



Dispositivo para izaje, transporte y posicionamiento de celdas de media tensión

**Del Piano Juan Martín
Riera Santiago**

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2026

Dispositivo para izaje, transporte y posicionamiento de celdas de media tensión

**Del Piano Juan Martín
Riera Santiago**

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

título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

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

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2026

A Mamá, a Papá, a Agustina y a Nicolás, y a toda mi familia, quienes me acompañaron a lo largo de todo este proceso y fueron testigos de este gran logro.

Quiero destacar especialmente a mis AMIGOS, aquellos que estuvieron presentes en cada momento brindándome apoyo y motivación constante, convirtiéndose en un pilar fundamental durante esta etapa.

Estas últimas palabras son para vos, amigo Chicho. Este logro también lleva una partecita tuya. Beso al cielo.

“Juan Martín Del Piano”

A mi familia y pareja, por ser el sostén de siempre. Por cada esfuerzo silencioso, cada palabra de aliento y por creer en mi incluso cuando yo dudaba. Este logro es tanto mío como de ustedes.

A mis amigos de siempre, por hacer llevadero este camino. A mis amigos y colegas de la facultad, por hacer que este recorrido valiera la pena más allá de los libros y los exámenes. Y a Chicho, amigo incondicional que me dio esta facultad. Incontables tardes de estudio, mates, charlas y aventuras. Un excelente cabeza dura que realmente llenaba a todos de alegría.

Este logro también es tuyo, amigo. Tu ausencia se siente, tu recuerdo permanece. Te quiero mucho.

“Santiago Riera”

Agradecimientos

Queremos agradecer al sector Mantenimiento de media tensión, por abrirnos las puertas y brindarnos todas las herramientas necesarias para el desarrollo de este trabajo. Su predisposición fue constante, tanto desde la jefatura como a cada uno de los técnicos, permitiéndonos relevar procesos, herramientas e instalación en detalle. Sin su colaboración, este proyecto no hubiera sido posibles.

A la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura (FCEIA) de la Universidad Nacional de Rosario, por brindarnos la formación y el marco institucional necesario para llevar adelante este proyecto.

A nuestros profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por su orientación, disposición y acompañamiento a lo largo del desarrollo del proyecto. Su experiencia y criterio fueron fundamentales para alcanzar los resultados obtenidos.

Quisiéramos destacar a cada uno de nuestros compañeros y amigos que tuvimos la fortuna de conocer en la facultad: *Agustín García, Santiago Pérez, Tomas Mucciacciaro, Alvaro Sánchez, Octavio Bufarini, Erik Rosianski, Marco Caggiano, Manuel Amavet, Renzo Bolzani y mención especial a Ramiro Molinari.*

Resumen

El presente proyecto consiste en el diseño y validación de un dispositivo mecánico móvil destinado al izaje, transporte y posicionamiento seguro de celdas de media tensión en instalaciones de la Empresa Provincial de la Energía. El diagnóstico surge de la observación de prácticas operativas actuales que presentan condiciones de riesgo, basadas en la manipulación manual y el uso de medios no diseñados específicamente para esta tarea, lo que implica probabilidad de accidentes, daños a los equipos y falta de repetibilidad en las maniobras.

La carga para manipular presenta masas comprendidas entre 1000 y 1300 kg, con dimensiones aproximadas de $1,0 \times 1,7 \times 2,3$ m, lo que impone exigencias significativas en términos de estabilidad, rigidez estructural y control del movimiento. Asimismo, se consideran restricciones geométricas del entorno, tales como el acceso al recinto a través de una abertura de $1,7 \times 2,6$ m, que condiciona el diseño en altura y despejes operativos.

El objetivo principal es desarrollar un sistema que permita elevar, transportar y posicionar dichas celdas de manera controlada, minimizando riesgos y garantizando condiciones de operación reproducibles. Como propósito complementario, se busca reemplazar procedimientos informales mediante una solución de ingeniería validada, alineada con criterios de seguridad industrial y buenas prácticas profesionales. El sistema propuesto permite elevar la celda unos centímetros, soportarla sobre el propio equipo y trasladarla sobre superficies de hormigón liso.

El diseño adoptado consiste en un carro autopulsado equipado con un sistema de elevación hidráulico y un brazo tipo grúa telescópico, capaz de tomar la carga desde su centro de gravedad mediante una placa adaptadora con sistema de acople rápido.

Se concluye que el dispositivo propuesto constituye una solución técnicamente adecuada, significativamente más segura que los métodos actualmente utilizados y factible de ser fabricada con tecnologías disponibles en el medio.

Palabras clave: izaje, estabilidad, hidráulica, celda de media tensión, diseño estructural.

Abstract

This project involves the design and validation of a mobile mechanical device intended for the lifting, transportation, and safe positioning of medium-voltage switchgear units in facilities of the Empresa Provincial de la Energía. The initial diagnosis arises from the observation of current operational practices that present unsafe conditions, based on manual handling and the use of non-specialized equipment, resulting in a high risk of accidents, equipment damage, and lack of operational repeatability.

The load to be handled has a mass ranging from 1000 to 1300 kg, with approximate dimensions of $1.0 \times 1.7 \times 2.3$ m, which imposes significant requirements in terms of stability, structural rigidity, and motion control. Additionally, geometric constraints of the environment are considered, such as access through an opening of 1.7×2.6 m, which limits the design in terms of height and operational clearances.

The main objective is to develop a system capable of lifting, transporting, and positioning these units in a controlled manner, minimizing risks and ensuring repeatable operating conditions. As an additional purpose, the project seeks to replace informal procedures with a validated engineering solution, aligned with industrial safety standards and professional engineering practices. The proposed system allows the unit to be slightly lifted, supported on the device itself, and transported over smooth concrete surfaces.

The adopted design consists of a self-propelled cart equipped with a hydraulic lifting system and a telescopic crane-type boom, capable of handling the load from its center of gravity through an adapter plate with a quick coupling mechanism.

Preliminary results indicate the technical feasibility of the system, with stress levels within allowable limits for structural steels such as A36 or equivalent, and compliance with stability criteria under maximum load conditions.

It is concluded that the proposed device constitutes a technically suitable solution, significantly safer than currently used methods, and feasible to manufacture using available technologies.

Keywords: lifting, stability, hydraulics, medium-voltage switchgear, structural design.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen.....	5
Abstract	6
Contenido	7
Introducción	9
Objetivo general	13
Objetivos secundarios	14
Alcance y limitaciones del proyecto.....	15
Capítulo 1: Marco Teórico.....	16
Carga a levantar	16
Capítulo 2: Análisis de propuestas de solución	18
Propuesta 1: Sistema de elevación hidráulico con rotación autopropulsada.....	18
Propuesta 2: Sistema de elevación hidráulico autopropulsado.....	19
Placa adaptadora	20
Propuesta 3: Sistema de elevación hidráulico con pinza de enganche fija autopropulsado	21
Propuesta 4: Sistema de elevación con pinza de enganche fija autopropulsado	22
Propuesta 5: Sistema de elevación con enganche rotativa autopropulsada	23
Propuesta 6: Adaptación de mecanismo de elevación de autoelevador	24
Selección de alternativa de diseño	25
Capítulo 3: Desarrollo de la solución.....	27
Módulo de izaje	28
Percha sujeción.....	29
Orejas de izaje	32
Sistema de encastre rápido.....	34
Secuencia de funcionamiento del sistema de encastre rápido	37
Cáncamo de izaje	40
Brazo telescópico	45
Extensión telescópica	47
Diseño de patines	47
Columna vertical	49
Rodamiento de accionamiento de giro y motor hidráulico	51
Sistema hidráulico.....	54
Chasis	60
Sistema de propulsión y rodadura.....	63
Capítulo 4: Conclusión	67
Conclusión técnica	67
Conclusión académica	67
Bibliografía	69

Anexo A: Memoria de Cálculo	70
Objetivo	70
Alcance.....	70
Percha de Izaje.....	71
Orejas de izaje	72
Perno pasante de vinculación	79
Brazo hidráulico.....	82
Dimensionamiento estructural extensiones telescópicas.....	82
Reacciones y dimensionamiento de patines.....	87
Pandeo columna vertical	96
Análisis de estabilidad frente al vuelco.....	101

Introducción

En instalaciones eléctricas de media tensión, las tareas de montaje, mantenimiento y remplazo de celdas representan operaciones críticas desde el punto de vista operativo, estructural y de seguridad. Dichas celdas constituyen equipos de gran porte y elevado peso, cuyo traslado y posicionamiento dentro de las salas eléctricas requiere maniobras precisas, controladas y ejecutadas bajo estrictas condiciones de seguridad.

En la práctica industrial, muchas de estas operaciones continúan realizándose mediante métodos convencionales que presentan limitaciones significativas en términos de estabilidad, ergonomía y control del movimiento de cargas. La utilización de elementos de izaje no específicamente diseñados para esta aplicación, junto con espacios reducidos de operación y restricciones geométricas propias de los recintos eléctricos, incrementan considerablemente los riesgos asociados a la manipulación de las celdas.

Durante una labor realizada en la planta de Puerto General San Martín, perteneciente al complejo industrial de Celulosa Argentina, surgió una problemática relacionada con el reemplazo de celdas de media tensión que están fuera de servicio.

Estas celdas están ubicadas dentro de un recinto cerrado de 51 m² con un largo de 6.7 m, una altura de 3.5 m y una profundidad de 6.5 m.

Por debajo de las celdas pasan los cables subterráneos y el único acceso al recinto es una puerta doble de 1.7 m de ancho (ambas hojas abiertas) y 2.6m de alto.

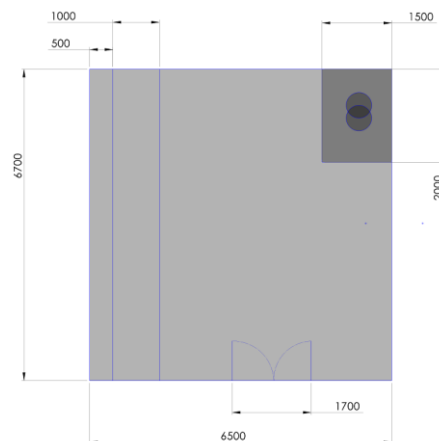


Figura 1: Layout del recinto.



Figura 2: Recinto real.

Existen diferentes tipos de celdas: acoplamiento, seccionamientos, remonte y medición. Se instalan en serie, una al lado de la otra, formando un conjunto de varias unidades con un peso individual promedio 1000 kg. Como todo equipo, requieren tareas de mantenimiento para asegurar el buen funcionamiento y garantizar condiciones seguras de trabajo.

Cuando una o más celdas salen de servicio y no se pueden reparar, deben reemplazarse por otras nuevas, por razones de servicio y por cuestiones de fidelidad de las instalaciones posteriormente.

El problema aparece cuando hay que sacar estas celdas: el proceso actual es muy rudimentario y presenta varios riesgos tanto para los operarios como para la operación en sí, en el cual realizar estas maniobras requieren del trabajo de seis operarios.

Con el equipo fuera de servicio, un operario debe ingresar a la fosa y, desde adentro, usar una barreta para levantar la celda: primero desde el frente y después desde atrás, para poder colocar un *patín*. Estos patines son planchuelas de 8 mm de espesor, recubiertos con vaselina para mejorar el deslizamiento.



Figura 3: Espesor de planchuela o *patín*.



Figura 4: Ancho de planchuela.



Figura 5: Esquematización de posición de patín en fosa.

Para el movimiento de la celda dentro del recinto, se insertan unos cilindros macizos de 35 mm de diámetro por debajo de la celda, que permiten moverla con un movimiento del tipo *trineo* (forma recomendada por el fabricante para adaptarse a cualquier tipo de instalación).

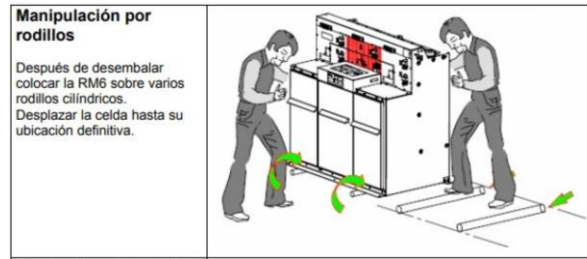


Figura 6: Imagen extraída de manual de instalación de celda SM6.

A medida que los cilindros que van saliendo por atrás, se recolocan por la parte delantera, permitiendo un movimiento continuo y así continuar con el avance de esta.

Para el ingreso de una celda, un brazo articulado de la grúa la posiciona alineada con la puerta, elevada por encima del escalón de acceso (en caso de no contar con rampa). Luego se balancea cuidadosamente para introducirla en el recinto en una posición inclinada hasta donde sea posible. Cabe destacar que el fabricante ha asegurado que la celda resiste mecánicamente cualquier forma de izaje que se desee implementar, lo cual aporta una garantía adicional al momento de planificar las maniobras de ingreso y extracción.



Figura 7: Proceso de ingreso de celda.



Figura 8: Apoyo de celda.

Este proceso de extracción e ingreso conlleva una gran cantidad de operadores, fuerza bruta y a su vez ser meticuloso en recintos de espacio reducido y en condiciones hostiles.

En este proceso, si nos situamos en la mejor condición, la cual sale de servicio la celda más accesible, tiene una demora de cuatro horas, de la cual el tiempo neto de extracción es de dos horas y reposición de la nueva celda de una hora, ya que el resto del tiempo son maniobras de desacople sencillas.

Todo lo anterior descrito deja en evidencia que este procedimiento tiene varios momentos de riesgo para el operador. El más evidente es cuando tiene que meterse debajo de la celda para poder levantarla. Otro momento crítico es cuando la celda se desliza sobre los patines, que pueden fallar o ceder y provocar que la celda caiga en la fosa. También hay riesgo mientras se colocan y sacan los cilindros debajo de la celda, ya que, si no se posicionan bien puede llegar a ocasionar un accidente y por consiguiente herir a los operarios.

Objetivo general

La propuesta busca remplazar los métodos actuales utilizados, los cuales presentan limitaciones operativas, riesgos para el personal y dificultades asociadas a la estabilidad y maniobrabilidad de la carga.

El equipo desarrollado deberá ser capaz de manipular celdas de aproximadamente 1000 a 1300 kg de masa, permitiendo su elevación controlada, desplazamiento seguro y correcta colocación sobre la fosa o posicionamiento de trabajo correspondiente. Para ello,

se plantea una solución autopropulsada equipada con un sistema de elevación hidráulica y un brazo telescópico con una capacidad de rotación, permitiendo reducir la cantidad de maniobras requeridas y mejorar las condiciones generales de seguridad y ergonomía durante la operación.

Asimismo, el proyecto contempla el análisis y funcionamiento del conjunto, verificación de la estabilidad longitudinal y transversal del dispositivo bajo las condiciones más desfavorables de carga y operación, garantizando que el diseño resultante viable, seguro y fabricable.

Objetivos secundarios

Como complemento del objetivo principal, el desarrollo del proyecto contempla los siguientes objetivos específicos:

- Reducir los riesgos operativos asociados a las maniobras actuales de extracción, traslado e instalación de celdas de media tensión, priorizando la seguridad del personal y la integridad de los equipos involucrados.
- Disminuir los tiempos de operación mediante la integración de las funciones de elevación, transporte y posicionamiento en un único dispositivo.
- Minimizar la cantidad de maniobras necesarias durante el proceso de manipulación de la celda, favoreciendo operaciones más controladas y precisas.
- Diseñar una estructura capaz de soportar las sollicitaciones mecánicas generadas por cargas de hasta 1300 kg, considerando además las condiciones dinámicas y los efectos producidos por los momentos de vuelco.
- Garantizar la estabilidad del conjunto durante todas las etapas de operación, verificando el comportamiento del sistema frente a condiciones críticas de carga y alcance del brazo.
- Mejorar las condiciones ergonómicas de trabajo respecto a los métodos actualmente utilizados, reduciendo esfuerzos físicos y maniobras inseguras para los operarios.
- Diseñar un equipo compatible con las restricciones dimensionales del recinto eléctrico, permitiendo el ingreso y desplazamiento dentro de las instalaciones existentes.

- Incorporar criterios de versatilidad y adaptabilidad, de manera que el dispositivo pueda emplearse en configuraciones similares o aplicaciones equivalentes.
- Verificar la factibilidad técnica y constructiva del diseño mediante herramientas de modelado CAD, cálculos analíticos y simulaciones numéricas.

Alcance y limitaciones del proyecto

El alcance comprende el desarrollo conceptual y de detalle de un dispositivo mecánico destinado a la manipulación de celdas de media tensión, incluyendo el diseño estructural del chasis, el sistema de elevación hidráulico, el brazo telescópico, los mecanismos de vinculación y el análisis de estabilidad general del conjunto.

Dentro del desarrollo se contemplan cálculos estructurales, verificaciones resistentes, análisis de estabilidad longitudinal y transversal, dimensionamiento preliminar de componentes hidráulicos y modelado. Asimismo, se incluyen validaciones analíticas y criterios de diseño orientados a garantizar la seguridad operativa y la factibilidad técnica de la solución propuesta.

Las evaluaciones realizadas consideran las condiciones más desfavorables de operación, particularmente aquellas asociadas a la máxima extensión del brazo y a la posición de mayor sollicitación de la carga suspendida, con el objetivo de verificar el comportamiento del dispositivo frente al riesgo de vuelco y a las sollicitaciones estructurales críticas.

El proyecto se limita al desarrollo de ingeniería de diseño y validación teórica del sistema, no contemplándose la fabricación de un prototipo funcional ni la realización de ensayos experimentales sobre el equipo.

Por otra parte, las verificaciones realizadas se desarrollan bajo determinadas hipótesis de funcionamiento, tales como operación sobre superficies niveladas y rígidas, distribución conocida de la carga y condiciones normales de utilización dentro del recinto eléctrico. En consecuencia, situaciones extraordinarias de operación o condiciones no contempladas en las hipótesis de cálculo quedan fuera del alcance del presente trabajo.

Capítulo 1: Marco Teórico

Carga a levantar

La carga a manipular en el presente proyecto corresponde a una celda de media tensión del tipo SM6-30, Modelos DM1-A-1000, fabricada por Scheider Electric. (*Figura 1-2*)

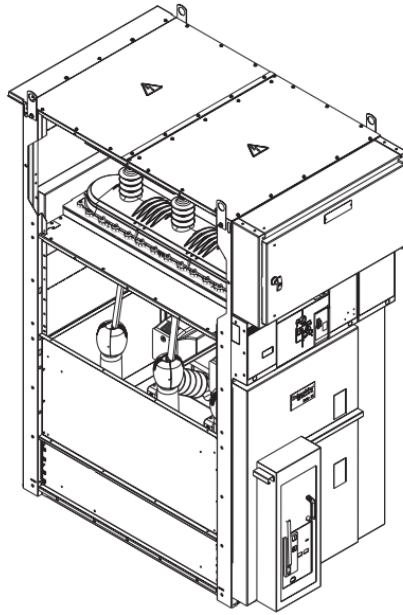


Figura 1-1: Ilustración de DM1-A-1000.

Dicha celda constituye un equipo modular destinado a la distribución de energía eléctrica en niveles de media tensión, integrado en una única envoltura distintos elementos de maniobra, protección y medición, como interruptores en SF6, transformadores de tensión y transformadores de corriente.

Geométricamente, la celda presenta las siguientes medidas:

- Ancho: 1,0 [m]
- Profundo: 1.7 [m]
- Altura: 2.3 [m]

Estas dimensiones resultan críticas para el diseño del dispositivo, particularmente en lo referido a restricciones del acceso, interferencia y estabilidad del transporte tanto dentro como fuera del recinto.

En cuanto a su masa la misma depende de la configuración interna seleccionada. Nuestra configuración más desfavorable desde el punto de vista estructural corresponde a una celda equipada con:

- Interruptor de potencia en SF6
- Transformadores de corriente
- Transformadores de tensión

Con esta misma la masa aproximada es de 1200 kg, valor que será adoptado como condición de diseño para el dimensionamiento del sistema de izaje, aplicando posteriormente los coeficientes de seguridad correspondiente.

A destacar que el fabricante contempla configuraciones alternativas (Ej: celdas de medición, acoplamiento, remonte), las cuales presentan masas inferiores. Estas no resultan relevantes ya que el caso de estudio es para el caso más desfavorable. La celda al ser de distribución se encuentra directamente conectada al juego de barras principal, desde donde recibe la alimentación eléctrica. En dicho caso la celda alimenta a un usuario puntual (Celulosa).

Capítulo 2: Análisis de propuestas de solución

Propuesta 1: Sistema de elevación hidráulico con rotación autopropulsada

La primera alternativa desarrollada consiste en un carro autopropulsado destinado a la elevación, manipulación y transporte de celdas de media tensión dentro del recinto eléctrico. El equipo cuenta con un sistema de rodadura compuesto por cuatro ruedas, dos directrices y dos motrices.

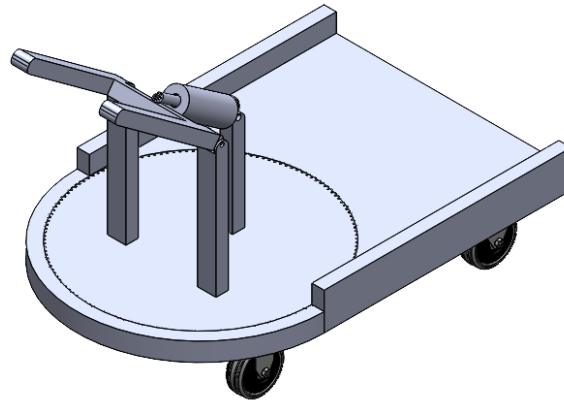


Figura 2-1: Prototipo de propuesta 1.

La característica principal de esta propuesta es la incorporación de un plato giratorio dentado en la parte frontal del dispositivo, accionado mediante un motorreductor. Sobre dicho plato se ubica la estructura de elevación, formada por tres pilares y un puente articulado de sujeción vinculado a un cilindro hidráulico, encargado de regular la altura y posición de la celda.

El funcionamiento previsto consiste en elevar la carga únicamente la distancia necesaria para evitar interferencias con el piso y posteriormente rotarla hacia la plataforma del carro. De esta manera, se reduce el efecto pendular durante el transporte y se mejora la estabilidad operativa del conjunto.

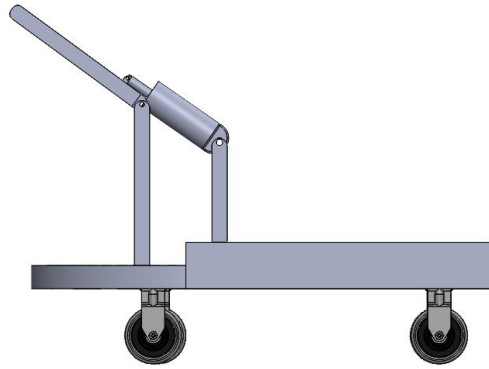


Figura 2-2: Vista lateral propuesta 1.

Asimismo, se contempló la incorporación de un sistema telescópico en el cabezal de sujeción para ampliar el alcance operativo, aunque esta solución implicaba mayores exigencias estructurales y un incremento de los momentos de vuelco.

La estabilidad del dispositivo se planteó mediante la utilización de contrapesos y la distribución estratégica de los componentes de mayor masa en la parte trasera del chasis, manteniendo el centro de gravedad dentro de la base de sustentación durante las maniobras críticas.

Propuesta 2: Sistema de elevación hidráulico autopropulsado

La segunda propuesta consiste en un carro autopropulsado que integra las funciones de elevación transporte y posicionamiento de la celda en un único dispositivo. El sistema de izaje se compone de dos cilindros hidráulicos laterales vinculados al chasis, permitiendo elevar la carga de manera controlada y con una distribución simétrica de esfuerzos.

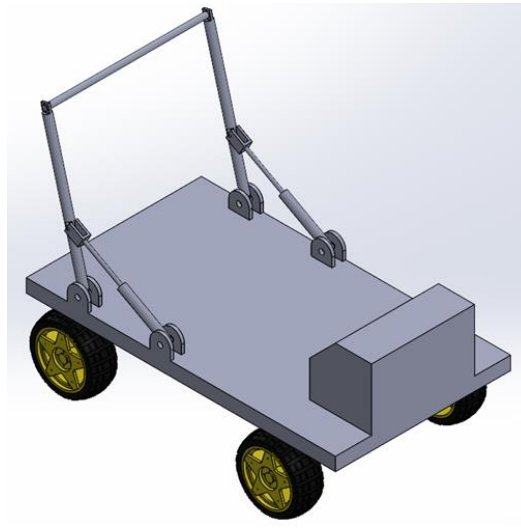


Figura 2-3: Prototipo propuesta 2.

La celda es elevada únicamente la distancia necesaria para evitar interferencias con el piso, apoyándose posteriormente sobre la plataforma del carro para su traslado. Esta configuración reduce movimientos pendulares y mejora la estabilidad durante la operación.

Como complemento, se incorporó una placa adaptadora autocentrante que facilita el acople con la celda y mejora la precisión de posicionamiento durante las maniobras de montaje y desmontajes.

Placa adaptadora

Como complemento de las propuestas desarrolladas, se diseñó una placa adaptadora con geometría autocentrante destinada a facilitar la toma y manipulación de la celda. El sistema permite guiar el acople hacia la posición correcta, reduciendo la necesidad de maniobras de alineación fina y mejorando la precisión durante el montaje y desmontaje.

La placa concentra los puntos de sujeción en una única interfaz rígida, eliminando la utilización de elementos flexibles como cadenas o eslingas. De esta manera, se disminuyen significativamente los movimientos pendulares de la carga y se incrementa la estabilidad general del sistema durante las maniobras de elevación y transporte.

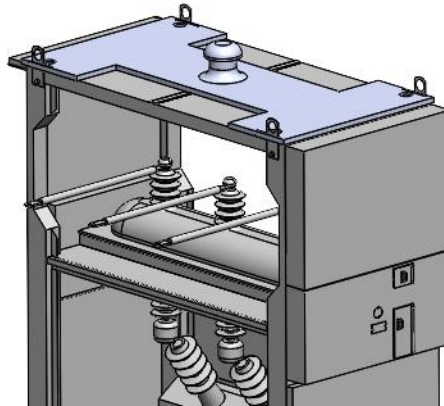


Figura 2-4: Prototipo de placa adaptadora.

Debido a las ventajas operativas y de seguridad obtenidas, el concepto de esta placa adaptadora fue adoptada como criterio común para el desarrollo de las distintas alternativas propuestas, manteniendo tanto su geometría como su principio de funcionamiento como base del sistema de acople de la celda.

Propuesta 3: Sistema de elevación hidráulico con pinza de enganche fija autopropulsado

Surge como una evolución de la propuesta anterior, manteniendo el mismo principio de elevación hidráulico y transporte autopropulsado.

La principal modificación consiste en la incorporación de un sistema de acople mecánico fijo entre la estructura elevadora y la placa adaptadora instalada sobre la celda.

Este sistema de enganche permite vincular rígidamente la carga al dispositivo durante la maniobra, mejorando la estabilidad del conjunto y reduciendo desplazamientos relativos entre la celda y el mecanismo de elevación. Así, se logra un mayor control durante las operaciones de izaje, traslado y posicionamiento.

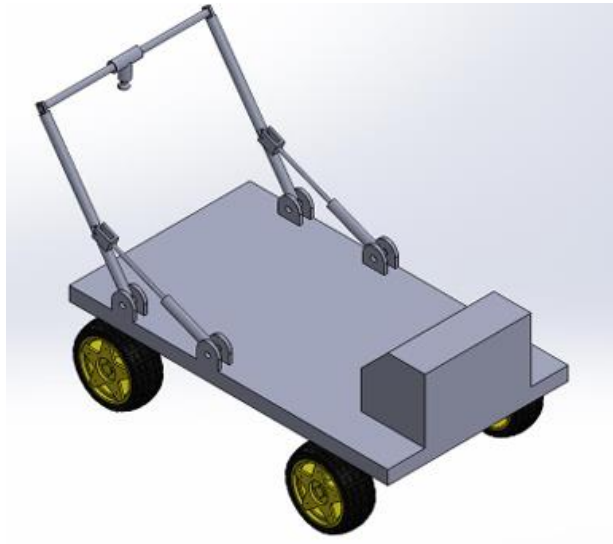


Figura 2-5: Prototipo propuesta 3.

La propuesta buscaba incrementar la seguridad operativa mediante una unión más firme entre la carga y el equipo, manteniendo una configuración estructural relativamente simple y compatible con el sistema hidráulico planteado previamente.

Propuesta 4: Sistema de elevación con pinza de enganche fija autopropulsado

La cuarta alternativa incorpora un brazo mecánico telescópico montado sobre un carro autopropulsado, equipado con una pinza de acople diseñada para vincularse con la placa adaptadora instalada sobre la celda.

El sistema permite extender el brazo hasta alcanzar la posición de toma requerida y posteriormente retraerlo para posicionar la carga sobre la plataforma del dispositivo.

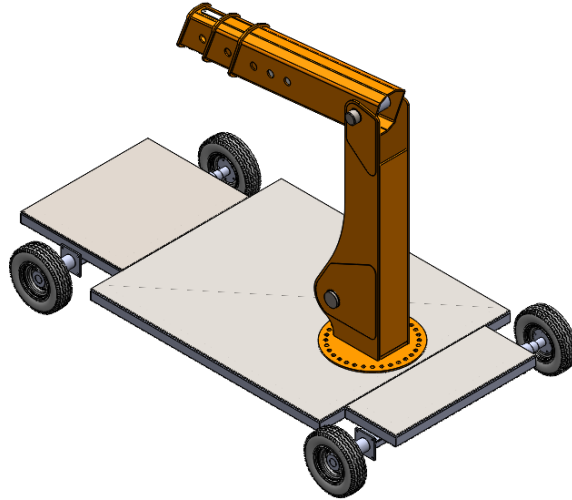


Figura 2-6: Prototipo propuesta 4.

El movimiento de elevación se realiza mediante una columna vertical vinculada al brazo, permitiendo elevar la celda únicamente la altura necesaria para efectuar el traslado de manera segura. La utilización de una unión rígida entre la pinza y la placa adaptadora mejora el control de la carga y reduce movimientos indeseados durante la operación.

Esta propuesta introduce una mayor versatilidad operativa respecto a las alternativas anteriores, debido a la capacidad de alcance del brazo telescópico y a la posibilidad de efectuar maniobras de posicionamiento con mayor precisión dentro del recinto.

Propuesta 5: Sistema de elevación con enganche rotativa autopropulsada

La quinta alternativa mantiene la configuración general de la propuesta anterior, incorporando como mejora un grado adicional de libertad mediante la rotación de la columna que sostiene el brazo de elevación. Esta característica permite orientar la carga respecto al chasis del dispositivo, incrementando la versatilidad operativa del sistema.

El mecanismo continúa utilizando un brazo telescópico con pinza de acople rígida vinculada a la placa adaptadora de la celda, permitiendo realizar maniobras de toma, elevación y posicionamiento con mayor precisión y control.

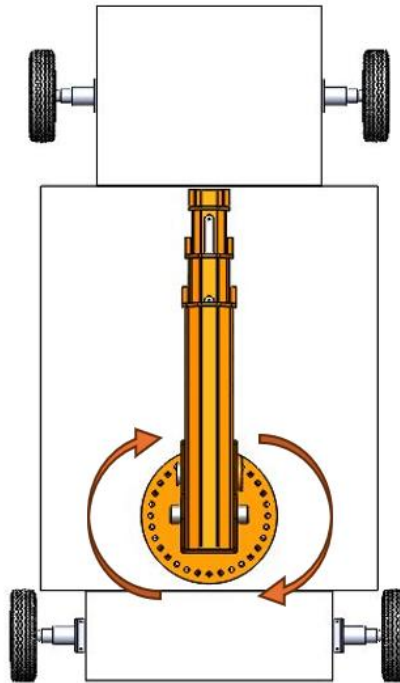


Figura 2-7: Prototipo propuesta 4 pero con rotación del brazo.

La incorporación del movimiento de rotación amplía las posibilidades de operación dentro del recinto eléctrico, facilitando el acceso a distintas configuraciones geométricas y permitiendo adaptar el dispositivo a diferentes condiciones de trabajo. Asimismo, esta propuesta ofrecía la posibilidad de utilizar el sistema para operaciones de carga y descarga de la celda fuera del recinto.

Propuesta 6: Adaptación de mecanismo de elevación de autoelevador

La última alternativa consiste en la adaptación de un autoelevador convencional para realizar las tareas de toma, elevación y posicionamiento de las celdas dentro del recinto. La propuesta contempla el rediseño del sistema porta horquillas, permitiendo que el equipo pueda operar en distintas orientaciones según las condiciones de acceso y disposición de la carga.

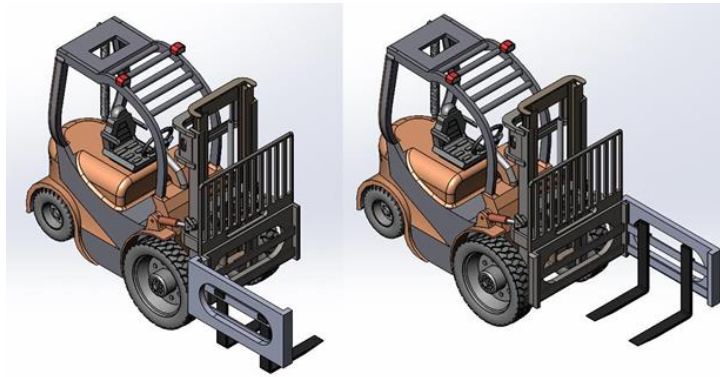


Figura 2-8: Prototipo propuesta 6.

La principal ventaja de esta alternativa radica en el aprovechamiento de la estructura, sistema hidráulico y contrapeso propios del autoelevador, los cuales proporcionan una elevada capacidad de carga y estabilidad operativa. Asimismo, la celda es elevada únicamente la altura necesaria para evitar el arrastre durante el traslado, reduciendo los momentos de vuelco y las solicitaciones sobre el conjunto.

El sistema planteado permitía además introducir las horquillas por debajo de la celda sin requerir mecanismos auxiliares adicionales para efectuar la toma inicial de la carga. No obstante, la propuesta presentaba limitaciones asociadas principalmente a las dimensiones del equipo y a su maniobrabilidad dentro del recinto eléctrico.

Selección de alternativa de diseño

Con el objetivo de determinar la mejor solución se llevó a cabo una matriz de decisión. Una matriz de decisión es una herramienta que se utiliza para evaluar criterios técnicos y operativos considerando relevantes para la aplicación.

Los criterios analizados fueron:

- Tiempo de operación: 0.2
- Versatilidad: 0.05
- Seguridad: 0.15
- Complejidad: 0.05
- Cantidad de maniobras: 0.1
- Cantidad de operaciones: 0.2
- Costos: 0.15

- Factibilidad: 0.1

Cada propuesta fue evaluada mediante una ponderación relativa en función de su desempeño respecto a los criterios establecidos. La valoración se realizó asignando una puntuación del 1 al 5 a cada criterio analizado, de acuerdo con el grado de cumplimiento presentado por cada alternativa.

Tabla 2-1: Matriz de decisión

Propuestas	Tiempo de operación	Versatilidad	Seguridad	Complejidad	Cantidad de maniobras	Cantidad de operarios	Costo	Factibilidad	Resultado
Ponderación	20%	5%	15%	5%	10%	20%	15%	10%	100%
Propuesta 1	3	3	3	4	3	3	4	4	3,3
Propuesta 2	3	3	4	3	3	3	4	4	3,4
Propuesta 3	3	2	3	4	3	3	3	4	3,1
Propuesta 4	4	4	4	3	4	3	3	4	3,6
Propuesta 5	4	5	4	3	4	4	2	4	3,7
Propuesta 6	2	3	3	4	3	4	1	2	2,65

A partir del análisis efectuado, se determinó que la Propuesta 5 representa la solución más conveniente para el desarrollo del proyecto, debido a que combina adecuadamente estabilidad, seguridad operativa, versatilidad y precisión de posicionamiento.

- Reducción del tiempo operativo: la configuración adoptada permite disminuir la cantidad de maniobras necesarias durante la toma, elevación y posicionamiento de la celda, reduciendo consecuentemente los tiempos de trabajo.
- Versatilidad operativa: el sistema puede adaptarse a diferentes configuraciones de recinto y condiciones de trabajo, permitiendo además contemplar eventuales operaciones de carga o descarga sobre vehículos de transporte.
- Seguridad y estabilidad: la propuesta presenta una mayor rigidez y control de la carga durante las maniobras, disminuyendo movimientos indeseados y mejorando la estabilidad general del conjunto.
- Reducción de operarios requeridos: el dispositivo permite realizar la operación con una menor cantidad de personal, requiriéndose únicamente un operador principal y un segundo operario destinado a supervisión y asistencia durante la maniobra.
- Simplificación de maniobras: el sistema concentra la operación principalmente en movimientos de elevación y posicionamiento, reduciendo la complejidad operativa respecto a las restantes alternativas evaluadas.

Capítulo 3: Desarrollo de la solución

En el presente capítulo se presentará el diseño de la solución, explicando cada uno de sus componentes y la función que cumplen. Para proceder de manera ordenada, a modo general se muestran los principales subsistemas y se ira desglosando cada uno de sus componentes. Comenzando a describir desde el elemento de izaje hasta el sostén del equipo.



Figura 3-1: Render de dispositivo.

Módulo de izaje

El módulo de izaje constituye el subsistema encargado de materializar la vinculación mecánica entre el extremo del brazo telescópico y la carga a manipular, en este caso la celda DM1-A-1000. Su función principal es la transmisión segura de esfuerzos desde el sistema de elevación hacia la carga, garantizando condiciones de estabilidad, alineación y confiabilidad durante la operación, traslado y posicionamiento.

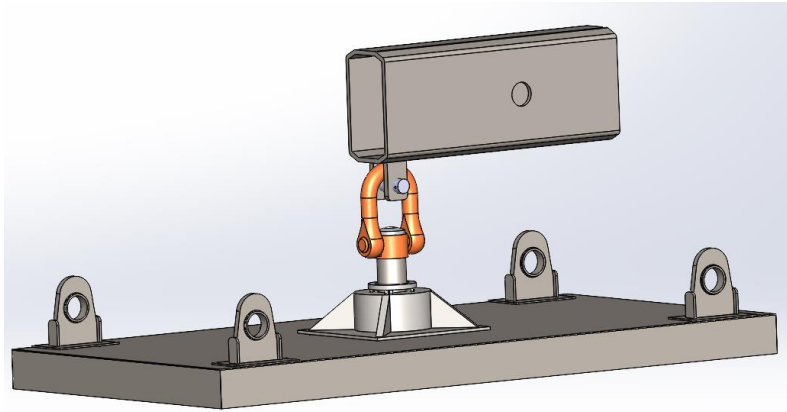


Figura 3-2: Ilustración de DM1-A-1000.

Dado que se trata de un punto crítico del sistema, donde se concentran la totalidad de las solicitaciones provenientes del peso de la carga y posibles efectos dinámicos, su diseño se realiza bajo criterios de seguridad estructural, asegurando un correcto comportamiento frente a solicitaciones de corte, tracción y flexión.

Asimismo, el módulo de izaje debe contemplar aspectos operativos fundamentales, tales como:

- Facilidad y rapidez de acople y desacople
- Correcta alineación con el centro de gravedad de la celda
- Compatibilidad con el entorno de trabajo
- Reducción de los riesgos a errores humanos durante la operación de la carga

El conjunto está conformado por los siguientes componentes principales:

- Percha de sujeción
- Sistema de encastre rápido
- Cáncamo de izaje

- Pasador estructural
- Adaptador del brazo telescópico

Cada uno de estos elementos cumple una función específica dentro de la cadena de transmisión de cargas, siendo su diseño y dimensionamiento determinantes para garantizar la integridad del sistema en condiciones de operación.

Percha sujeción

La percha de izaje fue diseñada como el elemento encargado de vincular el sistema de elevación con la carga, permitiendo una correcta transmisión de esfuerzos y una distribución equilibrada de los mismos.

A la hora de comenzar con el diseño del elemento de izaje, partimos de algo simple, que el levantamiento de la celda se haga a través de una chapa de acero al carbono. La cual resultaba ser una buena idea, pero al momento de hacer un análisis estructural de la misma, no obteníamos resultados buenos. Esto se debe a que utilizar una chapa plana de acero, posee baja rigidez a la flexión y torsión en relación con su peso, por lo que ante cargas elevadas tiende a deformarse muy fácil. Esto en aplicaciones en las que se requiere izaje esto resulta crítico, ya que las estructuras están sometidas no solo a esfuerzos estáticos, sino también a cargas dinámicas producidas durante el levantamiento, aceleraciones, frenados o posibles oscilaciones de la carga.

Además, las chapas son más susceptibles a fenómenos de: pandeo local, abollamiento, concentraciones de tensiones en perforaciones o uniones, etc.

Es por ello por lo que, haciendo una investigación más exhaustiva de aplicaciones reales utilizadas en la industria, decidimos orientar el diseño hacia la utilización de perfiles estructurales conformados o laminados (tipo I, C, caños estructurales, tubos, etc). En la mayoría de las soluciones analizadas se observó el empleo de estructuras tipo bastidor rigidizadas mediante perfiles estructurales y refuerzos diagonales, debido a que estos poseen un mayor momento de inercia y modulo resistente, permitiendo soportar mayores esfuerzos con menor deformación y mejor distribución de tensiones.

A continuación, se muestra algunas referencias y ejemplos similares utilizados como criterio de diseño para el desarrollo de la percha propuesta.



Figura 3-3: Ilustración de DM1-A-1000.



Figura 3-4: Ilustración de DM1-A-1000.

Cabe destacar que muchas estructuras de izaje utilizadas industrialmente, como *spreader beams* y *lifting frames*, son fabricadas mediante perfiles estructurales rigidizados, debido a su elevada rigidez y buena distribución de las cargas.

Este tipo de configuraciones permite reducir deformaciones y mejorar el comportamiento estructural frente a las solicitaciones presentes durante las maniobras de izaje, criterios que también fueron considerados para el diseño final.

El diseño se basa en una estructura cuadrada tipo bastidor, conformada por perfilera de caños estructurales tipo C de 80 x 8 mm, material ASTM A36. Se optó por esta

configuración debido a su buena relación entre rigidez y peso, así como por su facilidad constructiva y buen comportamiento frente a solicitaciones dinámicas.

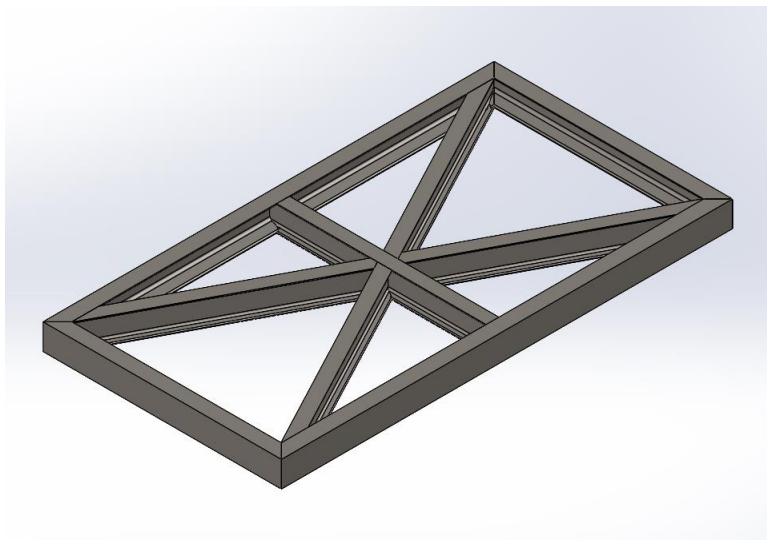


Figura 3-5: Ilustración de DM1-A-1000.

La configuración tipo bastidor permite además lograr una correcta transmisión de las cargas hacia los puntos de vinculación, reduciendo deformaciones globales y mejorando la estabilidad estructural del conjunto durante las maniobras de izaje.

Con el objetivo de mejorar el comportamiento estructural, se incorporaron refuerzos internos dispuestos en forma de diagonales, conformados por perfiles tipo I de 80 x 6 mm, los cuales generan una configuración tipo cruceta. Esta disposición permite reducir deformaciones y distribuir de manera más eficiente los esfuerzos hacia los puntos de izaje.

