



Diseño de una recargadora automática de tornillos sin fin de transporte

Tomás Dezotti

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2024

Diseño de una recargadora automática de tornillos sin fin de transporte

Tomás Dezotti

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

Ingeniero Mecánico

Director:

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
Año 2024

A mis padres, por el esfuerzo que hicieron para que hoy me encuentre realizando este proyecto, por los valores que me inculcaron y por el apoyo incondicional que me brindaron.

A mi hermana, mi novia y mis amigos, que me acompañaron a lo largo de todo el camino y me apoyaron en los momentos difíciles.

Agradecimientos

A mi familia por apoyarme en cada momento y creer en mí.

A mis amigos y compañeros de la facultad que me acompañaron a lo largo de mi formación y con los cuales compartí grandes momentos.

A cada uno de los profesores de la Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura de la Universidad Nacional de Rosario, que me formaron como profesional a lo largo de todos estos años, especialmente a los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

A los dueños y empleados del taller Acorazados Santa Clara, de San José de la Esquina, que me abrieron las puertas de su empresa y me brindaron su conocimiento y experiencia.

A mis compañeros de trabajo en Allocco, que me brindaron su opinión en determinados temas, me apoyaron con sus conocimientos y me alentaron con el desarrollo de este proyecto.

Resumen

Los transportadores a tornillo sinfín son mecanismos ampliamente utilizados en el sector agropecuario argentino para transportar cereales y oleaginosas. Estos dispositivos sufren un desgaste excesivo en sus hélices debido al uso intensivo a los que se someten, cuestión por la cual se les suele realizar un recargue duro mediante soldadura oxiacetilénica manual. Este proceso es fuertemente dependiente de las habilidades del soldador, limitando la calidad final del trabajo, además de que la mano de obra calificada es escasa y la seguridad e higiene del proceso es reducida. Esto limita la productividad de los talleres metalúrgicos, dificultando su desarrollo, funcionamiento y expansión.

En el presente proyecto se busca lograr el diseño integral de una máquina de soldadura oxiacetilénica automática para realizar el recargue duro de sinfines agrícolas, que supla las falencias del proceso actual. Se analizan tres propuestas de solución, donde varía el tipo de movimiento que realiza el sinfín. Se selecciona la más confiable según una serie de criterios previamente establecidos y se diseña desde cero, abarcando tanto la ingeniería conceptual como la ingeniería de detalle.

Palabras clave: transporte, tornillo sinfín, sinfines, soldadura automática, recargue duro.

Abstract

Screw conveyors are widely used mechanisms in the Argentine agricultural sector for transporting cereals and oilseeds. These devices experience excessive wear on their helices due to the intensive use they undergo, which is why they are often subjected to hard surfacing through manual oxyacetylene welding. This process heavily relies on the skills of the welder, limiting the final quality of the work, in addition to the shortage of skilled labor and the reduced safety and hygiene of the process. This limits the productivity of metallurgical workshops, hindering their development, operation, and expansion.

This project aims to achieve the integral design of an automatic oxyacetylene welding machine to perform hardfacing on agricultural augers, addressing the shortcomings of the current process. Three solution proposals are analyzed, differing in the type of movement performed by the auger. The most reliable one is selected according to a series of previously established criteria and is designed from scratch, covering both conceptual engineering and detailed engineering.

Keywords: transport, screw conveyor, augers, automatic welding, hardfacing.

Contenido

Agradecimientos	5
Resumen	6
Abstract	7
Contenido	8
Introducción	10
Contexto y Problemática	10
Objetivo y Alcance del Proyecto	11
Beneficios esperados	12
1. Antecedentes	13
1.1. Procesos de recargue duro	13
1.1.1. Soldadura por arco sumergido (SAW)	14
1.1.2. Soldadura por arco con electrodo revestido (SMAW)	15
1.1.3. Soldadura por arco de plasma transferido (PTAW)	16
1.1.4. Soldadura por arco de tungsteno con gas (GTAW)	17
1.1.5. Soldadura por arco metálico con gas (GMAW)	19
1.1.6. Soldadura por arco con núcleo fundente (FCAW)	20
1.1.7. Soldadura oxiacetilénica (OAW)	21
1.1.8. Revestimiento láser	23
1.1.9. Pulverización térmica	25
1.2. Revisión de tecnología existente	27
1.2.1. Método de recargue actual en talleres metalúrgicos	27
1.2.2. Máquinas de recargue automático de componentes mecánicos	33
1.3. Necesidades del usuario	36
1.3.1. Necesidades de los Contratistas Rurales	36
1.3.2. Necesidades de las Fábricas de Maquinaria Agrícola	37
1.3.3. Necesidades de Empresas Metalúrgicas de Aporte Duro	38
2. Pautas y consideraciones para el diseño	40
2.1. Dimensiones límite de los tornillos sin fin a recargar	40
2.2. Condiciones del tornillo sin fin	41
2.3. Método de soldadura de recargue	41
2.4. Características de los consumibles de soldadura	42
2.5. Ancho y espesor del revestimiento	45
2.6. Higiene y seguridad del proceso	47
3. Desarrollo de la máquina	50
3.1. Ingeniería básica	50
3.1.1. Propuesta 1 - Máquina automática de recargue horizontal de sinfin	

estático	51
3.1.2. Propuesta 2 - Máquina automática de recargue horizontal de sinfín dinámico	52
3.1.3. Propuesta 3 - Máquina automática de recargue angular de sinfín y carro dinámicos	54
3.2. Análisis y selección	55
3.2.1. Criterios de selección	55
3.2.2. Propuesta 1	58
3.2.3. Propuesta 2	60
3.2.4. Propuesta 3	62
3.2.5. Selección de la propuesta a desarrollar	64
3.3. Ingeniería de detalle	65
3.3.1. Máquina automática de recargue angular de sinfín y carro dinámicos	66
3.3.1.1. Conjunto 01 - Estructura principal	67
3.3.1.2. Conjunto 02 - Husillo basculante	68
3.3.1.3. Conjunto 03 - Sistema de posicionamiento del sinfín	73
3.3.1.4. Conjunto 04 - Carro soldador	81
3.3.1.4.1. Subconjunto 04/16 - Charriot	82
3.3.1.4.2. Subconjunto 04/27 - Sistema de alimentación	84
3.3.1.5. Conjunto 05 - Sistema de accionamiento del carro soldador	85
3.3.2. Conjunto final armado - Recargadora automática de tornillos sin fin de transporte	90
4. Conclusiones y recomendaciones	94
4.1. Conclusiones	94
4.2. Recomendaciones	95
Bibliografía	96
Anexo A - Cálculos y selección de componentes	98
Anexo B - Extracto del catálogo de transmisiones mecánicas Gaes	183
Anexo C - Información técnica de materiales de ingeniería (Extracto Diseño de elementos de máquinas - Robert L. Mott)	187
Anexo D - Guía de varillas tubulares/electrodos para aporte duro (Cuarepoti)	189
Anexo E - Ficha técnica de los materiales de aporte duro más utilizados en el sector (Cuarepoti/Cicsrl)	191
Anexo F - Planimetría de la Recargadora Automática de Tornillos Sinfín de Transporte	197

Introducción

Contexto y Problemática

El sector agropecuario argentino representa una parte esencial de la economía del país, siendo responsable de aproximadamente el 25% del PBI. Cada año se siembran millones de hectáreas de cultivos, que posteriormente deben ser recolectadas y transportadas para su procesamiento y distribución. Los sistemas de tornillo sin fin desempeñan un papel crucial en este proceso, pero enfrentan un problema común de desgaste debido a la fricción constante con los materiales transportados.

Para abordar este desafío, se ha recurrido tradicionalmente al recargue duro mediante soldadura oxiacetilénica, un proceso manual donde se aplica una capa de material de alta dureza sobre la hélice con el objetivo de prolongar la vida útil de los tornillos sin fin. Esta técnica es ampliamente adoptada en el sector agrícola, donde los contratistas rurales buscan optimizar su eficiencia al extender la vida de estos dispositivos, reduciendo así los costos de mantenimiento. Según testimonios de los propios contratistas, el recargue duro puede hasta triplicar la vida útil de los tornillos sin fin.

Sin embargo, el proceso de recargue manual presenta desafíos considerables. El más importante de ellos, la falta de mano de obra especializada en los talleres metalúrgicos. Esto se traduce en una baja productividad, un uso excesivo de consumibles y recargues de calidad variable, ya que el resultado del proceso depende en gran medida de las habilidades del soldador. Sin mencionar, el aumento del riesgo de sufrir accidentes laborales debido a la falta de experiencia de los trabajadores.

El resultado de la falta de calificación de los soldadores es la obtención de tornillos sin fin desequilibrados, que requieren correcciones adicionales y ralentizan el proceso de producción, cuestión que vuelve los tiempos de cumplimiento de los proyectos más prolongados y limita la posibilidad de expansión de estas empresas.

En el sector agropecuario y el sector metalúrgico asociado, donde la eficiencia y la rentabilidad son esenciales, es imperativo abordar estas deficiencias en el proceso de recargue duro. La búsqueda de soluciones automatizadas y económicas se presenta

como una necesidad apremiante, ya que permitiría incrementar la eficiencia, reducir costos, mejorar la calidad de los recubrimientos y disminuir los riesgos laborales.

Objetivo y Alcance del Proyecto

El objetivo principal de este proyecto es diseñar una máquina de recargue duro automática y económica que aborde las deficiencias actuales en los talleres metalúrgicos y las medianas empresas de la Argentina. Este proyecto se centrará en analizar y desarrollar propuestas de máquinas automáticas de recargue duro por soldadura, siguiendo diferentes conceptos. La selección de la propuesta más adecuada se basará en criterios previamente establecidos, y se llevará a cabo la ingeniería tanto básica como de detalle de la máquina seleccionada. Para lograr este objetivo, se seguirán las siguientes etapas:

- Análisis de propuestas: Se evaluarán tres propuestas de máquinas automáticas de recargue duro por soldadura oxiacetilénica, cada una basada en un concepto diferente. Estas propuestas serán analizadas en función de criterios previamente definidos.
- Selección de la propuesta: Se seleccionará la propuesta que mejor se ajuste a los criterios establecidos y que ofrezca la solución más eficiente y económica.
- Ingeniería básica y de detalle: Se llevará a cabo la ingeniería tanto básica como de detalle de la máquina seleccionada, considerando aspectos técnicos, tecnológicos y de seguridad.
- Implementación y pruebas: Se construirá un prototipo de la máquina diseñada y se realizarán pruebas para verificar su funcionamiento y eficacia en el proceso de recargue.
- Evaluación de beneficios: Se analizarán los beneficios económicos y operativos que se obtendrán con la implementación de la máquina automática de recargue, incluyendo la reducción de costos, el aumento de la productividad y la disminución de los riesgos laborales.

Beneficios esperados

La implementación de esta máquina automatizada de recargue duro por soldadura aportará una serie de beneficios significativos al sector agropecuario y a la industria metalúrgica en Argentina. Entre los beneficios claves se incluyen:

- Aumento de la productividad: La máquina automatizada permitirá un aumento notable en la productividad de los talleres metalúrgicos, acortando los tiempos de entrega y mejorando la eficiencia.
- Reducción de costos: La optimización del proceso de recarga reducirá el derroche de consumibles y disminuirá los costos operativos, lo que tendrá un impacto positivo en la rentabilidad de las empresas.
- Mejora en la calidad: La automatización garantizará recargues de alta calidad y uniformidad, lo que se traducirá en un mejor rendimiento de los tornillos sin fin y una menor necesidad de correcciones posteriores.
- Reducción de riesgos laborales: Al minimizar la intervención humana en el proceso, se reducirán los riesgos de accidentes laborales, creando un ambiente de trabajo más seguro y saludable.

Conclusión

Este proyecto representa un paso significativo hacia la mejora de la eficiencia y la sostenibilidad en la industria de transporte basada en tornillos sin fin en Argentina. La máquina automatizada de recargue duro por soldadura tiene el potencial de transformar la forma en que se abordan los recargues en los talleres metalúrgicos y las medianas empresas, al tiempo que garantiza un ambiente de trabajo más seguro y una reducción de costos operativos. Su implementación ayudará a fortalecer aún más el sector agropecuario y la agroindustria del país, contribuyendo al crecimiento económico y la competitividad en el mercado internacional.

1. Antecedentes

Este capítulo tiene como objetivo proporcionar un contexto completo para el proyecto, examinando los procesos tradicionales de recargue utilizados en la industria, revisando las tecnologías existentes disponibles en el mercado y destacando las necesidades y desafíos identificados por los agricultores, operadores de maquinaria agrícola y trabajadores metalúrgicos dedicados a la aplicación de recubrimientos duros. Cada sección se enfocará en aspectos clave que justifican la necesidad de una máquina automática de recargue, brindando un fundamento sólido para la solución propuesta en este proyecto.

1.1. Procesos de recargue duro

El proceso de recargue duro mediante soldadura es una técnica ampliamente empleada en la reparación de piezas mecánicas con el propósito de mejorar sus propiedades en áreas específicas y así lograr una vida útil más extendida. En términos generales, este procedimiento implica la fusión de un material de aporte sobre la superficie del material base de las piezas mediante diversas técnicas de soldadura. El objetivo principal es lograr una unión sólida entre estos materiales, lo que permitirá aprovechar posteriormente los beneficios derivados de la obtención de un recubrimiento con mayor dureza en la superficie de las piezas.

Estos recubrimientos o recargues pueden ser realizados por medio de los siguientes procesos.

- Soldadura por arco sumergido (SAW)
- Soldadura por arco con electrodo revestido (SMAW)
- Soldadura por arco de plasma transferido (PTAW)
- Soldadura por arco de tungsteno con gas (GTAW)
- Soldadura por arco metálico con gas (GMAW)
- Soldadura por arco con núcleo fundente (FCAW)
- Soldadura oxiacetilénica (OAW)

A continuación, una breve descripción de los procesos tradicionalmente utilizados en la industria en general.

1.1.1. Soldadura por arco sumergido (SAW)

Es un proceso en el cual el calor es aportado por un arco eléctrico generado entre uno o más electrodos y la pieza de trabajo. El arco eléctrico mencionado está sumergido en una capa de fundente granulado que lo cubre totalmente protegiendo de la atmósfera al metal depositado durante la soldadura, por ello su nombre.



Figura 1-1: *Proceso de recargue duro por soldadura de arco sumergido. [Fuente: Jinan Lit. Industry]*

La ventaja de este proceso radica en que, estando el arco completamente cubierto, pueden utilizarse intensidades de corriente extremadamente elevadas sin chisporroteo o arrastre de aire, logrando penetraciones profundas y depósitos de alta calidad en los aportes. Además, el hecho de que el arco eléctrico se encuentre debajo del fundente, sin la posibilidad de verlo, evita que el operador reciba la intensa fuente de luz con elevado contenido de radiación infrarroja y ultravioleta del arco.

Por otro lado, este proceso de soldadura de recargue necesita de un espesor del metal base mínimo de 5mm aproximadamente, donde la soldadura sea rectilínea y lo más horizontal posible para evitar inconvenientes con el fundente granular. Esta técnica se aplica generalmente en la reconstrucción de rodillos laminadores de colada continua, campanas de alto horno, bloques de matriz de forja o interiores de carcasa de molinos de bolas en minería, entre otros.

1.1.2. Soldadura por arco con electrodo revestido (SMAW)

Es un proceso de soldadura manual por arco eléctrico que se lleva a cabo con un electrodo de metal consumible recubierto por fundente. Este proceso se ejecuta mediante una corriente eléctrica que genera un arco entre el electrodo revestido y el metal base, lo que provoca la deposición de la soldadura, donde el revestimiento de fundente se desintegra, forma un gas protector y una capa de escoria que protege el cordón aportado hasta que se enfría.



Figura 1-2: *Proceso de recargue duro por soldadura por arco con electrodo revestido.*

Las ventajas de esta técnica son la portabilidad del equipo para aplicar la soldadura que, en general, es un equipo de pequeñas dimensiones que permite ser movilizado a campo sin inconvenientes y el costo del mismo es relativamente bajo en comparación con los correspondientes a otras técnicas. Además, existen numerosos tipos de electrodos dependiendo de la aplicación para la que se lo requiera, lo que brinda versatilidad.

Como desventajas se puede mencionar la dependencia de las habilidades del soldador durante la aplicación del recargue, la necesidad de interrumpir el proceso cuando se agota el electrodo para reponerlo y, por ende, la dificultad de lograr la automatización.

1.1.3. Soldadura por arco de plasma transferido (PTAW)

La soldadura por arco de plasma transferido (PTA, por sus siglas en inglés, Plasma Transferred Arc) es un proceso altamente especializado utilizado para realizar recargues duros en componentes y piezas de alta resistencia al desgaste y la corrosión. En este método de soldadura, se crea un arco eléctrico altamente concentrado entre un electrodo de tungsteno y la pieza de trabajo. El gas de plasma, que puede ser argón, nitrógeno o una mezcla de gases, se inyecta a alta presión en el arco eléctrico, creando un chorro de plasma extremadamente caliente y concentrado.



Figura 1-3: Proceso de recargue duro por soldadura por arco de tungsteno con gas. [Fuente: Waldrun]

El material de aporte, en forma de polvo o alambre, se introduce en la corriente de plasma, donde se funde instantáneamente y se deposita en la pieza de trabajo. Este proceso de recargue duro permite agregar material a la superficie de la pieza para mejorar sus propiedades de resistencia al desgaste.

Una de las ventajas más notables de la soldadura por arco de plasma transferido es su capacidad para lograr recargues precisos y de alta calidad en piezas con geometrías complejas. Debido a la concentración del calor en el arco de plasma, se minimiza la deformación de la pieza de trabajo, lo que es esencial en aplicaciones que requieren tolerancias ajustadas.

Además, este proceso produce soldaduras que son virtualmente libres de porosidades y defectos, garantizando una unión fuerte y confiable. El control preciso de la velocidad de deposición y otros parámetros del proceso permite obtener propiedades metalúrgicas óptimas en el recargue.

Sin embargo, la soldadura por arco de plasma transferido es un procedimiento altamente especializado que requiere equipo y habilidades específicas. Los equipos de PTA son altamente costosos, y los soldadores deben tener un alto nivel de experiencia y capacitación para llevar a cabo este tipo de soldadura de manera efectiva.

1.1.4. Soldadura por arco de tungsteno con gas (GTAW)

La soldadura GTAW (Gas Tungsten Arc Welding) es un proceso de soldadura que se distingue por el uso de un electrodo no consumible de tungsteno para generar el arco eléctrico necesario para fundir tanto el material de aporte como el metal base y lograr una unión sólida. En este proceso, se utiliza un gas inerte, generalmente argón, que es expulsado de la torcha y crea una capa protectora alrededor del arco. Esta capa protectora evita la contaminación atmosférica del baño de soldadura fundido, garantizando así un depósito limpio y libre de defectos.

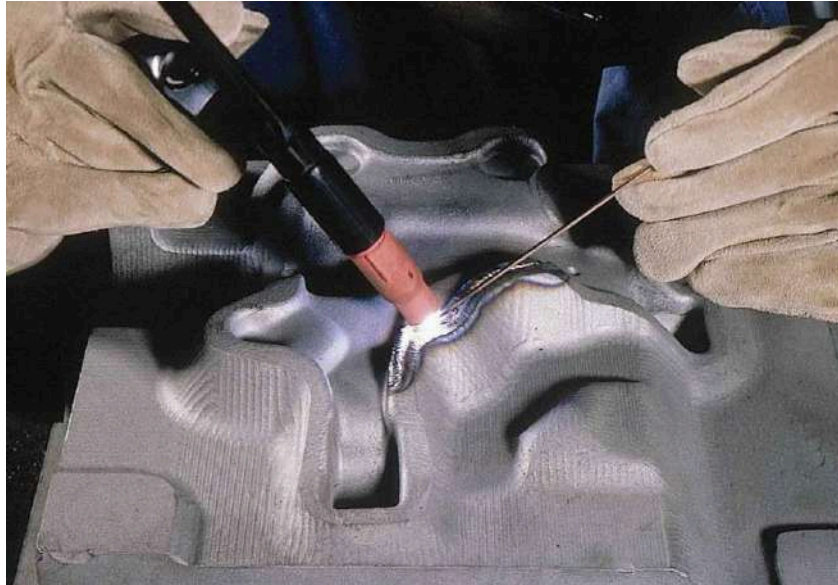


Figura 1-4: *Proceso de recargue duro por soldadura por arco de tungsteno con gas.*

Una de las características más destacadas de la soldadura GTAW es su capacidad para trabajar con piezas de espesores finos. Esto se debe al control preciso y localizado del calor que esta tecnología proporciona, junto con la utilización de gases inertes como medio de protección. Además, este método de soldadura es especialmente apreciado en aplicaciones que requieren una calidad excepcional, como la reconstrucción de matrices.

Sin embargo, es importante mencionar algunas desventajas de esta técnica. En primer lugar, la tasa de deposición de material en la soldadura GTAW tiende a ser relativamente baja en comparación con otros métodos, lo que significa que el proceso puede ser más lento. Además, este método requiere un alto grado de destreza por parte del soldador, ya que el control preciso del arco y la alimentación del material de aporte son fundamentales para obtener resultados óptimos. Por último, el equipo necesario para llevar a cabo la soldadura GTAW tiende a ser más costoso en comparación con algunos otros procesos de soldadura. A pesar de estas desventajas, la soldadura GTAW sigue siendo una elección valiosa en aplicaciones que exigen la máxima calidad y precisión en la soldadura.

1.1.5. Soldadura por arco metálico con gas (GMAW)

La soldadura de recargue mediante el método GMAW, también conocida como soldadura MIG (Metal Inert Gas), es un proceso manual semiautomático que se basa en el uso de electrodos consumibles y un gas inerte para garantizar la protección del electrodo, el baño de soldadura y el área circundante contra la oxidación. Entre los gases más comúnmente utilizados para este fin se encuentran el argón, el helio o una mezcla de estos con dióxido de carbono (CO₂).



Figura 1-5: Proceso de recargue duro por soldadura por arco de tungsteno con gas.

El electrodo empleado en este proceso adopta la forma de un alambre sólido, generalmente con un diámetro que oscila entre 1,2 y 1,6 mm, y es alimentado de manera automática por el equipo. Esta característica permite mantener una distancia constante entre la torcha y la superficie que se va a unir, lo que resulta particularmente conveniente cuando se busca automatizar el proceso de soldadura. Como resultado de esta precisión en la alimentación del electrodo, se logran tasas de depósito relativamente altas, lo que se traduce en una mayor eficiencia en la unión de materiales.



Figura 1-6: Piezas con recargue duro a través del proceso GMAW. [Fuente: Codinter]

Un aspecto destacado de la soldadura GMAW es la alta calidad de los recargues obtenidos. La protección proporcionada por el gas inerte asegura que los cordones sean limpios y libres de impurezas, lo que conduce a soldaduras de excelente calidad.

El proceso GMAW es una técnica versátil y efectiva que se utiliza en una amplia gama de aplicaciones de soldadura, desde trabajos manuales hasta automatizados, debido a su capacidad para garantizar resultados consistentes y confiables.

1.1.6. Soldadura por arco con núcleo fundente (FCAW)

La soldadura por arco con núcleo fundente, también conocida como FCAW (Flux-Cored Arc Welding), es un proceso de soldadura muy utilizado para recargues duros de piezas y componentes mecánicos. En este proceso, se emplea un alambre con un núcleo fundente, que actúa como el electrodo y proporciona el material de aporte necesario para la soldadura. A medida que se genera el arco eléctrico entre el alambre y la pieza de trabajo, el núcleo fundente se derrite, creando un baño de soldadura fundido que se fusiona tanto con el material de aporte como con el metal base, logrando así una unión sólida. El fin principal del fundente es crear una capa protectora sobre el baño de soldadura, previniendo la contaminación atmosférica y garantizando que el depósito sea limpio y libre de defectos.



Figura 1-7: Esquema del proceso de soldadura FCAW. [Fuente: Tecnología en soldadura]

Este proceso permite depositar una cantidad significativa de material de manera eficiente, lo que es especialmente útil en aplicaciones de reparación y reconstrucción.

Sin embargo, como con cualquier proceso de soldadura, existen algunas desventajas. La soldadura por arco con núcleo fundente puede generar humos y vapores, lo que requiere precauciones adicionales de seguridad y ventilación adecuada. Además, la habilidad del soldador para controlar la velocidad de alimentación del alambre y la técnica de soldadura son fundamentales para obtener resultados de calidad. Por último, aunque la soldadura FCAW es eficiente en términos de material depositado, puede generar mayores costos en comparación con algunos otros procesos de soldadura debido al uso del alambre con núcleo fundente y a la necesidad de equipos específicos.

1.1.7. Soldadura oxiacetilénica (OAW)

La soldadura de recargue oxiacetilénica es un proceso utilizado para realizar recargues duros en piezas y componentes que requieren mejorar su resistencia al desgaste y a la corrosión. Este método de soldadura se basa en la combustión de una mezcla de gases, oxígeno y acetileno, que genera una llama extremadamente caliente que se utiliza para fundir el material de aporte y la superficie del metal base, permitiendo su unión. En general, a este tipo de llama se la denomina carburante.



Figura 1-8: *Proceso de recargue duro por soldadura oxiacetilénica. [Fuente: Propato Cementados]*

Durante el proceso, se utiliza una varilla de aporte compuesta de un material específico que tiene propiedades de dureza y resistencia al desgaste adecuadas para la aplicación particular. Esta varilla se alimenta manualmente en la zona de la llama, donde se funde y se deposita sobre la superficie de la pieza de trabajo, creando una capa de recubrimiento resistente.

Una ventaja significativa de la soldadura de recargue oxiacetilénica es su versatilidad, ya que se puede realizar en una variedad de configuraciones y posiciones de soldadura. Esto facilita la aplicación en piezas con geometrías complejas o áreas de difícil acceso.

Sin embargo, también existen algunas limitaciones en este proceso. La calidad de la soldadura depende en gran medida de la habilidad del soldador para controlar la llama y la técnica de deposición del material de aporte.

Actualmente los procesos de recubrimientos duros han dado un salto enorme de la mano de la tecnología de precisión y la electrónica, brindando opciones de máquinas basadas en técnicas totalmente innovadoras que son capaces de recubrir desde sitios muy pequeños de piezas hasta piezas completas, logrando recargues limpios de muy alta calidad. A continuación se presentan dos de los métodos en auge en la reconstrucción o modificación de componentes mecánicos.

1.1.8. Revestimiento láser

El revestimiento láser es un avanzado proceso de fabricación que se utiliza para mejorar y proteger superficies metálicas y cerámicas mediante la aplicación de una capa de material fundido de alta calidad. En este proceso, se utiliza un láser de alta potencia como fuente de energía concentrada. El láser se enfoca con precisión en la zona de la superficie que se va a recubrir.

El material de revestimiento, que generalmente es en forma de polvo o alambre, se introduce en el punto de enfoque del láser. El calor extremo generado por el láser derrite instantáneamente el material de revestimiento, que se adhiere de manera uniforme y precisa a la superficie de la pieza de trabajo. La velocidad de deposición y la cantidad de material depositado se controlan con precisión, lo que permite lograr un recubrimiento de espesor específico y una alta calidad en la unión entre el material de revestimiento y la pieza base.

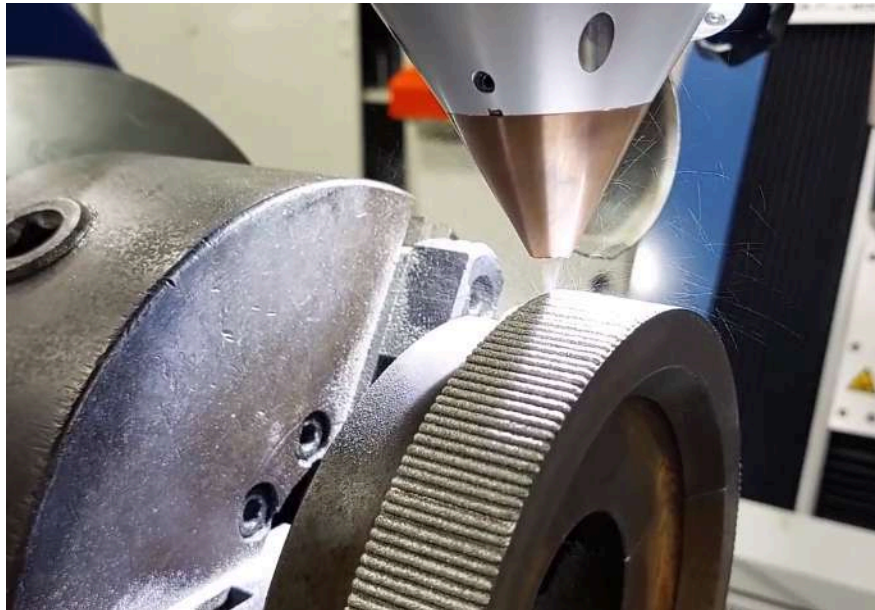


Figura 1-9: *Proceso de recargue duro por revestimiento láser. [Fuente: Grupo Comat]*

El revestimiento láser se utiliza en una amplia variedad de aplicaciones, desde la industria aeroespacial y automotriz hasta la fabricación de herramientas y equipos industriales. Los beneficios de este proceso incluyen una mayor resistencia al desgaste, una mayor resistencia a la corrosión y la capacidad de restaurar piezas desgastadas o dañadas.

Además de sus ventajas funcionales, el revestimiento láser ofrece una ventaja adicional en términos de precisión y control. La capacidad de enfocar el láser con precisión en áreas específicas permite realizar recubrimientos selectivos y reparaciones localizadas, minimizando el desperdicio de material y reduciendo el impacto ambiental en comparación con otros métodos de revestimiento.

En resumen, el revestimiento láser es una técnica avanzada y versátil que ofrece mejoras sustanciales en la durabilidad y el rendimiento de las piezas y componentes, y se ha convertido en una opción esencial en muchas industrias de fabricación modernas.

1.1.9. Pulverización térmica

La pulverización térmica es un proceso de recubrimiento utilizado en la industria para aplicar una capa protectora o funcional sobre superficies metálicas, cerámicas y otros materiales. Este proceso se basa en la utilización de una fuente de calor extremo para fundir y proyectar material de recubrimiento sobre la superficie de la pieza de trabajo.



Figura 1-10: Proceso de recargue duro por thermal spray. [Fuente: The Fabricator]

Existen varias técnicas de pulverización térmica, pero la más común involucra el uso de un dispositivo de pulverización que combina un alambre de material de recubrimiento y una fuente de calor, como una llama de gas o un arco eléctrico. El material de recubrimiento se alimenta al dispositivo y se funde en el punto de ignición, formando gotas finas o partículas fundidas que son proyectadas a alta velocidad hacia la superficie objetivo.

La pulverización térmica es apreciada por su versatilidad y la capacidad de aplicar una amplia variedad de materiales, incluyendo metales, cerámicas, polímeros y composites. Esta técnica es utilizada en numerosas aplicaciones, como la protección contra la

corrosión, el recubrimiento de piezas de máquinas, la fabricación de componentes electrónicos y más.

Una de las ventajas principales de la pulverización térmica es su capacidad para lograr recubrimientos uniformes y adherentes incluso en superficies irregulares o de geometría compleja. Además, este proceso permite ajustar el grosor del recubrimiento según las necesidades específicas de cada aplicación.

Sin embargo, es importante mencionar que la calidad y la adherencia del recubrimiento pueden variar según los parámetros de pulverización y el tipo de material de recubrimiento utilizado. Además, en algunos casos, es posible que se requieran procesos de pospulverización, como el mecanizado o el lijado, para lograr la rugosidad y las especificaciones finales deseadas.

En resumen, la pulverización térmica es una técnica esencial en la industria que permite aplicar recubrimientos de alta calidad y durabilidad en una amplia gama de aplicaciones. Su capacidad para adaptarse a diferentes materiales y geometrías la convierte en una opción versátil y valiosa para la protección y mejora de superficies en diversas industrias.

Hoy en día la incorporación de tecnologías de recubrimiento como revestimiento láser o pulverización térmica, representan una inversión extremadamente alta, que los pequeños talleres metalúrgicos y/o las medianas empresas de nuestro país no se encuentran en condiciones de ejecutar. Es probable que con el paso del tiempo, los avances tecnológicos logren disminuir los costos de estas técnicas y finalmente puedan ser aplicadas. Dado el contexto actual del país y considerando que uno de los objetivos principales de este proyecto es lograr una solución económica para el recargue automático de sinfines de transporte, se descarta la posibilidad de utilizar estas tecnologías como base para la máquina de recargue duro.

1.2. Revisión de tecnología existente

La revisión de la tecnología existente desempeña un papel fundamental en la concepción y desarrollo de la máquina automática para recargar sinfines agrícolas. Esta sección se enfoca en examinar a fondo las soluciones tecnológicas actualmente disponibles en el mercado que abordan el proceso de recargue, ya sea de sinfines o de otros componentes mecánicos. El objetivo es comprender las fortalezas y limitaciones de estas tecnologías existentes, lo que permitirá identificar las brechas que este proyecto busca llenar.

A lo largo de esta revisión, se explorarán máquinas y equipos que han sido diseñados con el propósito de automatizar o mejorar la eficiencia del proceso de recargue de sinfines agrícolas o similares. Esta revisión proporcionará una base sólida para la toma de decisiones en la fase de diseño y desarrollo, permitiendo la creación de una máquina que supere las limitaciones de las tecnologías actuales y se adapte de manera eficaz a las necesidades del usuario final.

1.2.1. Método de recargue actual en talleres metalúrgicos

En la actualidad, los recargues duro que se aplican en las hélices de los tornillos sin fin de transporte de cereales para aumentar su vida útil y así disminuir su mantenimiento, son generalmente aplicados por talleres metalúrgicos de tamaño pequeño dedicados específicamente a la reparación y recargue de estos dispositivos y otros similares relacionados al agro. La mayoría de estos talleres realizan la aplicación del revestimiento duro de manera totalmente manual mediante el método de soldadura oxiacetilénica, lo que, según su perspectiva, les brinda una relación costo-beneficio más alta que las demás técnicas. La baja inversión del equipo de soldadura oxiacetilénico y el bajo costo de las varillas de aporte que se utilizan, permiten a estas empresas desarrollar sus actividades sin tener que ejecutar enormes inversiones aunque se ven limitadas por una cuestión en particular. La falta de mano de obra especializada.

La falta de especialización del personal obstaculiza la oportunidad de crecimiento que presentan estas empresas, aumentando desmesuradamente los tiempos de proceso, aumentando la cantidad de consumibles utilizados y otorgando soluciones de escasa

calidad. Es por esto que algunos talleres diseñaron automatismos muy básicos para simplificar el proceso, así como también realizaron dispositivos que les permiten trabajar de manera más cómoda a los soldadores, permitiendo incorporar personas con menor experiencia en el rubro y disminuyendo los riesgos del trabajo.

A continuación se listan algunas de las automatizaciones que desarrollaron las empresas con el objetivo de mejorar la calidad de sus aportes, el tiempo empleado y, la seguridad y comodidad de sus trabajadores.

Automatización del giro del sinfín

El sistema se basa en un pequeño motor que se activa mediante un botón o interruptor incorporado en el pico soldador o, en algunos casos, mediante una pedalera. A través de un mecanismo con múltiples reducciones, este motor permite rotar el tornillo sin fin unos grados alrededor de su eje principal.



Figura 1-11: Automatismo para la rotación del tornillo sin fin. [Fuente: Propia - Acorazados Santa Clara]

Esto permite al soldador posicionarse en una ubicación específica sin la necesidad de tener que girar alrededor del dispositivo para ejecutar el recargue.



Figura 1-12: Automatismo para la rotación del tornillo sin fin. [Fuente: Cementados El León]

Estos automatismos siempre se ven acompañados de una escalera o elevador que permite ajustar la altura del soldador a medida que el sinfín gira, permitiendo recargar toda la longitud de la hélice. Esto se puede visualizar en las siguientes figuras.



Figura 1-13: Automatismo para la rotación del tornillo sin fin.
[Fuente: Cementados Zona Campo]



Figura 1-14: Automatismo para la rotación del tornillo sin fin. [Fuente: Cementados El León]

Por otro lado, se puede observar los problemas de seguridad que presenta este proceso ya que el soldador se encuentra expuesto a altas temperaturas, con posibilidades de sufrir encandilamiento por la soldadura, y trabajando en altura utilizando ambas manos para soldar. Claramente la mejora en la ergonomía del proceso introdujo una nueva serie de problemas de seguridad.

Con el objetivo de cuantificar los riesgos a los cuales se exponen los trabajadores, se realiza una matriz de riesgo analizando el proceso, el cual es el más adoptado por los talleres metalúrgicos de Argentina.

Para la realización de la matriz se consideran los principales tipos de riesgos que se pueden observar en el proceso, se categorizan de 1 a 10, la frecuencia con la que se realiza la labor asociada con el riesgo en cuestión, la probabilidad de ocurrencia del accidente o afección y el tipo de daño que puede ocasionar en caso de ocurrir el daño.

Tabla 1-1: Matriz de riesgo del proceso de recargue duro con automatización de giro del sinfín.

[Fuente: propia]

<i>Tipo de Riesgo</i>	<i>Frecuencia</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Tipo de Daño</i>	<i>Indice de Riesgo</i>
1 - CAÍDAS DE PERSONAS A DISTINTO NIVEL	8	8	10	640
4 - CAÍDAS DE OBJETOS EN MANIPULACIÓN	10	2	8	160
17 - EXPOSICIÓN A SUSTANCIAS NOCIVAS O TÓXICAS	10	8	6	480
19 - EXPOSICIÓN A RADIACIONES	10	10	6	600
25 - DESLUMBRAMIENTOS	10	2	2	40
31 - FATIGA POSTURAL	10	8	3	240
35 - FATIGA FÍSICA	10	6	3	180

Mediante la tabla presentada se puede concluir en los grandes riesgos que supone para los colaboradores el trabajo en altura, y la exposición a radiación y gases tóxicos propios del proceso actual de recargue.

En este proyecto también se hará foco en la seguridad e higiene de los trabajadores, buscando disminuir al máximo estos riesgos.

Automatización del giro y desplazamiento

En un enfoque más avanzado y con una inversión sustancialmente mayor, una empresa metal-mecánica ha implementado una solución innovadora que implica la creación de una fosa específica en la que se instala un sofisticado mecanismo. Este mecanismo no solo permite la rotación del sinfín, sino también su desplazamiento a lo largo de una guía incorporada. Esto tiene el efecto de posicionar al soldador a nivel del suelo en una ubicación específica y determinada durante todo el proceso de recubrimiento. Este sistema automatizado mejora significativamente la ergonomía del proceso y elimina la necesidad de trabajar en alturas.



Figura 1-15: Automatismo para la rotación del tornillo sin fin. [Fuente:Cementados Río Tercero]

Sin embargo, esta solución presenta una desventaja importante: las dimensiones de los sinfines que se pueden recubrir están limitadas por la capacidad de la fosa. Los sinfines deben cumplir con ciertas dimensiones para poder acomodarse en la fosa sin necesidad de utilizar escaleras o equipos de elevación adicionales para realizar el recargue. Además, esta solución no parece ser adecuada para aquellos talleres que alquilan espacios de trabajo ya que la excavación de una fosa puede no ser una opción viable en estos casos.

Consciente de estas limitaciones, el proyecto propuesto busca desarrollar una solución modular que pueda instalarse de manera sencilla en cualquier ubicación y minimice las restricciones dimensionales de los dispositivos agrícolas a recubrir. Esto permitiría a los talleres adaptar y optimizar sus procesos de recargue duro sin las limitaciones impuestas por la infraestructura física del lugar de trabajo.

1.2.2. Máquinas de recargue automático de componentes mecánicos

En otras empresas relacionadas con el recargue duro de superficies, donde la rentabilidad del negocio es mayor, se utilizan máquinas de soldar que se encargan de aplicar el revestimiento de manera totalmente automática. Estos equipos generalmente utilizan tecnología GMAW, que permite un control más preciso y simple que las demás tecnologías, aunque sus consumibles suelen ser considerablemente más costosos.

Las empresas relacionadas con la minería o la extracción de aceite suelen utilizar revestimientos duros en los equipos que utilizan para extender la vida útil de distintos dispositivos, por lo abrasivo de sus aplicaciones. Por ejemplo, en la industria aceitera se utilizan prensas, que son equipos que se encargan de extraer el aceite de las semillas oleaginosas mediante presión y en su fabricación es ampliamente utilizada la técnica de “Hardfacing”. Estas máquinas de prensado cuentan con una ejecución, que no es más que un conjunto de sinfines de gran porte que se montan sobre un eje, los cuales mediante su giro provocan el avance del material y, a su vez, la compresión del mismo contra un conjunto de cuchillas, logrando extraer aceite. En este equipamiento, tanto los sinfines como las cuchillas, reciben un aporte de material de alta dureza en su superficie de manera totalmente automática con el objetivo de prolongar su vida útil.

En ocasiones, en la industria aceitera, se realizan reparaciones donde se aporta material de alta dureza para reconstruir piezas que representan un alto costo económico para ser reemplazadas, como es el caso de los rodillos laminadores, mencionados en secciones anteriores. En estos casos se suelen utilizar máquinas automáticas de soldar con tecnología SAW o similar.

A continuación, se presentan imágenes donde se pueden distinguir distintos equipos de aporte automático que se utilizan en aplicaciones como las mencionadas.



Figura 1-16: Equipo automático de aporte con soldadura tipo SAW. [Fuente:Welding Alloys]



Figura 1-17: Equipo automático de aporte en H con soldadura tipo GMAW. [Fuente:Welding Alloys]



Figura 1-18: Equipo automático de aporte de columna con soldadura tipo GMAW.
[Fuente: Welding Alloys]



Figura 1-19: Equipo automático de aporte con soldadura tipo SAW. [Fuente: Welding Alloys]

1.3. Necesidades del usuario

Para garantizar que el diseño y desarrollo de la máquina automática para recargar sinfines agrícolas aborde de manera integral las necesidades del mercado y sus usuarios finales, se llevó a cabo una investigación exhaustiva para identificar las necesidades específicas de los principales actores involucrados. Esta sección se centra en resaltar las necesidades y desafíos expresados tanto por los contratistas rurales como por las fábricas de maquinaria agrícola, así como también las necesidades de las empresas metalúrgicas especializadas en el aporte duro.

1.3.1. Necesidades de los Contratistas Rurales

Los contratistas rurales desempeñan un papel esencial en la agricultura moderna, brindando servicios críticos a los agricultores. En sus operaciones diarias, enfrentan diversos desafíos relacionados con el recargue duro de superficies.

Eficiencia y tiempo de inactividad

Los contratistas rurales requieren soluciones que les permitan completar el recargue duro de manera eficiente, minimizando el tiempo de inactividad de las maquinarias agrícolas y maximizando la productividad durante las temporadas de cultivo.

Adaptabilidad a diferentes dimensiones de sinfines

Los equipos que utilizan los contratistas, como son las máquinas cosechadoras, tolvas autodescargables, entre otros, cuentan con numerosos sinfines para transportar el cereal. Estos sinfines sufren de desgaste y para aumentar su vida útil, son recargados. Las cosechadoras presentan tornillos sin fin con diferentes diámetros, pasos y largos, por lo que necesitan de cierta versatilidad por parte de los talleres de revestimiento para poder recargar estos variados dispositivos.

Calidad y Durabilidad

La calidad y durabilidad del recargue duro son fundamentales para garantizar la vida útil prolongada de los equipos agrícolas. Los contratistas rurales buscan soluciones que ofrezcan recargues de alta calidad y duraderas. Exigen recargues homogéneos que no

produzcan desequilibrios en sus tornillos, que luego terminen por afectar los rodamientos soportes en sus equipos, y aseguren una vida útil extendida. Es por eso que es importante lograr una capa de aporte homogénea, que no difiera en más de 0.5mm del espesor deseado, y que si lo hace, que esta diferencia sea en exceso. Además, los contratistas suelen realizar el recargue del ala del sinfín de manera parcial o total.

1.3.2. Necesidades de las Fábricas de Maquinaria Agrícola

Las fábricas de maquinaria agrícola tienen la responsabilidad de diseñar y producir equipos de alta calidad que cumplan con las demandas de los agricultores. En el proceso de recargue duro de superficies, enfrentan desafíos específicos.

Adaptabilidad a diferentes dimensiones de sinfines

Los fabricantes de maquinaria agrícolas nacionales suelen proveer de numerosos equipos al agro, como pueden ser los mixers, las tolvas semilleras, las tolvas autodescargables, las extractoras y embolsadoras de granos y las cosechadoras. Todos estos utilizan tornillos sin fin de diferentes características (diámetro, paso, largo) que necesitan ser recargados.

Eficiencia de producción

Las fábricas de maquinaria agrícola necesitan garantizar la eficiencia en la producción de equipos, lo que incluye el recargue duro de componentes críticos. Las empresas de maquinaria exigen soluciones de la más alta calidad en períodos de recargue breves que les permita abastecer las líneas de producción en el tiempo correcto y no sea un obstáculo durante la fabricación de sus equipos.

Calidad y consistencia

La calidad y consistencia en el recargue duro son esenciales para producir maquinaria agrícola confiable y de alto rendimiento. La necesidad de estándares de calidad uniformes es imperativa.

Reducción de Costos

La reducción de costos de producción es un objetivo común. La automatización del recargue duro puede ayudar a minimizar los costos asociados con la mano de obra y el material de aporte. De esta manera, las empresas lograrían ser más competitivas y abrirse en los mercados internacionales.

1.3.3. Necesidades de Empresas Metalúrgicas de Aporte Duro

Las empresas metalúrgicas especializadas en el aporte duro proporcionan servicios de recargue a la industria agrícola-ganadera en general y entre sus necesidades se pueden incluir las siguientes.

