



Estudio de variabilidad del comportamiento de neumáticos de competición

LÁZARO, Tomás

LUDI, Lautaro

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2023

Estudio de variabilidad del comportamiento de neumáticos de competición

LÁZARO, Tomás

LUDI, Lautaro

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2023

*Queremos agradecer principalmente a Dios,
a nuestras familias, compañeros, profesores,
amigos y cada una de las personas que nos
ayudaron y brindaron su apoyo en cada
momento de este proceso que llega a su fin.*

Agradecimientos

A la Facultad de Ciencias Exactas Ingeniería y Agrimensura, en particular a la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindarnos la formación para desarrollarnos como profesionales tanto en aspectos técnicos, éticos y morales.

Queremos agradecer también al Ing. Juan Sismondi quien nos guio en gran parte de este proyecto para poder llevarlo a cabo.

Resumen

El enfoque del trabajo se centra en el automovilismo nacional, como también en el área de Comportamiento y Ensayos de Materiales.

El rendimiento del auto de competición depende de muchos factores, entre los que se encuentra el neumático. Teniendo en cuenta que éste es la vinculación entre el vehículo y la pista, su comportamiento es de gran relevancia en el desempeño del auto.

Debido a distintos grados de desgaste, falta de repetibilidad y control de calidad por parte de los proveedores, es que se encuentran variaciones en las prestaciones entre los distintos neumáticos, lo que se suma a la falta de herramientas que permitan la evaluación previa a su uso.

De allí es que se aborda el estudio de la variabilidad en el comportamiento de los neumáticos, con enfoque en el desarrollo de una máquina de ensayos que brinde datos permitiendo evaluarlos eficazmente previo a su uso.

La caracterización del neumático se desarrolla mediante la medición de la adherencia longitudinal y lateral teniendo en cuenta los esfuerzos intervinientes y los factores que definen su dinámica.

Con el uso de telemetría se estudian las diferencias apreciables entre neumáticos y se desarrolla una máquina de ensayo junto con las soluciones tecnológicas necesarias que permitan brindar resultados que capten estas diferencias y por lo tanto, permita tomar decisiones respecto a la búsqueda del rendimiento óptimo del auto.

Palabras clave: neumáticos, adherencia, competición, ensayos.

Abstract

The focus of the work is on national motorsport, as well as in the area of Material Testing and Performance.

The performance of a racing car depends on many factors, among which is the tire. Considering that the tire is the link between the vehicle and the track, its behavior is of great relevance in the performance of the car.

Due to different degrees of wear, lack of repeatability and quality control by suppliers, there are variations in performance between different tires, which adds to the lack of tools that allow the evaluation prior to their use.

Hence, the study of the variability in the performance of tires is approached with a focus on the development of a testing machine that provides data to effectively evaluate them prior to their use.

Tire characterization is developed by measuring longitudinal and lateral adherence, taking into account the intervening stresses and the factors that define its dynamics.

With the use of telemetry, the appreciable differences between tires are studied and a testing machine is developed together with the necessary technological solutions to provide results that capture these differences and therefore allow decisions to be made regarding the search for the optimal performance of the car.

Keywords: tyres, grip, racing, test.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen	5
Abstract	6
Contenido	7
Ilustraciones	9
Introducción	11
Objetivos.....	13
Objetivo general	13
Objetivos específicos.....	13
Capítulo 1: Investigación del estado del arte	14
Estudio y evaluación de neumáticos en carrera	14
Estudio y evaluación de neumáticos fuera de la pista	14
Modelos simplificados de la dinámica del neumático	15
Fuerza vertical	15
Fuerza longitudinal.....	15
Fuerza lateral	16
Modelización empírica.....	17
Modelado y ensayos de neumáticos por elementos finitos	17
Procedimientos experimentales de ensayo de neumáticos	19
Capítulo 2: Ingeniería conceptual	21
Efecto útil deseado	21
Estudio sobre factores que intervienen en el comportamiento de los neumáticos.....	22
Compuesto del neumático.....	23
Ángulo de deriva	25
Presión del neumático.....	27
Temperatura.....	29
Carga vertical.....	29
Comba	30
Conclusión del estudio de factores	31
Sensibilidad de la adherencia respecto a: Presión, Temperatura y Carga vertical.....	32
Presión.....	33
Temperatura.....	34
Carga vertical.....	35
Pruebas de simulador	37
Análisis vuelta a vuelta para neumáticos superblando	38
Análisis vuelta a vuelta de neumáticos duros	39
Comparativa entre compuestos.....	41
Resumen de pruebas.....	41

Opciones de solución	42
Medición puntual	42
Medición en el vehículo	42
Prueba estática en banco	42
Capítulo 3: Elección, desarrollo y validación de solución.	43
Elección	43
Desarrollo	44
Control de presión	44
Control de temperatura	46
Cargas	49
Actuador lineal eléctrico	53
Celda de carga	54
Análisis de incertidumbres	56
Modelo de máquina de ensayo	58
Verificación por elementos finitos de componentes críticos	65
Resumen de ensayo	68
Conclusiones y recomendaciones	69
Conclusiones	69
Recomendaciones	69
Bibliografía	71
Anexo A: Catálogos de elementos comerciales	72
Anexo B: Análisis de telemetría	82
Vuelta a vuelta compuesto super blando	82
Vuelta a vuelta compuesto duro	84

Ilustraciones

Figura 1: Modelado físico de la deformación vertical del neumático	15
Figura 2: Comportamiento longitudinal idealizado	16
Figura 3: Comportamiento lateral idealizado	16
Figura 4: Tensiones en neumático.....	18
Figura 5: Sistema de medición de esfuerzo en llanta	19
Figura 6: Máquina de ensayos de tambor externo.....	20
Figura 7: Sistema de correa plana.....	21
Figura 8: Sistema de referencia SAE	23
Figura 9: Fenómenos involucrados en la interacción neumático-suelo.....	24
Figura 10: Adhesión	24
Figura 11: Histéresis.....	25
Figura 12: Diagrama de deformación en la banda de rodadura.....	25
Figura 13: Influencia del ángulo de deriva en el coeficiente de fricción y fuerza lateral del neumático.	26
Figura 14: Tendencias en el balance del vehículo según el ángulo de deriva que presenten los neumáticos.	27
Figura 15: Variación del coeficiente de fricción respecto de la presión de inflado.....	28
Figura 16 Variación de la superficie de contacto según la presión de inflado.	28
Figura 17 Variación del coeficiente de fricción respecto de la carga vertical.....	30
Figura 18: Ángulo de comba.	30
Figura 19: Influencia del ángulo de comba en el coeficiente de fricción.....	31
Figura 20: Grip vs presión	33
Figura 21: Grip vs presión	33
Figura 22 Grip vs temperatura.....	34
Figura 23 Grip vs temperatura.....	35
Figura 24 Grip vs carga vertical.....	35
Figura 25: Grip vs carga vertical.....	36
Figura 26: Tiempos con neumáticos superblando	38
Figura 27: Tiempos con neumáticos duros	39
Figura 28: Desgaste de neumáticos	40

Figura 29: Manómetro digital.....	45
Figura 30: Hoja de datos de manómetro	45
Figura 31: Mantas térmicas	46
Figura 32: Manta térmica para llanta	47
Figura 33: Ensayo térmico sin aporte de calor.....	48
Figura 34: Estudio térmico con base a temperatura	49
Figura 35: Diagrama de cuerpo libre de neumático	52
Figura 36: Actuador lineal eléctrico.....	54
Figura 37: Celda de carga de compresión.....	55
Figura 38: Celda de carga de torque	56
Figura 39: Modelo de máquina de ensayo.....	59
Figura 40: Modelo de máquina de ensayo.....	60
Figura 41: Máquina de ensayo	61
Figura 42: Movimientos de la máquina de ensayo.....	62
Figura 43: Mecanismo de fuerza longitudinal	63
Figura 44: Detalle de partes	63
Figura 45: Bastidor de máquina de ensayo	64
Figura 46: Base de máquina de ensayo	65
Figura 47: Reporte de tensiones en Puente Superior	66
Figura 48: Reporte de deformaciones Puente Superior	66
Figura 49: Tensiones del conjunto eje-horquillas	67
Figura 50: Desplazamientos del conjunto eje-horquillas.....	67

Introducción

Las prestaciones que brinda un neumático constituyen una parte fundamental en el desempeño de un automóvil, ya que es el vínculo que hay entre un vehículo y el medio mediante el cual se transmiten todos los esfuerzos. Es por tal motivo que cuando el comportamiento del neumático cambia, indefectiblemente también lo hace el comportamiento del vehículo. Lo antes mencionado cobra aún mayor relevancia dentro de los automóviles de competición en donde un pequeño cambio de la actitud del auto puede significar una importante mejora en el desempeño, o en contrapartida una merma de desempeño en un contexto donde la velocidad traducida en milésimas de segundos ganadas o perdidas a lo largo de cada tramo recorrido de un circuito son muy relevantes.

Por tanto, es fundamental que el vehículo cuente con lo que se denomina un “buen balance general”, es decir, que todo el conjunto de partes (chasis, suspensiones, neumáticos, etc.) que constituyen el auto se encuentren amalgamados de forma tal de lograr que el mismo sea lo más rápido posible sin dejar de ser lo suficientemente estable para que el piloto le pueda sacar el máximo provecho.

Para dar contexto al estudio, cada categoría de autos cuenta con un proveedor particular de neumáticos, por lo que cuando se reemplace un neumático será del mismo fabricante y modelo. A la hora de realizar el reemplazo en busca de mejorar las prestaciones generales del vehículo que brinda el caucho nuevo, puede suceder que se pierda ese “buen balance”. Este cambio en el comportamiento puede deberse a varios factores que serán estudiados oportunamente. Es por eso que saber cuál será el comportamiento de un neumático antes de ser utilizado puede constituir en una enorme ventaja, ya que permitiría percibir de antemano si la dinámica será la esperada y por lo tanto no se altere el balance del mismo, o por el contrario, si se notan diferencias, poder adecuar el resto del vehículo a las variaciones detectadas a modo de buscar siempre la mejor performance integral del auto teniendo la mayor cantidad de variables cuantificadas para hacerlo, incluidas las del neumático.

Entonces a lo largo del desarrollo que se llevará a cabo se buscará predecir el comportamiento que tendrán en pista los distintos neumáticos de competición, enfocado principalmente en las categorías de turismo que hay en nuestro país.

Objetivos

Objetivo general

Desarrollar un dispositivo y un método que permita evaluar y comparar neumáticos de competición.

Objetivos específicos

- Mejorar los métodos de evaluación existentes para neumáticos de competición dentro del circuito;
- Sacar el mayor rendimiento a los neumáticos disponibles durante la competencia;
- Reducir tiempos de puesta a punto;
- Reclamar al proveedor si se detecta una anomalía con anticipación;
- Establecer una base de datos que permita comparar neumáticos y correlacionar comportamientos;
- Realizar pruebas para distintas temperaturas, presiones y cargas para evaluar la respuesta de un tipo de neumático en particular.

Capítulo 1: Investigación del estado del arte

Estudio y evaluación de neumáticos en carrera

Se enfoca en los métodos actuales que se utilizan hoy por hoy para evaluar un neumático en una competencia. Dentro de un circuito y luego de recibir los neumáticos provistos para utilizar en una carrera en particular se suelen realizar dos evaluaciones:

- Dimensional: Se mide el perímetro del neumático en busca de diferencias. En caso de encontrarlas se asigna según sea el perímetro, la ubicación del neumático en el auto,
- Dureza: a través de un durómetro se palpa en los distintos neumáticos la dureza en busca de encontrar diferencias.

Se debe mencionar también que muchas veces se opta por probar el neumático por una vuelta o incluso solo un tramo de circuito a modo de tener una referencia sin afectar tanto el pico de rendimiento de los mismos.

Estudio y evaluación de neumáticos fuera de la pista

La investigación se enfoca en aquellos métodos y dispositivos con que se evalúan los neumáticos, orientándose al efecto útil deseado de poder cuantificar y comparar la respuesta que tienen como unidad particular a los esfuerzos que sufren en el automóvil. También es de interés considerar modelos que simplifican la dinámica del neumático a modo de saber qué desarrollos pueden ser de utilidad para comenzar a comprender los fenómenos que intervienen.

Con base en lo dicho anteriormente se puede citar los siguientes apartados:

- Modelos simplificados de la dinámica del neumático;
- Modelado y ensayo por elementos finitos;
- Máquinas de ensayo.

Modelos simplificados de la dinámica del neumático

Se pueden encontrar diversos enfoques, entre ellos analíticos, empíricos o semiempíricos, y modelos físicos.

En este primer acercamiento solo se desarrollará los principios de modelización de neumáticos con formulaciones básicas a fin de comprender nociones sobre el comportamiento dinámico de los neumáticos.

Se representan en primer lugar las fuerzas vertical, longitudinal y transversal.

Fuerza vertical

La fuerza vertical se puede escribir de modo simplificado en función de la deformación del neumático según:

$$F_z = K_{zn} * z + C_z * V_z$$

Donde:

- K_{zn} : Es la rigidez vertical del neumático
- C_z : Cte de amortiguamiento radial
- z : Deflexión de la rueda
- V_z : Velocidad de deformación vertical

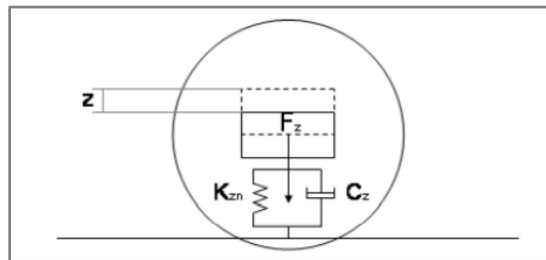


Figura 1: Modelado físico de la deformación vertical del neumático

Fuente: Daniel G.-P. Ramos. (2008). Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad. Universidad Carlos III de Madrid.

Fuerza longitudinal

Para abordar el cálculo de las fuerzas de tracción y frenado, es requisito determinar el deslizamiento relativo (i) del neumático.

El comportamiento se caracteriza por los valores de adherencia máxima, tanto para la tracción ($\mu_{max,t}$) como en frenada ($\mu_{max,f}$) del neumático. También se caracteriza por valores de adherencia dinámica o en deslizamiento para la tracción (μ_{xdt}) y la frenada (μ_{xdf}) y en

los valores del índice de deslizamiento críticos, correspondientes a la máxima adherencia en tracción (i_{tc}) y en frenada (i_{fc}).

$$Fx = K_i * i \quad \text{si } i \leq i_c$$

$$Fx = \mu_{xd} * F_z < \mu_{x \text{ máx}} * F_z \quad \text{si } i > i_c$$

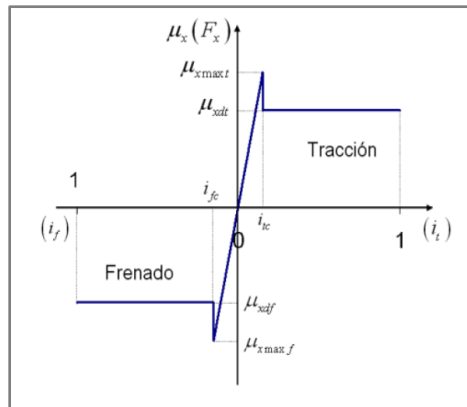


Figura 2: Comportamiento longitudinal idealizado

Fuente: Daniel G.-P. Ramos. (2008). *Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad*. Universidad Carlos III de Madrid.

Fuerza lateral

Un modelo sencillo considera únicamente la influencia lineal del ángulo de deriva, α^* , hasta llegar a un valor crítico, a partir del cual la fuerza lateral presenta un valor constante.

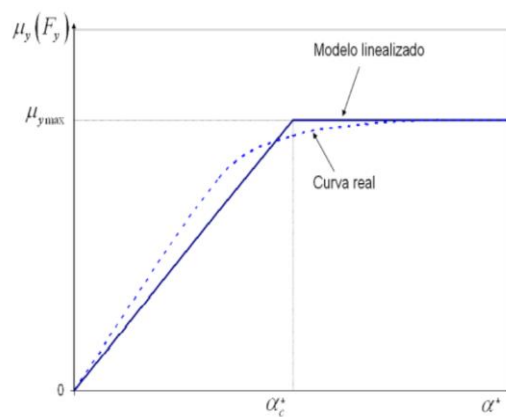


Figura 3: Comportamiento lateral idealizado

Fuente: Daniel G.-P. Ramos. (2008). *Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad*. Universidad Carlos III de Madrid.

$$F_y = K_{\alpha^*} * \alpha^* \quad \text{si } \alpha^* \leq \alpha^*_c$$

$$F_y = \mu_{xd} * F_z \quad \text{si } \alpha^* > \alpha_c^*$$

Cabe aclarar, como se ha escrito anteriormente, que existen diversos modelos, cada uno de los cuales se podrán usar en aplicaciones específicas.

Modelización empírica

La modelización empírica busca cubrir la inexactitud no contemplada en el modelado analítico, incluyéndose en este tipo de modelado valores experimentales.

Uno de los modelos empíricos más conocidos y utilizados en el análisis dinámico de neumáticos es la Fórmula Mágica de Pacejka.

Su objetivo principal es obtener una descripción exacta del comportamiento estático y particularizar luego a distintas condiciones dinámicas.

Dicha fórmula se basa en una condición de deslizamiento puro del neumático con lo que se busca predecir la fuerza y el momento en el contacto neumático-suelo. Los coeficientes se determinan de forma experimental.

La fórmula general se puede expresar como:

$$y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}]$$

Siendo B el factor de rigidez, C un factor de forma, D el valor de pico y E el factor de curvatura.

Modelado y ensayos de neumáticos por elementos finitos

El MEF está pensado para resolver de forma aproximada, ecuaciones diferenciales asociadas a problemas físicos como mecánica de sólidos, transferencia de calor, como también dinámica de fluidos.

Este método se basa en dividir el sólido a estudiar en una serie de regiones llamadas elementos, de formas simples como triángulos o cuadriláteros en el caso plano y tetraedros o hexaedros en el caso espacial, conformando una malla de elementos.

En el caso de problemas de elasticidad se adoptan como incógnitas los valores de las deformaciones en una serie de puntos llamados nudos, situados por lo general en los contornos de los elementos.

Se pueden encontrar desarrollos para validar nuevos diseños de neumáticos como también estudios de aspectos específicos. Por ejemplo la Resistencia a la rodadura, con el enfoque en la optimización de modelos de neumáticos para lograr las menores pérdidas posibles y con esto minimizar el gasto de combustible en el transporte.

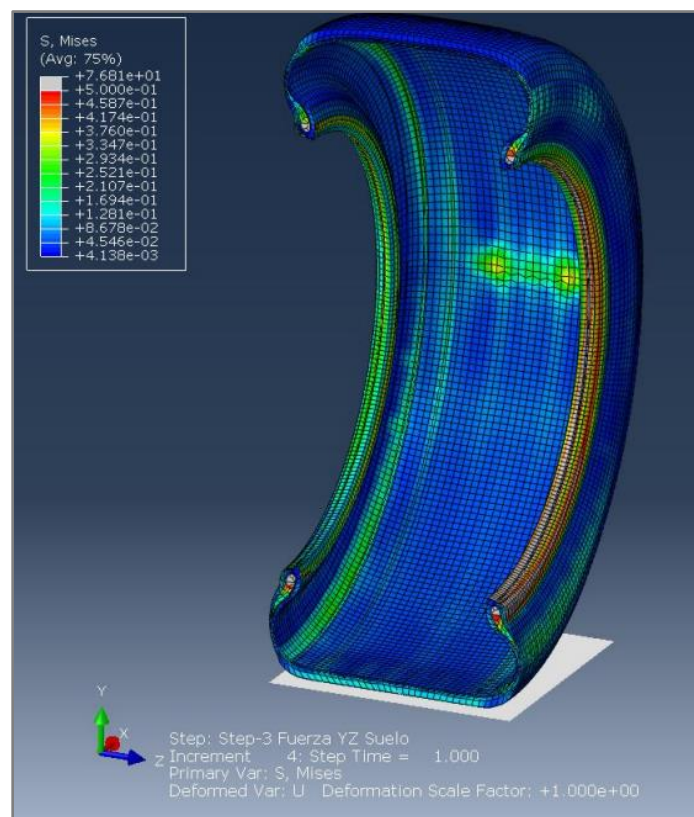


Figura 4: Tensiones en neumático

Fuente: Coro Azurmendi (2014). Modelización estructural de un neumático de competición por el método de los elementos finitos – Universidad de Navarra.

Procedimientos experimentales de ensayo de neumáticos

Existen diversos dispositivos en la actualidad que se utilizan para ensayar neumáticos. En general cada uno dependerá de los parámetros que interese caracterizar con precisión.

En primer lugar, podemos clasificar los ensayos según:

- **Sistemas de ensayo de exterior:** son ensayos que se realizan en vehículos funcionando sobre la carretera, generalmente en circuitos cerrados. Una gran ventaja es que estos métodos se realizan en condiciones reales de funcionamiento. En contrapartida, una gran desventaja es la falta de control sobre los parámetros que influyen sobre el sistema.

Para estos ensayos se utilizan diversas soluciones para medir los parámetros que sean relevantes. Como ejemplo de esto se tiene la instrumentación de un vehículo con el uso de una llanta dinamométrica.



Figura 5: Sistema de medición de esfuerzo en llanta

Fuente: Kistler.

- **Sistemas de ensayo de laboratorio:** este tipo de sistemas intentan evaluar el neumático en condiciones que sean lo más cercanas posibles a la realidad, pero en un entorno controlado que supone un laboratorio. Es por eso que en todos estos ensayos el neumático estará en movimiento. Se presenta un esquema con los diversos equipos empleados en laboratorios.
 - **Equipo de tambor externo:** Por sus características constructivas presenta la ventaja de poder ensayar el neumático a altas velocidades (por

encima de los 200 km) y como principal desventaja la superficie de apoyo del neumático no es plana como lo es en la pista.



Figura 6: Máquina de ensayos de tambor externo.

(Fuente: <https://labvehiculos.umh.es/neumaticos/>)

- **Equipo de rodillos gemelos:** la gran desventaja es que el neumático presentará dos superficies de contacto en el ensayo, lo que dista de la dinámica real. Se utiliza para ensayos de esfuerzos longitudinales.
- **Equipo de correa plana:** Es el sistema con el que se puede obtener los resultados más realistas y eso lo lleva a ser uno de los más utilizados, aunque su mecanismo es de mayor complejidad que otros sistemas lo que constituye una de sus grandes desventajas.
De este ensayo se obtienen parámetros físicos que caracterizan de forma completa al neumático, como las curvas de comportamiento típicas. Este ensayo es exhaustivo y modifica las características del neumático.



Figura 7: Sistema de correa plana

Fuente: <https://www.mts.com/en/products/automotive/tire-test-systems>.

Capítulo 2: Ingeniería conceptual

Efecto útil deseado

Se pretende evaluar el neumático de forma tal que no altere su rendimiento posterior y obtener parámetros fundamentales que sean representativos de la dinámica del mismo y que permitan una vinculación cuantitativa al resto del vehículo. A su vez establecer límites en donde la adaptabilidad (realizar ajustes en el setup del auto, es decir modificaciones de geometría, elasticidad, aerodinámica, etc.) sea posible en función de una mejora de rendimiento general del vehículo al pasar de un neumático a otro. También dilucidar si un neumático excede algún parámetro en cierto rango admisible que promueva descartar su uso.

Para contextualizar el alcance se mencionan las principales categorías del país a donde se orienta el estudio.

- Turismo Carretera;
- Turismo Carretera Pista;
- TC Mouras;
- TC Pista Mouras;
- Súper TC2000;
- TC 2000;
- Fórmula Renault 2.0;
- Turismo Nacional Clase 3;
- Turismo Nacional Clase 2;
- Fórmula 3 Metropolitana;
- TopRace;
- TRSeries;
- TRJunior;
- Turismo Pista Clase 3;
- Turismo Pista Clase 2;
- Turismo Pista Clase 1.

Estudio sobre factores que intervienen en el comportamiento de los neumáticos

Se han realizado estudios y desarrollos que permiten conocer cuáles son los factores más influyentes en la dinámica del neumático enfocado en las fuerzas y torsiones que se generan en el mismo. En el caso concreto de la competición se buscará siempre la mayor adherencia posible entre el neumático y el suelo. Mayor adherencia permitirá que el vehículo frene en menor tiempo, gire en las curvas a mayor velocidad y la tracción sea mejor.

La adherencia es el resultado de la interacción del neumático con la superficie, es decir la adherencia no es un fenómeno aislado del neumático o de la superficie. Respecto al suelo, la adherencia cambia dependiendo del tipo de superficie y las condiciones en la que esté. Con respecto al neumático, múltiples factores inherentes al mismo influyen en la interacción mencionada, que han sido estudiados y se detallarán a continuación.

Lo anterior es un punto fundamental del proyecto a desarrollar, ya que se busca analizar los parámetros propios del neumático que afectan el comportamiento del mismo, a través de la adherencia.

Resulta pertinente en primer lugar, mostrar el sistema coordinado establecido por la SAE para denominar las fuerzas, momentos y ángulos intervinientes en la dinámica del neumático a modo de unificar criterios.

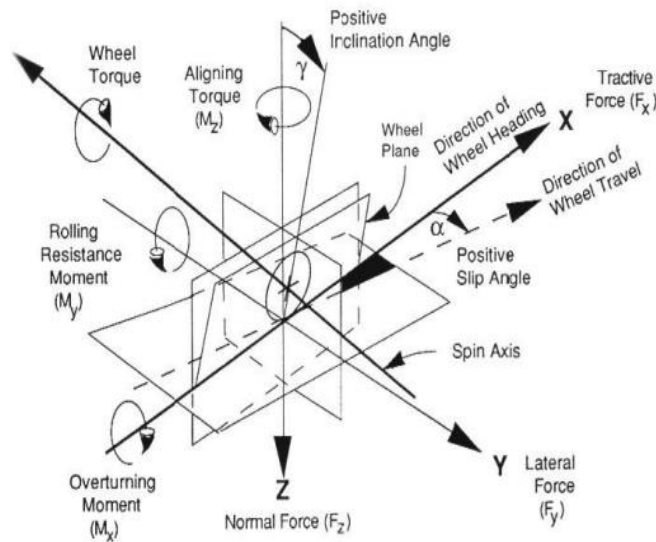


Figura 8: Sistema de referencia SAE

Fuente: T. Gillespie. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE).

La magnitud de cada una de estas fuerzas y momentos interactuantes dependen de una serie de factores que se describirán a continuación.

Compuesto del neumático

El compuesto tendrá influencia directa sobre el coeficiente de fricción. Dentro del compuesto, los parámetros principales a considerar son la adhesión y la histéresis.

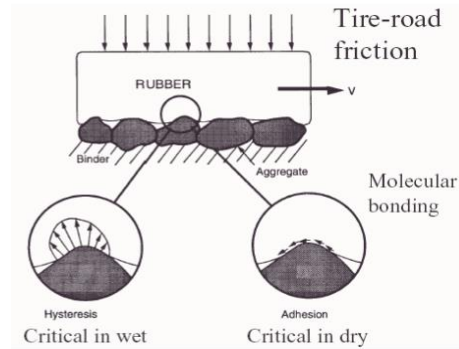


Figura 9: Fenómenos involucrados en la interacción neumático-suelo.

Fuente: T. Gillespie (figura 10.5). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE).

La adhesión viene de la mano de la deformación que permite el neumático y que define la capacidad de penetrar cada una de las crestas y valles que presenta el terreno, por lo que en este caso un neumático más blando permitirá una mejor adhesión.

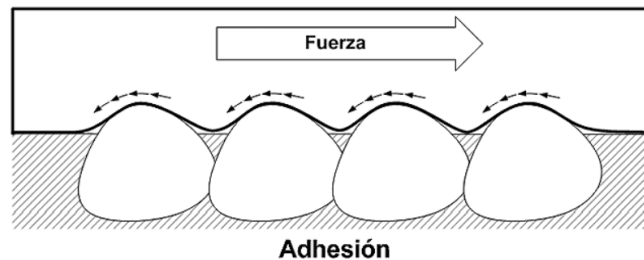


Figura 10: Adhesión

Fuente: T. Gillespie (figura 10.5). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE).

La histéresis es la respuesta ante una deformación que, pensando en la interacción neumático-superficie visto desde un punto de vista microscópico, el tiempo que presente una porción del neumático a volver a su lugar inicial luego de sufrir una deformación va a influenciar en la adherencia que presenta el mismo. Esto se debe a que una mayor histéresis produce que la fuerza del neumático se ejerza sobre una de las caras laterales de las irregularidades del terreno (contrarias al deslizamiento) dando un mayor agarre. Si el neumático no tuviera histéresis la fuerza se ejerce por igual en todas las caras de las irregularidades del terreno, lo que se traduce en un menor agarre.

Lo anterior se puede observar en la Figura 11.

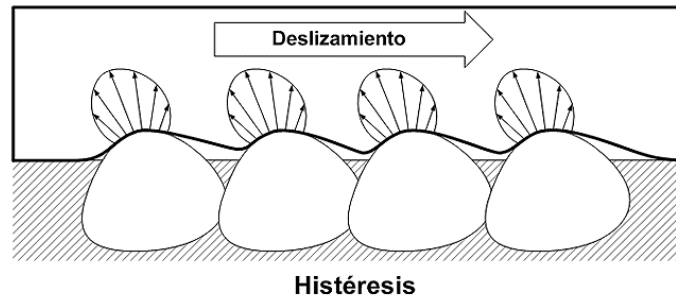


Figura 11: Histéresis

Fuente: T. Gillespie (figura 10.5). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE).

Es por lo presentado que no solo importa la dureza con la que cuente el neumático sino la histéresis que presenta el mismo. Esto fundamenta que no siempre un compuesto más blando presenta mayor adherencia, siendo fundamental también la histéresis del material visco-elástico.

Ángulo de deriva

Es el ángulo que se forma entre la dirección que debería llevar el neumático según la dirección de la llanta respecto del ángulo que realmente está llevando el neumático en la superficie de contacto con el suelo, denotado como “Slip Angle” en el sistema coordenado SAE.

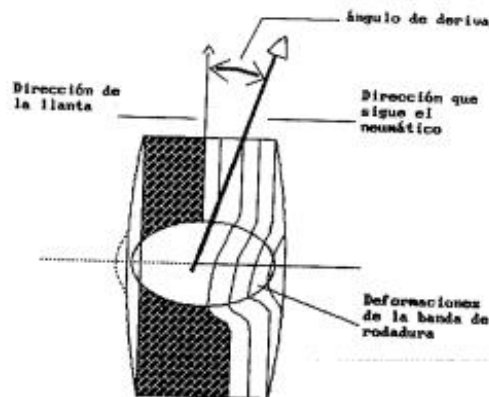


Figura 12: Diagrama de deformación en la banda de rodadura

Fuente: Orlando Ríos (Figura 2.1). *La Suspensión Automóviles de Competición*.

Este ángulo se debe a la deformación del neumático producto de las fuerzas de torsión que se generan cuando se quiere cambiar la dirección del vehículo o cuando, por ejemplo, el auto circula en línea recta y es alcanzado por un viento lateral.

El ángulo de deriva tiene una importante influencia sobre el coeficiente de fricción y por lo tanto en la adherencia que presenta el neumático en las curvas.

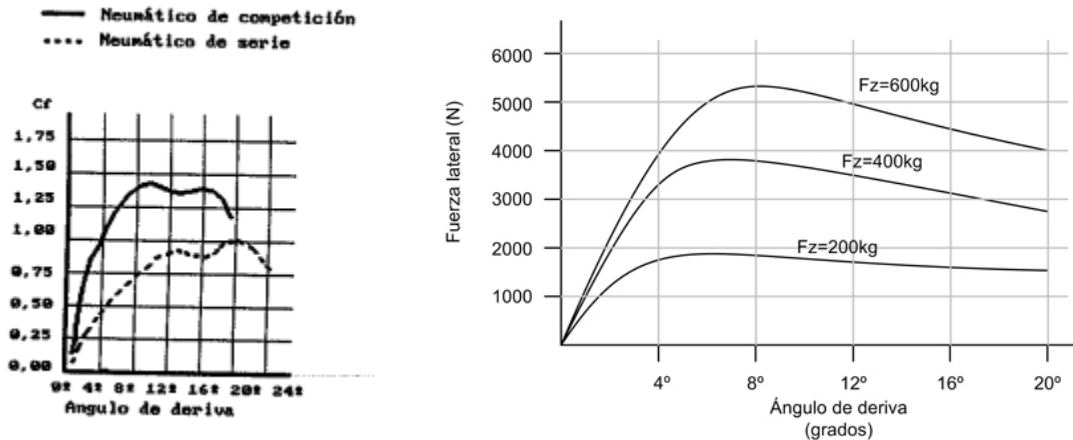


Figura 13: Influencia del ángulo de deriva en el coeficiente de fricción y fuerza lateral del neumático.

Fuente: Orlando Ríos (Figura 2.3). *La Suspensión Automóviles de Competición*.

Se ve que el coeficiente de fricción aumenta con el ángulo de deriva hasta cierto punto (entre 8° y 10° para neumáticos de competición) en donde empieza a decaer. “El ángulo de deriva es independiente del ángulo con que se está girando la dirección y también se genera en el neumático trasero”. [9]

Considerar este efecto que presenta el neumático constituye entonces un parámetro muy importante en su comportamiento. En cuanto al balance que presente el vehículo, un ángulo de deriva mayor en las ruedas traseras que en las ruedas delanteras dará como resultado una tendencia sobrevirante (El tren trasero del vehículo tiende a girar con mayor facilidad) y, por el contrario, un ángulo de deriva mayor en las ruedas delanteras que las traseras darán como resultado una tendencia subvirante del vehículo (El tren delantero del vehículo pierde respuesta en los cambios de dirección), ambas tendencias son perjudiciales en exceso.

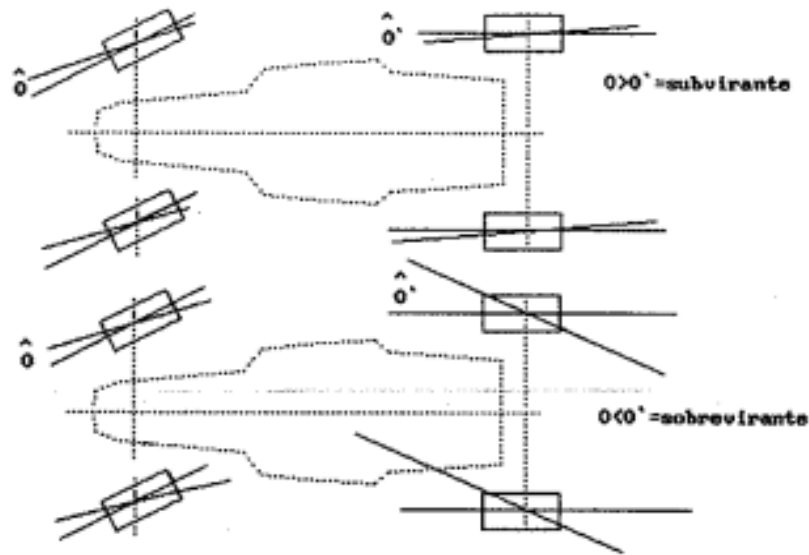


Figura 14: Tendencias en el balance del vehículo según el ángulo de deriva que presenten los neumáticos.

Fuente: Orlando Ríos (Figura 2.2). *La Suspensión Automóviles de Competición*.

Presión del neumático

El coeficiente de fricción es afectado por la presión de inflado del neumático. El mismo se incrementa con la presión. Sin embargo, a partir de cierto valor de presión, el neumático comienza a deformarse afectando la superficie de contacto entre este y el suelo.

Cuando la presión es mayor a la adecuada, el centro del área de contacto sobresale y se pierde apoyo en los laterales del neumático. Si la presión es demasiado baja, serán los bordes que estarán en contacto con el pavimento y no en la parte central.

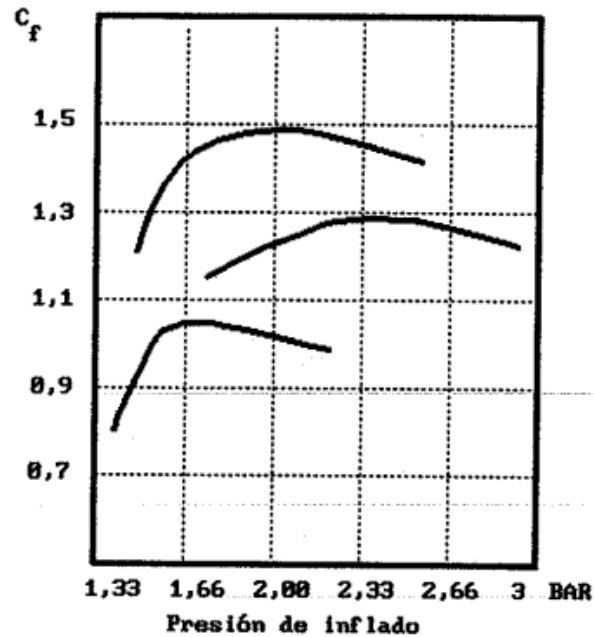


Figura 15: Variación del coeficiente de fricción respecto de la presión de inflado.

Fuente: Orlando Ríos (Figura 2.8). *La Suspensión Automóviles de Competición*.

En las curvas anteriores (Fig. 15) se puede ver que tenemos un rango de presiones en donde se obtiene el mayor coeficiente de fricción. Por como son las pendientes también se puede notar que es preferible más bien pasarse levemente de presión y no que la misma sea insuficiente, donde el coeficiente de fricción cae más abruptamente.

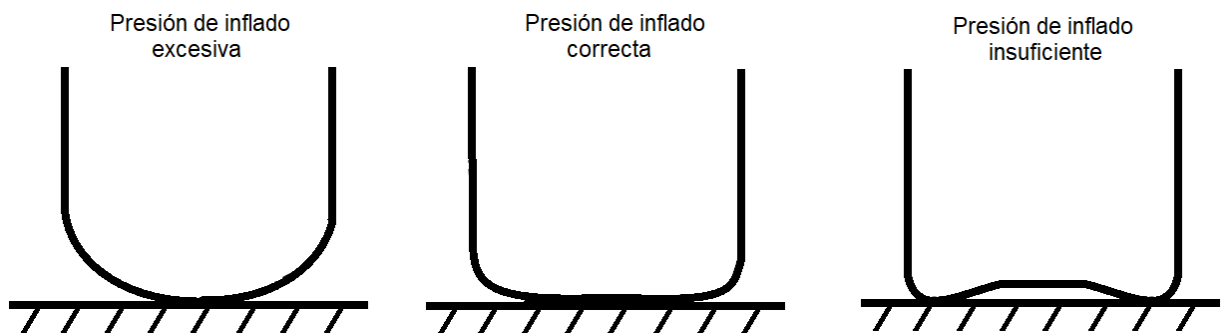


Figura 16 Variación de la superficie de contacto según la presión de inflado.

Fuente: Elaboración propia

Temperatura

La viscosidad del compuesto del neumático varía en función de la temperatura. Con el neumático en funcionamiento, debido a las deformaciones que se producen y al rozamiento con el suelo, el mismo se calienta.

El material de la banda de rodadura está diseñado para trabajar eficientemente dentro de un acotado rango de temperaturas. Ya sea por encima o por debajo de este rango, el coeficiente de fricción se reduce.

Al aumentar la temperatura con el funcionamiento, la banda de rodamiento mejora en su interacción con el pavimento, aumentando la adherencia. Cuando se supera el rango donde el funcionamiento es óptimo, la resistencia y la viscosidad descienden demasiado, dando lugar a una pérdida de adherencia y a un desgaste mayor.

Es importante destacar que los neumáticos de competición trabajan a una temperatura elevada, dependiendo del tipo de compuesto, de la categoría, condiciones ambientales y tipo de circuito. Como estimativo el rango de trabajo es entre 70 a 100 °C.

Carga vertical

La influencia de la carga vertical sobre el neumático se puede dividir en dos efectos. Por un lado, el coeficiente de fricción del neumático disminuirá a medida que sea mayor la carga que se aplica al neumático y por otro lado a mayor carga vertical mayor será la adherencia que experimentará el vehículo, siendo esta última la de mayor influencia.

En el siguiente gráfico (Fig. 17) queda demostrado.

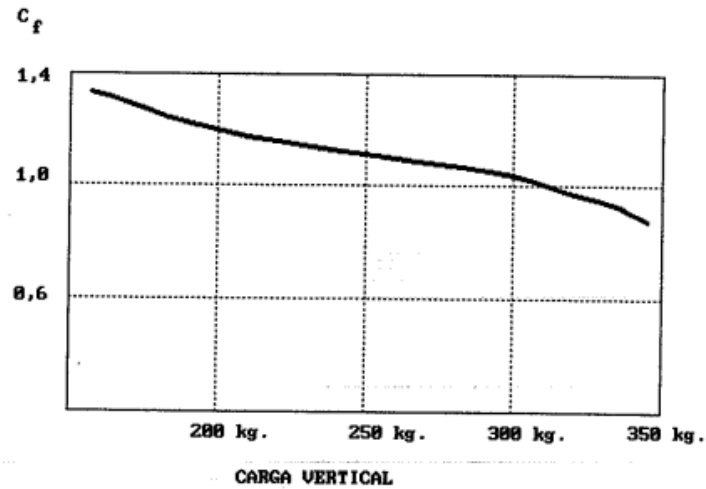


Figura 17 Variación del coeficiente de fricción respecto de la carga vertical.

Fuente: Orlando Ríos (Figura 2.9). *La Suspensión Automóviles de Competición*.

Comba

El ángulo de caída o comba es el ángulo entre el eje vertical de las ruedas y el eje vertical del vehículo.

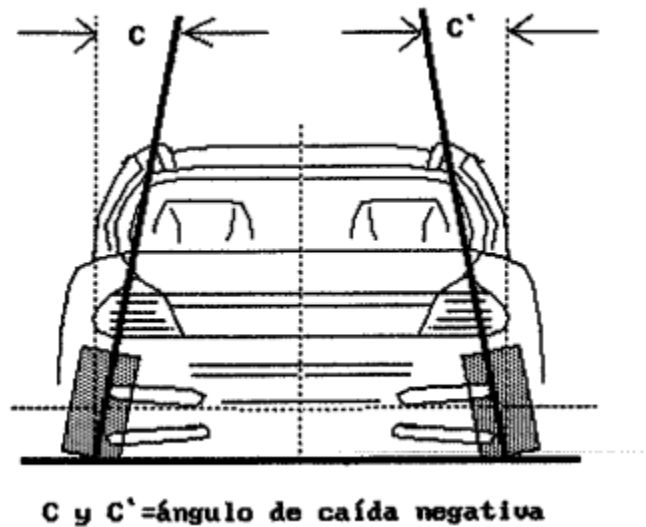


Figura 18: Ángulo de comba.

Fuente: Orlando Ríos (Figura 2.5). *La Suspensión Automóviles de Competición*.

Los ángulos de comba afectan también el valor del coeficiente de fricción. Un ángulo de caída levemente negativa incrementa ligeramente la adherencia debido a lo que se conoce como “empuje de caída”, que ayuda al giro.

En la siguiente imagen (Fig. 19) se presenta la variación del coeficiente de fricción respecto del ángulo de caída. Podemos concluir que las variaciones para los ángulos típicamente utilizados son menores respecto de los factores descritos anteriormente.

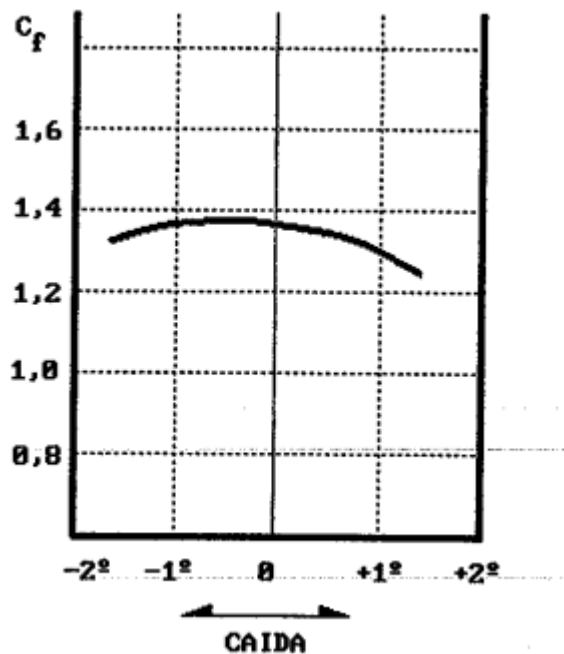


Figura 19: Influencia del ángulo de comba en el coeficiente de fricción.

Fuente: Orlando Ríos (Figura 2.6). *La Suspensión Automóviles de Competición*.

Conclusión del estudio de factores

De los factores descritos anteriormente, algunos serán parte del resultado del estudio mientras que otros deberán estar en un valor conocido y acotado, para garantizar la validez del ensayo.

Es por esto que en este punto se presenta un estudio sobre la sensibilidad de las variables que se definen controlar, para luego continuar con la estimación de incertidumbre de las mediciones a realizar.

Se toman curvas de grip en función de las distintas variables para graficar y evaluar entornos cercanos a valores nominales típicos, y de esta manera dar un marco de referencia que permita establecer con qué precisión se deben controlar en el momento del diseño del equipo.

Sensibilidad de la adherencia respecto a: Presión, Temperatura y Carga vertical.

Para este desarrollo se tomó una carga vertical de referencia de 400 Kg y el modelo matemático que define la fuerza de adherencia como un coeficiente por la carga normal.

El valor tomado de carga vertical es adoptado considerando pesos y distribuciones típicas de vehículos correspondientes al marco de este estudio.

$$\Delta FL = \Delta \mu * Fv$$

Donde:

- ***FL*** es la fuerza longitudinal;
- ***μ*** es el coeficiente de adherencia;
- ***Fv*** es el valor de fuerza vertical.

Presión

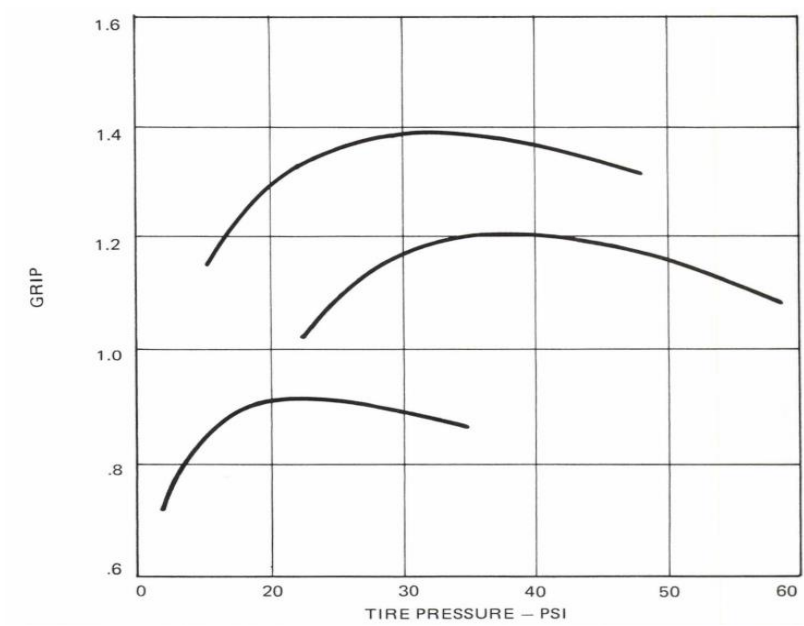


Figura 20: Grip vs presión

Fuente: Fred Puhn (Figura 4). How to make your car handle.

2	34.59701492537313	1.202690582959641																	
3	36.4776119402985	1.2062780269058295																	
4	38.35820895522388	1.2062780269058295																	
5	40.5970149253731...	1.2044843049327354																	

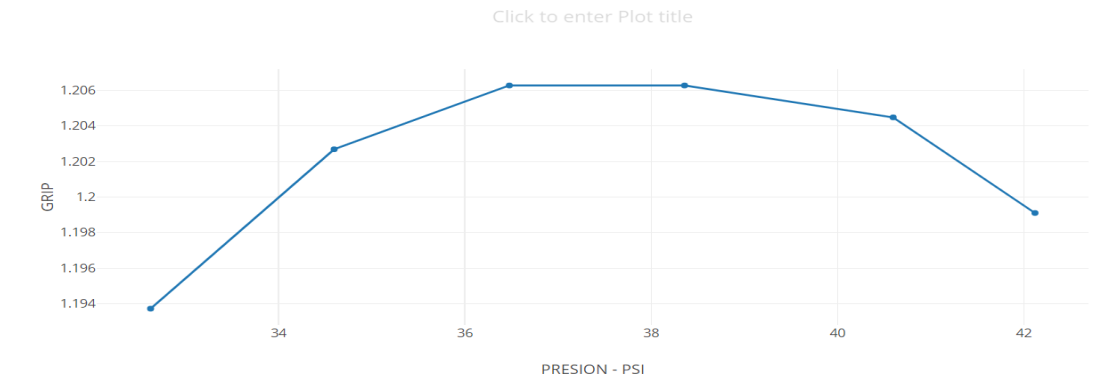


Figura 21: Grip vs presión

Fuente: Elaboración propia.

Intervalo de 1,88 PSI entre los puntos 2 y 3

$$\Delta FL = (1.2062 - 1.2027) * 400kgf =$$

$$\Delta FL = 1.4 \text{ kg}$$

La variación entre dichos puntos genera una variación en la carga transmitida longitudinal de **1.4 kg**, que representa porcentualmente **0.29%**.

Temperatura

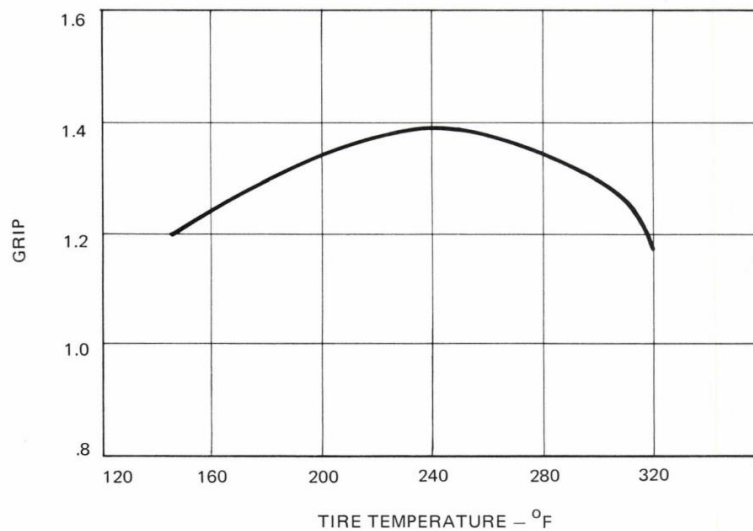


Figura 22 Grip vs temperatura.

Fuente: Fred Puhn (Figura 5). How to make your car handle.

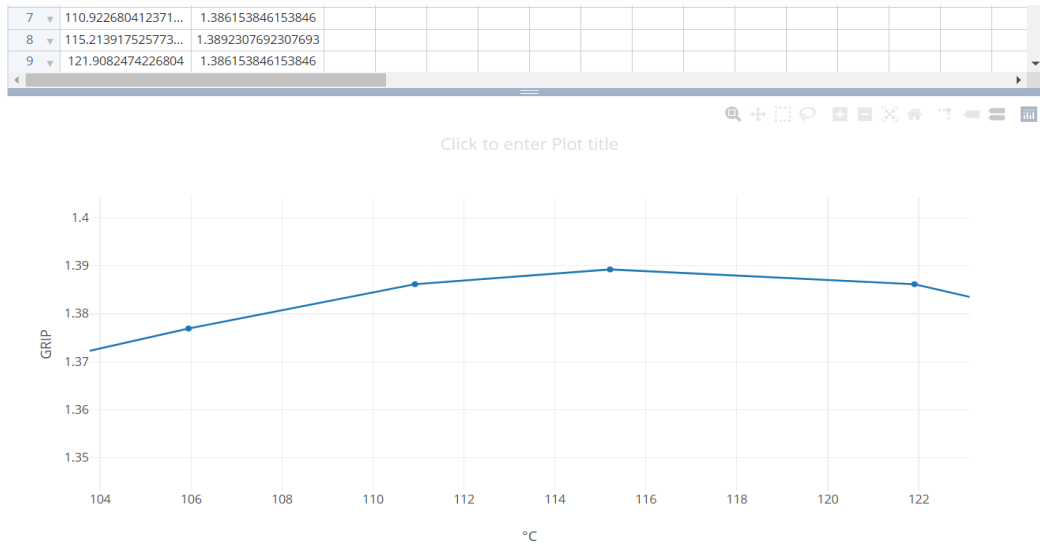


Figura 23 Grip vs temperatura

Fuente: Elaboración propia.

Se toma 2 puntos con una diferencia de **5.2 °C**, que provoca una diferencia de grip de **1.24 Kg**, que porcentualmente es **0.24%**.

Carga vertical

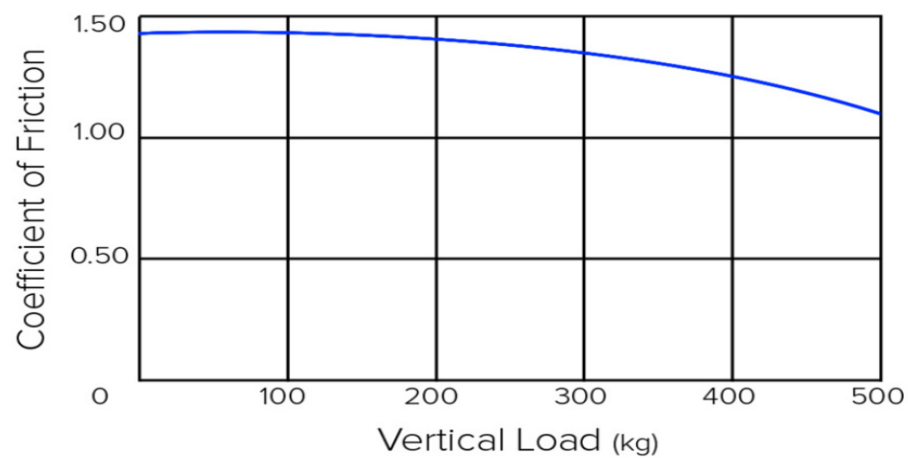


Figura 24 Grip vs carga vertical

Fuente: Fred Puhn. How to make your car handle.

Se enfoca en un entorno cercano a los 400 kg que es nuestro valor de referencia de ensayo obtenemos lo siguiente.

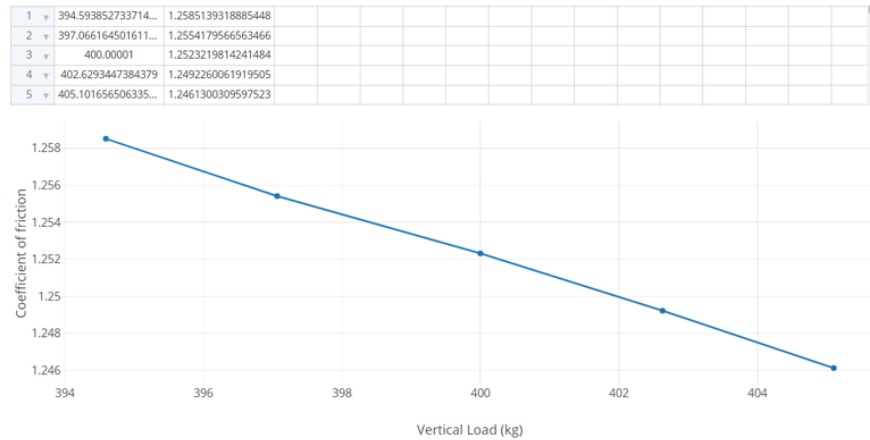


Figura 25: Grip vs carga vertical

Fuente: Elaboración propia.

Para una variación de **2.5 kg** en la carga vertical, tenemos una variación del coeficiente de fricción de **0.25%**.

Para sintetizar el desarrollo de la sensibilidad de las variables que se controlarán en el ensayo, se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 1: Resumen de sensibilidad

Resumen sensibilidad			
	Intervalo		Variación % grip
Presión	1.88	PSI	0.29
Temperatura	5.2	°C	0.24
Carga vertical	2.5	kg	0.25

Pruebas de simulador

Continuando con la ingeniería conceptual del presente estudio se hace necesario tomar referencia cuantitativa de las variaciones entre diferentes compuestos de neumáticos y las diferencias que pueden presentarse producto del desgaste.

Para esto se recurre a una herramienta como lo es la simulación de carrera de vehículos por computadoras, donde la física de los mismos se encuentra modelada inclusive entre desarrolladores y proveedores de neumáticos.

Se utiliza el programa Rfactor, con la categoría Formula ISI (MOD). Si bien las características de estos autos difieren considerablemente respecto de aquellos de turismo utilizados en categorías nacionales, se encontró que este mod brinda una cantidad de datos en su telemetría que son muy valiosos para este análisis. Además, se encuentran modelados distintos compuestos de neumáticos. Es pertinente aclarar que se tomarán las diferencias porcentuales, ya que los valores absolutos difieren considerablemente entre un vehículo de tipo fórmula y uno de turismo.

La visualización y análisis de distintos canales de la adquisición de datos se realiza mediante el software Motec, utilizado tanto en el ámbito de las carreras virtuales como en el de las carreras reales.

Las pruebas se realizan en el óvalo de Iowa, de 1400 metros de extensión. El hecho de ser un óvalo permite la repetibilidad de trazadas del piloto con mayor facilidad que en un circuito tradicional. El interés está puesto en el comportamiento y evolución del neumático, por lo que es importante independizarse lo máximo posible del factor humano.