Adicionalmente, se incorporó una chapa superior vinculada al bastidor, cuya función es incrementar la rigidez del conjunto, fortaleciendo la rigidez de la estructura, estableciendo una distribución uniforme de esfuerzos y minimizando deformaciones localizadas en la zona de apoyo y vinculación con la carga.

En la parte superior se dispusieron de cuatro orejas de izaje, diseñadas para asegurar la correcta toma de la carga mediante pasadores, permitiendo una adecuada transferencia de esfuerzos hacia la estructura principal de la percha.

Finalmente, en la zona central, se diseñó un punto de vinculación con el sistema de elevación mediante un acople rápido, el cual se une con el cáncamo principal del equipo de izaje, garantizando una unión segura y permitiendo una correcta alineación de la carga durante las maniobras de elevación y manipulación.

Orejas de izaje

El sistema de izaje incorpora orejas diseñadas para permitir la manipulación segura del equipo mediante elementos de izaje convencionales (grilletes o pasadores). Estas orejas deben ser capaces de transmitir la carga hacia la estructura sin comprometer la integridad del conjunto.

Las orejas de izaje constituyen el punto de vinculación entre la estructura y los elementos de elevación, siendo las encargadas de transferir las cargas provenientes del sistema de izaje hacia la estructura principal.

Debido a que estos componentes trabajan bajo cargas concentradas y solicitaciones dinámicas, su diseño resulta crítico desde el punto de vista estructural y de seguridad operacional.

Durante el desarrollo geométrico se buscaron configuraciones que permitieran reducir concentraciones de tensiones, incorporando radios de transición y dimensiones adecuadas alrededor de la zona del pasador.

El dimensionamiento se realizó siguiendo criterios de diseño estructural para dispositivos de izaje, en concordancia con lo establecido en ASME BTH-1 [9], considerando los principales modos de falla asociados a este tipo de componentes.

Esta norma establece criterios de diseño estructural y seguridad para componentes sometidos a cargas de izaje, contemplando aspectos tales como estados de carga, factores de diseño, modos de falla y tensiones admisibles.

Su utilización permitió definir criterios de verificaciones adecuados para las orejas de izaje, considerando solicitaciones de tracción, corte, aplastamiento y desgarro, garantizando así un diseño seguro y confiable para las condiciones de operación previstas.

El diseño final de las orejas de izaje fue el resultado de un proceso iterativo de análisis y optimización geométrica, cuyo objetivo principal fue garantizar una correcta transmisión de cargas hacia la estructura principal de la percha, minimizando concentraciones de tensiones y deformaciones localizadas.

Para el desarrollo, además de las verificaciones analíticas y simulaciones, también se tomaron como referencia distritos criterios y configuraciones observados en aplicaciones reales, bibliografía técnica y material audiovisual relacionado con el diseño de dispositivos de izaje [10]. Estas referencias permitieron comprender configuraciones estructurales comúnmente utilizadas para mejorar la distribución de esfuerzos y aumentar la rigidez local del conjunto.

Inicialmente se partió de una geometría simple compuesta por una placa perforada soldada directamente sobre la estructura. Sin embargo, durante las primeras verificaciones estructurales y simulaciones realizadas, se observaron elevadas concentraciones de tensiones principalmente en la zona de vinculación entre la oreja y la placa base, así como alrededor del alojamiento del pasador.

A partir de estos resultados, (Ver anexo A: Percha de izaje), se realizaron distintas modificaciones orientadas a mejorar el comportamiento estructural del conjunto. Entre ellas, se incorporaron rigidizadores laterales soldados a ambos lados de la oreja principal, permitiendo aumentar considerablemente la rigidez local y reducir deformaciones producidas durante las maniobras de elevación.

Asimismo, se incorporó un refuerzo alrededor del alojamiento del pasador con el objetivo de mejorar la distribución de tensiones en la zona de contacto y aumentar la superficie resistente frente a fenómenos de aplastamiento y desgaste local.

Finalmente, se adoptó una geometría reforzada y rigidizada, capaz de transmitir de manera más eficiente las cargas provenientes del sistema de izaje hacia la estructura soporte, obteniendo un comportamiento estructural más seguro y adecuado para las condiciones operativas previstas.

Sistema de encastre rápido

El sistema de encastre rápido se ubica en la zona central de la placa (Figura 3-6) adaptadora y constituye el elemento encargado de materializar la vinculación directamente entre dicha placa y el cáncamo de izaje. Su función principal es permitir un acople y desacople rápido, seguro y controlado, reduciendo tiempo operativos y minimizando la intervención manual en zonas potencialmente riesgosas.

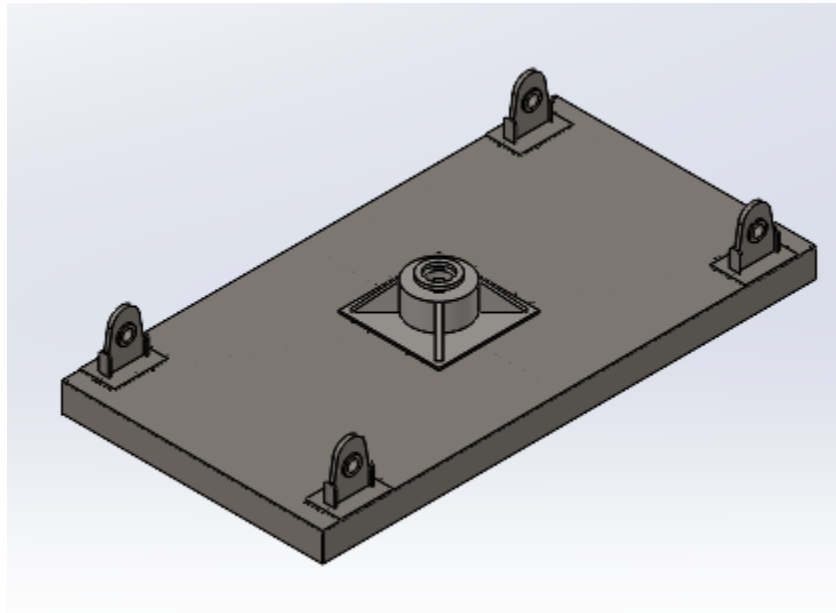


Figura 3-6: Vista isométrica del conjunto.

Desde el punto de vista funcional, el sistema está compuesto por un conjunto de cuatro pasadores radiales equidistantes, los cuales, en posición de trabajo, se introducen en el acople solidario al cáncamo con acople, generando el bloque mecánico del conjunto. El sistema fue concebido de manera tal que el propio peso de la celda contribuya al aseguramiento del acople, evitando desacoples involuntarios durante las maniobras de elevación y transporte.

La carga total correspondiente a la celda es transmitida estructuralmente a través de dichos pasadores, distribuyéndose entre ellos de manera aproximadamente homogénea. Debido a esta condición, los pasadores constituyen uno de los elementos críticos dentro de la cadena resistente del sistema de izaje, encontrándose principalmente solicitados a esfuerzos de corte y aplastamiento.

El accionamiento del sistema se realiza mediante un aro superior, el cual, al ser presionado, provoca la retracción simultáneamente de los pasadores, permitiendo la liberación del cáncamo con acople. Una vez liberada la acción sobre dicho aro, los pasadores retornan automáticamente a su posición de trabajo mediante un sistema de resortes (Figura 3-7), asegurando el enclavamiento del consunto sin necesidad de intervención adicional. A su vez al momento de acoplar los pasadores ya que cuentan con un chaflan poseen un rápido acoplamiento y se retraen automáticamente al ser empujados por el cáncamo con acoplamiento.

Adicionalmente, los extremos de los pasadores fueron diseñados con geometría achaflanada, permitiendo que durante la maniobra de acople el contacto con el cáncamo produzca automáticamente la retracción momentánea de los mismos. Esto posibilita un acoplamiento rápido y progresivo, simplificando la operación y reduciendo la necesidad de alineamientos de alta precisión durante la vinculación inicial.

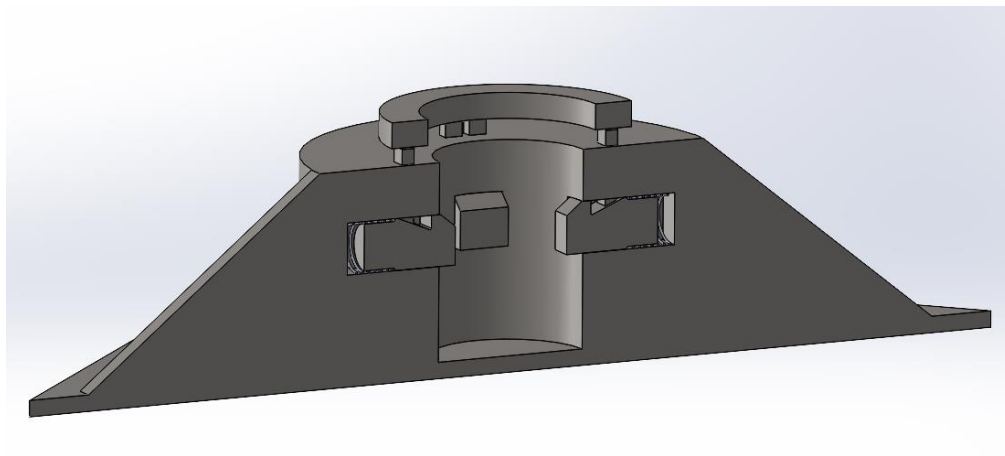


Figura 3-7: Vista en corte de sistema de acople rápido.

Durante una etapa preliminar de diseño se evaluó la posibilidad de fabricar los pasadores utilizando acero ASTM A36. Si bien los resultados obtenidos resultaban estructuralmente admisibles, los márgenes de seguridad obtenidos fueron considerados reducidos para una aplicación asociada al izaje y manipulación de cargas de elevada criticidad operativa. Por este motivo se adoptó finalmente acero SAE 4140 tratado térmicamente, material que presenta un límite elástico significativamente superior, mejorando de manera considerable el factor de seguridad del sistema.

En cuanto a la selección de materiales, el cuerpo principal del sistema fue concebido en acero estructural ASTM A36.

Las verificaciones estructurales y simulaciones numéricas fueron realizadas aplicando condiciones de carga estáticas sobre zonas específicas definidas mediante líneas de partición, tanto para la aplicación de cargas como para la definición de apoyos y restricciones del modelo. En una condición conservadora de análisis, la totalidad del peso correspondiente a la celda fue aplicada sobre un único pasador, hipótesis que representa una situación más exigente que la condición real de funcionamiento, donde la carga se distribuye aproximadamente entre los cuatro elementos resistentes del sistema. En consecuencia, los resultados obtenidos presentan un criterio de diseño del lado de la seguridad.

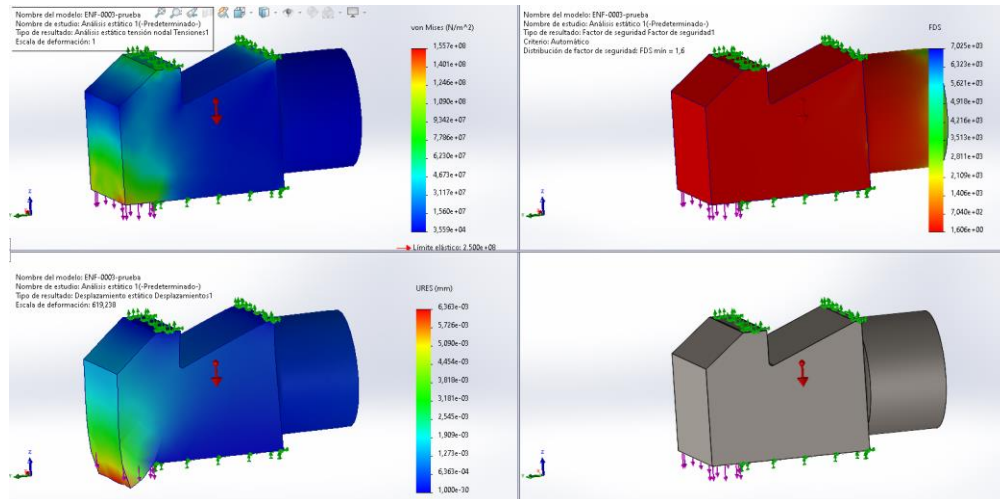


Figura 3-8: Resultados obtenidos de pasador en acero A36.

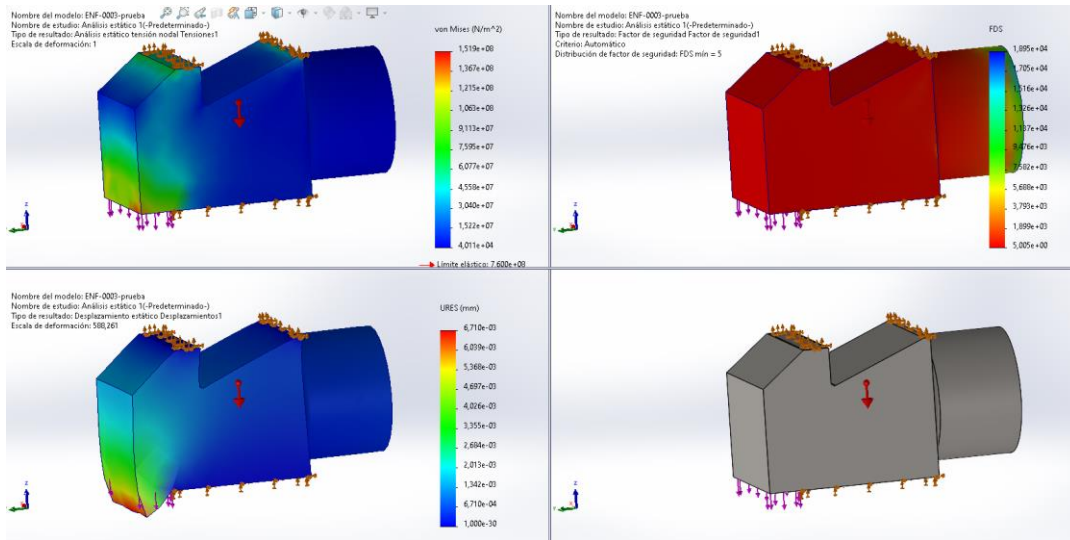


Figura 3-9: Resultados obtenidos de pasador con Acero 4140 templado y revenido.

Como se puede notar claramente en las imágenes el límite elástico del 4140 templado y revenido es notablemente superior, lo que mejora significativamente el factor de seguridad. Además, la carga aplicada es la de la totalidad de la celda, condición no real ya que la carga de la celda se distribuye homogéneamente entre los cuatro pasadores, lo que baja la carga.

Secuencia de funcionamiento del sistema de encastre rápido

La secuencia de acople del sistema de encastre rápido fue diseñada con el objetivo de minimizar la intervención manual del operador y garantizar una vinculación rápida, segura y repetible entre la placa adaptadora y el cáncamo de izaje de la celda.

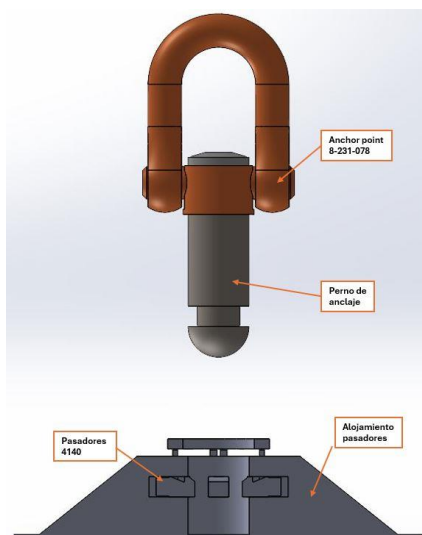


Figura 3-10: Etapa 1 de conexión.

Inicialmente, el perno de anclaje solidario al cáncamo es alineado con el alojamiento central del sistema de encastre rápido, ubicado sobre la placa adaptadora. Durante el descenso y aproximación del conjunto, la geometría esférica inferior del perno entra en contacto con las superficies achaflanadas de los pasadores radiales (Figura 3-10).

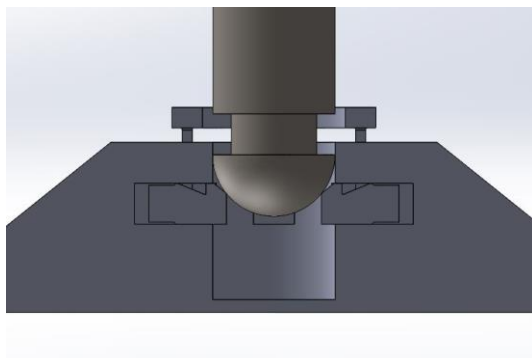


Figura 3-11: Etapa 2 de conexión.

A medida que continúa el movimiento descendente, dicho contacto genera automáticamente la retracción radial de los pasadores, venciendo la fuerza ejercida por los resortes de retorno. Esta característica permite que el mecanismo funcione de manera prácticamente automática, evitando accionamientos manuales adicionales durante la etapa de acople.

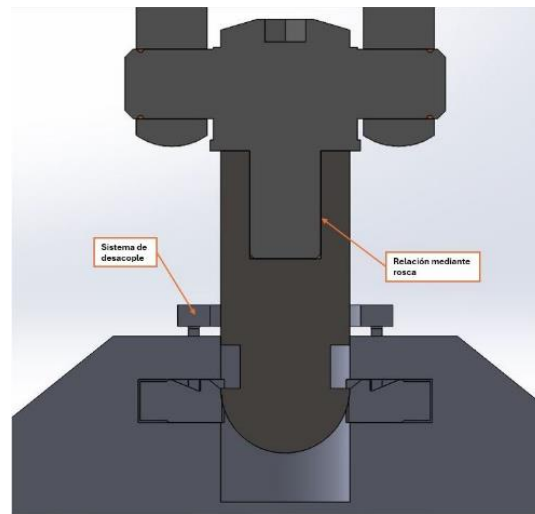


Figura 3-12: Etapa 3 de conexión.

Una vez que el perno alcanza su posición final de trabajo, la zona de alojamiento mecanizada coincide con la posición de los pasadores, permitiendo que estos vuelvan automáticamente a su posición original impulsados por los resortes. De esta manera se produce el enclavamiento mecánico del conjunto, quedando asegurada la unión entre el sistema de izaje y la celda.

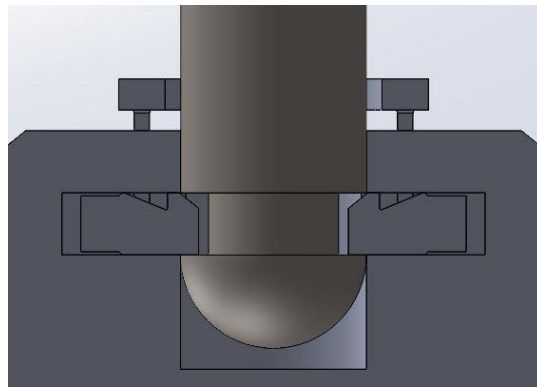


Figura 3-13: Etapa 4 de conexión.

Finalmente, al aplicarse la carga correspondiente al peso propio de la celda, el sistema incrementa su condición de bloqueo debido a que la geometría del conjunto impide la retracción involuntaria de los pasadores mientras exista carga aplicada. Esta condición aporta una seguridad adicional frente a desacoples accidentales durante las maniobras de elevación, transporte y posicionamiento.

Cáncamo de izaje

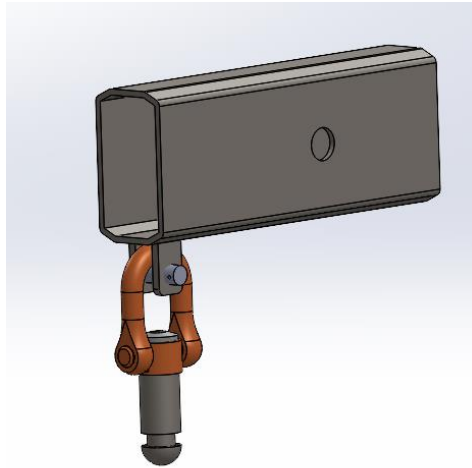


Figura 3-14: Subconjunto cáncamo de izaje.

El cáncamo de izaje constituye el elemento de vinculación entre el sistema de encastre rápido y el brazo telescópico, siendo responsable de transmitir la totalidad de la carga durante la maniobra de elevación, transporte y posicionamiento de la celda. Debido a la criticidad de esta unión dentro de la cadena resistente del sistema, su diseño y selección fueron realizados priorizando criterios de seguridad estructural, confiabilidad operativa y comportamiento mecánico verificable.

Las planchuelas que vinculan al brazo telescópico con la estructura soporte del cáncamo fueron concebidas con la planchuela son de acero F-24 y unidas mediante soldaduras de penetración total. Considerando que este tipo de unión presenta una elevada capacidad resistente y una adecuada continuidad estructural, el análisis mediante Método de Elementos Finitos (MEF) se centró principalmente en la validación de las orejas de vinculación, por constituir la zona de mayor concentración de tensiones.

El resultado de la validación se muestra a continuación:

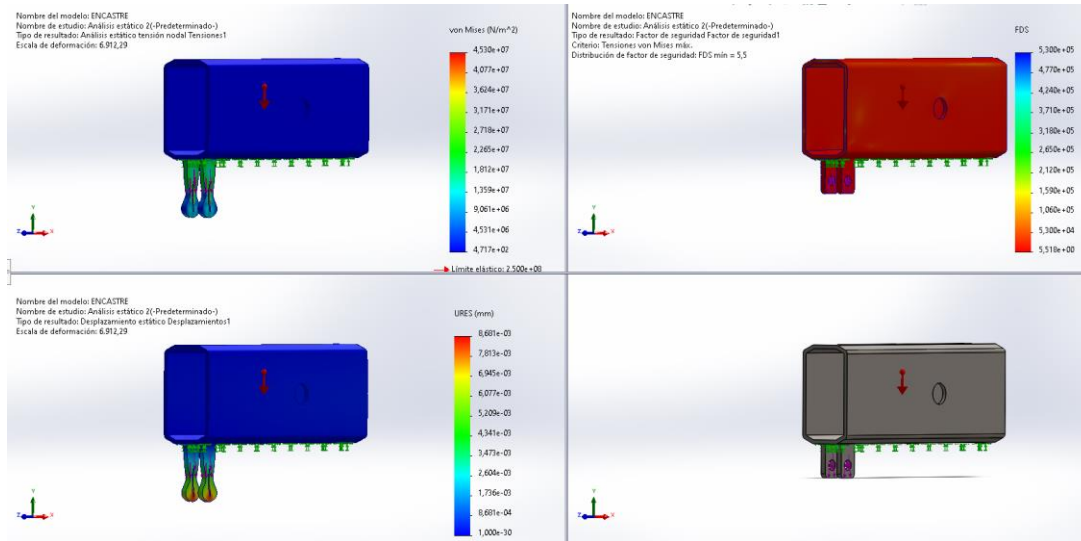
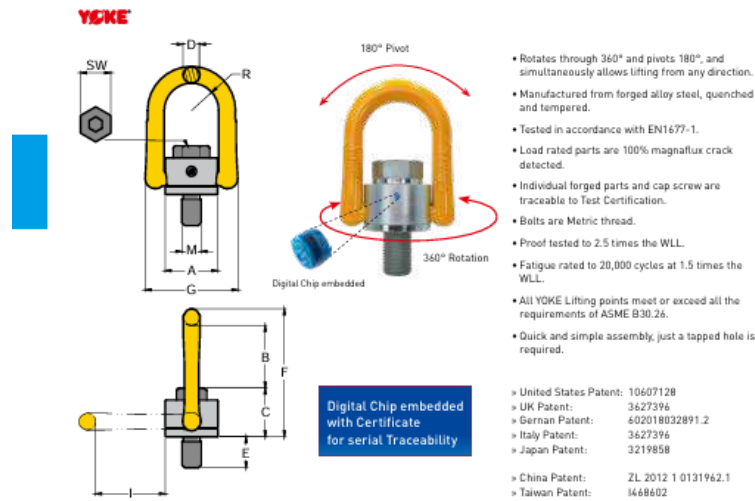


Figura 3-15: Resultados.

Para la validación estructural se consideraron las orejas empotradas y una carga de 11740 N aplicada sobre la superficie interior del agujero de vinculación. Los resultados obtenidos evidenciaron un comportamiento altamente satisfactorio frente a las solicitaciones de servicio, observándose bajos niveles de deformación y tensiones equivalentes inferiores a los límites admisibles del material. Asimismo, los coeficientes de seguridad obtenidos resultaron superiores a 5, valor considerado ampliamente adecuado para aplicaciones de izaje y manipulación de cargas suspendidas.

Para esta aplicación se seleccionó un componente comercial certificado correspondiente a un punto de izaje articulado del tipo *anchor point*, el cual cumple con normativas internacionales aplicables a elementos de izaje, entre ellas ASME B30.26 y EN 1677. La utilización de un componente normalizado y certificado responde a la necesidad de minimizar riesgos asociados al diseño de elementos críticos sometidos a cargas dinámicas y potenciales desalineaciones durante la operación. Asimismo, permite garantizar trazabilidad, confiabilidad y cumplimiento de estándares internacionales de seguridad.



Digital Anchor Point

Metric Thread (8-231)

Item No.	Working Load Limit	Thread version			Dimensions										Torque in		N.W.
		M	E	Pitch	A	B	C	D	F	G	R	SW	I				
	tonnes	mm	mm	DIN13					mm					Nm	kg		
8-231-005	0.5	M 8	12	1.25	33	42	28	11	80	58	17	13	44	30	0.2		
8-231-007	0.7	M 10	15	1.50	33	41	29	11	80	58	17	17	44	60	0.3		
8-231-010	1.0	M 12	20	1.75	33	39	31	11	80	58	17	19	44	100	0.3		
8-231-015	1.5	M 14	21	2.00	50	56	45	17	116	90	27	22	63	120	0.9		
8-231-020	2.0	M 16	24	2.00	50	54	46	17	116	90	27	24	63	150	0.9		
8-231-025	2.5	M 18	27	2.50	65	77	57	20	155	108	34	30	86	200	1.9		
8-231-030	3.0	M 20	34	2.50	51	52	49	17	116	90	27	30	63	250	1.1		
8-231-050	5.0	M 24	36	3.00	72	81	59	25	163	126	37	36	88	400	2.7		
8-231-056	5.6	M 27	38	3.00	87	96	79	30	204	148	46	41	110	400	4.7		
8-231-078	7.8	M 30	48	3.50	87	94	81	30	204	148	46	46	110	500	5.1		
8-231-100	10.0	M 36	54	4.00	87	90	85	30	204	148	46	55	110	1000	5.6		
8-231-125	12.5	M 36	56	4.00	110	112	98	36	248	188	57	55	128	1000	10.2		
8-231-156	15.6	M 42	63	4.50	110	101	108	36	248	188	57	65	128	1500	10.6		
8-231-200	20.0	M 48	72	5.00	110	97	112	36	248	188	57	75	128	2000	12.0		
8-231-220	22.0	M 56	84	5.50	123	116	121	36	274	202	64	85	146	2100	14.3		
8-231-225	22.5	M 64	100	6.00	123	111	126	36	274	202	64	95	146	2200	16.6		

* Design Factor 4:1



Figura 3-16: Catálogo de cáncamo.

El modelo seleccionado, identificado en la tabla de fabricante (fila resaltada Figura 3-16), posee una capacidad de carga adecuada para la aplicación, considerando la masa máxima de la celda y el coeficiente de seguridad adoptados en el proyecto.

Desde el punto de vista funcional, el cáncamo presenta las siguientes características principales:

- Capacidad de rotar 360 grados sobre su eje vertical
- Bascular hasta 180 grados

- Geometría articulada que permite la auto alineación con la dirección de la carga

Estas características resultan fundamentales para evitar la introducción de esfuerzos parásitos sobre el sistema, tales como momentos flectores secundarios o cargas laterales no deseadas, las cuales podrían generar solicitaciones adicionales sobre el brazo telescópico, los pernos de vinculación y el sistema de encastre rápido. De esta manera, se favorece una transmisión de cargas predominantemente axial y se mejora el comportamiento global del conjunto estructural.

Adicionalmente, este dispositivo cuenta con un sistema integrado de medición de carga, el cual permite conocer en tiempo real el peso aplicado durante la maniobra. Esta funcionalidad aporta una capa adicional de seguridad operativa, permitiendo verificar que las cargas manipuladas permanezcan dentro de los límites admisibles definidos para el equipo.

La vinculación del cáncamo con el sistema se realiza mediante una conexión roscada, donde el extremo roscado del mismo se acopla a un perno de anclaje diseñado específicamente para esta aplicación. Dicho perno posee una rosca interna compatible, garantizando una correcta transmisión de esfuerzos y una adecuada superficie de contacto. Asimismo, esta solución permite simplificar las tareas de montaje, desmontaje y mantenimiento del sistema de izaje.

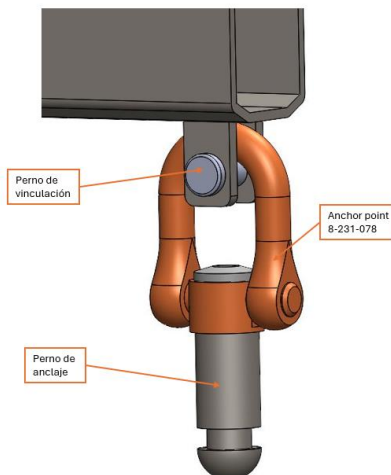


Figura 3-17: Perno de anclaje.

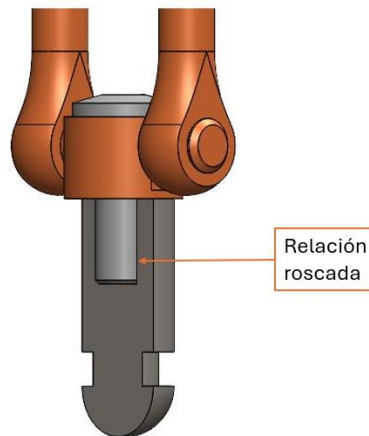


Figura 3-18: Vinculación.

En cuanto al perno de anclaje, el mismo fue concebido de acero estructural ASTM A36 y dimensionado mediante simulación numérica, verificando su capacidad para soportar las solicitaciones generadas durante la operación. Durante el análisis se evaluaron tensiones equivalentes, desplazamientos y coeficientes de seguridad, considerando condiciones representativas de carga y posibles efectos derivados de la geometría del conjunto.

Los resultados exhibidos muestran una gran resistencia a la carga a soportar, con altos valores de FOS, bajos desplazamientos e inferiores fuerzas de Von Mises. Las simulaciones fueron realizadas mediante la aplicación de cargas remotas ubicadas en el centro de masa de la celda, buscando representar de manera realista las condiciones operativas del sistema durante la maniobra de izaje.

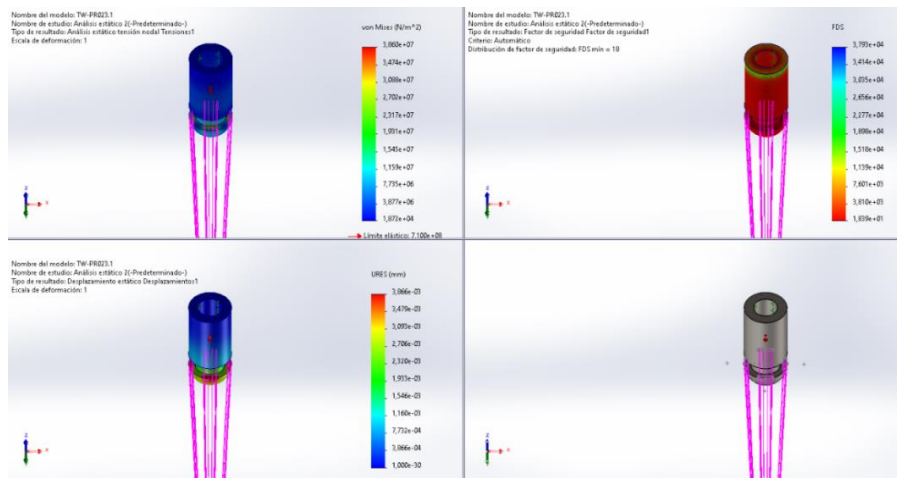


Figura 3-19: Resultado simulación de perno.

Este componente cumple además una función funcional adicional dentro del sistema de encastrés rápidos, actuando como elemento de accionamiento sobre los pasadores internos. Su geometría inferior, de forma redondeada, permite la retracción de los pasadores durante el acople, posibilitando su posterior enclavamiento automático en la posición de trabajo.

De este modo, el conjunto formado por el cáncamo y el perno de anclaje no solo garantiza la correcta transmisión de cargas, sino que también forma parte activa del mecanismo de acople, integrando funciones estructurales y operativas dentro de un único sistema compacto y funcional.

Brazo telescópico

En esta sección se desarrolla el diseño del sistema de izaje, cuyo elemento principal es el brazo telescópico, encargado de transmitir las cargas desde el punto de toma hasta la estructura principal del equipo. Su función consiste en proporcionar el alcance necesario para realizar las maniobras de extracción, manipulación y posicionamiento de las celdas de media tensión, manteniendo condiciones adecuadas de estabilidad, resistencia estructural y seguridad operativa.

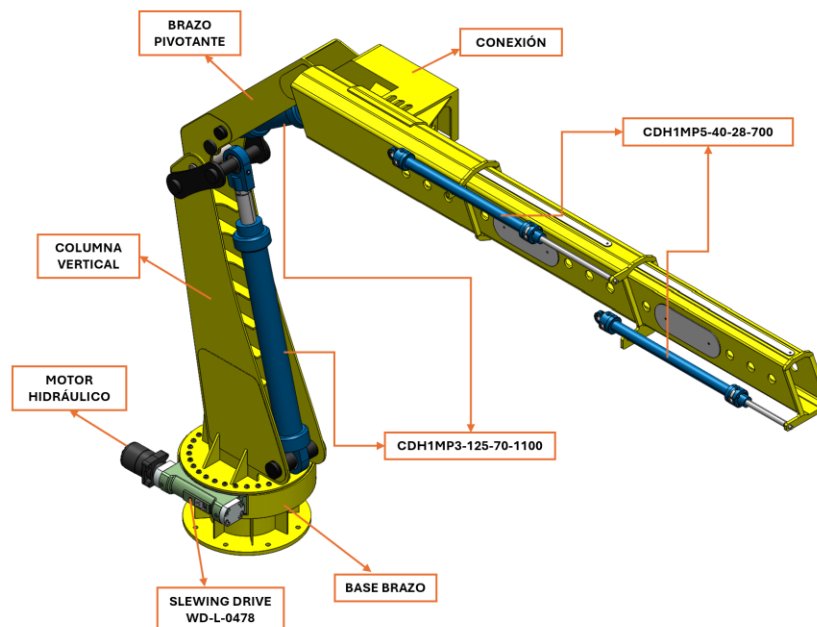


Figura 3-120: Conjunto de brazo telescópico.

El sistema no se limita únicamente al brazo telescópico, sino que se encuentra compuesto además por la columna vertical, la base estructural que incorpora el mecanismo de giro y el sistema hidráulico encargado del accionamiento de los distintos movimientos del conjunto.

La configuración adoptada corresponde a un sistema telescópico compuesto por tres tramos deslizantes, permitiendo variar el alcance operativo del equipo según las necesidades de trabajo. Esta solución permite obtener una buena relación entre capacidad de carga, alcance y compacidad del conjunto durante las maniobras de repliegue y operación.

Debido a las solicitaciones presentes durante las maniobras de elevación, el conjunto debe garantizar simultáneamente resistencia estructural, adecuada rigidez y capacidad de movimiento, permitiendo alcanzar las posiciones requeridas durante la operación de manera segura y eficiente.

Durante el proceso de diseño se analizaron distintas configuraciones estructurales, optándose finalmente por una geometría tipo cajón rigidizada, debido a su elevado momento de inercia y buen comportamiento frente a esfuerzos de flexión y torsión. La utilización de este tipo de sección permite además mejorar la distribución de tensiones y reducir deformaciones globales del brazo durante la operación.

Asimismo, se incorporaron refuerzos y rigidizadores en aquellas zonas sometidas a mayores concentraciones de esfuerzos, particularmente en proximidades de uniones soldadas, vinculaciones con cilindros hidráulicos y sectores de transición geométrica. Esto permitió mejorar la rigidez local del conjunto y lograr una estructura más estable frente a las solicitaciones presentes durante las maniobras de elevación.

El proceso de diseño se abordó de manera progresiva, partiendo de una configuración inicial y evaluando cada uno de sus componentes. Para ello, se analizaron en detalle las distintas secciones del brazo telescópico, la columna, el sistema de giro y circuito hidráulico, considerando las condiciones de carga y funcionamiento, con el objetivo de verificar su comportamiento frente a esfuerzos de flexión, corte y posibles fenómenos de inestabilidad.

A continuación, se presenta el desarrollo del diseño del sistema, desglosado por componentes, justificando las decisiones adoptadas en cada etapa.

Extensión telescópica

En el siguiente apartado se desarrolla el diseño de la extensión telescópica del brazo, componente clave para alcanzar el rango operativo requerido del sistema de izaje. Su configuración debe garantizar un adecuado compromiso entre capacidad resistente, rigidez y correcto funcionamiento del mecanismo de deslizamiento.

En primer lugar, se abordó el dimensionamiento estructural del brazo, definiendo la geometría y las secciones resistentes en función de las solicitaciones. Posteriormente, se realizó el cálculo de reacciones y esfuerzos internos, lo que permitió caracterizar el estado tensional del sistema bajo las condiciones de carga más exigentes. Ver anexo A: Brazo hidráulico.

Finalmente, se desarrolló el dimensionamiento de los patines de deslizamiento, elementos fundamentales para asegurar un movimiento controlado entre las secciones telescópicas, minimizando el rozamiento y garantizando una adecuada distribución de presiones de contacto.

Diseño de patines

Con el objetivo de garantizar un desplazamiento suave y controlado entre los distintos tramos del brazo telescópico, se incorporan patines de deslizamiento ubicados estratégicamente en las zonas de contacto entre perfiles. Estos elementos cumplen la función de reducir el rozamiento, minimizar el desgaste superficial y contribuir al correcto guiado de la extensión telescópica durante las maniobras de trabajo.

Los patines se fabrican en polietileno de ultra alto peso molecular (UHMW-HD1000), material seleccionado debido a su bajo coeficiente de fricción, elevada resistencia al desgaste y buen comportamiento frente a cargas de compresión y contactos deslizantes.

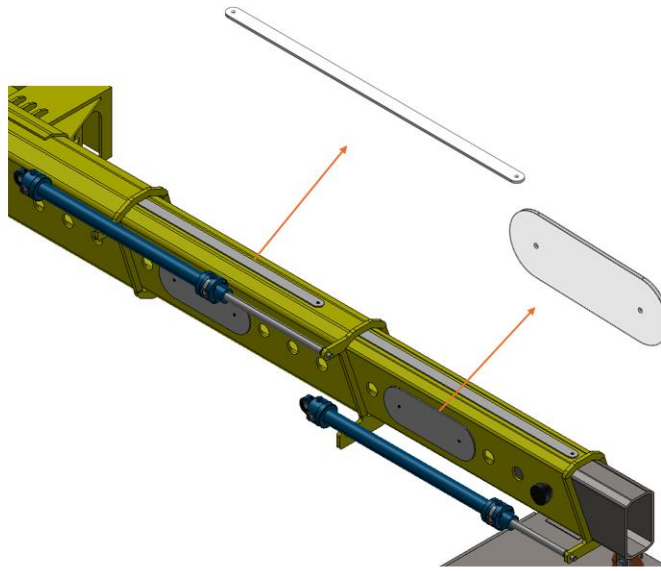


Figura 3-21: Patines de alto peso molecular.

Asimismo, este material presenta un funcionamiento adecuado sin necesidad de lubricación permanente, característica particularmente favorable para aplicaciones industriales donde se busca reducir tareas de mantenimiento y evitar contaminación en el entorno operativo.

A continuación, se detallan algunas de las propiedades que presenta este tipo de material seleccionado para el patín:

Tabla 3-1: Propiedades del material

Propiedades principales del UHMW-HD1000			
Propiedad	Valor adoptado	Unidad	Importancia en el diseño
Densidad	940	kg/m ³	Peso propio del patín
Módulo de elasticidad (E)	800	MPa	Rigidez y deformaciones
Módulo de cizallamiento (G)	275	MPa	Deformaciones por corte
Coefficiente de Poisson	0.46	-	Comportamiento elástico
Límite elástico	20	MPa	Referencia para Simulation
Resistencia a compresión (2%)	8	MPa	Criterio principal de diseño
Resistencia a compresión (5%)	14	MPa	Verificación de aplastamiento
Coefficiente de rozamiento dinámico	0.12–0.20	-	Fuerza de deslizamiento
Coefficiente de expansión térmica	2×10 ⁻⁴	1/K	Dilatación térmica
Dureza Shore D	60–62	-	Resistencia superficial

La disposición y geometría de los patines permiten distribuir las presiones de contacto entre las secciones telescópicas, evitando contactos metálicos directos entre perfiles y favoreciendo la estabilidad del conjunto durante la extensión y retracción del brazo.

En cuanto a las dimensiones de estas, optamos que ocupen gran parte de los laterales de los brazos y no trabajar con las dimensiones mínimas obtenidas. De esta manera aseguramos un buen deslizamiento entre tramos.

Columna vertical

La columna vertical corresponde al elemento estructural encargado de vincular el brazo telescópico con la base principal del equipo y el sistema de giro, constituyendo una de las partes más críticas dentro del conjunto de izaje. Su función principal es recibir y transmitir hacia la estructura inferior todas las solicitaciones generadas durante las maniobras de trabajo, incluyendo las cargas provenientes del peso propio del brazo, la carga suspendida, las acciones dinámicas asociadas al izaje y los momentos generados por el alcance operativo del sistema telescópico.

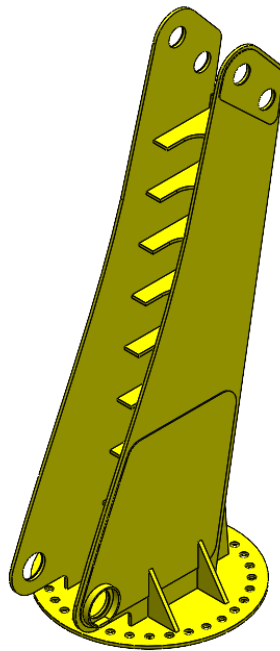


Figura 3-22: Columna vertical.

Debido a la configuración del equipo y a las condiciones de trabajo previstas, la columna se encuentra sometida principalmente a elevados esfuerzos de flexión combinados con esfuerzos de compresión y corte, particularmente en la zona inferior, donde se produce

la vinculación con la base estructural y el mecanismo de giro. Como consecuencia, el diseño de este componente requirió priorizar tanto la resistencia mecánica como la rigidez global del conjunto, buscando limitar deformaciones excesivas y garantizar un adecuado comportamiento estructural frente a las condiciones más desfavorables de operación.

El proceso de diseño se inició a partir de las cargas obtenidas en los distintos casos de carga definidos para el sistema de izaje, considerando las configuraciones de máxima exigencia correspondientes a las mayores condiciones de alcance y capacidad de carga. A partir de dichas solicitaciones, se realizó el dimensionamiento preliminar de la sección estructural de la columna, seleccionando una geometría capaz de proporcionar una elevada inercia y una adecuada resistencia frente a los momentos flectores actuantes.

Posteriormente, se procedió al diseño de los elementos de rigidización y refuerzos incorporados a la estructura, con el objetivo de mejorar la distribución de tensiones y aumentar la rigidez local de las zonas críticas. Para ellos se incorporaron nervios estructurales y cartelas de refuerzo en la región inferior de la columna, principalmente en la zona de vinculación con la base y el sistema de giro, donde se concentran los mayores esfuerzos del conjunto.