Versatilidad y Adaptabilidad

Una de las principales necesidades de las empresas metalúrgicas de aporte duro es la versatilidad y adaptabilidad de la máquina. Dado que trabajan con una variedad de clientes y diseños de sinfines de transporte que varían en longitud, ancho de hélice, diámetro y paso, requieren herramientas y equipos que puedan adaptarse a estas diferentes geometrías y materiales de manera eficiente. Además, los clientes suelen solicitar distintos anchos y espesores de aporte, de acuerdo a sus necesidades. Solicitando desde el revestimiento completo del ala del sinfín, hasta sólo 40mm radiales desde el diámetro exterior de la hélice.

Eficiencia y Productividad

La eficiencia y la productividad son críticas para el éxito de estas empresas. La capacidad de realizar recargues duros de manera rápida y precisa es esencial para atender a más clientes y proyectos en menos tiempo. Una máquina automatizada puede contribuir significativamente a la mejora de la eficiencia y productividad de las operaciones de recargue duro.

Tecnología Avanzada

Las empresas de aporte duro buscan soluciones tecnológicamente avanzadas que les permitan lograr recargues de duros de alta calidad y precisión en el menor tiempo

posible. La tecnología de vanguardia es esencial para mantenerse competitivos en el mercado y ofrecer capas de aporte homogéneas con buena adherencia que aseguren una vida útil prolongada de los dispositivos.

Seguridad y experiencia

La seguridad y la simplificación del proceso son preocupaciones primordiales para las empresas de aporte duro. El proceso actual de recargue duro requiere de habilidades especializadas y exponen a los soldadores a altas temperaturas y, en algunos casos, al trabajo en altura. Por lo tanto, necesitamos una máquina que simplifique el proceso y permita la incorporación de personal con poca experiencia. Además, exigen medidas de seguridad adecuadas para garantizar la higiene y seguridad de sus colaboradores, reduciendo al máximo los riesgos asociados, como la exposición a radiación y el trabajo en altura.

La comprensión de estas necesidades es fundamental para el diseño de la máquina automática de recargue de sinfines agrícolas ya que permitirá desarrollar una solución que aborde de manera integral los desafíos específicos enfrentados por los usuarios en el recargue duro de superficies en el rubro agrícola.

2. Pautas y consideraciones para el diseño

En base a las necesidades detectadas en los usuarios de este tipo de tecnología, se procede a fijar ciertas pautas y consideraciones que facilitarán el objetivo de lograr un correcto diseño del equipo.

2.1. Dimensiones límite de los tornillos sin fin a recargar

En el mercado agrícola argentino, se pueden encontrar numerosos tipos de implementos o maquinarias que utilizan tornillos sin fin para el transporte de cereales. Dentro de los más utilizados en el agro, se pueden mencionar las cosechadoras, las tolvas autodescargables, los mixers, las extractoras y las embolsadoras de cereal.

Con el objetivo de que el equipo de recargue automático sea capaz de procesar la mayor cantidad de estos sinfines, se realiza una investigación de mercado, analizando cada uno de los equipos de los principales fabricantes de equipos agrícolas que existen en el país y se determinan las dimensiones límite dentro de las cuales se pueden enmarcar prácticamente la totalidad de estos sistemas de transporte.

Los valores dimensionales que acotan superiormente a la mayoría de los sinfines son los siguientes.

- ☐ Diámetro ≤ 750 mm.
- ☐ Largo ≤ 3500 mm.
- ☐ Paso ≤ 750 mm.

En general estas dimensiones son presentadas por los sinfines de las tolvas autodescargables que, en el camino de mejorar su eficiencia, aumentan su capacidad de carga y, por ende, deben proveer una descarga del material rápida equipándose con dispositivos de mayor diámetro y paso para el trabajo.

Se debe tener en cuenta que algunos implementos agrícolas cuentan con tornillos de paso variable, acotados superiormente por los valores anteriormente presentados, así como también con sentido de la hélice tanto izquierda como derecha.

El paso mínimo a recargar no se encuentra definido, aunque se espera lograr que este sea el menor posible.

2.2. Condiciones del tornillo sin fin

Se conoce que el recubrimiento de tornillos sin fin puede ser un proceso más en la fabricación de los dispositivos, así como también un proceso de reparación para devolverle espesor a la hélice debido al desgaste. Ambos procedimientos con el objetivo de prolongar su vida útil. También se sabe que la aplicación del revestimiento de alta dureza se realiza por medio de soldadura, por lo que es indispensable contar con una superficie virgen, libre de óxidos, pintura o grasa, para lograr una correcta deposición y vinculación del material de aporte con el metal base.

De aquí la importancia de que el equipo a diseñar cuente con un mínimo sistema de limpieza mecánica que se encargue de liberar la superficie del ala de partículas extrañas que afecten al proceso y/o la calidad del revestimiento. Se espera que este proceso de limpieza no ocupe un tiempo mayor a los 8 minutos.

2.3. Método de soldadura de recargue

En cuanto a la tecnología de soldadura, se pretende que el equipo sea lo más versátil posible, pudiendo aplicar la mayor cantidad de tipos de soldadura presentados en el primer apartado de este proyecto.

Sin embargo, considerando la gran aceptación del rubro agrícola hacia los recargues mediante soldadura oxiacetilénica y al ser esta una de las tecnologías que puede presentar mayor dificultad para ser automatizada, se decide tomarla como referencia para el diseño.



Figura 2-1: Equipo de soldadura oxiacetilénica. [Fuente:Sergio Buezo Fragueiro blogspot]

De este modo, se puede asegurar que la correcta implementación de este método de recargue permitirá luego adoptar cualquiera de los demás, sin mayores inconvenientes. Además, se evitarán complicaciones en cuanto a la aceptación de los talleres metalúrgicos en la introducción de la tecnología desarrollada en este proyecto, teniendo en cuenta la similitud con el método actual.

2.4. Características de los consumibles de soldadura

Debido a la pretensión de lograr un diseño de máquina capaz de utilizar variadas tecnologías de soldadura, se deberá contar con información en cuanto a los consumibles más utilizados para definir correctamente la alimentación del material de aporte en el proceso de diseño.

En el recargue mediante soldadura autógena, según lo comentado por los propios encargados de los talleres metalúrgicos, se suelen utilizar varillas tubulares de un diámetro que va desde los 3 mm a los 7,2 mm, con un largo que puede ser de 350 mm

hasta 1000 mm. En general, estos materiales de aporte están compuestos principalmente de elementos formadores de carburos como son, por ejemplo, el cromo y el tungsteno, que brindan la elevada dureza superficial requerida (Para mayor información sobre los materiales de aporte, ver anexo D y E).

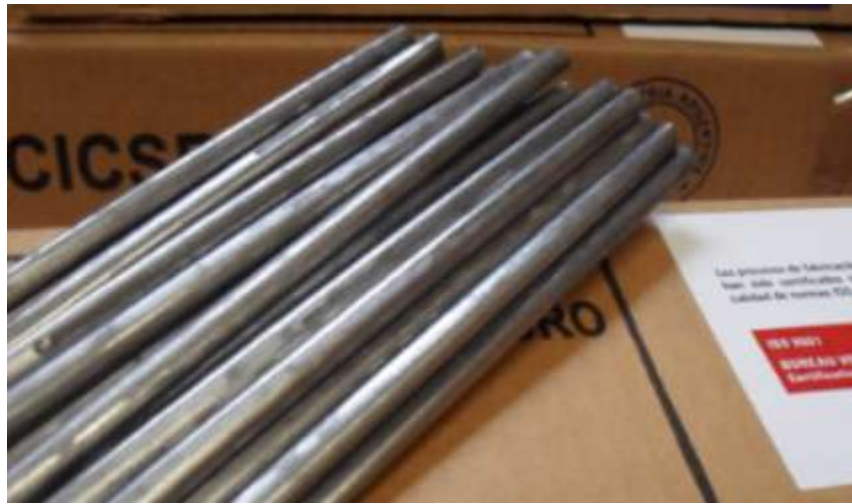


Figura 2-2: Varilla tubular de aporte duro Cromo1000. [Fuente: Compañía Industrial Casilda]

En el recargue mediante soldadura FCAW, GMAW o GTAW, se suelen utilizar alambres de variadas composiciones que presentan un diámetro que varía entre 0,8 a 3,2 mm, aproximadamente. Para este tipo de tecnología de soldadura existen de los más variados tipos de alambres continuos, que se presentan enrollados en forma de bobina y responden a múltiples aplicaciones.

		
CAVITALLOY Alambre con núcleo metálico blindado con gas para superficies resistentes a la cavitación, la corrosión y la erosión.	NÚCLEO CROMADO 417 4Cu-G Alambre tubular para revestimiento duro y reconstitución de arco metálico protegido con gas	NÚCLEO CROMADO 417 4Cu-S Alambre tubular de acero inoxidable para revestimiento de arco sumergido
Solicitud de cotización Añadir a comparar	Solicitud de cotización Añadir a comparar	Solicitud de cotización Añadir a comparar
		
STELLOY 1-G Alambre tubular a base de cobalto para revestimiento duro por arco metálico protegido con gas	STELLOY 12-G Alambre tubular a base de cobalto para revestimiento duro por arco metálico protegido con gas	STELLOY 190-G Alambre tubular a base de cobalto para revestimiento duro por arco metálico protegido con gas
Solicitud de cotización Añadir a comparar	Solicitud de cotización Añadir a comparar	Solicitud de cotización Añadir a comparar

Figura 2-3: Bobinas de alambre para revestimiento duro. [Fuente: Welding Alloys]

En base a la información recolectada se realizará el diseño del alimentador de material de aporte de la máquina automática de recargue.

2.5. Ancho y espesor del revestimiento

El proceso de recargue de tornillos sin fin puede ser muy variado debido a las diferentes geometrías que presentan estos dispositivos según el fabricante, la maquinaria que equipan, entre otras cuestiones. Aunque el proceso también puede variar según los requerimientos de los clientes, como se mencionó en secciones anteriores.

Los contratistas rurales o fabricantes de maquinaria, optan por recargar sus sinfines de diversas maneras. Algunos prefieren realizar el revestimiento total del ala y otros prefieren hacerlo de manera parcial, recargando sólo una parte exterior de la hélice.



Figura 2-4: Revestimiento total de la hélice. [Fuente: Propato Cementados]



Figura 2-5: *Revestimiento parcial de la hélice. [Fuente: Cementados Río Tercero]*

Según comentarios de los propios colaboradores de los talleres metalúrgicos, en los casos que se solicita un recargue total, se suelen realizar pasadas de aporte de 40mm de ancho, por 2 o 3 mm de espesor aproximadamente, multiplicando el número de pasadas hasta lograr la cobertura total del ala. En general se realiza de esta manera debido a que, al intentar aumentar el ancho del revestimiento para completar el proceso en una única pasada, se pierde temperatura del material base y la calidad del aporte se ve seriamente disminuída, corriendo riesgos de desprendimiento de material.

En este texto se pueden interpretar dos cuestiones sumamente importantes para el diseño de un equipo eficiente y preciso, que logre recargues de calidad y según las necesidades de los clientes.

En primer lugar, se identifica la necesidad de una regulación del ancho de pasada del aporte que permita a los colaboradores del taller metalúrgico ajustar la máquina según las necesidades de los clientes. Se espera poder realizar un ajuste que vaya de un mínimo de aproximadamente 20 mm, a la totalidad del ala.

En segundo lugar, surge la necesidad de crear un sistema de recargue que, en caso de que se necesite realizar un aporte total de la hélice, se pueda lograr en una única pasada disminuyendo considerablemente los tiempos de producción, aumentando la eficiencia del proceso.

Por último, respecto al espesor de pasada, cabe mencionar que según el estado del sinfín, se deberán realizar capas de aporte de mayor o menor espesor, de entre 1 y 3 mm aproximadamente, esperando que la diferencia entre espesor del material depositado respecto del espesor deseado, no exceda los 0.5mm, siendo esta siempre positiva (en exceso) asegurando una capa de aporte mínima. Por esto es que la máquina deberá contar con un riguroso control del avance tanto del pico soldador como del material de aporte.

2.6. Higiene y seguridad del proceso

Los procesos actuales de recargue duro de tornillos sinfín presentan importantes falencias en cuanto a la higiene y seguridad de los trabajadores. Por empezar, suelen trabajar en altura para posicionar estos dispositivos para ser recargados, como muestra la siguiente figura.



Figura 2-6: Posicionamiento del tornillo sin fin. [Fuente: Propia - Acorazados Santa Clara]

Luego, durante el recargue, se encuentran expuestos a radiación debido a la presencia de la llama a alta temperatura, gases tóxicos propios del proceso de soldadura y trabajo en altura para poder revestir la longitud total del dispositivo de transporte. Siendo los riesgos laborales muy altos cuando la tarea se vuelve cotidiana.



Figura 2-7: *Proceso semi-automático de recargue duro. [Fuente: Propia - Acorazados Santa Clara]*

Uno de los objetivos de este proyecto radica en disminuir al máximo posible los riesgos del proceso, encuadrándolos dentro del marco reglamentario que establece la ley de Higiene y Seguridad Laboral, 19.587, de nuestro país.

Para lograr el cometido se propone un proceso totalmente automatizado donde el trabajador sólo deba colocar y retirar de manera segura el sinfín, y encontrarse alerta para actuar en posibles inconvenientes que puedan suceder durante la tarea. Siendo resguardados de la radiación y los gases tóxicos inherentes del proceso.

3. Desarrollo de la máquina

En el proceso de diseño y desarrollo de una máquina automática para recargar sinfines agrícolas, uno de los pasos críticos es la generación y evaluación de diferentes propuestas conceptuales. Este capítulo se dedica a presentar diseños conceptuales distintos de la máquina, cada uno de los cuales abordan la tarea de recargue de manera diferente. El objetivo es analizar la viabilidad de estas propuestas y seleccionar la que se considera más adecuada, calculando en criterios técnicos, eficiencia operativa y adaptabilidad a las necesidades detectadas en el sector agrícola.

Las tres propuestas presentadas en este capítulo varían en la posición del tornillo sinfín en el momento de ser recargado y en el método empleado para provocar su movimiento. Cada diseño ofrece enfoques únicos para abordar el desafío del recargue de sinfines agrícolas y se someterá a una evaluación exhaustiva para determinar su idoneidad.

El análisis y la selección de la propuesta más adecuada son fundamentales para garantizar que la máquina final cumpla con los estándares de calidad, eficiencia y versatilidad requeridos por los usuarios en el rubro agrícola. Cada propuesta será evaluada de manera imparcial y rigurosa, y se tomarán decisiones basadas en criterios técnicos sólidos y las necesidades identificadas en los capítulos anteriores.

3.1. Ingeniería básica

Se presentan tres propuestas de máquina automática de recargue duro por soldadura para sinfines agrícolas, que buscan cubrir las necesidades presentadas en capítulos anteriores, sorteando las dificultades de falta de mano de obra especializada, de seguridad e higiene de los trabajadores, a la vez que buscan aumentar considerablemente la producción logrando una alta calidad y reproducibilidad de los recubrimientos.

3.1.1. Propuesta 1 - Máquina automática de recargue horizontal de sinfín estático

Esta propuesta coloca al tornillo sin fin de manera horizontal al momento de recubrirlo con material de alta dureza. La máquina presenta un sistema de accionamiento del giro del sinfín similar a un torno horizontal convencional, que se controla electrónicamente para lograr la precisión requerida para realizar el recargue duro. El dispositivo se sujeta a un plato de mordazas giratorio en un extremo y en el otro, se coloca un soporte regulable y desplazable capaz de adaptarse a las diferentes longitudes de los sinfines. Adyacente al tornillo sin fin, se coloca una especie de mesa con rieles sobre la cual se desplaza el carro soldador que soporta al sistema de soldadura y permite recargar el ala del sinfín según los requerimientos del cliente.

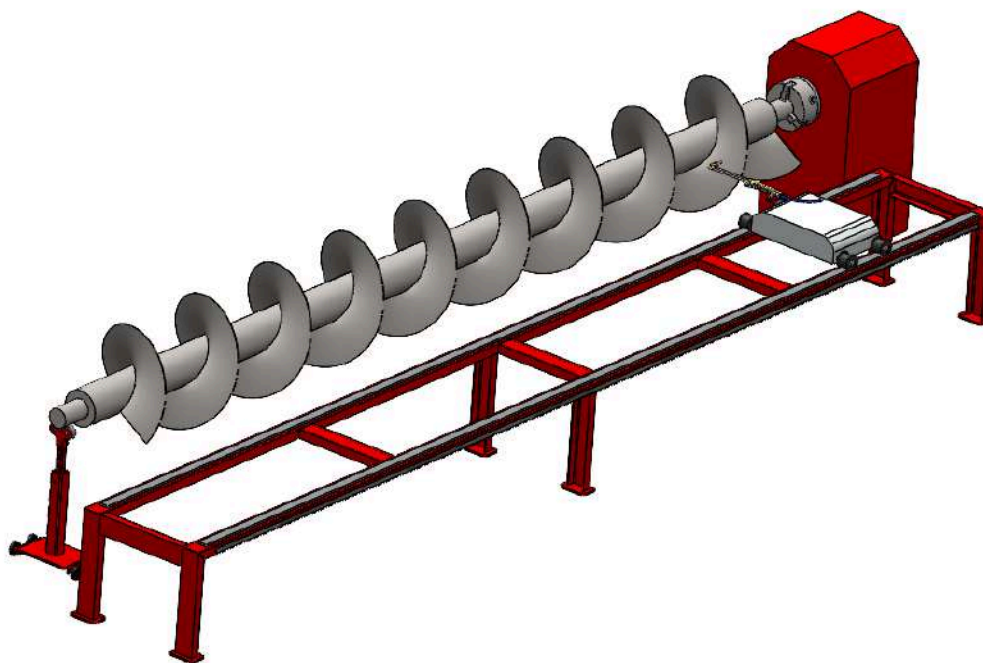


Figura 3-1: Equipo automático de aporte con soldadura tipo SAW. [Fuente:Propia]

Lógicamente esta propuesta requiere de un control electrónico fino, que permita asegurar un recargue de material homogéneo y del espesor deseado sobre la hélice del sinfín.

3.1.2. Propuesta 2 - Máquina automática de recargue horizontal de sinfín dinámico

En este diseño de máquina, el sinfín se dispone nuevamente de manera horizontal solo que, en este caso, este último realiza el giro y avance simultáneos al momento del recargue. De este modo, se puede mantener de manera estática el equipo de soldadura, en un lugar completamente definido.

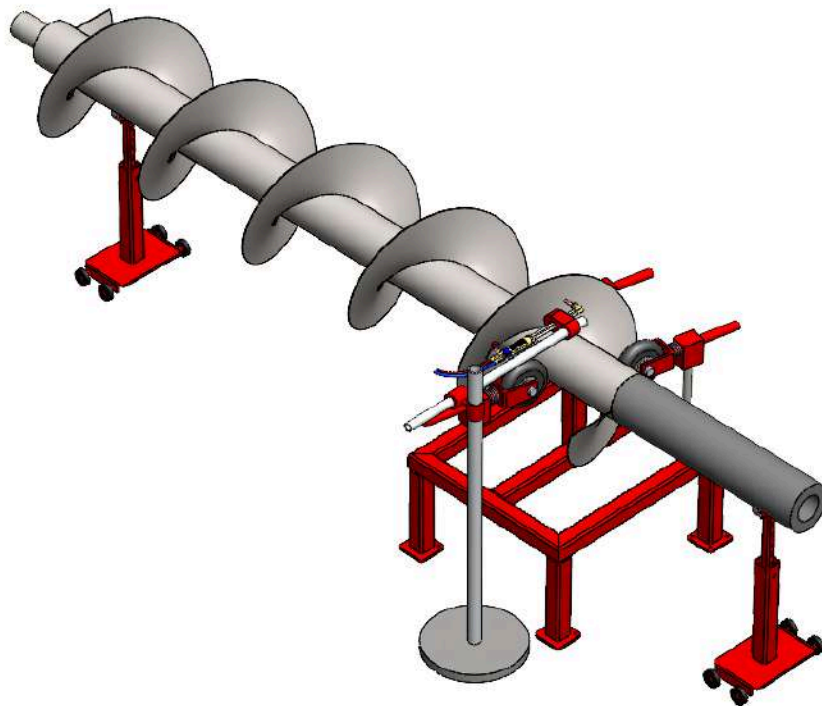


Figura 3-2: Diseño conceptual de la máquina de recargue duro horizontal de sinfín dinámico.

[Fuente: Propia]

Como se puede observar, el diseño se compone de un trío de ruedas dispuestas en un ángulo definido respecto del eje principal del tornillo sin fin, ubicadas dos de un lado del tornillo y una del otro, en formato de zig zag, sobre un bastidor.

La rueda que se ubica en solitario cuenta con un elemento motor asociado que contribuye a su propio giro. Las ruedas restantes presentan un sistema de regulación

que permite adaptar su ubicación a los distintos diámetros de eje de los sinfines, logrando el ajuste contra el caño. Luego, gracias al movimiento giratorio de la rueda motora y la fricción generada por el ajuste brindado por las ruedas impulsadas del sistema, se provoca el giro del sinfín que, a su vez, ocasiona el avance del mismo para ser soldado.

Al avanzar y girar el sinfín, el equipo de soldadura se encontrará estático durante el proceso de recargue, lo que facilita la deposición del revestimiento duro.

3.1.3. Propuesta 3 - Máquina automática de recargue angular de sinfín y carro dinámicos

Esta propuesta se acerca de algún modo a lo que se realiza actualmente en los talleres metalúrgicos de recargue duro por soldadura de sinfines. En este diseño, el sinfín se coloca en un ángulo determinado que favorece la deposición del material sobre el ala del tornillo, similar a lo que muestran las figuras 1-12 y 1-13.

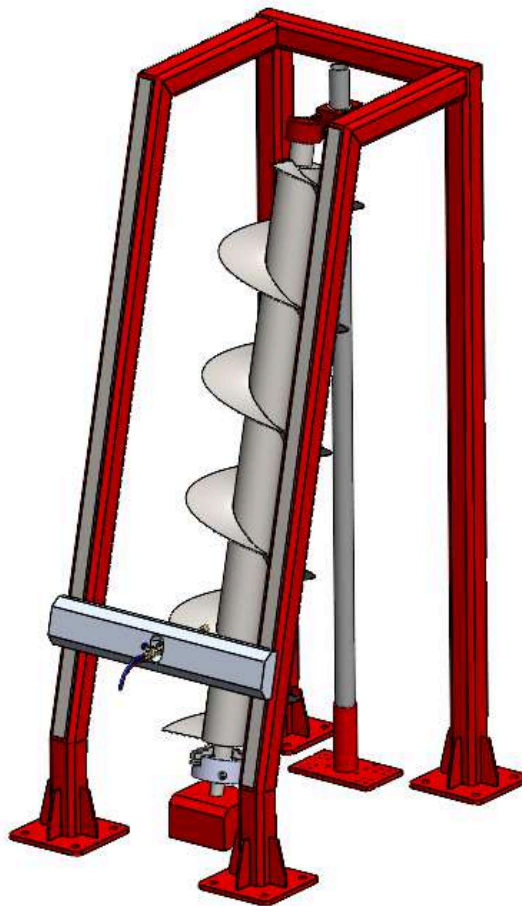


Figura 3-3: *Diseño conceptual de la máquina de recargue duro angular de sinfín y carro dinámicos. [Fuente: Propia]*

En dicha máquina, el sinfín realiza el movimiento giratorio comandado por una especie de husillo que cuenta con un plato de mordazas. El movimiento lineal lo realiza el carro

soldador, que se mueve sobre un conjunto de guías que se encuentran dispuestas al mismo ángulo al que se desea recargar el dispositivo. Conjugando ambos movimientos, se logra cubrir la totalidad de la longitud del sinfín.

3.2. Análisis y selección

En esta sección crítica del proyecto, se aborda el análisis y la selección de la propuesta más adecuada para la máquina automática de recargue de sinfines agrícolas. Después de un proceso de diseño creativo, se han generado tres propuestas conceptuales que representan enfoques diferentes para abordar el desafío de automatizar el recargue duro de sinfines. El objetivo primordial de esta sección es evaluar y comparar estas propuestas en función de criterios técnicos, operativos, de seguridad y eficiencia para determinar cuál de ellas es la más idónea para cumplir con los objetivos del proyecto.

3.2.1. Criterios de selección

En esta sección se presentan una serie de criterios establecidos en base a los objetivos que desea cumplir el desarrollo de este proyecto, con una ponderación asociada que permite destacar aquellos criterios que presentan mayor relevancia para el desarrollo del equipo de recargue de tornillos sin fin. Luego, se valora en una escala de 1 a 3 la respuesta de la propuesta de solución respecto de cada uno de los criterios, siendo 1 cuando la respuesta no es adecuada, 2 cuando la misma es aceptable y 3 cuando cumple exactamente con lo requerido. Finalmente, al sumar el resultado de la multiplicación del valor de ponderación y el valor de 1 a 3 definido para el criterio y la propuesta específica, se obtiene la valoración total de la solución. La que obtenga el mayor puntaje será la solución más adecuada para llevar adelante la ingeniería de detalle.

Los criterios definidos se presentan numerados a continuación en orden decreciente de importancia.

1. Factibilidad de la propuesta.
2. Calidad del recargue.

3. Productividad del equipo.
4. Aplicabilidad de la tecnología de soldadura oxiacetilénica.
5. Versatilidad de la propuesta para recargar sinfines de dimensiones variadas.
6. Regulación del equipo.
7. Costo de la solución.
8. Riesgos de accidentes y/o enfermedades laborales.
9. Modularidad del diseño.
10. Tiempos muertos del proceso
11. Aceptación por parte del mercado.

En la siguiente tabla se pueden observar los 11 criterios previamente definidos con el valor de ponderación asociado que permite diferenciar la importancia de cada uno de ellos.

Tabla 3-1: Criterios para la selección de la propuesta adecuada y valoración asociada. [Fuente: Propia]

NUMERACIÓN	CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE LA PROPUESTA ADECUADA	PONDERACIÓN
1	Factibilidad de la propuesta	5
2	Calidad del recargue	5
3	Productividad del equipo	5
4	Aplicabilidad de la tecnología de soldadura oxiacetilénica	5
5	Versatilidad de la propuesta para recargar sinfines de dimensiones variadas	5
6	Regulación del equipo	4
7	Costo de la solución	4
8	Riesgos de accidentes y/o enfermedades laborales	4
9	Modularidad del diseño	3
10	Tiempos muertos del proceso	3
11	Aceptación por parte del mercado	3

Además, se define una clasificación acorde a cada uno de los criterios definidos para valorar cada una de las propuestas, como se mencionó anteriormente.

Tabla 3-2: Criterios para la selección de la propuesta adecuada y clasificación asociada.

[Fuente: Propia]

CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE LA PROPUESTA ADECUADA	CLASIFICACIÓN		
	1	2	3
<i>Factibilidad de la propuesta</i>	Baja	Media	Alta
<i>Calidad del recargue</i>	Baja	Media	Alta
<i>Productividad del equipo</i>	Baja	Aceptable	Alta
<i>Aplicabilidad de la tecnología de soldadura oxiacetilénica</i>	Baja	Media	Alta
<i>Versatilidad de la propuesta para recargar sinfines de dimensiones variadas</i>	Baja	Media	Alta
<i>Regulación del equipo</i>	Compleja	Aceptable	Sencilla
<i>Costo de la solución</i>	Alto	Medio	Bajo
<i>Riesgos de accidentes y/o enfermedades laborales</i>	Alto	Medio	Bajo
<i>Modularidad del diseño</i>	Baja	Media	Alta
<i>Tiempos muertos del proceso</i>	Bajo	Medio	Alto
<i>Aceptación por parte del mercado</i>	Baja	Media	Alta

En las siguientes secciones se realiza la valoración de cada una de las propuestas en base a los criterios definidos y se realiza una breve explicación textual que acompaña a dicha valoración.

3.2.2. Propuesta 1

La primera propuesta presenta un diseño simple y modular, que permite una sencilla instalación de la máquina en prácticamente la totalidad de los galpones donde se desarrollan las empresas metalúrgicas, sin la necesidad de realizar modificaciones en el lugar de trabajo. La máquina se puede desarrollar en un área estimada de 4000 mm x 2000 mm, sin requerir de espacios adicionales para procesar el tamaño de sinfines pretendido.

Según el diseño del equipo, no existen riesgos de sufrir accidentes laborales durante la puesta a punto ya que el sinfín se coloca en una zona fácilmente accesible y a una altura prudente. Además, la máquina puede ser recubierta con una carcasa que evite la exposición a alta temperatura y equipada con un sistema de extracción de humos, para evitar la inhalación de gases tóxicos. Por esto es que se puede afirmar que el equipo cumple con los requisitos mínimos de seguridad, eliminando el trabajo en altura y la exposición a alta temperatura y gases tóxicos.

La gran desventaja de este diseño radica en el control de la soldadura de recargue. Al tratarse de un recargue por medio de soldadura oxiacetilénica, es muy importante considerar la dirección y el sentido de actuación de la fuerza gravitatoria durante el proceso ya que, con este tipo de soldadura, el baño líquido ("pileta") que se produce durante el soldado, ocupa un tiempo prudencial antes de su solidificación y se vuelve propenso a sufrir escurrimiento. El disponer del tornillo sin fin de manera horizontal dificulta la adherencia del revestimiento y favorece el chorreado del baño de soldadura, debido a que este último no encuentra una superficie sobre la cual yacer (respaldo), que contrarreste los efectos de la gravedad. Este inconveniente dificulta la obtención de recargues homogéneos y con un espesor de capa definido, acotado en +0.5 mm.

En resumen, si bien el diseño del equipo presenta ventajas en términos de instalación y seguridad laboral, se contrapone con uno de los objetivos principales del proyecto, de obtener recargues de alta calidad que aseguren una diferencia máxima de +0.5 mm con el espesor de capa deseado. Esta desventaja debe evaluarse durante el proceso de selección de la propuesta más adecuada.

A continuación se presenta una tabla resumen con la valoración de la propuesta de solución 1.

Tabla 3-3: Valoración de la propuesta 1 según los 11 criterios establecidos. [Fuente: Propia]

CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE LA PROPUESTA ADECUADA	PROPUESTA 1
<i>Factibilidad de la propuesta</i>	3
<i>Calidad del recargue</i>	1
<i>Productividad del equipo</i>	3
<i>Aplicabilidad de la tecnología de soldadura oxiacetilénica</i>	1
<i>Versatilidad de la propuesta para recargar sinfines de dimensiones variadas</i>	3
<i>Regulación del equipo</i>	2
<i>Costo de la solución</i>	2
<i>Riesgos de accidentes y/o enfermedades laborales</i>	3
<i>Modularidad del diseño</i>	3
<i>Tiempos muertos del proceso</i>	2
<i>Aceptación por parte del mercado</i>	2

3.2.3. Propuesta 2

La propuesta 2 se destaca por su diseño modular, su sencilla instalación y su seguridad durante la colocación del sinfín para iniciar el proceso. La ventaja principal radica en que el soldador no necesita de una escalera ni debe realizar esfuerzos incómodos para montar el sinfín en la máquina. Además, este diseño se caracteriza por contar con un conjunto de ruedas que comanda tanto el movimiento giratorio como el lineal del tornillo sinfín, permitiendo mantener el equipo de soldadura en una posición estática. Este es uno de los puntos fuertes del diseño.

Otro aspecto positivo de esta propuesta es su capacidad para recargar sinfines de gran longitud, incluso por encima de las especificaciones del proyecto. Sin embargo, esta ventaja se contrapone con la necesidad de contar con un espacio de trabajo que sea al menos el doble de largo que el dispositivo a recargar. Por ejemplo, para revestir un sinfín de 3500 mm de longitud, se requeriría un espacio de trabajo de al menos 7000 mm de longitud, lo que podría ser problemático para talleres metalúrgicos pequeños con espacio limitado.

Además, se debe considerar la necesidad de fabricar numerosos caños de extensión con dimensiones similares al eje del tornillo sin fin para recargar los extremos de la hélice de manera efectiva.

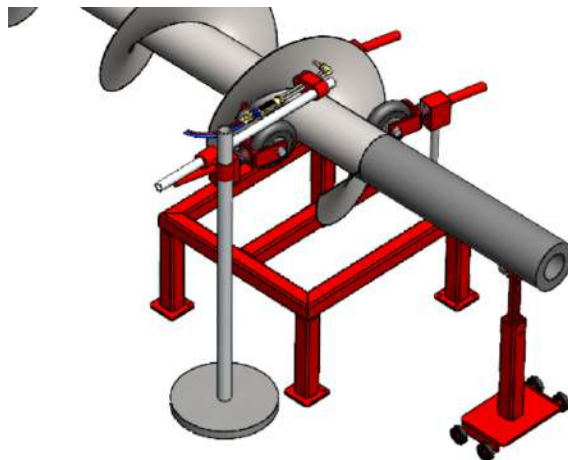


Figura 3-4: *Diseño conceptual de la máquina de recarga duro angular de sinfín y carro dinámicos. [Fuente:Propia]*

Un desafío significativo de este diseño es la complejidad de la puesta a punto, que varía según las dimensiones de los tornillos sin fin a recargar. Ajustar los ángulos y las fuerzas de las ruedas que controlan el giro y el avance del sinfín es necesario para evitar colisiones con la hélice. El ancho de las ruedas limita la posibilidad de recargar tornillos helicoidales con paso estrecho.

Finalmente, al igual que en la propuesta 1, el recargue con el tornillo sin fin en posición horizontal plantea desafíos en la obtención de un recargue completamente homogéneo, ya que el baño de soldadura tiende a escurrirse debido a la falta de respaldo del metal base para contrarrestar los efectos de la gravedad durante la deposición.

En resumen, la propuesta 2 presenta ventajas en términos de costo, capacidad para recargar dispositivos de longitud considerable y la posición estática de la soldadura. Sin embargo, enfrenta desafíos relacionados con la adaptabilidad a diferentes dimensiones de dispositivos, la complejidad de la puesta a punto y la posibilidad de escurrimiento del metal de aporte durante el proceso de recargue. Estos aspectos deben ser evaluados cuidadosamente en el proceso de selección de la propuesta más adecuada.

A continuación se presenta una tabla resumen con la valoración de la propuesta de solución 2.

Tabla 3-4: Valoración de la propuesta 2 según los 11 criterios establecidos. [Fuente: Propia]

CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE LA PROPUESTA ADECUADA	PROPUESTA 2
<i>Factibilidad de la propuesta</i>	2
<i>Calidad del recargue</i>	1
<i>Productividad del equipo</i>	3
<i>Aplicabilidad de la tecnología de soldadura oxiacetilénica</i>	1
<i>Versatilidad de la propuesta para recargar sinfines de dimensiones variadas</i>	2
<i>Regulación del equipo</i>	1
<i>Costo de la solución</i>	3
<i>Riesgos de accidentes y/o enfermedades laborales</i>	3
<i>Modularidad del diseño</i>	3
<i>Tiempos muertos del proceso</i>	2
<i>Aceptación por parte del mercado</i>	2

3.2.4. Propuesta 3

La propuesta 3 presenta un diseño modular que permite su sencilla instalación, aunque, a diferencia de las anteriores, presenta un diseño más complejo y costoso.

En este diseño de máquina, el trabajador debe utilizar una escalera y realizar cierto esfuerzo para colocar el tornillo sin fin en su posición para comenzar el proceso de recargue. Esto es una evidente desventaja respecto de las propuestas anteriores, debido a los riesgos a los que se exponen los trabajadores. Sin mencionar la pérdida de productividad por la complejidad de la puesta a punto.

Sin embargo, el equipo permite colocar en un ángulo aproximado de 75° a los sinfines para su proceso de revestimiento, cuestión que permite una correcta deposición de material duro sobre la hélice. Al ubicar de este modo el dispositivo, la hélice queda prácticamente horizontal (paralela al suelo) y, por ende, perpendicular a la gravedad, lo que permite que el metal base de la hélice actúe de respaldo del baño líquido de soldadura y se pueda depositar el aporte con total precisión, evitando el escurrimiento. De esta manera, es posible obtener la precisión requerida para lograr recargues de alta calidad que presenten una rigurosa homogeneidad, con un error dentro de los 0.5mm en exceso en el espesor de capa.

Se debe tener en cuenta que de la precisión en el soldado que puede obtenerse con esta máquina, depende la rigidez estructural del diseño, así como también el correcto control electrónico de los motores que comandan el plato giratorio y el carro soldador.

A continuación se presenta una tabla resumen con la valoración de la propuesta de solución 3.

Tabla 3-5: Valoración de la propuesta 3 según los 11 criterios establecidos. [Fuente: Propia]

CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE LA PROPUESTA ADECUADA	PROPUESTA 3
<i>Factibilidad de la propuesta</i>	3
<i>Calidad del recargue</i>	3
<i>Productividad del equipo</i>	3
<i>Aplicabilidad de la tecnología de soldadura oxiacetilénica</i>	3
<i>Versatilidad de la propuesta para recargar sinfines de dimensiones variadas</i>	3
<i>Regulación del equipo</i>	2
<i>Costo de la solución</i>	1
<i>Riesgos de accidentes y/o enfermedades laborales</i>	2
<i>Modularidad del diseño</i>	2
<i>Tiempos muertos del proceso</i>	1
<i>Aceptación por parte del mercado</i>	3

3.2.5. Selección de la propuesta a desarrollar

En base al análisis individual realizado, se procede a realizar un estudio general de las propuestas y a comparar la valoración de cada una de las ventajas y desventajas halladas con el objetivo de seleccionar el diseño que más se ajuste a la solución esperada.

Por un lado, contamos con dos diseños que cumplen de manera destacada con el objetivo de garantizar la seguridad en el proceso, al evitar el trabajo en altura y la realización de esfuerzos significativos para la colocación del tornillo sin fin en posición de trabajo. Sin embargo, estos diseños presentan serios desafíos en cuanto a la precisión del recargue duro sobre la hélice del dispositivo.

Por otro lado, disponemos de un diseño que cumple rigurosamente con los estándares de calidad exigidos para el recargue de los sinfines. No obstante, este diseño plantea ciertos inconvenientes relacionados con la seguridad de los trabajadores durante la puesta a punto del equipo, en particular, con la colocación segura del tornillo sin fin a un ángulo de aproximadamente 75°, como se solicita en el diseño.

La experiencia de los soldadores de las empresas de recargue respalda la importancia de la disposición del sinfín en un ángulo cercano al recto respecto del suelo. Esta disposición resulta crucial para lograr un revestimiento homogéneo sobre la superficie del sinfín, lo que asegura una capa de espesor prácticamente constante y una calidad superficial aceptable. Este factor es esencial para evitar desequilibrios significativos en los sinfines y prevenir las roturas de granos durante su funcionamiento.

Considerando estos aspectos y la relevancia de cumplir con los estándares de calidad y seguridad, la **Propuesta 3** se destaca como la elección más adecuada. A pesar de sus desafíos en cuanto a la seguridad durante la puesta a punto, su capacidad para garantizar la calidad del recargue y su adhesión a los requerimientos de diseño son esenciales para el éxito del proyecto.

En consecuencia, se decide seleccionar la Propuesta 3 como la solución óptima para el diseño de la máquina de recargue duro automático de sinfines agrícolas, tomando el compromiso de mejorar el diseño para lograr una utilización segura del equipo.

Debajo se presenta una nueva tabla que resume los resultados obtenidos en las tablas 3-3, 3-4 y 3-5, y justifica la elección de la propuesta 3 como la solución más adecuada para continuar con el proceso de diseño.

Tabla 3-6: Resumen de la valoración obtenida para cada una de las propuestas de solución.

[Fuente: Propia].

NUMERACIÓN	CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE LA PROPUESTA ADECUADA	PROPUESTA 1	PROPUESTA 2	PROPUESTA 3
1	Factibilidad de la propuesta	15	10	15
2	Calidad del recargue	5	5	15
3	Productividad del equipo	15	15	15
4	Aplicabilidad de la tecnología de soldadura oxiacetilénica	5	5	15
5	Versatilidad de la propuesta para recargar sinfines de dimensiones variadas	15	10	15
6	Regulación del equipo	8	4	8
7	Costo de la solución	8	12	4
8	Riesgos de accidentes y/o enfermedades laborales	12	12	8
9	Modularidad del diseño	9	9	6
10	Tiempos muertos del proceso	6	6	3
11	Aceptación por parte del mercado	6	6	9
SUMA		104	94	113

Este diseño avanzará en su ingeniería de detalle en secciones posteriores de este proyecto, con el compromiso de cumplir con los estándares de calidad y seguridad necesarios para satisfacer las demandas de las empresas metalúrgicas y contratistas rurales en la industria agrícola.

3.3. Ingeniería de detalle

En esta etapa crucial del proyecto, se procede a realizar el proceso de ingeniería de detalle, donde se definirá con mayor precisión el diseño de la máquina de recargue duro automático de sinfines agrícolas. En definitiva, se definen los subconjuntos que compondrán la máquina, definiendo meticulosamente las geometrías finales de las piezas, realizando cálculos precisos y verificaciones a través del software Solidworks (ver anexo A), y finalmente, presentando los planos de detalle (ver anexo F) que materializan la visión del proyecto. Este proceso representa un paso fundamental hacia la concreción de una solución de alta calidad y eficiencia para atender a las necesidades de la industria del recargue duro.

3.3.1. Máquina automática de recargue angular de sinfín y carro dinámicos

La máquina automática de recargue de sinfines agrícolas se compone de 5 conjuntos principales, que se detallan a continuación.

- Conjunto 01 - Estructura principal.
- Conjunto 02 - Husillo basculante.
- Conjunto 03 - Sistema de posicionamiento del sinfin.
- Conjunto 04 - Carro soldador.
- Conjunto 05 - Sistema de accionamiento del carro soldador.

En la figura próxima se puede observar la recargadora automática de tornillos sinfín de transporte con cada uno de sus conjuntos señalados.

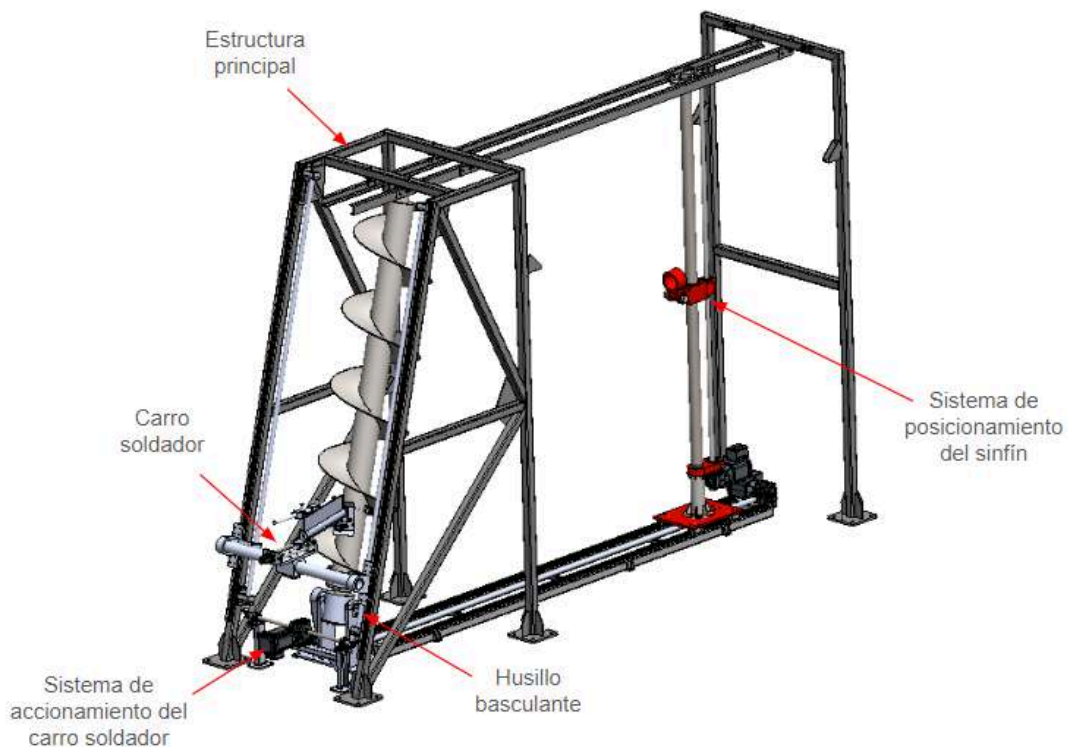


Figura 3-5: Conjuntos de la máquina de recargue automático. [Fuente:Propia]

En los siguientes apartados se realiza un análisis detallado de cada uno de los subconjuntos que componen la máquina, donde se explica la funcionalidad de cada una de las partes, se presentan los resultados principales de los cálculos de dimensionamiento de las mismas y la selección de los componentes comerciales involucrados.

3.3.1.1. Conjunto 01 - Estructura principal

La estructura principal de la máquina recargadora de sinfines está formada por dos estructuras, una denominada “estructura delantera” y la otra “trasera”. Ambas estructuras constan de una serie de tubos estructurales de sección cuadrada de 80 mm de lado x 8 mm de pared, soldados entre sí y reforzados en las zonas de sus vinculaciones.

El conjunto presenta unas dimensiones totales de 6 m de largo, 1,8 m de ancho y 4 m de alto, que permiten procesar sinfines de hasta 750 mm de diámetro y 3500 mm de largo, aproximadamente.

La estructura delantera alberga, sobre su superficie a 75° respecto del suelo, a las guías lineales sobre las que se desplazará el carro soldador del equipo. Por lo que es importante establecer el correcto paralelismo y planitud de la superficie mencionada. Para ello se hace utilización de dos planchuelas de material SAE 1010 de 2” x 1 ½” que se soldarán al tubo inclinado y se mecanizarán según establece el plano de definición asociado (Ver Anexo F - Plano 01/01).

