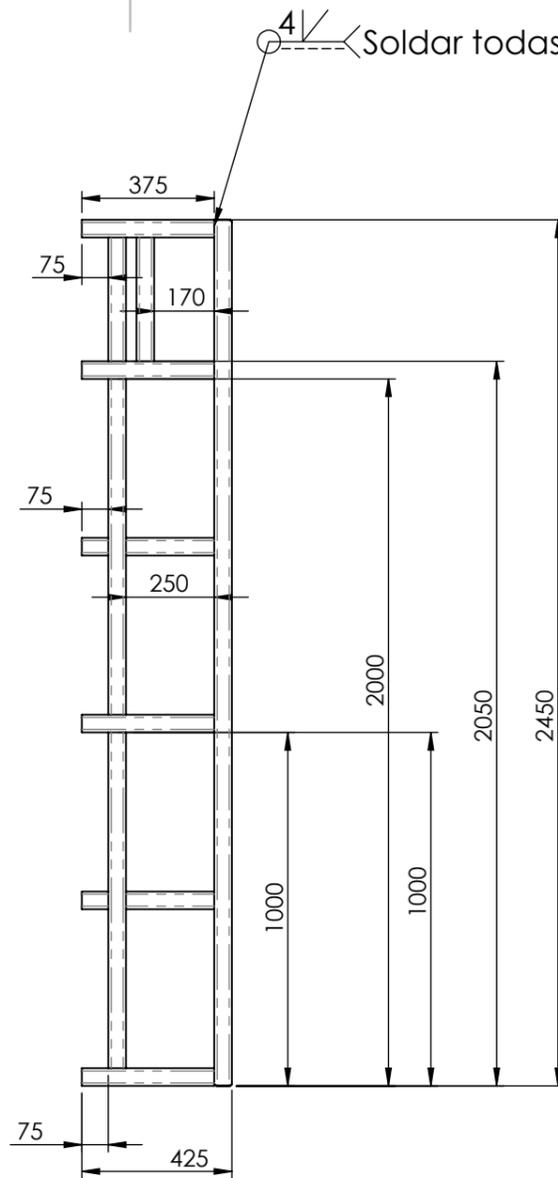
A4

PESO: ESCALA: 1:2 HOJA 1 DE 1

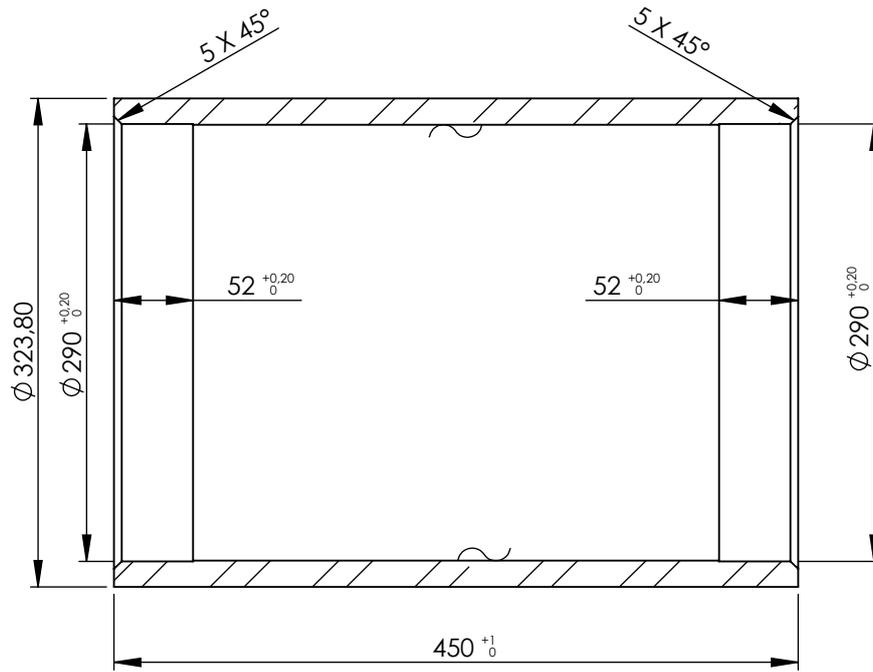


UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN	
DIBUJ. Juan I. Arrac VERIF. Ferreyra Daniel APROB. Ferreyra Daniel			TÍTULO: <h1 style="text-align: center;">Eje</h1>		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			MATERIAL: Laminado redondo 3" SAE 4140	N.º DE DIBUJO <h1 style="text-align: center;">10008</h1>	A3
			PESO:	ESCALA: 1 : 3	HOJA 1 DE 1

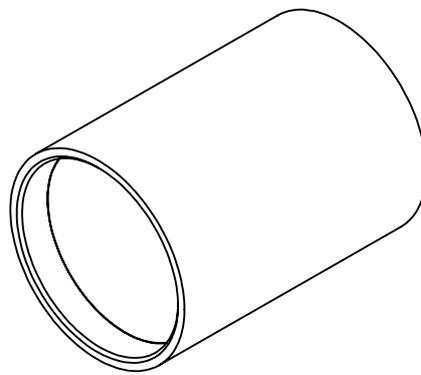
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD
1	2	Caño 50x50x3	2450
2	2	Caño 50x50x3	1250
3	11	Caño 50x50x3	375
4	5	Caño 50x50x3	1150
5	6	Caño 50x50x3	350
6	4	Caño 50x50x3	950
7	4	Caño 50x50x3	550
8	2	Caño 50x50x3	75
9	2	Caño 100x50x3	350
10	4	Caño 100x50x3	250
11	1	Caño 50x50x3	950
12	1	Caño 50x50x3	950