Se selecciona como dato a analizar la fuerza lateral máxima y la fuerza lateral promedio que sufre el neumático delantero derecho durante el tránsito por el parcial 1 del circuito, el cual comprende el ingreso, tránsito y egreso por la curva número 1.

Se realizan y toman 2 tandas de entre 20 y 23 vueltas cada una con distintos compuestos de neumáticos. Con esto se busca comparar diferencias de fuerza vuelta a vuelta para un mismo compuesto y diferencias entre compuestos.

Análisis vuelta a vuelta para neumáticos superblando

En la Figura 26 se presentan los tiempos de la tanda de 23 vueltas realizadas con neumáticos de compuesto superblando. El mejor tiempo se obtuvo en la segunda vuelta.

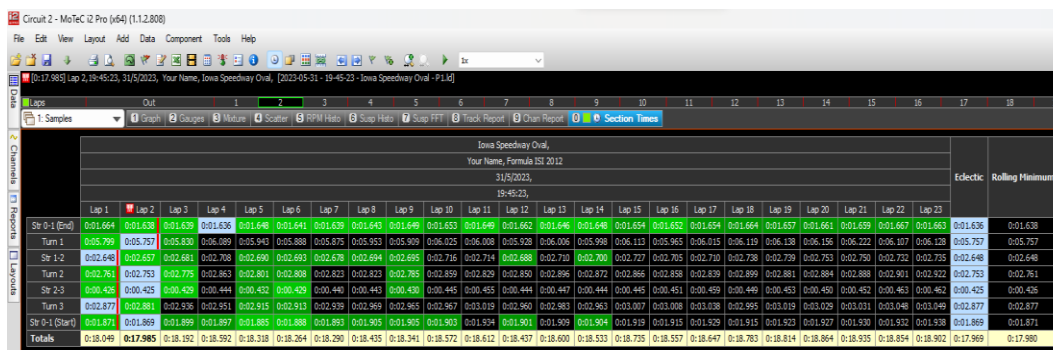


Figura 26: Tiempos con neumáticos superblando

Fuente: Elaboración propia.

Las fuerzas laterales máximas y promedio en cada vuelta se pueden ver en el Anexo B. Los resultados se resumen en la Tabla 2, que a los fines del análisis presenta la información de manera clara y concisa. Además, presenta como dato las diferencias adjudicables al desgaste.

Tabla 2: Vuelta a vuelta compuesto super blando

	SUPER BLANDO			
	VAR FLATMAX (N)	%DE DISM FLMAX	FLATPROM(N)	%DISM.PROM
VUELTA				
2	13366		8295	
5	12749	4.6	7650	7.8
8	12733	4.7	7491	9.7
13	12499	6.5	7335	11.6
20	12189	8.8	6772	18.4

La fuerza experimentada por el neumático en la vuelta más rápida, que es la segunda, es un 4.6% mayor que en el caso de la quinta vuelta, presentándose la característica típica de compuestos blandos, donde el máximo rendimiento de un neumático nuevo se da en las primeras 2 vueltas, y luego ese rendimiento comienza a decaer rápidamente. A medida que se incrementa el desgaste, aumenta la diferencia porcentual.

Análisis vuelta a vuelta de neumáticos duros

En la Figura 27 se muestran los tiempos de cada vuelta de la tanda con neumáticos de compuesto duro.

Circuit 2 - MoTeC i2 Pro (x64) (1.1.2.808)

File

Edit

View

Layout

Add

Data

Component

Tools

Help

Figura 27: Tiempos con neumáticos duros

Fuente: Elaboración propia.

El mejor tiempo de vuelta se obtiene en la vuelta 3.

En el Anexo B se muestran los valores que se resumen en la Tabla 3 que está a continuación.

Tabla 3: Vuelta a vuelta compuesto duro

	DURO			
VAR	FLATMAX (N)	%DE FLMAX	DISM FLATPROM(N)	%DISM.PROM
VUELTA				
3	12932		7500	
5	11288	12.7	7247	12.6
7	12024	7.0	7183	13.4
13	10990	15.0	7105	14.3
19	10364	19.9	6608	20.3

En ambas tandas se puede observar la característica típica de la pérdida de rendimiento luego de su pico en las primeras vueltas, tal como se ve en la Figura 28.

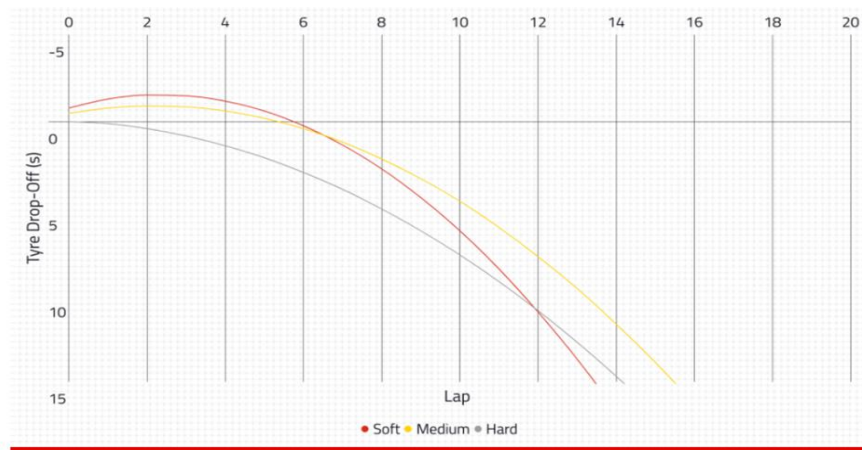


Figura 28: Desgaste de neumáticos

Fuente: Pirelli.

Comparativa entre compuestos

Tabla 4: Comparativa entre compuestos

	DURO-SUPER BLANDO		
VAR	FLATMAX D(N)	FLATMAX SB(N)	%DE DIF FLMAX
VUELTA			
2-3	12932	13366	3.25
5	11288	12749	11.46
7	12024	12733	5.57
13	10990	12499	12.07
20-19	10784	12189	11.53

En la Tabla 4 se comparan las fuerzas para los dos tipos de compuestos utilizados.

Resumen de pruebas

La variación mínima de la fuerza lateral máxima se detecta entre un compuesto duro y superblando para la vuelta más rápida de cada tanda. Estas variaciones mínimas se dan en el lapso de 3 vueltas de la pista seleccionada, que es equivalente a una vuelta típica de circuito de longitud promedio, dado que el óvalo de Iowa posee un recorrido corto. Este valor lo podemos asociar al pico de rendimiento del neumático. A medida que aumenta el desgaste, aumentan las diferencias porcentuales mencionadas.

El mínimo porcentaje de diferencia detectado es de 3.25%. Luego, para un mismo compuesto, en el lapso de 2 vueltas consecutivas la diferencia mínima de fuerza lateral máxima es de 4.6%.

Estos porcentajes brindan un marco de referencia para la evaluación que deseamos realizar respecto a la incertidumbre de medición. La misma deberá ser menor en porcentaje que esa mínima diferencia detectada.

Opciones de solución

A continuación, se presentan alternativas consideradas a nivel conceptual para avanzar con el desarrollo del equipo. Con el análisis previamente desarrollado se enfoca en caracterizar la adherencia como resultado principal de la evaluación.

Medición puntual

Esta propuesta presenta la opción de realizar mediciones puntuales (en superficies reducidas) sobre el neumático. Para caracterizar la adherencia se podría utilizar un palpador, que bajo una cierta carga normal a la superficie del neumático sea capaz de transmitir y medir los esfuerzos transversales y longitudinales que se dan entre el neumático y dicho palpador. También podría medirse en una superficie reducida el amortiguamiento y la histéresis del neumático. La superficie de contacto para esta propuesta en particular estaría entre el palpador y el neumático.

Medición en el vehículo

Otra propuesta es evaluar los neumáticos colocados en el vehículo. Esto consistiría en utilizar una o dos plataformas de medición, considerando colocarlas debajo de los neumáticos delanteros o traseros, dado que las geometrías de apoyo son diferentes por lo que no sería posible bajo los 4 al mismo tiempo. En este caso se contaría con la precarga vertical debido al peso del vehículo, y se debería diseñar un sistema para aplicar las cargas restantes. Esta disposición aportaría un grado de dificultad para la evaluación aislada del neumático, ya que interviene el sistema de suspensión con el conjunto resorte-amortiguador.

Prueba estática en banco

Esta propuesta consta de un sistema para evaluar cada neumático individualmente sin que el mismo esté en movimiento rotativo. Permitiría realizar la aplicación de cargas tales

como la vertical, longitudinal y lateral. Las premisas tenidas en cuenta en esta propuesta de solución son las de realizar un ensayo que no produzca desgaste ni alteraciones, bajo las condiciones más cercanas a la situación de uso posible.

Consideraciones

Para cada una de estas propuestas se pueden tener varias formas de resolución particulares. Lo anterior trata de marcar tres caminos diferentes entre sí para dar solución al problema planteado, con ventajas y desventajas para cada uno.

Lo antes mencionado es importante aclarar, ya que a partir de este punto se seguirá por una de estas alternativas sabiendo que puede haber varias formas de resolución de la misma.

Capítulo 3: Elección, desarrollo y validación de solución.

Elección

Para la elección del método a utilizar para evaluar los neumáticos, se tiene una serie de cuestiones a considerar. En primer lugar, y fundamentalmente se debe garantizar que el método brinde resultados precisos por lo que debe permitir controlar las variables para lograr repetibilidad y resultados útiles para la evaluación de los neumáticos.

En este sentido la propuesta de solución puntual tiene la ventaja de ser un mecanismo menos voluminoso, lo cual en cuestiones de transporte es muy importante, pero como contrapartida no da la posibilidad de evaluar una superficie significativa, como puede ser la huella de contacto del neumático.

Evaluar los neumáticos puestos en el vehículo resulta una solución poco práctica, sobre todo en cuestiones de repetibilidad y complejidad del mecanismo.

La opción que se decide continuar, que es la prueba estática en banco, cuenta con varias ventajas. Por un lado, es un mecanismo que puede adaptarse perfectamente al transporte hacia una competencia y se puede controlar adecuadamente las variables del ensayo. Este tipo de alternativa permite estudiar las fuerzas que se dan en un neumático en una situación de curva, tracción y frenado.

Desarrollo

Al tratarse de una máquina de ensayos cuyos resultados queremos que sean de utilidad para evaluar el comportamiento de los neumáticos, debe tratarse con especial cuidado las variables que influyen en los valores que nos arroja el ensayo. De esta forma, si el resultado de nuestro ensayo nos da que un neumático tiene ciertas características diferentes a otro, se esté seguro de que estas diferencias sean propias del neumático y no por falta de control sobre las variables externas que influyen en el comportamiento del mismo.

Del estudio de las variables de influencia se hace hincapié particularmente en 4 de estas, que será fundamental controlar a la hora del ensayo:

- Presión
- Temperatura
- Carga vertical
- Geometría de apoyo

Control de presión

Para el control de la presión se utilizará un manómetro. Existen diversos tipos, incluyendo aparatos con excelente resolución a los fines que se buscan. De lo estudiado anteriormente, buscamos referencias de medición de presión con elementos diseñados para la competición. Se encuentran manómetros que permiten medir con una apreciación de 0.01 PSI y una incertidumbre de 0.1%.



Figura 29: Manómetro digital

Fuente: Longacre.

Especificaciones del calibre

Estilo:	Digital
Tamaño:	3 1/2"
Rango:	0-100 psi
Incrementos:	0,1 libra (0,01 bar)
Exactitud:	0,1 libra/0,1%
Rango de temperatura de funcionamiento:	35-100°F
Longitud de la manguera:	17"
Mandril instalado:	Ángulo de giro
Portabrocas alternativo incluido:	bola giratoria
Mantiene la presión:	No
Almacena presión (memoria):	Sí
Presiones mostradas (memoria):	4
Botones de liberación de presión de aire:	Tres botones de purga

Figura 30: Hoja de datos de manómetro

Fuente: Longacre.

Es importante aclarar que el control de la presión se debe realizar a la temperatura de ensayo para el neumático.

El valor de presión para el ensayo se estima según el modelo de neumático y categoría, utilizando una presión de referencia.

Control de temperatura

La temperatura es una de las variables más críticas a controlar, ya que, como se mencionó anteriormente, en un neumático de competición la temperatura de funcionamiento cambia en gran manera su comportamiento, principalmente la adherencia que brinda.

En primer lugar, el neumático debe llevarse a temperatura óptima de trabajo. Esta temperatura cambia según el tipo de neumático por lo que tomaremos una temperatura de referencia de 80 °C, típica de neumáticos de competición. Para llevarse a temperatura existe la solución implementada hace ya mucho tiempo dentro del automovilismo como son las mantas térmicas.



Figura 31: Mantas térmicas

Fuente: Capit.



Figura 32: Manta térmica para llanta

Fuente: Capit.

Distintas marcas comerciales brindan soluciones para las medidas de neumáticos a utilizar, tanto para el parche de contacto como la llanta.

Con las mantas térmicas se resuelve el primero de los problemas que es poner a temperatura el neumático. Sin embargo, el ensayo conlleva un período de tiempo en donde la temperatura debe estar controlada.

Se toma como referencia una variación de temperatura admisible de 5 °C y se estima mediante una simulación, el tiempo que demora en variar dicha temperatura y concluir si este tiempo es el suficiente para realizar el ensayo.

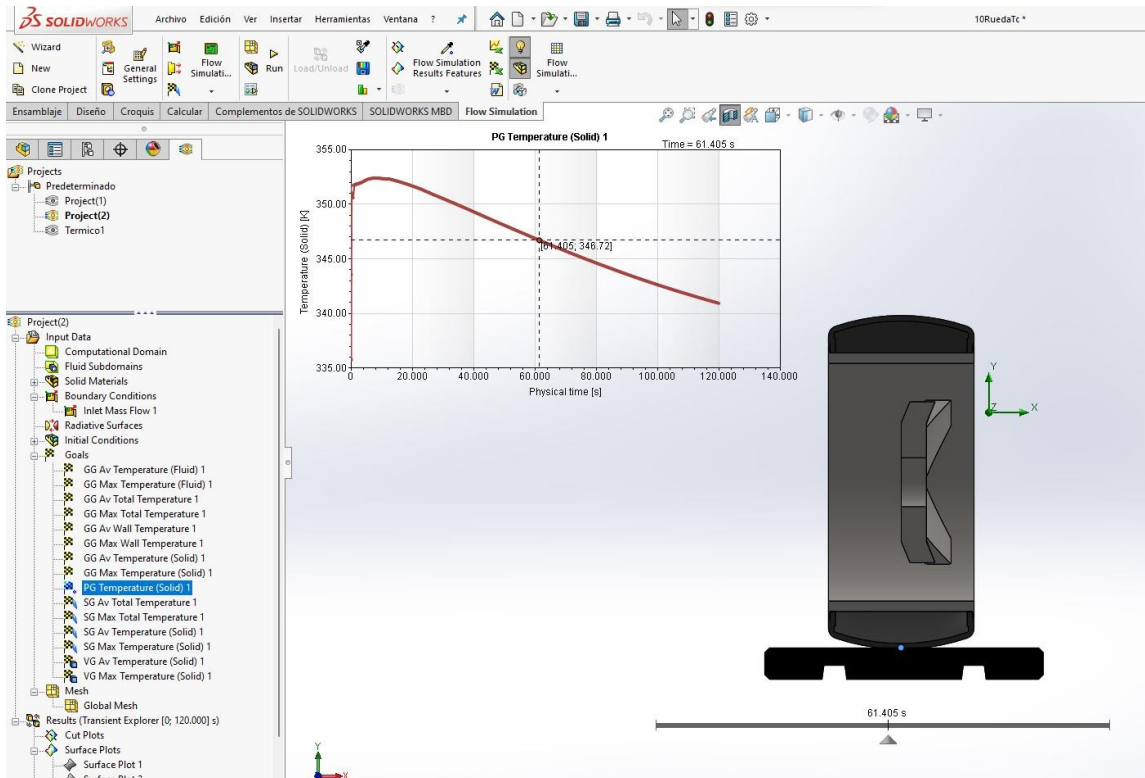


Figura 33: Ensayo térmico sin aporte de calor

Fuente: Elaboración propia.

De un estudio térmico se observa que, sin ningún aporte de calor, partiendo de la temperatura inicial de 80 °C al cabo de 60 segundos la misma descendió más del límite establecido (Fig. 33). Por este motivo se decide agregar un control adicional sobre la temperatura para disminuir el enfriamiento. Esto implica también, un mayor tiempo para realizar el ensayo.

Se puede pensar en diversas soluciones para este problema:

- Adaptar la manta al neumático dejando liberado el espacio para el contacto entre la base de ensayo y el neumático;
- Aportar el calor a través de la llanta;
- Aportar el calor a través de la base.

La primera alternativa nos brinda la posibilidad de tener un control sobre la temperatura a lo largo de todo el ensayo, de forma más acotada. Esto no es un detalle menor, ya que es una de las variables más importantes y que además modifica en gran manera el

rendimiento de un neumático de competición. Cómo contra partida se agrega peso adicional al neumático e incluso puede modificar su comportamiento.

Para la segunda y tercera alternativa se realizaron simulaciones para evaluar qué método es más eficiente en mantener constante la temperatura. Los resultados arrojaron que la tercera alternativa es más eficiente.

La segunda alternativa fue probada utilizando un anillo cerca de la llanta a distintas temperaturas.

La tercera alternativa se probó dejando la base a la misma temperatura del neumático. En 120 segundos estipulados para realizar el ensayo la variación de temperatura del neumático es menor a un grado Celsius.



Figura 34: Estudio térmico con base a temperatura

Fuente: Elaboración propia.

Cargas

Para el ensayo se deben aplicar tres cargas, una carga vertical, una lateral y una longitudinal.

El estudio que se pretende realizar en el neumático comprende por un lado evaluar la adherencia lateral junto con el ángulo de deriva y por otro lado evaluar la adherencia longitudinal. Para realizar lo anterior cada carga tiene un propósito concreto.

Carga vertical: Su propósito es simular el estado de carga vertical que le ejerce el auto al neumático, que depende del peso total del auto, la distribución de peso y la carga aerodinámica que esté generando el vehículo.

Carga lateral: Tiene como objetivo simular el esfuerzo al cual el neumático es sometido en curva y que brinda la fuerza necesaria para doblar.

Carga longitudinal: Tiene dos propósitos distintos que se detallan a continuación:

- Correr el centro de presión del neumático: Luego de estudiar la dinámica del neumático se vio que la importancia de la histéresis del neumático va más allá de generar resistencia a la rodadura en línea recta. Para el caso de la dinámica del neumático en curva el corrimiento del centro de presión hacia delante producto de la histéresis del neumático, genera lo que se denomina ángulo de deriva. El ángulo de deriva tiene una importancia significativa en la tendencia que tome un vehículo.
- Aplicar la fuerza longitudinal consecuente con una situación de tracción o frenado del auto.

Estudio de adherencia lateral y ángulo de deriva:

Para esta evaluación en concreto se debe considerar la siguiente situación.

El neumático se encuentra en una situación de curva en donde interviene principalmente la carga vertical y lateral pero también una carga longitudinal producto de la histéresis. Este concepto trata de considerar la foto instantánea de un neumático en funcionamiento de curva.

En cuanto a la magnitud de valores para las cargas se analiza lo siguiente. Por un lado, al ser un ensayo comparativo entre neumáticos en principio parecería ser que cualquier carga vertical aplicada serviría como parámetro a comparar. Sin embargo, analizando la situación y dado que la curva de carga vs. coeficiente de fricción del neumático no es

lineal se cree conveniente aplicar una carga que esté dentro del rango típico en la realidad.

Pensando también lo representativo que es para el ensayo que la huella de contacto posea una morfología que sea semejante a la realidad queda aún más en evidencia la necesidad de que las cargas sean similares a la realidad.

Para esta situación se plantean las siguientes cargas:

Carga vertical: Bajo este criterio se puede determinar un rango de valores considerando los pesos y las distribuciones de cargas más probables para las categorías que se desean analizar. Es decir, por ejemplo, un Turismo Carretera cuyo peso promedio es 1250 kg, una distribución de pesos de un 70% en el eje delantero en curva, y considerando las aceleraciones laterales y longitudinales del vehículo producto de su dinámica.

Por otro lado, también del análisis de la bibliografía pertinente observamos valores típicos de cargas de ensayos que producen las deformaciones y transmisiones de esfuerzos representativas a los fines de estudios de comportamiento.

Se establecen el siguiente valor de referencia para una rueda: 400 kg

Carga longitudinal: Para simular el corrimiento del centro de presión del parche de contacto, se analiza un neumático no tractor y se realiza un diagrama de cuerpo libre.

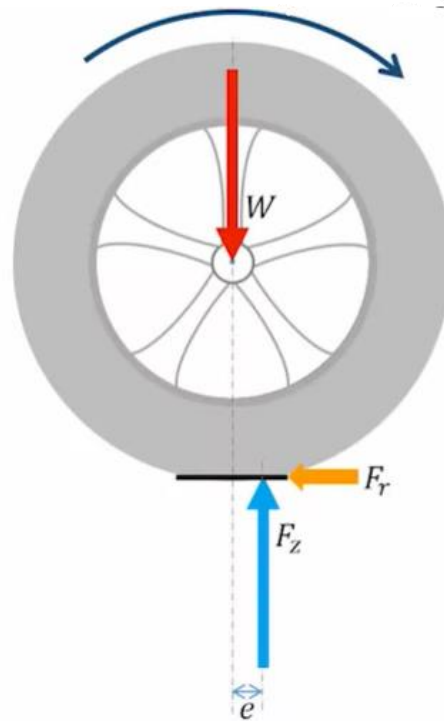


Figura 35: Diagrama de cuerpo libre de neumático

Se analiza que la fuerza que corre el centro de presión es la fuerza de resistencia a la rodadura. Por eso se toma como referencia una fuerza de rodadura de un neumático en asfalto y con la fórmula de resistencia a la rodadura se calcula su magnitud.

Tabla 5: Coeficiente de rozamiento

C_r	d	Descripción
0.0002 a 0.0010	0.5 mm	Ruedas de ferrocarril sobre rieles de acero
	0.1 mm	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0.0025		Neumáticos especiales Michelin para automóvil solar/eco-marathon
0.005		Rieles estándar de tranvía
0.0055		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares ³
0.006 a 0.01		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0.010 a 0.015		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra
0.02		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0.030 a 0.035		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0.055 a 0.065		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
0.34		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

$$Fr = N * Cr = 400 \text{ kg} * 0.035 = 14 \text{ kg}$$

Carga lateral: Será el valor a obtener del ensayo cuyo resultado se quiere comparar entre los distintos neumáticos.

Estudio de adherencia longitudinal:

Carga vertical: Se calcula igual a la de la carga vertical del estudio de adherencia lateral, por lo que su valor será de 400 kg.

Carga lateral: No se aplica para este estudio.

Carga longitudinal: Será el valor a obtener del ensayo cuyo resultado se quiere comparar entre los distintos neumáticos.

Actuador lineal eléctrico

Para aplicar las cargas mencionadas con anterioridad los actuadores eléctricos lineales son una solución simple, segura y limpia para aplicar cargas de hasta 10.000 N con un control preciso y suave del movimiento. Se encuentran disponibles actuadores para satisfacer las necesidades requeridas por nuestro proyecto.

Comparados con sistemas hidráulicos y neumáticos los actuadores eléctricos son más sencillos de instalar. Requieren menor espacio y no son necesarios equipos como bombas o compresores, recipientes, filtros.

El motivo principal para elegir esta alternativa es la posibilidad de control preciso. Del estudio de incertidumbre realizado para la carga vertical se puede comprobar la importancia de aplicar siempre la misma carga.

En este sentido se selecciona un modelo de actuador que además de poder aplicar el rango de cargas utilizado para el ensayo tiene un control incorporado lo que le da mayor precisión.

Dimensions

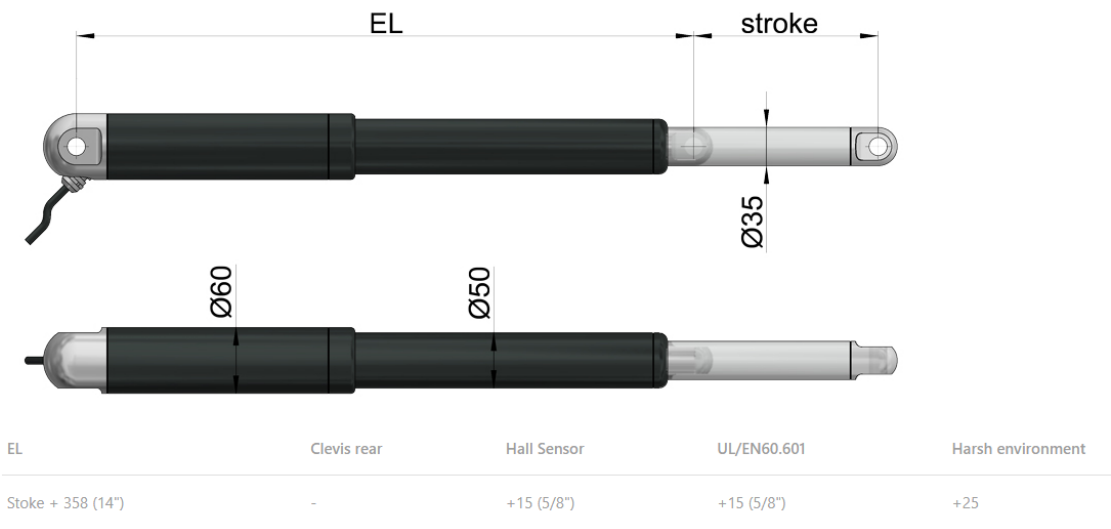


Figura 36: Actuador lineal eléctrico

Fuente: Easye.

Celda de carga

Dados los requerimientos de medición necesarios a realizar, se pensó utilizar en primera instancia una celda de carga tipo multiaxial, con capacidad para medir tanto los esfuerzos verticales, transversales como el torque que se aplicará para generar los esfuerzos pretendidos. También está la opción de colocar individualmente una celda de carga para cada fuerza en juego.

Lo anterior dependerá fundamentalmente de dos aspectos. Por un lado, la parte constructiva, pero sobre todo de que cumpla con las incertidumbres admisibles con base a los estudios realizados.

Debido a la incertidumbre admitida por las condiciones del ensayo ya especificadas, será necesario medir el esfuerzo de torsión con una celda de carga particular, y los esfuerzos verticales y transversales con otro tipo de celda. De esta manera se pueden seleccionar celdas de cargas específicas a lo que se desea medir, mientras que, si se utilizara la misma para todos los esfuerzos, la incertidumbre sobre los valores de cargas verticales y transversales aumentan considerablemente.

Las celdas seleccionadas para la máquina de ensayo son:

Interface 1110**1100 ULTRA PRECISION LOAD CELL (U.S. & METRIC)**

SPECIFICATIONS						
PARAMETERS		MODEL				
		1110	1110	1120	1132	1140
		CAPACITY				
Measuring Range	U.S. (lbf)	300, 500, 1K, 2K, 3K	5K, 10K	15K, 20K, 25K, 50K	100K	200K
	Metric (kN)	1.5, 2.5, 5, 10	25, 50	66.7, 89, 100, 250	450	900
ACCURACY – (MAX ERROR)						
Static Error Band – % FS		±0.02	±0.03	±0.035	±0.04	±0.06
Nonlinearity – %FS		±0.03	±0.035	±0.035	±0.04	±0.06
Hysteresis – %FS		±0.02	±0.04	±0.045	±0.04	±0.06
Nonrepeatability – %RO		±0.01	±0.01	±0.01	±0.01	±0.01
Creep, in 20 min – %		±0.025	±0.025	±0.025	±0.025	±0.025
Side Load Sensitivity – %		±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1
Eccentric Load Sensitivity – % / in		±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1

Figura 37: Celda de carga de compresión

Fuente: Interface.

Con los datos aportados por las especificaciones de la celda de carga, se calcula la incertidumbre combinada de la celda de carga, valor sumamente útil para el estudio de incertidumbres de la máquina de ensayos.

Interface 5411**5400 SOLID FLANGE REACTION TORQUE TRANSDUCER (U.S. & METRIC)****FEATURES & BENEFITS**

- Capacities from 1K to 500K lbf-in (110 to 55K Nm)
- High torsional stiffness
- Flange mount
- Low deflection
- Metric models have mounting holes sized for metric fasteners

STANDARD CONFIGURATION

MODEL 5410-5K (Shown)

SPECIFICATIONS

PARAMETERS	MODEL									
	5410		5411		5412		5413		5414	
	CAPACITY									
	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)
	1K, 2K, 5K	110, 220, 550	10K, 20K	1.1K, 2.2K	50K, 100K	5.5K, 11K	200K	22K	300K, 500K	33K, 55K
ACCURACY – (MAX ERROR)										
Nonlinearity – %FS	±0.1		±0.1		±0.1		±0.1		±0.1	
Combined Error – %FS	±0.1		±0.1		±0.1		±0.1		±0.1	
Nonrepeatability – %RO	±0.02		±0.02		±0.02		±0.02		±0.02	

Figura 38: Celda de carga de torque

Fuente: Interface.

Para generar el esfuerzo longitudinal sobre el neumático, se definió hacerlo mediante un torque en el eje vinculado a llanta. Dicho torque el que se va medir con una celda de carga para este propósito.

Análisis de incertidumbres

Dado que se trata de una máquina de ensayos, realizar un estudio de incertidumbres es fundamental para saber si los valores obtenidos son válidos y que permitan comparaciones entre neumáticos.

Para este estudio se contemplan las incertidumbres de cada variable en juego en el ensayo vistas anteriormente, y las incertidumbres propias de cada celda de carga.

Para las variables Presión del aire de inflado, Temperatura de la banda de rodadura y Carga vertical se toman los datos del análisis de sensibilidad. Las curvas analizadas se construyen a partir de datos experimentales y mediante las cuales se puede conocer la variación de la adherencia respecto a cada variable.

Con base a los análisis previos junto con las celdas de carga seleccionadas se ajustan los valores de rango de temperatura, presión y carga vertical teniendo en cuenta las soluciones tecnológicas definidas.

Tabla 6: Intervalo de variables

	Intervalo	
Presion	0.25	PSI
Temperatura	2.5	°C
Carga vertical	1.25	kg

Para las celdas de carga, con los datos del catálogo del fabricante se estima la incertidumbre de medición asociada con la fórmula de incertidumbre combinada:

Tabla 7: Incertidumbre celdas de carga

Valor nominal de carga		450	kgf
Celda de carga 1110 interface			
Valor nominal de carga		450	
No linealidad		0.135	
Hysteresis		0.09	
Repetibilidad		0.045	
Excentricidad		0.45	
Incertidumbre combinada +/- 0.48 Kg			

Celda de carga 5400 interface			
Valor nominal de carga		90	kg*m
No linealidad		0.09	
Hysteresis		0.09	
Repetibilidad		0.018	
Incertidumbre combinada +/- 0.13 Kg*m			

Luego se consideran las desviaciones estándar de las variables Presión, Temperatura y Carga vertical para obtener la incertidumbre expandida que viene dada por la

incertidumbre combinada multiplicada por un factor de cobertura $k=2$ que representa una confianza del 95.5%.

Esto da como resultado una incertidumbre de medición de la fuerza de **+/- 2.2 kg**.

Es importante aclarar en este punto que estos estudios experimentales se toman como referencia necesaria para estimar una incertidumbre de medición alcanzable, y es posible que varíe para distintos neumáticos dependiendo de sus curvas características.

El resultado de incertidumbre alcanzado (+/-2.2 kg) es producto del estudio y análisis de cada factor interviniente en el ensayo. Como se mencionó anteriormente gran parte del trabajo fue acotar el rango de valores para cada una de las variables, así como las incertidumbres aportadas por las celdas de carga a modo de tener una incertidumbre que garantice que los valores obtenidos en la máquina de ensayo son útiles para encontrar diferencias de comportamiento entre un neumático y otro. Esta incertidumbre, en porcentaje de un valor medible nominal (450 kg lateral), es de 0.46%, considerable y aceptablemente menor que las mínimas diferencias detectadas en las pruebas de simulación (3.25%).

Modelo de máquina de ensayo

Teniendo en cuenta el desarrollo previo, se plantea el modelo para la máquina de ensayos. El enfoque principal es dar solución a los esfuerzos que se deben aplicar, como también las fuerzas que se deben medir.



Figura 39: Modelo de máquina de ensayo

Fuente: Elaboración propia.

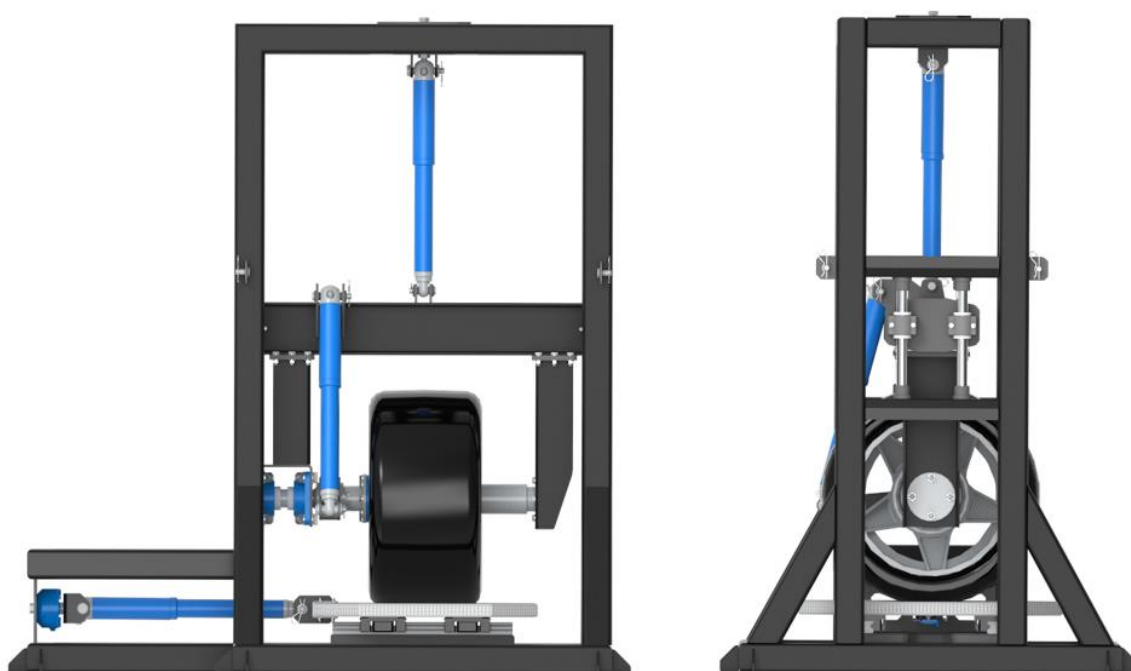


Figura 40: Modelo de máquina de ensayo

Fuente: Elaboración propia.

La máquina cuenta principalmente con un bastidor, un puente superior que a través de guías se desplaza verticalmente. Este puente superior está vinculado a través de horquillas y ejes al neumático a ensayar. También la máquina cuenta con una base que se desplaza lateralmente que es donde el neumático apoya.

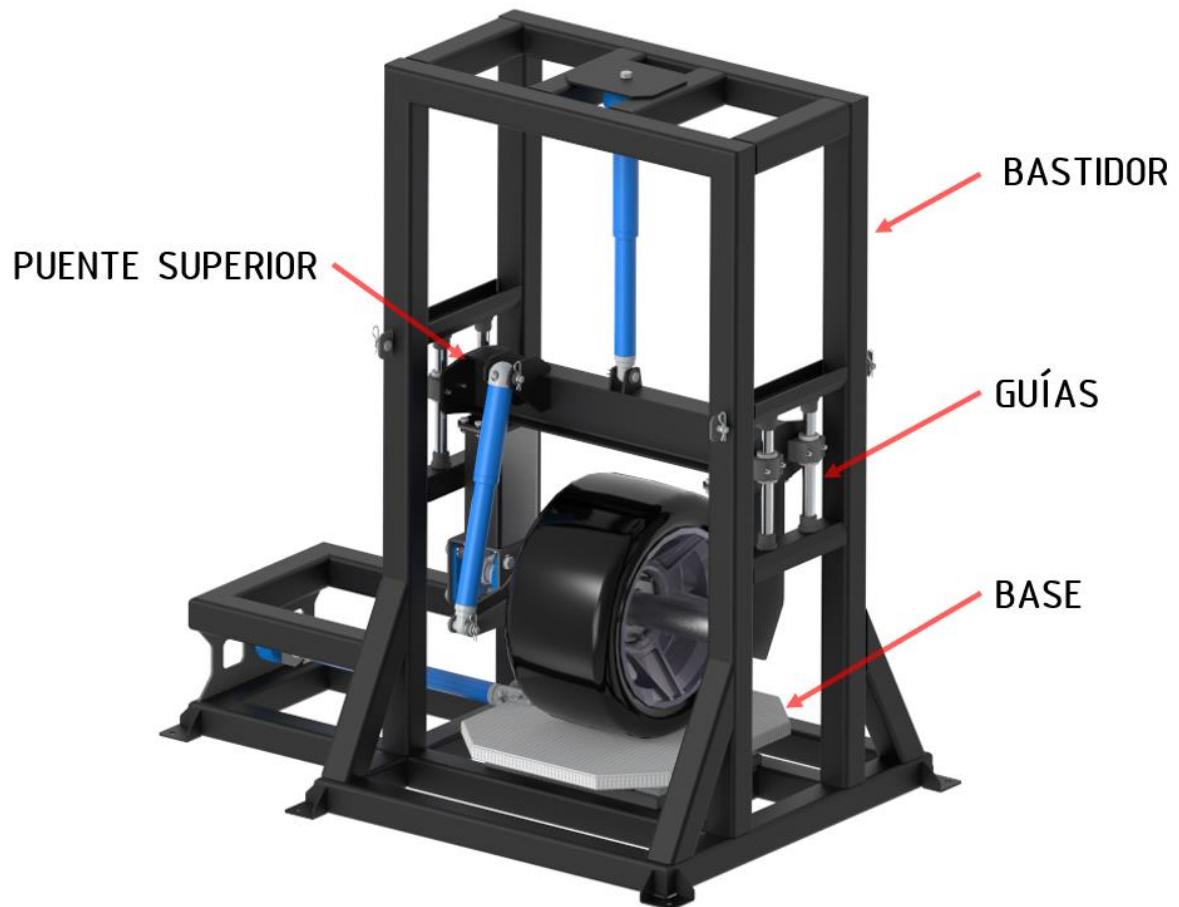


Figura 41: Máquina de ensayo

Fuente: Elaboración propia.

Los movimientos principales en la máquina de ensayos son:

Movimiento vertical: Para aplicar a través de un actuador lineal la fuerza vertical sobre el neumático.

Movimiento longitudinal: Para aplicar, a través de un actuador lineal y una palanca de torsión, una fuerza longitudinal entre el neumático y la base.

Movimiento lateral: Para aplicar a través de un actuador lineal la fuerza lateral sobre el neumático.

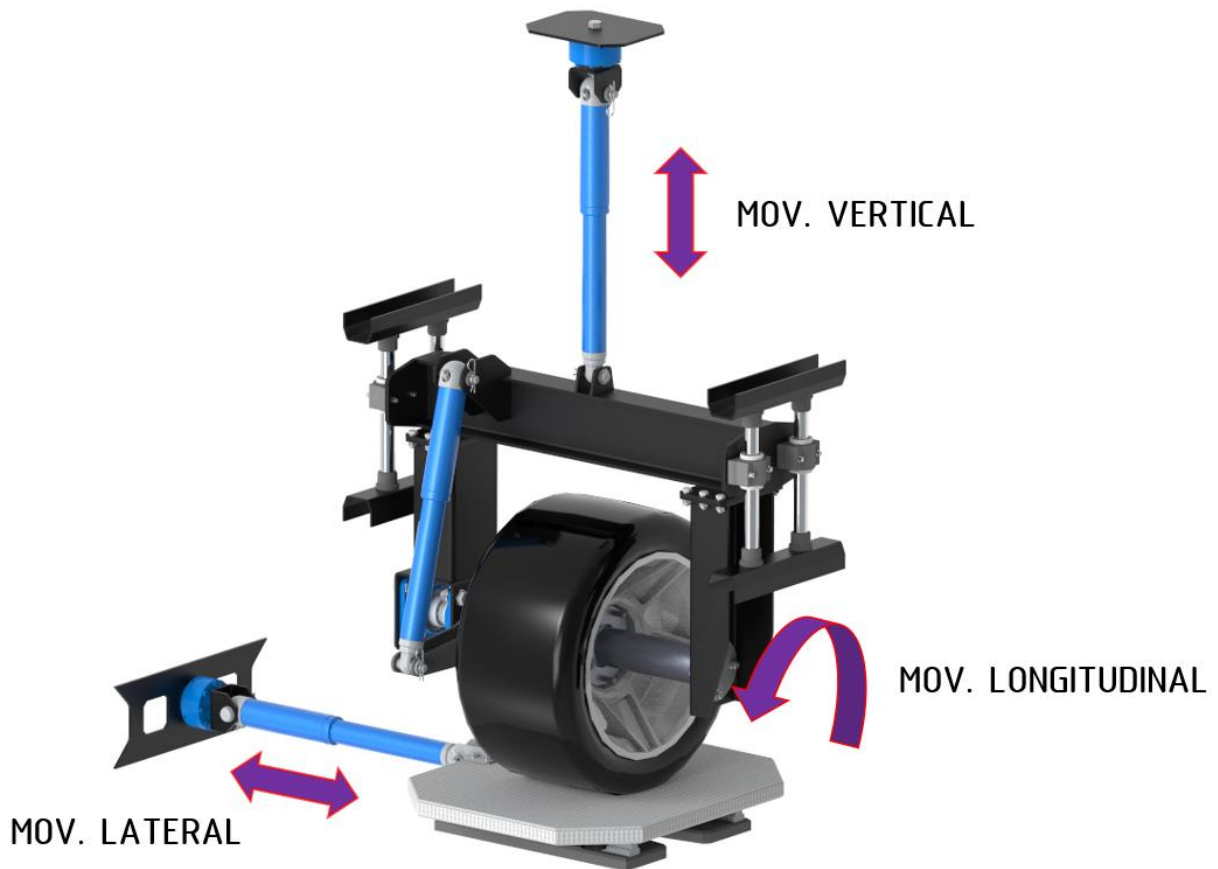


Figura 42: Movimientos de la máquina de ensayo

Fuente: Elaboración propia.

El neumático tiene la posibilidad de desplazarse longitudinalmente y a través de una celda de carga se mide la torsión aplicada al eje donde se vincula el neumático a las horquillas. Se contempló en el diseño el sistema para desmontar el neumático y limitar su movimiento lateral, para poder aplicar y detectar la carga lateral a través de la base.

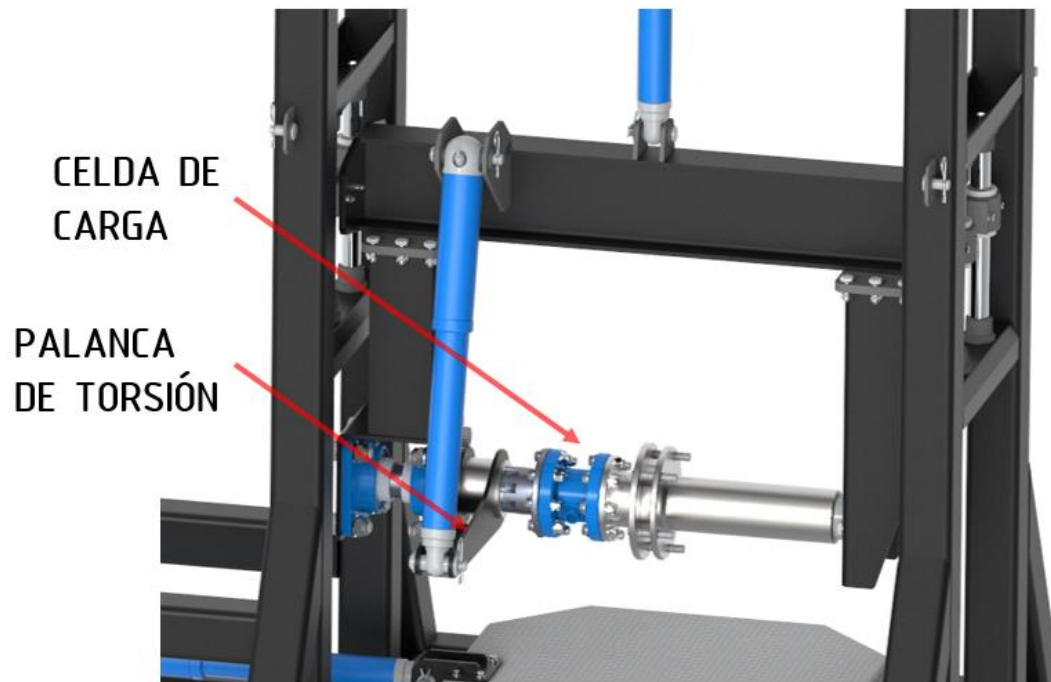


Figura 43: Mecanismo de fuerza longitudinal

Fuente: Elaboración propia.

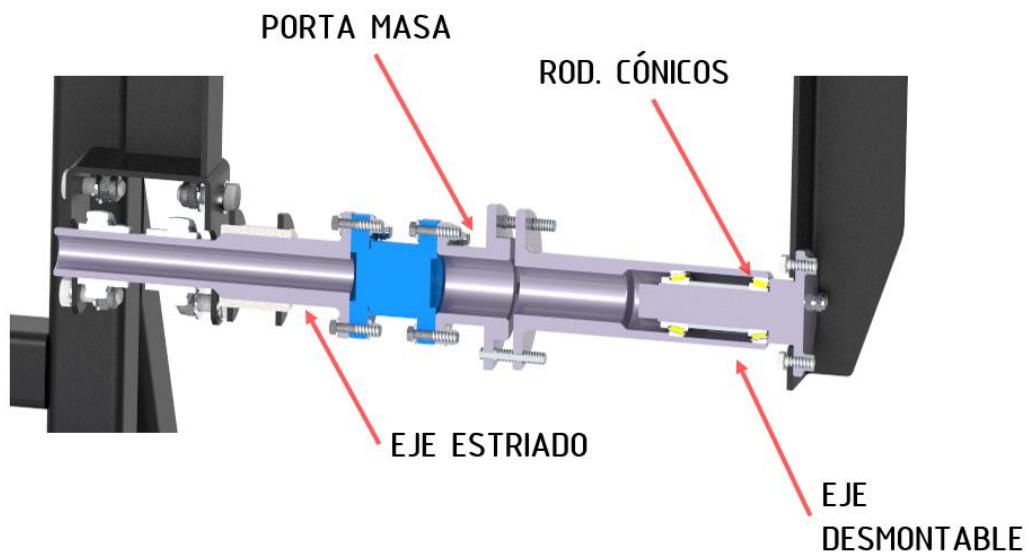


Figura 44: Detalle de partes

Fuente: Elaboración propia.

Las restantes celdas de cargas se encuentran vinculadas directamente a los actuadores para censar la fuerza aplicada, tanto vertical como lateral.

Todos los elementos se encuentran contenidos dentro del bastidor de la máquina que se realiza con caño estructural.



Figura 45: Bastidor de máquina de ensayo

Fuente: Elaboración propia.

En la base se tiene una serie de guías lineales que permiten libertad de movimiento en sentido lateral al neumático.

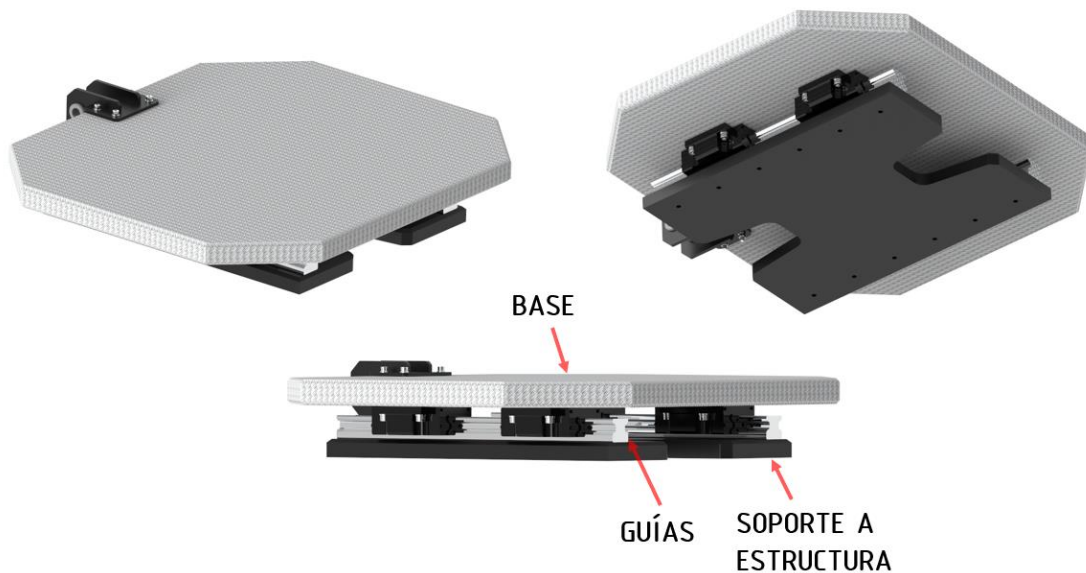


Figura 46: Base de máquina de ensayo

Fuente: Elaboración propia.

Verificación por elementos finitos de componentes críticos

Una vez realizado el modelado 3D del equipo se realizaron verificaciones por elementos finitos de tal manera de validar el diseño de componentes, considerando tanto las tensiones como los desplazamientos. Será importante tanto la resistencia como la rigidez de la estructura.

Tensiones y Desplazamientos del puente superior:

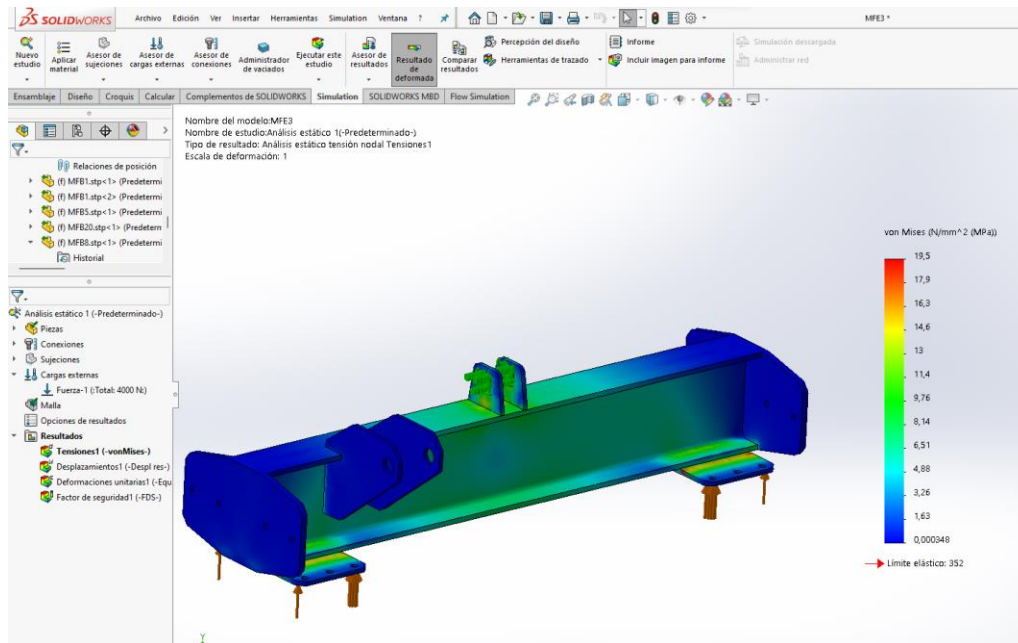


Figura 47: Reporte de tensiones en Puente Superior

Fuente: Elaboración propia.

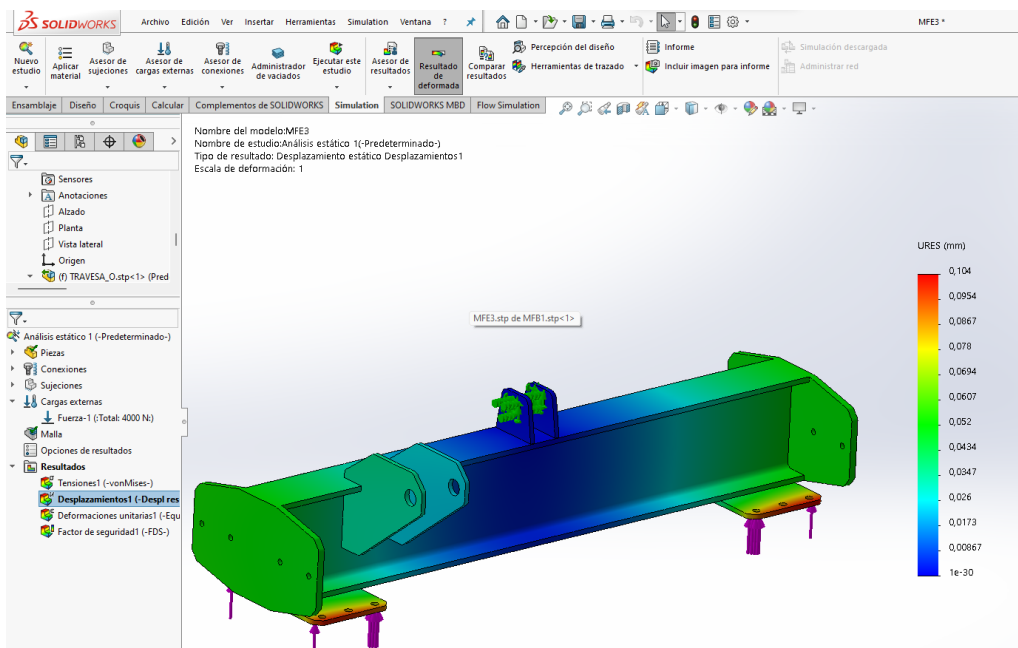


Figura 48: Reporte de deformaciones Puente Superior

Fuente: Elaboración propia.

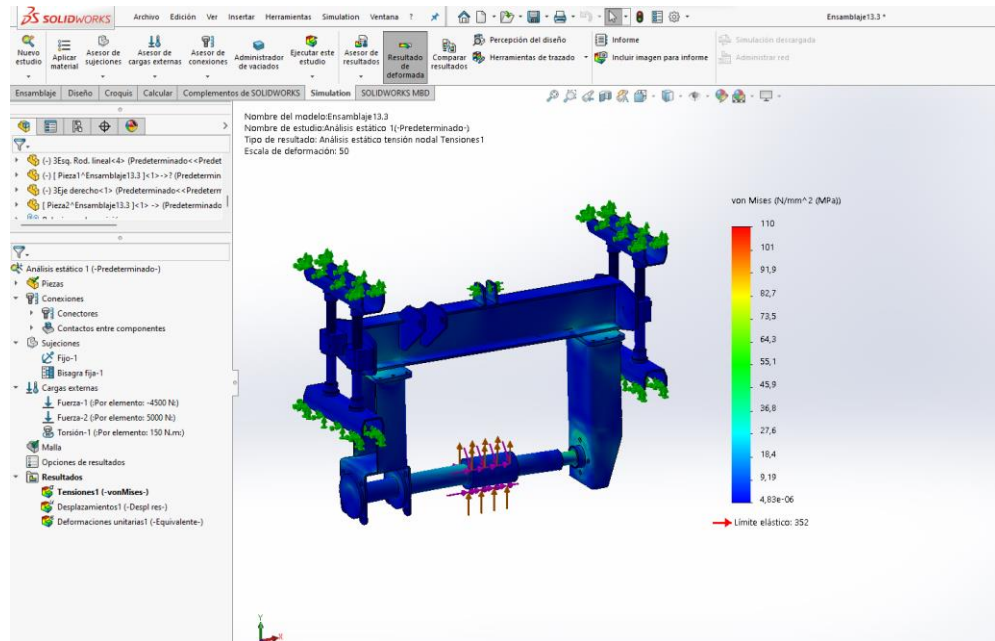
Tensiones y desplazamientos del conjunto eje-horquillas:

Figura 49: Tensiones del conjunto eje-horquillas

Fuente: Elaboración propia.

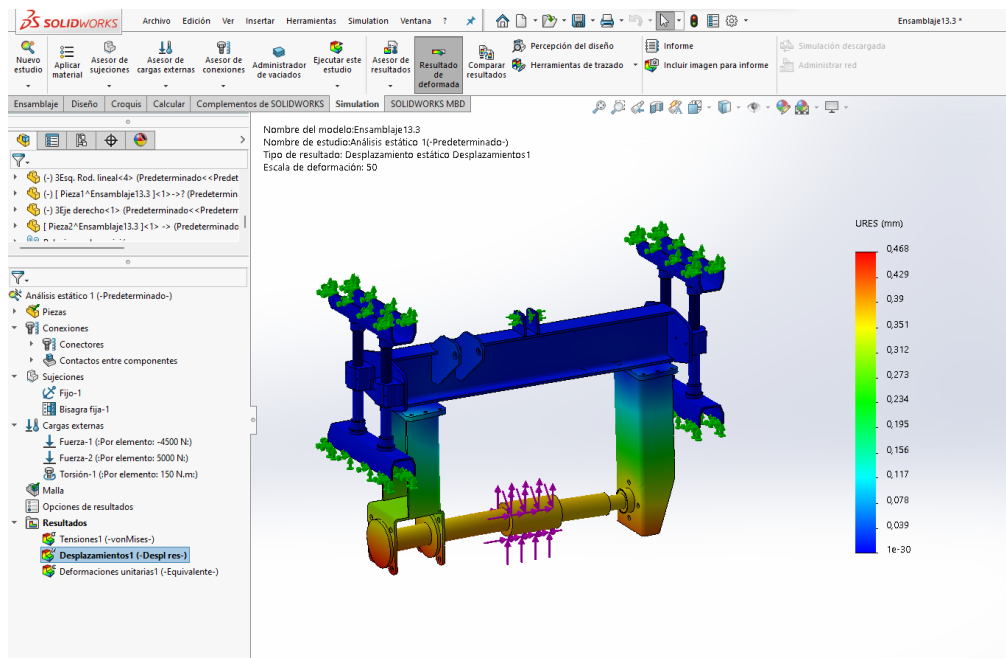


Figura 50: Desplazamientos del conjunto eje-horquillas

Fuente: Elaboración propia.