El conjunto cuenta también con dos perfiles tipo C de 80mm que, además de hacer las veces de riel para el carro soporte que vincula la estructura con la columna móvil, actúa de viga brindando rigidez al conjunto soldado. Se puede observar lo mencionado en la figura a continuación.



Figura 3-6: Conjunto 01 - Estructura principal. [Fuente:Propia]

Esta estructura se vincula al suelo mediante anclaje químico con una varilla roscada de M20 x 200mm.

3.3.1.2. Conjunto 02 - Husillo basculante

La función principal del husillo basculante es permitir la sencilla colocación y posicionamiento del sinfín en su posición de trabajo, así como también controlar con gran precisión el giro del dispositivo al momento del recargue.

Para cumplir con este objetivo se diseña un husillo que puede realizar un movimiento de pivot desde aproximadamente 0° a los 75° establecidos como la posición de trabajo, que presenta un plato de 3 mordazas para vincular el dispositivo a recargar de manera ágil y sencilla desde su punta de eje.

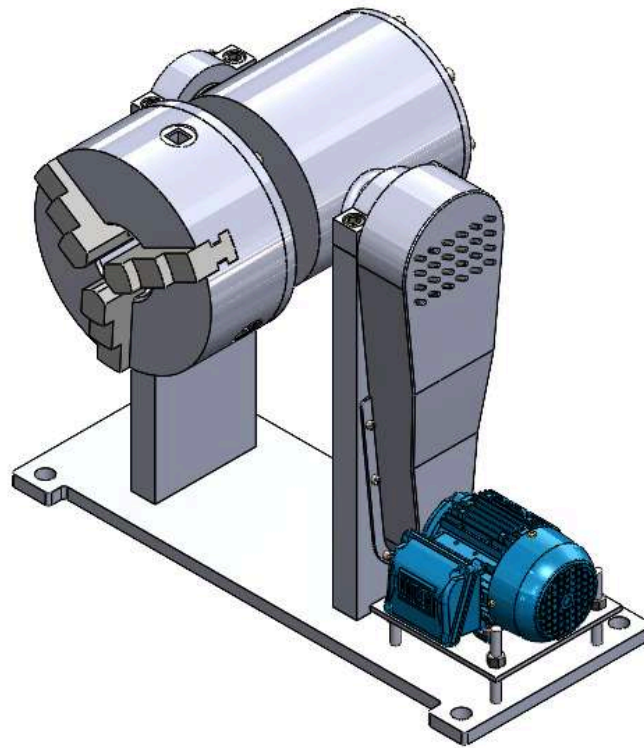


Figura 3-7: Conjunto 02 - Husillo basculante. [Fuente:Propia]

Este conjunto cuenta con un sistema de transmisión a cadena para provocar el giro de lo que se denomina el eje secundario que, luego, a través de un sistema de engranajes, ocasiona el giro del eje husillo o principal. Estas transmisiones provocan la reducción de la velocidad de giro del motor, permitiendo obtener una gran precisión en el control del movimiento dominando la frecuencia del motor eléctrico utilizado.

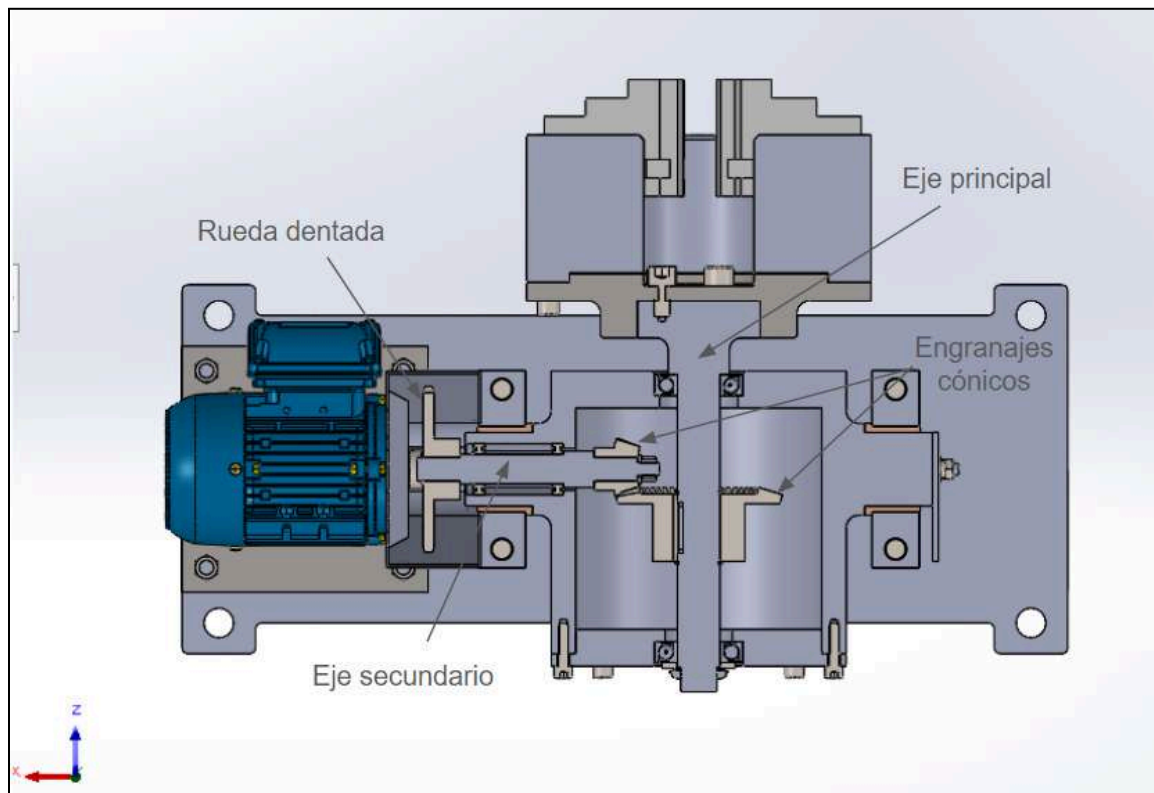


Figura 3-8: Conjunto husillo basculante en corte. [Fuente:Propia]

Se decide utilizar una transmisión a cadena y no acoplar el motor directamente sobre el eje principal para lograr un mayor aprovechamiento del espacio.

Por lo tanto, se selecciona una transmisión a cadena con un índice de reducción de 2:1, constituida por un piñón de 17 dientes acoplado directamente sobre el eje del motor y una corona de 34 dientes vinculada al eje secundario. Para la correcta definición de la transmisión se siguieron los pasos recomendados por la bibliografía “Diseño de elementos de máquinas” de Robert L. Mott [2]. Para conocer con mayor precisión las fases del diseño revisar el anexo A del documento.

Luego, el eje secundario cuenta con un piñón cónico de dientes rectos de módulo $M = 3$ de 15 dientes que se acopla con su similar de 45 dientes, provocando el giro del eje principal y, por ende, del tornillo sin fin de transporte a recargar. Esta transmisión representa una reducción de velocidad de 1:3.

En resumen, mediante las transmisiones aplicadas en el conjunto se logra una relación de velocidad entre el eje del husillo y el eje del motor de 1:6. Por lo tanto, si el motor en régimen normal presenta una velocidad de 1500 rpm, el sinfín girará a 250 rpm.

De todos modos, el motor eléctrico correspondiente a este conjunto se encontrará comandado por un variador de frecuencia que controlará su giro, llevando a la velocidad angular del sinfín al orden de los $10^\circ/\text{s}$ necesarios para obtener un recargue duro homogéneo sobre la superficie de la hélice.

Por otro lado, los rodamientos que soportan el eje principal del husillo se encontrarán soportando cargas tanto axiales como radiales al momento del posicionamiento del sinfín, que varían dependiendo del ángulo α formado entre su eje principal y la horizontal. Realizando una pequeña salvedad, considerando que el sinfín se coloca en su posición de trabajo desde su posición de reposo a una velocidad muy baja de manera que se puede considerar el caso como múltiples estados estáticos, se procede a estudiar los esfuerzos generados sobre el husillo por el sinfín de mayor porte. Un diagrama de cuerpo libre de la situación se puede visualizar en la siguiente figura.

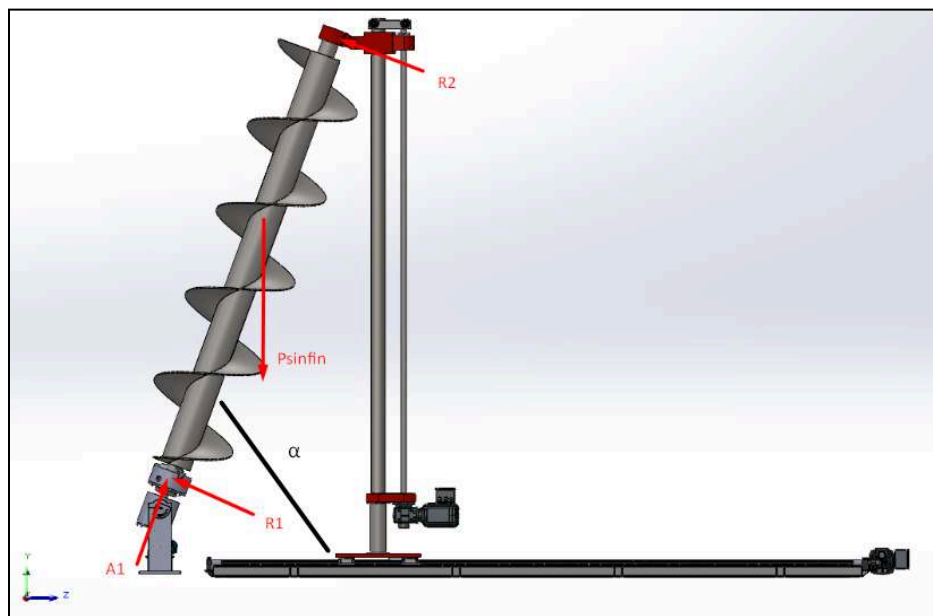


Figura 3-9: Fuerzas actuantes sobre los conjuntos “Husillo Basculante” y “Columna Móvil” con sinfín en posición de trabajo. [Fuente: propia]

Por medio de la utilización de una planilla de cálculo, se evalúan las cargas generadas por el sinfín para el rango angular de trabajo del conjunto y se consideran las máximas para realizar la verificación de los rodamientos.

Considerando que los rodamientos soportan cargas axiales y radiales, el fabricante SKF, propone la siguiente fórmula para calcular una carga equivalente para realizar la verificación. Esta carga estática equivalente se calcula a través de la siguiente fórmula.

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (3-1)$$

Donde:

- ❖ P_0 es la carga estática equivalente del rodamiento [kN].
- ❖ X_0 es el factor de carga radial del rodamiento.
- ❖ Y_0 es el factor de carga axial del rodamiento.
- ❖ F_r es la carga radial real del rodamiento [kN].
- ❖ F_a es la carga axial real del rodamiento [kN].

Los valores de X_0 e Y_0 se extraen de la ficha técnica del rodamiento, siendo 0.095 y 0.00674, respectivamente. Luego, los valores de carga radial y carga axial real a las que se someten los rodamientos se obtienen a partir del cálculo realizado en el anexo A, considerando que la carga radial total se reparte entre ambos y la carga axial total es absorbida por el rodamiento más próximo al plato de tres mordazas por su disposición de montaje. Por lo tanto, se pueden definir los valores de las fuerzas mencionadas según las siguientes ecuaciones.

$$F_r = \frac{\text{Max}(R1)}{2} \quad (3-2)$$

$$F_a = \text{Max} (A1) \quad (3-3)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones, se obtiene el valor de carga estática básica P_0 para el rodamiento más solicitado del conjunto.

$$P_0 = 0.095 * \frac{2250 \text{ N}}{2} + 0.00674 * 4346.47 \text{ N}$$

$$P_0 = 0.095 * \frac{2250 \text{ N}}{2} + 0.00674 * 4346.47 \text{ N}$$

$$P_0 = 136.17 \text{ N} = 0.13617 \text{ kN}$$

Al comparar el valor de carga estática equivalente con la capacidad de carga estática básica, podemos notar que la primera es significativamente menor que la segunda.

$$P_0 \approx 0.14 \text{ kN} < C_0 = 19 \text{ kN}$$

De este modo, se determina la aptitud de los rodamientos para el funcionamiento analizado.

Para poder observar en detalle los pasos seguidos y las ecuaciones obtenidas para hallar estos valores, visitar el anexo A del presente informe y la planilla de cálculo adjunta.

3.3.1.3. Conjunto 03 - Sistema de posicionamiento del sinfín

Este conjunto se diseña especialmente para garantizar la seguridad de los trabajadores al momento del posicionamiento del tornillo sinfín, evitando el trabajo en altura y los esfuerzos indeseados, y para lograr la tarea con mayor rapidez, aumentando la productividad del taller.



Figura 3-10: Conjunto 03 - Sistema de posicionamiento del sinfín. [Fuente: propia]

Para cumplir con dichos objetivos se diseña un sistema de posicionamiento compuesto de una estructura soporte que se instala sobre el suelo y cuenta con dos rieles sobre los cuales se desplaza un carro, que es accionado por un motorreductor (Motor 1) y un tornillo de bolas recirculantes. Este carro presenta una columna de sección circular rígidamente vinculada a su centro geométrico y concéntrico a esta columna se desplaza un buje que, también, es accionado por un sistema de tornillo de bolas recirculantes con un motorreductor de eje hueco (Motor 2). Este buje presenta vinculada una pieza cónica que sujeta la punta de eje (hasta el momento) libre del sinfín.

Por lo tanto, conjugando el movimiento del carro y del buje, controlando ambos motores, se produce el posicionamiento del sinfín desde su reposo a su posición de trabajo. El

extremo vinculado con este conjunto describe un arco de circunferencia con centro en el pivot del conjunto “Husillo basculante”.

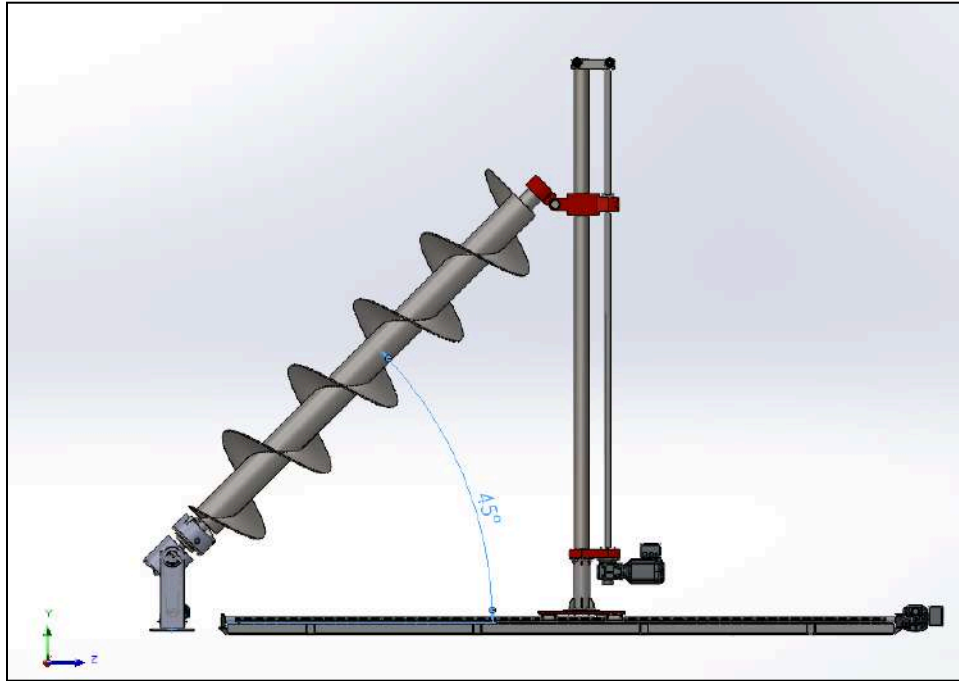


Figura 3-11: Conjuntos sistema de posicionamiento del sinfín-husillo basculante con sinfín de mayor porte. [Fuente: propia]

De todos modos, para poder lograr lo comentado, se debe seleccionar los motorreductores de la potencia adecuada. Como se sabe, la potencia puede expresarse de la siguiente manera.

$$P = F * \frac{d}{\Delta T} \quad (3-4)$$

Donde:

- ❖ F es la fuerza total que se opone al movimiento.
- ❖ d es la distancia recorrida en el movimiento.
- ❖ ΔT es el intervalo de tiempo que ocupa el movimiento.

En cuanto al motorreductor 2, considerando que la fuerza a vencer es de 2905 N, la distancia a recorrer por el buje de 3132.5 mm y el objetivo principal del sistema es

posicionar el dispositivo de manera precisa y segura en un máximo de 30 segundos, podemos determinar la potencia requerida para la labor. La misma será la siguiente.

$$P = 303.33 \text{ W}$$

Estableciendo un factor de seguridad de 3 para evitar que el motor trabaje sobreexigido al momento de posicionar un sinfín de gran porte y para brindar seguridad, se elige utilizar un motorreductor de eje hueco de la siguiente potencia.

$$P_{motor} = P * FOS \quad (3-5)$$

$$P_{motor} = 303.33 \text{ W} * 3$$

$$P_{motor} = 909.99 \text{ W} \approx 0.910 \text{ kW} \approx 1.22 \text{ HP}$$

Luego, considerando que, por cuestiones de dimensionales y de pandeo (Ver anexo A), se decide utilizar un tornillo de bolas recirculantes Hiwin de 40 mm de diámetro y 20 mm de paso, se procede a calcular la velocidad de salida aproximada con la que debe contar el motorreductor para alcanzar el objetivo de posicionar el sinfín en apenas 30 segundos. Para ello se utiliza la siguiente ecuación.

$$rpm_{salida} = \frac{distancia}{tiempo * paso_{tornillo}} \quad (3-6)$$

Reemplazando con los valores adecuados, se llega a que el motorreductor deberá presentar una velocidad de salida de 313.25 rpm.

Por ende, utilizando el catálogo del fabricante Sew Eurodrive, se selecciona un motorreductor de eje hueco y acople bridado de una potencia igual o mayor a 1.22 HP con una velocidad de salida aproximada de 313.25 rpm.

La descripción del fabricante para el motor en cuestión es la que se presenta debajo.

Motorreductor Sew Eurodrive $P = 1.1 \text{ kW}$ $n_a = 306 \text{ rpm}$ $M_a = 32 \text{ Nm}$ $i = 4.76$

S47DRN90S4

Por otro lado, el motor 1 debe contrarrestar una fuerza de 1157.86 N, por una distancia de 2594 mm (correspondientes al sinfín de mayor porte) y en el mismo intervalo de tiempo establecido. Por lo tanto, utilizando nuevamente la ecuación 3-4, se obtiene la potencia para dicho motorreductor.

$$P = 1157.86 \text{ N} * \frac{2.594 \text{ m}}{30 \text{ s}}$$

$$P = 100 \text{ W} = 0.1 \text{ kW}$$

Aplicando un factor de seguridad (FOS) de 3 al valor obtenido, se obtiene la potencia que deberá presentar el motor elegido.

$$P_{motor} = 0.1 \text{ kW} * 3$$

$$P_{motor} = 0.3 \text{ kW} \approx 0.4 \text{ HP}$$

Una vez más, considerando la utilización de un tornillo de bolas recirculantes de diámetro 40 mm y paso 20 mm, se calcula la velocidad de salida del motorreductor con la ecuación 3-6 presentada anteriormente.

Se obtiene una velocidad de salida de 259.4 rpm.

Con esta información, se procede a realizar una búsqueda en el catálogo online del fabricante Sew Eurodrive para elegir el motorreductor que mejor se ajuste a los resultados obtenidos.

El código del motorreductor seleccionado es el siguiente.

Motorreductor Sew Eurodrive $P = 0.37 \text{ kW}$ $n_a = 263 \text{ rpm}$ $M_a = 12 \text{ Nm}$ $i = 5.38$

S37DRN71M4

Por otro lado, una de las partes más importantes con las que cuenta este conjunto es la columna móvil ya que de su rigidez depende el correcto funcionamiento del sistema de posicionamiento.

En principio, la columna móvil había sido planteada de forma que sólo se encontraba vinculada con la base soporte acoplada en el carro móvil o desplazable. Como se muestra en la figura 3-12.



Figura 3-12: Columna móvil con extremo superior libre. [Fuente: propia]

Aunque realizando un análisis detallado mediante la utilización del software de cálculo y diseño Solidworks, se observa que, contando sólo con un vínculo fijo en el extremo inferior, cuando se coloca el sinfín de mayor porte, se produce una importante flexión en la columna. En el extremo más alejado, esta flexión se traduce en una flecha de 17 mm aproximadamente.

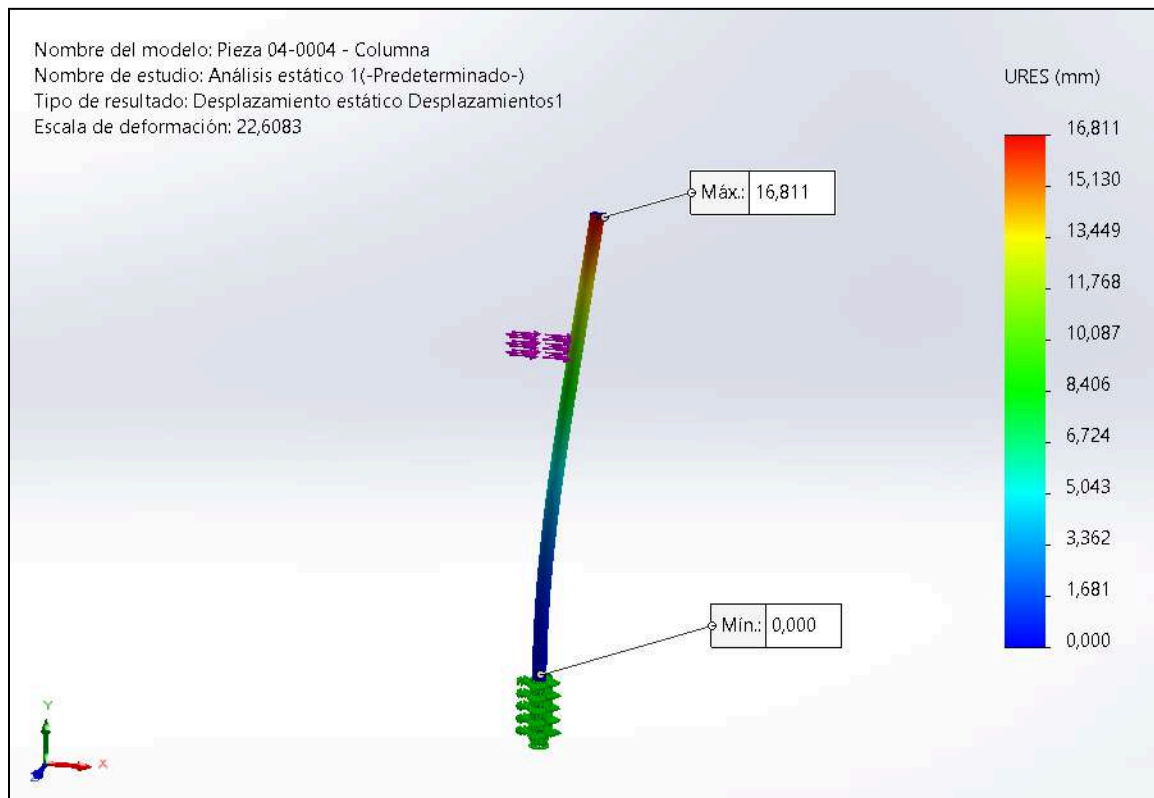


Figura 3-13: Diagrama de desplazamientos de la columna con extremo libre. [Fuente: propia]

Esto se considera inaceptable debido a que una flexión de estas características puede provocar el bloqueo de los sistemas de accionamiento y una gran falta de precisión del equipo. No se debe dejar de lado que uno de los objetivos principales del proyecto es lograr un recargue de la misma calidad o mayor que los obtenidos por los operarios de gran experiencia en el recargue duro.

Por lo tanto, al conocer esta falencia del diseño, se procede al planteo de modificaciones para evitar o disminuir al máximo esta flecha.

Luego de analizar varias opciones, se decide aplicar sobre el extremo libre de la columna una especie de carro, que irá rígidamente vinculado con la pieza y será soportado por dos vigas (Perfil C 80 mm) que unirán la estructura delantera y trasera del equipo. De este modo, el extremo libre se convierte en un apoyo fijo.

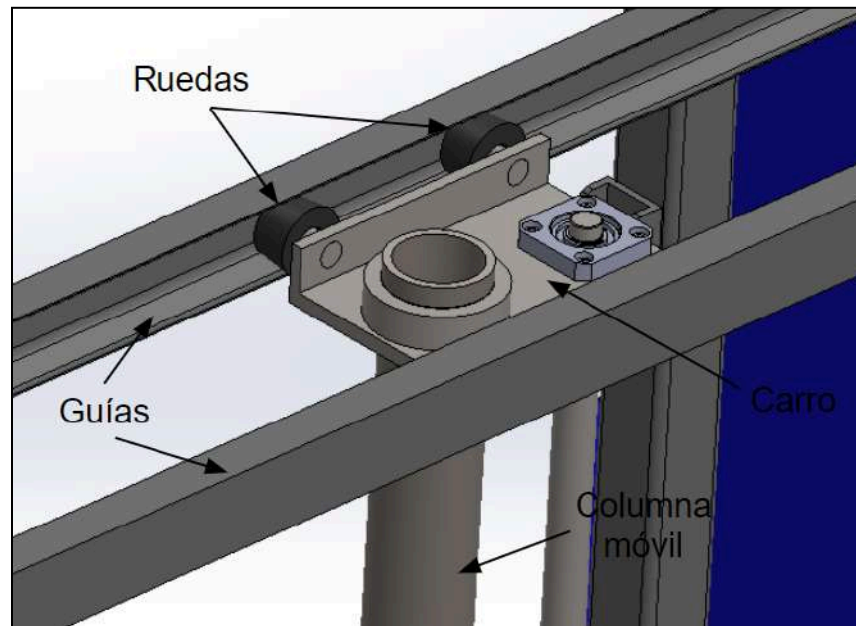


Figura 3-14: Columna móvil con carro soporte superior. [Fuente: propia]

Recalculando la situación, se obtiene que la flecha máxima de la columna denominada móvil será de 0.27mm, muy por debajo de los 17mm iniciales. Además, esta flexión se dará apenas por encima de la zona media de la estructura.

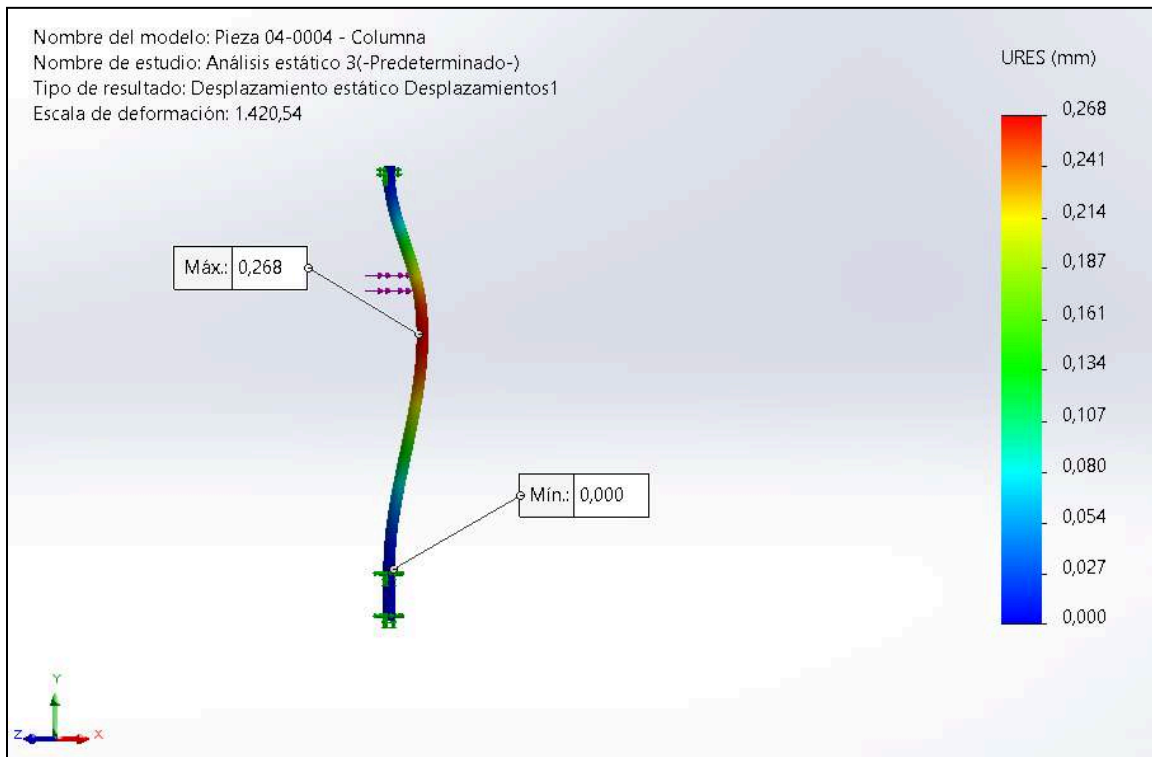


Figura 3-15: Diagrama de desplazamientos de la columna con extremo fijo. [Fuente: propia]

Esta flecha se considera como aceptable ya que los mecanismos son capaces de absorber desalineaciones de tal magnitud.

Para ver en detalle los cálculos y análisis realizados, se puede observar el final del anexo A de este informe.

3.3.1.4. Conjunto 04 - Carro soldador

El conjunto carro soldador tiene como objetivo principal lograr una deposición del material duro a recargar sobre el ala o hélice del sinfín de gran calidad. Además, el conjunto debe ser versátil y sencillo de regular, así como también debe contar con la posibilidad de regular el ancho de pasada del recargue para poder recargar parcial o totalmente la hélice, según los requerimientos del cliente.

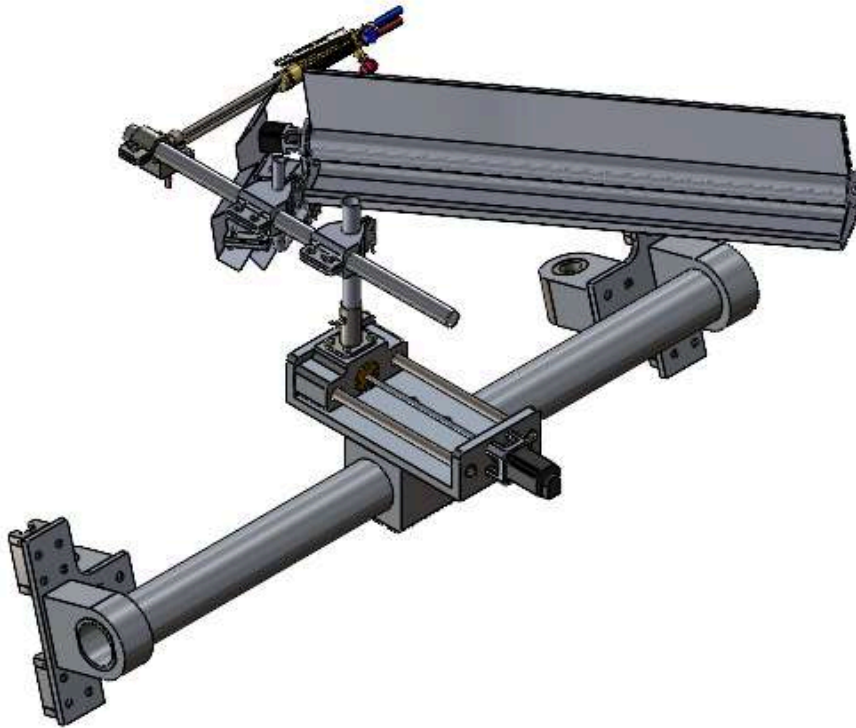


Figura 3-16: Conjunto 04 - Carro soldador. [Fuente: propia]

El conjunto carro soldador está constituido por dos bases de aluminio sobre las cuales se instalan cuatro carros lineales Hiwin, dos porta tuercas que alojan las tuercas Hiwin y dos soportes para el caño denominado travesaño, que soportará dos subconjuntos muy importantes, el subconjunto “Charriot” y el subconjunto “Sistema de alimentación”. A continuación se realiza una breve descripción de cada uno de ellos.

3.3.1.4.1. Subconjunto 04/16 - Charriot

El subconjunto denominado Charriot tiene como función principal comandar el desplazamiento del soplete. A través de un motor paso a paso, Nema 34 de alto torque, se controla el desplazamiento de la base desplazable del charriot sobre la cual se encuentra rígidamente vinculado el pico soldador, permitiendo realizar pasadas de diferentes anchos sólo controlando electrónicamente este motor.

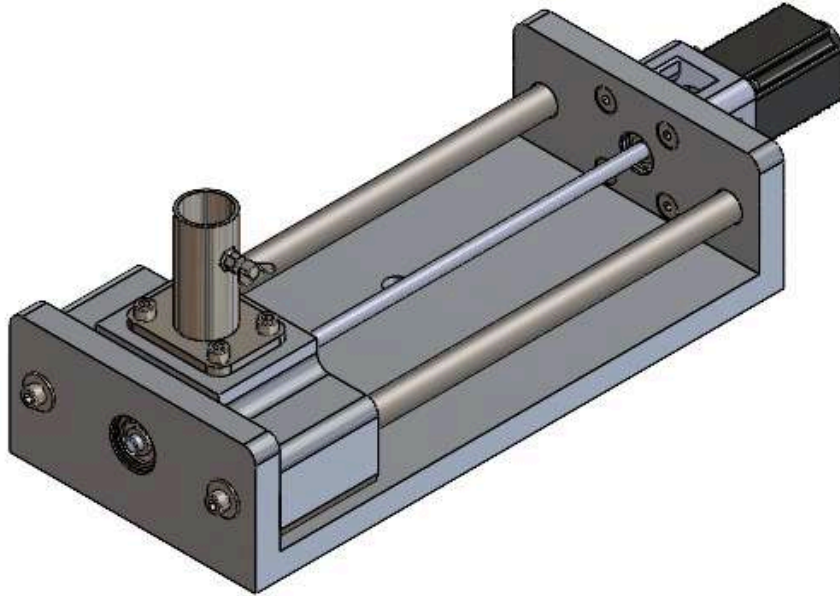


Figura 3-17: Subconjunto 04/16 - Charriot. [Fuente: propia]

La carrera máxima que presenta la base desplazable es de 310 mm (Ver Anexo F - Plano 04/17), lo que permite recargar fácilmente hélices de sinfines de 750 mm de diámetro (según un estudio realizado, los sinfines de este diámetro que equipan maquinaria agrícola argentina cuentan con ejes de 220 mm de diámetro).

Además, este conjunto cuenta con la posibilidad de sumar picos soldadores, ampliando el ancho de trabajo y aumentando la productividad del equipo. De todos modos, el desarrollo de este proyecto se centra en el equipo con un pico soldador individual.

En el caso de tener que realizar una limpieza de la superficie de la hélice, sólo se retiran el soplete de la soldadura oxiacetilénica y se coloca lo que puede ser un cepillo de cerdas de acero o una amoladora con el disco de pulido adecuado.

3.3.1.4.2. Subconjunto 04/27 - Sistema de alimentación

El carro soldador presenta un segundo subconjunto denominado sistema de alimentación. Este se encarga de almacenar y suministrar las varillas de aporte según la tasa de deposición de material definida.

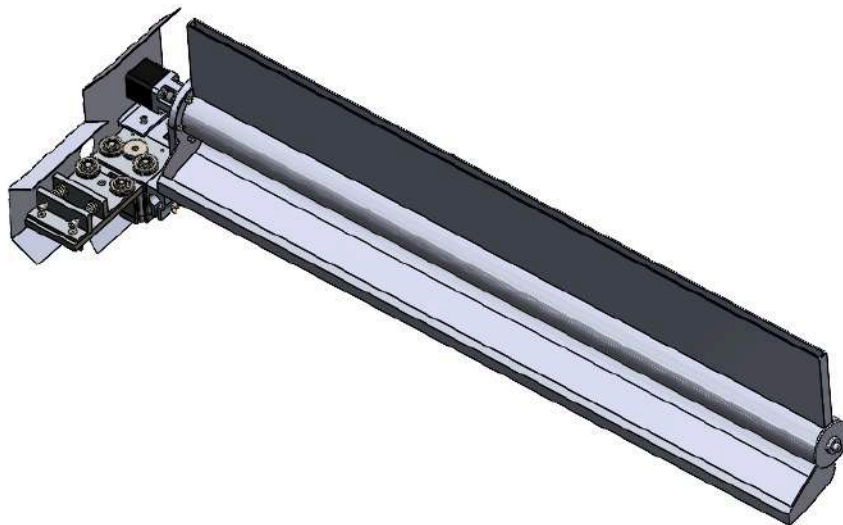


Figura 3-18: Subconjunto 04/27 - Sistema de alimentación. [Fuente: propia]

El subconjunto cuenta con una tolva en acero AISI 304 que presenta una especie de dosificador, constituido por un eje cuadrado y 3 piezas con 8 hendiduras donde se alojan las varillas de aporte (Ver Anexo F - Plano 04/27). Se realiza un estudio de las varillas presentes en el mercado argentino y se puede establecer que las mismas pueden presentar hasta un diámetro de 7,2 mm y una longitud de 1000 mm (Ver anexo D). Estas piezas dosifican la varilla de aporte siguiente cuando la anterior se está acabando mediante la indicación de un sensor instalado en el sistema de alimentación, que acciona el motor paso a paso. Luego, por acción de la gravedad la varilla se desliza hacia el sistema de engranajes que se encarga de suministrarla a la velocidad indicada (Esta velocidad se encuentra relacionada con la velocidad de giro del husillo basculante y la velocidad de desplazamiento del carro soldador).

El sistema de engranajes para el suministro del aporte es similar al que cuentan las impresoras 3D para alimentar el filamento plástico. En este caso, se decide utilizar un sistema de 5 engranajes, donde uno de ellos se encuentra directamente colocado sobre el eje del motor paso a paso Nema 17 y acciona a otros dos que se encuentran sobre la base fija. Los restantes engranajes se colocan sobre una base móvil deslizante, que brinda la presión necesaria para ejecutar el avance de la varilla. El diseño permite regular la presión que realiza la base ajustable, modificando la longitud de compresión de los dos resortes que empujan a la misma.

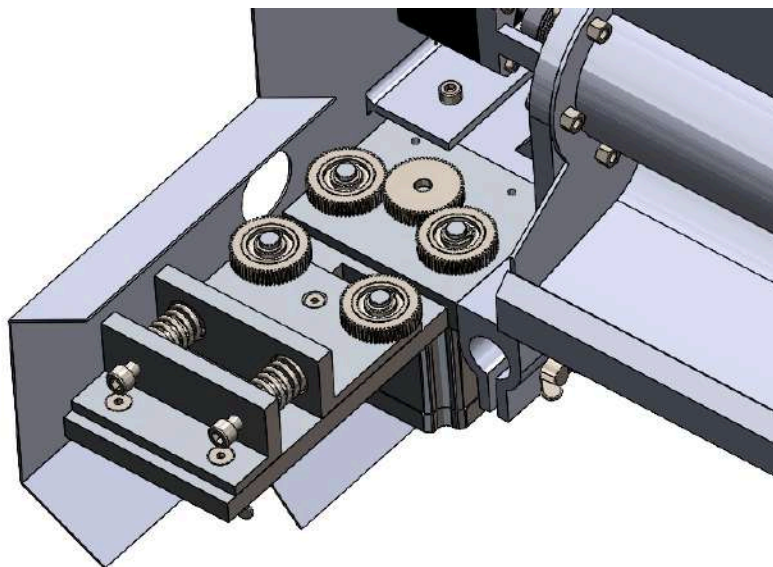


Figura 3-19: Sistema de avance y regulación de la alimentación. [Fuente: propia]

3.3.1.5. Conjunto 05 - Sistema de accionamiento del carro soldador

Por último, el conjunto “sistema de accionamiento del carro soldador”. Su función, tal como lo indica su nombre, es accionar el carro soldador y permitir que el mismo se desplace por las guías lineales al ritmo requerido y con gran precisión.

Para lograr lo mencionado, se instalan sobre la estructura delantera de la máquina dos tornillos de bolas recirculantes Hiwin de calidad T10, uno de rosca izquierda y el otro de rosca derecha, de la misma longitud y paso.

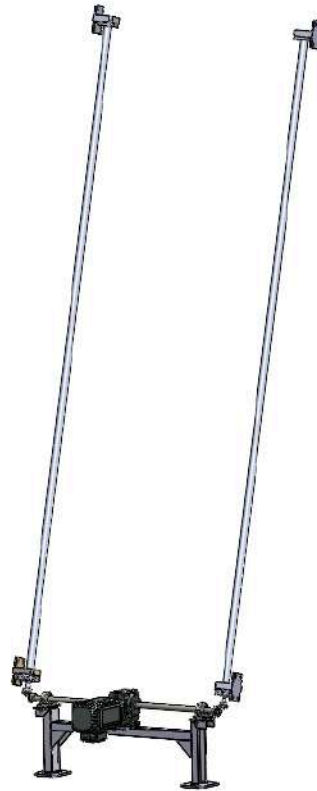


Figura 3-20: Conjunto 05 - Sistema de accionamiento del carro soldador. [Fuente: propia]

Estos tornillos se instalan sobre y paralelamente a los tubos de sección cuadrada colocados a 75° mediante la utilización de soportes fabricados especialmente para ello. Luego, se colocan en cada uno de los extremos inferiores de estos tornillos, dos engranajes cónicos de dientes rectos de módulo $M = 3$ y cantidad de dientes $Z = 20$, que se acoplan con otro par de ellos instalados sobre el denominado “Eje horizontal”. Este eje es soportado por dos cajas de rodamientos SKF SY 30 TF colocados sobre la base soporte y es accionado por el motorreductor de eje hueco Sew Eurodrive.

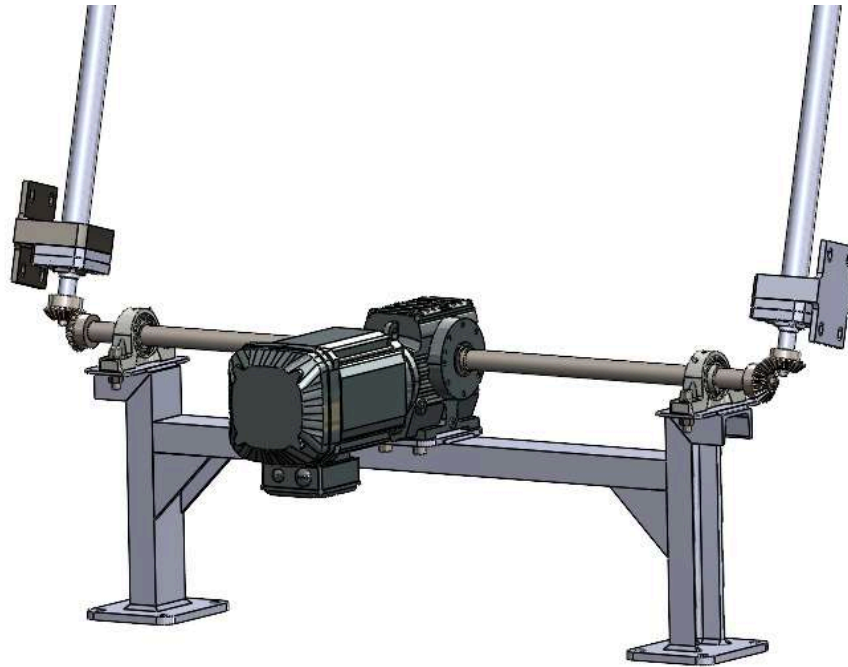


Figura 3-21: Conjunto 05 - Sistema de accionamiento del carro soldador - eje horizontal pasante.

[Fuente: propia]

La potencia de este motor queda establecida, una vez más, por la ecuación 3-4 presentada en secciones previas. En este caso, se considera para el cálculo el momento de ascenso del carro por encontrarse las fuerzas actuantes sobre el conjunto oponiéndose al movimiento. De este modo, se está ante la peor condición de carga para el dimensionamiento del motor.

A través de una serie de cálculos (Ver Anexo A) se establece que la fuerza que se opone al movimiento presenta una magnitud de 499.92 N.

Luego, se debe determinar la velocidad de desplazamiento del carro soldador para poder calcular la potencia necesaria en el motorreductor de eje hueco. En este caso, la potencia del motorreductor estará definida por la velocidad del carro soldador durante la etapa de limpieza de la superficie a recargar, anterior al recargue, por ser el momento en el cual el carro se desplaza a mayor velocidad y por ser la velocidad directamente proporcional a la potencia.

Por lo tanto, considerando que se espera lograr la limpieza total de la superficie del sinfín de mayor porte (3500 mm de longitud) en un tiempo estimado de 2 minutos, la velocidad de desplazamiento del carro será de 0.029 m/s.

Conociendo estos datos, se procede a calcular la potencia requerida en el motor para efectuar dicha tarea.

$$P = 499.92 \text{ N} * 0.029 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 14.58 \text{ W} = 0.01458 \text{ kW}$$

Luego, se aplica un factor de seguridad (FOS) de 3 para asegurar que el motor trabaje sin ser sobreexigido, contemplando la ocurrencia de sobrecargas imprevistas, la posibilidad de agregar dispositivos sobre el carro soldador que aumenten el peso del sistema y, por ende, requiera de mayor potencia, entre otros.

$$P_{motor} = P * FOS$$

$$P_{motor} = 14.58 \text{ W} * 3$$

$$P_{motor} = 43.74 \text{ W} \approx 0.04374 \text{ kW}$$

Como se puede observar, la demanda de potencia es muy baja para este motor.