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE: Juan I. Arrac FIRMA: FECHA: 14-06-19			TÍTULO: Estructura final		
DIBUJ.: Juan I. Arrac VERIF.: Ferreyra Daniel APROB.: Ferreyra Daniel			N.º DE DIBUJO: 10009		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			MATERIAL: SAE 1010 Caño 50x50x3 Apoyos de rodillo Caño 100x50x3	ESCALA: 1:20	A3 HOJA 1 DE 1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Rodillo

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL: Tubo de 12" SCH 80
ASTM A-53
Espesor 17.48 mm

N.º DE DIBUJO

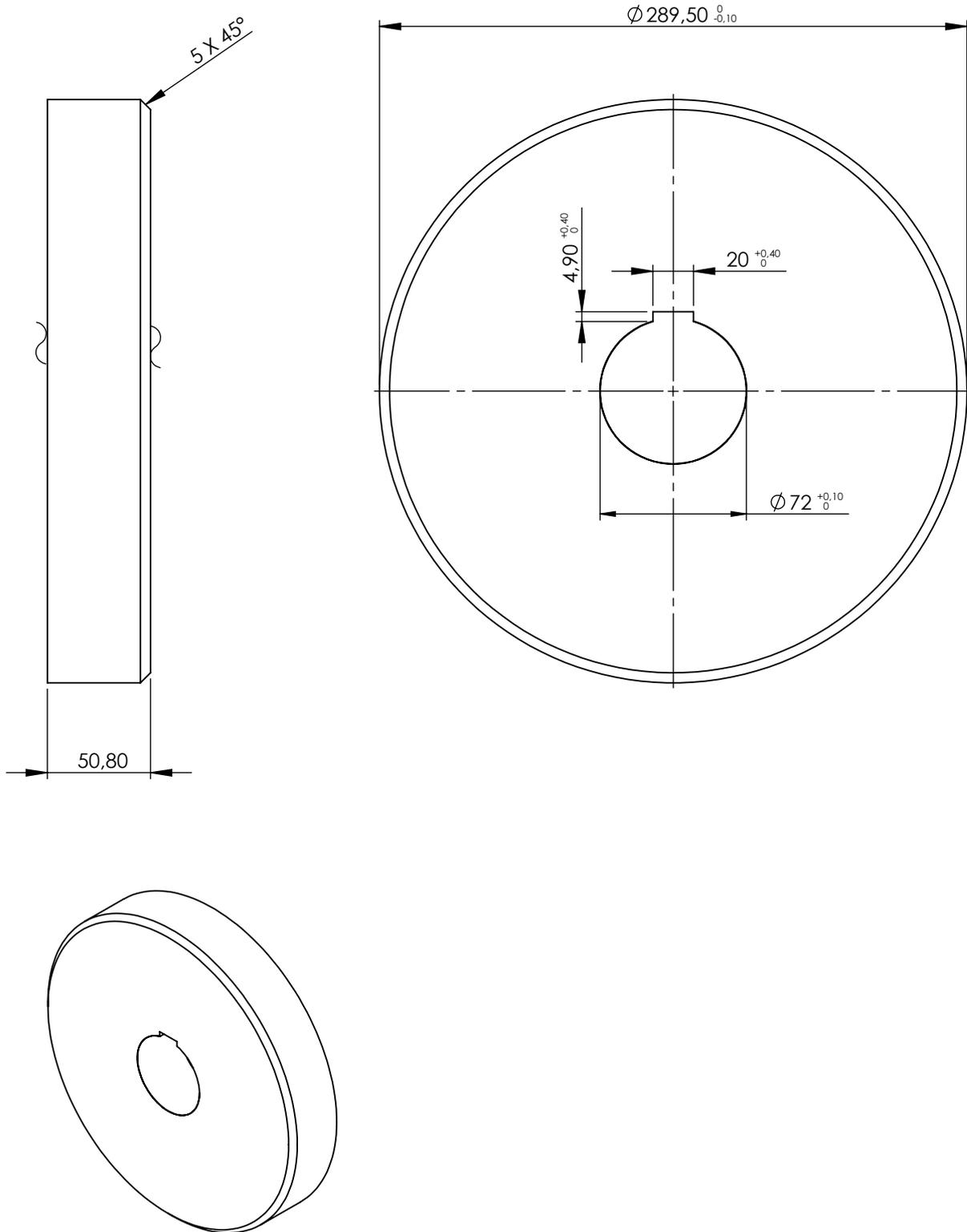
10012

A4

PESO:

ESCALA: 1 : 5

HOJA 1 DE 1



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

**Tapa rodillo
diámetro int.
menor**

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:
Chapa SAE 1010
Espesor 2"

