



Sistema mecánico para ajuste de ruedas de tractor

Ezequiel C. Ragusa – Facundo M. Ragusa

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

2026

Sistema mecánico para ajuste de ruedas de tractor

Ezequiel C. Ragusa – Facundo M. Ragusa

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

Ingeniero Mecánico

Directores:

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

2026

A nuestros padres, Silvia y Aldo, por su infinito amor y apoyo, que nos permitieron llegar a esta instancia.

A Santino, Lara y Vito, para que sepan que es posible.

Agradecimientos

Agradecemos particularmente a los Profesores Ing. Pedro Sismondi, Ing. Juan Sismondi e Ing. Guillermo Rodríguez por toda la guía y orientación que nos brindaron para poder desarrollar este trabajo.

A todo el plantel docente de la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura que durante muchos años colaboraron en nuestra formación.

A todos los que de alguna manera contribuyen a mantener en alto los estándares de la Educación Pública en nuestro país a pesar de las innumerables dificultades.

A toda nuestra familia: abuelos, hermana y padres por su afectuoso acompañamiento durante los años de estudio.

A Victoria y Maria Luiza, por su cariñosa insistencia para que esto sea una realidad.

Resumen

El presente trabajo aborda la optimización del proceso de ajuste de ruedas de tractores en una línea de montaje continua. La situación inicial analizada corresponde a una operación manual realizada mediante herramientas neumáticas, estructurada en tres etapas sucesivas de ajuste, con valores de torque nominales comprendidos entre 150 y 600 Nm. La variedad de modelos de tractores fabricados implica distintas configuraciones de ruedas, con 8 ó 12 tornillos y diámetros de disposición que varían entre 200 y 500 mm, lo que incrementa la complejidad del proceso.

A partir de este diagnóstico, se desarrolló una solución mecánica integral orientada a mejorar la calidad y la trazabilidad del ajuste, reducir el tiempo de ciclo, mantener la flexibilidad necesaria para adaptarse a diferentes configuraciones de producto, permitir su integración en la línea de producción existente y cumplir con los estándares vigentes de seguridad y ergonomía.

El diseño propuesto se basa en un sistema de ajuste con husillos electrónicos, integrado a una estructura de sujeción articulada, que permite posicionar el módulo de torque frente a las ruedas delanteras y traseras del tractor. Las variables técnicas, geométricas, operativas y humanas relevantes fueron consideradas en el desarrollo del sistema. La validación del conjunto se realizó mediante cálculos analíticos y análisis por elementos finitos (FEA), verificando su adecuado desempeño estructural y funcional.

Palabras clave: Diseño mecánico, Torque, Línea de producción continua, FEA.

Abstract

This work addresses the optimization of the tractor wheel tightening process in a continuous assembly line. The initial situation analyzed corresponds to a manual operation conducted using pneumatic tools, structured in three successive tightening stages, with nominal torque values ranging from 150 to 600 Nm. The variety of tractor models manufactured involves different wheel configurations, with 8 or 12 bolts and pitch diameters ranging between 200 and 500 mm, which increases the complexity of the process.

Based on this diagnosis, an integrated mechanical solution was developed with the aim of improving tightening quality and traceability, reducing cycle time, maintaining the flexibility required to adapt to different product configurations, enabling integration into the existing production line, and complying with current safety and ergonomic standards.

The proposed design is based on a tightening system using electronic spindles, integrated into an articulated supporting structure that allows the torque module to be positioned in front of both the front and rear wheels of the tractor. The relevant technical, geometric, operational, and human variables were considered during the system development. Validation of the assembly was performed through analytical calculations and finite element analysis (FEA), confirming its adequate structural and functional performance.

Keywords: Mechanical design, Torque, Continuous production line, FEA.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen	5
Abstract	6
Contenido	7
Introducción	9
Consideraciones para el diseño.....	11
Propósitos	11
Variables.....	12
Variables de ajuste y calidad del proceso	12
Variables geométricas y de compatibilidad	12
Variables de posicionamiento y espacio disponible	13
Variables operativas y de productividad	13
Variables humanas, ergonómicas y de seguridad	13
Variables económicas	14
Objetivos	14
Propuestas	17
Unidad de ajuste.....	17
Propuesta 1.....	17
Propuesta 2.....	17
Propuesta 3.....	18
Unidad de soporte y desplazamiento	18
Propuesta 1.....	18
Propuesta 2.....	18
Propuesta 3.....	18
Selección de la solución	19
Subsistema de torque.....	20
Husillo.....	21
Placa de desplazamiento lineal y conjunto guía-patín	24
Cálculo de esfuerzos aplicados a la placa de sujeción del husillo	25
Verificación de placa de desplazamiento lineal.....	26
Verificación del conjunto guía-patín seleccionado	28
Sistema de movimiento de los husillos	30
Piñón y cremallera	30
Análisis de esfuerzos y selección del motor paso a paso con reductor	33
Giro de los componentes de aplicación de torque.....	36
Bastidor y guía circular.....	37
Placa de giro	38
Sistema de fijación de la placa de giro	39
Empuñaduras y comandos	43
Subsistema de sujeción.....	46

Análisis geométrico preliminar.....	46
Brazo articulado.....	49
Verificación estructural del brazo.....	50
Actuador neumático	52
Barra niveladora.....	53
Gancho.....	55
Columna.....	57
Conclusiones y recomendaciones.....	59
Conclusiones.....	59
Recomendaciones.....	62
Bibliografía	63
Anexo:.....	64

Introducción

En la industria metalmecánica, los procesos de ensamblaje en líneas de producción continua requieren altos niveles de eficiencia, repetitividad y seguridad para garantizar la calidad del producto final y la competitividad del sistema productivo. En este contexto, las operaciones de ajuste de elementos de fijación sometidos a elevados valores de torque representan una etapa crítica dentro del proceso de montaje de maquinaria agrícola, en particular en la producción de tractores.

En la línea de producción de tractores de una empresa del sector, el ajuste de los tornillos que fijan las ruedas a las mazas se realiza actualmente de forma manual, ajustando cada tornillo de manera individual mediante herramientas neumáticas. Debido a las especificaciones del producto y a los elevados valores de torque involucrados, esta operación se desarrolla en tres etapas sucesivas —pre-torque, torque final y repaso del torque final—, lo que incrementa significativamente el tiempo total requerido para completar el proceso. Como consecuencia, la eficiencia de la operación resulta inferior a la esperada para una línea de producción continua.

Adicionalmente, la tarea presenta desventajas desde el punto de vista ergonómico y de seguridad, ya que el operador debe realizar el ajuste en una posición corporal desfavorable, generalmente agachado, utilizando herramientas manuales de considerable esfuerzo. Estas condiciones incrementan el riesgo de fatiga, lesiones musculoesqueléticas y accidentes laborales.

La complejidad del proceso se ve aumentada por la variedad de productos fabricados, ya que en la línea se producen actualmente nueve modelos distintos de tractores. Esta diversidad implica variaciones en los valores de torque requeridos, en la cantidad de tornillos a ajustar y en su disposición geométrica sobre la llanta, tanto para las ruedas delanteras como traseras.

En función de esta situación, se identifica una clara oportunidad de mejora del proceso de ajuste de ruedas, orientada no solo a la reducción de los tiempos de ciclo y al aumento de la eficiencia productiva, sino también a la mejora de las condiciones ergonómicas y de seguridad de los operarios, así como al aseguramiento de la calidad del proceso. En particular, resulta crítico garantizar que todos los tornillos sean

ajustados conforme a las especificaciones establecidas, minimizando el riesgo de errores asociados a operaciones manuales repetitivas.

Consideraciones para el diseño

En el presente capítulo se desarrollan los propósitos, las variables y los objetivos definidos para la resolución de la situación problemática descrita en la Introducción. Estos elementos establecen el marco conceptual y técnico que orienta las decisiones de diseño adoptadas a lo largo del desarrollo del proyecto.

Propósitos

Los propósitos del proyecto establecen el marco general y el sentido de la solución propuesta, definiendo los lineamientos que guían el diseño del sistema. En este contexto, se plantean los siguientes propósitos:

- Optimizar la eficiencia del proceso de apriete de ruedas, contribuyendo a la reducción de los tiempos operativos mediante el desarrollo de una solución mecánica adecuada para su aplicación en entornos productivos.
- Promover condiciones de trabajo seguras y ergonómicas para el operador, priorizando la minimización de riesgos y el cuidado de la salud ocupacional a través del diseño del sistema.
- Asegurar la confiabilidad del proceso de apriete, evitando fallas asociadas a ajustes incompletos o incorrectos y favoreciendo la correcta ejecución de la operación.
- Garantizar la calidad del ajuste de los tornillos, asegurando el cumplimiento de las especificaciones de torque requeridas y contribuyendo a la integridad y seguridad del conjunto montado.
- Facilitar la integración del sistema en una línea de producción continua, alineando su diseño con las restricciones espaciales y operativas propias de entornos industriales.
- Desarrollar una solución flexible y adaptable, capaz de responder a distintas configuraciones de llantas y condiciones geométricas sin comprometer su funcionalidad.
- Asegurar la viabilidad técnica y económica del sistema, considerando tanto la inversión inicial como los costos de operación asociados a lo largo de su vida útil.

Variables

El desempeño del sistema depende de un conjunto de variables técnicas, geométricas, operativas, humanas y económicas, cuyas interacciones condicionan las decisiones de diseño adoptadas. A continuación, se detallan las principales variables del problema, junto con sus valores de referencia y condiciones límite.

Variables de ajuste y calidad del proceso

Una de las variables críticas del sistema es el valor de ajuste (torque) aplicado a los tornillos de fijación de las ruedas. Dicho valor depende del modelo de tractor y del tipo de rueda (delantera o trasera), y contempla tres instancias dentro del proceso productivo: pre-torque, torque final y repaso del torque final.

Como referencia de diseño, el sistema deberá operar dentro de un rango de torque comprendido entre 150 ± 15 Nm y 600 ± 60 Nm, asegurando que el ajuste final se mantenga dentro de los márgenes especificados para garantizar la calidad del proceso.

Asociado a esta variable, el sistema deberá minimizar modos de falla operativos, en particular la posibilidad de que uno o más tornillos queden sin ajustar o sean indebidamente reapretados. En consecuencia, el diseño deberá contemplar mecanismos que permitan controlar y contabilizar los ajustes realizados, así como alertar al operador ante situaciones anómalas.

Variables geométricas y de compatibilidad

La disposición geométrica de los tornillos constituye otra variable fundamental. Esta se define por el diámetro de la circunferencia sobre la cual se distribuyen los tornillos de la llanta, cuyo valor varía según el modelo de tractor. El sistema deberá adaptarse a diámetros comprendidos entre 200 y 500mm, con una tolerancia de referencia de ± 2 mm.

Complementariamente, la cantidad de tornillos por rueda influye directamente en la separación angular entre ellos. El sistema deberá ser compatible con configuraciones que incluyan 8 ó 12 tornillos, permitiendo un desplazamiento angular completo de 360°

con una precisión mínima de $\pm 1^\circ$, a fin de posicionar correctamente el mecanismo de ajuste.

El tamaño de los tornillos, definido por la entrecara del hexágono de sus cabezas, representa otra variable geométrica relevante que condiciona el diseño del sistema de acople y transmisión de torque.

Variables de posicionamiento y espacio disponible

La posición de la llanta respecto del nivel del piso es una variable clave para el diseño del sistema, ya que determina el espacio disponible y la geometría general de la solución. En los modelos analizados, la altura del centro de las ruedas varía aproximadamente entre 675 y 1425 mm, lo que exige que el sistema sea adaptable a dicho rango sin comprometer la seguridad ni la ergonomía del operador.

Asimismo, dado que el equipo será incorporado a una línea de producción continua, el diseño deberá respetar una restricción espacial máxima de 1,2 m², la cual se establece como condición límite para la disposición estructural del sistema.

Variables operativas y de productividad

El tiempo de operación o tiempo de ciclo es una de las variables principales desde el punto de vista productivo. El tiempo total de la operación —incluyendo aproximación a la rueda, ajuste de los tornillos y retiro del sistema— no deberá exceder los 7 minutos totales, sin considerar tiempos de puesta a punto. Este valor se establece como condición límite y persigue una reducción significativa respecto del proceso actual, en concordancia con las mejoras de eficiencia planteadas en la Introducción.

Variables humanas, ergonómicas y de seguridad

La postura ergonómica del operador es una variable determinante del diseño. El sistema deberá permitir que la operación se realice en una posición segura y confortable, evitando posturas forzadas como el trabajo en cuclillas o con flexión excesiva del tronco. Como referencia básica, los comandos y puntos de accionamiento del equipo deberán ubicarse dentro del rango de 935 a 1146 mm de altura respecto del piso, en concordancia con criterios ergonómicos y con la norma interna JDS-D86[1].

En concordancia con lo anterior, el sistema deberá cumplir con las condiciones de seguridad exigidas por la empresa, tanto en su uso activo como pasivo, minimizando riesgos mecánicos, operativos y de mantenimiento. Asimismo, deberán respetarse las condiciones medioambientales vigentes, considerando la selección de materiales, la generación de residuos y el impacto ambiental del sistema a lo largo de su vida útil.

Variables económicas

Finalmente, el sistema deberá ser viable desde el punto de vista económico, tanto en lo referido a la inversión necesaria para su implementación como a los costos de operación asociados. Esta variable condiciona la selección de tecnologías, materiales y soluciones constructivas, y constituye un criterio transversal en todas las etapas del diseño.

Objetivos

En función de los propósitos establecidos y de las variables identificadas, se definen los siguientes objetivos de diseño.

El objetivo principal del proyecto es lograr la disminución del tiempo de ciclo de la operación de ajuste de las ruedas de un tractor en una línea de montaje continua. Como referencia, la operación presenta actualmente un tiempo estándar de 11,87 minutos para la operación completa. El objetivo fijado es que el sistema diseñado permita realizar el ajuste en un máximo de 7 minutos.

Asimismo, se establece como objetivo que el equipo sea seguro y ergonómicamente apto para el operador, sin presentar riesgos en su utilización, tanto en condiciones activas como pasivas. En este sentido, se fijan las siguientes pautas básicas:

- Los agarres y comandos deberán ubicarse entre 935 y 1146mm de altura.
- El esfuerzo requerido para mover y desplazar el equipo deberá ser inferior a 7kgf.
- El nivel de ruido generado deberá ser menor a 80 dBA.

Otro objetivo relevante es evitar el modo de falla asociado a tornillos sin ajuste, para lo cual el sistema deberá ser capaz de registrar los ajustes correctos, evitando considerar como válidos los reaprietes, e incorporar señales de alerta al operador.

Adicionalmente, el sistema deberá asegurar la calidad del ajuste, cumpliendo con las especificaciones de torque con un intervalo de confianza del 95 %, dentro de un rango de 150 a 600 Nm con una tolerancia de ± 10 %.

Finalmente, se plantean como objetivos la correcta integración del sistema en una línea de producción continua, respetando el área máxima disponible de 1,2 m², la flexibilidad para adaptarse a distintas configuraciones de llantas (8 ó 12 tornillos, diámetros entre 200 y 500 mm) y la viabilidad económica del proyecto.

A modo de síntesis, cabe destacar que el sistema deberá atender un conjunto de cuatro configuraciones diferentes —tres correspondientes a ruedas delanteras y dos a ruedas traseras—, cuyos parámetros se detallan en la Tabla 1-1 y las referencias geométricas en la Figura 1-1.

Tabla 1-1: Configuraciones dimensionales y de especificación de ruedas.

	Cantidad de tornillos	Diámetro circunferencia tornillos [mm]	Espaciamiento entre tornillos [°]	Pre-torque [Nm]	Torque final [Nm]
Llanta A	8	275 $\pm$ 1	45 $\pm$ 1	230 $\pm$ 23	350 $\pm$ 35
Llanta B	8	335 $\pm$ 2	45 $\pm$ 1	230 $\pm$ 23	475 $\pm$ 47,5
Llanta C	12	425 $\pm$ 2	30 $\pm$ 1	230 $\pm$ 23	475 $\pm$ 47,5
Llanta D	12	335 $\pm$ 2	45 $\pm$ 1	150 $\pm$ 15	600 $\pm$ 60

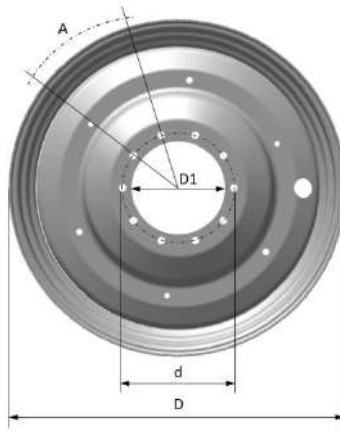


Figura 1-1: Referencias geométricas de las ruedas.

Referencias:

- d = diámetro circunferencia tornillos
- A = ángulo entre tornillos
- D = diámetro exterior de la llanta
- $D1$ = diámetro del agujero de la maza de la llanta

Propuestas

En este capítulo se presentan distintas propuestas conceptuales de solución para el sistema de ajuste de ruedas y para el subsistema encargado de soportarlo y posicionarlo frente a las ruedas del tractor. Las propuestas se plantean a nivel preliminar, con el objetivo de evaluar alternativas viables antes de avanzar hacia el diseño detallado del conjunto seleccionado.

En el desarrollo posterior del trabajo, el sistema se dividirá en grupos funcionales, se analizarán alternativas específicas para cada uno de ellos y se seleccionarán aquellas que mejor se adecuen a los propósitos, variables y objetivos definidos en el capítulo anterior. La combinación de las soluciones elegidas dará lugar al diseño definitivo del equipo.

Unidad de ajuste

La unidad de ajuste tiene como función principal aplicar el torque especificado a los tornillos que fijan las ruedas del tractor, asegurando repetitividad, calidad y confiabilidad del proceso. Para esta unidad se contemplan las siguientes propuestas:

Propuesta 1

Sistema formado por dos husillos electrónicos de ajuste, montados sobre un bastidor circular. El diseño permitirá variar la separación radial entre los husillos para adaptarse a distintos diámetros de disposición de tornillos y contemplará el giro manual del conjunto para posicionarse frente a cada bulón. Esta alternativa permite cubrir múltiples configuraciones geométricas con un sistema relativamente simple y flexible.

Propuesta 2

Sistema formado por un husillo hidráulico acoplado a un mecanismo planetario de salida doble. A través de una reducción, el sistema permitiría utilizar una única fuente motriz para accionar dos puntos de salida de torque. El husillo y el mecanismo planetario estarían montados sobre un marco circular que permita su posicionamiento frente a los

tornillos. La adaptación a distintos diámetros requeriría el reemplazo del sistema planetario, lo que limita la flexibilidad operativa.

Propuesta 3

Sistema compuesto por múltiples husillos (más de dos), de accionamiento electrónico, neumático o hidráulico, montados sobre un marco que permita su posicionamiento en el plano x-y. Esta solución permitiría atacar varios tornillos en simultáneo, aunque con un aumento significativo de complejidad mecánica, de control y de costos.

Unidad de soporte y desplazamiento

La unidad de soporte y desplazamiento tiene como función sostener la unidad de ajuste y permitir su posicionamiento desde la zona de guardado hasta las distintas ruedas del tractor, respetando criterios de ergonomía, seguridad y aprovechamiento del espacio disponible. Para este subsistema se plantean las siguientes alternativas:

Propuesta 1

Brazo articulado mecánico, soportado en una columna fija anclada al piso. El brazo permitirá el acercamiento desde la posición de reposo hasta las ruedas, mientras que su configuración articulada posibilitará los desplazamientos en altura, adaptándose a ruedas delanteras y traseras.

Propuesta 2

Carro con ruedas, desplazable manualmente y regulable en altura mediante un sistema mecánico, neumático o hidráulico. Esta alternativa presenta simplicidad constructiva, pero implica mayores desplazamientos manuales, menor precisión de posicionamiento y un uso menos eficiente del espacio en planta.

Propuesta 3

Paralelogramo deformable, soportado en una estructura aérea, que permita el acercamiento desde la posición de guardado hacia las ruedas. Si bien esta solución

libera el espacio a nivel de piso, presenta una mayor complejidad estructural y costos asociados a la instalación superior.

Selección de la solución

Luego de analizar las propuestas presentadas, se selecciona como solución más adecuada para la unidad de ajuste la Propuesta 1, basada en dos husillos electrónicos montados sobre un bastidor circular. Esta alternativa se destaca por ofrecer mayor flexibilidad para adaptarse a distintas configuraciones de llantas, a la vez que permite un diseño relativamente simple, robusto y alineado con los objetivos de calidad y confiabilidad establecidos. Asimismo, los husillos electrónicos permiten, de forma estándar, cumplir con los requerimientos de control y registro del torque aplicado.

En cuanto a la unidad de soporte y desplazamiento, se considera más viable la Propuesta 1, correspondiente al brazo articulado montado sobre una columna fija. Esta solución permite un mejor aprovechamiento del espacio disponible, facilita el posicionamiento del sistema frente a las ruedas delanteras y traseras y resulta más favorable desde el punto de vista ergonómico para el operador, en comparación con las alternativas evaluadas.

Cabe aclarar que cualquiera de las propuestas de desplazamiento analizadas es aplicable para operar sobre un solo lado del tractor (ruedas delanteras y traseras, lado derecho o izquierdo), criterio que se mantendrá en el desarrollo del diseño definitivo.

Subsistema de torque

Como se mencionó anteriormente, el subsistema de torque constituye la parte del equipo encargada de realizar el ajuste de los tornillos que fijan las ruedas a la maza del eje del tractor.

A continuación, se presenta una primera descripción de los distintos elementos que conforman este subsistema. Posteriormente, se desarrollarán en detalle los criterios adoptados y los cálculos realizados para el diseño de cada uno de ellos.

El subsistema estará conformado por dos husillos electrónicos, de características idénticas, los cuales serán responsables de aplicar el torque especificado a los tornillos de la rueda. Cada uno de estos actuadores estará vinculado a una placa de desplazamiento lineal, cuya función será unir mecánicamente el husillo con el sistema de guiado lineal.

Dicho sistema de guiado estará compuesto por una guía lineal, formada por un riel recto y un patín móvil que se desliza sobre él. Su función será permitir un desplazamiento suave, preciso y con bajo rozamiento de los husillos en sentido radial, posibilitando así alcanzar los distintos diámetros de disposición de tornillos correspondientes a los diferentes modelos de llantas analizados.

La fuerza motriz necesaria para generar este desplazamiento lineal será provista por un motor paso a paso, el cual transmitirá el movimiento mediante un conjunto mecánico compuesto por un piñón y sendas cremalleras, estas últimas solidarias a las placas de desplazamiento lineal de cada husillo.

Otro de los elementos principales del subconjunto es la placa de giro, la cual consiste en una placa circular provista de ranuras rectangulares que permiten el paso de los cabezales de los husillos. Esta placa cumple una función estructural fundamental, ya que sostiene a todos los componentes previamente descritos y, a su vez, permite el giro del conjunto con el fin de alcanzar los distintos bulones a ajustar en cada rueda.

La placa de giro y los elementos solidarios a ella estarán vinculados al bastidor del equipo mediante una guía circular, compuesta de manera análoga a la guía lineal, por

un riel circular y dos patines. Este sistema permite que el conjunto rote de forma suave y controlada, minimizando rozamientos y esfuerzos indeseados.

Finalmente, el subsistema contará con dos empuñaduras destinadas a la manipulación del equipo por parte del operador. Una de ellas estará fijada a la placa de giro y permitirá realizar el posicionamiento angular del dispositivo, mientras que la segunda estará vinculada al bastidor y dispondrá de dos posiciones posibles, con el objetivo de adaptarse a las distintas alturas de trabajo y cumplir con los lineamientos ergonómicos establecidos.

A continuación, se muestran dos vistas generales del subconjunto descrito.

En la Figura 3-1 se muestran dos vistas del subconjunto.

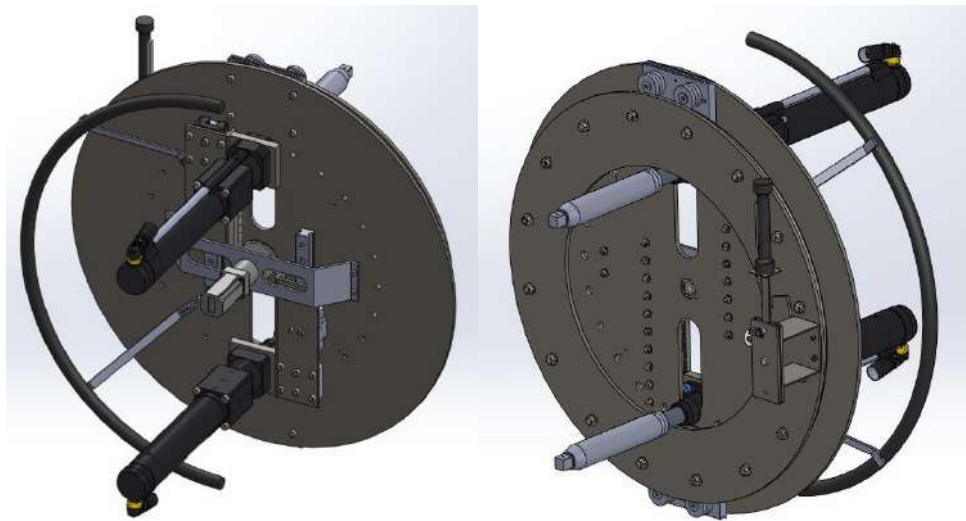


Figura 3-1: Vista frontal y posterior del subsistema de torque

Husillo

La función principal del husillo electrónico dentro del subsistema de torque será la de aplicar el valor de torque especificado a cada uno de los tornillos que fijan la rueda a la maza del eje del tractor, asegurando el cumplimiento de los requerimientos de calidad, repetitividad y seguridad del proceso de ajuste.

El primer paso del diseño consiste en la selección del husillo más adecuado para satisfacer los requerimientos del problema planteado. A los efectos de este trabajo

académico, y con el objetivo de evitar una extensión innecesaria derivada de la comparación entre múltiples fabricantes, se decidió limitar la selección a los husillos electrónicos disponibles en la marca Atlas Copco[2], empresa de reconocida trayectoria y uso extendido en la industria automotriz y de maquinaria agrícola.

Dentro del portafolio del fabricante, se optó por la línea QST, la cual está específicamente diseñada para aplicaciones estacionarias, condición que se alinea directamente con el uso previsto del equipo en una línea de producción continua. Esta línea satisface los requerimientos de control de torque, repetitividad y robustez necesarios para este tipo de procesos industriales.

La línea QST presenta dos configuraciones constructivas principales: la versión COT, con eje desplazado, y la versión CT, con husillo recto. Si bien ambas configuraciones permiten alcanzar los valores de torque requeridos, se seleccionó la versión CT debido a consideraciones dimensionales y de integración mecánica con el resto del subsistema. Esta configuración facilita el diseño del mecanismo de guiado radial y simplifica la disposición geométrica del conjunto. En la Figura 3-2 se muestran las diferencias constructivas entre ambos tipos de herramientas.



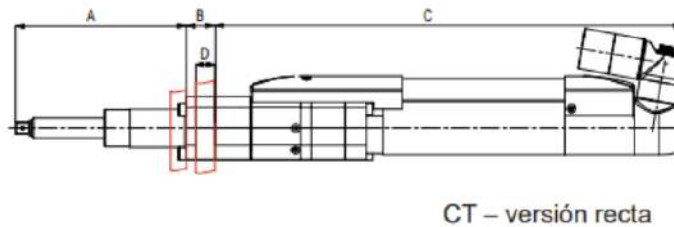
Figura 3-2: Husillos electrónicos Atlas Copco del tipo COT y CT.

Una vez definida la configuración general, la selección del modelo específico se realizó en función del rango de torque objetivo del sistema. Considerando que los valores de torque requeridos para los distintos modelos de tractor se encuentran comprendidos entre 150 Nm y 600 Nm, se seleccionó el modelo QST90-750CT-T50-L152-H25, cuyo rango de trabajo nominal se extiende desde 150 Nm hasta 750 Nm, según se detalla en las tablas presentadas en las Figuras 3-3 y 3-4. Este margen superior adicional permite

cubrir holgadamente los requerimientos del proceso y aporta flexibilidad ante eventuales ampliaciones futuras.

Modelo	Travel mm	Rango de par		Veloc. r/min	C-C min.	Peso		Relac. engrane	Tamaño adaptador de boca pulg	Designación
		Nm	ft.lb			kg	lb			
QST34-8CT-T50-L150-H6	50	2-8	1,5-6	3000	34	2	4,4	7,428	1/4	8435 6000 10
QST34-20CT-T50-L150-H10	50	4-20	2,9-14,7	1000	34	2	4,4	21,2	3/8	8435 6010 10
QST42-20CT-T50-L134-H10	50	6-20	4-14	2000	43	3,1	6,9	7,50	3/8	8435 6020 10
QST42-20COT-T50-L134-H10	50	6-20	4-14	2000	31	4,2	9,3	7,5	3/8	8435 6020 20
QST42-50CT-T50-L134-H13	50	10-50	7-35	700	43	3,8	8,4	21,33	1/2	8435 6030 10
QST42-50COT-T50-L134-H13	50	10-50	7-35	700	31	4,5	9,9	21,33	1/2	8435 6030 20
QST50-90CT-T50-L137-H13	50	20-90	15-65	650	51	5,8	12,7	18,21	1/2	8435 6040 10
QST50-90COT-T50-L137-H13	50	20-90	15-65	650	37	7,8	17,2	18,21	1/2	8435 6040 20
QST50-150CT-T50-L137-H13	50	30-150	22-110	380	51	5,8	12,8	31,24	1/2	8435 6050 10
QST50-150COT-T50-L137-H13	50	30-150	22-110	380	37	7,8	17,2	31,24	1/2	8435 6050 20
QST62-150CT-T50-L152-H13	50	30-150	22-110	450	63	10,2	22,5	13,94	1/2	8435 6060 10
QST62-150COT-T50-L152-H13	50	30-150	22-110	450	45	12,8	28,2	13,94	1/2	8435 6060 20
QST62-230CT-T50-L152-H19	50	40-230	29-170	330	63	10,2	22,5	19,04	3/4	8435 6065 10
QST62-230COT-T50-L152-H19	50	40-220	29-162	330	45	12,8	28,2	19,04	3/4	8435 6065 20
QST62-350CT-T50-L152-H19	50	50-350	37-258	220	63	10,2	22,5	28,33	3/4	8435 6070 10
QST62-350COT-T50-L152-H19	50	50-330	37-243	220	45	12,8	28,2	28,33	3/4	8435 6070 20
QST80-450CT-T50-L146-H19	50	90-450	66-332	260	81	16,7	37	22,67	3/4	8435 6075 10
QST80-450COT-T50-L146-H19	50	90-450	66-332	260	55	21	46	22,67	3/4	8435 6075 20
QST80-600CT-T50-L146-H19	50	120-600	88-442	200	81	17	37	29,56	3/4	8435 6080 10
QST80-600COT-T50-L146-H19	50	120-600	88-442	200	55	21	46	29,56	3/4	8435 6080 20
QST90-750CT-T50-L152-H25	50	150-750	111-553	150	91	25	55	38,89	1	8435 6085 10
QST90-750COT-T50-L152-H25	50	150-750	111-553	150	63	29	64	38,89	1	8435 6085 20
QST90-1000CT-T50-L152-H25	50	200-1000	147-737	130	91	26	57	46,84	1	8435 6090 10
QST90-1000COT-T50-L152-H25	50	200-1000	147-737	130	63	30	66	46,84	1	8435 6090 20
QST95-1750CT-T50-L149-H38	50	350-1750	258-1291	60	96	28	61,7	98,21	1 1/2	8435 6095 10
QST95-1750COT-T50-L155-H38	50	350-1750	258-1291	60	73	43	94,8	98,21	1 1/2	8435 6095 20

Figura 3-3: Tabla de selección del husillo tipo CT.



Dimensiones

Modelo	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm
Estándar					
QST34-8CT-T50-L150-H6	150	16	359	10	—
QST34-20CT-T50-L150-H10	150	16	359	10	—
QST42-20CT-T50-L134-H10	134	23	395	15	—
QST42-20COT-T50-L134-H10	134,5	—	—	—	446
QST42-50CT-T50-L134-H13	134	23	422	15	—
QST42-50COT-T50-L134-H13	134,5	—	—	—	472
QST50-90CT-T50-L137-H13	137	23	464	15	—
QST50-90COT-T50-L137-H13	137	—	—	—	521
QST50-150CT-T50-L137-H13	137	23	464	15	—
QST50-150COT-T50-L137-H13	137	—	—	—	521
QST62-150CT-T50-L152-H13	152	25	517	15	—
QST62-150COT-T50-L152-H13	152,5	—	—	—	586
QST62-230CT-T50-L152-H19	152	25	517	15	—
QST62-230COT-T50-L152-H19	152,5	—	—	—	586
QST62-350CT-T50-L152-H19	152	25	517	15	—
QST62-350COT-T50-L152-H19	152	—	—	—	592
QST80-450CT-T50-L146-H19	146	30	595	20	—
QST80-450COT-T50-L146-H19	146	—	—	—	685
QST80-600CT-T50-L146-H19	146	30	595	20	—
QST80-600COT-T50-L146-H19	146	—	—	—	685
QST90-750CT-T50-L152-H25	152	32	600	20	—
QST90-750COT-T50-L152-H25	153	—	—	—	705
QST90-1000CT-T50-L152-H25	152	32	600	20	—
QST90-1000COT-T50-L152-H25	153	—	—	—	710
QST95-1750CT-T50-L149-H38	149	32	651	20	—
QST95-1750COT-T50-L155-H38	155	—	—	—	796

Figura 3-4: Dimensiones del husillo tipo CT.

Para completar la selección del sistema de accionamiento del husillo, y sin profundizar en aspectos que exceden los objetivos de este trabajo académico, se definió el uso de un controlador electrónico dedicado, encargado de la gestión integral del husillo, incluyendo la regulación de torque, la secuencia de ajuste y la comunicación con otros sistemas de control. Se seleccionó el modelo TC-4000-P-EIP-ES, el cual utiliza comunicación mediante puerto Ethernet, tecnología ampliamente probada en entornos industriales por su fiabilidad y facilidad de integración, tal como se indica en la Figura 3-5.

CONTROLADORES POWER MACS 4000

Modelo	Versión bus de campo	Designación
Controlador primario		
TC-4000-P-ES	Sin bus de campo	8435 6511 00
TC-4000-P-PB-ES	Profibus	8435 6511 10
TC-4000-P-DN-ES	DeviceNet	8435 6511 30
TC-4000-P-EIP-ES	Ethernet IP	8435 6511 60
TC-4000-P-MTCP-ES	ModBus TCP	8435 6511 70
TC-4000-P-PN-ES	Profi Net	8435 6511 50
TC-4000-P-CC-ES	CC-Link	8435 6511 90
Controlador secundario		
TC-4000-S	Sin bus de campo, sin conmutador Ethernet	8435 6500 00
TC-4000-S-ES	Sin bus de campo, con conmutador Ethernet	8435 6501 00

Figura 3-5: Tabla de selección de controlador para husillo electrónico.

Finalmente, a los efectos de realizar los cálculos de esfuerzo de los restantes componentes del dispositivo, se definió un valor de torque de referencia máximo. Dicho valor se obtuvo considerando el extremo superior del rango de trabajo del husillo seleccionado y la aplicación de un factor de seguridad de 1,5, resultando según la Ecuación (3.1):

$$T = 750Nm * 1,5 = 1125Nm \text{ (3.1)}$$

Placa de desplazamiento lineal y conjunto guía-patín

La placa de desplazamiento lineal tiene como función principal vincular el husillo electrónico con la guía lineal, permitiendo su desplazamiento radial a lo largo de todo el recorrido necesario para alcanzar los distintos diámetros de disposición de tornillos en las llantas analizadas.

El análisis de la placa de desplazamiento y del conjunto guía-patín se plantea de manera conjunta, dado que el diseño geométrico y resistente de la placa debe validarse en función de los esfuerzos que la guía lineal seleccionada es capaz de soportar, y viceversa.

La placa de desplazamiento lineal está conformada por tres partes individuales soldadas, que en conjunto conforman la pieza final.

La primera parte corresponde al sector de sujeción del husillo electrónico, cuyas dimensiones y disposición de orificios se encuentran definidas por el fabricante de la herramienta, tal como se muestra en la Figura 3-6.

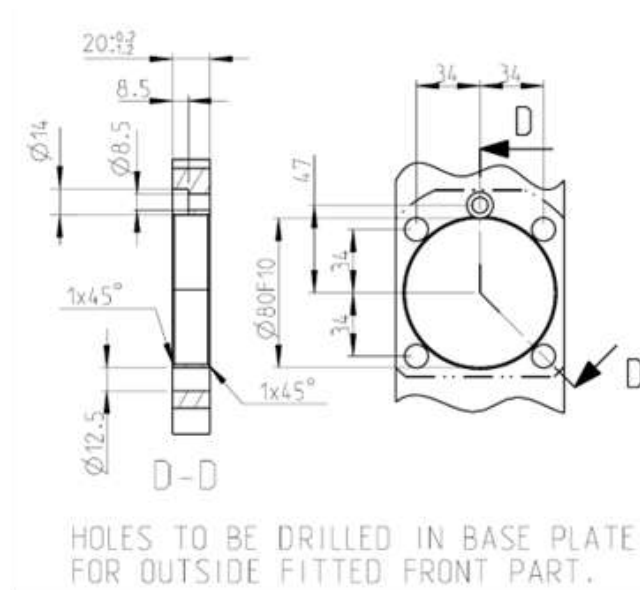


Figura 3-6: Dimensiones para placa de sujeción de husillo electrónico.

La segunda y tercera parte adoptan una geometría de tipo rectangular, seleccionada con el objetivo de simplificar el proceso de fabricación, facilitar el montaje y permitir la adaptación dimensional a los requerimientos funcionales del subconjunto.

Cálculo de esfuerzos aplicados a la placa de sujeción del husillo

Los esfuerzos a los que estará sometida la placa de desplazamiento se encuentran directamente relacionados con el torque máximo de referencia definido previamente en la Ecuación (3.1), así como con las fuerzas transmitidas a través de los cuatro orificios

de sujeción del husillo, cuyas posiciones y dimensiones son establecidas por el fabricante, según se indica en la Figura 3-7.

A partir de este esquema de cargas, se determinan las fuerzas aplicadas sobre la placa, las cuales serán utilizadas tanto para la verificación estructural de la misma como para la posterior validación del conjunto guía-patín, conforme se desarrolla en la Ecuación (3.2).

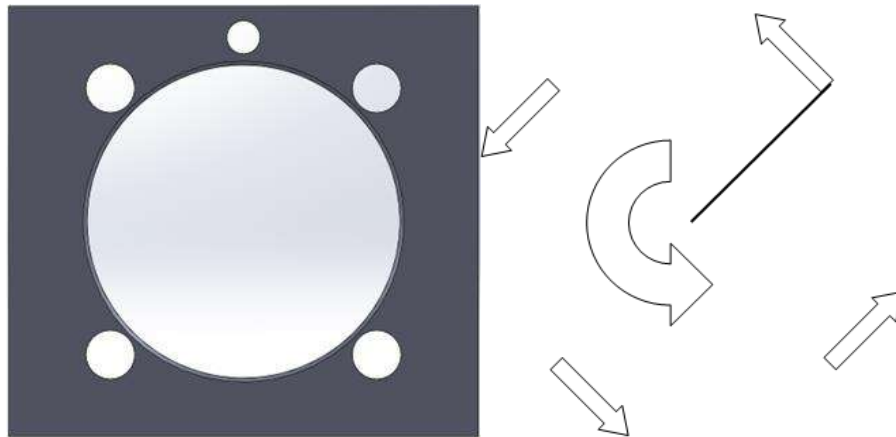


Figura 3-7: Placa de sujeción de husillo y esquema de fuerzas a las que está sometida.

$$T = 4 * F * d \quad (3.2)$$

$$1125Nm = 4 * F * 0.04809m \rightarrow F = \frac{1125Nm}{4 * 0.04809m} = 5848N$$

Verificación de placa de desplazamiento lineal

De forma análoga al criterio adoptado para la selección del husillo electrónico, para el sistema de guiado lineal se opta por seleccionar componentes del fabricante Bosch Rexroth[3], de amplia utilización industrial y con información técnica disponible para su validación.

Para el análisis se selecciona preliminarmente el siguiente conjunto de guía lineal-patín y un accesorio de freno necesario para restringir el movimiento al momento de aplicar el torque a las ruedas, los cuales serán posteriormente verificados, según las Figuras 3-8 y 3-9:

- Marca: Bosch Rexroth

- Modelo: Patín de rodillo de acero RSHP FNS R1851 3

FNS: brida, normal, altura estándar –
R1851 ... 2.



Valores dinámicos
Velocidad: $v_{max} = 4 \text{ m/s}$
Aceleración: $a_{max} = 150 \text{ m/s}^2$

Combinación de precarga y clase de precisión recomendada

- Para precarga C2: H y P (preferiblemente)
- Para precarga C3: P y SP

Números de material

Tamaño	Patín de rodillo con tamaño	Clase de precarga		Clase de precisión				Juntas			
		C2	C3	H	P	SP	UP	DS	LS	SS	AS ¹⁾
25	R1851 2	2		3	2	1	9	2X	–	–	–
			3		2	1	9	2X	–	–	–
35	R1851 3	2		3	2	1	9	2X	25	24	2A
			3		2	1	9	2X	25	24	2A

Figura 3-8: Tabla de selección de patín.

- Marca: Bosch Rexroth
- Modelo: Elementos de sujeción y frenado neumáticos MBPS R1810 340 31

Datos técnicos

Tamaño	Número de material	Fuerza de sujeción Energía del muelle ²⁾ (N)	Consumo de aire (litro normal) Conexión de aire (dm ³ /carrera)	Masa (kg)
25	R1810 240 31	1300	0,048	1,0
35	R1810 340 31	2600	0,093	1,9
45	R1810 440 31	3600	0,099	2,3

Figura 3-9: Tabla de selección de freno.

Para la simulación mediante el método de los elementos finitos, se adoptan las siguientes hipótesis:

- Aplicación de fuerzas en los orificios de fijación del husillo sobre la placa, en sentido antihorario.
- Condición de empotramiento en los orificios de fijación del patín sobre la placa, considerando que el freno neumático bloquea el desplazamiento.
- Condición de restricción tipo bisagra en el orificio correspondiente al alojamiento del husillo.

Como resultado del análisis se obtienen los siguientes valores:

- Tensión máxima alcanzada: 137.445.440 N/m²

- Límite elástico: 282.685.049 N/m²
- $FOS = 282.685.049 / 137.445.440 = 2.05$

Este factor de seguridad es adicional al factor de 1,5 previamente considerado en la definición del torque de referencia, lo que confirma la adecuada resistencia estructural de la placa diseñada. En la Figura 3-10 se presenta el mapa de tensiones resultante correspondiente a la simulación realizada.