Por último, considerando las características de los tornillos de bolas recirculantes seleccionados, se define la velocidad de salida que debe entregar el motor para la aplicación. Para ello se utiliza la ecuación 3-5.

$$rpm_{salida} = \frac{3500\text{mm}}{2\text{min} * 10 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}}$$

$$rpm_{salida} = 175 \text{ rpm}$$

Se utiliza el catálogo online de la marca de motores y motorreductores Sew Eurodrive y se selecciona el motorreductor de eje hueco que mejor se ajuste a los requerimientos del diseño. Dado que la potencia calculada es muy baja, se toma el motorreductor de eje hueco de menor potencia que cuente con la velocidad de salida más aproximada que se encuentra en el catálogo del fabricante.

Dentro de las posibilidades presentadas anteriormente, se decide seleccionar un motorreductor de 0.37 kW con una velocidad de salida de 177 rpm. El código que el fabricante asigna a dicho motor es el siguiente:

Motorreductor Sew Eurodrive $P = 0.37 \text{ kW}$ $n_a = 177 \text{ rpm}$ $M_a = 18 \text{ Nm}$ $i = 8$

SA37DRN71M4

Por otro lado, considerando la disposición de elementos sobre el eje horizontal pasante, se realiza un estudio de los esfuerzos internos a los que es sometido este elemento para poder realizar su correcto dimensionamiento. Para ello, se establecen las direcciones y magnitudes de los esfuerzos que generan los engranajes cónicos de dientes rectos utilizados y el motorreductor, así como también las reacciones sobre los elementos soportes del eje (rodamientos).

Luego, mediante el método de las secciones, se definen las magnitudes de las fuerzas normales y de corte, y los momentos flectores y torsores sobre el eje. Se puede observar el procedimiento completo en el anexo A de este informe.

Posteriormente, se consideran los momentos máximos y, mediante la utilización de la ecuación de esfuerzos equivalentes de Von Mises presentada a continuación, se calcula el diámetro mínimo del eje en cuestión.

$$\varnothing \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot FOS}{\pi \cdot \sigma_{fl}}} * \sqrt{M_f^2 + 0.75 * M_t^2} \quad (3-7)$$

El resultado obtenido fue un diámetro mínimo de 16.79mm para el diámetro más pequeño del eje. Se decide adoptar como valor de referencia 20 mm.

$$\varnothing \geq 16.79 \text{ mm} \rightarrow \text{Se adopta } \varnothing = 20 \text{ mm}$$

Como el eje hueco del motorreductor presenta una dimensión de 30mm, se fabrica el eje con dicho valor en su longitud de mayor sección y, en las restantes, se utiliza una cota mínima de 20 mm.

De este modo, se ha realizado el correcto dimensionamiento del eje horizontal pasante del conjunto permitiendo asegurar su normal funcionamiento en las condiciones estudiadas

3.3.2. Conjunto final armado - Recargadora automática de tornillos sin fin de transporte

En esta sección se presentan una serie de imágenes obtenidas a través del software Solidworks donde se pueden observar diferentes vistas del conjunto final armado con y sin su chapería, en su posición de trabajo y de reposo.

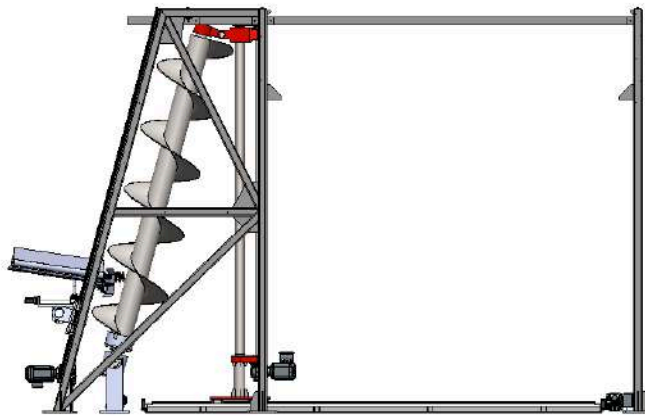


Figura 3-22: *Conjunto Final Armado - Vista lateral de la recargadora automática de sinfines sin su chapería y con el sinfín en posición de trabajo.*

[Fuente: propia]

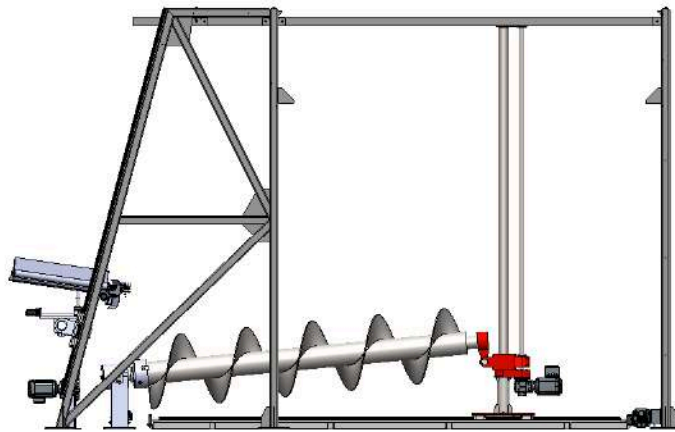


Figura 3-23: Conjunto Final Armado - Vista lateral de la recargadora automática de sinfines sin su chapería y con el sinfín en posición de reposo.

[Fuente: propia]

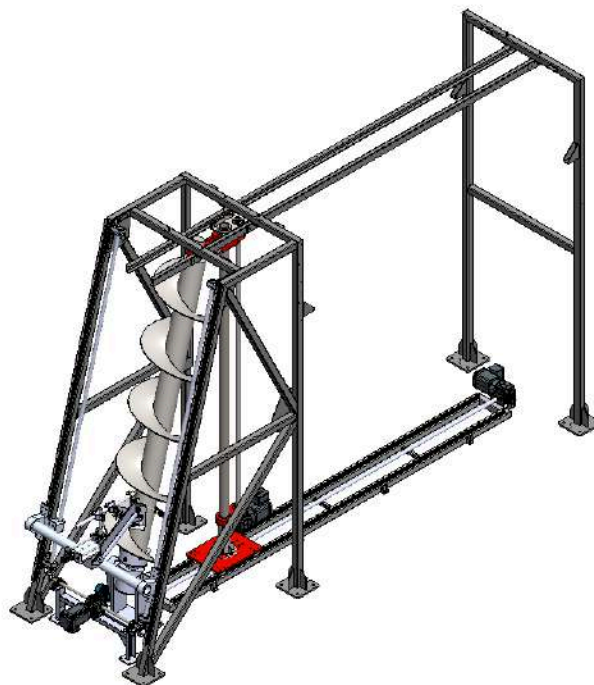


Figura 3-24: Conjunto Final Armado - Vista isométrica de la recargadora automática de sinfines sin su chapería y con el sinfín en posición de trabajo.

[Fuente: propia]

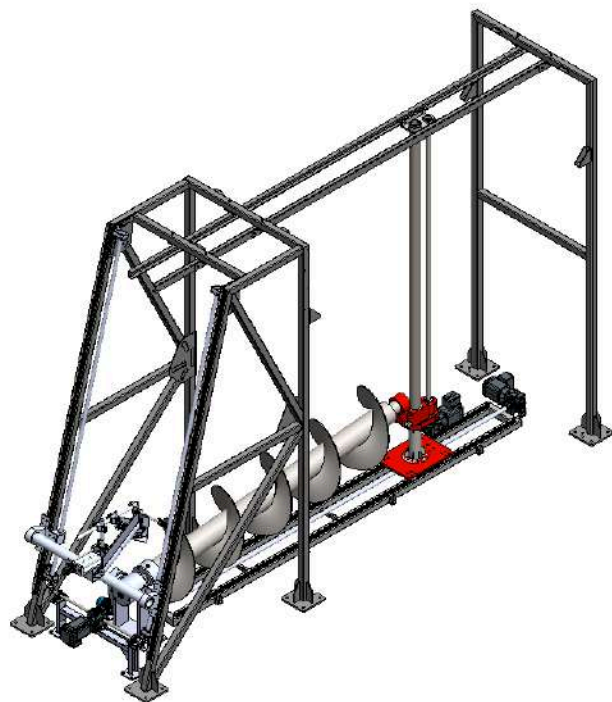


Figura 3-25: Conjunto Final Armado - Vista isométrica de la recargadora automática de sinfines sin su chapería y con el sinfín en posición de reposo.

[Fuente: propia]

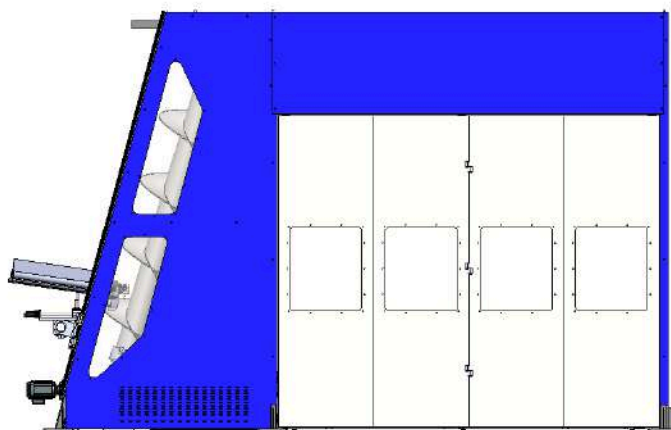


Figura 3-26: Conjunto Final Armado - Vista isométrica de la recargadora automática de sinfines con su chapería y con el sinfín en posición de trabajo.

[Fuente: propia]

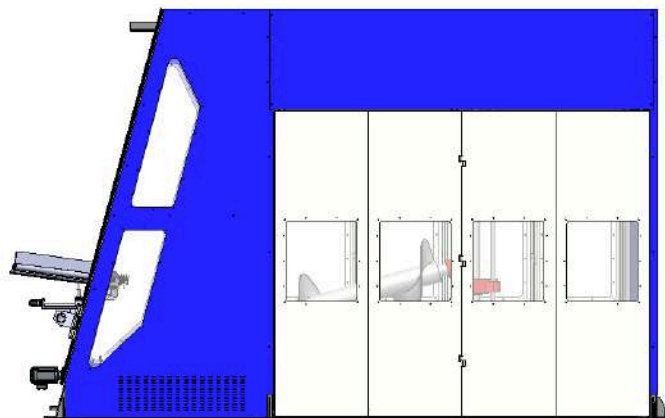


Figura 3-27: Conjunto Final Armado - Vista isométrica de la recargadora automática de sinfines con su chapería y con el sinfín elevándose desde la posición de reposo.

[Fuente: propia]

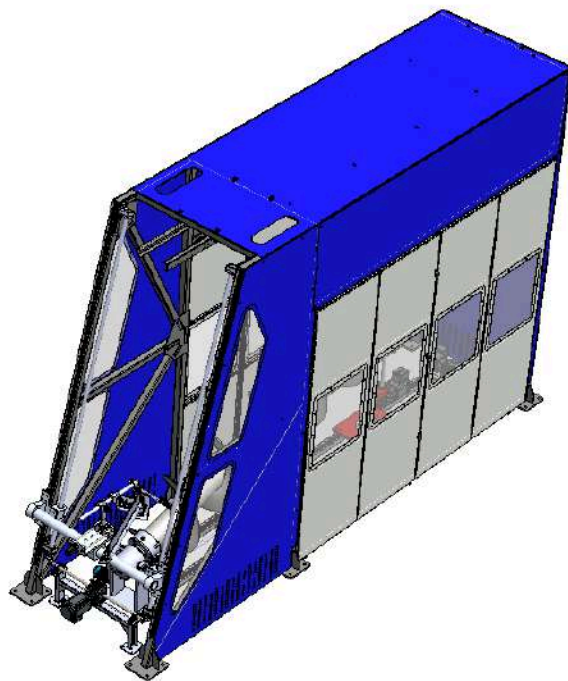


Figura 3-28: Conjunto Final Armado - Vista isométrica de la recargadora automática de sinfines con su chapería y con el sinfín en posición de reposo.

[Fuente: propia]

4. Conclusiones y recomendaciones

4.1. Conclusiones

Tras completar el proceso de diseño de la recargadora automática de tornillos sin fin de transporte, se puede concluir que la máquina diseñada cumple con los objetivos principales establecidos al comienzo de este informe.

La máquina automática prescinde de los trabajadores especializados para lograr el recargue duro de las hélices de los sinfines ya que sólo requiere de intervención humana para la colocación y extracción del dispositivo a recargar al comienzo y final de la operación, respectivamente. El equipo limita el accionar del personal a la supervisión y control del trabajo durante el proceso.

A su vez, la máquina logra disminuir los riesgos asociados al trabajo al mínimo, evitando el trabajo en altura de los colaboradores de los talleres metalúrgicos, la exposición continua a radiación debido a la llama incandescente de la soldadura autógena y la aspiración de humos y vapores del proceso de recargue.

Por otro lado, la máquina será capaz de aumentar la productividad del proceso de recargue ya que su control totalmente automático disminuirá al mínimo los tiempos muertos asociados con el cambio de la varilla de aporte, la correcta colocación del sinfín para su limpieza o incluso la fatiga del personal.

Siempre y cuando se logre poner a punto adecuadamente la máquina, esta deberá ser capaz de, al menos, duplicar la producción en comparación con un trabajador especializado (pasando de 4h por metro lineal recargado de un sinfín estándar a 2h por metro lineal) logrando iguales o mejores resultados. También se logrará un ahorro de consumibles debido a que la máquina no requerirá de una longitud mínima de manipulación de la varilla de aporte tan significativa como en el caso de los soldadores, aunque este punto es complejo de estimar.

En definitiva la máquina logrará un aumento de la producción logrando recargues de alta calidad y asegurando una repetibilidad de los resultados, mientras que también

permitirá a los trabajadores de los talleres que la adquieran, encargarse de la aplicación de metal duro a otras piezas que requieran de su experiencia y destreza.

Desde el punto de vista académico, el desarrollo de este proyecto representa un desafío significativo que pone en práctica una amplia gama de conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica, destacando la importancia del trabajo del ingeniero en la innovación y la eficiencia en la industria.

4.2. Recomendaciones

Por cuestiones de tiempo, en el presente proyecto sólo se aborda el desarrollo mecánico del equipo y no se incluye el desarrollo de la parte electrónica o de automatización de la máquina recargadora de sinfines, siendo este un pendiente para finalizar de manera integral el proyecto.

A lo largo del informe se menciona la utilización de sensores y equipos variadores de frecuencia que se requieren para lograr el correcto control. Resta por definir con mayor precisión los componentes eléctricos/electrónicos necesarios para el correcto y seguro funcionamiento de los motores.

Bibliografía

[1] SEARS, Francis y ZEMANSKY, Mark. Física universitaria. Vol 1. 12da Edición. México, 2009.

[2] MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ta Edición. México, 2006.

[3] BUDYNAS, Richard G. y NISBETT, J. Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9na Edición. México, 2012. 680p.

[4] SKF. Manual técnico de rodamientos. {En línea}. disponible en:
(<https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings>).

- Unidad de rodamiento SKF SY 30 TF

{En línea}. disponible en:

(<https://www.skf.com/mx/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SY%2030%20TF>)

- Rodamiento SKF 7202 BE-2RZP

{En línea}. disponible en:

(<https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/productid-7207%20BE-2RZP>)

[5] HIWIN CORP. Catálogo técnico. {En línea}. disponible en:
(<https://hiwin.com/>)

[6] SEW EURODRIVE. Catálogo de motorreductores. {En línea}. disponible en:
(<https://www.sew-eurodrive.com.ar/inicio.html>)

[7] GRUPO GAES. Sistemas mecánicos. Catálogo de ruedas dentadas, cadenas, piñones y coronas. {En línea}. disponible en:

(<https://grupogaes.com/>) (en Anexo 1, 2 y 3)

Anexo A - Cálculos y selección de componentes

Anexo A - Cálculos y selección de componentes

En este anexo del proyecto se realiza el cálculo de dimensionamiento y verificación de los elementos principales de cada uno de los conjuntos que integran el diseño de la máquina recargadora de sinfines. Estos cálculos se encuentran discriminados por conjunto y para su realización se hace uso de una planilla de cálculo que se encuentra adjunta con el presente informe.

SISTEMA DE POSICIONAMIENTO DEL SINFIN

La función principal de este sistema es posicionar el tornillo sinfin de transporte desde su posición de reposo, de manera prácticamente horizontal, a su posición de trabajo, definida a 75° .

Para lograr dicho cometido, el diseño cuenta con dos motores eléctricos. El primero de ellos, ubicado sobre una estructura de caño rectangular, acciona un tornillo de bolas recirculantes horizontal que provoca el deslizamiento longitudinal del carro en el que se emplaza la columna móvil. El segundo se ubica directamente sobre el carro de la columna móvil y su función es accionar un tornillo de bolas recirculantes que realiza el desplazamiento del buje articulado sobre la columna y permite elevar el sinfin por uno de sus extremos. En la siguiente figura se puede observar el mecanismo con los motores mencionados.

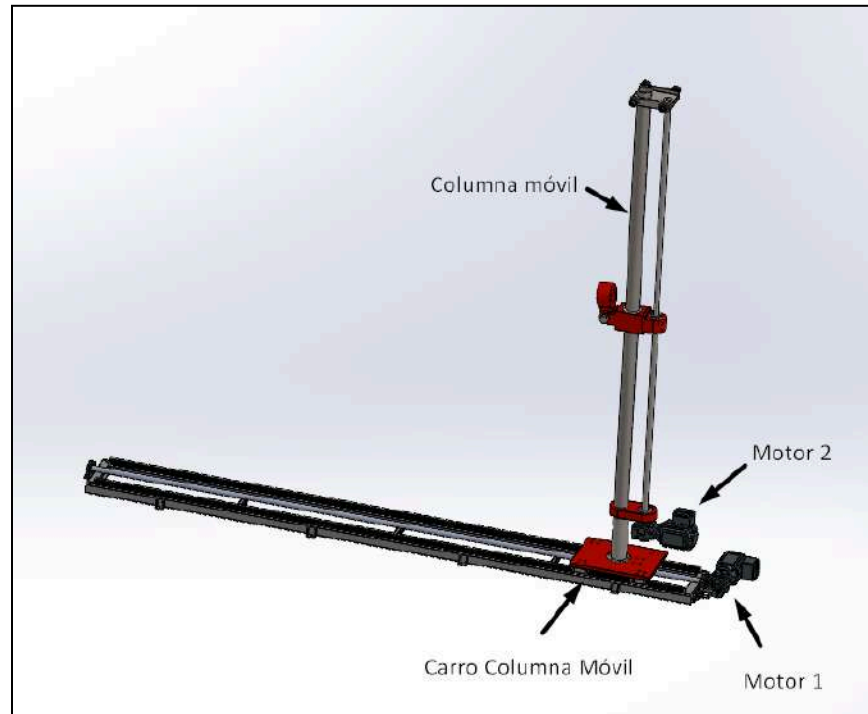


Figura A-1: Conjunto “Columna Móvil” con indicaciones de sus partes principales.

[Fuente: propia]

Conjugando ambos movimientos se logra posicionar el sinfín a aproximadamente 75° respecto de la horizontal, posición que se define por los expertos como la más adecuada para realizar el recargue de material de alta dureza.

Para el cálculo de la potencia requerida por ambos motores, se toma como referencia el sinfín de mayor porte que se espera poder procesar con la máquina a diseñar en este proyecto. En la siguiente imagen se pueden ver las dimensiones máximas definidas.

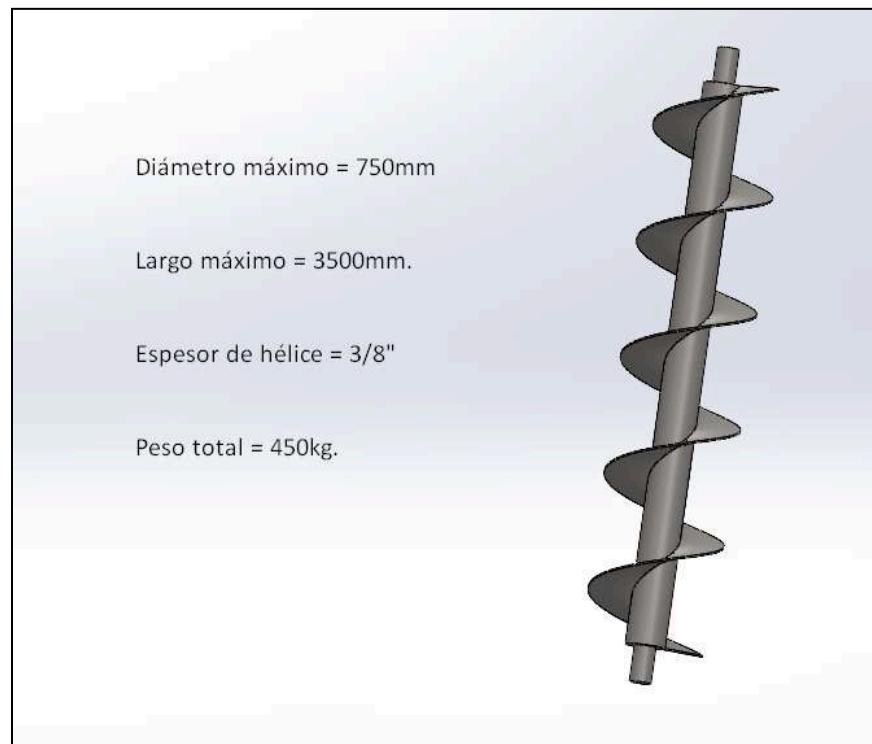


Figura A-2: Sinfín de mayor porte con sus dimensiones. [Fuente: propia]

En base a las dimensiones del sinfín de mayor porte, se realiza el cálculo de potencia requerida por los motores del sistema de posicionamiento.

MOTOR 2

En este apartado se realiza el cálculo de la potencia necesaria en el motor de accionamiento del tornillo de bolas recirculantes utilizado para elevar y descender el tornillo sinfín hacia o desde su posición de trabajo, respectivamente. Lógicamente, el cálculo se realiza considerando la potencia necesaria para la elevación ya que, en este caso, las fuerzas gravitatorias se oponen al movimiento y, por ende, se requiere de más trabajo para ejecutar la acción.

La fórmula que determina la potencia necesaria del motor para ejecutar la acción definida en el párrafo anterior, es la que se presenta a continuación. En dicha fórmula se considera que el movimiento se realiza a velocidad constante y no se tienen en cuenta las pérdidas por rendimiento de los mecanismos (van a ser consideradas dentro del FOS).

$$P = F * V \quad (1)$$

Donde:

- ❖ F es la fuerza total que se contrapone al movimiento.
- ❖ V es la velocidad con la cual se realiza el movimiento.

Aunque también se puede definir a la velocidad V como la distancia recorrida sobre un intervalo de tiempo ΔT , por lo que la ecuación anterior queda definida de la siguiente manera.

$$P = F * \frac{d}{\Delta T} \quad (2)$$

Donde:

- ❖ F es la fuerza total que se opone al movimiento.
- ❖ d es la distancia recorrida en el movimiento.
- ❖ ΔT es el intervalo de tiempo que ocupa el movimiento.

Para el cálculo se debe considerar algunas exigencias mínimas como ser el tiempo de posicionamiento máximo esperado, que permitirán conocer la potencia del motor. Por esto, es que se decide establecer un tiempo máximo de elevación de 30 segundos para el sinfín de mayor porte que se espera procesar con la máquina.

Para realizar el cálculo, primero debemos conocer las fuerzas a vencer que actúan sobre el sistema.

Las fuerzas actuantes serán las siguientes:

- Peso parcial del sinfín ($P_{\text{sinfín}}$)
- Peso del mecanismo de elevación (Portabuje, buje, articulación, perno, etc) ($P_{\text{mecanismo}}$)
- Fuerza debido al roce del buje con la columna móvil (F_{roce1})
- Fuerza debido al roce del tornillo de bolas recirculantes y sus elementos rodantes (F_{roce2})

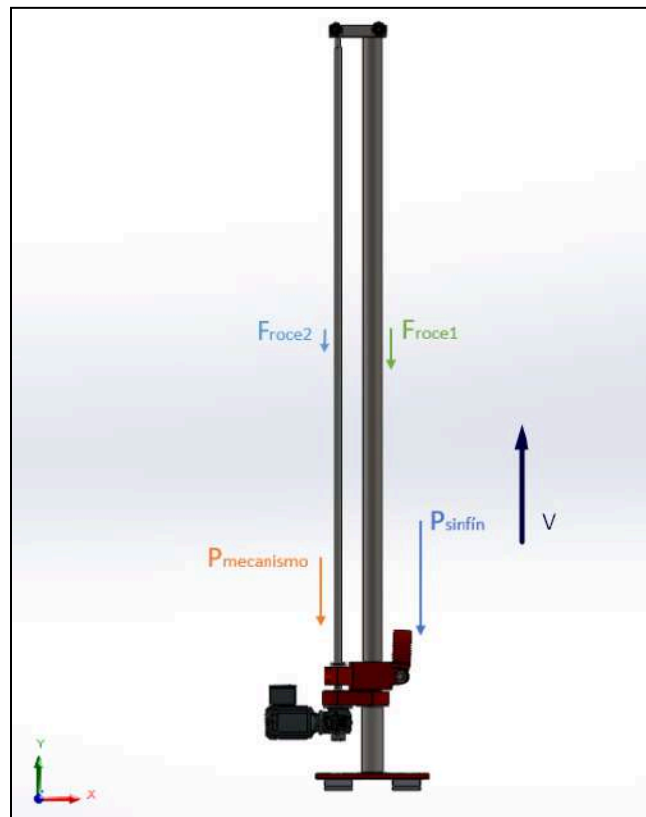


Figura A-3: Diagrama de cuerpo libre del conjunto "Columna Móvil". [Fuente: propia]

Para definir el valor de cada una de estas fuerzas, se evaluará el momento en el cual las mismas sean máximas y se definirá como valor adecuado para el cálculo. De este modo, realizando superposición de efectos obtendremos la condición más exigente para determinar la potencia del motor.

P_{sinfín}

La fuerza que provoque el sinfín mencionado en párrafos anteriores será máxima en el momento en que el ángulo formado por este y la horizontal sea nulo (aproximadamente), es decir cuando se encuentre en forma horizontal o en posición de reposo. En la siguiente imagen se representa lo mencionado.

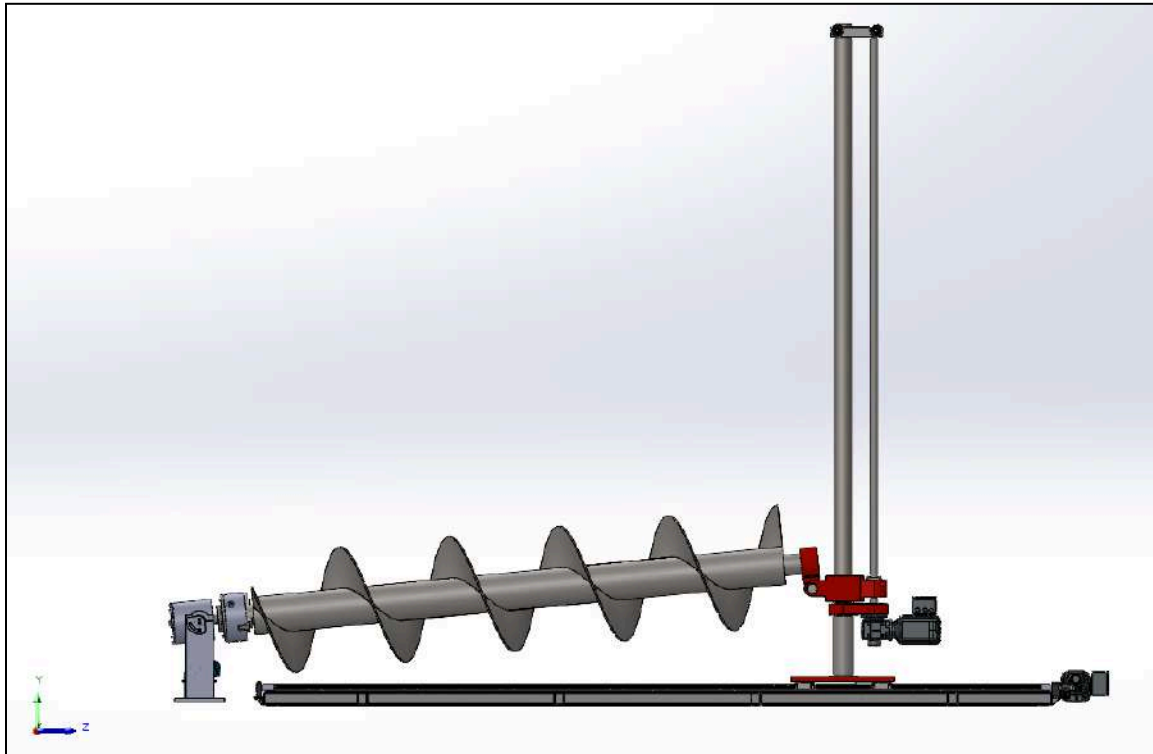


Figura A-4: “Husillo Basculante” y “Columna Móvil” con sinfín en posición de reposo.

[Fuente: propia]

Considerando al tornillo sinfín como una viga con un apoyo fijo en el extremo asociado al husillo basculante y un apoyo móvil en el extremo de la columna móvil, podemos plantear lo siguiente (se supone que el ángulo formado entre la viga y la horizontal es nulo para simplificar).

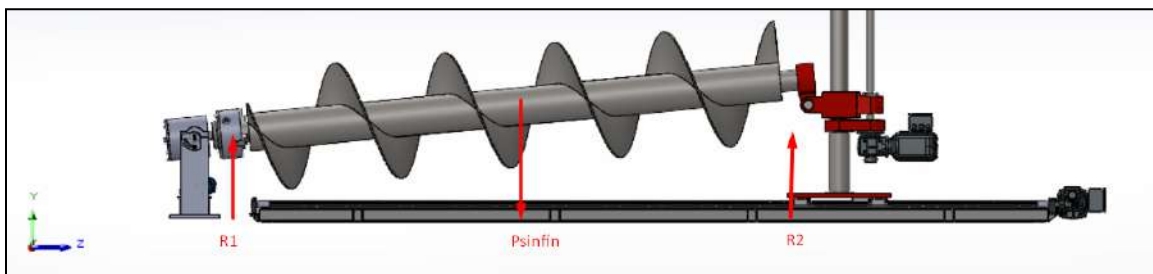


Figura A-5: Fuerzas actuantes sobre los conjuntos “Husillo Basculante” y “Columna Móvil” con sinfín en posición de reposo. [Fuente: propia]

Teniendo en cuenta que el sinfín presenta un peso aproximado de 450kg, podemos definir que las reacciones verticales en cada uno de los extremos será de la mitad. Por lo tanto, el Psinfín que deberá elevar el motor 2 será de 225kg, que deberán sumarse con los restantes esfuerzos listados anteriormente.

Pmecanismo

El valor de la fuerza denominada Pmecanismo se encuentra representado por la suma de cada uno de los pesos de los componentes móviles que acompañan al extremo del tornillo sinfín, como son el porta buje, el buje, el porta tuerca, entre otros. Obtenemos este valor a partir de haber realizado el diseño individual de cada una de las piezas que componen el mecanismo en el software de diseño mecánico Solidworks. En la siguiente figura se puede observar el valor obtenido.

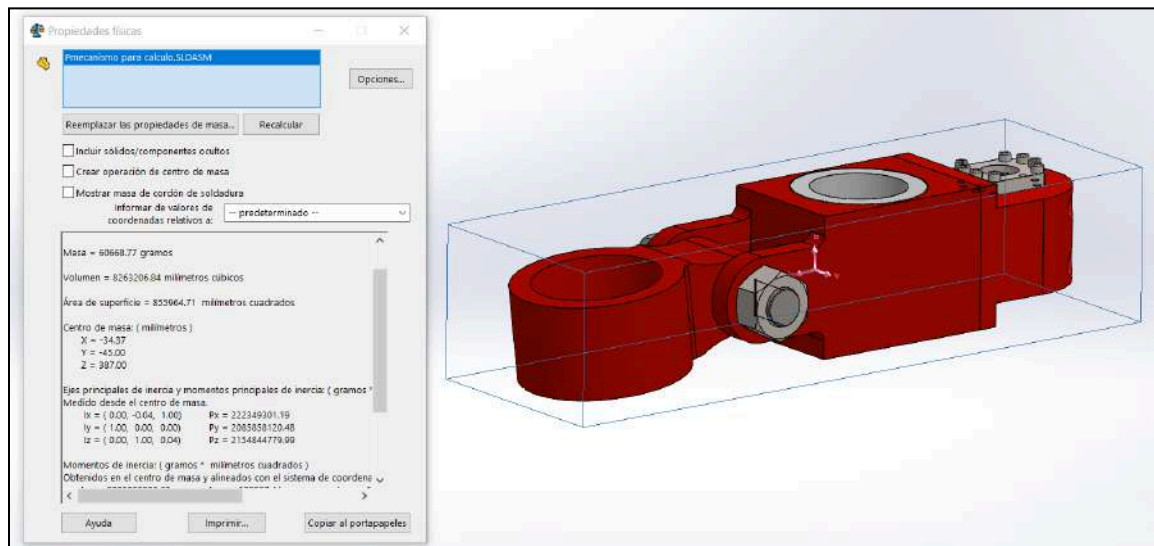


Figura A-6: Datos del sistema de buje desplazable-articulado. [Fuente: propia]

Por lo tanto,

$$P_{\text{mecanismo}} = 61 \text{ kg}$$

Froce1

La fuerza de roce 1 queda determinada por el coeficiente de rozamiento entre el material del buje (Teflón) y la columna móvil (acero) multiplicado por el esfuerzo normal generado entre ambas piezas.

$$F_{roce1} = \mu_s * N \quad (3)$$

Para calcular el esfuerzo normal, se debe considerar que el mismo va variando según la posición angular del sinfín al momento del posicionamiento. Para hallar la función que representa la magnitud de dicha fuerza se puede considerar el siguiente esquema, donde el ángulo α (ángulo entre el eje principal del sinfín y la horizontal) varía entre 0 y 75°.

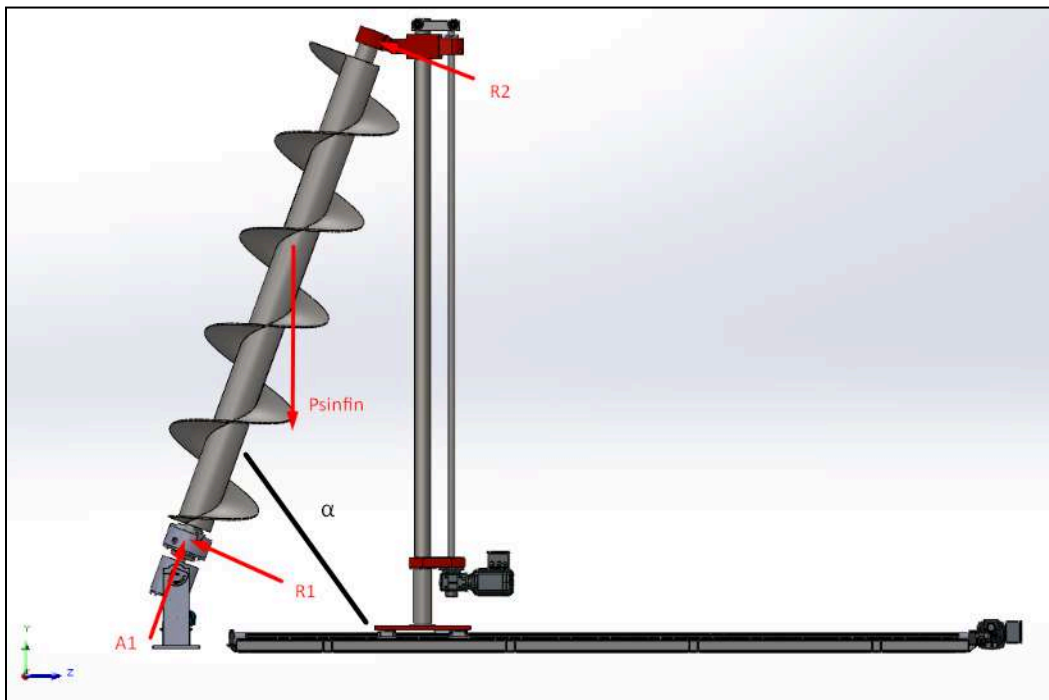


Figura A-7: Fuerzas actuantes sobre los conjuntos “Husillo Basculante” y “Columna Móvil” con sinfín en posición de trabajo. [Fuente: propia]

Sumatoria de momento en 1

$$\Sigma M_1 = 0 \quad (4)$$

$$P_{sinfin} * sen(90^\circ - \alpha) * \left(\frac{L_{sinfin}}{2}\right) - R_2 * L_{sinfin} = 0 \quad (5)$$

Por lo tanto, despejando de la ecuación (5) la reacción denominada R2, se obtiene lo siguiente.

$$R_2 = \frac{P_{sinfin} * sen(90^\circ - \alpha) * \left(\frac{L_{sinfin}}{2}\right)}{L_{sinfin}} \quad (6)$$

Reordenando se llega al siguiente resultado.

$$R_2 = \frac{P_{sinfin} * sen(90^\circ - \alpha)}{2} \quad (7)$$

Sumatoria de momento en 2

$$\Sigma M_2 = 0 \quad (8)$$

$$- P_{sinfin} * sen(90^\circ - \alpha) * \left(\frac{L_{sinfin}}{2}\right) + R_1 * L_{sinfin} = 0 \quad (9)$$

Por lo tanto, despejando de la ecuación (9) la reacción R1, se obtiene lo siguiente.

$$R_1 = \frac{P_{sinfin} * sen(90^\circ - \alpha) * \left(\frac{L_{sinfin}}{2}\right)}{L_{sinfin}} \quad (10)$$

Por último, reordenando se llega a la expresión general para R1.

$$R_1 = \frac{P_{sinfin} * sen(90^\circ - \alpha)}{2} \quad (11)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje del sinfín

$$\sum F_{eje\ sinfín} = 0 \quad (12)$$

$$A_1 - P_{sinfín} * \cos(90^\circ - \alpha) = 0 \quad (13)$$

Por lo tanto, despejando de la ecuación anterior A_1 , se obtiene el siguiente resultado.

$$A_1 = P_{sinfín} * \cos(90^\circ - \alpha) \quad (14)$$

Luego, si descomponemos la reacción R_2 , en el sentido de Z obtendremos el valor de la normal para hallar la fuerza de roce en cuestión.

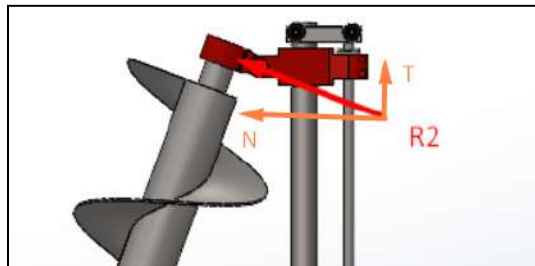


Figura A-8: Descomposición de la fuerza de reacción R_2 en dirección Normal y Tangencial.

[Fuente: propia]

Descomponiendo R_2 en Z e Y , tenemos lo siguiente:

$$N = R_2 * \sin(\alpha) \quad (15)$$

$$T = R_2 * \cos(\alpha) \quad (16)$$

Habiendo hallado las expresiones matemáticas de las fuerzas intervinientes en este estudio, se procede a realizar una tabla en una planilla de cálculo para poder graficar la magnitud de dichas fuerzas según la posición angular del tornillo sinfín.

A continuación se presenta la tabla realizada a partir de los datos conocidos como ser el peso del sinfín y el largo total del mismo.

Tabla A-1: Valores de las fuerzas actuantes sobre el sistema según la posición angular del sinfín. [Fuente: propia]

Ángulo	A1	R1	R2	Normal	Tangencial
0	0,00	2.250,00	2.250,00	0,00	2.250,00
5	392,20	2.241,44	2.241,44	195,35	2.232,91
10	781,42	2.215,82	2.215,82	384,77	2.182,15
15	1.164,69	2.173,33	2.173,33	562,50	2.099,28
20	1.539,09	2.114,31	2.114,31	723,14	1.986,80
25	1.901,78	2.039,19	2.039,19	861,80	1.848,14
30	2.250,00	1.948,56	1.948,56	974,28	1.687,50
35	2.581,09	1.843,09	1.843,09	1.057,15	1.509,77
40	2.892,54	1.723,60	1.723,60	1.107,91	1.320,35
45	3.181,98	1.590,99	1.590,99	1.125,00	1.125,00
50	3.447,20	1.446,27	1.446,27	1.107,91	929,65
55	3.686,18	1.290,55	1.290,55	1.057,15	740,23
60	3.897,11	1.125,00	1.125,00	974,28	562,50
65	4.078,39	950,89	950,89	861,80	401,86
70	4.228,62	769,55	769,55	723,14	263,20
75	4.346,67	582,34	582,34	562,50	150,72

A partir de esta tabla, se crea un gráfico donde se muestra la variación en magnitud de las reacciones y las fuerzas normal y tangencial según el ángulo α .

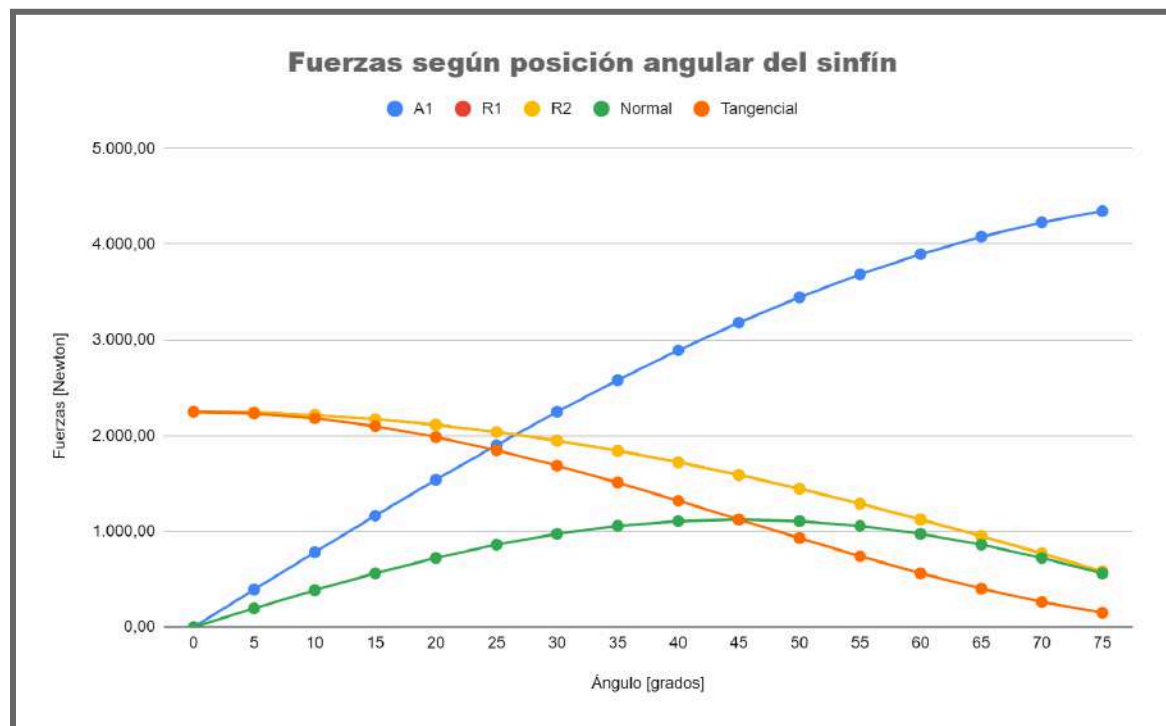


Figura A-9: Fuerzas actuantes sobre el sistema según la posición angular del sinfín.

[Fuente: propia]

Para realizar el cálculo de potencia del motor encargado de la elevación del tornillo sinfín, se elige considerar el momento en el cual se produce la mayor fuerza normal que, por ser directamente proporcional a la fuerza de roce, nos hará parar en la peor condición para determinar la potencia necesaria. Este momento es cuando el tornillo sinfín se encuentra a 45° respecto de la horizontal, momento en el cual la fuerza normal es de 1125 N.

Debajo se presenta una pequeña tabla donde se muestran las magnitudes más elevadas alcanzadas por las fuerzas en cuestión y el ángulo alfa asociado.

Tabla A-2: Valores máximos de las fuerzas actuantes y posición angular. [Fuente: propia]

	A1	R1	R2	Normal	Tangencial
Máximos	4.346,67	2.250,00	2.250,00	1.125,00	2.250,00
α	75	0	0	45	0

Por lo tanto, conociendo el valor de la normal N , debemos hallar el coeficiente de rozamiento para poder determinar el valor de la fuerza de roce 1. Tomaremos el valor del coeficiente de rozamiento estático ya que la utilización de este nos entregará el valor máximo para la fuerza de roce mencionada.

El valor del coeficiente de rozamiento estático, μ_s , se obtiene de la siguiente tabla.

Tabla A-3: Coeficientes de fricción. [Fuente: Sears-Zemansky] [1]

Materiales	Coeficiente de fricción estática, μ_s	Coeficiente de fricción cinética, μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Latón sobre acero	0.51	0.44
Zinc sobre hierro colado	0.85	0.21
Cobre sobre hierro colado	1.05	0.29
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.40
Cobre sobre vidrio	0.68	0.53
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Teflón sobre acero	0.04	0.04
Hule sobre concreto (seco)	1.0	0.8
Hule en concreto (húmedo)	0.30	0.25

Considerando que el buje es de teflón y la columna está hecha de un caño de acero, tomamos el valor del coeficiente de rozamiento estático para el teflón sobre acero de 0.04.