En los estudios anteriores se puede verificar que los componentes más críticos se encuentran dentro de los límites establecidos. Las tensiones son considerablemente menores al límite elástico del material (Acero). Los desplazamientos son bajos, lo que se interpreta que la rigidez requerida para la máquina de ensayos es suficiente.

Resumen de ensayo

A través de esta máquina se puede obtener los siguientes resultados.

Para cada ensayo será necesario colocar cada neumático en las condiciones iniciales establecidas, esto es, cada neumático deberá estar a presión y temperatura fijada y controlada. Los valores de carga vertical y longitudinal tanto como el control de cada una de las variables han sido establecidos en el desarrollo previo.

- **Adherencia lateral:** cargando verticalmente, longitudinalmente y lateralmente el neumático (a la temperatura, presión y valor de carga vertical y longitudinal correspondiente) se obtiene el valor de adherencia lateral máximo alcanzado para un valor particular de desplazamiento. Es decir, se le aplicará una carga lateral que irá aumentando hasta el punto que el neumático comience a deslizar. Tanto el valor de la carga lateral máxima aplicada como el desplazamiento alcanzado al momento de la carga máxima, son resultados buscados en este ensayo, valores que se registraran y compararan con otros neumáticos.
- **Adherencia longitudinal:** cargando verticalmente y longitudinalmente el neumático (a la temperatura, presión y valor de carga vertical correspondiente) se obtiene el valor de adherencia longitudinal máximo alcanzado para un valor particular de desplazamiento. Tanto el valor de la carga longitudinal máxima aplicada como el desplazamiento alcanzado al momento de la carga máxima, son resultados buscados en este ensayo, valores que se registraran y compararan con otros neumáticos.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Se planteó la problemática existente en el ámbito de la competición de automovilismo nacional donde se encuentran diferencias en las prestaciones de los neumáticos y no se cuenta con una herramienta que brinde información necesaria para evaluar el mismo antes de utilizarlo. Mediante el estudio del estado del arte y desarrollos existentes se plantea un camino de desarrollo a través de la medición de la adherencia y desplazamiento. Estas mediciones se realizan además de manera estática, ya que considerando los objetivos planteados lo que interesa es realizar una comparativa y no una caracterización exhaustiva alterando lo menos posible el neumático nuevo previo a su uso.

Se evaluó mediante simulaciones e información brindada por telemetría la diferencia de valores observables entre distintos compuestos de neumáticos y distinto uso lo que permitió definir cuáles son las variaciones mínimas a captar para darle validez al estudio.

Con base a lo anterior se desarrolló una máquina de ensayo que permite evaluar los neumáticos en un tiempo acotado al fin de semana de carreras que brinde información relevante previo a su uso. Con esto poder tomar las decisiones pertinentes en cuanto a puesta a punto del vehículo, que sirva para sacar la mayor prestación alcanzable para un neumático nuevo. También se tuvo en consideración el control de variables dentro del ensayo como así la forma de aplicar fuerzas y de medirlas con el objetivo de tener una incertidumbre de medición por debajo de las mínimas diferencias que provocan una diferencia en el comportamiento del neumático.

Recomendaciones

Se plantea realizar la parte de control y adquisición de datos de la máquina.

Dado que no se cuenta con una herramienta de características similares toda la información que se obtenga de la utilización de la máquina servirá para validar y realizar posibles ajustes en el diseño, y uno de los ítems más importantes, poder establecer la

correlación entre las mediciones realizadas por la máquina de ensayo y el desempeño del neumático en pista, ya que es uno de los principales objetivos.

Bibliografía

- [1] Coro Azurmendi (2014). Modelización estructural de un neumático de competición por el método de los elementos finitos – Universidad de Navarra.
- [2] Daniel García- Pozuelo Ramos. (2008). Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad.
- [3] D. Carlos Heras Barras. (2010). Estudio del comportamiento dinámico de la banda de rodadura de un neumático.
- [4] Edward M Kasprzak and David Gentz. (2006). The Formula SAE Tire Test Consortium.
- [5] Fred Puhn (1981). How to make your car handle.
- [6] Gillespie, T.D. (1992). Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- [7] Gustavo David Arauz Estrella y Ángel Chingay. (2017). Obtención y tratamiento digital de imágenes de la huella de contacto neumático-calzada.
- [8] Marta Beatriz Pagola. (2012). Modelos de comportamiento de adherencia neumático calzada.
- [9] Orlando Ríos. (1998). LA SUSPENSIÓN AUTOMÓVILES DE COMPETICIÓN. Ceac
- [10] Reza N. Jazar. (2008). Vehicle Dynamics, Theory and Application.
- [11] W.F. Milliken and D.L. Milliken. (1995). Race Car Vehicle Dynamics.

Anexo A: Catálogos de elementos comerciales

Celdas de carga



1100 ULTRA PRECISION LOAD CELL (U.S. & METRIC)

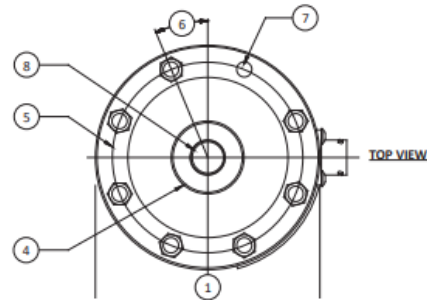
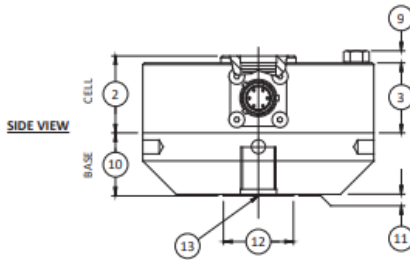
FEATURES & BENEFITS

- Capacities from 300 to 200K lbf (1.5 to 900 kN)
- Proprietary Interface temperature compensated strain gages
- Performance to 0.02%
- High output – to 4 mV/V
- Eccentric load compensated
- Low deflection
- 0.0008%/°F (0.0015%/°C) temp. effect on output
- Shunt calibration
- High precision base included
- Barometric compensation
- Tension and compression

STANDARD CONFIGURATION



Model 1120ACK-50K (Shown)



DIMENSIONS

See Drawing	MODEL							
	1110		1120		1132		1140	
	CAPACITY							
	U.S. (lbf)	Metric (kN)	U.S. (lbf)	Metric (kN)	U.S. (lbf)	Metric (kN)	U.S. (lbf)	Metric (kN)
	300, 500, 1K, 2K, 3K, 5K, 10K	1.5, 2.5, 5, 10, 25, 50	15K, 20K, 25K, 50K	66.7, 89, 100, 250	100K	450	200K	900
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
(1)	ø4.13	ø104.8	ø6.06	ø153.9	ø8.00	ø203.2	ø11.00	ø279.0
(2)	1.38	34.9	1.75	44.5	2.50	63.5	3.50	88.9
(3)	1.25	31.7	1.63	41.4	2.25	57.2	3.00	76.2
(4)	ø1.34	ø34.0	ø2.65	ø67.3	ø3.76	ø95.2	ø4.81	ø122.2
(5)	ø3.50	ø88.9	ø5.13	ø130.3	ø6.50	ø165.1	ø9.00	ø228.6
(6)	22.5"		15.0"		11.25"		11.25"	
(7)	ø0.28	ø7.10	ø0.41	ø10.4	ø0.53	ø13.5	ø0.65	ø16.5
	8 Places		12 Places		16 Places			
(8)	¼-18 UNF-3B ± 1.12	M16x2-4H ± 28.4	1 ¼-12 UNF-3B ± 1.40	M33x2-4H ± 35.6	1 ¼-12 UNF-3B ± 2.15	M42x2-4H ± 54.6	2 ¼-8 UNF-3B ± 3.25	M72x2-4H ± 82.6
(9)	0.20	5.1	0.30	7.6	0.40	10.2	0.50	12.7
(10)	1.13	28.6	1.75	44.5	2.00	50.8	3.00	76.2
(11)	0.03	0.8	0.03	0.8	0.03	0.8	0.03	0.8
(12)	1.25	ø 31.8	ø 2.25	ø 57.2	ø 3.00	ø 76.2	ø 4.50	ø 114.3
(13)	¼-18 UNF-3B ± 0.87	M16x2-4H ± 22.1	1 ¼-12 UNF-3B ± 1.40	M33x2-4H ± 35.6	1 ¼-12 UNF-3B ± 1.75	M42x2-4H ± 44.5	2 ¼-8 UNF-3B ± 2.75	M72x2-4H ± 69.8



1100 ULTRA PRECISION LOAD CELL (U.S. & METRIC)

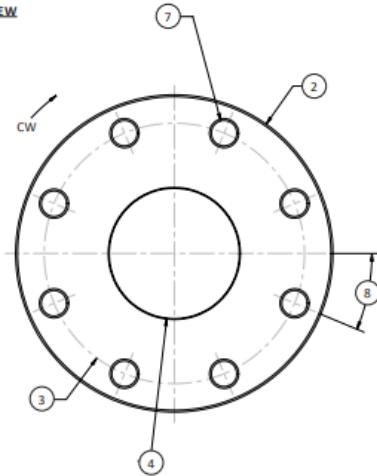
SPECIFICATIONS

PARAMETERS		MODEL				
		1110	1110	1120	1132	1140
		CAPACITY				
Measuring Range	U.S. (lbf)	300, 500, 1K, 2K, 3K	5K, 10K	15K, 20K, 25K, 50K	100K	200K
	Metric (kN)	1.5, 2.5, 5, 10	25, 50	66.7, 89, 100, 250	450	900
ACCURACY – (MAX ERROR)						
Static Error Band – % FS		±0.02	±0.03	±0.035	±0.04	±0.06
Nonlinearity – %FS		±0.03	±0.035	±0.035	±0.04	±0.06
Hysteresis – %FS		±0.02	±0.04	±0.045	±0.04	±0.06
Nonrepeatability – %RO		±0.01	±0.01	±0.01	±0.01	±0.01
Creep, in 20 min – %		±0.025	±0.025	±0.025	±0.025	±0.025
Side Load Sensitivity – %		±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1
Eccentric Load Sensitivity – % / in		±0.1	±0.1	±0.1	±0.1	±0.1

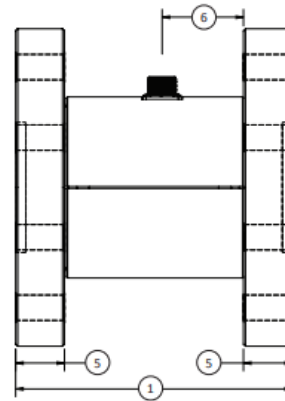


5400 SOLID FLANGE REACTION TORQUE TRANSDUCER (U.S. & METRIC)

TOP VIEW



SIDE VIEW



DIMENSIONS

See Drawing	MODEL											
	5410		5411		5412		5413		5414		5414	
	CAPACITY											
	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)
	1K, 2K, 5K	110, 220, 550	10K, 20K	1.1K, 2.2K	50K, 100K	5.5K, 11K	200K	22K	300K	33K	500K	55K
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm
(1)	3.0	76.2	3.5	88.9	7.38	187.5	8.5	219.5	10.5	266.7	10.5	266.7
(2)	Ø 4.0	Ø 101.6	Ø 5.0	Ø 127.0	Ø 8.0	Ø 203.2	Ø 9.75	Ø 247.7	Ø 14.0	Ø 355.6	Ø 14.0	Ø 355.6
(3)	Ø 3.25	Ø 82.55	Ø 4.25	Ø 107.95	Ø 6.5	Ø 165.1	Ø 8.0	Ø 203.2	Ø 11.0	Ø 279.4	Ø 11.0	Ø 279.4
(4)	Ø 1.5 +0.002, -0.00 I 0.13	Ø 38.1 +0.05, -0.00 I 3.3	Ø 2.0 +0.002, -0.00 I 0.25	Ø 50.8 +0.05, -0.00 I 6.4	Ø 3.5 +0.002, -0.00 I 0.31	Ø 88.9 +0.05, -0.00 I 7.9	Ø 4.0 +0.002, -0.00 I 0.31	Ø 101.6 +0.05, -0.00 I 7.9	Ø 6.0 +0.002, -0.00 I 0.31	Ø 152.4 +0.05, -0.00 I 7.9	Ø 6.0 +0.002, -0.00 I 0.31	Ø 152.4 +0.05, -0.00 I 7.9
(5)	0.5	12.7	0.75	19.1	1.5	38.1	1.5	38.1	2.0	50.8	2.0	50.8
(6)	0.94	23.9	0.94	23.9	2.5	63.5	2.5	63.5	3.5	88.9	3.5	88.9
(7)	8x Ø 0.328	8x Ø 8.33	8x Ø 0.39	8x Ø 9.91	8x Ø 0.65	8x Ø 16.51	8x Ø 0.781	8x Ø 19.84	8x Ø 1.031	8x Ø 26.19	12x Ø 1.24	12x Ø 31.50
(8)	22.5 *		22.5 *		22.5 *		22.5 *		22.5 *		22.5 *	
*1	¼ - 24	M8 x 1.25	¼ - 24	M10 x 1.5	¼ - 18	M16 x 2	¼ - 16	M20 x 2.5	1 - 12	M24 x 3	1 - 12	M24 x 3
*2	300	34	600	68	2400	270	4400	500	9000	1000	9000	1000



5400 SOLID FLANGE REACTION TORQUE TRANSDUCER (U.S. & METRIC)

FEATURES & BENEFITS

- Capacities from 1K to 500K lbf-in (110 to 55K Nm)
- High torsional stiffness
- Flange mount
- Low deflection
- Metric models have mounting holes sized for metric fasteners

STANDARD CONFIGURATION



MODEL 5410-5K (Shown)

SPECIFICATIONS

PARAMETERS	MODEL									
	5410		5411		5412		5413		5414	
	CAPACITY									
	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)	U.S. (lbf-in)	Metric (Nm)
	1K, 2K, 5K	110, 220, 550	10K, 20K	1.1K, 2.2K	50K, 100K	5.5K, 11K	200K	22K	300K, 500K	33K, 55K
ACCURACY – (MAX ERROR)										
Nonlinearity – %FS	±0.1		±0.1		±0.1		±0.1		±0.1	
Combined Error – %FS	±0.1		±0.1		±0.1		±0.1		±0.1	
Nonrepeatability – %RO	±0.02		±0.02		±0.02		±0.02		±0.02	

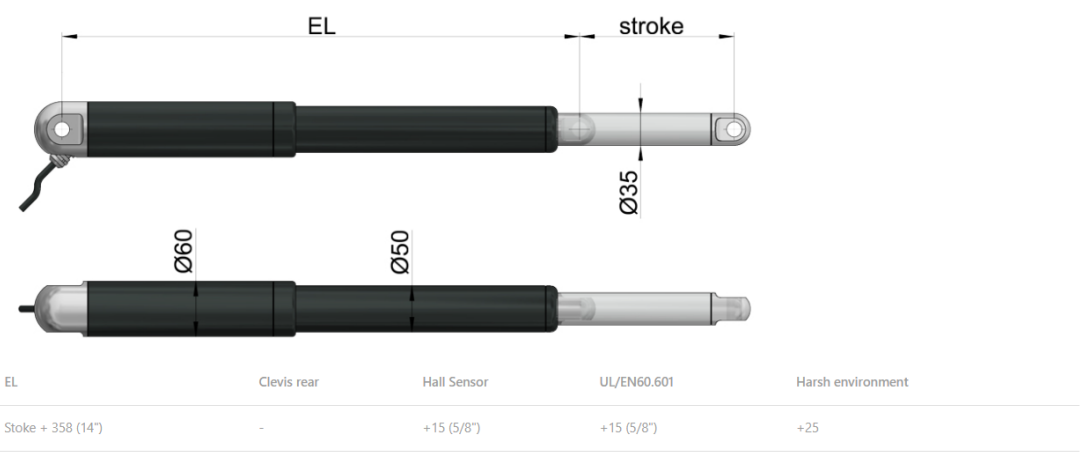
Actuadores eléctricos

EasyE-60

The easyE-60 model has customizable stroke lengths from 50mm (1 7/8") to 750mm (29 1/2"). This model is available in high quality powder coated steel, or stainless steel. This electric linear actuator is IP66 rated for harsh environments. The Operating temperature range is -20°C to +70°C, and the storage temperature range is -40°C to +70°C). Cable: 1m, 2X0.65mm² (AWG19), Ø = 4.8mm, black, Molex Mini-Fit Jr. 6 pin

SPECIFICATIONS	CONNECTING PARTS	RECOMMENDED MOUNTING
----------------	------------------	----------------------

Dimensions



Weight of the actuators:

Stroke length mm (in)	50 (1 7/8")	100 (3 7/8")	150 (5 7/8")	200 (7 7/8")	250 (9 7/8")	300 (11 3/4")	350 (13 7/8")	400 (15 3/4")	500 (19 3/4")	750 (29 1/2")
Weight kg (lbs)	4.1 (9.03)	4.4 (9.70)	4.7 (10.36)	5.0 (11.02)	5.3 (11.68)	5.6 (12.34)	5.9 (13.00)	6.2 (13.66)	6.8 (14.99)	7.6 (16.75)

*Actual weight may vary depending on model and options selected

Speed and forces

Gear ratio	D	E	F	G	H
Maximum load N (lbs)	1900 (427.1)	4300 (966.6)	6600 (1483.7)	8100 (1820.9)	10000 (2248.0)
Speed at maximum load mm/s (in/min)	26 (61.4)	12 (28.3)	8 (18.8)	6 (14.1)	5 (11.8)

*Max. load limited for stroke length >= 500mm: 5000N
*Recommended max. current: 12VDC = 3.6A and 24VDC = 10A
*only 24V

Guías lineales



Points

1. Roller type linear motion rolling guides having the highest level of rolling guide performance

For details P.1-21

Linear motion rolling guide that has achieved the highest level of performance in all characteristics, including load capacity, rigidity, friction characteristics and accuracy, brought about by utilizing the roller's excellent characteristic.

2. Wide range of variations for your needs

For details P.1-28

A wide variety of products, including five types of different slide unit shape such as the flange type, low profile flange type and low profile block type with low cross sectional height, etc., and four types of different slide unit length with varying lengths with same section are available. You can select an optimal product for the specifications of your machine and device.

3. Extra long unit

For details P.1-29

Extra long slide unit series having the length 1.4 to 1.5 times of standard type is now available. With more rollers built into the slide units, the new series not only have the enhanced load capacity and rigidity but also exhibit super accuracy running performance.

4. Stainless steels selections superior in corrosion resistance are listed on lineup.

For details P.1-41

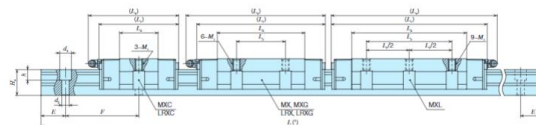
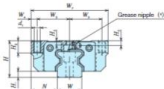
A series of stainless steel products is available from the miniature size of track rail width 10 mm. They are highly corrosion-resistant and suitable for applications where rust prevention oil is not preferred, such as in cleanroom environment.

5. Easy replacement from ball type

For details P.1-24

Mounting dimensions are compatible with MH / LWH series of ball type. Therefore, replacement to roller type is possible without major design changes of machine and device.

Shape						
Size	12	15	20	25	30	
	35	45	55	65	85	100

[illegible]

Notes: (1) Track rail lengths L are shown in Table 2.1 on page 1175 and Table 2.3 on page 1176.
 (2) The appended track rail mounting bolts are hexagon socket head bolts equivalent to JIS B 1176. In an assembled set of MX series, track rail mounting bolts are not appended.
 (3) The direction of basic dynamic load rating (C), basic static load rating (C_0), and static moment rating (T_{90} , T_{90}) are shown in the sketches below. The upper values of T_{90} and T_{90} are for one side unit and the lower values are for two side units in close contact.
 (4) The shapes of grease nipple vary by size. The specifications are shown in Table 15 on page 1188.
 Remark: A grease nipple mounting thread hole is provided on the right and left end plates respectively.

Details	More Information
Bore diameter	30 mm
Overall width	78 mm
Overall length	48.4 mm
Mounting hole	58 mm
Outer sleeve	High carbon steel (SUJ2)
Seal type	Contact seal on both sides
Retainer	Polymer
Ball material	High carbon steel (SUJ2)
Dynamic load rating	1560 N
Static load rating	2740 N
Weight (kg)	0.760000

Rodamiento de bolas con brida cuadrada



SKF®

FY 50 TFSquare flanged ball bearing unit with set screw locking, cast iron housing, ISO

Square flanged ball bearing unit with set screw locking, cast iron housing, ISO

These square flanged ball bearing units are compliant with ISO standards. They consist of an insert bearing, with an extended inner ring and set screw locking, and are suitable for applications where the direction of rotation is constant or alternating. The bearing is mounted in a cast iron housing, which can be bolted to a machine wall or frame. Ball bearing units can accommodate moderate initial misalignment, but normally do not permit axial displacement.

- Resist high levels of contamination
- Designed for high temperatures and speeds
- Accommodate relatively heavy loads
- Cost-effective

Overview

Dimensions

Shaft diameter	50 mm
Housing overall width	43 mm
Width, total	60.6 mm
Centre distance between bolt holes	111 mm
Bearing width, total	51.6 mm

Performance

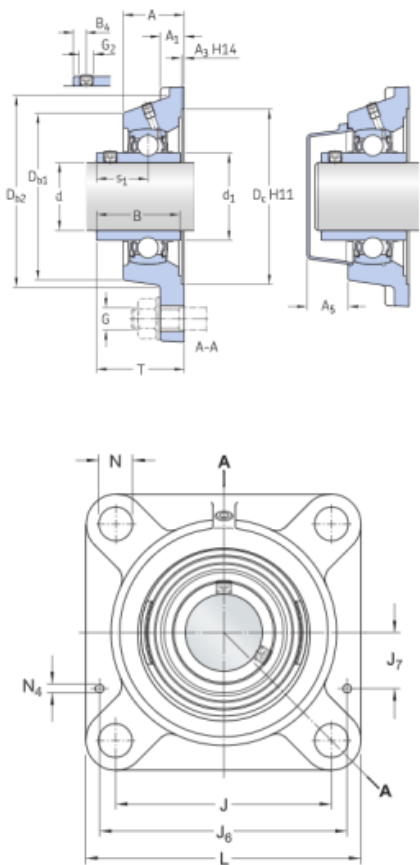
Basic dynamic load rating	35.1 kN
Basic static load rating	23.2 kN
Limiting speed	4 000 r/min
Note	Limiting speed with shaft tolerance h6

Properties

Housing type	Flanged
Flanged housing type	Square
Number of bolt holes for fasteners	4
Fastening bolt hole type	Plain
Retaining feature, inner ring	Set screws
Bore type	Cylindrical
Rubber seating ring	Without
Material, housing	Cast iron

Technical Specification

Compliance with standard	ISO
Purpose specific	For material handling applications
Material, housing	Cast iron
Sealing, bearing	Seal and flinger on both sides
Sealing type, bearing	Contact, standard
Sealing, unit	Optional end cover
Coating	Without



Dimensions

d	50 mm	Bore diameter
d ₁	≈ 62.51 mm	Outer diameter of inner ring
A	43 mm	Overall width
A ₁	15 mm	Flange width
A ₃	3.2 mm	Depth of centring recess
A ₅	33 mm	Standout of end cover
B	51.6 mm	Width of inner ring
B ₁	51.6 mm	Overall bearing width
B ₄	9 mm	Distance from locking device side face to thread centre
D _{b1}	107 mm	Top external diameter
D _{b2}	118 mm	Base external diameter
D _c	125.4 mm	Diameter of housing centering recess
J	111 mm	Distance between attachment bolts
L	143 mm	Overall length
N	18 mm	Diameter of attachment bolt hole

Rodamiento cónico



32008 XRodamiento de una hilera de rodillos cónicos

de rodillos cónicos

Rodamiento de una hilera de rodillos cónicos

Los rodamientos de una hilera de rodillos cónicos están diseñados para admitir cargas radiales y axiales combinadas, y proporcionar una baja fricción durante el funcionamiento. El aro interior, con rodillos y jaula, puede montarse por separado del aro exterior. Estos componentes desmontables e intercambiables facilitan el montaje, el desmontaje y el mantenimiento. Al montar un rodamiento de una hilera de rodillos cónicos contra otro y aplicar una precarga, se puede conseguir una aplicación de rodamiento rígida.

- Alta capacidad de carga radial y axial
- Soportan cargas axiales en un sentido
- Baja fricción y larga vida útil
- Componentes desmontables e intercambiables

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	40 mm
Diámetro exterior	68 mm
Ancho total	19 mm
Ancho del aro interior	19 mm
Ancho del aro exterior	14.5 mm
Ángulo de contacto	14.167 °

Rendimiento

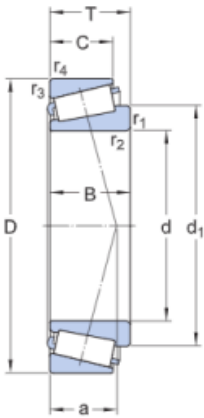
Capacidad de carga dinámica básica	64.7 kN
Capacidad de carga estática básica	71 kN
Velocidad de referencia	7 500 r/min
Velocidad límite	9 500 r/min
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer

Propiedades

Pieza del rodamiento	Rodamiento completo
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna
Tipo de agujero	Cilíndrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición del ángulo de contacto (rodamiento de dos hileras)	No aplica
Disposición ajustada	No

Especificación técnica

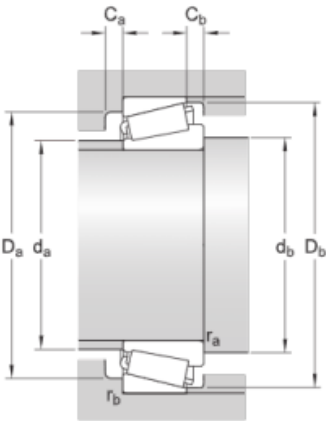
Clase de rendimiento SKF	SKF Explorer
Series de dimensiones	3CD



Dimensiones

d	40 mm	Diámetro interno
D	68 mm	Diámetro exterior
T	19 mm	Ancho total
d ₁	≈ 54.7 mm	Diámetro del resalte del aro interior
B	19 mm	Ancho del aro interior
C	14.5 mm	Ancho del aro exterior
r _{1,2}	min. 1 mm	Dimensión del chaflán del aro interior
r _{3,4}	min. 1 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
a	14.8 mm	Distancia de la cara lateral al punto de presión

Dimensiones de los resaltes



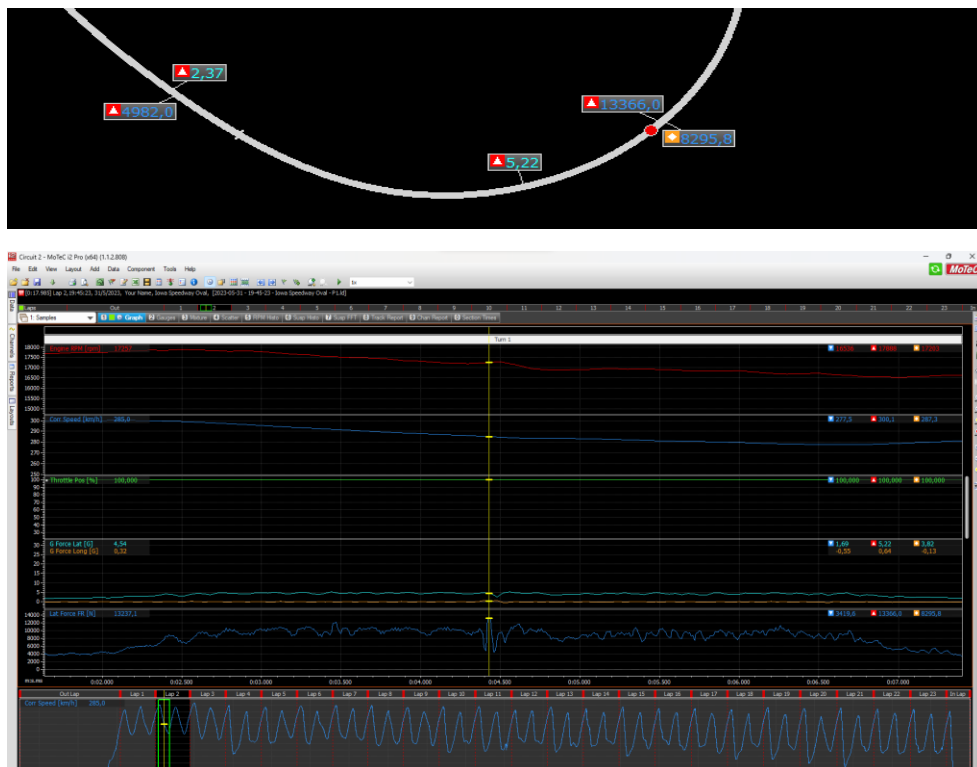
d _i max.	46 mm	Diámetro del resalte del eje
d _i min.	47.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D _i min.	60 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _i max.	61.5 mm	Diámetro del resalte del soporte
D _i min.	65 mm	Diámetro del resalte del soporte
C, min.	4	Ancho mínimo de espacio requerido en

Anexo B: Análisis de telemetría

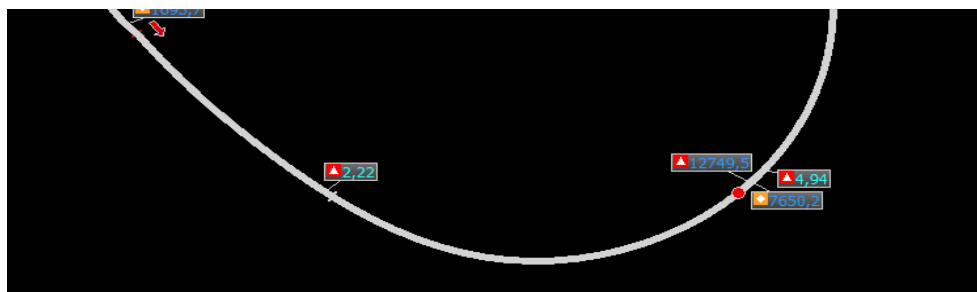
Se transmite en estas imágenes que las fuerzas máximas se dan en posiciones muy cercanas en cada una de las vueltas. Se resalta esta situación para validar que las diferencias son adjudicables a la variación del comportamiento del vehículo debido al desgaste del neumático.

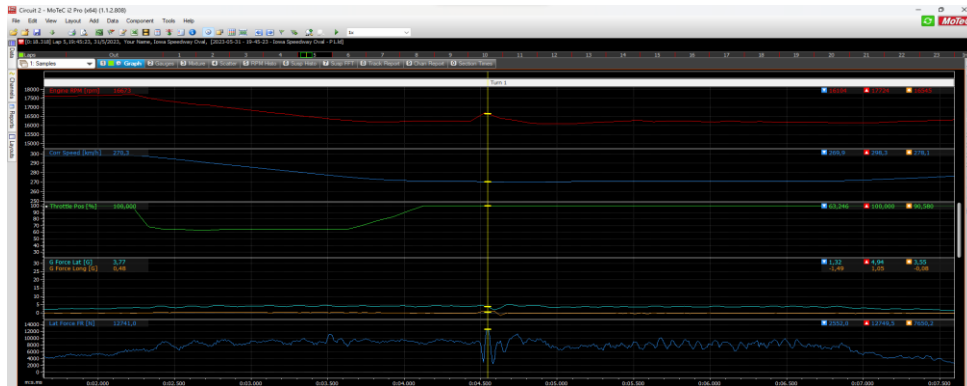
Vuelta a vuelta compuesto super blando

- Vuelta 2

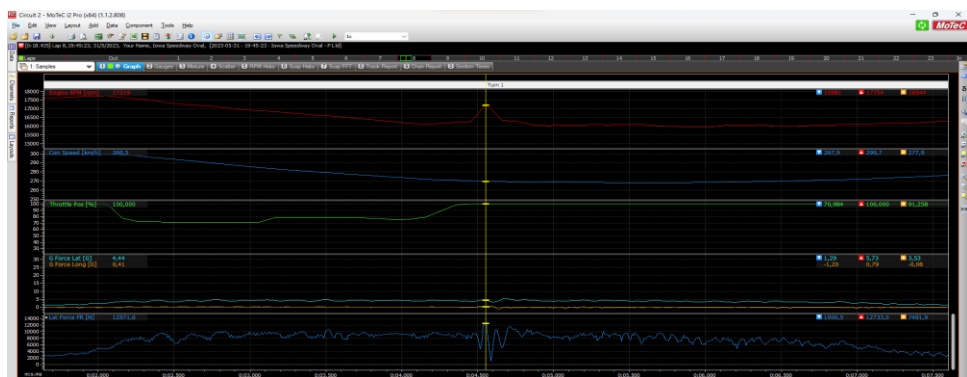


- Vuelta 5

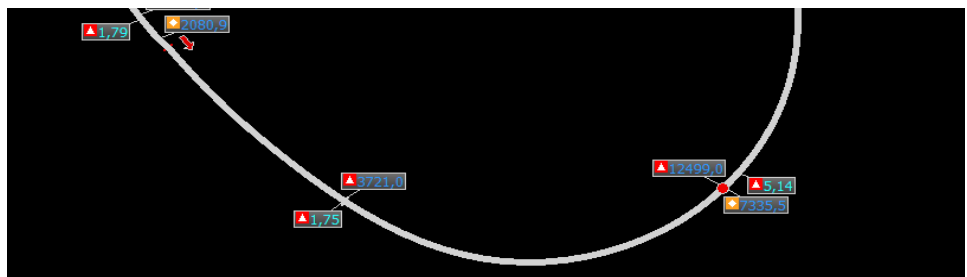


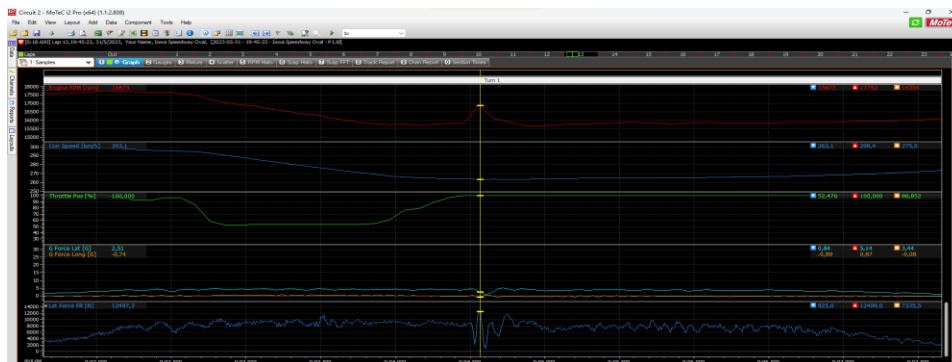


- Vuelta 8



- Vuelta 13



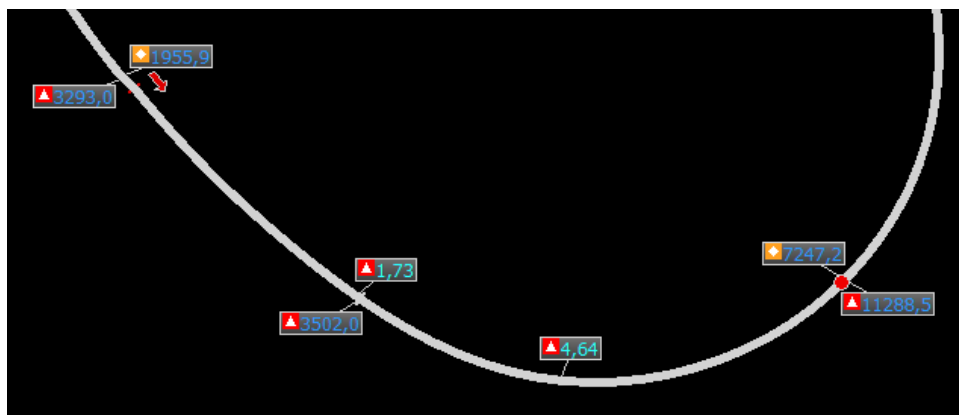


Vuelta a vuelta compuesto duro

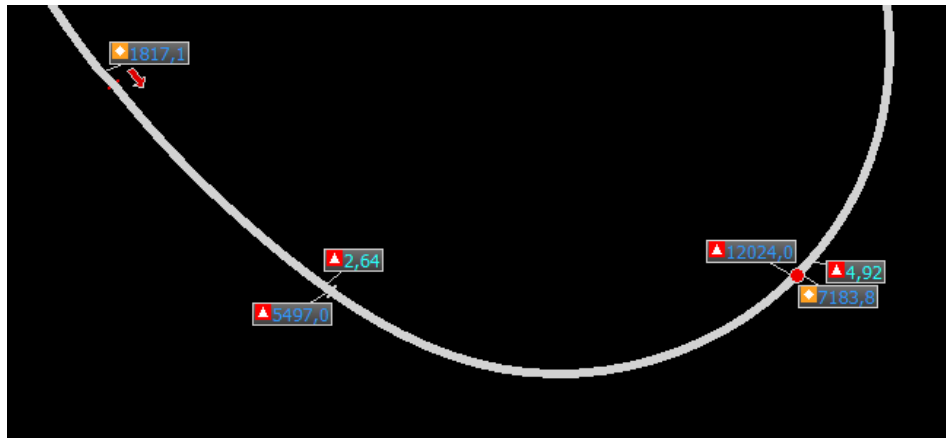
- Vuelta 3



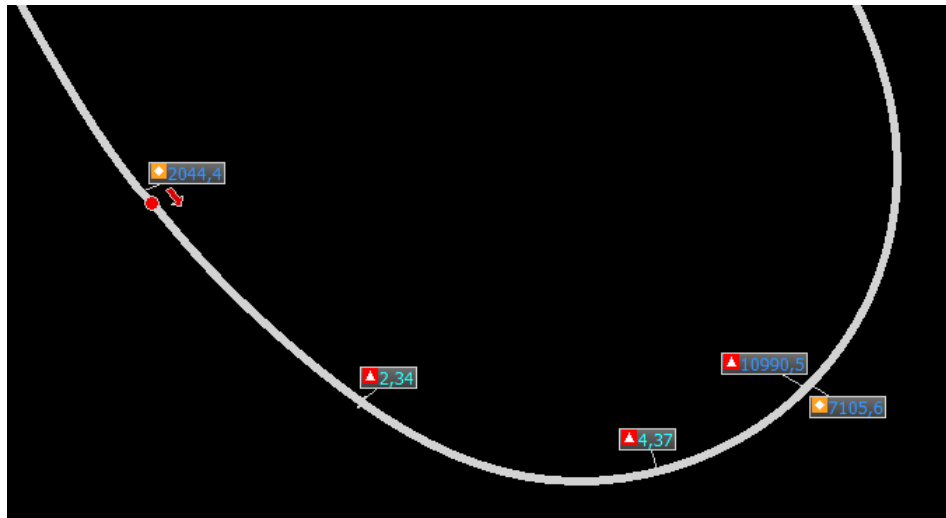
- Vuelta 5



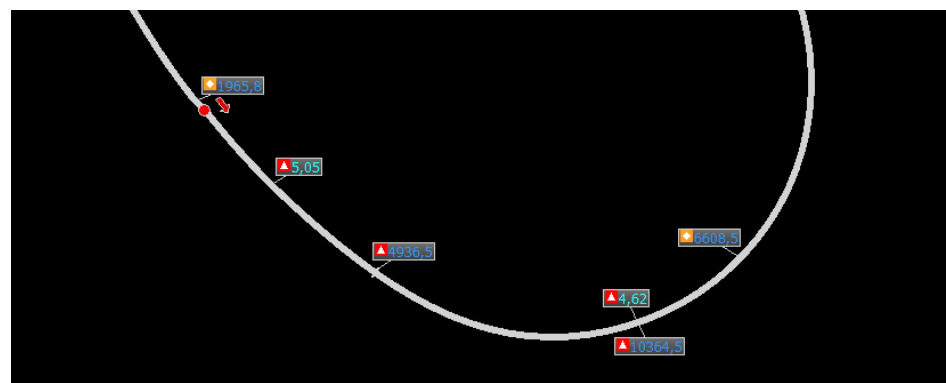
▪ Vuelta 8

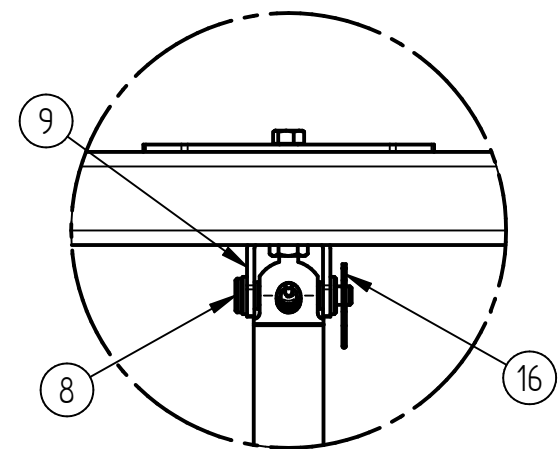


▪ Vuelta 13

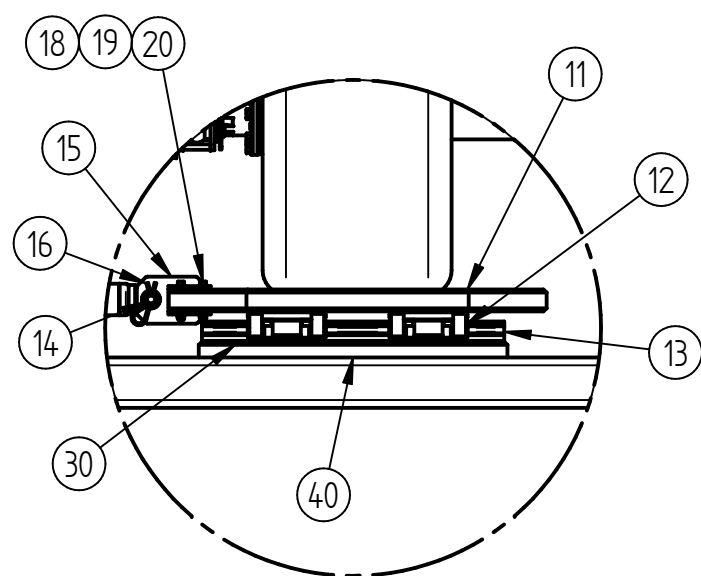
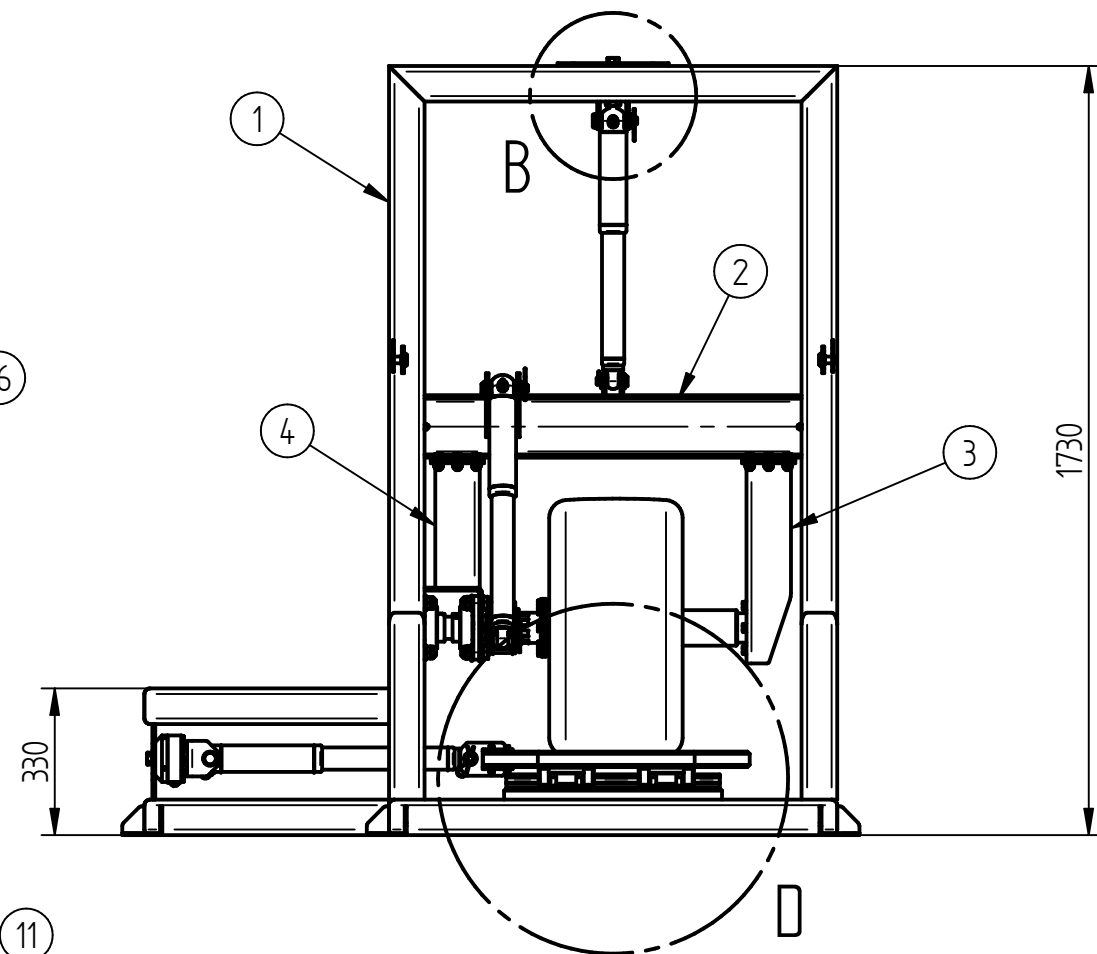


▪ Vuelta 19

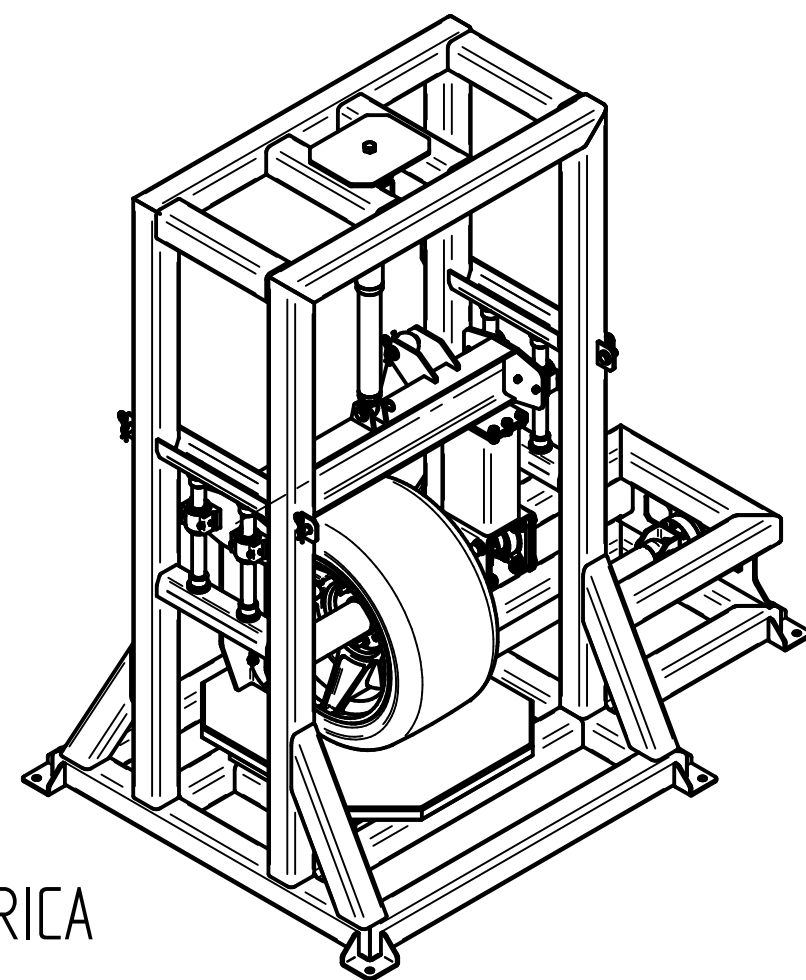




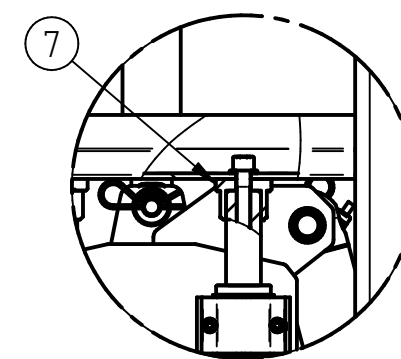
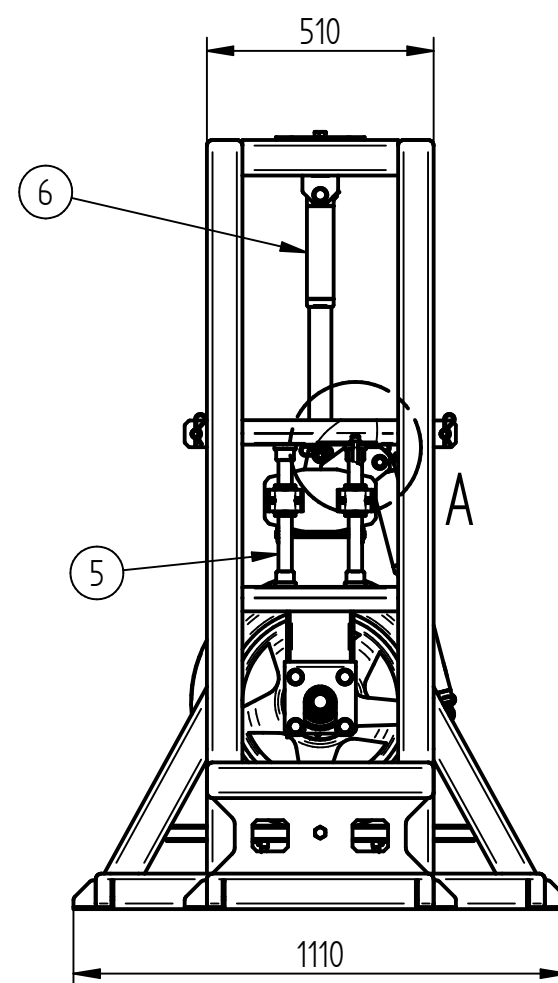
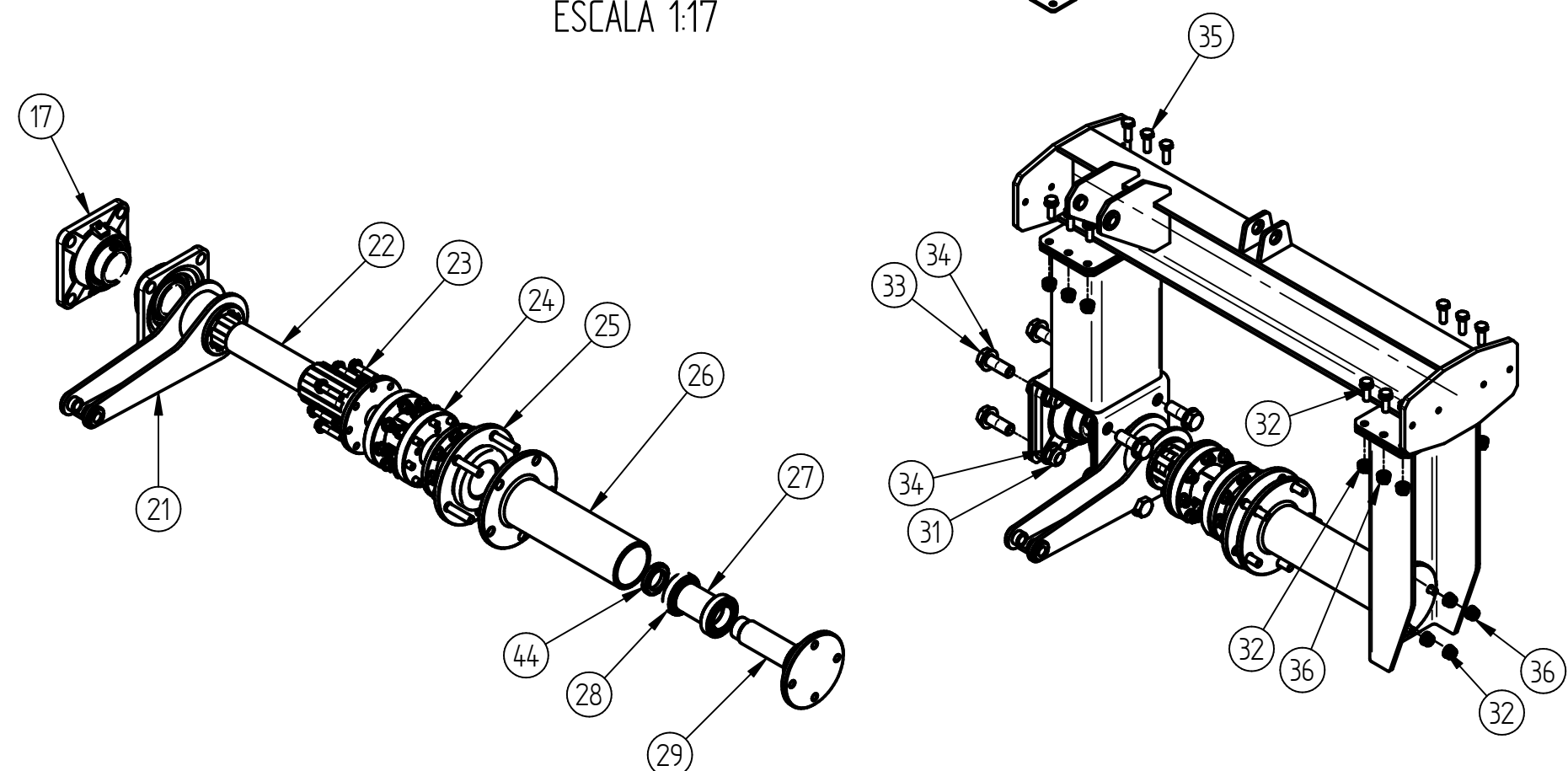
DETALLE B
ESCALA 1:6,5