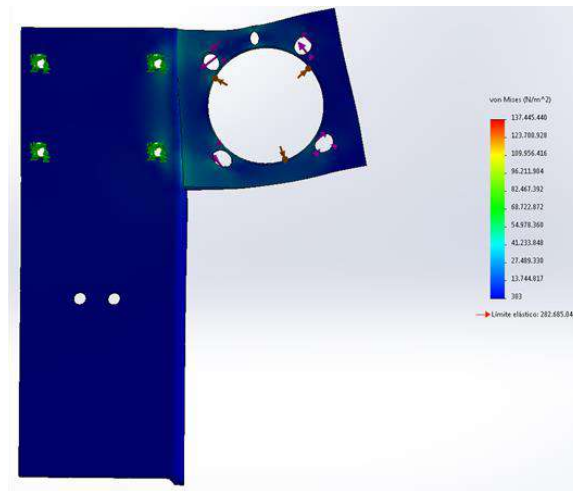


Figura 3-10: Mapa de tensiones.

Verificación del conjunto guía–patín seleccionado

A partir de los resultados obtenidos en el análisis estático de la placa, se emplean las fuerzas resultantes para verificar la capacidad del conjunto guía–patín, considerando el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 3-11y el equilibrio del sistema mediante las Ecuaciones (3.3), (3.4) y (3.5).

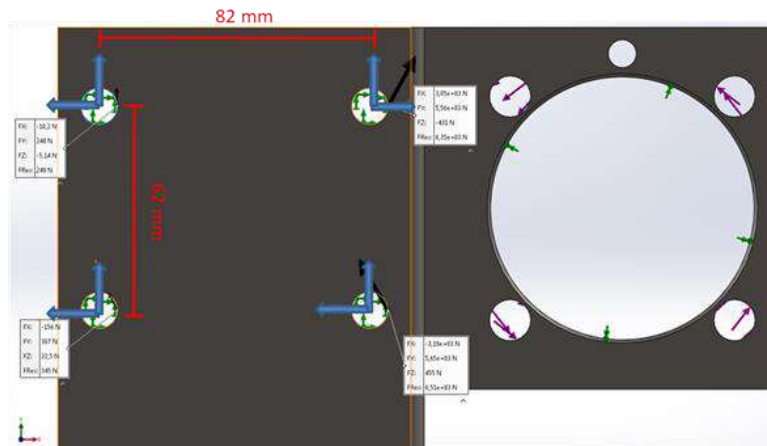


Figura 3-11: Diagrama de cuerpo libre.

$$\begin{aligned} \sum M &= 10.2 \, N * 0.031 \, m - 156 \, N * 0.031 \, m - 3050 \, N * 0.031 \, m - 3190 \, N * 0.031 \, m \\ &\quad - 248 \, N * 0.041 \, m - 307 \, N * 0.041 \, m + 5560 \, N * 0.041 \, m + 5650 \, N \\ &\quad * 0.041 \, m = 239 \, Nm \quad (3.3) \end{aligned}$$

$$\sum F_x = -10.2 \, N - 156 \, N - 3190 \, N + 3050 \, N = -306 \, N \quad (3.4)$$

$$\sum F_z = -5.14 \, N + 22.5 \, N - 431 \, N + 455 \, N = 42 \, N \quad (3.5)$$

Los valores obtenidos se comparan con las capacidades indicadas en los catálogos del fabricante. Del análisis realizado se verifica que tanto el patín como la guía lineal seleccionados soportan sin inconvenientes los esfuerzos a los que estarán sometidos durante la operación, cumpliendo con los requerimientos de seguridad y durabilidad del sistema. Esta verificación se resume en la Figura 3-12.

Datos técnicos							
Tamaño	Masa (kg)	Capacidades de carga ²¹ (N)		Momentos de torsión ²¹ (Nm)		Momentos de carga longitudinal ²¹ (Nm)	
	m	C	C ₀	M _t	M _{te}	M _{li}	M _{ls}
25	0,10	10000	50000	540	110	200	500
35	2,15	61000	119400	1210	2370	760	1480
40	4,00	100000	200000	2040	3100	1000	2140
55	5,44	140400	284700	4120	8350	2610	5290
65	10,72	237200	456300	8430	16210	5260	10120

Figura 3-12: Verificación de esfuerzos aplicados para la guía seleccionada.

Sistema de movimiento de los husillos

El desplazamiento radial de los husillos electrónicos, necesario para alcanzar los distintos diámetros de disposición de tornillos correspondientes a los diferentes modelos de ruedas analizados, se realizará mediante un sistema de transmisión piñón–cremallera.

El sistema estará conformado por un piñón central, encargado de transmitir el movimiento a dos cremalleras rectas paralelas, ubicadas simétricamente a ambos lados del mismo. Estas cremalleras se encontrarán fijadas a las placas de desplazamiento lineal de cada husillo y se desplazarán en sentidos opuestos, garantizando así un movimiento radial simultáneo y simétrico de ambos husillos respecto del centro de la placa de giro.

El piñón será accionado por un motor eléctrico tipo paso a paso, el cual contará con un reductor mecánico acoplado a su eje de salida, con el objetivo de incrementar el torque disponible y permitir vencer la inercia inicial del conjunto y los esfuerzos asociados al movimiento del sistema.

A continuación, se detallan los criterios de cálculo y selección de cada uno de los componentes involucrados.

Piñón y cremallera

El diseño del sistema de transmisión se encuentra condicionado por las siguientes restricciones geométricas, impuestas por el diseño general del conjunto:

- Distancia entre la placa de desplazamiento lineal y el centro de la placa de giro, según se indica en la Figura 3-13.
- Distancia mínima necesaria para evitar interferencias entre la cremallera de un lado y el husillo ubicado en el lado opuesto, conforme se muestra en la Figura 3 14.

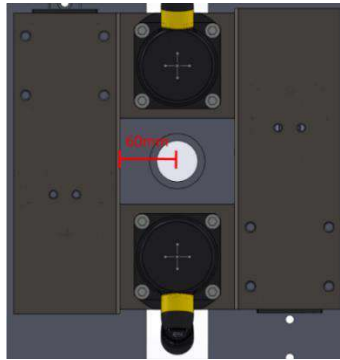


Figura 3-13: Distancia entre placa de desplazamiento lineal y centro de placa de giro.

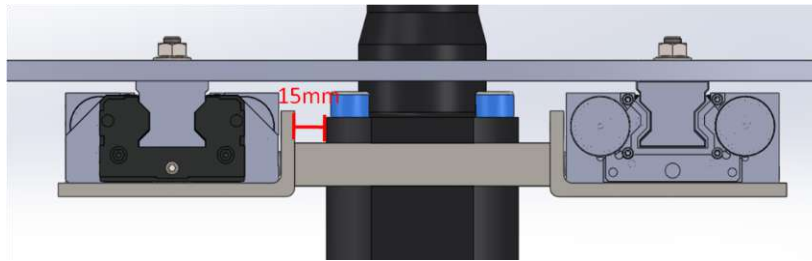


Figura 3-14: Distancia entre cremallera y husillo.

Dado que la cremallera es un elemento normalizado, y considerando las limitaciones dimensionales del sistema, se selecciona la mayor cremallera estándar cuya altura de diente no supere los 15mm. En consecuencia, se adopta una cremallera de dientes rectos según DIN 867, con las siguientes características:

- Módulo 1
- Angulo de presión 20°
- Altura de paso 13mm
- Ancho de cara 14mm
- Longitud 200mm

Para el cálculo del piñón, y siguiendo el procedimiento indicado por Mott[4], pág. 328, se utiliza la relación geométrica observada en la Figura 3-15, a partir de la cual se obtiene la siguiente expresión:

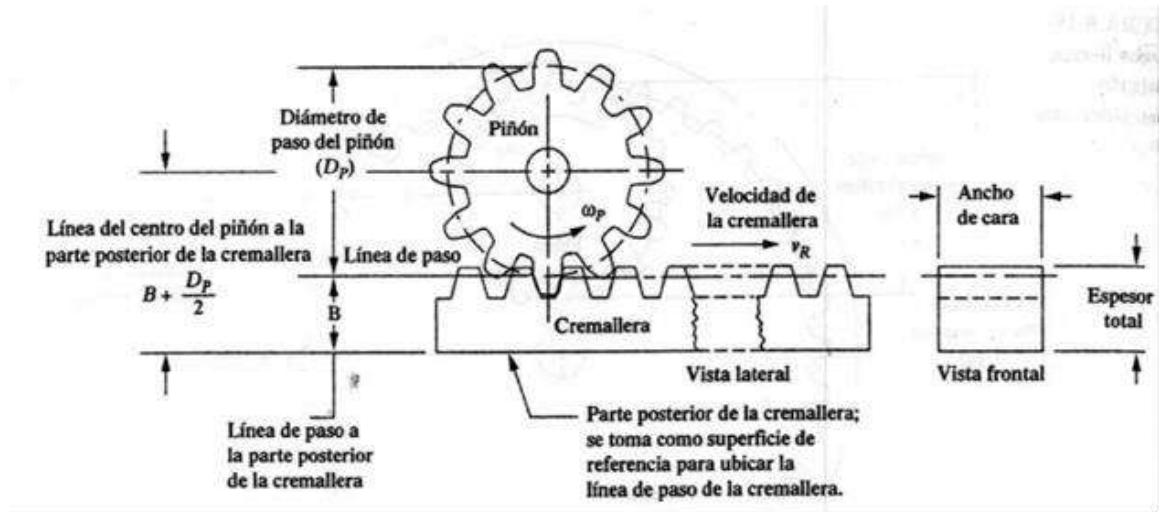


Figura 3-15: Características geométricas para la relación piñón-cremallera

De donde se desprende la Ecuación (3.6):

$$B + \frac{D_p}{2} = 60\text{mm} \quad (3.6)$$

Reemplazando valores:

$$13\text{mm} + \frac{D_p}{2} = 60\text{mm}$$

De donde resulta:

$$D_p = 94\text{mm}$$

Considerando además la definición del módulo del engranaje, tenemos la Ecuación (3.7):

$$m = \frac{D_g}{N_g} = \frac{D_p}{N_p} \quad (3.7)$$

Y siendo $m = 1$, se obtiene

$$N = \frac{94\text{mm}}{1} \rightarrow N = 94 \text{ dientes}$$

En función de estos resultados, el piñón seleccionado presenta las siguientes características:

- Engranaje de dientes rectos
- Modulo 1
- Angulo de presión 20°
- Diámetro de paso 94mm
- Cantidad de dientes 94

Análisis de esfuerzos y selección del motor paso a paso con reductor

Dado que el piñón se encuentra ubicado en el centro del sistema y el diseño es simétrico respecto de su eje, en estado de reposo existe un equilibrio de momentos que mantiene el conjunto balanceado, según se ilustra en la Figura 3-16.

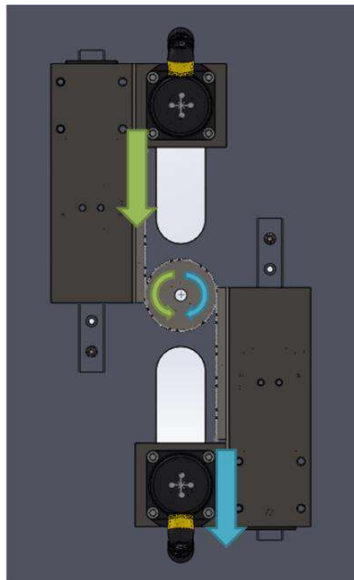


Figura 3-16: Esquema de fuerzas del sistema de accionamiento de los husillos.

Para iniciar el movimiento del sistema, es necesario vencer el peso de los componentes móviles, considerando la suma de los pesos de la placa de desplazamiento lineal, la placa de sujeción del husillo, el husillo electrónico y el patín lineal. En este análisis se desprecia el peso del freno neumático, la cremallera y la tornillería por considerarse de menor influencia. El cálculo se realiza para un lado del sistema y posteriormente se considera el efecto total del conjunto.

La fuerza total actuante en dirección vertical se obtiene como (ver Ecuación (3.8)):

$$\sum Fy = P_{patin} + P_{placa} + P_{husillo} + P_{sujhusillo} \quad (3.8)$$

$$\sum Fy = 2kg * 9,8 \frac{m}{s^2} + 3,44kg * 9,8 \frac{m}{s^2} + 25kg * 9,8 \frac{m}{s^2} + 1,20kg * 9,8 \frac{m}{s^2} = 310N$$

La fuerza obtenida, aplicada sobre el radio de paso del engranaje, permite calcular el torque necesario para mover un lado del sistema (ver Ecuación (3.9)).

$$M = Fy * r_{paso} = 310N * \frac{0,094}{2}m = 14,57 Nm \quad (3.9)$$

Según Ecuación (3.10), considerando el movimiento simultáneo de ambos husillos, el torque total requerido resulta:

$$M_{total} = 2 * M = 2 * 14,57Nm = 29,14Nm \approx 30Nm$$

Dado que los motores paso a paso presentan valores de torque relativamente bajos a la salida directa, se hace necesario el uso de un reductor mecánico. Siguiendo el criterio adoptado en este trabajo, se seleccionan componentes del fabricante Festo[5].

El conjunto más pequeño que satisface el torque requerido es el reductor planetario EMGA-60-P, con una relación de reducción 5:1, tal como se muestra en la Figura 3-17.

Código de pedido: EMGA-60-P-G5-SST-57

Donde:

- EMGA → reductor
- 60 → tamaño de la brida del reductor en mm
- P → reductor planetario
- G5 → relación de reducción 5:1
- SST → motor paso a paso
- 57 → tamaño de la brida de los motores

Especificaciones técnicas del reductor EMGA-60-P					
Tipo de reductor	Engranaje planetario				
Tamaño de la brida del reductor	60 mm				
Relación de reducción	3:1		5:1		8
Conexión entre reductor y eje de salida	60G	60H	60G	60H	6
Interfaz entre reductor y actuador	57A	60P	57A	60P	5
Momento de giro permanente de salida ¹⁾	22 Nm	28 Nm	22 Nm	40 Nm	1
Momento de giro máx. de salida ²⁾	35,2 Nm	45 Nm	35,2 Nm	64 Nm	2
Velocidad máxima de accionamiento	13.000 1/min				
Rigidez torsional	2,3				
Holgura torsional	0,17 grado				
Momento de inercia de la masa del reductor ³⁾	0,135 kgcm²		0,078 kgcm²		0
Esfuerzo radial admisible del eje	400 N				
Carga axial admisible del eje	500 N				
Rendimiento máximo	98%				
Grado de protección	IP54				
Temperatura de funcionamiento del reductor ⁴⁾	-25 ... 90°C				
Peso del producto	900 g				
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS				
Conformidad PWIS	VDMA24364-B2-L				

Figura 3-17: Características técnicas de reductor Festo

En función del reductor seleccionado, se elige un motor paso a paso compatible cuya brida coincida con la del reductor. Del mismo catálogo se selecciona el modelo EMMS-ST-57, el cual, además de ser geométricamente compatible, es recomendado para aplicaciones industriales de precisión.

Código de pedido: EMMS-ST-57-S-SE-G2

Donde:

- EMMS → Motor
- ST → Motor paso a paso ST
- 57 → Tamaño de la brida de los motores
- S → Longitud corto
- S → Conector recto
- E → Encoder
- G2 → Segunda generación

Finalmente, una vez definido el conjunto motor–reductor, se diseña un soporte estructural que permite su correcta localización dentro del sistema. Para tal fin, se opta

por una chapa plegada de 6,35 mm de espesor, fijada al resto del conjunto mediante tornillos, solución que ofrece adecuada rigidez estructural y simplicidad constructiva.

Giro de los componentes de aplicación de torque

Para permitir el ajuste de todos los tornillos de las ruedas, resulta necesario que el conjunto de aplicación de torque pueda rotar alrededor del eje de la rueda. Hasta este punto del desarrollo, dicho conjunto está conformado por los husillos electrónicos, las placas de desplazamiento lineal y el sistema de accionamiento mecánico compuesto por el motor paso a paso con su respectivo reductor.

Todos estos elementos se fijarán solidariamente a una placa de giro, la cual, a su vez, estará vinculada a un bastidor fijo. La unión entre la placa de giro (junto con los componentes solidarios a ella) y el bastidor se realizará mediante una guía circular, constituida por un riel circular fijo al bastidor y dos patines que se desplazan sobre el mismo y se encuentran solidarios a la placa de giro.

El movimiento relativo entre la placa de giro y el bastidor será manual, descartándose la incorporación de sistemas de accionamiento automático. Esta decisión se fundamenta en que la automatización del giro no representa una mejora significativa en términos de reducción del tiempo de ciclo, mientras que sí implicaría un aumento considerable en la complejidad del dispositivo, en los costos y en las tareas de mantenimiento. En la Figura 3-18 se presenta un esquema general del sistema de giro descrito.



Figura 3-18: Bastidor, guía circular con patines y placa de giro.

Bastidor y guía circular

El bastidor constituye la estructura fija encargada de sostener y posicionar el conjunto de aplicación de torque. Desde el punto de vista geométrico, el bastidor consiste esencialmente en un anillo circular de acero, de espesor 3/8", sobre el cual se fija el riel correspondiente a la guía circular.

A su vez, el bastidor será el elemento mediante el cual se realizará la vinculación del subsistema de torque con la estructura principal de soporte del equipo, denominada subsistema de sujeción, el cual será descrito en detalle en el capítulo siguiente.

Dada la elevada concentración de componentes en la zona central del conjunto (husillos, motores, reductor y transmisión), el diámetro interior del bastidor debe permitir la correcta disposición de dichos elementos sin interferencias, condición que impone una restricción geométrica mínima, tal como se indica en la Figura 3-19.

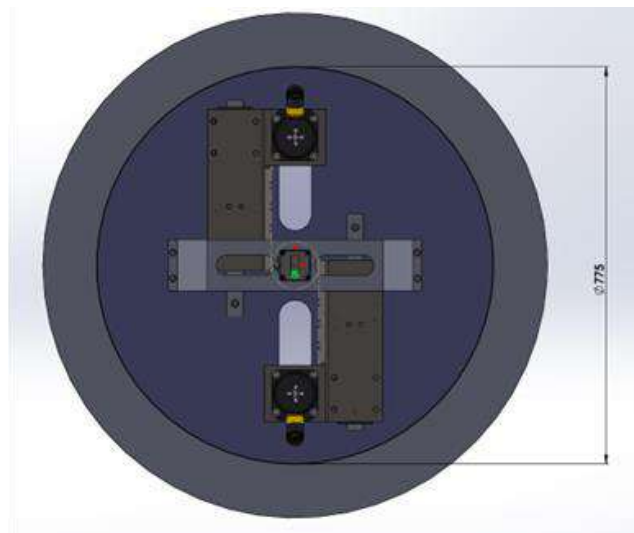


Figura 3-19: Diámetro mínimo para ubicación de guía circular.

En concordancia con el criterio adoptado para la selección de componentes en secciones anteriores, se opta por utilizar elementos normalizados de reconocida aplicación industrial. En este sentido, se selecciona una guía circular del fabricante HepcoMotion[6], modelo R76 799, cuyo diámetro nominal es de 799mm.

Código de pedido: R76 799 R360

Donde:

- R76 799 → Nro de pieza
- R360 → Anillo completo de 360°

A partir de las dimensiones de la guía seleccionada y de los requerimientos geométricos del conjunto, se concluye que el bastidor deberá disponer de un diámetro interior libre mínimo de 565mm, con el fin de permitir el giro libre y seguro de los husillos y de los elementos asociados, según se muestra en la Figura 3-20.



Figura 3-20: Bastidor y guía circular con patines.

Placa de giro

La placa de giro es un componente estructural clave del dispositivo, dado que actúa como soporte de todos los elementos móviles del subsistema de torque y permite su rotación relativa respecto del bastidor.

Este componente consiste en una placa circular de acero, de espesor 3/8"mm para optimizar materiales al momento de la construcción, diseñada con ranuras rectangulares que posibilitan el desplazamiento radial de los husillos. Dichas ranuras permiten que los husillos adopten tanto la posición más cercana entre sí,

correspondiente al menor diámetro de disposición de tornillos en las ruedas, como la posición más alejada, asociada al mayor diámetro requerido.

Adicionalmente, la placa de giro deberá incorporar todas las perforaciones necesarias para la fijación de los restantes componentes del conjunto, entre los que se incluyen las guías lineales, el alojamiento del rodamiento de apoyo del piñón accionado por el motor paso a paso, el soporte del conjunto motor–reductor, los patines de la guía circular y los comandos para su manipulación.

Sistema de fijación de la placa de giro

Con el objetivo de reducir el tiempo de posicionamiento angular (tiempo de emboque) entre tornillos correspondientes a un mismo diámetro de rueda, se implementará un sistema de fijación mediante perno retráctil, ubicado sobre la placa fija o bastidor.

La placa de giro contará con una serie de orificios distribuidos cada 15°, los cuales serán utilizados en función de la cantidad de tornillos y de la disposición angular requerida para cada modelo de rueda. El procedimiento operativo consiste en que el operador retrae manualmente el perno, gira la placa de giro hasta alcanzar la posición deseada y, finalmente, libera el perno para que éste engrane en el orificio correspondiente, asegurando así la posición angular del conjunto. En la Figura 3-21 se ilustra esquemáticamente el funcionamiento del sistema descrito.

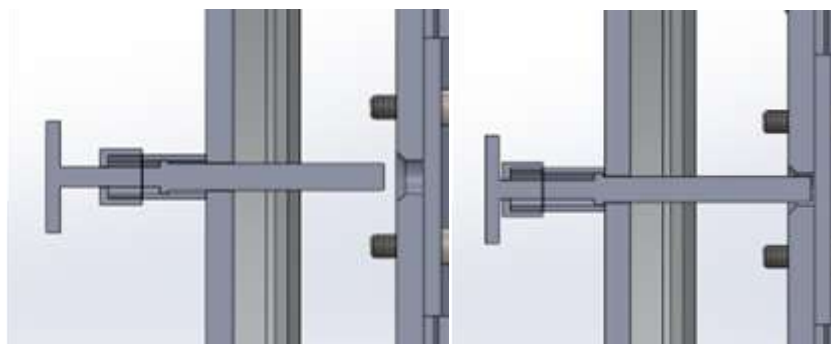


Figura 3-21: Perno retráctil para fijación de placa de giro

Desde el punto de vista ergonómico, el diseño del sistema de fijación debe cumplir con los valores máximos de esfuerzo permitidos para el operador. Según el estándar JDS-D86[1], la fuerza manual aplicada para accionar un mecanismo de este tipo no

debe superar los 4kgf (39,2 N). Este valor se adopta como condición de diseño para el dimensionamiento del resorte asociado al perno retráctil.

Una restricción adicional está dada por el diámetro máximo del buje que aloja al resorte, el cual no puede exceder un determinado valor debido a la limitada disponibilidad de espacio en la placa fija.

Considerando estas condiciones de borde y siguiendo la metodología de cálculo propuesta por Mott[4], se procede al dimensionamiento del resorte helicoidal de compresión. Los cálculos realizados se presentan en la Tabla 3-1, mientras que los esquemas de referencia se muestran en las Figuras 3-22 y 3-23.

Tabla 3-1: Cálculo del resorte

Fuerza max de operación	F ₀	39,2	N
Longitud de operación	L ₀	22	mm
Fuerza instalada	F _i	19,6	N
Longitud instalada	L _i	31	mm
Diámetro medio tentativo	D _m	9,6	mm
Material del alambre		Acero ASTM A227	
Modulo de elasticidad del alambre del resorte, en cortante	G	79,3	Gpa
Estimado inicial del esfuerzo de diseño	taut	650	MPa
Constante del resorte calculada	k	2,18	N/mm
Longitud libre calculada	L _f	40	mm
Factor de Wahl (Suposición)	K	1,2	
Diámetro tentativo de alambre calculado	D _{wt}	1,21	mm
Diámetro estándar de alambre	D _w	1,2	mm
Esfuerzo de diseño	tau	895	MPa
Esfuerzo máximo permisible	taumax	1000	MPa
Diámetro exterior	D ₀	10,8	mm
Diámetro interior	D _i	8,4	mm
Nro espiras activas	N _a	10,7	espiras
Indice del resorte	C	8	
Factor de Wahl	K	1,18	
Esfuerzo a la fuerza de operación	tau ₀	657	MPa

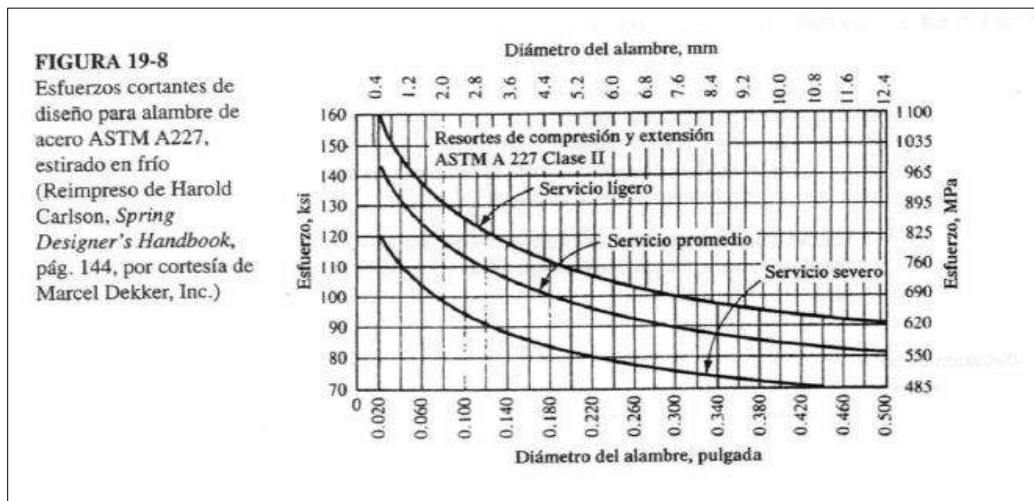
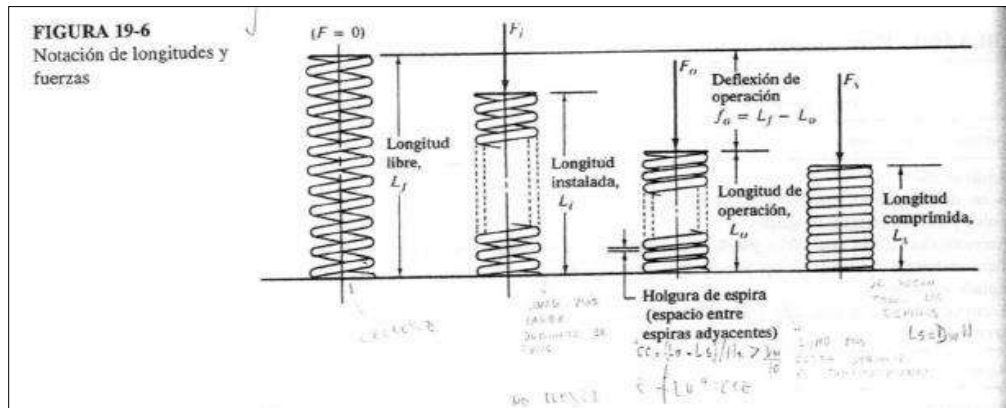


Figura 3-22:Esfuerzos para cálculo de resorte.

TABLA 19-2 Calibres y diámetros de alambres para resortes

Calibre núm.	Calibre U.S. para alambre de acero (pulg) ^a	Calibre para alambre de instrumentos musicales (pulg) ^b	Calibre Brown & Sharpe (pulg) ^c	Diámetros métricos preferidos (mm) ^d
7/0	0.4900			13.0
6/0	0.4615	0.004	0.5800	12.0
5/0	0.4305	0.005	0.5165	11.0
4/0	0.3938	0.006	0.4600	10.0
3/0	0.3625	0.007	0.4096	9.0
2/0	0.3310	0.008	0.3648	8.5
0	0.3065	0.009	0.3249	8.0
1	0.2830	0.010	0.2893	7.0
2	0.2625	0.011	0.2576	6.5
3	0.2437	0.012	0.2294	6.0
4	0.2253	0.013	0.2043	5.5
5	0.2070	0.014	0.1819	5.0
6	0.1920	0.016	0.1620	4.8
7	0.1770	0.018	0.1443	4.5
8	0.1620	0.020	0.1285	4.0
9	0.1483	0.022	0.1144	3.8
10	0.1350	0.024	0.1019	3.5
11	0.1205	0.026	0.0907	3.0
12	0.1055	0.029	0.0808	2.8
13	0.0915	0.031	0.0720	2.5
14	0.0800	0.033	0.0641	2.0
15	0.0720	0.035	0.0571	1.8
16	0.0625	0.037	0.0508	1.6
17	0.0540	0.039	0.0453	1.4
18	0.0475	0.041	0.0403	1.2
19	0.0410	0.043	0.0359	1.0
20	0.0348	0.045	0.0320	0.90
21	0.0317	0.047	0.0285	0.80
22	0.0286	0.049	0.0253	0.70

Figura 3-23: Diámetros de alambre para resortes.

Como resultado del análisis, se determina que el resorte deberá poseer las siguientes características, cuyo esquema se presenta en la Figura 3-24:

- Diámetro exterior → 10.8mm
- Diámetro estándar de alambre → 1.2mm
- Longitud libre → 40mm
- Constante del resorte → 2.18N/mm
- Material → Acero ASTM A227 estirado en frío

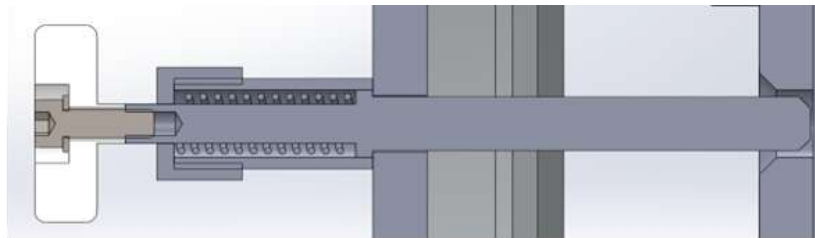


Figura 3-24: Esquema del perno retráctil.

Estas especificaciones garantizan un funcionamiento confiable del sistema de fijación, manteniendo el esfuerzo requerido por el operador dentro de los límites ergonómicos establecidos.

Empuñaduras y comandos

La operación del equipo se realizará mediante dos elementos de agarre claramente diferenciados: un agarre fijo destinado a la rotación manual del conjunto de torque y un agarre móvil que incorpora los comandos eléctricos de accionamiento de los husillos.

Para cumplir con los lineamientos ergonómicos establecidos, las empuñaduras y los comandos deberán ubicarse a una altura comprendida entre 935 y 1146 mm respecto del nivel del piso, conforme a lo indicado por la normativa aplicada.

Al analizar la variación de alturas de las ruedas a ajustar, se observa que el centro de la rueda delantera de menor diámetro se encuentra aproximadamente a 675 mm del piso, mientras que el centro de la rueda trasera de mayor diámetro se ubica a 1425 mm del piso. En consecuencia, para mantener el comando dentro del rango ergonómicamente aceptable, éste deberá posicionarse por encima del centro del subconjunto de torque en el primer caso y por debajo del mismo en el segundo. Esta situación se representa gráficamente en la Figura 3-25.

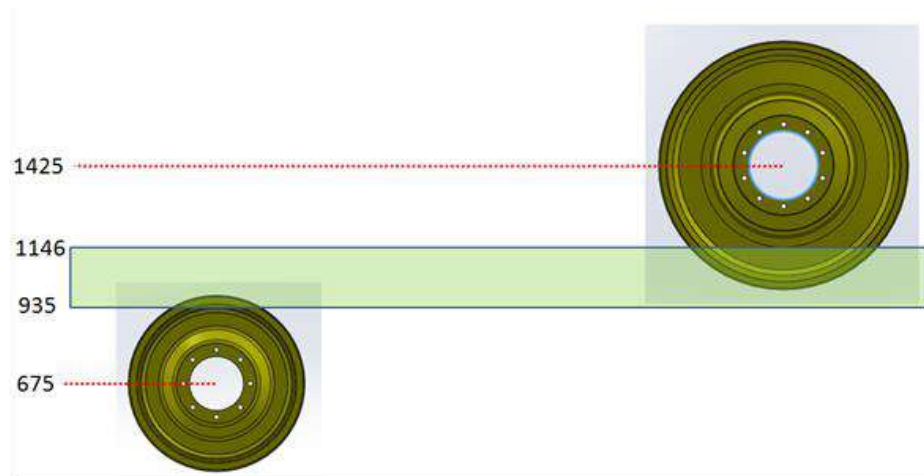


Figura 3-25: Representación esquemática de las posiciones relativas de las llantas con respecto al suelo.

Frente a esta condición, se evaluaron las siguientes alternativas:

- un comando móvil con mecanismo de traba,
- dos comandos fijos, uno ubicado por encima y otro por debajo del centro del subconjunto de torque.

Se optó por la solución de un único comando móvil, con el fin de evitar redundancias y simplificar el diseño. Esta decisión se fundamenta en que el cambio de posición del comando deberá realizarse únicamente dos veces por máquina, una por cada lado del tractor, lo cual no representa una penalización significativa desde el punto de vista operativo.

El comando móvil estará constituido por una palanca con un perno de traba, que permitirá fijar la empuñadura en una posición superior o inferior, asegurando que el operador trabaje siempre dentro del rango de alturas ergonómicamente aceptables. Esta solución se ilustra en la Figura 3-26.

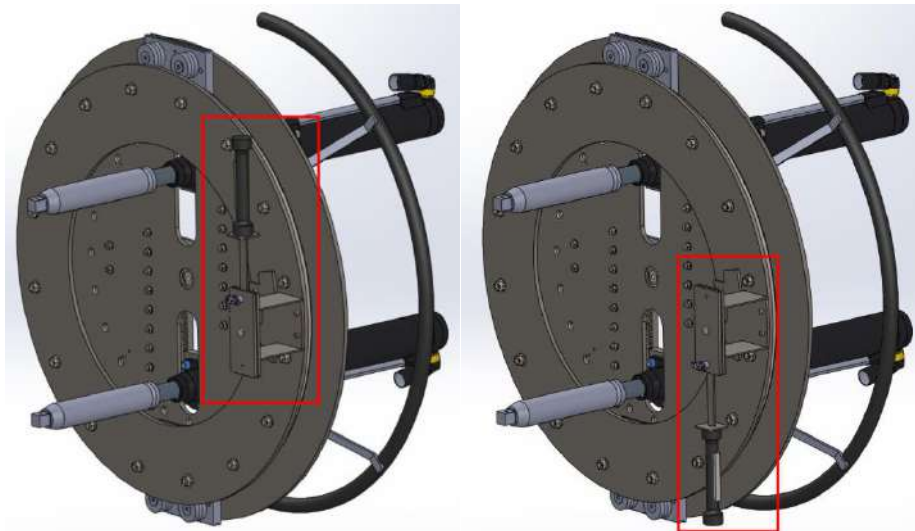


Figura 3-26: Comando móvil arriba y abajo (rueda a menor y mayor altura con respecto al suelo).

El segundo elemento de agarre del equipo consistirá en un segmento de aro metálico, solidario a la placa de giro, que permitirá al operador rotar manualmente el conjunto y posicionarlo respecto de los tornillos de la rueda. En la Figura 3-27 se presenta un esquema representativo de este elemento y de su función dentro del sistema.

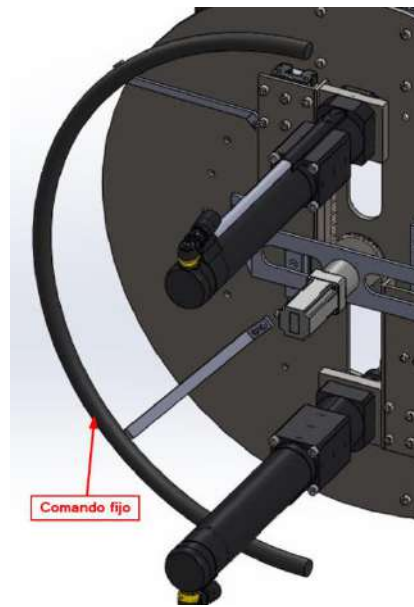


Figura 3-27: Comando fijo.

Subsistema de sujeción

El subsistema de sujeción constituye la estructura encargada de sostener el conjunto de aplicación de torque y de permitir su desplazamiento desde la posición de reposo o guardado hasta las posiciones de trabajo correspondientes a las ruedas delanteras y traseras del tractor. Asimismo, este subsistema deberá posibilitar el movimiento vertical del conjunto de torque, de modo de permitir su correcto posicionamiento frente a las ruedas para todos los modelos fabricados.

La estructura del subsistema está compuesta por una columna fija anclada al piso, un brazo articulado formado por dos tramos vinculados entre sí, asistidos por actuadores neumáticos, y un gancho de izaje, componente encargado de vincular el brazo con el subsistema de torque. En la Figura 4-1 se presenta una vista general del conjunto descrito.

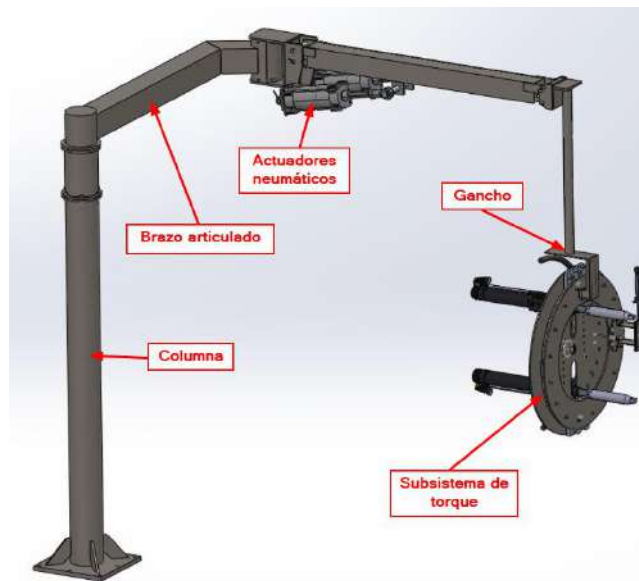


Figura 4-1: Subsistema de sujeción y sus componentes.

Análisis geométrico preliminar

El primer paso para el diseño del subsistema de sujeción consiste en un análisis geométrico destinado a definir las dimensiones básicas de los componentes, de manera

que el sistema pueda alcanzar los puntos extremos requeridos en el plano horizontal (plano x-y).

Se considera una distancia de 1750 mm entre el eje de las llantas y la base del brazo. Este valor contempla tanto la separación necesaria entre los herramientales y el tractor como el espacio requerido para generar un pasillo que permita al operador desplazarse y trabajar de forma confortable y segura.

Por motivos de seguridad operativa y para evitar colisiones con el tractor, se establece además que el largo del brazo rotante no debe sobrepasar el contorno del vehículo.

El análisis geométrico se ilustra en la Figura 4-2 para la posición de trabajo en la rueda delantera, en la Figura 4-3 para la rueda trasera y en la Figura 4-4 para la posición de reposo.

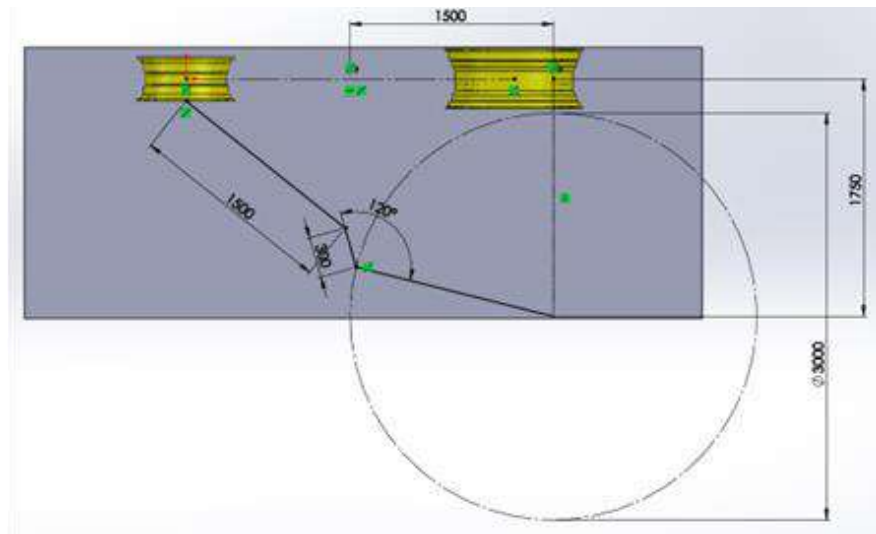


Figura 4-2:Análisis de alcance de rueda delantera.

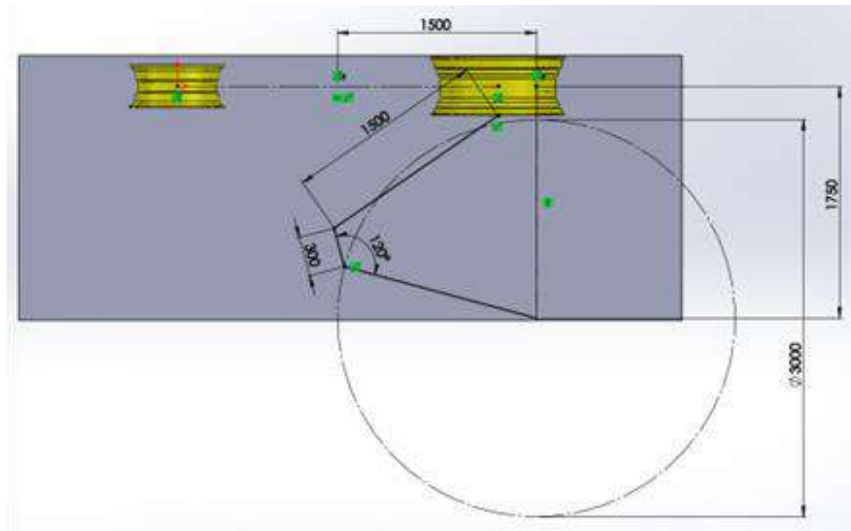


Figura 4-3: Análisis de alcance de rueda trasera.