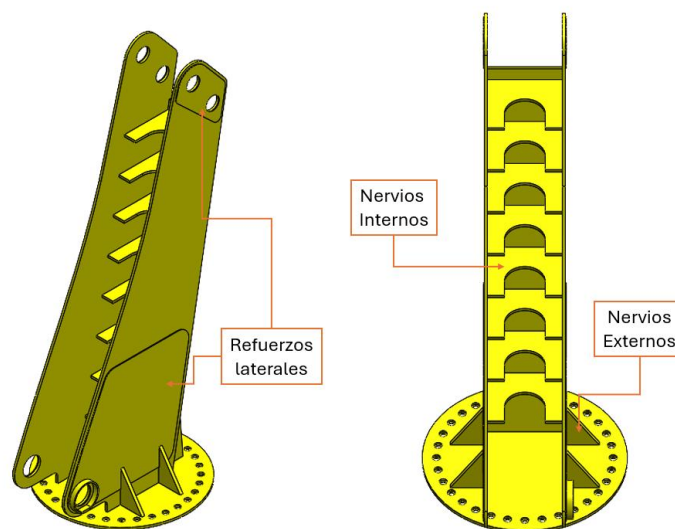


Figura 3-23: Perspectivas columna vertical.

La incorporación de estos nervios permitió aumentar considerablemente la rigidez de la unión, reduciendo deformaciones locales y mejorando la transmisión de cargas entre la

columna y la base estructural. Asimismo, dichos refuerzos contribuyen a disminuir las concentraciones de tensiones producidas por los cambios bruscos de geometría y por la acción de los momentos flectores transmitidos por el brazo telescópico. La disposición geométrica y orientación de los rigidizadores fue definida buscando optimizar el comportamiento estructural de la columna frente a las solicitaciones predominantes, otorgando una mayor estabilidad al conjunto y evitando debilitamientos en zonas críticas.

Durante el desarrollo del diseño se realizó una verificación por pandeo de la columna (Ver Anexo A: Pandeo columna vertical), considerando las condiciones de carga y la geometría adoptada, con el objetivo de asegurar un comportamiento estable frente a posibles fenómenos de inestabilidad estructural. Esta verificación permitió confirmar que la sección seleccionada presentaba una rigidez suficiente para trabajar dentro de condiciones seguras de operación bajo las solicitaciones previstas.

Rodamiento de accionamiento de giro y motor hidráulico

El sistema de giro del equipo fue diseñado con el objetivo de permitir la rotación de la columna vertical y del brazo telescópico durante las maniobras de extracción, posicionamiento y montaje de las celdas de media tensión.

Para el accionamiento de giro de la columna vertical se seleccionó un sistema compuesto por un *slewing drive* con transmisión sinfín-corona integrado, accionado mediante un motor hidráulico orbital. La elección de este tipo de mecanismos se debe a su elevada capacidad para soportar cargas axiales y momentos de vuelco, además de permitir movimientos lentos y controlados, adecuados para maniobras de posicionamiento de carga.

La selección del conjunto se realizó a partir de la información técnica provista por el fabricante, ver Figura 3-24, utilizando las curvas de capacidad de carga y las tablas de funcionamiento hidráulico correspondientes al modelo seleccionado.

El modelo adoptado fue un *slewing drive* serie WD-L-0478 de una hilera, el cual presenta una elevada capacidad estructural para resistir las solicitaciones generadas durante las condiciones más críticas de operación del equipo.



Figura 3-24: WD-L-0478.

Tabla 3-2: Valores característicos

Parámetro	Valor
Torque máx. adm.	Ptotal
Torque nominal a 1 rpm	24288 Nm
Velocidad nominal de salida	1 rpm

La selección se realizó considerando la condición de máxima carga, correspondiente a 2500 kg. A su vez, se tuvo en cuenta todo el peso del equipo que también genera sollicitación sobre el sistema de giro.

A partir de estas condiciones se determinó el momento de vuelco equivalente actuante sobre el *slewing drive*, comparándolo posteriormente con las curvas límites suministradas por el fabricante. Para ello se utilizó el diagrama de carga provisto en el catálogo técnico, el cual relaciona la carga axial equivalente con el momento de vuelco equivalente admisible para el mecanismo de giro.

La verificación consistió en comprobar que el punto de funcionamiento correspondiente al caso de carga más crítico permaneciera dentro de la zona admisible definida por el

Con estos valores se concluyó que, para mantener la velocidad de giro, una disminución de la presión de trabajo se requiere un mayor caudal hidráulico, mientras que un incremento de presión permite reducir el caudal necesario. Este análisis permitió verificar la compatibilidad del sistema de giro con la central hidráulica.

Asimismo, durante la evaluación del circuito hidráulico se consideró que los actuadores del sistema no operan simultáneamente en condiciones normales. Debido a ello, el caudal total disponible de la central hidráulica puede destinarse temporalmente al accionamiento del motor hidráulico durante las maniobras de giro, evitando la necesidad de sobredimensionar la alimentación hidráulica.

Finalmente, a partir de las verificaciones realizadas sobre las curvas de capacidad y las condiciones hidráulicas de operación, se concluyó que el conjunto seleccionado para resistir las solicitudes del proyecto y proporcionar el accionamiento de giro lento, estable y seguro para las maniobras previstas.

Sistema hidráulico

El sistema hidráulico desarrollado fue concebido para permitir el accionamiento individual e independiente de cada uno de los actuadores del dispositivo, otorgando un control preciso sobre las distintas maniobras operativas del equipo. El circuito se encuentra alimentado mediante una central hidráulica, encargada de suministrar el caudal y la presión necesarios para el funcionamiento de los actuadores lineales y rotativos del sistema.

Los cilindros hidráulicos correspondientes al tramo vertical poseen accionamiento individual mediante válvulas distribuidoras, permitiendo controlar de manera independiente los movimientos de extensión y retracción de cada actuador. Asimismo, se incorporan válvulas antirretornos pilotadas en las líneas de los cilindros, cuya función principal es bloquear hidráulicamente el actuador una vez alcanzada la posición deseada, evitando descensos involuntarios o movimientos no comandados ante posibles pérdidas de presión o fugas internas del sistema. Esta disposición resulta particularmente importante desde el punto de vista de la seguridad operativa y estabilidad de la carga manipulada.

Por otro lado, el motor hidráulico destinado al posicionamiento del sistema opera mediante inversión del sentido de circulación del fluido hidráulico, permitiendo obtener giro en ambos sentidos de rotación según la posición de la válvula distribuidora correspondiente.

En cuanto a los cilindros superiores del sistema, asociados al mecanismo principal de accionamiento, se incorporan válvulas reguladoras de caudal en las líneas de alimentación, con el objetivo de reducir el caudal efectivo suministrado a los actuadores y lograr velocidades de movimiento bajas y controladas. Esta decisión responde a la necesidad de obtener maniobras suaves, progresivas y seguras, minimizando esfuerzos dinámicos y mejorando la precisión durante las operaciones de elevación y posicionamiento de la carga.

Adicionalmente, el circuito incorpora válvulas de secuencia hidráulica destinadas a sincronizar el orden de funcionamiento de los cilindros superiores. El sistema fue diseñado de manera que el cilindro más próximo al brazo vertical inicie su movimiento en primer lugar y, una vez alcanzado el final de carrera o la presión de accionamiento establecida, se habilite automáticamente el movimiento del segundo cilindro. De esta forma, se garantiza una secuencia de operación controlada y coherente con los requerimientos funcionales y estructurales del mecanismo.

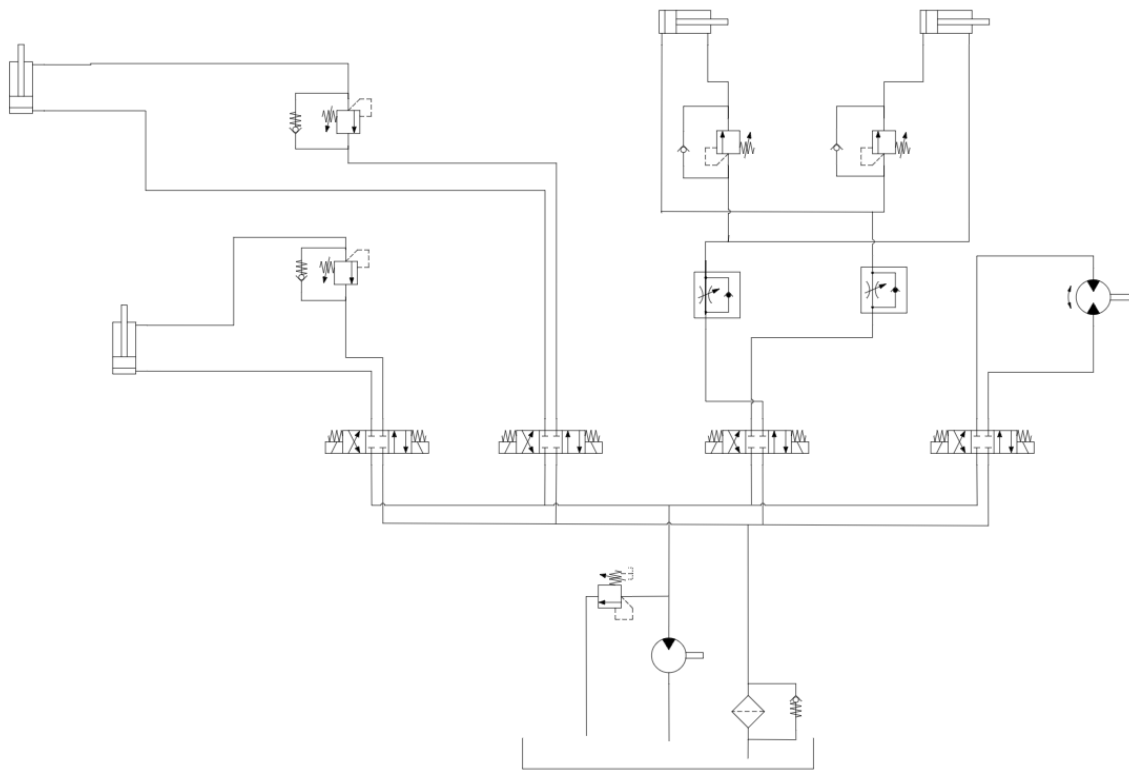


Figura 3-26: Circuito hidráulico.

Tras analizar distintos catálogos de proveedores, se procedió a la selección de los componentes que componen el circuito hidráulico.

Primero, seleccionamos nuestra presión de trabajo a unos 180 bar, presión la cual la elegimos debido a que es común en mecanismos de izaje tipo hidrogrúa para cargas livianas. De acuerdo con este valor de presión avanzamos con la determinación de los componentes que conforman el resto del circuito.

Luego, determinamos la fuerza que debería soportar el cilindro que se dispone en el brazo pivotante secundario, ya que es el que más solicitado estará. Para ello se realizó el siguiente planteo.

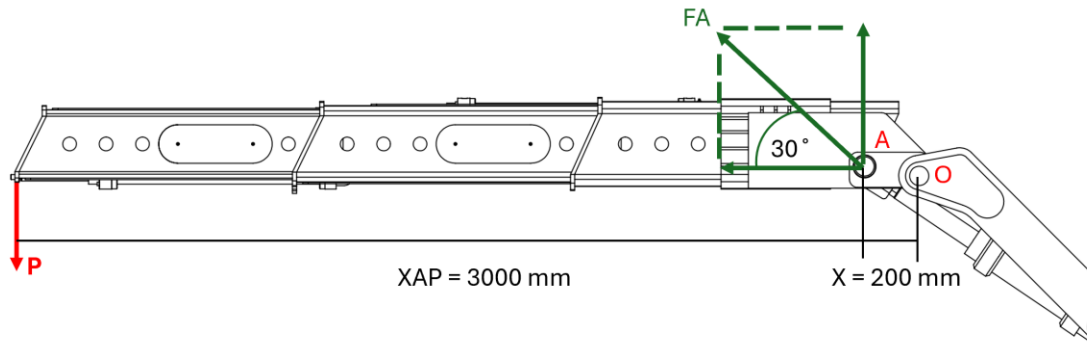


Figura 3-27: Diagrama de cuerpo libre brazo telescópico desplegado.

Se plantea una sumatoria de momentos en el punto O para poder determinar la fuerza que actúa sobre el punto A, de acuerdo con la ecuación (1.1):

$$\sum M_O = P \cdot (XAP + X) \quad (1.1)$$

$$M_O = 23400 \, N \cdot (2.8 + 0.2) \, m$$

$$M_O = 70200 \, Nm$$

La fuerza en A se obtiene de la siguiente ecuación (1.2):

$$FA = \frac{M_O}{X} \quad (1.2)$$

$$FA = \frac{70200 \, Nm}{0.2 \, m}$$

$$FA = 351000 \, N = 35100 \, kg$$

Por ende, el área del cilindro se determina con la ecuación (1.3):

$$A = \frac{FA}{P} \quad (1.3)$$

$$A = \frac{35100 \, N}{18 \, MPa} = 14040 \, mm^2$$

Despejando podemos determinar el diámetro mínimo del cilindro, con la siguiente ecuación (1.4):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (1.4)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 14040 \text{ mm}^2}{\pi}} = 121.9 \text{ mm}$$

El mismo planteo hacemos para los cilindros horizontales, estos están sometidos a fuerzas más livianas.

La fuerza que interviene en este caso es la fuerza de reacción que recibe de los patines, por lo que debemos tener en cuenta los siguientes datos:

- Fuerza normal de los patines (ver anexo Reacciones y dimensionamiento de los patines)
- Coeficiente de roce de los patines.
- Fuerza que genera el patín.

De acuerdo con la ecuación (1.5), vamos a determinar la fuerza que deberá oponer el cilindro hidráulico para luego poder sacar su diámetro mínimo.

$$F_{\text{patín}} = N \cdot \mu \quad (1.5)$$

$$F_{\text{patín}} = \frac{9422.55 \text{ kg} \cdot 0.16 \cdot 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{1000} = 429.36 \text{ kN}$$

Con la ecuación (1.6):

$$A = \frac{4293600 \text{ N}}{18 \text{ MPa}} = 820.81 \text{ mm}^2 \quad (1.6)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 820.81 \text{ mm}^2}{\pi}} = 32.33 \text{ mm}$$

así obtuvimos los diámetros mínimos de los cilindros, estos datos nos permitieron poder hacer la selección de estos.

Tabla 3-4: Parámetros característicos central hidráulica

	CENTRAL HIDRÁULICA		
	Marca	Rexroth	
	Presión W	250	[bar]
	Caudal máx.	92	[Q]
	Presión máx.	315	[bar]
	Modelo	ABPAC-0400/1/0/VL4/063/045	

Tabla 3-5: Parámetros característicos actuador hidráulico

	ACTUADOR HIDRÁULICO		
	Marca	Rexroth	
	Diámetro cilindro	125	[mm]
	Recorrido	1100	[mm]
	Diámetro vástago	70	[mm]
	Modelo	CDH1MP3-125-70-1100	

Tabla 3-6: Parámetros característicos actuador hidráulico

	ACTUADOR HIDRÁULICO		
	Marca	Rexroth	
	Diámetro cilindro	40	[mm]
	Recorrido	700	[mm]
	Diámetro vástago	28	[mm]
	Modelo	CDH1MP5-40-28-700	

Tabla 3-7: Parámetros característicos válvula direccional

	VÁLVULA DIRECCIONAL 4/3		
	Marca	Rexroth	
	Posiciones	3	-
	Vías	4	-
	Accionamiento	Manual	-
	Modelo	H-4-WMM-16-D-7X-QM0G24	

Tabla 3-8: Parámetros característicos motor hidráulico

	MOTOR HIDRÁULICO		
	Marca	LSHT Torqmotors™ and Nichols™ Motors	
	Presión W	160-180	[bar]
	Caudal	310	[cm3/giro]
	Velocidad de giro	1	[rpm]
	Modelo	TH-0310	

Tabla 3-9: Parámetros característicos válvula antirretorno

VÁLVULA ANTIRETORNO		
Marca	Rexroth	
Posiciones	3	-
Vias	4	-
Accionamiento	Manual	-
Modelo	Z1S10A001D05B001D05TA94XFX*	

Tabla 3-10: parámetros característicos válvula reguladora de caudal

VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL		
Marca	Rexroth	
Presion W máx.	315	[bar]
Caudal máx.	32	[Q]
Velocidad de giro	1	[rpm]
Modelo	Z2FRM6AB22X32QRV	

Chasis

El chasis constituye la estructura portante principal del dispositivo, siendo el conjunto encargado de integrar, vincular y soportar la totalidad de los subconjuntos mecánicos que componen el sistema. Sobre este se disponen el sistema de elevación hidráulico correspondiente al brazo telescópico, la superficie de apoyo destinada al transporte de la celda de media tensión, la central hidráulica, el sistema de accionamiento y el conjunto de rodadura, configurando una plataforma estructural capaz de garantizar la correcta transmisión de esfuerzos hacia el suelo de operación.

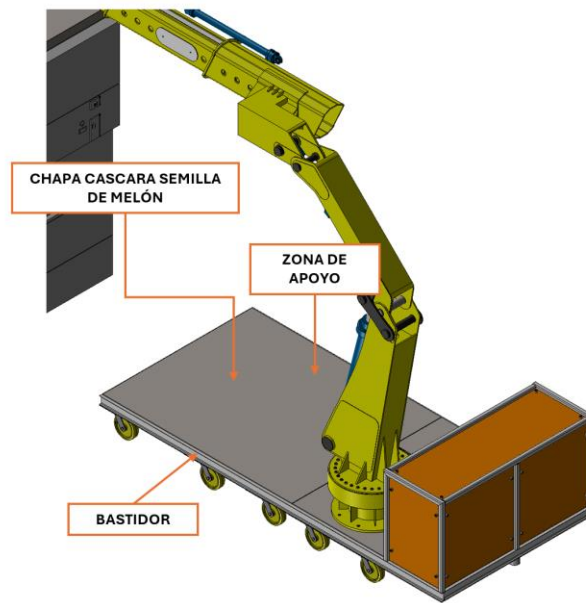


Figura 3-28: Subconjunto de chasis.

Desde el punto de vista estructural, el chasis fue concebido para soportar tanto cargas estáticas como solicitaciones dinámicas derivadas de las condiciones reales de operación. Entre ellas se consideran las cargas gravitatorias asociadas al peso propio del equipo y de la celda transportada, así como también los esfuerzos inducidos durante arranques, frenados, maniobras de posicionamiento y posibles impactos o irregularidades menores presentes durante el desplazamiento sobre superficies de hormigón industrial.

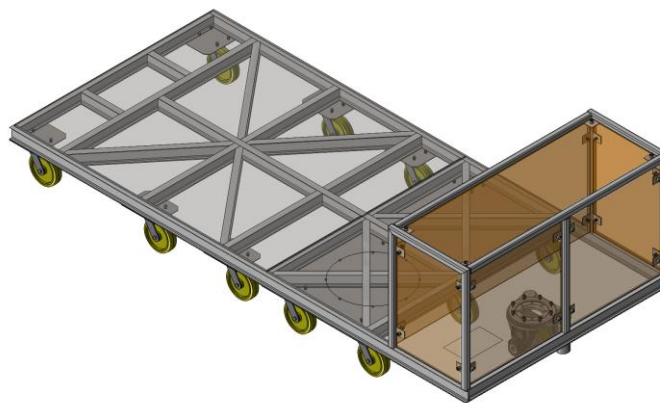


Figura 3-29: Chasis.

Adicionalmente, el diseño contempla la aparición de esfuerzos combinados de flexión y torsión producto de las excentricidades generadas durante las maniobras de elevación y transporte, particularmente debido a la posición relativa del brazo telescópico respecto del eje longitudinal del dispositivo. En consecuencia, se priorizó un diseño con elevada rigidez global, minimizando deformaciones que pudieran comprometer la estabilidad, la alineación de los mecanismos o la seguridad operacional del equipo.

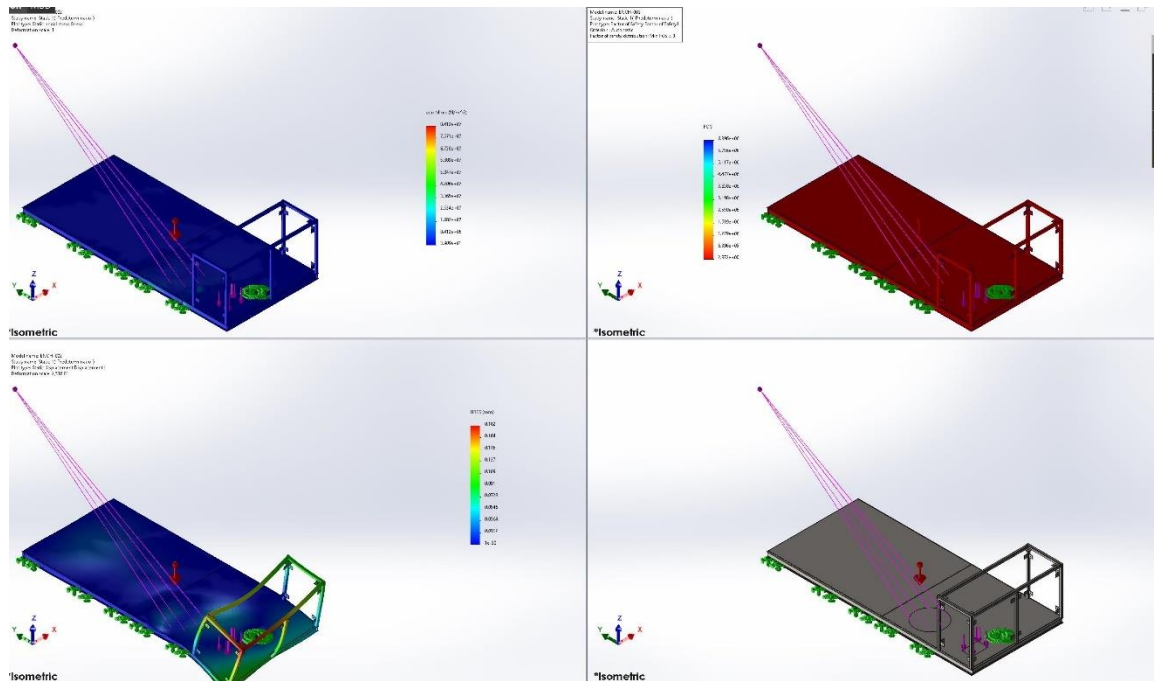


Figura 3-30: Resultados simulación de chasis.

Para la validación del chasis se realizó un análisis estático, en el estudio se definieron los parámetros correspondientes para ejecutar el complemento de carga remota, que representa la transmisión de esfuerzos generados por el sistema de izaje sobre la estructura.

El análisis estático muestra una tensión máxima de Von Mises de aproximadamente 84.12 MPa, valor inferior al límite de fluencia del acero utilizado. Esto indica que la estructura trabaja dentro del rango elástico para la condición de carga evaluada.

El factor de seguridad mínimo obtenido fue de prácticamente 3, por lo que el diseño se encuentra en el límite de criterios adoptados.

El desplazamiento fue de 0.182 mm, valor que resulta muy bajo para la escala del conjunto. Evidenciando una estructura rígida, con deformaciones pequeñas.

Por otra parte, la incorporación de superficies continuas (chapones) no solo cumplen la función de soporte directo de la celda, sino que también contribuye a la distribución de cargas sobre el bastidor, reduciendo concentración de tensiones y mejorando el comportamiento global del conjunto.

Finalmente, el diseño del chasis fue desarrollado contemplando las condiciones reales de operación del dispositivo, incluyendo su utilización sobre superficies de hormigón industrial, la interacción con componentes comerciales tales como ruedas, rodamientos y sistemas de accionamiento, así como la necesidad de garantizar un funcionamiento seguro y confiable dentro de entornos asociados a instalaciones eléctricas de media tensión.

Sistema de propulsión y rodadura

El desplazamiento del dispositivo se realiza mediante un sistema de propulsión eléctrica compuesto por una rueda motriz autopropulsada y un conjunto de ruedas libres de apoyo encargadas de distribuir la carga y acompañar el movimiento del equipo durante las maniobras de traslado y posicionamiento.

Para la propulsión principal se seleccionó una unidad motriz del tipo *1 Ton Standard AGV Drive Wheel*, diseñada para aplicaciones industriales de transporte autónomo y vehículos de guiado automático (AGV). Este conjunto integra en una única unidad compacta tanto el sistema de tracción como el sistema de dirección, permitiendo obtener elevada maniobrabilidad incluso bajo condiciones de carga elevadas.



Figura 3-31: Ton Standard AGV Drive Wheel.

El sistema de tracción se encuentra conformado por un motor eléctrico integrado que transmite directamente el par necesario a la rueda motriz, permitiendo movilizar el dispositivo junto con la carga transportada de manera controlada y progresiva. Adicionalmente, la unidad incorpora un sistema de dirección independiente capaz de orientar la rueda sobre el eje vertical, facilitando maniobras precisas en espacios reducidos, condición particularmente importante considerando el entorno operativo asociado a recintos eléctricos.

Se deja a continuación un despiece de la rueda motriz seleccionada, donde pueden observarse los principales componentes correspondientes al sistema de tracción, dirección y frenado.

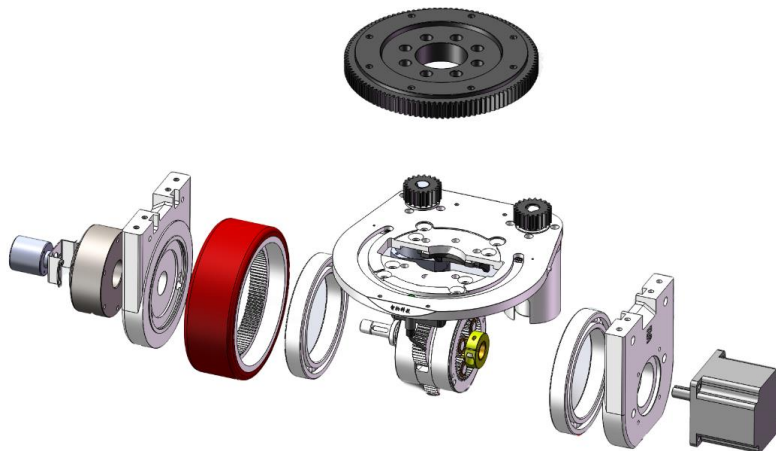


Figura 3-32: Despiece de unidad motriz.

Desde el punto de vista constructivo, la rueda presenta una configuración apta para soportar elevadas solicitudes mecánicas y trabajo industrial intensivo. La banda de rodadura de poliuretano permite obtener un adecuado compromiso entre capacidad de carga, adherencia y resistencia al desgaste durante el desplazamiento sobre superficies de hormigón.

Asimismo, la unidad incorpora un sistema de freno electromagnético de seguridad que actúa automáticamente ante la interrupción de la alimentación eléctrica, bloqueando el movimiento y evitando desplazamientos involuntarios del equipo.

La alimentación del sistema se realiza mediante tensión de 220 [V], disponible habitualmente a través de servicios auxiliares de la instalación o mediante grupos electrógenos portátiles. Para su accionamiento se prevé una consola de mando montada sobre el dispositivo, compuesta por controles de avance, retroceso, dirección y parada de emergencia.

En cuanto al sistema de control, se prevé la incorporación de una consola de mando montada sobre el dispositivo, compuesta por comandos de avance, retroceso, dirección y parada de emergencia. Adicionalmente, el sistema permite futuras implementaciones de control remoto mediante módulos compatibles provistos por el fabricante.



Figura 3-33: Sistema de control de unidad motriz.

Complementariamente, el sistema de rodadura incorpora doce ruedas libres de apoyo distribuidas sobre el chasis, cuya función consiste en soportar y distribuir las cargas

transmitidas por la estructura, acompañando simultáneamente los movimientos generados por la rueda motriz principal.

Measurement unit	mm / kg / °C	>
Wheel Ø (D)		160 mm
Wheel width		50 mm
Load capacity at 4 km/h		750 kg
Load capacity (static)		1,875 kg
Bearing type		ball bearing
Total height (H)		202 mm
Mounting type		top plate
Plate size		140 x 110 mm
Bolt hole spacing		105 x 75–80 mm



Figura 3-34: Ficha característica de ruedas libres.

Estas ruedas fueron seleccionadas considerando criterios de elevada capacidad de carga, resistencia al desgaste y durabilidad frente a condiciones industriales exigentes. La utilización de múltiples ruedas de apoyo permite distribuir de manera más uniforme las cargas sobre el piso de operación, reduciendo esfuerzos localizados y mejorando la estabilidad general del conjunto durante las maniobras de transporte y posicionamiento de la celda de media tensión. La utilización de múltiples ruedas de apoyo permite distribuir de manera más uniforme las cargas sobre el piso de operación, disminuyendo esfuerzos localizados tanto sobre el chasis como sobre la superficie de contacto. Del mismo modo, esta configuración mejora la estabilidad general del conjunto durante las maniobras de transporte y posicionamiento de la celda de media tensión.

Capítulo 4: Conclusión

Conclusión técnica

A lo largo de todo este documento, se desarrolló del diseño y validación de un equipo destinado a la extracción, manipulación y posicionamiento de celdas de media tensión, que evidenciaba condiciones de operación inseguras, escasas repetibilidad de maniobras y elevada dependencia del esfuerzo humano. El trabajo nos permitió abordar el diseño de manera integral, contemplando tanto el dimensionamiento estructural de los distintos componentes como el análisis funcional del sistema completo.

Mediante la comparación inicial de seis alternativas a través de una matriz de decisión, se seleccionó la configuración con brazo telescópico giratorio autopropulsado, la cual ofrece el mejor equilibrio entre seguridad operativa, versatilidad, reducción de maniobras y factibilidad constructiva.

La solución adoptada no solo mejora las condiciones de seguridad durante las tareas de manipulación de las celdas, sino que además contribuye a disminuir tiempos operativos, la intervención manual, mejora en la maniobrabilidad, generando una alternativa viable y adaptable a futuras mejoras del equipo.

Conclusión académica

El desarrollo del proyecto también nos permitió aplicar e integrar conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera en áreas como resistencia de materiales, diseño mecánico, hidráulica, análisis estructural y modelado CAD, integrándolos en un caso de ingeniería aplicado a una problemática real. A su vez, el desarrollo implicó un proceso iterativo de diseño y optimización, en el cual se evaluaron distintas alternativas constructivas hasta alcanzar una solución técnicamente viable y acorde a los requerimientos planteados.

Además de los aspectos técnicos, el proyecto representó una experiencia de formación, permitiendo fortalecer conocimientos, toma de decisiones, interpretación de normas técnicas y criterios de diseño de orientados a la seguridad.

También adquirimos experiencia en métodos de validación y documentación técnica, incluyendo el desarrollo de la memoria de cálculo, modelado 3D y simulaciones. Todo ello contribuyo en el desarrollo final y académico del proyecto.

Se concluye que la solución desarrollada cumple satisfactoriamente con los objetivos establecidos inicialmente, proporcionando una base sólida para futuras etapas de fabricación, validación experimental y eventualmente mejora del sistema.

Bibliografía

- [1] Diseño de elementos de máquinas, cuarta edición por Robert L. Mott P.E
- [2] Manual de resistencia de Materiales, por G.S. Pisarenko.
- [3] Mecánica de materiales octava edición, por Russell C. Hibbeler.
- [4] Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (8va edición)
- [5] Diseño de maquinarias NORTON (4ta edición)
- [6] Máquinas y mecanismo David H. Myszka (4ta edición)
- [7] Manual de instrucciones y funcionamiento Catálogo de piezas Grúas CA 23,5-21/63 y CA 23,5-21/42 CCA212 – CCA213 (Ferioli)
- [8] [NORMA ASME BTH-1](#)
- [9] [NORMA ASME B30.20](#)
- [10] [1 Ton Standard AGV Drive Wheel](#)
- [11] [Central Hidráulica ABPAC](#)
- [12] [Pistón hidráulico CDH1MP3-125-70-1100](#)
- [13] [Motor Hidráulico TH-0310](#)
- [14] [Celda SM6 Schneider](#)

Anexo A: Memoria de Cálculo

Objetivo

El objetivo de la presente memoria de cálculo es sustentar técnicamente el diseño y dimensionamiento del sistema de manipulación y elevación de celdas de media tensiones, desarrollado como parte del proyecto final de la carrera.

Mediante el análisis estructural y mecánico de los distintos componentes principales del sistema, tales como la estructura portante, brazo telescópico, sistema de izaje, percha de sujeción y elementos de vinculación, se busca garantizar la funcionalidad, seguridad y resistencia del conjunto frente a las solicitaciones presentes durante las maniobras de elevación y manipulación de carga.

Asimismo, se pretende validar que el equipo cumpla con los requerimientos operativos y estructurales necesarios para su aplicación en un entorno industrial real, asegurando un comportamiento seguro, confiable y acorde a los criterios de diseño adoptados.

Alcance

Esta memoria de cálculo comprende el dimensionamiento y verificación de los principales componentes mecánicos y estructurales del sistema de manipulación y elevación de celdas de media tensión desarrollado en el marco del proyecto final de carrera.

Dentro de su alcance se incluyen los análisis correspondientes a la estructura portante, brazo telescópico, columna de elevación, sistema de vinculación de carga, percha de sujeción, orejas de izaje y mecanismos asociados al sistema hidráulico y de elevación.

Asimismo, se desarrolla los cálculos de esfuerzos, deformaciones, estabilidad y capacidades de carga, utilizados como base para la selección y verificación de componentes comerciales tales como cilindros hidráulicos, motor hidráulico, sistema de giro y elementos de vinculación mecánica.

Los cálculos y verificaciones fueron realizados considerando condiciones reales de operación, solicitaciones estáticas y dinámicas propias de las maniobras de izaje, así

como los criterios de diseño estructural orientados a garantizar la seguridad, funcionalidad y confiabilidad el equipo durante su utilización en entornos industriales.

La presente memoria no contempla el desarrollo detallado de sistemas eléctricos, automatización, control ni análisis económicos relacionados con la fabricación del equipo.

Percha de izaje

A partir del análisis por elementos finitos realizado sobre la percha de izaje, se obtuvieron los campos de tensiones equivalentes (Von Mises) y desplazamientos del conjunto de bajo la condición de carga máxima de trabajo.

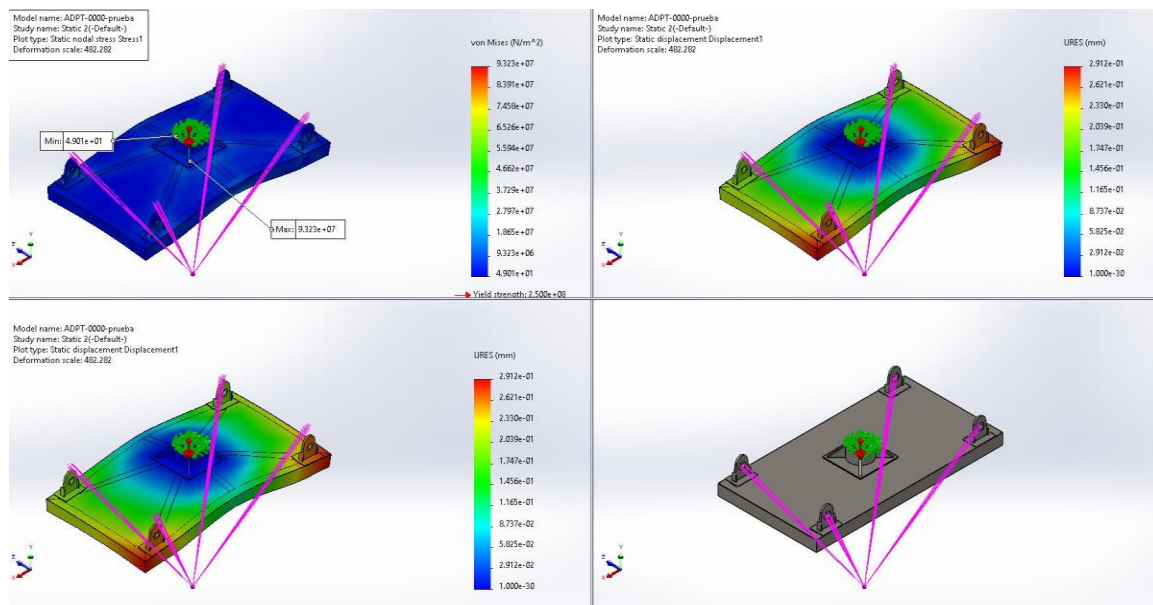


Figura A-1: Simulación percha de izaje.

Los resultados muestran que las tensiones máximas se localizan principalmente en zonas puntuales, asociadas a cambios geométricos abruptos, uniones entre componentes y áreas de aplicación de cargas y restricciones. Estas concentraciones de tensiones generan valores elevados de tensión local que impactan directamente en el cálculo del factor de seguridad, arrojando valores inferiores al requerido por norma ($FOS \geq 3$).

Sin embargo, es importante destacar que dichas concentraciones corresponden a efectos locales propios del modelo. Son efectos que no representan el comportamiento real del

sistema, ya que en la práctica se ven mitigadas mediante radios de acuerdo, deformaciones locales y redistribución de tensiones.

Por otro lado, el comportamiento de la estructura resulta adecuado, evidenciándose niveles de tensiones promedio considerablemente inferiores al límite elástico del material, así como desplazamientos máximos reducidos (del orden de decimas de milímetro), lo cual garantiza una correcta rigidez del conjunto durante la operación de izaje.

En consecuencia, se concluye que el diseño de la percha es estructuralmente apto para la condición de carga analizada, cumpliendo con los criterios de resistencia y rigidez a nivel global. El valor reducido del factor de seguridad se encuentra asociado a concentraciones de tensiones locales no representativas del comportamiento real, por lo que no compromete la integridad estructural del sistema.

Orejas de izaje

Comenzamos definiendo las condiciones de carga a las que estarán sometidas las orejas durante la operación. Recordemos que la carga se reparte de igual forma para las 4 orejas. Se considero una carga total a izar de 12 kN, a la cual se le aplica un factor dinámico de 1.3, con el objetivo de contemplar posibles efectos de impacto o maniobras durante el izaje.

La carga de diseño se determinó como:

$$Pd = \frac{P_{total} \times 1000 \times K_d \times K_r}{n} \quad (A.1)$$

Obteniendo:

$$Pd = 3900 \text{ N}$$

Definida la carga de cálculo, procedimos a adoptar una geometría inicial. Para se plantearon proporciones típicas de diseño, que nos permiten asegurar una correcta distribución de tensiones y evitar fallas locales.

Parámetros iniciales:

Tabla A-1: Parámetros característicos orejas izajes

Orejas de izaje			
Parámetro	Denominación	Valor	Unidad
Carga a izar	Ptotal	12	[kN]
Factor dinámico	Kd	1.30	-
Factor de reparto	Kr	1	-
Nro de orejas activas	n	4	-
Material	-	ASTM A-36	-
Límite elástico	fy	250	[MPa]
Factor de seguridad	FS	3	-

Tabla A-2: Parámetros dimensionales orejas izajes

Orejas de izaje			
Parámetro	Denominación	Valor	Unidad
Diámetro agujero	Diam	50	[mm]
Espesor oreja	t	30	[mm]
Ancho total	b	150	[mm]
Distancia al borde	e	75	[mm]

A partir de estos parámetros de entrada definidos de manera previa, procedimos al dimensionamiento y verificación de las orejas.

El valor de la carga de diseño calculada es la base para todas las verificaciones futuras que vamos a mostrar.

Seleccionado el material, acero ASTM A36, con un límite elástico de 250 MPa, definido un factor de seguridad igual a 3 para los distintos modos de falla (tracción, corte y bearing), en concordancia con los criterios de diseño utilizados en dispositivos de izaje, como los establecidos en ASME BTH-1.

Con estos valores, determinamos las tensiones admisibles para cada tipo de solicitación:

- Tracción admisible = 83.3 MPa
- Corte admisible = 48.1 MPa
- Bearing admisible = 83.3 MPa

Establecidos estos límites, procedimos a evaluar los distintos modos de falla.

En la verificación de la sección neta a tracción, calculamos el área resistente considerando la reducción provocada por el agujero, obteniendo una tensión de apenas 1.3 MPa, valor significativamente inferior a la admisible. Esto indica que la sección dispone de capacidad suficiente para resistir la carga aplicada.

Posteriormente, analizamos el desgarro por corte (*tear-out*), evaluando la zona comprendida entre el agujero y el borde de la oreja. La tensión de corte obtenida resultó también del orden 1.3 MPa, muy por debajo del valor admisible, lo cual confirma que la distancia al borde adoptada es adecuada.

En cuanto al bearing, es decir, la presión de contacto entre el pasador y el agujero, obtuvimos una tensión de 2.6 MPa, valor que se encuentra ampliamente por debajo del límite admisible. Esto permite descartar la posibilidad de deformaciones locales por aplastamiento.

Adicionalmente, analizamos el comportamiento del pasador, considerando tanto el esfuerzo de corte como la flexión. La tensión de corte en el pasador resultó de 5.5 MPa, mientras que la tensión de flexión de 16.1 MPa, ambos valores considerablemente menores que sus respectivos límites admisibles. Esto indica que el pasador adoptado cumple adecuadamente con las exigencias del diseño.

Finalmente, verificamos la soldadura que vincula la oreja con la estructura, obteniendo una tensión de corte de 4 MPa, la cual también se encuentra dentro de los valores admisibles, garantizando una correcta transmisión de cargas.

Como verificación complementaria, analizamos las relaciones geométricas de la oreja, tales como e/d , b/d y t/d , obteniendo valores de 1.5, 3 y 0.6 respectivamente, los cuales se encuentran dentro de rangos recomendados para este tipo de diseño.

A partir de los resultados obtenidos, observamos que todas las verificaciones presentan niveles de tensión muy inferiores a los admisibles, con factores de utilización bajos en todos los casos. Esto indica que el diseño adoptado resulta muy conservador, con un amplio margen de seguridad frente a los distintos modos de falla analizados.

Realizada esta primera iteración con parámetros conservadores, los cuales permitieron de manera satisfactoria verificar todos los modos de falla, procedimos a optimizar la geometría de la oreja con el objetivo de tener un diseño más eficiente.

En dicha instancia, observamos que las tensiones resultaban muy inferiores a las admisibles, evidenciando un sobredimensionamiento. Por este motivo, adoptamos valores geométricos más razonables, reduciendo espesor, ancho, diámetro de agujero, manteniendo proporciones adecuadas.

Con esta nueva geometría, repetimos las verificaciones y obtuvimos los siguientes resultados de tensiones:

- Tracción = 4.3 MPa
- Corte por desgarro = 3.1 MPa
- Bearing = 10.2 MPa

Asimismo, también se validó el pasador, teniendo valores de tensiones de 5.5 MPa en corte y 16.1 MPa en flexión, mientras que la soldadura presentó un valor de tensión de 4 MPa.

Los valores obtenidos resultaron inferiores a los admisibles, cumpliendo con los criterios adoptados.

Las relaciones geométricas verificadas arrojaron lo siguiente $e/d = 2.2$, $b/d = 3.4$ y $t/d = 0.4$, dentro de los rangos adecuados.

A continuación, se mostrará el modelo final diseñado y sus correspondientes validaciones mediante simulación estática.

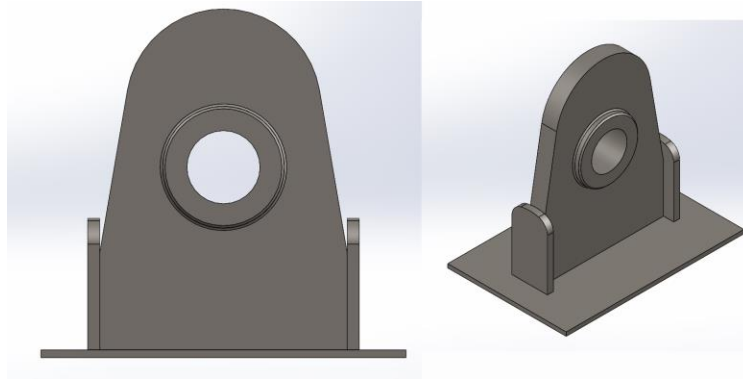


Figura A-2: Oreja de izaje.

Como se puede ver, sobre los laterales de la oreja, se han colocado unos refuerzos. Estos se incorporaron con el objetivo de rigidizar la unión entre la oreja y la placa base, mejorando la transmisión de cargas hacia la estructura. Su presencia permite reducir las concentraciones de tensiones en la zona de empotramiento, disminuir la sollicitación sobre la soldadura y limitar deformaciones laterales de la oreja. De esta manera, se logra una distribución más uniforme de esfuerzos y un mejor comportamiento estructural del conjunto durante el izaje.