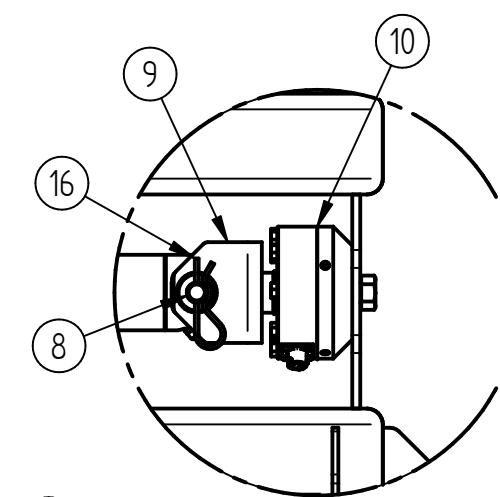
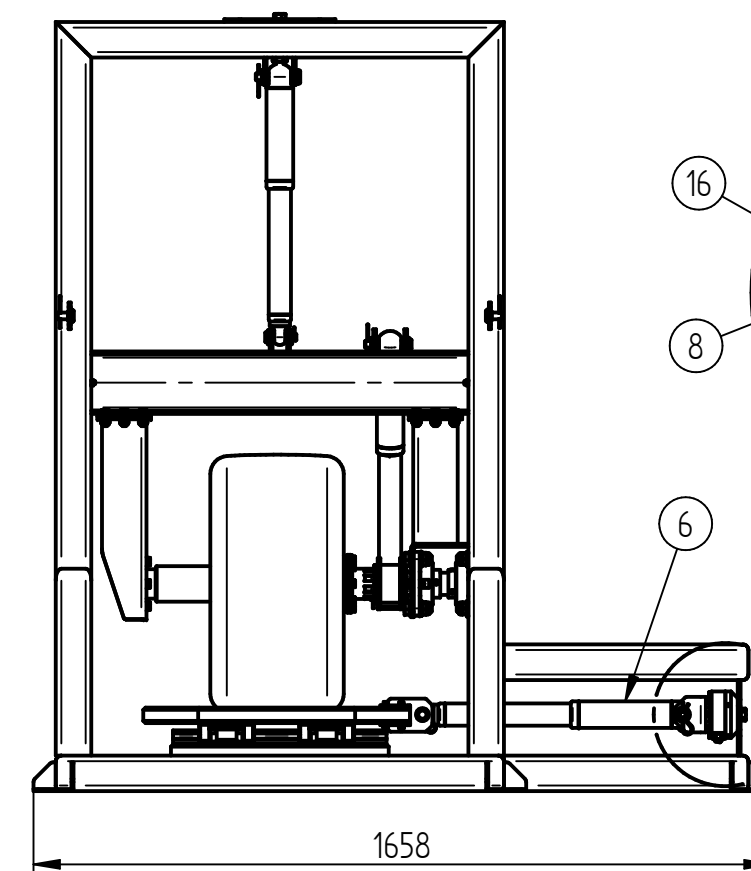
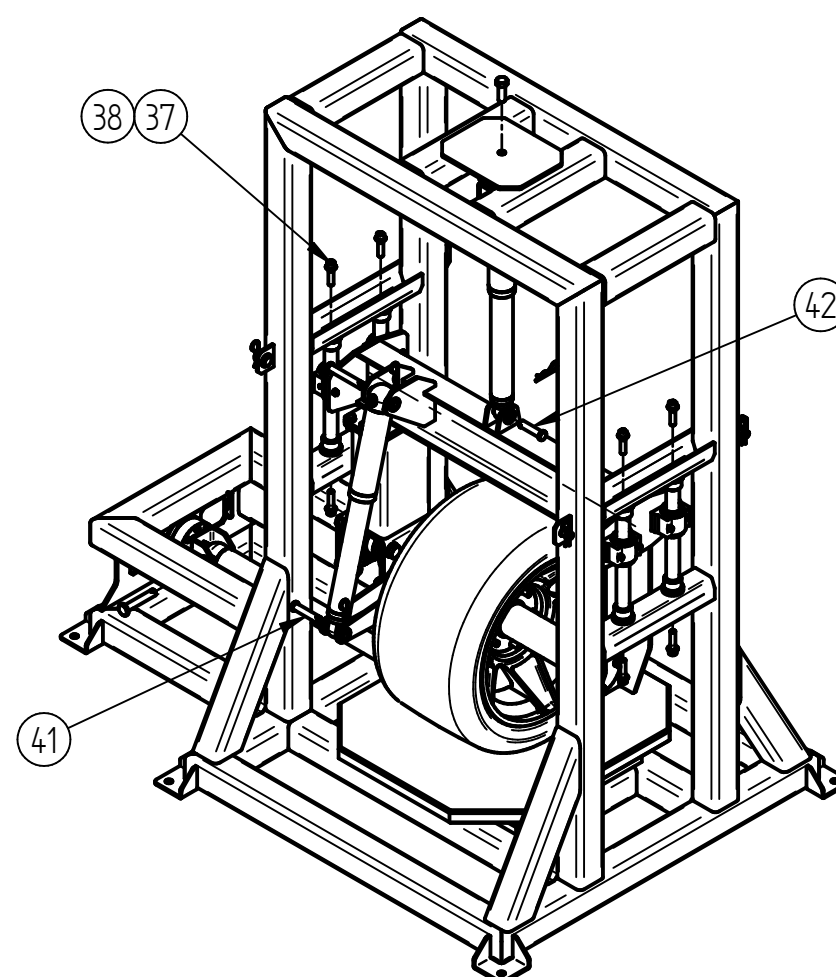
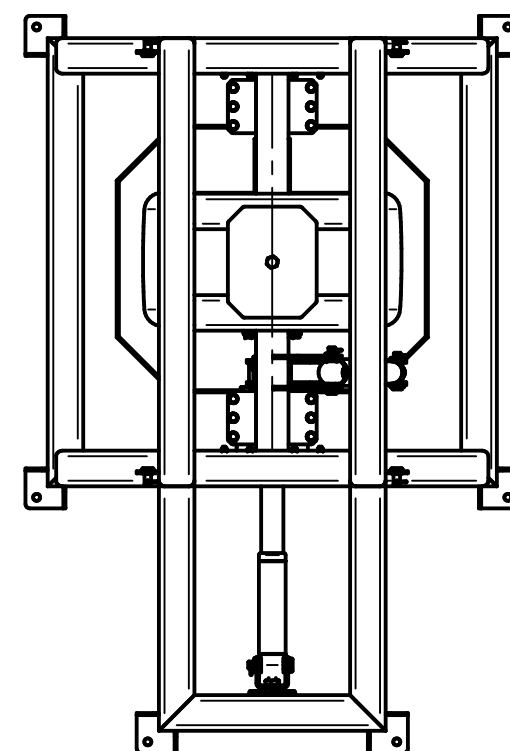
DETALLE D
ESCALA 1:12



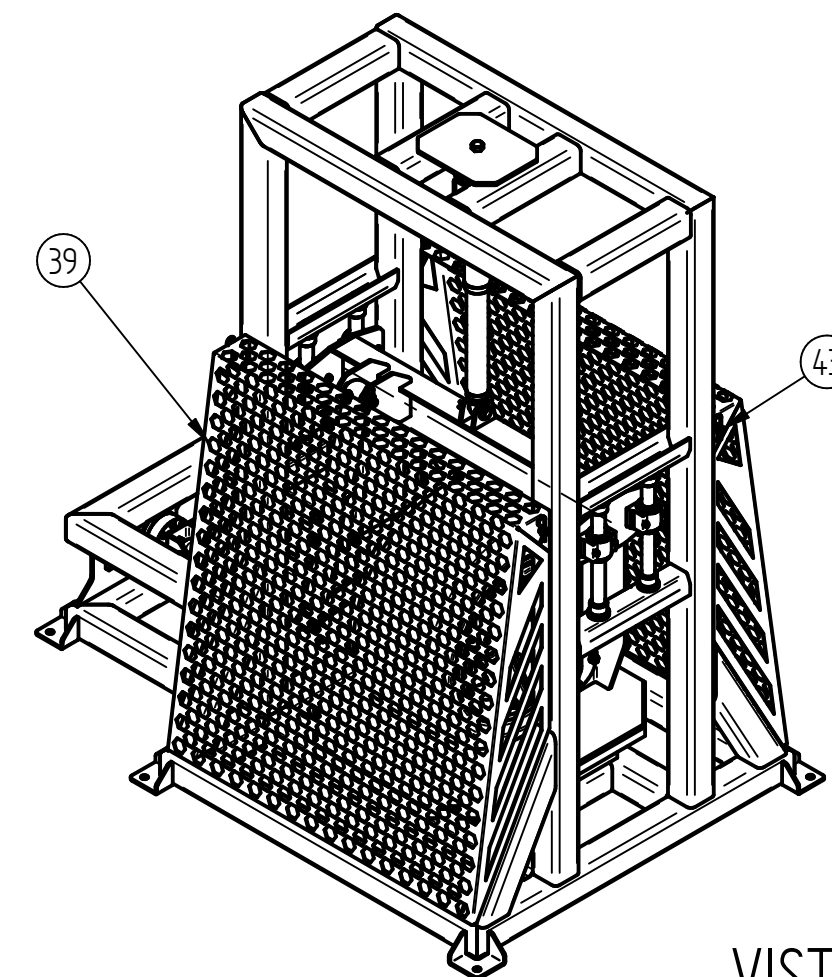
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:17



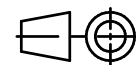
DETALLE A
ESCALA 1:6,5



DETALLE C
ESCALA 1:6



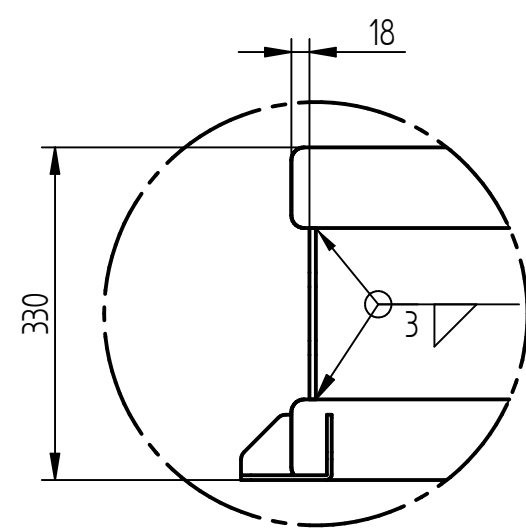
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:17

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		ENSAMBLEJE GENERAL MÁQUINA DE ENSAYOS	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		
APROBO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:17		

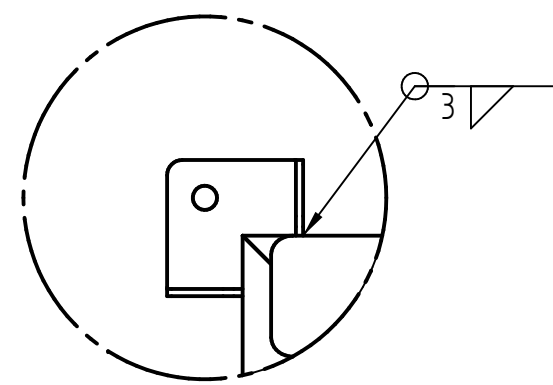
39	PROTECTOR	2	SAE 1020	
38	ARAND. PLANA BISELADA M12	8	ACERO	
37	TOR. CAB. CIL. HEX. INT. M12x50	8	ACERO	
36	TUERCA AUTOFRENANTE M10	16	SAE 1010	
35	TOR. CAB. HEX. R/PARCIAL M10x30	16	Acero	
34	ARAND. PLANA 5/8"	16		
33	TOR. CAB. HEX. 5/8" x 1 1/4"	8	Acero	
32	ARAND. PLANA BISELADA M10	32	ACERO	
31	TUERCA AUTOFRENANTE 5/8"	8	SAE 1010	
30	TOR. CAB. CIL. HEX. INT. M6x60	8	ACERO	
29	EJE SOPORTE	1		
28	RODAMIENTOS CÓNICO	2		32008 X
27	SEPARADOR	1		
26	PORTA MASA FLOTANTE	1		
25	PORTA MASA	1		
24	CELDA DE CARGA DE TORSIÓN	1		INTERFACE 5400
23	TOR. CAB. HEX. R/ PARCIAL W 3/8" x 1 1/2"	8	SAE 1010	
22	EJE ESTRIADO	1		
21	PALANCA DE TORSIÓN	1		
20	TOR. CAB. CIL. HEX. INT. M6x60	4	ACERO	
19	ARAND. PLANA BISELADA M6	24	SAE 1010	
18	TUERCA AUTOFRENANTE M6	12	ACERO	
17	PORTA RODAMIENTOS	2		FY 50 TF
16	PASADOR TIPO BETA Ø3x16	10		
15	ANCLAJE ACTUADOR B	1		
14	PERNO ANCLAJE ACTUADOR B	1		
13	GUIAS LINEALES	2		
12	RODAMIENTOS LINEALES	4		
11	PLACA BASE	1		
10	CELDA DE CARGA TRACCIÓN - COMPRESIÓN	2		INTERFACE 1100
9	ANCLAJE ACTUADOR A	2		
8	PERNO ANCLAJE ACTUADOR A	2		
7	SOPORTE DE GUÍAS	4		
6	ACTUADOR LINEAL	3		EASYE-60
5	GUÍAS	4		
4	HORQUILLA IZQUIERDA	1		
3	HORQUILLA DERECHA	1		
2	PUENTE SUPERIOR	1		
1	BASTIDOR DE MÁQUINA	1		
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ENSAMBLEJE GENERAL MÁQUINA DE ENSAYOS	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1			
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ				
APROBO						

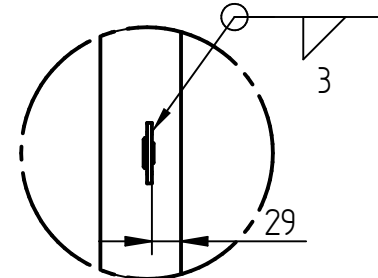
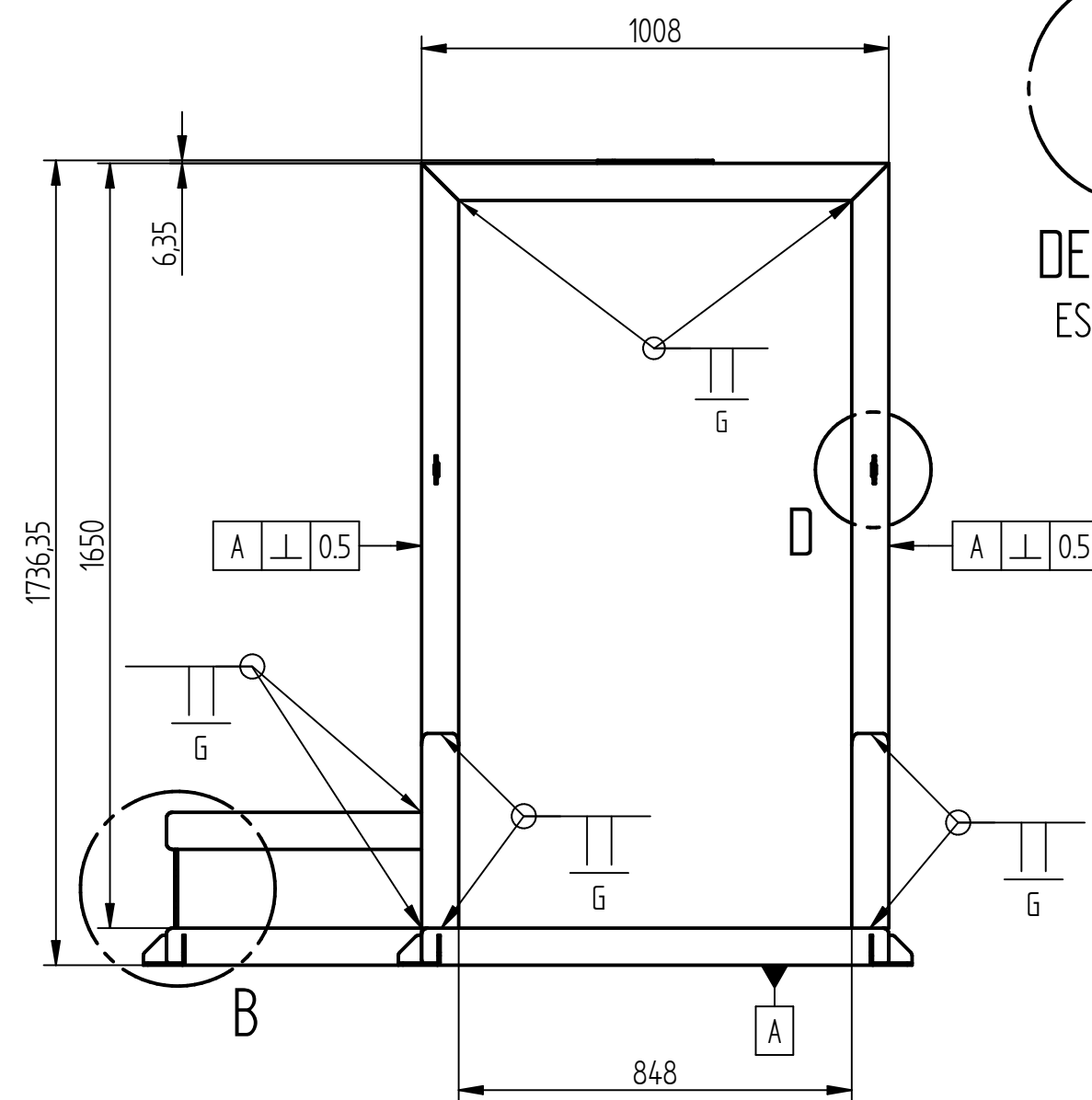
44	TUERCA KMK 7	1		
43	PERNO DE PROTECTORES	4		
42	PERNO ACTUADOR D	1		
41	PERNO ACTUADOR C	1		
40	PORTA GUÍAS	1		
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
			ENSAMBLEJE GENERAL MÁQUINA DE ENSAYOS	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1	
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				



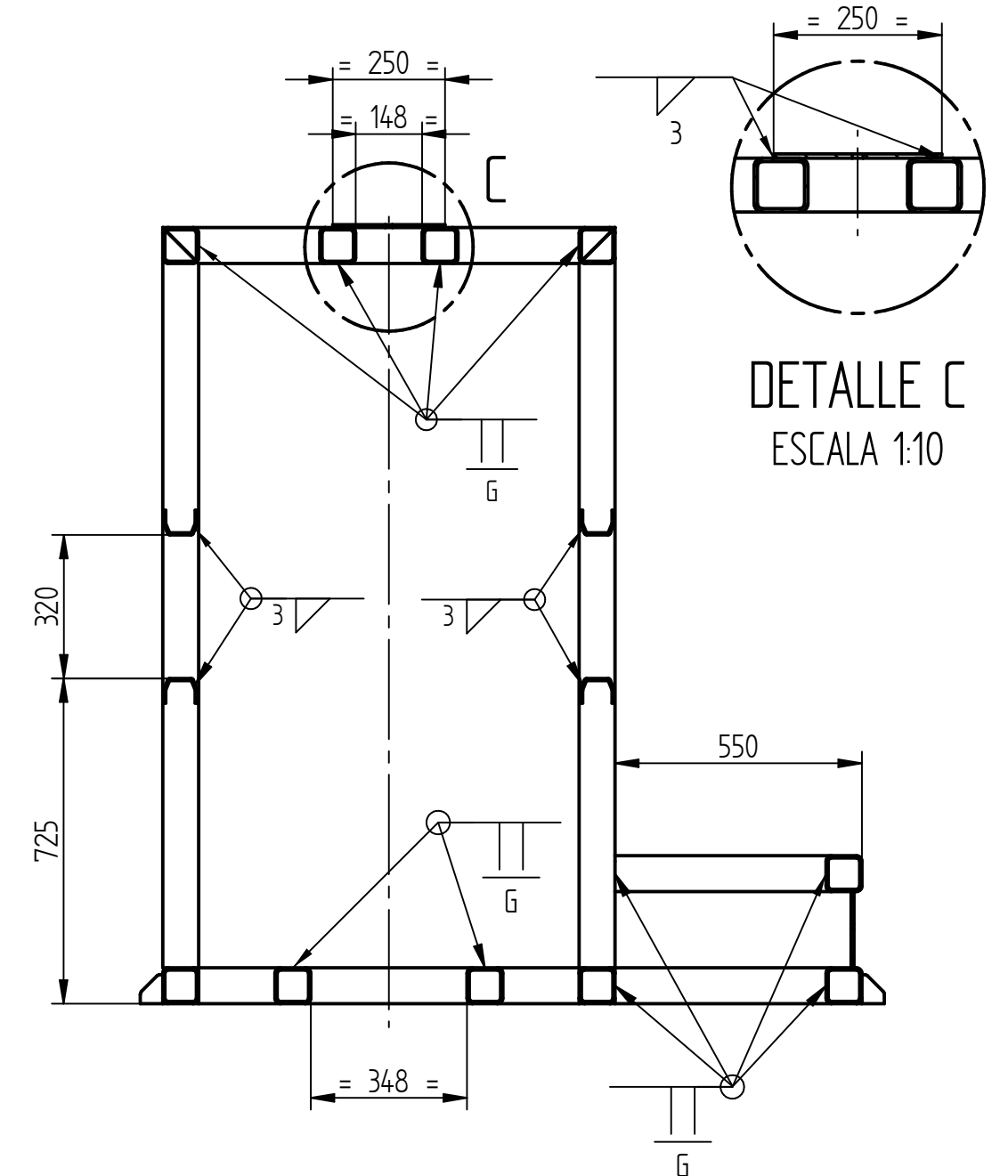
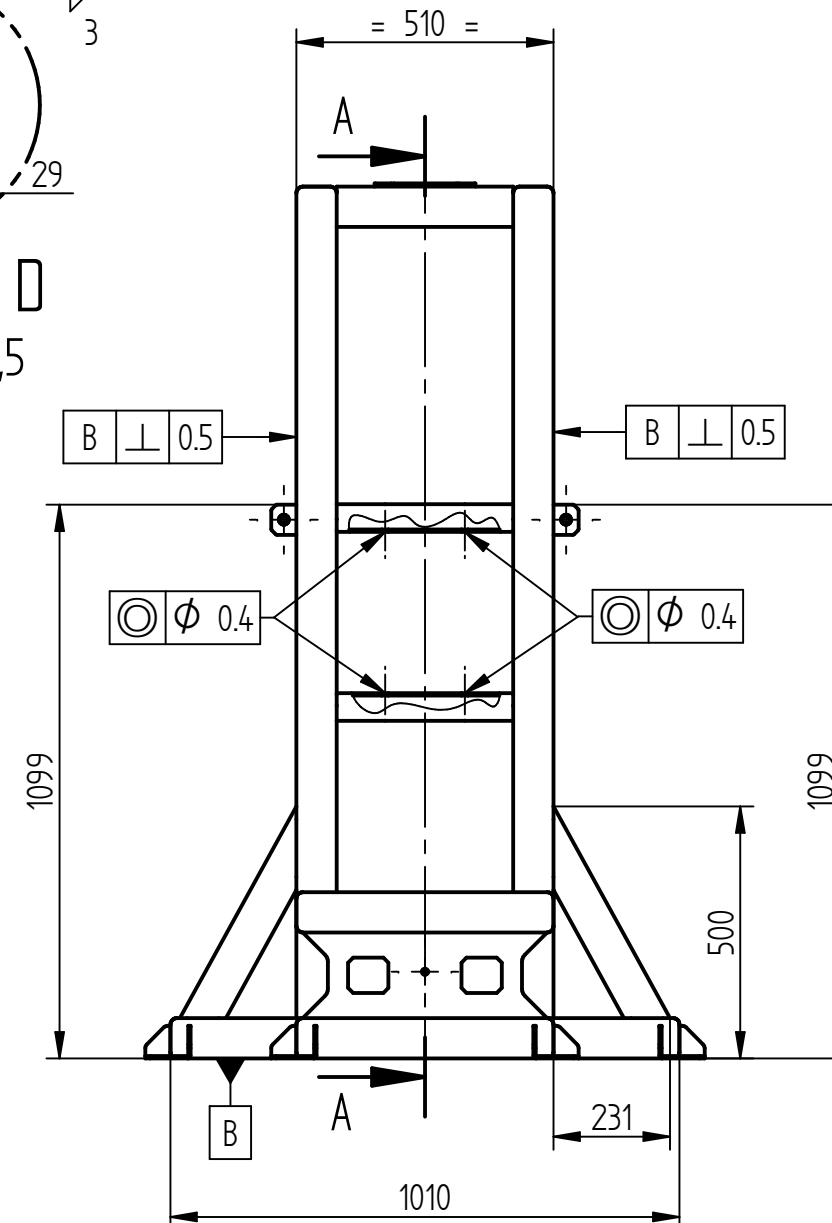
DETALLE B
ESCALA 1:7,5



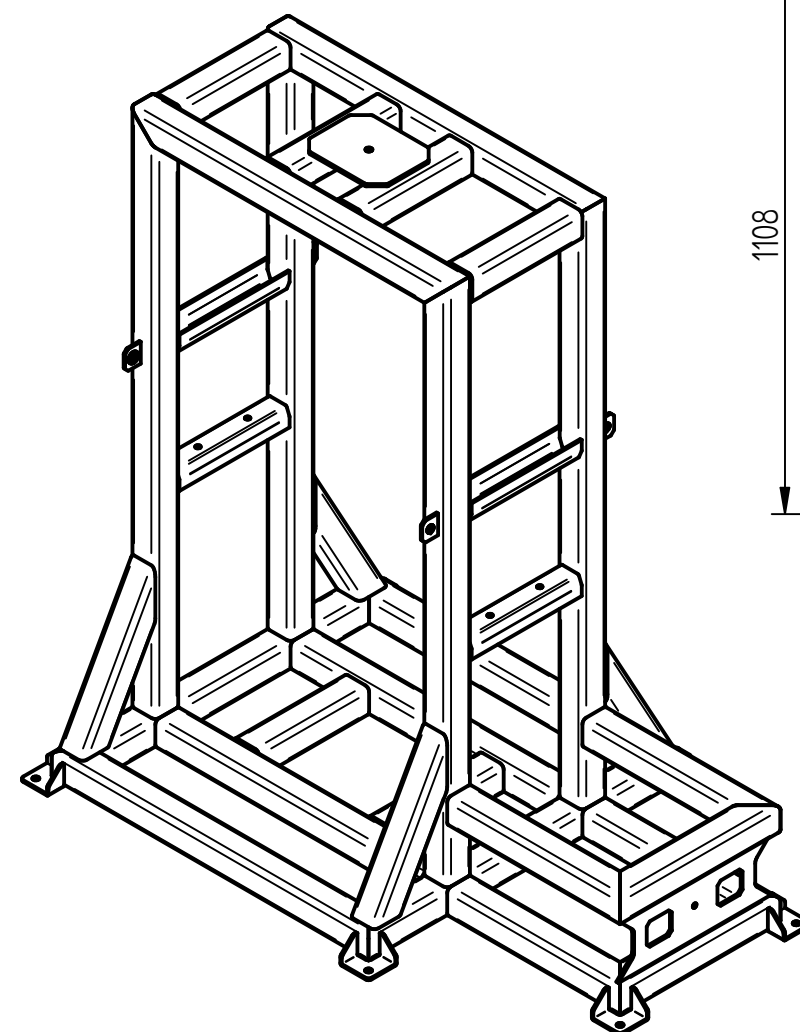
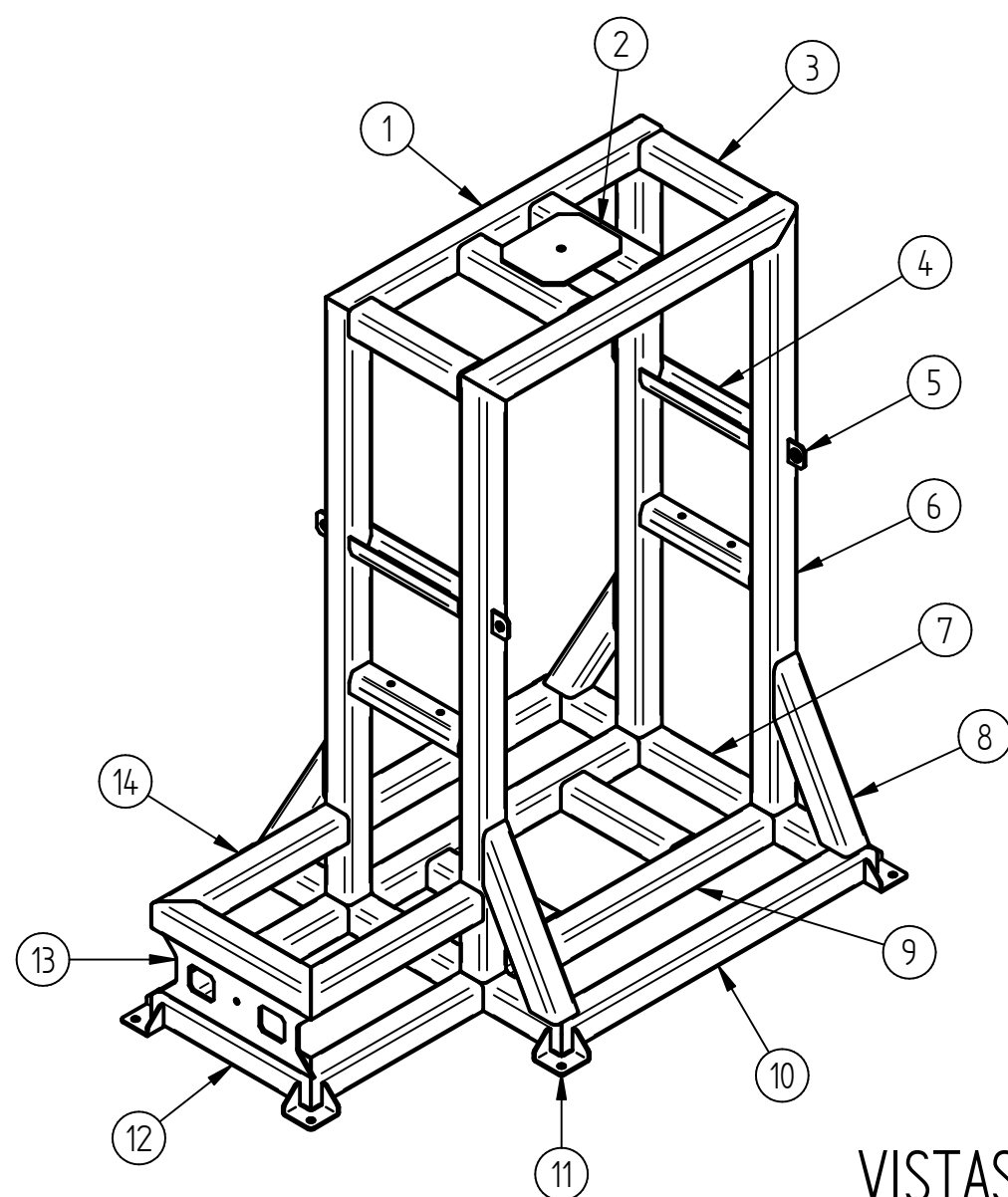
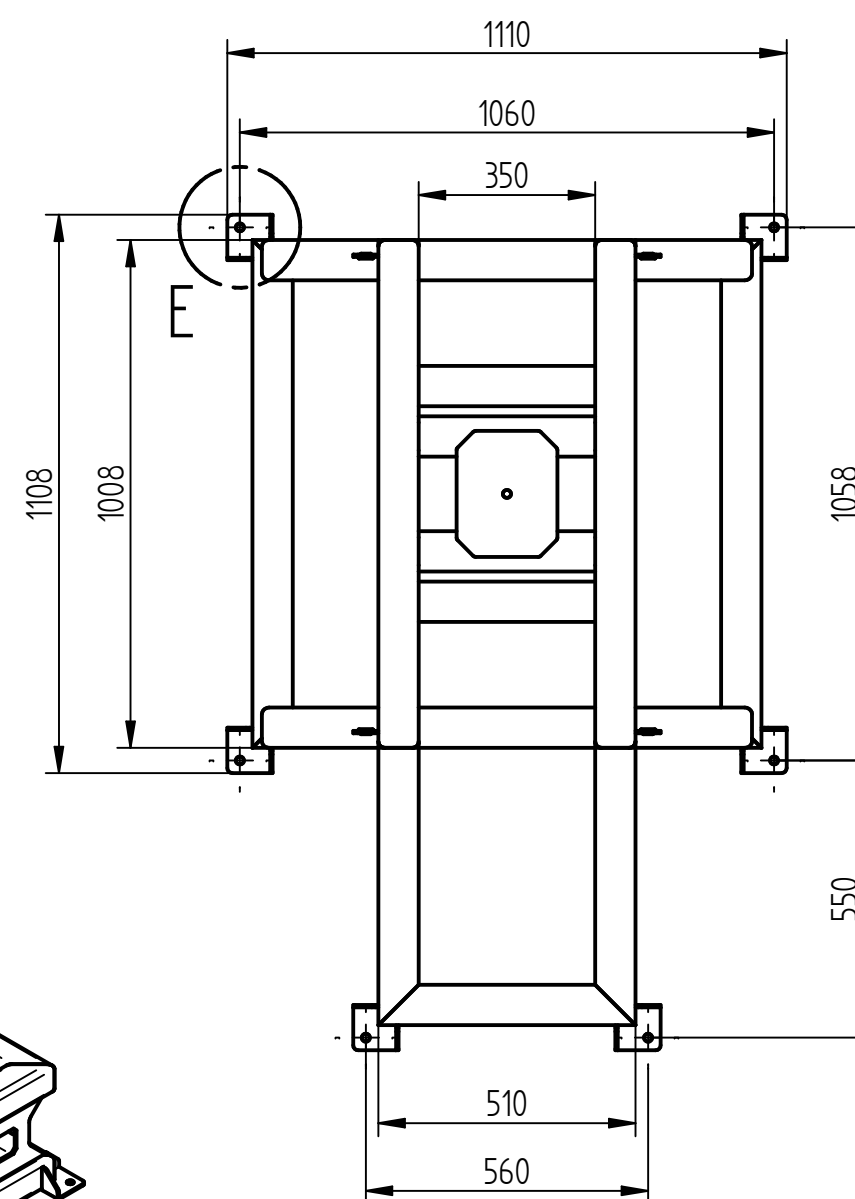
DETALLE E
ESCALA 1:5



DETALLE D
ESCALA 1:7,5



CORTE A-A
ESCALA 1:15



VISTAS ISOMÉTRICAS
ESCALA 1:17

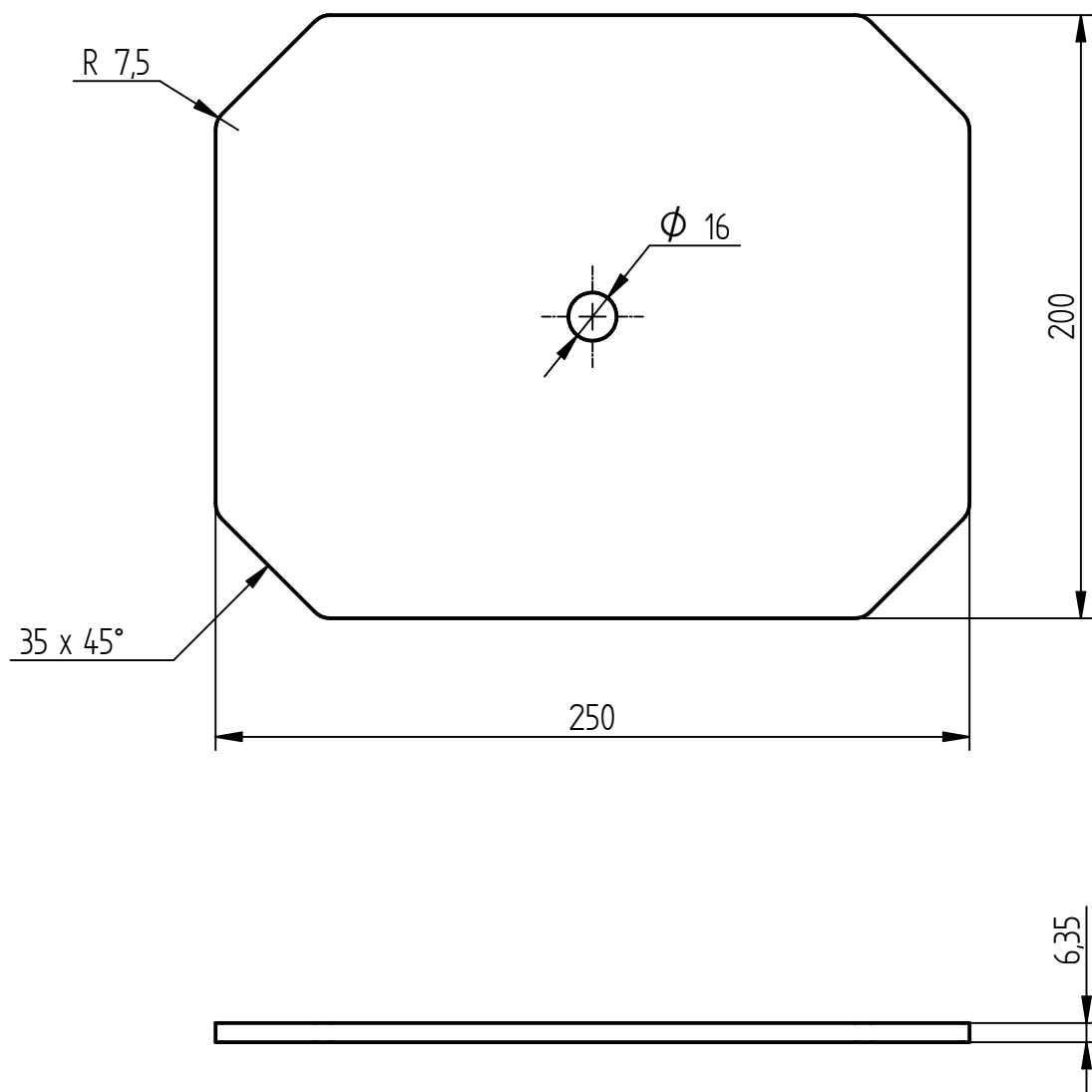
NOTAS:

1. ARMAR Y SOLDAR. ACOTACION SEGÚN NORMA AWS.
PROCESO GMAW

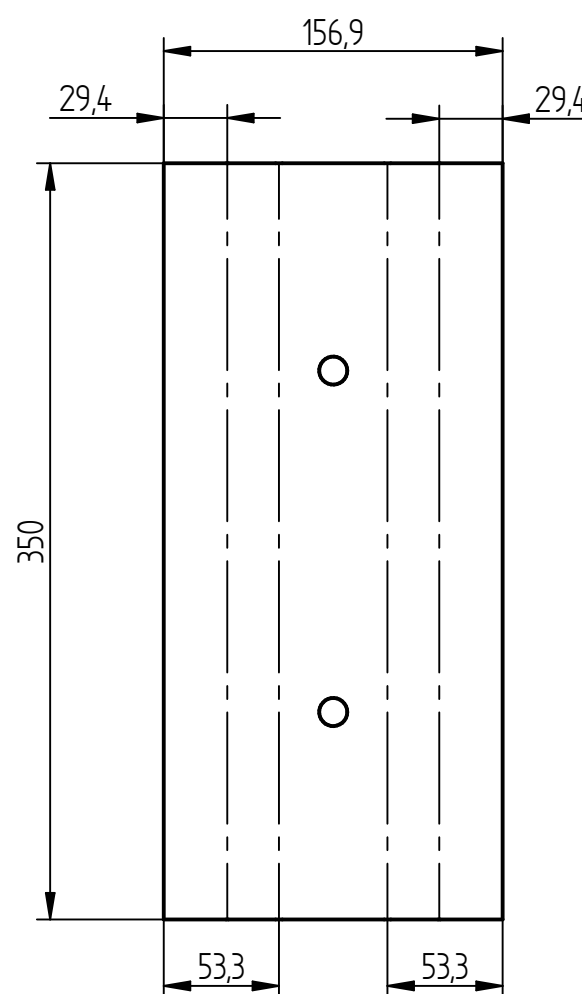
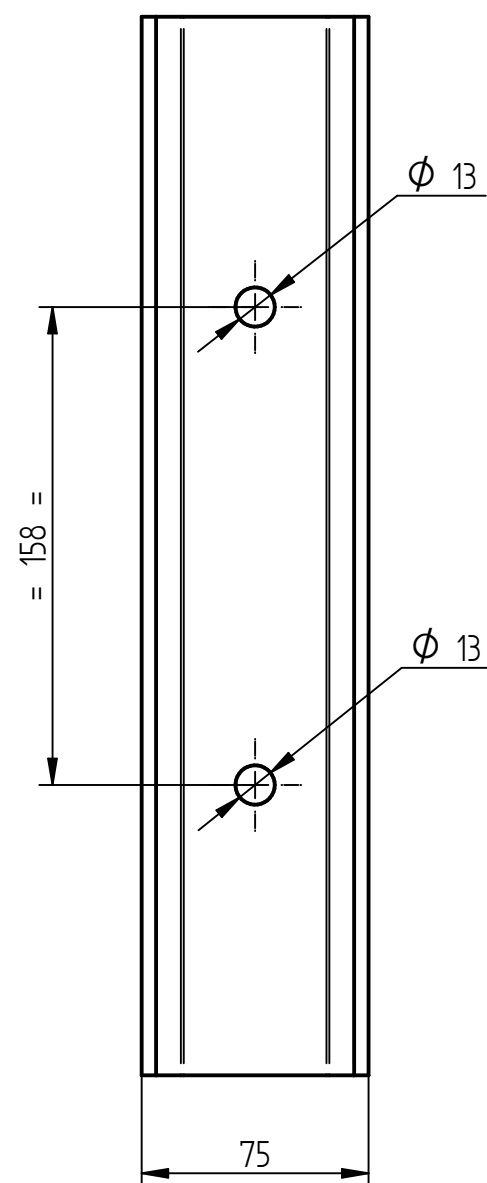
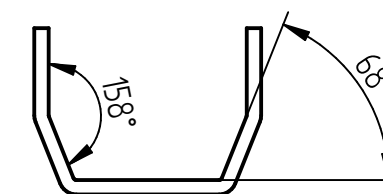
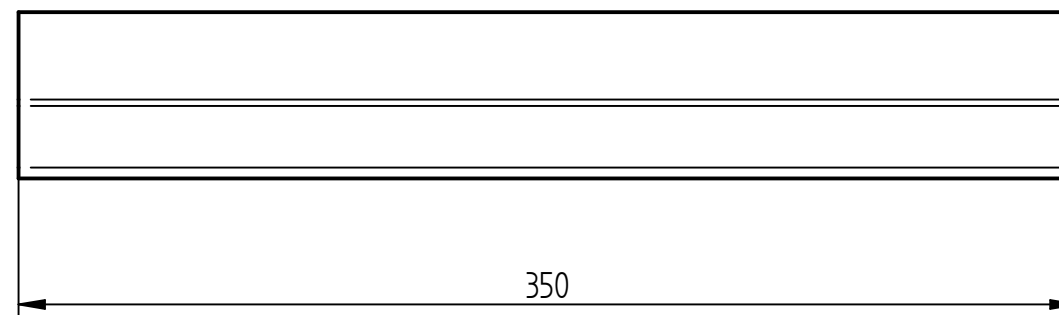
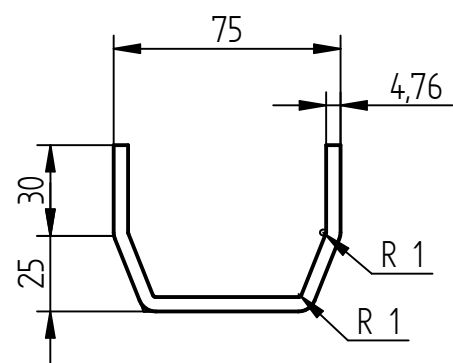
2. LUGARES CON SOLDADURA NO ESPECIFICADA IGUAL A SOLDADURA LADO OPUESTO

14	TUBO 80 x 80 x 4 mm	4	SAE 1020	L=550 mm
13	SOPORTE LATERAL ANLAJE ACTUADOR	1	SAE 1020	
12	TUBO 80 x 80 x 4 mm	2	SAE 1020	L=510 mm
11	ANCLAJES DE BASTIDOR	6	SAE 1020	
10	TUBO 80 x 80 x 4 mm	2	SAE 1020	L=1008 mm
9	TUBO 80 x 80 x 4 mm	2	SAE 1020	L=848 mm
8	TUBO 80 x 80 x 4 mm	4	SAE 1020	L=480 mm
7	TUBO 80 x 80 x 4 mm	2	SAE 1020	L=1010 mm
6	TUBO 80 x 80 x 4 mm	4	SAE 1020	L=1650 mm
5	SOPORTE DE PROTECTORES	4	SAE 1020	
4	SOPORTE DE GUÍAS	4	SAE 1020	
3	TUBO 80 x 80 x 4 mm	4	SAE 1020	L=350 mm
2	SOPORTE SUPERIOR ANLAJE ACTUADOR	1	SAE 1020	
1	TUBO 80 x 80 x 4 mm	2	SAE 1020	L=1008 mm
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	OBSERVACIONES

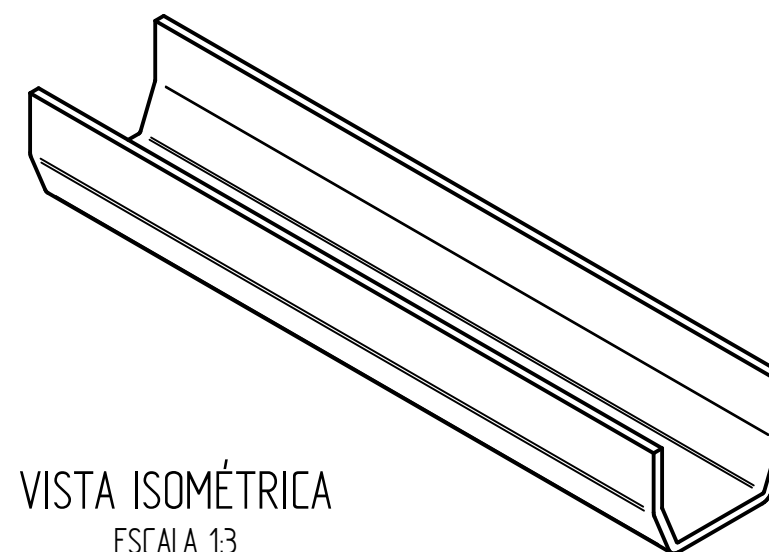
eim escuela de ingeniería mecánica			PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BASTIDOR DE MÁQUINA	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:15		ENSAMBLE MÁQUINA DE ENSAYOS	
APROBO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ				



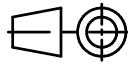
CHAPA 250 x 200 x 6.35 mm			SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE SUPERIOR ANCLAJE ACTUADOR	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2	
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDI		
APROBO				
			BASTIDOR DE MÁQUINA	

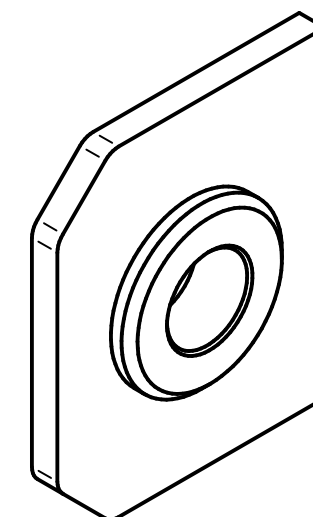
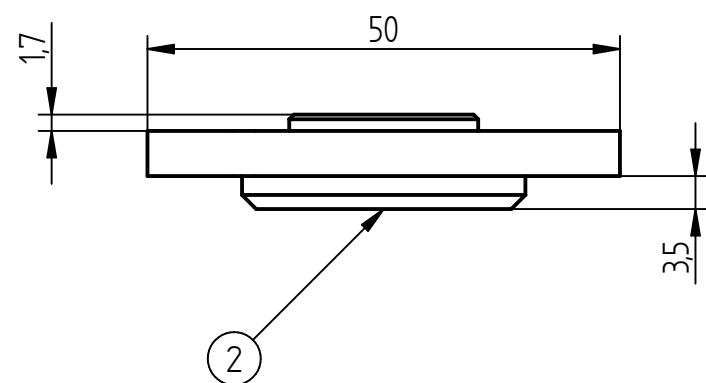
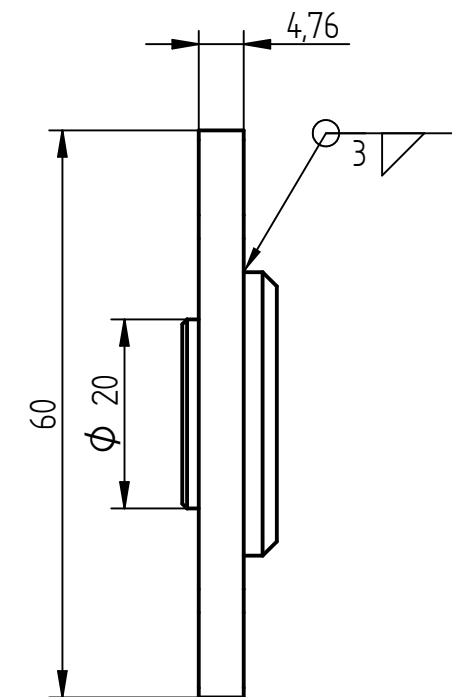
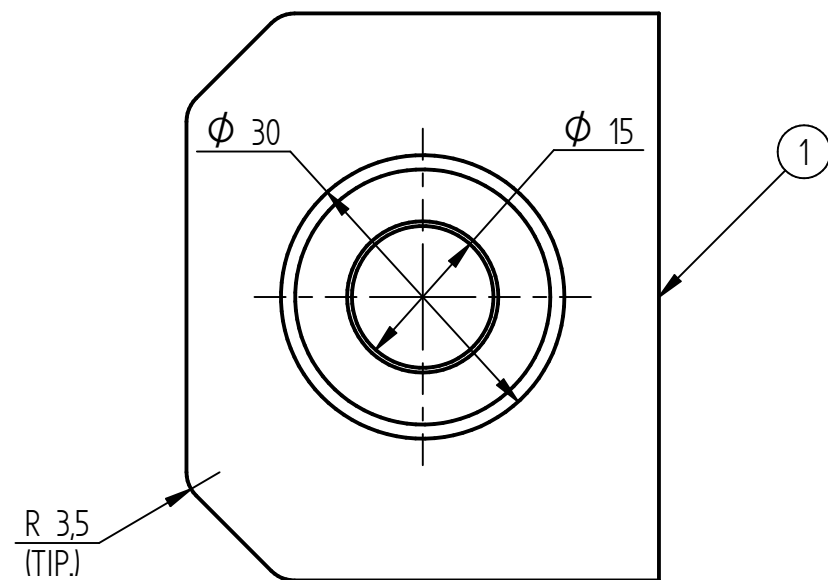


DESARROLLO
ESCALA 1:3,5



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:3

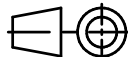
CHAPA DESARROLLADA 350 x 156.9 x 4.76 mm				SAE 1020	CORTE LÁSER + PLEGADO
DESCRIPCION				MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				SOPORTE DE GUÍAS	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		BASTIDOR DE MÁQUINA
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:3,5		
APROBO					

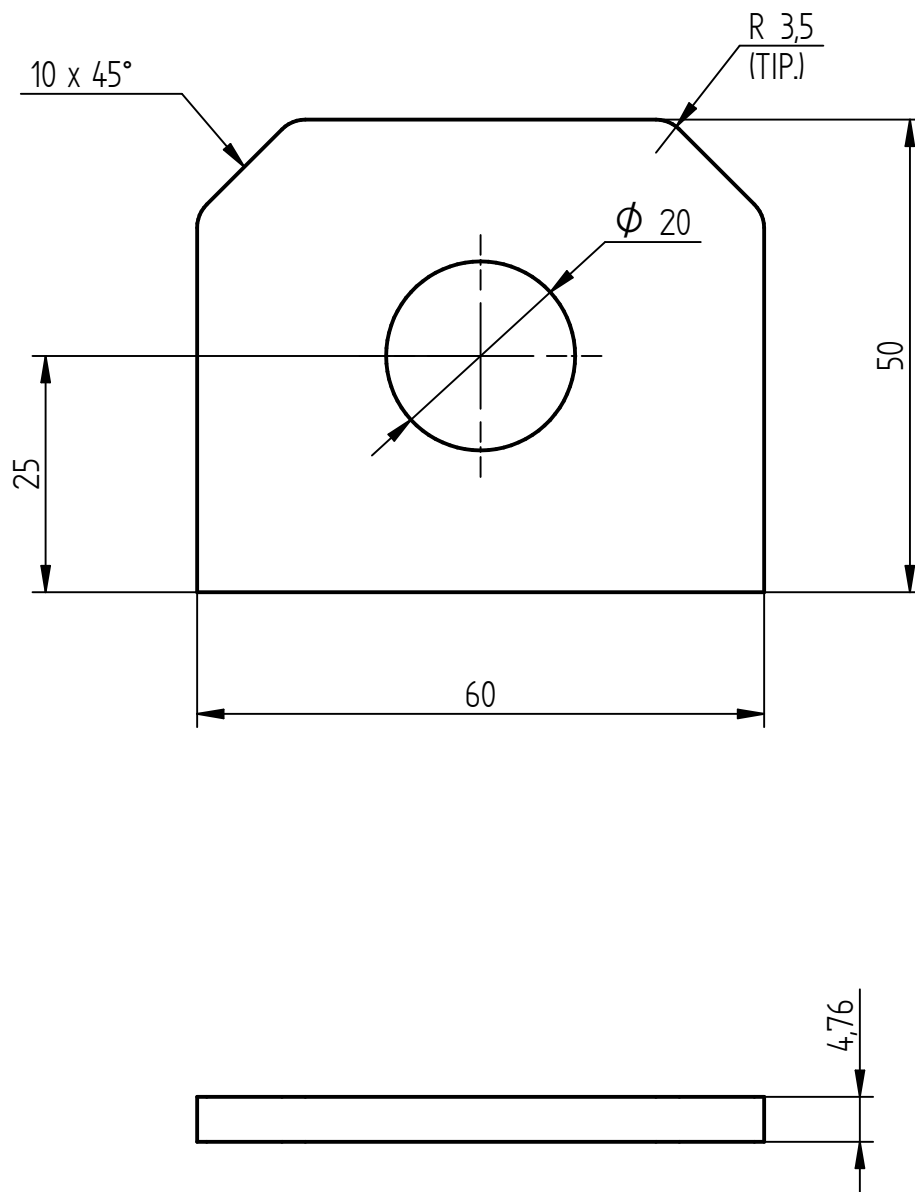


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1

NOTAS:

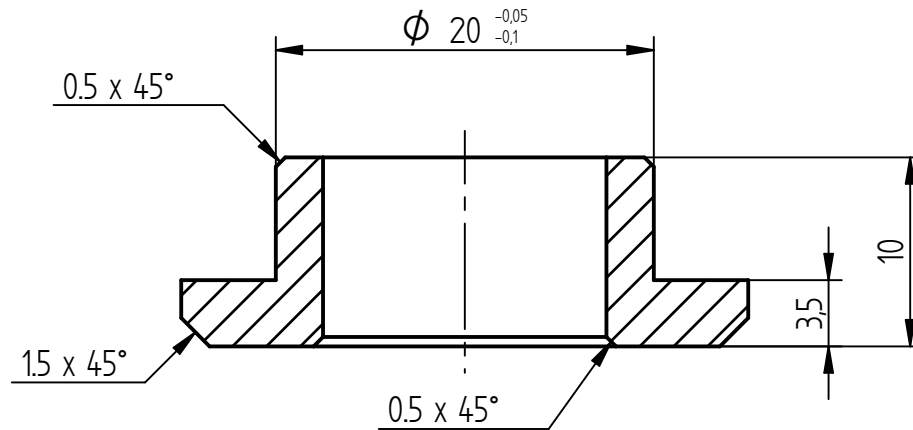
1. ARMAR Y SOLDAR. ACOTACION SEGÚN NORMA AWS.
PROCESO GMAW

2	SOPORTE DE PROTECTORES - PIEZA 2	1	SAE 1020	
1	SOPORTE DE PROTECTORES - PIEZA 1	1	SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE DE PROTECTORES	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2	 BASTIDOR DE MÁQUINA
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				

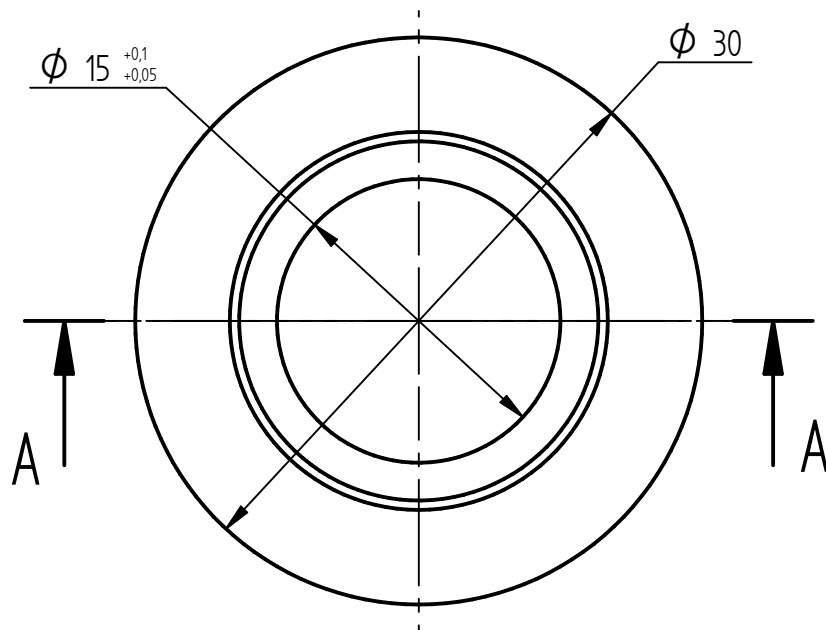


CHAPA 60 x 50 x 4.76 mm			SAE 1020		CORTE LÁSER	
DESCRIPCION			MATERIAL		OBSERVACIONES	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE DE PROTECTORES - PIEZA 1			
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1,25:1		SOPORTE DE PROTECTORES BASTIDOR DE MÁQUINA	
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDI				
APROBO						

3,2 /



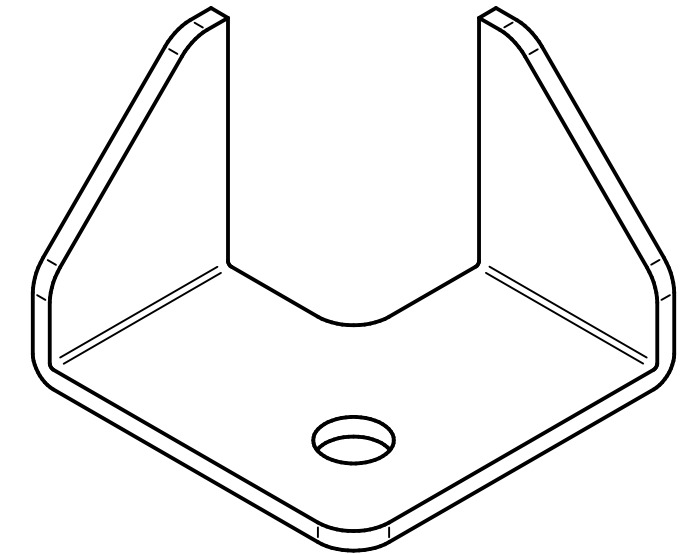
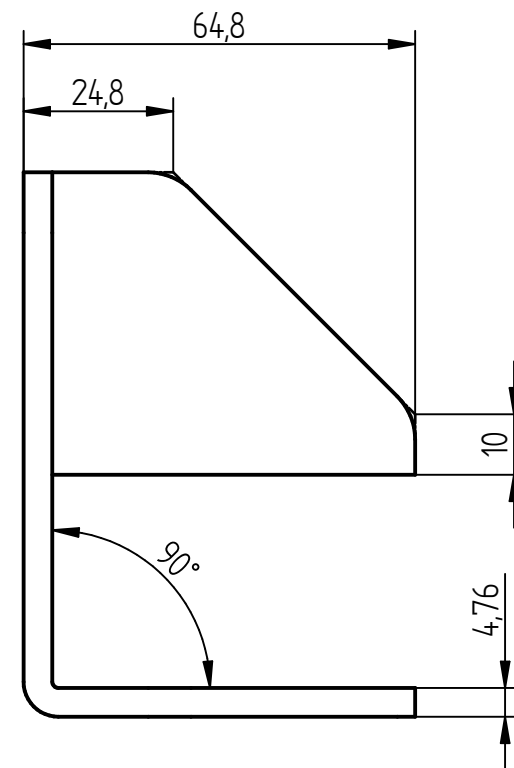
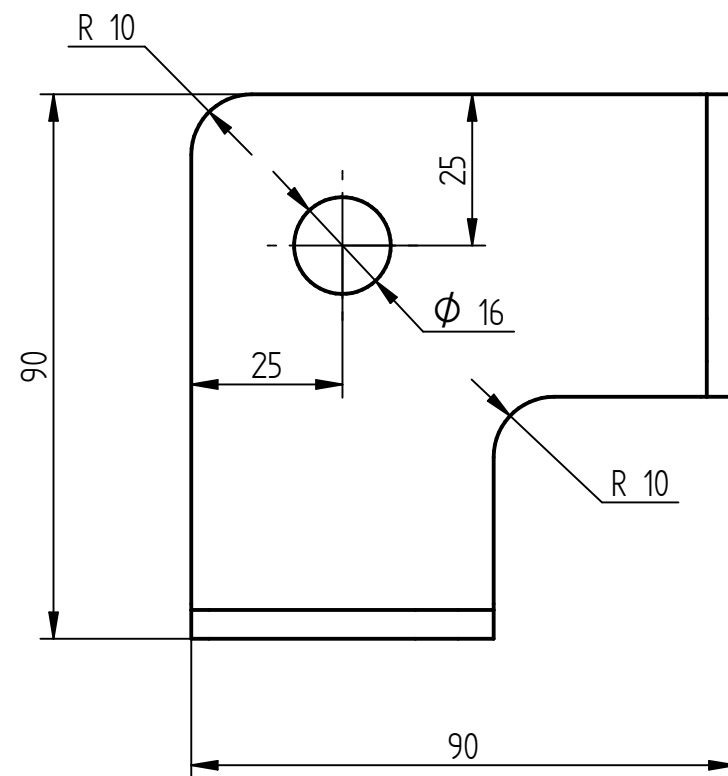
CORTE A-A