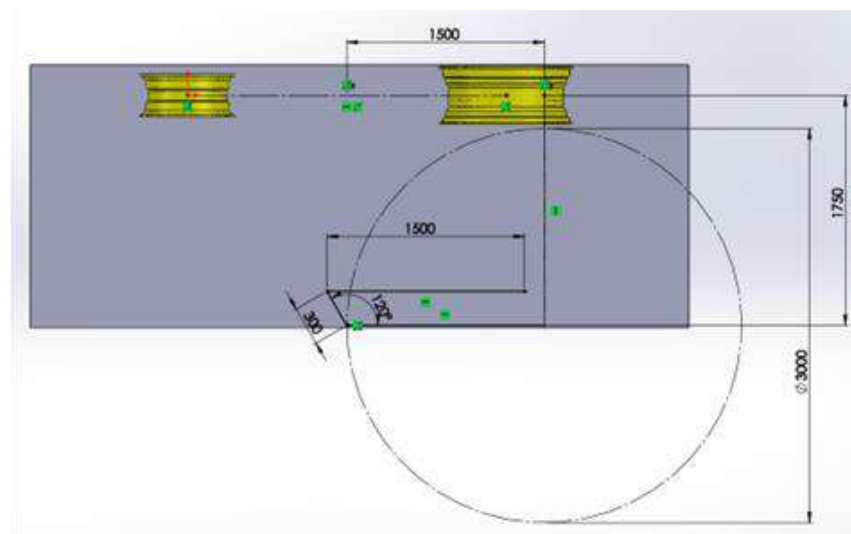


Figura 4-4: Análisis de alcance de posición de reposo.

Como resultado de este estudio, se define que el brazo articulado deberá tener un largo nominal de 1500 mm para cada uno de sus tramos, tal como se muestra en la Figura 4-5.

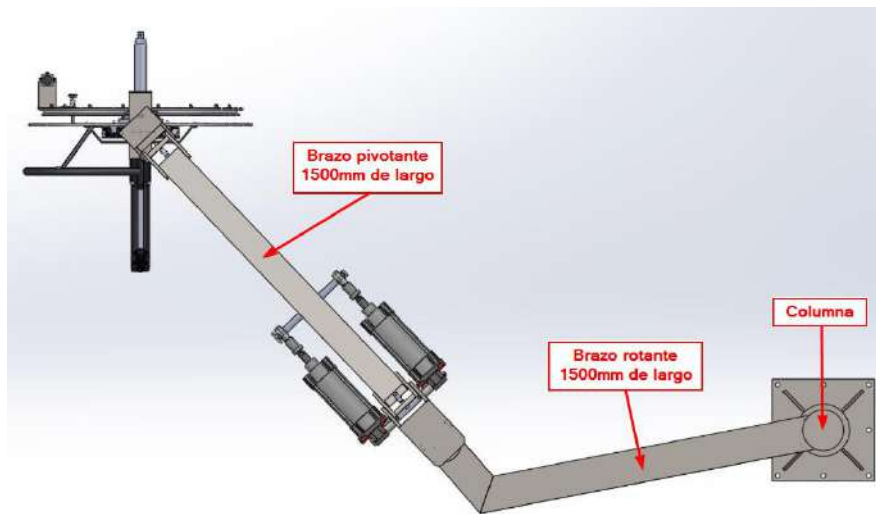


Figura 4-5: Vista superior del brazo articulado.

Brazo articulado

Como se mencionó anteriormente, el brazo articulado está compuesto por dos tramos claramente diferenciados. El primer tramo, denominado brazo rotante, gira respecto de la columna fija; mientras que el segundo tramo, denominado brazo pivotante, presenta un movimiento vertical, además de un movimiento de rotación limitado respecto del primer segmento.

La altura mínima a la que podrá llegar el extremo inferior del brazo pivotante se fija en 2000 mm respecto del piso, con el objetivo de evitar que una persona que circule por debajo pueda golpearse. En función de esta restricción, la altura total de la columna se adopta en 2500 mm.

Este tramo del brazo articulado debe ser capaz de alcanzar las siguientes posiciones características:

- Límite superior: posición correspondiente a la rueda ubicada a mayor altura respecto del piso.
- Límite inferior: posición correspondiente a la rueda de menor altura respecto del piso.
- Posición de reposo o guardado: ubicada entre ambas posiciones límite.

En la Figura 4-6 se presenta un esquema representativo de estas posiciones, mientras que en la Figura 4-7 se verifica gráficamente el cumplimiento de la altura mínima de seguridad de 2000 mm.



Figura 4-6: Posiciones límites y de guardado de brazo pivotante.

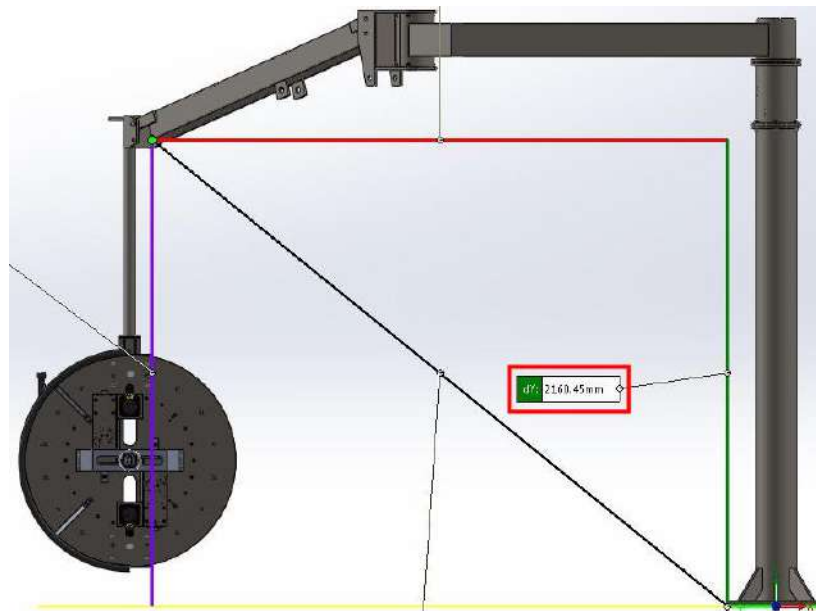


Figura 4-7: Altura del extremo del brazo pivotante en la posición mínima inferior.

Verificación estructural del brazo

Para validar la propuesta de diseño inicial del primer tramo del brazo, se realiza un análisis estático mediante el método de los elementos finitos, considerando como carga el peso total del subsistema de torque y aplicando un factor de seguridad adecuado.

Se adoptan los siguientes valores:

- Masa total del subsistema de torque: 150 kg
- Factor de seguridad: 2
- Masa equivalente para el cálculo: 300 kg
- Peso aplicado: 2940 N

El modelo se encuentra restringido mediante una condición de apoyo en el actuador neumático en su parte inferior y una condición tipo bisagra en su parte posterior.

En las Figuras 4-8 y 4-9 se presentan los resultados obtenidos mediante el módulo Simulation del software SolidWorks, donde se valida el diseño desde el punto de vista de las tensiones resultantes.



Figura 4-8: Restricciones y aplicaciones de carga al brazo articulado.

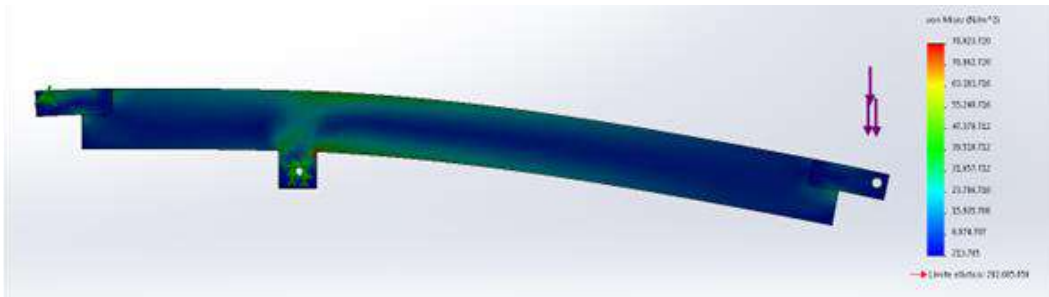


Figura 4-9: Tensiones resultantes en el brazo articulado.

A partir del análisis, se obtiene una fuerza resultante de 11248N. Considerando la utilización de dos actuadores neumáticos, uno a cada lado del brazo, la carga por actuador resulta de 5624N.

Mediante el cálculo de fuerzas resultantes, y considerando la carrera determinada anteriormente, se puede seleccionar el actuador neumático.

Actuador neumático

El actuador neumático será el componente encargado de facilitar el movimiento vertical del segundo tramo del brazo articulado. De acuerdo con el análisis previo, se determina que el actuador deberá poseer una carrera comprendida entre 430mm en la posición inferior y 561mm en la posición superior, tal como se observa en las Figuras 4-10 y 4-11.

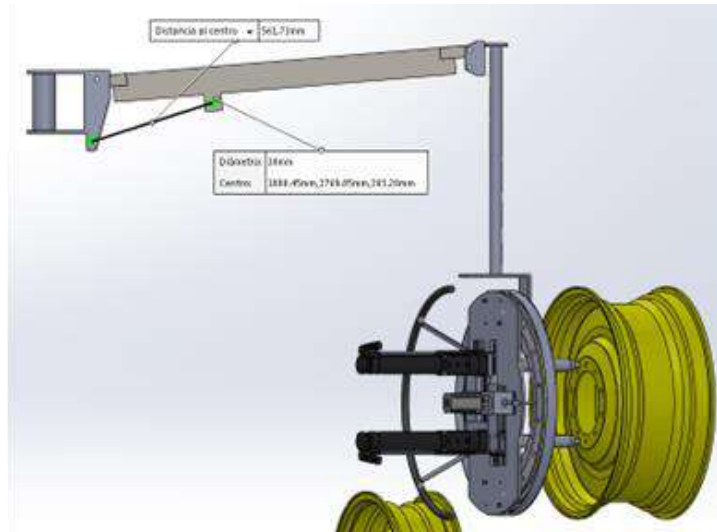


Figura 4-10: Carrera del pistón en posición superior del brazo.

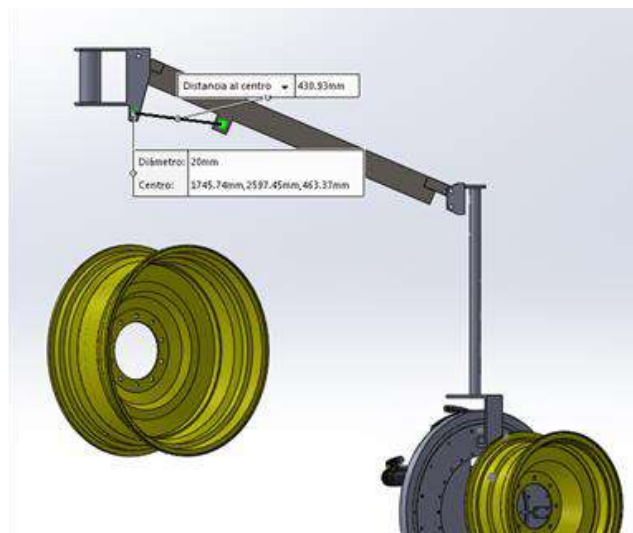


Figura 4-11: Carrera del pistón en posición inferior del brazo.

Para la selección del actuador se opta por componentes del fabricante SMC[7], seleccionándose el siguiente modelo, conforme a las especificaciones presentadas en la Figura 4-12.

Theoretical Output

</

Figura 4-12: Fuerza admisible para pistón en función de la presión de línea.

Código de pedido: C96SC125-200.

Barra niveladora

Para nivelar el subconjunto de torque y lograr que quede siempre paralelo a las ruedas (o perpendicular al piso que es lo mismo), se utiliza una barra que va por dentro del tramo que sube y baja, y que vincula la pieza pivotante que sostiene el subconjunto con la vinculación en el extremo opuesto, formando un paralelogramo.

Con el objetivo de mantener el subconjunto de torque siempre paralelo a las ruedas (equivalentemente, perpendicular al piso), se incorpora una barra niveladora que se ubica en el interior del tramo móvil del brazo. Esta barra vincula la pieza pivotante que sostiene el subconjunto de torque con el punto de anclaje en el extremo opuesto, conformando un mecanismo tipo paralelogramo.

Para la verificación de la barra niveladora, se considera que ésta trabaja principalmente a compresión, debido a la tendencia del subconjunto de torque a generar un momento respecto del pivote, como se muestra en la Figura 4-13. En condición de equilibrio se plantea la igualdad de momentos (Ecuación (4.1)).

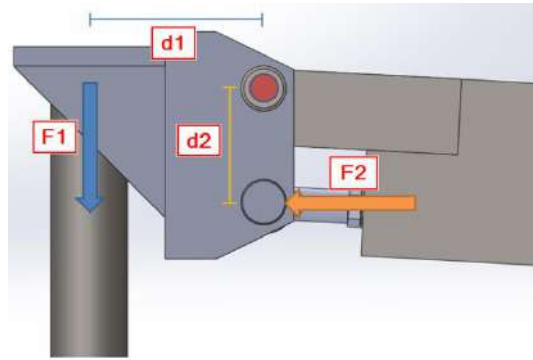


Figura 4-13: Esquema de esfuerzos de la barra niveladora.

$$F1 * d1 = F2 * d2 \quad (4.1)$$

$$2940N * 115mm = F2 * 75,17mm$$

$$F2 = \frac{2940N * 115mm}{75,17mm} \cong 4500N$$

Dada la esbeltez de la barra, se verifica la resistencia frente a pandeo utilizando la ecuación de Euler (ver Ecuación (4.2)).

La carga crítica surge de balancear el momento generado por el subconjunto de torque contra el esfuerzo a realizar por la barra niveladora.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{(k * L)^2} \quad (4.2)$$

Donde:

- P_{cr} : es la carga máxima que puede soportar la barra sin deformarse por pandeo
- E : módulo elástico del material
- I : módulo de inercia de la barra
- K : constante del material
- L : largo de la barra

Despejando en la Ecuación (4.1) se obtiene la Ecuación (4.3):

$$d^4 = \frac{4500(64 * 1640^2)}{\pi^2 * 210000} = \quad (4.3)$$

Despejando y reemplazando valores, se obtiene un diámetro mínimo requerido de 18mm, el cual garantiza un funcionamiento seguro considerando el factor de seguridad adoptado.

Gancho

La vinculación entre el brazo articulado y el subconjunto de torque se realiza mediante un componente de izaje, denominado en este trabajo como gancho. Este elemento debe cumplir simultáneamente dos funciones: soportar el peso total del subconjunto de torque dentro de valores de tensión admisibles y permitir el correcto alineamiento del extremo del brazo con el centro de gravedad del conjunto.

Se parte de un diseño inicial con espesor de 12,7 mm, el cual cumple con los valores de tensión admisibles, aunque presenta una masa aproximada de 6,5 kg. Con el objetivo de optimizar el diseño y reducir masa, se realizan sucesivas iteraciones, adoptando un espesor de 6,35 mm y agregando refuerzos locales para compensar la reducción de sección.

En las Figuras 4-14, 4-15, 4-16, 4-17 y 4-18 se muestran las cinco iteraciones analizadas, con distintas configuraciones de refuerzo. Si bien podrían evaluarse más alternativas, el diseño correspondiente a la iteración número cinco presenta valores de tensión y masa satisfactorios, resultando en una masa final de 4,3 kg, lo que evidencia una mejora significativa respecto a la propuesta inicial.

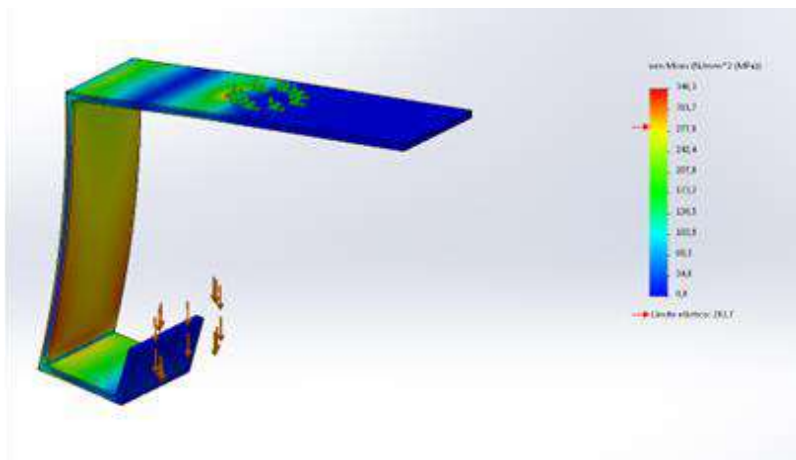


Figura 4-14: Tensiones en la percha para la propuesta 1.

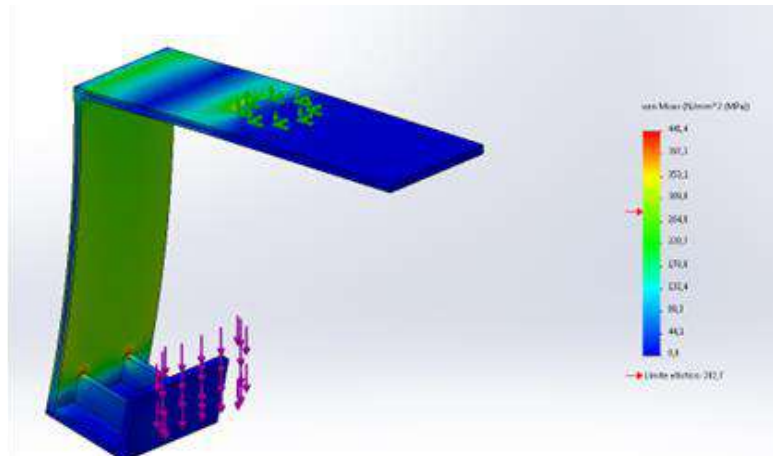


Figura 4-15: Tensiones en la percha para la propuesta 2.

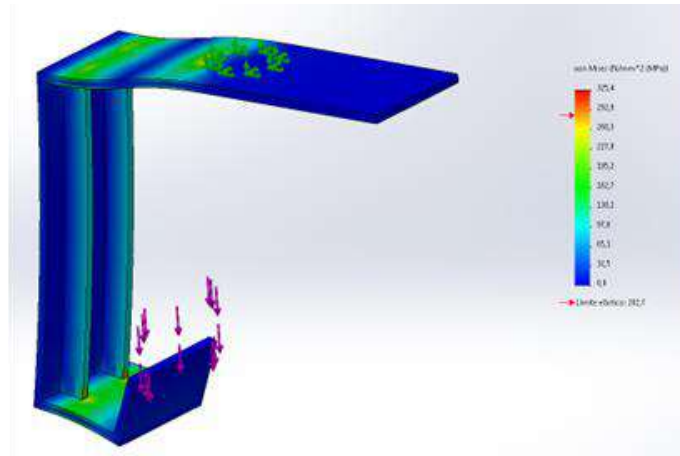


Figura 4-16: Tensiones en la percha para la propuesta 3.

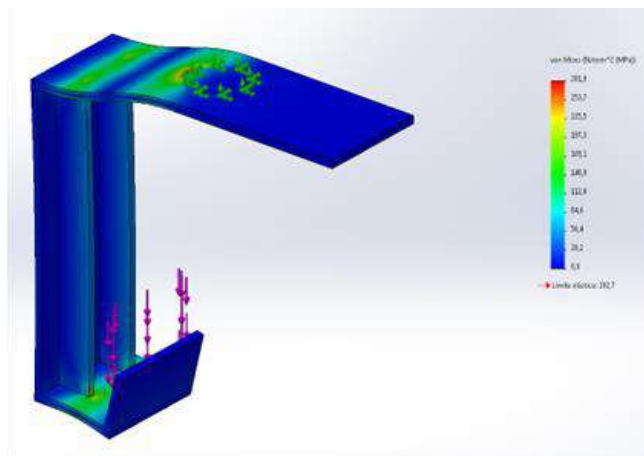


Figura 4-17: Tensiones en la percha para la propuesta 4.

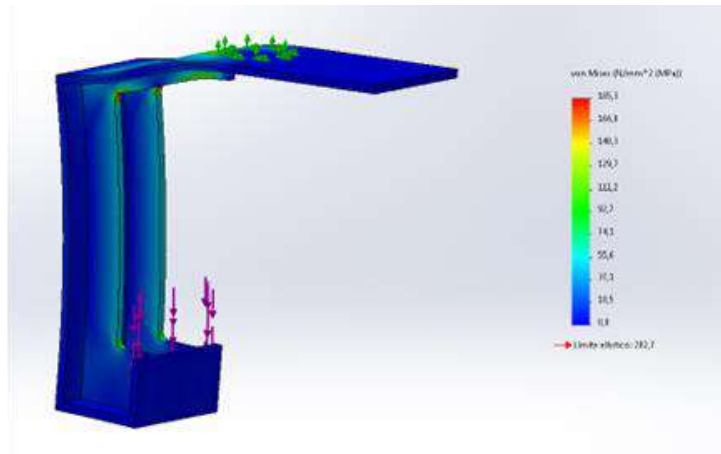


Figura 4-18: Tensiones en la percha para la propuesta 5.

Columna

La columna es el elemento estructural principal del subsistema de sujeción y cumple la función de vincular todo el equipo al piso. Su altura está determinada por la longitud mínima requerida para el correcto funcionamiento del brazo articulado y por la necesidad de garantizar una altura libre mínima de 2000 mm en la posición inferior.

El tubo estructural que conforma la columna debe soportar:

- el esfuerzo vertical correspondiente al peso del subconjunto de torque, y
- el esfuerzo lateral generado durante el desplazamiento del equipo.

Este esfuerzo lateral está directamente vinculado a la fuerza ejercida por el operador, la cual se limita a 10 kgf por criterios de ergonomía.

Considerando estas cargas, se realiza una verificación estructural mediante el método de los elementos finitos, obteniéndose niveles de tensión admisibles para el diseño adoptado, tal como se muestra en la Figura 4-19.

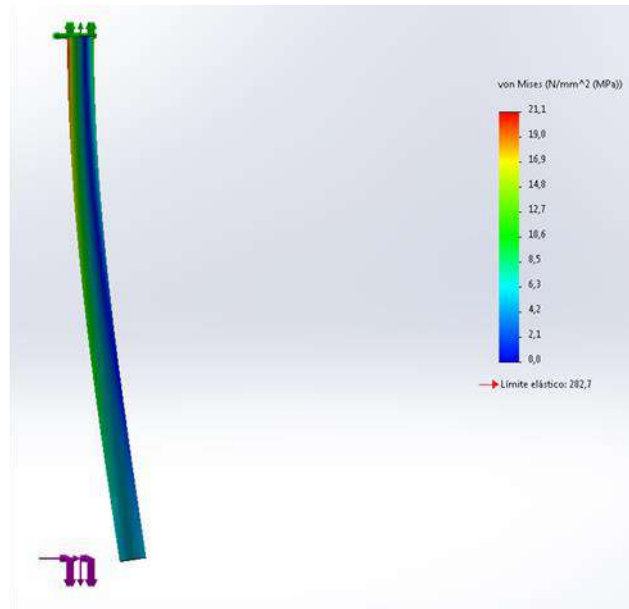


Figura 4-19: Tensiones en la columna para la propuesta inicial.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Al iniciar el presente proyecto se habían planteado una serie de objetivos principales orientados al cálculo y diseño de un sistema mecánico de ajuste de ruedas de tractor, destinado a su implementación en una línea de producción continua. A continuación, se exponen las conclusiones alcanzadas en relación con dichos objetivos, a partir del desarrollo realizado.

El primer objetivo estuvo vinculado a la reducción del tiempo de ciclo del proceso de ajuste de ruedas, con la finalidad de disminuirlo a un valor máximo acorde a los requerimientos de una línea de montaje continua. Si bien el tiempo estándar de una operación de montaje puede estimarse de forma teórica mediante tablas y métodos disponibles en la bibliografía, en la práctica resulta aconsejable su validación empírica mediante mediciones directas en la línea. No obstante, las estimaciones teóricas preliminares realizadas en este trabajo arrojan un tiempo de ciclo estándar de 6,14 minutos, según se detalla en la Tabla 5-1, lo que representa una reducción del 48% respecto del proceso actual y permite considerar cumplido el objetivo propuesto. Debido al carácter académico del trabajo, esta reducción no será validada de manera experimental.

Tabla 5.1: Análisis de tiempos estándar antes y después de la aplicación del sistema de ajuste mecánico.

Task	STD before	STD after	Comments
Posicionar silla junto a llanta delantera LD. Colocar (12) marcas de torque a los tornillos.	0,505	0,27	Elimina uso de silla
Procurar Atlas Copco con tubo 30mm y aplicar torque cruzado 475Nm a (12) tornillos de llanta delantera LD. Retirar herramienta.	2,299	1,1495	Reduce la pasada a la mitad
Posicionar silla junto a llanta delantera LI. Colocar (12) marcas de torque a los tornillos.	0,505	0,27	Elimina uso de silla
Procurar Atlas Copco con tubo 30mm y aplicar torque cruzado 475Nm a (12) tornillos de llanta delantera LI. Retirar herramienta.	2,299	1,1495	Reduce la pasada a la mitad
Procurar Atlas Copco con tubo 32mm y realizar ajuste inicial a (8) tornillos de llanta trasera LI con torque cruzado de 400Nm.	1,064	0,532	Reduce la pasada a la mitad
Colocar (6) marcas de torque y realizar ajuste final a (8) tornillos de llanta trasera LI con Atlas Copco + tubo 32mm y torque cruzado 600Nm	2,068	1,1195	Reduce la pasada a la mitad
Procurar Atlas Copco con tubo 32mm y realizar ajuste inicial a (8) tornillos de llanta trasera LD con torque cruzado de 400Nm.	1,064	0,532	Reduce la pasada a la mitad
Colocar (6) marcas de torque y realizar ajuste final a (8) tornillos de llanta trasera LD con Atlas Copco + tubo 32mm y torque cruzado 600Nm	2,068	1,1195	Reduce la pasada a la mitad
Total	11,872	6,142	

El segundo objetivo estuvo relacionado con la seguridad y la ergonomía del sistema diseñado. La solución propuesta incorporó estos criterios desde su concepción, de modo de no superar los valores máximos admisibles de esfuerzo, alcance y postura para un operador medio. Asimismo, en los casos en que se recurrió a componentes normalizados de catálogo, se optó por marcas y modelos de reconocida utilización

industrial, los cuales cumplen con las condiciones de seguridad requeridas. En función de lo anterior, puede concluirse que el diseño propuesto resulta seguro y ergonómicamente apto para su potencial implementación en una línea de producción.

Otro de los objetivos planteados fue evitar modos de falla asociados a la calidad del proceso, garantizando que todos los tornillos sean ajustados con los valores de torque especificados y dentro de las tolerancias establecidas. Este objetivo se logra mediante la selección de husillos electrónicos de uso estándar en la industria, los cuales incorporan funcionalidades avanzadas tales como validación de aprietes realizados, control del ángulo en relación con el torque aplicado, señales visuales y sonoras del tipo OK-NOK y conteo de aprietes conforme al programa cargado. Sin profundizar en aspectos que exceden el alcance de este trabajo académico, la adopción de este tipo de herramientas permite cumplir adecuadamente con el objetivo de aseguramiento de la calidad del ajuste.

El siguiente objetivo se vinculó con la posibilidad de integración del equipo diseñado en una línea de montaje existente, lo que implicó restricciones en cuanto al espacio disponible, los alcances requeridos y las posiciones de operación y guardado. El diseño adoptado, basado en un módulo de ajuste suspendido de un brazo articulado, vinculado a su vez a una columna fija, permite cumplir con estas restricciones, asegurando que tanto la operación como la posición de reposo del sistema se ajusten al espacio disponible en planta.

La flexibilidad del diseño para adaptarse a los distintos modelos de tractores y configuraciones de ruedas se abordó mediante el desplazamiento radial de los husillos, accionado por un motor paso a paso, y mediante la rotación manual del conjunto para el posicionamiento angular frente a los tornillos. Por su parte, las diferencias en altura y distancia entre ruedas delanteras y traseras se resuelven a través del diseño del brazo articulado, asistido por actuadores neumáticos, lo que permite cubrir el rango geométrico requerido.

El último objetivo, referido a la viabilidad económica del proyecto, no fue desarrollado en detalle en el presente trabajo. Sin embargo, el diseño propuesto no contempla procesos de fabricación ni materiales fuera de lo habitual para este tipo de dispositivos, y los componentes normalizados seleccionados, si bien corresponden a marcas de

reconocido prestigio, no presentan características especiales que impliquen costos significativamente elevados. Asimismo, no se prevén modificaciones sustanciales de infraestructura en una línea de producción existente. Para una evaluación económica completa sería necesario contar con información adicional, como precios de componentes, costos de mano de obra, amortización y retorno de la inversión, variables que exceden el alcance de este trabajo académico.

En síntesis, considerando los aspectos técnicos analizados, puede afirmarse que la mayoría de los objetivos planteados al inicio del proyecto fueron alcanzados satisfactoriamente. El diseño desarrollado cumple con los requerimientos establecidos y presenta un alto potencial de adaptación a una línea de producción real, sin introducir complejidades innecesarias.

Desde el punto de vista académico, el trabajo permitió abordar el problema mediante la evaluación de distintas alternativas de solución, seleccionando aquella que mejor satisface los objetivos propuestos. A través de un proceso iterativo de diseño y verificación, se arribó a soluciones técnicamente viables, manteniendo un equilibrio razonable entre criterios técnicos, económicos y de implementación, con la conciencia de que todo diseño es susceptible de mejoras futuras.

Recomendaciones

Para el desarrollo de trabajos futuros de características similares, se destaca la importancia de realizar una definición clara y detallada de los objetivos, alcances y variables principales desde las primeras etapas del proyecto. Esta definición resulta fundamental para asegurar que los recursos disponibles se orienten eficazmente hacia los resultados esperados.

En este sentido, si bien los requerimientos de un sistema pueden ser amplios y crecientes, los recursos disponibles suelen ser limitados. Por ello, contar con criterios claros de priorización permite tomar decisiones de diseño más eficientes y alcanzar soluciones con mayor valor técnico y práctico.

Bibliografía

- [1] D. & Company, *Norma JDS-D86*.
- [2] A. Copco, *Herramientas y Soluciones Industriales*, www.atlascopco.com, 2016.
- [3] B. Rexroth, *Patines de rodillo sobre raíles de alta precisión RSHP*, www.boschrexroth.com, 2025.
- [4] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquina*, Mexico: Pearson Educación, 2006.
- [5] Festo, *Motores paso a paso EMMS-ST*, www.festo.com, 2023.
- [6] HepcoMotion, *Precision Ring and Track System*, www.hepcomotion.com, 2013.
- [7] SMC, *ISO Cylinder C96 Series*, www.smc.com.

Anexo:

Gracias a nuestra amplia experiencia, somos un proveedor en el que puede depositar su confianza

Atlas Copco es el proveedor líder mundial de sistemas de apriete estacionarios. Nuestra dilatada experiencia en diseño de componentes para sistemas de apriete múltiples, unida a las soluciones constructivas, puesta en marcha y mantenimiento, nos convierten en un proveedor en el que puede depositar toda su confianza.

Atlas Copco ofrece una gama completa de productos para sistemas de apriete estacionarios que satisfacen todas sus necesidades. Desde componentes individuales hasta estaciones Múltiples by Express® controladas por el operario en las aplicaciones más exigentes. Hay dos sistemas diferentes diseñados para aplicaciones estacionarias con sus correspondientes software de controlador, fáciles de usar.

Por favor, póngase en contacto con su representante de ventas de Atlas Copco, estará encantado de analizar sus necesidades.

POWER MACS 4000 Y APRIETATURER-CAS QST

Un sistema avanzado que ofrece una gran fiabilidad, precisión y capacidad. Se ha diseñado pensando en la sencillez de uso y es fácil de construir e integrar en las líneas de producción.

POWER FOCUS 4000 Y APRIETATURER-CAS ETX

Una solución flexible que permite usar husillos fijos de precisión con el controlador Power Focus diseñado para herramientas manuales.

SOFTWARE TOOLSTALK

El software ToolsTalk para Power MACS 4000 se ha desarrollado pensando en la facilidad de uso y su adaptación a las necesidades del cliente. Este programa basado en Windows, se puede instalar en un PC integrado en la estación de trabajo, en un ordenador portátil o en un PC de sobremesa.



Sistema Power MACS 4000 – pequeño, rentable y potente. Sin necesidad de armarios voluminosos.

Husillos pensados para satisfacer sus necesidades

Los husillos QST son un producto de alta tecnología. Combinados con los controladores Power MACS 4000, ofrecen las soluciones más avanzadas y fiables del mercado. Los husillos ETX son compactos, duraderos y fáciles de integrar. Como los ETX son controlados por el Power Focus, al igual que las herramientas Tensor S y Tensor ST, es posible compartir al 100% los mismos controladores en la línea de producción.

HUSILLOS QST Y ETX – CARACTERÍSTICAS COMUNES

Diseñados específicamente para sistemas estacionarios, estos dos fiables y duraderos husillos tienen muchas características comunes.

Con los aprietatuercas QST y ETX es posible el montaje piloto o sandwich. Las diferentes longitudes de adaptador de boca (0-200 mm), permiten acceder a aplicaciones o piezas con unas distancias ajustadas. Para pernos más largos, el recorrido del muelle se puede aumentar, a petición, desde la longitud estándar de 50 mm a 76 ó 100 mm.

Un chip de memoria integrado en los husillos QST y ETX guarda los valores de calibración así como los datos generales y de servicio de las herramientas. La precisión certificada de ambas herramientas es del +/- 2,5% según ISO y 1 millón de ciclos de trabajo en juntas rígidas y elásticas.

QST Y ETX – CARACTERÍSTICAS DIFERENTES

Los husillos QST están disponibles en versiones rectas, desplazadas, con cabeza angular, con cabeza angular y retractil, en forma de U, en ángulo, SPN y coaxiales. Los ETX lo están en versiones rectas, desplazadas y con cabeza angular.

Los conectores de ambas herramientas están diseñados para facilitar la gestión de cables. El robusto conector y el diseño de los pines del QST puede ajustarse en 2 grados de libertad. El ETX tiene un único conector giratorio.

El QST ofrece un rango de par estándar de 2 a 1.750 Nm (hasta 8000 bajo pedido) y tiene cables hasta 60 m. El ETX tiene un rango de par de 6 a 950 Nm y cables de hasta 25 m.

APRIETATUERCA QST – CARACTERÍSTICAS ADICIONALES

- Comunicación digital entre aprieta-tuercas y controlador.
- Cambio en caliente – cambie el cable o el husillo sin desconectar la alimentación.
- Alta velocidad, hasta 3000 rpm.
- Codificador de ángulo y transductores redundantes opcionales.
- MTBF (tiempo medio entre fallos) superior a 5 millones de ciclos en condiciones normales.



- Husillos rectos, CT – Equipados con sensor de conmutación y transductor.
- Husillos con eje desplazado, COT – Disponen de un sensor de conmutación, engranajes desplazados para aplicaciones con poca distancia entre centros y transductor.
- Carrera del muelle ampliada de 76 mm a 100 mm – Husillos con carrera de muelle ampliada para pernos más largos.
- Con doble transductor, CTT – Husillos con doble transductor de par.
- Con doble transductor y codificador de ángulo, CATT – Husillos con doble transductor de par y codificador de ángulo.
- Husillos con cabeza angular, CTV – Husillos con cabezas angulares. Disponibles con o sin retráctil.



QST COT



QST CT

Modelo	Travel mm	Rango de par		Veloc. r/min	C-C min.	Peso		Relac. engrane	Tamaño adaptador de boca pulg	Designación
		Nm	ft.lb			kg	lb			
QST34-8CT-T50-L150-H6	50	2-8	1,5-6	3000	34	2	4,4	7,428	1/4	8435 6000 10
QST34-20CT-T50-L150-H10	50	4-20	2,9-14,7	1000	34	2	4,4	21,2	3/8	8435 6010 10
QST42-20CT-T50-L134 -H10	50	6-20	4-14	2000	43	3,1	6,9	7,50	3/8	8435 6020 10
QST42-20COT-T50-L134-H10	50	6-20	4-14	2000	31	4,2	9,3	7,5	3/8	8435 6020 20
QST42-50CT-T50-L134-H13	50	10-50	7-35	700	43	3,8	8,4	21,33	1/2	8435 6030 10
QST42-50COT-T50-L134-H13	50	10-50	7-35	700	31	4,5	9,9	21,33	1/2	8435 6030 20
QST50-90CT-T50-L137-H13	50	20-90	15-65	650	51	5,8	12,7	18,21	1/2	8435 6040 10
QST50-90COT-T50-L137-H13	50	20-90	15-65	650	37	7,8	17,2	18,21	1/2	8435 6040 20
QST50-150CT-T50-L137-H13	50	30-150	22-110	380	51	5,8	12,8	31,24	1/2	8435 6050 10
QST50-150COT-T50-L137-H13	50	30-150	22-110	380	37	7,8	17,2	31,24	1/2	8435 6050 20
QST62-150CT-T50-L152-H13	50	30-150	22-110	450	63	10,2	22,5	13,94	1/2	8435 6060 10
QST62-150COT-T50-L152 -H13	50	30-150	22-110	450	45	12,8	28,2	13,94	1/2	8435 6060 20
QST62-230CT-T50-L152-H19	50	40-230	29-170	330	63	10,2	22,5	19,04	3/4	8435 6065 10
QST62-230COT-T50-L152-H19	50	40-220	29-162	330	45	12,8	28,2	19,04	3/4	8435 6065 20
QST62-350CT-T50-L152-H19	50	50-350	37-258	220	63	10,2	22,5	28,33	3/4	8435 6070 10
QST62-350COT-T50-L152-H19	50	50-330	37-243	220	45	12,8	28,2	28,33	3/4	8435 6070 20
QST80-450CT-T50-L146-H19	50	90-450	66-332	260	81	16,7	37	22,67	3/4	8435 6075 10
QST80-450COT-T50-L146-H19	50	90-450	66-332	260	55	21	46	22,67	3/4	8435 6075 20
QST80-600CT-T50-L146-H19	50	120-600	88-442	200	81	17	37	29,56	3/4	8435 6080 10
QST80-600COT-T50-L146-H19	50	120-600	88-442	200	55	21	46	29,56	3/4	8435 6080 20
QST90-750CT-T50-L152-H25	50	150-750	111-553	150	91	25	55	38,89	1	8435 6085 10
QST90-750COT-T50-L152-H25	50	150-750	111-553	150	63	29	64	38,89	1	8435 6085 20
QST90-1000CT-T50-L152-H25	50	200-1000	147-737	130	91	26	57	46,84	1	8435 6090 10
QST90-1000COT-T50-L152-H25	50	200-1000	147-737	130	63	30	66	46,84	1	8435 6090 20
QST95-1750CT-T50-L149-H38	50	350-1750	258-1291	60	96	28	61,7	98,21	1 1/2	8435 6095 10
QST95-1750COT-T50-L155-H38	50	350-1750	258-1291	60	73	43	94,8	98,21	1 1/2	8435 6095 20

Carrera del retráctil ampliada 76 mm y 100 mm

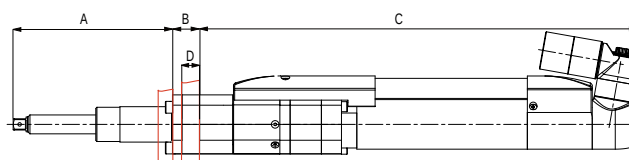
QST42-20CT-T76-L189-H10	76	6-20	4-14	2000	43	3,1	6,9	7,5	3/8	8435 6020 11
QST42-50CT-T76-L189-H13	76	10-50	7-35	700	43	3,8	8,4	21,3	1/2	8435 6030 11
QST50-90CT-T76-L200-H13	76	20-90	15-65	650	51	5,8	12,7	18,2	1/2	8435 6040 11
QST50-150CT-T76-L200-H13	76	30-150	22-110	380	51	5,8	12,8	31,2	1/2	8435 6050 11
QST62-230CT-T76-L200-H19	76	40-230	29-170	330	63	10,2	22,5	19	3/4	8435 6065 11
QST62-350CT-T76-L200-H19	76	50-350	37-258	220	63	10,2	22,5	28,3	3/4	8435 6070 11
QST80-450CT-T76-L214-H19	76	90-450	66-332	260	81	17	37	22,67	3/4	8435 6075 11
QST80-600CT-T76-L214-H19	76	120-600	88-442	200	81	17	37	29,6	3/4	8435 6080 11
QST90-750CT-T76-L176-H25	76	150-750	111-553	150	63	29	64	38,89	1	8435 6085 11
QST90-1000CT-T76-L176-H25	76	200-1000	147-737	130	91	26	57	46,8	1	8435 6090 11
QST42-50CT-T100-L191-H13	100	10-50	7-35	700	43	3,8	8,4	21,3	1/2	8435 6030 12
QST50-150CT-T100-L186-H13	100	30-150	22-110	380	51	5,8	12,8	31,2	1/2	8435 6050 12

Dimensiones

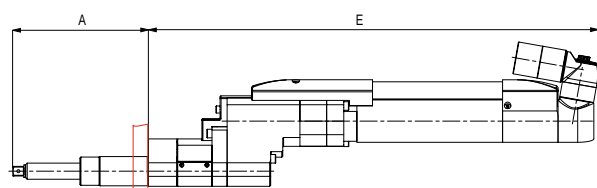
Modelo	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm
Estándar					
QST34-8CT-T50-L150-H6	150	16	359	10	—
QST34-20CT-T50-L150-H10	150	16	359	10	—
QST42-20CT-T50-L134-H10	134	23	395	15	—
QST42-20COT-T50-L134-H10	134,5	—	—	—	446
QST42-50CT-T50-L134-H13	134	23	422	15	—
QST42-50COT-T50-L134-H13	134,5	—	—	—	472
QST50-90CT-T50-L137-H13	137	23	464	15	—
QST50-90COT-T50-L137-H13	137	—	—	—	521
QST50-150CT-T50-L137-H13	137	23	464	15	—
QST50-150COT-T50-L137-H13	137	—	—	—	521
QST62-150CT-T50-L152-H13	152	25	517	15	—
QST62-150COT-T50-L152-H13	152,5	—	—	—	586
QST62-230CT-T50-L152-H19	152	25	517	15	—
QST62-230COT-T50-L152-H19	152,5	—	—	—	586
QST62-350CT-T50-L152-H19	152	25	517	15	—
QST62-350COT-T50-L152-H19	152	—	—	—	592
QST80-450CT-T50-L146-H19	146	30	595	20	—
QST80-450COT-T50-L146-H19	146	—	—	—	685
QST80-600CT-T50-L146-H19	146	30	595	20	—
QST80-600COT-T50-L146-H19	146	—	—	—	685
QST90-750CT-T50-L152-H25	152	32	600	20	—
QST90-750COT-T50-L152-H25	153	—	—	—	705
QST90-1000CT-T50-L152-H25	152	32	600	20	—
QST90-1000COT-T50-L152-H25	153	—	—	—	710
QST95-1750CT-T50-L149-H38	149	32	651	20	—
QST95-1750COT-T50-L155-H38	155	—	—	—	796

Modelo	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm
Doble transductor y codificador de ángulo, CATT					
QST42-20CATT-T50-L134-H10	134	23	395	15	—
QST42-50CATT-T50-L134-H13	134	23	422	15	—
QST50-90CATT-T50-L137-H13	137	23	464	15	—
QST50-150CATT-T50-L137-H13	137	23	464	15	—
QST62-150CATT-T50-L152-H13	152	25	542	15	—
QST62-230CATT-T50-L152-H19	152	25	542	15	—
QST62-350CATT-T50-L152-H19	152	25	542	15	—
QST80-450CATT-T50-L146-H19	146	30	595	20	—
QST80-600CATT-T50-L146-H19	146	30	595	20	—
QST90-750CATT-T50-L152-H25	152	32	600	20	—
QST90-1000CATT-T50-L152-H25	152	32	600	20	—
Cabeza angular					
QST42-20CTV-P10	65	—	—	8	409
QST42-20CTV-T25-H10	—	—	—	—	—
QST42-30CTV-P10	83	—	—	8	435
QST42-30CTV-T25-H10	—	—	—	—	525
QST42-70CTV-P13	84	—	—	15	432
QST42-70CTV-T25-H13	—	—	—	—	526
QST50-170CTV-P13	135	—	—	15	481
QST50-170CTV-T50-H13	—	—	—	—	—
QST50-200CTV-H19	135	—	—	15	481
QST50-200CTV-T25-H19	135	—	—	15	481
QST50-200CTV-T50-H19	135	—	—	15	481
QST62-350CTV-H19	153	—	—	14	564
QST62-350CTV-T25-H19	153	—	—	14	564
QST62-600CTV-H25	174	—	—	14	564

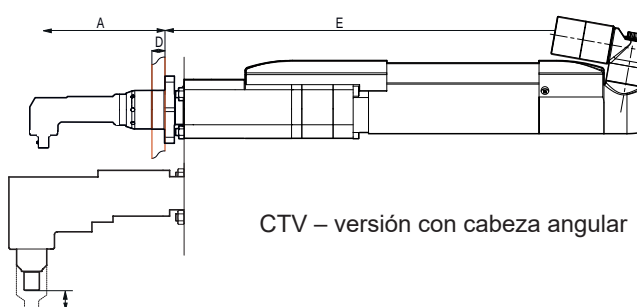
Modelo	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm
Carrera del retráctil ampliada 76 mm y 100 mm					
QST42-20CT-T76-L189-H10	189	23	421	15	—
QST42-50CT-T76-L189-H13	189	23	447	15	—
QST50-90CT-T76-L200-H13	200	25	493	15	—
QST50-150CT-T76-L200-H13	200	25	493	15	—
QST62-230CT-T76-L200-H19	200	25	543	15	—
QST62-350CT-T76-L200-H19	200	25	543	15	—
QST80-450CT-T76-L214-H19	214	43	595	20	—
QST80-600CT-T76-L214-H19	214	43	595	20	—
QST90-750CT-T76-L176-H25	176	32	600	20	—
QST90-1000CT-T76-L176-H25	176	32	650	20	—
QST42-50CT-T100-L191-H13	191	23	519	15	—
QST50-150CT-T100-L186-H13	186	23	563	15	—
Doble transductor, CTT					
QST42-20CTT-T50-L134-H10	134	23	395	15	—
QST42-20COTT-T50-L134-H10	134	—	—	—	446
QST42-50CTT-T50-L134-H13	134	23	422	15	—
QST42-50COTT-T50-L134-H13	134	—	—	—	472
QST50-90CTT-T50-L137-H13	137	23	464	15	—
QST50-90COTT-T50-L137-H13	137	—	—	—	521
QST50-150CTT-T50-L137-H13	137	23	464	15	—
QST50-150COTT-T50-L137-H13	137	—	—	—	521
QST62-150CTT-T50-L152-H13	152	25	542	15	—
QST62-150COTT-T50-L152-H13	137	—	—	—	521
QST62-230CTT-T50-L152-H19	152	25	542	15	—
QST62-230COTT-T50-L152-H19	152,5	—	—	—	586
QST62-350CTT-T50-L152-H19	152	25	542	15	—
QST62-350COTT-T50-L152-H19	152	—	—	—	592
QST80-450CTT-T50-L146-H19	146	30	595	20	—
QST80-450COTT-T50-L146-H19	146	—	—	—	685
QST80-600CTT-T50-L146-H19	146	30	595	20	—
QST80-600COTT-T50-L146-H19	146	—	—	—	685
QST90-750CTT-T50-L152-H25	146	30	595	20	—
QST90-750COTT-T50-L152-H25	103	—	—	—	706
QST90-1000CTT-T50-L152-H25	152	32	600	20	—
QST90-1000COTT-T50-L152-H25	153	—	—	—	710



CT – versión recta



COT – versión desplazada



CTV – versión con cabeza angular

Control y monitorización avanzados del proceso

Los modernos controladores Power MACS 4000 y Power Focus 4000, con sus avanzadas funciones de control y monitorización del proceso, junto con el software ToolsTalk, pueden encaminarle hacia una producción con cero fallos.