N.º DE DIBUJO

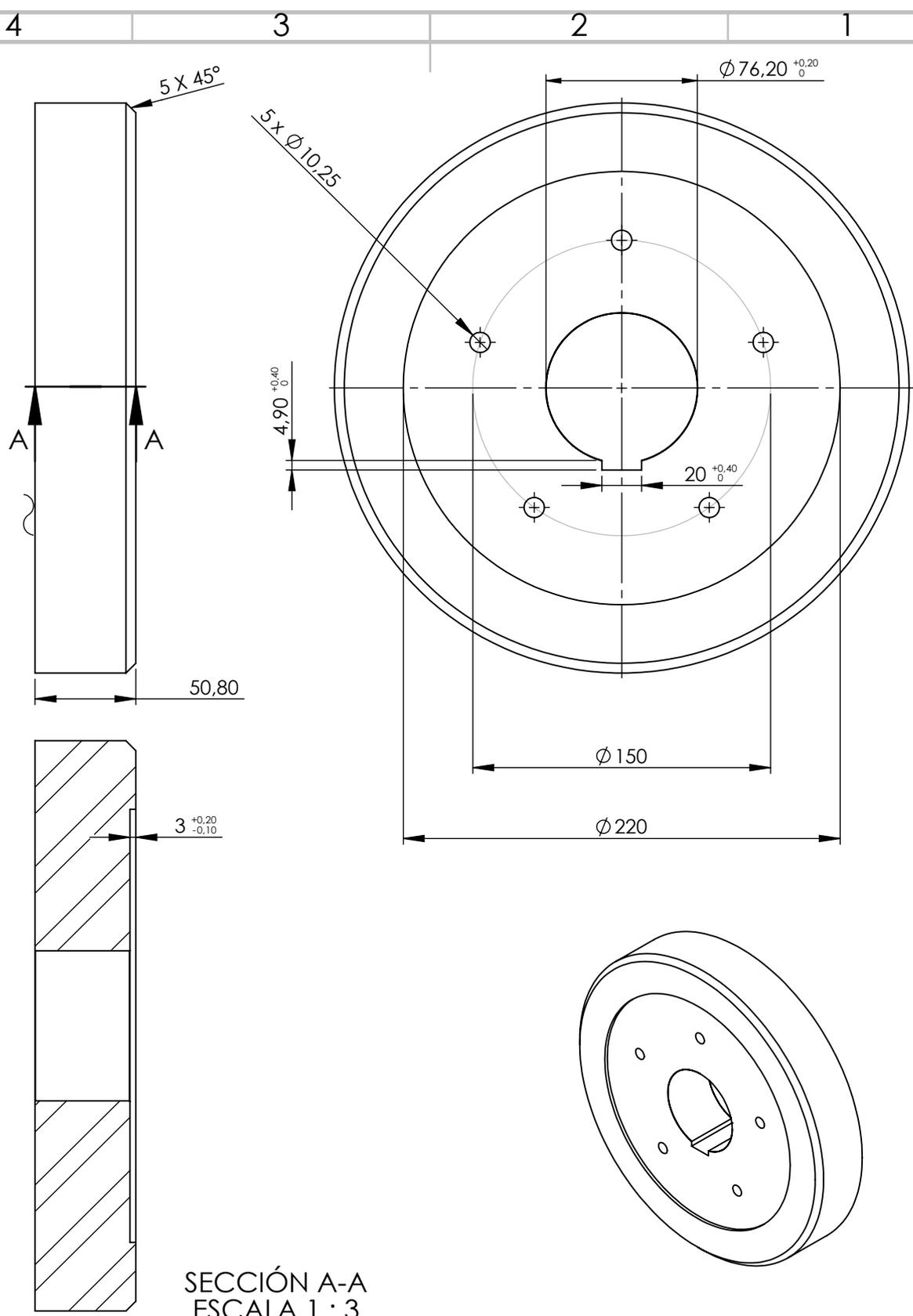
10014

A4

PESO:

ESCALA: 1 : 3

HOJA 1 DE 1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:
**Tapa rodillo
diámetro int.
mayor**

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

N.º DE DIBUJO
10015

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:
Chapa SAE 1010
Espesor 2 "

50,10 $^{+0,10}_0$

$\phi 270 \begin{smallmatrix} +1 \\ 0 \end{smallmatrix}$

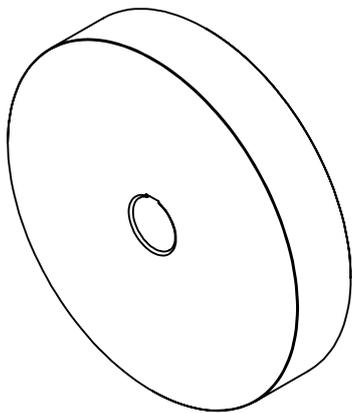
3,30 $^{+0,40}_0$

12 $^{+0,40}_0$

$\phi 40 \begin{smallmatrix} +0,20 \\ 0 \end{smallmatrix}$

0,50 X 45°

0,50 X 45°



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

volante banco
adicional

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:
Chapa SAE 1010
Espesor 2"