Calculamos la fuerza de roce 1, utilizando la ecuación (3) presentada anteriormente.

$$F_{roce1} = \mu_s * N$$

$$F_{roce1} = 0.04 * 1125 N$$

$$F_{roce1} = 45 N$$

Froce2

La fuerza de roce 2 corresponde a la fuerza de fricción generada entre las bolas, la tuerca y el tornillo del husillo de bolas recirculantes utilizado para generar el desplazamiento del buje sobre la columna móvil. Como la fricción generada en estos mecanismos es muy pequeña en comparación con los demás factores, se decide considerar a la misma como nula para el cálculo.

$$F_{roce2} \approx 0 \quad (17)$$

Una vez obtenidos los valores de cada una de las fuerzas intervinientes, procedemos a sumarmas para determinar la fuerza total que el motor de accionamiento del buje desplazable debe contrarrestar para posicionar el tornillo sinfín en su posición de trabajo.

$$F_{TOTAL} = P_{sinfín} + P_{mecanismo} + F_{roce1} + F_{roce2} \quad (18)$$

$$F_{TOTAL} = 2250 \, N + 610 \, N + 45 \, N + 0 \, N$$

$$F_{TOTAL} = 2905 \, N$$

Solo resta definir la distancia recorrida por el buje sobre la columna móvil para poder determinar la potencia necesaria en el motor para ejecutar dicho movimiento. Este valor se obtendrá del dibujo 3d realizado en el software Solidworks.

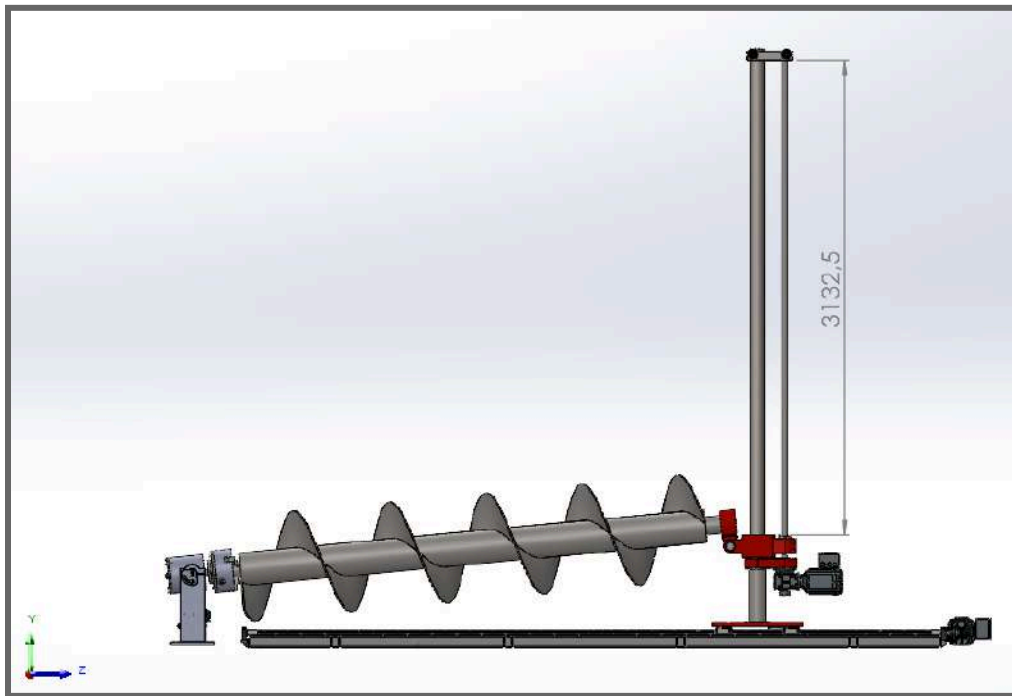


Figura A-10: Desplazamiento máximo del buje sobre la columna móvil. [Fuente: propia]

Por lo tanto,

$$d = 3132.5 \text{ mm} = 3.1325 \text{ m}$$

Al reemplazar los valores en la fórmula (2), se obtiene la potencia requerida en el motor para elevar el sinfín de mayor porte desde su posición de reposo hasta su posición de trabajo.

$$P = 2905 \text{ N} * \frac{3.1325 \text{ m}}{30 \text{ s}}$$

$$P = 303.33 \text{ W}$$

Al multiplicar la potencia obtenida por un factor de seguridad (FOS) de 3, se busca resguardarse de posibles inconvenientes o de una eventual sobreexigencia por parte del usuario. De esta manera, se obtiene la potencia final que el motor seleccionado deberá ser capaz de entregar.

$$P_{motor} = P * FOS \quad (19)$$

$$P_{motor} = 303.33 W * 3$$

$$P_{motor} = 909.99 W \approx 0.910 kW$$

Pasando el valor de potencia a HP, se tiene lo siguiente.

$$P_{motor} \approx 1.22 HP$$

Para la selección del motorreductor, se opta por utilizar el catálogo proporcionado por el fabricante SEW Eurodrive, con el fin de elegir un motorreductor de tornillo sinfín de eje hueco con acople bridado. La elección de este tipo de motorreductor busca optimizar el espacio en el carro donde se monta la columna móvil. Sin embargo, la selección del motorreductor no se basa únicamente en estos criterios. También es crucial considerar el paso del tornillo de bolas recirculantes que se empleará para el posicionamiento ya que determinará la velocidad de salida que deberá proveer el mismo. Por lo tanto, a continuación, se presenta un resumen del procedimiento de selección correspondiente.

Selección del tornillo de bolas recirculantes vertical para la elevación del sinfín

La selección del tornillo de bolas recirculantes vertical implica considerar su longitud total, lo cual puede limitar las opciones disponibles. El primer paso consiste en explorar las alternativas ofrecidas por el fabricante de estos elementos para la longitud requerida.

Se decide utilizar los componentes del fabricante Hiwin Technologies, por lo que se utiliza el catálogo de la marca (Adjunto al final del informe).

Se examina el catálogo y se observa que el fabricante cuenta con 3 tipos de tornillos de bolas recirculantes, que se clasifican según su proceso de fabricación y presentan características específicas.

Tabla A-4: Características de los husillos de bolas. [Fuente: Hiwin] [5]

	Laminado	Arranque de viruta (Peeled)	Rectificado
Perfil			
Proceso de fabricación	Proceso de deformación	Proceso de corte	Proceso de rectificado
Aplicaciones típicas	Transporte	Transporte y posicionamiento	Posicionamiento
Clases de precisión	T5 - T10	T5 - T7	T0 - T5
Diámetro nominal (mm)	8 - 80	16 - 80	6 - 100
Long. máx. eje ⁽¹⁾ (mm)	100 - 5.600	3.300 - 6.500	110 - 10.000
Tipos de tuerca	Tuerca con brida Tuerca cilíndrica	Tuerca con brida Tuerca cilíndrica Tuerca doble	Tuerca con brida Tuerca cilíndrica Tuerca doble
Disponibilidad	En stock	Sobre pedido (> 30 días)	Sobre pedido (> 60 días)

En la tabla presentada arriba se pueden observar las características principales de estos tipos de husillos de bolas. Como es de esperar, el costo de estos elementos crece de izquierda a derecha, es decir el husillo laminado es el de menor costo por presentar un procedimiento de fabricación relativamente sencillo en comparación a los otros dos, que requieren de procesos de mecanizado. También cabe destacar que la precisión de estos tornillos crece con la cantidad de procesos, por lo que los tornillos rectificados son los más costosos y precisos que puede ofrecer el proveedor.

Teniendo en cuenta lo mencionado en el párrafo anterior y, considerando la precisión que exige el diseño de la máquina de recargue duro de sinfines, se decide utilizar husillos de bolas laminados.

A continuación, se realiza la presentación de las opciones disponibles de este componente.

Tabla A-5: Visión general de los husillos de bolas laminados disponibles. [Fuente: Hiwin] [5]

Diámetro nominal	Paso																			Long. máx. eje	
	1	1,25	2	2,5	3	4	5	5,08	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	T5	T7, T10	
8	*		*	+×	*		*												-	800	
10			*	+×	*	+×	*		*		*								600	1.500	
12			*	+	*	+×	■	*		*	■	*							600	1.500	
15							+×				*			*					1.500	3.000	
16	*		+	+		*	+	*	*	*	+	*	■	■		*			1.500	3.000	
20				+		*	+	+	*	*	■			+	+		*		1.500	3.000	
25				*		*	+	+	*	*	+				■				2.500	4.500	
32						+	+	+	*	*	+			■		■	*		2.500	4.500	
40							+		*	*	+	*	*	■	*		■		3.000	5.600	
50							+×		*		+	*	*	+×			+×	*	-	5.600	
63											+	*	*	+			*		-	5.600	
80											×			×					-	5.600	

+ Rosca derecha e izquierda
* Sólo rosca derecha
+ Tipo preferido para rosca derecha con entrega rápida en T7
■ Tipo preferido para rosca derecha con entrega rápida en T5 y T7

Visualizando los datos de la tabla anterior, se puede notar que como mínimo se deberá aplicar un tornillo de bolas de Ø 25mm debido a que es el diámetro mínimo para el cual existen tornillos con un largo de más de 3000 mm.

El paso siguiente es definir el diámetro que sea capaz de soportar la carga axial que le provocará el mecanismo durante la elevación y que no provoque el pandeo del tornillo. Para ello se utiliza el siguiente diagrama.

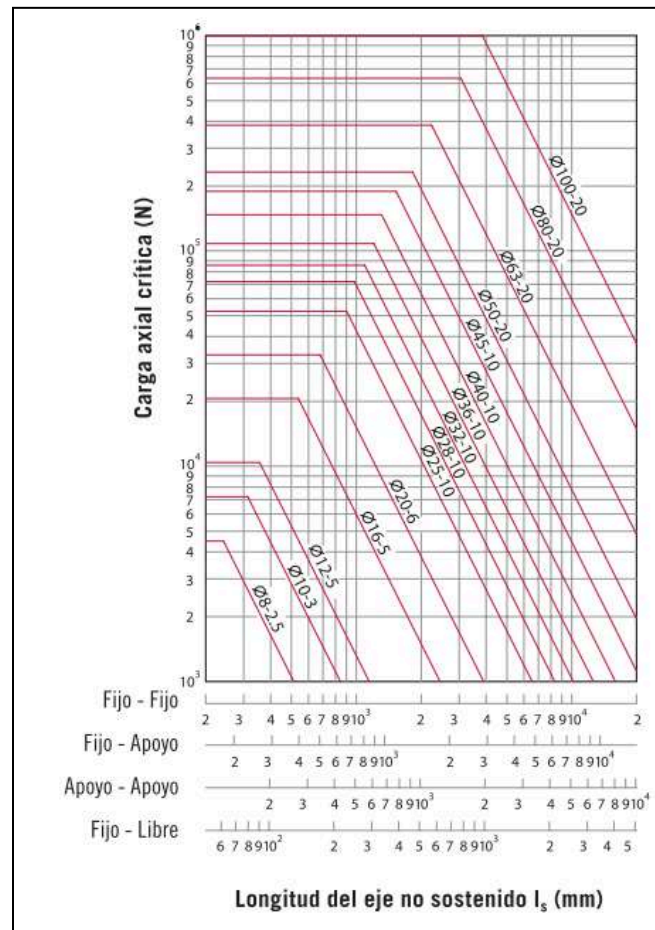


Figura A-11: Carga de pandeo para diferentes diámetros y longitudes de ejes roscados

[Fuente: Hiwin] [5]

Es importante conocer la carga que deberá soportar durante el proceso de elevación. Esta carga fue calculada anteriormente y nombrada como Fuerza Tangencial. Su valor máximo fue obtenido para el momento en que el sinfín se encuentra aproximadamente en posición horizontal y el mismo es de 2250 N. Para lograr un sobredimensionamiento acorde al realizado para el cálculo del motor, se decide multiplicar este valor por el mismo factor de seguridad (FOS) utilizado anteriormente, de 3. Por lo tanto, el tornillo de bolas debe ser capaz de soportar 6750 N de carga axial.

Conociendo que el tornillo de bolas se montará en un sistema Fijo - Apoyo y que contará con una longitud aproximada de 3500mm, se extrae define el diámetro del tornillo de bolas recirculantes.

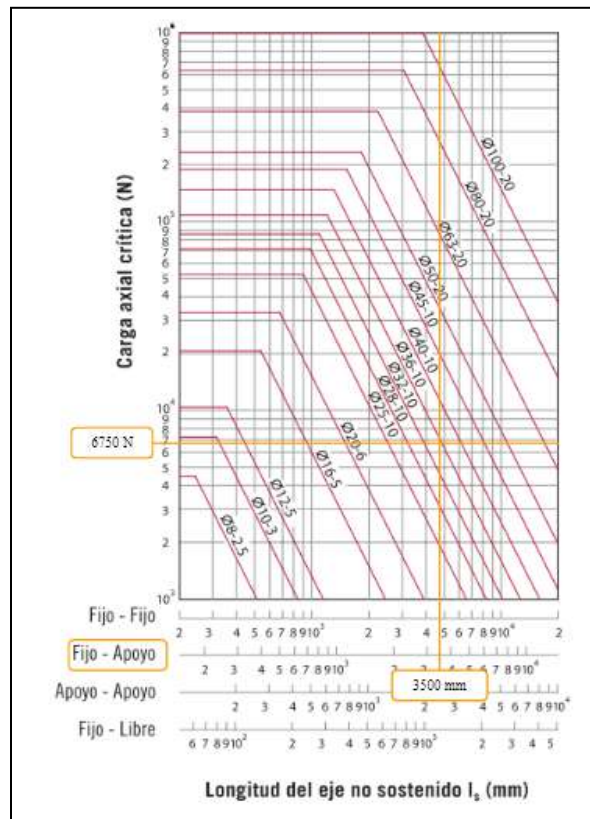


Figura A-12: Determinación del diámetro acorde para la aplicación. [Fuente: propia-Hiwin]

El tornillo de bolas que cumple con estas condiciones de carga, será uno de aproximadamente 36mm de diámetro. Dado que no existe uno con estas dimensiones, se toma el inmediato superior, dando como resultado la necesidad de aplicación de un tornillo de bolas recirculantes de 40 mm de diámetro.

Se decide aplicar un tornillo de bolas recirculantes de 40mm de diámetro y paso de 10 mm, que otorgará buena precisión y una velocidad de giro prudente.

Por lo tanto, se selecciona:

Tornillo de bolas recirculantes HIWIM, laminado, de Ø40mm de diámetro, 20mm de paso y calidad T10

Habiendo realizado la selección del tornillo de bolas, se continúa con el cálculo de la velocidad de salida requerida del motorreductor para alcanzar el objetivo de posicionar el tornillo sinfín de transporte en 30 segundos.

Se realiza el cálculo de la velocidad de salida del motorreductor a partir de la siguiente ecuación.

$$rpm_{salida} * paso_{tornillo} = \frac{distancia}{tiempo} \quad (20)$$

Despejando la velocidad de salida del motorreductor de la ecuación (20) y reemplazando con los respectivos valores, se obtiene la velocidad en cuestión.

$$rpm_{salida} = \frac{distancia}{tiempo * paso_{tornillo}} \quad (21)$$

$$rpm_{salida} = \frac{3132.5mm}{0.5min * 20 \frac{mm}{rev}}$$

$$rpm_{salida} = 313.25 rpm$$

Se utiliza el catálogo online de la marca de motores y motorreductores Sew Eurodrive, realizar la selección del motorreductor encargado de elevar el tornillo sin fin a su posición de trabajo.

Driveconfigurator S47DRN90S4 Opciones del usuario

Selección de productos 1 Búsqueda > 2 Variantes > 3 Opciones > 4 Resumen **Siguiente**

Búsqueda

Designación del tipo requerido: Ninguna búsqueda

Diseño del reductor: 5 = reductor de tornillo sin fin

Tipo motor: Motor DR... AC

País de uso: Más países (IEC 50 Hz)

Potencia del motor P [kW] / Par Ma [Nm]: 1 ± 1

Velocidad de salida na [1/min] / Índice de reducción i: 313 ± 1

Factor de servicio FS: 1.1

Clase con eficiencia internacional (IE): IE3 - Eficiencia Premium

Nº de polos: 4 polos

Factor de duración: S1-100%

Adaptador entre el reductor y el motor: Sin

Velocidades de salida bajas especiales: ☐

☐ Operación con convertidor de frecuencia



Resultados de la búsqueda

Denominación	Clase eficiente	P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	FS	na2 [1/min]	Factor con duración cíclica	PLCM
S37DRN90S4	IE3	1,1	299	32	4,60	1,05	1455	S1-100%	
S27DRN90S4	IE3	1,1	260	30	4,68	1,45	1455	S1-100%	
S37DRN90S4	IE3	1,1	270	35	5,38	0,95	1455	S1-100%	
S37DRN90S4	IE3	1,1	307	20	3,97	1,2	1455	S1-100%	
S37DRN90S4	IE3	1,1	270	37	5,38	1,4	1455	S1-100%	
S27DRN90S4	IE3	1,1	267	27	3,07	1,6	1455	S1-100%	
S37DRN90L4	IE3	1,5	300	45	4,80	1,05	1461	S1-100%	
S47DRN90S4	IE3	1,1	300	32	4,70	2,3	1455	S1-100%	
S47DRN90S4	IE3	1,1	270	35	5,38	2,1	1455	S1-100%	
S37DRN90L4	IE3	1,5	271	50	5,38	1	1461	S1-100%	

Nº de líneas: 10 < 1 2 3 4 >

Figura A-13: Preselección de motorreductores de tornillo sinfín SEW Eurodrive disponibles según requerimientos. [Fuente: SEW Eurodrive] [6]

Dentro de las posibilidades presentadas anteriormente, se decide seleccionar un motorreductor de 1.1 kW con una velocidad de salida de 306 rpm. El código que el fabricante asigna a dicho motor es el siguiente:

Motorreductor Sew Eurodrive $P = 1.1 \text{ kW}$ $na = 306 \text{ rpm}$ $Ma = 32 \text{ Nm}$ $i = 4.76$

S47DRN90S4

Recalculando el tiempo de posicionamiento para el sinfín de mayor porte que se espera procesar con esta máquina, se tiene lo siguiente.

$$v_{lineal} = rpm_{motorreductor} * p_{tornillo \text{ de } bolas} \quad (22)$$

$$v_{lineal} = 306 \frac{revoluciones}{min} * \frac{20mm}{revolución} = 6120 \frac{mm}{min}$$

Por lo que, para recorrer $3132.5mm$, ocupará el siguiente tiempo.

$$\Delta_t = \frac{\Delta_d}{v_{lineal}} \quad (23)$$

$$\Delta_t = \frac{3132.5mm}{6120 \frac{mm}{min}} = 0.512 \text{ min} \Rightarrow 30.7 \text{ segundos}$$

MOTOR 1

En este apartado se realiza el cálculo de la potencia necesaria en el motor de accionamiento del tornillo de bolas recirculantes utilizado para desplazar el carro móvil sobre el cual se aloja la columna que sostiene el tornillo sinfín desde un extremo. Nuevamente, para el cálculo de la potencia necesaria en el motor 1, se considera el momento de elevación del sinfín ya que, en este caso, las fuerzas gravitatorias se oponen al movimiento y, por ende, se requiere de más trabajo para ejecutar la acción. Durante el movimiento de descenso, la gravedad favorece el desplazamiento y se requiere de menor potencia para completar la acción.

Para realizar el cálculo, se considera como sistema al carro con sus patines Hiwin y todos los elementos sobre el mismo. Se puede observar al sistema elegido recuadrado en color rojo en la siguiente figura.

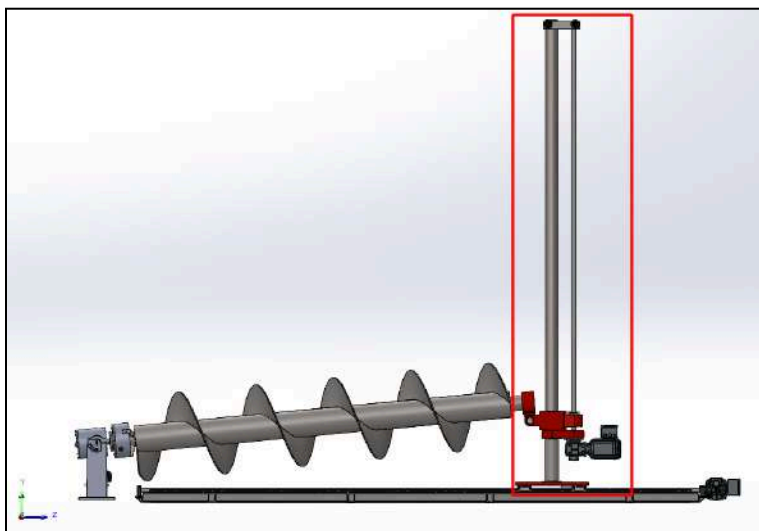


Figura A-14: Sistema seleccionado para realizar el estudio. [Fuente: propia]

Las fuerzas que actúan sobre el sistema son las listadas a continuación:

1. Fuerza peso del sistema.
2. Fuerza normal debido a la acción del sinfín.
3. Fuerza tangencial debido a la acción del sinfín.
4. Fuerza de roce 1 debido a la fricción entre el tornillo y la tuerca.
5. Fuerza de roce 2 debido a la fricción entre las guías y los carros.

En la siguiente imagen se puede observar el sistema con las cargas actuantes.

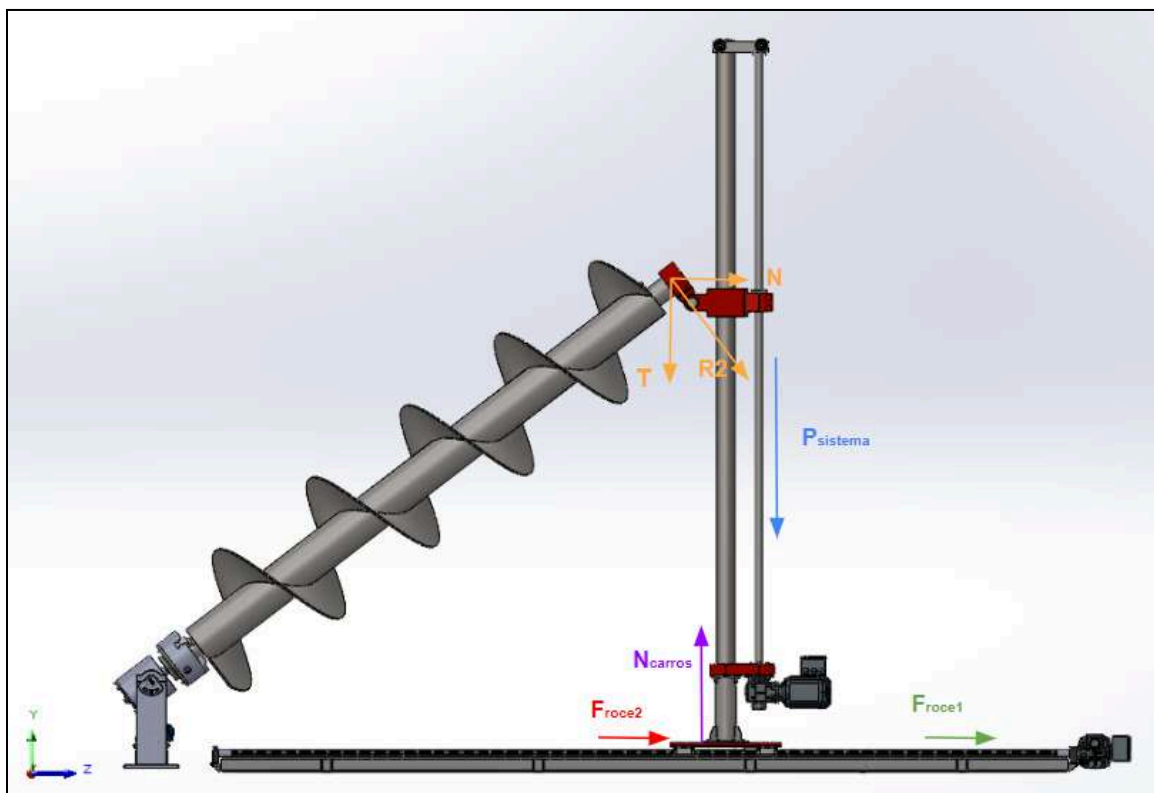


Figura A-15: Fuerzas actuantes sobre el sistema seleccionado. [Fuente: propia]

Se puede ver que la reacción $R2$ fue descompuesta según las direcciones Z e Y, en las fuerzas N y T , respectivamente.

A continuación, se realiza sumatorias de fuerzas en la dirección Y para obtener la magnitud de N_{carros} para luego poder hallar la fuerza de roce 2.

Sumatoria de fuerzas en Y

$$\sum F_y = 0 \quad (24)$$

$$N_{carros} - P_{sistema} - T = 0 \quad (25)$$

Despejando de la ecuación anterior la fuerza normal, se obtiene lo siguiente.

$$N_{carros} = P_{sistema} + T \quad (26)$$

Mediante el software Solidworks se realiza una estimación de la fuerza peso del sistema, utilizando el complemento calcular. En la siguiente figura se puede observar el peso estimado del sistema.

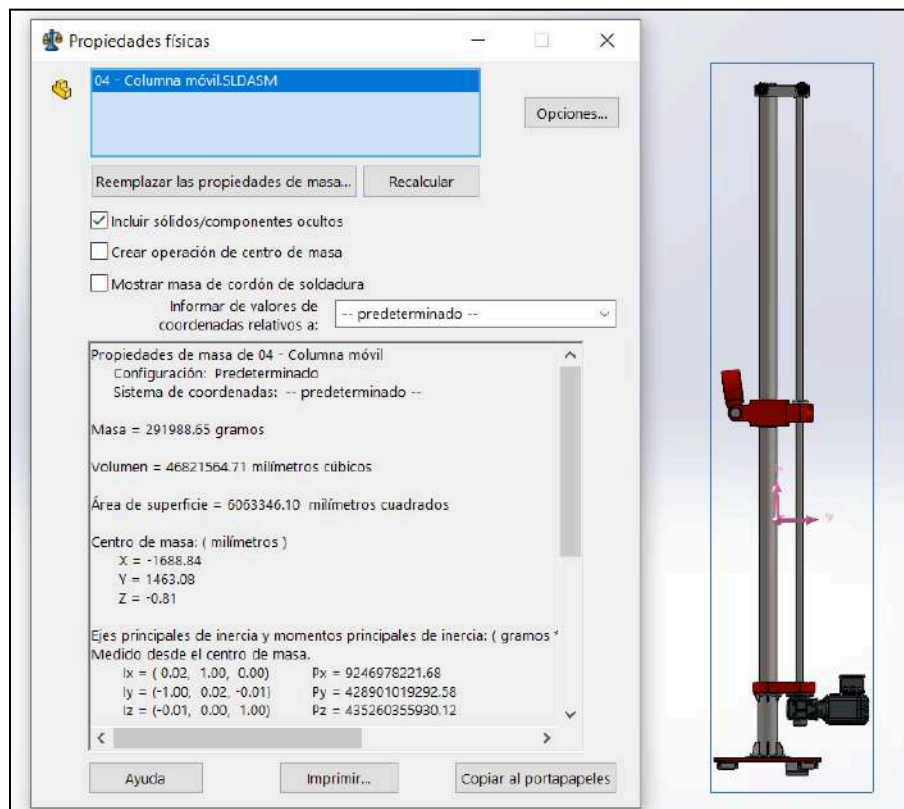


Figura A-16: Datos sobre el sistema seleccionado [Fuente: propia]

Del software se determina que el sistema elegido tiene un peso estimado de 292 kg, lo que se traduce en una fuerza peso aproximada de 2863.52 N.

Con este valor, y considerando el valor máximo de la fuerza tangencial calculado en secciones anteriores, se puede determinar el valor de la fuerza normal sobre los carros, N_{carros} :

$$N_{carros} = 2863.52 N + 2250 N$$

$$N_{carros} = 5114.52 N$$

Esta fuerza no se reparte de manera igual sobre los carros ya que el centro de gravedad del sistema definido no se encuentra en el centro de la placa en la cual se alojan los carros Hiwin. Por lo que para hallar el valor real de la carga sobre cada uno de los carros se debe utilizar las fórmulas propuestas en el catálogo del fabricante que se presentan a continuación.

Tabla A-6: Fórmulas para cálculo de carga sobre carros Hiwin. [Fuente: Hiwin] [5]

[1] Load on one block		
Table 1-3 Calculation example of loads on block		
Patterns	Loads layout	Load on one block
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_3 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 = P_2 = \frac{W \cdot h}{2c} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 = P_3 = \frac{W \cdot h}{2c} + \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot b}{2d}$

W: Applied weight
 l: Distance from external force to driver
 c: Rail spacing

P_i: Load (radial, reverse radial), i=1-4
 F: External force
 d: Block spacing

a,b,h: Distance from external force to geometric center
 P_i: Load (lateral), i=1-4
 h: Distance from center of gravity to driver

Se toman las fórmulas presentadas en el primer ejemplo para calcular los esfuerzos en sentido vertical que se producen sobre los carros. Para el caso estudiado, el valor de “a”

es nulo, por presentar simetría el sistema en dicho sentido, caso contrario con el valor “b” que se halla mediante la utilización del software Solidworks.

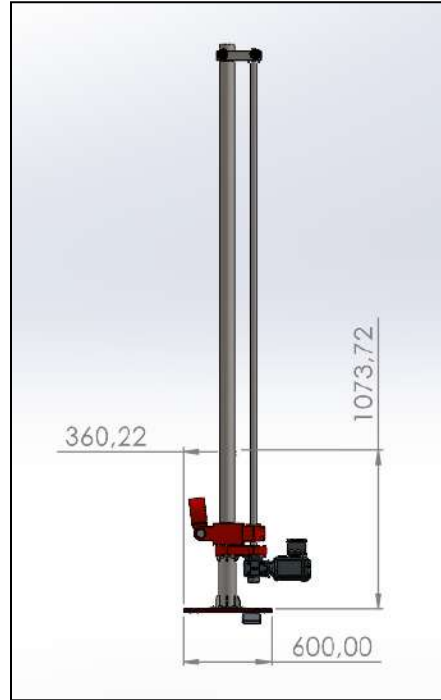


Figura A-17: Ubicación del centro de masa del sistema en estudio. [Fuente: propia]

Se observa un desfase del centro de masa del sistema de 60.22mm respecto del centro geométrico de la placa base sobre la que se alojan los carros.

A continuación se calcula el esfuerzo vertical en cada uno de los carros.

$$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d} \quad (27)$$

$$P_1 = \frac{5114.52 \text{ N}}{4} + \frac{5114.52 \text{ N} \cdot 0 \text{ mm}}{2 \cdot 0 \text{ mm}} + \frac{5114.52 \text{ N} \cdot 60.22 \text{ mm}}{2 \cdot 450 \text{ mm}}$$

$$P_1 = 1620.85 \text{ N}$$

$$P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d} \quad (28)$$

$$P_2 = \frac{5114.52 \text{ N}}{4} + \frac{5114.52 \text{ N} \cdot 0 \text{ mm}}{2 \cdot 0 \text{ mm}} - \frac{5114.52 \text{ N} \cdot 60.22 \text{ mm}}{2 \cdot 450 \text{ mm}}$$

$$P_2 = 936.41 \text{ N}$$

$$P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d} \quad (29)$$

$$P_3 = \frac{5114.52 \text{ N}}{4} - \frac{5114.52 \text{ N} \cdot 0 \text{ mm}}{2 \cdot 0 \text{ mm}} + \frac{5114.52 \text{ N} \cdot 60.22 \text{ mm}}{2 \cdot 450 \text{ mm}}$$

$$P_3 = 1620.85 \text{ N}$$

$$P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d} \quad (30)$$

$$P_4 = \frac{5114.52 \text{ N}}{4} - \frac{5114.52 \text{ N} \cdot 0 \text{ mm}}{2 \cdot 0 \text{ mm}} - \frac{5114.52 \text{ N} \cdot 60.22 \text{ mm}}{2 \cdot 450 \text{ mm}}$$

$$P_4 = 936.41 \text{ N}$$

Mediante las recomendaciones del fabricante de guías y carros lineales, se procede a calcular la fuerza de fricción entre los elementos. Para esto, Hiwin plantea la siguiente ecuación.

$$F = \mu \cdot W + S \quad (31)$$

Donde:

- ❖ F es la fuerza de fricción generada por un carro de manera individual [N].
- ❖ μ es el coeficiente de fricción entre el carro y la guía lineal [-].
- ❖ W es la carga vertical que deben soportar los carros [N].
- ❖ S es la resistencia a la fricción generada por la viscosidad de la grasa de lubricación y la resistencia de fricción entre bolas [N].

Hiwin establece un coeficiente de fricción (μ) de 0.004 para carros con elementos rodantes de tipo bolas y un valor de resistencia a la fricción (S) de 3,1.

Tabla A-7: Resistencia a la fricción de juntas de un sólo punto de contacto. [Fuente: Hiwin] [5]

Series / tamaño	Fuerza de fricción (N)	Series / tamaño	Fuerza de fricción (N)
HG/QH_15	1,2	HG_45	3,9
HG/QH_20	1,6	QH_45	5,3
HG/QH_25	2,0	HG_55	4,7
HG/QH_30	2,7	HG_65	5,8
HG/QH_35	3,1		

El valor de W para cada caso, fue calculado anteriormente y referenciado como Pi, donde i va de 1 a 4 y representa cada uno de los carros. De este modo, se obtiene la fuerza de fricción de manera individual.

$$F_1 = F_3 = 0.004 * 1620.85 N + 3.1 N$$

$$F_1 = F_3 = 9.6 N$$

$$F_2 = F_4 = 0.004 * 936.41 N + 3.1 N$$

$$F_2 = F_4 = 6.85 N$$

Se realiza la suma de los resultados obtenidos para hallar el valor de F_{roce2} .

$$F_{roce2} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad (32)$$

$$F_{roce2} = 9.6 N + 6.85 N + 9.6 N + 6.85 N$$

$$F_{roce2} = 32.86 N$$

Por otro lado, la fuerza de roce debido a la fricción generada entre la tuerca y el tornillo de bolas es muy pequeña en comparación al resto de las fuerzas actuantes por lo que se considera nula para el cálculo sin obtener grandes diferencias respecto de la realidad.

$$F_{roce1} \approx 0 N \quad (33)$$

Se procede a calcular la fuerza horizontal a vencer para lograr el posicionamiento (a velocidad constante) del tornillo sinfín a su posición de trabajo. Una vez más se

consideran los valores máximos de las fuerzas intervinientes para realizar el cálculo considerando la peor condición.

$$F_{TOTAL} = N + F_{roce1} + F_{roce2} \quad (34)$$

$$F_{TOTAL} = 1125 \text{ N} + 0 \text{ N} + 32.86 \text{ N}$$

$$F_{TOTAL} = 1157.86 \text{ N}$$

Habiendo hallado este valor, se procede a calcular la potencia necesaria en el motor 1 para desplazar axialmente el carro móvil y producir la elevación del tornillo sinfín en un tiempo estimado de 30 s. Para ello se utiliza la fórmula (2), que se muestra a continuación.

$$P = F * \frac{d}{\Delta T}$$

Para un sinfín con un largo de 3500mm, el carro móvil deberá recorrer horizontalmente una distancia de 2594mm aproximadamente. Por lo que la potencia requerida será la siguiente.

$$P = 1157.86 \text{ N} * \frac{2.594 \text{ m}}{30 \text{ s}}$$

$$P = 100 \text{ W} = 0.1 \text{ kW}$$

Aplicando un factor de seguridad (FOS) de 3 al valor obtenido, al igual que para el motor 2, se obtiene la potencia que deberá presentar el motor elegido.

$$P_{motor} = P * FOS$$

$$P_{motor} = 0.1 \text{ kW} * 3$$

$$P_{motor} = 0.3 \text{ kW} \approx 0.4 \text{ HP}$$

Con esta información, se procede a elegir un motorreductor de la marca Sew Eurodrive.

SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL CARRO SOLDADOR

El sistema de accionamiento del carro soldador se compone de un motorreductor de eje hueco que acciona dos piñones que se alojan en el eje pasante y provocan el giro de los tornillos de bolas recirculantes, uno de rosca izquierda y el otro de rosca derecha, que presentan en uno de sus extremos también dos piñones. Este mecanismo, mediante la utilización de tuercas de bolas recirculantes, provoca el desplazamiento de un carro soldador sobre las guías lineales dispuestas a 75° sobre la estructura y permite realizar una pasada paralela al eje principal del sinfín en posición de trabajo, realizando el recargue duro sobre la hélice de este último.

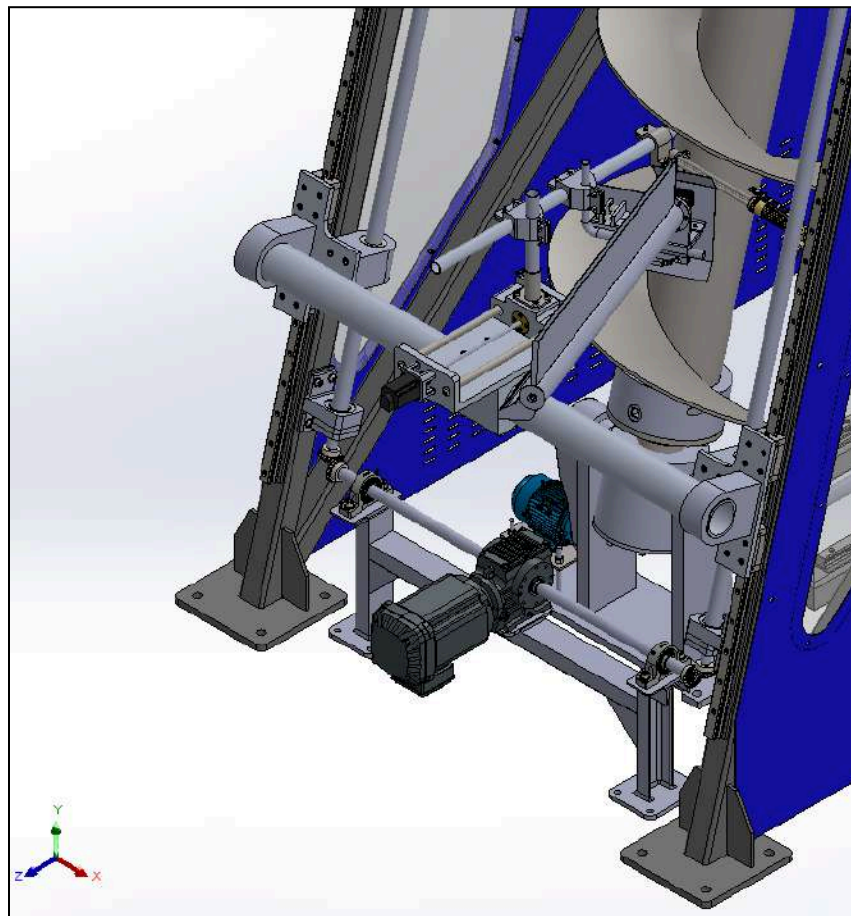


Figura A-18: Sistema de accionamiento del carro soldador. [Fuente: propia]

Este es uno de los sistemas de accionamiento más importante de la máquina ya que es el encargado de accionar los tornillos de bolas recirculantes que provocan el desplazamiento del carro soldador del equipo. Realizar este movimiento con precisión y a un ritmo definido es de vital importancia para el objetivo de la máquina de realizar

recargues homogéneos con mayor productividad que realizando el trabajo manualmente.

En esta sección, calcularemos la potencia necesaria en el motorreductor de eje hueco para desplazar el carro soldador sobre la estructura. Nuevamente se considera para el cálculo el momento de ascenso del carro por encontrarse las fuerzas actuantes sobre el conjunto oponiéndose al movimiento. De este modo, se está ante la peor condición de carga para el dimensionamiento del motor.

En primer lugar, se determinan las fuerzas actuantes sobre el sistema “Carro Soldador”. A continuación se realiza un listado de las mismas.

1. Fuerza sobre el conjunto debido a la acción de la gravedad.
2. Fuerza de fricción entre las tuercas y los tornillos de bolas.
3. Fuerza de fricción entre las guías y los carros Hiwin.
4. Fuerza normal sobre los carros por acción de la guía.

Debajo se puede observar el diagrama de cuerpo libre para el conjunto en cuestión.

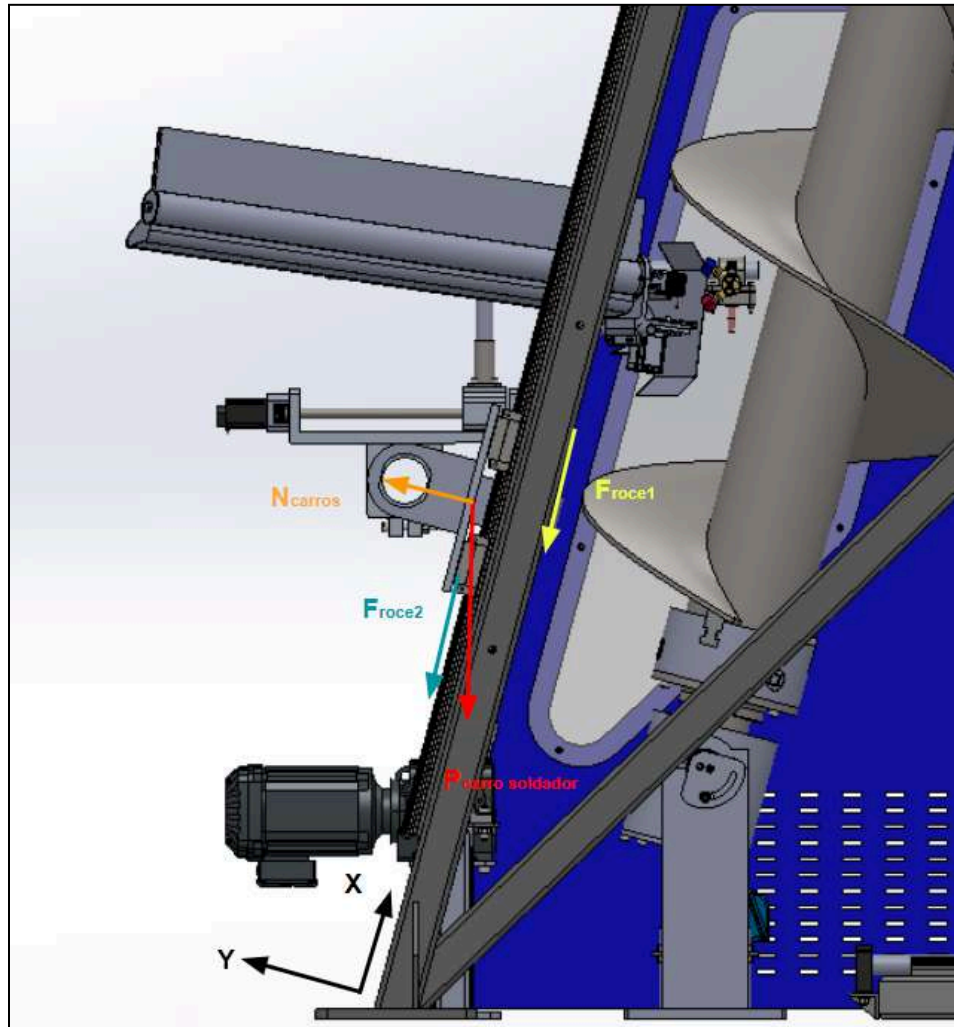


Figura A-19: Diagrama de cuerpo libre del carro soldador. [Fuente: propia]

El siguiente paso es hallar la magnitud de las fuerzas listadas para poder determinar la fuerza F que debe realizar el motorreductor de eje hueco para cumplir adecuadamente su función.

Se realiza mediante la utilización del software de diseño mecánico Solidworks la estimación del peso del conjunto carro soldador. Para ello se utiliza el complemento "Calcular". En la siguiente figura se puede observar la masa del conjunto en cuestión.