POWER MACS 4000

Power MACS 4000 es el controlador de apriete Atlas Copco más avanzado para husillos fijos. Cuenta con eficaces herramientas de control estadístico del proceso que permiten identificar los problemas de calidad mucho antes de que afecten a la producción.

Con su capacidad de recolección de datos de apriete para el análisis, la mejora continua y la trazabilidad, el controlador se encuadra dentro de la filosofía de producción con cero fallos. Tanto la capacidad de procesamiento como la memoria del Power MACS están diseñados para manejar y enviar grandes cantidades de información sin influir en el proceso de apriete.

POWER FOCUS

El sistema Power Focus es una gama modular de controladores con una gran flexibilidad en cuanto a aplicaciones se refiere, ya que su uso va desde operaciones manuales con una sola herramienta hasta complejos sistemas múltiples estacionarios. Las avanzadas funciones de control y monitorización del proceso permiten ver y recopilar datos fácilmente a través de Internet.

El Power Focus 4000 está disponible en dos versiones: Compacta y Gráfica. La diferencia entre ellas es la interfaz del usuario: la versión Gráfica tiene pantalla a color y teclado completo.

TOOLSTALK POWER MACS

El nuevo software ToolsTalk para Power MACS 4000 se ha desarrollado pensando en la facilidad de uso y su adaptación a las necesidades del cliente. Se puede instalar en un ordenador portátil o un PC de sobremesa.



POWER MACS 4000

Se necesita un controlador primario por sistema. El controlador primario es el responsable de la comunicación externa y viene con la mayoría de los buses de campo utilizados en las líneas de producción actuales (opcional). Un controlador primario se puede usar, también, como controlador secundario.

El controlador secundario está disponible en dos versiones: con o sin switch Ethernet en la placa trasera.

- Un servo cubre el rango de par completo, de 2 a 8000 Nm.
- No se necesita PC externo, dispone de una función de copia de seguridad para mayor fiabilidad.
- Defina su estrategia de apriete en base a los resultados para no desperdiciar tiempo ni recursos valiosos.
- Potente PLC integrado compatible con la gestión de los rechazos, lo que permite manejar los aprietes defectuosos de la forma más eficaz.
- Amplia librería de estrategias de apriete probadas – cada junta se puede apretar de la mejor manera posible en términos de tiempo de ciclo y calidad.
- Diseño independiente (sin necesidad de armarios voluminosos).
- Alimentación de 24V DC, switch Ethernet integrado, circuito de parada de emergencia.
- Display informativo.
- Filtro de línea integrado.



TC-P



TC-S

CONTROLADORES POWER MACS 4000

Modelo	Versión bus de campo	Designación
Controlador primario		
TC-4000-P-ES	Sin bus de campo	8435 6511 00
TC-4000-P-PB-ES	Profibus	8435 6511 10
TC-4000-P-DN-ES	DeviceNet	8435 6511 30
TC-4000-P-EIP-ES	Ethernet IP	8435 6511 60
TC-4000-P-MTCP-ES	ModBus TCP	8435 6511 70
TC-4000-P-PN-ES	Profi Net	8435 6511 50
TC-4000-P-CC-ES	CC-Link	8435 6511 90
Controlador secundario		
TC-4000-S	Sin bus de campo, sin conmutador Ethernet	8435 6500 00
TC-4000-S-ES	Sin bus de campo, con conmutador Ethernet	8435 6501 00

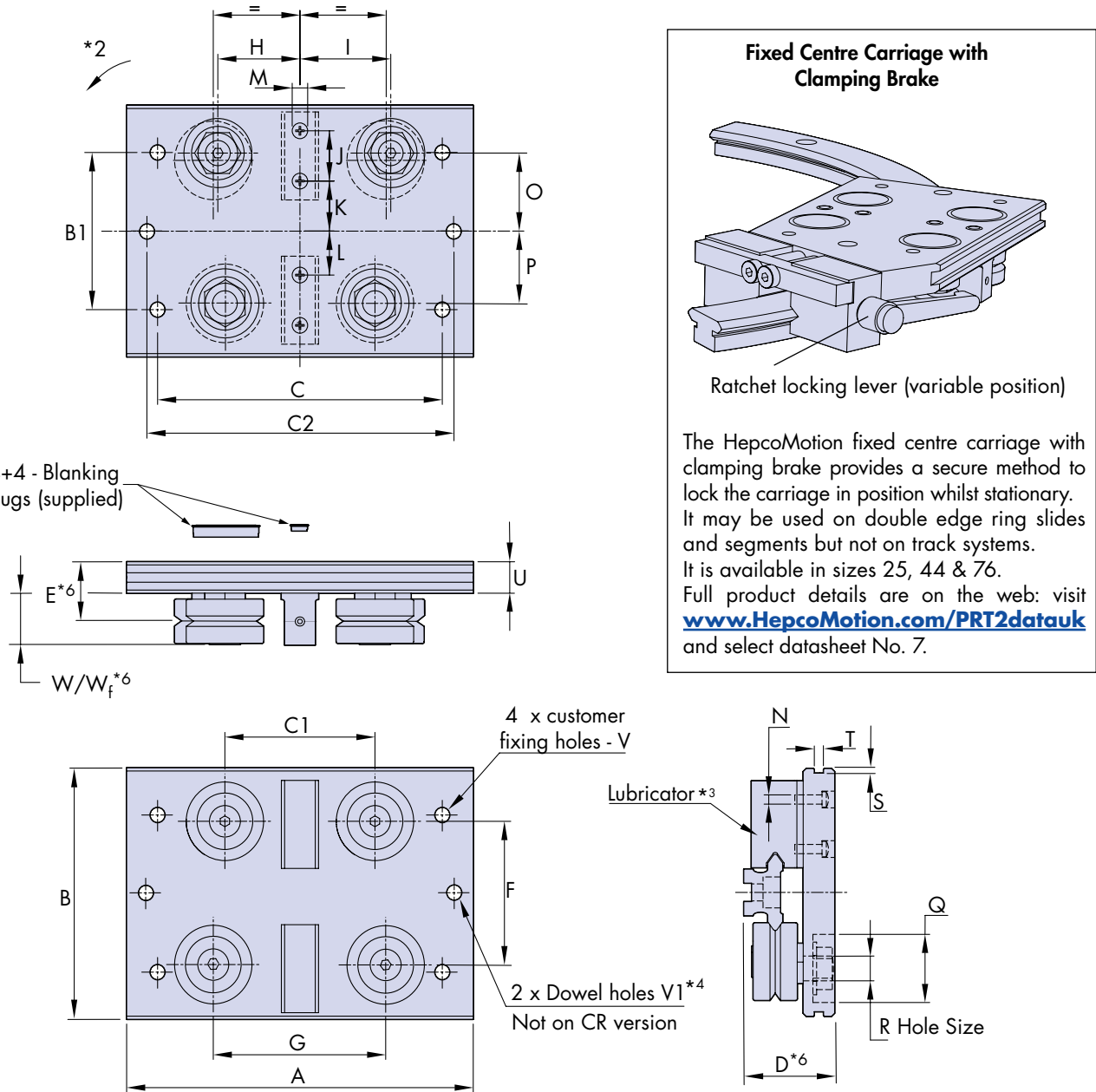
Fixed Centre Carriage



The HepcoMotion Fixed Centre Carriage is designed for use with track systems with unidirectional bends of a common radii 40 and for use with double edge ring slides and segments 26-27. The unique geometry enables carriages on a track system to travel from straight to curve with negligible play in the transition zone. Such play as may develop is not detrimental to the performance of the system*1.

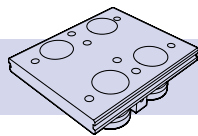
Carriages are available with twin or double row (DR) bearings 34-35, and with floating bearings 36. Carriages with twin bearings have the smoothest running quality and have some compliance to accommodate misalignment. Carriages with DR bearings have better load capacity and stiffness. Due to the rigidity of DR bearings, carriages with this option are supplied as Controlled Height (CHK)*5 as standard.

The corrosion resistant version has stainless steel bearings and fasteners, and a high performance USDA approved surface treatment to the aluminium carriage plate in place of the standard anodised finish.



- Notes:**
- Fixed centre carriages will experience a reduction in preload or a slight clearance as they pass between the curves and straights on a track system, but this is rarely an issue. This clearance is detailed on 57. Please note the FCC25 159 has a larger than normal clearance. Bogie carriages 47 are not subject to clearance.
 - Offset holes in carriage for eccentric bearings necessitate adjustment rotation in the direction shown.
 - It is recommended that carriages are fitted with lubricators. The quantity of lubricators may be reduced in systems with many carriages or where the bleed lubrication facility is used 52.
 - Dowel holes V1 define the centre and may be used for location purposes. They are not included as standard on the corrosion resistant version, but are available on special request.
 - CHK controlled height carriages use CHK bearings 35 and are supplied in sets, matched by their E dimension. It is recommended to specify CHK for precision applications or where consistent carriage heights are important. CHK is standard for carriages with DR bearings.
 - The W dimension is greater for carriages with floating bearings - see Wf in the table. Dimensions D and E will change for carriages with floating bearings. The amount of float is indicated by dimension B1 36.

Fixed Centre Carriage



Part Number	For Use with			A	B	B1	C	C1	C2	D*6	E*6	F	G	H	I	J	K
									±0.01								
FCC12 93	R12 93 R360/R180/R90		TR12 93	55	40	25	48	20	45	19	12.8	21.9	25.52	11.11	14.41	6.5	9.3
FCC12 127	R12 127 R360/R180/R90		TR12 127	55	40	25	48	20	45	19	12.8	21.9	23.84	10.27	13.56	6.5	8.8
FCC20 143	R20 143 R360/R180/R90		TR20 143	75	64	40	60	25	65	24.75	16.75	34.4	32.03	13.76	18.27	13	13
FCC20 210	R20 210 R360/R180/R90		TR20 210	80	64	40	65	28	70	24.75	16.75	34.4	33.06	14.28	18.87	13	12.7
FCC25 159*1	R25 159 R360/R180/R90		TR25 159	95	80	50	85	37	80	30.5	20.5	46	50.15	22.70	27.46	16	17.1
FCC25 255	R25 255 R360/R180/R90		TR25 255	100	80	50	80	36.5	85	30.5	20.5	46	43.86	19.55	24.31	16	15.9
FCC25 351	R25 351 R360/R180/R90		TR25 351	105	80	50	85	40	90	30.5	20.5	46	45.66	20.45	25.21	16	15.6
FCC44 468	R44 468 R360/R180/R90		TR44 468	145	116	75	120	65	125	38.5	26	71.9	75.95	35.22	40.73	22	25.8
FCC44 612	R44 612 R360/R180/R90		TR44 612	150	116	75	125	70	130	38.5	26	71.9	78.80	36.64	42.16	22	25.5
FCC76 799	R76 799 R360/R180/R90		TR76 799	190	185	100	160	90	165	58.5	39	118.5	104.56	49.13	55.44	33	43
FCC76 1033	R76 1033 R360/R180/R90		TR76 1033	210	185	100	180	110	185	58.5	39	118.5	123.48	58.59	64.90	33	43
FCC76 1267	R76 1267 R360/R180/R90		TR76 1267	250	185	100	205	130	225	58.5	39	118.5	142.82	68.26	74.57	33	44
FCC76 1501	R76 1501 R360/R180/R90		TR76 1501	270	185	100	225	150	245	58.5	39	118.5	162.38	78.04	84.35	33	44

L	M	NØ	O	P	Q	RØ	S	T	U	V	V1Ø	W	Wf	g~	Part Number
(Ø x depth)					(Ø x depth)	(hole size) (F6)					(K6)				
7.8	4.5 x 4.5	2.7	11.89	10.94	12.5 x 4.8	4 +0.018 +0.010	1	3	7.34	M4	4 +0.002 -0.006	10.1	-	70	FCC12 93
7.8	4.5 x 4.5	2.7	11.89	10.94	12.5 x 4.8	4 +0.018 +0.010	1	3	7.34	M4	4 +0.002 -0.006	10.1	-	70	FCC12 127
12.3	4.5 x 2.5	2.7	18.49	17.19	15.8 x 7	6 +0.018 +0.010	1.5	4	10	M5	4 +0.002 -0.006	12.4	-	190	FCC20 143
12.3	4.5 x 2.5	2.7	18.49	17.19	15.8 x 7	6 +0.018 +0.010	1.5	4	10	M5	4 +0.002 -0.006	12.4	-	200	FCC20 210
14	5.3 x 4.5	3.2	24.38	23.01	22 x 8.4	8 +0.022 +0.013	2	5	11.5	M6	6 +0.002 -0.006	16.6	18.1	400	FCC25 159*1
14	5.3 x 4.5	3.2	24.38	23.01	22 x 8.4	8 +0.022 +0.013	2	5	11.5	M6	6 +0.002 -0.006	16.6	18.1	410	FCC25 255
14	5.3 x 4.5	3.2	24.38	23.01	22 x 8.4	8 +0.022 +0.013	2	5	11.5	M6	6 +0.002 -0.006	16.6	18.1	420	FCC25 351
23	5.3 x 4.5	3.2	38.25	35.94	25 x 8.7	10 +0.022 +0.013	2	6	14.5	M8	8 +0.002 -0.007	21.3	23.2	1080	FCC44 468
23	5.3 x 4.5	3.2	38.25	35.94	25 x 8.7	10 +0.022 +0.013	2	6	14.5	M8	8 +0.002 -0.007	21.3	23.2	1100	FCC44 612
40	8.0 x 6.0	3.8	63.76	59.25	32.1 x 13.5	14 +0.027 +0.016	4	8	20	M10	10 +0.002 -0.007	34.7	37.2	3460	FCC76 799
40	8.0 x 6.0	3.8	63.76	59.25	32.1 x 13.5	14 +0.027 +0.016	4	8	20	M10	10 +0.002 -0.007	34.7	37.2	3660	FCC76 1033
40	8.0 x 6.0	3.8	63.76	59.25	32.1 x 13.5	14 +0.027 +0.016	4	8	20	M10	10 +0.002 -0.007	34.7	37.2	4050	FCC76 1267
40	8.0 x 6.0	3.8	63.76	59.25	32.1 x 13.5	14 +0.027 +0.016	4	8	20	M10	10 +0.002 -0.007	34.7	37.2	4250	FCC76 1501

Ordering details:

(CR) FCC 44 612 (LB) (DR) (NS) (CHK)

CR*4 = Corrosion resistant option
Leave blank if not required

Part number _____

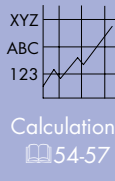
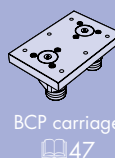
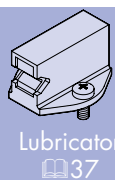
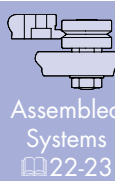
LB*3 = Lubricator option
Leave blank if not required

CHK*5 = Controlled height option 35
Standard with DR bearings
Leave blank if not required for twin bearing version

NS = Nitrile sealed bearings fitted 34
Leave blank for metal shields

Bearing type: FJ = Floating bearings 36
DR = double row bearings 34
Leave blank for twin bearings

Clamping Brake option available, please refer to PRT2 datasheet No.7
www.HepcoMotion.com/PRT2datauk



Reductor EMGA-60-P-G5-SST-57

Número de artículo: 549431

FESTO



 [General operating condition](#)

Hoja de datos

Característica	Valor
Tamaño de la brida del reductor	60 mm
Tamaño de la brida del motor	57 mm
Holgura torsional	0.17 grado
Tipo de reductor	Engranaje planetario
Relación de reducción	5:1
Velocidad máxima de accionamiento	13000 1/min
Temperatura de funcionamiento del reductor	-25 °C ... 90 °C
Conformidad PWIS	VDMA24364-B2-L
Grado de protección	IP54
Momento de giro permanente de salida	22 Nm
Momento de inercia de la masa del reductor	0.078 kgcm ²
Momento de giro máx. de salida	35.2 Nm
Rendimiento máximo	98 %
Rigidez torsional	2.3 Nm/arcmin
Peso del producto	900 g
Carga axial admisible del eje	500 N
Esfuerzo radial admisible del eje	400 N
Conexión entre reductor y eje de salida	60G
Interfaz entre reductor y actuador	57A
Nota sobre el material	Conformidad con la Directiva RoHS

Código del producto

001	Serie	
EMMS	Motor	

002	Tipo de motor	
ST	Motor paso a paso ST	

003	Tamaño de la brida de los motores	
28	28	
42	42	
57	57	
87	87	

004	Longitud	
S	Corto	
M	Medio	
L	Largo	

005	Conexión eléctrica	
S	Conector recto	

006	Unidad de medición	
	Sin	
E	Encoder	

007	Freno	
	Sin	
B	Con freno	

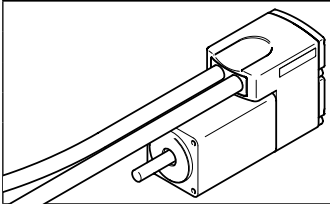
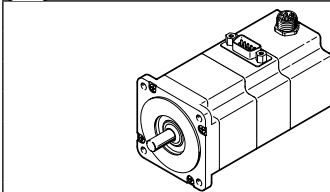
008	Generación	
	Primera generación	
G2	Segunda generación	

Hoja de datos

Código del producto	B1	B2 ±0,2	D1 ∅	D2 ∅	D3	D4 ∅
EMMS-ST-42-S-S-G2	42,3	31	5-0,012	22-0,05	-	M3x4,5
EMMS-ST-42-S-SE-G2					M12	
EMMS-ST-42-S-SB-G2					-	
EMMS-ST-42-S-SEB-G2					M12	
EMMS-ST-57-S-S-G2	56,4	47,14	6,35-0,013	38,1±0,025	-	5
EMMS-ST-57-S-SE-G2					M12	
EMMS-ST-57-S-SB-G2					-	
EMMS-ST-57-S-SEB-G2					M12	
EMMS-ST-57-M-S-G2					-	
EMMS-ST-57-M-SE-G2					M12	
EMMS-ST-57-M-SB-G2	85,85	69,5	11-0,013	73-0,046	-	6,6
EMMS-ST-57-M-SEB-G2					M12	
EMMS-ST-87-S-S-G2					-	
EMMS-ST-87-S-SE-G2					M12	
EMMS-ST-87-S-SB-G2					-	
EMMS-ST-87-S-SEB-G2					M12	
EMMS-ST-87-M-S-G2					-	
EMMS-ST-87-M-SE-G2					M12	
EMMS-ST-87-M-SB-G2					-	
EMMS-ST-87-M-SEB-G2					M12	
EMMS-ST-87-L-S-G2					-	
EMMS-ST-87-L-SE-G2					M12	
EMMS-ST-87-L-SB-G2					-	
EMMS-ST-87-L-SEB-G2					M12	

Código del producto	H1	H2	L1	L2	L3	L4
EMMS-ST-42-S-S-G2	-	6,5	66±1	24±1	2	-
EMMS-ST-42-S-SE-G2	13		94±1,2			
EMMS-ST-42-S-SB-G2	-		114±1,3			
EMMS-ST-42-S-SEB-G2	13		127±1,3			
EMMS-ST-57-S-S-G2	-		73,5±0,8	20,6±0,5	1,6	5
EMMS-ST-57-S-SE-G2	13		102,5±1,1			
EMMS-ST-57-S-SB-G2	-		123,5±1,1			
EMMS-ST-57-S-SEB-G2	13		138±1,1			
EMMS-ST-57-M-S-G2	-		95±0,8			
EMMS-ST-57-M-SE-G2	13		124±1,1			
EMMS-ST-57-M-SB-G2	-		145±1,1	27±1	2	8,38
EMMS-ST-57-M-SEB-G2	13		159,5±1,1			
EMMS-ST-87-S-S-G2	-		82,6±1			
EMMS-ST-87-S-SE-G2	13		112,6±1,3			
EMMS-ST-87-S-SB-G2	-		132,6±1,3			
EMMS-ST-87-S-SEB-G2	13		152,6±1,3			
EMMS-ST-87-M-S-G2	-		114,9±1			
EMMS-ST-87-M-SE-G2	13		144,9±1,3			
EMMS-ST-87-M-SB-G2	-		164,9±1,3			
EMMS-ST-87-M-SEB-G2	13		184,9±1,3			
EMMS-ST-87-L-S-G2	-		144,9±1			
EMMS-ST-87-L-SE-G2	13		174,9±1,3			
EMMS-ST-87-L-SB-G2	-		194,9±1,3			
EMMS-ST-87-L-SEB-G2	13		214,9±1,3			

Hoja de datos

Referencias de pedido	Tamaño	Variante			Nº art.	Código del producto
		Tipo básico	Con encoder	Con freno		
	28	■			★ 1451384	EMMS-ST-28-L-S
			■		★ 1430663	EMMS-ST-28-L-SE
				■	★ 1451383	EMMS-ST-28-L-SB
			■	■	★ 1451382	EMMS-ST-28-L-SEB
	42	■			★ 1370470	EMMS-ST-42-S-S-G2
			■		★ 1370471	EMMS-ST-42-S-SE-G2
				■	★ 1370472	EMMS-ST-42-S-SB-G2
			■	■	★ 1370473	EMMS-ST-42-S-SEB-G2
	57	■			★ 1370474	EMMS-ST-57-S-S-G2
			■		★ 1370475	EMMS-ST-57-S-SE-G2
				■	★ 1370476	EMMS-ST-57-S-SB-G2
			■	■	★ 1370477	EMMS-ST-57-S-SEB-G2
		■			★ 1370478	EMMS-ST-57-M-S-G2
			■		★ 1370479	EMMS-ST-57-M-SE-G2
				■	★ 1370480	EMMS-ST-57-M-SB-G2
			■	■	★ 1370481	EMMS-ST-57-M-SEB-G2
	87	■			★ 1370482	EMMS-ST-87-S-S-G2
			■		★ 1370483	EMMS-ST-87-S-SE-G2
				■	★ 1370484	EMMS-ST-87-S-SB-G2
			■	■	★ 1370485	EMMS-ST-87-S-SEB-G2
		■			★ 1370486	EMMS-ST-87-M-S-G2
			■		★ 1370487	EMMS-ST-87-M-SE-G2
				■	★ 1370488	EMMS-ST-87-M-SB-G2
			■	■	★ 1370489	EMMS-ST-87-M-SEB-G2
		■			★ 1370490	EMMS-ST-87-L-S-G2
			■		★ 1370491	EMMS-ST-87-L-SE-G2
				■	★ 1370493	EMMS-ST-87-L-SB-G2
			■	■	★ 1370494	EMMS-ST-87-L-SEB-G2

ISO Cylinder ISO Standard (15552)

C96 Series

ø32, ø40, ø50, ø63, ø80, ø100, ø125

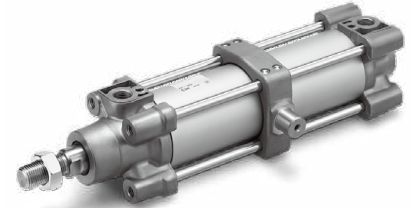
RoHS

Lightweight Up to 17% Weight reduced

* Compared with the previous C96 series (ø40, 100 mm stroke)

New

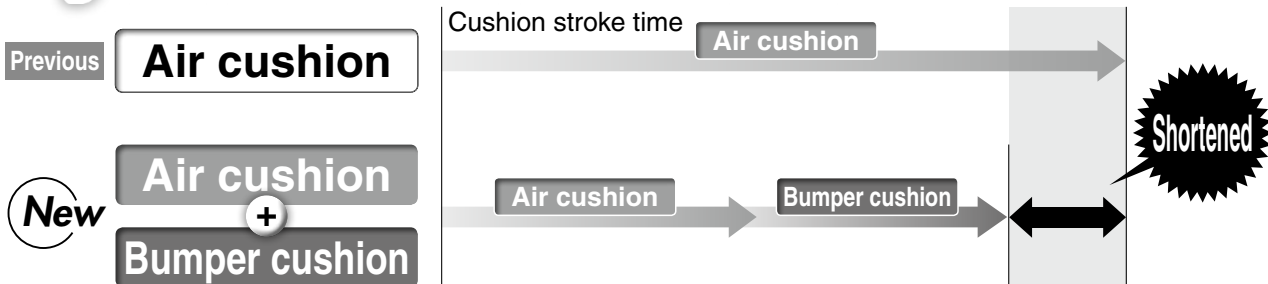
An adjustable position trunnion has been added.



■ By adopting a new cushion method (Air cushion + Bumper cushion),

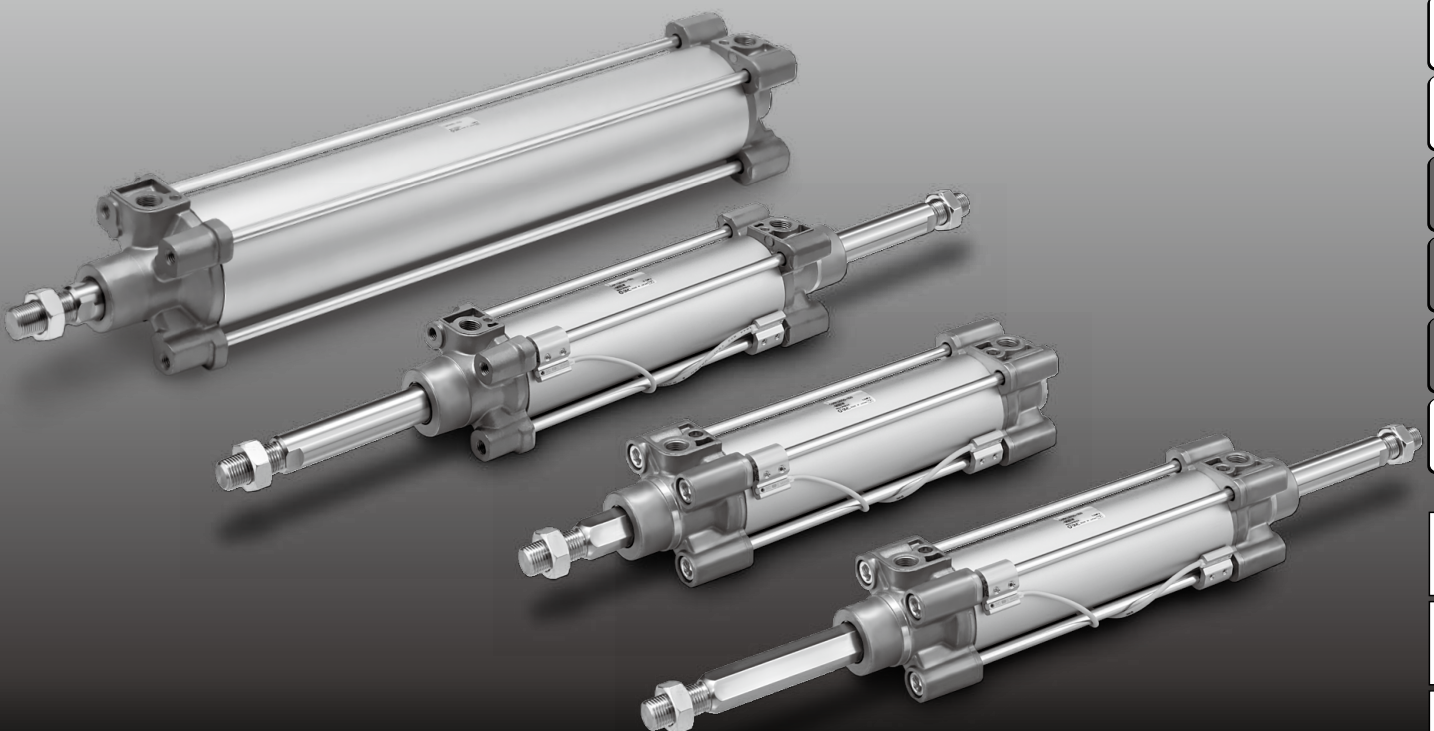
Cycle time shortened

(Applicable cylinder: ø32 to ø100)



■ Bumper cushion reduces the metal noise that occurs when piston stops

(Applicable cylinder: ø32 to ø100)



Weight reduced

Achieved weight reduction by changing rod cover shape and piston structure

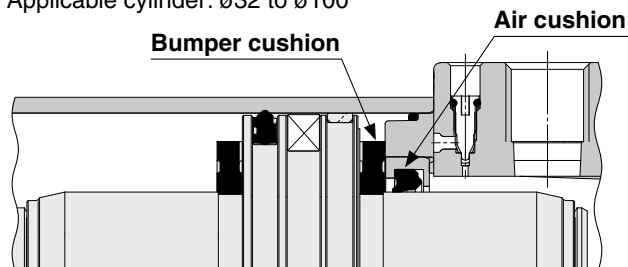
Bore size [mm]	C96 [kg]	Reduction rate [%]
32	0.65	13
40	0.96	17
50	1.57	13
63	1.94	14
80	3.12	13
100	4.03	12

* Compared with the previous C96 series (100 mm stroke)

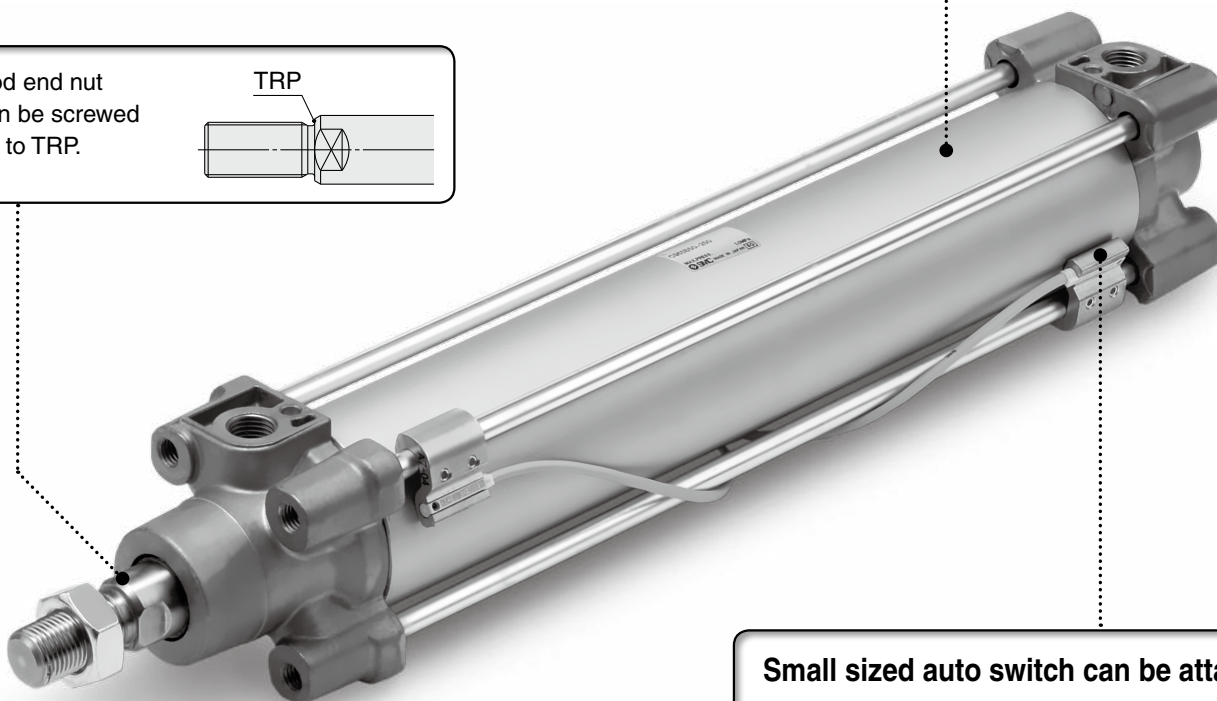
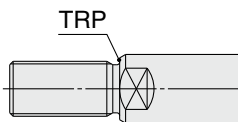
Air cushion + Bumper cushion Combined structure

- The cushion stroke time can now be reduced with the double cushioning, which improves the cycle time.
- The bumper cushion reduces the metal noise that occurs when the piston stops at the end of the stroke.

Applicable cylinder: $\phi 32$ to $\phi 100$



Rod end nut can be screwed up to TRP.



Small sized auto switch can be attached.

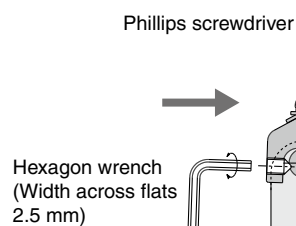
Solid state: D-M9□ Reed: D-A9□
D-M9□W

Improved handling performance

Auto switch mounting and mounting position adjustment can be made in a one way direction.

Tie-rod mounting auto switch

Previous

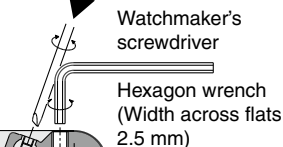


2-way

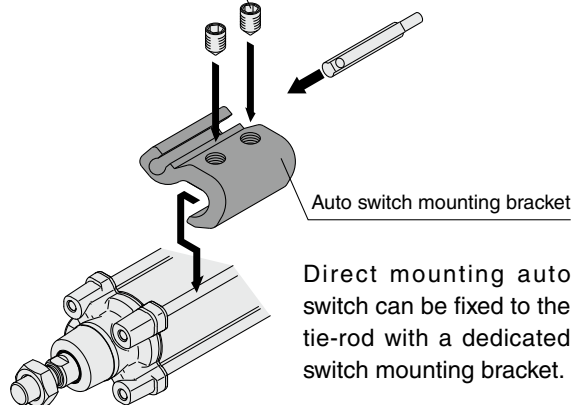
Direct mounting auto switch

1-way

New method



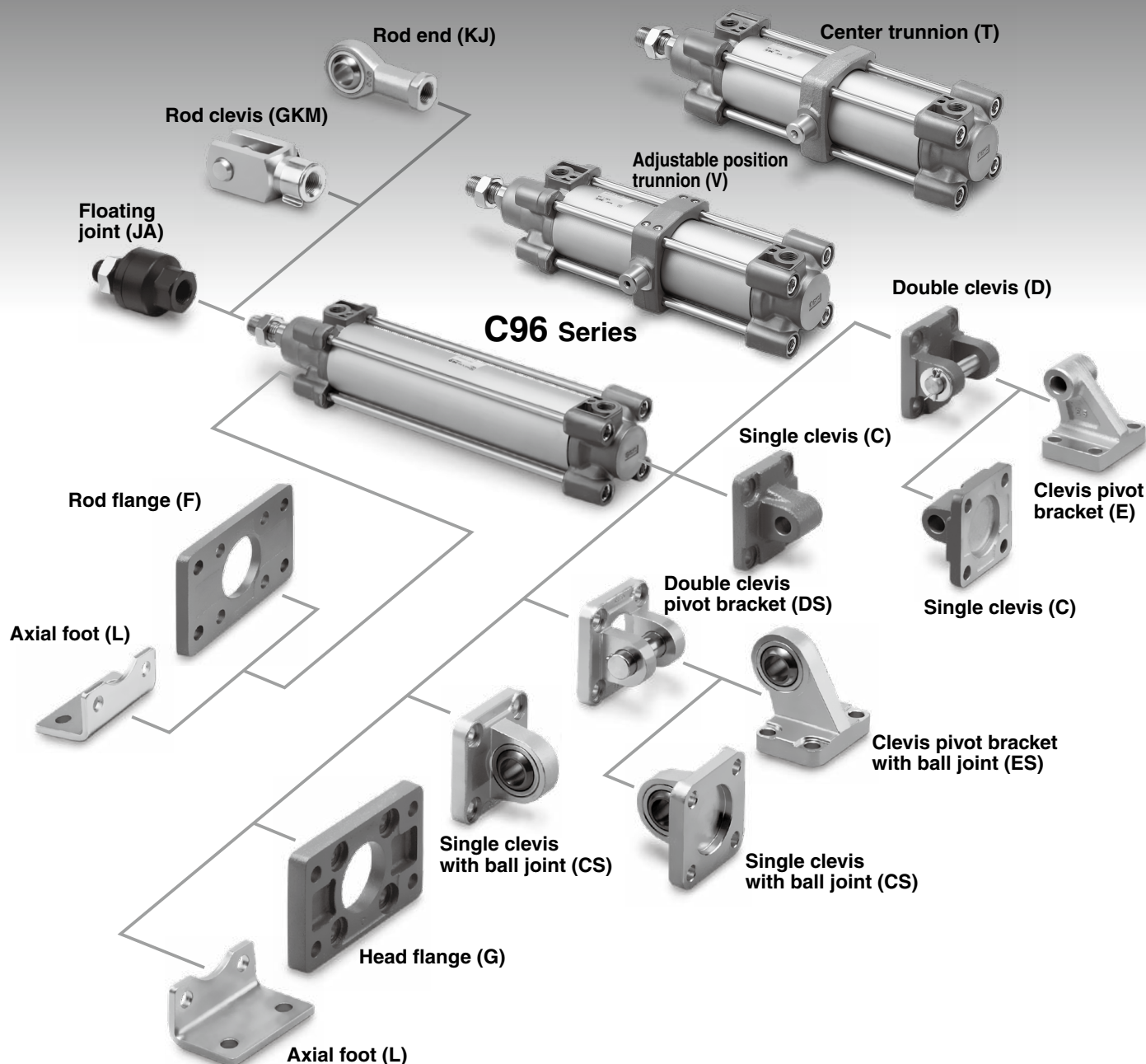
Auto switch mounting screw



Direct mounting auto switch can be fixed to the tie-rod with a dedicated switch mounting bracket.

Various mounting bracket options

Mounting brackets can be combined according to the operating conditions.



Series Variations

ISO Standards	Type	Action	Bore size [mm]							Page
			32	40	50	63	80	100	125	
ISO 15552	Standard C96 Series 	Double acting, Single rod	●	●	●	●	●	●	●	161
		Double acting, Double rod	●	●	●	●	●	●	●	
	Non-rotating rod C96K Series 	Double acting, Single rod	●	●	●	●	●	●	●	173
		Double acting, Double rod	●	●	●	●	●	●	●	
	Smooth Cylinder C96Y Series 	Double acting, Single rod	●	●	●	●	●	●	●	177

Air Cylinder: Standard Type Double Acting, Single/Double Rod

RoHS

C96 Series

ø32, ø40, ø50, ø63, ø80, ø100, ø125



How to Order

C96S **B** **32** - **100** **C** **J** **W** -

With auto switch **C96SD** **B** **32** - **100** **C** **J** **W** - **M9BW** **S** -

Mounting

B	Basic
L	Axial foot
F	Rod flange
G	Head flange
C	Single clevis
D	Double clevis
T	Center trunnion
V	Adjustable position trunnion

* Mounting brackets are shipped together, but not assembled. (Excludes the center trunnion type and the adjustable position trunnion type)

Bore size

32	32 mm
40	40 mm
50	50 mm
63	63 mm
80	80 mm
100	100 mm
125	125 mm

Cylinder stroke [mm]
Refer to "Standard Strokes" on page 162.