N.º DE DIBUJO

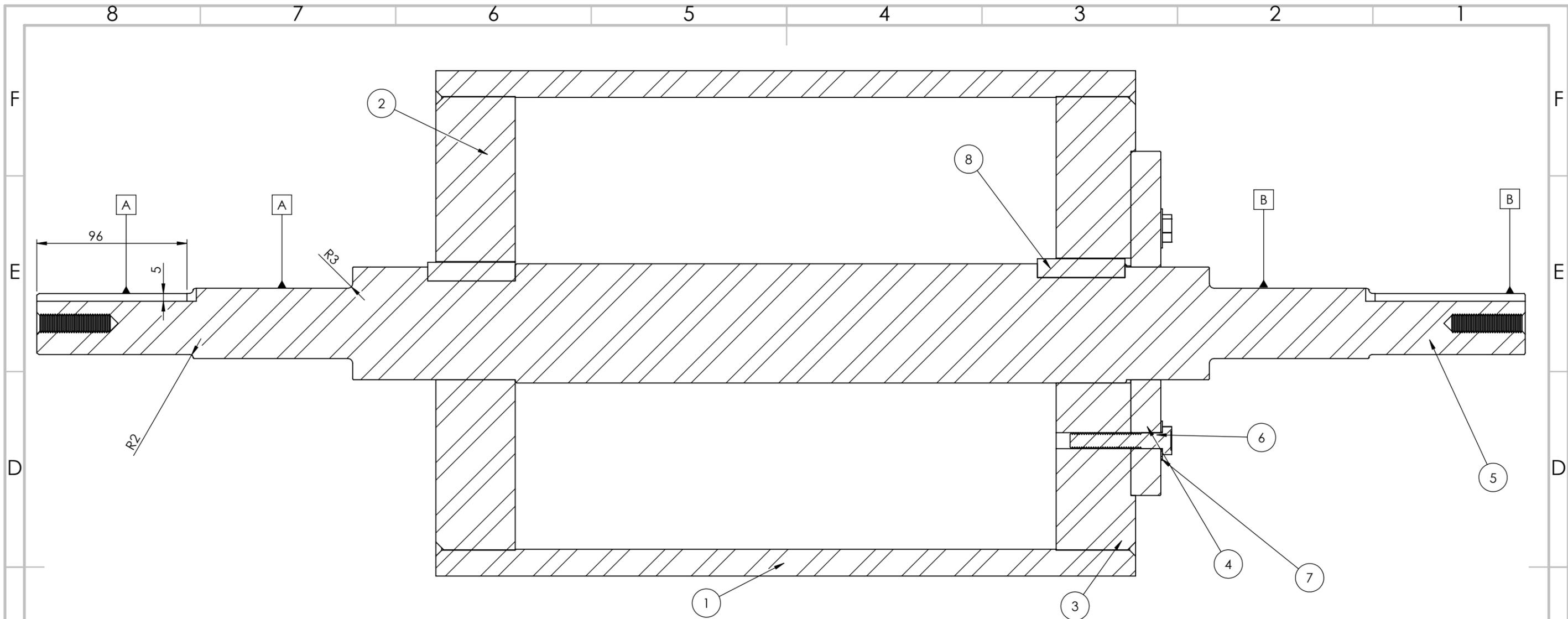
10016

A4

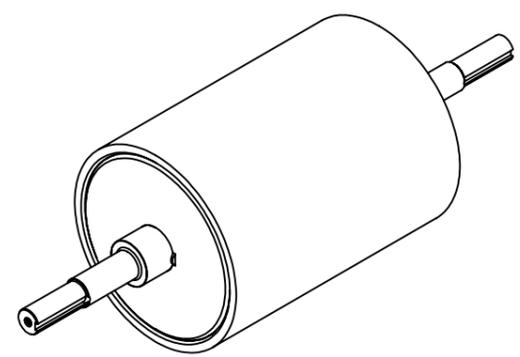
PESO:

ESCALA: 1 : 3

HOJA 1 DE 1

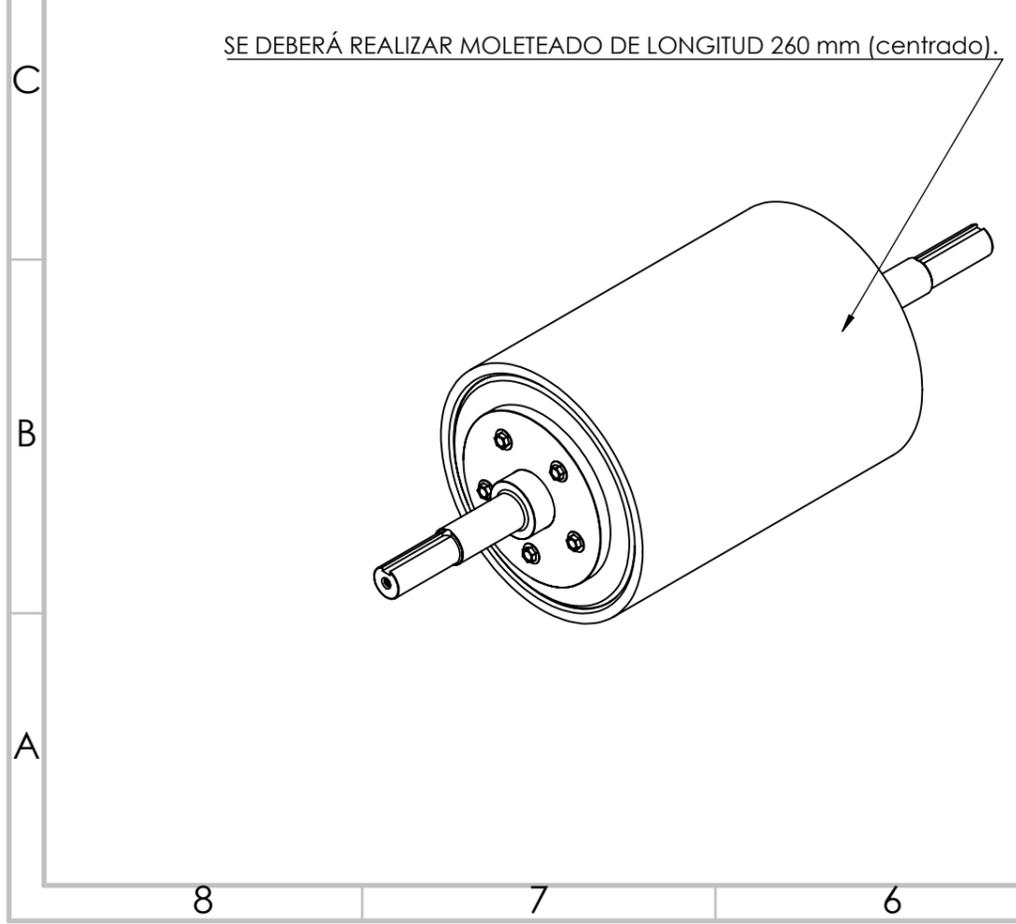
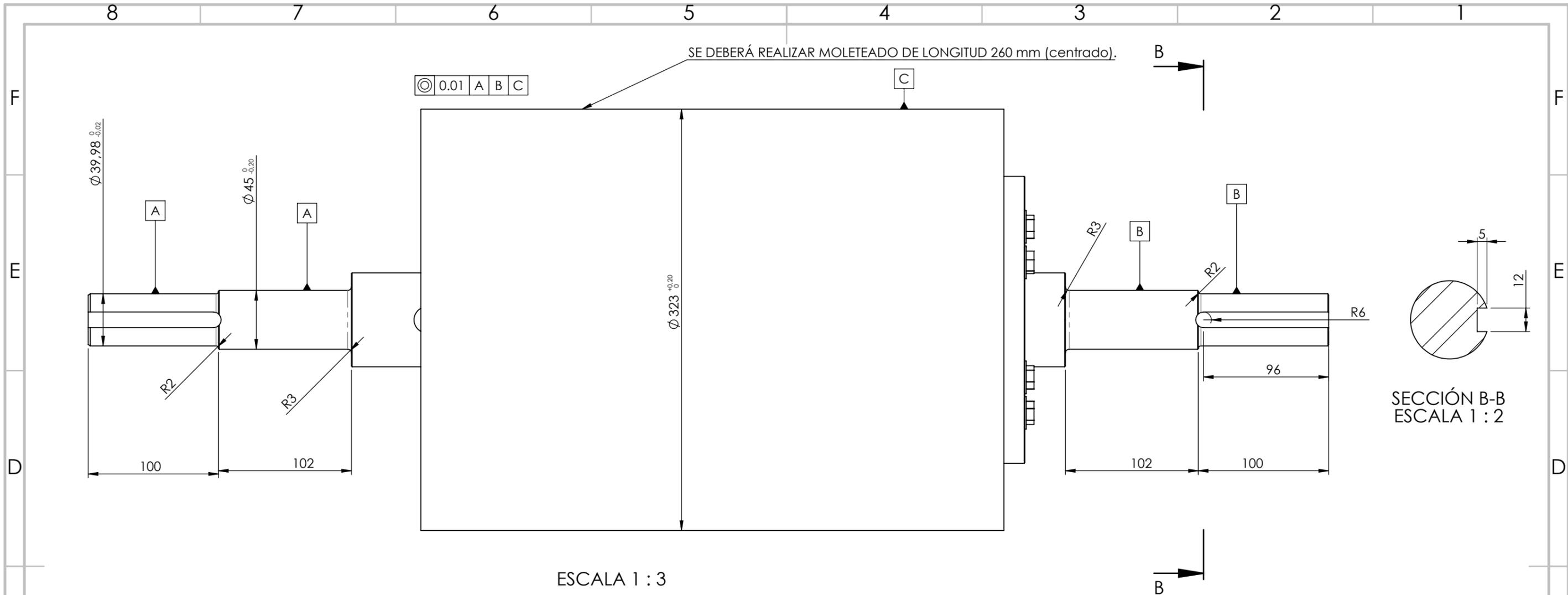