En tabla A.3 se muestran los parámetros dimensionales finales:

Tabla A-3: Parámetros dimensionales

Orejas de izaje			
Parámetro	Denominación	Valor	Unidad
Diámetro	Diam	30	[mm]
Largo	L	105	[mm]
Factor de seguridad	FS	3	-
Material	-	SAE 1045	-

Resultados de la simulación:

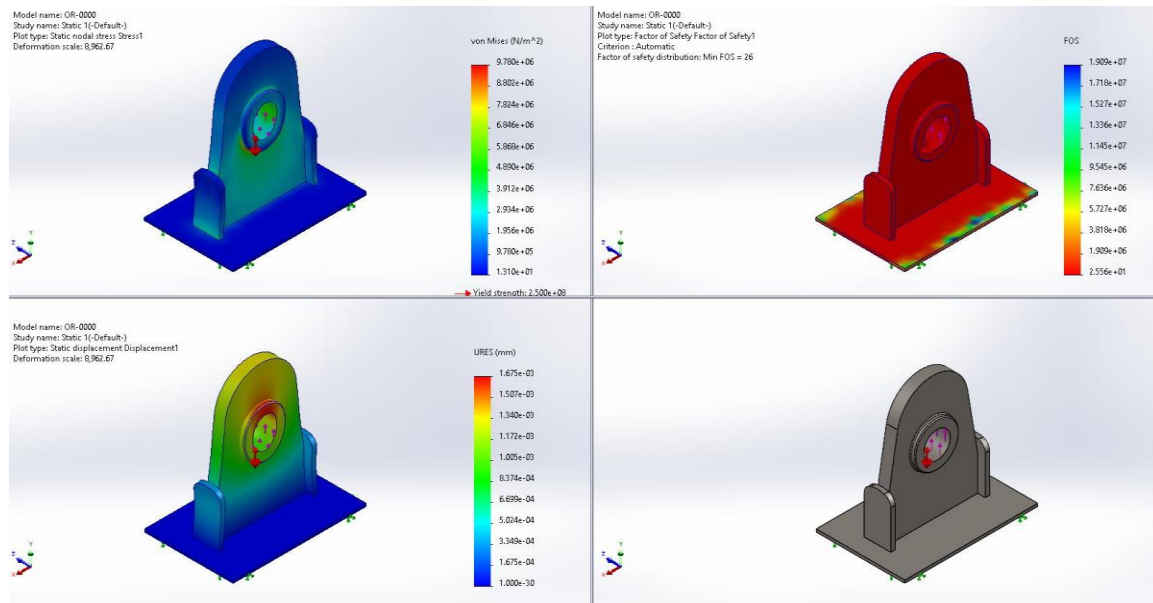


Figura A-3: Resultados de simulación, valores óptimos obtenidos.

A partir de los resultados obtenidos mediante el análisis por elementos finitos, se puede observar una clara coherencia con los cálculos analíticos.

En primer lugar, el campo de tensiones de Von Mises muestra que las máximas tensiones se concentran en la zona del agujero de la oreja, lo cual coincide con lo esperado teóricamente, ya que el punto donde se produce la transferencia de carga desde el pasador. Sin embargo, los valores obtenidos son significativamente inferiores al límite elástico del material, lo que confirma que la pieza trabaja en régimen elástico.

Por otro lado, el factor de seguridad obtenido es elevado, lo cual refuerza lo observado en los cálculos analíticos, donde se evidenciaban bajos niveles de utilización. Esto indica que el diseño presenta un margen de seguridad considerable.

En cuanto a los desplazamientos, los valores son muy bajos, lo que evidencia una elevada rigidez del conjunto. Esto es consistente con el agregado de los refuerzos laterales, que se encargan de limitar las deformaciones en la zona de la base.

En conjunto, los resultados numéricos obtenidos mediante simulación confirman lo obtenido con los cálculos analíticos. El diseño cumple con los criterios de resistencia y

rigidez, presentando tensiones debajo de la admisible y un comportamiento estructural adecuado.

No obstante, el elevado factor de seguridad indica que el diseño podría ser optimizado aún más.

Terminado el dimensionamiento de las orejas de izaje, pasamos al diseño de los pasadores que cumplirán la función de unir la percha de sujeción de izaje con la celda y así permitir la elevación de esta.

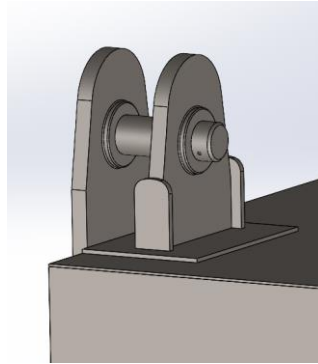


Figura A-4: Representación de condición de servicio.

Los parámetros utilizados, ver tabla A.4, en gran parte fueron obtenidos a partir de los cálculos analíticos de las orejas. Para el dimensionamiento de estos verificamos principalmente los esfuerzos de corte y la flexión.

Tabla A-4: Parámetros pasador

Pasador			
Parámetro	Denominación	Valor	Unidad
Diámetro	Diam	30	[mm]
Largo	L	105	[mm]
Factor de seguridad	FS	3	-
Material	-	SAE 1045	-

Mediante cálculos analíticos obtuvimos lo siguiente, el esfuerzo de corte tensión de 5.5 MPa, valor considerablemente menor a la tensión admisible de 123.2 MPa. Esto indica que el pasador presenta una capacidad adecuada frente a este modo de falla.

Luego, se analizó la flexión, resultando una tensión de 16.1 MPa, también muy por debajo del valor admisible de 213.3 MPa. En este caso, la flexión resulto ser el modo más exigente, aunque siguiendo con un amplio margen de seguridad.

A partir de estas verificaciones, se determinó un diámetro mínimo de 12.7mm. Considerando criterios constructivos y de robustez, adoptamos un diámetro de 30mm, el cual cumple de manera satisfactoria con todas las verificaciones realizadas.

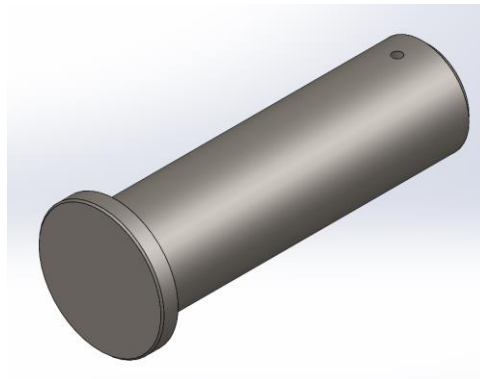


Figura A-5: Pasador.

Perno pasante de vinculación

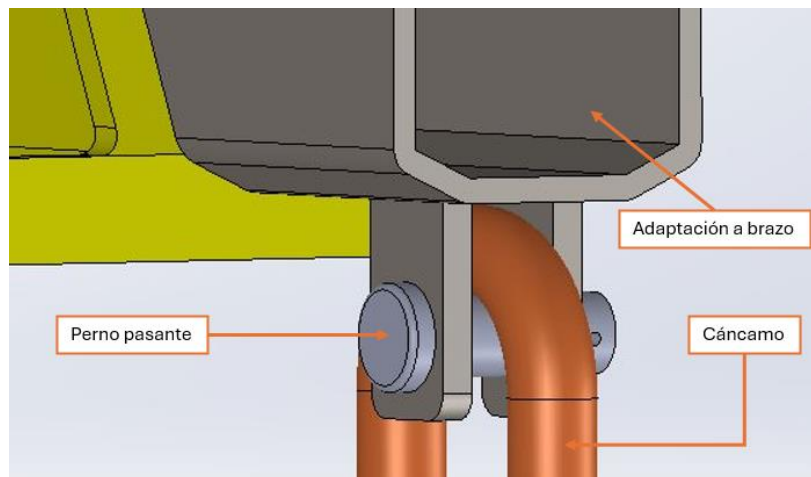


Figura A-6: Sistema perno pasante.

El perno pasante representa un componente decisivo dentro de la cadena resistente del sistema, ya que a través de este se transmiten la totalidad de la carga suspendida desde el cáncamo hacia la estructura del equipo.

Con el fin de un comportamiento adecuado frente a solicitudes de servicio, el perno fue resultado en acero SAE 4140 bonificado, material que presenta un límite elástico y una resistencia más apropiada para una pieza sometida predominantemente a los esfuerzos de corte y presiones de contacto localizado. En la tabla A.5 se detallan las características fundamentales.

Tabla A-5: Parámetros dimensionales

Perno			
Variables	Parámetro	Medida	Unidad
Carga a levantar	P	11,76	[kN]
Límite elástico	α	250	[N/mm ²]
Factor Seguridad	FS	1,5	-
Factor Dinámico	FD	1,3	-
Carga de diseño	Wd	22,932	[kN]
Cantidad de pernos		1	
Area perno	A	706,5	[mm ²]
Diámetro	D	30	[mm]
Numero de orejas	Nor	2	
Espesor orejas	Eor	12,7	[mm]

Tabla A-5: (Continuación)

Esfuerzos			
Tensión de corte	τ	16,23	[MPa]
Fuerza de cada oreja	F_{oreja}	11466	[N]
Aplastamiento	σ_{apl}	30,09	[MPa]

Los resultados obtenidos en las tensiones de corte como en las tensiones de aplastamiento resultan realmente bajos para la carga con consideraciones de factores de seguridad de 1.5 y factores de carga segura de 1.3.

Tensión de corte:

$$\tau = \frac{2*W_d}{(\pi*D^2)} \quad (A.2)$$

La ecuación presentada corresponde a una condición de corte doble, situación típica en uniones mediante pasadores donde la carga se transmite a través de dos planos de corte simultáneos.

A partir de este cálculo, se realiza la verificación de la tensión de corte a la que estará sometido el pasador, con el objetivo de corroborar que el elemento posee la capacidad resistente suficiente para soportar las solicitaciones generadas durante la operación del sistema, manteniéndose dentro de los límites admisibles del material seleccionado. Asimismo, esta comprobación resulta fundamental para garantizar la integridad mecánica y la seguridad estructural de la unión bajo las condiciones de carga previstas.

La fuerza transmitida sobre cada oreja de vinculación se determina considerando una distribución simétrica de la carga aplicada sobre el conjunto. Para ello, se utiliza la siguiente expresión:

Fuerza de cada oreja:

$$F_{oreja} = \frac{W_d}{2} \quad (A.3)$$

A partir de la fuerza obtenida, se procede al análisis de aplastamiento en la zona de contacto entre el pasador y la oreja, mediante la siguiente ecuación:

Aplastamiento:

$$\sigma_{apl} = \frac{F_{oreja}}{(D * E_{or})} \quad (A.4)$$

Esta verificación permite evaluar las tensiones localizadas generadas en la región más solicitada de la unión, particularmente en la zona inferior de la oreja, donde el pasador transmite la carga principal por contacto. El objetivo del análisis es comprobar que las tensiones de aplastamiento se mantengan dentro de los límites admisibles del material, evitando deformaciones permanentes, movilización de los alojamientos o fallas por aplastamiento local.

Asimismo, esta comprobación resulta fundamental para garantizar el correcto funcionamiento del mecanismo a lo largo del tiempo, preservando las condiciones de montaje, alineación y seguridad estructural durante la operación del dispositivo.

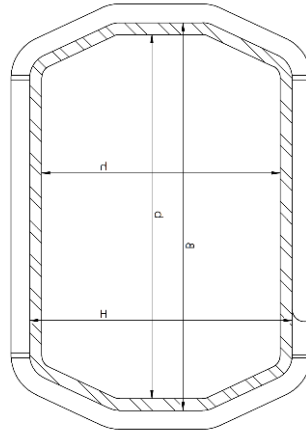
Brazo hidráulico

A continuación, se presentará el desarrollo de las diferentes partes que conforman el conjunto del brazo hidráulico final.

Dimensionamiento estructural extensiones telescópicas

El dimensionamiento de las extensiones del brazo telescópico se realizó considerando el caso de carga más desfavorable, correspondiente a la aplicación de la carga máxima en el extremo libre del brazo. El sistema fue modelado como una viga en voladizo sometida a flexión, incorporando los coeficientes establecidos para equipos de izaje.

Para la verificación estructural se adoptó una sección tubular rectangular conformada por chapa, con las siguientes dimensiones exteriores:

**Figura A-7:** Sección de tramo.**Tabla A-6:** Parámetros sección

Datos			
Variables	Parámetros	Valores	Unidad
Ancho	B	210	[mm]
Alto	H	310	[mm]
Ancho Interior	B	200.46	[mm]
Alto Interior	H	300.46	[mm]
Espesor	e	9.54	[mm]

La verificación de la sección se realizó mediante el cálculo del módulo resistente, ya que la sollicitación predominante en el brazo corresponde a flexión. Este parámetro permite relacionar directamente el momento flector aplicado con la tensión normal máxima en la fibra extrema de la sección, constituyendo un criterio fundamental en el dimensionamiento de elementos estructurales sometidos a este tipo de carga. De esta manera, se asegura que la sección seleccionada sea capaz de resistir los momentos actuantes sin superar el límite admisible del material.

En función de esta geometría, se determinaron las propiedades resistentes de la sección. En particular, se calculó el momento de inercia $I = 6.82 \times 10^7 mm^4$, parametro que caracteriza la rigidez de la sección frente a la flexión, y el módulo resistente $S = 6.82 \times 10^5 mm^3$, utilizado para vincular el momento flector con la tensión normal máxima en la fibra extrema mediante la relación

La tensión máxima obtenida fue de $\sigma_{Max} = 40.33 MPa$, la cual fue comparada con la tensión admisible del material $\sigma_{adm} = 166.67 MPa$, definida a partir del límite elástico y el factor de seguridad adoptado.

Del análisis resulta un factor de seguridad efectivo de 4.13 frente a la sollicitación de flexión, superando los valores mínimos requeridos para este tipo de estructuras.

Por lo tanto, la sección seleccionada cumple con los criterios de resistencia y rigidez, garantizando un comportamiento estructural adecuado bajo las condiciones de carga consideradas.

En la tabla A-7, se muestra resumen de resultados de cálculo por módulo resistente:

Tabla A-7: Resultados cálculo módulo resistente

Módulo resistente: Extensiones brazo			
Variables	Parámetros	Valores	Unidad
Longitud	L	1200	[mm]
Dist. F1	X1	410	[mm]
Dist. F2	X2	790	[mm]
Carga a levantar	P	11.76	[kN]
Límite elástico	Alpha	250	[N/mm ²]
Factor Seguridad	FS	1.5	-
Factor Dinámico	FD	1.3	-
Carga de diseño	Wd	22.932	[kN]

Distancia del centro al extremo	C	100	[mm]
Momento de Inercia	I	68229556.07	[mm ⁴]

La carga fue afectada por un factor dinámico $FD = 1.3$, en concordancia con condiciones reales de operación (movimientos bruscos), y por un factor de seguridad $FS = 1.5$, obteniéndose una carga de diseño total de $W_d = 22.93 \text{ kN}$.

Tabla A-7: Continuación tabla A-7

Momento flector máx.	Mfmax	27.5	[kNmm]
Tensión admisible	alphaadm	166.67	[MPa]
Modulo resistente	S	682295.56	[mm ³]
Tensión máx.	alphamax	40.33	[N/mm ²]
FSres	Fsres	4.13	[N/mm ²]
Verificación			
¿Tmax < Tadm?		Verifica	

A partir de estas condiciones, se determinaron las solicitaciones internas mediante equilibrio estático, obteniéndose un momento flector máximo $Mf_{\max} = 27.5 \text{ kNmm}$ en la sección crítica.

Con el objetivo de optimizar el diseño de las extensiones telescópicas, una vez verificada una primera sección de carácter más conservador, se realizó una nueva serie de cálculos reduciendo progresivamente las dimensiones geométricas del perfil. El propósito de esta

etapa fue determinar una sección mínima que permitiera mantener la capacidad resistente requerida, evitando un sobredimensionamiento innecesario del brazo.

Tabla A-8: Nueva iteración con parámetros dimensionales nuevos

Datos			
Variables	Parámetros	Valores	Unidad
Ancho	B	180	[mm]
Alto	H	280	[mm]
Ancho Interior	B	170.46	[mm]
Alto Interior	H	270.46	[mm]
Espesor	e	9.54	[mm]

Tabla A-9: Nueva iteración con parámetros dimensionales nuevos

Datos			
Variables	Parámetros	Valores	Unidad
Ancho	B	150	[mm]
Alto	H	250	[mm]
Ancho Interior	B	140.46	[mm]
Alto Interior	H	240.46	[mm]
Espesor	e	9.54	[mm]

Bajo las mismas condiciones de carga y manteniendo los parámetros de diseño previamente adoptados, se evaluaron nuevas configuraciones de sección tubular rectangular. En la primera alternativa con una geometría de $180 \times 280 \text{ mm}$, un momento

de inercia de $4.83 \times 10^7 \text{ mm}^4$, un módulo resistente $4.83 \times 10^5 \text{ mm}^3$ y una tensión máxima de $57,03 \text{ MPa}$, resultando un $FS = 2.92$.

Luego, se evaluó una segunda alternativa aún más reducida. En este caso el momento de inercia se redujo a $3.26 \times 10^7 \text{ mm}^4$, el módulo resistente a $3.26 \times 10^5 \text{ mm}^3$, y la tensión máxima aumento a 84.49 MPa , obteniéndose un $FS = 1.97$.

De los resultados obtenidos se observa que, si bien ambas secciones verifican frente a la tensión admisible adoptada, la reducción geométrica produce un incremento significativo en las tensiones de trabajo y una disminución del margen de seguridad disponible. Esto evidencia la sensibilidad del comportamiento resistente del brazo frente a variaciones en el módulo resistente de la sección, parámetro directamente vinculado a la capacidad de absorber momentos flectores.

En consecuencia, esta etapa permitió definir un límite inferior de diseño y comparar distintas alternativas geométricas, no solo desde el punto de vista resistente, sino también en términos de robustez estructural. A partir de ello, la selección final de la sección no se basó únicamente en que la pieza verificara, sino también en disponer de un margen de seguridad razonable frente a solicitaciones reales de servicio, posibles concentraciones de tensiones y condiciones no ideales de operación.

Reacciones y dimensionamiento de patines

Con el objetivo de determinar los esfuerzos internos actuantes sobre la estructura del brazo telescópico y sobre los distintos elementos mecánicos vinculados al sistema de izaje, se realizó el cálculo estático de reacciones para las diferentes condiciones de carga consideradas durante la operación del equipo.

El análisis se llevó a cabo modelando el conjunto como un sistema isostático sometido principalmente a cargas verticales, originadas tanto por el peso de la carga manipulada como por el peso propio de los distintos componentes estructurales del brazo. A partir de este modelo se determinaron las fuerzas de reacción en los puntos de apoyo y articulación, las cuales posteriormente fueron utilizadas para el dimensionamiento de perfiles estructurales, uniones, pasadores, cilindros hidráulicos y elementos de guiado.

Para la obtención de las reacciones se aplicaron las ecuaciones de equilibrio estático:

$$\sum F_y = 0 \text{ (A.5)}$$

$$\sum M = 0 \text{ (A.6)}$$

Considerando como condición más crítica aquella correspondiente al brazo completamente extendido y con la carga máxima aplicada en la punta. El cálculo de momentos se realizó tomando como referencia el punto de articulación principal del brazo, permitiendo determinar las fuerzas transmitidas hacia la estructura base y hacia el sistema de accionamiento hidráulico.

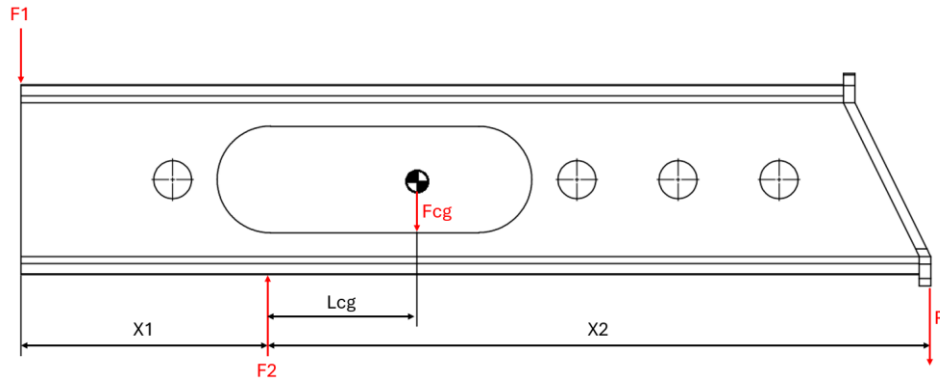
Además de la carga útil manipulada, en el análisis también se contemplaron los pesos propios asociados a los distintos tramos telescópicos, cilindros hidráulicos y accesorios estructurales, con el objetivo de representar de manera más realista el comportamiento del conjunto durante las maniobras de trabajo.

Las reacciones obtenidas constituyeron la base para las verificaciones posteriores de resistencia estructural, estabilidad y selección de componentes mecánicos del sistema de izaje.

Para la determinación de las reacciones y esfuerzos actuantes sobre el sistema de izaje, se realizaron los correspondientes diagramas de cuerpo libre de los distintos subconjuntos que conforman el brazo telescópico. Mediante estos esquemas se identificaron las cargas externas aplicadas, las fuerzas transmitidas en las articulaciones y las condiciones de apoyo presentes en cada etapa del análisis.

La construcción de los diagramas permitió simplificar el comportamiento estructural del conjunto, facilitando la aplicación de las ecuaciones de equilibrio estático para la obtención de fuerzas de reacción y solicitaciones críticas utilizadas posteriormente en el dimensionamiento de los componentes estructurales y mecánicos del sistema.

A continuación, se presentan los diagramas de cuerpo libre correspondiente al brazo telescópico en condición de máxima extensión. En dichos esquemas se presentarán las fuerzas externas actuantes, las reacciones en los puntos de articulación y las distancias características empleadas para el cálculo de esfuerzos y momentos.

**Figura A-8:** Ilustración de DM1-A-1000.**Tabla A-10:** Datos tramo 1

EXTENSIÓN TELESCÓPICA – TRAMO 1			
Variables	Parámetros	Valores	Unidad
Longitud	L	1200	[mm]
Dist. F1	X1	400	[mm]
Dist. F2	X2	800	[mm]
Long. CM	Lcg	626.88	[mm]
Peso brazo	Wb	40	[kg]
Carga a levantar	P	1200	[kg]
Límite elástico	Alpha	250	[N/mm ²]
Factor de seguridad (izaje)	FS	1.5	-
Factor Dinámico (Mov. Bruscos)	FD	1.3	-
Carga de diseño	Wd	2340	[kg]

Definido el diagrama de cuerpo libre del conjunto, se desarrollaron las ecuaciones de equilibrios del sistema:

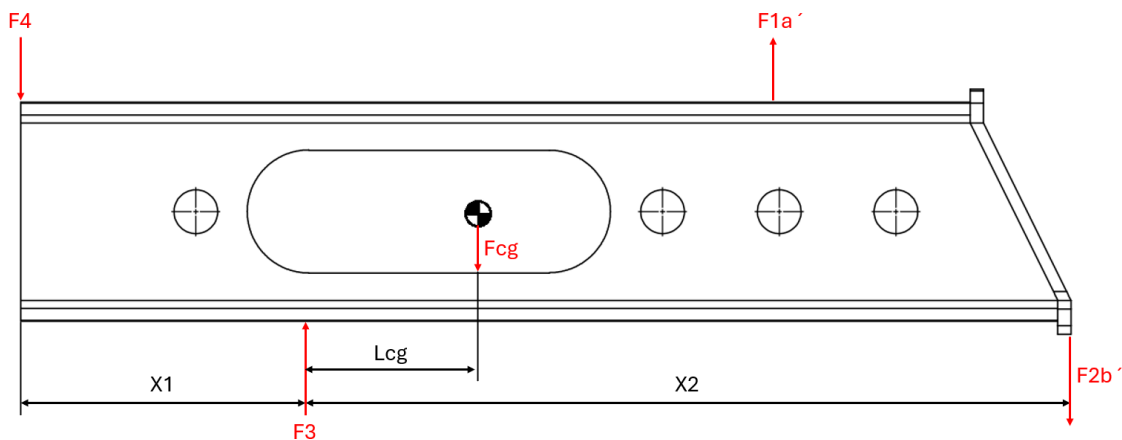


Figura A-9: Ilustración de DM1-A-1000.

Para la extensión del brazo del tramo 2, se realizó el mismo desarrollo, contemplando las reacciones producidas por el primer tramo.

Tabla A-11: Datos tramo 2

EXTENSIÓN TELESCÓPICA – TRAMO 2			
Variables	Parámetros	Valores	Unidad
Longitud	L	1200	[mm]
Dist. F1	X1	400	[mm]
Dist. F2	X2	800	[mm]
Long. CM	Lcg	625.43	[mm]
Long. F1a'	L1a	400	[mm]
Peso brazo	Wb	40	[kg]
Carga a levantar	P	1200	[kg]

Limite elástico	Alpha	250	[N/mm ²]
Factor de seguridad (izaje)	FS	1.5	-
Factor Dinámico (Mov. Bruscos)	FD	1.3	-
Carga de diseño	Wd	2340	[kg]

A continuación, se detallan las ecuaciones de equilibrio estático calculadas para obtener las reacciones de cada brazo.

Tramo 1:

$$\sum F_y = F2 - P - F1 - F_{cg} = 0 \text{ (A.7)}$$

$$\sum M_A = F1 \cdot X1 - P \cdot X2 - F_{cg} \cdot L_{cg} = 0 \text{ (A.8)}$$

$$F2 = F1 + F_{cg} + P \text{ (A.9)}$$

$$F1 = \frac{(F_{cg} \cdot L_{cg} + P \cdot X2)}{X1} \text{ (A.10)}$$

Tramo 2:

$$\sum F_y = F3 - F_{cg} + F1a' - F4 - F2b' = 0 \text{ (A.11)}$$

$$\sum M_B = F4 \cdot X1 - F2b' \cdot X2 - F_{cg} \cdot L_{cg} + F1a' \cdot L1a = 0 \text{ (A.12)}$$

$$F3 = F4 + F2b' + F_{cg} + F1a' \text{ (A.13)}$$

$$F4 = \frac{(F_{cg} \cdot L_{cg} + F2b' \cdot X2 - F1a' \cdot L1a)}{X1} \text{ (A.14)}$$

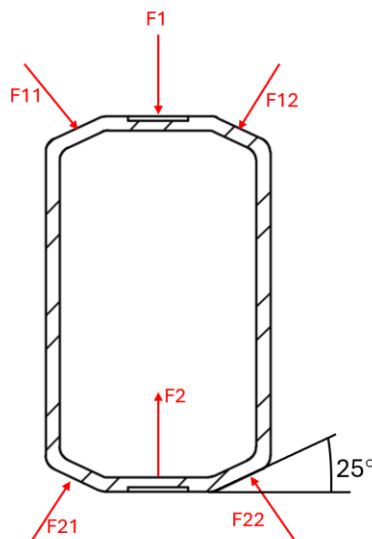
Donde se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla A-12: Resultados

RESULTADOS		
F1	4743	[kg]
F2	7123	[kg]
F3	11802.54	[kg]
F4	9422.543	[kg]

Con estos valores obtenidos pasamos a dimensionar los patines que son los que nos permitirán tener un deslizamiento más suave entre los tramos y absorber las cargas de contacto.

En la imagen A-10, se muestra las fuerzas y reacciones actuantes sobre el tramo del brazo. Los pares de reacciones de los patines se consideran iguales, ya que la carga de la celda es centrada.

**Figura A-10:** Vista en sección de tramo.

Con el diagrama de cuerpo libre determinamos las ecuaciones que nos permitirán obtener los valores de las fuerzas de reacciones. Teniendo en cuenta ya las fuerzas de las reacciones calculadas anteriormente.

$$\sum F_y = 2 \cdot F_{11} \cdot \cos(\theta) - F_1 = 0 \text{ (A.15)}$$

$$\sum F_y = 2 \cdot F_{21} \cdot \cos(\theta) - F_2 = 0 \text{ (A.16)}$$

$$\sum F_y = 2 \cdot F_{31} \cdot \cos(\theta) - F_3 = 0 \text{ (A.17)}$$

$$\sum F_y = 2 \cdot F_{41} \cdot \cos(\theta) - F_4 = 0 \text{ (A.18)}$$

$$F_{11} = \frac{F_1}{2 \cdot \cos(\theta)} ; F_{21} = \frac{F_2}{2 \cdot \cos(\theta)} ; F_{31} = \frac{F_3}{2 \cdot \cos(\theta)} ; F_{41} = \frac{F_4}{2 \cdot \cos(\theta)}$$

Tabla A-13: Resultados

RESULTADOS		
F11	2616.5	[kg]
F21	3929.5	[kg]
F31	6511.3	[kg]
F41	5198.3	[kg]

A partir de las cargas obtenidas en los diagramas de cuerpo libre y de las reacciones transmitidas entre los tramos telescópicos, se procedió a determinar el espesor mínimo requerido para los patines de guiado. Para ello, se evaluaron las tensiones de compresión generadas sobre la superficie de contacto entre el patín y el perfil estructural, considerando la geometría disponible y las condiciones más exigentes de funcionamiento del sistema.

El cálculo se realizó tomando como criterio principal la resistencia a la compresión del material seleccionado para los patines, verificando que las tensiones de contacto producidas permanecieran por debajo de los valores admisibles recomendados para servicio continuo. A partir de esta verificación se obtuvo el espesor mínimo necesario para garantizar un correcto comportamiento mecánico, evitando deformaciones excesivas, aplastamiento local y pérdida de estabilidad en el guiado del brazo telescópico.

Para esta verificación de los patines de guiado se adoptó como criterio de diseño una deformación máxima admisible equivalente al 5% del espesor del patín, considerando la

condición de carga más desfavorable del sistema telescópico. Este criterio fue tomado en base a valores de referencia obtenidos según la norma ISO 604 para materiales poliméricos sometidos a compresión.

Bajo una carga total de diseño de 7000 kg, correspondiente al caso crítico de operación, se evaluó la presión de contacto transmitida a los patines y se verificó que las tensiones generadas no superaran los valores admisibles asociados al límite de deformación adoptado. De esta manera, se garantizó que el material seleccionado pueda absorber las cargas de servicio manteniendo deformaciones controladas y un correcto funcionamiento del sistema telescópico.

Procedemos a la verificación, para el dimensionamiento de los patines se consideró la carga máxima aplicada obtenida del análisis de las reacciones:

$$F_4 = 9500 \text{ kg} = 93195 \text{ N}$$

Adoptando un factor de seguridad de 1.5 la carga de diseño resulta:

$$F_d = F \cdot FS \text{ (A.19)}$$

$$F_d = 93195 \text{ N} \cdot 1.5$$

$$F_d = 139792.5 \text{ N}$$

Para el material del patín se aceptó una deformación máxima del 5% del espesor, tomando como referencia el criterio de compresión según ISO 604. Para dicha deformación se adoptó:

$$\sigma_{adm} = 14 \text{ MPa}$$

La tensión de compresión sobre el patín se calcula como:

$$\sigma_c = \frac{F_d}{A} \text{ (A.20)}$$

Despejando el área mínima necesaria:

$$A_{min} = \frac{F_d}{\sigma_{adm}} \text{ (A.21)}$$

$$A_{min} = \frac{139792.5 \text{ N}}{14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$A_{min} = 9985.2 \text{ mm}^2$$

Considerando un espesor de patín de:

$$e = 7 \text{ mm}$$

El ancho mínimo necesario del patín se obtiene como:

$$A = b \cdot e \text{ (A.22)}$$

$$b_{min} = \frac{A_{min}}{e}$$

$$b_{min} = \frac{9985.2 \text{ mm}^2}{7 \text{ mm}}$$

$$b_{min} = 1426.5 \text{ mm}$$

Por lo tanto, si toda la carga fuera absorbida por un único patín de 7 mm de espesor, el ancho mínimo sería:

$$b_{min} \approx 1426.5 \text{ mm}$$

Como este valor no resulta constructivamente viable, la carga debe distribuirse entre varios patines. En ese caso:

$$b_{min} = \frac{1426.5 \text{ mm}}{n}$$

Donde n es la cantidad de patines. Además, al aceptar una deformación máxima del 5% para un espesor de 7 mm:

$$\delta_{adm} = 0.05 \cdot 7 \text{ mm}$$

$$\delta_{adm} = 0.35 \text{ mm}$$

Entonces, bajo la carga de diseño considerada, el patín no debería deformarse más de aproximadamente:

$$\delta_{adm} \approx 0.35 \text{ mm}$$

En conclusión, con una carga aplicada de 9500 kg, un espesor de 7 mm, una tensión admisible de 14 MPa y un factor de seguridad 1.5, el área de contacto requerida resulta elevada, por lo tanto, decidimos diseñar patines de mayores dimensiones y que abarquen mayores áreas del brazo.

Pandeo columna vertical

Con el objetivo de garantizar la estabilidad estructural de la columna vertical frente a las condiciones de carga más desfavorables del sistema de izaje, se realizó una verificación al pandeo considerando las solicitaciones de compresión generadas durante la operación del equipo. Esta verificación resulta necesaria debido a que la columna constituye un elemento esbelto sometido simultáneamente a esfuerzos axiales y momentos flectores provenientes de la carga suspendida y del alcance del brazo.

El análisis se llevó a cabo a partir de una geometría inicial definida para la columna y de las propiedades mecánicas del material elegido.

Tabla A-14: Datos dimensionales

COLUMNA - GEOMETRÍA			
Variables	Parámetros	Valores	Unidad
Long. Retraída	Lr	1430	[mm]
Long. Extendida	Le	2600	[mm]
Alt. Columna	H	250	[mm]
Base Columna	B	330	[mm]
Carga Nominal a levantar	Wn	1200	[kg]
Factor de seguridad (izaje)	FS	1.5	-

Factor Dinámico	FD	1.3	-
Carga de diseño	Wd	2340	[kg]

Tabla A-15: Propiedades mecánicas

COLUMNA – PROPIEDADES MECÁNICAS			
Variables	Parámetros	Valores	Unidad
Modulo Elasticidad	E	200000	[N/mm ²]
Resistencia a la fluencia	Sy	250	[N/ mm ²]
Momento de inercia (Mínimo)	Imin	662818760.93	[mm ⁴]
Sección transversal (I min)	A	450000	[mm ⁴]
Cte Fijación	K	2.1	-
Factor de diseño	N	1.5	-

Donde el valor de momento de inercia mínimo según las propiedades de SolidWorks se da en el plano transversal XY.

Posteriormente se determinaron los parámetros geométricos restantes de la columna, que son parámetros característicos de la sección resistente, ya que nos permitirá obtener el valor de esbeltez mecánica (NRO) de la columna, parámetro fundamental para evaluar el comportamiento frente a los fenómenos de inestabilidad.

$$\lambda = \frac{K \cdot L_c}{r} \quad (\text{A.22})$$

Donde:

- λ : esbeltez mecánica.
- K : coeficiente de longitud efectiva.
- L : longitud real de la columna entre los soportes.
- r : radio de giro mínimo de la sección.

Con los datos detallados se procedió a determinar las variables faltantes.

El *termino fijación de un extremo* (K) se refiere a la forma en que se soportan los extremos de una columna. Que depende de las cantidades de restricciones de rotación que existe en los extremos que tiene la columna. Hay tres formas, la que corresponde a nuestro diseño es la empotrada-libre como se muestra en la FIGURAX.

234

FIGURA 6-3 Valores de K para obtener longitud efectiva, $L_e = KL$, para distintas conexiones en los extremos

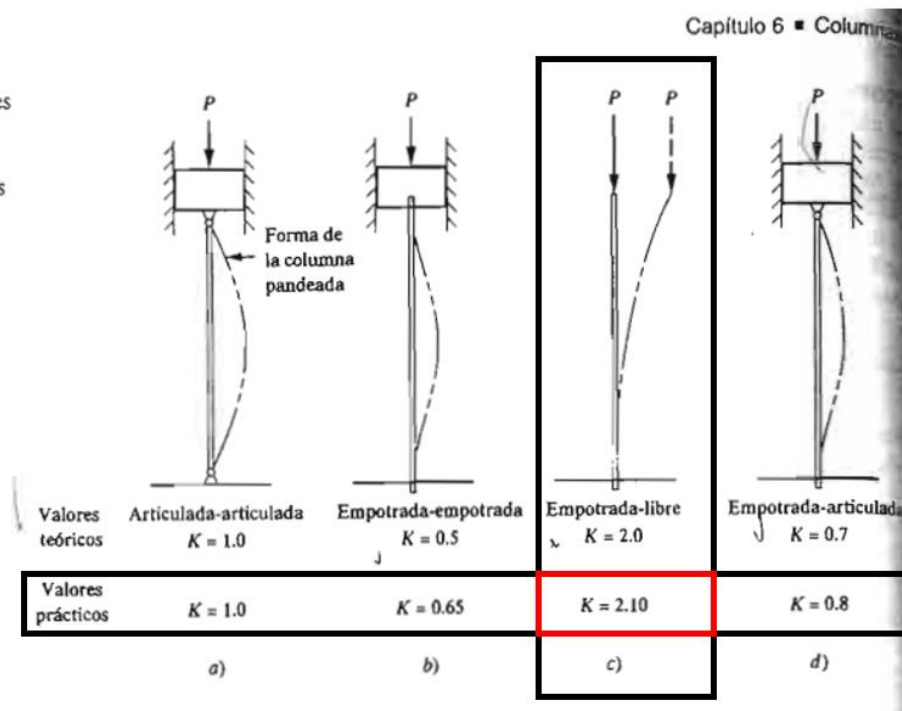


Figura A-11: Coeficiente K de fijación.

La forma de soportar los extremos de la columna afecta a la longitud efectiva de la columna, que la calculamos como sigue a continuación:

$$L_e = K \cdot L_c \quad (\text{A.23})$$

$$L_e = 2.10 \cdot 1585 \text{ mm} = 3328.5 \text{ mm}$$

Luego determinamos los radios de giro y momento de inercia mínimos para la cual la columna tiende a pandearse.

$$R_X = \frac{H}{\sqrt{12}} \quad (\text{A.24})$$

$$R_X = \frac{250 \text{ mm}}{\sqrt{12}} = 866.03 \text{ mm}$$

$$R_Y = \frac{B}{\sqrt{12}} \quad (\text{A.25})$$

$$R_Y = \frac{330 \text{ mm}}{\sqrt{12}} = 2882565.56 \text{ mm}$$

El radio de giro mínimo se necesita determinar porque el pandeo ocurre respecto al eje de menor rigidez de la sección transversal. Es decir, la columna tendera a deformarse lateralmente en la dirección donde le resulte más “fácil” flexionar.

Por lo tanto, de acuerdo con los resultados que se muestran en las ecuaciones anteriores, el radio de giro mínimo es en el eje X de la columna.

Con este valor obtenido, ahora determinamos la relación de esbeltez con la ecuación (A.22):

$$\lambda = \frac{3328.5 \text{ mm}}{866.03 \text{ mm}} = 3.84$$

Calculado el valor de esbeltez, ahora se debe seleccionar el método de análisis de columnas rectas indicado. La elección del método depende del valor de relación de esbeltez real de la columna que se analiza, comparado con la constante de columna C_C , que se define de la siguiente manera:

$$C_C = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{s_y}} \quad (\text{A.23})$$

El procedimiento para la elección del método es el siguiente:

- Calcular la relación de esbeltez.
- Calcular el valor de C_C .

- Comparando el valor relación de esbeltez con el de la constante C_C , si $RE > C_C$, se emplea el método de Euler, se llama columna larga, si es menor se emplea método de Johnson, columna corta.

Entonces, de acuerdo a la ecuación (A.23) podemos calcular:

$$C_C = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 200000 \frac{N}{mm^2}}{250 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$C_C = 15791$$

Por ende, C_C es mayor a la relación de esbeltez, por consiguiente, se empleará el método de Johnson.

En el análisis de la columna corta, empleamos Johnson, donde la carga critica de pandeo

$$P_{Cr} = \frac{\pi^2 EA}{(\frac{KL}{r})^2} \quad (A.24)$$

Esta carga es con la cual la columna comenzaría a pandearse.

Entonces determinando el valor a partir de (A.24):

$$P_{Cr} = \frac{\pi^2 \cdot 200000 \frac{N}{mm^2} \cdot 450000 mm^2}{(3.84)^2} = 112447.38 [kN]$$

Y por lo tanto la carga admisible:

$$P_{adm} = \frac{P_{Cr}}{N} \quad (A.25)$$

$$P_{adm} = \frac{112447.38}{1.5} = 74964.92 [kN]$$

Observemos que la carga de pandeo solo depende de la geometría (longitud y sección transversal) de la columna, y de la rigidez del material representada por el módulo de elasticidad.

En resumen, el objetivo del análisis y diseño de las columnas es garantizar que la carga aplicada a una columna sea segura, que sea bastante menor que la carga critica de pandeo.

Los resultados indican que la capacidad resistente frente al pandeo es muy superior a la carga axial actuante sobre la columna, por lo que el diseño adoptado verifica ampliamente frente a inestabilidad global.

Análisis de estabilidad frente al vuelco

El análisis de volteo se realizó con el objetivo de verificar que el equipo mantenga condiciones de estabilidad durante la operación de izaje y manipulación de la celda de media tensión. Para ellos se evaluaron las condiciones más desfavorables de trabajo, comparando los momentos estabilizadores generados por el peso propio del conjunto con los momentos desestabilizadores producidos por la carga suspendida y el alcance del brazo.

La condición general de verificación adoptada fue:

$$M_{estabilizador} > M_{desestabilizador} \quad (\text{A.25})$$

- M_{dest} : momento generado por el peso de la celda (carga principal), actuando a una distancia x_p respecto al eje de vuelco.
- M_{est} : momentos generados por el peso propio del sistema, incluyendo:
 - Chasis y componentes (m_c)
 - Columna del brazo (m_{col})
 - Lastre adicional (m_l)

O bien, expresado mediante un coeficiente de seguridad:

$$FS_{vuelco} = \frac{M_{estabilizador}}{M_{desestabilizador}} \quad (\text{A.26})$$

Donde el sistema se considera estable si:

$$FS_{vuelco} > 1 \quad (\text{A.27})$$

En el desarrollo del proyecto se buscó además mantener un margen suficiente de seguridad, teniendo en cuenta que se trata de un equipo destinado a manipular una carga elevada.

Se adoptaron las siguientes hipótesis para simplificar el análisis:

- El equipo se analiza en condición estática.
- La carga se considera aplicada en el extremo del brazo.
- Brazo considerado como un conjunto completo.

- El peso propio del chasis, columna, brazo, base, hidráulica, etc se representa mediante fuerzas verticales aplicadas.
- Se tiene en consideración efectos dinámicos.

A continuación, se realiza primero la estabilidad del dispositivo longitudinal y luego lateral.

En la figura 12 se ve el diagrama de cuerpo libre del carro en el cual las fuerzas que actúan son:

- ***mp*** - Carga de la celda.
- ***ml*** - Peso de lastre.
- ***mc*** - Peso del chasis.
- ***R_{ay}*** y ***R_{by}*** son las respectivas reacciones en el eje trasero y delantero.

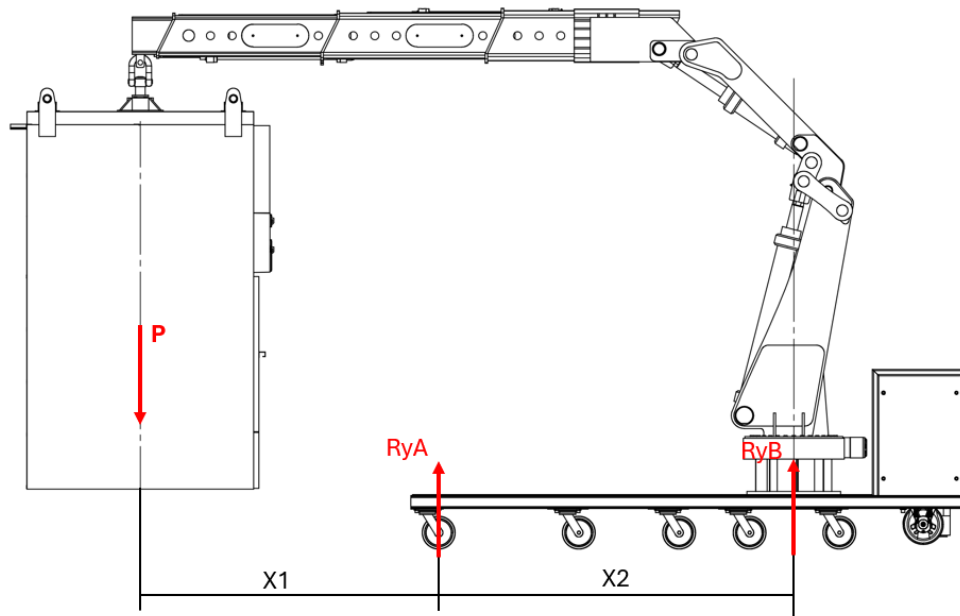


Figura A-12: Diagrama de cuerpo libre del conjunto.