With auto switch
(Built-in magnet)

Rod

Nil	Single rod
W	Double rod

Rod boot

Nil	Without rod boot
J	Nylon tarpaulin (One end)
JJ	Nylon tarpaulin (Both ends)
K	Heat-resistant tarpaulin (One end)
KK	Heat-resistant tarpaulin (Both ends)

Number of auto switches

Nil	2
S	1
3	3
n	n

Made to Order
Refer to page 162 for details.

Auto switch

Nil	Without auto switch
------------	---------------------

* For applicable auto switches, refer to the table below.

Cushion

Symbol	Cushion	Bore size [mm]
C	Air cushion on both ends + Bumper cushion	ø32 to ø100
Nil	Air cushion	ø125

Applicable Auto Switches/Refer to the **Web Catalog** or Best Pneumatics for further information on auto switches.

Type	Special function	Electrical entry	Indicator light	Wiring (Output)	Load voltage		Auto switch model		Lead wire length [m]				Pre-wired connector	Applicable load					
					DC	AC	Tie-rod mounting	Band mounting	0.5 (Nil)	1 (M)	3 (L)	5 (Z)							
Solid state auto switch	—	Grommet	Yes	3-wire (NPN)	24 V	5 V, 12 V	—	M9N	—	●	●	●	○	○	IC circuit	Relay, PLC			
				3-wire (PNP)				M9P	—	●	●	●	○	○			○		
		2-wire		M9B				—	●	●	●	○	○	○					
	Diagnostic indication (2-color indicator)	Terminal conduit		3-wire (NPN)				5 V, 12 V	—	G39	—	—	—	—	—		—	IC circuit	
				2-wire				12 V	—	K39	—	—	—	—	—		—		
		Grommet		3-wire (NPN)				5 V, 12 V	M9NW	—	●	●	●	○	○		○	IC circuit	
				3-wire (PNP)				12 V	M9PW	—	●	●	●	○	○		○	IC circuit	
				2-wire				5 V, 12 V	M9BW	—	●	●	●	○	○		○	—	
				3-wire (NPN)				5 V, 12 V	M9NA*1	—	○	○	●	○	○		○	IC circuit	
				3-wire (PNP)				12 V	M9PA*1	—	○	○	●	○	○		○	IC circuit	
				2-wire				5 V, 12 V	M9BA*1	—	○	○	●	○	○		○	—	
				4-wire (NPN)				5 V, 12 V	F59F	—	●	—	●	○	○		○	IC circuit	
Magnetic field resistant (2-color indicator)	2-wire (Non-polar)	—	P4DW	—	—	—	●	●	○	○	—								
Reed auto switch	—	Grommet	Yes	3-wire (NPN equivalent)	24 V	5 V	—	A96	—	●	—	●	—	—	IC circuit	—			
				No				2-wire	12 V	100 V	A93	—	●	●	●		●	—	—
										100 V or less	A90	—	●	—	●		—	—	IC circuit
										100 V, 200 V	A54	—	●	—	●		●	—	—
		200 V or less	A64							—	●	—	●	—	—		—		
	Terminal conduit	Yes	—	A33		—	—			—	—	—	—	—	—	PLC			
			100 V, 200 V	A34		—	—	—	—	—	—	—	—	—	Relay, PLC				
			—	A44		—	—	—	—	—	—	—	—						
			DIN terminal	Yes		—	A59W	—	●	—	●	—	—			—	—		

*1 Water-resistant type auto switches can be mounted on the above models, but SMC cannot guarantee water resistance.

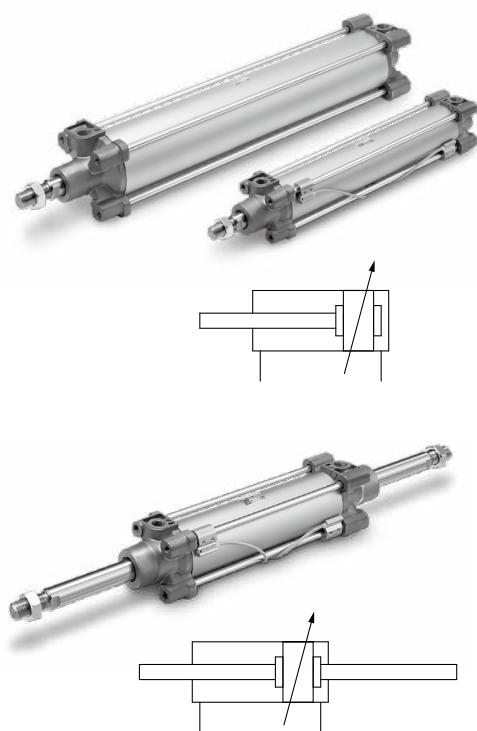
* Lead wire length symbols: 0.5 m Nil (Example) M9NW
1 m M (Example) M9NWM
3 m L (Example) M9NWL
5 m Z (Example) M9NWZ

* Solid state auto switches marked with "○" are produced upon receipt of order.

* Since there are other applicable auto switches than listed above, refer to page 185 for details.

* The D-A9□/M9□/M9□W/M9□A auto switches are shipped together, but not assembled. (Only the auto switch mounting brackets are assembled before shipment.)

* The adjustable position trunnion (V) mounting bracket only supports D-A9□, M9□, M9□W, and M9□A auto switches.



Made to Order
(For details, refer to pages 190 to 199.)

Symbol	Specifications
-XA□	Change of rod end shape
-XC14	Change of trunnion bracket mounting position
-XB6	Heat-resistant cylinder (−10 to 150°C)
-XB7	Cold-resistant cylinder (−40 to 70°C)
-XC4	With heavy duty scraper
-XC7	Tie-rod, tie-rod nut, etc. made of stainless steel
-XC10	Dual stroke cylinder/Double rod type
-XC11	Dual stroke cylinder/Single rod type
-XC22	Fluororubber seal
-XC35	With coil scraper
-XC65	Made of stainless steel (Combination of -XC7 and -XC68)
-XC68	Made of stainless steel (with hard chrome plated piston rod)
-XC85	Grease for food processing equipment
-XC88	Spatter-resistant coil scraper, Lube-retainer, grease for welding (Piston rod: Stainless steel 304)
-XC89	Spatter-resistant coil scraper, Lube-retainer, grease for welding (Piston rod: S45C)

Refer to pages 181 to 185 for cylinders with auto switches.

- Auto Switch Proper Mounting Position (Detection at stroke end) and Mounting Height
- Minimum Stroke for Auto Switch Mounting
- Auto Switch Mounting Brackets/Part No.
- Operating Range

Specifications

Bore size [mm]		32	40	50	63	80	100	125	
Action		Double acting							
Fluid		Air							
Proof pressure		1.5 MPa							
Max. operating pressure		1.0 MPa							
Min. operating pressure		0.05 MPa							
Ambient and fluid temperatures		Without auto switch: −20 to 70°C (No freezing) With auto switch: −10 to 60°C (No freezing)							
Lubrication		Not required (Non-lube)							
Operating piston speed		50 to 1000 mm/s						50 to 700 mm/s	
Allowable stroke tolerance	Up to 500	+2 0						+1.0 0	
	501 to 1000	+2.4 0						+1.4 0	
	1001 to 1500	+2.8 0						+1.8 0	
	1501 to 2000	+3.2 0						+2.2 0	
Cushion		Air cushion on both ends + Bumper cushion							Air cushion
Port size		G 1/8	G 1/4	G 1/4	G 3/8	G 3/8	G 1/2	G 1/2	
Mounting		Basic, Axial foot, Rod flange, Head flange, Single clevis, Double clevis, Center trunnion, Adjustable position trunnion							

Standard Strokes

Bore size [mm]	Standard stroke [mm]	Max. stroke
32	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	1000
40	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500	1900
50	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1900
63	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600	1900
80	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600, 700, 800	1900
100	25, 50, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 600, 700, 800	1900
125	—	2000

* Aside from the standard strokes, intermediate strokes are also available in 1 mm increments and are produced upon receipt of order.

* Strokes exceeding the max. stroke are available as a special order.

Accessories

	Mounting	Basic	Foot	Rod flange	Head flange	Single clevis	Double clevis	Center trunnion	Adjustable position trunnion
Standard	Rod end nut	●	●	●	●	●	●	●	●
	Clevis pin	—	—	—	—	—	●	—	—
Option	Rod end	●	●	●	●	●	●	●	●
	Rod clevis	●	●	●	●	●	●	●	●
	Rod boot	●	●	●	●	●	●	●	●

* Do not use a rod end (or floating joint) together with a single clevis with a ball joint (or clevis pivot bracket with a ball joint).

* Refer to pages 169 to 172 for dimensions and part numbers of the accessories.

⚠ Precautions

Be sure to read this before handling the products. Refer to page 219 for safety instructions. For actuator and auto switch precautions, refer to the “Handling Precautions for SMC Products” and the “Operation Manual” on the SMC website: <http://www.smcworld.com>

C96 Series

Theoretical Output



[N]

Bore size [mm]	Rod size [mm]	Operating direction	Piston area [mm ²]	Operating pressure [MPa]								
				0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
32	12	OUT	804	161	241	322	402	482	563	643	724	804
		IN	691	138	207	276	346	415	484	553	622	691
40	16	OUT	1257	251	377	503	629	754	880	1006	1131	1257
		IN	1056	211	317	422	528	634	739	845	950	1056
50	20	OUT	1963	393	589	785	982	1178	1374	1570	1767	1963
		IN	1649	330	495	660	825	989	1154	1319	1484	1649
63	20	OUT	3117	623	935	1247	1559	1870	2182	2494	2805	3117
		IN	2803	561	841	1121	1402	1682	1962	2242	2523	2803
80	25	OUT	5027	1005	1508	2011	2514	3016	3519	4022	4524	5027
		IN	4536	907	1361	1814	2268	2722	3175	3629	4082	4536
100	25	OUT	7854	1571	2356	3142	3927	4712	5498	6283	7068	7854
		IN	7363	1473	2209	2945	3682	4418	5154	5890	6627	7363
125	32	OUT	12272	2454	3682	4909	6136	7363	8590	9817	11045	12272
		IN	11468	2294	3440	4587	5734	6881	8027	9174	10321	11468

* Theoretical output [N] = Pressure [MPa] x Piston area [mm²]

Weight (Guide)

[kg]

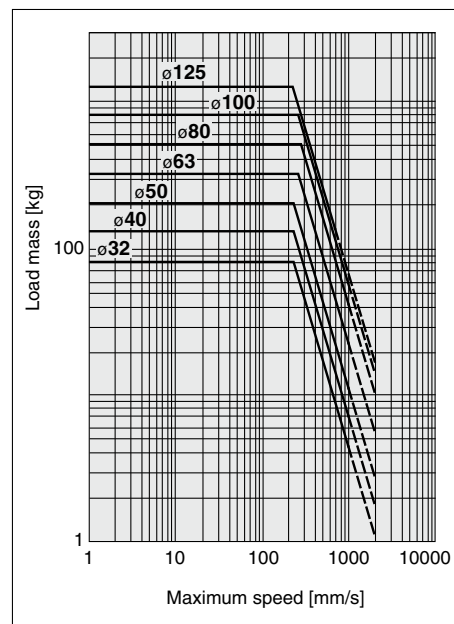
Bore size [mm]		32	40	50	63	80	100	125
Basic weight	Basic	0.43	0.64	1.09	1.42	2.32	3.15	6.70
	Foot	0.59	0.84	1.47	1.88	3.21	4.24	9.30
	Flange	0.63	0.87	1.56	2.00	3.62	4.96	10.80
	Single clevis	0.59	0.87	1.46	2.02	3.39	4.88	10.85
	Double clevis	0.63	0.96	1.54	2.13	3.60	5.26	10.95
	Center trunnion	0.71	1.10	1.73	2.48	4.25	5.95	9.68
	Adjustable position trunnion	0.71	1.10	1.73	2.48	4.25	5.95	9.68
Additional weight per 50 mm of stroke	All mounting brackets	0.11	0.16	0.24	0.26	0.40	0.44	0.71
Accessories	Rod end	0.07	0.11	0.22		0.40		1.20
	Rod clevis	0.09	0.15	0.34		0.69		1.84

Calculation: Example) **C96SD40-100C**

- Basic weight 0.96 [kg] (Double clevis, ø40)
- Additional weight 0.16 (kg/50 st)
- Cylinder stroke 100 [st]

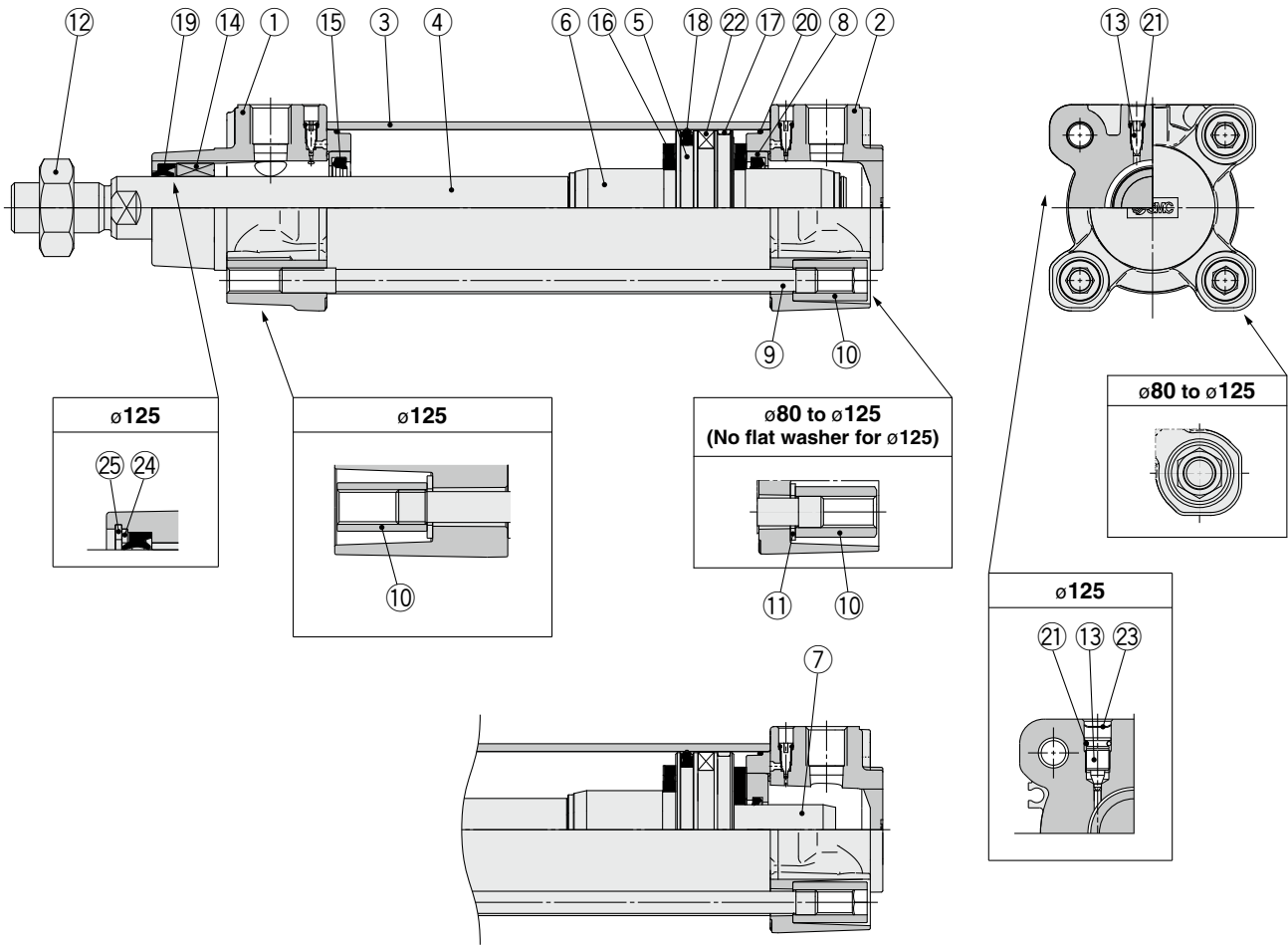
$$0.96 + 0.16 \times 100 \div 50 = 1.28 \text{ [kg]}$$

Allowable Kinetic Energy



(Example) Find the upper limit of rod end load when an air cylinder of ø63 is operated at 500 mm/s. From a point indicating 500 mm/s on the axis of abscissas, extend a line upward and find a point where it intersects with a line for the 63 mm bore size. Extend a line from the intersection to the left and find a load mass 80 kg.

Construction



Component Parts

No.	Description	Material	Note
1	Rod cover	Aluminum die-cast	
2	Head cover	Aluminum die-cast	
3	Cylinder tube	Aluminum alloy	
4	Piston rod	Carbon steel	
5	Piston	Aluminum alloy	ø32 to ø63, ø125
		Aluminum die-cast	ø80, ø100
6	Cushion ring A	Aluminum alloy	
7	Cushion ring B	Aluminum alloy	
8	Cushion seal holder	Aluminum alloy	ø32 to ø100
9	Tie-rod	Carbon steel	
10	Tie-rod nut	Steel	
11	Flat washer	Steel	ø80, ø100
12	Rod end nut	Steel	
13	Cushion valve	Resin	ø32 to ø100
		Steel wire	ø125
14	Bushing	Bearing alloy	
15	Cushion seal	Urethane	
16	Bumper	Urethane	ø32 to ø100
17	Wear ring	Resin	
18	Piston seal	NBR	
19	Rod seal	NBR	
20	Cylinder tube gasket	NBR	
21	Cushion valve seal	NBR	
22	Magnet		
23	Retaining ring	Steel for spring	ø125
24	Rod seal holder	Stainless steel	ø125
25	Retaining ring	Steel for spring	ø125

Replacement Parts/Seal Kit (Single rod)

Bore size [mm]	Kit no.	Contents
32	CS95-32	Kits include items 15, 17 to 20.
40	CS95-40	
50	CS95-50	
63	CS95-63	
80	CS95-80	
100	CS96-100	
125	CS96-125	

* Seal kits consist of items 15, 17 to 20 and can be ordered by using the seal kit number corresponding to each bore size.

* The seal kit includes a grease pack (10 g for ø32 to ø50, 20 g for ø63 and ø80, 30 g for ø100 and ø125). Order with the following part number when only the grease pack is needed.

Grease pack part number: GR-S-010 (10 g), GR-S-020 (20 g)

Seal Kit (Double rod)

Bore size [mm]	Kit no.	Contents
32	CS95W-32	Kits include items 15, 18 to 20
40	CS95W-40	
50	CS95W-50	
63	CS95W-63	
80	CS95W-80	
100	CS96W-100	
125	CS96W-125	

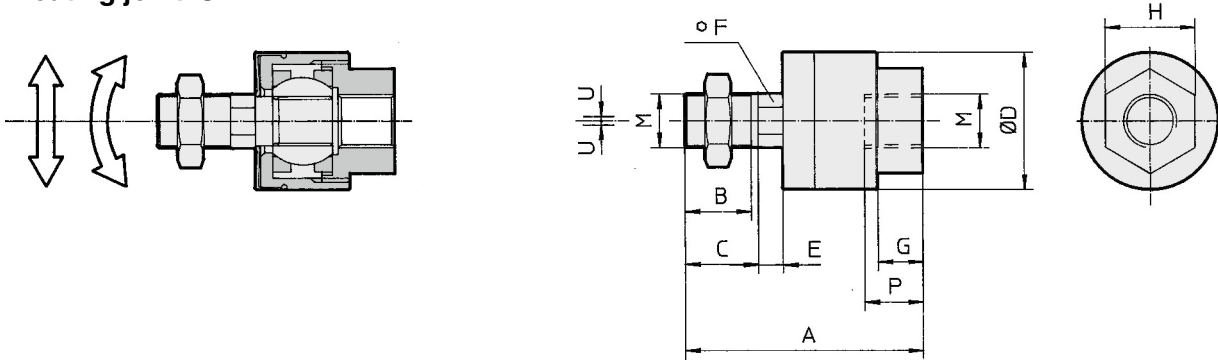
* Seal kits consist of items 15, 18 to 20 and can be ordered by using the seal kit number corresponding to each bore size.

* The seal kit includes a grease pack (10 g for ø32 to ø50, 20 g for ø63 and ø80, 30 g for ø100 and ø125). Order with the following part number when only the grease pack is needed.

Grease pack part number: GR-S-010 (10 g), GR-S-020 (20 g)

Dimensions: Piston Rod Accessories

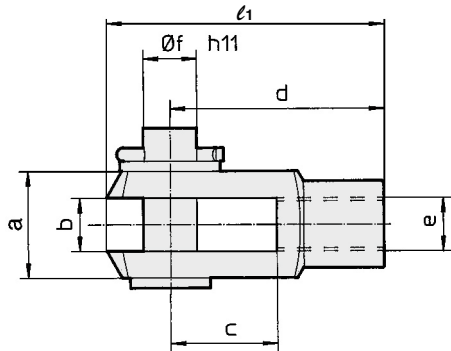
Floating joint: JA



Bore size [mm]	Part no.	M	A	B	C	ØD	E	F	G	H	P	U	Load [kN]	Weight [g]	Angle
32	JA30-10-125	M10 x 1.25	49.5	19.5	—	24	5	8	8	17	9	0.5	2.5	70	±0.5°
40	JA40-12-125	M12 x 1.25	60	20	—	31	6	11	11	22	13	0.75	4.4	160	
50, 63	JA50-16-150	M16 x 1.5	71.5	22	—	41	7.5	14	13.5	27	15	1	11	300	
80, 100	JAH50-20-150	M20 x 1.5	101	28	31	59.5	11.5	24	16	32	18	2	18	1080	
125	JA125-27-200	M27 x 2	123	34	38	66	13	27	20	41	24	2	28	1500	

* Black color

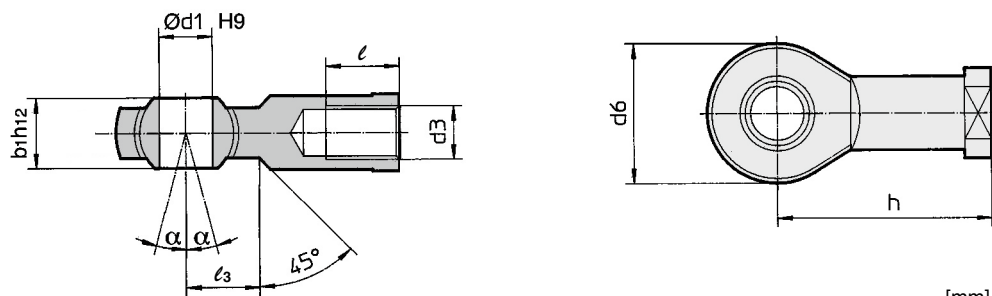
Rod clevis: GKM (ISO 8140)



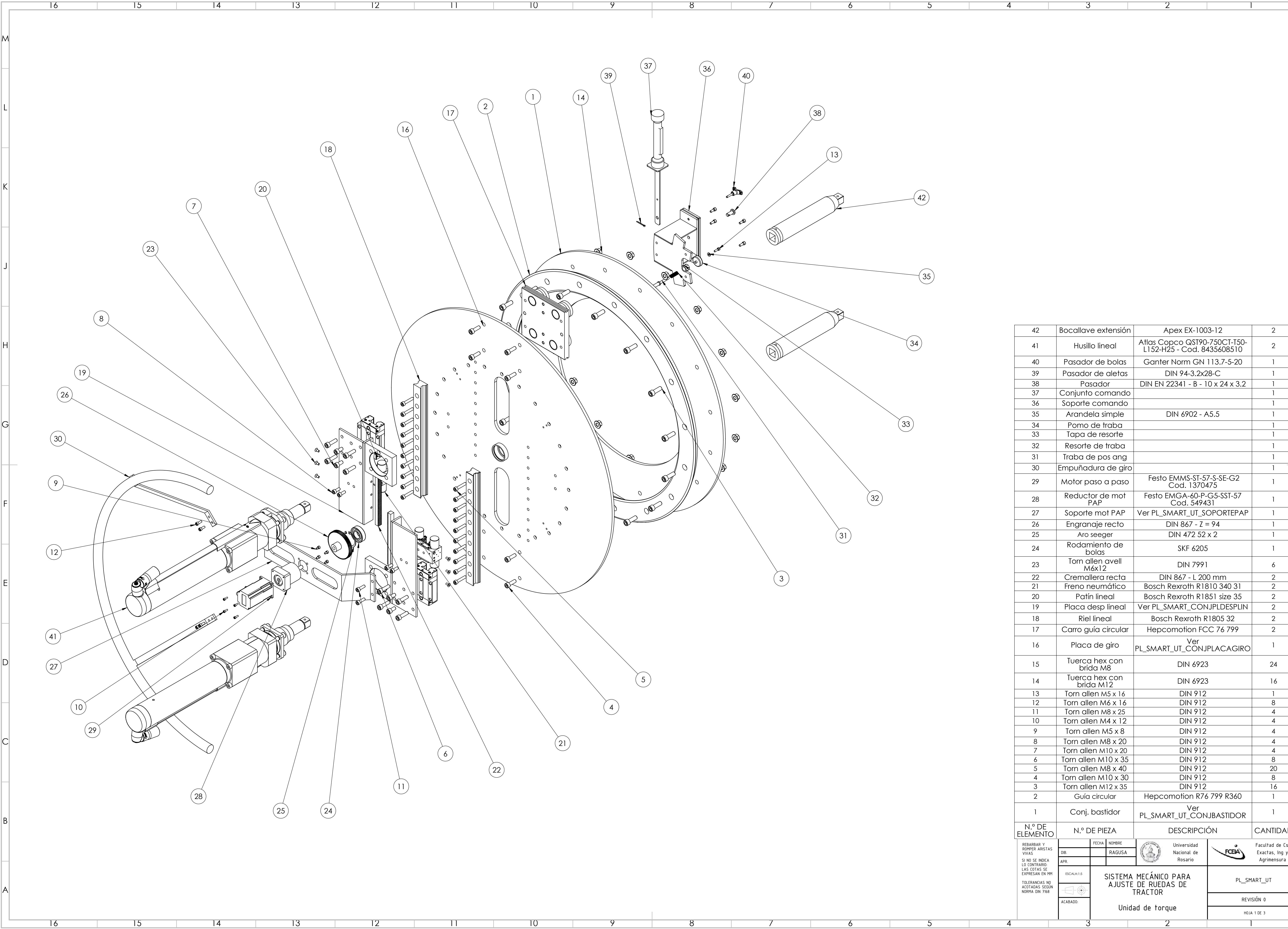
Bore size [mm]	Part no.	e	b	d	Øf h11 (Shaft)	Øf H9 (Hole)	l1	c (Min.)	a (Max.)
32	GKM10-20	M10 x 1.25	10 ^{+0.5} _{+0.15}	40	10	10	52	20	20
40	GKM12-24	M12 x 1.25	12 ^{+0.5} _{+0.15}	48	12	12	62	24	24
50, 63	GKM16-32	M16 x 1.5	16 ^{+0.5} _{+0.15}	64	16	16	83	32	32
80, 100	GKM20-40	M20 x 1.5	20 ^{+0.5} _{+0.15}	80	20	20	105	40	40
125	GKM30-54	M27 x 2	30 ^{+0.5} _{+0.15}	110	30	30	148	54	55

* Supplied with clevis pin and clevis pin bracket.

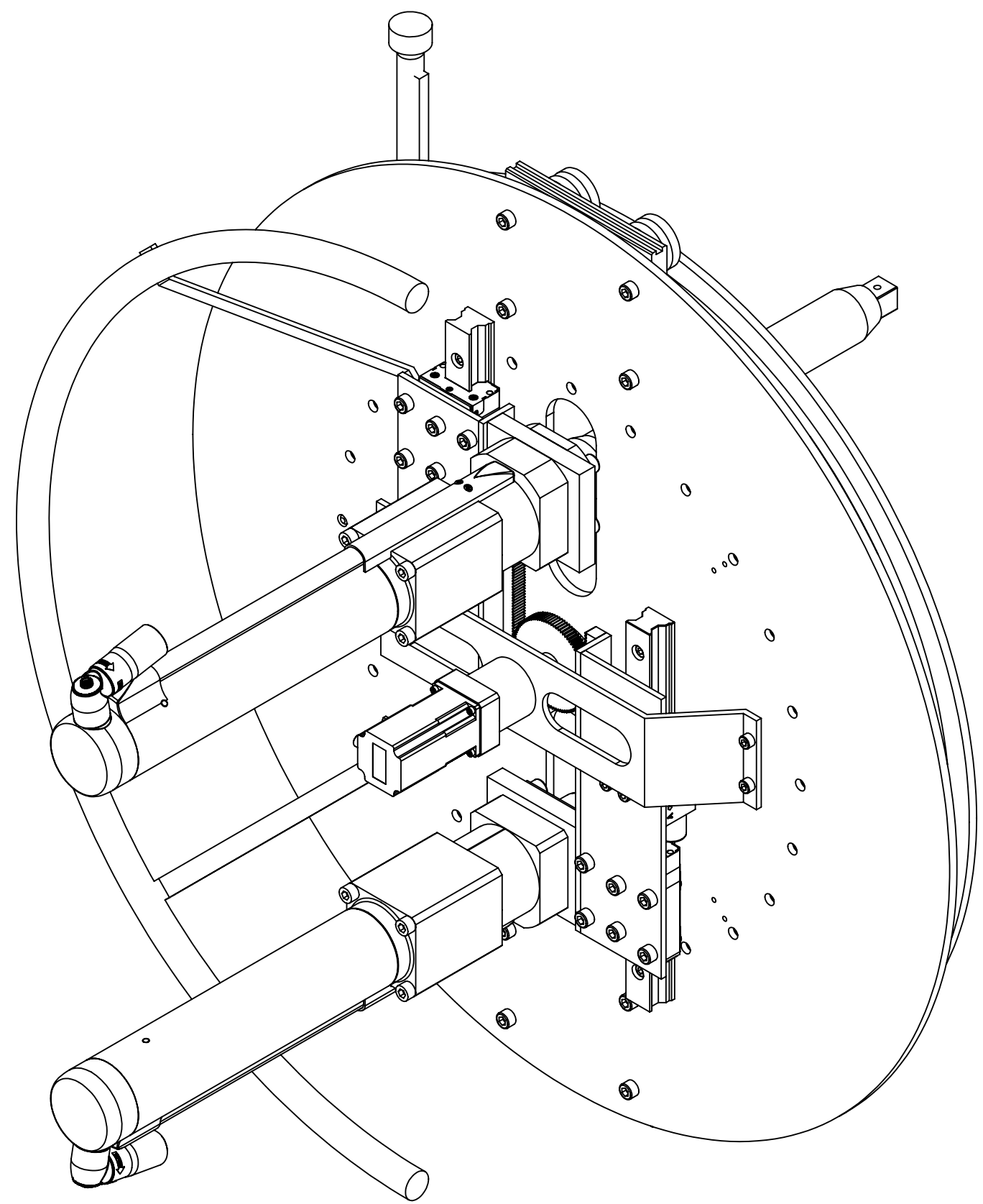
Rod end: KJ (ISO 8139)



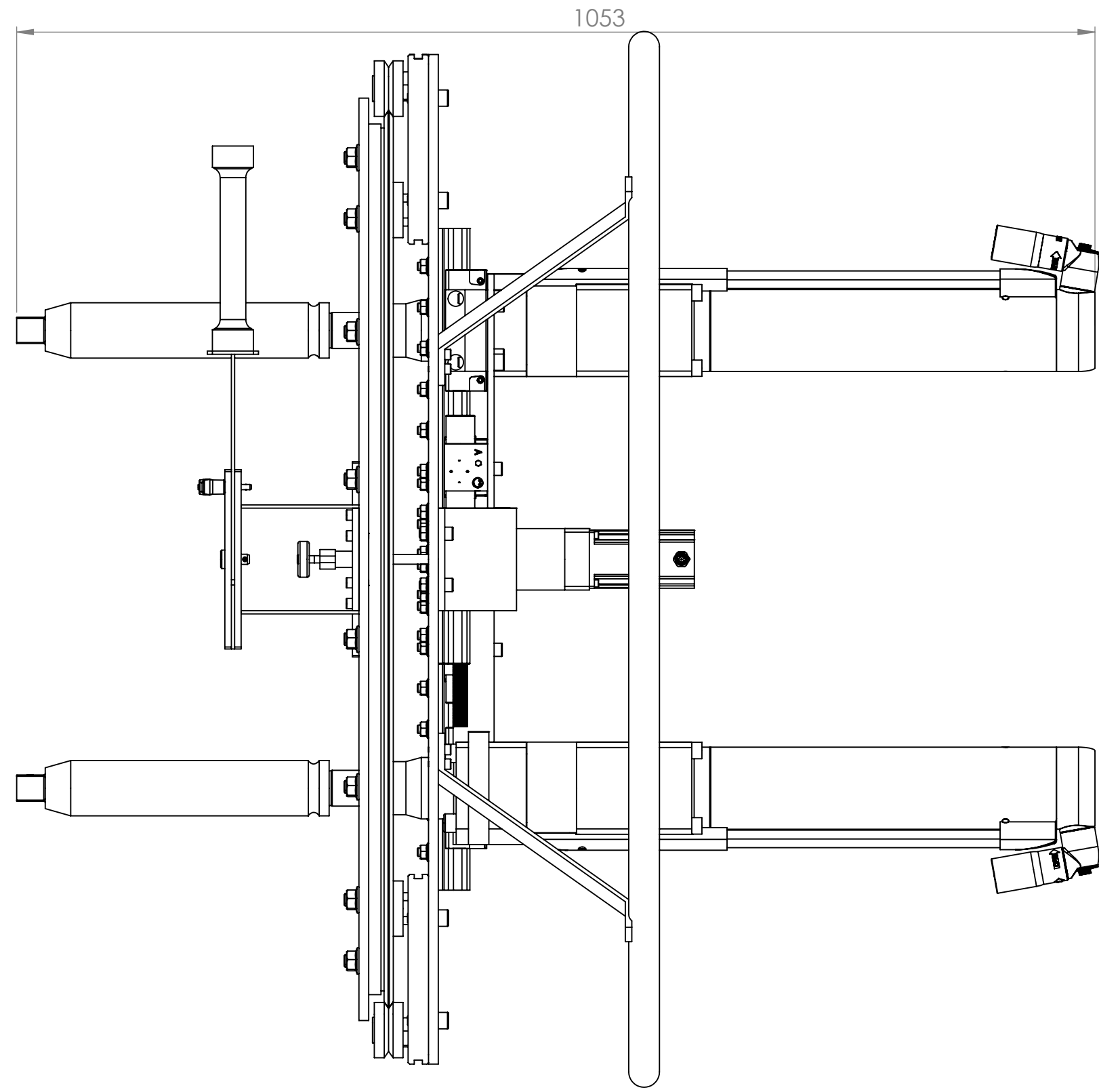
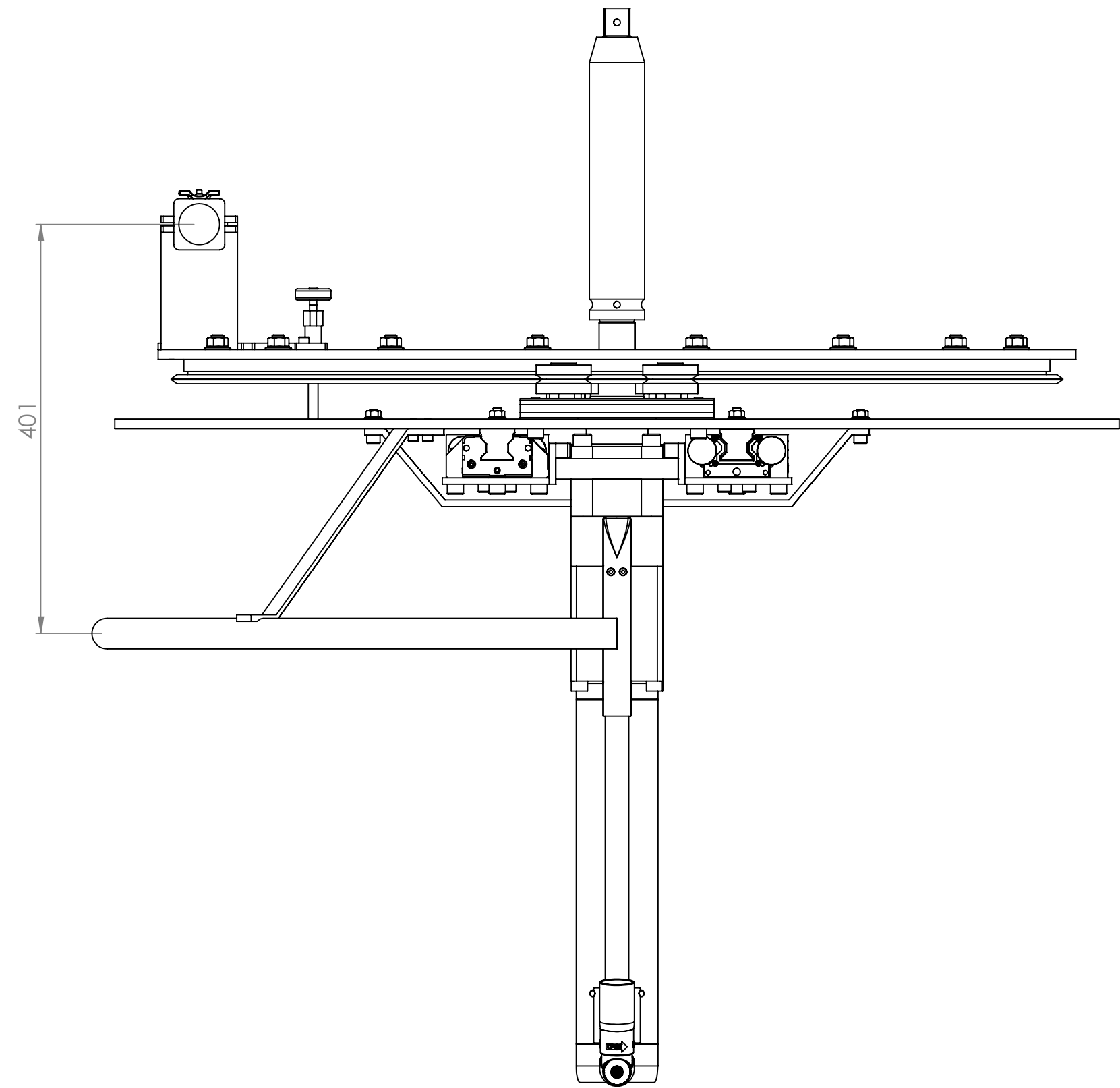
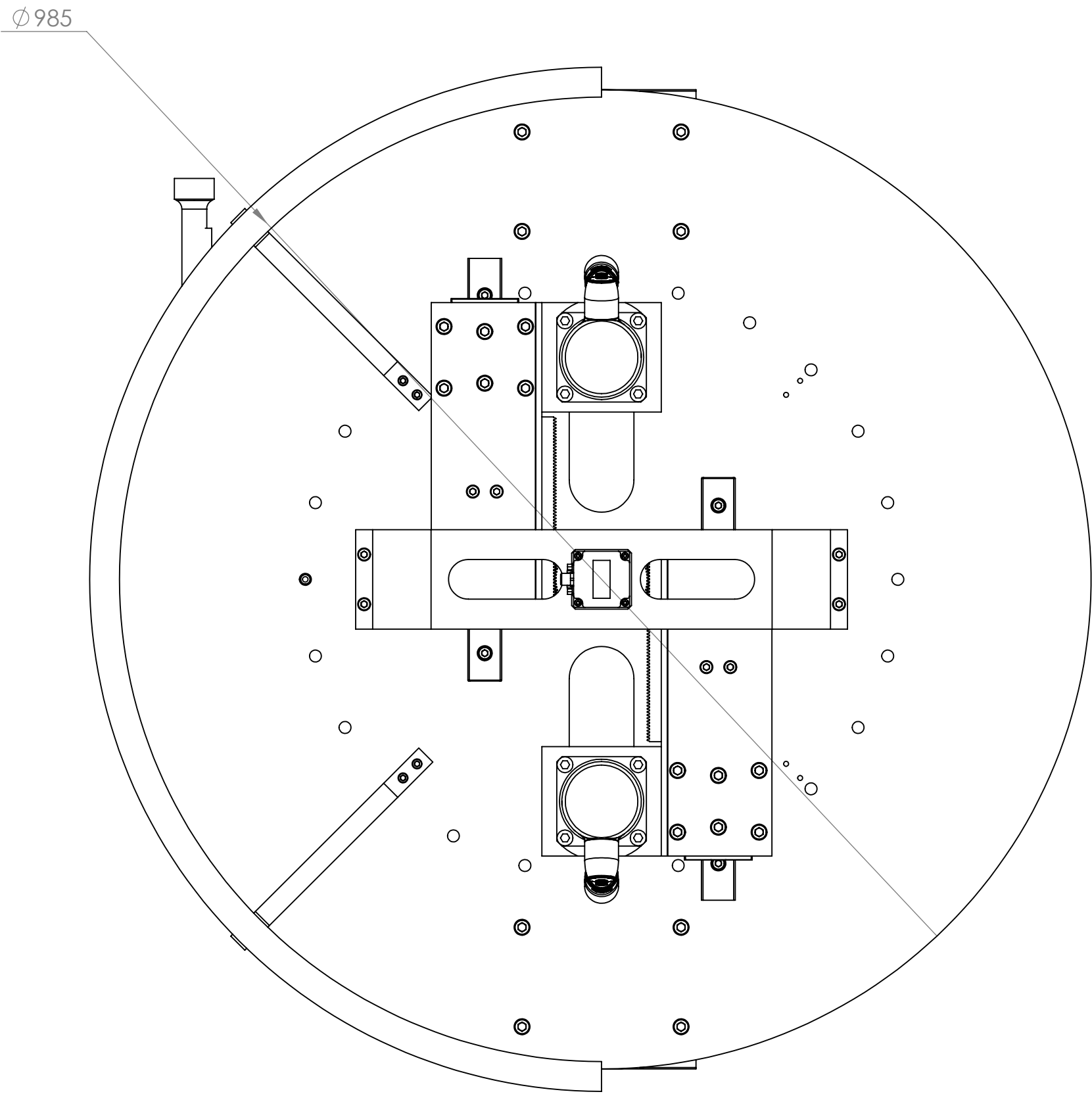
Bore size [mm]	Part no.	d3	Ød1 H9	h	d6 (Max.)	b1 h12	l (Min.)	α	l3
32	KJ10D	M10 x 1.25	10	43	28	14	20	4°	15
40	KJ12D	M12 x 1.25	12	50	32	16	22	4°	17
50, 63	KJ16D	M16 x 1.5	16	64	42	21	28	4°	23
80, 100	KJ20D	M20 x 1.5	20	77	50	25	33	4°	27
125	KJ27D	M27 x 2	30	110	70	37	51	4°	36