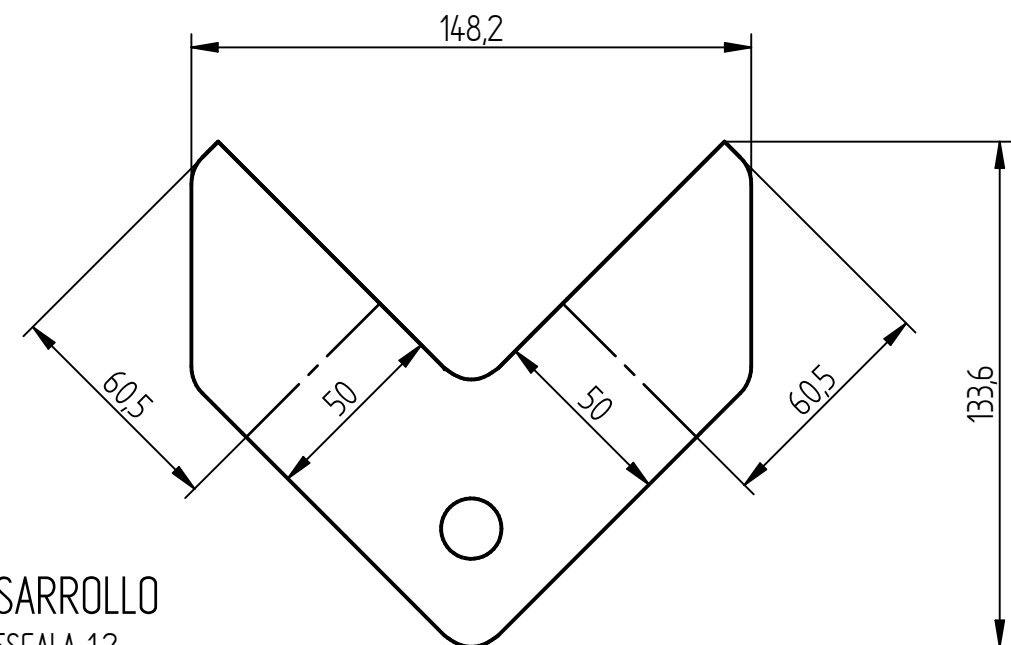
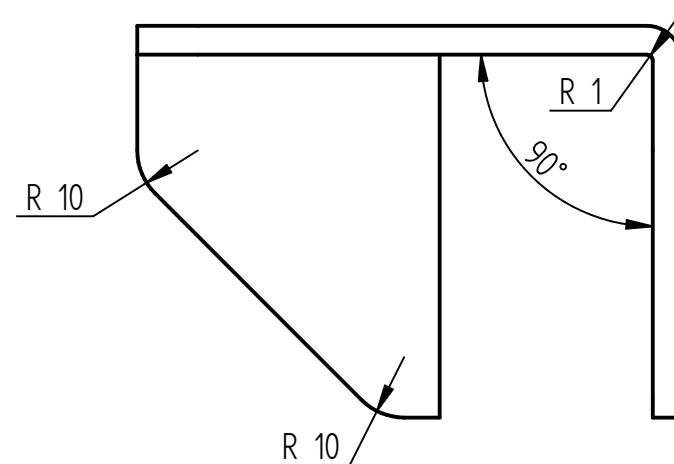
NOTAS:

1. RADIO NO ACOTADO $r = 0.4 \text{ mm}$

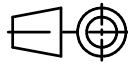
REDONDO $\phi 30 \times 10 \text{ mm}$			SAE 1010	
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE DE PROTECTORES - PIEZA 2	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2	 SOPORTE DE PROTECTORES BASTIDOR DE MÁQUINA
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				

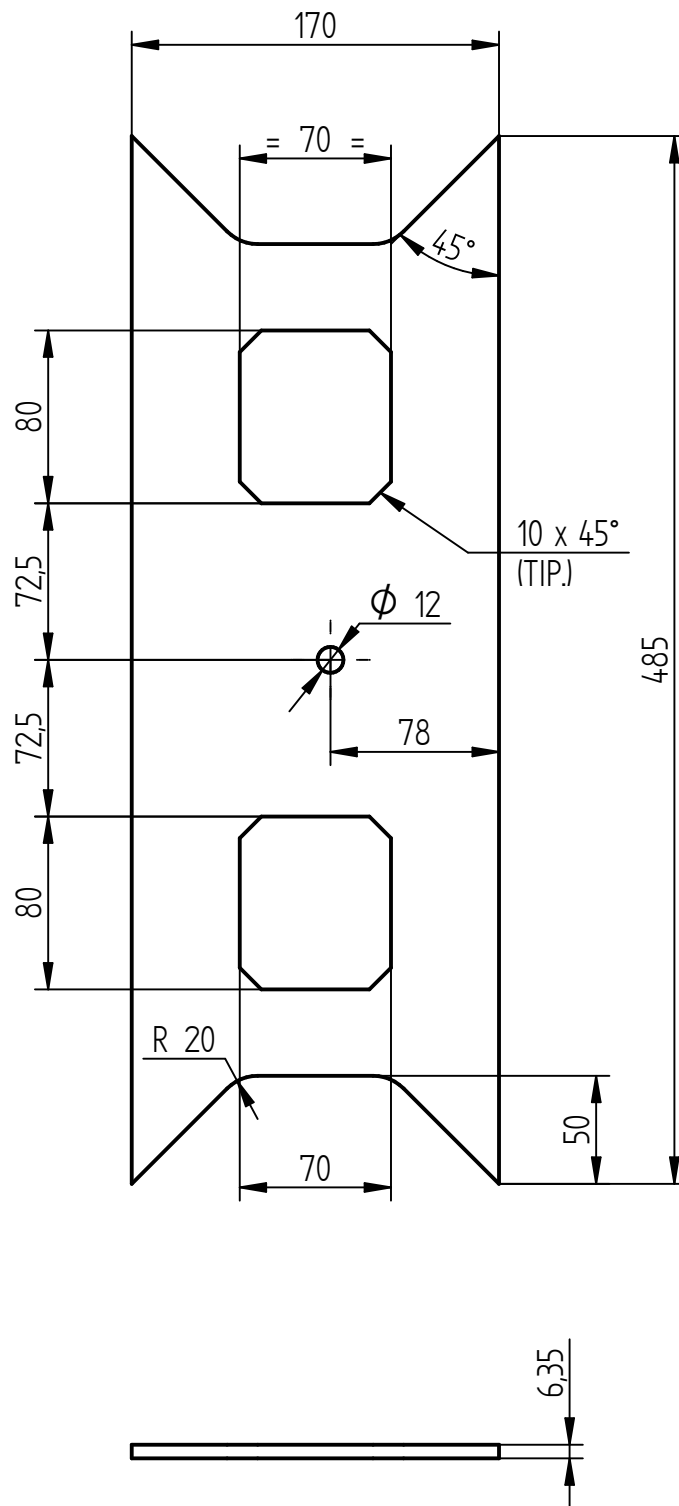


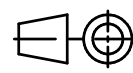
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1,5

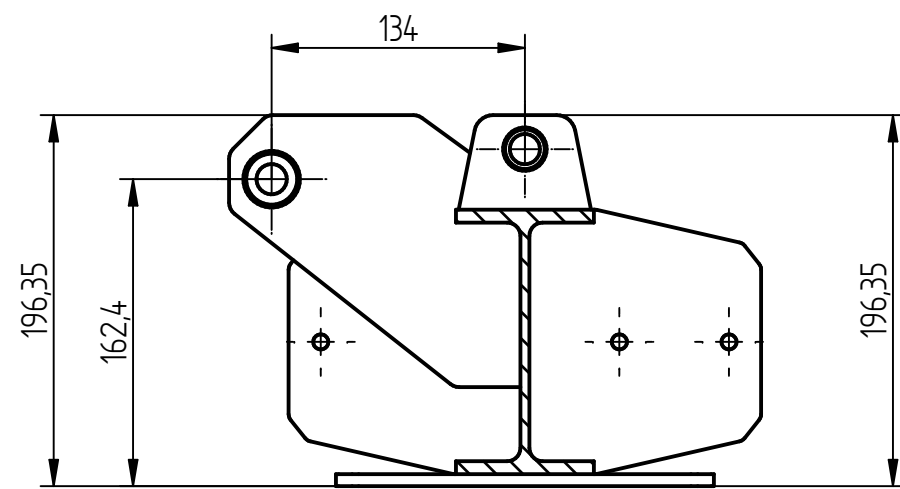


DESARROLLO
ESCALA 1:2

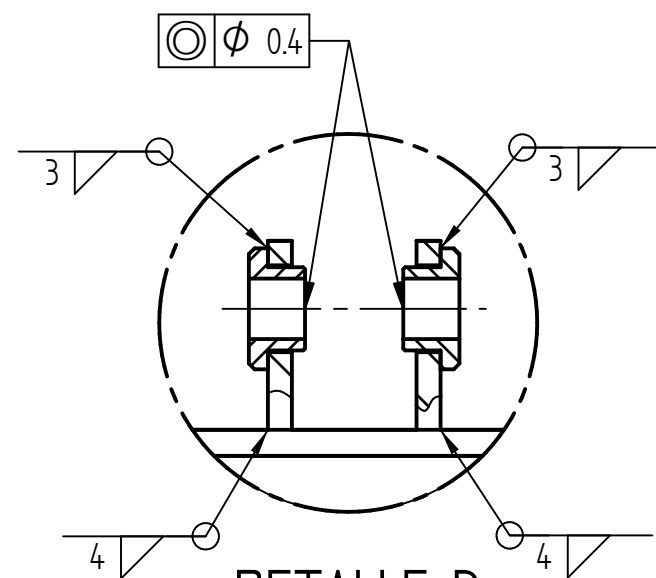
CHAPA DESARROLLADA 148.2 x 133.6 x 4.76 mm				SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION				MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				ANCLAJES DE BASTIDOR	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		BASTIDOR DE MÁQUINA
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:1,25		
APROBO					



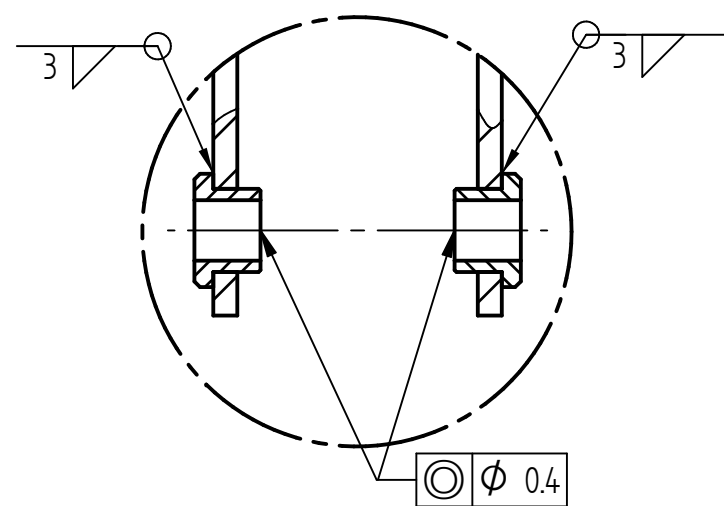
CHAPA 485 x 170 x 6.35 mm			SAE 1020	CORTE LÁSER	
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE LATERAL ANCLAJE ACTUADOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:3,5		SOPORTE DE PROTECTORES BASTIDOR DE MÁQUINA
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDI			
APROBO					



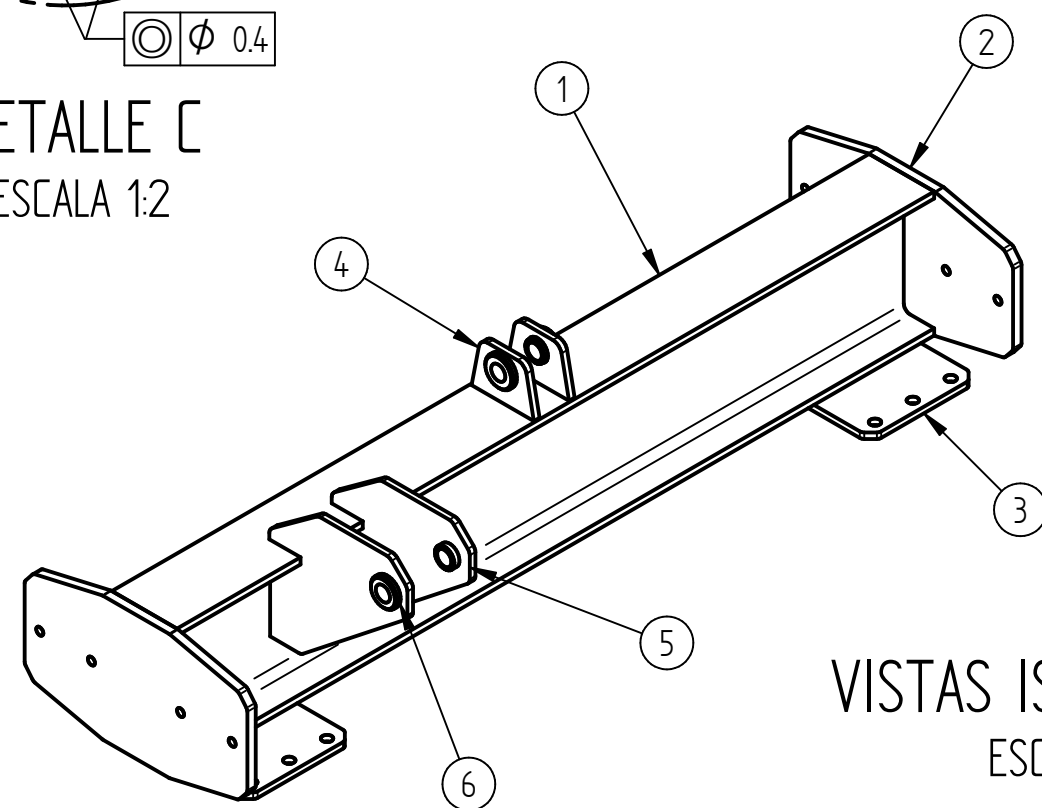
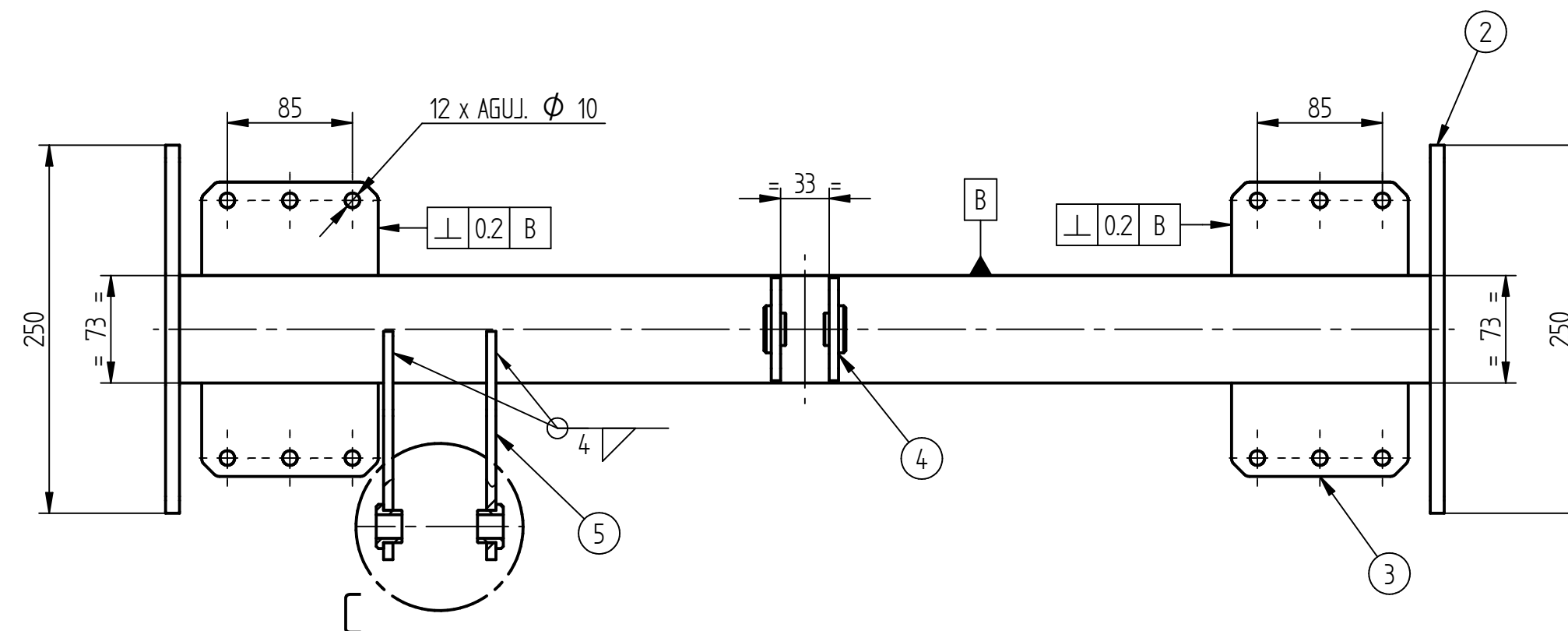
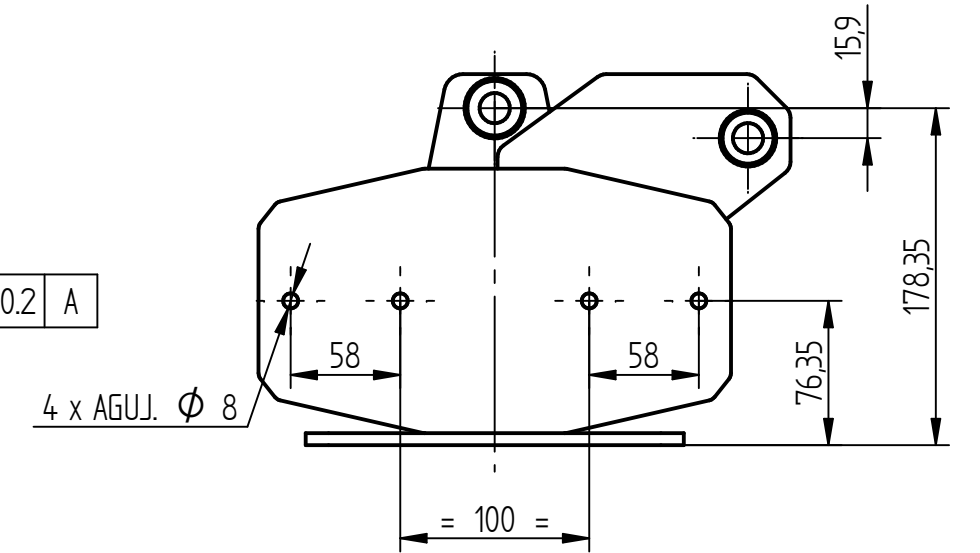
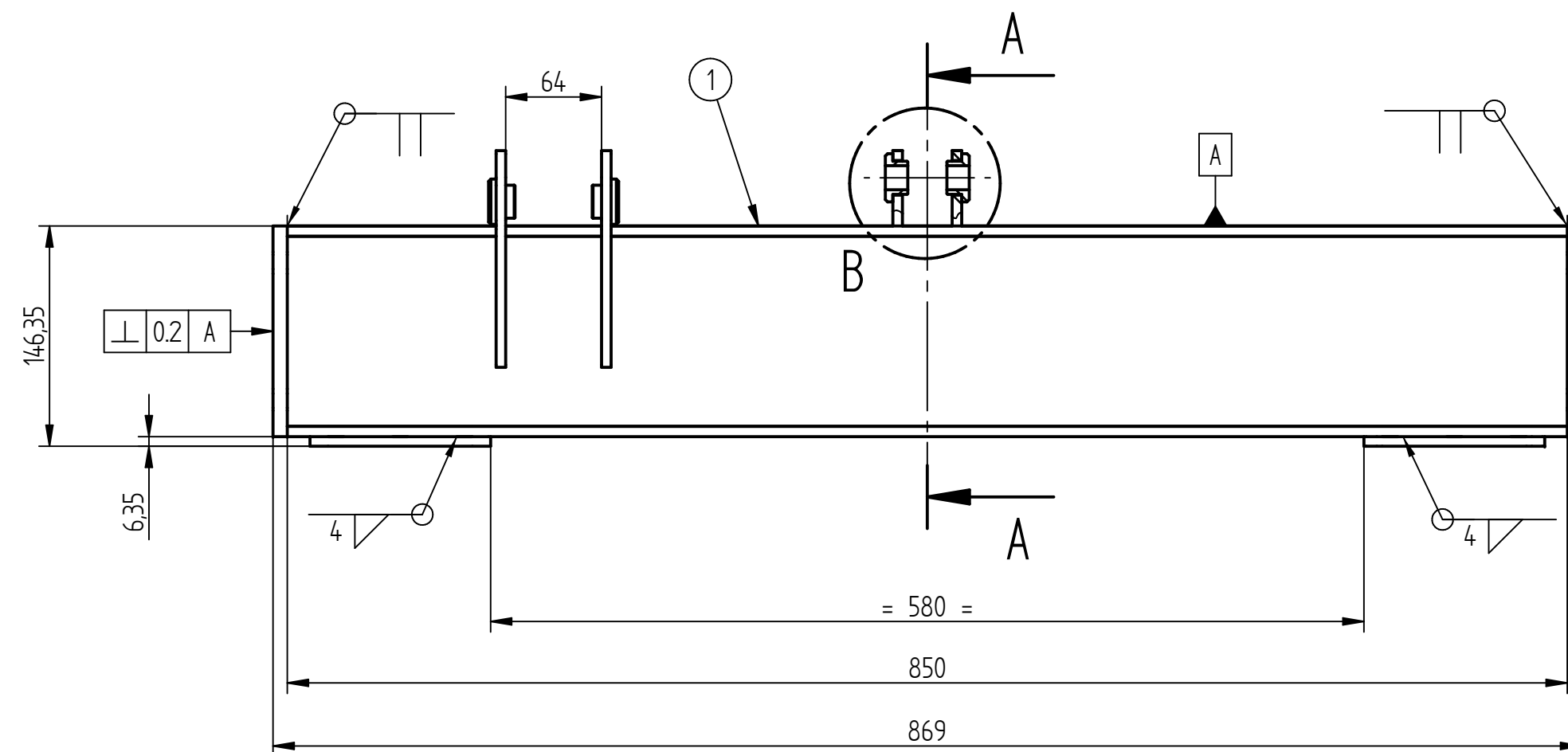
CORTE A-A



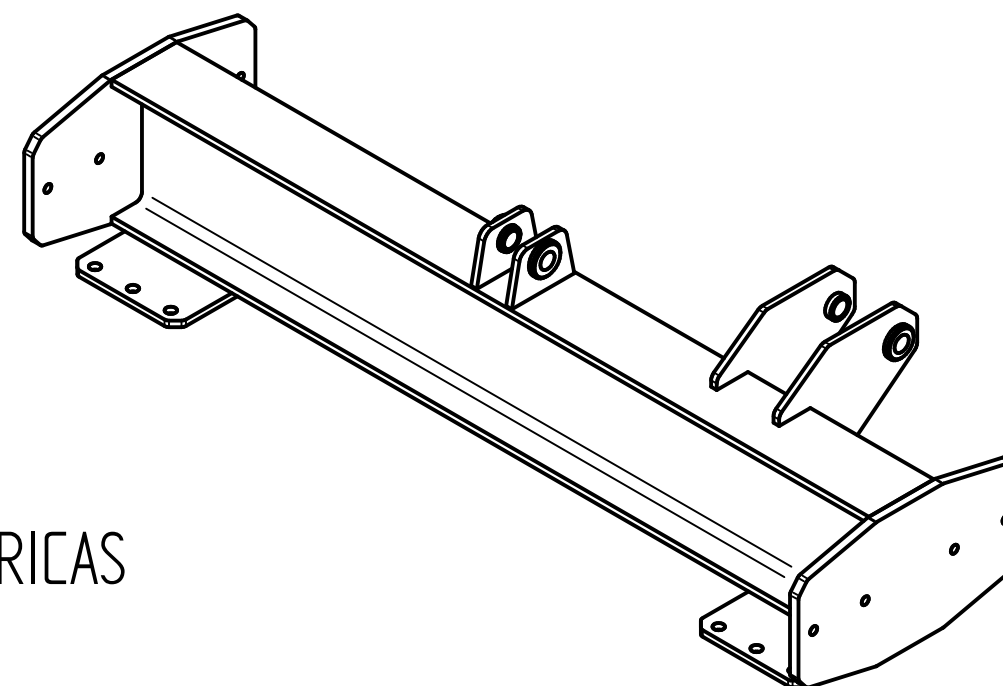
DETALLE B
ESCALA 1:2



DETALLE C
ESCALA 1:2



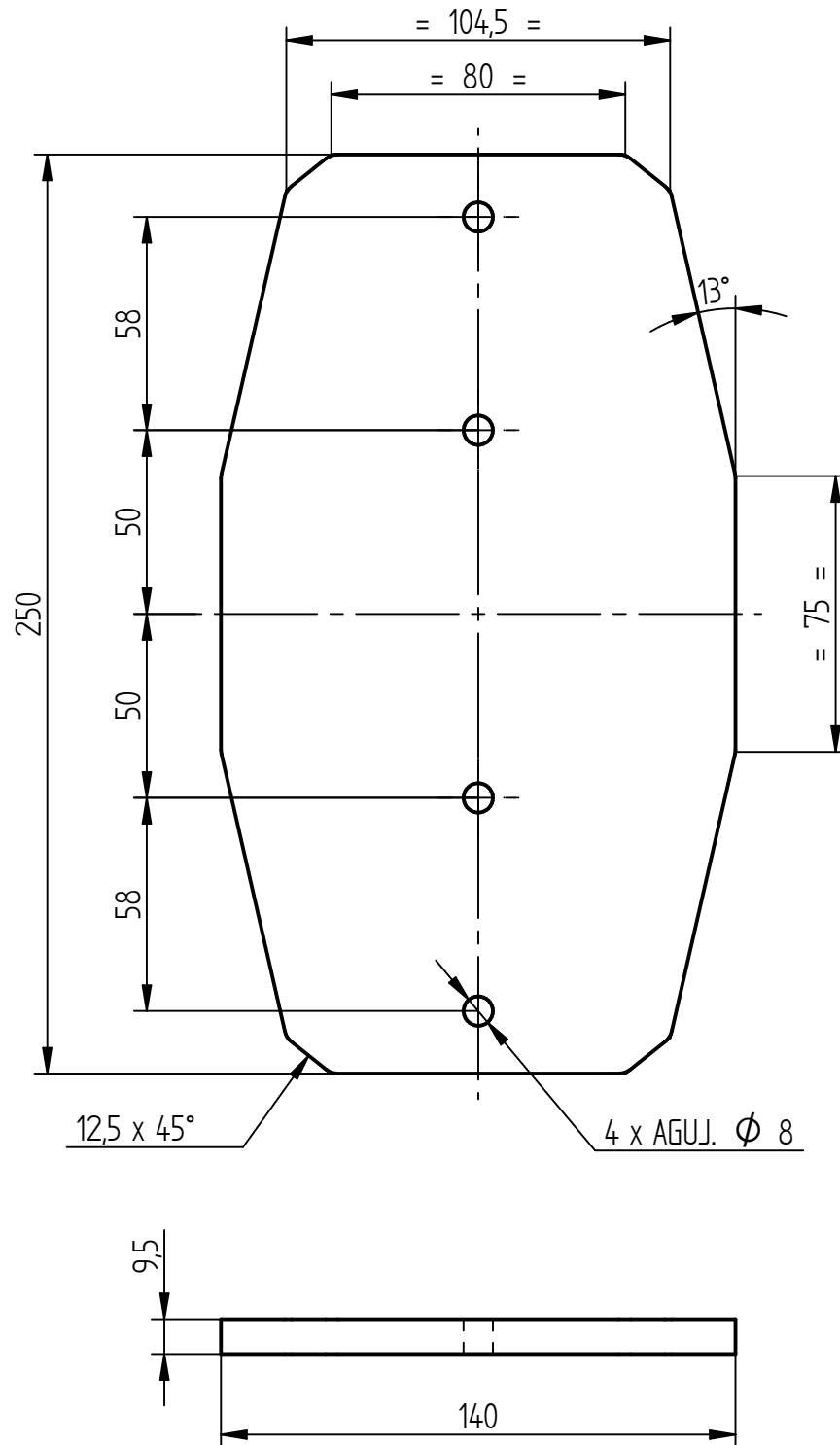
VISTAS ISOMÉTRICAS
ESCALA 1:6



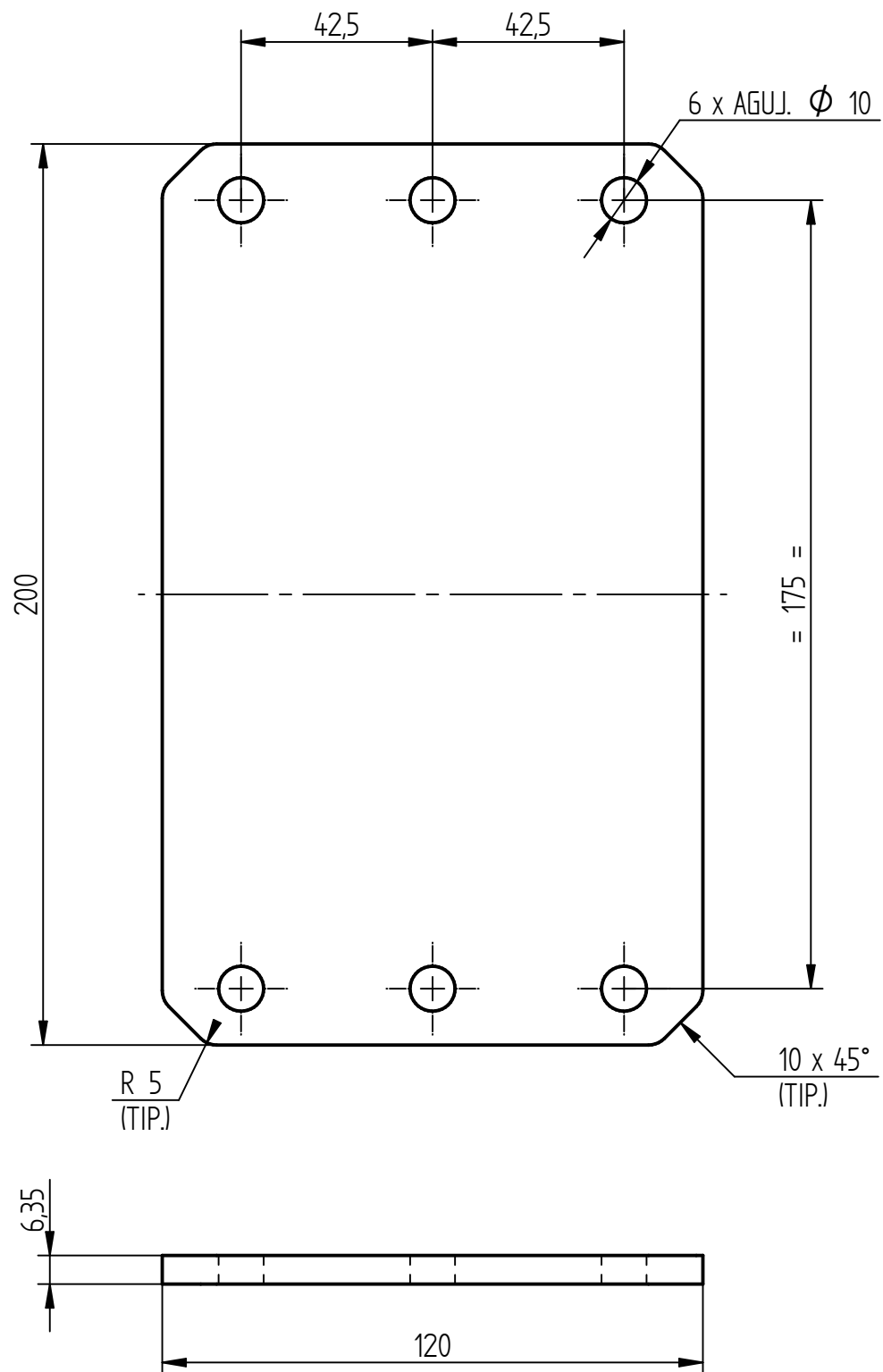
NOTAS:

ARMAR Y SOLDAR. ACOTACIÓN SEGÚN NORMAS AWS.
- PROCESO:
GMAW

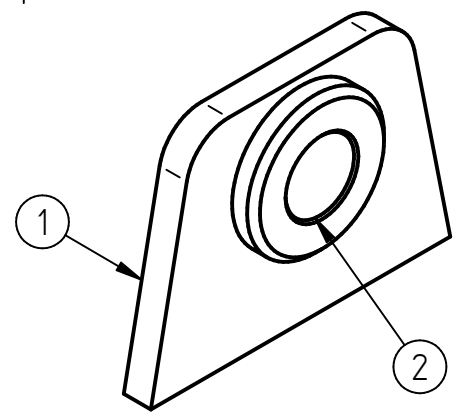
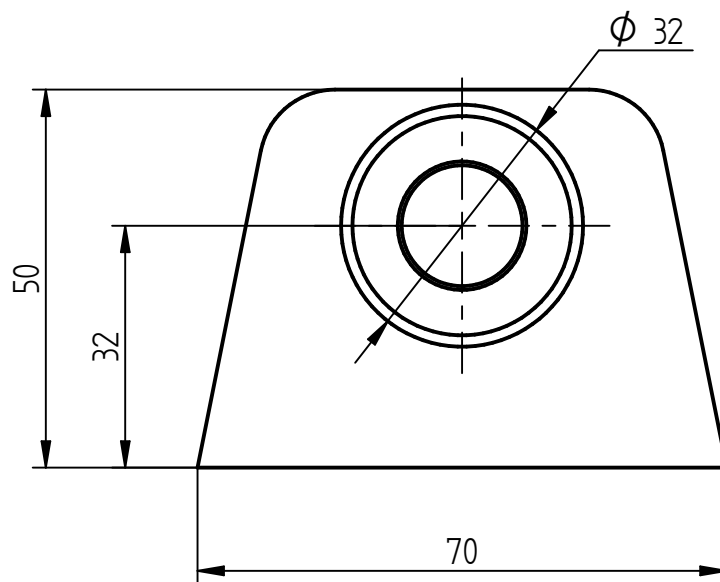
6	ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ.	1		
5	ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL DER.	1		
4	ANCLAJE DE ACTUADOR VERTICAL	2		
3	SOPORTE DE HORQUILLAS	2	SAE 1020	
2	SOPORTES LATERALES	2	SAE 1020	
1	PERFIL IPN 140	1	ACERO	L=850 mm
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				
PUENTE SUPERIOR				
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:4	
APROBO				



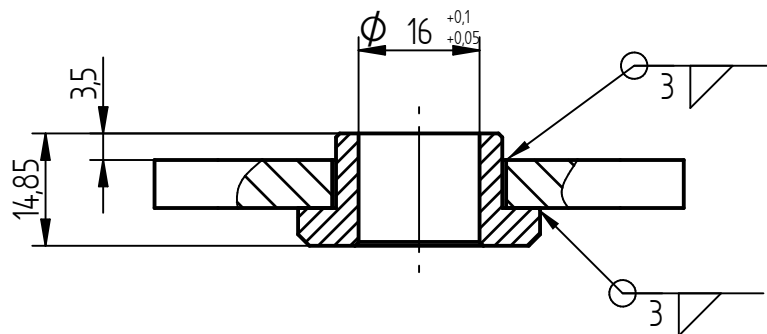
CHAPA 250 x 140 x 9.5 mm			SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTES LATERALES	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2	 PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				



CHAPA 200 x 120 x 6.35 mm			SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			SOPORTE DE HORQUILLAS	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1,5	 PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1,25



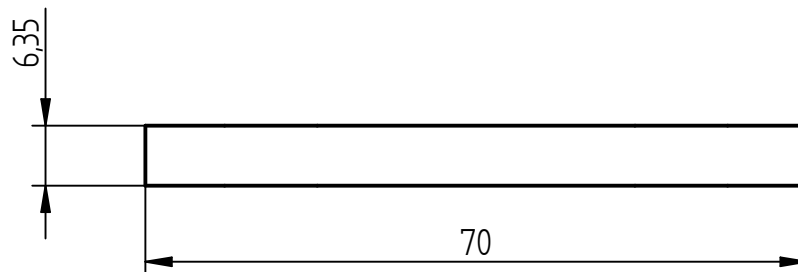
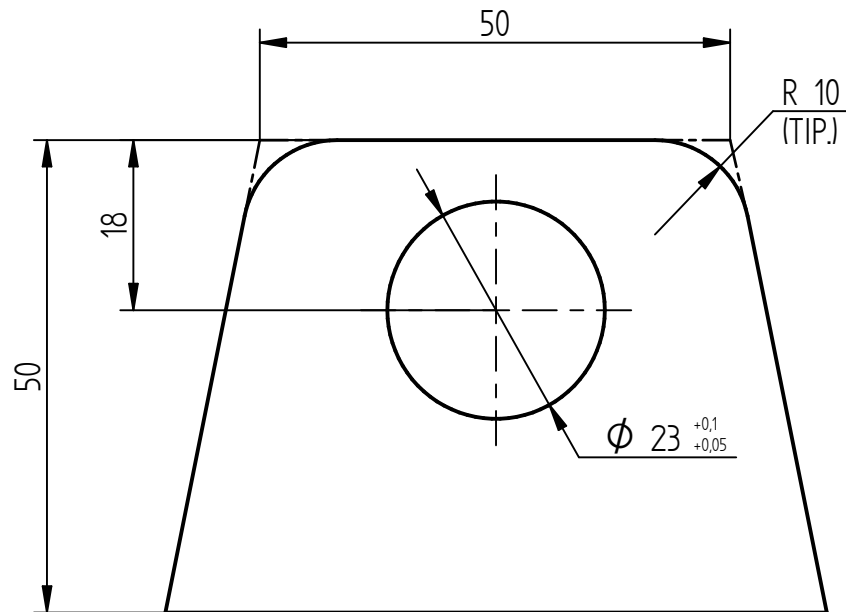
NOTAS:

ARMAR Y SOLDAR. ACOTACIÓN SEGÚN NORMAS AWS.

- PROCESO:

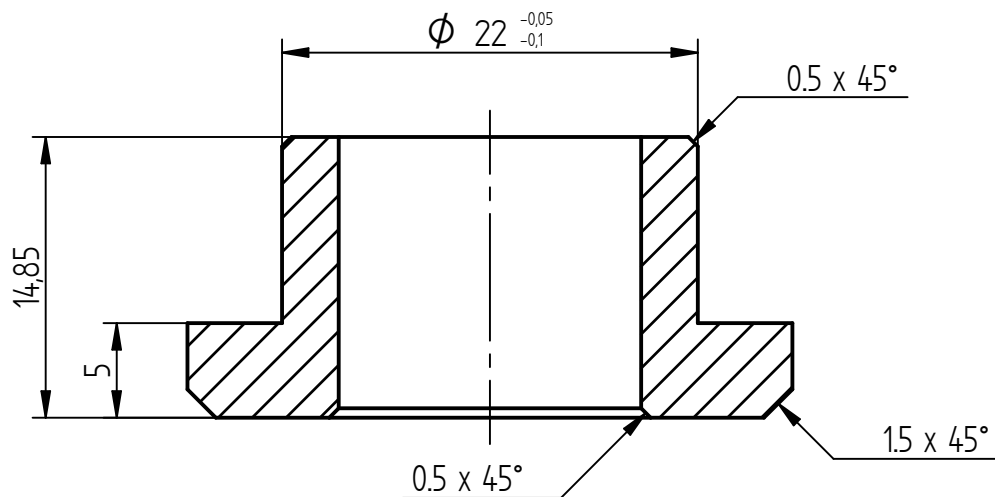
GMAW

2	ANCLAJE DE ACTUADOR VERTICAL - PIEZA 2	1	SAE 1020	
1	ANCLAJE DE ACTUADOR VERTICAL - PIEZA 1	1	SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ANCLAJE DE ACTUADOR VERTICAL	
	FECHA	NOMBRE		PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				

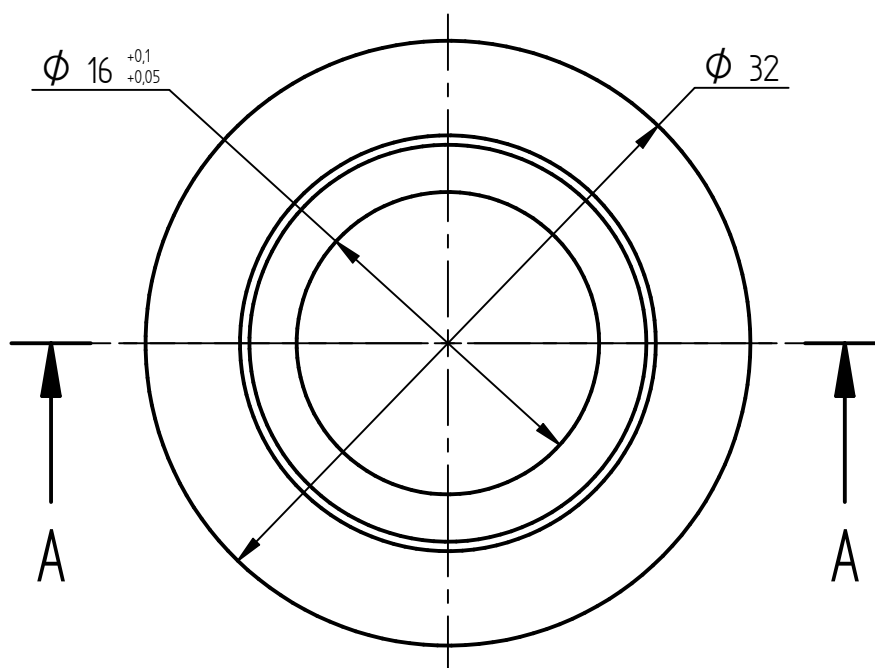


CHAPA 70 x 50 x 6.35 mm			SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES
			ANCLAJE ACTUADOR VERTICAL - PIEZA 1	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1,25:1	ANCLAJE ACTUADOR VERTICAL PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				

3.2 /



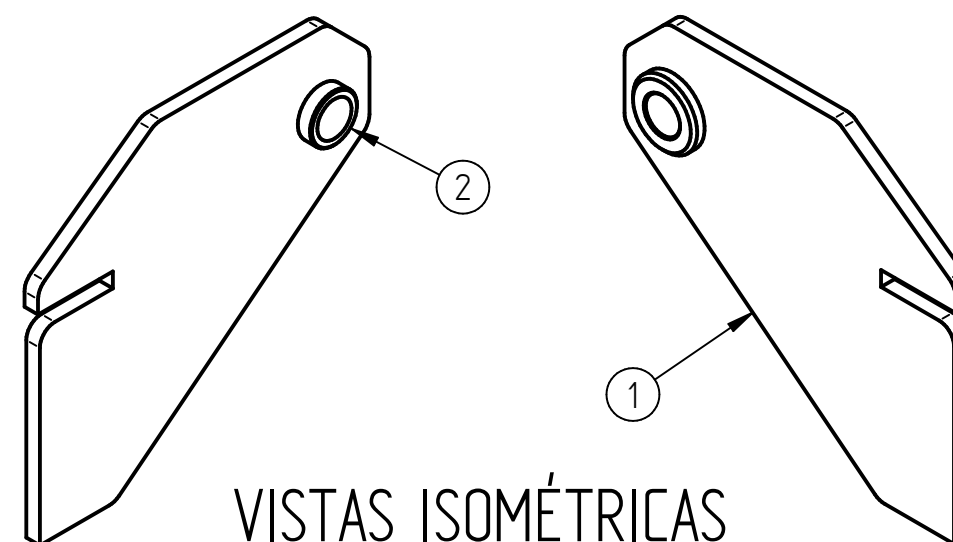
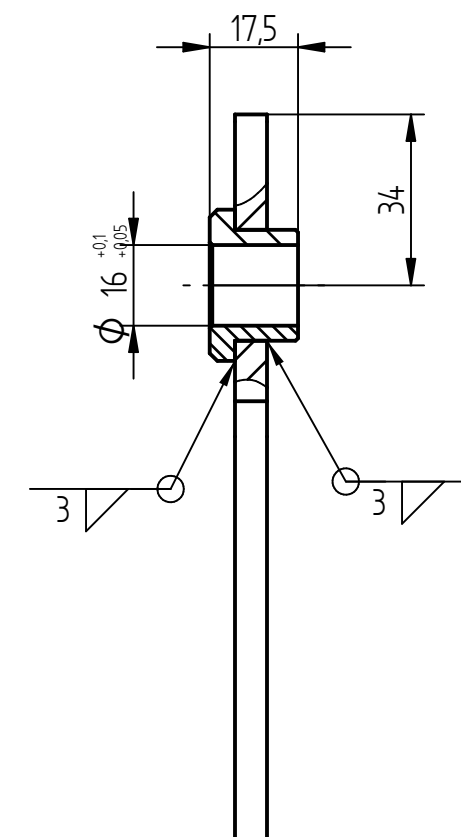
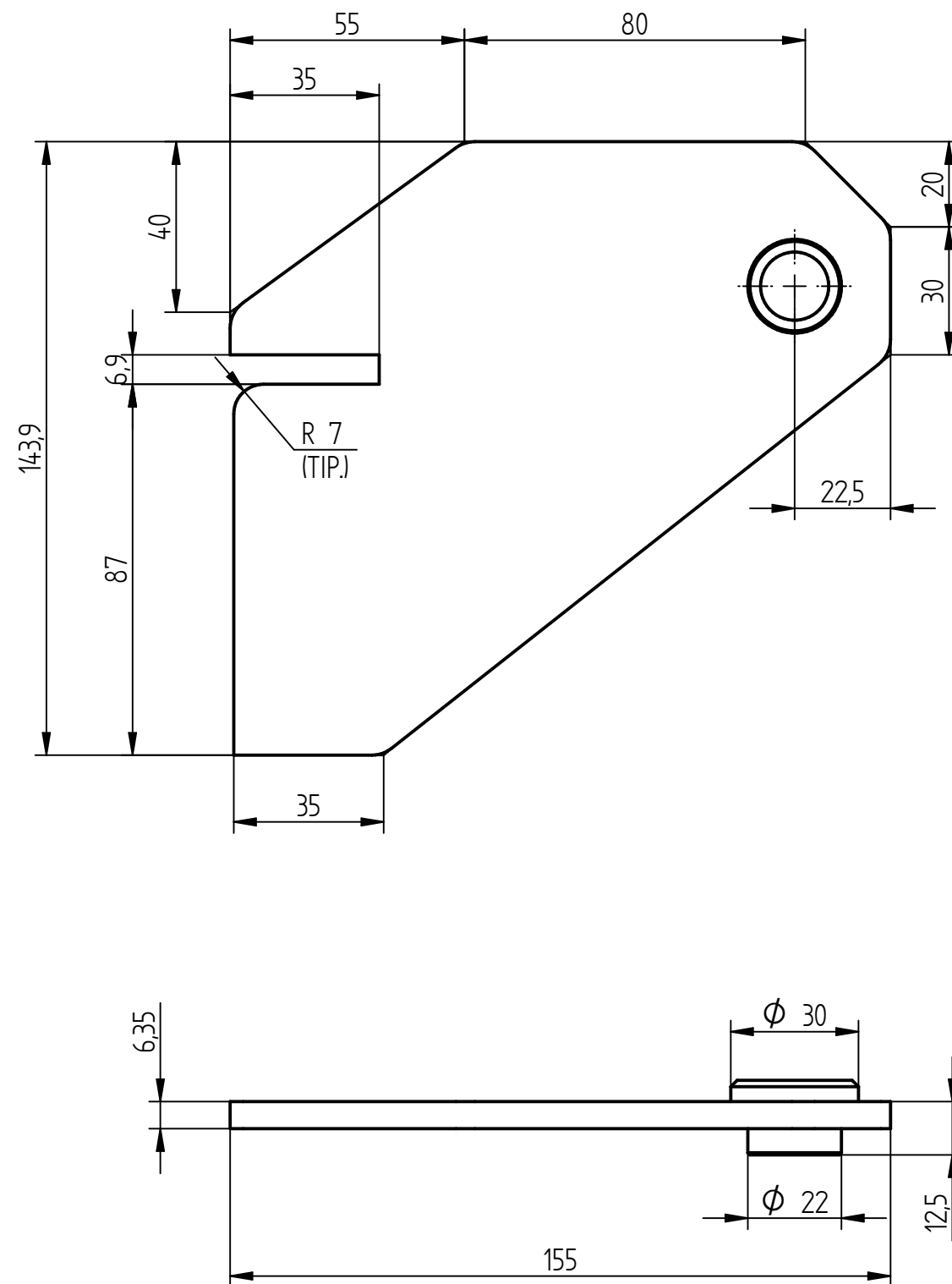
CORTE A-A
ESCALA 2,5:1



NOTAS:

1. RADIO NO ACOTADO $r = 0.4 \text{ mm}$

REDONDO $\phi 32 \times 14.85 \text{ mm}$			SAE 1020		
DESCRIPCION			MATERIAL		OBSERVACIONES
			PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		
			ANCLAJE ACTUADOR VERTICAL - PIEZA 2		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 2,5:1		ANCLAJE ACTUADOR VERTICAL PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ			
APROBO					



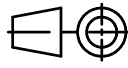
VISTAS ISOMÉTRICAS
ESCALA 1:2,5

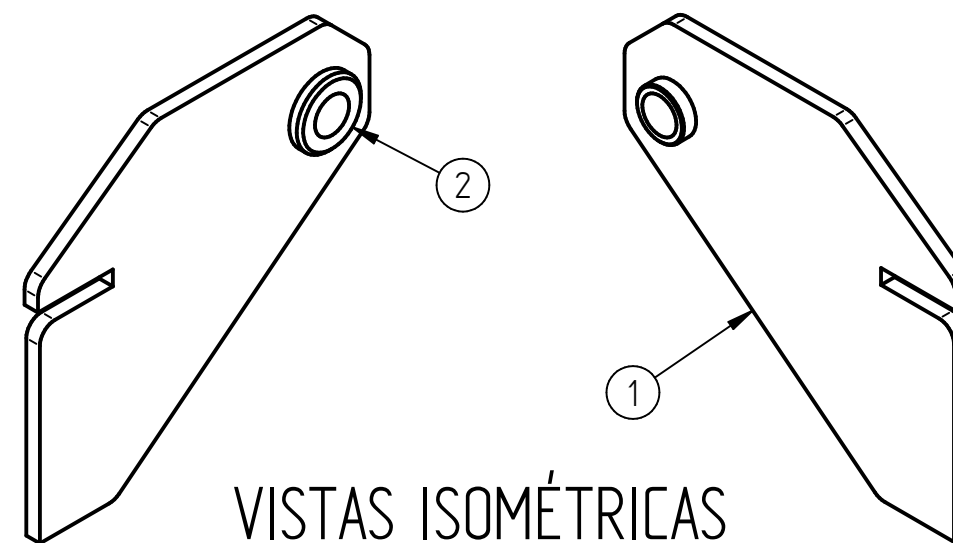
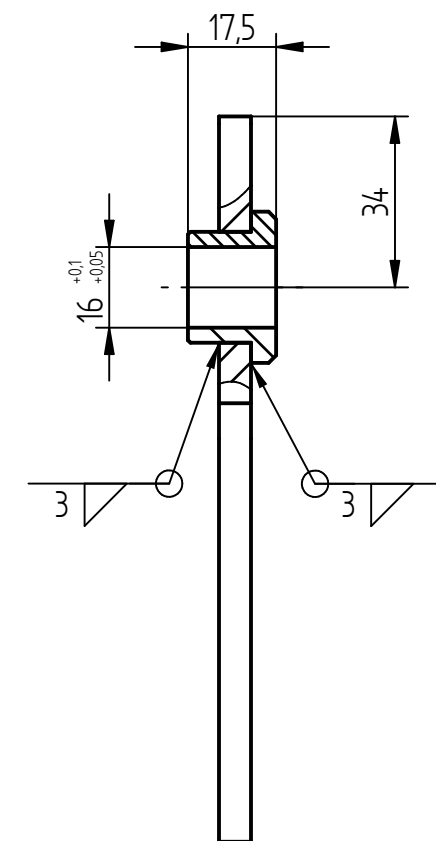
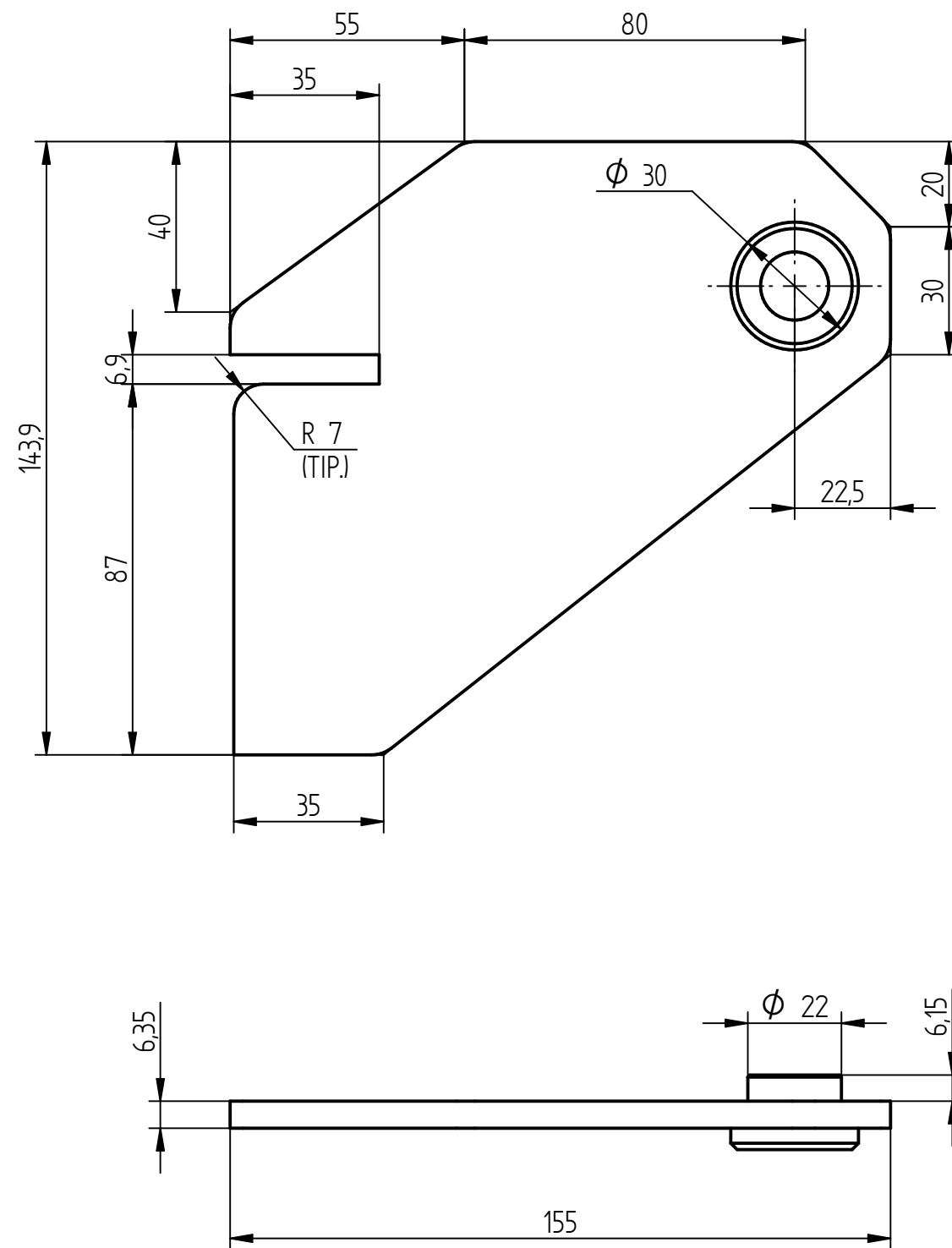
NOTAS:

ARMAR Y SOLDAR. ACOTACIÓN SEGÚN NORMAS AWS.