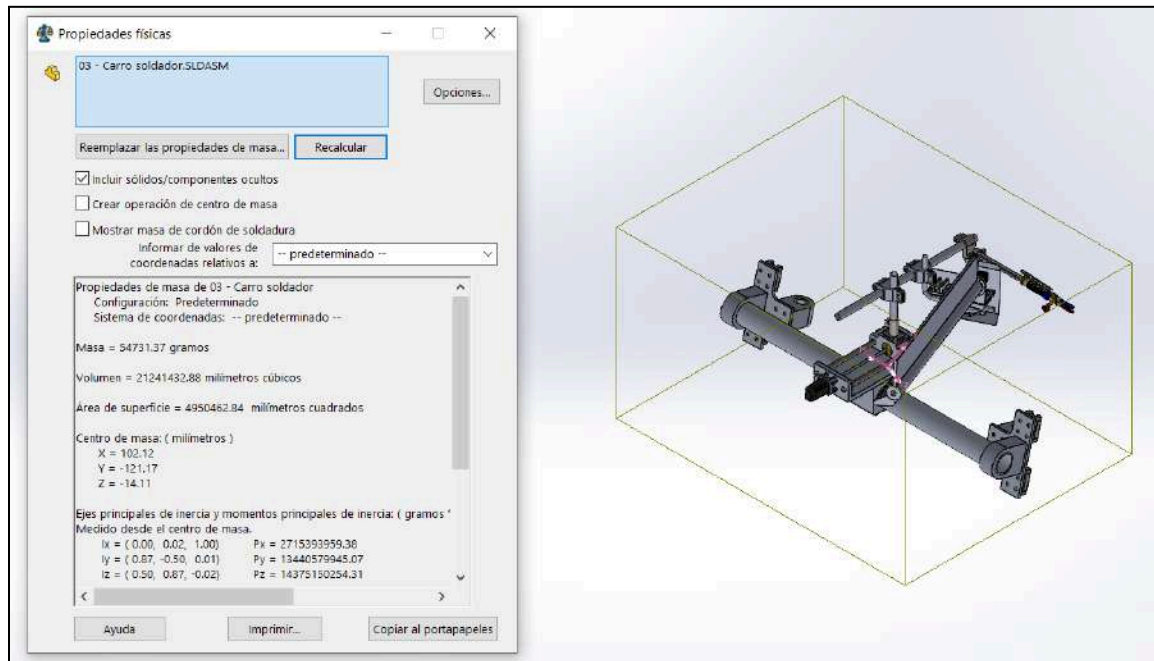


Figura A-20: Datos del subconjunto "Carro Soldador". [Fuente: propia]

Por lo tanto, la fuerza peso del conjunto es de aproximadamente 536.91 N.

$$P_{\text{carro soldador}} = 536.91 \text{ N}$$

A continuación, se realiza una sumatoria de fuerzas en la dirección Y (del diagrama de cuerpo libre) para hallar la magnitud de la fuerza normal, N_{carros} . Se considera el carro moviéndose a velocidad constante, por lo que se tiene lo siguiente.

$$\sum F_y = 0 \quad (35)$$

$$N_{\text{carros}} - P_{\text{carro soldador}} * \sin(25^\circ) = 0 \quad (36)$$

Despejando de la ecuación (36) la fuerza N_{carros} , se obtiene una expresión para la misma.

$$N_{\text{carros}} = P_{\text{carro soldador}} * \sin(25^\circ) \quad (37)$$

$$N_{carros} = 536.91 N * \sin (25^\circ)$$

$$N_{carros} = 226.91 N$$

Habiendo hallado este valor, se puede continuar con el cálculo de la fuerza de roce debido a la fricción entre los carros y las guías lineales Hiwin. Nuevamente se utiliza la fórmula XX para hallar el valor de F_{roce2} que actúa sobre el sistema en estudio.

$$F = \mu * W + S$$

Hiwin establece un coeficiente de fricción (μ) de 0.004 para carros con elementos rodantes de tipo bolas y un valor de resistencia a la fricción (S) de 3,1.

Dada la simetría de este caso y suponiendo que, el conjunto de elementos que se montan sobre el travesaño que vincula ambos carros presenta su centro de masa en el centro geométrico del travesaño, podemos considerar que la fuerza denominada como N_{carros} se distribuye homogéneamente en cada uno de los patines Hiwin. Por lo tanto, se puede suponer lo siguiente.

$$W = \frac{N_{carros}}{n} \quad (38)$$

Donde:

- ❖ W es la carga vertical individual sobre los carros hiwin [N].
- ❖ N_{carros} es la fuerza normal que ejerce el sistema sobre la totalidad de los carros [N].
- ❖ n es la cantidad total de carros Hiwin con los que cuenta el conjunto [-].

Por lo tanto, reemplazando con los valores hallados y conocidos, obtenemos la carga vertical en cada uno de los carros, que nos permitirá hallar la fuerza de roce total generada por los mismos.

$$W = \frac{226.91 N}{4}$$

$$W = 56.73 \text{ N}$$

Debajo se calcula la fuerza de roce generada individualmente para luego sumar dichas magnitudes y obtener la fuerza de roce general.

$$F_1 = F_3 = F_3 = F_3 = 0.004 * 56.73 \text{ N} + 3.1 \text{ N}$$

$$F_1 = F_3 = F_3 = F_3 = 3.33 \text{ N}$$

Se realiza la suma de los resultados obtenidos para hallar el valor de F_{roce2} .

$$F_{roce2} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad (39)$$

$$F_{roce2} = 4 * 3.33 \text{ N}$$

$$F_{roce2} = 13.31 \text{ N}$$

Por otro lado, la fuerza de roce número 1 correspondiente a la fuerza de fricción generada por las tuercas y los tornillos de bolas recirculantes se considera nula por su escasa influencia en el cálculo.

$$F_{roce1} \approx 0 \text{ N} \quad (40)$$

Dado que se conoce la magnitud de la totalidad de las fuerzas actuantes sobre el sistema, se procede a calcular el esfuerzo necesario a realizar para lograr desplazar el carro soldador del equipo. Para esto se procede a realizar una sumatoria de fuerzas en la dirección X indicada en el diagrama de cuerpo libre presentado anteriormente.

$$\sum F_x = 0 \quad (41)$$

$$F - P_{\text{carro soldador}} * \cos(25^\circ) - F_{roce1} - F_{roce2} = 0 \quad (42)$$

Despejando de la ecuación (42) la fuerza F se obtiene la siguiente expresión.

$$F = P_{\text{carro soldador}} * \cos(25^\circ) + F_{roce1} + F_{roce2} \quad (43)$$

$$F = 536.91 N * \cos(25^\circ) + 0 N + 13.31 N$$

$$F = 499.92 N$$

Luego, se debe determinar la velocidad de desplazamiento del carro soldador para poder calcular la potencia necesaria en el motorreductor de eje hueco. Como se menciona en el planteo de este proyecto, uno de los objetivos principales del desarrollo de este diseño de máquina es lograr triplicar la productividad obteniendo una calidad igual o aún mayor a la que se obtiene actualmente mediante la realización manual del recubrimiento por parte de un soldador calificado. Por lo tanto, primero se debe conocer la productividad de estos trabajadores. Según numerosos comentarios de los dueños o mismos empleados de talleres metalúrgicos dedicados al recargue duro, la productividad se encuentra en aproximadamente 1 metro lineal de recargue con ancho de pasada de 80 mm por cada 3 horas de trabajo, en un sinfín estándar de una descarga de cosechadora.

De todos modos, en este proyecto, la potencia del motorreductor estará definida por la velocidad del carro soldador durante la etapa de limpieza de la superficie a recargar, anterior al recargue, por ser el momento en el cual el carro se desplaza a mayor velocidad y por ser la velocidad directamente proporcional a la potencia.

Se espera lograr una pasada de limpieza en un tiempo estimado de 2 minutos para el sinfín de mayor porte (3500 mm de largo) que se puede procesar. A continuación se calcula la velocidad necesaria para dicho fin.

$$v_{lineal} = \frac{3500 \text{ mm}}{2 \text{ min}} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$v_{lineal} = 0.029 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se procede a calcular la potencia necesaria en el motorreductor para accionar el carro soldador a lo largo del equipo.

$$P = F * \frac{d}{\Delta T}$$

$$P = 499.92 N * 0.029 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 14.58 W = 0.01458 kW$$

Luego, se aplica un factor de seguridad (FOS) de 3 para asegurar que el motor trabaje sin ser sobreexigido, contemplando la ocurrencia de sobrecargas imprevistas, la posibilidad de agregar dispositivos sobre el carro soldador que aumenten el peso del sistema y, por ende, requiera de mayor potencia, entre otros.

$$P_{motor} = P * FOS$$

$$P_{motor} = 14.58 W * 3$$

$$P_{motor} = 43.74 W \approx 0.04374 kW$$

Como se puede observar, la demanda de potencia es muy baja para este motorreductor de eje hueco.

Por último, considerando las características de los tornillos de bolas recirculantes seleccionados, se define la velocidad de salida que debe entregar el motor para la aplicación.

$$rpm_{salida} = \frac{distancia}{tiempo * paso_{tornillo}} \quad (44)$$

$$rpm_{salida} = \frac{3500mm}{2min * 10 \frac{mm}{rev}}$$

$$rpm_{salida} = 175 rpm$$

Se utiliza el catálogo online de la marca de motores y motorreductores Sew Eurodrive, realizar la selección del motorreductor encargado de elevar el tornillo sin fin a su posición de trabajo. Dado que la potencia calculada es muy baja, se toma el motorreductor de eje hueco de menor potencia que cuente con la velocidad de salida más aproximada que se encuentra en el catálogo del fabricante. El mismo se presenta a continuación.

Driveconfigurator **SA37DRN71M4** **Opciones del usuario**

Selección de productos 1 Búsqueda > 2 Variantes > 3 Opciones > 4 Resumen **Siguiente**

Búsqueda
Designación del tipo requerido: Ninguna búsqueda 🔍 Búsqueda

Disaño del reductor: 3 - reductor de tornillo sin fin

Tipo motor: Motor DR.. AC

País de uso: Europa (CE 60 Hz)

Potencia del motor P [kW] / Par Ma [Nm]: 0.25 ± / ±

Velocidad de salida na [1/min] / Índice de reducción: 175 ± / ±

Factor de servicio iB: 1.1 ±

Clase con eficiencia internacional (IE): IE3 - Eficiencia Premium

Nº de polos: 4 polos

Factor de duración: S1-100%

Adaptador entre el reductor y el motor: Sin

Velocidades de salida bajas especiales: ☐

☐ Operación con convertidor de frecuencia



Resultados de la búsqueda

Denominación	Clase eficiente	P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	iB	na2 [1/min]	Factor con duración cíclica	PLCM
SA37DRN71M4	IE3	0.37	177	18	8	2.5	1415	S1-100%	
SA37DRN71M4	IE3	0.37	157	20	0.02	2.3	1415	S1-100%	
SA37DRN71M4	IE3	0.37	223	14	6.33	2.4	1415	S1-100%	
SA37DRN71M4	IE3	0.37	206	15	6.6	2.6	1415	S1-100%	

Nº de líneas: 10

Figura A-21: Preselección de motorreductores de tornillo sinfín SEW Eurodrive disponibles según requerimientos. [Fuente: SEW Eurodrive] [6]

Dentro de las posibilidades presentadas anteriormente, se decide seleccionar un motorreductor de 0.37 kW con una velocidad de salida de 177 rpm. El código que el fabricante asigna a dicho motor es el siguiente:

Motorreductor Sew Eurodrive P = 0.37 kW na = 177 rpm Ma = 18 Nm i = 8

SA37DRN71M4

Recalculando el tiempo de posicionamiento para el sinfín de mayor porte que se espera procesar con esta máquina, se tiene lo siguiente.

$$v_{lineal} = 177 \frac{\text{revoluciones}}{\text{min}} * \frac{10\text{mm}}{\text{revolución}} = 1770 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Por lo que, para recorrer 3500 mm, ocupará el siguiente tiempo.

$$\Delta_t = \frac{3500 \text{ mm}}{1770 \frac{\text{mm}}{\text{min}}} = 1.977 \text{ min} \Rightarrow 118.62 \text{ segundos}$$

Este motor deberá ir acompañado de un variador de frecuencia para controlar la velocidad de salida del motorreductor y poder manejar las distintas velocidades de desplazamiento del carro soldador según si se desea realizar la limpieza o recargue del sinfín.

Dimensionamiento del eje horizontal

Luego de seleccionar el motorreductor de eje hueco necesario para desplazar el carro soldador a lo largo de la estructura principal de la máquina, se procede a dimensionar el eje horizontal pasante que se encargará, a través de una serie de engranajes cónicos de dientes rectos, de dar movimiento a los tornillos de bolas recirculantes para desplazar dicho carro.

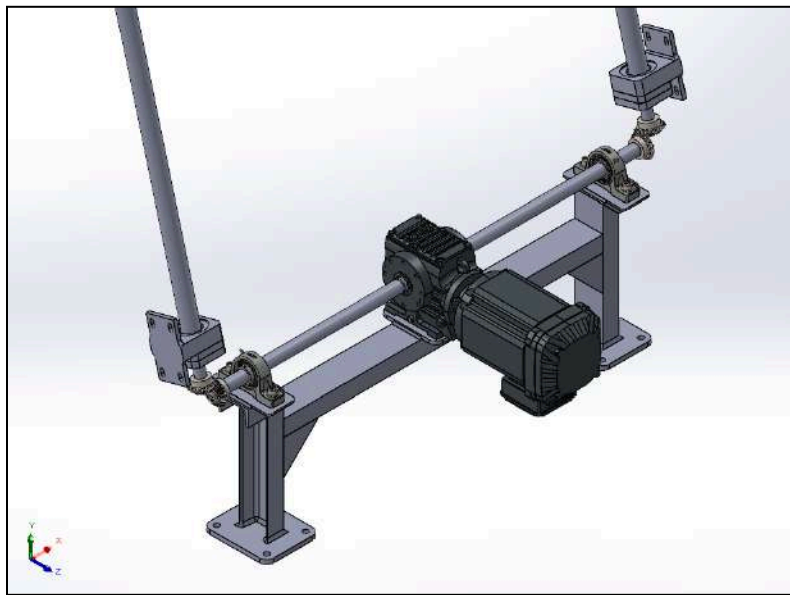


Figura A-22: Sistema de accionamiento del carro soldador. [Fuente: Propia]

Para el dimensionamiento de este eje, lo primero que se necesita es conocer los esfuerzos y reacciones que se dan sobre el mismo. Para ello, se realiza un análisis de la interacción de cada uno de los elementos sobre el eje en cuestión.

Se comienza analizando el esfuerzo generado sobre el dentado de los engranajes cónicos para luego transportarlos sobre el eje. Para determinar los esfuerzos que

actúan sobre el dentado de estos engranajes se utilizan las consideraciones propuestas en la bibliografía “Diseño en Ingeniería Mecánica”, de Shigley [XX].

La práctica habitual consiste en utilizar la *carga tangencial o transmitida* que ocurriría si todas las fuerzas estuvieran concentradas en el punto medio del diente. Aunque la resultante real se presenta en algún lugar entre el punto medio y el extremo mayor del diente, sólo hay un pequeño error cuando se hace este supuesto.

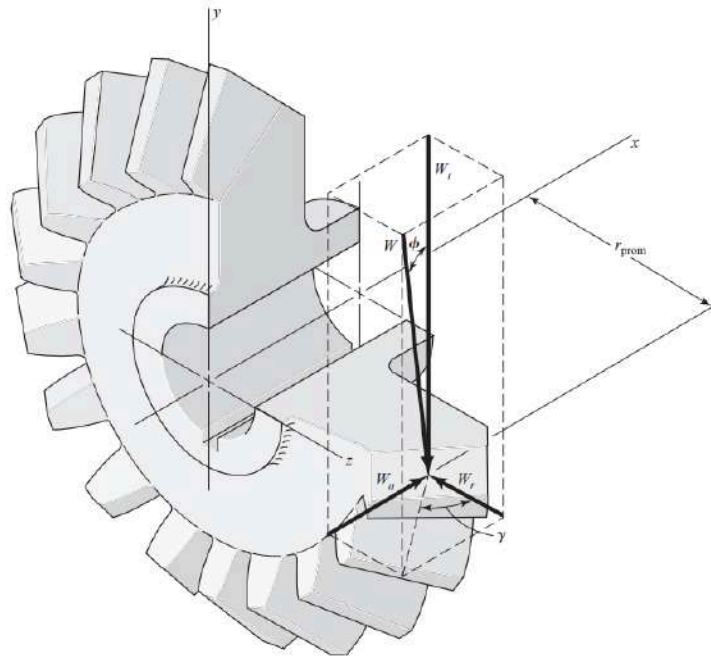


Figura A-23: Esfuerzos sobre el dentado de un engranaje cónico de dientes rectos. [Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley] [3]

En el caso de la carga transmitida, se puede representar con la siguiente ecuación.

$$W_t = \frac{T}{r_{av}} \quad (45)$$

Donde:

- ❖ W_t es la carga tangencial o transmitida [N].
- ❖ T es el par de torsión transmitido por el engranaje [Nm].

- ❖ r_{av} es el radio de paso en el punto medio del diente del engranaje [m].

Las fuerzas que actúan en el centro del diente se muestran en la figura XX-XX. La fuerza resultante W tiene tres componentes: una fuerza tangencial W_t , una fuerza radial W_r y una fuerza axial W_a . De la trigonometría de la figura, se obtienen las siguientes ecuaciones.

$$W_r = W_t * \tan(\phi) * \cos(\gamma) \quad (46)$$

$$W_a = W_t * \tan(\phi) * \sin(\gamma) \quad (47)$$

Donde:

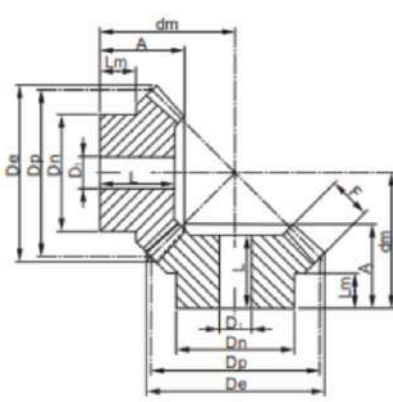
- ❖ W_r es la carga radial por la actuación de la fuerza W [N].
- ❖ W_a es la carga axial por la actuación de la fuerza W [N].
- ❖ ϕ es el ángulo de presión del diente del engranaje [°].
- ❖ γ es el ángulo de paso [°].

Para poder conocer los valores de las fuerzas mencionadas anteriormente, se deben presentar las dimensiones de los engranajes cónicos seleccionados. Para la aplicación, se decide utilizar engranajes con una relación de transmisión de 1:1 y dimensiones pequeñas, principalmente por cuestiones de espacio.

Se realiza la selección utilizando el catálogo del fabricante de transmisiones mecánicas Gaes (anexo 3). El resultado de la selección es el siguiente.

2 x Engranaje cónico de dientes rectos de módulo $M = 3$ y cantidad de dientes $Z = 20$

Las dimensiones de los piñones seleccionados se pueden observar en la siguiente tabla extraída del catálogo adjunto en el anexo de este informe.

Tabla A-8: Dimensiones de los piñones cónicos de dientes rectos. [Fuente: Gaes] [7]


M	Z	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm
1,5	16	26,1	24,0	18	8	18	8	23,8	17	8,9
	20	32,1	30,0	20	8	22	10	28,7	18	9,8
	22	35,1	33,0	20	8	25	10	30,2	18	9,7
	25	39,6	37,5	23	8	28	10	35,4	21	12
	30	47,1	45,0	25	10	30	12	39,7	22,5	12
2	16	34,8	32,0	20	9	25	10	28,8	17	9,3
	20	42,8	40,0	25	12	32	10	35,7	22	12
	22	46,8	44,0	25	12	36	10	37,7	22	17,7
	25	52,8	50,0	28	14	40	12	42,3	25	12,3
	30	62,8	60,0	30	16	50	12	47,8	27	12,8
2,5	16	43,5	40,0	25,5	10	32	12	37,3	22	13,3
	20	53,5	50,0	30,5	12	40	12	45,9	27	16
	22	58,5	55,0	30,5	12	45	12	48,3	27	15,9
	25	66,0	62,5	33,5	15	50	15	53,0	30	16
	30	78,5	75,0	35,5	18	55	15	59,1	32	16
3	16	52,2	48,0	30	12	40	15	44,2	26	16,2
	20	64,2	60,0	35	18	45	15	51,1	31	13,6
	22	70,2	66,0	35	18	50	15	54,0	31	13
	25	79,2	75,0	38	20	55	15	60,1	34	16
	30	94,2	90,0	40	22	60	20	68,1	36	19

A partir de todas las ecuaciones presentadas, se programa una planilla de cálculo para obtener los valores de los esfuerzos generados sobre el eje por la acción de los piñones. Los resultados obtenidos se listan a continuación.

Tabla A-9: Esfuerzos sobre el dentado del piñón cónico de dientes rectos. [Fuente: Propia]

Fuerza tangencial sobre el engranaje	Wt	387,82 N
Fuerza radial sobre el engranaje	Wr	99,81 N
Fuerza axial sobre el engranaje	Wa	99,81 N

Luego, se continúa calculando las reacciones producidas sobre los rodamientos soportes del árbol en estudio. Para ello se realiza un diagrama de cuerpo libre de este.

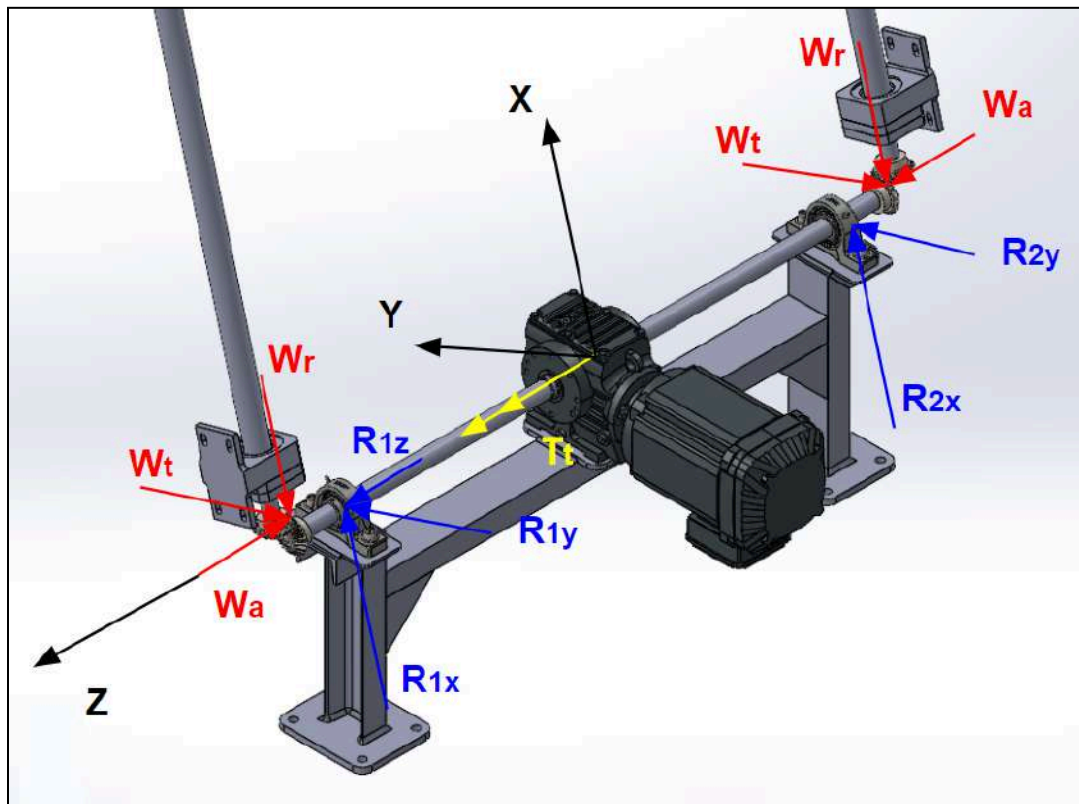


Figura A-24: Diagrama de cuerpo libre del eje horizontal. [Fuente: propia]

Se debe tener en cuenta que el punto de aplicación de las fuerzas W_a , W_r y W_t se da sobre el radio de paso, calculado a través de la planilla de cálculo. Esto deberá considerarse en el momento de calcular las reacciones en los apoyos del eje pasante. Las demás fuerzas se encuentran ubicadas sobre el eje principal del árbol.

Se realiza sumatoria de momentos y fuerzas en las direcciones establecidas para determinar los esfuerzos sobre los rodamientos y para poder realizar el dimensionamiento del eje horizontal.

Sumatoria de momento en O según X

Por la estática del problema, el momento resultante en la dirección X debe ser nulo, por lo tanto se lo representa según la ecuación siguiente.

$$\sum M_{O_x} = 0 \quad (48)$$

Se escribe la sumatoria de momento según las fuerzas actuantes y sus vectores de distancia, se tiene lo siguiente.

$$R_{2y} * d_1 - W_t * d_2 - R_{1y} * d_1 + W_t * d_2 = 0 \quad (49)$$

Reacomodando la ecuación (49), se obtiene la siguiente expresión.

$$R_{2y} * d_1 - R_{1y} * d_1 = 0 \quad (50)$$

Se saca como factor común la distancia d_1 y se obtiene la siguiente ecuación, que expresando de diferentes modos se puede interpretar como (53).

$$(R_{2y} - R_{1y}) * d_1 = 0 \quad (51)$$

Considerando que la distancia d_1 es distinta de cero, se puede expresar lo siguiente.

$$(R_{2y} - R_{1y}) = 0 \quad (52)$$

$$R_{2y} = R_{1y} \quad (53)$$

Sumatoria de momento en O según Y

Por la estática del problema, el momento resultante en la dirección Y debe ser nulo, por lo tanto se lo representa según la ecuación siguiente.

$$\sum M_{O_y} = 0 \quad (54)$$

Se escribe la sumatoria de momento según las fuerzas actuantes y sus vectores de distancia, se tiene lo siguiente.

$$- R_{2x} * d_1 + W_r * d_2 - W_a * r_{av} + R_{1x} * d_1 - W_r * d_2 + W_a * r_{av} = 0 \quad (55)$$

Reacomodando la ecuación (49), se obtiene la siguiente expresión.

$$- R_{2x} * d_1 + R_{1x} * d_1 = 0 \quad (56)$$

Se saca como factor común la distancia d_1 y se obtiene la siguiente ecuación, que expresando de diferentes modos se puede interpretar como (53).

$$(R_{1x} - R_{2x}) * d_1 = 0 \quad (57)$$

Considerando que la distancia d_1 es distinta de cero, se puede expresar lo siguiente.

$$(R_{1x} - R_{2x}) = 0 \quad (58)$$

$$R_{1x} = R_{2x} \quad (59)$$

Sumatoria de momento en O según Z

Por la estática del problema, el momento resultante en la dirección Z debe ser nulo, por lo tanto se lo representa según la ecuación siguiente.

$$\sum M_{O_z} = 0 \quad (60)$$

Se escribe la sumatoria de momento según las fuerzas actuantes y sus vectores de distancia, así como también los momentos torsores aplicados directamente sobre el eje, se tiene lo siguiente.

$$- W_t * r_{av} - W_t * r_{av} + T_T = 0 \quad (61)$$

Reacomodando la ecuación (49), se obtiene la siguiente expresión.

$$- 2 * W_t * r_{av} + T_T = 0 \quad (62)$$

Lo anterior, se puede interpretar de la siguiente manera.

$$T_T = 2 * W_t * r_{av} \quad (63)$$

Luego, despejando W_t de la ecuación (XX), se obtiene la siguiente expresión.

$$W_t = \frac{T_T}{2 * r_{av}} \quad (64)$$

Sumatoria de fuerzas en X

Nuevamente, por la estática del eje, se tiene que la sumatoria de fuerzas en la dirección X es nula.

$$\sum F_x = 0 \quad (65)$$

Reescribiendo la sumatoria de fuerzas considerando las cargas actuantes sobre el eje representadas en el diagrama de cuerpo libre, se tiene lo siguiente.

$$R_{1x} + R_{2x} - W_r - W_r = 0 \quad (66)$$

$$R_{1x} + R_{2x} - 2 * W_r = 0 \quad (67)$$

$$R_{1x} + R_{2x} = 2 * W_r \quad (68)$$

$$2 * R_{1x} = 2 * W_r \quad (69)$$

$$R_{1x} = W_r \quad (70)$$

Sumatoria de fuerzas en Y

Nuevamente, por la estática del eje, se tiene que la sumatoria de fuerzas en la dirección Y es nula.

$$\sum F_Y = 0 \quad (71)$$

$$R_{1y} + R_{2y} - W_t - W_t = 0 \quad (72)$$

$$R_{1y} + R_{2y} - 2 * W_t = 0 \quad (73)$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 2 * W_t \quad (74)$$

$$2 * R_{1y} = 2 * W_t \quad (75)$$

$$R_{1y} = W_t \quad (76)$$

Sumatoria de fuerzas en Z

$$\sum F_Z = 0 \quad (77)$$

$$R_{1z} + W_a - W_a = 0 \quad (78)$$

$$R_{1z} = 0 \text{ N}$$

Mediante las sumatorias de esfuerzos y momentos realizadas, se logran establecer las cargas sobre los rodamientos por acción del sistema en estudio. Se obtienen dos fuerzas en sentido de los ejes coordenados X e Y, que actúan de manera radial sobre los rodamientos. Por lo tanto, se realiza una composición de ambas fuerzas para obtener la resultante y comparar esta carga con la admisible por el tipo de rodamiento elegido.

Carga radial resultante sobre el rodamiento

Como se mencionó anteriormente, la carga radial total sobre el rodamiento está compuesta por la reacción en el sentido de X e Y obtenida en los cálculos. Por lo que la carga total se puede expresar como se muestra a continuación.

$$R_1 = \sqrt{(R_{1x}^2 + R_{1y}^2)} \quad (79)$$

Reemplazando los valores de R_{1x} y R_{1y} en la ecuación anterior, obtenemos la carga total en cuestión.

$$R_1 = \sqrt{(99.81 \text{ N})^2 + (387.82 \text{ N})^2}$$

$$R_1 = 400.46 \text{ N}$$

La carga que deberá soportar el rodamiento SKF SY 30 TF es muy pequeña. De todos modos, se extraen los valores máximos admisibles de carga del manual del fabricante SKF.

Tabla A-10: Datos técnicos del rodamiento SKF SY 30 TF. [Fuente: SKF] [4]

Datos del cálculo		
Capacidad de carga dinámica básica	C	19.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	11.2 kN
Carga límite de fatiga	P _d	0.475 kN
Velocidad límite		6 300 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Se puede observar de la tabla anterior que el rodamiento seleccionado va a resistir correctamente la carga transmitida por el mecanismo. El rodamiento se encuentra con un gran margen de seguridad por lo que podemos asegurar una elevada vida útil.

El rodamiento 2 se encuentra exactamente en las mismas condiciones que el rodamiento 1, por lo que se puede asegurar su correcto funcionamiento.

Ambos rodamientos fueron aplicados por cuestiones dimensionales de los demás elementos que componen el sistema de accionamiento del carro soldador y por la facilidad de montaje que presentan.

Continuando con el dimensionamiento del eje horizontal del sistema de accionamiento del carro soldador, se procede a realizar el método de las secciones para determinar la ecuaciones que determinan los esfuerzos internos sobre el eje.

Para ello se toma un sistema de coordenadas de referencia y se divide al eje en cuatro secciones , I, II , III y IV. Esto se puede apreciar en la figura a continuación.

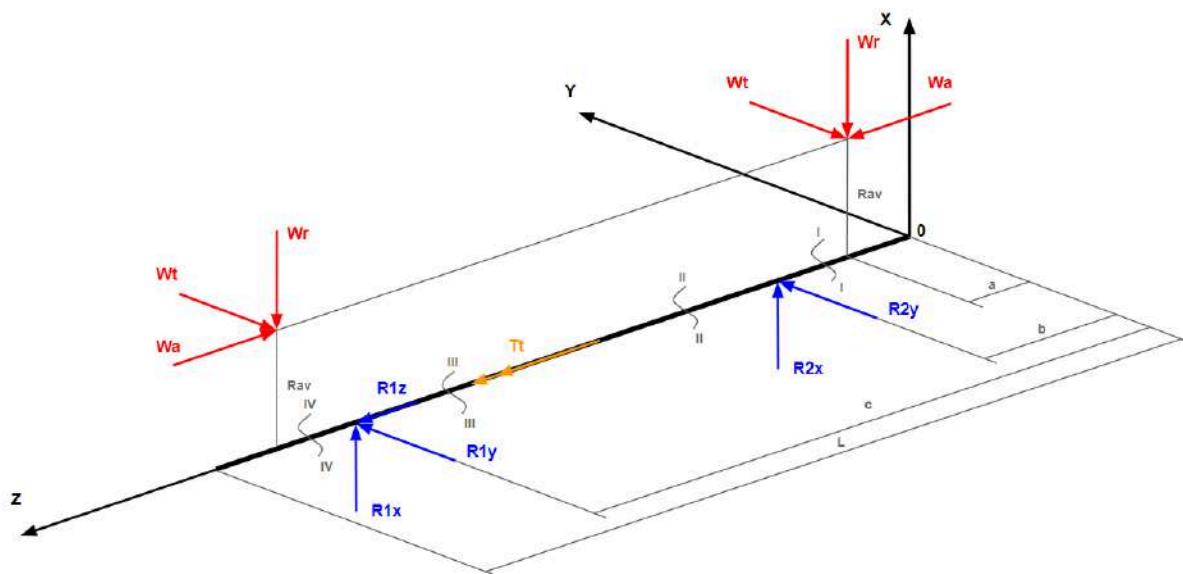


Figura A-25: Diagrama de cuerpo libre del eje horizontal. [Fuente: propia]

Sección I-I ($13.04 \leq z \leq 120$)

Se procede a realizar el análisis para la sección I-I.

El diagrama de cuerpo libre para dicha sección se presenta debajo.

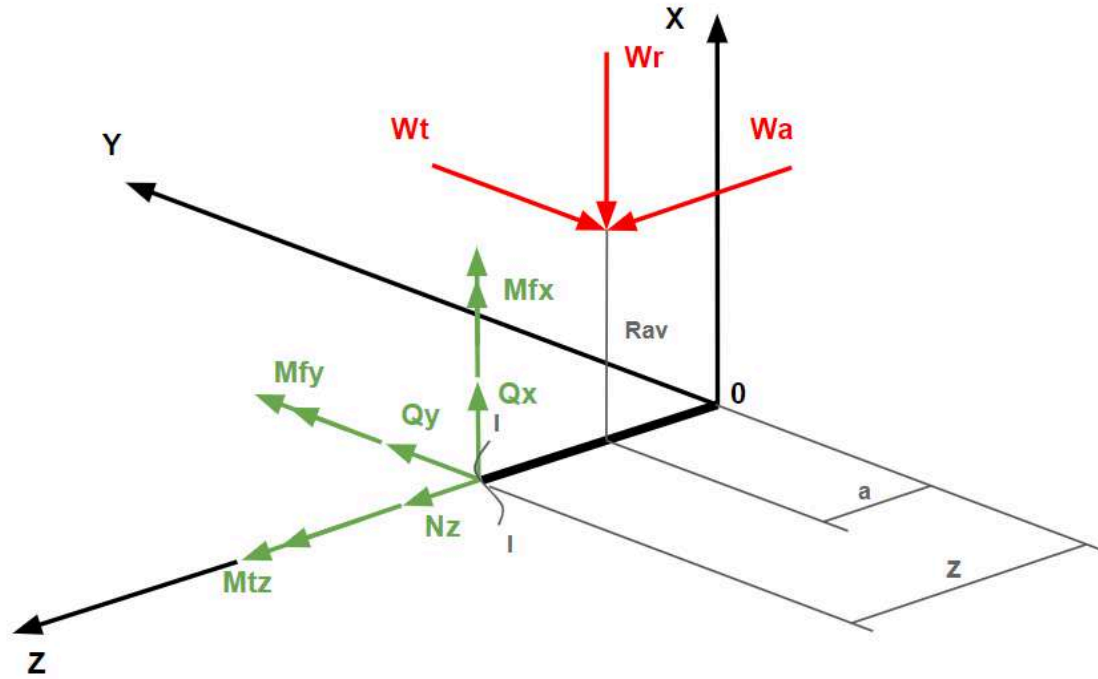


Figura A-26: Diagrama de cuerpo libre del eje horizontal para la sección I-I. [Fuente: propia]

Se realizan sumatorias de momentos y esfuerzos para determinar los valores de los esfuerzos internos a los que se encuentra sometido el eje en la longitud estudiada.

$$\sum F_x = 0 \quad (80)$$

$$Q_x^{(I)} - W_r = 0 \quad (81)$$

$$Q_x^{(I)} = W_r \quad (82)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (83)$$

$$Q_y^{(I)} - W_t = 0 \quad (84)$$

$$Q_y^{(I)} = W_t \quad (85)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (86)$$

$$N_z^{(I)} + W_a = 0 \quad (87)$$

$$N_z^{(I)} = -W_a \quad (88)$$

$$\sum M t_{z(I-I)} = 0 \quad (89)$$

$$M t_z^{(I)} - W_t * r_{av} = 0 \quad (90)$$

$$M t_z^{(I)} = W_t * r_{av} \quad (91)$$

$$\sum M f_{x(I-I)} = 0 \quad (92)$$

$$M f_x^{(I)} - W_t * (z - a) = 0 \quad (93)$$

$$M f_x^{(I)} = W_t * (z - a) \quad (94)$$

$$\sum M f_{y(I-I)} = 0 \quad (95)$$

$$M f_y^{(I)} + W_r * (z - a) - W_a * r_{av} = 0 \quad (96)$$

$$M f_y^{(I)} = W_a * r_{av} - W_r * (z - a) \quad (97)$$

Sección II-II ($120 < z \leq 620$)

Luego, se procede a realizar el mismo análisis para la sección II-II.

El diagrama de cuerpo libre para dicha sección se presenta debajo.

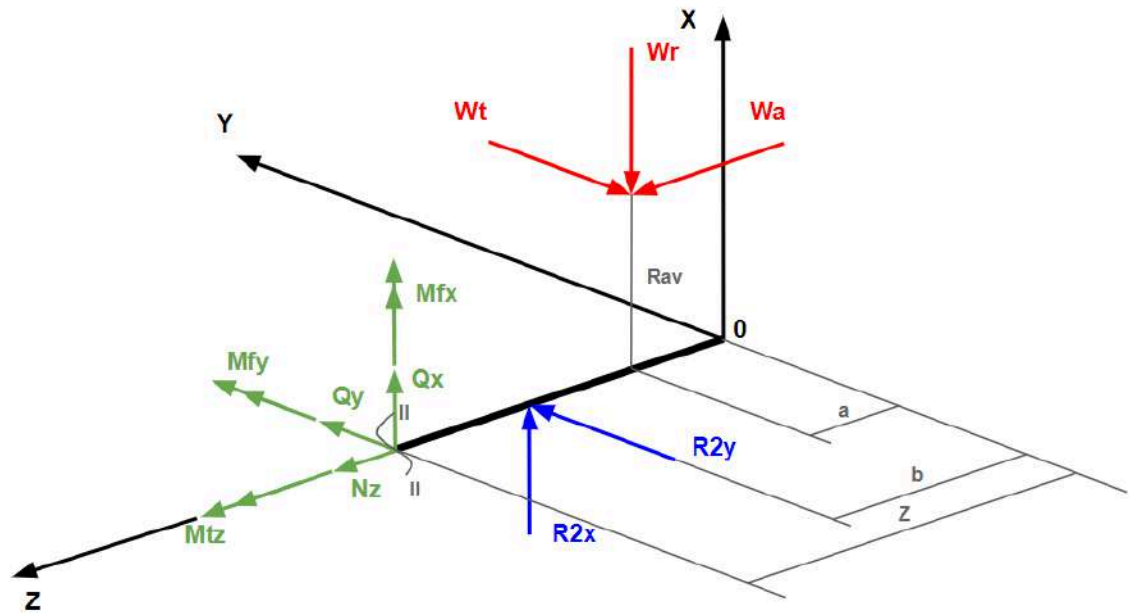


Figura A-27: Diagrama de cuerpo libre del eje horizontal para la sección II-II. [Fuente: propia]

Nuevamente, se realizan sumatorias de momentos y esfuerzos para determinar los valores de los esfuerzos internos a los que se encuentra sometido el eje en la longitud estudiada.

$$\sum F_x = 0 \quad (98)$$

$$Q_x^{(I)} + R_{2x} - W_r = 0 \quad (99)$$

$$Q_x^{(I)} = W_r - R_{2x} \quad (100)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (101)$$

$$Q_y^{(I)} + R_{2y} - W_t = 0 \quad (102)$$

$$Q_y^{(I)} = W_t - R_{2y} \quad (103)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (104)$$

$$N_z^{(I)} + W_a = 0 \quad (105)$$

$$N_z^{(I)} = -W_a \quad (106)$$

$$\sum M_{t_{z(I-I)}} = 0 \quad (107)$$

$$M_{t_z}^{(I)} - W_t * r_{av} = 0 \quad (108)$$

$$M_{t_z}^{(I)} = W_t * r_{av} \quad (109)$$

$$\sum M_{f_{x(I-I)}} = 0 \quad (110)$$

$$M_{f_x}^{(I)} - W_t * (z - a) + R_{2y} * (z - b) = 0 \quad (111)$$

$$M_{f_x}^{(I)} = W_t * (z - a) - R_{2y} * (z - b) \quad (112)$$

$$\sum M_{f_{y(I-I)}} = 0 \quad (113)$$

$$M_{f_y}^{(I)} + W_r * (z - a) - W_a * r_{av} - R_{2x} * (z - b) = 0 \quad (114)$$

$$M_{f_y}^{(I)} = R_{2x} * (z - b) + W_a * r_{av} - W_r * (z - a) \quad (115)$$

Sección III-III (620 < z ≤ 1120)

El diagrama de cuerpo libre para dicha sección se presenta debajo.

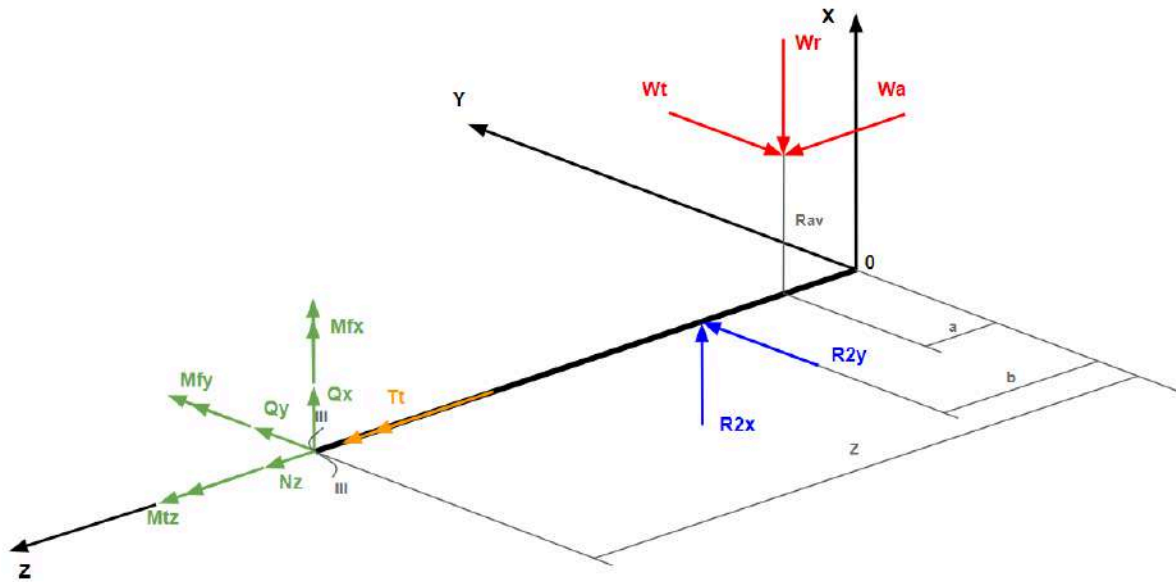


Figura A-28: Diagrama de cuerpo libre del eje horizontal para la sección III-III. [Fuente: propia]

$$\sum F_x = 0 \quad (116)$$

$$Q_x^{(I)} + R_{2x} - W_r = 0 \quad (117)$$

$$Q_x^{(I)} = W_r - R_{2x} \quad (118)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (119)$$

$$Q_y^{(I)} + R_{2y} - W_t = 0 \quad (120)$$

$$Q_y^{(I)} = W_t - R_{2y} \quad (121)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (122)$$

$$N_z^{(I)} + W_a = 0 \quad (123)$$

$$N_z^{(I)} = -W_a \quad (124)$$

$$\sum M_{t_{z(I-I)}} = 0 \quad (125)$$

$$M_{t_z}^{(I)} - W_t * r_{av} + T_T = 0 \quad (126)$$

$$M_{t_z}^{(I)} = W_t * r_{av} - T_T \quad (127)$$

$$\sum M_{f_{x(I-I)}} = 0 \quad (128)$$

$$M_{f_x}^{(I)} - W_t * (z - a) + R_{2y} * (z - b) = 0 \quad (129)$$

$$M_{f_x}^{(I)} = W_t * (z - a) - R_{2y} * (z - b) \quad (130)$$

$$\sum M_{f_{y(I-I)}} = 0 \quad (131)$$

$$M_{f_y}^{(I)} + W_r * (z - a) - W_a * r_{av} - R_{2x} * (z - b) = 0 \quad (132)$$

$$M_{f_y}^{(I)} = R_{2x} * (z - b) + W_a * r_{av} - W_r * (z - a) \quad (133)$$

Sección IV-IV (1120 < z ≤ 1206.96)

El diagrama de cuerpo libre para dicha sección se presenta debajo.