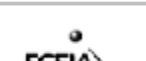


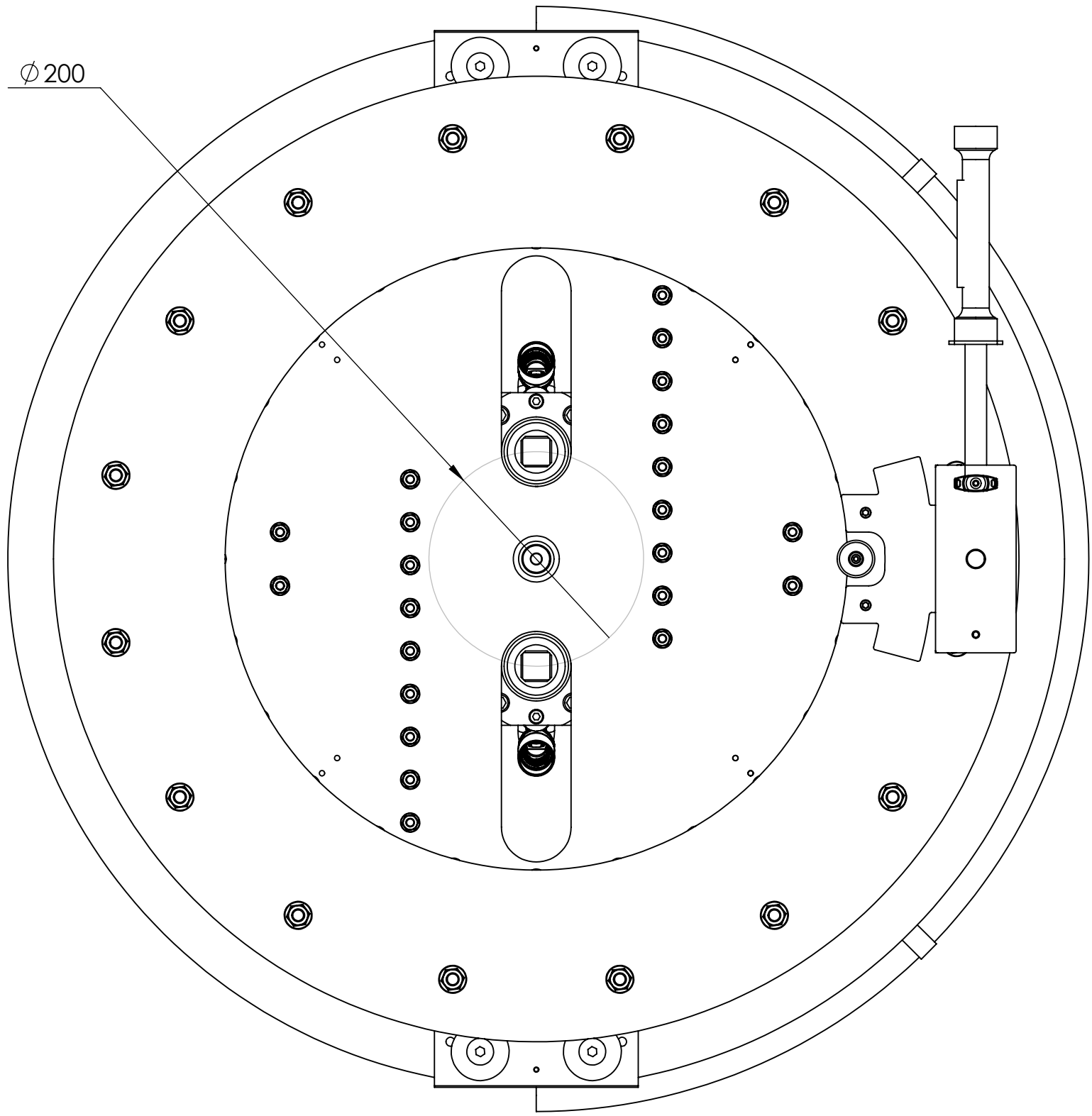
42	Bocallave extensión	Apex EX-1003-12	2
41	Husillo lineal	Atlas Copco QST90-750CT-T50-L152-H25 - Cod. 8435608510	2
40	Pasador de bolas	Ganter Norm GN 113.7-5-20	1
39	Pasador de aletas	DIN 94-3.2x28-C	1
38	Pasador	DIN EN 22341 - B - 10 x 24 x 3.2	1
37	Conjunto comando		1
36	Soporte comando		1
35	Arandela simple	DIN 6902 - A5.5	1
34	Pomo de traba		1
33	Tapa de resorte		1
32	Resorte de traba		1
31	Traba de pos ang		1
30	Empuñadura de giro		1
29	Motor paso a paso	Festo EMMS-ST-57-S-SE-G2 Cod. 1370475	1
28	Reductor de mot PAP	Festo EMGA-60-P-G5-SST-57 Cod. 549431	1
27	Soporte mot PAP	Ver PL_SMART_UT_SOPORTEPAP	1
26	Engranaje recto	DIN 867 - Z = 94	1
25	Aro seeger	DIN 472 52 x 2	1
24	Rodamiento de bolas	SKF 6205	1
23	Torn allen avell M6x12	DIN 7991	6
22	Cremallera recta	DIN 867 - L 200 mm	2
21	Freno neumático	Bosch Rexroth R1810 340 31	2
20	Patín lineal	Bosch Rexroth R1851 size 35	2
19	Placa desp lineal	Ver PL_SMART_CONJPLDESPLIN	2
18	Riel lineal	Bosch Rexroth R1805 32	2
17	Carro guía circular	Hepcomotion FCC 76 799	2
16	Placa de giro	Ver PL_SMART_UT_CONJPLACAGIRO	1
15	Tuerca hex con brida M8	DIN 6923	24
14	Tuerca hex con brida M12	DIN 6923	16
13	Torn allen M5 x 16	DIN 912	1
12	Torn allen M6 x 16	DIN 912	8
11	Torn allen M8 x 25	DIN 912	4
10	Torn allen M4 x 12	DIN 912	4
9	Torn allen M5 x 8	DIN 912	4
8	Torn allen M8 x 20	DIN 912	4
7	Torn allen M10 x 20	DIN 912	4
6	Torn allen M10 x 35	DIN 912	8
5	Torn allen M8 x 40	DIN 912	20
4	Torn allen M10 x 30	DIN 912	8
3	Torn allen M12 x 35	DIN 912	16
2	Guía circular	Hepcomotion R76 799 R360	1
1	Conj. bastidor	Ver PL_SMART_UT_CONJBASTIDOR	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS SI NO SE INDICA LO CONTRARIO, LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGÚN NORMA DIN 7168	FECHA	NOMBRE	 Universidad Nacional de Rosario
	DIB.	RAGUSA	
	APR.		 Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura
	ESCALA:1:5	SISTEMA MECÁNICO PARA AJUSTE DE RUEDAS DE TRACTOR	
ACABADO:		Unidad de torque	
		PL_SMART_UT	
		REVISIÓN 0	
		HOJA 1 DE 3	



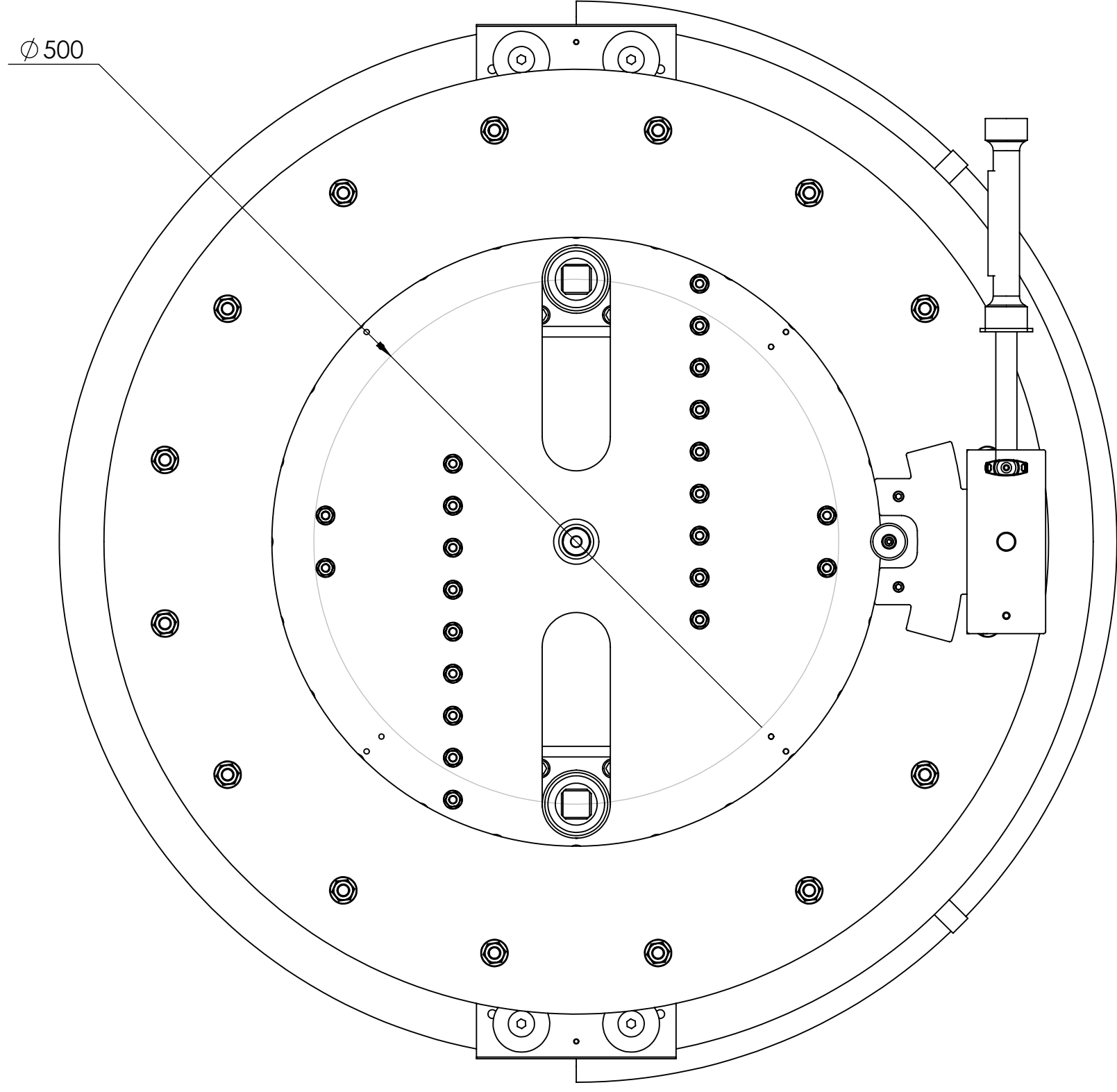
VISTA ISOMÉTRICA



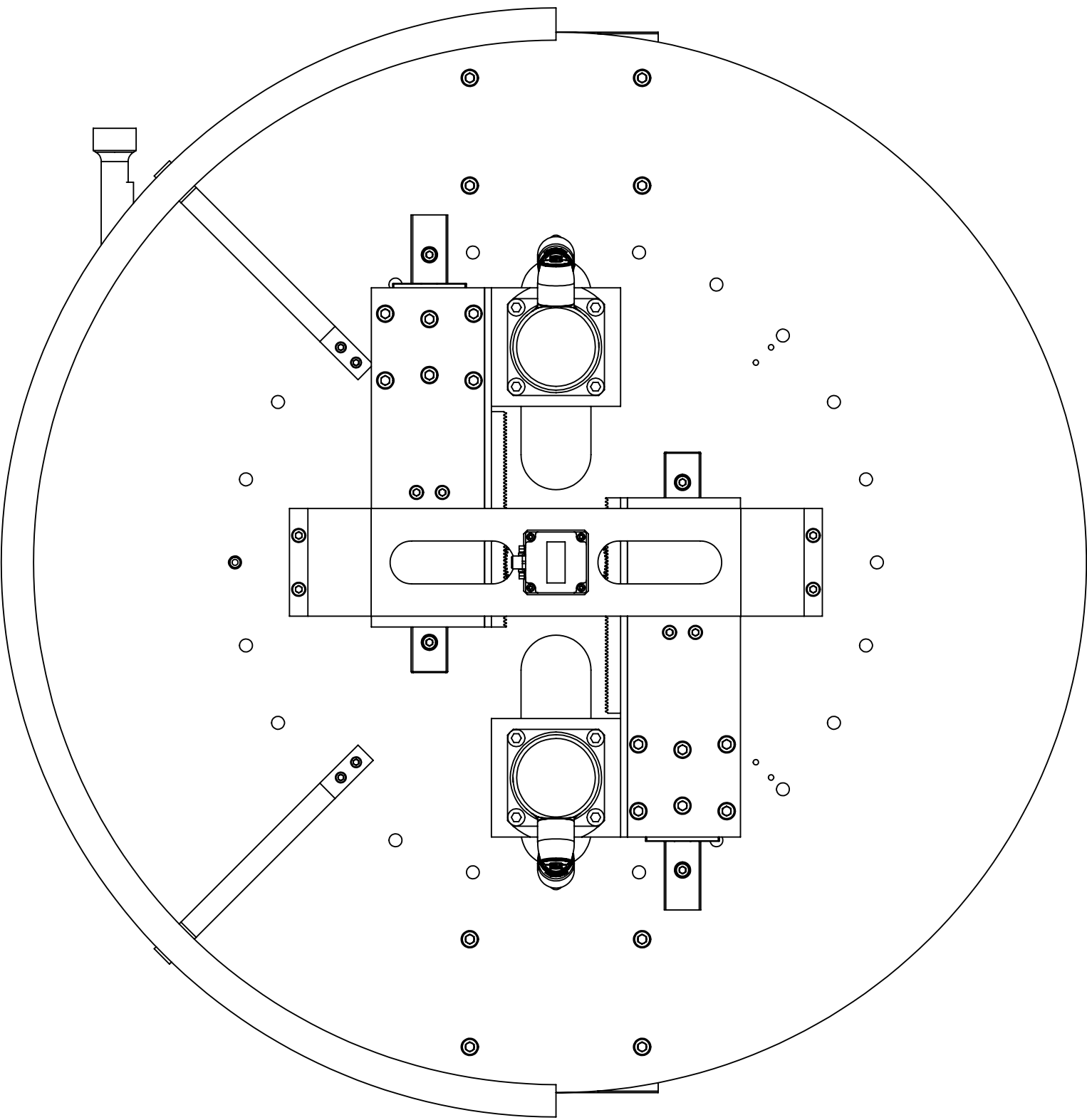
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS SI NO SE INDICA LO CONTRARIO, LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN NORMA DIN 7168	FECHA	NOMBRE		Universidad Nacional de Rosario		Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura
	DIB.	RAGUSA				
	APR.					
	ESCALA:1:5					
	SISTEMA MECÁNICO PARA AJUSTE DE RUEDAS DE TRACTOR				PL_SMART_UT	
	Unidad de torque				REVISIÓN 0	
					HOJA 2 DE 3	



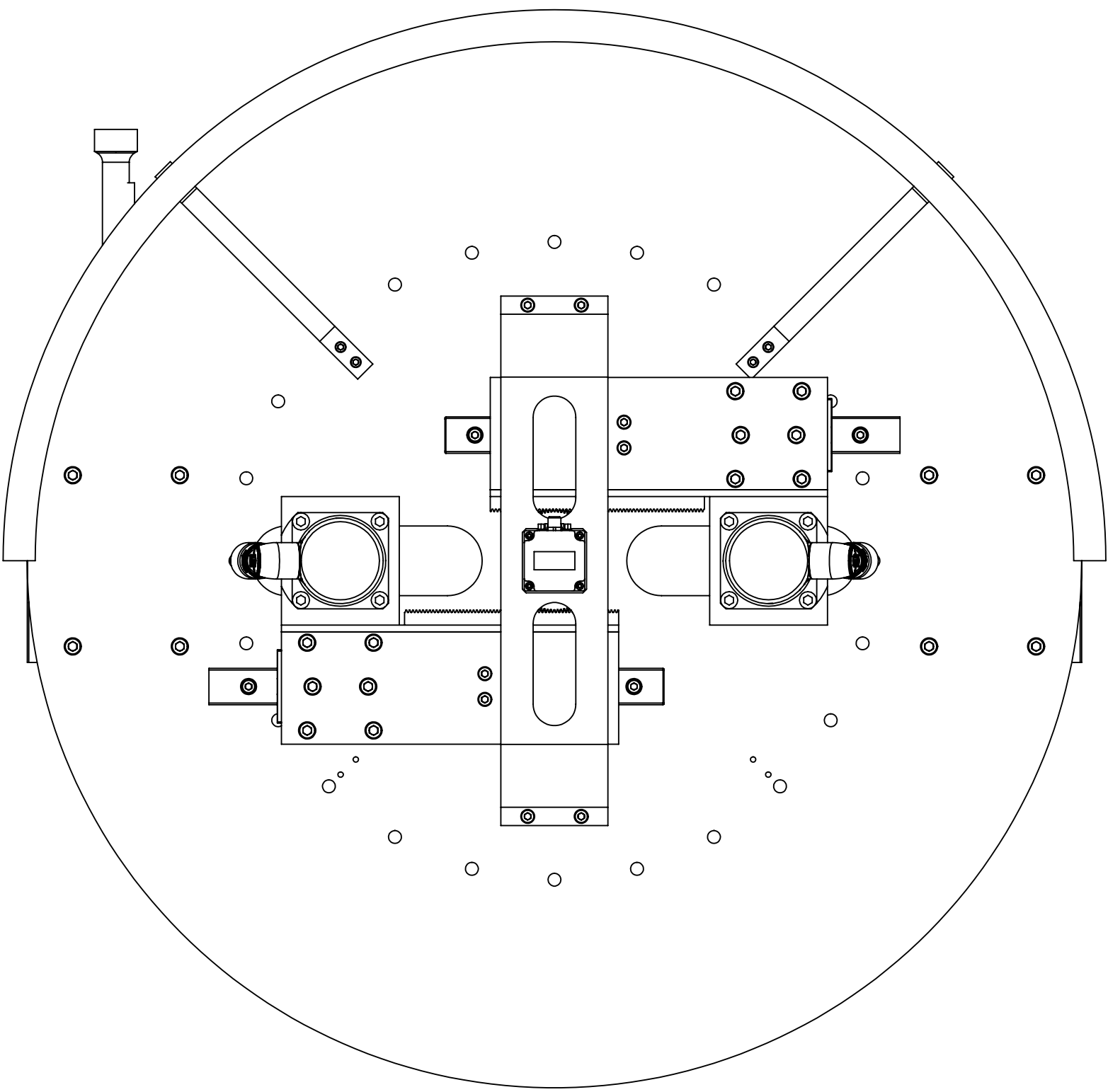
APERTURA DE HUSILLOS PARA TORNILLOS EN DIÁMETRO 200 MM



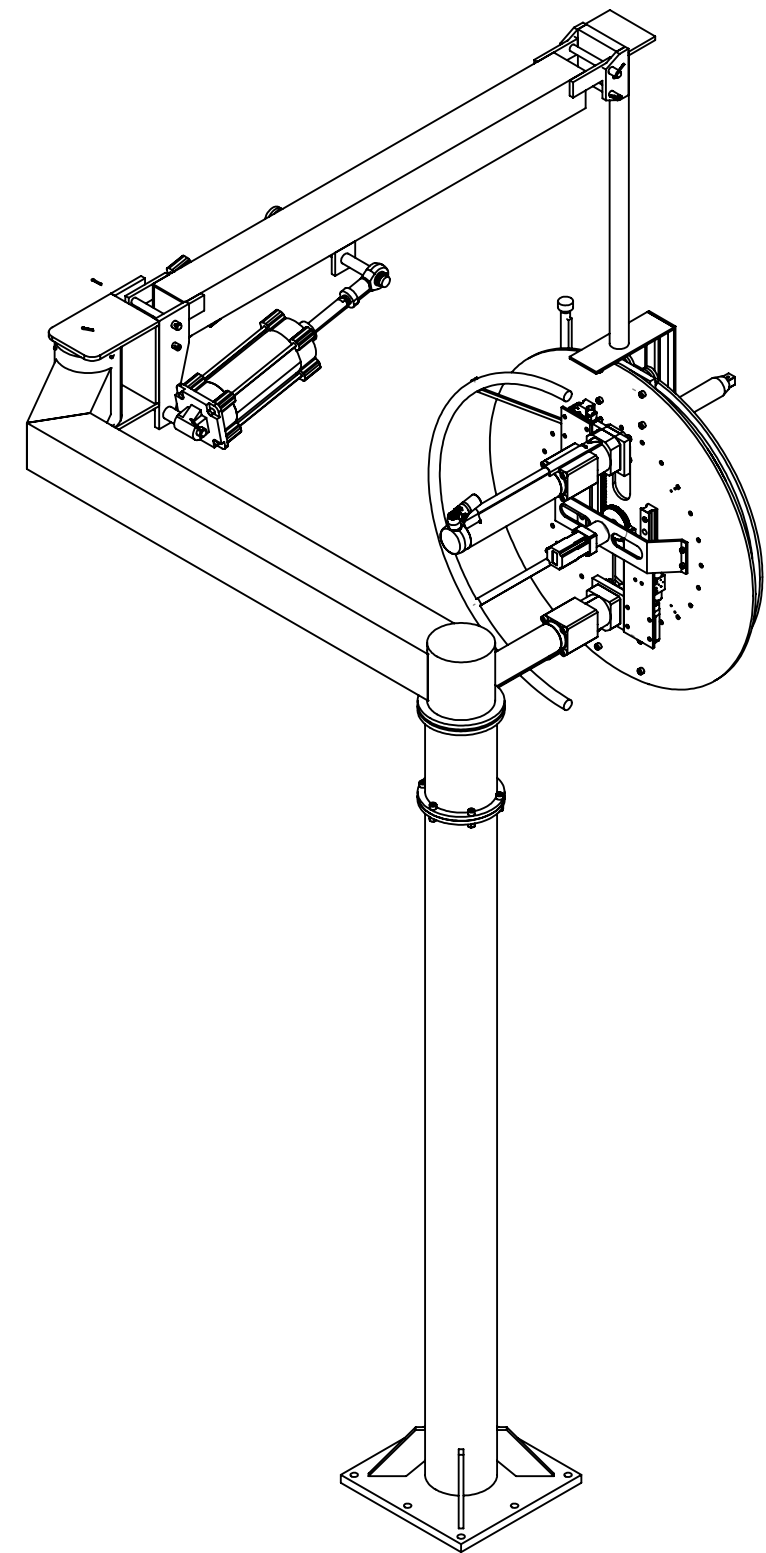
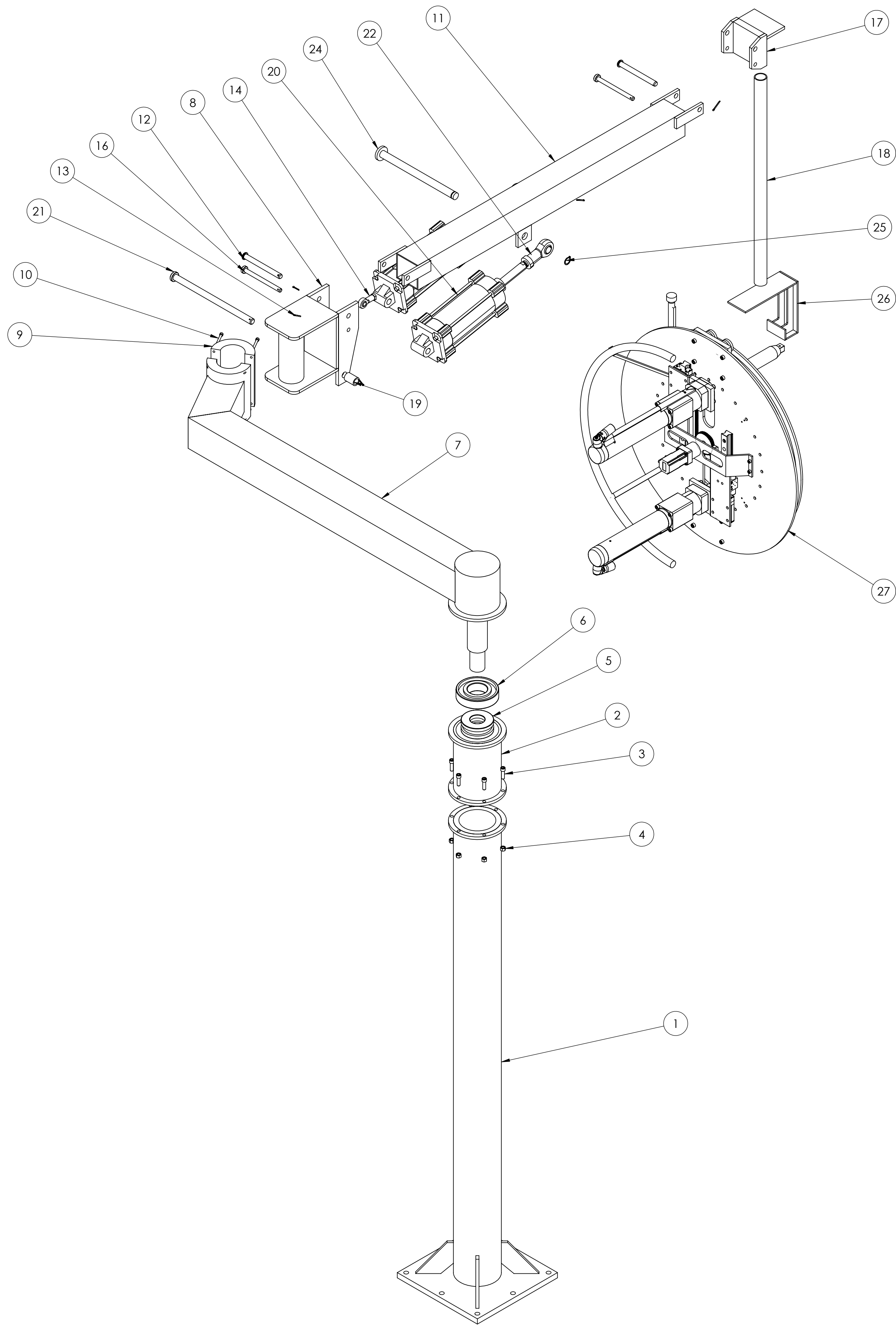
APERTURA DE HUSILLOS PARA TORNILLOS EN DIÁMETRO 500 MM



POSICIÓN ANGULAR 0°



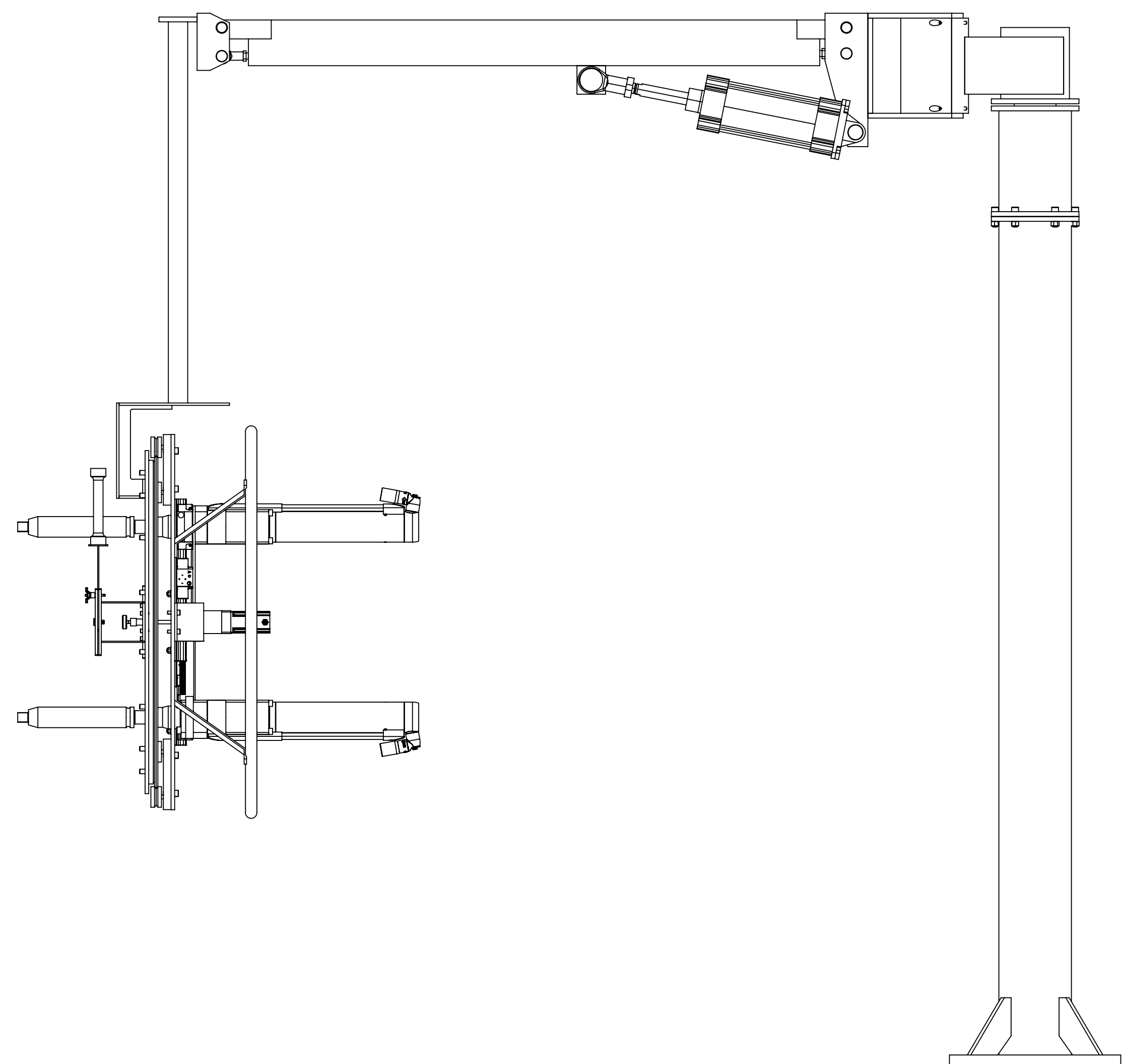
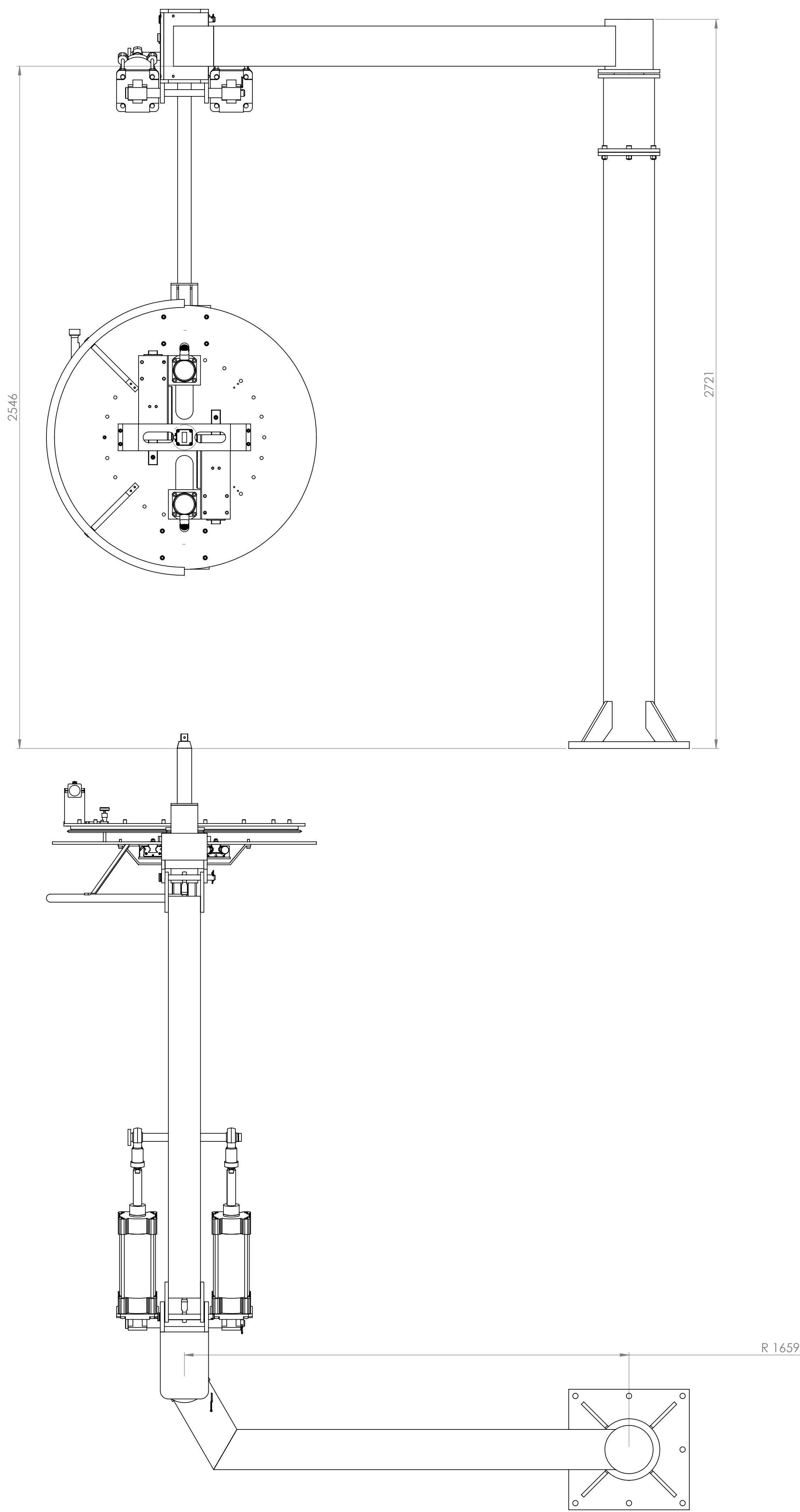
POSICIÓN ANGULAR 90°

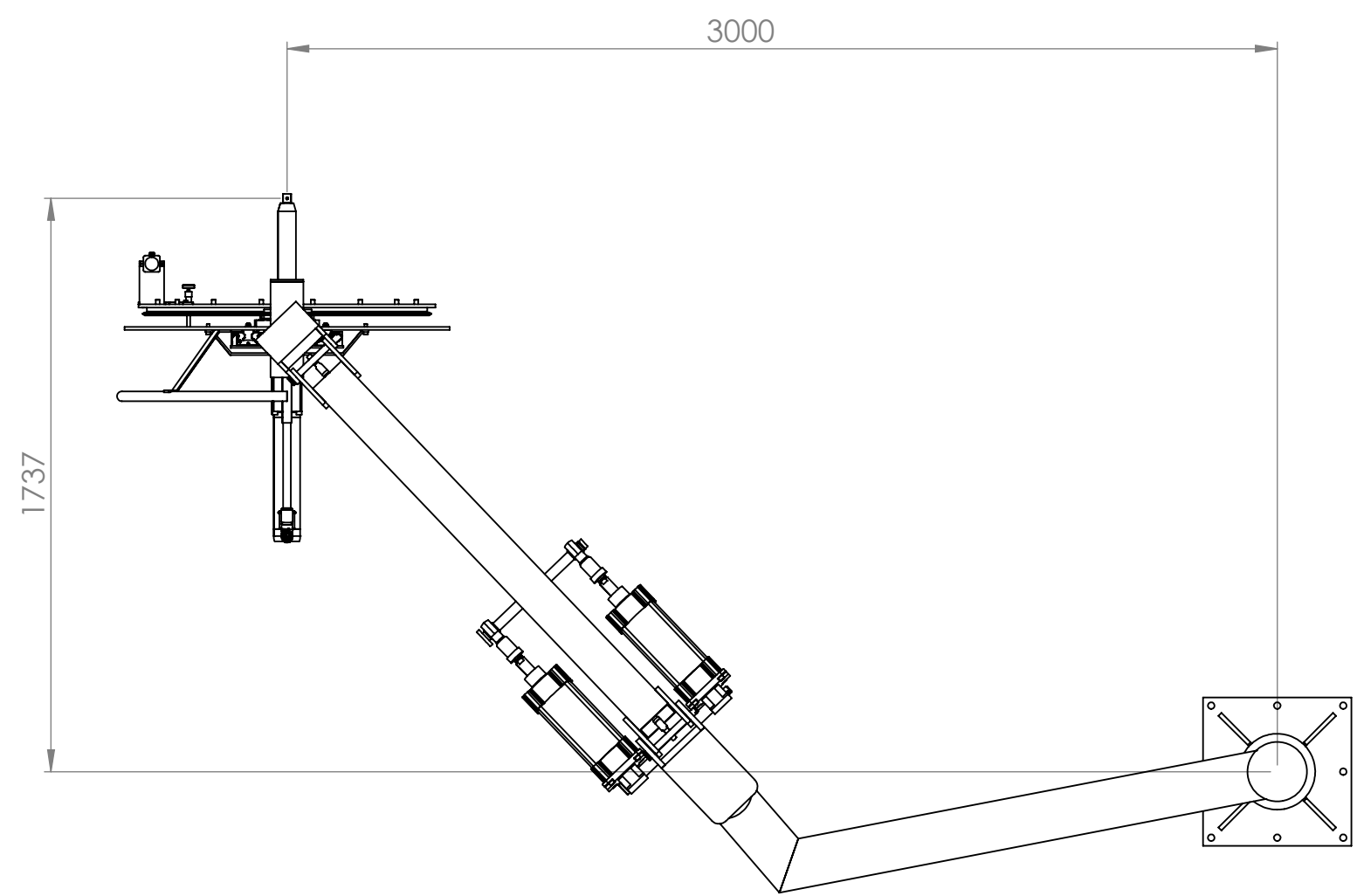
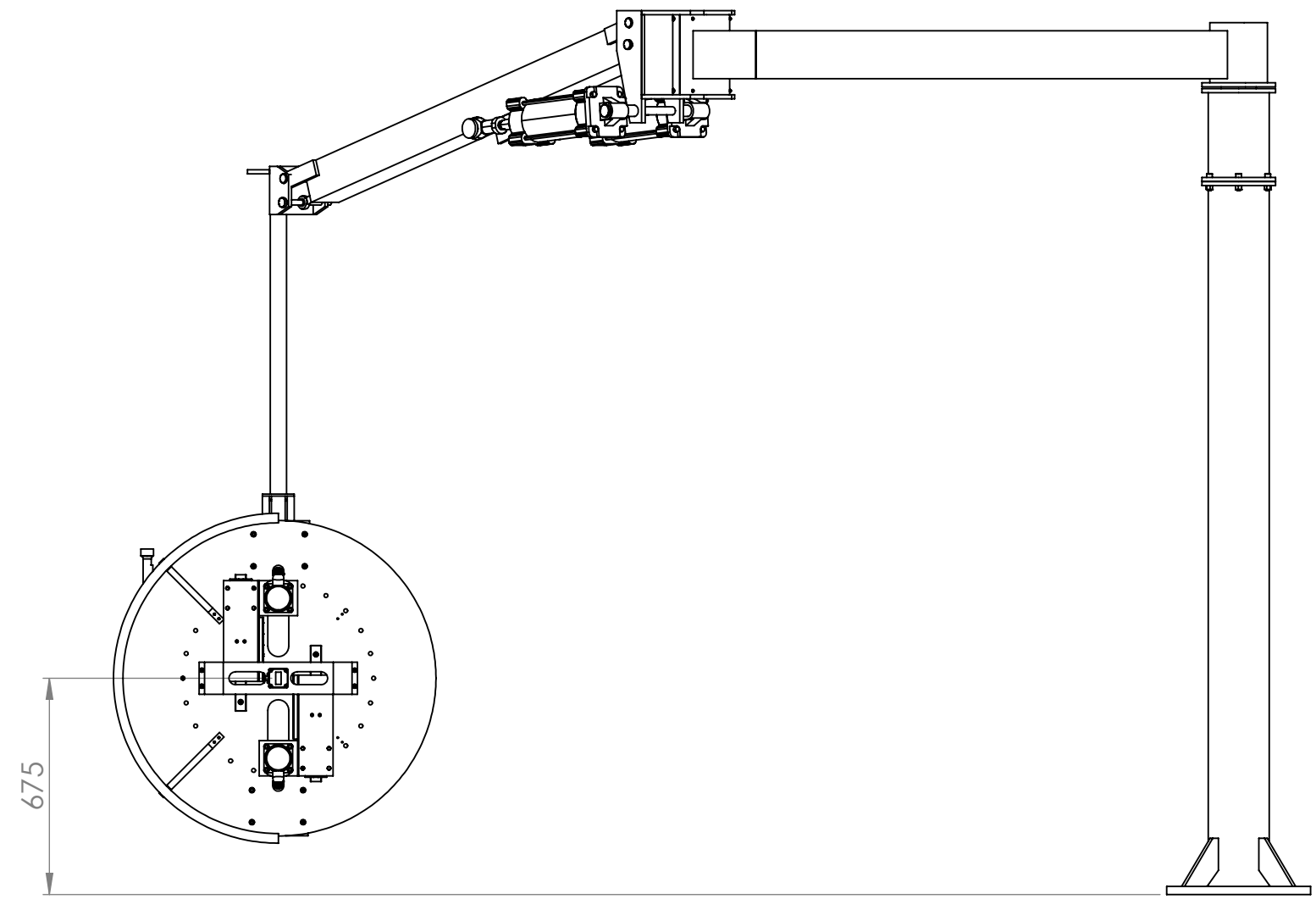


VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:20

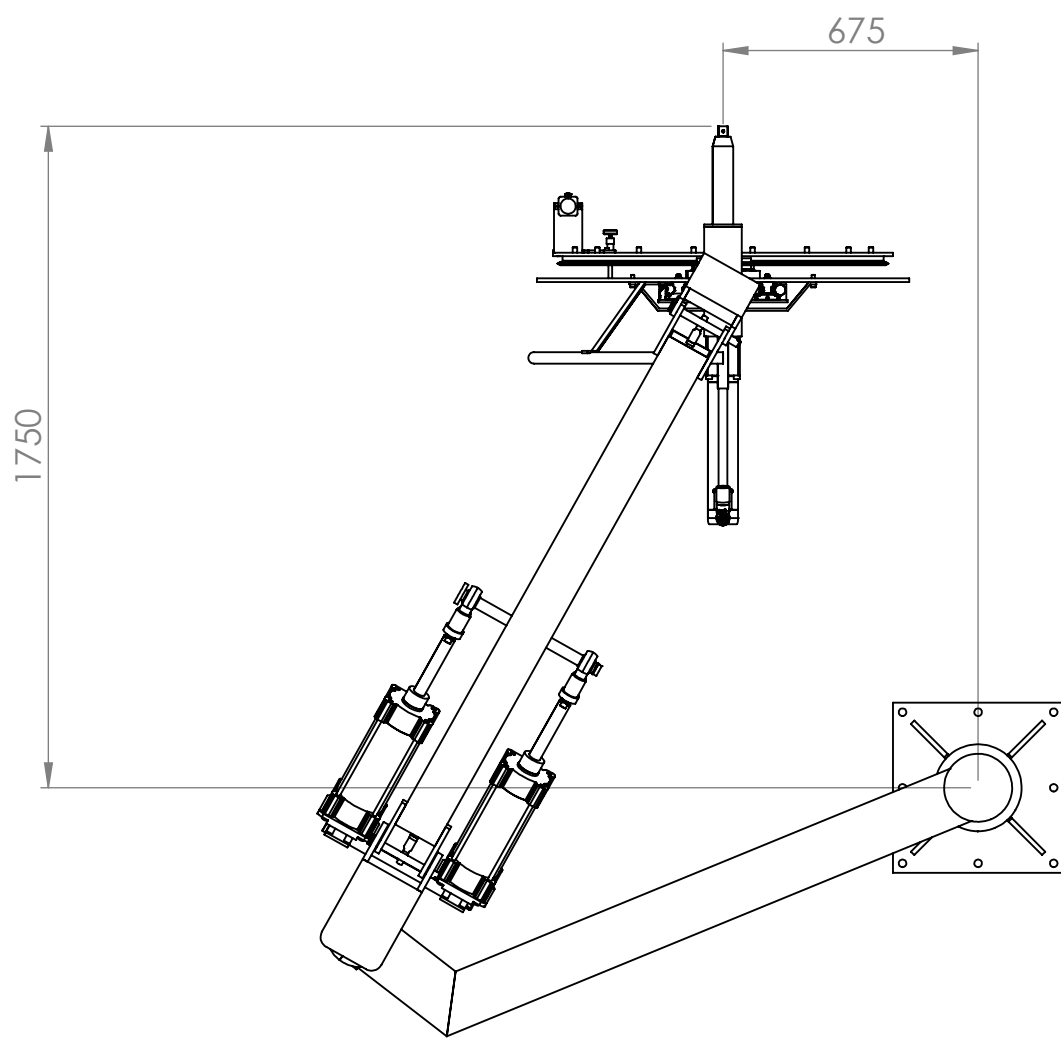
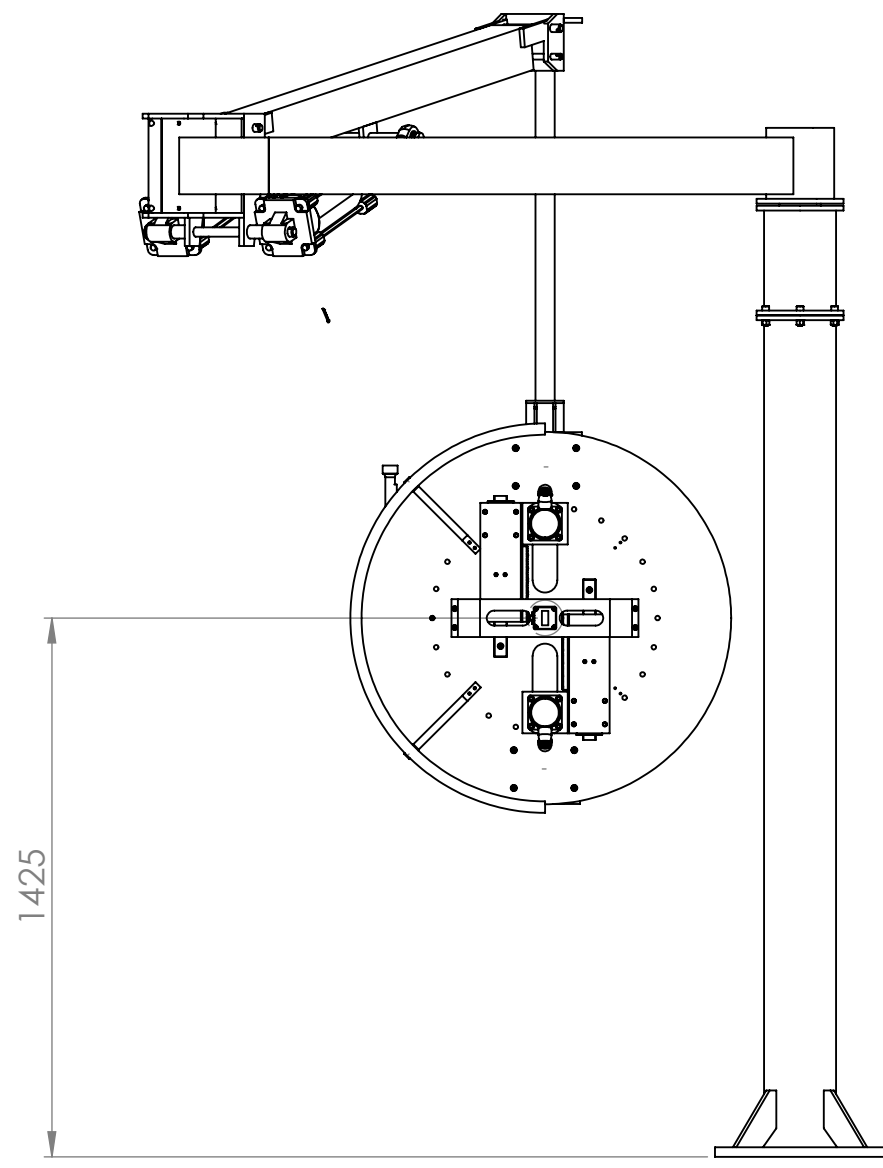
27	Unidad de torque	Ver PL_SMART_UT	1
26	Conjunto soldado gancho		1
25	Aro seeger 28 x 2	DIN 471	1
24	Pasador actuadores vast		1
23	Accesorio de anclaje	SMC KJ27D	2
22	C96SC125_200_0_1_0_12		2
21	Pasador 25mm		1
20	Pistón neumático	C96SC 125 200	2
19	Espaciador actuador		2
18	Caño bajada		1
17	Pivote torqueadora		1
16	Pasador 1.6mm		2
15	Barra niveladora		1
14	Accesorio de anclaje	SMC KJ16D	2
13	Pasador de aletas 4 x 36 C	DIN 94	5
12	Pasador 20 x 200 x 5	DIN EN 22341	2
11	Brazo pivotante		1
10	Torn allen M8 x 70	DIN 912	4
9	Camisa partida tapa		1
8	Nexo roto-pivotante		1
7	Brazo rotante		1
6	Rodamiento de bolas de contacto ang	SKF 7316 BE	1
5	Rodamiento axial	SKF 51412	1
4	Tuerca hex M12	ISO 4034	6
3	Torn allen M12 x 40	DIN 912	6
2	Porta rodamientos	Ver PL_SMART_BS_CONJPORTAROD	1
1	Columna	Ver PL_SMART_BS_COLUMNA	1

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS SI NO SE INDICA LO CONTRARIO, LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN NORMA DIN 7168	Fecha DIB. APR.	NOMBRE RAGUSA	Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura
ESCALA: 1:10	ACABADO:	SISTEMA MECÁNICO PARA AJUSTE DE RUEDAS DE TRACTOR	PL_SMART_BS
		Brazo de sujeción	REVISIÓN 0
			HOJA 1 DE 3

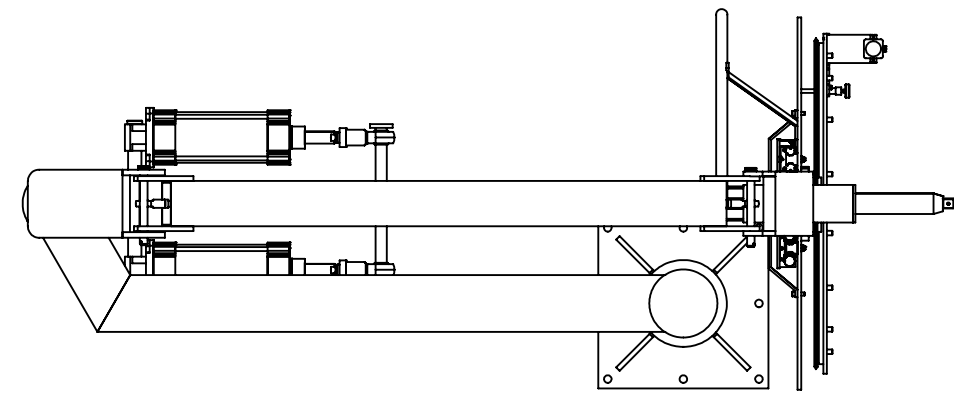
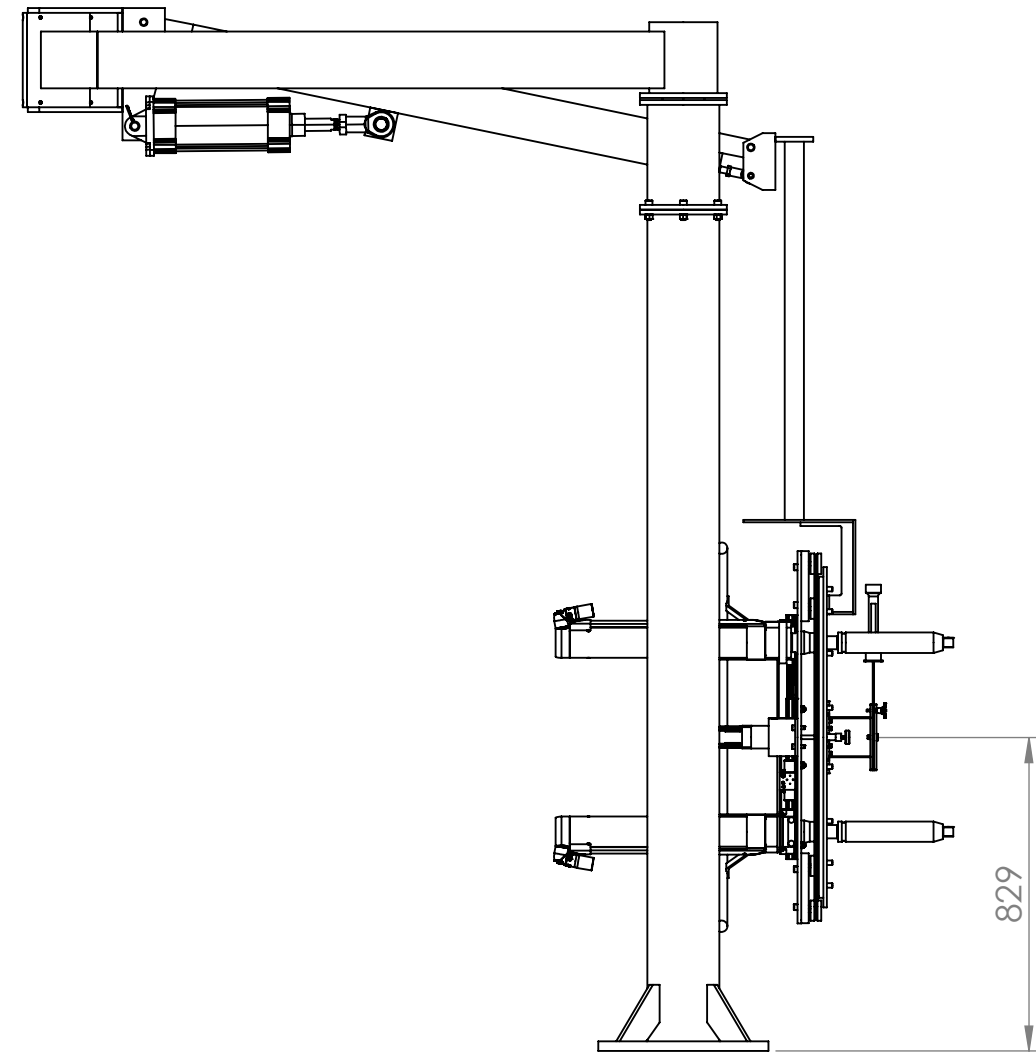




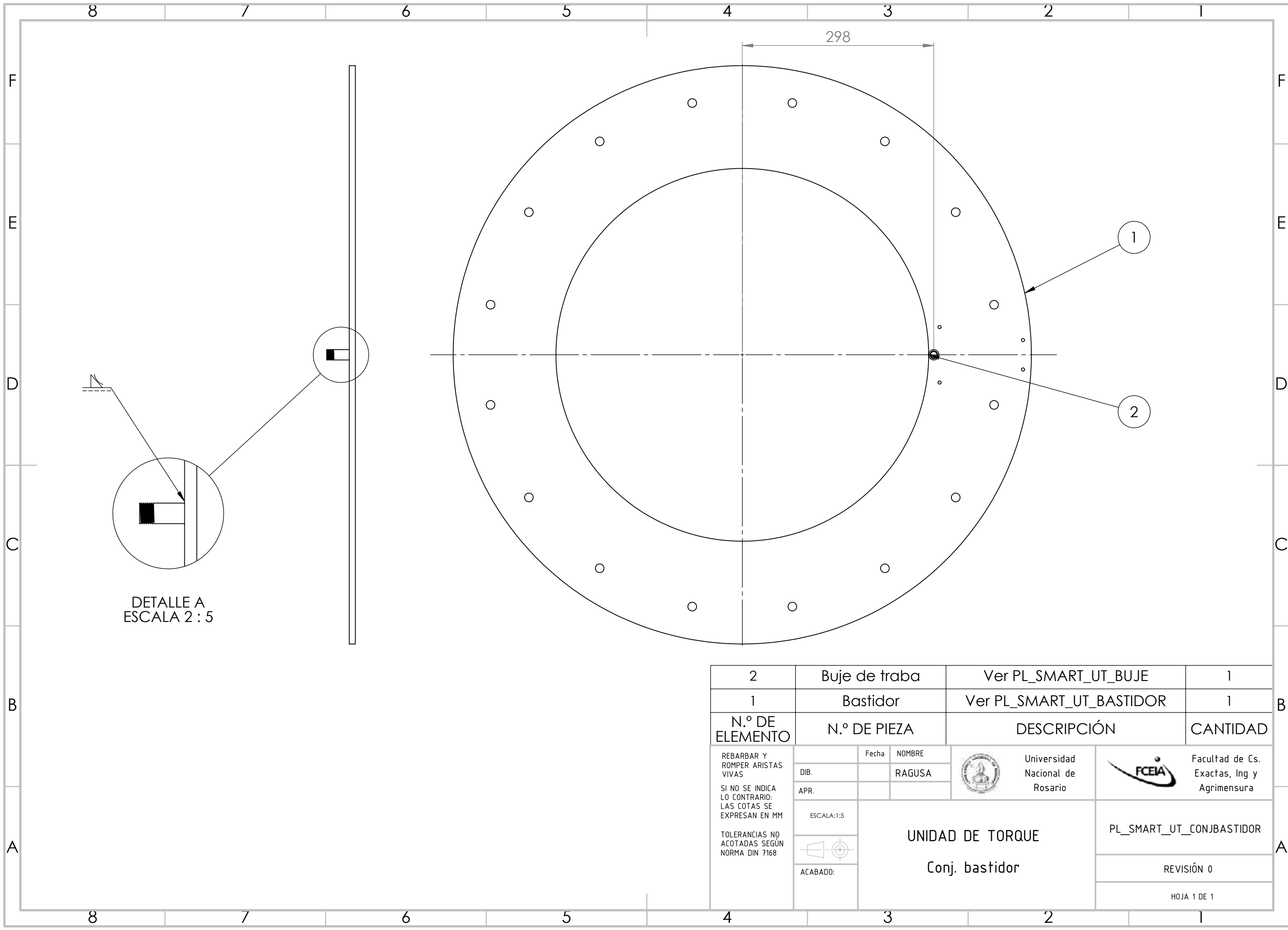
POSICIÓN DE LLANTA DELANTERA



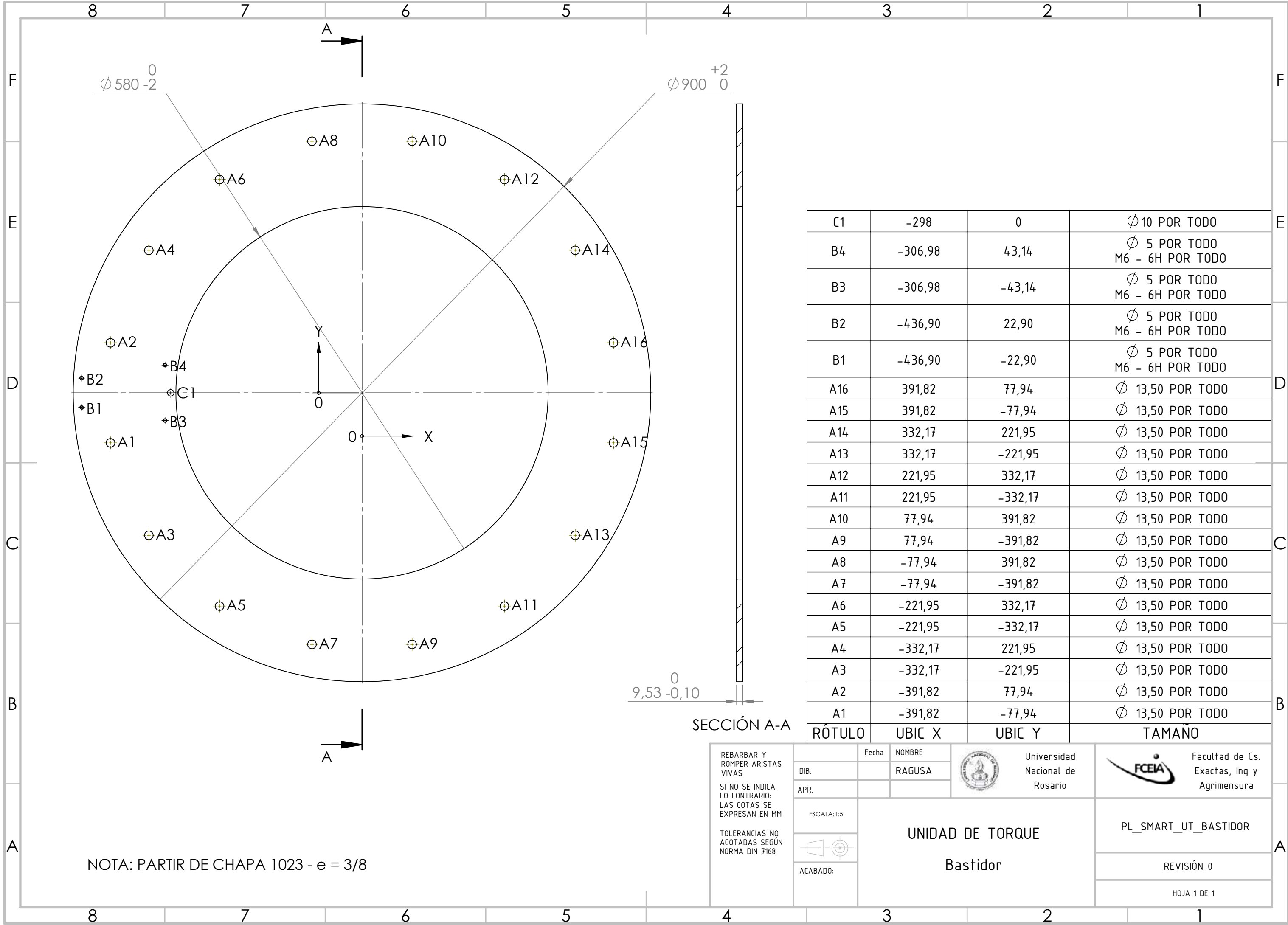
POSICIÓN DE LLANTA TRASERA



POSICIÓN DE HOME



2	Buje de traba		Ver PL_SMART_UT_BUJE		1
1	Bastidor		Ver PL_SMART_UT_BASTIDOR		1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA		DESCRIPCIÓN		CANTIDAD
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGÚN NORMA DIN 7168		Fecha	NOMBRE	 Universidad Nacional de Rosario	 Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura
	DIB.		RAGUSA		
	APR.				
	ESCALA:1:5	UNIDAD DE TORQUE Conj. bastidor			PL_SMART_UT_CONJBASTIDOR
					REVISIÓN 0
	ACABADO:				HOJA 1 DE 1



C1	-298	0	Ø 10 POR TODO
B4	-306,98	43,14	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
B3	-306,98	-43,14	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
B2	-436,90	22,90	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
B1	-436,90	-22,90	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
A16	391,82	77,94	Ø 13,50 POR TODO
A15	391,82	-77,94	Ø 13,50 POR TODO
A14	332,17	221,95	Ø 13,50 POR TODO
A13	332,17	-221,95	Ø 13,50 POR TODO
A12	221,95	332,17	Ø 13,50 POR TODO
A11	221,95	-332,17	Ø 13,50 POR TODO
A10	77,94	391,82	Ø 13,50 POR TODO
A9	77,94	-391,82	Ø 13,50 POR TODO
A8	-77,94	391,82	Ø 13,50 POR TODO
A7	-77,94	-391,82	Ø 13,50 POR TODO
A6	-221,95	332,17	Ø 13,50 POR TODO
A5	-221,95	-332,17	Ø 13,50 POR TODO
A4	-332,17	221,95	Ø 13,50 POR TODO
A3	-332,17	-221,95	Ø 13,50 POR TODO
A2	-391,82	77,94	Ø 13,50 POR TODO
A1	-391,82	-77,94	Ø 13,50 POR TODO
RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO

SECCIÓN A-A

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

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

TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN NORMA DIN 7168

Fecha

DIB.

APR.

ESCALA: 1:5

ACABADO:

NOMBRE

RAGUSA

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura

UNIDAD DE TORQUE

Bastidor

PL_SMART_UT_BASTIDOR

REVISIÓN 0

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

F

F

E

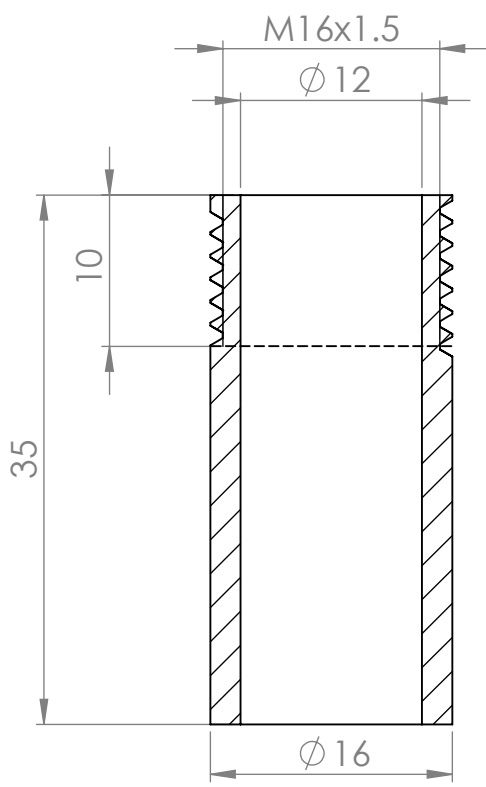
E

D

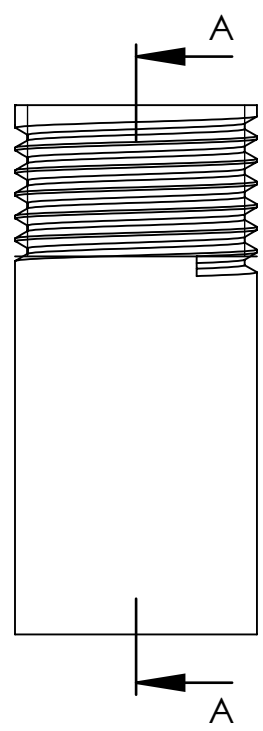
D

C

C



SECCIÓN A-A



NOTA: PARTIR DE CAÑO 1023 - Ø = 11/16"

B

B

A

A

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

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

TOLERANCIAS NO
ACOTADAS SEGÚN
NORMA DIN 7168

DIB.
APR.

Fecha

NOMBRE

RAGUSA



Universidad
Nacional de
Rosario



Facultad de Cs.
Exactas, Ing y
Agrimensura

ESCALA:2:1



ACABADO:

UNIDAD DE TORQUE

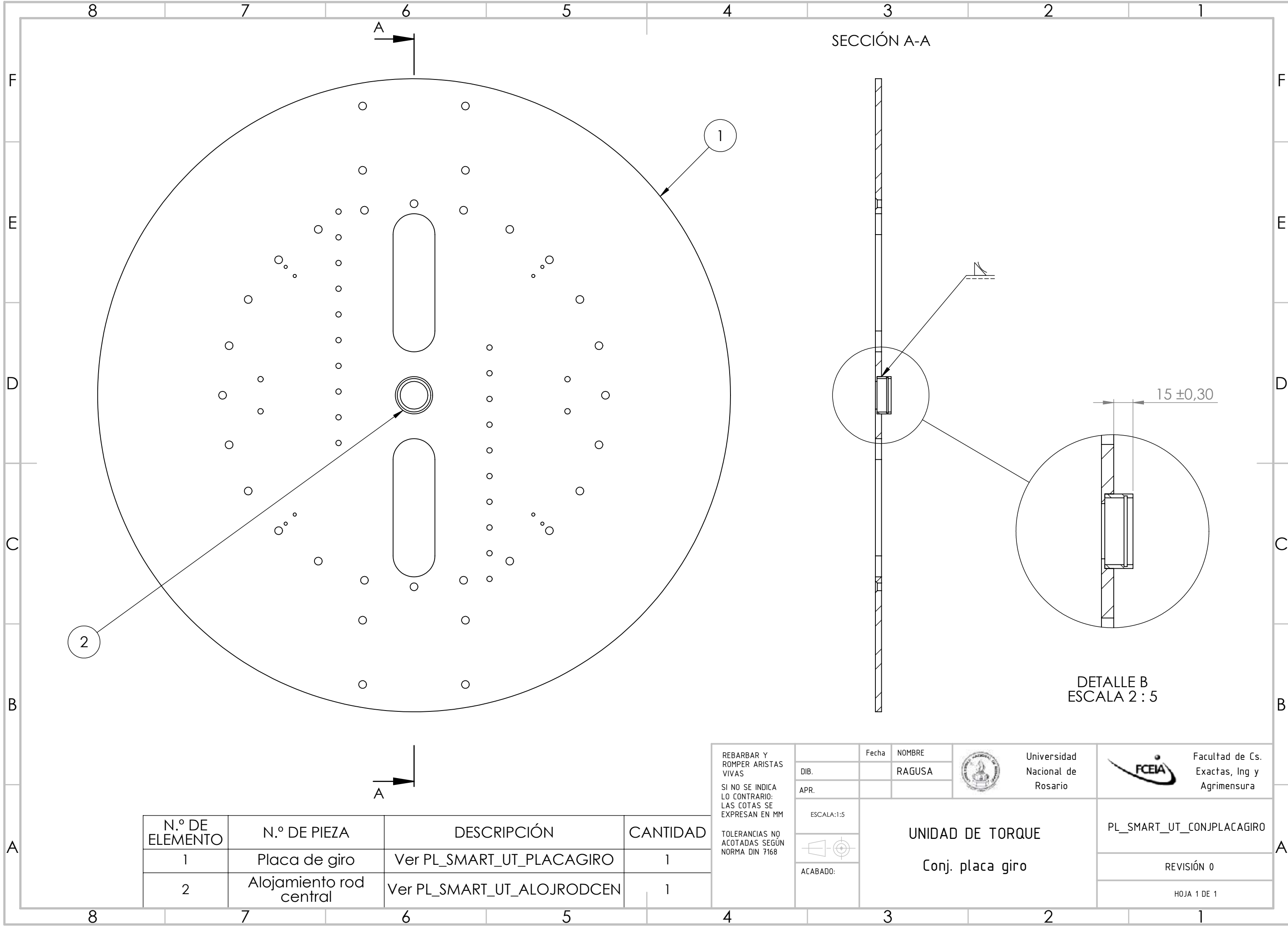
Buje

PL_SMART_UT_BUJE

REVISIÓN 0

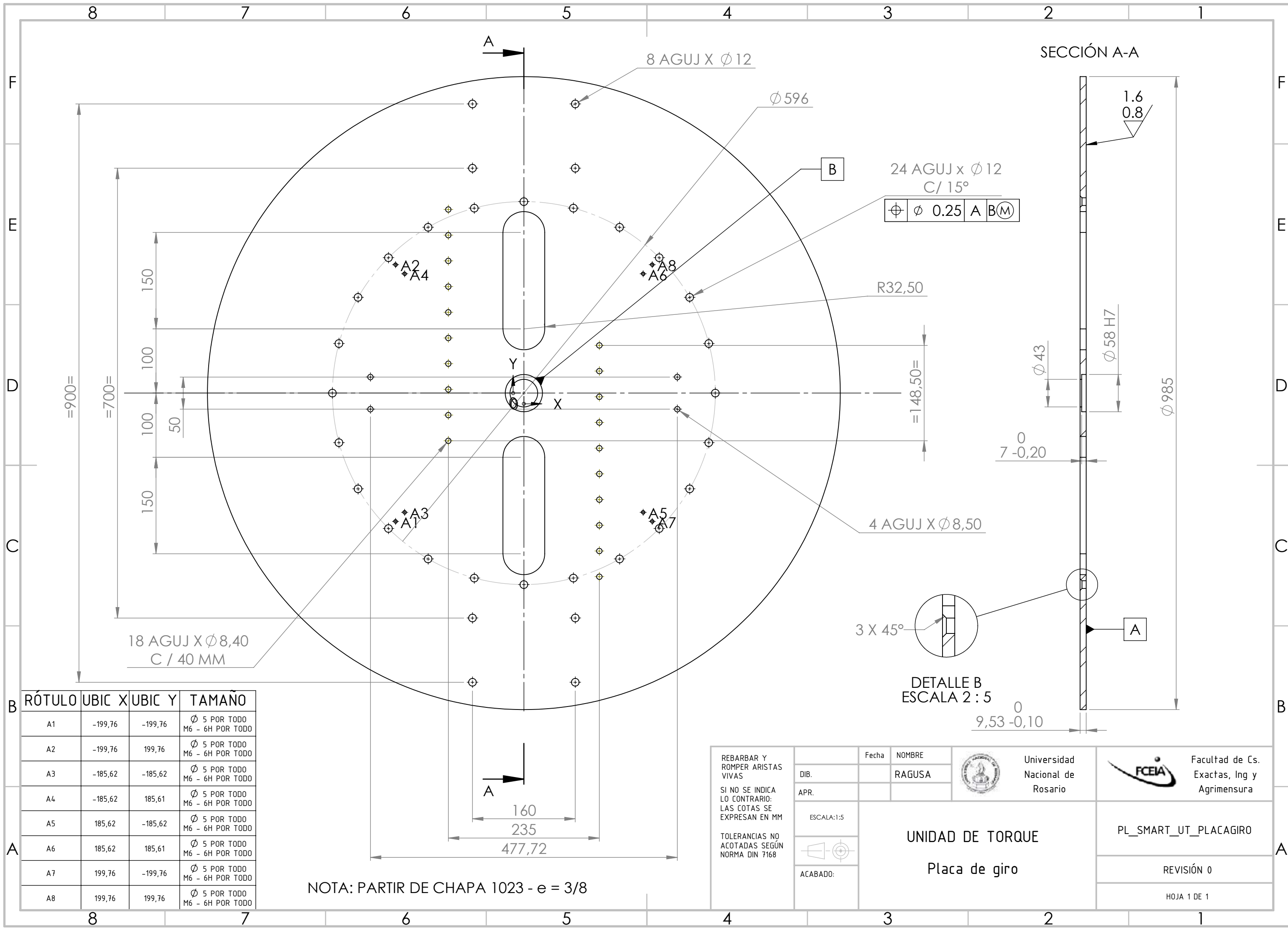
HOJA 1 DE 1

4 3 2 1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Placa de giro	Ver PL_SMART_UT_PLACAGIRO	1
2	Alojamiento rod central	Ver PL_SMART_UT_ALOJRODCEN	1

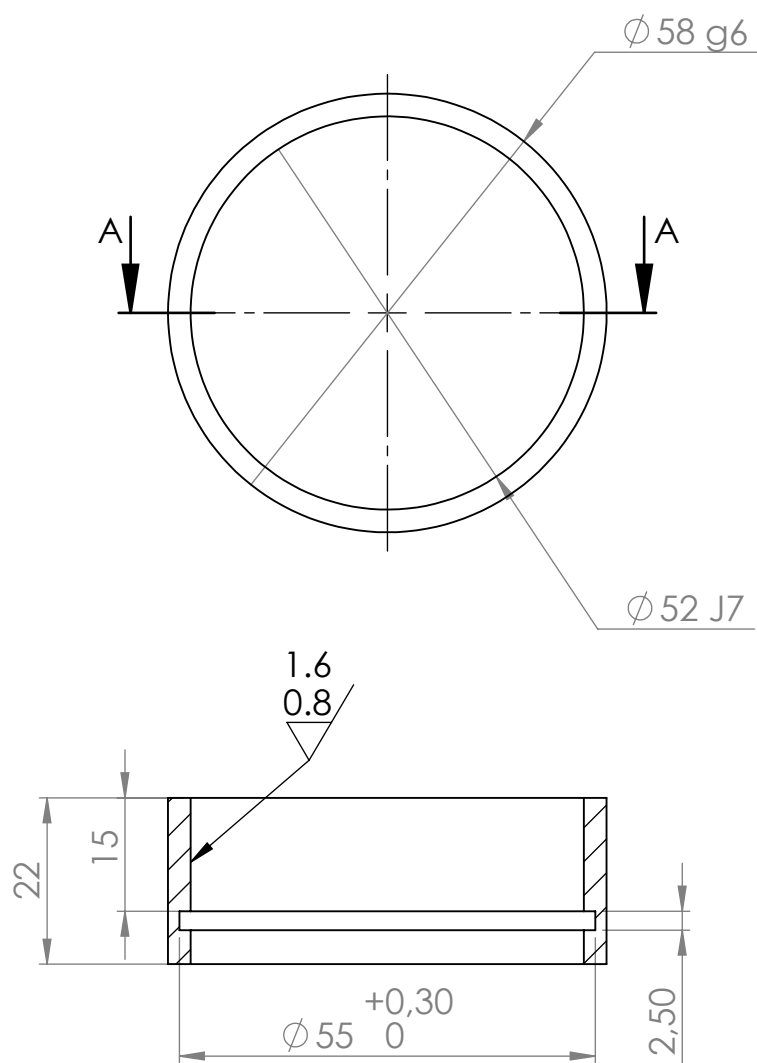
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		Fecha	NOMBRE		Universidad Nacional de Rosario		Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura
	DIB.		RAGUSA				
	APR.						
	UNIDAD DE TORQUE						
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ESCALA:1:5	Conj. placa giro					
							
ACABADO:							
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN NORMA DIN 7168						REVISIÓN 0	
						HOJA 1 DE 1	



RÓTULO	UBIC X	UBIC Y	TAMAÑO
A1	-199,76	-199,76	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
A2	-199,76	199,76	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
A3	-185,62	-185,62	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
A4	-185,62	185,61	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
A5	185,62	-185,62	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
A6	185,62	185,61	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
A7	199,76	-199,76	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO
A8	199,76	199,76	Ø 5 POR TODO M6 - 6H POR TODO

NOTA: PARTIR DE CHAPA 1023 - e = 3/8

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN NORMA DIN 7168		Fecha	NOMBRE		Universidad Nacional de Rosario		Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura
	DIB.		RAGUSA				
	APR.						
	ESCALA:1:5	UNIDAD DE TORQUE Placa de giro					
	REVISIÓN 0						
ACABADO:	HOJA 1 DE 1						



SECCIÓN A-A

NOTA: PARTIR DE CAÑO 1023 - $\emptyset = 2 \frac{1}{2}$ "

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

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

TOLERANCIAS NO
ACOTADAS SEGÚN
NORMA DIN 7168

DIB.

APR.

ESCALA:1:1



ACABADO:

Fecha

NOMBRE

RAGUSA



Universidad
Nacional de
Rosario



Facultad de Cs.
Exactas, Ing y
Agrimensura

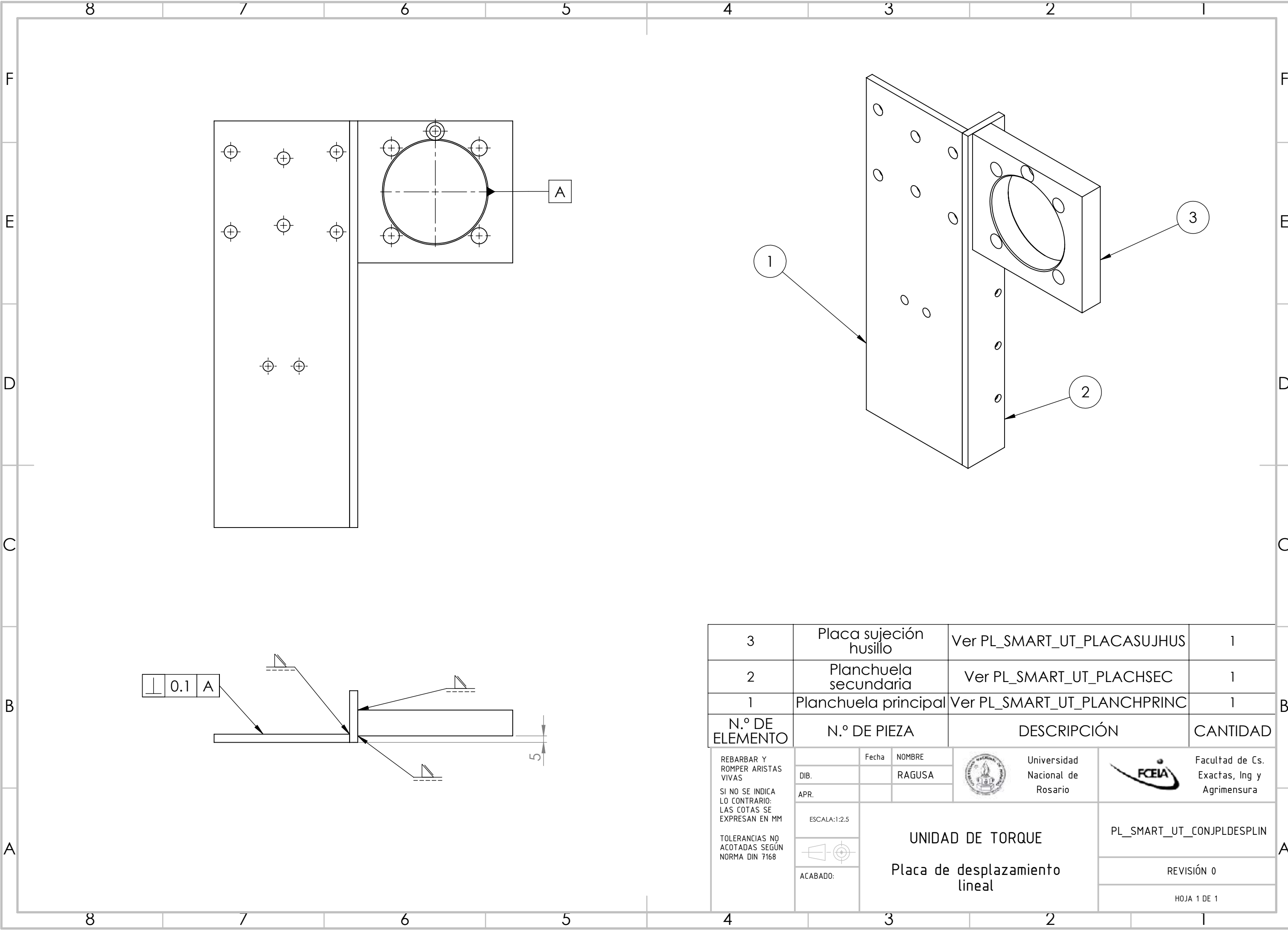
UNIDAD DE TORQUE

Alojamiento rodamiento
central

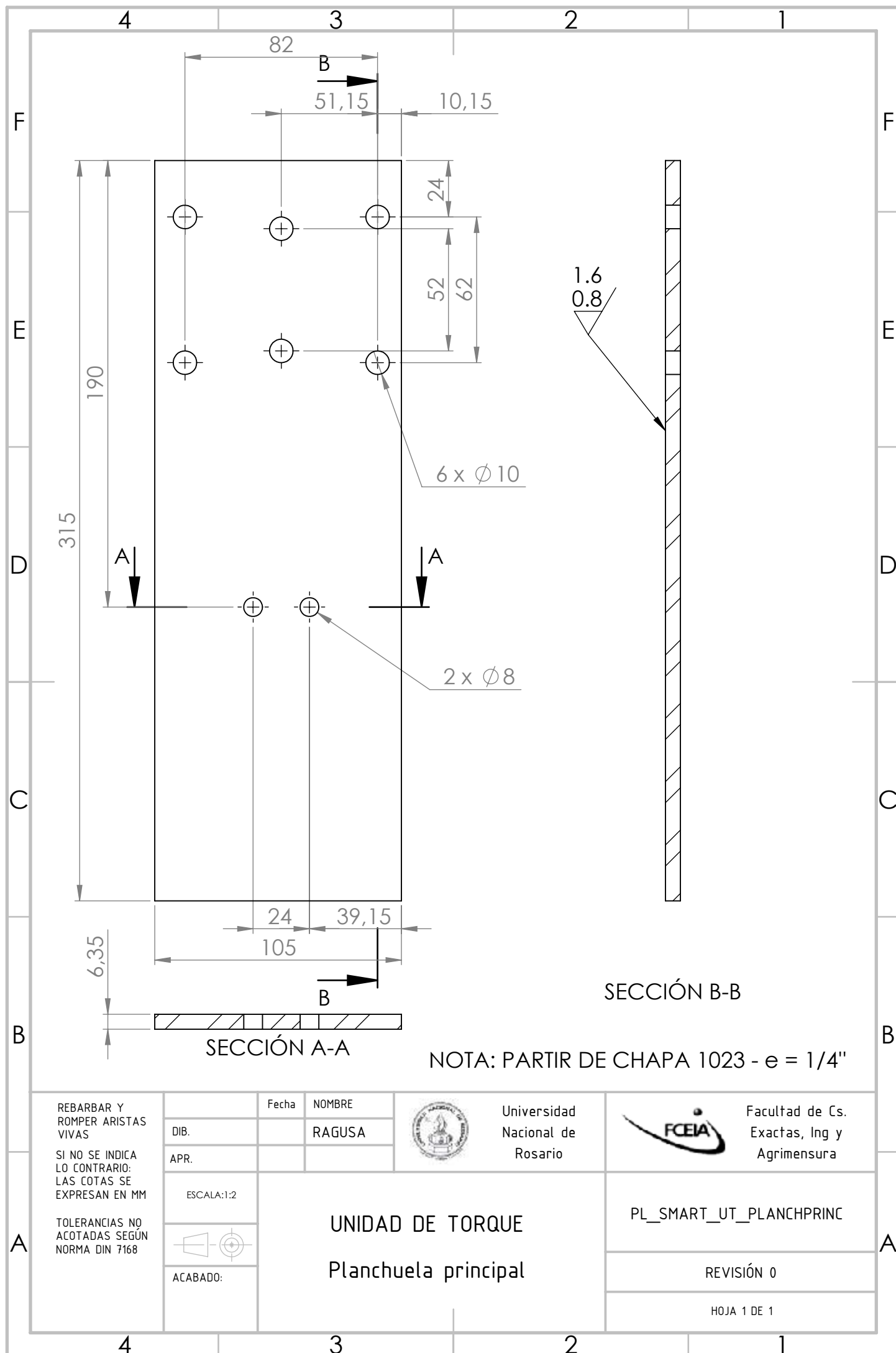
PL_SMART_UT_ALOJRODCEN

REVISIÓN 0

HOJA 1 DE 1



3	Placa sujeción husillo	Ver PL_SMART_UT_PLACASUJHUS	1
2	Planchuela secundaria	Ver PL_SMART_UT_PLACHSEC	1
1	Planchuela principal	Ver PL_SMART_UT_PLANCHPRINC	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGÚN NORMA DIN 7168		Fecha	NOMBRE
	DIB.		RAGUSA
	APR.		
	ESCALA:1:2,5	 Universidad Nacional de Rosario	
			
ACABADO:		UNIDAD DE TORQUE	
		Placa de desplazamiento lineal	
		PL_SMART_UT_CONJPLDESPLIN	
		REVISIÓN 0	
		HOJA 1 DE 1	



REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

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

TOLERANCIAS NO
ACOTADAS SEGUN
NORMA DIN 7168

DIB.