- PROCESO:

GMAW

2	ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ -PIEZA 2	1	SAE 1020	
1	ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ -PIEZA 1	1	SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL DER.	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	 PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:1,5	
APROBO				



VISTAS ISOMÉTRICAS
ESCALA 1:2,5

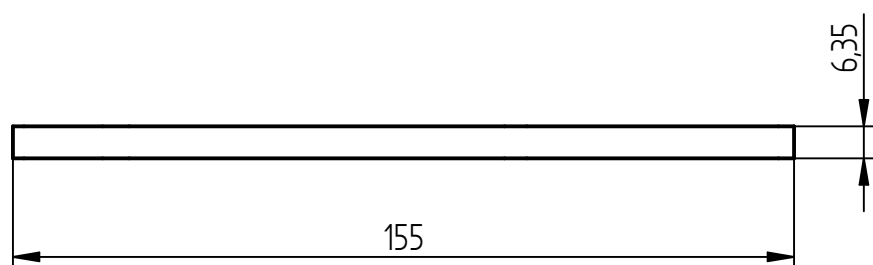
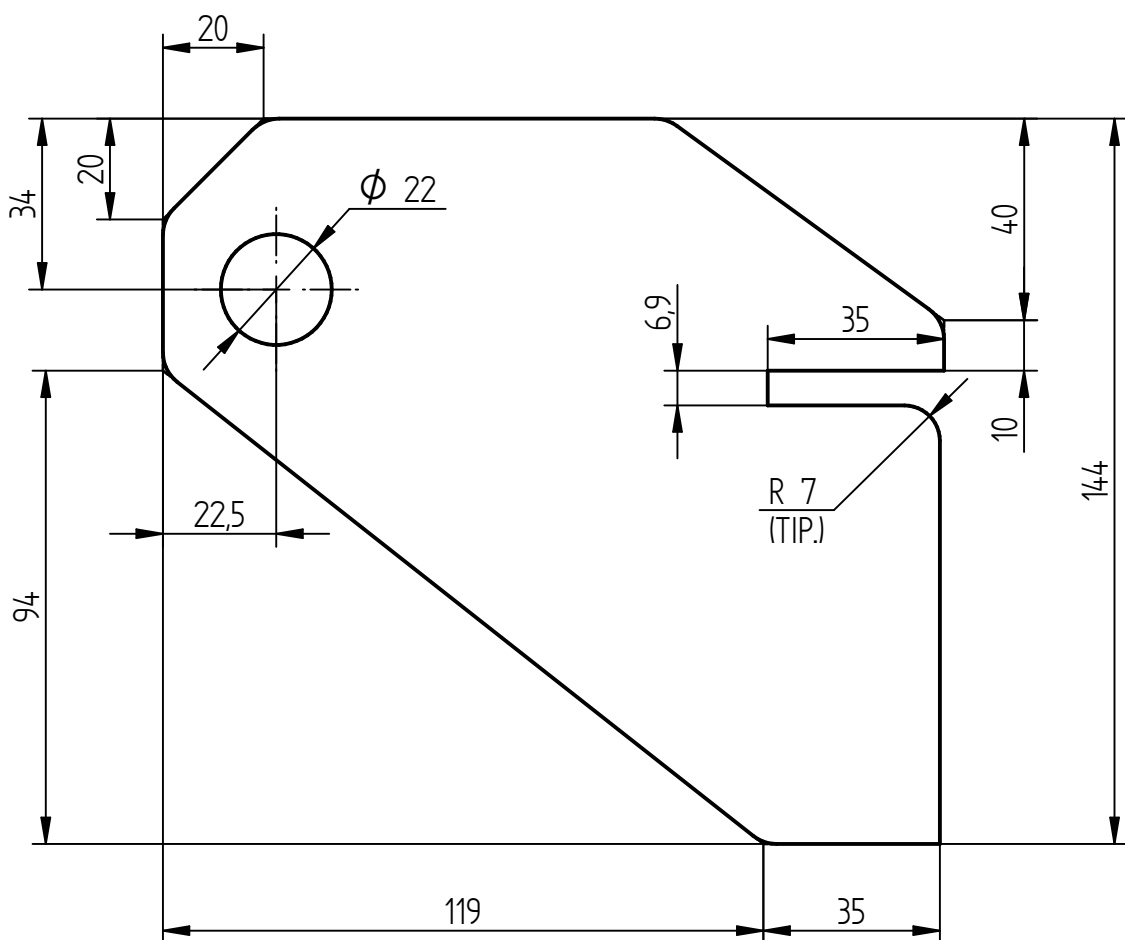
NOTAS:

ARMAR Y SOLDAR. ACOTACIÓN SEGÚN NORMAS AWS.

- PROCESO:

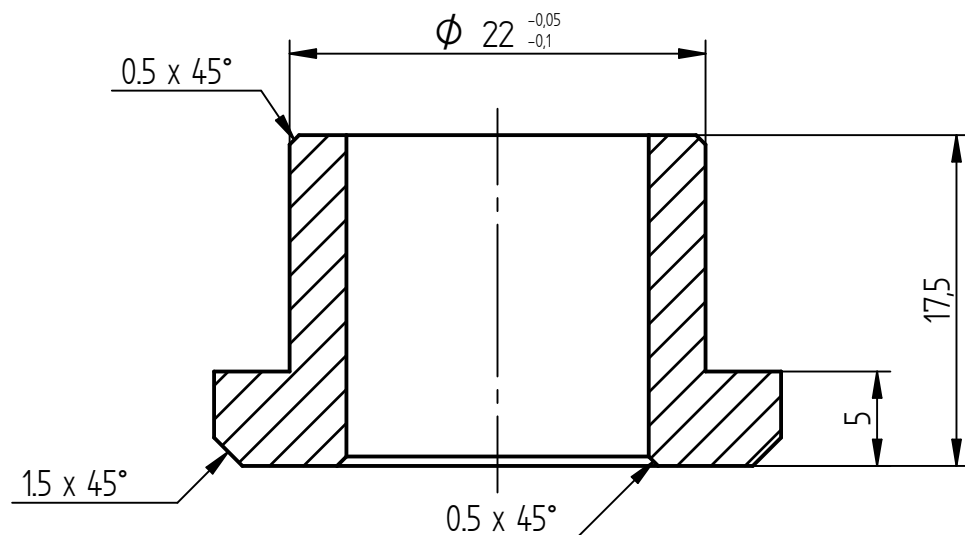
GMAW

2	ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ -PIEZA 2	1	SAE 1020	
1	ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ -PIEZA 1	1	SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
eim escuela de ingeniería mecánica PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ.	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:1,5	
APROBO				

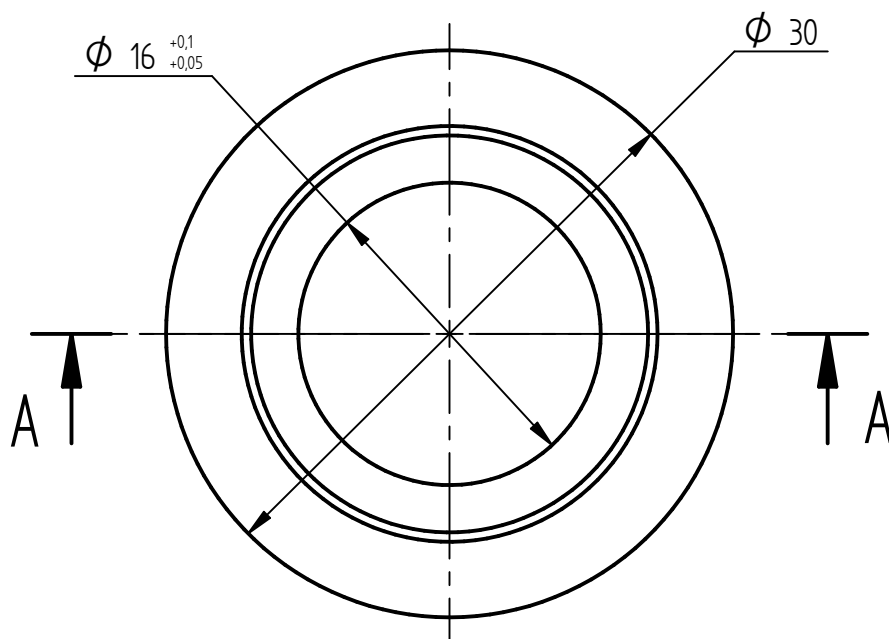


CHAPA 144 x 119 x 6.35 mm				SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION				MATERIAL	OBSERVACIONES
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ – PIEZA 1	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1,5		ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO – LUDÍ			
APROBO					

3.2 /



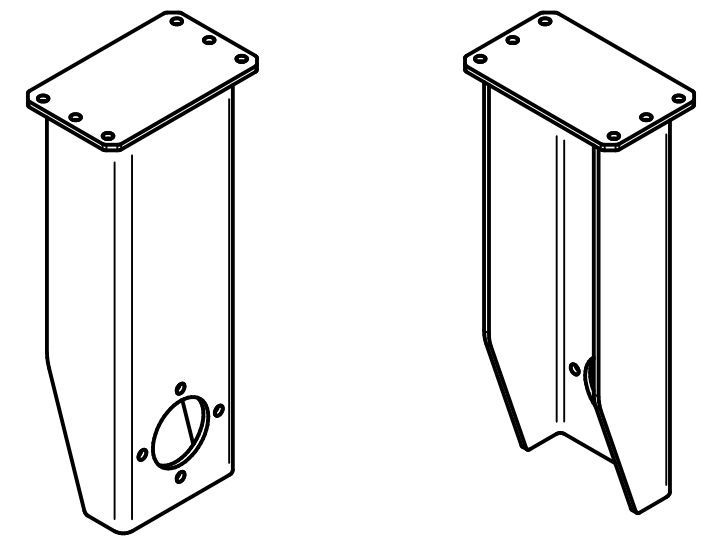
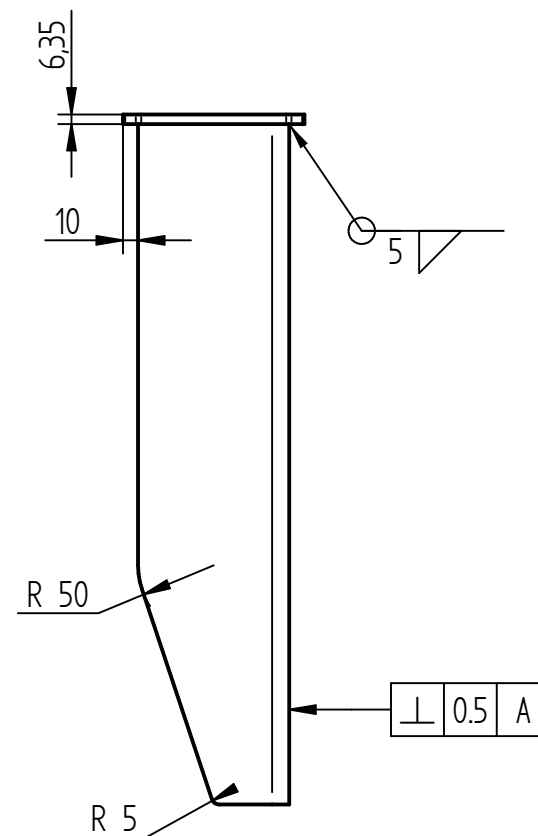
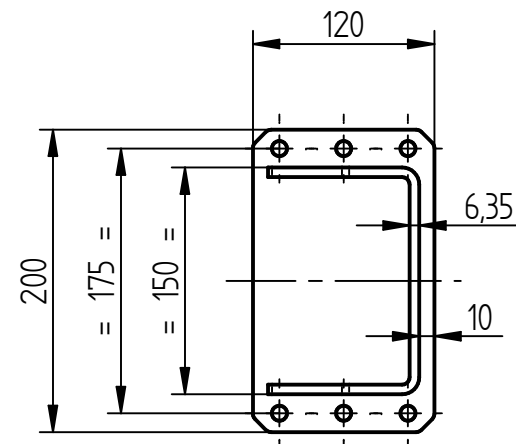
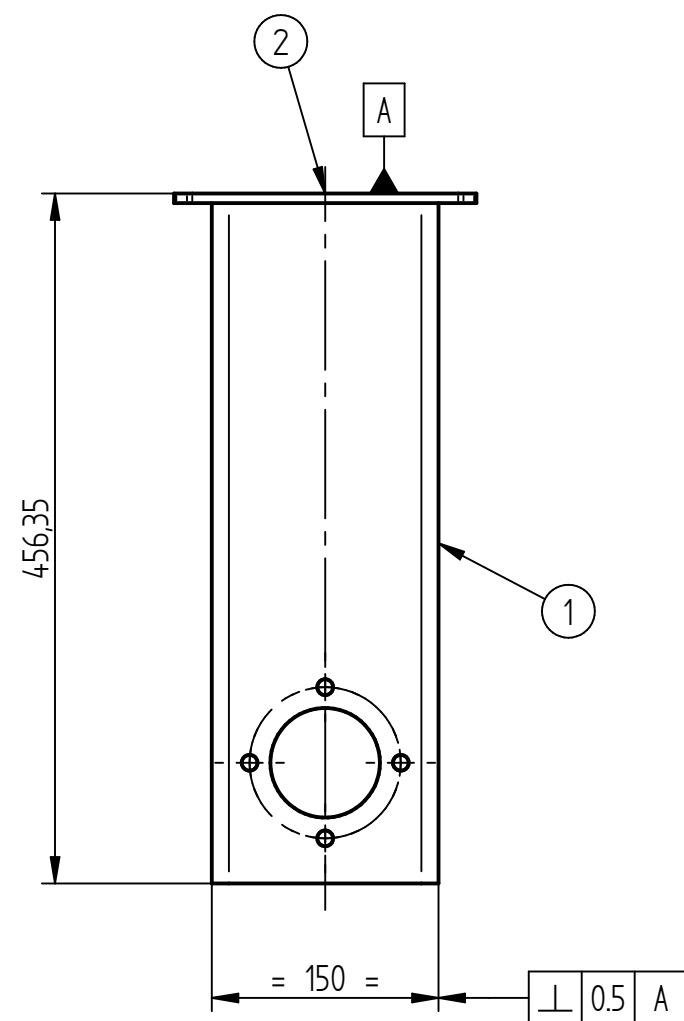
CORTE A-A
ESCALA 2,5:1



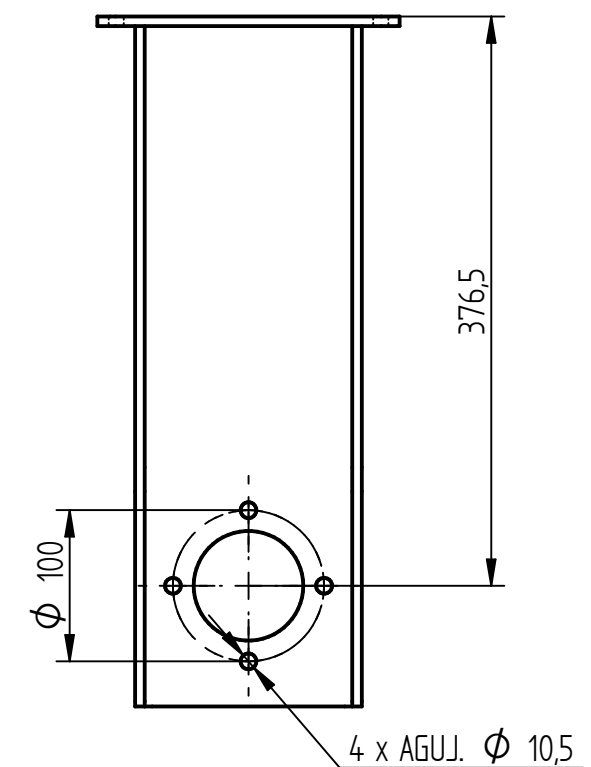
NOTAS:

1. RADIO NO ACOTADO $r = 0.4 \text{ mm}$

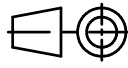
CHAPA 144 x 119 x 6.35 mm			SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL - PIEZA 2	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 2,5:1	 ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL IZQ. - DER. PUENTE SUPERIOR
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				

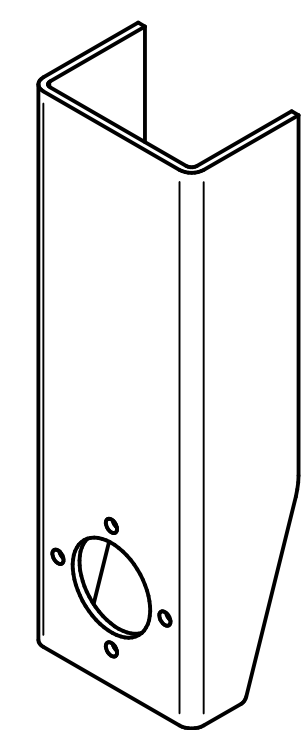
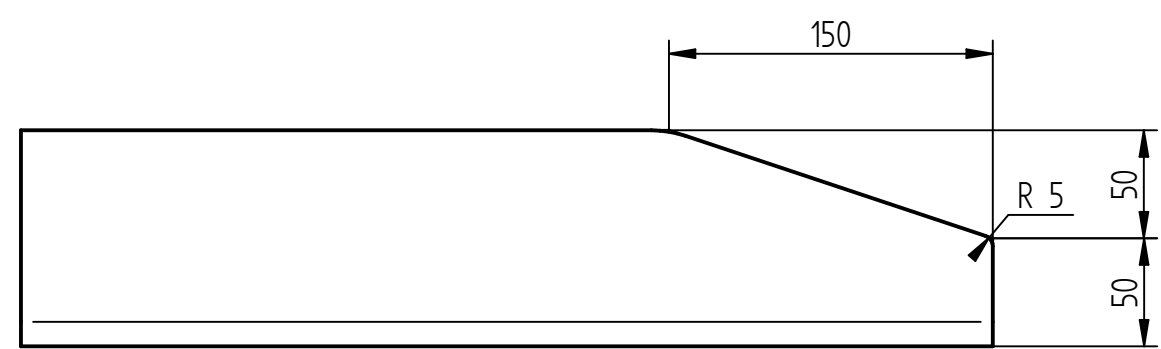
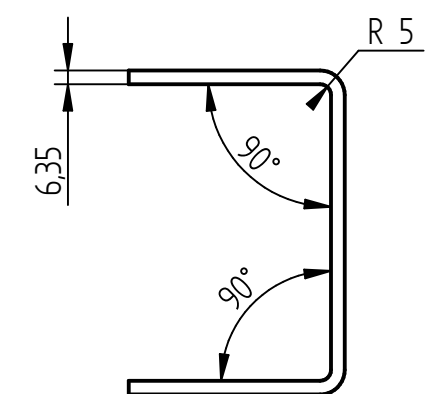
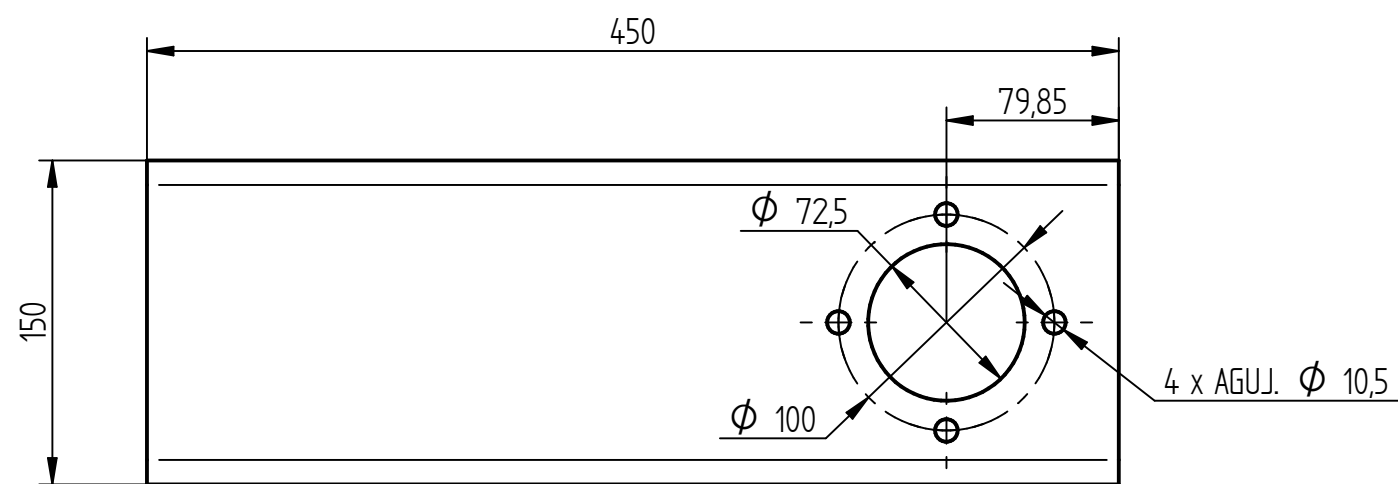


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:7

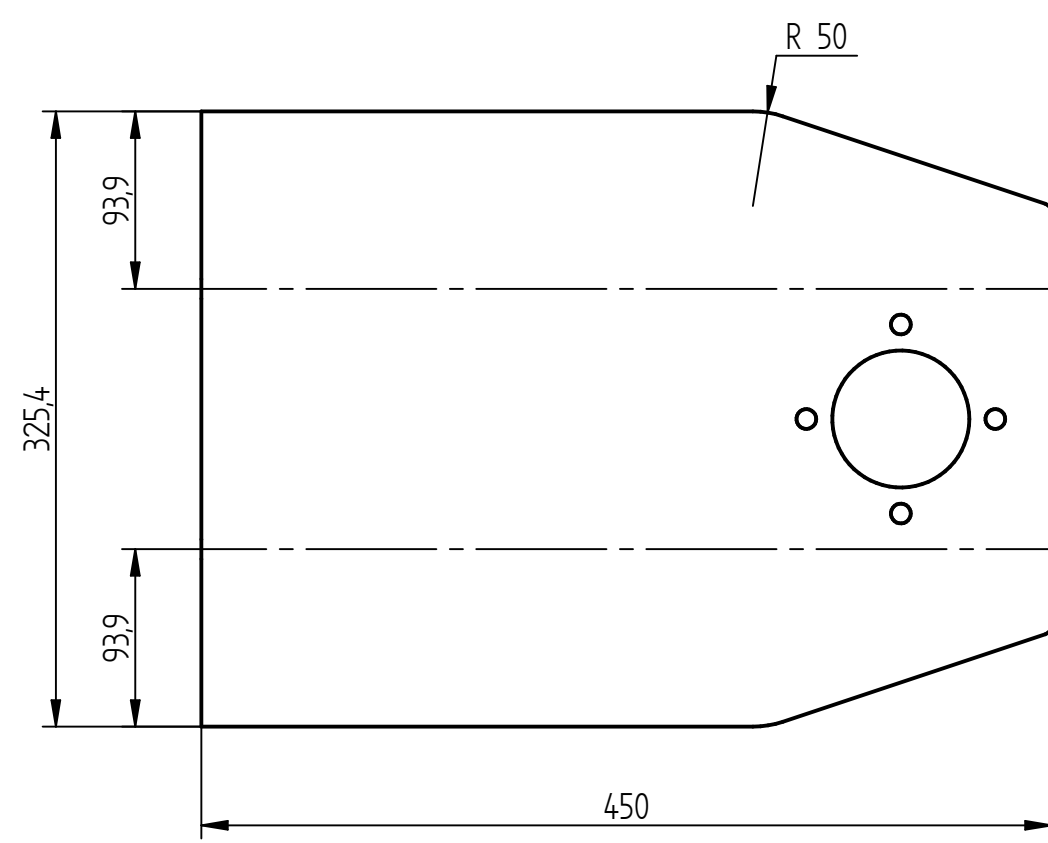


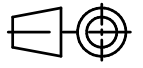
NOTAS:
ARMAR Y SOLDAR. ACOTACIÓN SEGÚN NORMAS AWS.
- PROCESO:
GMAW

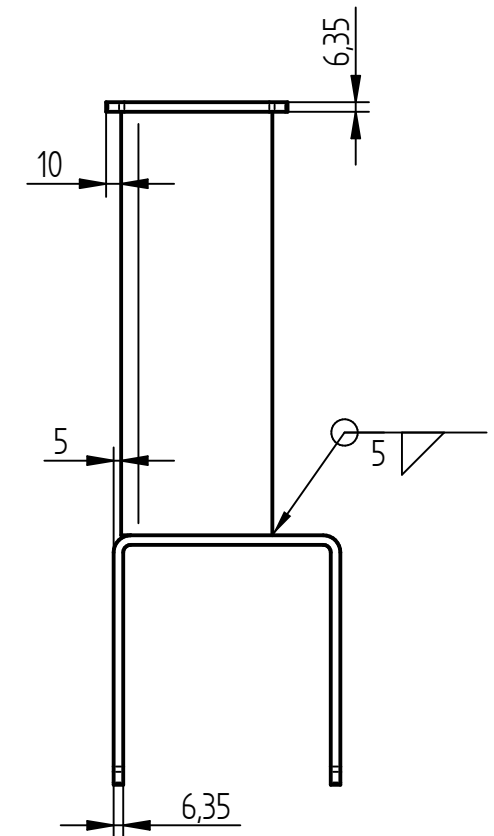
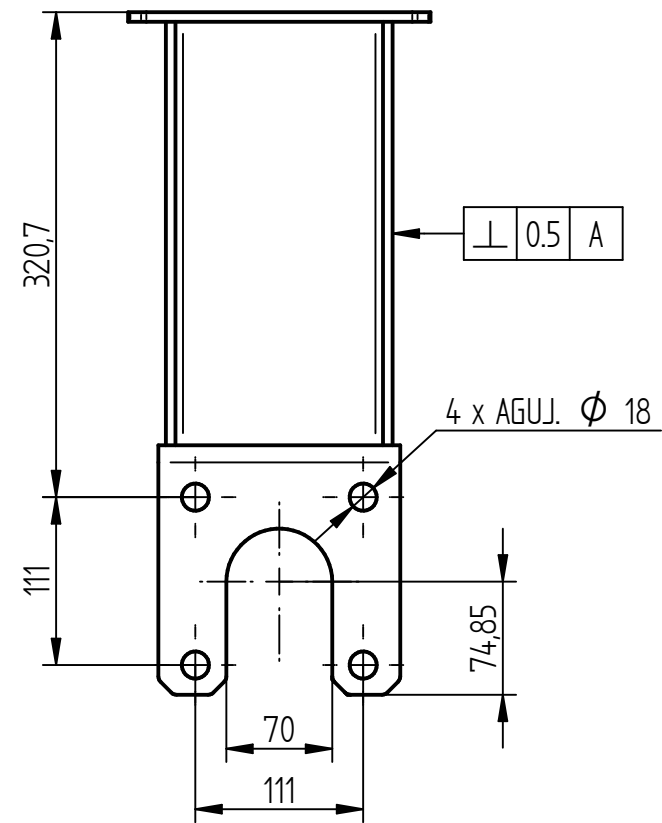
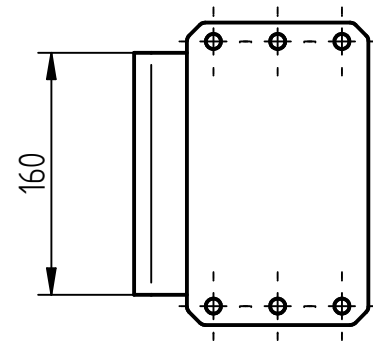
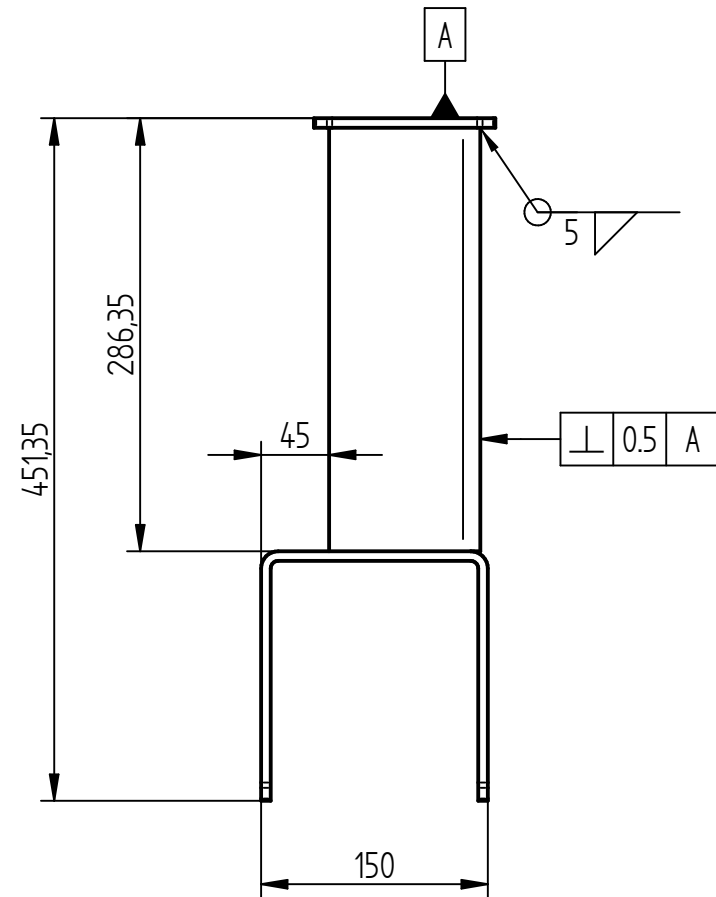
2	SOPORTE DE HORQUILLAS	1	SAE 1020	
1	HORQUILLA DERECHA - PIEZA 1	1	SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
			HORQUILLA DERECHA	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDI		
APROBO				



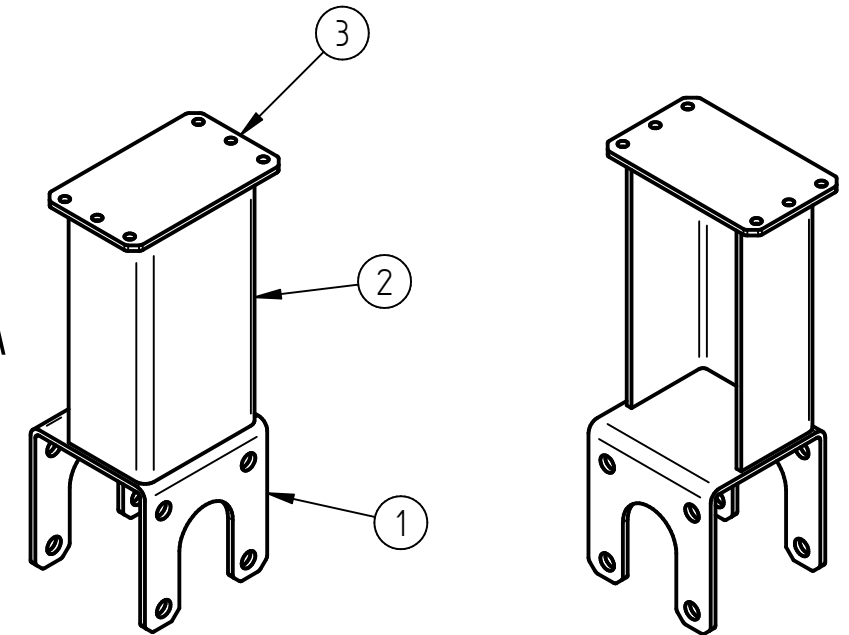
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5



CHAPA 450 x 325.4 x 6.35				SAE 1020	
DESCRIPCION				MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				HORQUILLA DERECHA - PIEZA 1	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		HORQUILLA DERECHA
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDI	1:5		
APROBO					

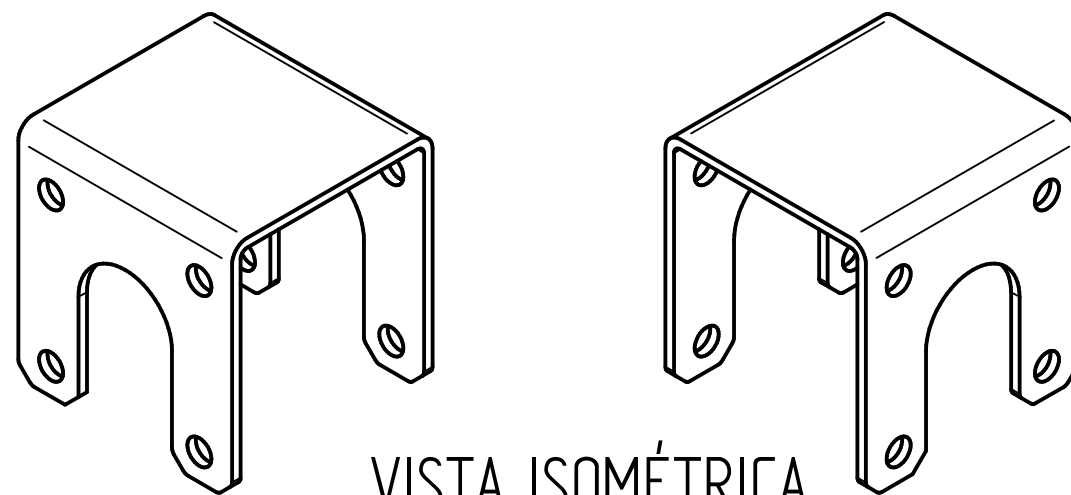
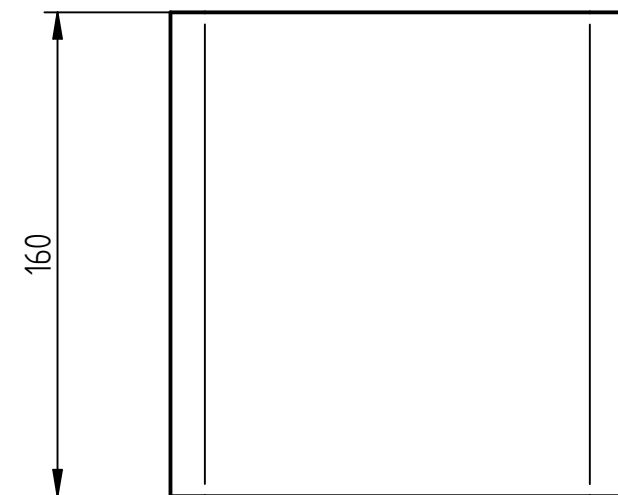
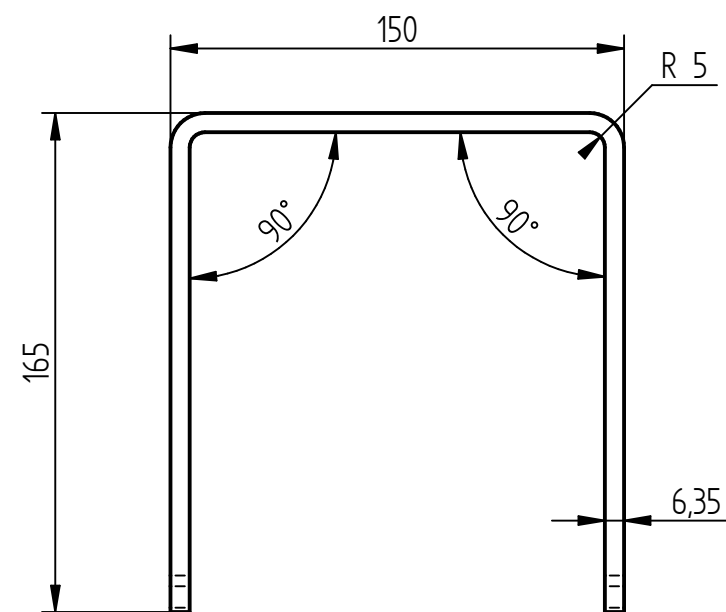


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:7

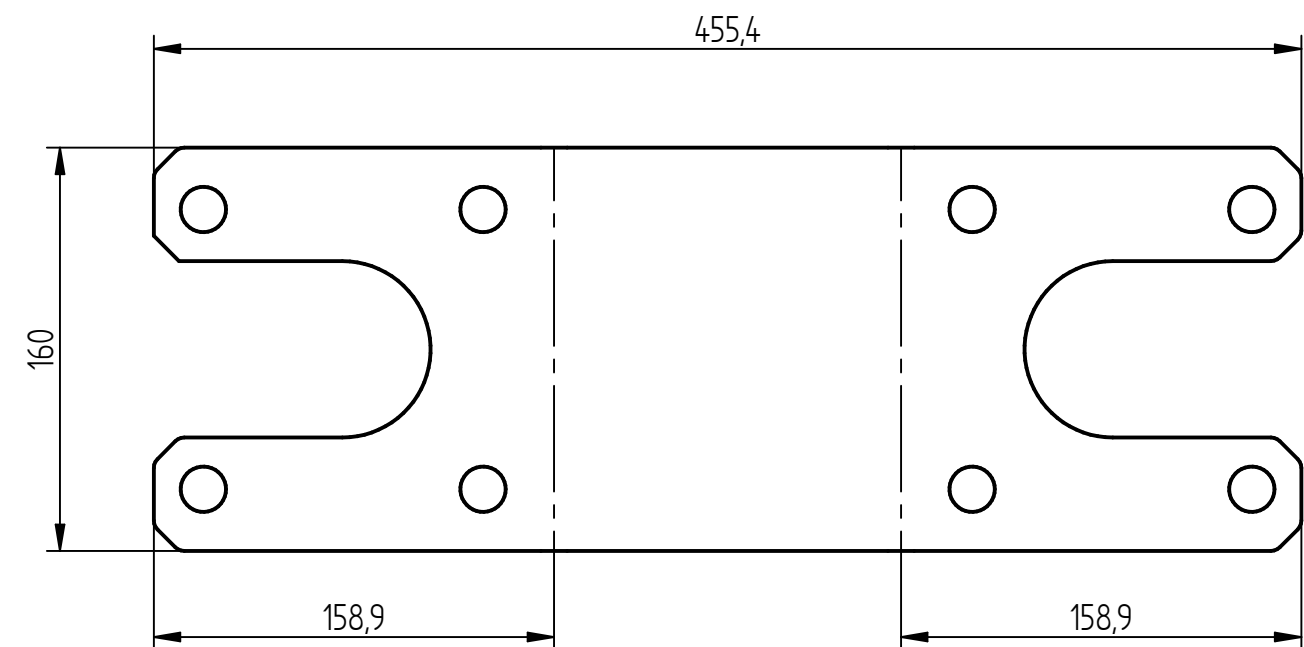
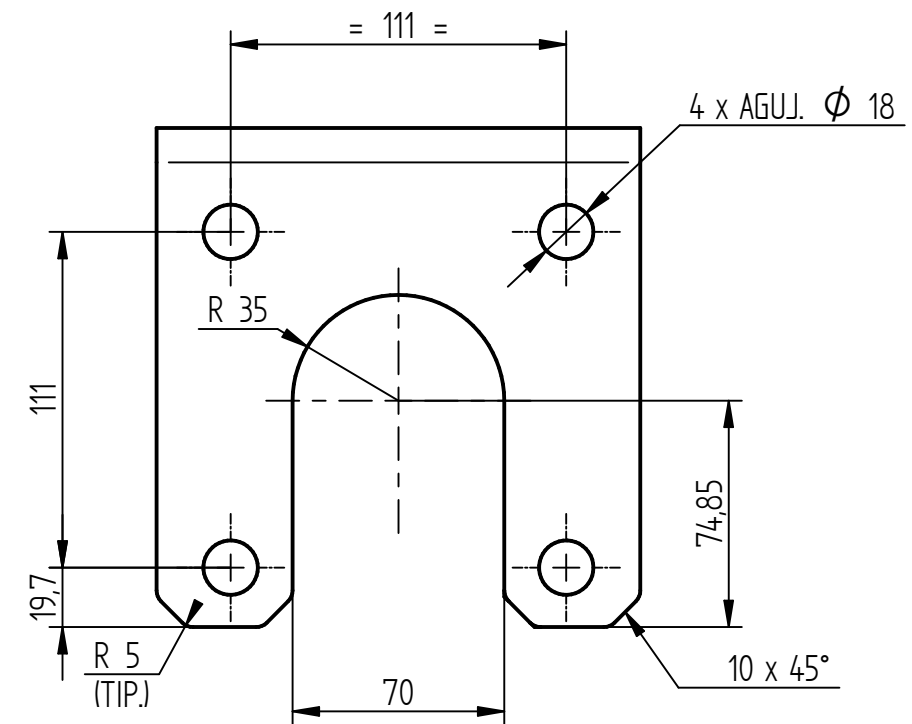


NOTAS:
ARMAR Y SOLDAR. ACOTACIÓN SEGÚN NORMAS AWS.
- PROCESO:
GMAW

3	SOPORTE DE HORQUILLAS	1	SAE 1020	
2	HORQUILLA IZQUIERDA - PIEZA 2	1	SAE 1020	
1	HORQUILLA IZQUIERDA - PIEZA 1	1	SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
			PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO	
DIBUJO		FECHA	NOMBRE	ESCALAS
APROBO		17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:5
			HORQUILLA IZQUIERDA	

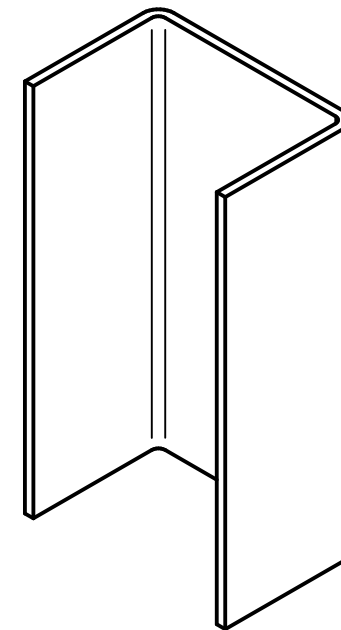
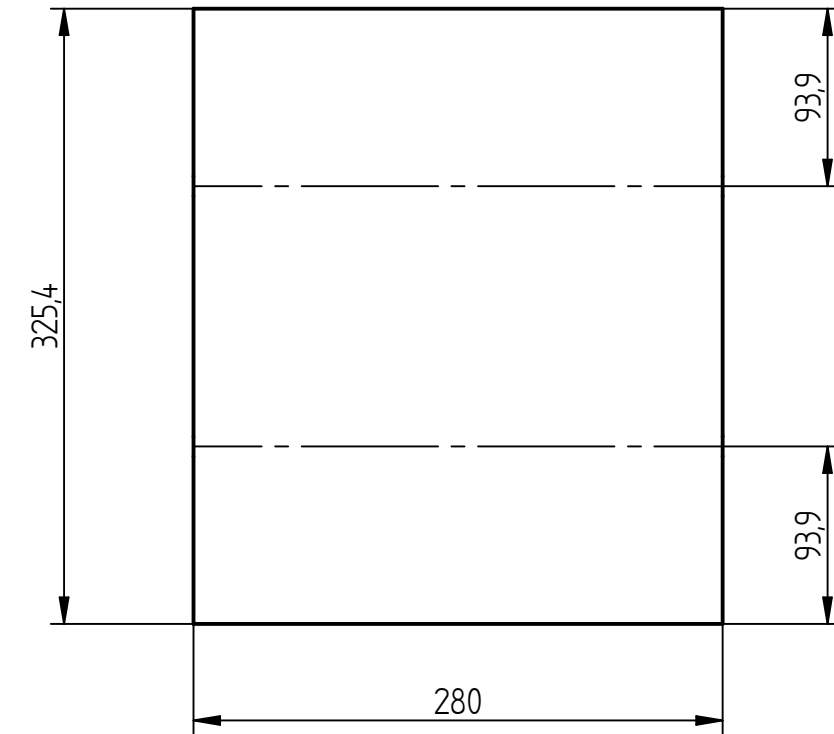
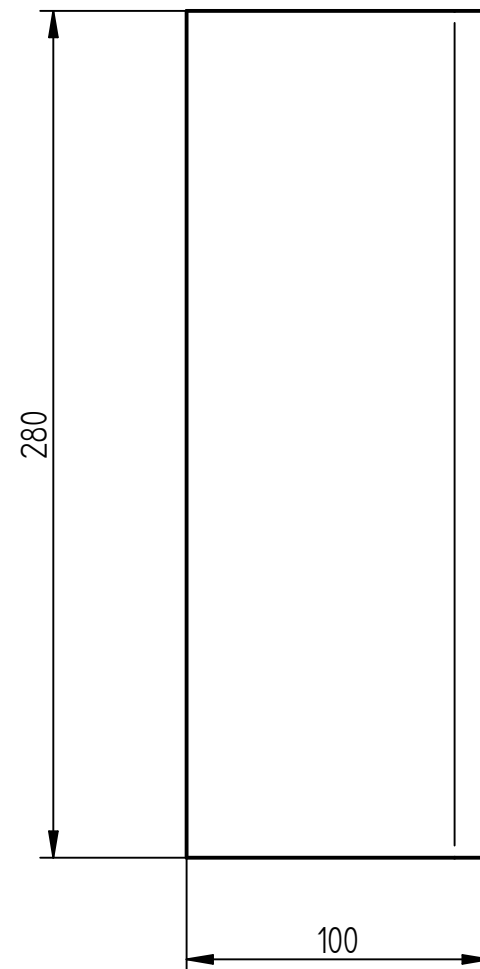
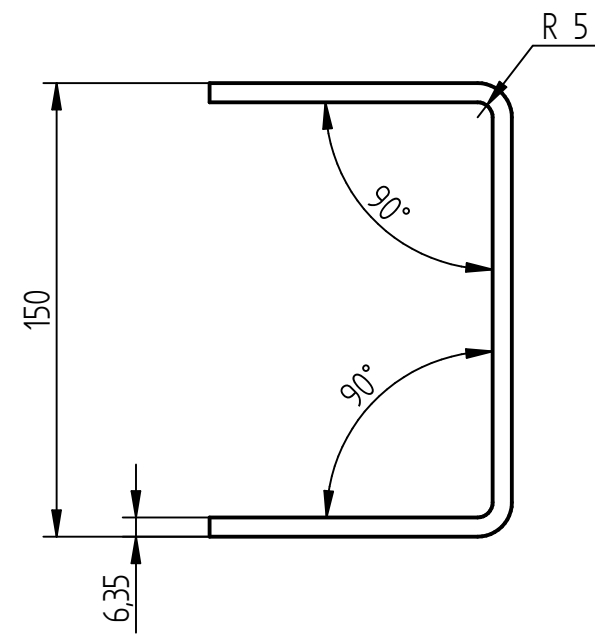


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:4

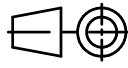


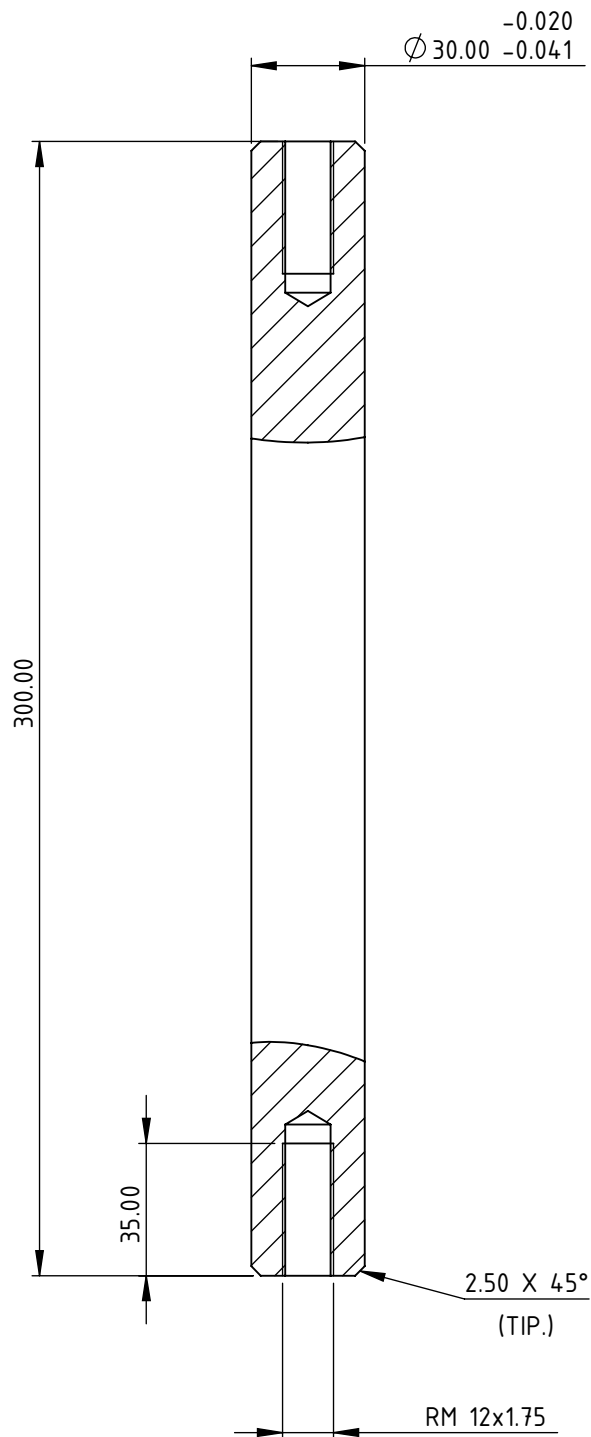
DESARROLLO
ESCALA 1:3

CHAPA 455.4 x 160 x 6.35 mm				SAE 1020	CORTE LÁSER + PLEGADO
DESCRIPCION				MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				HORQUILLA IZQUIERDA - PIEZA 1	
DIBUJO	FECHA 17/10/23	NOMBRE LÁZARO - LUDÍ	ESCALAS 1:2,5		HORQUILLA IZQUIERDA
APROBO					

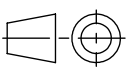


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:4

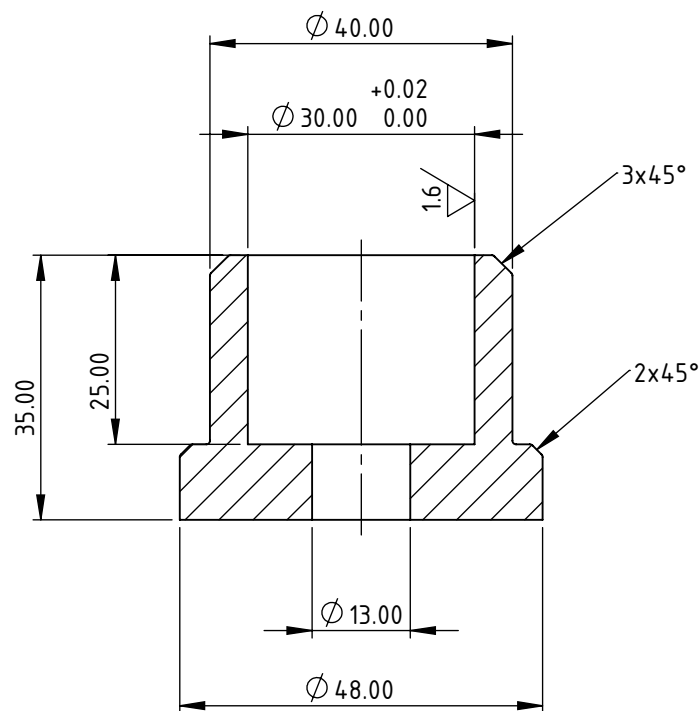
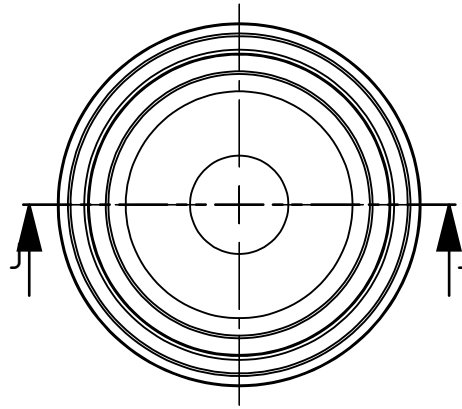
CHAPA 325.4 x 280 x 6.35 mm				SAE 1020	CORTE LÁSER + PLEGADO
DESCRIPCION				MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				HORQUILLA IZQUIERDA - PIEZA 2	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		HORQUILLA IZQUIERDA
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:2,5		
APROBO					



TERMINACION SUPERFICIAL: RECTIFICADO, PULIDO Y CON LAMINA DE CROMO DURO DE 0.002MM DE ESPESOR
TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

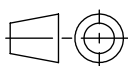
1	REDONDO DIAM. 30 L=300			SAE 4140		
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL		OBS
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				GUIAS		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		—	
DIBUJO	16/10/23	LAZARO—LUDI				
APROBO						

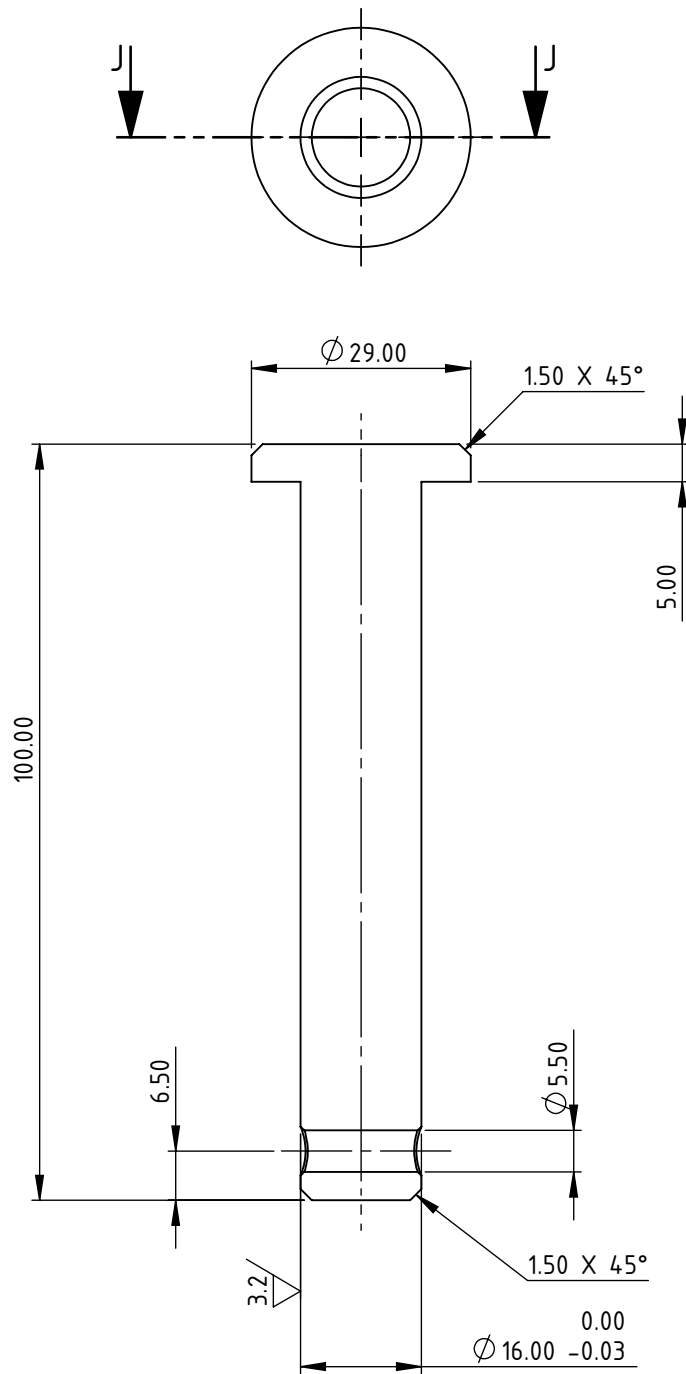
3.2/ 1.6/



SECCIÓN J-J

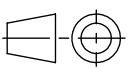
TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