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	10012	Rodillo	1
2	10014	Tapa rodillo diámetro int. menor	1
3	10015	Tapa rodillo diámetro int. mayor	1
4	10005	Centrador rodillo	1
5	10008	Eje	1
6	10029	Bulón 10 mm	5
7	10030	Arandela tope rodillo	5
8	10034	Chaveta Rodillo	2

 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				TÍTULO:	
				Ensamblaje Rodillo	
NOMBRE: Juan I. Arrac FIRMA: [Signature] FECHA: 14-06-19			N.º DE DIBUJO: 10018 A3		
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			MECANIZADO DEL ENSAMBLAJE		ESCALA: 1 : 2.5 HOJA 1 DE 2
PESO:					



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	10012	Rodillo	1
2	10014	Tapa rodillo diámetro int. menor	1
3	10015	Tapa rodillo diámetro int. mayor	1
4	10008	Eje	1
5	10034	Chaveta Rodillo	2
6	10005	Centrador rodillo	1
7	10029	Bulón 10 mm	5
8	10030	Arandela tope rodillo	5

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:
Ensamblaje Rodillo

N.º DE DIBUJO
10018

A3

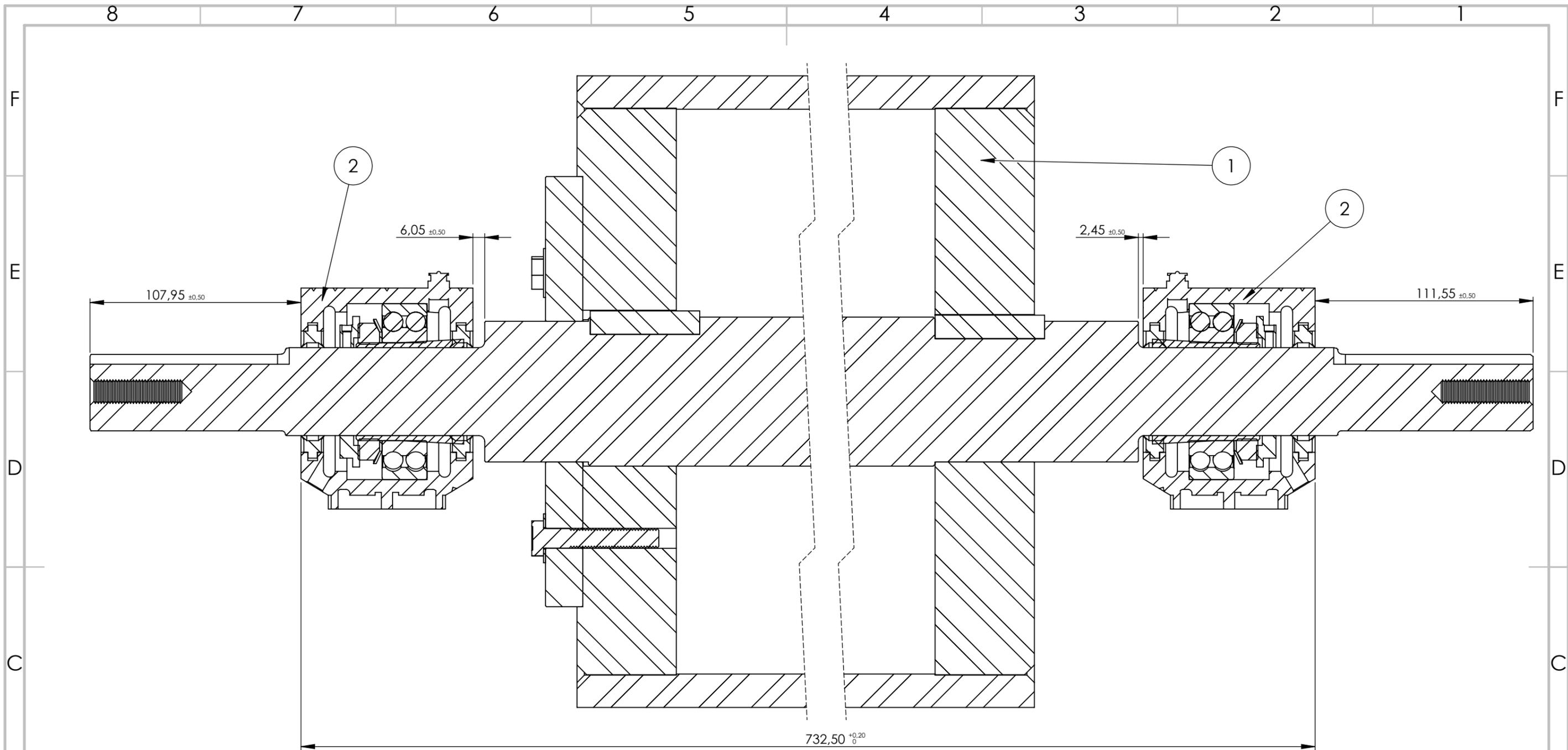
MECANIZADO DEL ENSAMBLAJE

HOJA 2 DE 2

NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ. Juan I. Arrac		14-06-19
VERIF. Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB. Ferreyra Daniel		14-06-19
FABR.		

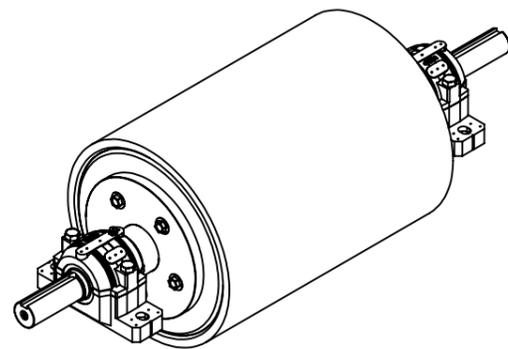
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

PESO:

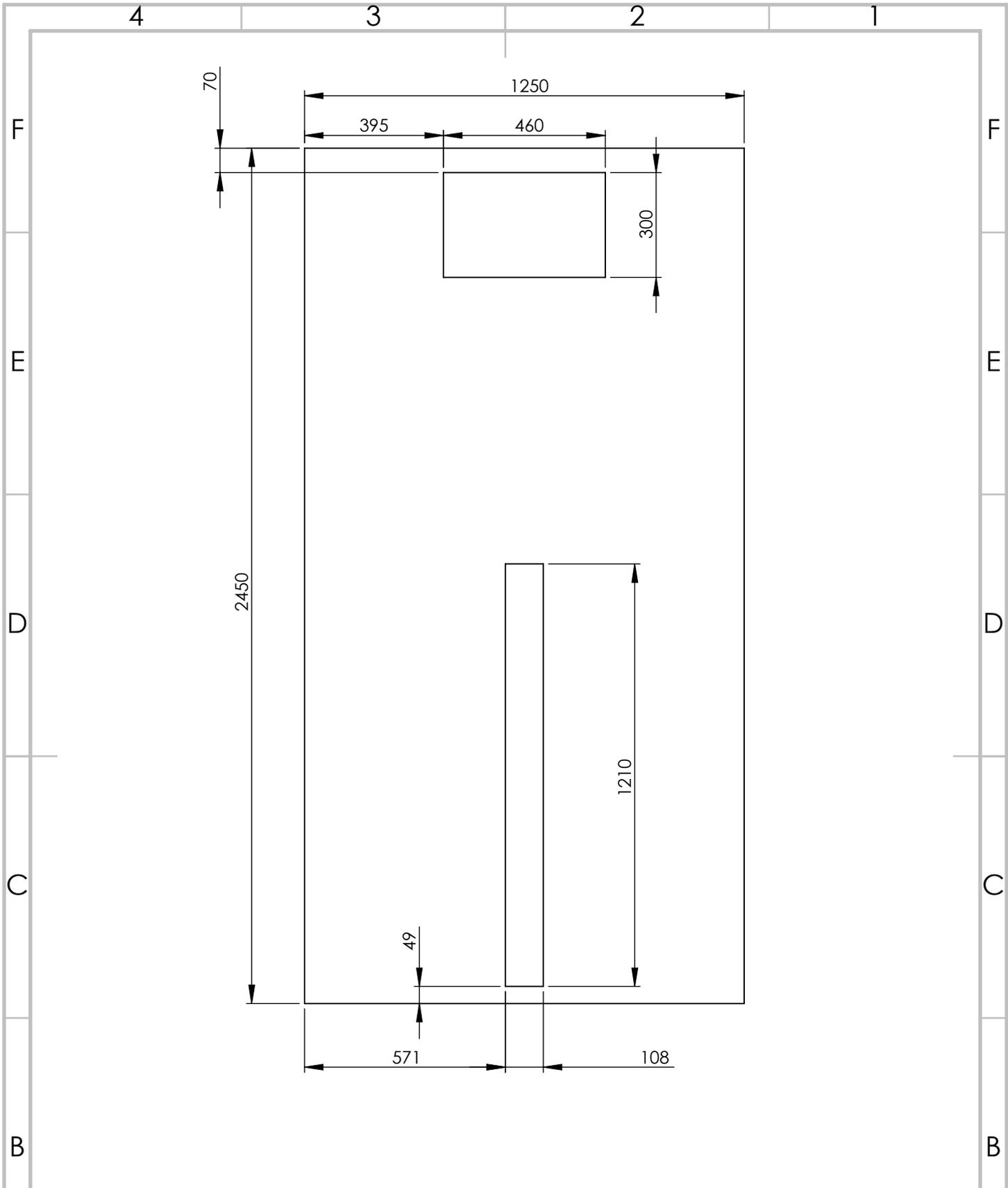


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	10018	Ensamblaje Rodillo	1
2	10017	Ensamblaje caja rodamientos	2