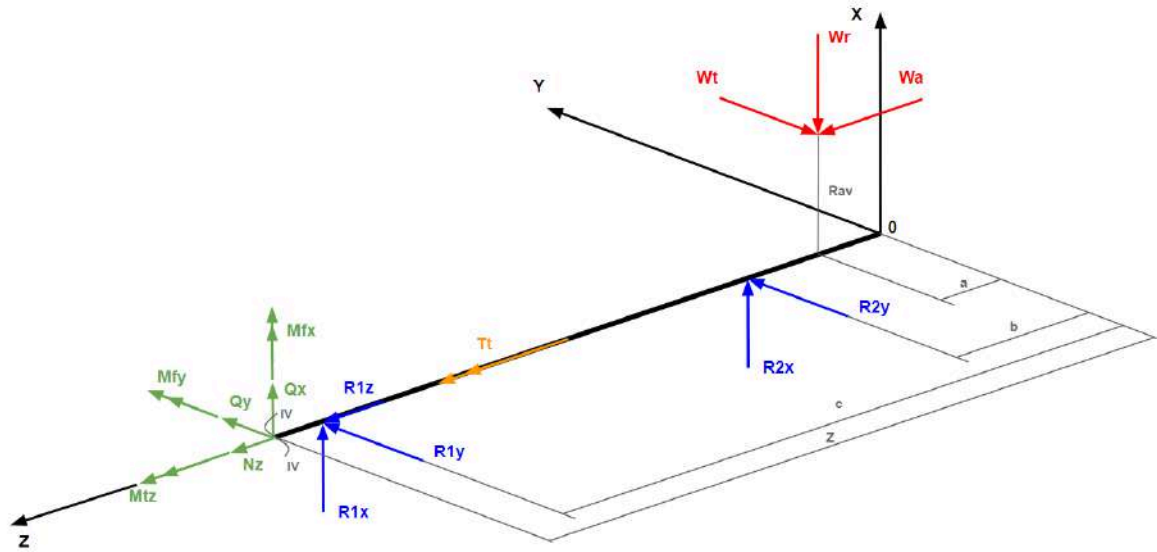


Figura A-29: Diagrama de cuerpo libre del eje horizontal para la sección IV-IV. [Fuente: propia]

$$\sum F_x = 0 \quad (134)$$

$$Q_x^{(I)} + R_{1x} + R_{2x} - W_r = 0 \quad (135)$$

$$Q_x^{(I)} = W_r - R_{1x} - R_{2x} \quad (136)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (137)$$

$$Q_y^{(I)} + R_{1y} + R_{2y} - W_t = 0 \quad (138)$$

$$Q_y^{(I)} = W_t - R_{1y} - R_{2y} \quad (139)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (140)$$

$$N_z^{(I)} + W_a = 0 \quad (141)$$

$$N_z^{(I)} = -W_a \quad (142)$$

$$\sum M t_{z(I-I)} = 0 \quad (143)$$

$$M t_z^{(I)} - W_t * r_{av} + T_T = 0 \quad (144)$$

$$M t_z^{(I)} = W_t * r_{av} - T_T \quad (145)$$

$$\sum M f_{x(I-I)} = 0 \quad (146)$$

$$M f_x^{(I)} - W_t * (z - a) + R_{2y} * (z - b) + R_{1y} * (z - c) = 0 \quad (147)$$

$$M f_x^{(I)} = W_t * (z - a) - R_{1y} * (z - c) - R_{2y} * (z - b) \quad (148)$$

$$\sum M f_{y(I-I)} = 0 \quad (149)$$

$$M f_y^{(I)} + W_r * (z - a) - W_a * r_{av} - R_{2x} * (z - b) - R_{1x} * (z - c) = 0 \quad (150)$$

$$M f_y^{(I)} = R_{2x} * (z - b) + R_{1x} * (z - c) + W_a * r_{av} - W_r * (z - a) \quad (151)$$

Al contar con las ecuaciones de los esfuerzos internos a lo largo del eje horizontal pasante, se procede a generar, mediante la utilización de una planilla de cálculo [XX] , los gráficos correspondientes a cada uno de ellos.



Figura A-30: Diagrama de esfuerzo normal N_z a lo largo del eje horizontal. [Fuente: propia]



Figura A-31: Diagrama de esfuerzo cortante Q_x a lo largo del eje horizontal. [Fuente: propia]



Figura A-32: Diagrama de esfuerzo cortante Q_y a lo largo del eje horizontal. [Fuente: propia]

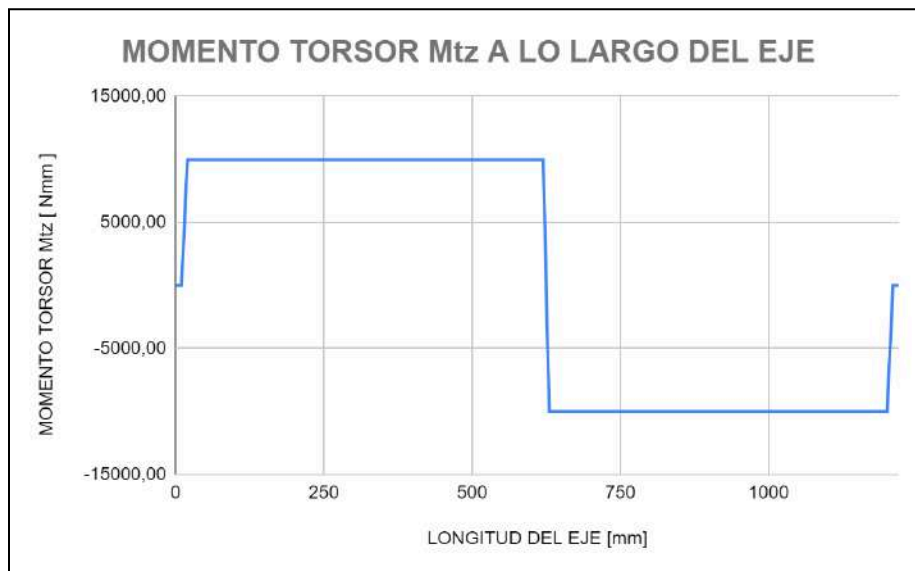


Figura A-33: Diagrama de momento torsor M_{tz} a lo largo del eje horizontal. [Fuente: propia]

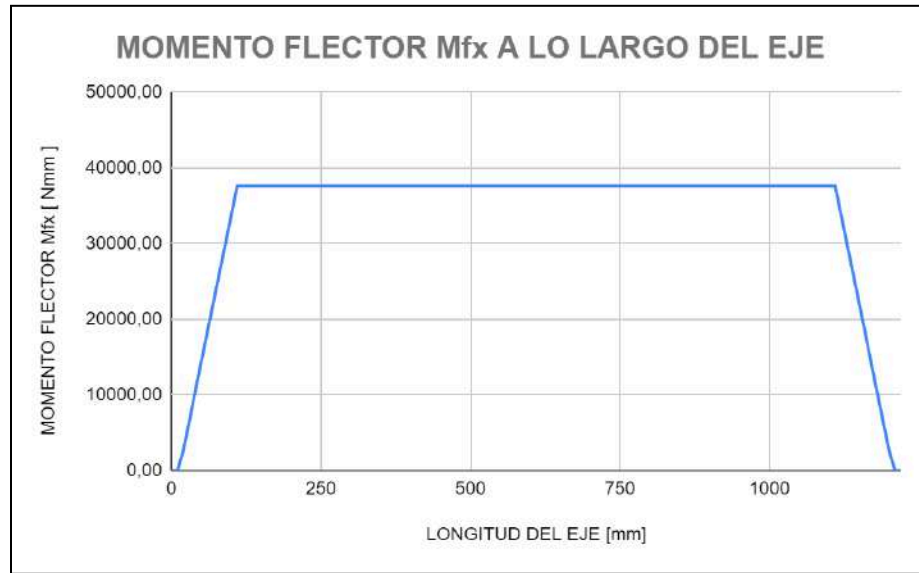


Figura A-34: Diagrama de momento flector M_{fx} a lo largo del eje horizontal. [Fuente: propia]



Figura A-35: Diagrama de momento flector M_{fy} a lo largo del eje horizontal. [Fuente: propia]

A través de estos gráficos se puede determinar que la sección más solicitada del eje se encuentra en la parte III-III. Tomando como referencia los valores máximos alcanzados por los esfuerzos y utilizando la ecuación de esfuerzos equivalentes de Von Mises, se procede a dimensionar el eje.

$$\emptyset \geq \sqrt[3]{\frac{32 * FOS}{\pi * \sigma_{fl}}} * \sqrt{Mf^2 + 0.75 * Mt^2} \quad (152)$$

Donde:

- ❖ $\emptyset$ es el diámetro mínimo que deberá tener el eje.
- ❖ σ_{fl} es la tensión de fluencia del acero SAE 1050 (Anexo 4).
- ❖ FOS es el factor de seguridad.
- ❖ Mf es el momento flector máximo que se da sobre el eje [Nmm].
- ❖ Mt es el momento torsor máximo que se da sobre el eje [Nmm].

El momento flector Mf es el vector resultante de la suma de los vectores Mf_x y Mf_y , por lo que su magnitud se encuentra definida por la siguiente ecuación.

$$Mf = \sqrt{Mf_x^2 + Mf_y^2} \quad (153)$$

Si reemplazamos (153) en (152), obtenemos la siguiente expresión para determinar el diámetro del eje.

$$\emptyset \geq \sqrt[3]{\frac{32 * FOS}{\pi * \sigma_{fl}}} * \sqrt{\left(\sqrt{Mf_x^2 + Mf_y^2}\right)^2 + 0.75 * Mt^2} \quad (154)$$

Reduciendo la ecuación anterior, se puede obtener la siguiente expresión.

$$\emptyset \geq \sqrt[3]{\frac{32 * FOS}{\pi * \sigma_{fl}}} * \sqrt{Mf_x^2 + Mf_y^2 + 0.75 * Mt^2} \quad (155)$$

Por último, se reemplazan los valores hallados anteriormente en la ecuación (155) y se obtiene el diámetro mínimo para el eje en estudio.

$$\emptyset \geq \sqrt[3]{\frac{32 * 4}{\pi * 338 MPa}} * \sqrt{(37602.85 Nmm)^2 + (7108.94 Nmm)^2 + 0.75 * (9980.90 Nmm)^2}$$

$$\varnothing \geq 16.79 \text{ mm} \rightarrow \text{Se adopta } \varnothing = 20 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se adopta un diámetro mínimo de 20 mm para el eje pasante horizontal.

Luego, por cuestiones dimensionales del diseño, por ejemplo el diámetro de eje hueco con el que cuenta el motorreductor SEW EURODRIVE seleccionado, se decide fabricar la sección que pasa a través de este último de 30mm de diámetro. En las demás secciones se utiliza un diámetro mayor o igual a los 20 mm definidos por el cálculo anterior.

CONJUNTO HUSILLO BASCULANTE

Este husillo es uno de los encargados de soportar la carga axial generada por el sinfín y comandar el movimiento de rotación que debe realizar este último.

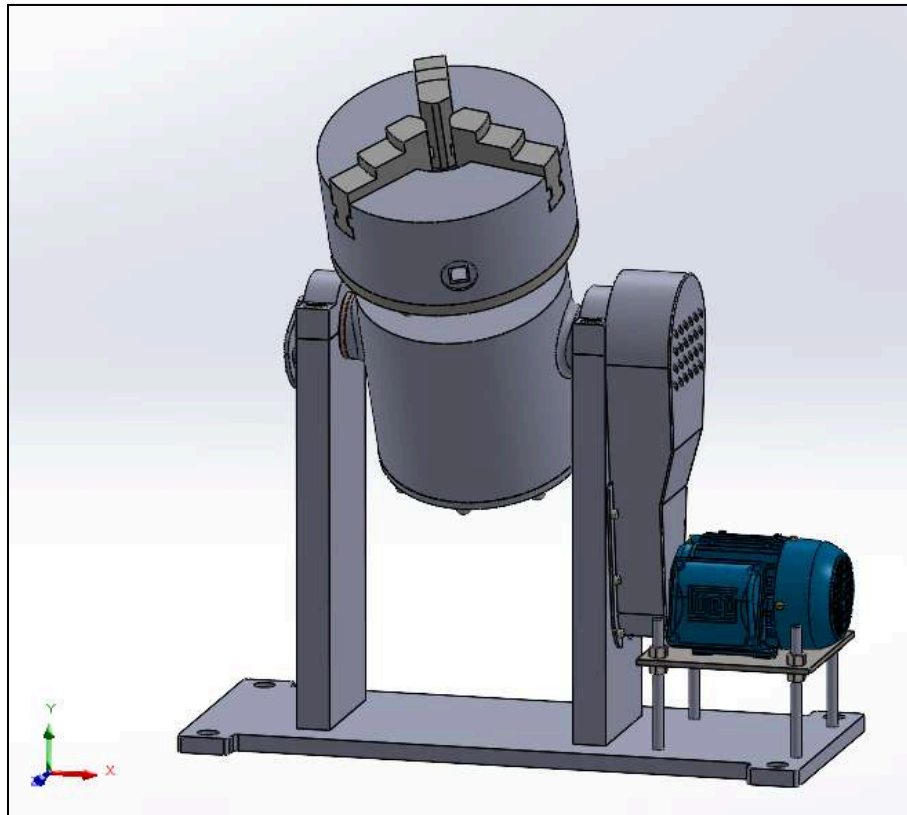


Figura A-36: Conjunto “Husillo Basculante”. [Fuente: propia]

El husillo soporta una gran carga axial cuando el tornillo sinfín se encuentra en posición de trabajo, esta carga es transferida desde el plato de 3 mordazas al eje principal y desde este al rodamiento de bolas de contacto angular dispuesto en la carcasa del conjunto. Por esto se realiza a continuación, una verificación de la aptitud de los rodamientos seleccionados para la aplicación.

Verificación de la carga estática sobre rodamientos

El conjunto denominado “Husillo Basculante” cuenta con un eje principal, el cual se vincula a un plato de 3 mordazas para sujetar el tornillo sinfín, que es sostenido o

soportado por 2 rodamientos de bolas de contacto angular. Específicamente, se trata de 2 rodamientos SKF 7207 BE-2RZP montados con una disposición en “O”.

A continuación se presenta un corte del conjunto husillo basculante para poder ver con precisión el tipo y disposición de los rodamientos.

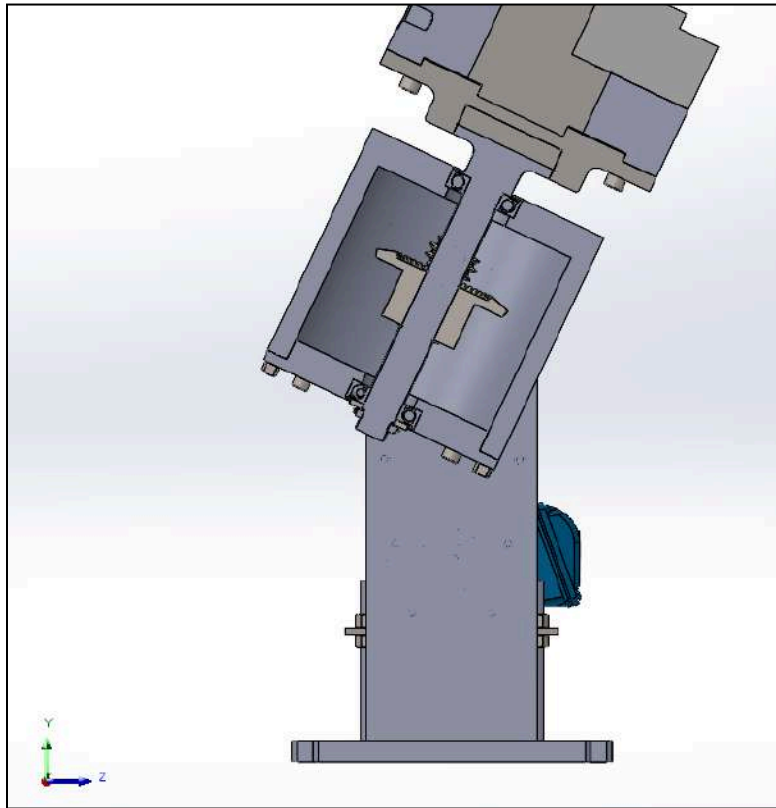


Figura A-37: Vista lateral del conjunto “Husillo Basculante” en corte. [Fuente: propia]

Estos rodamientos cuentan con las siguientes especificaciones técnicas.

Tabla A-11: Datos técnicos del rodamiento SKF 7207 BE-2ZRP. [Fuente: SKF] [4]

Datos del cálculo		
Capacidad de carga dinámica básica	C	29.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	19 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.815 kN
Velocidad de referencia		11 000 r/min
Velocidad límite		9 000 r/min
Factor de carga axial mínima	A	0.00674
Factor de carga radial mínima	k _r	0.095
Valor límite	e	1.14

Para asegurar el correcto funcionamiento de los rodamientos, se debe verificar que la capacidad de carga estática básica del rodamiento se encuentre por encima de la carga máxima que genera el mecanismo sobre estos.

Dado que el rodamiento soporta tanto carga axial como carga radial, se debe utilizar la siguiente fórmula para obtener una carga estática equivalente (P_0) para poder verificar su correcto funcionamiento contra el valor brindado por SKF en su catálogo.

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad (155)$$

Donde:

- ❖ P_0 es la carga estática equivalente del rodamiento [kN].
- ❖ X_0 es el factor de carga radial del rodamiento.
- ❖ Y_0 es el factor de carga axial del rodamiento.
- ❖ F_r es la carga radial real del rodamiento [kN].
- ❖ F_a es la carga axial real del rodamiento [kN].

Los valores de X_0 e Y_0 se extraen de la tabla de datos del cálculo presentada anteriormente, siendo 0.095 y 0.00674, respectivamente. Luego, los valores de carga radial y carga axial real a las que se someten los rodamientos se obtienen a partir del cálculo realizado al inicio de esta sección, considerando que la carga radial total se reparte entre ambos y la carga axial total es absorbida por el rodamiento más próximo al plato de tres mordazas por su disposición de montaje. Por lo tanto, se pueden definir los valores de las fuerzas mencionadas según las siguientes ecuaciones.

$$F_r = \frac{\text{Max}(R1)}{2} \quad (156)$$

$$F_a = \text{Max}(A1) \quad (157)$$

Estas ecuaciones representan a los valores máximos que pueden tomar las fuerzas mencionadas aunque los mismos se alcancen en momentos diferentes del movimiento de posicionamiento del sinfín. Esto permite un margen de seguridad en la verificación.

Reemplazando los valores en las ecuaciones, se obtiene el valor de carga estática básica P_0 para el rodamiento más solicitado del conjunto.

$$P_0 = 0.095 * \frac{2250 \text{ N}}{2} + 0.00674 * 4346.47 \text{ N}$$

$$P_0 = 0.095 * \frac{2250 \text{ N}}{2} + 0.00674 * 4346.47 \text{ N}$$

$$P_0 = 136.17 \text{ N} = 0.13617 \text{ kN}$$

Al comparar el valor de carga estática equivalente con la capacidad de carga estática básica, podemos notar que la primera es significativamente menor que la segunda.

$$P_0 \approx 0.14 \text{ kN} < C_0 = 19 \text{ kN}$$

De este modo, se determina la aptitud de los rodamientos para el funcionamiento analizado.

Por otro lado, este conjunto realiza el movimiento de rotación accionado por un motor eléctrico que se ubica sobre la base del mismo. Este motor mediante una transmisión del tipo cadena provoca el giro de un eje denominado “eje secundario” que presenta solidario a él un engranaje del tipo cónico de dientes rectos que mueve otro engranaje del mismo tipo, de diámetro primitivo mayor, que provoca la rotación del eje principal o eje de husillo. Esto se puede apreciar con mayor facilidad en la siguiente figura.

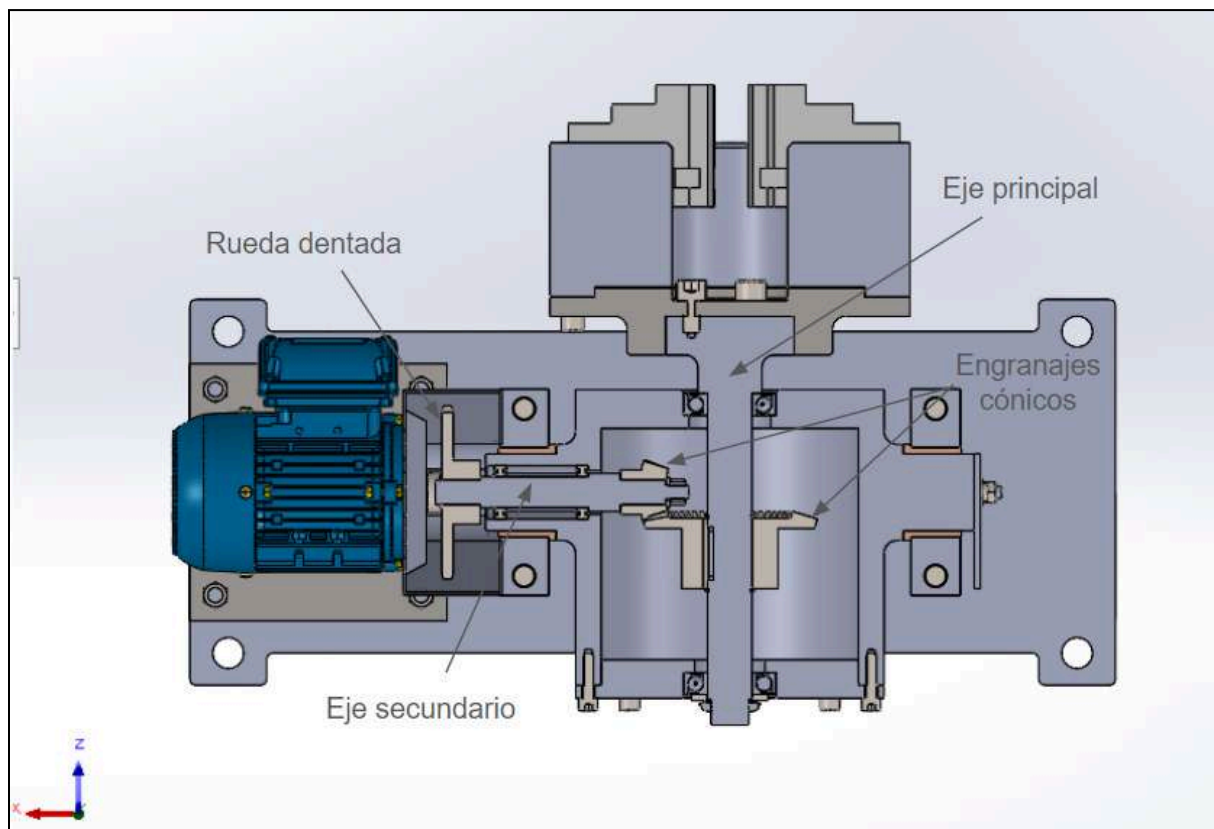


Figura A-38: Vista superior del conjunto “Husillo Basculante” en corte. [Fuente: propia]

Por lo descrito anteriormente, es evidente la existencia de una reducción de velocidad entre el eje de salida del motor eléctrico y el eje principal. En los siguientes párrafos se presenta la selección de la transmisión de cadena y se realiza una serie de cálculos para definir con mayor precisión la ecuación que rige el movimiento de rotación del husillo basculante.

Selección de la transmisión a cadena

Se define una transmisión a cadena para vincular el motor eléctrico con el husillo basculante. Dado la precisión que requiere la máquina en este conjunto, por ser primordial un correcto control de la velocidad de giro del sinfín para lograr una capa de material homogénea sobre la hélice, se decide aplicar una reducción en la transmisión a cadena para permitir ampliar la relación entre la velocidad en el eje del motor y el eje secundario. De este modo, se amplía la precisión del control de velocidad mecánicamente.

Por cuestiones dimensionales se decide aplicar una relación de reducción de 2:1, es decir que por cada dos vueltas del motor eléctrico, el eje secundario del conjunto realizará sólo un giro. Se procede con la determinación del sistema de transmisión a cadena siguiendo las recomendaciones propuestas en la bibliografía "Diseño de Elementos de Máquinas", Robert L. Mott (pág. 290).

1. *La cantidad mínima de dientes en una catarina debe ser 17, a menos que el impulsor funcione a una velocidad muy pequeña, menor que 100 rpm.*

En general el sistema no sobrepasará las 100 rpm de velocidad de giro del motor, sólo puede superarla al momento de realizar la limpieza superficial de las hélices. De todos modos, se decide utilizar una rueda dentada de 17 dientes. No se selecciona una mayor por cuestiones de disponibilidad de espacio.

2. *La relación de velocidades máxima debe ser 7.0, aunque son posibles relaciones mayores. Se pueden emplear dos o más etapas de reducción para obtener relaciones mayores.*

Como se mencionó anteriormente, se define una relación de velocidades máximas de 2, por lo que el diseño se encuentra dentro de lo recomendado.

3. *La distancia entre centros (C) entre los ejes de las ruedas dentadas debe ser de 30 a 50 pasos de cadena (30 a 50 veces el paso de la cadena).*

Considerando que se decide utilizar una cadena ISO 8A-1, correspondiente con un paso $\frac{1}{2}$ ", se procede a calcular los extremos del intervalo de posibles valores para la distancia entre centros.

$$30 * p \leq C \leq 50 * p \quad (158)$$

Reemplazando se llega a la siguiente inecuación.

$$30 * 12.7 \text{ mm} \leq C \leq 50 * 12.7 \text{ mm}$$

$$381 \text{ mm} \leq C \leq 635 \text{ mm}$$

Teniendo presente la escasez de espacio que existe en el conjunto, se decide establecer una distancia entre centros de 381 mm (30 pasos). Además, de este modo se podrá establecer una distancia vertical adicional para la regulación de la posición del motor que permitirá el tensado de la transmisión a cadena.

4. *En el caso normal, la rueda dentada mayor no debe tener más de 120 dientes.*

Nuevamente por cuestiones de espacio, se decide utilizar una rueda dentada de 34 dientes.

5. *El arreglo preferido en una transmisión por cadena es con la línea central de los ejes, horizontal, y con el lado tenso en la parte superior.*

Se decide realizar un diseño donde la transmisión a cadena se coloca en forma vertical, con la rueda dentada menor colocada directamente sobre el motor eléctrico que se ubica sobre una placa de acero. Esta placa cuenta con 4 agujeros pasantes donde se ubican 4 varillas roscadas y tuercas vinculadas a la base, que permiten regular la posición del motor y controlar el tensado de la cadena. El lado tenso de la transmisión va a depender del sentido de giro del motor.

6. *La longitud de la cadena debe ser un múltiplo entero del paso, y se recomienda tener un número par de pasos. La distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena, y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales. Una relación adecuada de la distancia entre centros (C), longitud de cadena (L), cantidad de dientes de la catarina pequeña (N1) y número de dientes de la catarina grande (N2), expresada en pasos de cadena, es*

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (159)$$

Donde:

- ❖ L es la longitud de la cadena en pasos de la misma [pasos].
- ❖ C es la distancia entre centros [pasos].
- ❖ N_1 es la cantidad de dientes de la rueda dentada menor [-].
- ❖ N_2 es la cantidad de dientes de la rueda dentada mayor [-].

$$L = 2 * 30 \text{ pasos} + \frac{34 + 17}{2} + \frac{(34 - 17)^2}{4\pi^2 * 30 \text{ pasos}}$$

$$L = 85.7 \rightarrow \text{Se adopta } 86 \text{ pasos}$$

Este valor corresponde a una cadena de 86 eslabones de paso 12.7 mm.

7. El diámetro de paso de una catarina con N dientes, para una cadena de paso p , es

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N}\right)} \quad (160)$$

Por lo tanto, para la rueda dentada mayor, el diámetro de paso es el siguiente.

$$D_1 = \frac{12.7 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)}$$

$$D_1 = 69.12 \text{ mm}$$

Para la rueda dentada menor, el diámetro de paso es el siguiente.

$$D_2 = \frac{12.7 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180}{34}\right)}$$

$$D_2 = 137.64 \text{ mm}$$

8. El diámetro mínimo, y en consecuencia el número de dientes mínimo de una catarina se limitan, con frecuencia, por el tamaño del eje donde va montada.

$$\emptyset_{eje\ motor} = 11\ mm$$

$$\emptyset_{eje\ secundario} = 20\ mm$$

9. El arco de contacto 1 de la cadena en la catarina menor debe ser mayor que 120° .

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right] \quad (161)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{(137.64\ mm - 69.12\ mm)}{2 * 381\ mm} \right]$$

$$\theta_1 = 169^\circ 40' 54.64''$$

10. Como referencia, el arco de contacto 2 en la catarina mayor es

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right] \quad (162)$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \text{sen}^{-1} \left[\frac{(137.64\ mm - 69.12\ mm)}{2 * 381\ mm} \right]$$

$$\theta_2 = 190^\circ 19' 5.36''$$

De este modo, se define totalmente la transmisión a cadena del conjunto husillo basculante.

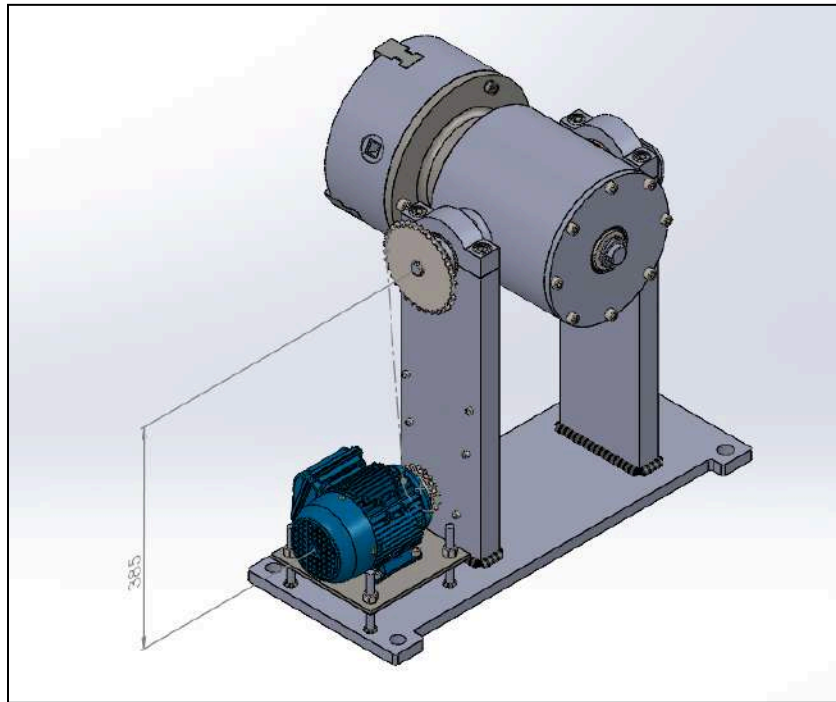


Figura A-39: Transmisión a cadena del “Husillo Basculante”. [Fuente: propia]

Cabe destacar que este conjunto realiza un movimiento de rotación a una velocidad muy baja y que requiere un gran nivel de precisión para lograr un recargue homogéneo y de calidad sobre la hélice de los sinfines, por lo que será indispensable contar con un variador de frecuencia para controlar la velocidad.

COLUMNA MÓVIL

La columna móvil es uno de los elementos que se encarga de sostener el tornillo sinfín. Es importante que la columna conserve su geometría, disminuyendo al mínimo posible las deformaciones ya que si existe deformación, se vuelve complicado lograr la precisión que requiere el diseño para lograr un recargue con la calidad pretendida y se podrían atascar los mecanismos.

En esta sección se analiza los esfuerzos y deformaciones que se producen sobre la columna móvil al momento de posicionar el sinfín, para verificar su diseño. Para el análisis se utiliza el software de diseño mecánico Solidworks y su módulo de simulación estático.

Se considera el momento en que el sinfín ejerce la mayor fuerza normal sobre la columna móvil, el cual se da cuando el eje principal del tornillo sinfín y el suelo forman 45° . El valor del esfuerzo normal es de 1125 N en dicho momento y se da a una altura de XXXX mm de la base de la columna. En la siguiente figura se puede ver una imagen que representa dicho momento.

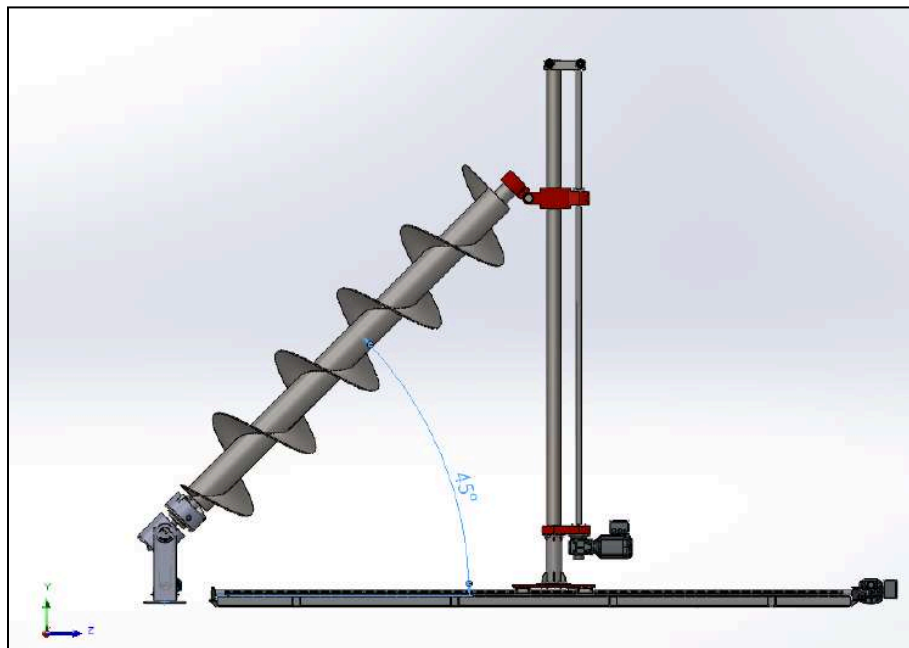


Figura A-40: Momento en que se da el mayor esfuerzo normal sobre la columna móvil.

[Fuente: propia]

Con estos datos, se procede a programar la simulación para poder establecer los desplazamientos que sufre la columna móvil a causa de la flexión generada por la fuerza normal.

Sujeción

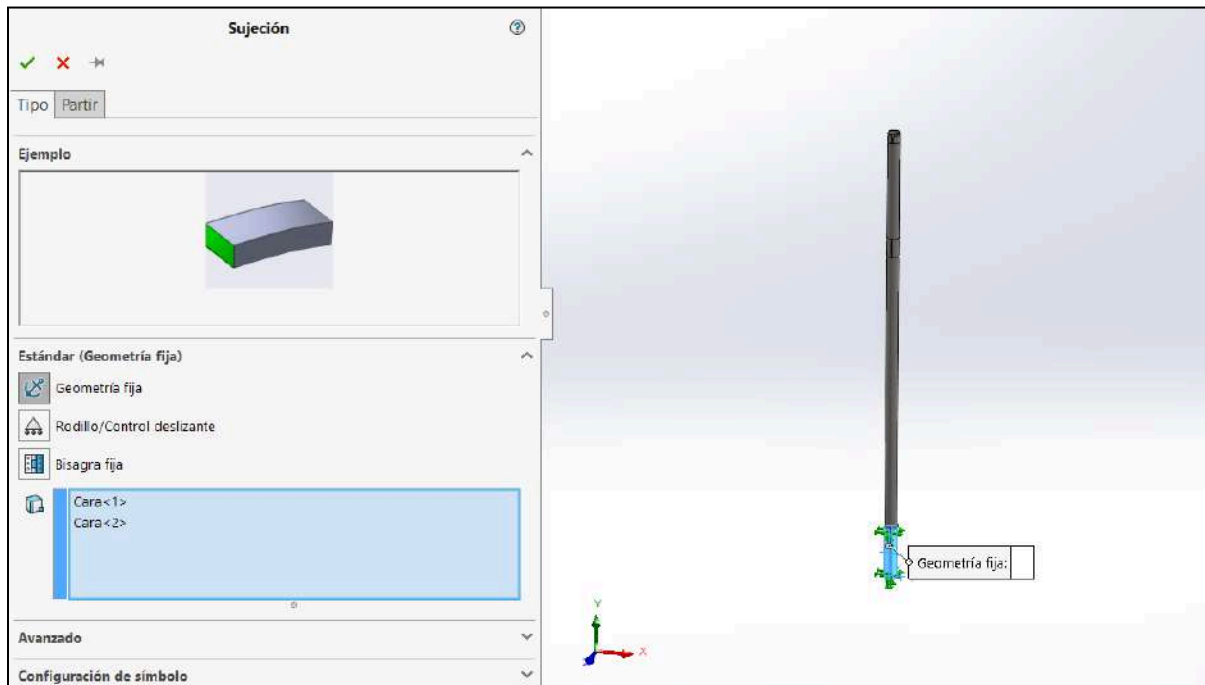


Figura A-41: Seteo de la sujeción de la columna móvil. [Fuente: propia]

Fuerza

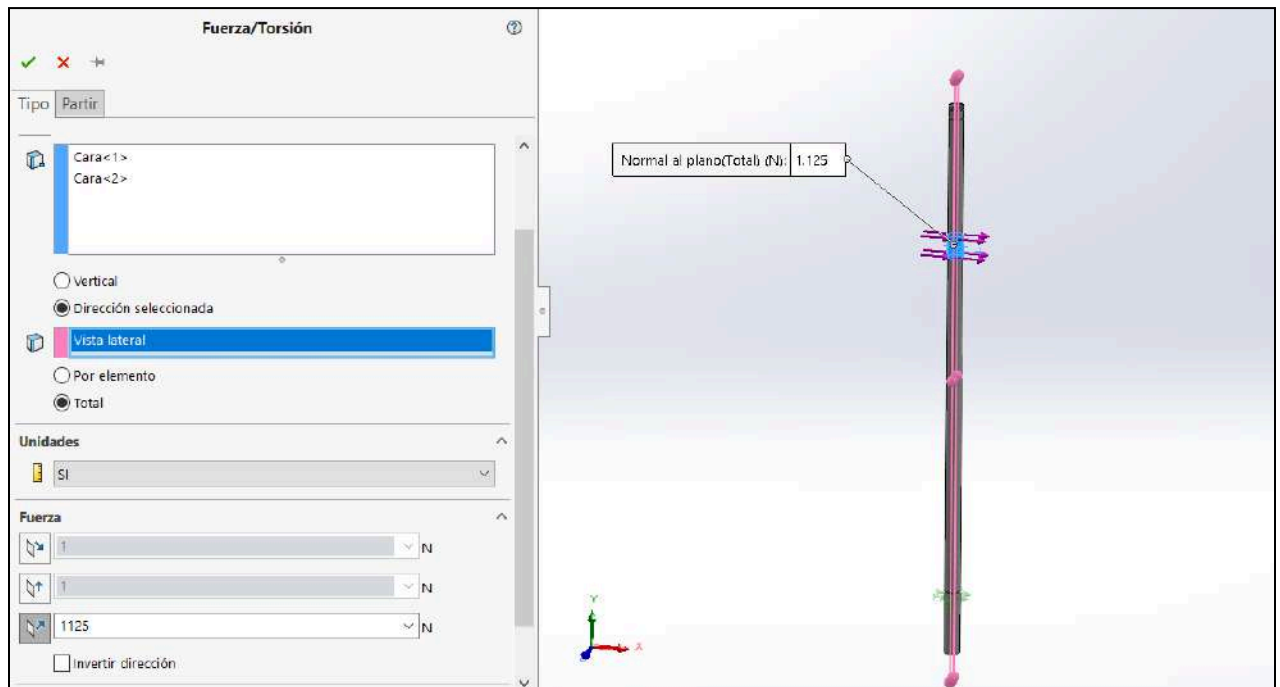


Figura A-42: Seteo de la fuerza actuante sobre la columna móvil. [Fuente: propia]

Una vez seteados estos valores, se realiza el mallado de la columna para poder continuar con la simulación. A continuación, se presentan los datos de la malla utilizada para realizar el método de elementos finitos.

Tabla A-12: Datos del mallado utilizado. [Fuente: propia]

Nombre de estudio	Análisis estático 1* (-Predeterminado-)
DetallesTipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máx. de elemento	25,9529 mm
Tamaño mín. de elemento	25,9529 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Número total de nodos	22768
Número total de elementos	11350
Cociente máximo de aspecto	9,4351
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto < 3	81,6
Porcentaje de elementos con cociente de aspecto > 10	0
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Número de elementos distorsionados	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss)	00:00:03
Nombre de computadora	

Los resultados obtenidos mediante la simulación estática en Solidworks, se presentan en las siguientes figuras.

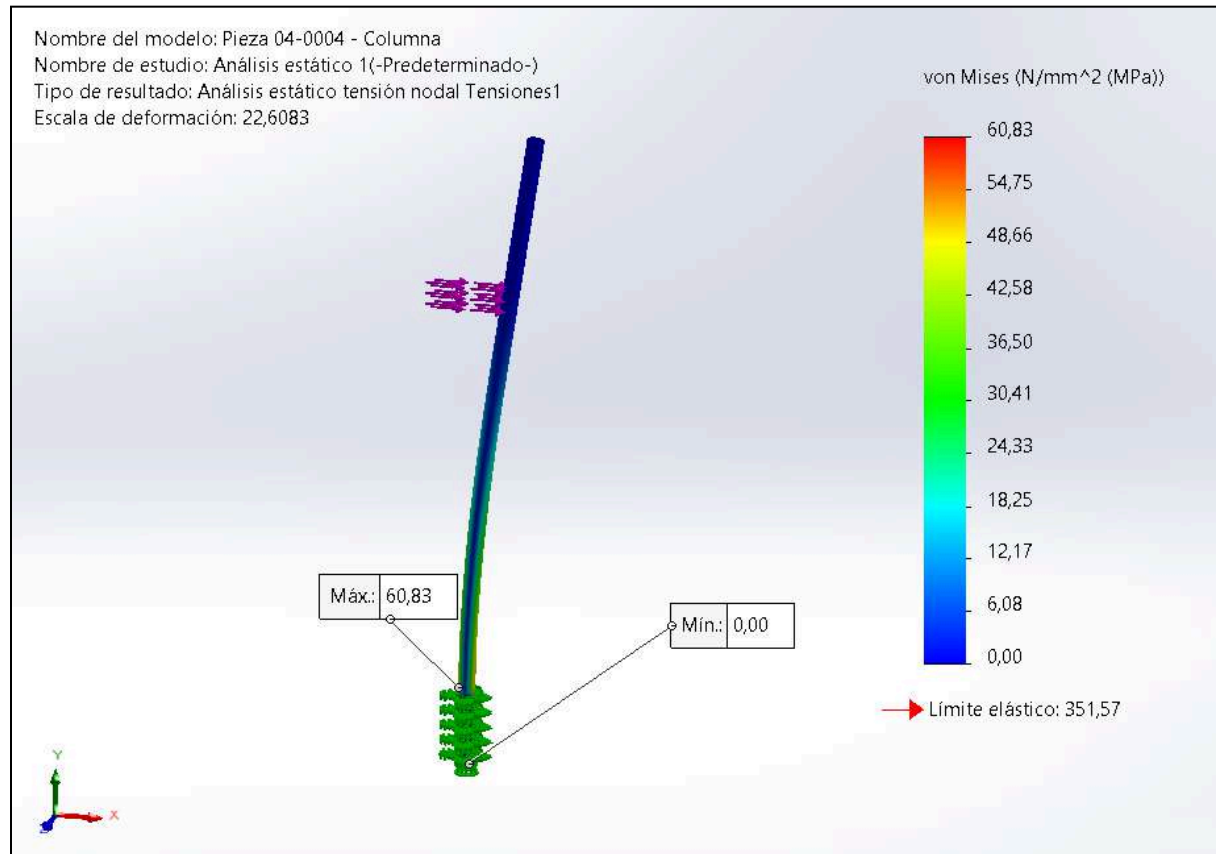


Figura A-43: Diagrama de tensiones de Von Mises sobre la columna. [Fuente: propia]

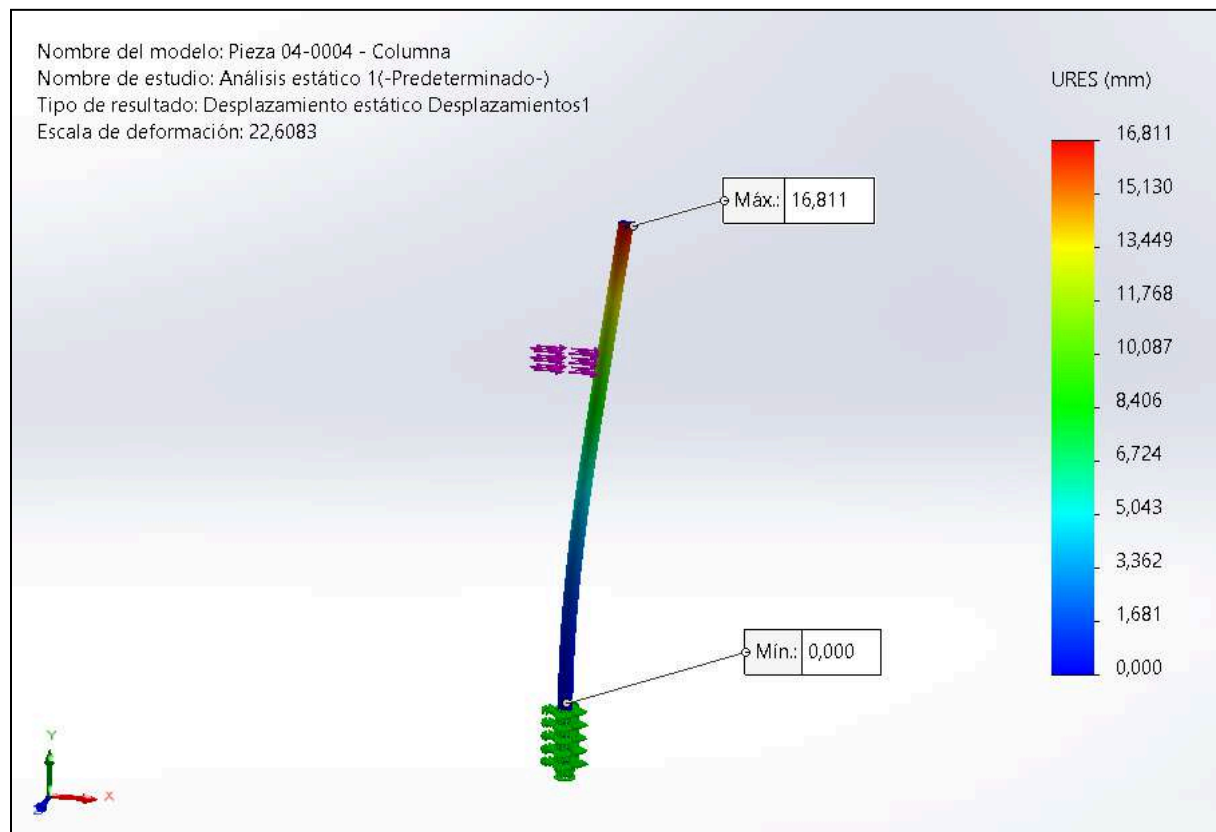


Figura A-44: Diagrama de desplazamientos de la columna. [Fuente: propia]

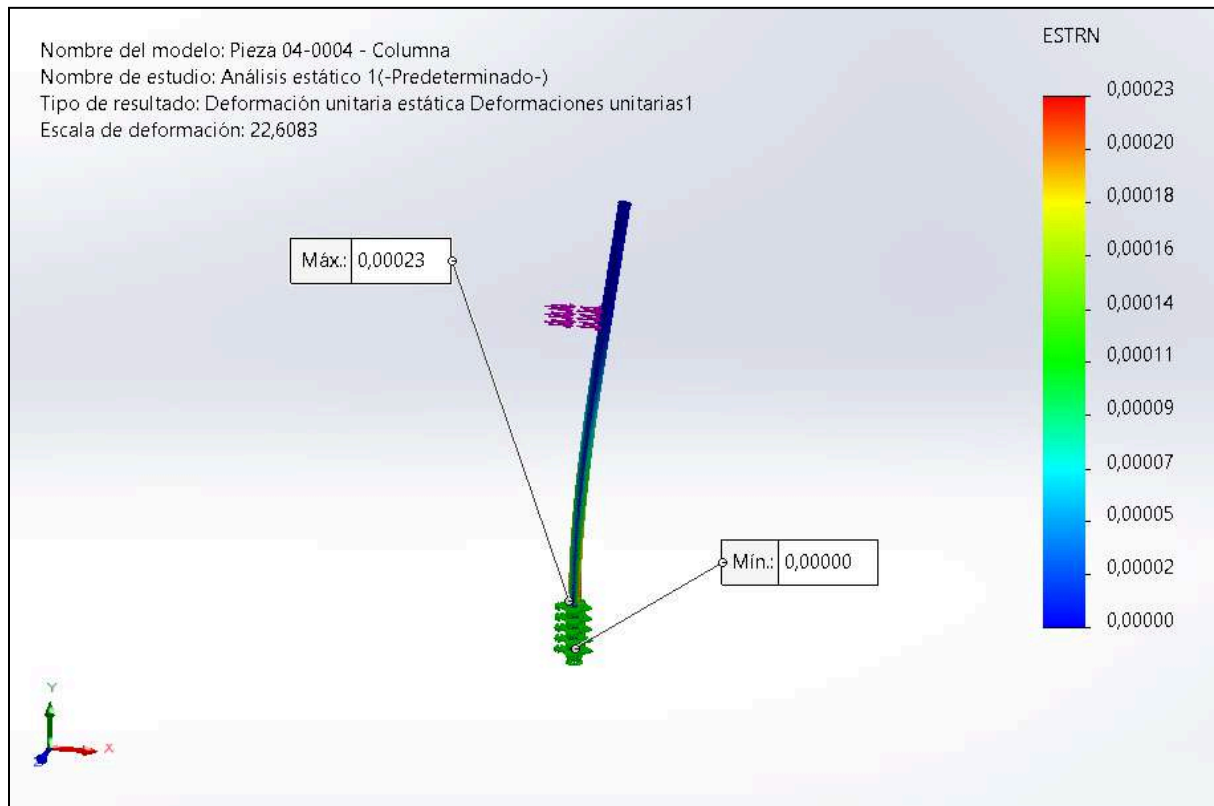


Figura A-45: Diagrama de deformaciones unitarias sobre la columna. [Fuente: propia]

Con los resultados obtenidos se puede concluir que la columna móvil va a resistir el esfuerzo generado por el sinfín durante el posicionamiento, aunque va a presentar un desplazamiento considerable del extremo libre. Este desplazamiento será de aproximadamente 16,8 mm, tornando complejo el obtener una gran precisión en el recargue y ampliando las posibilidades de atasco de los mecanismos. Por esto último, se decide rediseñar la columna móvil.