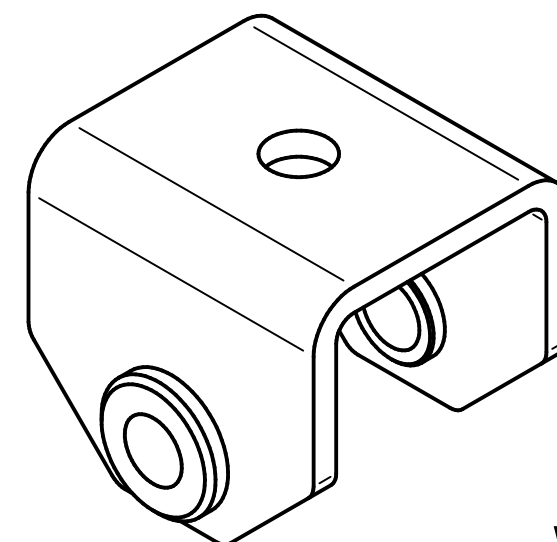
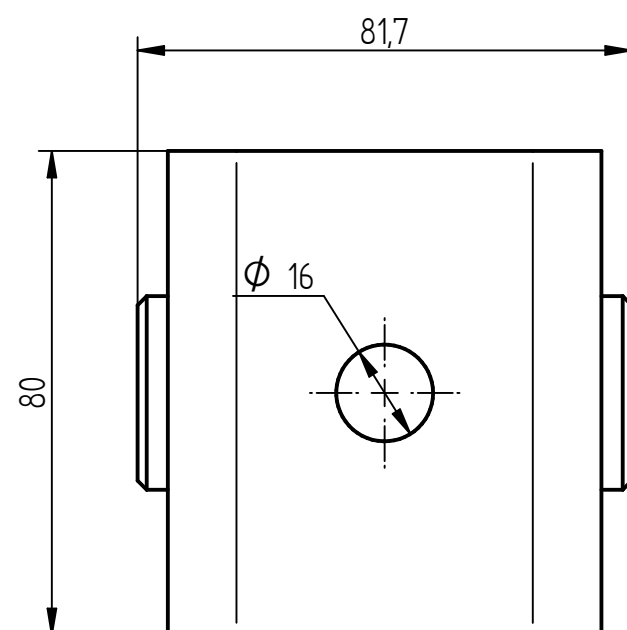
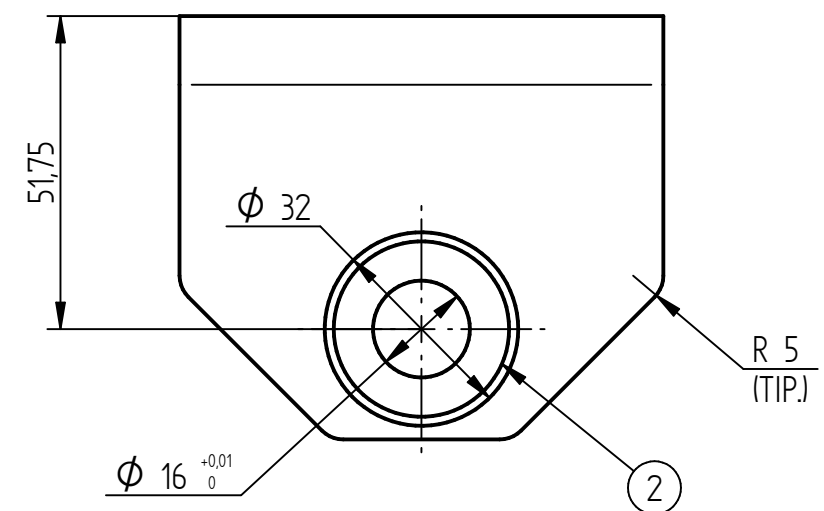
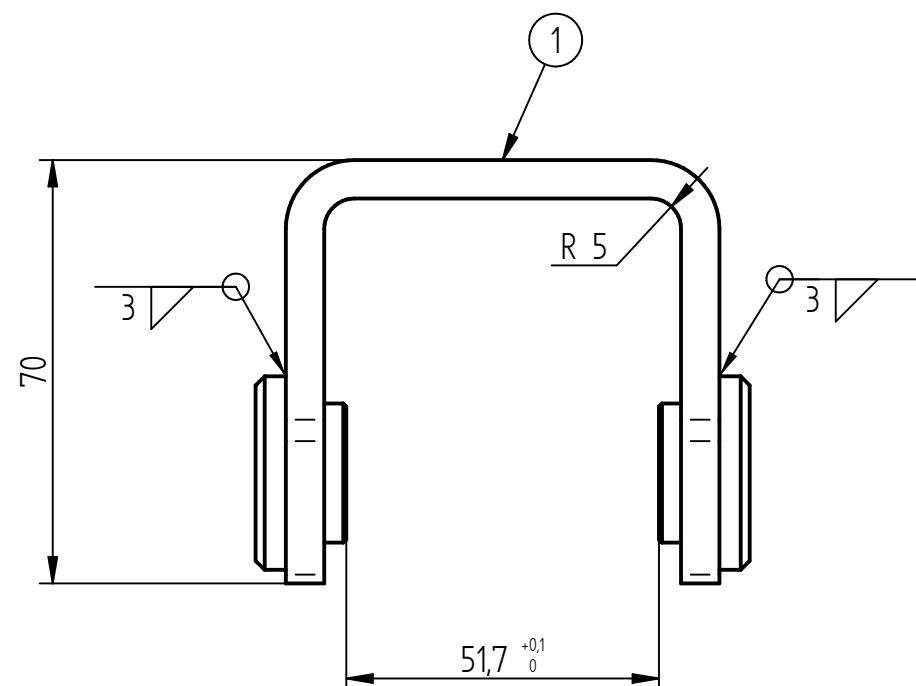
1	REDONDO DIAM. 48 L=35			SAE 1020		
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL		OBS
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				SOPORTE DE GUIAS		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		—	
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI				
APROBO						



SECCIÓN J-J

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

1	REDONDO DIAM. 29 L=100			SAE 1020		
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL		OBS
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				PERNO ANCLAJE ACTUADOR A		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS :		—	
DIBUJO	16/10/23	LAZARO—LUDI				
APROBO						

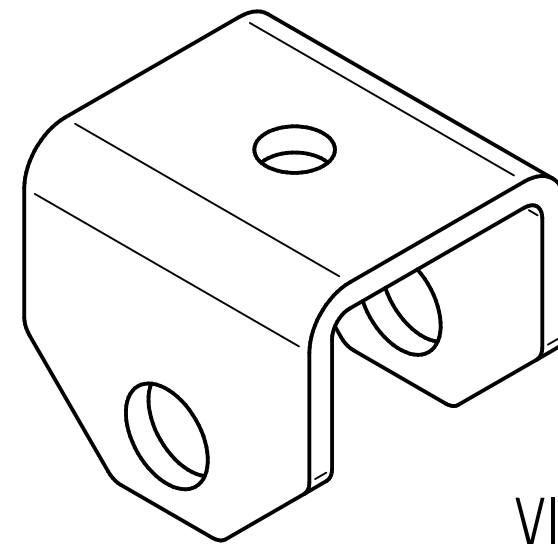
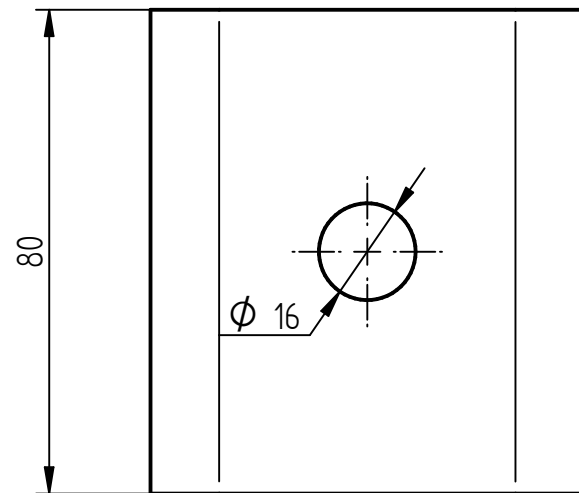
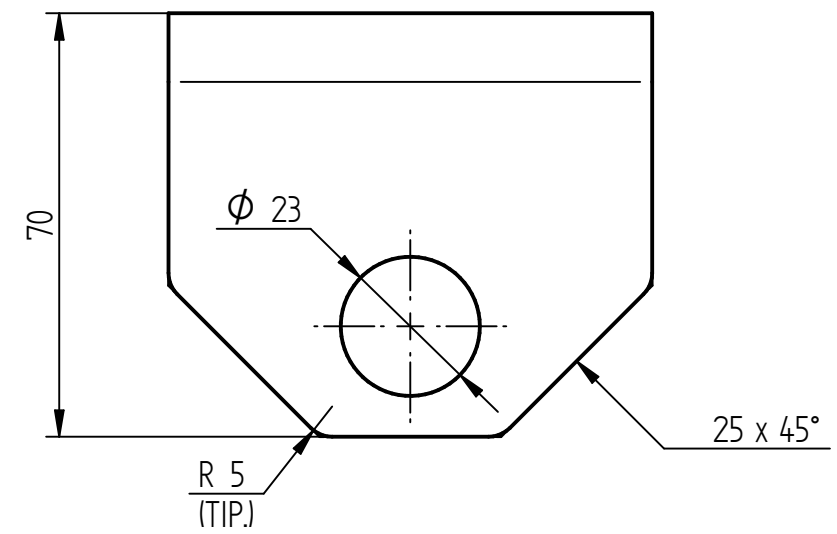
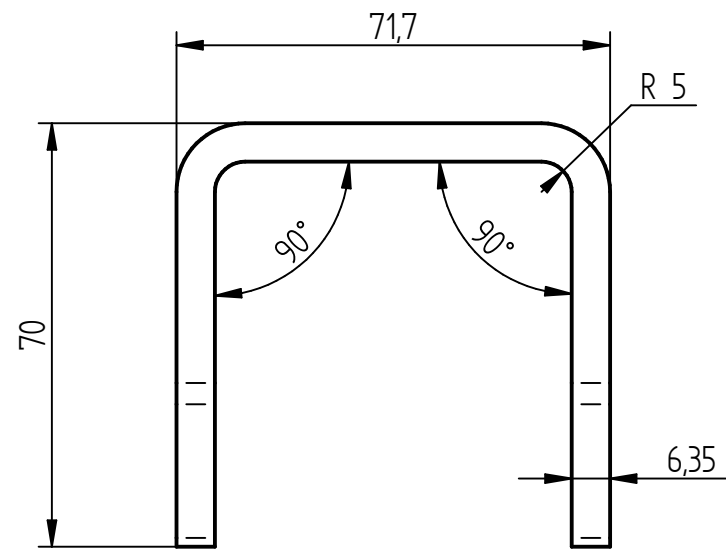


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1,5

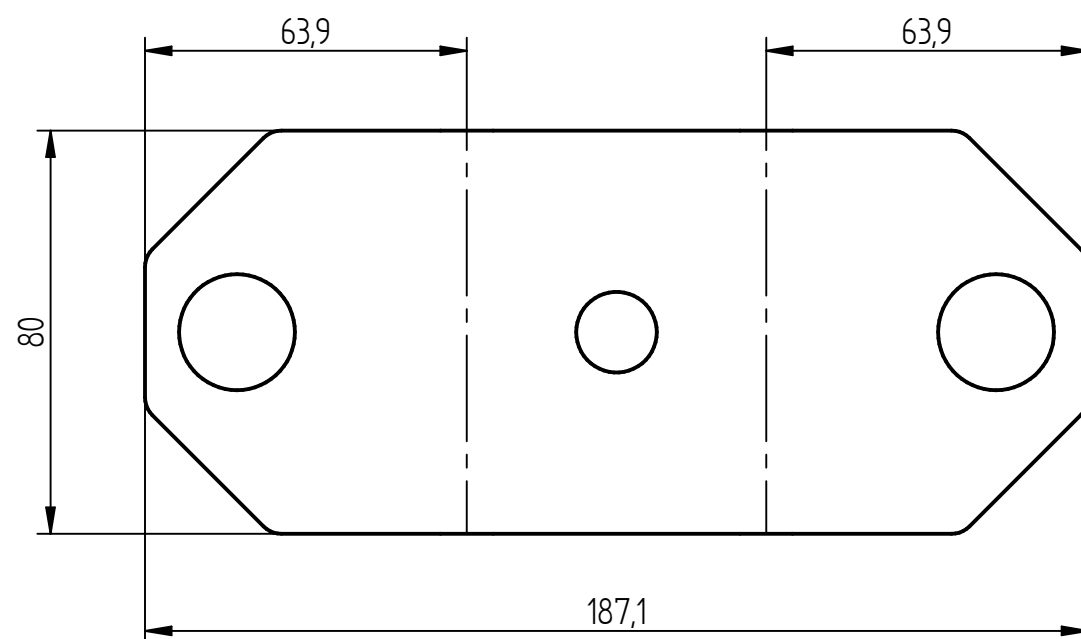
NOTAS:

1. ARMAR Y SOLDAR. ACOTACIÓN SEGÚN NORMAS AWS.
- PROCESO:
GMAW

2	ANCLAJE ACTUADOR VERTICAL - PIEZA 2	2		
1	ANCLAJE ACTUADOR A - PIEZA 1	1		
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ANCLAJE ACTUADOR A	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:1,25	
APROBO				

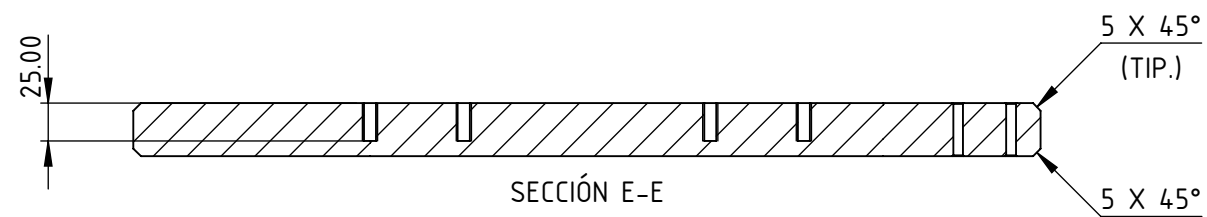
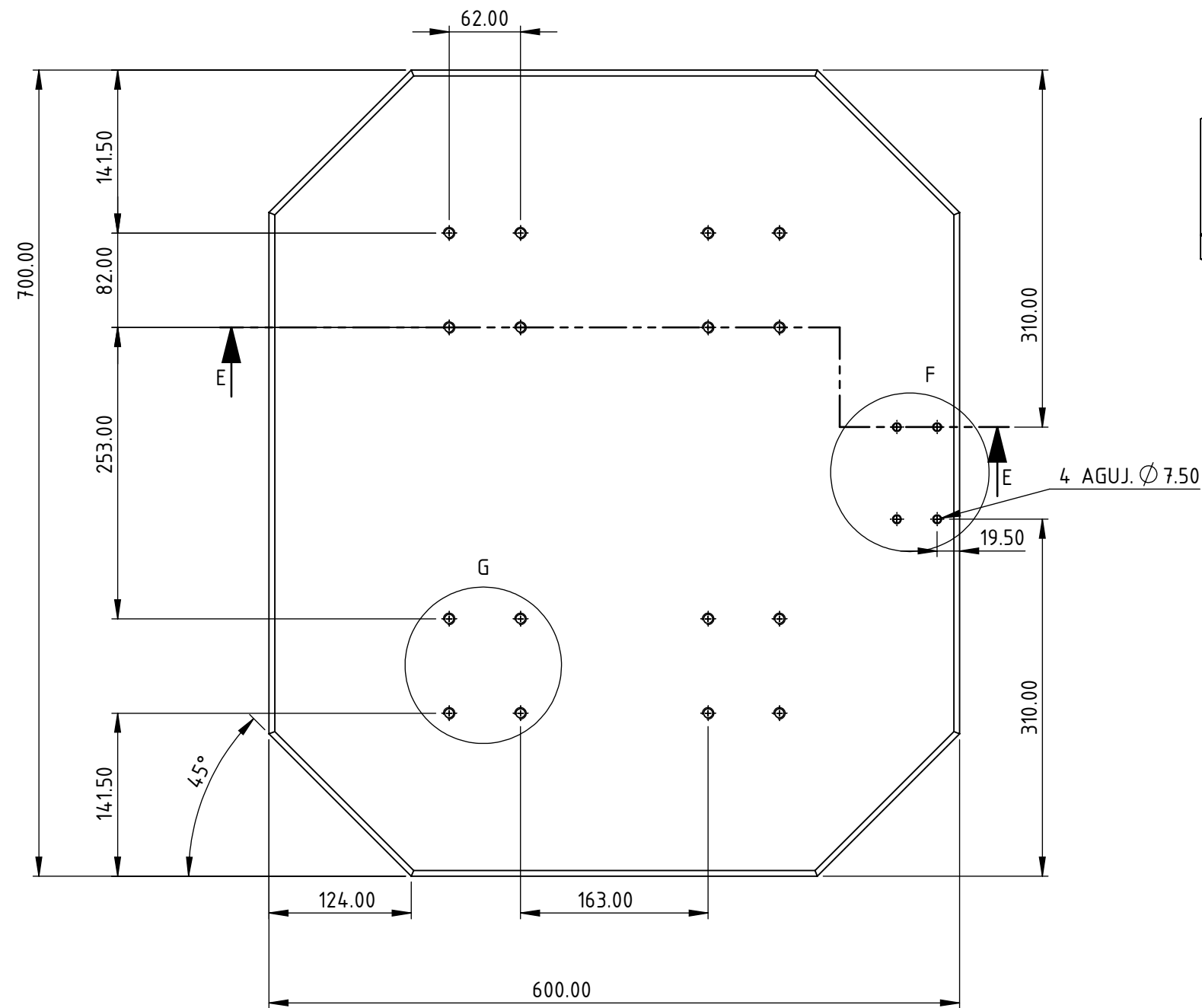


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:1,5

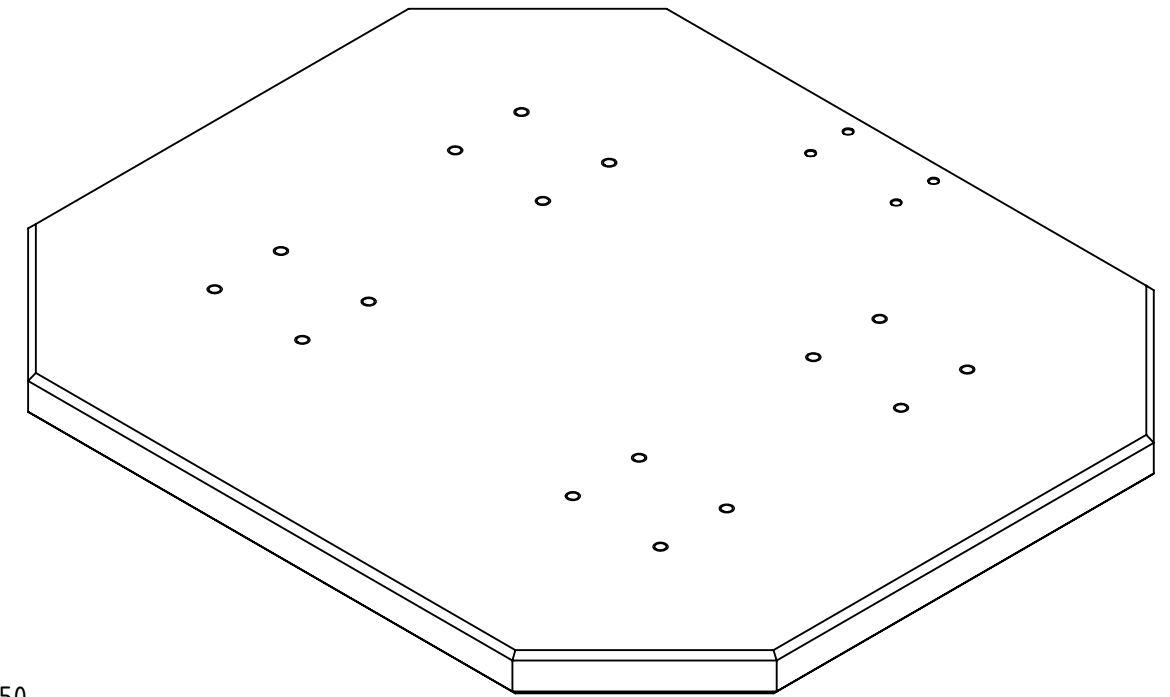


DESARROLLO
ESCALA 1:1,5

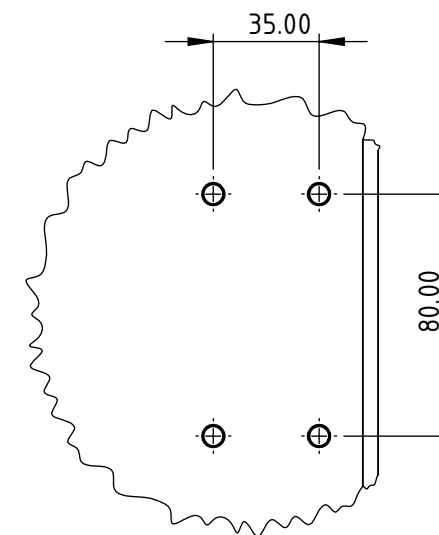
CHAPA 187,1 x 80 x 6.35 mm				SAE 1020	CORTE LÁSER + PLEGADO
DESCRIPCION				MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				ANCLAJE ACTUADOR A - PIEZA 1	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		ANCLAJE ACTUADOR A
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:1,25		
APROBO					



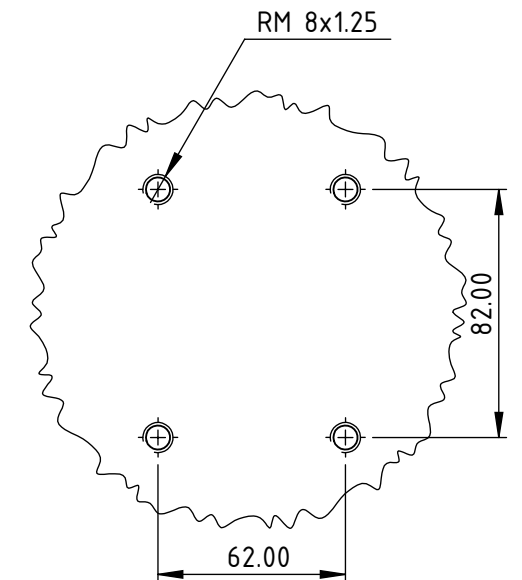
CHAFLANES NO ACOTADOS 5x45°



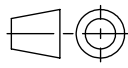
VISTA ISOMETRICA - ESCALA 1:5

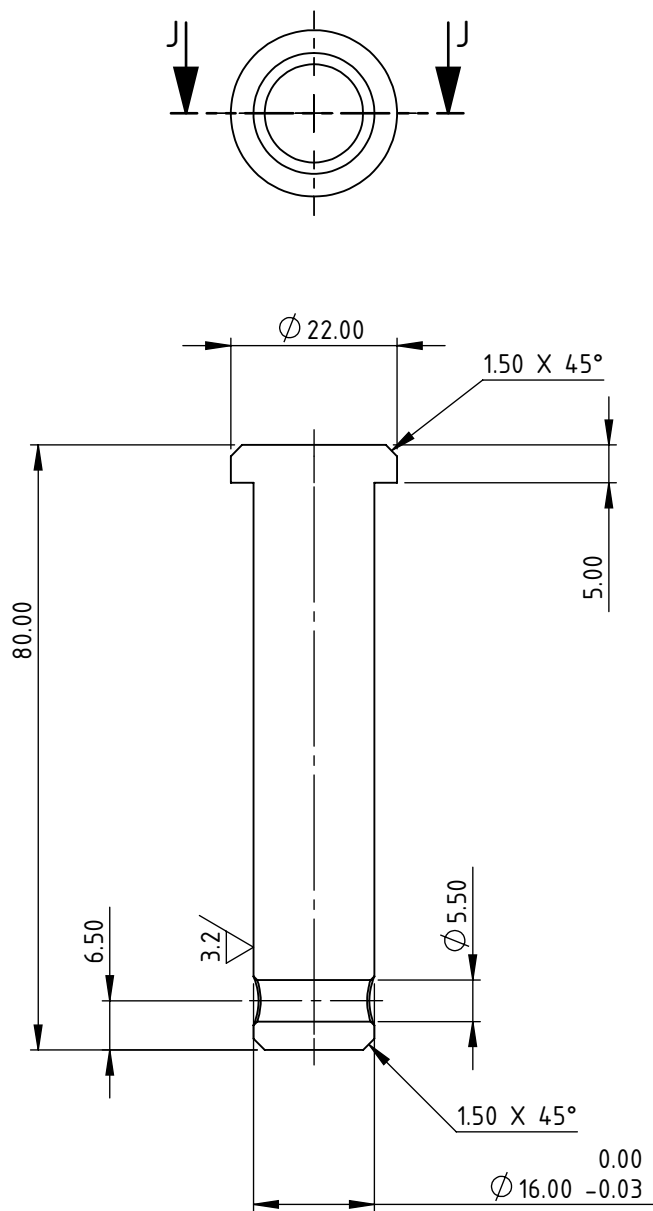


DETALLE F
ESCALA 2 : 5



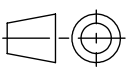
DETALLE G
ESCALA 2 : 5

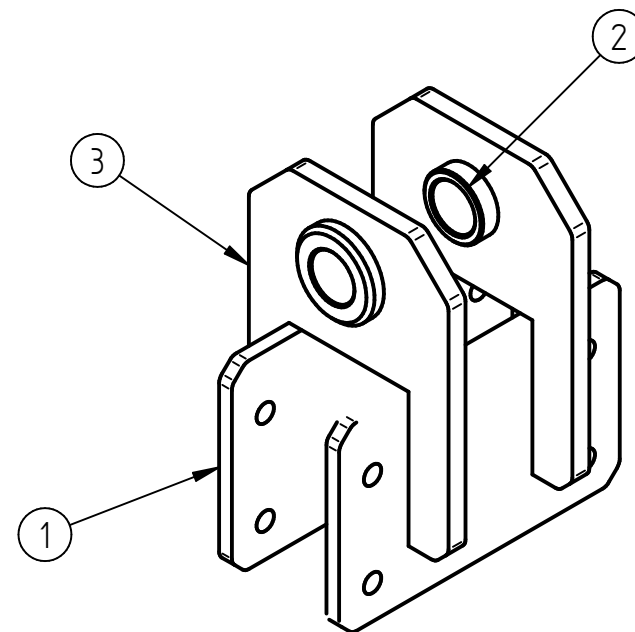
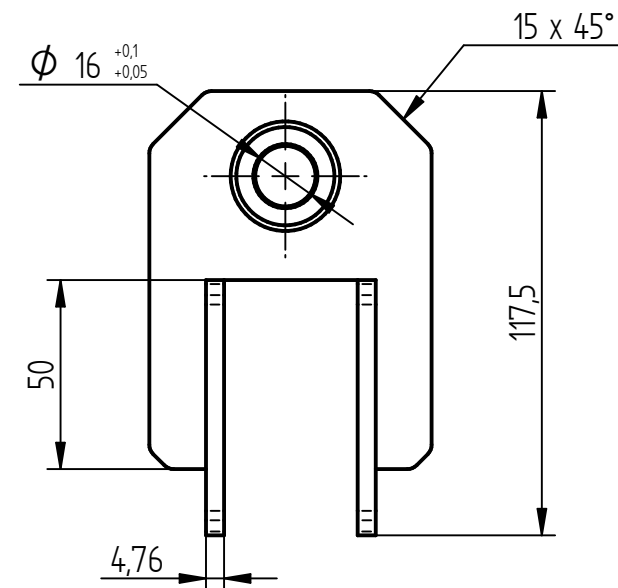
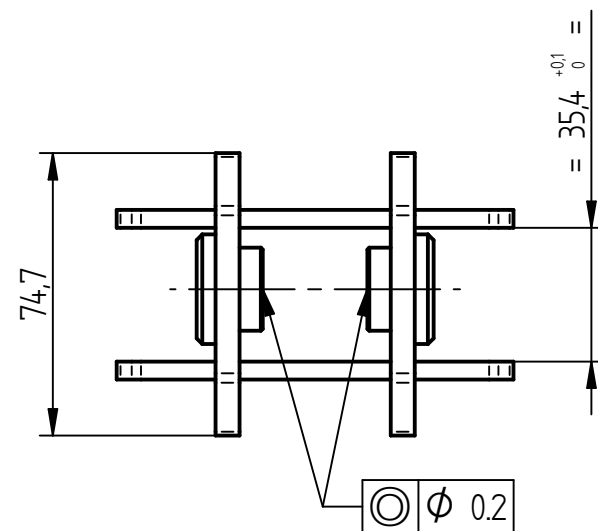
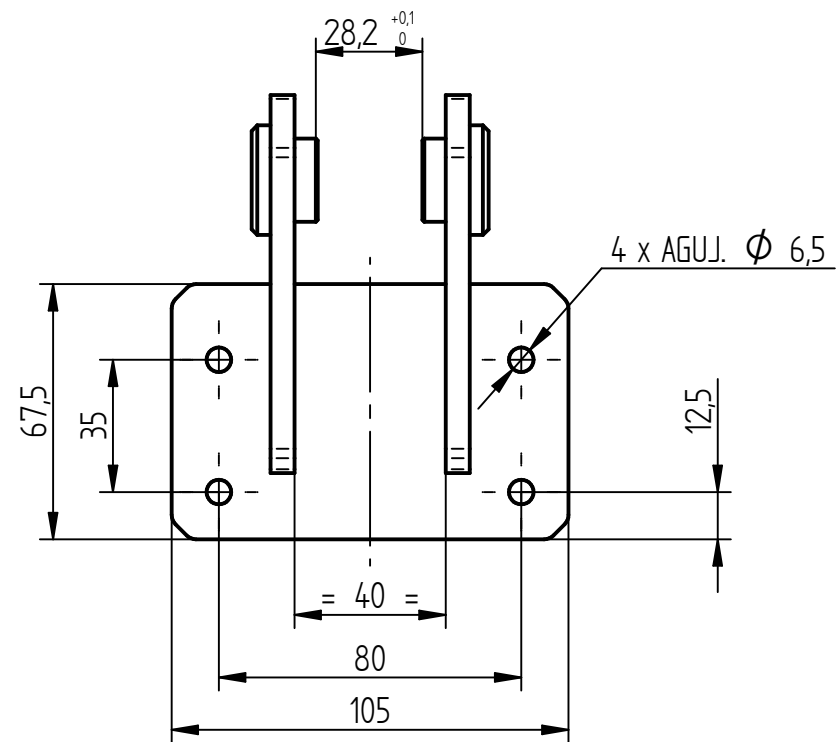
1		FUNDICION NODULAR	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBS.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PLACA BASE	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI	1:5
APROBO			
		—	



SECCIÓN J-J

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

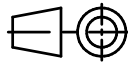
1	REDONDO DIAM. 22 L=80			SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL	OBS
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				PERNO ANCLAJE ACTUADOR B	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		—
DIBUJO	16/10/23	LAZARO –LUDI			
APROBO					

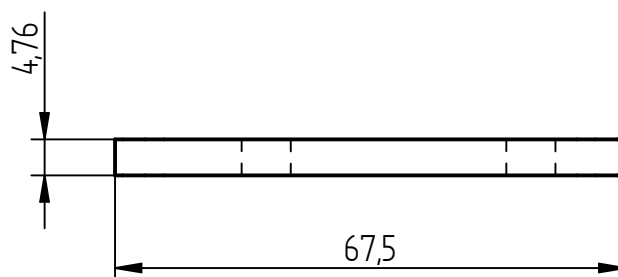
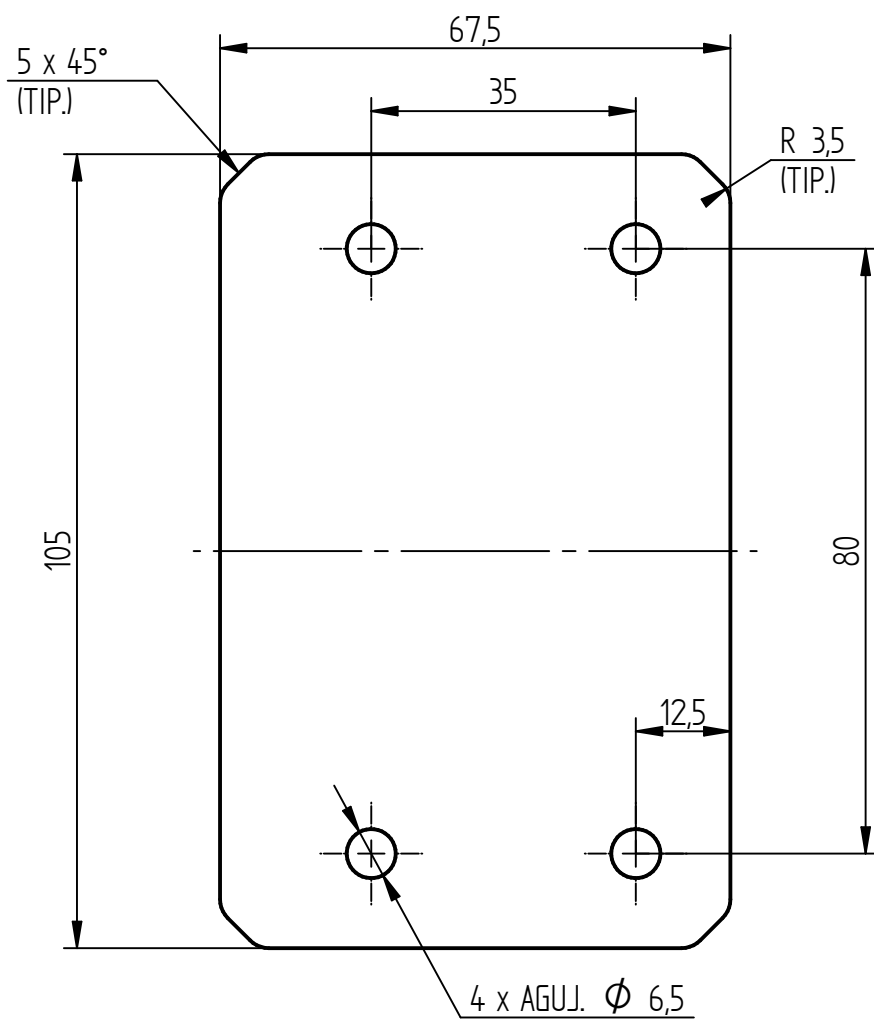


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:2

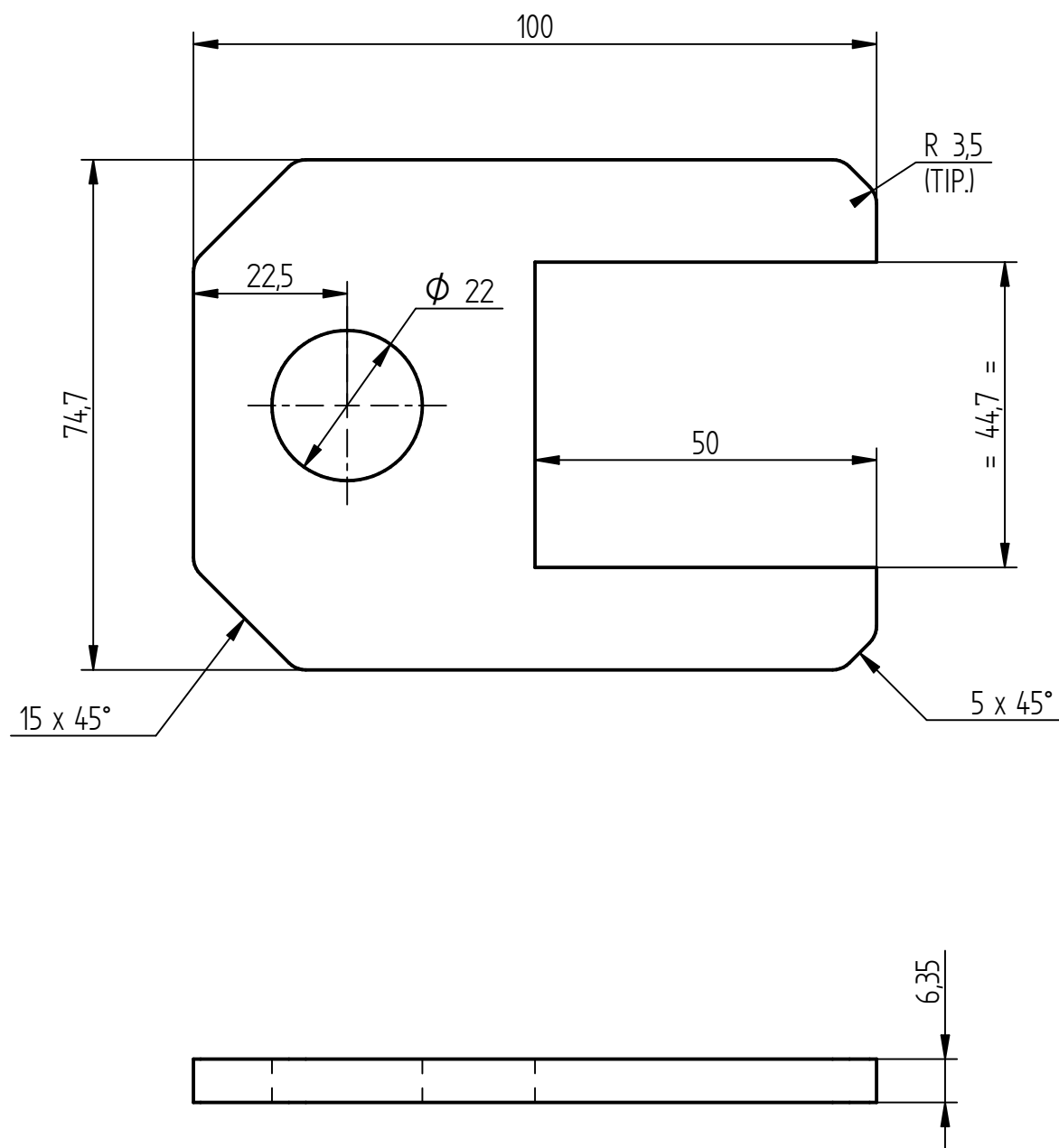
NOTAS:

1. ARMAR Y SOLDAR. ACOTACIÓN SEGÚN NORMAS AWS.
- PROCESO:
GMAW

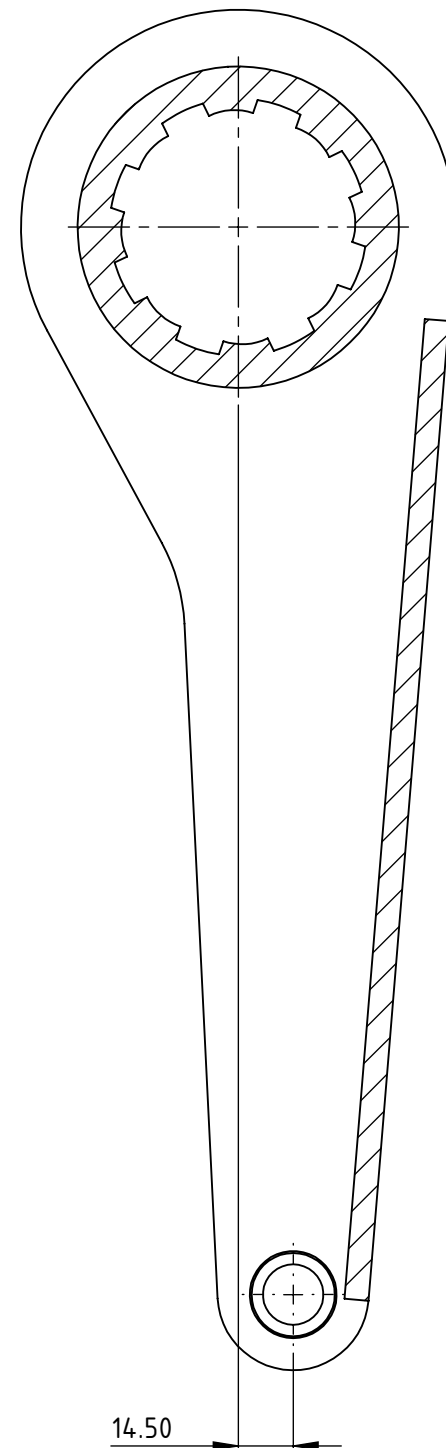
3	ANCLAJE ACTUADOR B - PIEZA 3	1	SAE 1020	
2	ANCLAJE ACTUADOR LONGITUDINAL - PIEZA 2	2	SAE 1020	
1	ANCLAJE ACTUADOR B -PIEZA 1	1	SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION	CANTIDAD	MATERIAL	CODIGO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ANCLAJE ACTUADOR B	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:2	
APROBO				



CHAPA 105 x 67.5 x 4.76 mm			SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ANCLAJE ACTUADOR B - PIEZA 1	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1	 ANCLAJE ACTUADOR B
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				



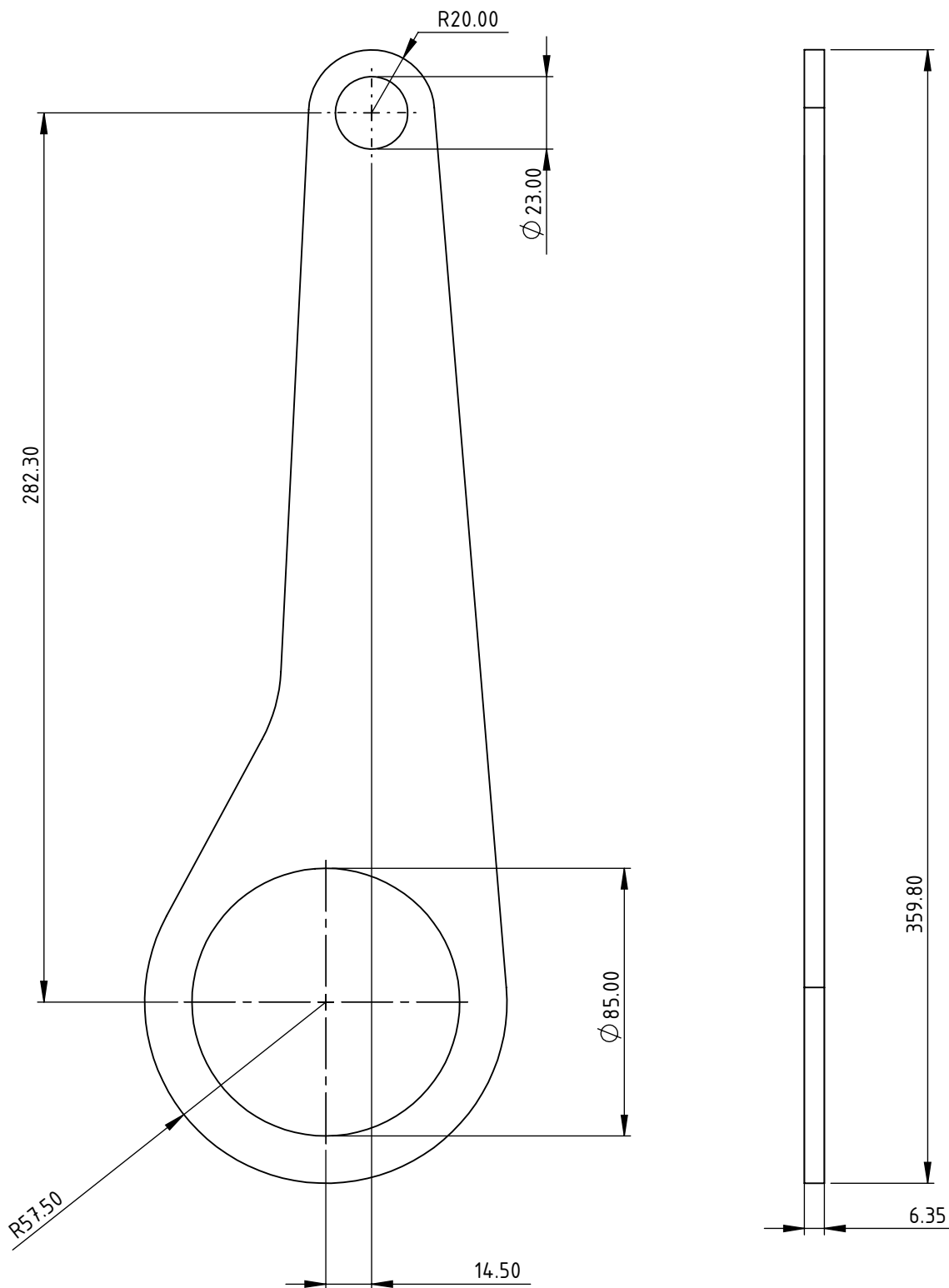
CHAPA 100 x 74.7 x 6.35 mm			SAE 1020	CORTE LÁSER
DESCRIPCION			MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			ANCLAJE ACTUADOR B - PIEZA 2	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1	 ANCLAJE ACTUADOR B
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ		
APROBO				

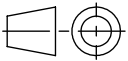


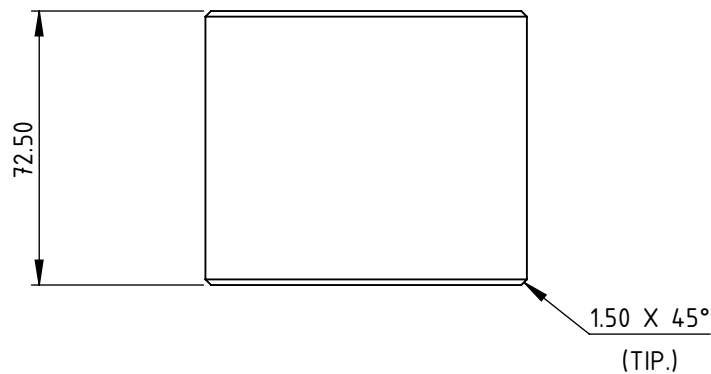
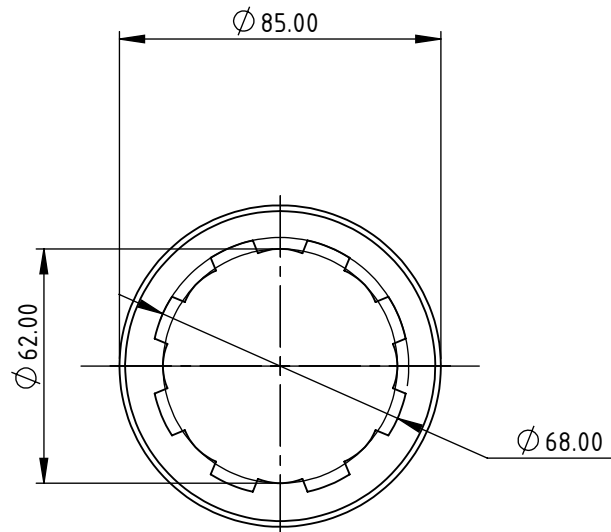
This diagram shows an exploded view of a mechanical assembly. It includes a main vertical component (1) with a circular flange at the top and a threaded section at the bottom. A circular cap or cover (2) is shown at the top, featuring a series of radial slots. A small circular washer or spacer (3) is positioned between the main component and a base plate (4). The base plate (4) is a circular disc with a central hole. Numbered callouts 1, 2, 3, and 4 identify the main component, the cap, the washer, and the base plate, respectively.

4	MFB22.2	REFUERZO BRAZO	1
3	MFB24	BUJE BRAZO	2
2	MFB13.1	CUBO ESTRIADO	1
1	MFB21	LATERALES DE BRAZO	2
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD

			PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PALANCA DE TORSION		
FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		CJTO EJE				
DIBUJO	16/10/23				LAZARO-LUDI			
APROBO								

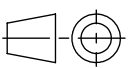


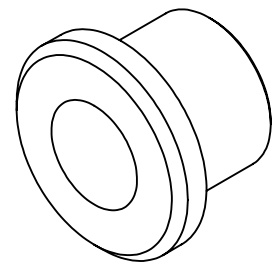
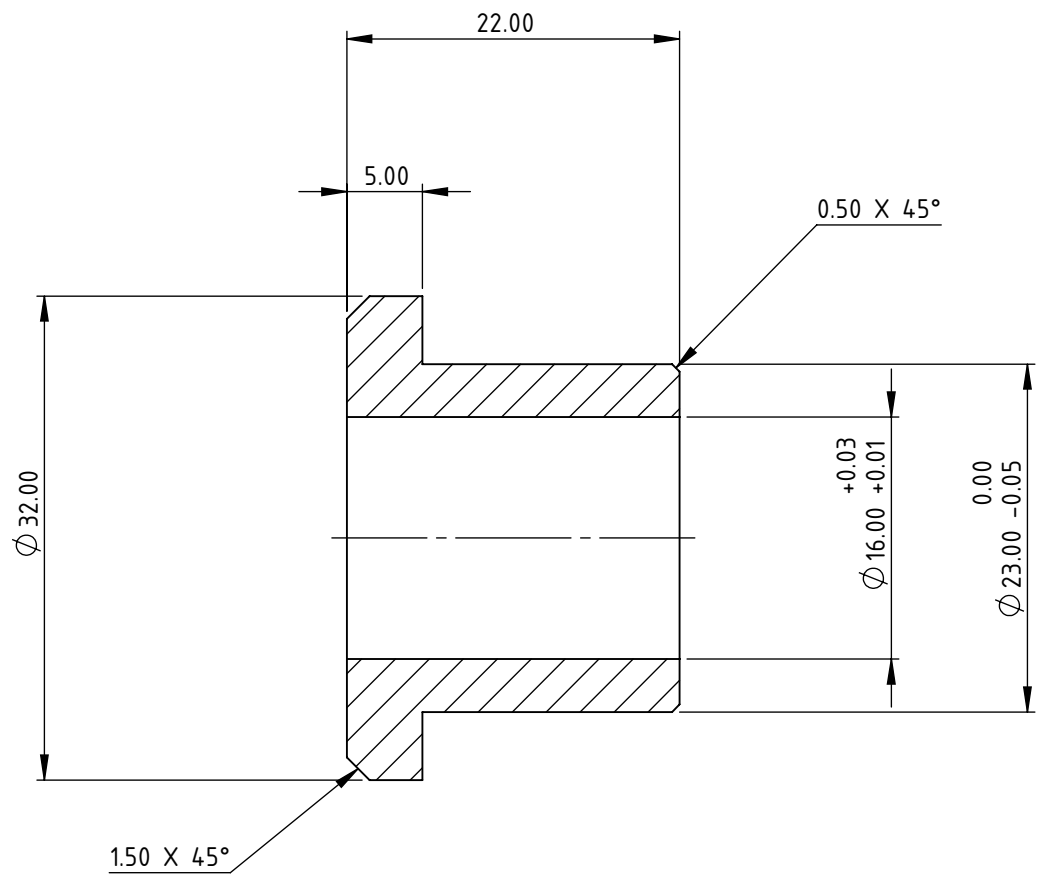
1	CHAPA ACERO 359.8x115 E=6.35			SAE 1020	CORTE POR LASER
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL	OBS
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				LATERALES DE BRAZO	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		PALANCA DE TORSION
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI			
APROBO					



ESTRIADO SEGUN DIN 5463

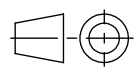
TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

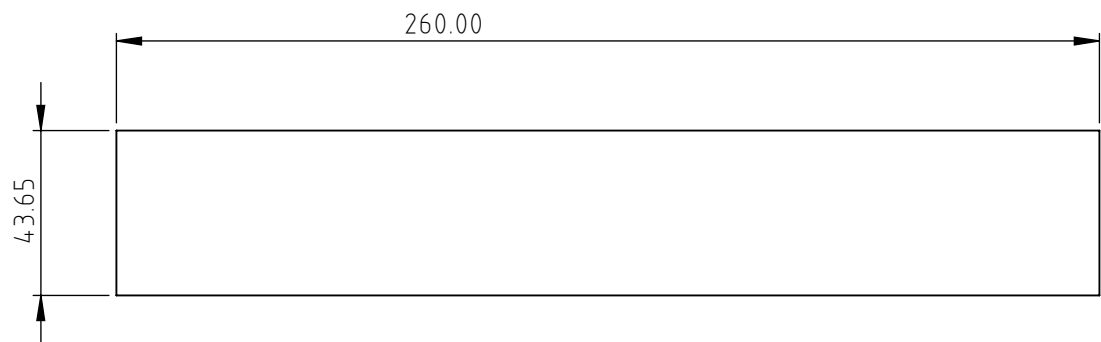
1	REDONDO DIAM. 85 L=72.5			SAE 1020		
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL		OBS
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CUBO ESTRIADO		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		PALANCA DE TORSION	
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI				
APROBO						

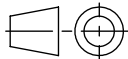


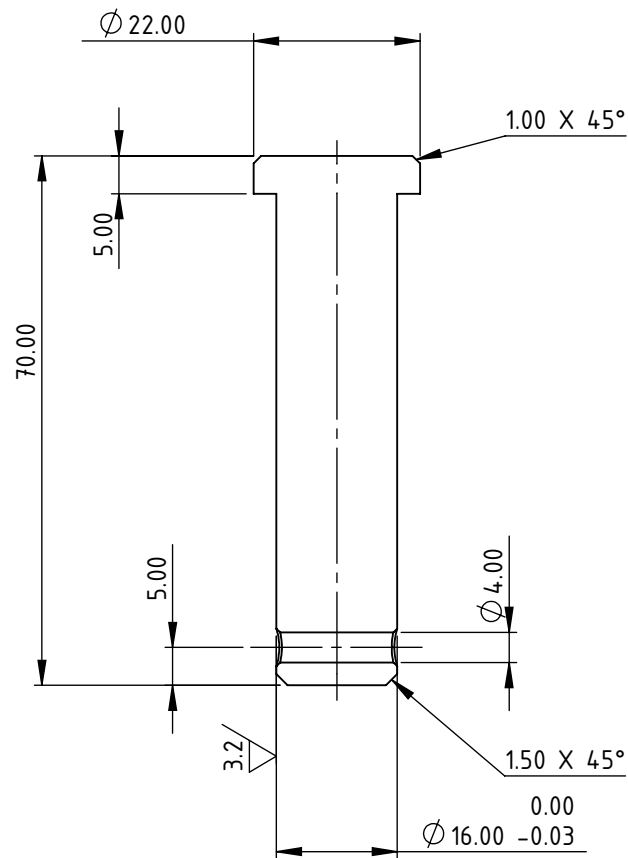
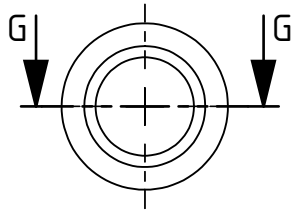
RADIOS NO ACOTADOS 0.4MM
TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

VISTA ISOMETRICA - ESCALA 1:1

1	REDONDO DIAM. 32 L=22			SAE 1020		
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		OBS.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				BUJE BRAZO		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 2:1		PALANCA DE TORSION	
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI				
APROBO						



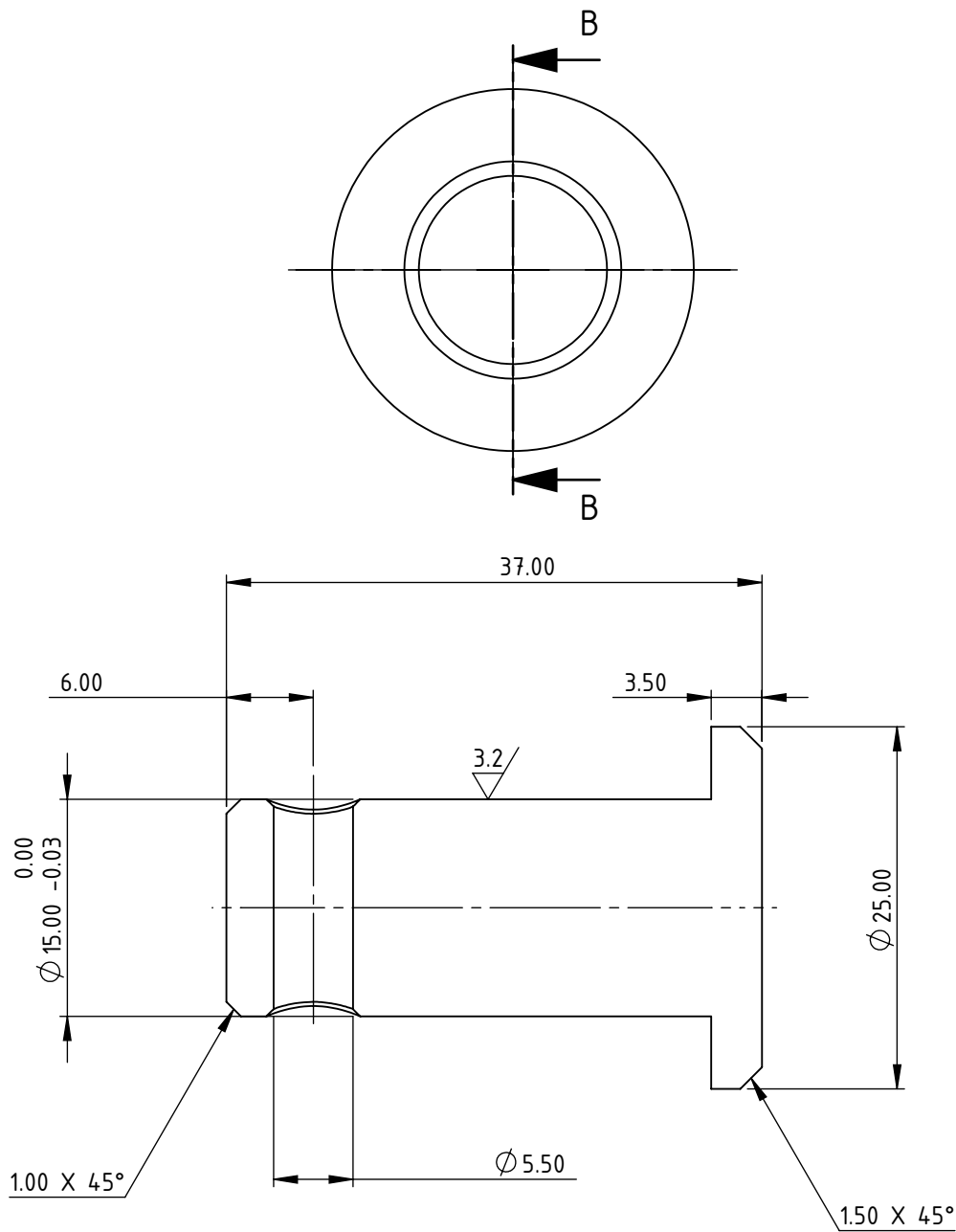
1	CHAPA 43.65x260 E=6.35			SAE 1020		
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		OBS.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				REFUERZO BRAZO		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		PALANCA DE TORSION	
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI				
APROBO						