Aplicando sumatoria de fuerza en el sentido del eje de las ordenadas y sumatoria de momentos con respecto al eje trasero obtenemos las siguientes dos ecuaciones:

$$\sum F_y = M_{tot} + R_{ay} + R_{by} = 0 \quad (A.28)$$

$$\sum M_a = m_p \cdot X_p + R_{by} \cdot X_L - m_c \cdot X_C - m_L \cdot X_L = 0 \quad (A.29)$$

Despejando de estas ecuaciones obtenemos:

$$Ra_y = Mtot - \left(\frac{m_p \cdot X_p - m_c \cdot X_c - m_L \cdot X_L}{X_L} \right) \quad (A.30)$$

$$Rb_y = \left(\frac{m_c \cdot X_c - m_p \cdot X_p + m_L \cdot X_L}{X_L} \right) \quad (A.31)$$

Determinando el momento que estabiliza el carro, es decir lo que impide que este se vuelque y determinando el momento desestabilizador ocasionado por dicha carga proporcionada por la celda, comparamos.

Si se verifica la condición (A.25), y además la fuerza de reacción del eje delantero $Rb_y > 0$, la estabilidad del carro se satisface y por ende no vuelca.

Para ello planteamos 5 casos con diferentes parámetros y dimensiones de la situación para evaluar si se satisfacen o no los criterios mencionados, estos valores se ven en la siguiente tabla A.16:

Tabla A-16: Estabilidad longitudinal datos

ESTABILIDAD LONGITUDINAL								
CASOS	L [m]	Mp [kg]	ML [kg]	Mc [kg]	Mtot [kg]	XL [m]	XC [m]	XP [m]
1	2	1200	500	1000	1500	1.5	0.5	1
2	2.3	1200	400	1000	1500	1.8	0.8	1.3
3	2.5	1200	600	900	1500	2	1	1.7
4	2.8	1200	250	1250	1500	2.2	1.3	1.8
5	3	1200	700	800	1500	2	1.5	2

Con estos datos, hacemos la sumatoria de momentos estabilizadores y desestabilizadores y comparamos ambos.

Tabla A-17: Verificación estabilidad

VERIFICACIÓN ESTABILIDAD					
Casos	1	2	3	4	5
Mest_lastre	750	720	1200	550	1400
Mest_chasis	500	880	900	1625	1200
Mest_total	1250	1600	2100	2175	2600
Mdest_celda	1200	1560	2040	2160	2400
¿Mest > Mdest?					
Mtot	2700	2700	2700	2700	2700
RBy	2666.67	2677.8	2670	2693.48	2620
RAy	33.33	22.2	30	6.52	80
RBy > RAY?	Verifica	Verifica	Verifica	Verifica	Verifica

Con lo obtenido, vemos que tenemos una amplitud de dimensiones con la cual trabajar y poder diseñar el chasis de manera longitudinal. Ahora pasamos a la lateral.

El procedimiento es el mismo, planteamos 5 casos diferentes, pero en este caso que variamos la trocha del carro.

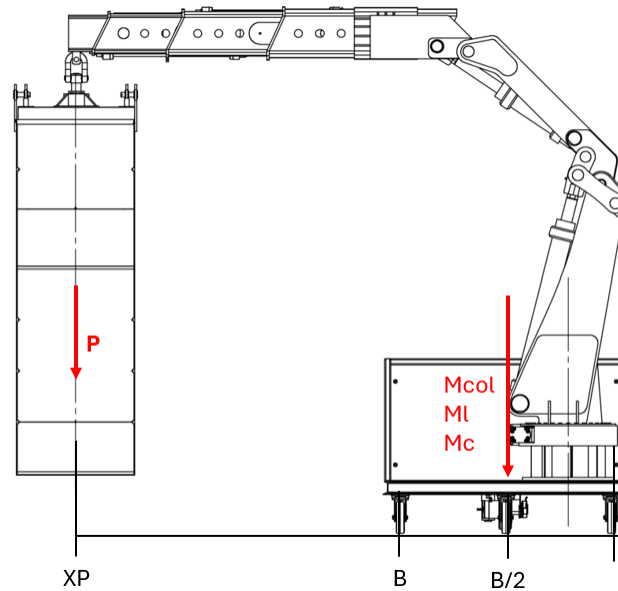


Figura A-13: Diagrama de cuerpo libre, vista frontal, descarga lateral.

Tabla A-17: Estabilidad lateral datos

ESTABILIDAD LATERAL						
Casos	B [m]	mp [kg]	ml [kg]	mc [kg]	mcol [kg]	xp [m]
1	1	1200	500	900	200	1
2	1.2	1200	300	1000	300	1.2
3	1.3	1200	600	700	200	1.5
4	1.4	1200	250	1150	500	1.7
5	1.5	1200	120	450	350	1.2

Tabla A-18: Verificación estabilidad lateral datos

VERIFICACIÓN ESTABILIDAD					
Mest_total	1400	1680	1755	2170	1590
Mdest_celda	1200	1440	1800	2040	1440
Mest > Mdest?	No vuelca	No vuelca	Vuelca	No vuelca	No vuelca

Viendo los resultados arrojados por la tabla, vemos que, para la mayoría de los casos, se verifica el volteo lateral del carro. Por consiguiente, consideramos que la medida para la apertura lateral del brazo debe ser la siguiente:

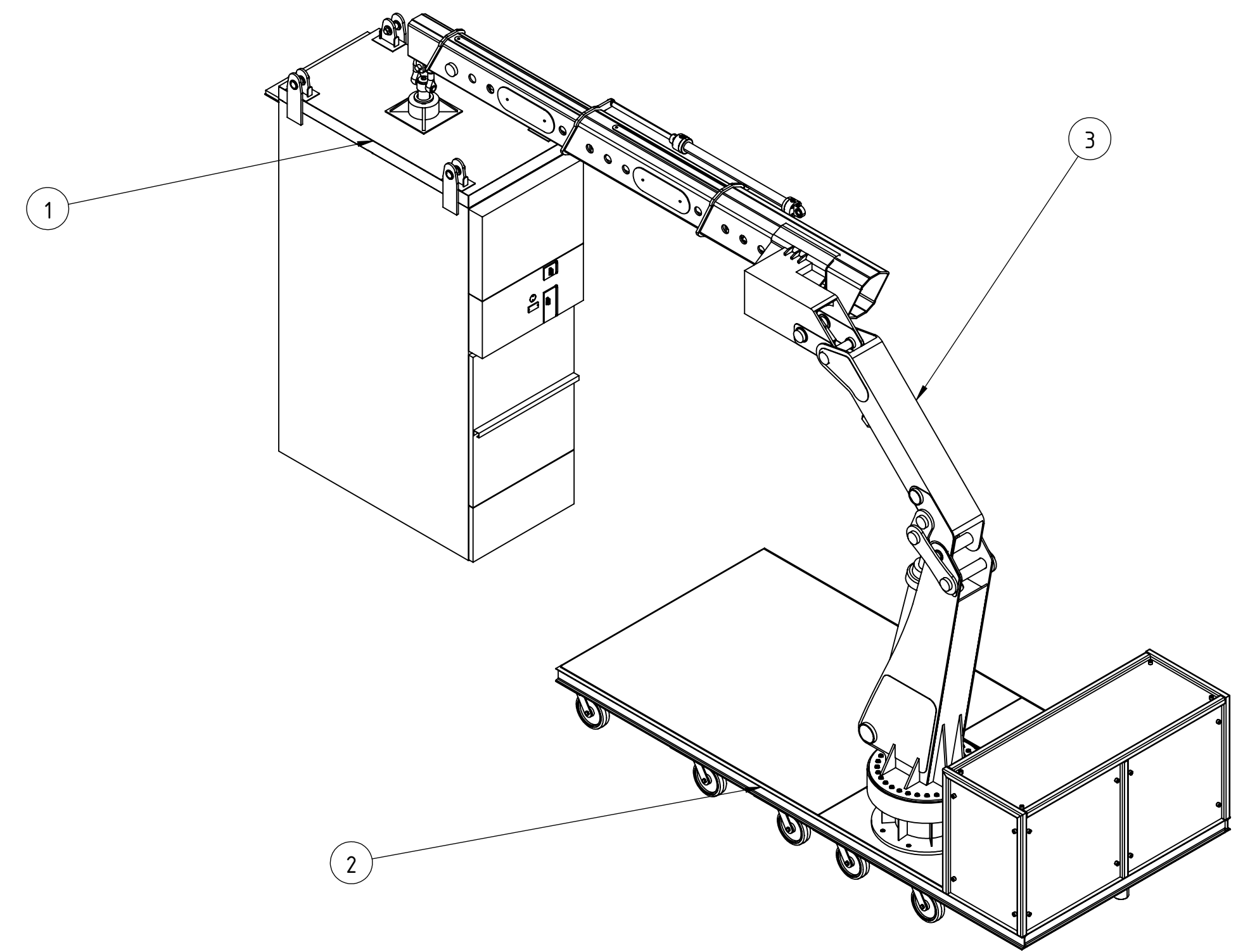
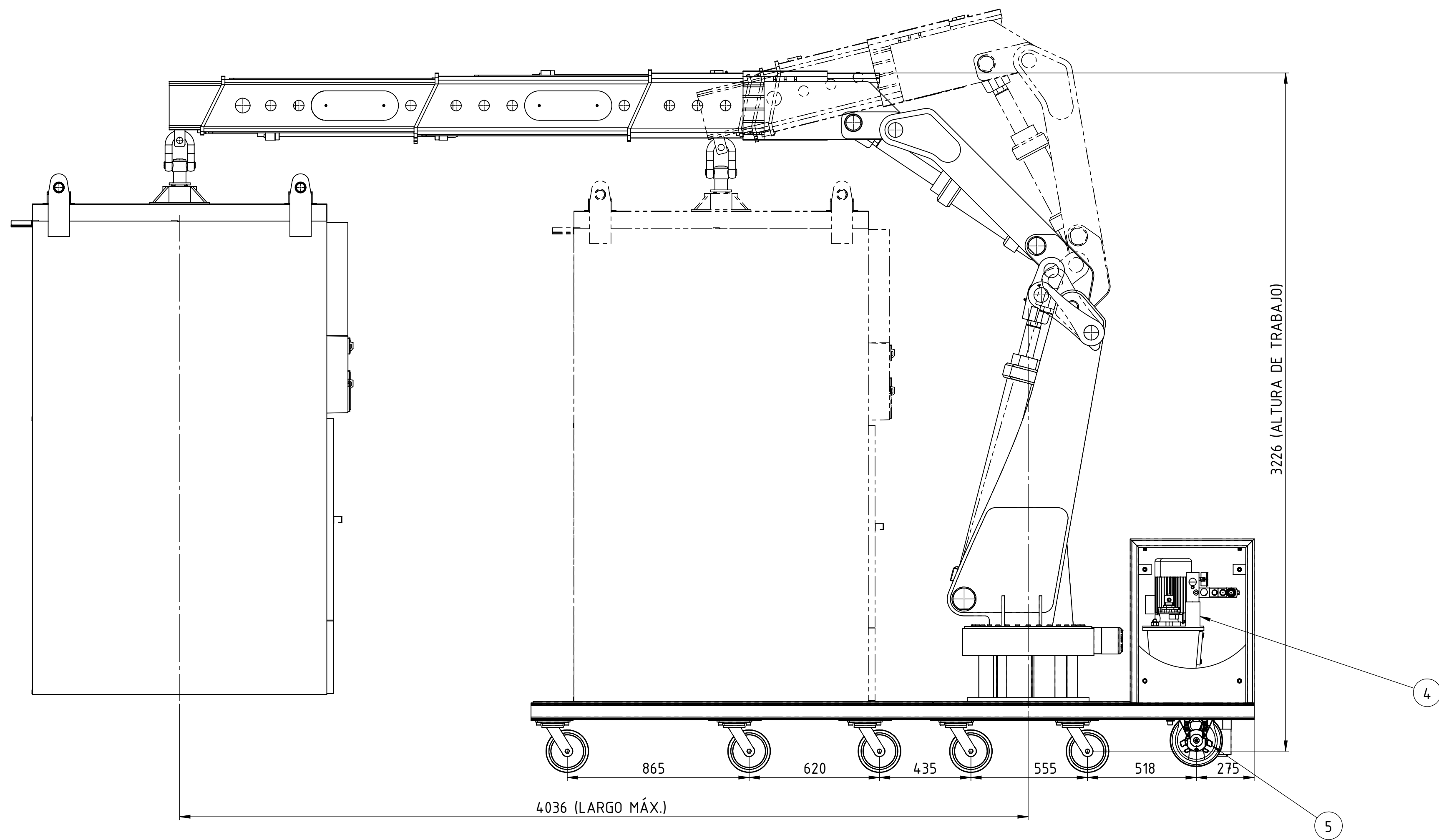
- Apertura de brazo, distancia rueda pivote a la carga XP = 1.2 m.
- Trocha del carro 1.5 m.

Anexo B: Listado de Planos adjuntos

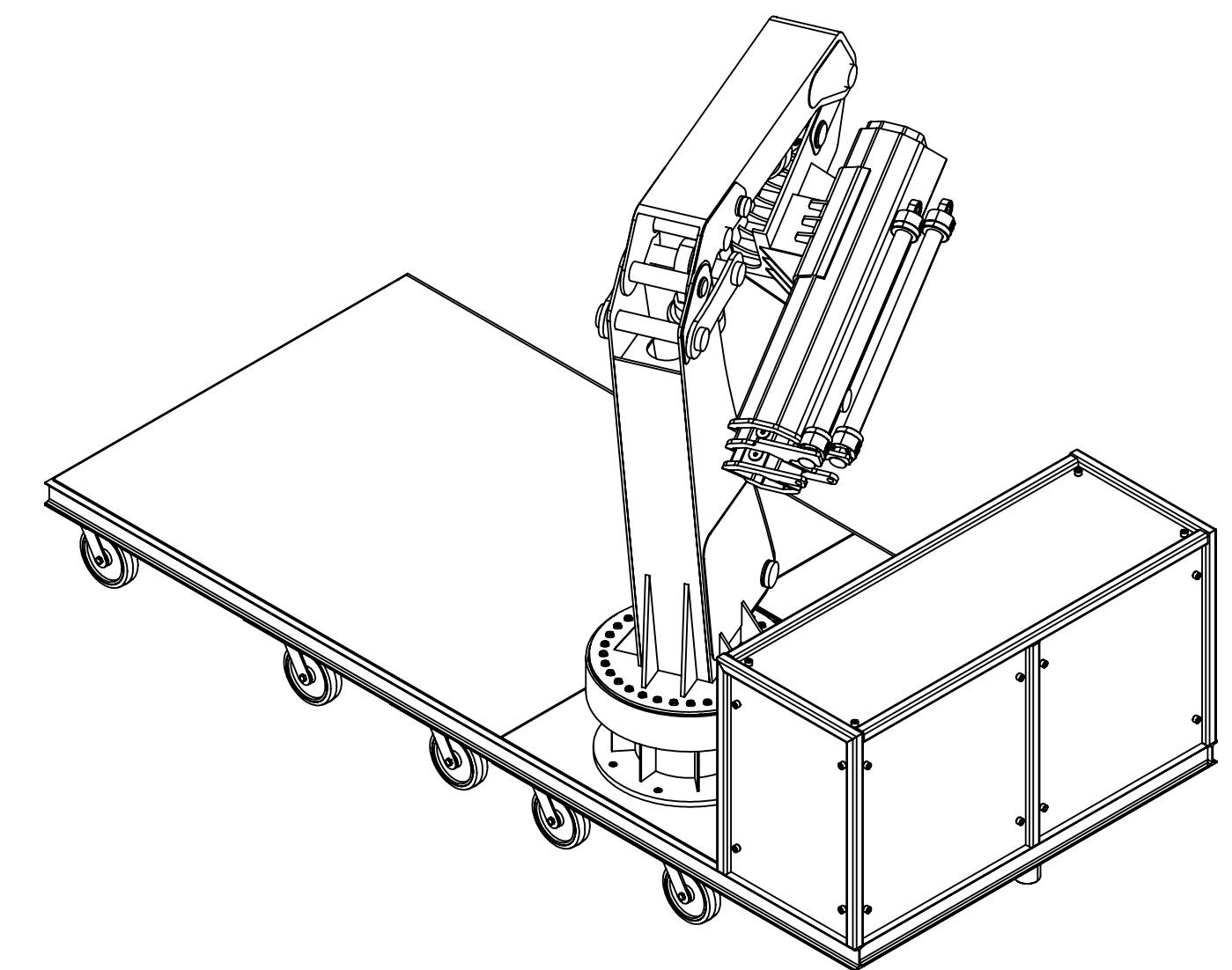
A continuación, se adjuntan los planos de conjunto y de definición del diseño del dispositivo de izaje, para el transporte, manipulación y posicionamiento de las celdas de media tensión.

Los planos están ordenados, siguiendo un código de referencia establecido:

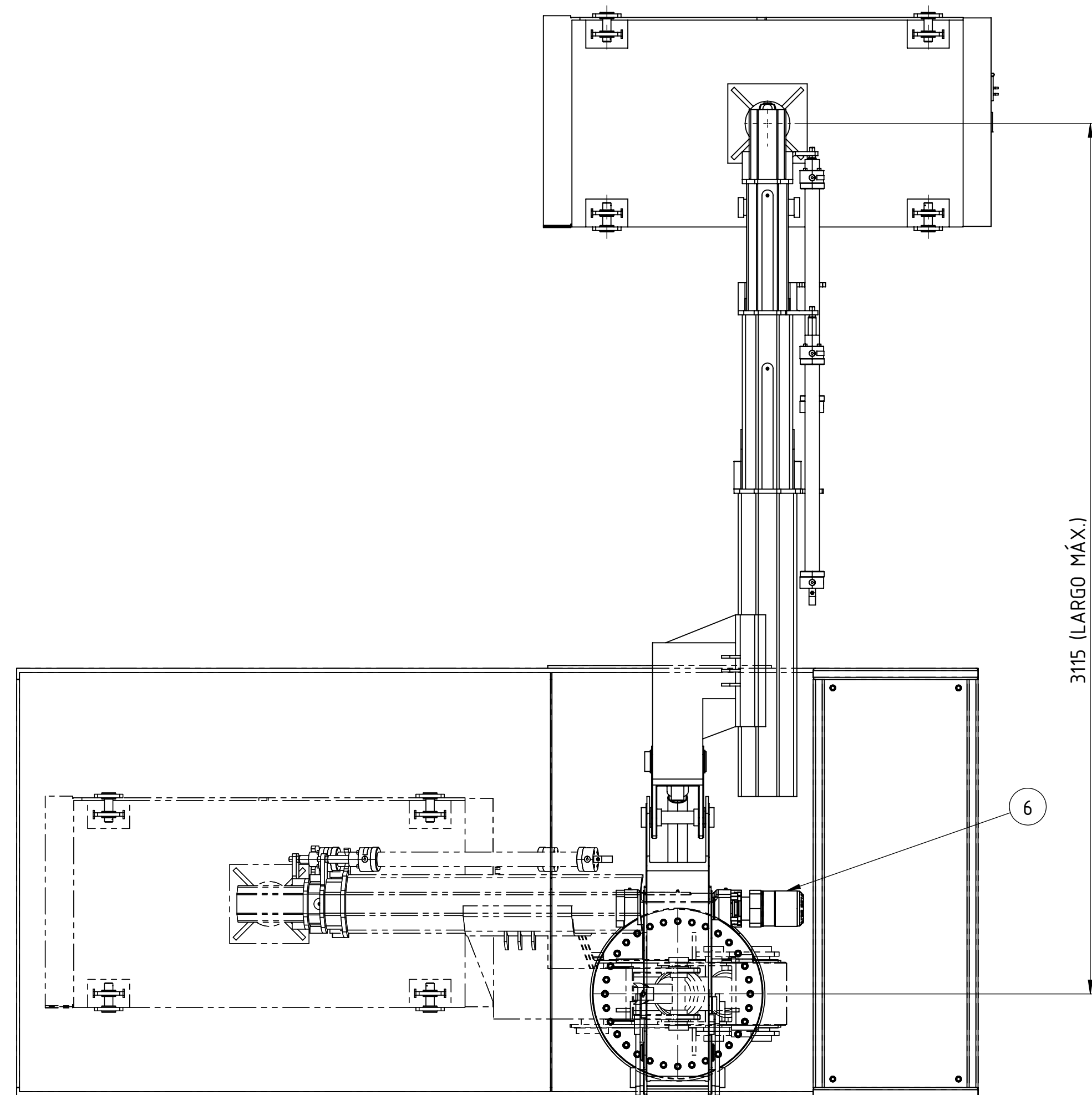
- CTO-xx.xx.xx: Plano de conjunto.
- PZA-xx.xx.xx: Plano de pieza.

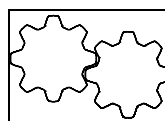


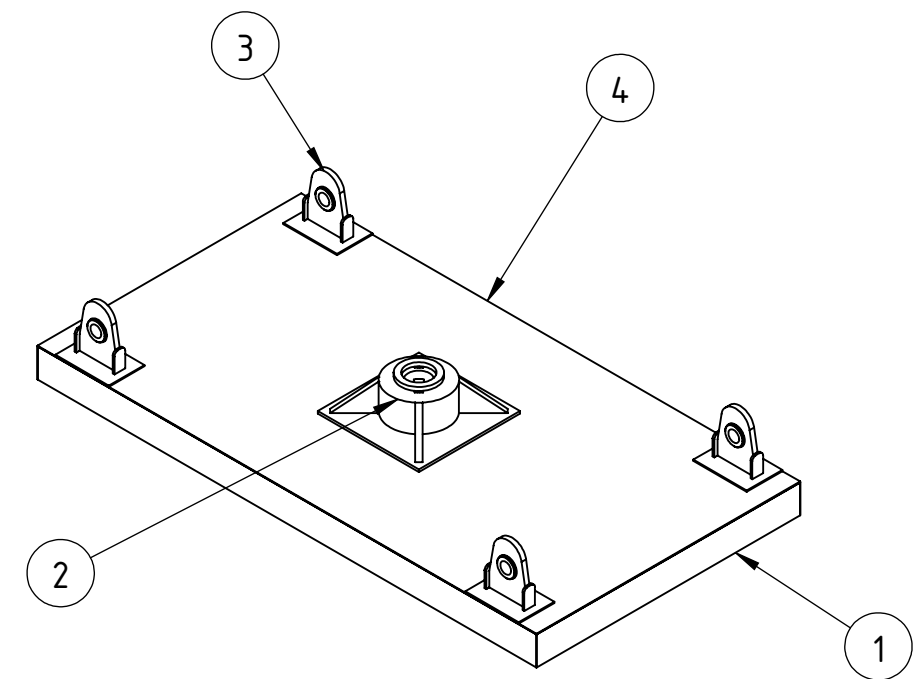
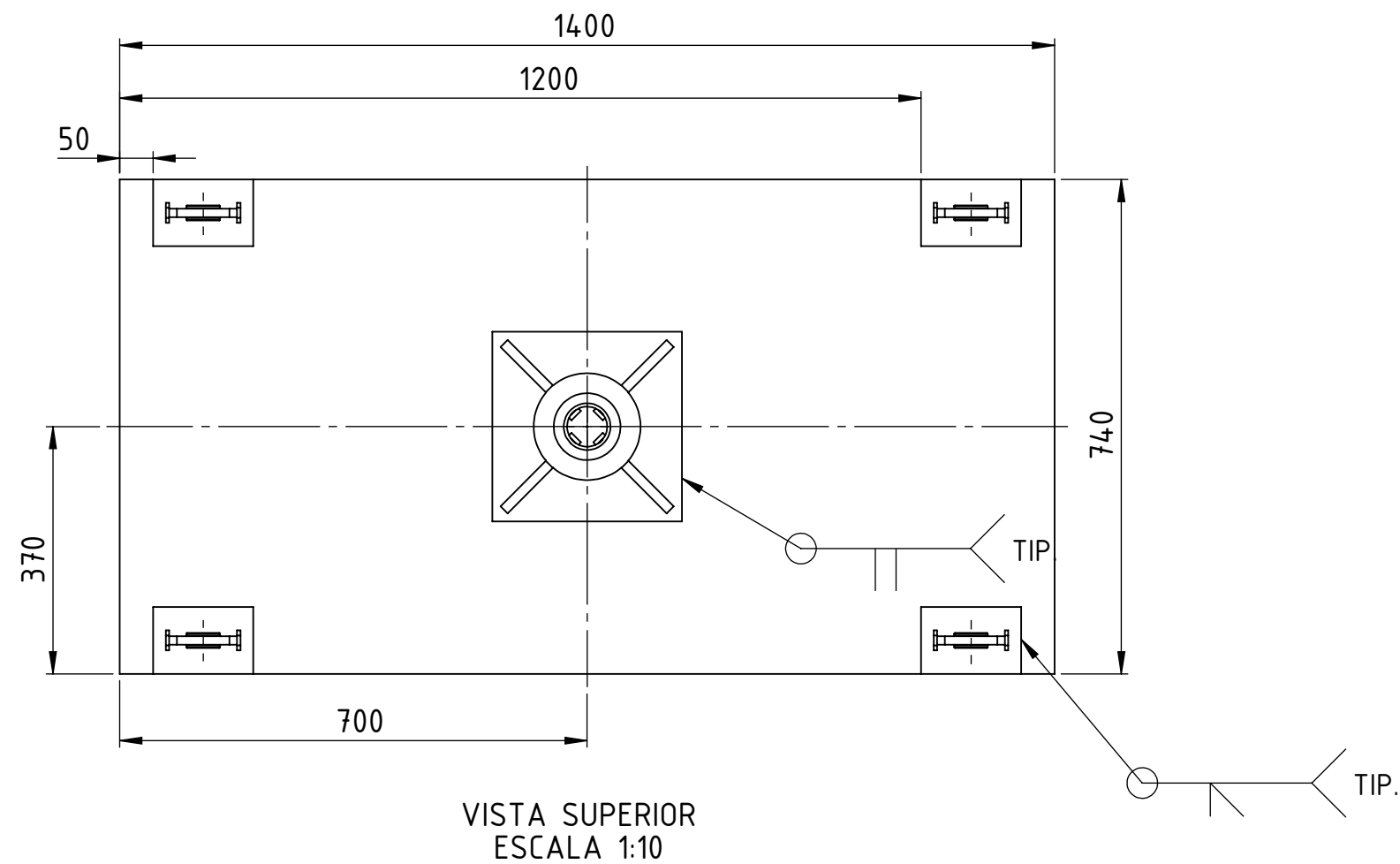
VISTA
BRAZO ABIERTO



VISTA
BRAZO CERRADO



6	HY13-1590-012-TH-20190131	STD	1	-
5	AGV WHEEL	STD	1	-
4	CENTRAL HIDRÁULICA	ABPAC	1	-
3	CTO-03.00.00.0	-	-	-
2	CTO-02.00.00.0	-	-	-
1	CTO-01.00.00.0	-	-	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-00.00.00.0		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
APROBO		DEL PLANO - RIERA	1:1	
				

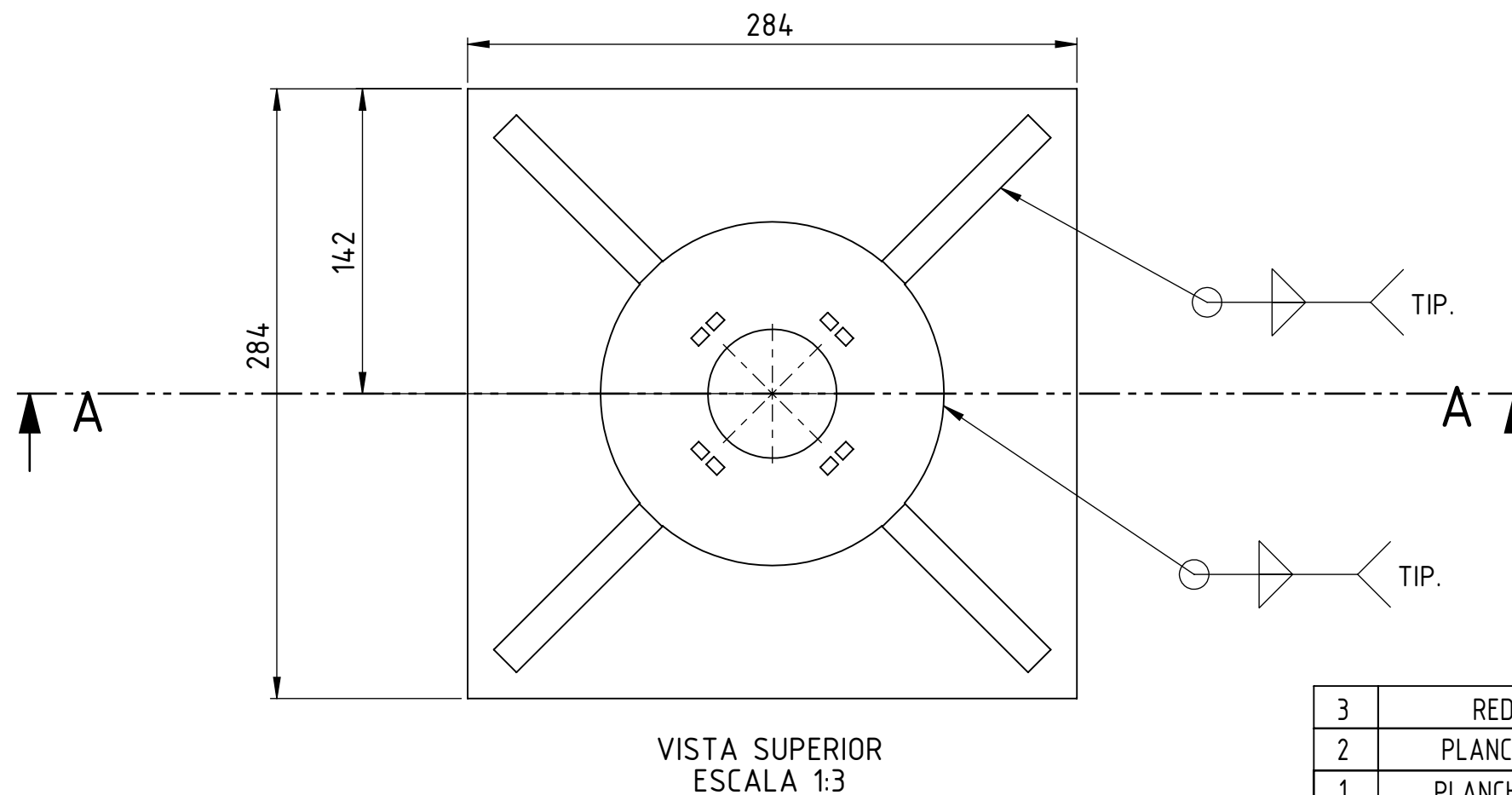
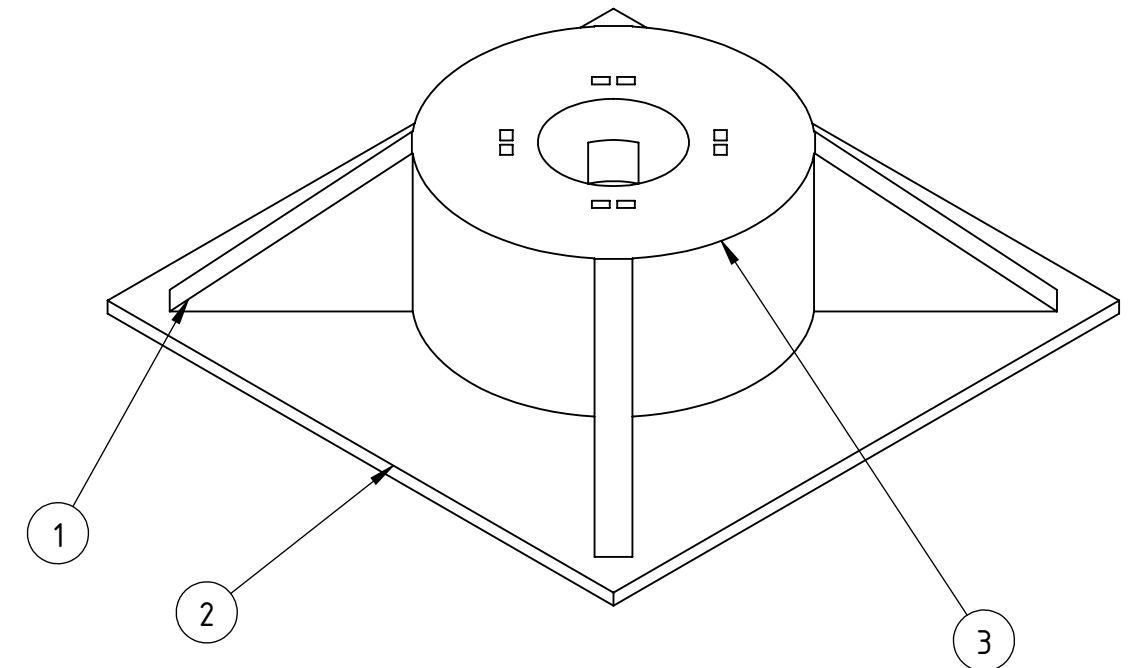
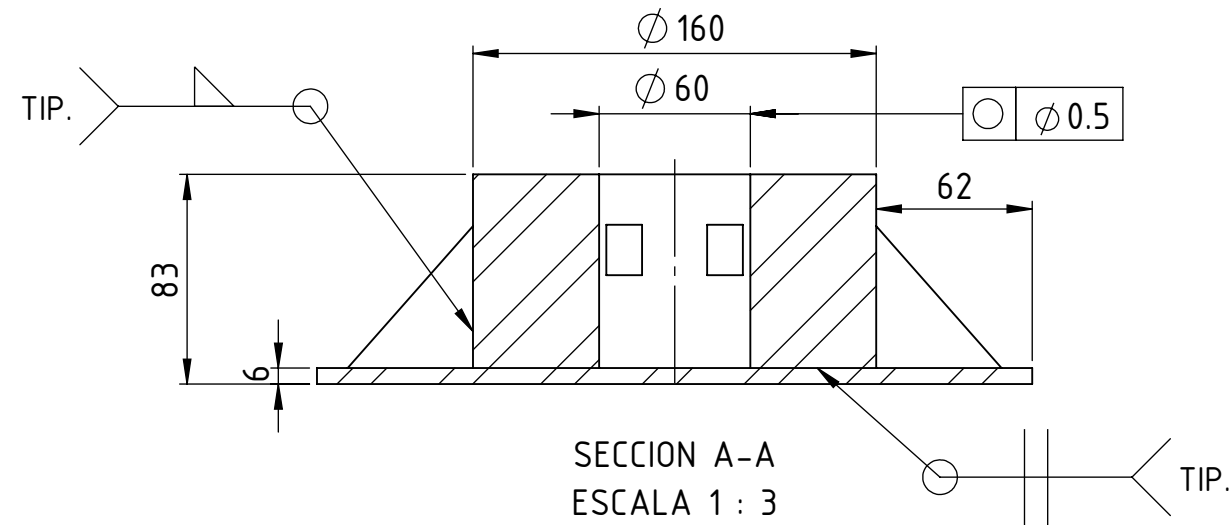


VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/N

NOTA:

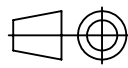
- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $A = 0.7$ DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768.
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.

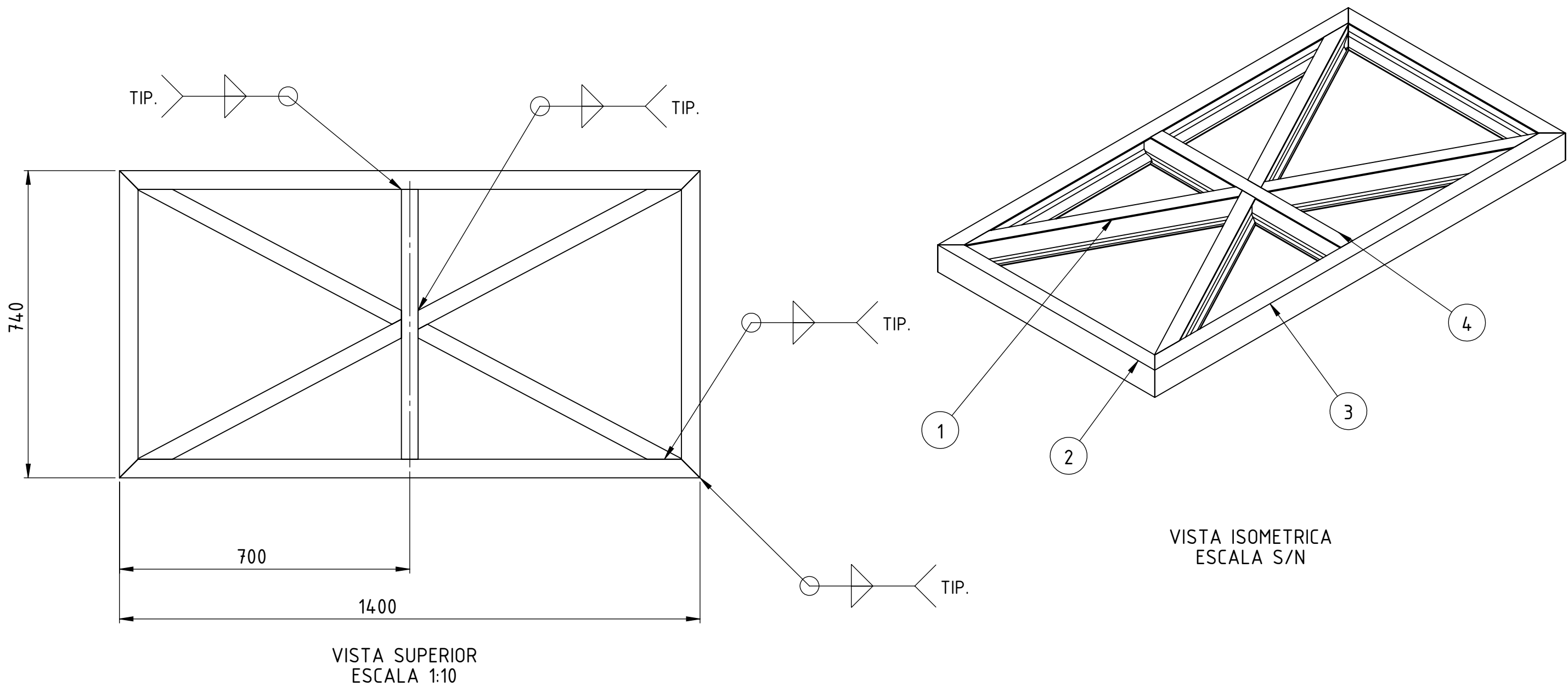
4	CHAPA 1500 x 1000 x 3 mm	ACERO ASTM A36	1	-
3	CTO-01.03.00	-	1	-
2	CTO-01.02.00	-	1	-
1	CTO-01.01.00	-	4	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-01.00.00.0		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
DIBUJO		DEL PLANO - RIERA	1:10	
APROBO				



NOTA:

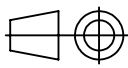
- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $A = 0.7$ DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768.
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.

3	REDONDO DIAM. 160 mm	ACERO ASTM A-36	1	0.5kg
2	PLANCHUELA 300 x 300 x 6 mm	ACERO ASTM A-36	1	1kg
1	PLANCHUELA 100 x 100 x 15 mm	ACERO ASTM A-36	4	8kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-01.01.00		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO		DEL PIANO - RIERA	1:3	
APROBO				

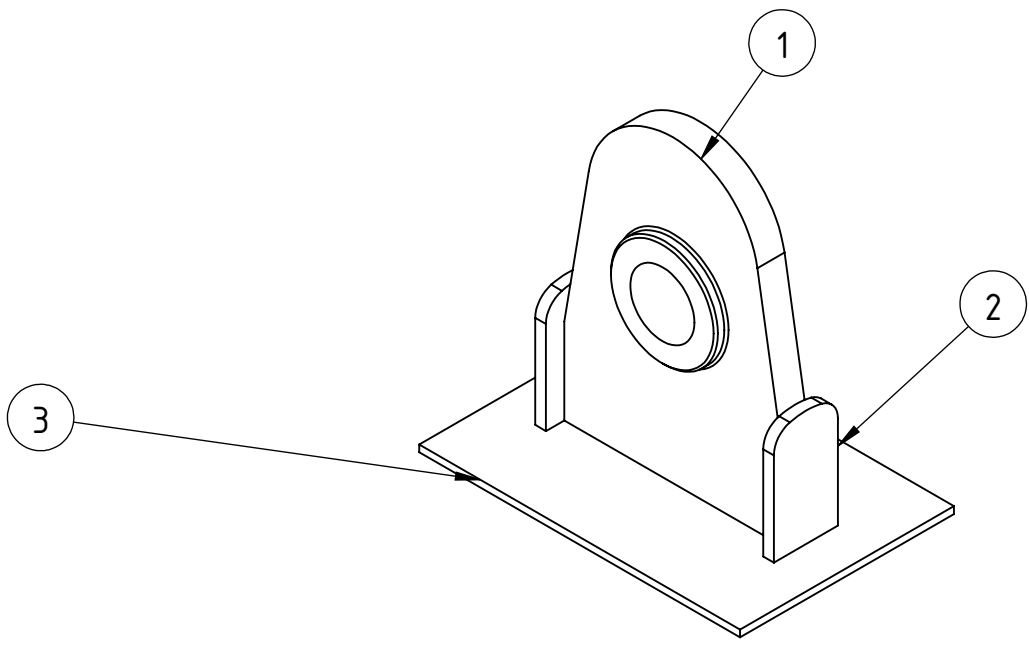


NOTA:

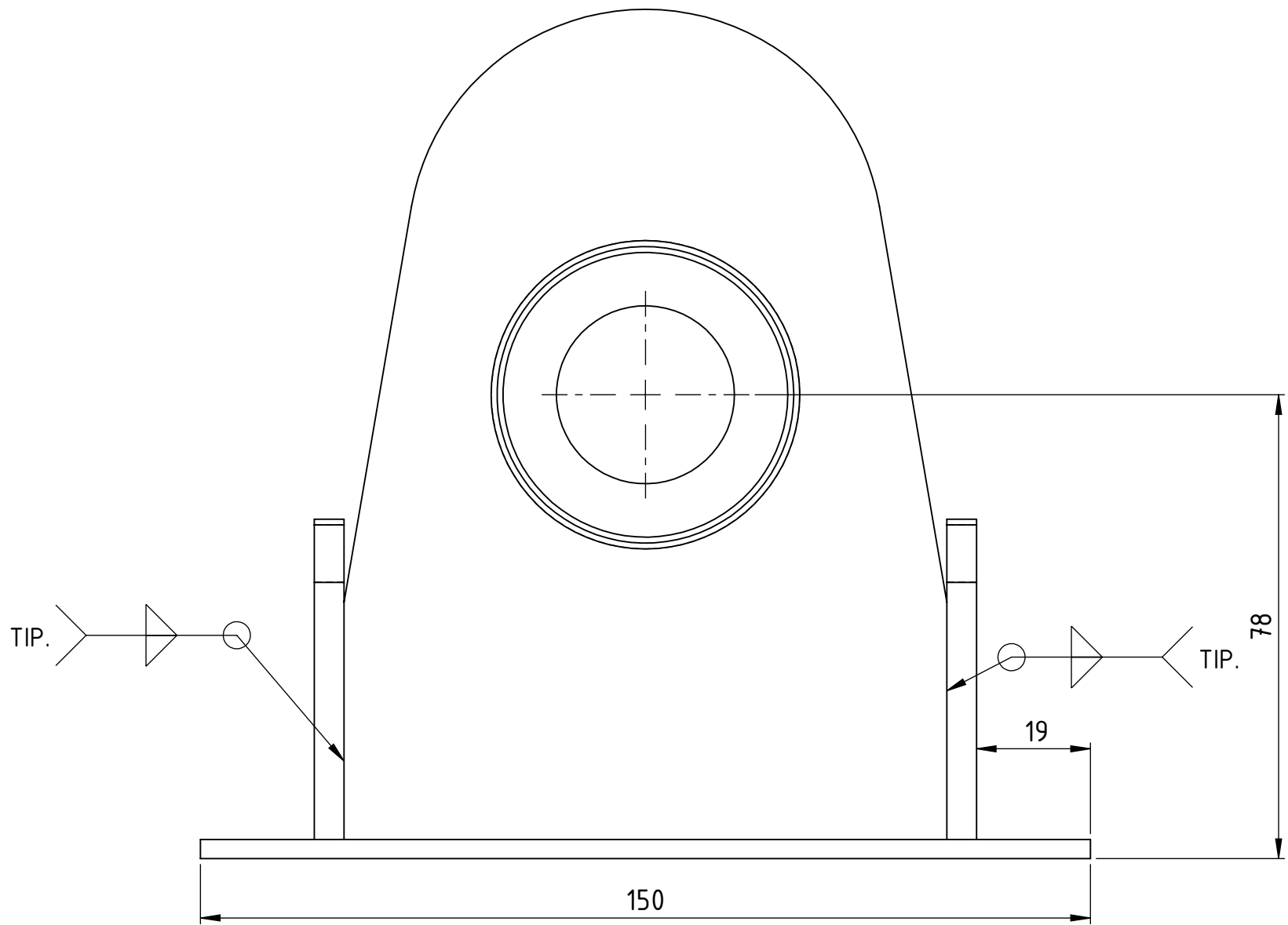
- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $A = 0.7$ DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768.
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.