APR.

ESCALA:1:2



ACABADO:

Fecha

NOMBRE

RAGUSA



Universidad
Nacional de
Rosario



Facultad de Cs.
Exactas, Ing y
Agrimensura

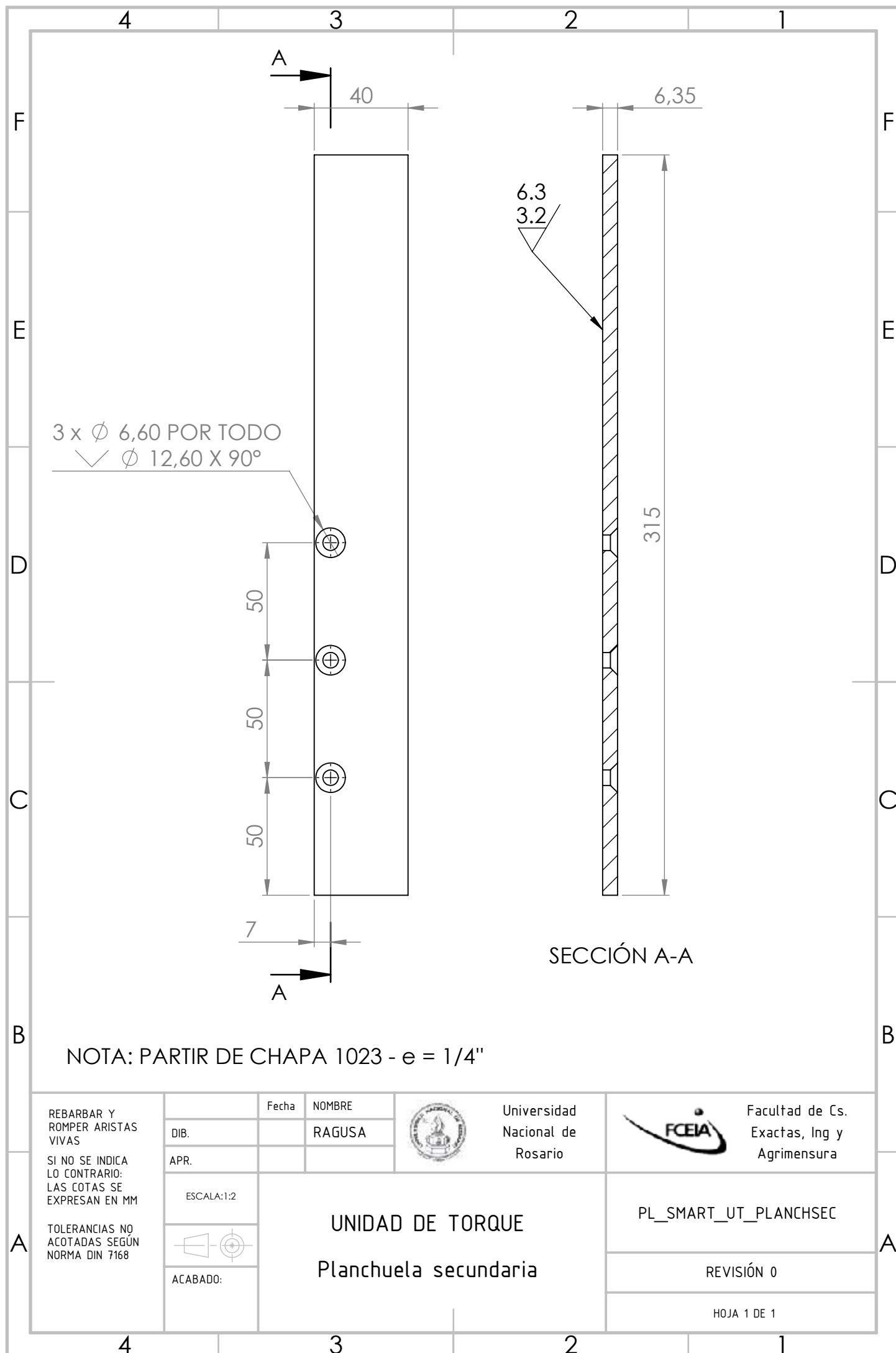
UNIDAD DE TORQUE

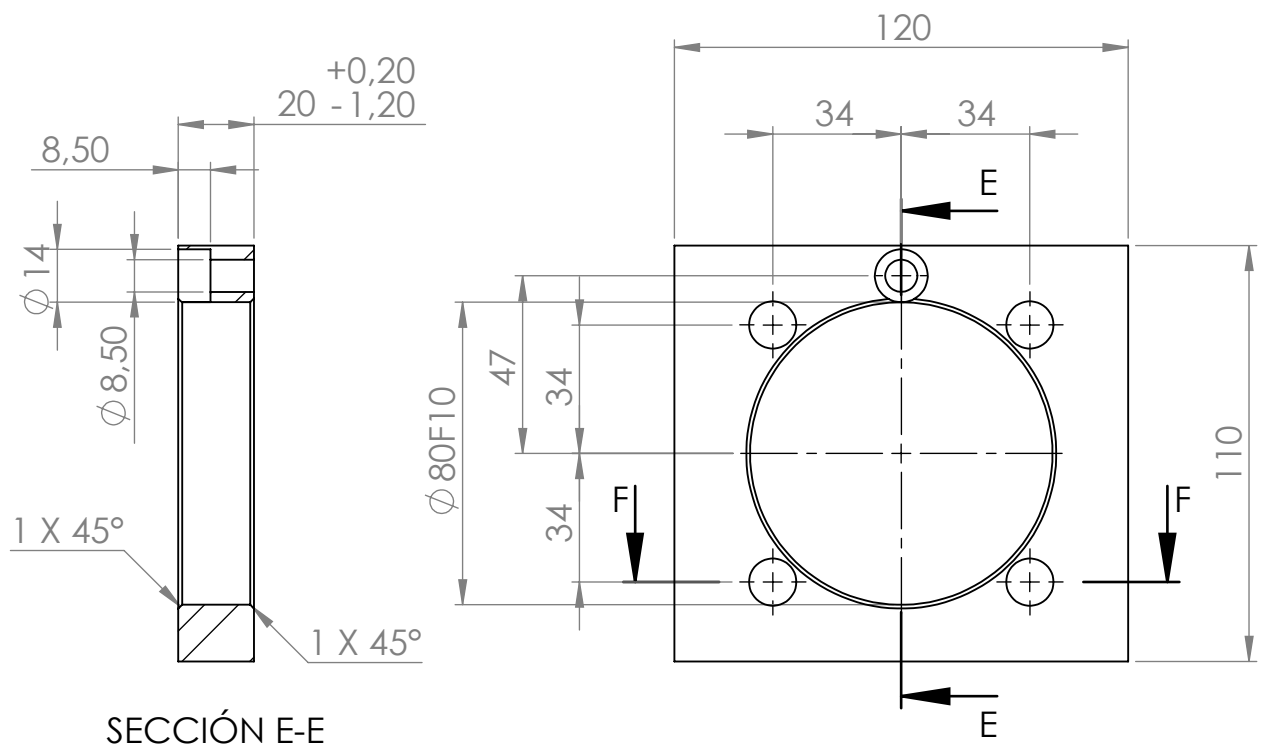
Planchuela principal

PL_SMART_UT_PLANCHPRINC

REVISIÓN 0

HOJA 1 DE 1





NOTA: PARTIR DE CHAPA 1023 - e = 13/16"

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

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

TOLERANCIAS NO
ACOTADAS SEGÚN
NORMA DIN 7168

DIB.

APR.

ESCALA:1:2



ACABADO:

Fecha

NOMBRE

RAGUSA



Universidad
Nacional de
Rosario



Facultad de Cs.
Exactas, Ing y
Agrimensura

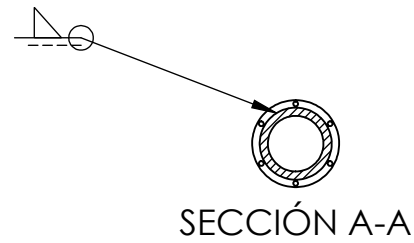
UNIDAD DE TORQUE

Placa sujecion husillo

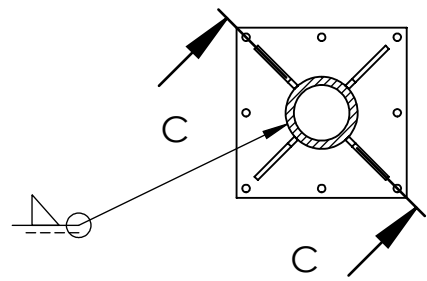
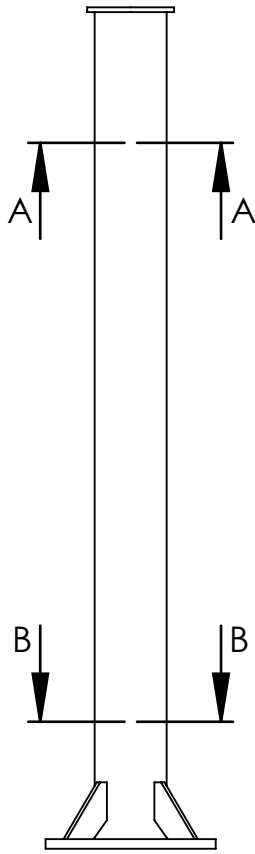
PL_SMART_UT_PLACASUJHUS

REVISIÓN 0

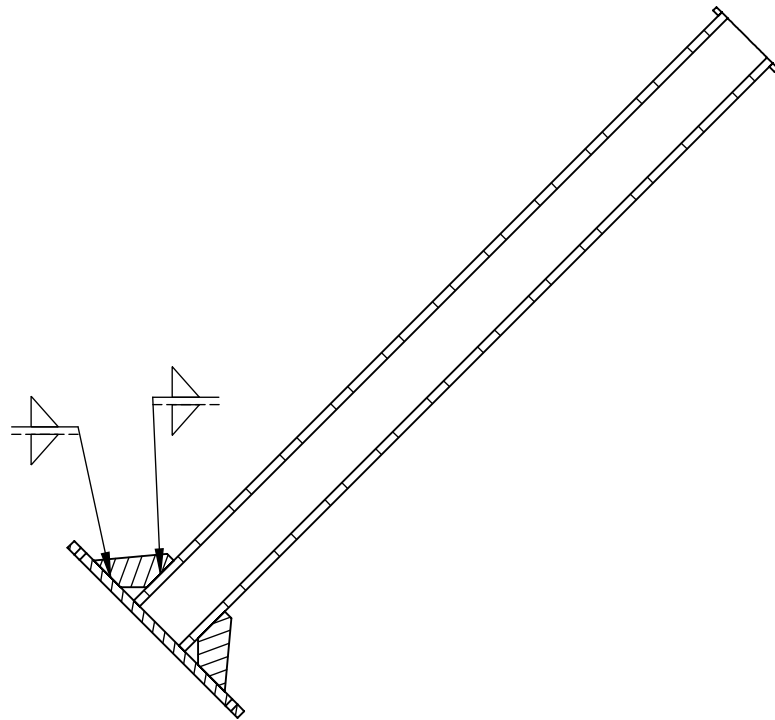
HOJA 1 DE 1



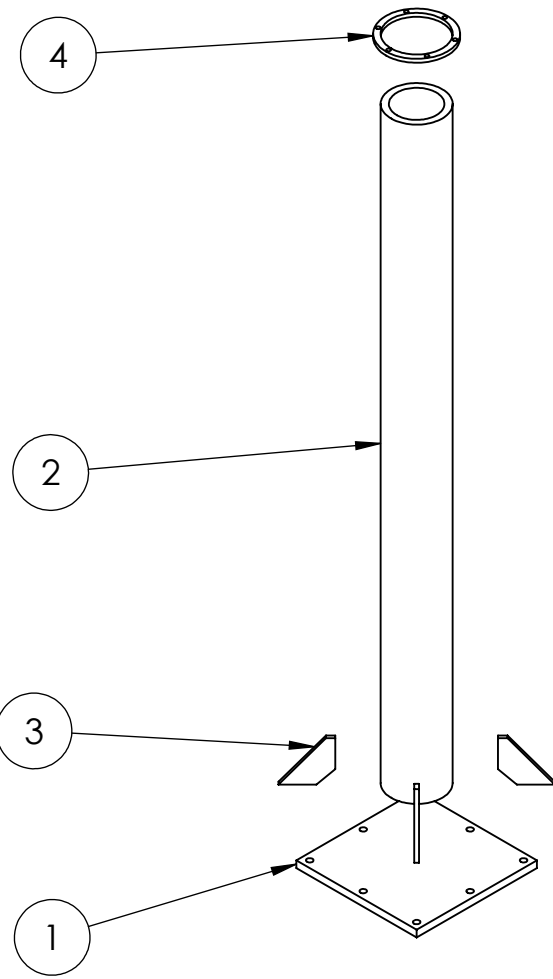
SECCIÓN A-A



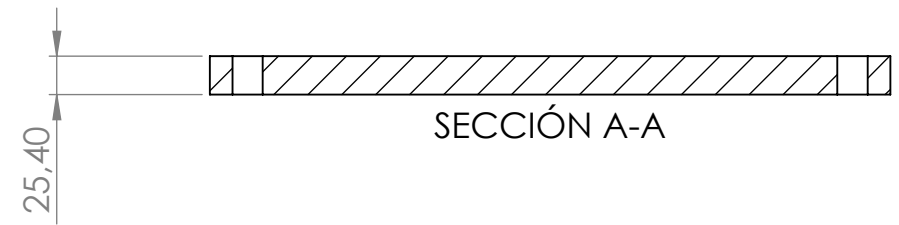
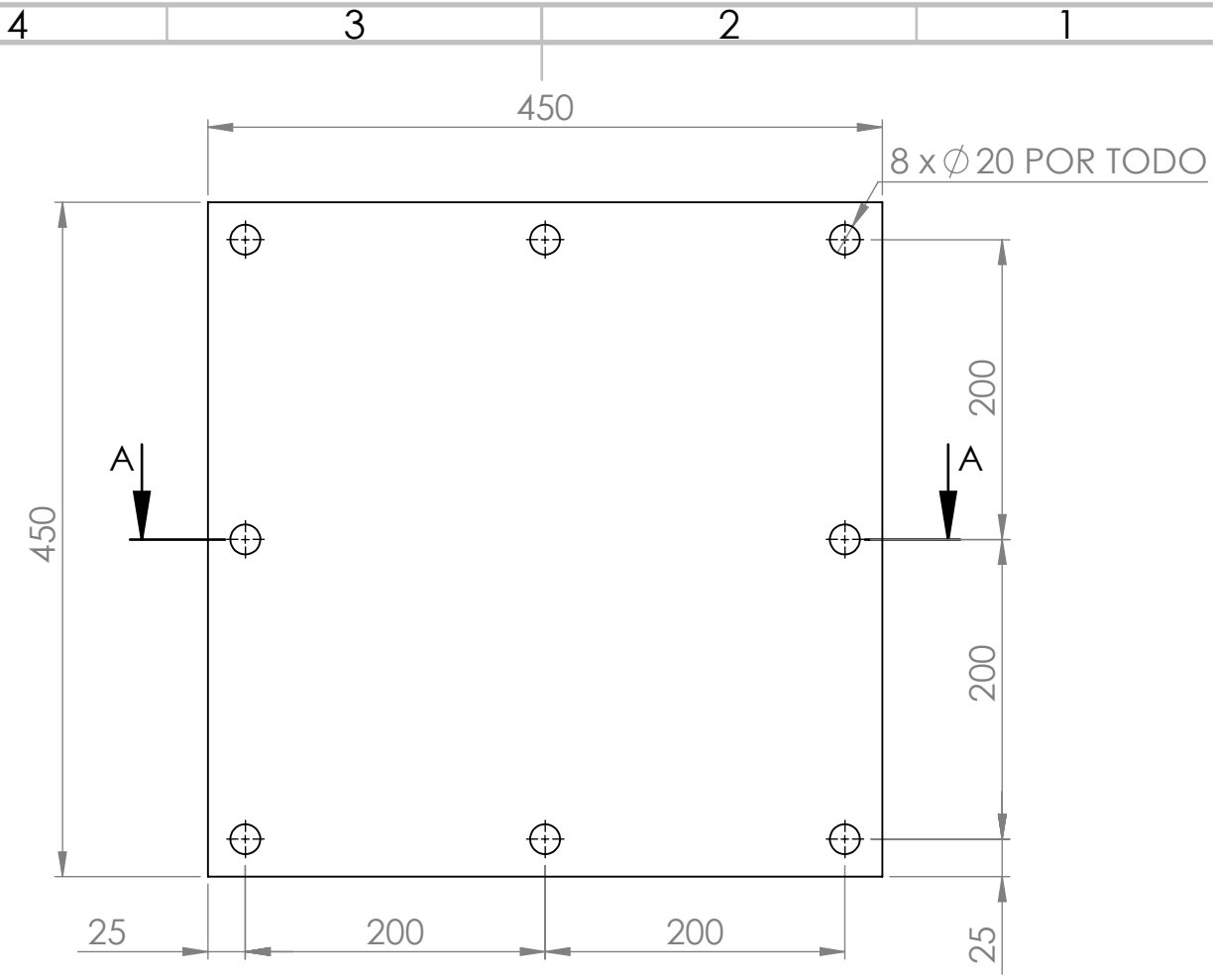
SECCIÓN B-B



SECCIÓN C-C



4	Brida de columna	Ver PL_SMART_BS_BRIDA	1				
3	Refuerzo columna	Ver PL_SMART_BS_PLANCHREFUERZO	4				
2	Columna	Tubo redondo estructural Øe = 7 1/2" - e = 1/4" - L = 2200 mm	1				
1	Planchuela base	Ver PL_SMART_BS_PLANCHBASE	1				
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD				
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGÚN NORMA DIN 7168		Fecha	NOMBRE		Universidad Nacional de Rosario		Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura
	DIB.		RAGUSA				
	APR.						
	ESCALA:1:20	BRAZO DE SUJECIÓN Conj. columna				PL_SMART_BS_CONJCOLUMNA	
						REVISIÓN 0	
	ACABADO:					HOJA 1 DE 1	



NOTA: PARTIR DE CHAPA 1023 - e = 1"

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGUN NORMA DIN 7168

DIB.
APR.
ESCALA: 1:5
ACABADO:

Fecha
NOMBRE
RAGUSA



Universidad Nacional de Rosario



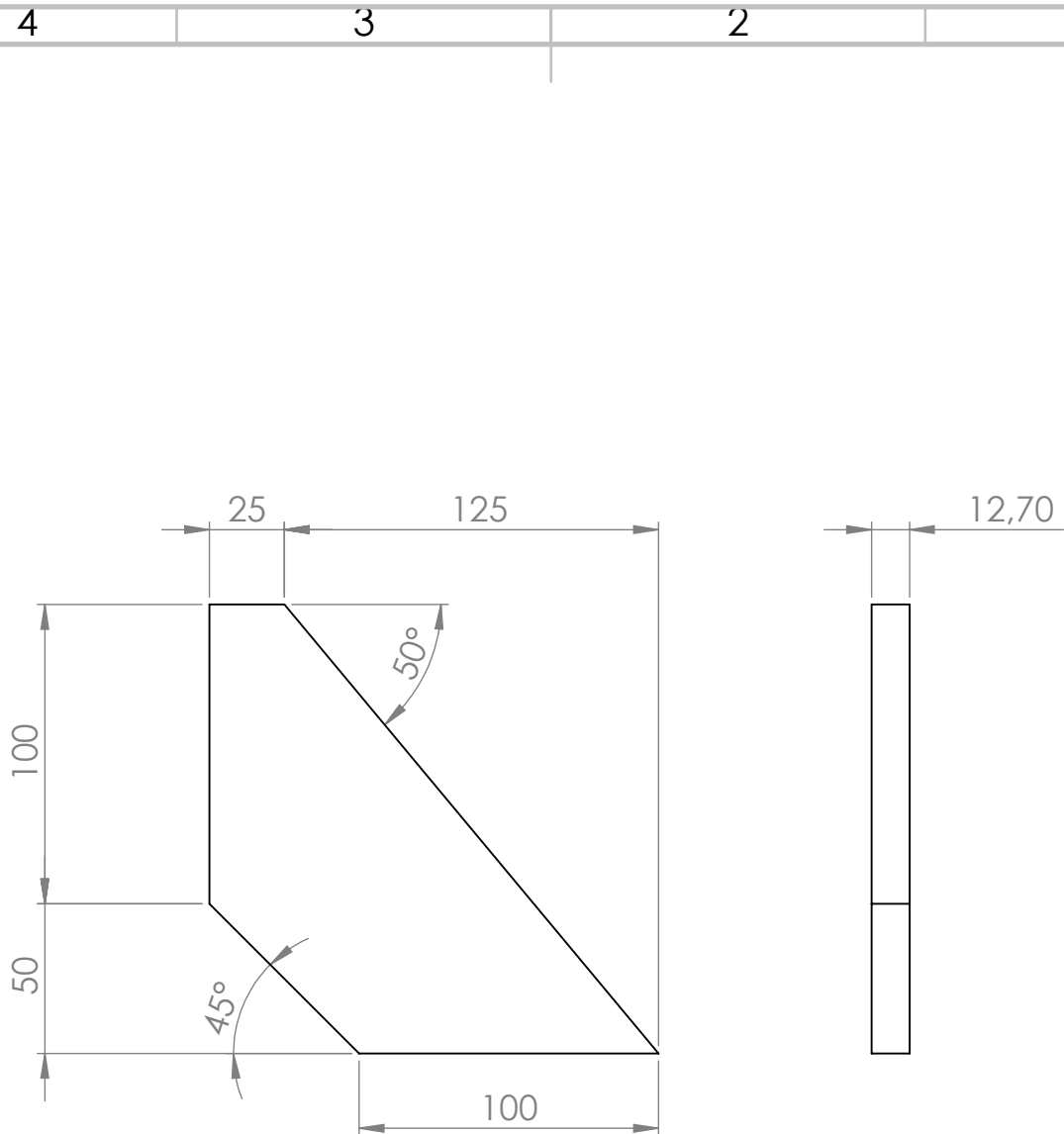
Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura

BRAZO DE SUJECIÓN
Planchuela base

PL_SMART_BS_PLANCHBASE

REVISIÓN 0

HOJA 1 DE 1



NOTA: PARTIR DE CHAPA 1023 - $e = 1/2"$

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

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

TOLERANCIAS NO
ACOTADAS SEGÚN
NORMA DIN 7168

DIB.

APR.

ESCALA: 1:2,5



ACABADO:

Fecha

NOMBRE

RAGUSA



Universidad
Nacional de
Rosario



Facultad de Cs.
Exactas, Ing y
Agrimensura

BRAZO DE SUJECCIÓN

Planchuela refuerzo

PL_SMART_BS_PLANCHREFUERZO

REVISIÓN 0

HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

F

E

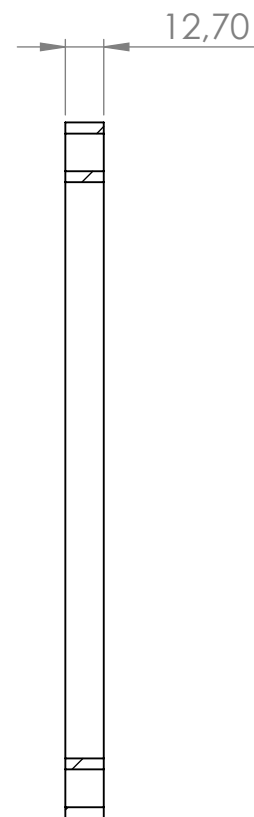
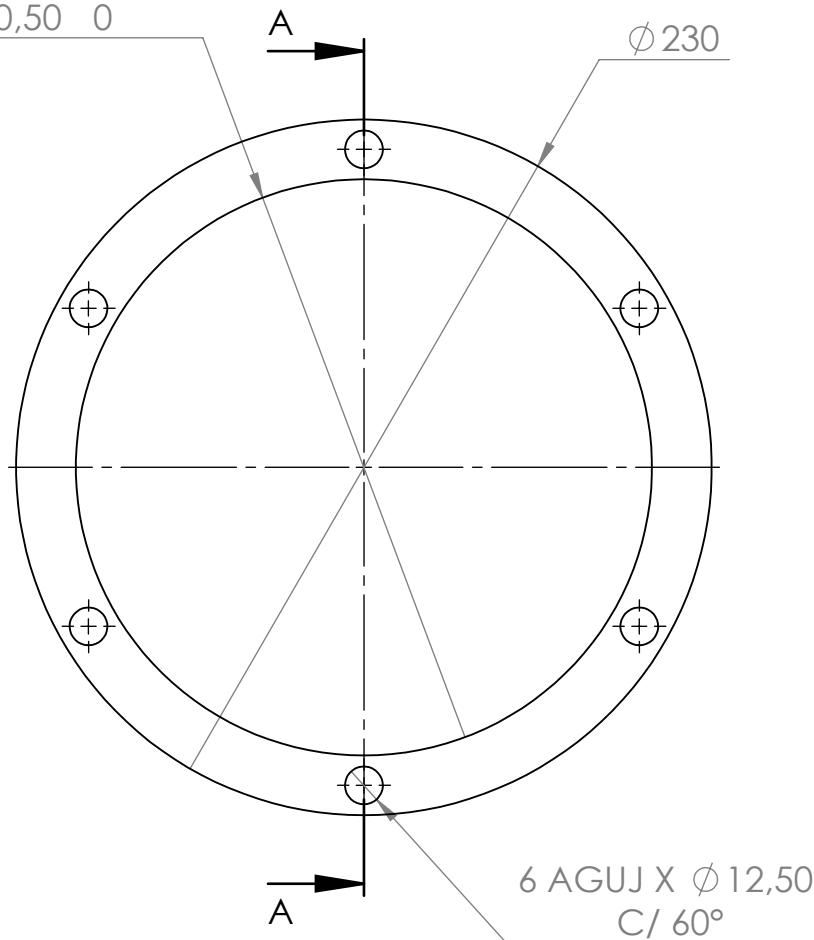
D

C

B

A

$\phi 190,50$ +0,072
0



SECCIÓN A-A

NOTA: PARTIR DE CHAPA 1023 - e = 1/2"

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

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

TOLERANCIAS NO
ACOTADAS SEGÚN
NORMA DIN 7168

DIB.

APR.

ESCALA:1:2.5



ACABADO:

Fecha

NOMBRE

RAGUSA



Universidad
Nacional de
Rosario



Facultad de Cs.
Exactas, Ing y
Agrimensura

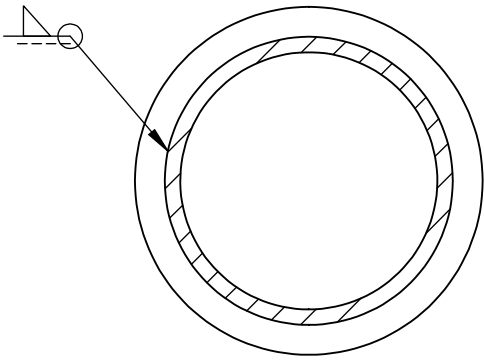
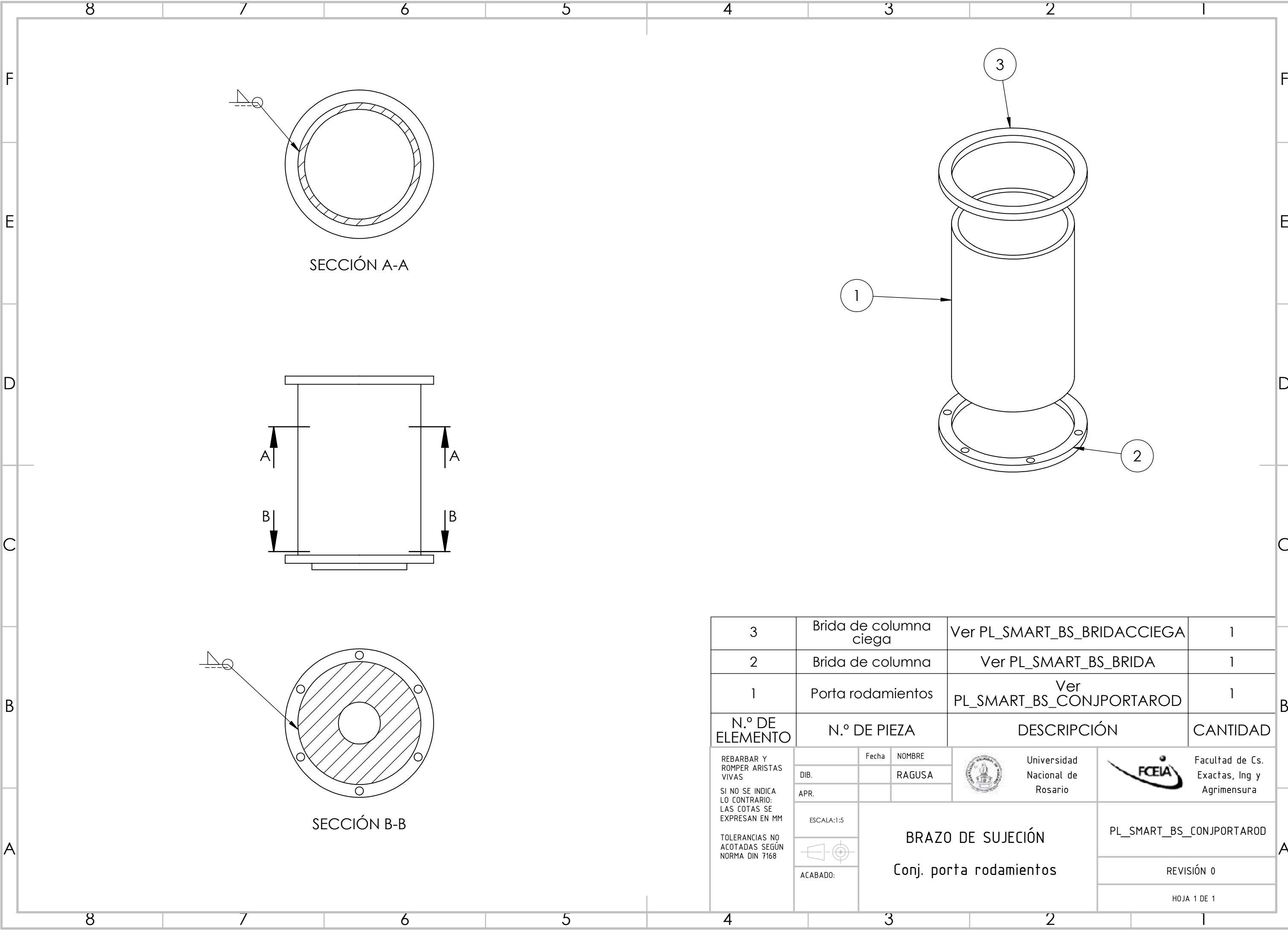
BRAZO DE SUJECIÓN

Brida

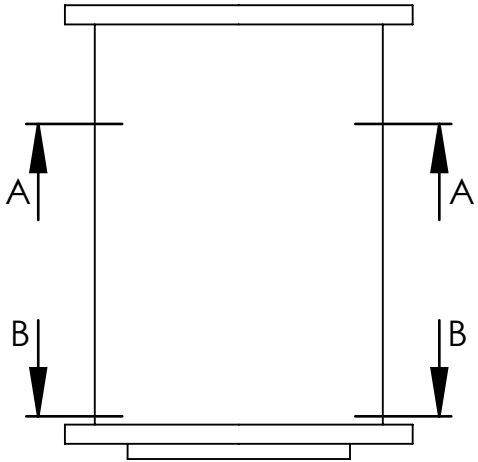
PL_SMART_BS_BRIDA

REVISIÓN 0

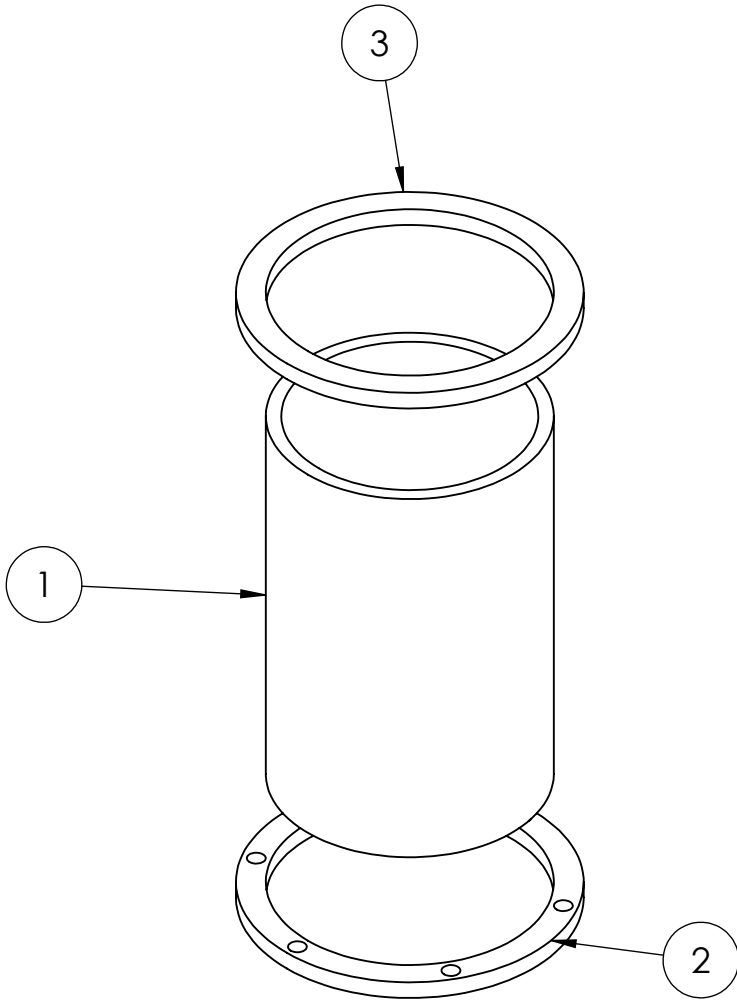
HOJA 1 DE 1



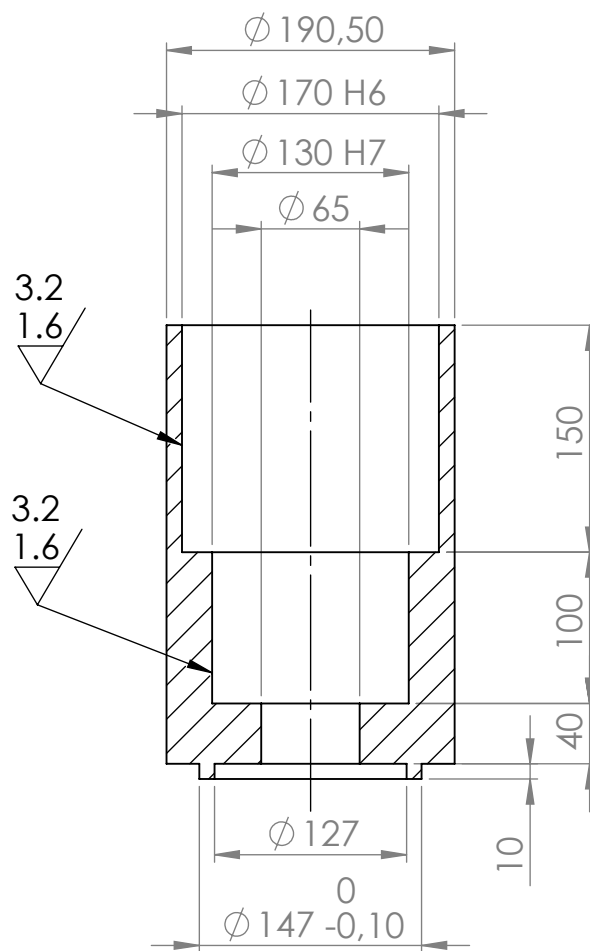
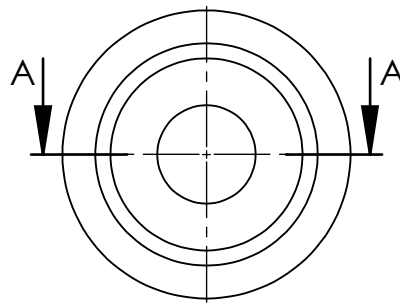
SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B



3	Brida de columna ciega	Ver PL_SMART_BS_BRIDACCIEGA	1				
2	Brida de columna	Ver PL_SMART_BS_BRIDA	1				
1	Porta rodamientos	Ver PL_SMART_BS_CONJPORTAROD	1				
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD				
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM TOLERANCIAS NO ACOTADAS SEGÚN NORMA DIN 7168		Fecha	NOMBRE		Universidad Nacional de Rosario		Facultad de Cs. Exactas, Ing y Agrimensura
	DIB.		RAGUSA				
	APR.						
	ESCALA:1:5	BRAZO DE SUJECIÓN Conj. porta rodamientos			PL_SMART_BS_CONJPORTAROD		
					REVISIÓN 0		
	ACABADO:				HOJA 1 DE 1		



SECCIÓN A-A

NOTA: PARTIR DE BARRA 1023 - $\varnothing = 7 \frac{1}{2}$ "

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

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

TOLERANCIAS NO
ACOTADAS SEGÚN
NORMA DIN 7168

DIB.

APR.

ESCALA:1:5



ACABADO:

Fecha

NOMBRE

RAGUSA



Universidad
Nacional de
Rosario



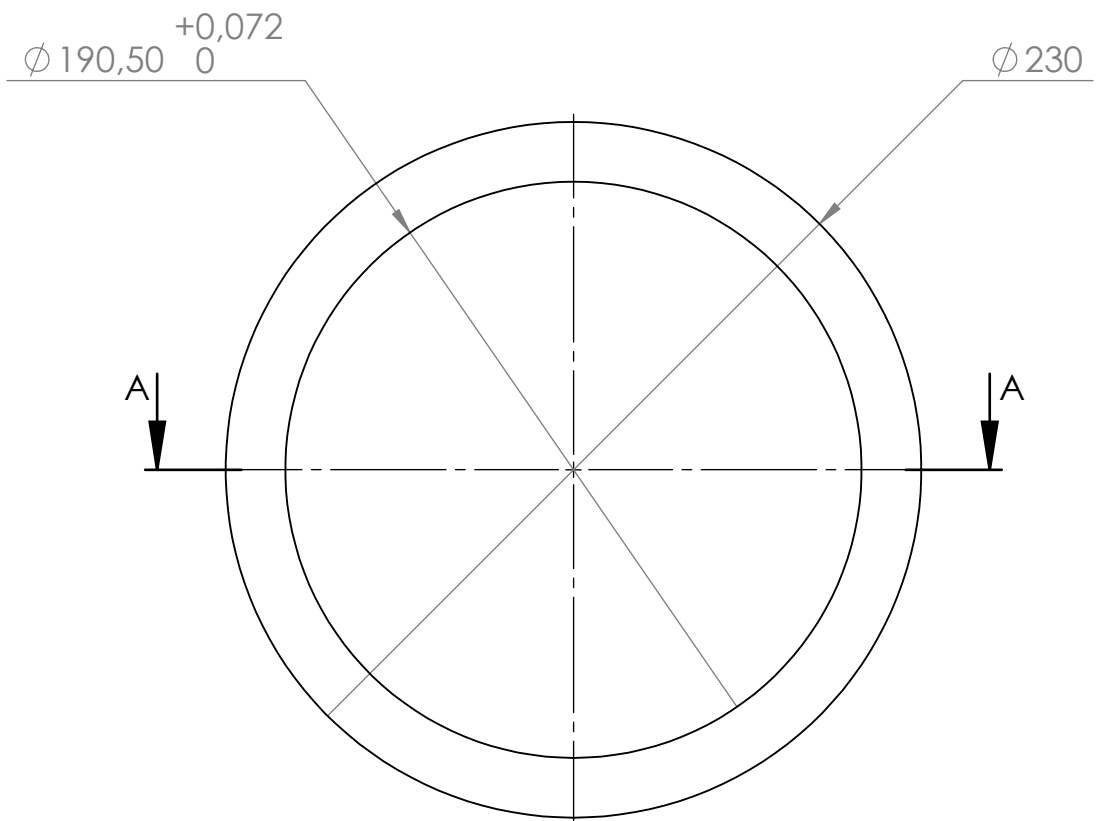
Facultad de Cs.
Exactas, Ing y
Agrimensura

BRAZO DE SUJECCIÓN
Porta rodamientos

PL_SMART_BS_PORTAROD

REVISIÓN 0

HOJA 1 DE 1



NOTA: PARTIR DE CHAPA 1023 - $e = 1/2"$

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

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

TOLERANCIAS NO
ACOTADAS SEGÚN
NORMA DIN 7168

DIB.

APR.

ESCALA: 1:2,5



ACABADO:

Fecha

NOMBRE

RAGUSA



Universidad
Nacional de
Rosario



Facultad de Cs.
Exactas, Ing y
Agrimensura

BRAZO DE SUJECCIÓN

Brida columna ciega

PL_SMART_BS_BRIDACCIEGA

REVISIÓN 0

HOJA 1 DE 1