SECCIÓN G-G

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

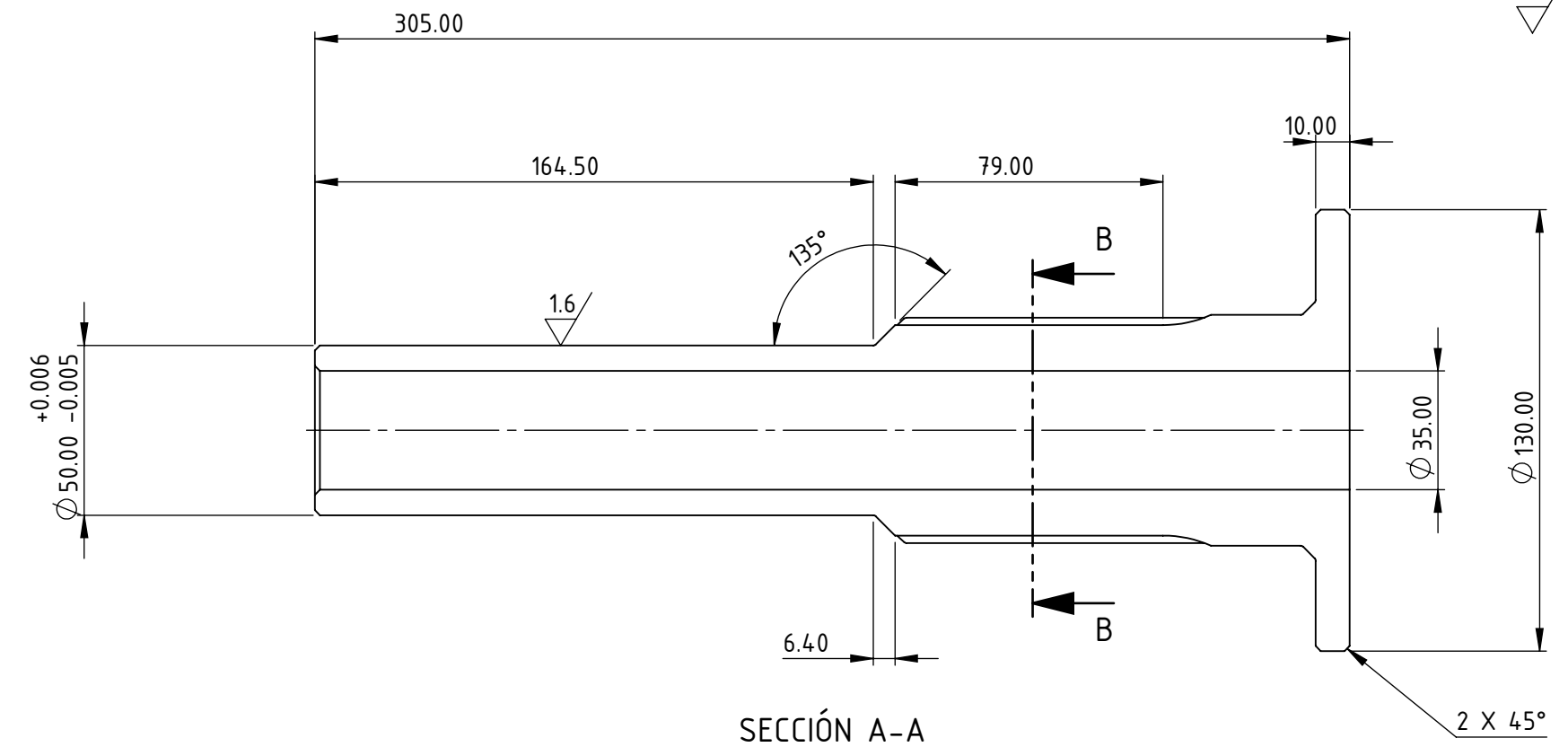
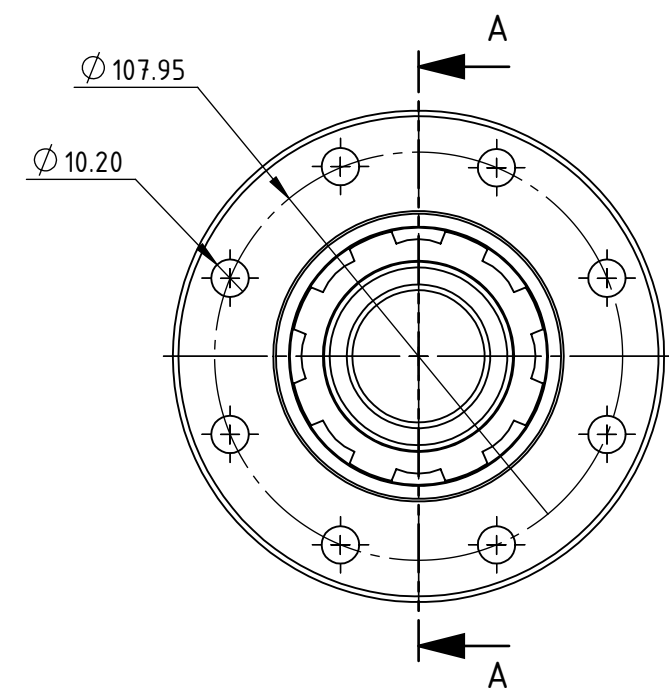
1	REDONDO DIAM. 22 L=70			SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL	OBS
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				PERNO ACTUADOR D	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		—
DIBUJO	16/10/23	LAZARO—LUDI			
APROBO					



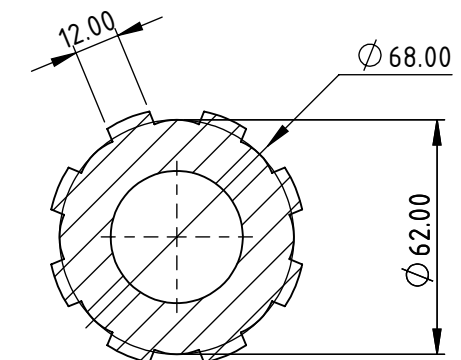
SECCIÓN B-B
ESCALA 2 : 1

1	REDONDO DIAM. 25 L=37			SAE 1010	
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL	OBS
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				PERNO DE PROTECTORES	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		—
DIBUJO	16/10/23	LAZARO—LUDI			
APROBO					

3.2 / 1.6

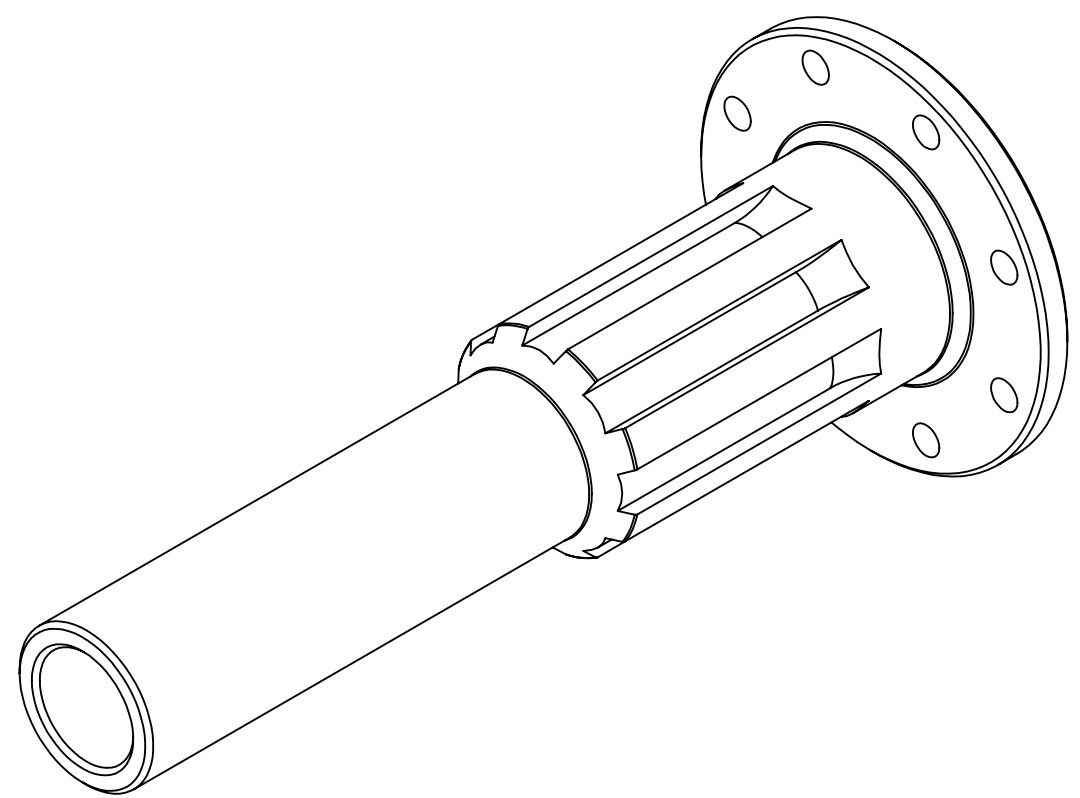


SECCIÓN A-A



ESTRIADO SEGUN DIN 5462

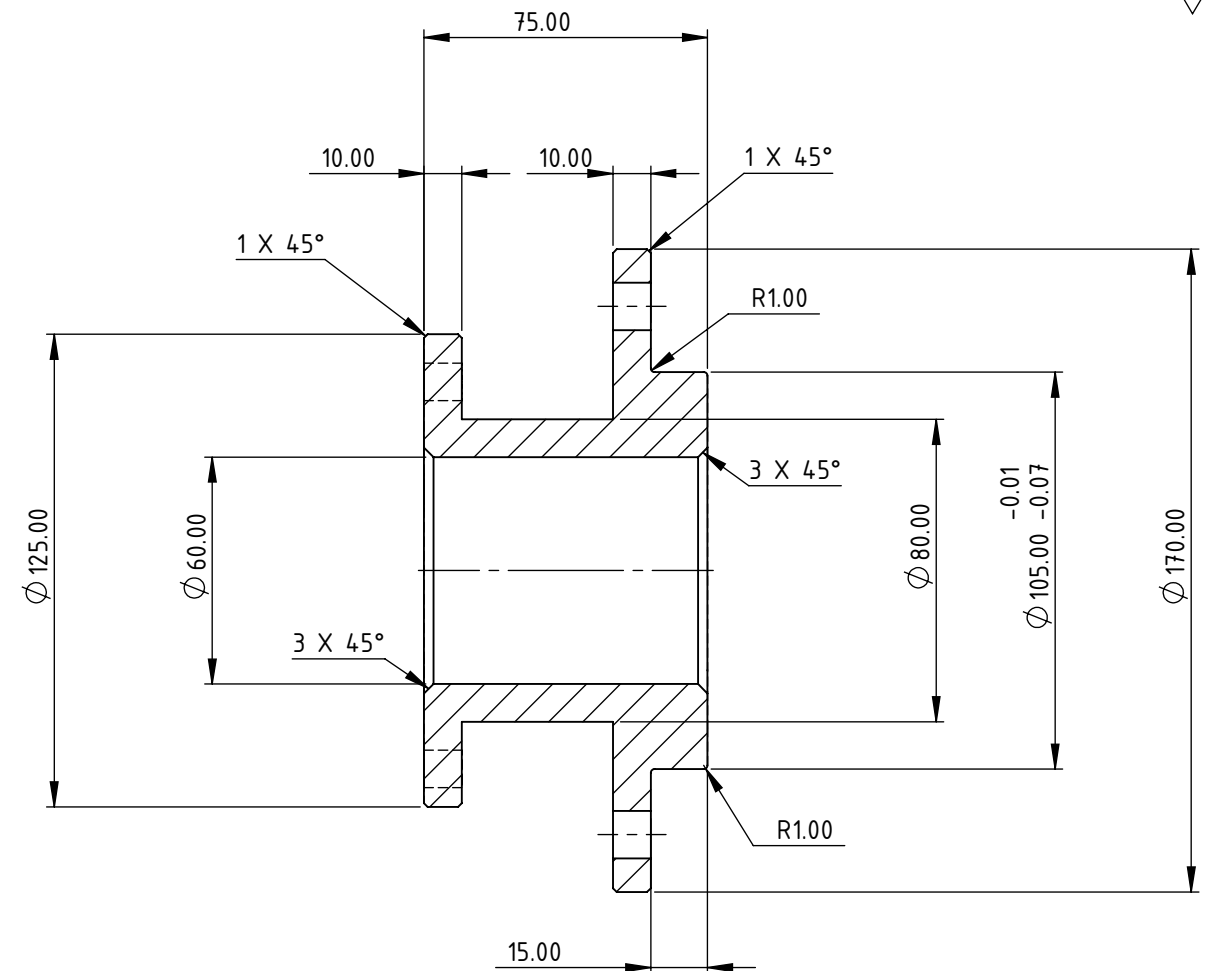
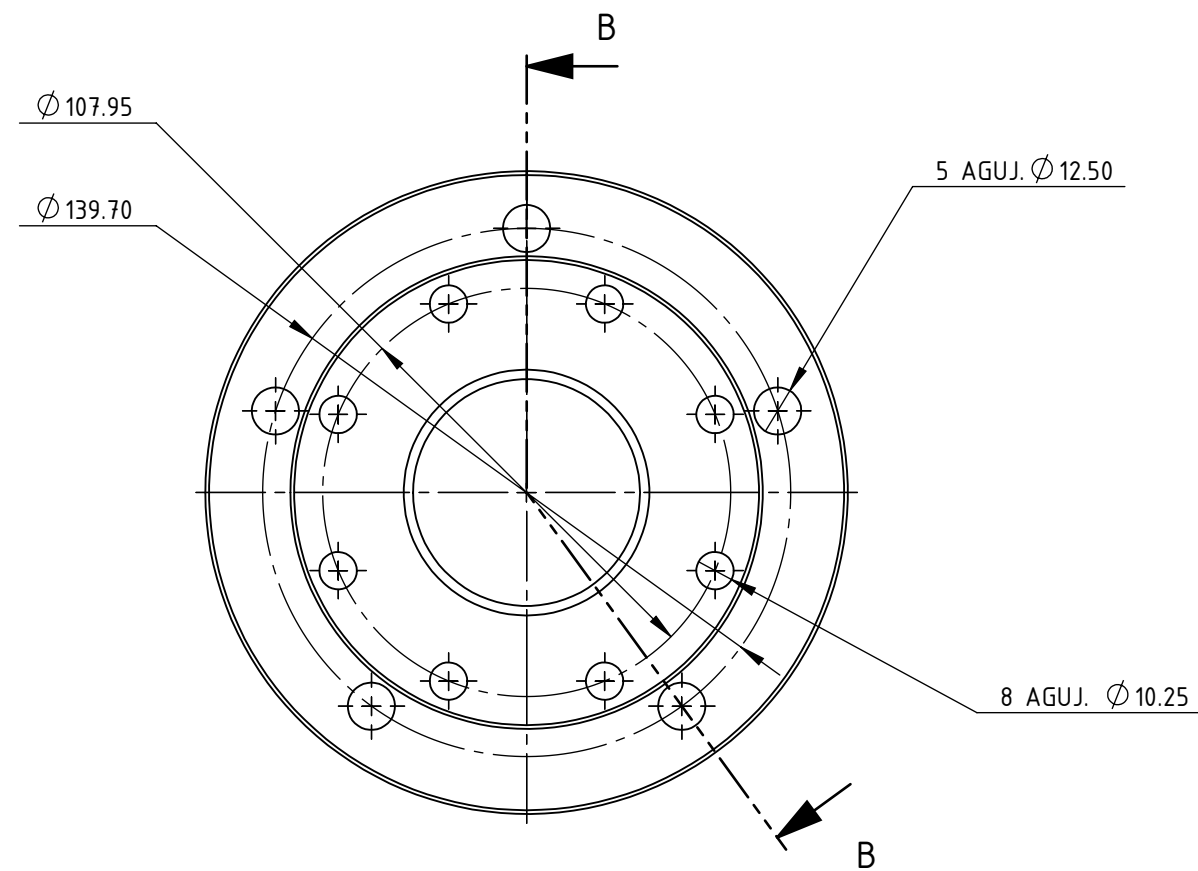
SECCIÓN B-B



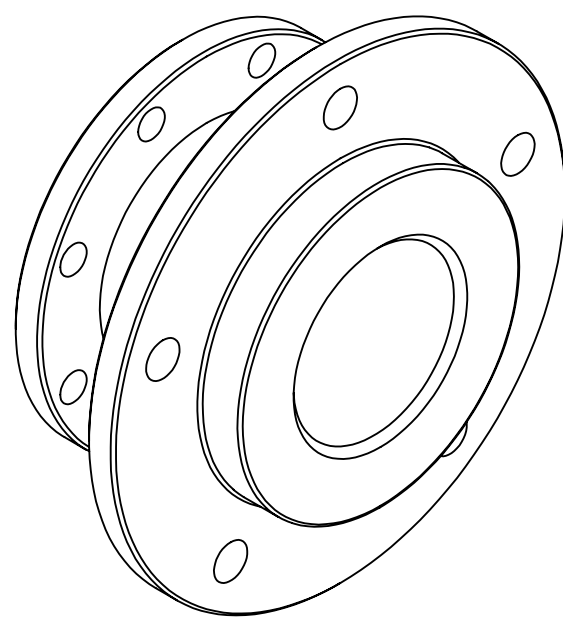
VISTA ISOMETRICA - ESCALA 1:2

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

1	REDONDO DIAM. 130 L=305			SAE 1020		
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		OBS.
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				EJE ESTRIADO		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		CJTO EJE	
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI				
APROBO						



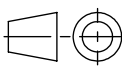
SECCION B-B

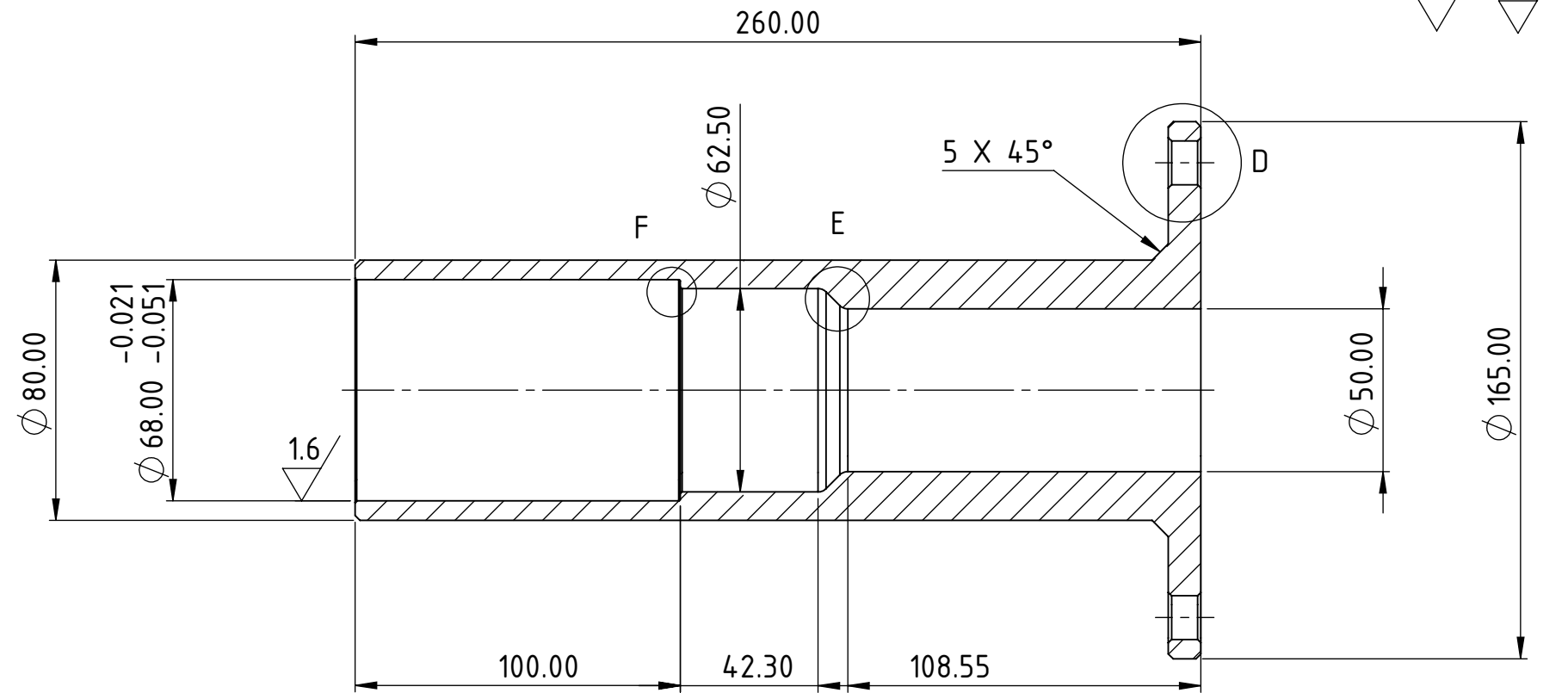
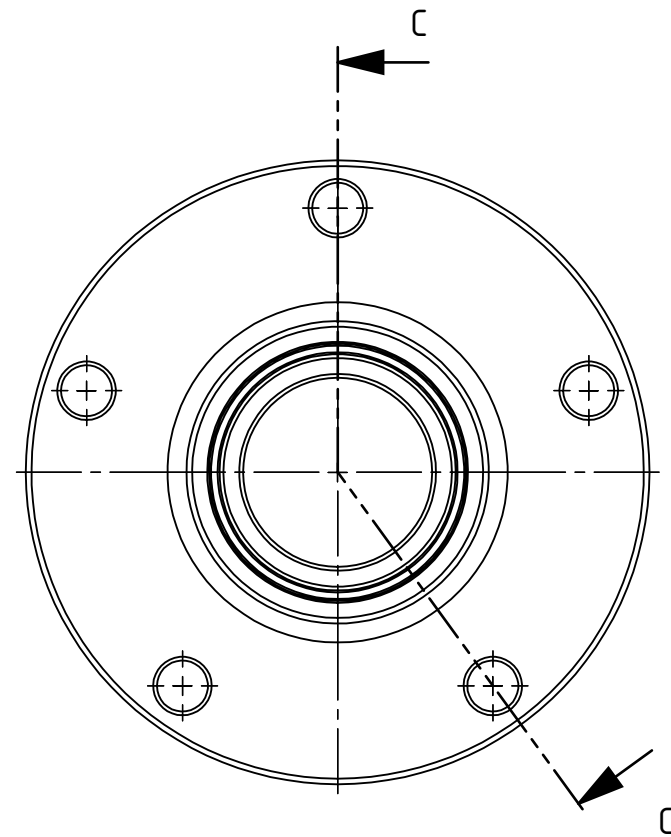


VISTA ISOMETRICA - ESCALA 1:2

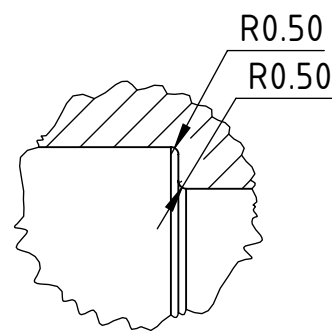
RADIOS NO ACOTADOS 1MM

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

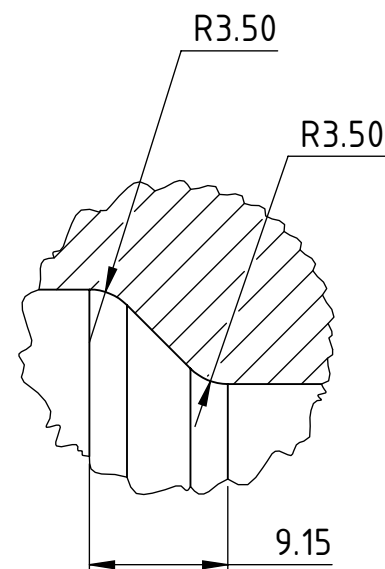
1	REDONDO DIAM. 170 L=75			SAE 1020	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	OBS.
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				PORTA MASA	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		MFB 14
DIBUJO	15/10/23	LAZARO-LUDI			
APROBO					



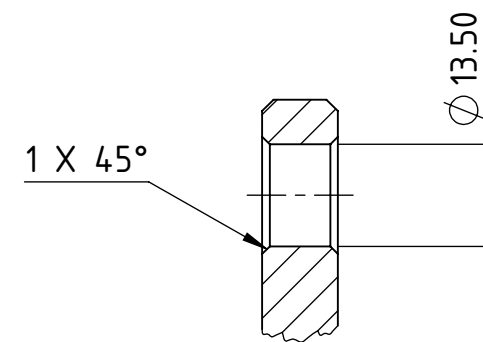
SECCIÓN C-C



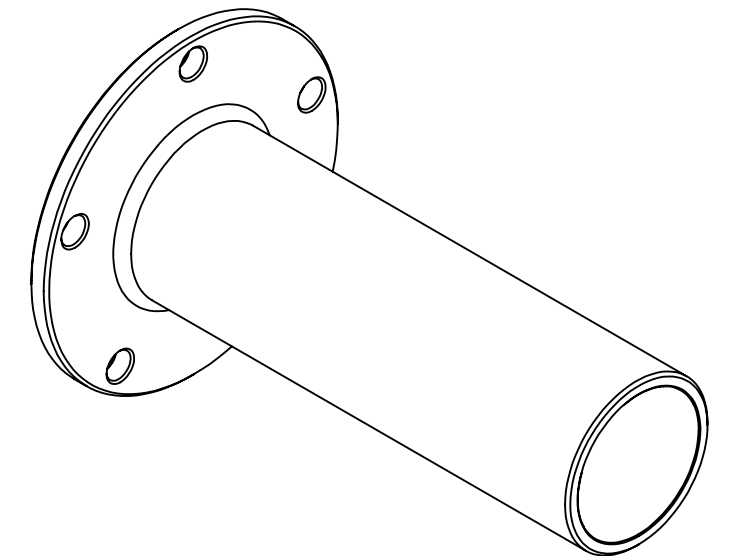
DETALLE F
ESCALA 2 : 1



DETALLE E
ESCALA 2 : 1



DETALLE D
ESCALA 1 : 1



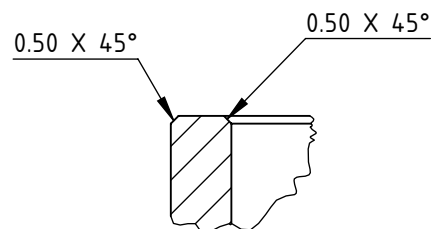
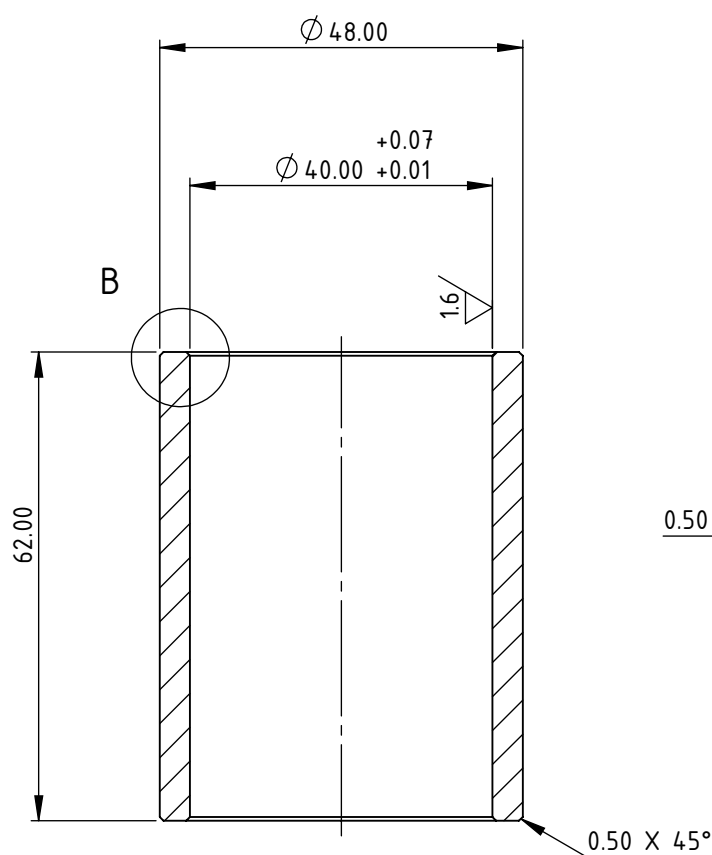
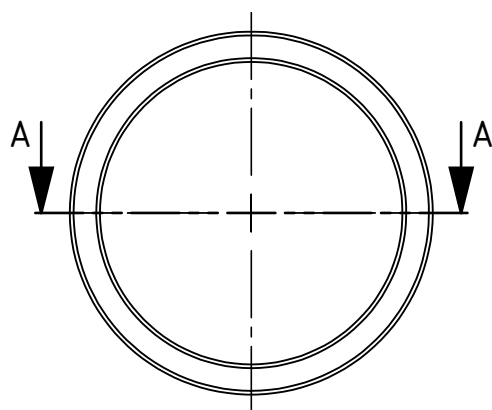
VISTA ISOMETRICA - ESCALA 1:1

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

1	REDONDO DIAM. 165 L=260		SAE 1020		
POS.	DENOMINACION		MATERIAL		OBS.
PROYECTO FINAL ESCUOLA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			PORTA MASA FLOTANTE		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		CJTO EJE
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI			
APROBO					

3.2/

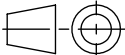
1.6/

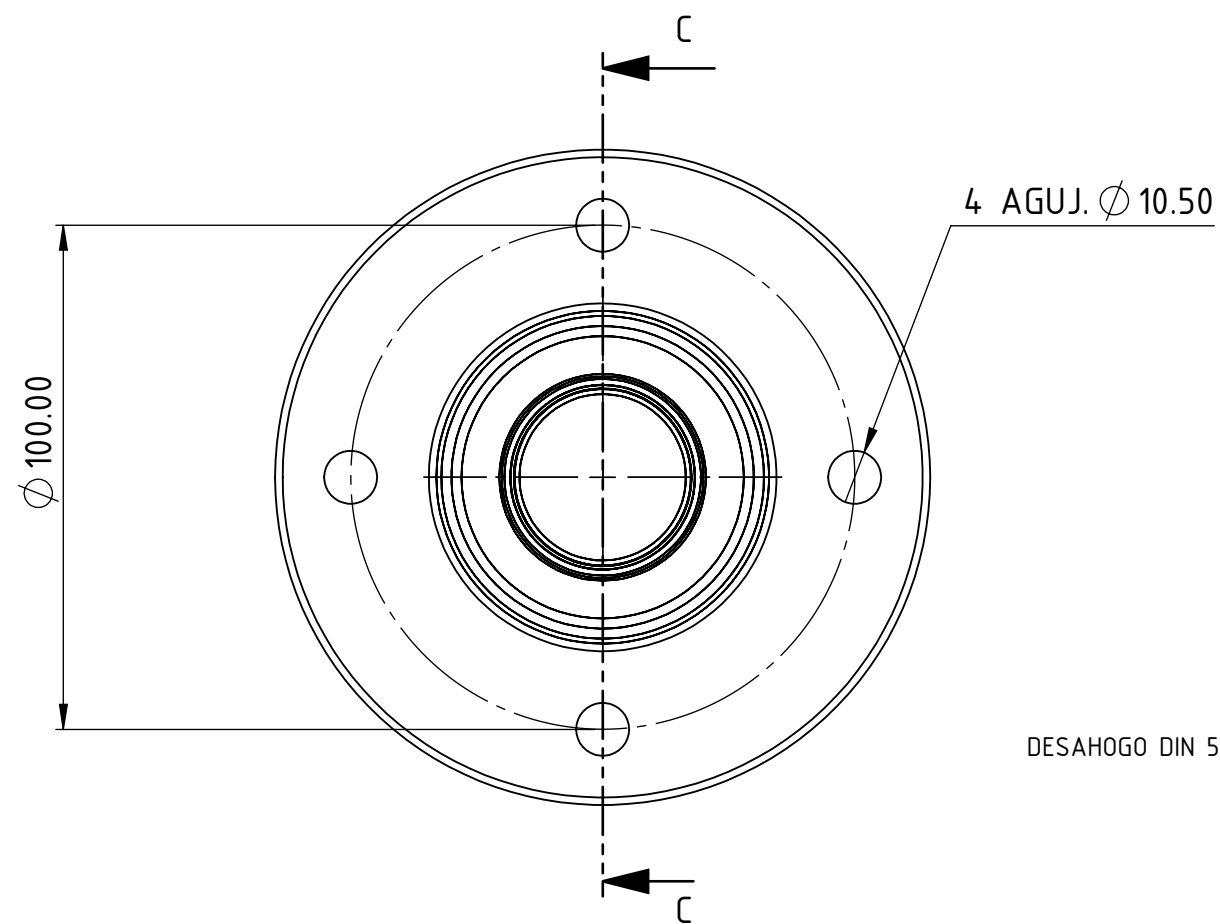


DETALLE B
ESCALA 2 : 1

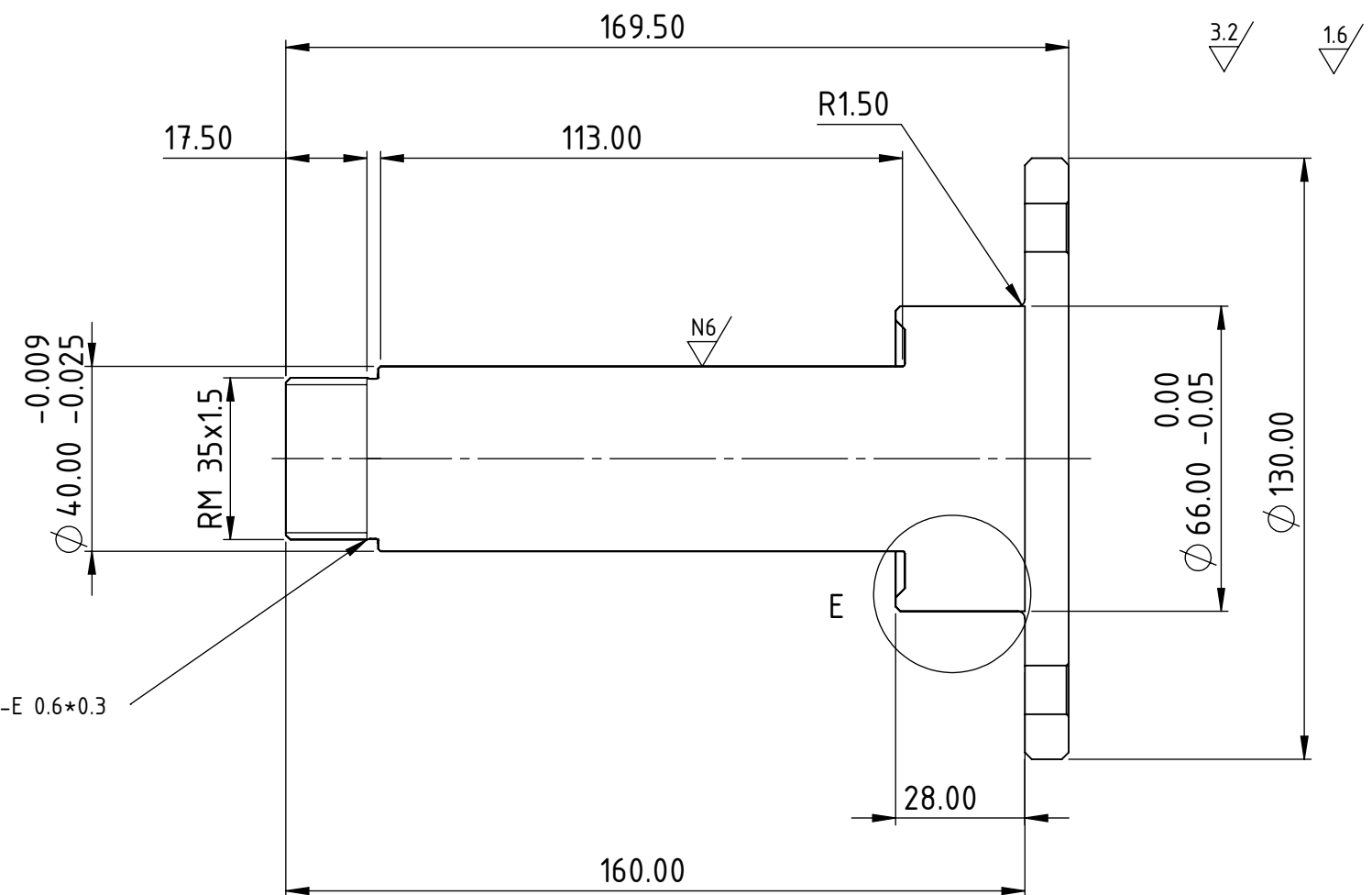
SECCIÓN A-A

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

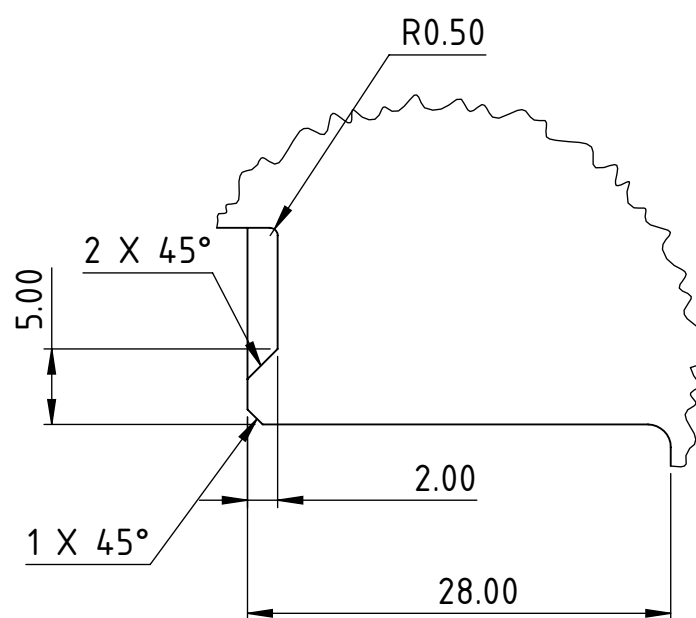
1	REDONDO DIAM. 48 L=62			SAE 1020		
POS.	DENOMINACION			MATERIAL		OBS
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				SEPARADOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		CJTO EJE	
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI	1:1			
APROBO						



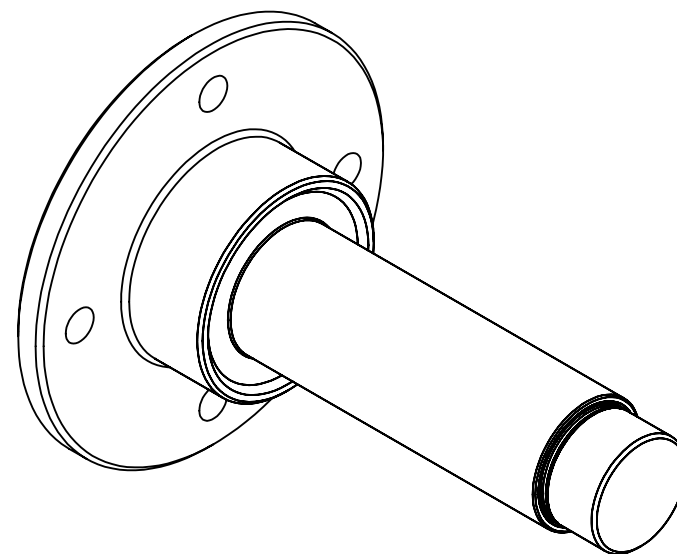
DESAHOGO DIN 509-E 0.6*0.3



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1.5



DETALLE E
ESCALA 2 : 1

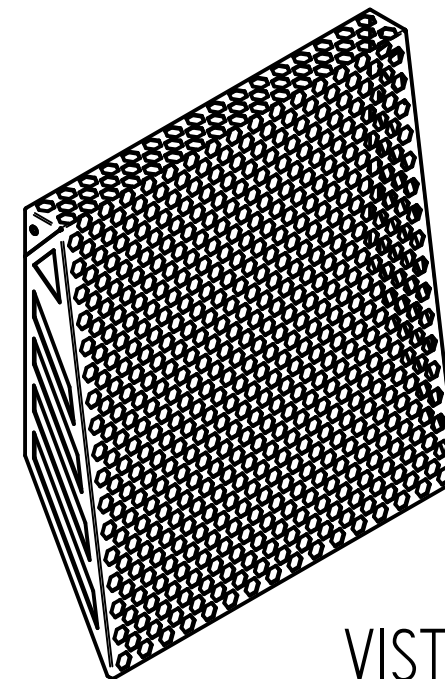
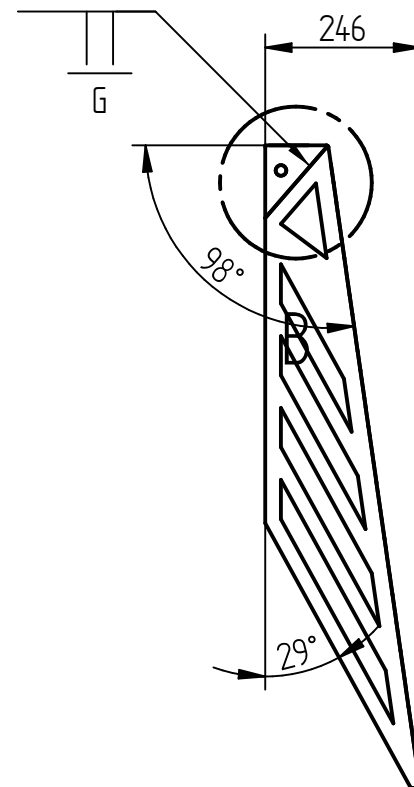
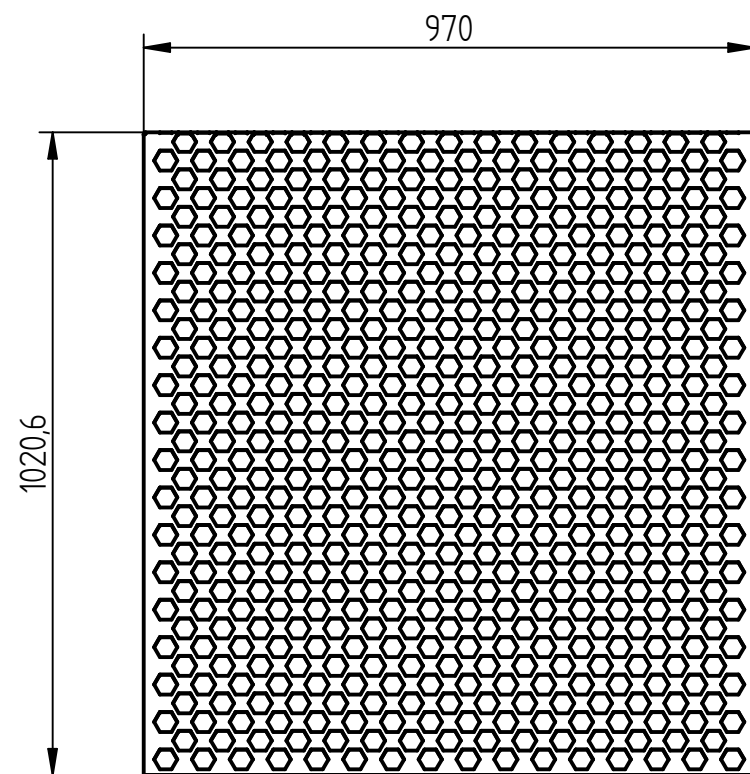


VISTA ISOMETRICA - ESCALA 1:1

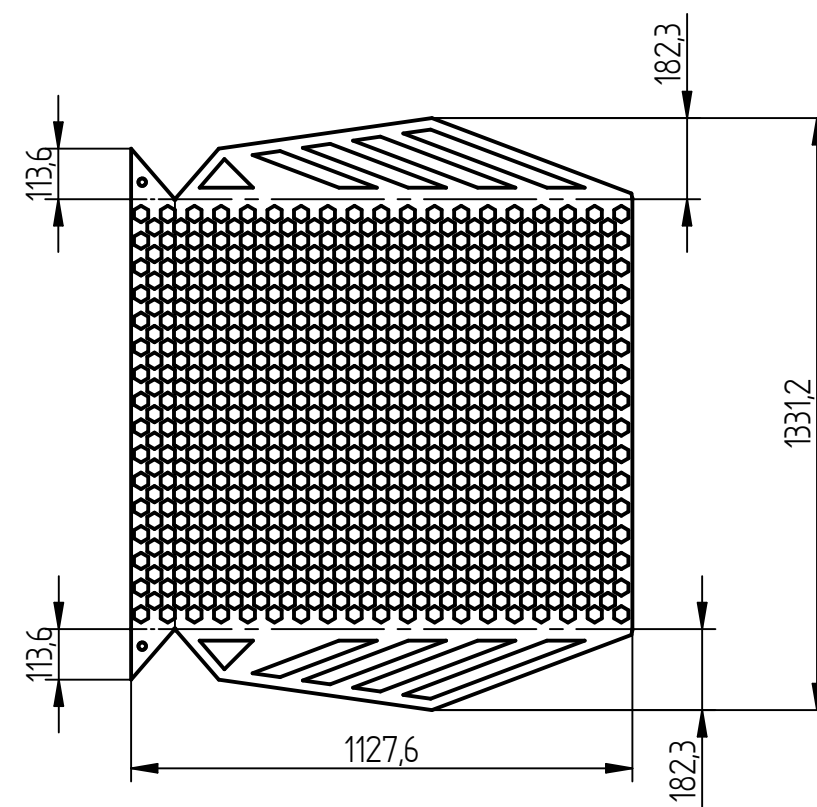
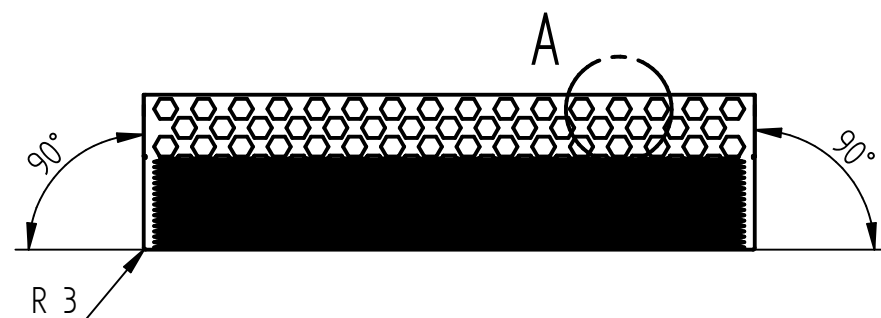
CHAFLANES NO ACOTADOS 1*45°

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

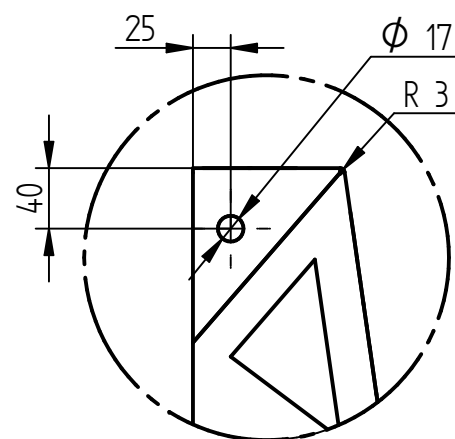
1	REDONDO DIAM. 130 L=169.5			SAE 1020	
POS.	DENOMINACION			MATERIAL	OBS.
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				EJE SOPORTE	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		CJTO EJE
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI			
APROBO					



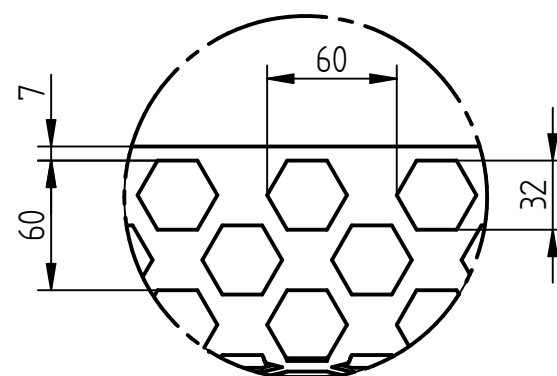
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:15



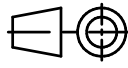
DESARROLLO
ESCALA 1:17

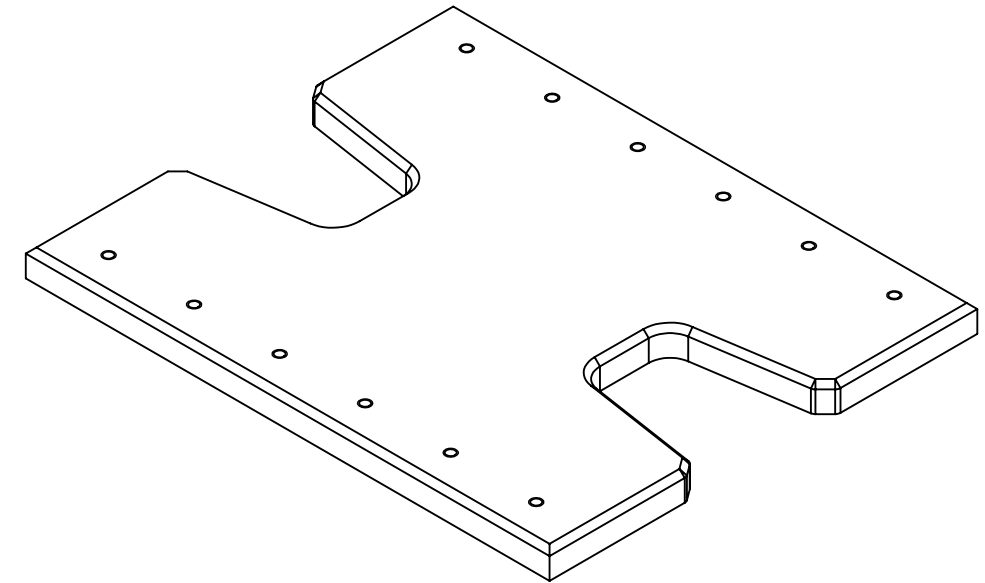
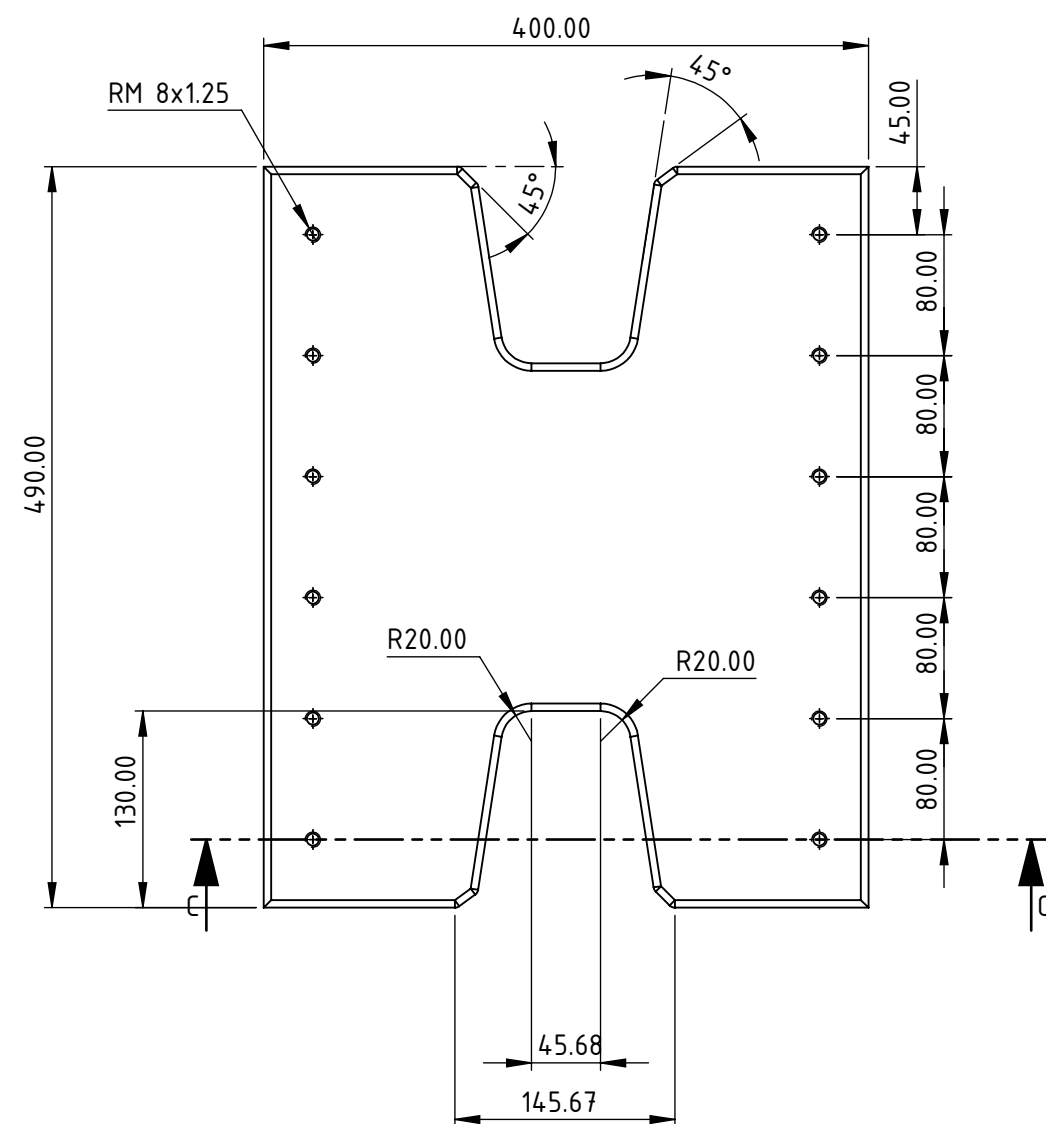


DETALLE B
ESCALA 1:5

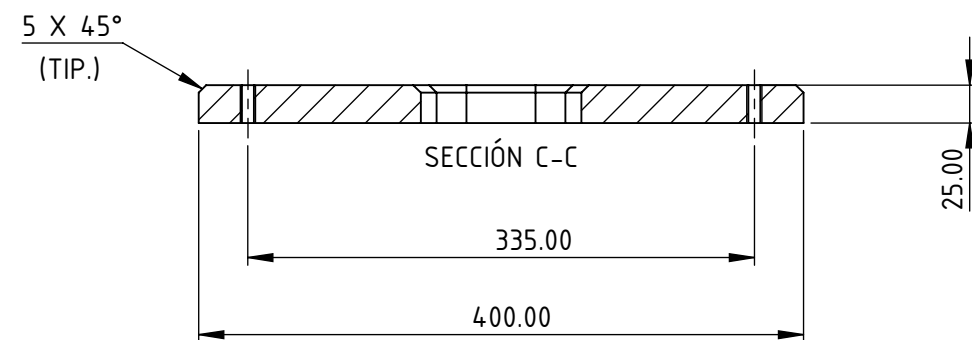


DETALLE A
ESCALA 1:3,5

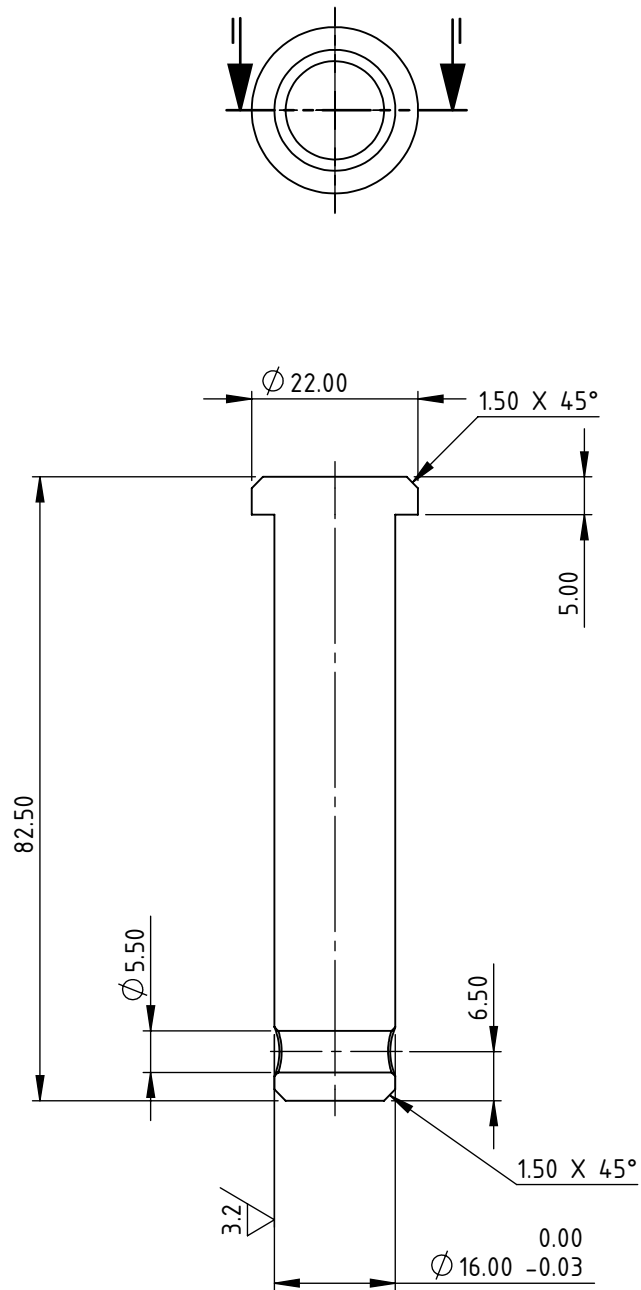
CHAPA 1331.2 x 1127.6 x 2 mm				SAE 1020	CORTE LÁSER + PLEGADO
DESCRIPCION				MATERIAL	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				PROTECTOR	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		
DIBUJO	17/10/23	LÁZARO - LUDÍ	1:17		
APROBO					



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:5

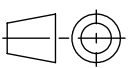


1	CHAPA E=1" 400x490	SAE 1020	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	OBS
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PORTA GUIAS	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
DIBUJO	16/10/23	LAZARO-LUDI	1:5
APROBO			
			—



SECCIÓN I-I

TOLERANCIAS GENERALES DIN 2768

1	REDONDO DIAM. 22 L=82.5			SAE 1020	
POS.	DESCRIPCION			MATERIAL	OBS
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				PERNO ACTUADOR C	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1		—
DIBUJO	16/10/23	LAZARO—LUDI			
APROBO					