4	IPN 80 x 6 L=740mm	ACERO ASTM A-36	1	-
3	C CHANNEL L=1400mm	ACERO ASTM A-36	2	-
2	C CHANNEL L=740mm	ACERO ASTM A-36	2	-
1	IPN 80 x 6 L=792mm	ACERO ASTM A-36	4	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-01.02.00		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
DIBUJO		DEL PIANO - RIERA	1:10	
APROBO				

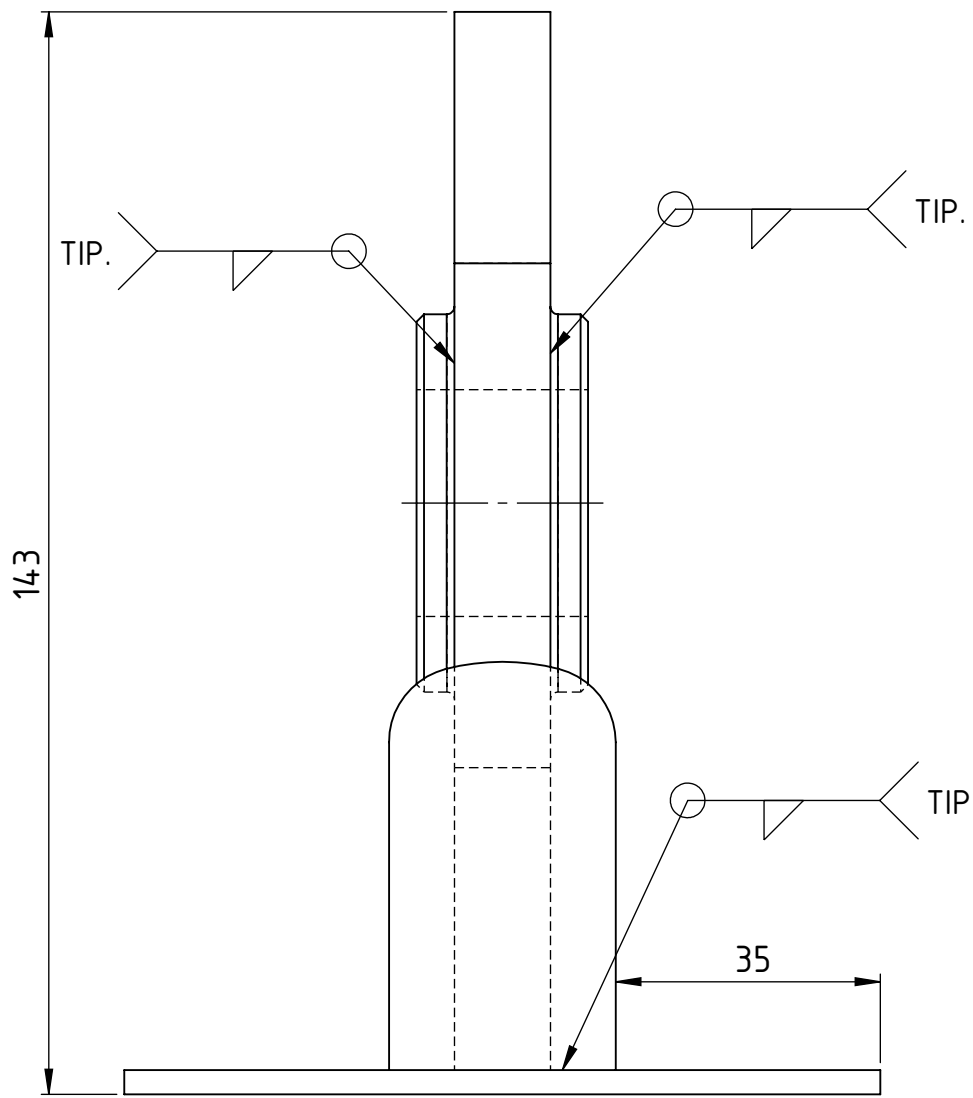
POS	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	PZA-01.03.01	ACERO ASTM A-36	4	-
2	PZA-01.03.02	ACERO ASTM A-36	8	-
3	PZA-01.03.03	ACERO ASTM A-36	4	-



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/N

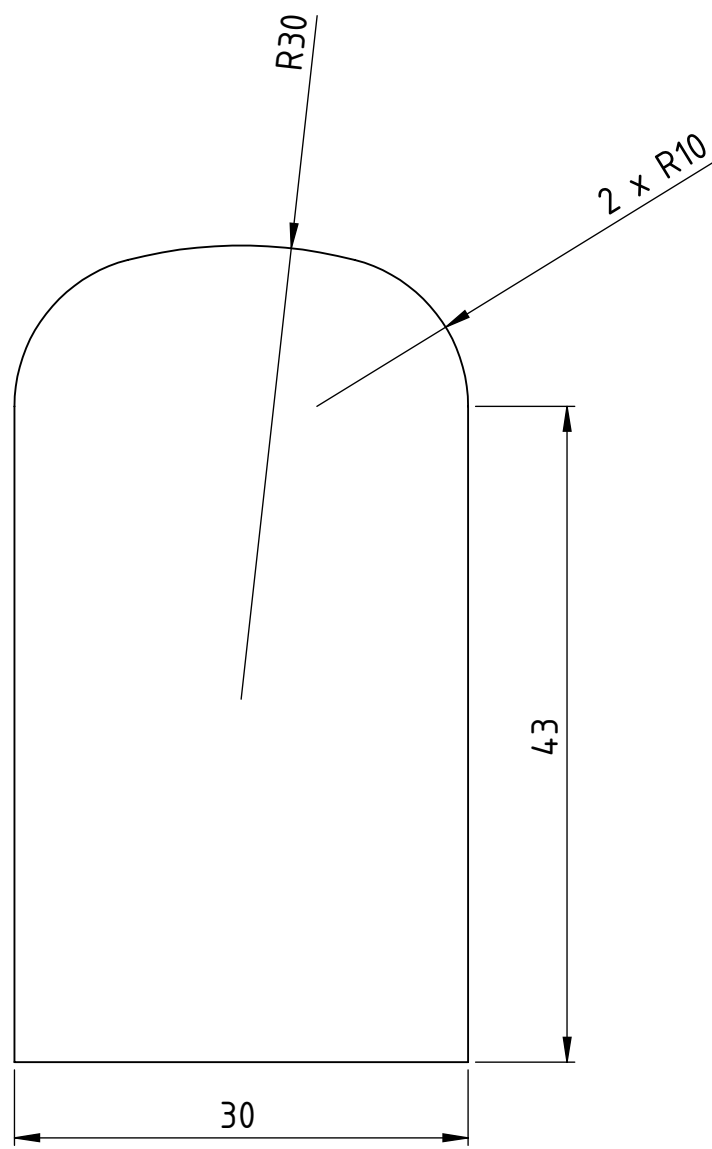


VISTA FRONTAL
ESCALA 1:1

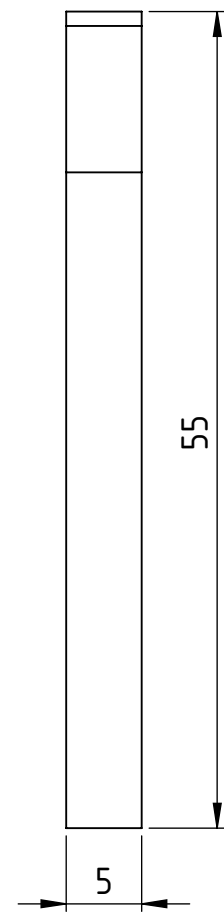


VISTA LATERAL
ESCALA 1:1

POS	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
2	PLANCHUELA 55 x 45 x 5 mm	ACERO ASTM A-36	4	0.2kg

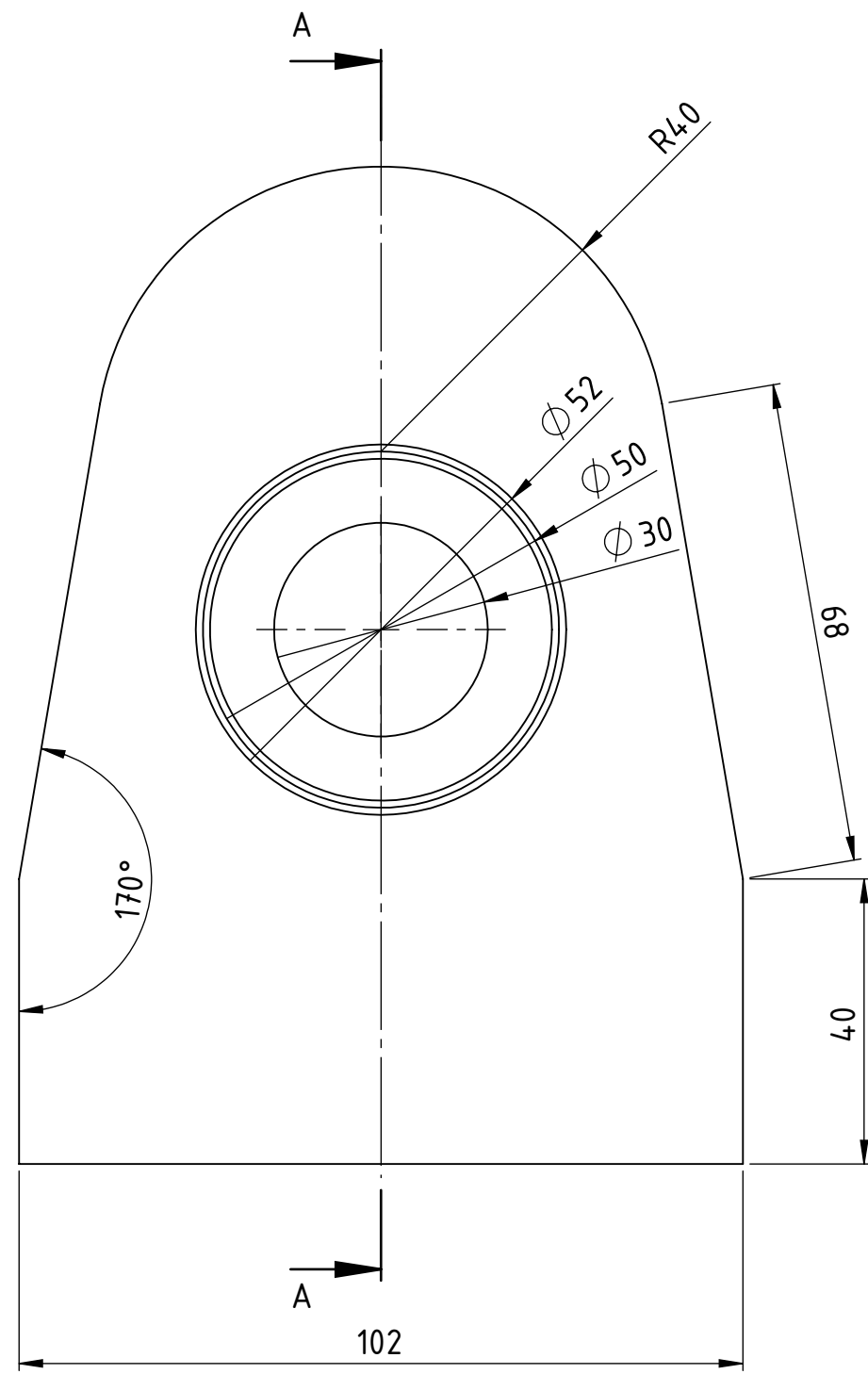


VISTA FRONTAL
ESCALA 1:1

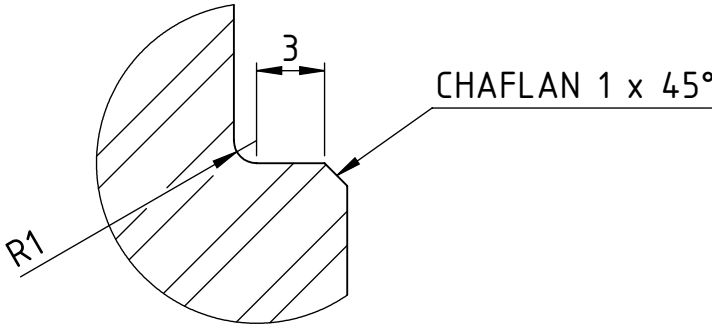


VISTA LATERAL
ESCALA 1:1

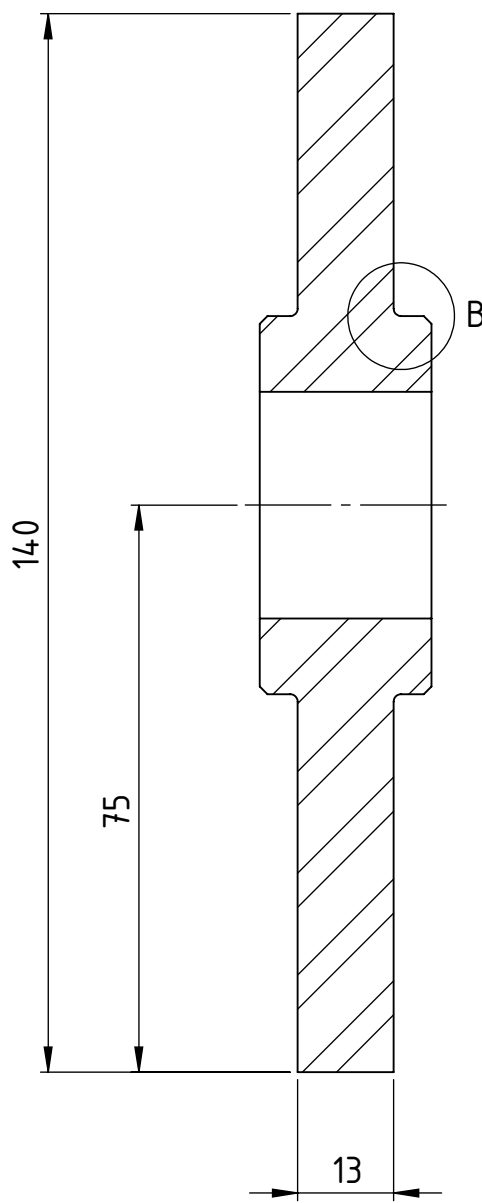
POS	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
1	PLANCHUELA 150 x 100 x 13 MM	ACERO ASTM A36	4	1.5kg



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:1

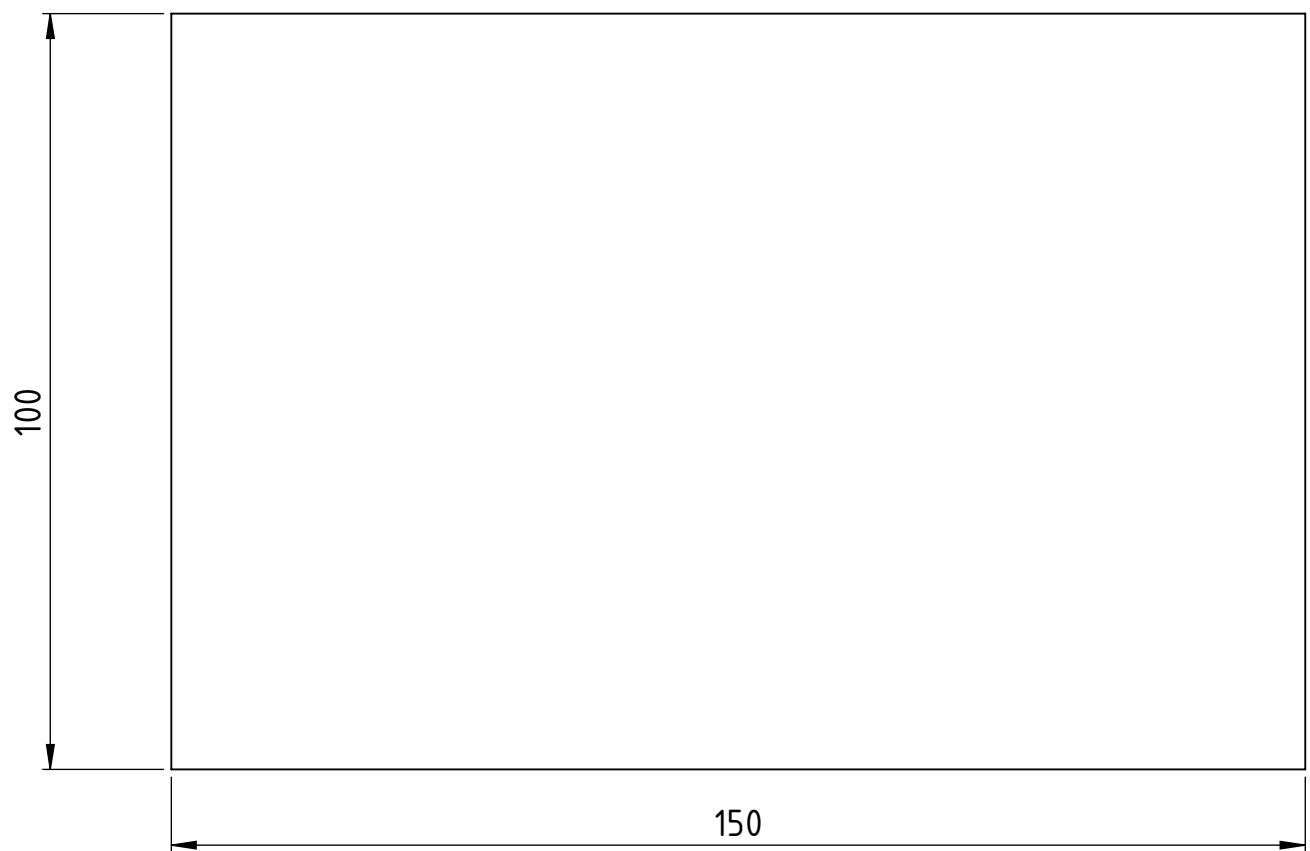


DETALLE B
ESCALA 3:1



SECCION A-A
ESCALA 1:1

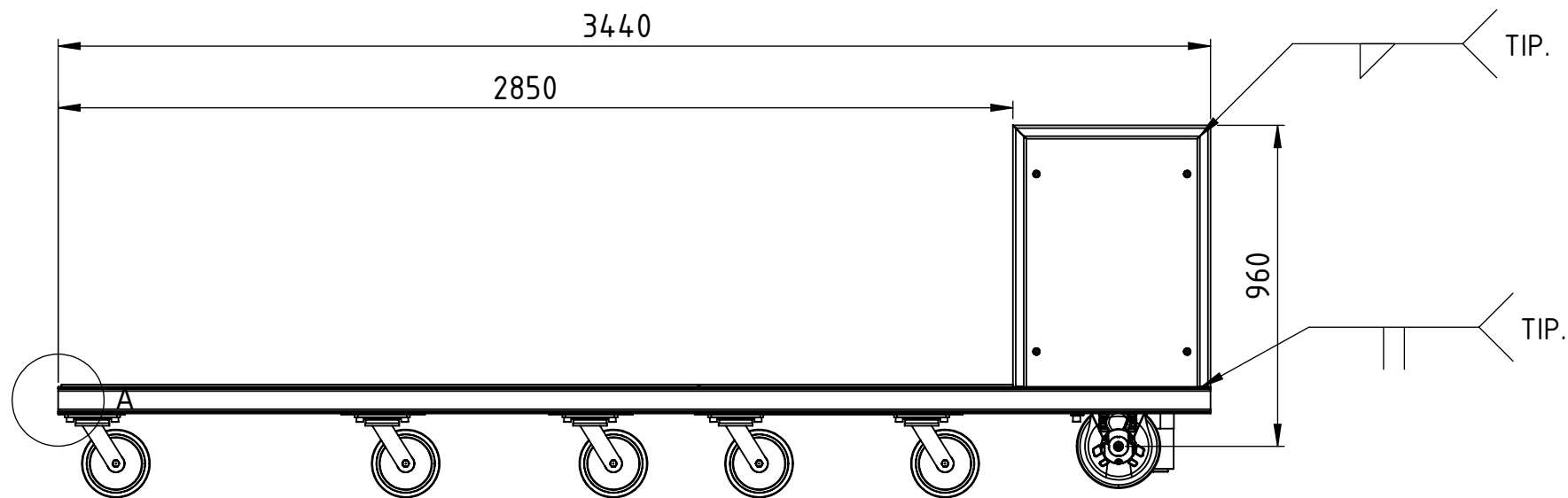
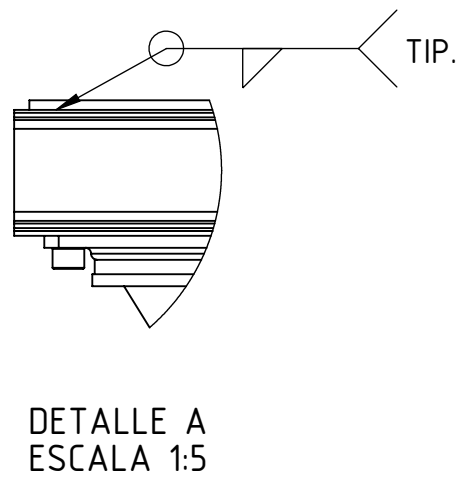
POS	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
3	CHAPA ESP. 3mm	ACERO ASTM A-36	4	0.4kg



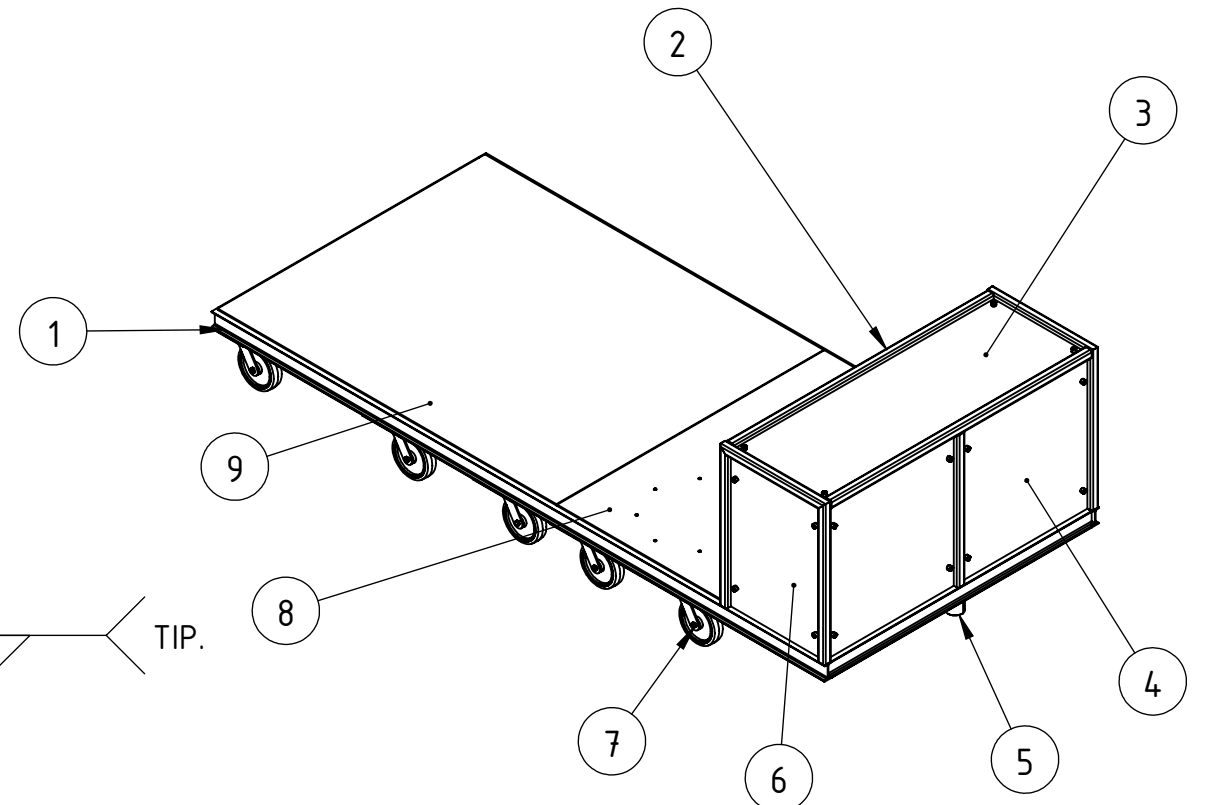
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:1

NOTA:
- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE
A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768.
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.

	PROYECTO FINAL			ESCALAS 1:1			CTO-01.03.00
	FECHA	NOMBRE	DEL PIANO - RIERA				
DIBUJO							
APROBO							



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:20



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/N

NOTA:

- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $A = 0.7$ DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768.
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.

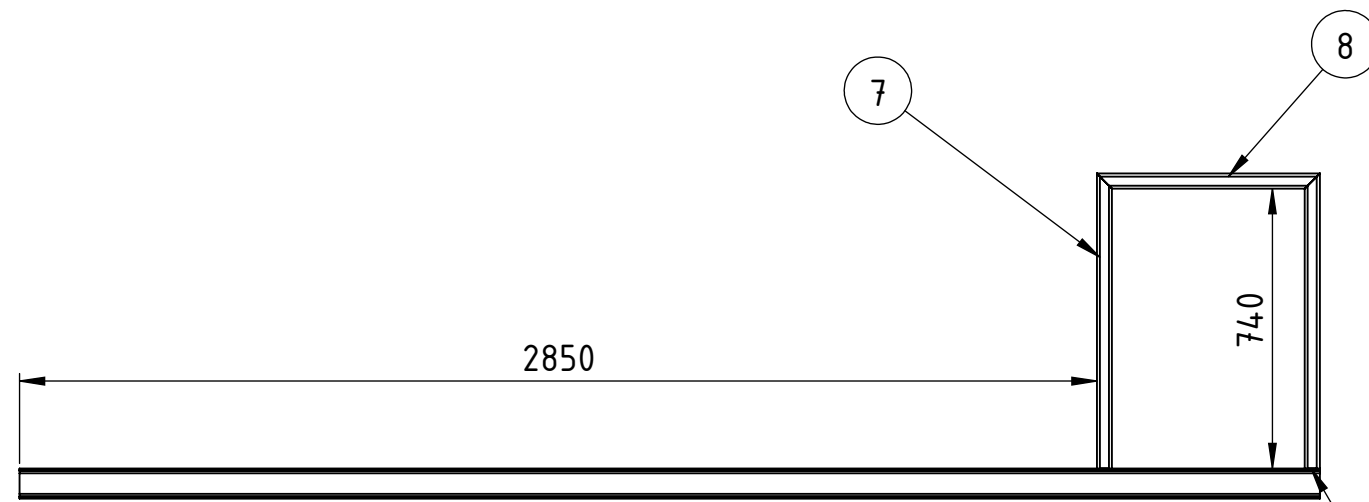
9	CHAPA 2000 x 1500 x 6.35 mm	ACERO ASTM A-36	1	PESO
8	CHAPA 1500 x 1500 x 6.35 mm	ACERO ASTM A-36	1	PESO
7	LH-ALB 160K	STD	1	PESO
6	CHAPA 750 x 550 x 3 mm	ACERO ASTM A-36	12	PESO
5	AGV WHEEL	STD	1	PESO
4	CHAPA 1500 x 550 x 3 mm	ACERO ASTM A-36	1	PESO
3	CHAPA 1500 x 550 x 3 mm	ACERO ASTM A-36	1	PESO
2	CTO-02.02.00.00	-	1	PESO
1	CTO-02.01.00.00	-	1	PESO
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO



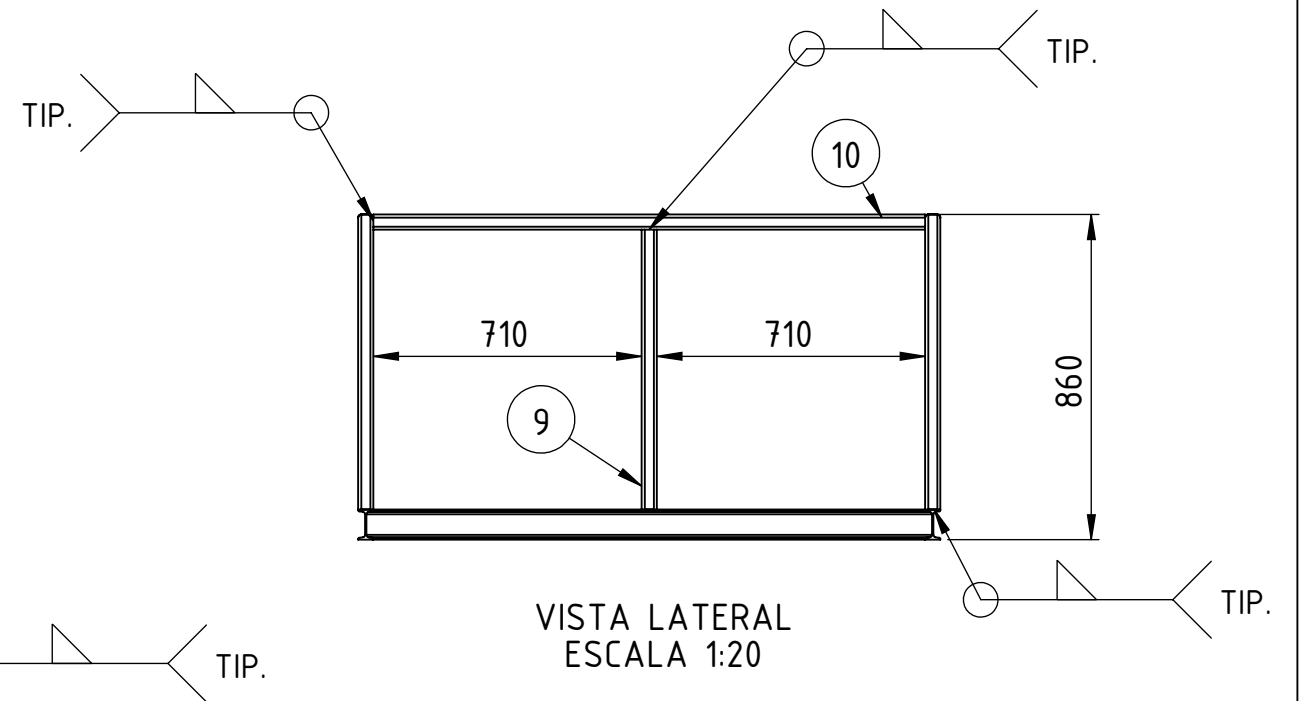
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CTO-02.00.00.0

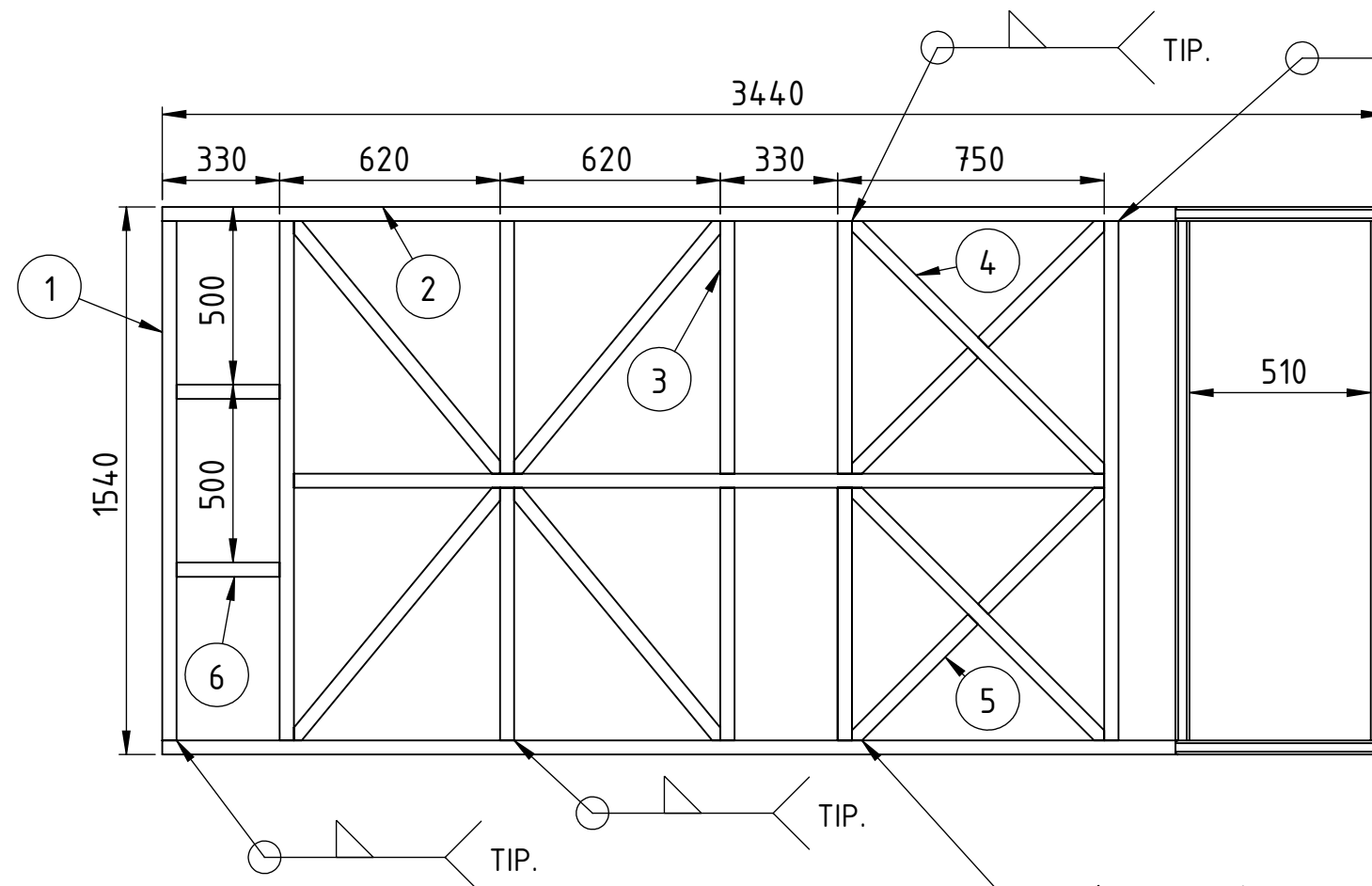
	FECHA	NOMBRE	ESCALA		
DIBUJO		DEL PLANO - RIERA	1:20		
APROBO					



VISTA FRONTAL
ESCALA 1:20



VISTA LATERAL
ESCALA 1:20



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:20

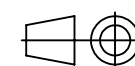
10	TUBO EST. CUAD. 80 x 6 L = 1460 mm	ACERO ASTM A-36	2	-
9	TUBO EST. CUAD. 80 x 6 L = 745 mm	ACERO ASTM A-36	2	-
8	TUBO EST. CUAD. 80 x 6 L = 600 mm	ACERO ASTM A-36	2	-
7	TUBO EST. CUAD. 80 x 6 L = 780 mm	ACERO ASTM A-36	4	-
6	PERFIL IPN 80 x 6 L = 300 mm	ACERO ASTM A-36	2	-
5	PERFIL IPN 80 x 6 L = 460 mm	ACERO ASTM A-36	4	-
4	PERFIL IPN 80 x 6 L = 965 mm	ACERO ASTM A-36	2	-
3	PERFIL IPN 80 x 6 L = 710 mm	ACERO ASTM A-36	6	-
2	PERFIL IPN 80 x 6 L = 3440 mm	ACERO ASTM A-36	2	-
1	PERFIL IPN 80 x 6 L = 1460 mm	ACERO ASTM A-36	3	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO

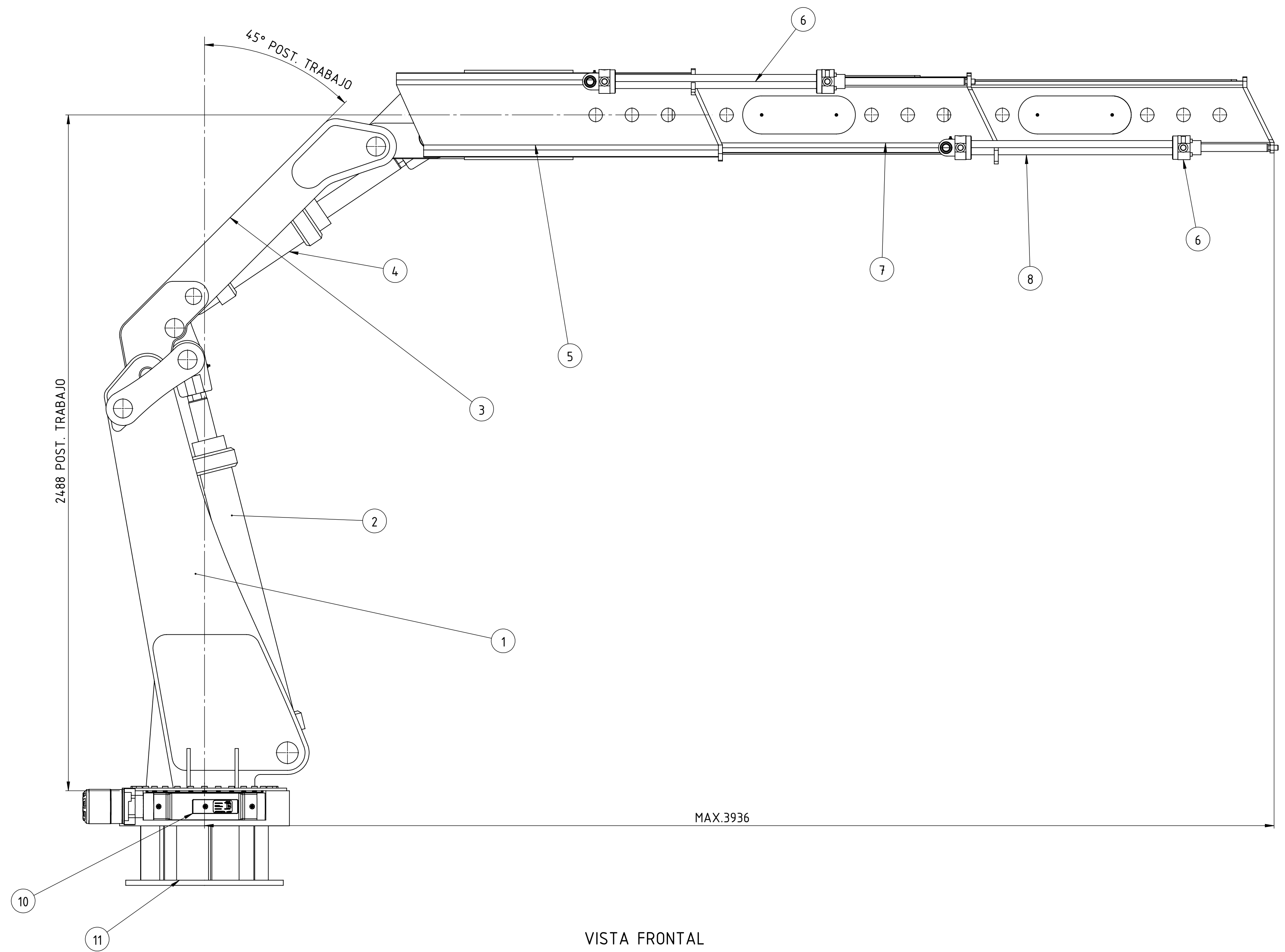


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

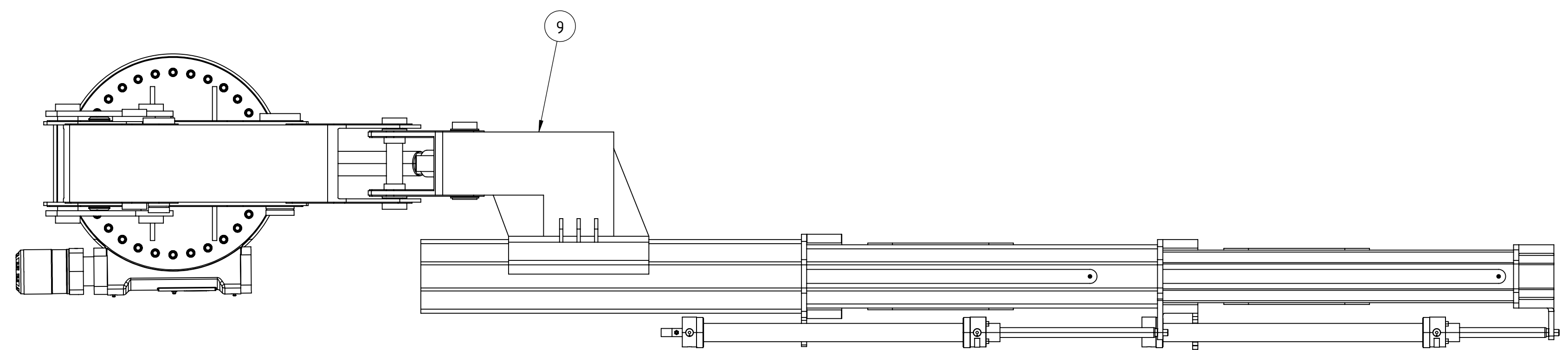
CTO-02.01.00

	FECHA	NOMBRE	ESCALA
DIBUJO		DEL PIANO - RIERA	1:20
APROBO			

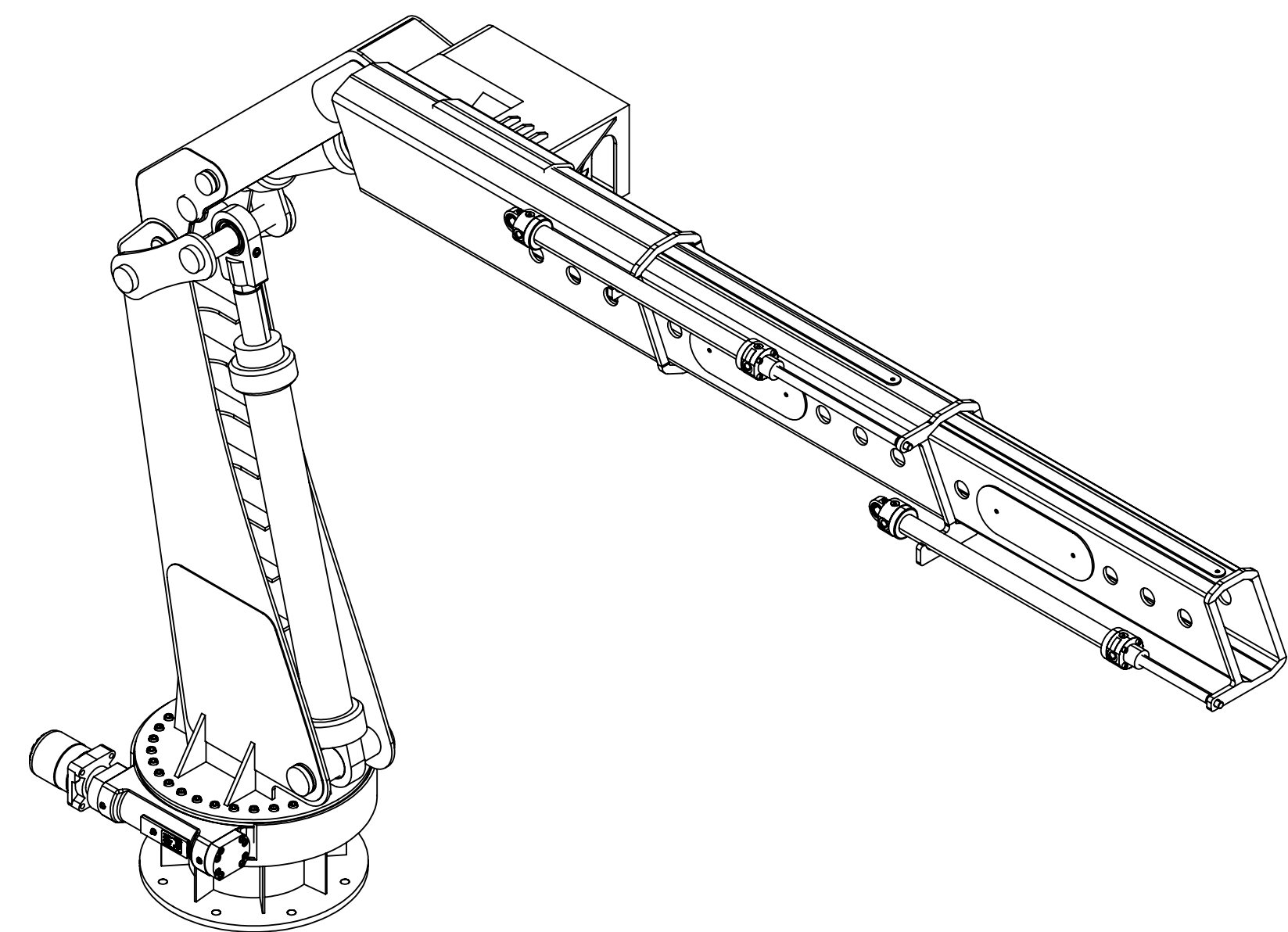




VISTA FRONTAL
ESCALA 1:10

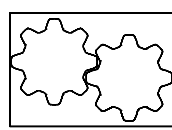


VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:10



VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/N

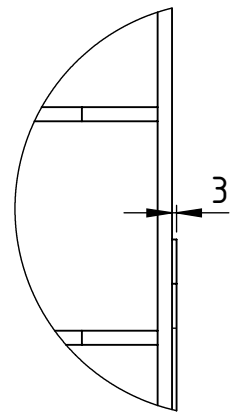
11	CTO-03.07.00	-	1	-
10	WD-L-04.78	STD	1	-
9	CTO-03.06.00	-	1	-
8	CTO-03.05.00	-	1	-
7	CTO-03.04.00	-	1	-
6	CDH1MP5-40-28-700	STD	1	-
5	CTO-03.03.00	-	1	-
4	CDH1MP3-125-70-1100	STD	1	-
3	CTO-03.02.00	-	1	-
2	CDH1MP3-125-70-1100	STD	1	-
1	CTO-03.01.00	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO



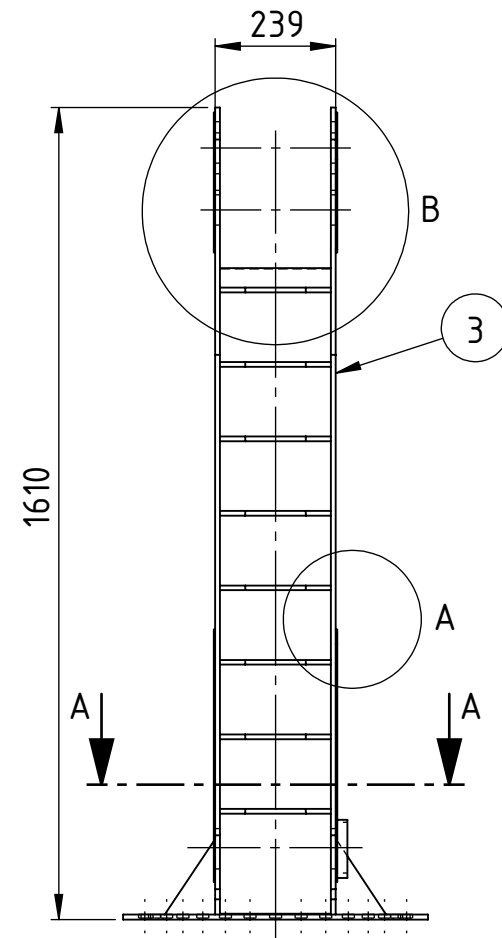
PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

CTO-03.00.00.0

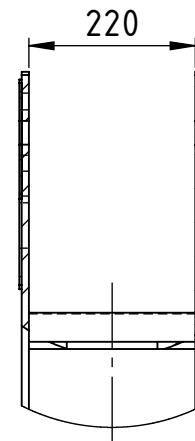
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
APROBO		DEL PLANO - RIERA	1:10	



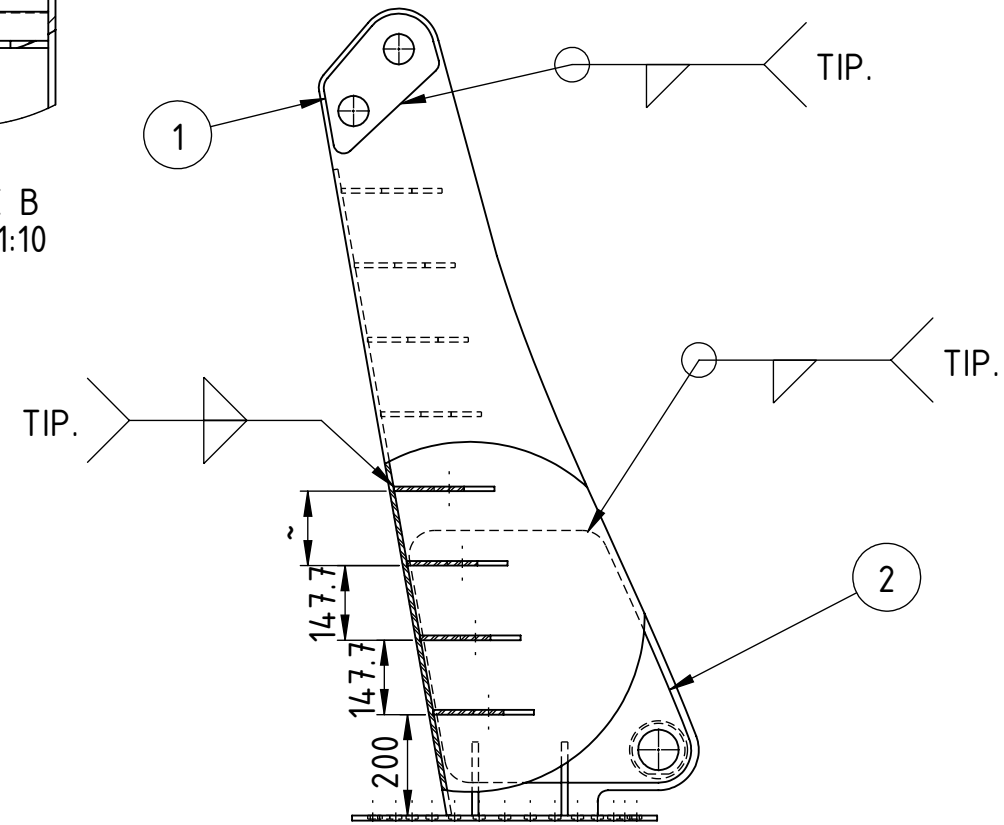
DETALLE A
ESCALA 1:5



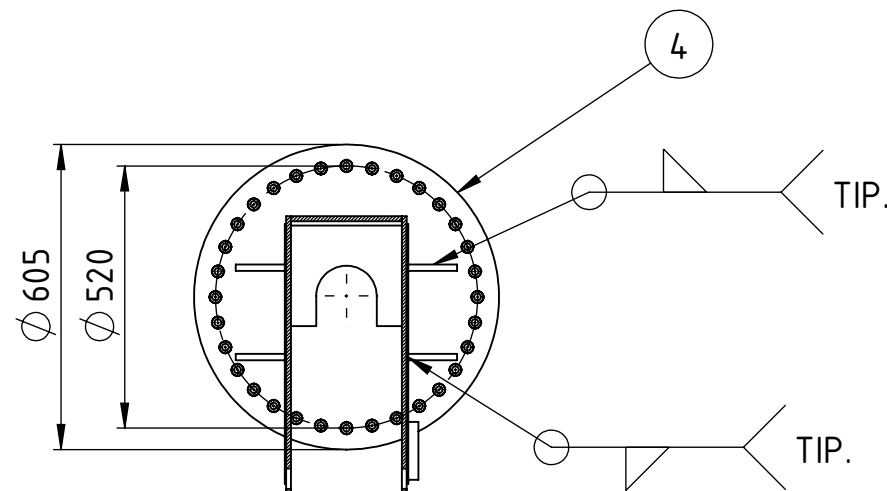
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:15



DETALLE B
ESCALA 1:10



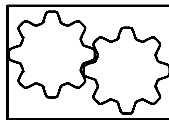
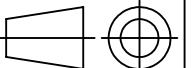
VISTA LATERAL
ESCALA 1:15

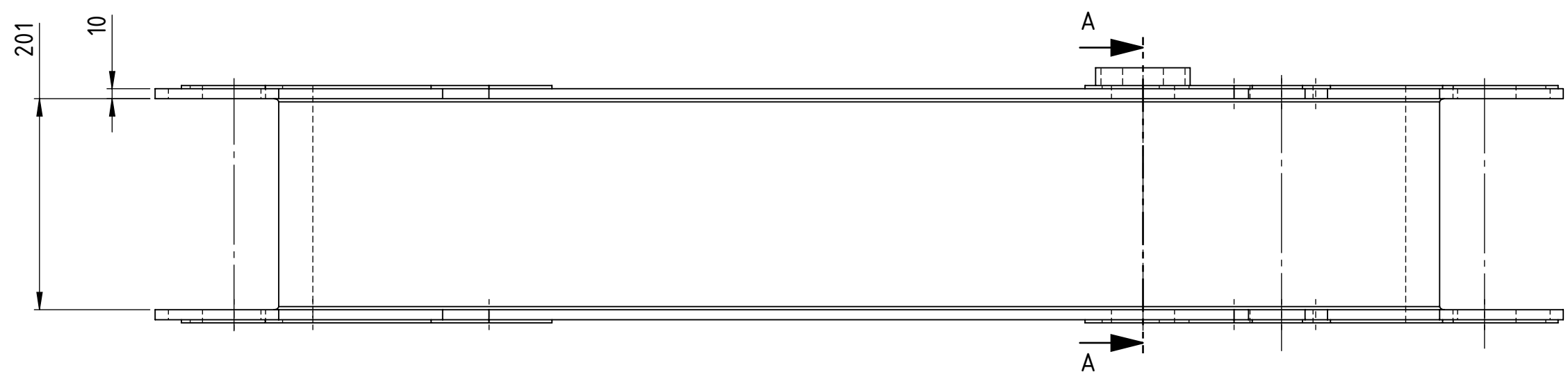


SECCION A-A
ESCALA 1:15

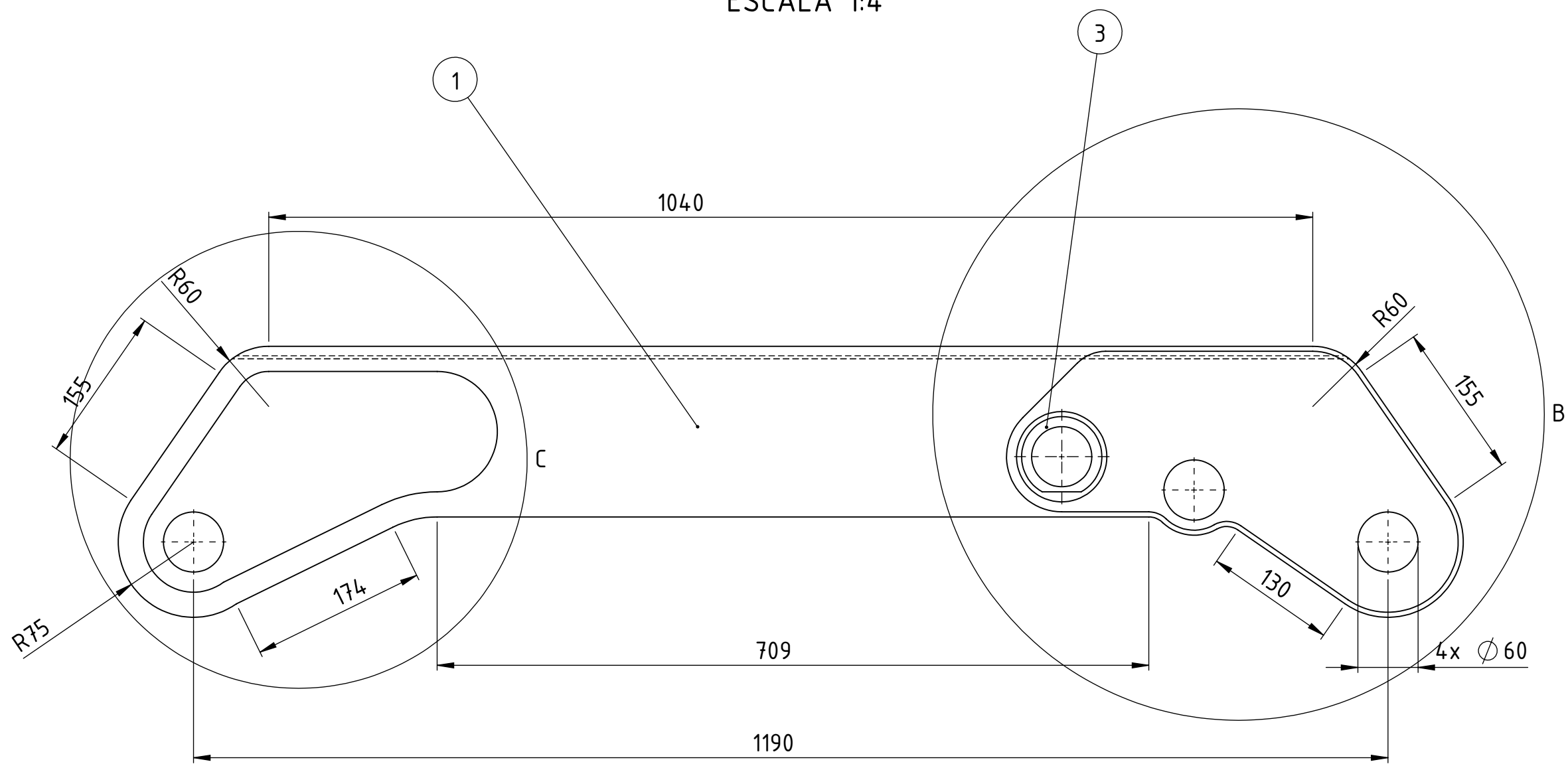
NOTA:

- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $A = 0.7$ DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
- TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768.
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.

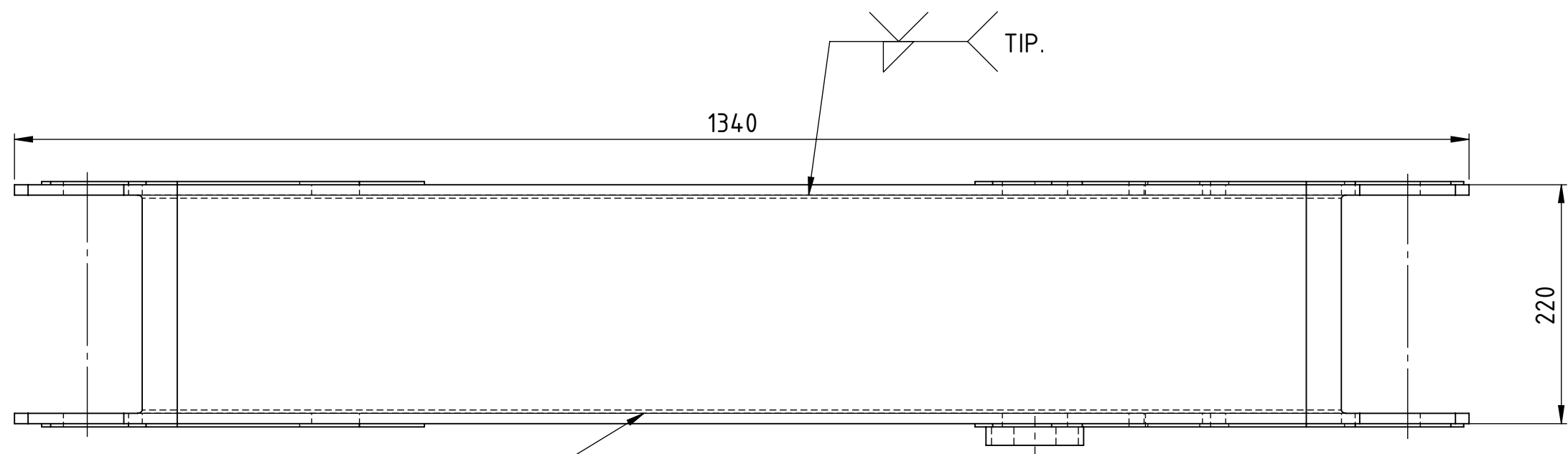
4	PZA-03.01.04.00	-	-	-
3	PZA-03.01.03.00	-	-	-
2	PZA-03.01.02.00	-	-	-
1	PZA-03.01.01.00	-	-	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-03.01.00		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
DIBUJO		DEL PIANO - RIERA	1:15	
APROBO				



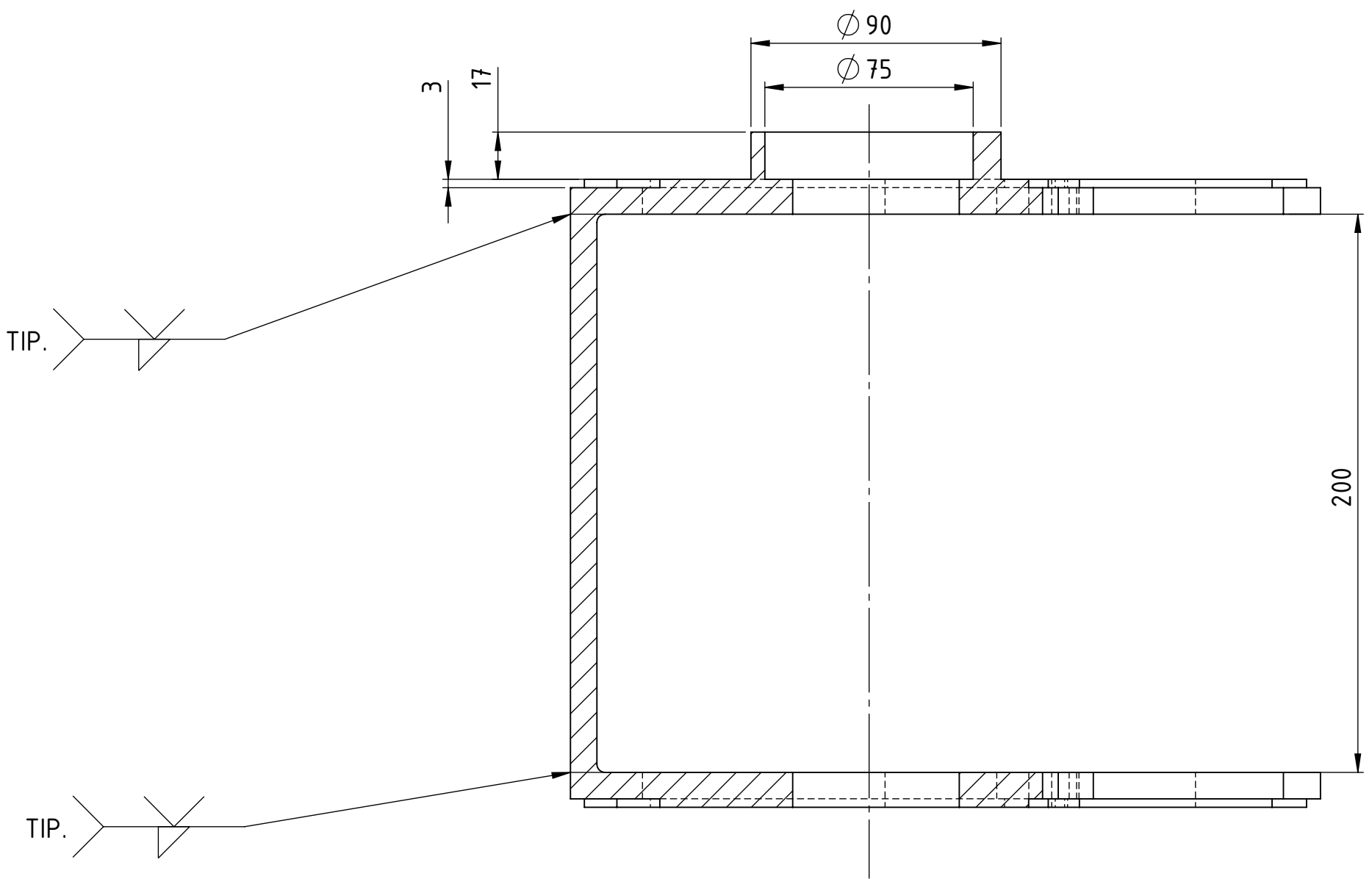
VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:4



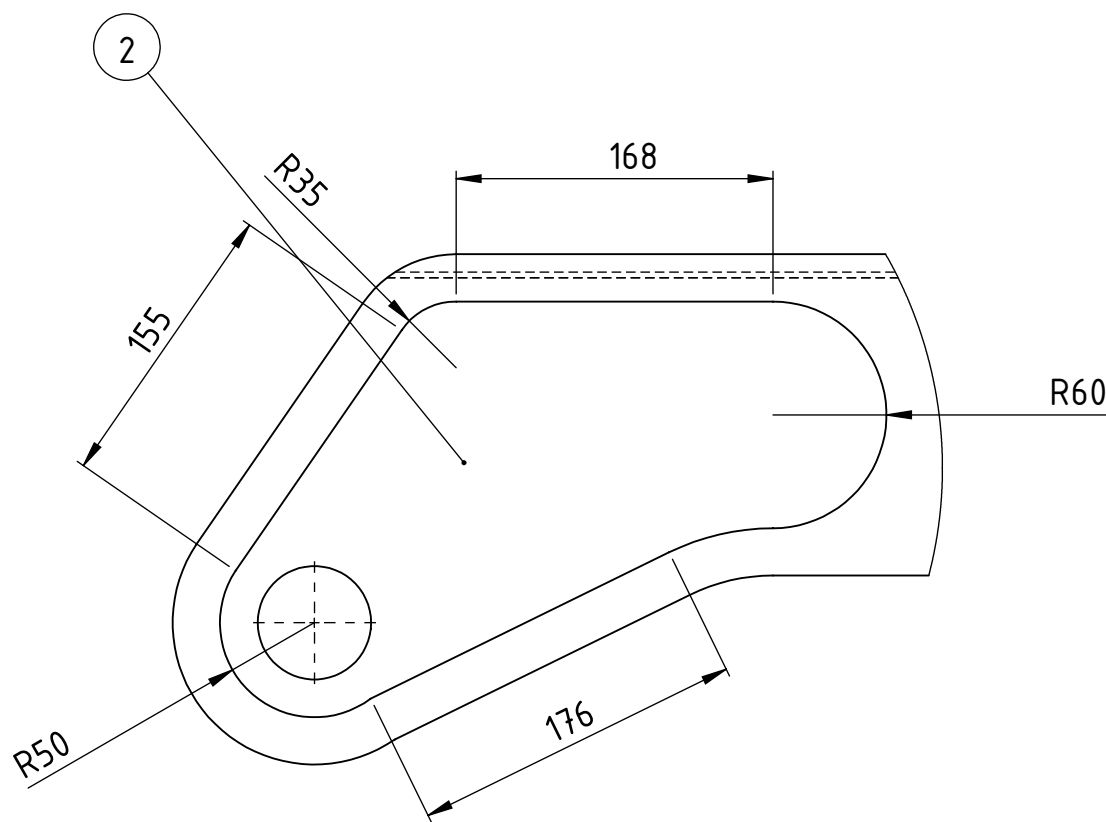
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:4



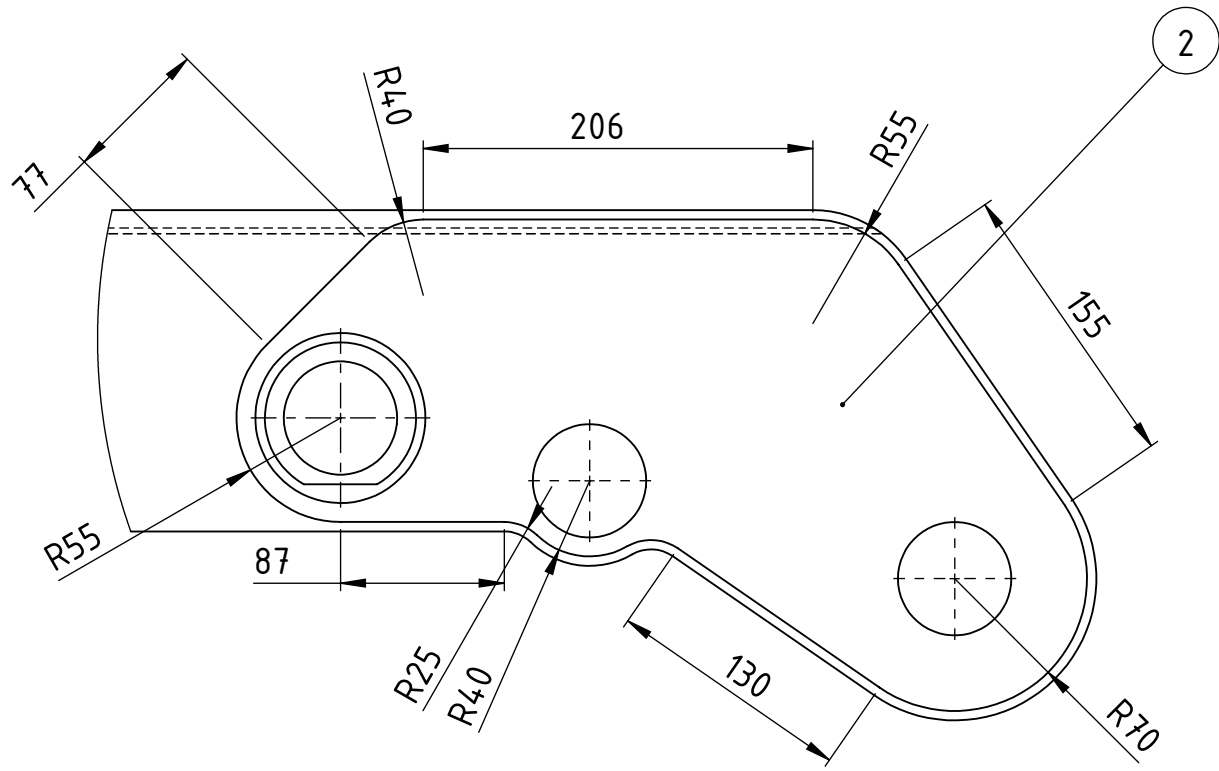
VISTA INFERIOR
ESCALA 1:4



SECCION A-A
ESCALA 1 : 2

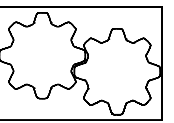
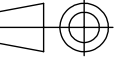


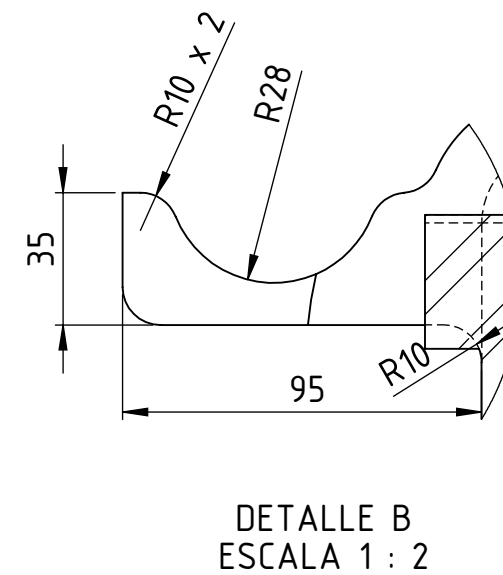
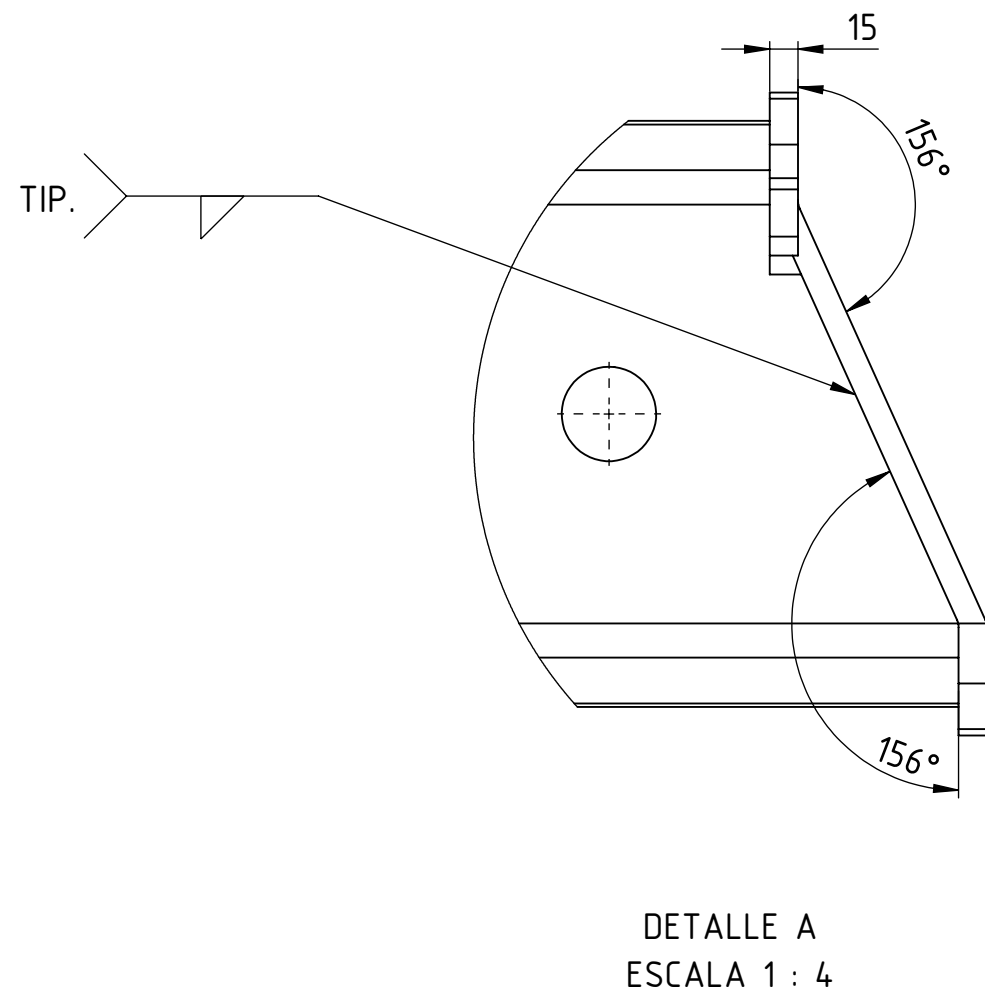
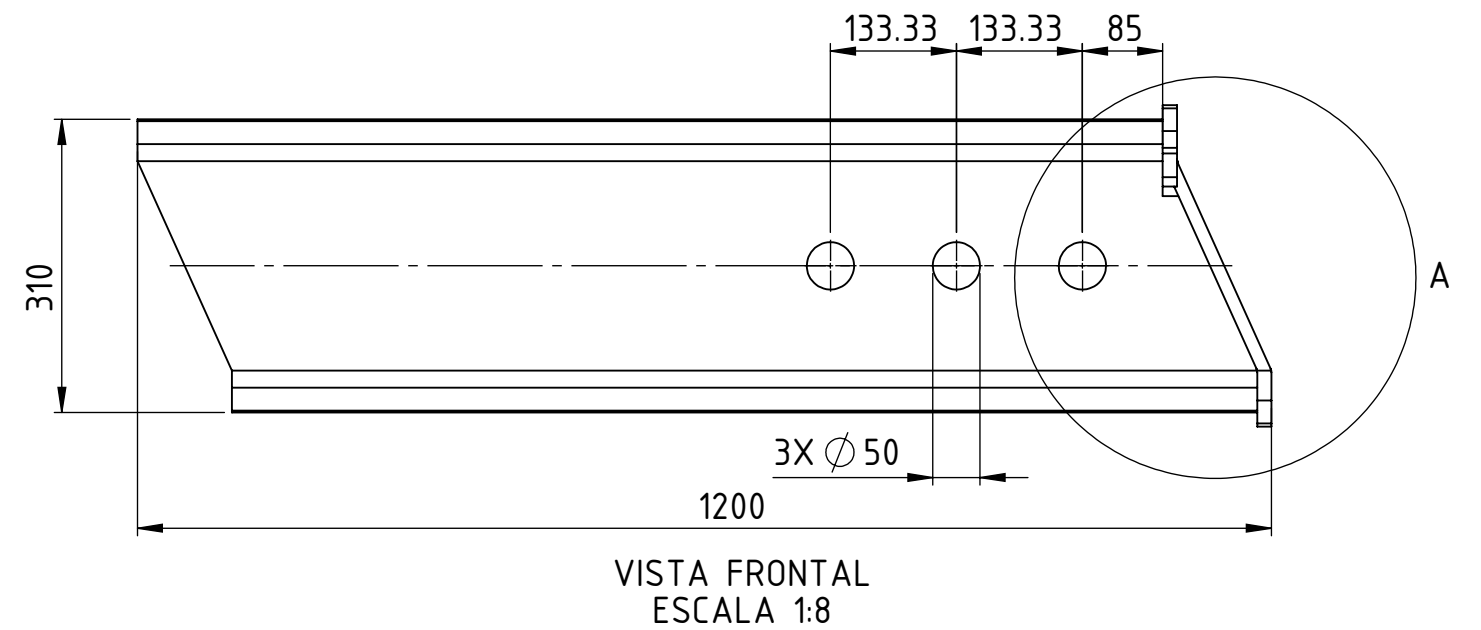
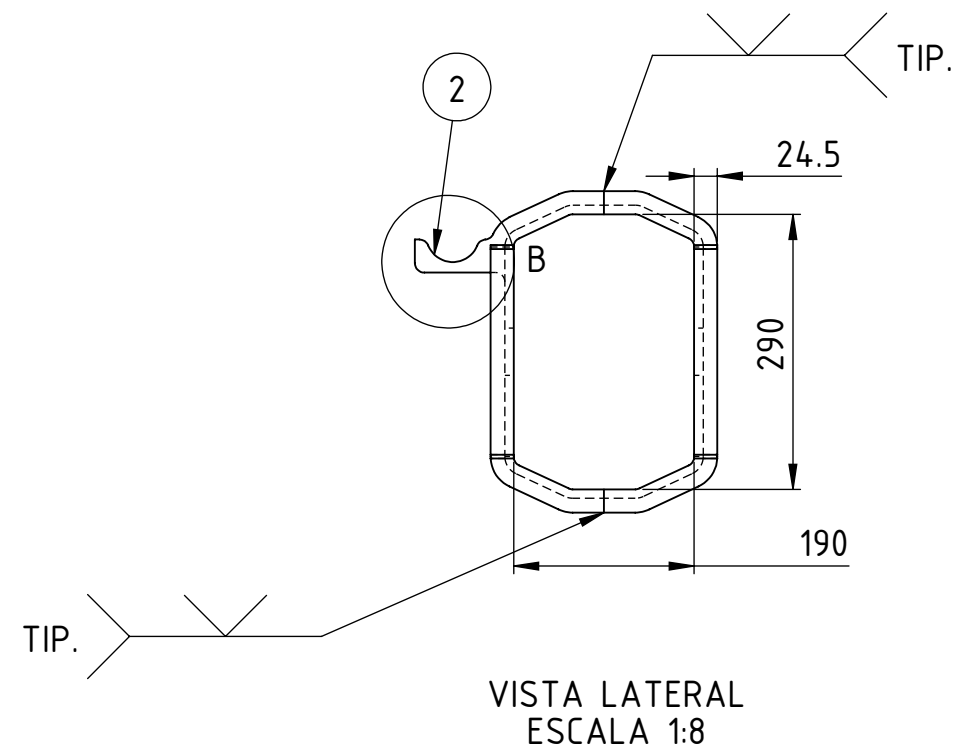
DETALLE C
ESCALA 1 : 4



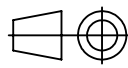
DETALLE B
ESCALA 1 : 4

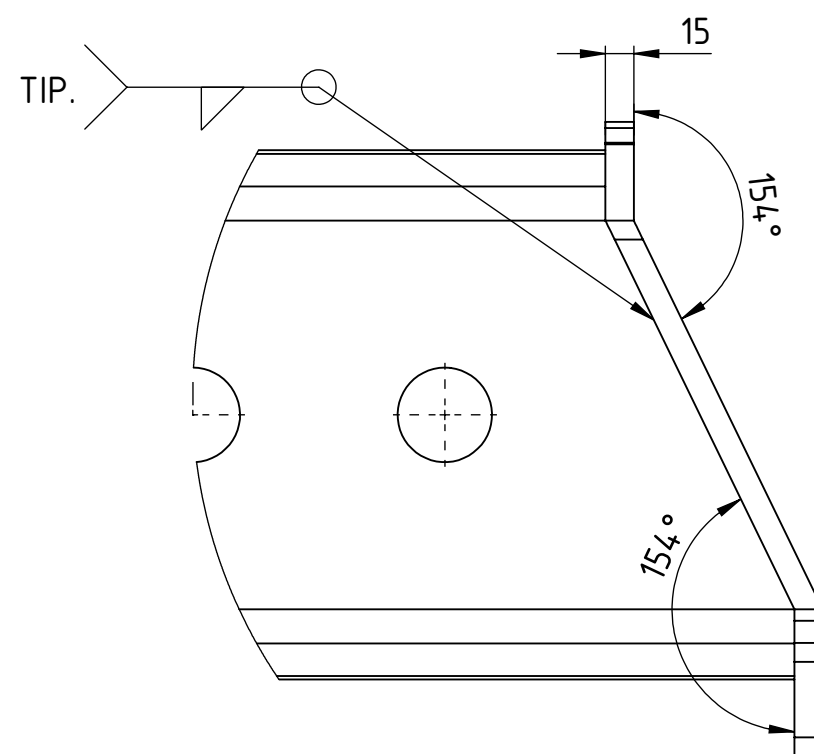
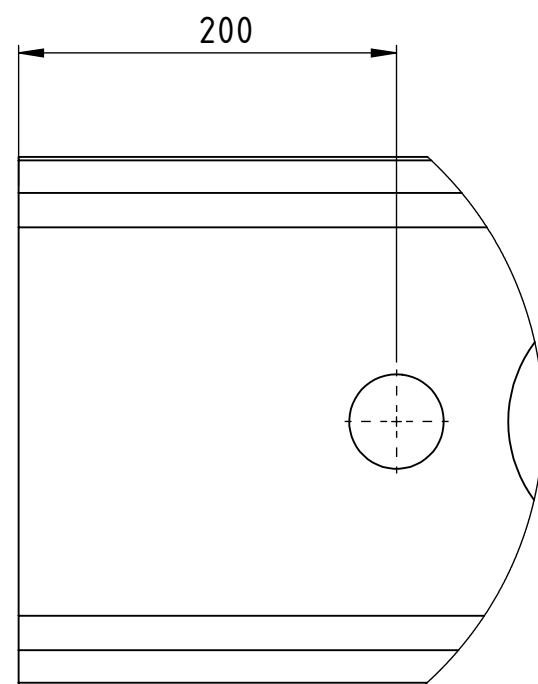
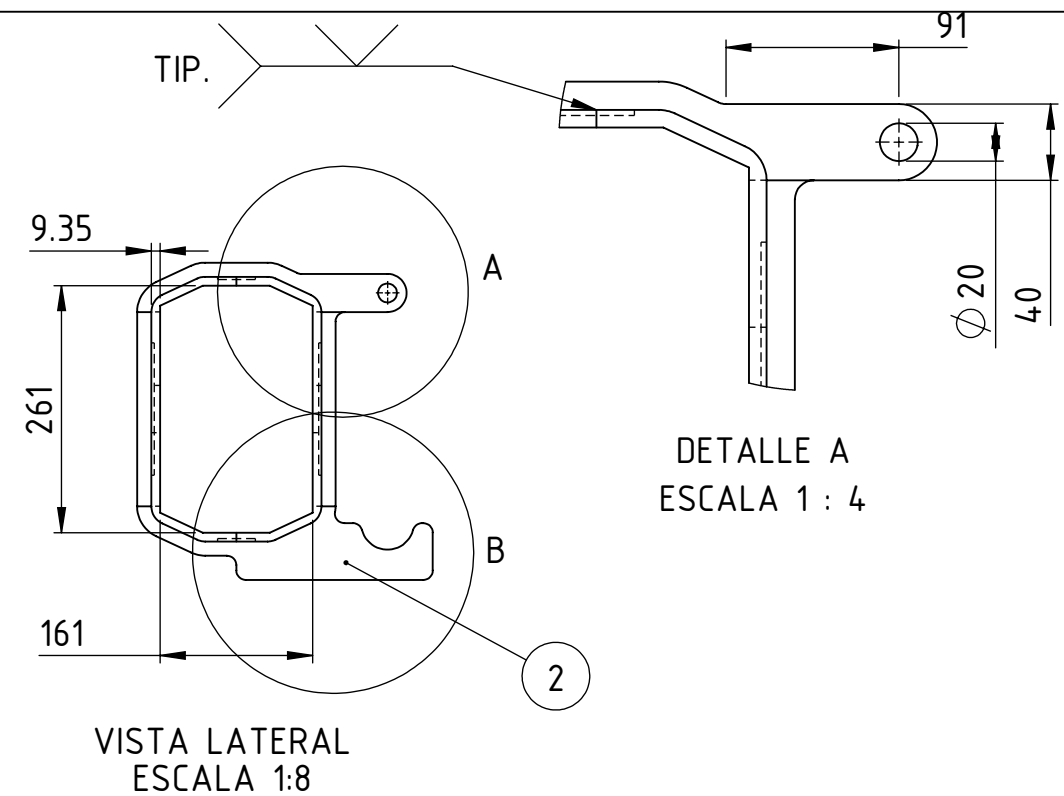
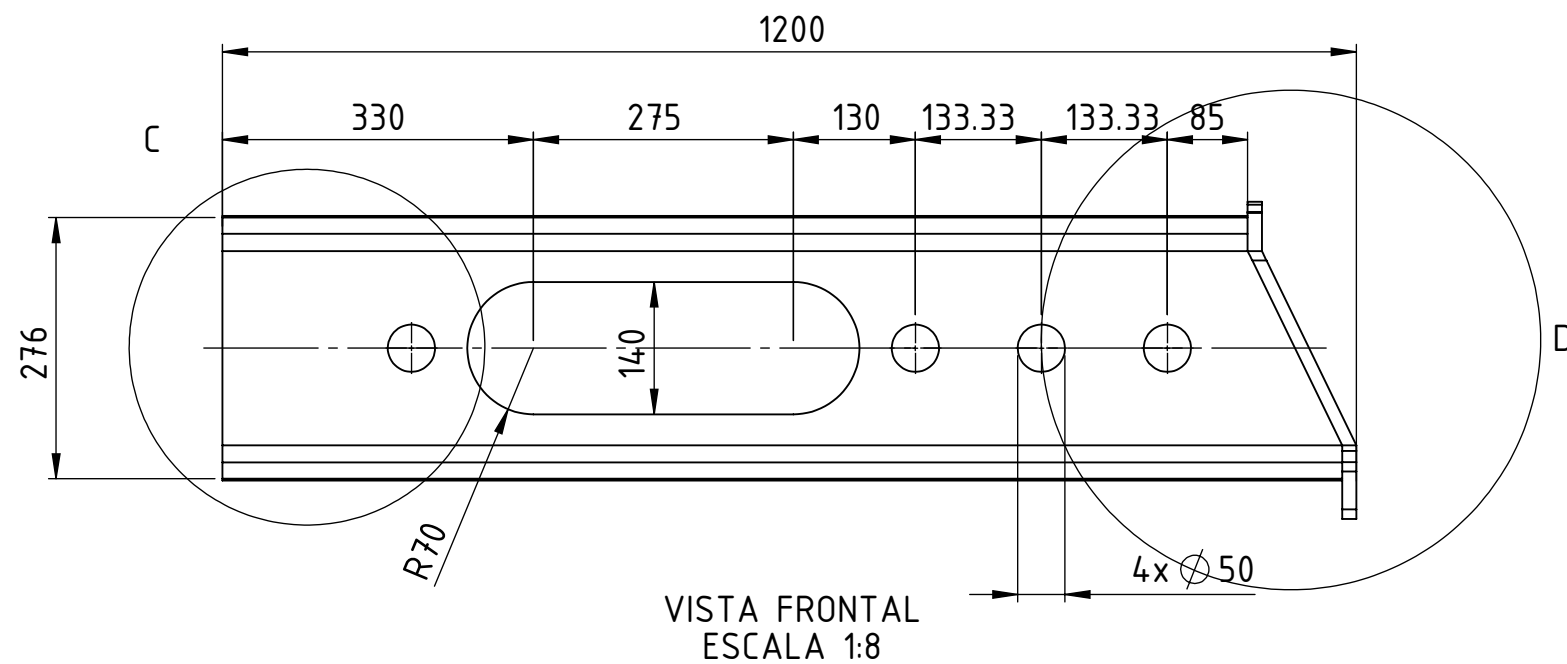
NOTA:
- LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE
A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
- TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768.
- MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACIÓN CONTRARIA.