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN															
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>DIBUJ. Juan I. Arrac</td> <td></td> <td>18-04-2019</td> </tr> <tr> <td>VERIF. Ferreyra Daniel</td> <td></td> <td>18-04-2019</td> </tr> <tr> <td>APROB. Ferreyra Daniel</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>FABR.</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA	DIBUJ. Juan I. Arrac		18-04-2019	VERIF. Ferreyra Daniel		18-04-2019	APROB. Ferreyra Daniel			FABR.			TÍTULO: <h1>Ensamblaje Rodillo</h1>		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																		
DIBUJ. Juan I. Arrac		18-04-2019																		
VERIF. Ferreyra Daniel		18-04-2019																		
APROB. Ferreyra Daniel																				
FABR.																				
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM																				
PESO:			N.º DE DIBUJO <h1>10019</h1>		A3															
ESCALA: 1 : 2			HOJA 1 DE 1																	



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Chapa cobertura

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:

Chapa Semilla de Melón N° 12

N.º DE DIBUJO

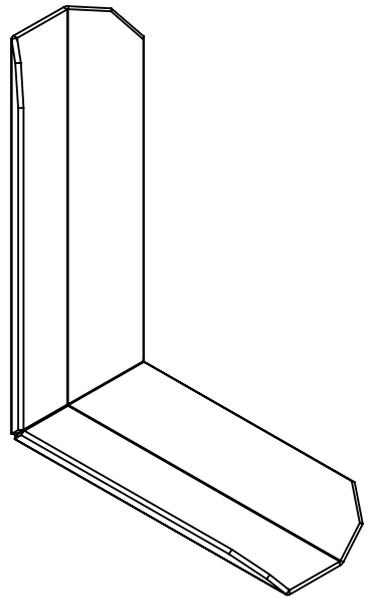
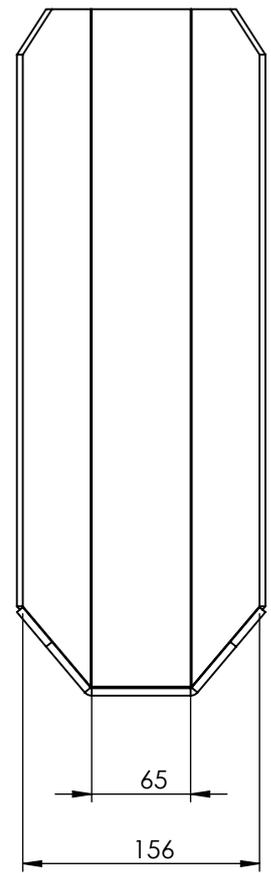
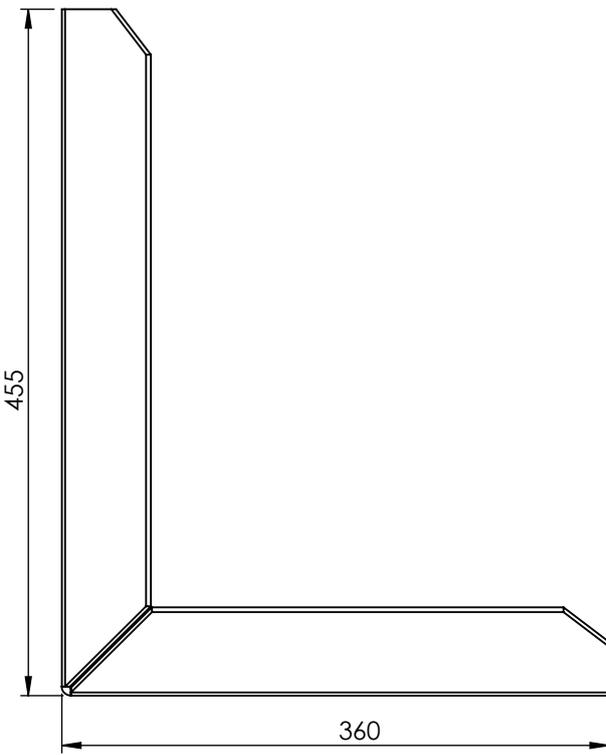
10031

A4

PESO:

ESCALA: 1 : 15

HOJA 1 DE 1



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Atrapa rueda

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM

MATERIAL:

N.º DE DIBUJO

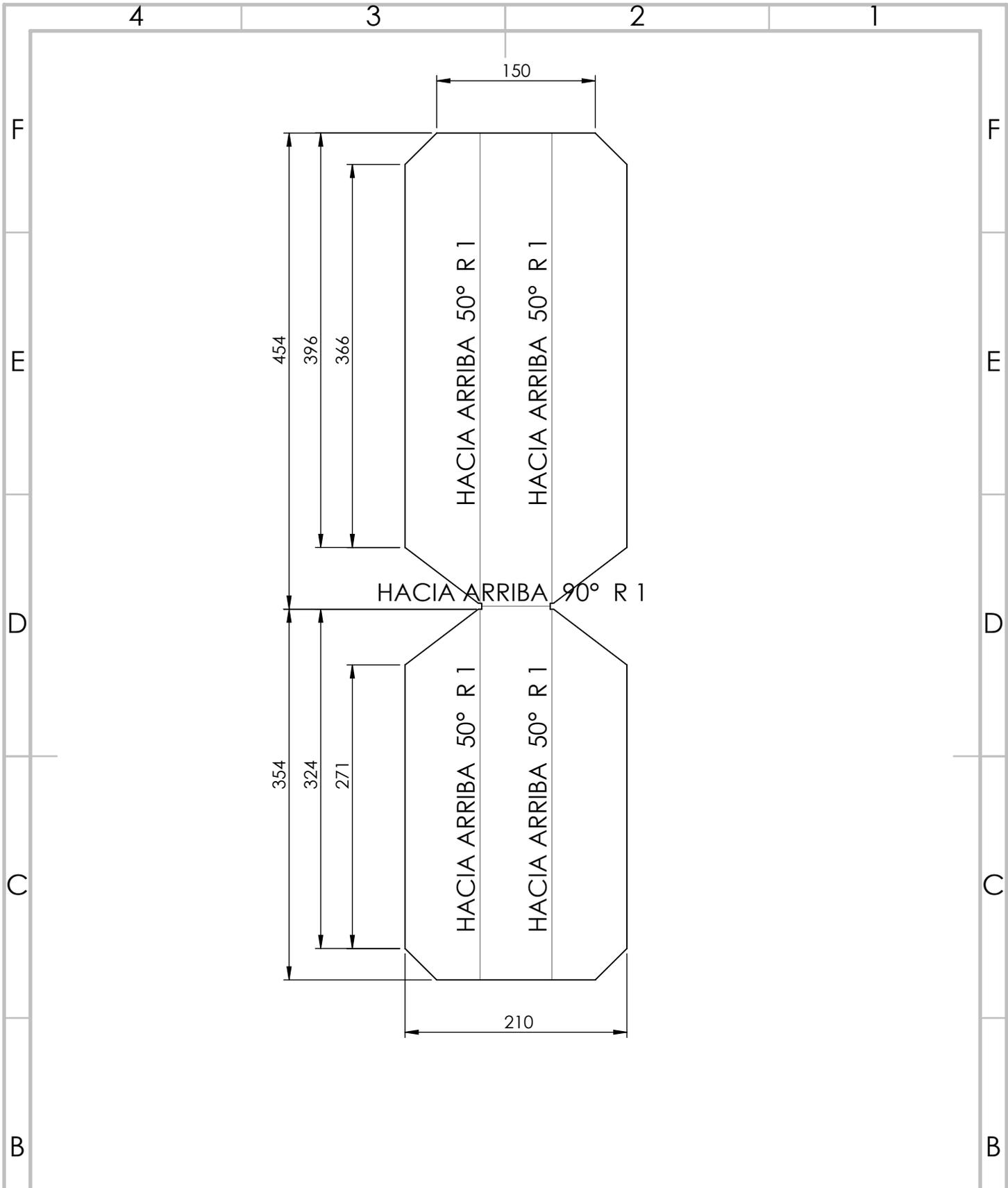
10033

A4

PESO:

ESCALA:1:5

HOJA 1 DE 2




UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Atrapa rueda

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreyra Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreyra Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS +/- 1 MM

MATERIAL:

N.º DE DIBUJO

10033

A4

PESO:

ESCALA:1:5

HOJA 2 DE 2

4 3 2 1

F

F

E

E

D

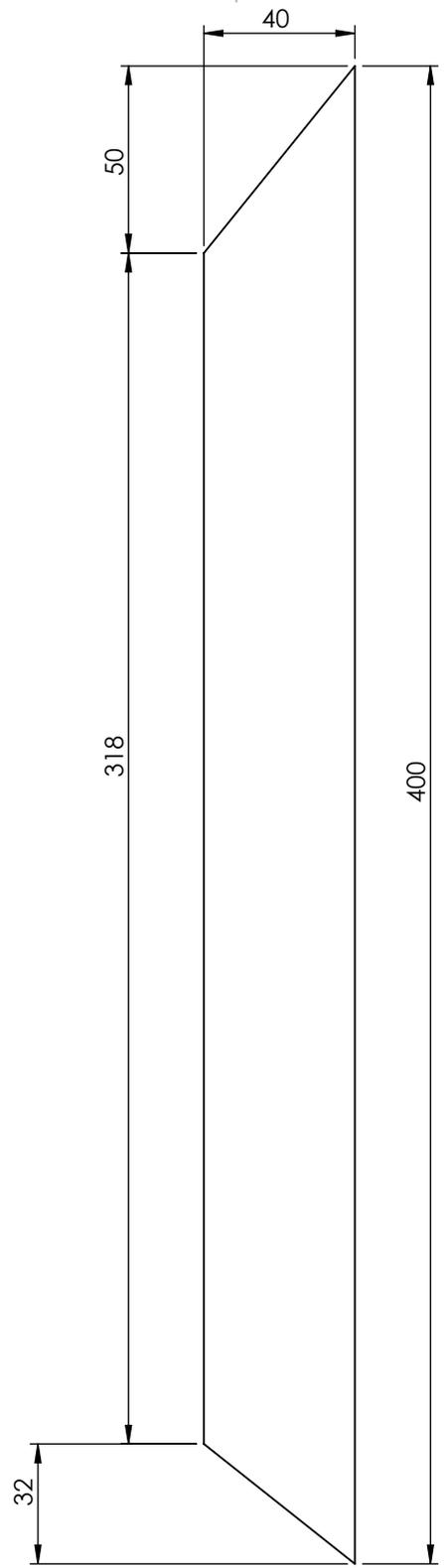
D

C

C

B

B



 UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VENADO TUERTO

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:

Refuerzo lateral

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Arrac Juan		14-06-19
VERIF.	Ferreya Daniel		14-06-19
APROB.	Ferreya Daniel		14-06-19

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS +/- 1 MM.

MATERIAL:

Chapa Negra de 1/8"

N.º DE DIBUJO

10033A

A4

PESO:

ESCALA: 1:2

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

A

A