3	ALOJAMIENTO PERNO	ACERO ASTM A36	1	-
2	REFUERZO esp. 3 mm	ACERO ASTM A36	4	-
1	CTO-03.02.00	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
APROBO		DEL PLANO - RIERA	1:4	

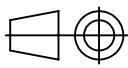


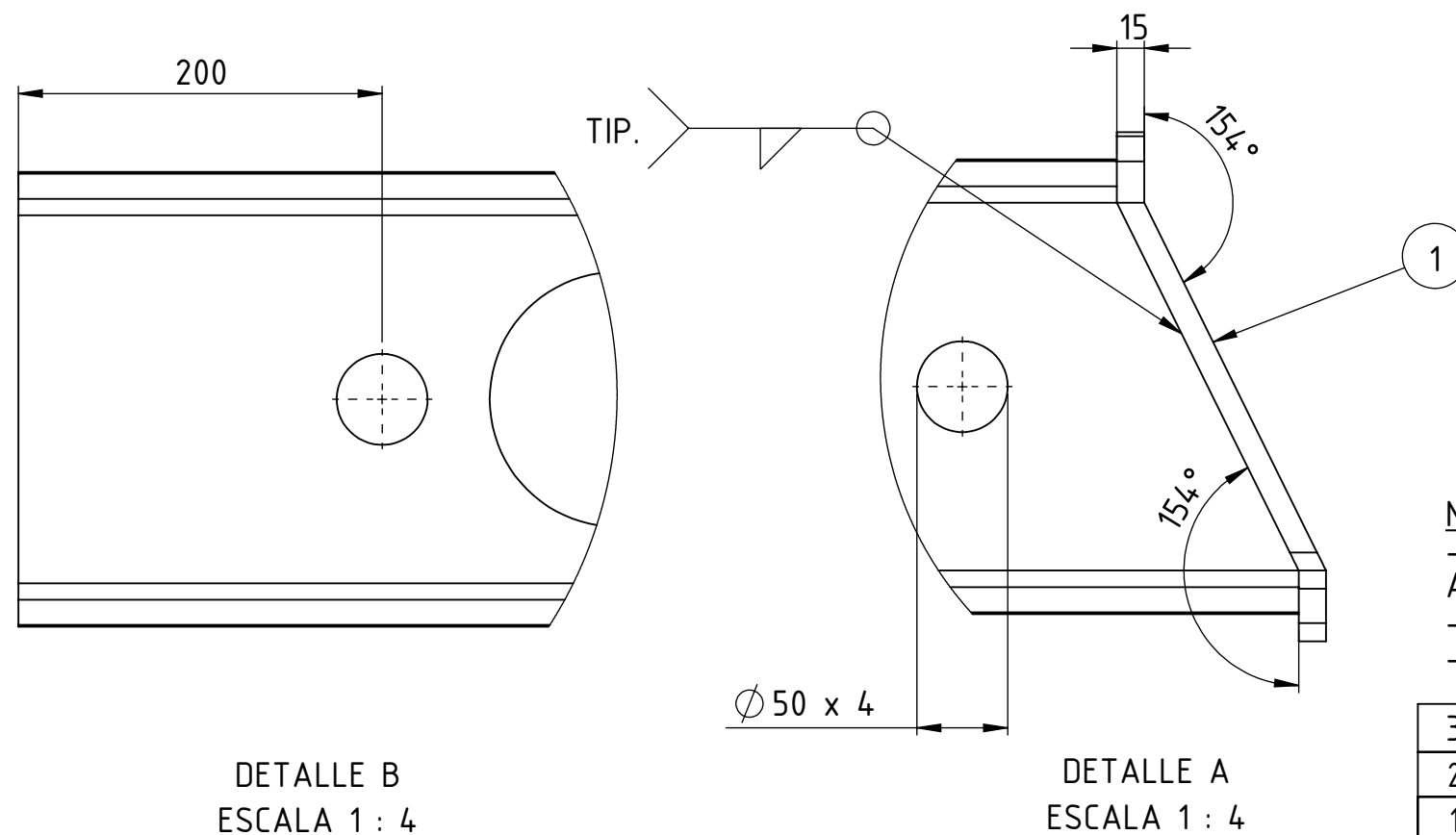
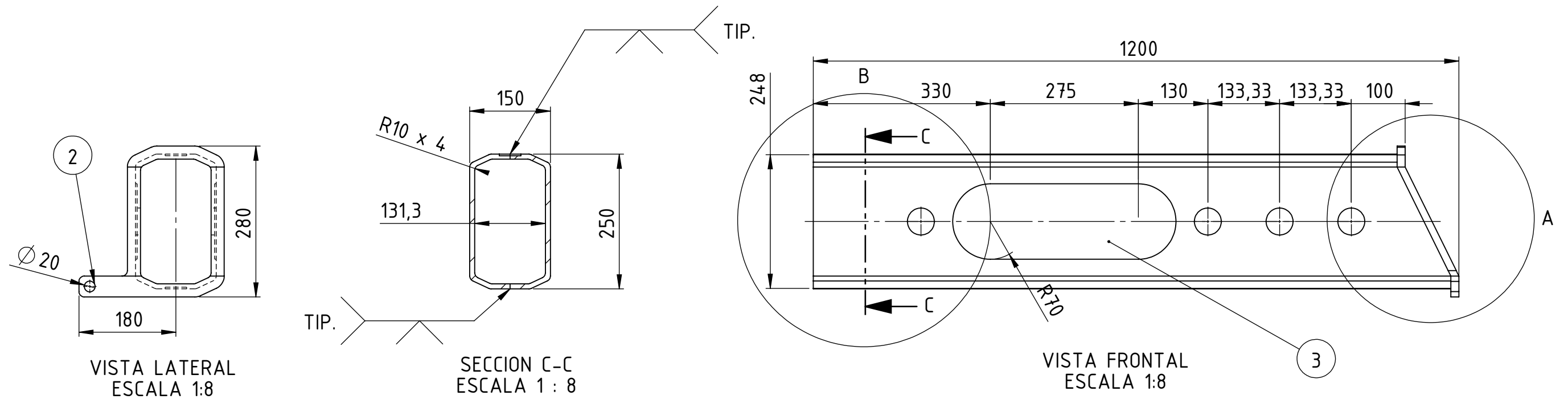
NOTA:
 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE
 A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
 - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768.
 - MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA.

2	APOYO DE PISTON	ACERO ASTM A36	1	
1	CTO-03.03.00	-	1	
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-03.03.00		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
DIBUJO		DEL PIANO - RIERA	1:8	
APROBO				

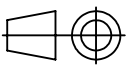


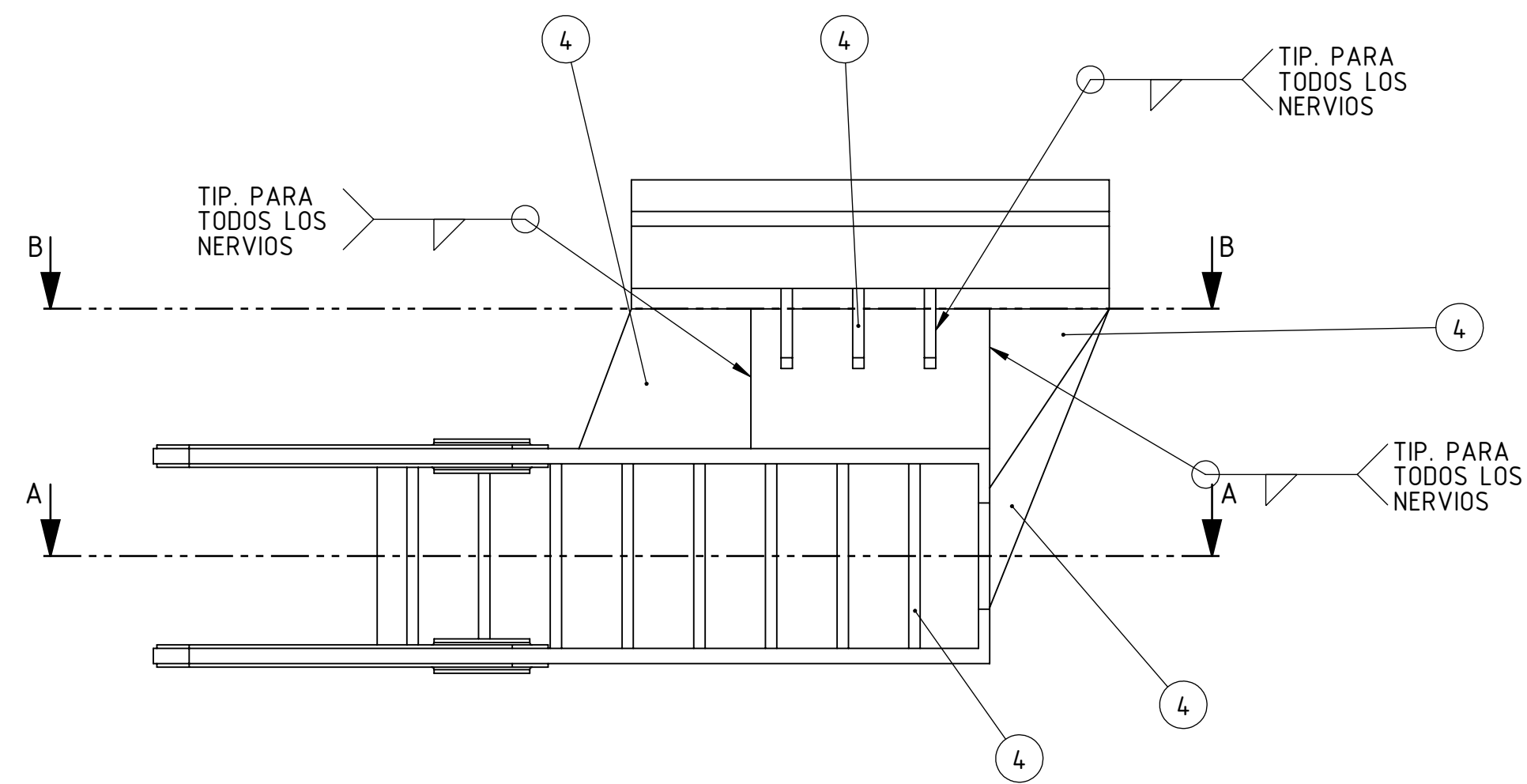
NOTA:
 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE
 A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
 - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768.
 - MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA.

2	SOORTE CILINDRO	ACERO ASTM A36	1	-
1	CTO-03.04.00	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-03.04.00		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
DIBUJO		DEL PIANO - RIERA	1:8	
APROBO				

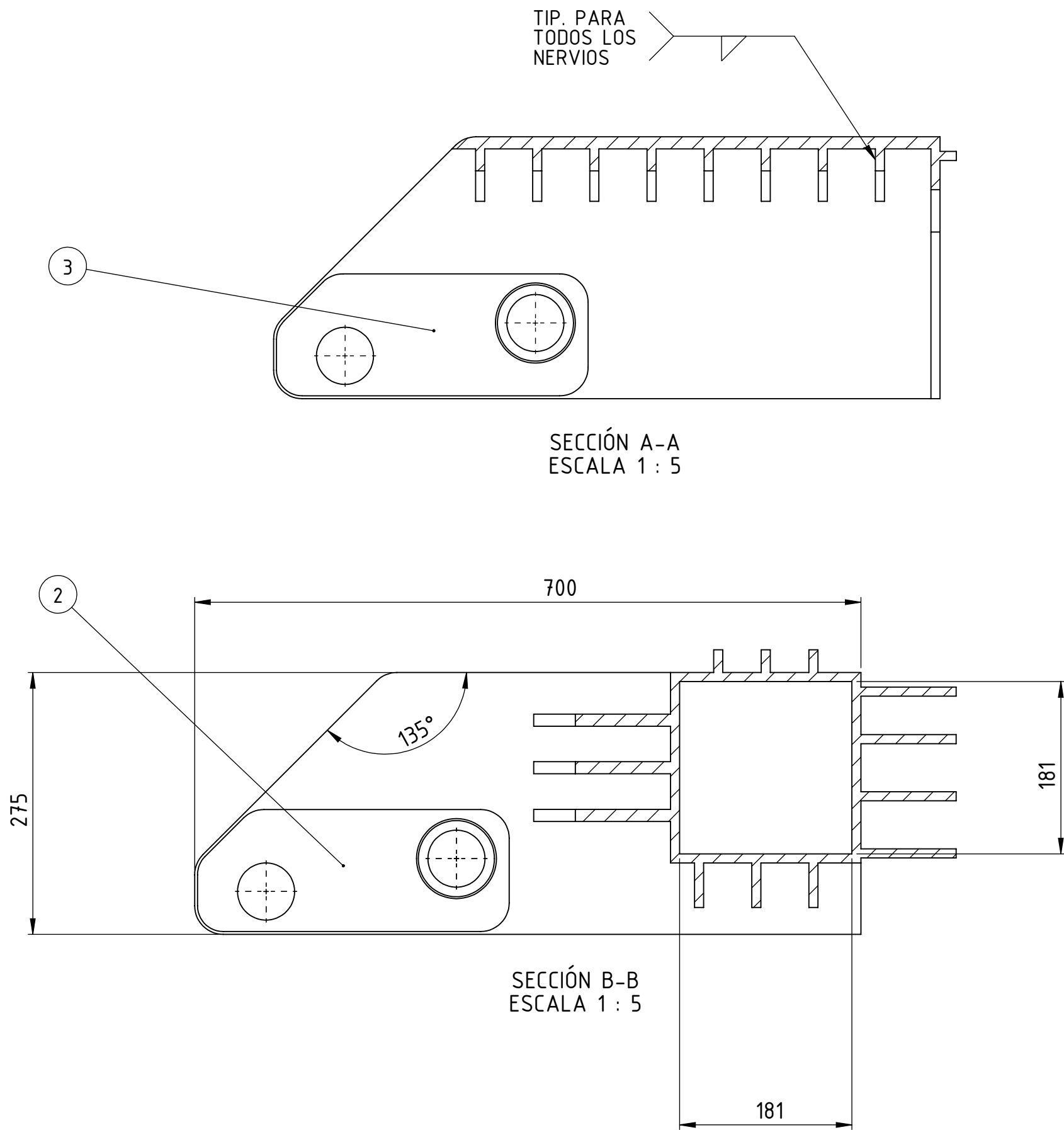


NOTA:
 - LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE A = 0.7 DEL ESPESOR MINIMO A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1.
 - TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768.
 - MEDIDAS EN MILIMETROS, SALVO INDICACION CONTRARIA.

3	ALOJAMIENTO PATINES	UHMW HD 1000	4	
2	SUJECION DE PISTON	ACERO ASTM A36	1	-
1	CTO-03.05.00	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-03.05.00		
	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
DIBUJO		DEL PIANO - RIERA	1:8	
APROBO				

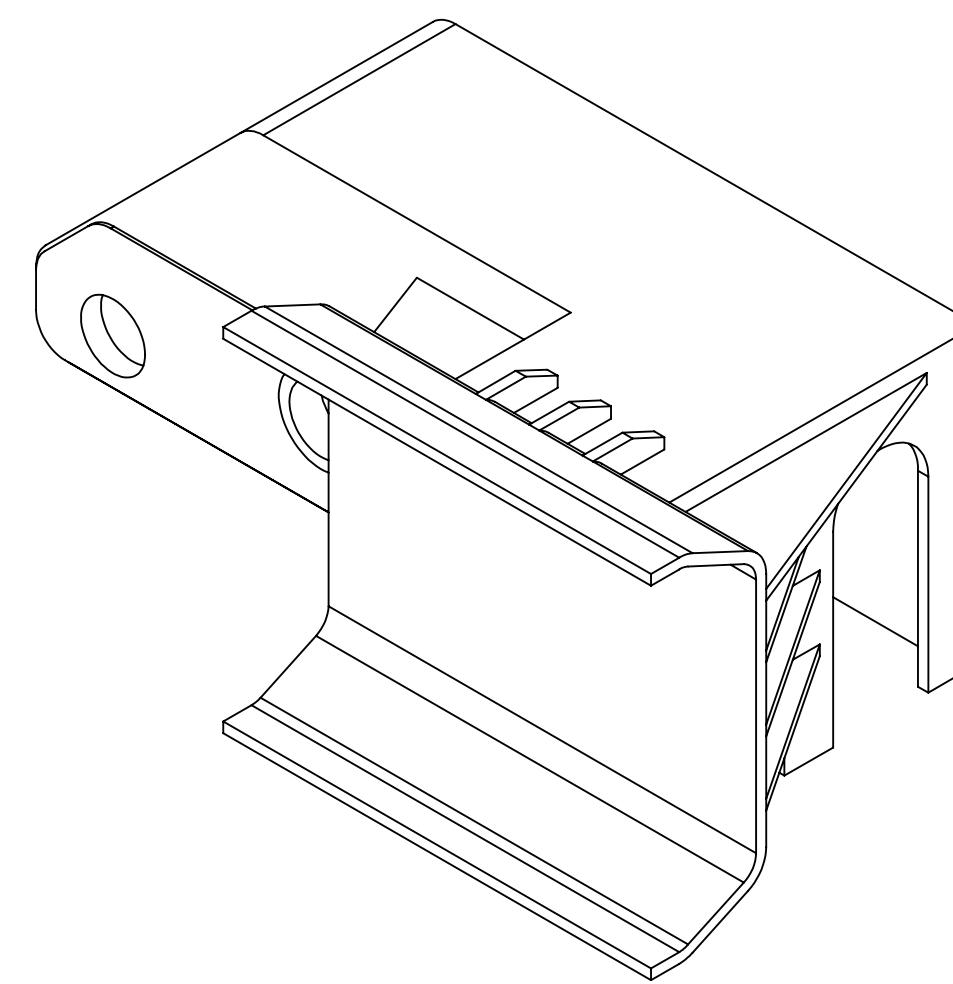


VISTA INFERIOR
ESCALA 1:5

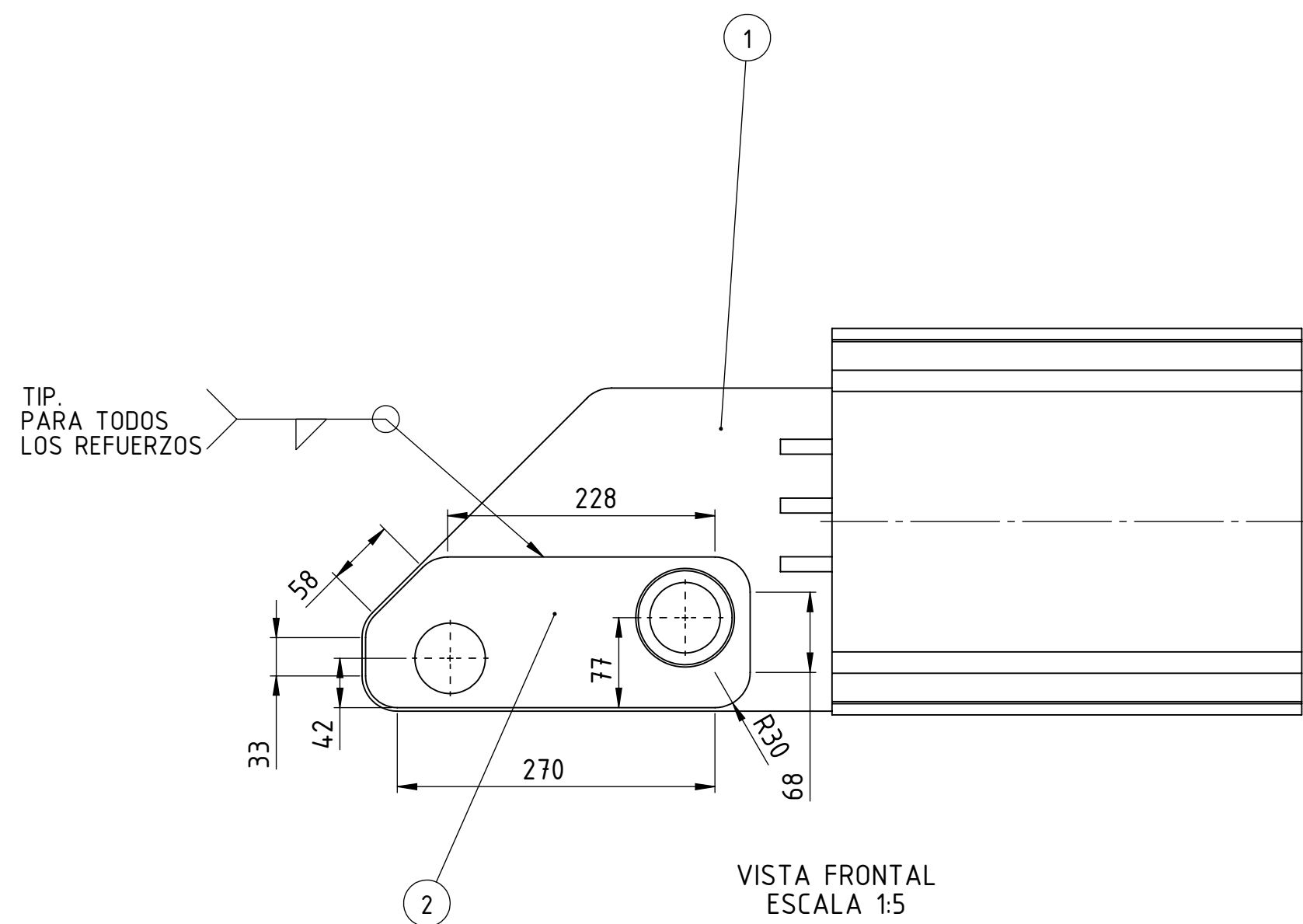


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

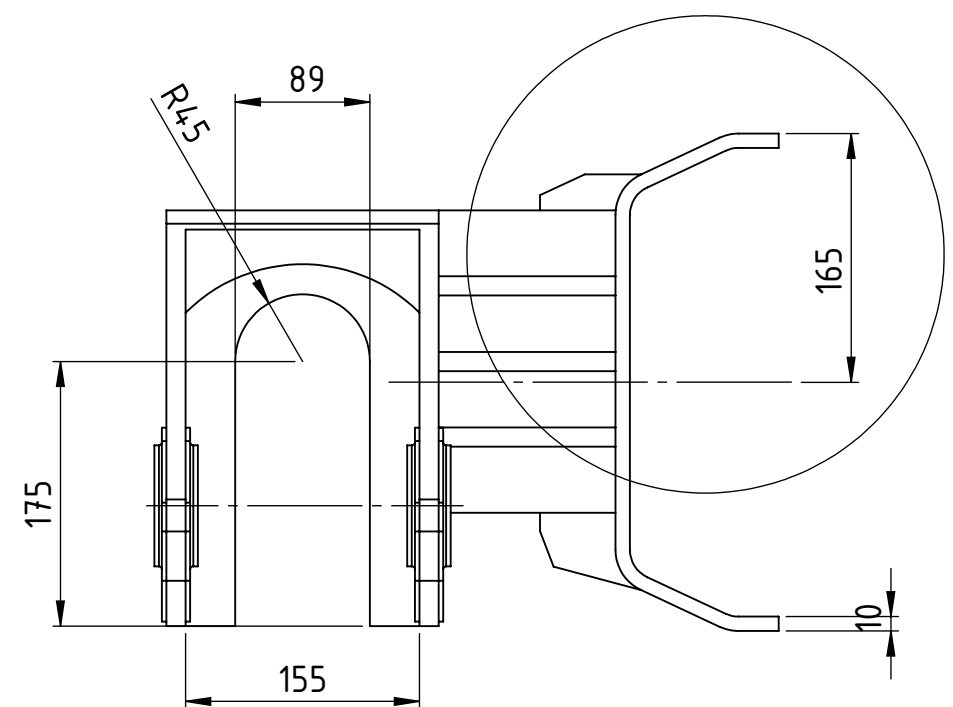
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5



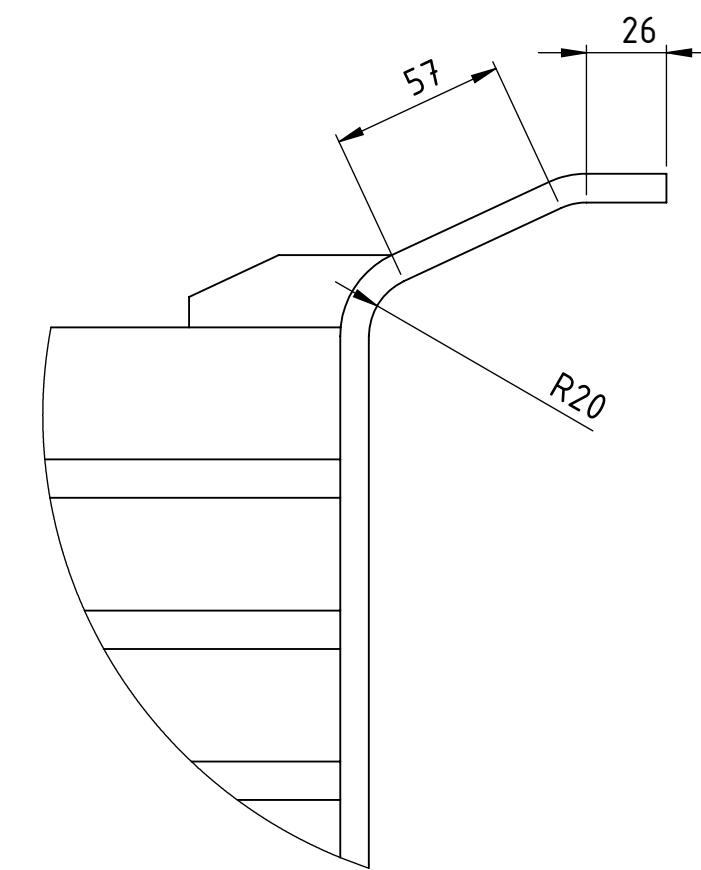
VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/N



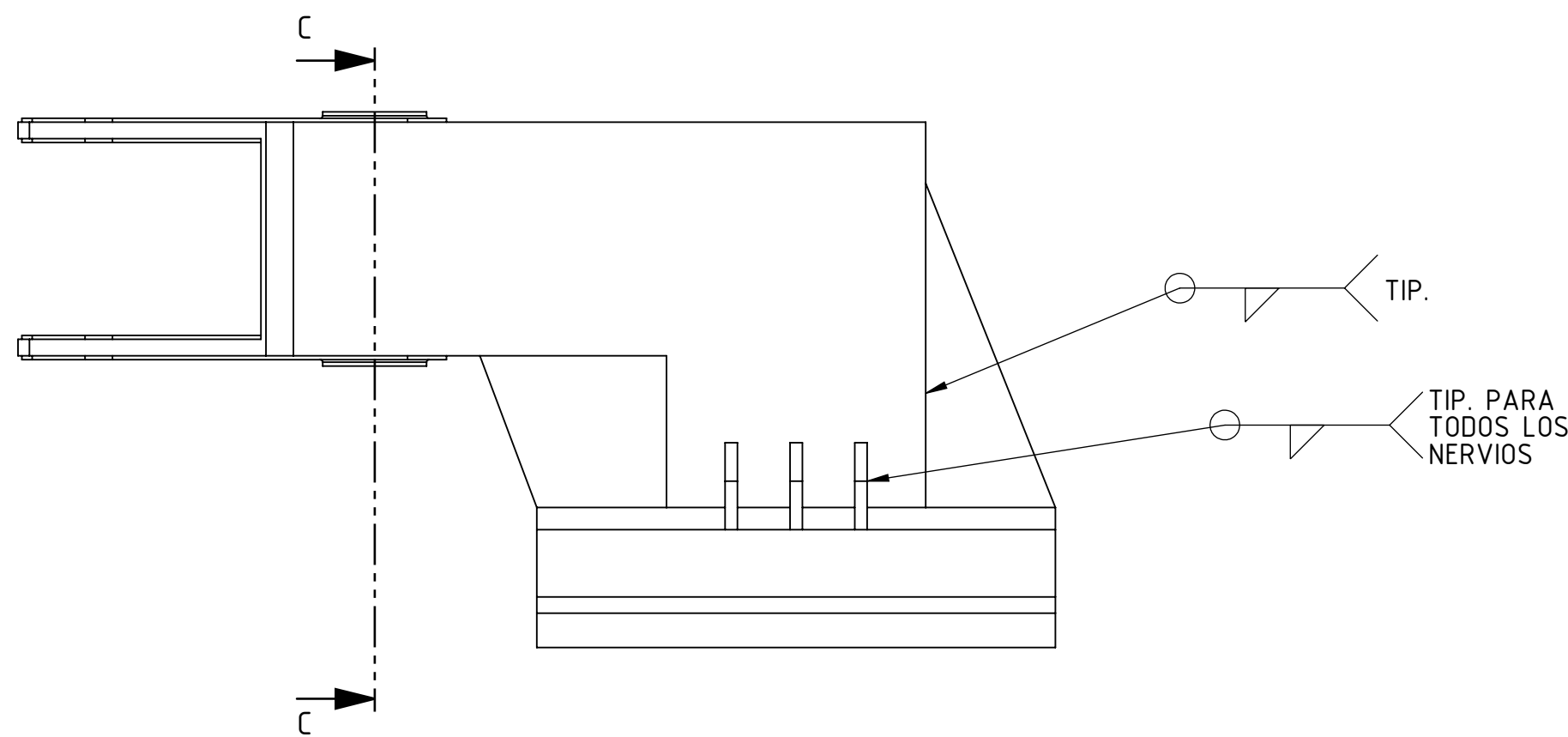
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:5



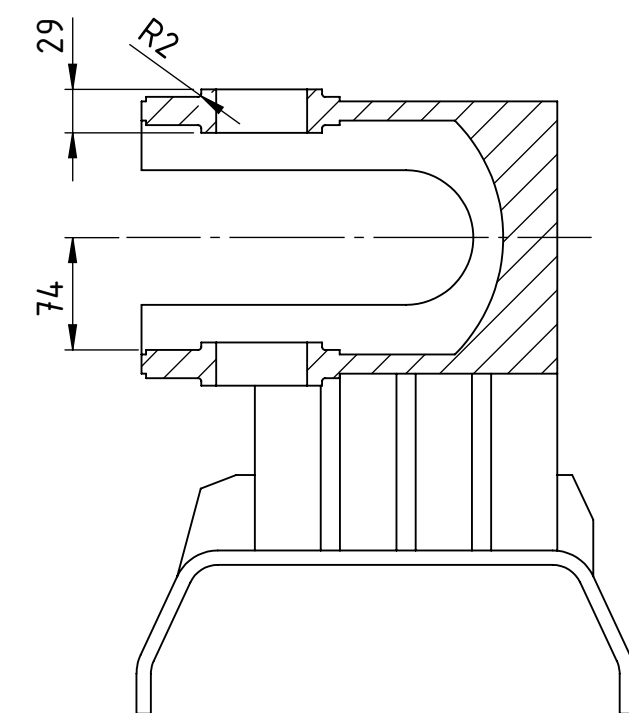
VISTA LATERAL
ESCALA 1:5



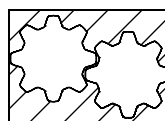
DETALLE E
ESCALA 2 : 5

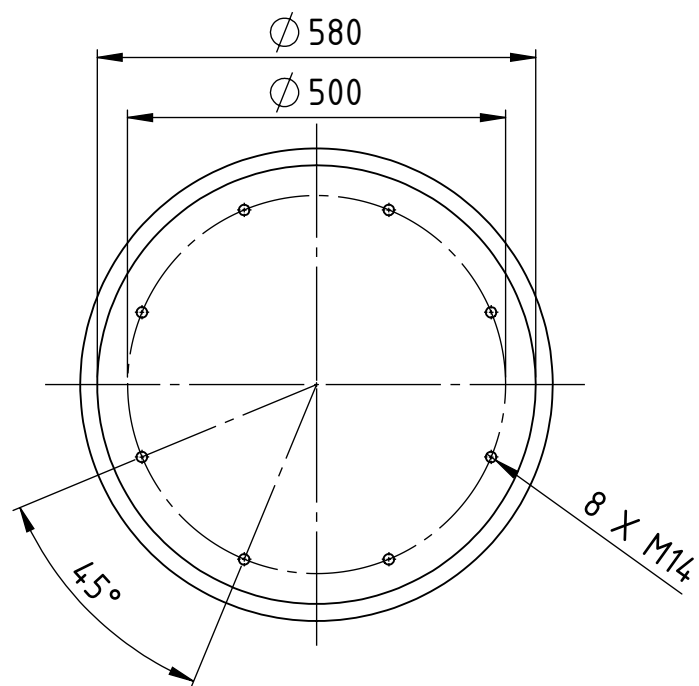


VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:5

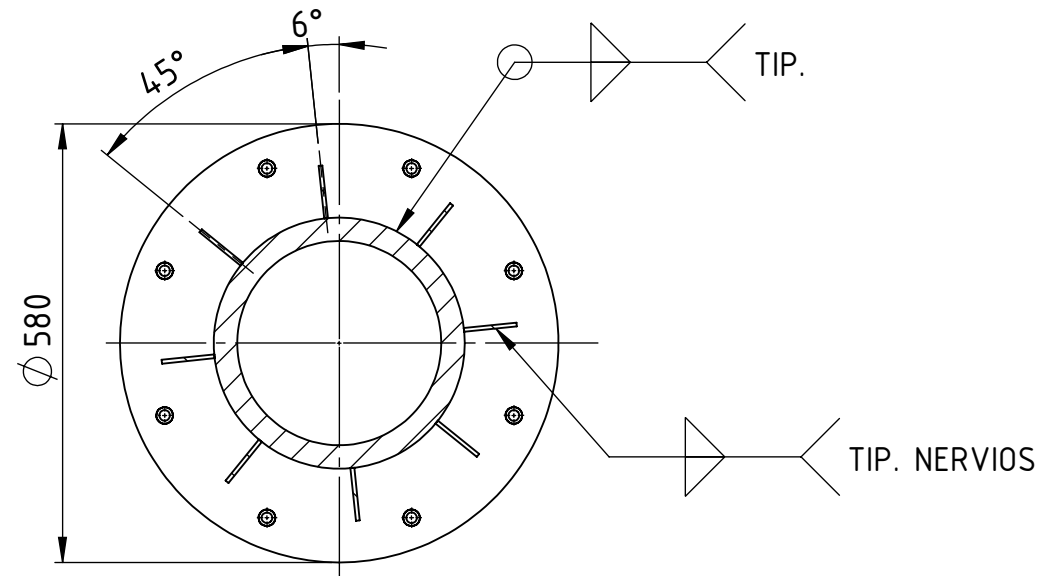


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 5

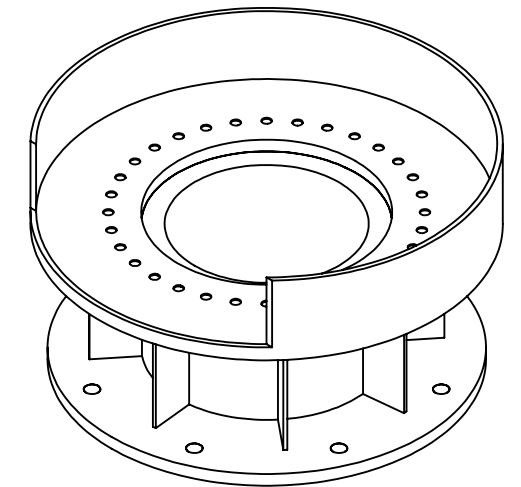
4	NERVIO esp.13 mm	ACERO ASTM A-36	21	-
3	REFUERZO INTERIOR esp. 3 mm	ACERO ASTM A-36	2	-
2	REFUERZO EXTERIOR esp. 3 mm	ACERO ASTM A-36	2	-
1	CTO-03.06.00	-	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		
DIBUJO		FECHA	NOMBRE	ESCALA
APROBO		DEL PLANO - RIERA		1:5
		CTO-03.06.00		



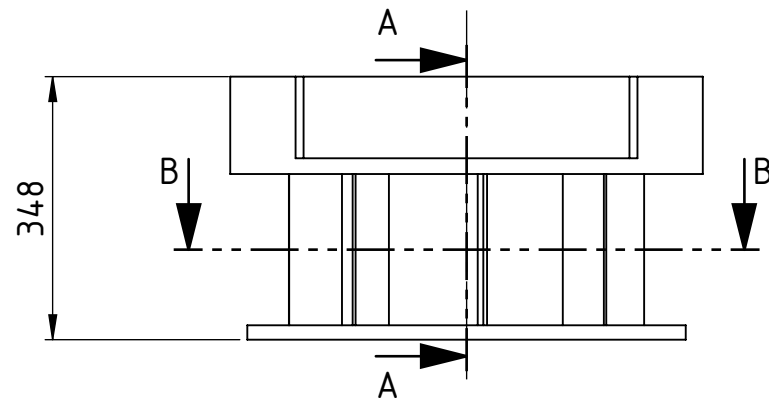
VISTA INFERIOR
ESCALA 1:10



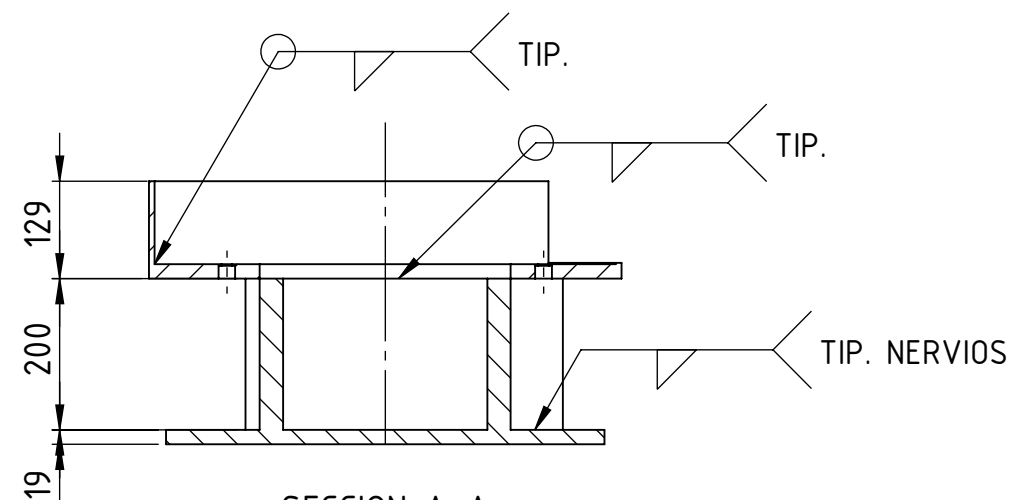
SECCION B-B
ESCALA 1:10



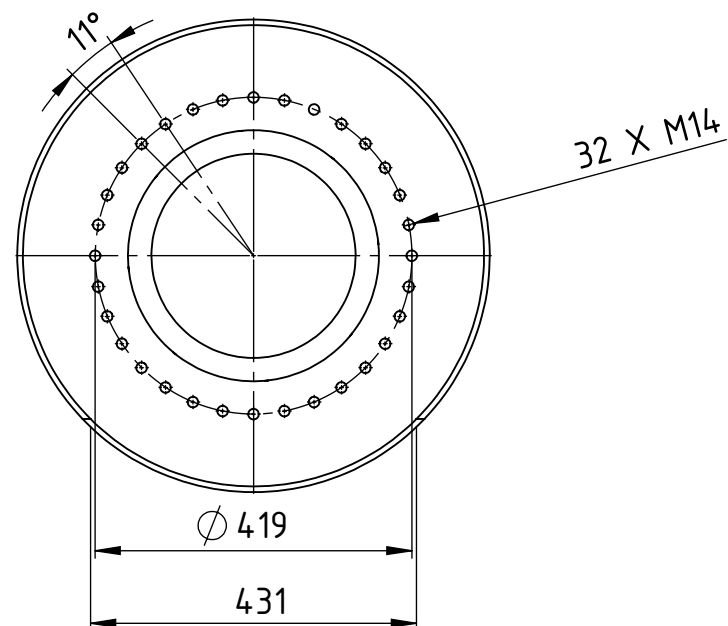
VISTA ISOMETRICA
ESCALA S/N



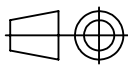
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:10



SECCION A-A
ESCALA 1:10



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1:10

1	CTO-03.07.00	ACERO ASTM A-36	1	-
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CTO-03.07.00		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALA	
APROBO		DEL PIANO - RIERA	1:10	

Referencias:

CTO-xx.xx.xx: Plano de conjunto / PZA-xx.xx.xx: Plano de pieza

- CTO-00.00.00.0 : Carro de izaje
- CTO-01.00.00.0 : Adaptadora de izaje
 - CTO-01.01.00 : Encastre rápido
 - CTO-01.02.00 : Bastidor adaptadora
 - CTO-01.03.00 : Oreja de izaje
 - PZA-01.03.01 : Oreja
 - PZA-01.03.02 : Laterales
 - PZA-01.03.03 : Base
- CTO-02.00.00.0 : Chasis
 - CTO-02.01.00 : Bastidor chasis
- CTO-03.00.00.0 : Brazo hidráulico
 - CTO-03.01.00 : Columna principal
 - PZA-03.01.01 : Refuerzo superior
 - PZA-03.01.02 : Refuerzo inferior
 - PZA-03.01.03 : Lateral
 - PZA-03.01.04 : Base columna
 - CTO-03.02.00 : Columna secundaria
 - CTO-03.03.00 : Primer tramo brazo telescópico
 - CTO-03.04.00 : Segundo tramo brazo telescópico
 - CTO-03.05.00 : Tercer tramo brazo telescópico
 - CTO-03.06.00 : Brazo conector
 - CTO-03.07.00 : Base pivotante brazo



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

TITULO

HOJA DE REFERENCIA

	FECHA	FIRMA	NOMBRE		N° REF- 04.00.00
DIBUJO			DEL PIANO - RIERA		
APROBO					