El rediseño que se propone consta de un nuevo vínculo en el extremo libre, en forma de carro que se desplace sobre un conjunto de guías que se encontrarán solidarias a la estructura principal y que sirvan de apoyo para disminuir la flecha producida por el esfuerzo denominado “Normal”.

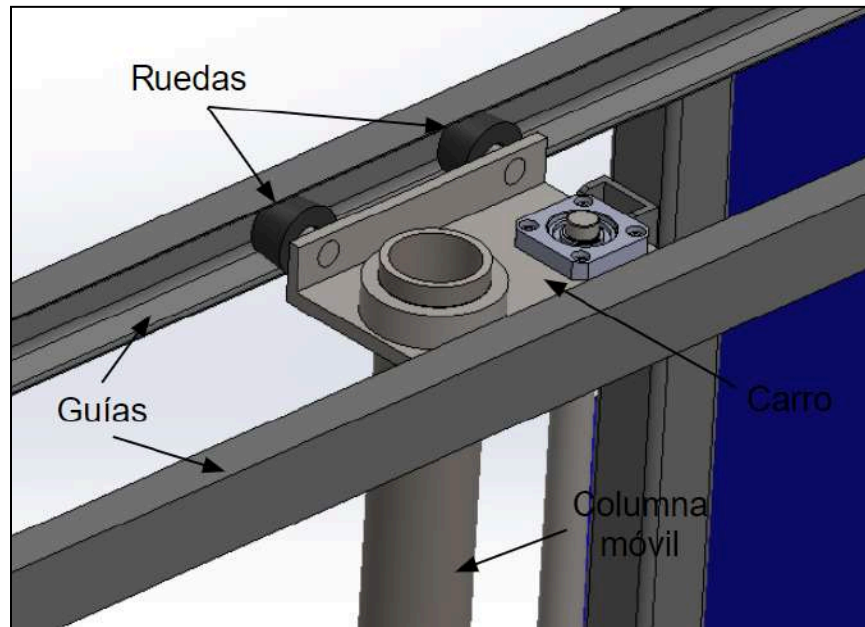


Figura A-46: Carro superior en extremo de columna móvil. [Fuente: propia]

Con este carro que se instalará en el extremo (antes libre) de la columna se va a restringir el desplazamiento del mismo. Se puede considerar la actuación de este carro como similar a un apoyo fijo, que no permite el desplazamiento radial y axial del extremo de la columna. En el software de simulación, esto lo representamos mediante una sujeción fija del tipo sobre superficies cilíndricas de la siguiente manera.

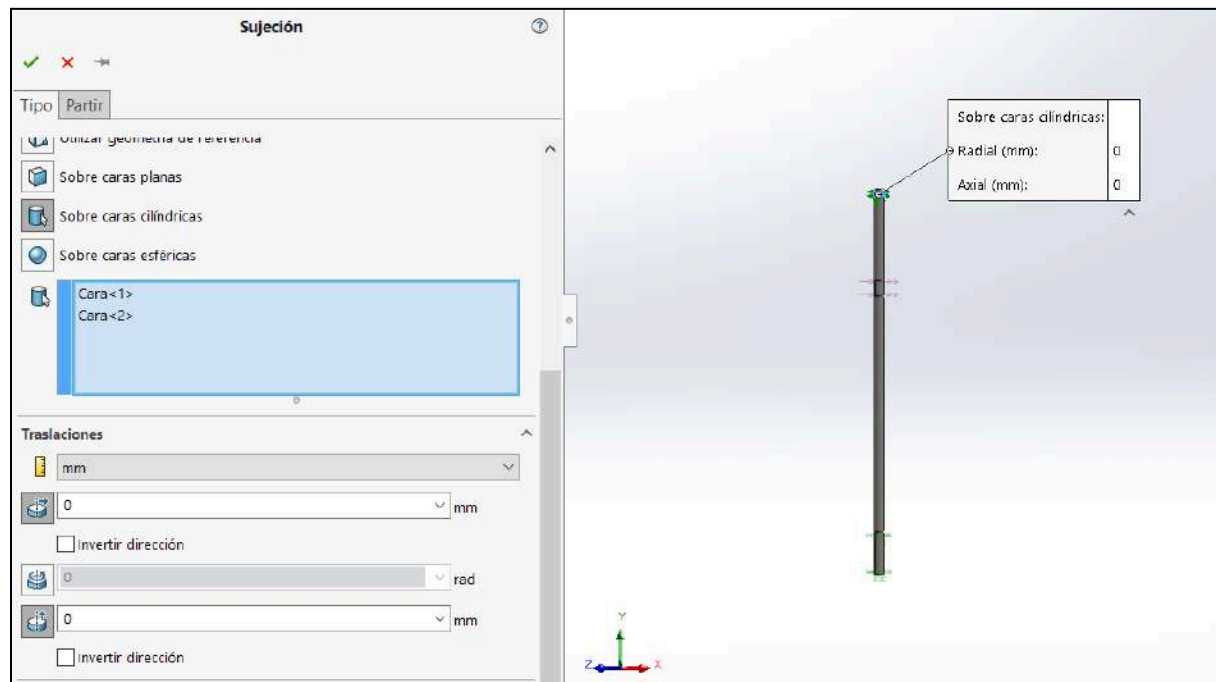


Figura A-47: Sujeción de apoyo fijo en extremo de carro superior. [Fuente: propia]

Luego, se procede a ejecutar la simulación con este agregado del apoyo fijo en el extremo y se visualiza el desplazamiento para verificar que disminuya la flecha en el extremo de la columna tal como se espera. El resultado para el desplazamiento se

presenta en las siguiente imagen.

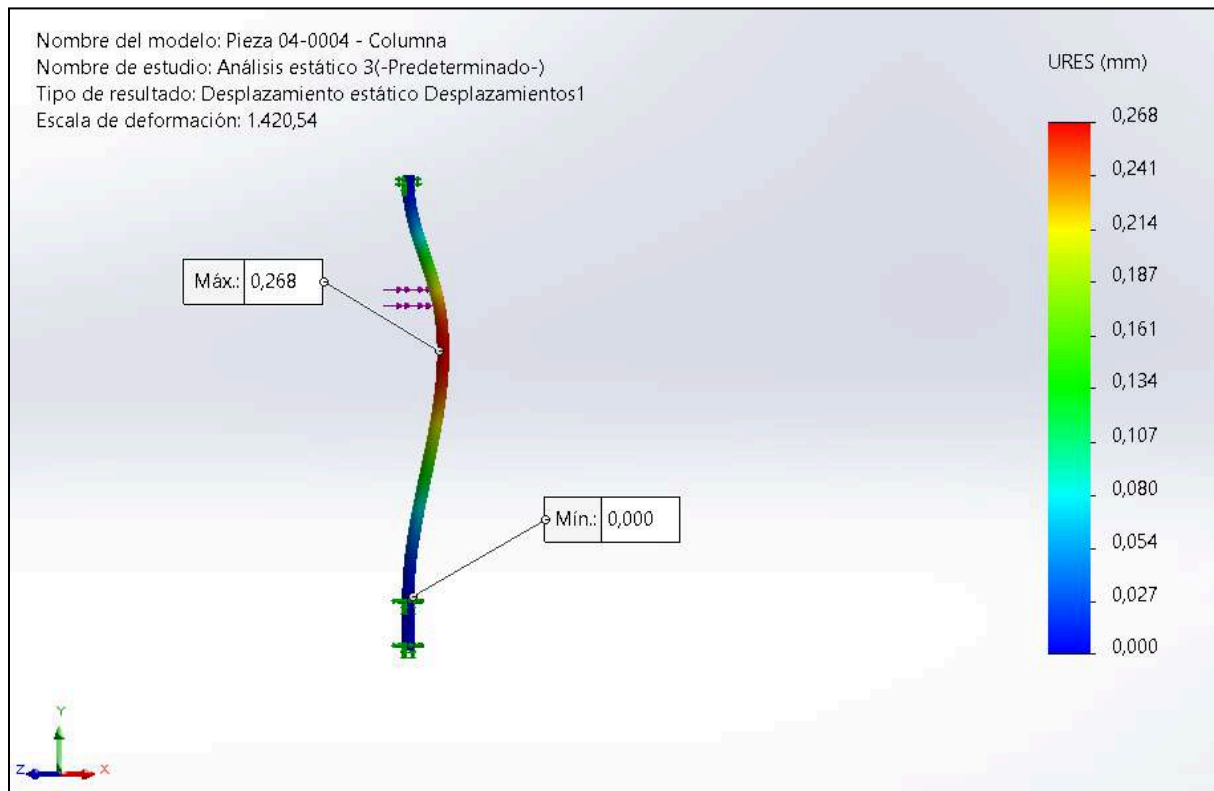


Figura A-48: Diagrama de desplazamientos de la columna con carro superior. [Fuente: propia]

Como se puede apreciar en la figura anterior, con el agregado del carro superior como nuevo punto de apoyo de la columna móvil se obtiene una flecha máxima de la misma de aproximadamente 0.27mm. De este modo, se disminuye en aproximadamente 60 veces el desplazamiento axial de la columna, volviendo más factible el objetivo de lograr un recargue de alta calidad en la superficie de la hélice y disminuyendo casi al máximo la posibilidad de que ocurran atascamiento de los mecanismos por desalineaciones.

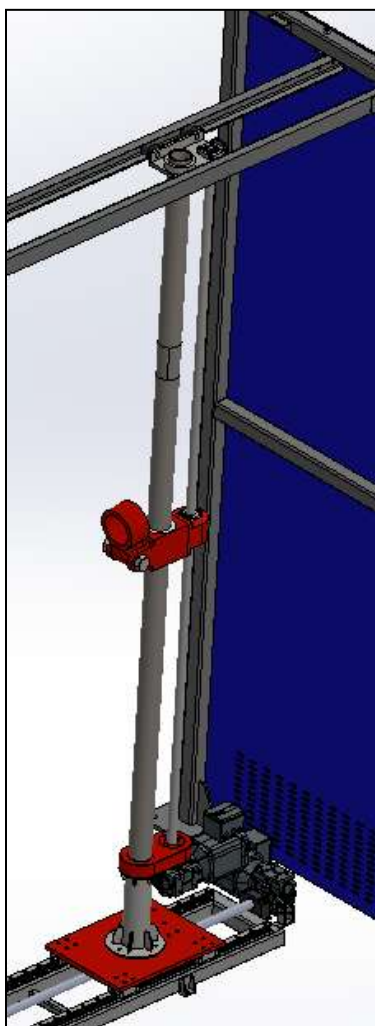
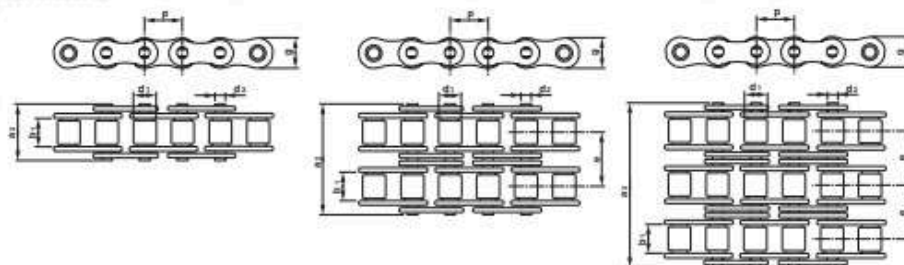


Figura A-49: *Diseño final de la columna móvil. [Fuente: propia]*

Anexo B - Extracto del catálogo de transmisiones mecánicas Gaes

CADENA DE RODILLOS ROLLER CHAINS



CADENA DE RODILLOS SIMPLE

ISO Nr.	p		b ₁ mm min.	d ₁ mm	d ₂ mm max.	a ₂ mm max.	g mm max.	F _s min. N	q kg/m
	mm	inch							
04-1	6		2,80	1,85	4,00	7,4	5,00	3.000	0,12
05B-1	8		3,00	2,31	5,00	8,6	7,11	4.600	0,18
06B-1	9,525	3/8"	5,72	3,28	6,35	13,5	8,26	9.100	0,41
081-1	12,7	1/2"	3,30	3,66	7,75	10,2	9,91	8.200	0,28
083-1	12,7	1/2"	4,88	4,09	7,75	12,9	10,30	12.000	0,44
084-1	12,7	1/2"	4,88	4,09	7,75	14,8	11,15	16.000	0,49
08B-1	12,7	1/2"	7,75	4,45	8,51	17,0	11,81	18.200	0,70
10B-1	15,875	5/8"	9,65	5,08	10,16	19,6	14,73	22.700	0,95
12B-1	19,05	3/4"	11,68	5,72	12,07	22,7	16,13	29.500	1,25
16B-1	25,4	1"	17,02	8,28	15,88	36,1	21,08	58.000	2,70
20B-1	31,75	1 1/4"	19,56	10,19	19,05	43,2	26,42	95.000	3,60
24B-1	38,1	1 1/2"	25,40	14,63	25,40	53,4	33,40	170.000	6,70
28B-1	44,45	1 3/4"	30,99	15,90	27,94	65,1	37,08	200.000	8,30
32B-1	50,8	2"	30,99	17,81	29,21	67,4	42,29	260.000	10,5

CADENA DE RODILLOS DOBLE

ISO Nr.	p		b ₁ mm min.	d ₁ mm	d ₂ mm max.	a ₂ mm max.	g mm max.	e mm	F _s min. N	q kg/m
	mm	inch								
06B-2	9,525	3/8"	5,72	3,28	6,35	23,8	8,26	10,24	17.300	0,78
08B-2	12,7	1/2"	7,75	4,45	8,51	31,0	11,81	13,92	31.800	1,35
10B-2	15,875	5/8"	9,65	5,08	10,16	36,2	14,73	16,59	45.400	1,85
12B-2	19,05	3/4"	11,68	5,72	12,07	42,2	16,13	19,46	59.000	2,50
16B-2	25,4	1"	17,02	8,28	15,88	68,0	21,08	31,88	110.000	5,40
20B-2	31,75	1 1/4"	19,56	10,19	19,05	79,7	26,42	36,45	180.000	7,20
24B-2	38,1	1 1/2"	25,40	14,63	25,40	101,8	33,40	48,36	324.000	13,50
28B-2	44,45	1 3/4"	30,99	15,90	27,94	124,7	37,08	59,56	381.000	16,60
32B-2	50,8	2"	30,99	17,81	29,21	126,0	42,99	58,55	495.000	21,00

CADENA RODILLOS TRIPLE

ISO Nr.	p		b ₁ mm min.	d ₁ mm	d ₂ mm max.	a ₂ mm max.	g mm max.	e mm	F _s min. N	q kg/m
	mm	inch								
06B-3	9,525	3/8"	5,72	3,28	6,35	34,0	8,26	10,24	25.400	1,2
08B-3	12,7	1/2"	7,75	4,45	8,51	44,9	11,81	13,92	45.400	2,0
10B-3	15,875	5/8"	9,65	5,08	10,16	52,8	14,73	16,59	68.100	2,8
12B-3	19,05	3/4"	11,68	5,72	12,07	61,7	16,13	19,46	88.500	3,8
16B-3	25,4	1"	17,02	8,28	15,88	99,9	21,08	31,88	165.000	8,0
20B-3	31,75	1 1/4"	19,56	10,19	19,05	116,1	26,42	36,45	270.000	11,0
24B-3	38,1	1 1/2"	25,40	14,63	25,40	150,2	33,40	48,36	485.000	21,0
28B-3	44,45	1 3/4"	30,99	15,90	27,94	184,3	37,08	59,56	571.000	25,0
32B-3	50,8	2"	30,99	17,81	29,21	184,5	42,99	58,55	743.000	32,0

Piñón

ASA 40

1/2" x 5/16"

12,7 x 7,94mm

08A - 1 - 2 - 3

para cadena de
rodillos según
DIN 8188

PIÑÓN mm

r₃ 13,5
C 1,6
B₁ 7,2
b₁ 7
B₂ 21,4

CADENA mm

Paso 12,7
Ancho interno 7,94
Ø Rodillo 7,94

Material C 43

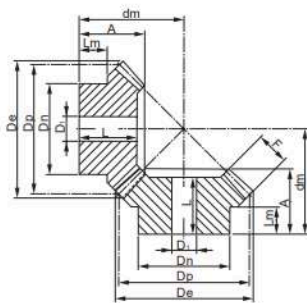
Z	d _e	d _p	S			D			T		
			d _m	D ₁	A	d _m	D ₂	A	d _m	D ₃	A
8	39,3	33,18	20	10	25						
9	43,2	37,13	24	10	25						
10	47,2	41,10	26	10	25	28	10	32			
11	51,2	45,07	29	10	25						
12	55,2	49,07	33	10	28	35	12	35			
13	59,2	53,06	37	10	28	38	12	35			
14	63,2	57,07	41	10	28	42	12	35			
15	67,2	61,09	45	10	28	46	12	35			
16	71,2	65,10	50	12	28	50	16	38			
17	75,2	69,11	52	12	28	54	16	38			
18	79,2	73,14	56	12	28						
19	83,3	77,16	60	12	28	62	16	38			
20	87,3	81,19	64	12	28						
21	91,3	85,22	68	14	28	70	16	40			
22	95,4	89,24	70	14	28	70	16	40			
23	99,4	93,27	70	14	28	70	16	40			
24	103,4	97,29	70	14	28	75	16	40			
25	107,4	101,33	70	14	28	80	16	40			
26	111,5	105,36	70	16	30	85	16	40			
27	115,5	109,40	70	16	30	85	16	40			
28	119,5	113,42	70	16	30	90	16	40			
29	123,6	117,46	80	16	30						
30	127,6	121,50	80	16	30	100	16	40			
31	131,6	125,54	90	16	30						
32	135,7	129,56	90	16	30						
33	139,7	133,60	90	16	30						
34	143,8	137,64	90	16	30						
35	147,8	141,68	90	16	30	100	16	40			
36	151,8	145,72	90	16	35						
37	155,9	149,76	90	16	35						
38	159,9	153,80	90	16	35						
39	163,9	157,83	90	16	35						
40	168,0	161,87	90	16	35						

Material C 43

ENGRANAJE CÓNICO TIPO A

Ángulo de presión 20°

Relacion 1 : 1



Material C 43

M	Z	De	Dp	A	F	Dn	D1	dm	L	Lm
1,5	16	26,1	24,0	18	8	18	8	23,8	17	8,9
	20	32,1	30,0	20	8	22	10	28,7	18	9,8
	22	35,1	33,0	20	8	25	10	30,2	18	9,7
	25	39,6	37,5	23	8	28	10	35,4	21	12
	30	47,1	45,0	25	10	30	12	39,7	22,5	12
2	16	34,8	32,0	20	9	25	10	28,8	17	9,3
	20	42,8	40,0	25	12	32	10	35,7	22	12
	22	46,8	44,0	25	12	36	10	37,7	22	17,7
	25	52,8	50,0	28	14	40	12	42,3	25	12,3
	30	62,8	60,0	30	16	50	12	47,8	27	12,8
2,5	16	43,5	40,0	25,5	10	32	12	37,3	22	13,3
	20	53,5	50,0	30,5	12	40	12	45,9	27	16
	22	58,5	55,0	30,5	12	45	12	48,3	27	15,9
	25	66,0	62,5	33,5	15	50	15	53,0	30	16
	30	78,5	75,0	35,5	18	55	15	59,1	32	16
3	16	52,2	48,0	30	12	40	15	44,2	26	16,2
	20	64,2	60,0	35	18	45	15	51,1	31	13,6
	22	70,2	66,0	35	18	50	15	54,0	31	13
	25	79,2	75,0	38	20	55	15	60,1	34	16
	30	94,2	90,0	40	22	60	20	68,1	36	19
3,5	16	60,9	56,0	35,5	16	45	15	50,8	31	17,2
	20	74,9	70,0	40,5	22	55	15	58,6	36	19
	22	81,9	77,0	40,5	22	60	15	62,0	36	18
	25	92,4	87,5	43,5	26	65	20	67,5	39	18
	30	109,9	105,0	45,5	30	70	20	75,4	41	17
4	16	60,9	56,0	35,5	16	45	15	50,8	31	17,2
	20	74,9	70,0	40,5	22	55	15	58,6	36	19
	22	81,9	77,0	40,5	22	60	15	62,0	36	18
	25	92,4	87,5	43,5	26	65	20	67,5	39	18
	30	109,9	105,0	45,5	30	70	20	75,4	41	17
4,5	16	78,3	72,0	43	20	55	18	63,0	37	18,5
	20	96,3	90,0	48	28	65	20	71,5	42	18
	22	105,3	99,0	48	28	70	20	75,8	42	18
	25	118,8	112,5	50	32	75	20	81,8	44	18
	30	141,3	135,0	53	35	90	25	93,8	47	17
5	16	87,0	80,0	45,5	22	60	20	67,8	39	17,8
	20	107,1	100,0	50,5	30	70	20	77,3	44	18,5
	22	117,1	110,0	50,5	30	80	20	82,2	44	18,5
	25	132,1	125,0	54,5	35	90	20	90,2	48	18,5
	30	157,1	150,0	56,5	38	110	30	102,4	50	18

**Anexo C - Información técnica de materiales
de ingeniería
(Extracto Diseño de elementos de máquinas
- Robert L. Mott)**

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Laminado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Estirado en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Laminado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Estirado en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Laminado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Estirado en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Laminado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Estirado en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Laminado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Estirado en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

**Anexo D - Guía de varillas
tubulares/electrodos para aporte duro
(Cuarepoti)**

LISTA DE PRODUCTOS - VARILLAS TUBULARES / ELECTRODOS

RESISTENTES A LA ABRASION: AWS 5.21:2001 ERF_eCr - DIN 8555

Rodamiento intermetálico y rodadura bajo carga e impacto

Tipo	Versión	Diámetro mm	Longitud mm	Presentación	Para
AgroCrom	600	5,0	500		Gas
		7,2	1000		
AgroTec	450	3,5	350	Punta blanca	Elect
		5,5	500		
	600	3,5	350	Punta verde	
		5,0	500		

RESISTENTES A LA ABRASION SEVERA: AWS 5.21:2001 ERF_eCr - DIN 8555

Abrasión severa con impacto moderado

Tipo	Versión	Diámetro mm	Longitud mm	Presentación	Para
AgroCrom	1600	3,5	350		Gas
		5,0	500		
		7,2	1000		
AgroTec	1400	3,5	350	Punta roja	Elect
		5,0	500		
	1600	3,5	350	Punta naranja	
		5,0	500		

RESISTENTES A LA ABRASION C/TEMP.: AWS 5.21:2001 ERF_eCr - DIN 8555

Abrasión con temperatura elevada

Tipo	Versión	Diámetro mm	Longitud mm	Presentación	Para
AgroTec	1900	3,5	350	Punta amarilla	Elect
		5,0	500		

RESISTENTES A LA ABRASION EXTREMA: AWS 5.21:2001 ERF_eCr - DIN 8555

Abrasión con temperatura elevada

Tipo	Versión	Diámetro mm	Longitud mm	Presentación	Para
AgroTung WC	15	3,5	350	Punta violeta	Gas
		5,0	500		
AgroTung WC - GG	30	3,5	350	Punta azul	
		5,0	500		
AgroTung WC - GF	30	3,5	350	Punta dorada	Elect
		5,0	500		
AgroTung WC	60	3,5	350	Punta marrón	
		5,0	500		

RESISTENTES AL IMPACTO: AWS 5.21:2001 ERF_eCr - DIN 8555

Impacto severo con abrasión moderada

Tipo	Versión	Diámetro mm	Longitud mm	Presentación	Para
AgroMang		3,5	350	Punta negra	Elect
		5,0	500		

La Empresa se reserva el derecho de introducir modificaciones sin aviso previo.

Todos los productos en versiones aplicables con sistemas: Oxyacetilénico, Arco eléctrico, TIG y microplasma.

Fabricación bajo pedido de diferentes versiones, diámetros o longitudes.

La Empresa garantiza sus productos únicamente por defectos de fabricación.

**Anexo E - Ficha técnica de los materiales de
aporte duro más utilizados en el sector
(Cuarepoti/Cicsrl)**



AgroTung – WC60

Resistente a la abrasión extrema

DESCRIPCIÓN:

Varilla tubular; deposita un metal de soldadura con alto contenido de carburos de tungsteno y cromo que le otorgan máxima resistencia a la abrasión con moderada resistencia al impacto, aún con altas temperaturas. Depósito sin escoria, elevado rendimiento > 95%. Al ser varilla tubular requiere menores amperajes que productos similares de núcleo sólido lo que garantiza bajo niveles de dilución. Aplicado con soplete, la dilución es nula y con una sola pasada se obtiene una gran resistencia a la abrasión.

Disponible en diferentes granulometrías:
Grano Fino, máxima resistencia a la abrasión
Grano Grueso, aumenta la acción de corte.

CARACTERÍSTICAS DEPÓSITO:

Resistencia a la abrasión:	Excelente
Resistencia al impacto:	Buena
Resistencia a la corrosión:	Buena
Dureza:	60 / 65 HRC
Dureza en caliente:	Buena hasta 900 °C.
Cantidad de pasadas:	2 máximo
Fisura alivio tensión:	Si
Maquinabilidad:	Con abrasivos
	No se corta con soplete
Especificaciones:	AWS A5.13:2000
	AWS A5.21:2001
	DIN 8555

COMPOSICIÓN QUÍMICA:

(Del metal de aporte puro – wt%)	
Carbón	3,50
Tungsteno	60,00
Cromo	3,00
Mn	
Si	
Fe	

APLICACIONES TÍPICAS:

Piezas, partes y equipos sometidos a desgaste de cualquier actividad donde requerimientos de producción o tiempos de parada / reemplazo - reparación justifiquen su utilización.

PARÁMETROS APLICACIÓN:

Arco Eléctrico Manual - SMAW:

Corriente continua (+)	CC (+)
Diámetro	Amp
3,50 mm	90 - 120
5,00 mm	120 - 150
7,20 mm	150 - 180
Posición de soldadura:	Plana con varilla vertical

Para reconstrucción o recargues de mucho espesor, se recomienda el aporte de un colchón con un electrodo del tipo AWS-7018 y luego AgroTec 600 / 1400.

Soplete oxiacetileno - OAW:

Diámetro	Pico	Llama
3,50 mm	4	3X-4X
5,00 mm	5-6	3X-4X
7,20 mm	5-6	3X-4X
Posición de soldadura:	Plana.	

TIG - GTAW:

Corriente, Amp:	140 – 180 DCEN
Voltaje:	20 – 40
Gas protección:	100% Argón
Posición de soldadura:	Plana.

MEDIDAS / EMPAQUE:

Diámetro	Largo	Peso
3,50 mm	350 mm	2,50 Kg.
5,00 mm	500 mm	5,00 Kg.
7,20 mm	500 mm	5,00 Kg.

COLOR IDENTIFICACIÓN: marrón

Notas:

La información contenida aquí es precisa y confiable. Es presentada sin garantía ni responsabilidad de nuestra parte.

Los datos exhibidos son obtenidos por procedimientos internos de la Empresa. Otras pruebas y procedimientos pueden producir diferentes resultados. La Empresa se reserva el derecho de introducir modificaciones sin aviso previo.

Cuarepoti Electroodos

Av. Industria Nacional y Calle N° 5
Parque Industrial Comirsa
2915 – Ramallo Buenos Aires - Argentina

Tel / fax: 54-0336-4462460
Web: www.cuarepoti.com.ar
E-mail: cuarepoti@cuarepoti.com.ar



AgroTec 1600

Resistente a la abrasión severa
Abrasión severa con impacto moderado

DESCRIPCIÓN:

Varilla tubular; deposita un metal de soldadura con alto contenido de carburos de cromo que le otorgan muy buena resistencia a la abrasión con moderada resistencia al impacto.

Depósito sin escoria, elevado rendimiento > 95%.

Al ser varilla tubular requiere menores amperajes que productos similares de núcleo sólido lo que garantiza bajo niveles de dilución.

Industria siderúrgica, trituradores de coque, quebrantadores de sinter, cribas, guías, barrenas.

Minería, mantos, placas, uñas.

Piezas, partes y equipos sometidos a desgaste de cualquier actividad.

CARACTERÍSTICAS DEPÓSITO:

Resistencia a la abrasión:	Muy Buena
Resistencia al impacto:	Buena
Resistencia a la corrosión:	Buena
Dureza:	55 / 60 HRc
Dureza en caliente:	Buena hasta 600 °C.
Cantidad de pasadas:	3 máximo
Fisura alivio tensión:	Si
Maquinabilidad:	Con abrasivos No se corta con soplete
Especificaciones:	AWS A5.13:2000 AWS A5.21:2001 DIN 8555

PARÁMETROS APLICACIÓN:

Corriente continua (+)	CC (+)
Diámetro	Amp
3,50 mm	90 - 130
5,00 mm	120 - 160
7,20 mm	150 - 200
Posición de soldadura:	Plana con varilla vertical
Para reconstrucción o recargues de mucho espesor, se recomienda el aporte de un colchón con un electrodo del tipo AWS-7018 y luego AgroTec 600 / 1400.	

COMPOSICIÓN QUÍMICA:

(Del metal de aporte puro – wt%)

Carbón	3,50
Cromo	30,00
Mn	
Si	
Fe	

MEDIDAS / EMPAQUE:

Diámetro	Largo	Peso
3,50 mm	350 mm	2,50 Kg.
5,00 mm	500 mm	5,00 Kg.
7,20 mm	500 mm	5,00 Kg.

APLICACIONES TÍPICAS:

Piezas agrícolas, rejas, subsoladores.
Chapas de desgaste de tolvas, martillos de molienda, mandíbulas, conos, roscas transportadoras.
Dientes, labios, cuchillas de baldes de palas, excavadoras, escarificadores, zapatas y garras de oruga.
Uñas de dragas, baldes, cuchillas cortadoras.
Industria azucarera, piezas de cosechadoras, cuchillas, martillos, insertos de martillos, peines bagaceros.
Industria cementera, tornillos, paletas, raspadores.
Cerámica, mezcladores, tornillos de prensas, molinos.

COLOR IDENTIFICACIÓN: naranja

Notas:

La información contenida aquí es precisa y confiable. Es presentada sin garantía ni responsabilidad de nuestra parte.

Los datos exhibidos son obtenidos por procedimientos internos de la Empresa. Otras pruebas y procedimientos pueden producir diferentes resultados. La Empresa se reserva el derecho de introducir modificaciones sin aviso previo.

Cuarepoti Electroodos

Av. Industria Nacional y Calle N° 5
Parque Industrial Comirsa
2915 – Ramallo Buenos Aires - Argentina

Tel / fax: 54-0336-4462460
Web: www.cuarepoti.com.ar
E-mail: cuarepoti@cuarepoti.com.ar



AgroCrom – 1600

Resistente a la abrasión severa
Abrasión severa con impacto moderado

DESCRIPCIÓN:

Varilla tubular; deposita un acero semiaustenítico con alto contenido de carburos de cromo le otorgan muy buena resistencia a la abrasión con moderada resistencia al impacto aún a temperaturas medias.

Aplicado con soplete, la dilución es nula y con una sola pasada de 1 a 2 mm se obtiene una gran resistencia a la abrasión.

Ideal para desgaste metal-metal y para abrasión por fricción con la tierra.
Particularmente apropiado para recargues donde es necesario un depósito de poco espesor.
El depósito exhibe muy bajo coeficiente de fricción y con el uso en la tierra se pule.
Puede ser aplicado a aceros al carbón, baja aleación y con contenidos de manganeso.

CARACTERISTICAS DEPÓSITO:

Resistencia a la abrasión:	Muy buena
Resistencia al impacto:	Buena
Resistencia a la corrosión:	Buena
Dureza:	55 / 62 HRc
Dureza en caliente:	Buena hasta 600 °C.
Cantidad de pasadas:	Ilimitada
Fisura alivio tensión:	Si
Maquinabilidad:	Con abrasivos
	No se corta con soplete
Especificaciones:	AWS A5.13:2000 AWS A5.21:2001 DIN 8555

COMPOSICIÓN QUÍMICA:

(Del metal de aporte puro – wt%)	
Carbón	3,50
Cromo	30,00
Mn	
Si	
Fe	

APLICACIONES TÍPICAS:

Piezas y partes donde se necesita un buen acabado sin maquinar, en las cuáles el aporte debe ser en espesores delgados.

Cuarepoti Electroodos

Av. Industria Nacional y Calle Nº 5
Parque Industrial Comirsa
2915 – Ramallo Buenos Aires - Argentina

Apto para proteger las zonas activas de elementos de roturación de tierra y de cosecha tales como rejas, discos de arado, botas de siembra, codos, tubos, partes de cosechadoras.

Excepcional comportamiento en sinfines para movimiento de cereal, cangilones.

PARÁMETROS APLICACIÓN:

Soplete oxiacetileno - OAW:

Diámetro	Pico	Llama
5,00 mm	5-6	3X-4X
7,20 mm	5-6	3X-4X
Posición de soldadura:	Plana.	

MEDIDAS / EMPAQUE:

Diámetro	Largo	Peso
3,50 mm	350 mm	2,50 Kg
5,00 mm	500 mm	5,00 Kg.
7,20 mm	1000 mm	30,00 Kg.

COLOR IDENTIFICACIÓN:

natural

Notas:

La información contenida aquí es precisa y confiable.
Es presentada sin garantía ni responsabilidad de nuestra parte.

Los datos exhibidos son obtenidos por procedimientos internos de la Empresa. Otras pruebas y procedimientos pueden producir diferentes resultados.
La Empresa se reserva el derecho de introducir modificaciones sin aviso previo.

Tel / fax: 54-0336-4462460
Web: www.cuarepoti.com.ar
E-mail: cuarepoti@cuarepoti.com.ar

CROMO1000

- ✓ DEPOSITO LIBRE DE ESCORIA
- ✓ IDEAL PARA RECARGUES DE POCO ESPESOR
- ✓ ELEVADO RENDIMIENTO
- ✓ DILUCION NULA
- ✓ APLICACIONES AGRÍCOLAS / MINERÍA / MOVIMIENTO DE SUELOS / INDUSTRIA ACEITERA

CROMO 1000 es una varilla tubular conteniendo una fórmula con altos contenidos de carburos de cromo. Este producto ha sido diseñado para ser aplicado por medio de proceso de soldadura oxiacetilénica.

Por su composición, CROMO 1000 deposita un acero semiaustenítico, y otorga extraordinarias propiedades de dureza y resistencia al desgaste que resulta de la abrasión y el impacto moderado propio del servicio, en aceros al carbón, de baja aleación y con contenidos de manganeso.

El depósito es libre de escoria y de rendimiento elevado, tanto como mayor que 92%. Con una capa de aporte de 1 a 1.5 mm de espesor CROMO 1000 ofrece resultados ideales.

CAMPO DE APLICACION

CROMO 1000 ofrece soluciones en un amplio rubro de actividades industriales.

En el ámbito de la maquinaria agrícola es indicado para el recargue duro de todo componente expuesto al desgaste abrasivo de granos, otorgando una vida útil varias veces mayor a la que otorga dicho componente en estado original.

En cuanto a su aplicación en otros sectores de la industria, CROMO 1000 se utiliza para la confección de placas bimetalicas, relleno de cuchillas, protección anti desgaste de palas, baldes, dientes y demás componentes de maquinaria de movimiento de tierras y minerales.

Utilizar CROMO 1000 ayuda a mantener bajos costos de reparación y disminuir las inversiones en stock de repuestos.

Para conocer más acerca de este producto, por favor entre en contacto con nuestro departamento técnico.

VARILLA DE APORTE CROMO 1000



APLICACION DE CROMO 1000

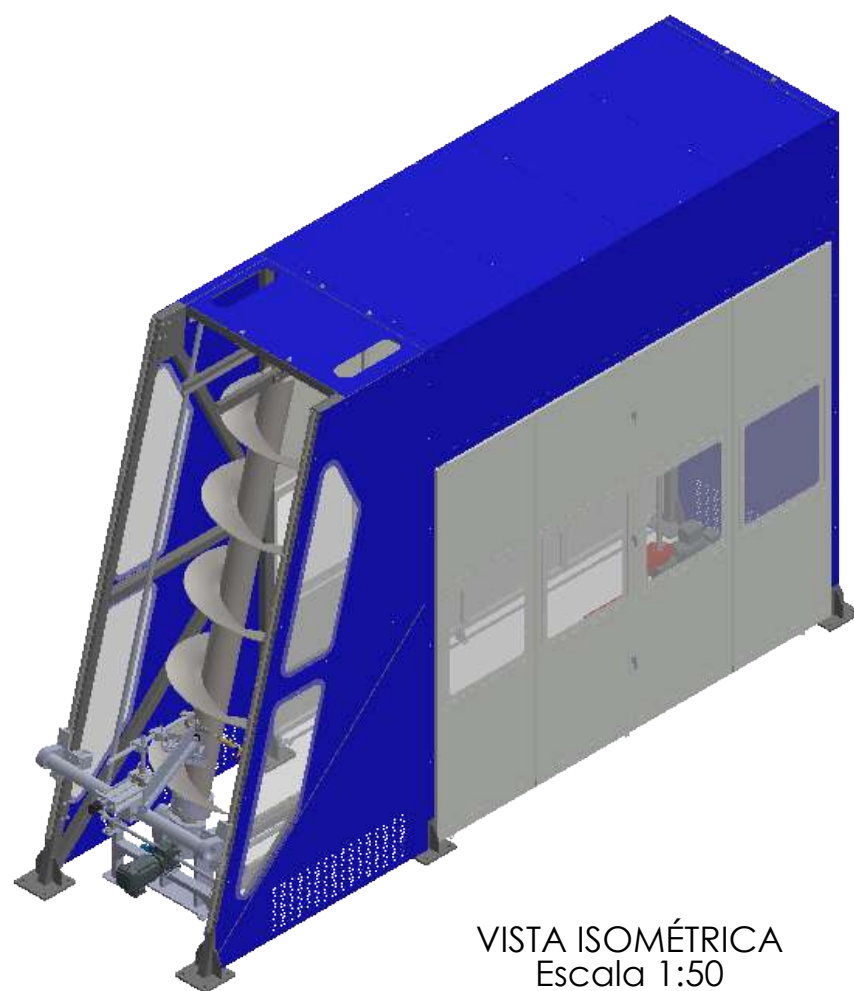
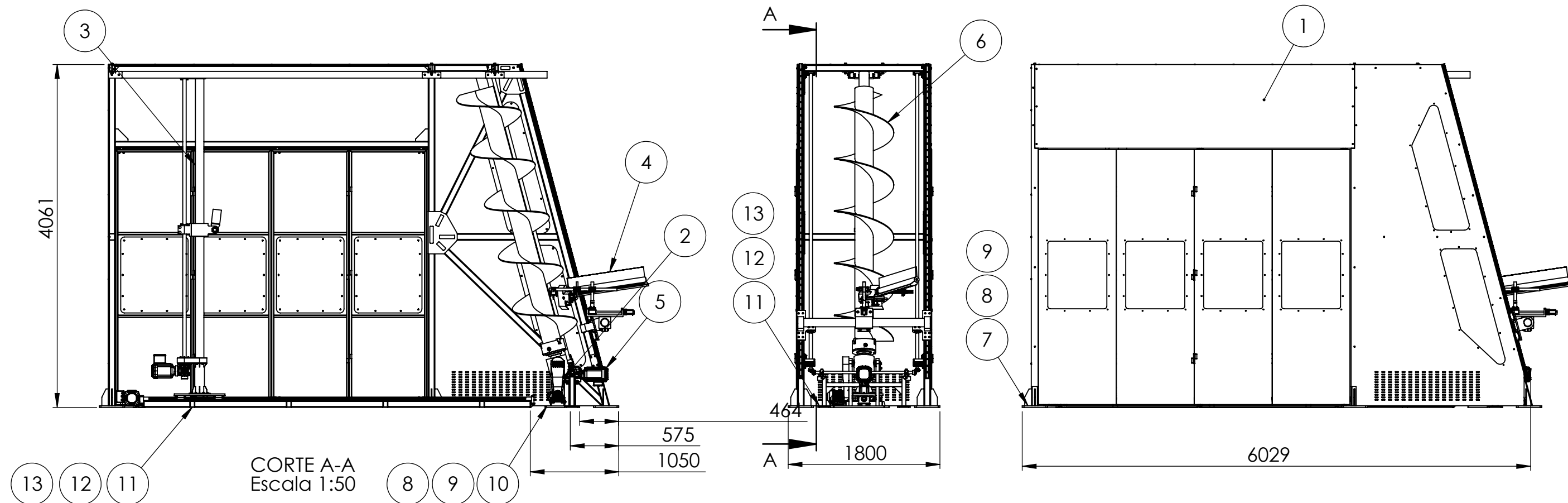
[+ VER MAS](#)



PRESENTACIONES	
CROMO 1000 7,2 mm. X 1000 mm	EMPAQUE POR 30 KG.
CROMO 1000 4,0 mm. X 500 mm	EMPAQUE POR 5 KG.

CARACTERISTICAS	
DUREZA DEL DEPOSITO	60 HRC
RESISTENCIA A LA ABRASION	MUY BUENA
RESISTENCIA AL IMPACTO	BUENA AL IMPACTO MODERADO
DUREZA EN CALIENTE	BUENA HASTA LOS 600°C
FISURA ALIVIO TENSION	SI
ALEACION	Cr/Mn/Si/C/Fe
ESPECIFICACION	AWS A5.13:2000/A5.21:2001/DIN 8555
MAQUINABLE	DIFICIL

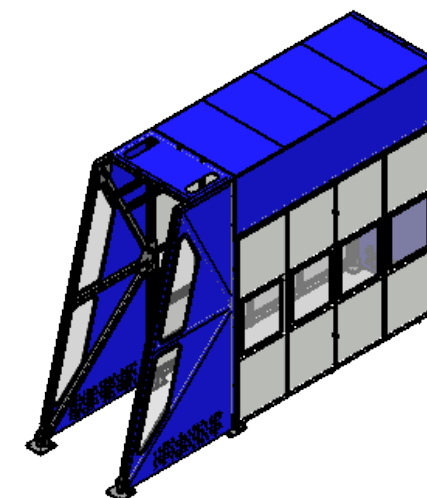
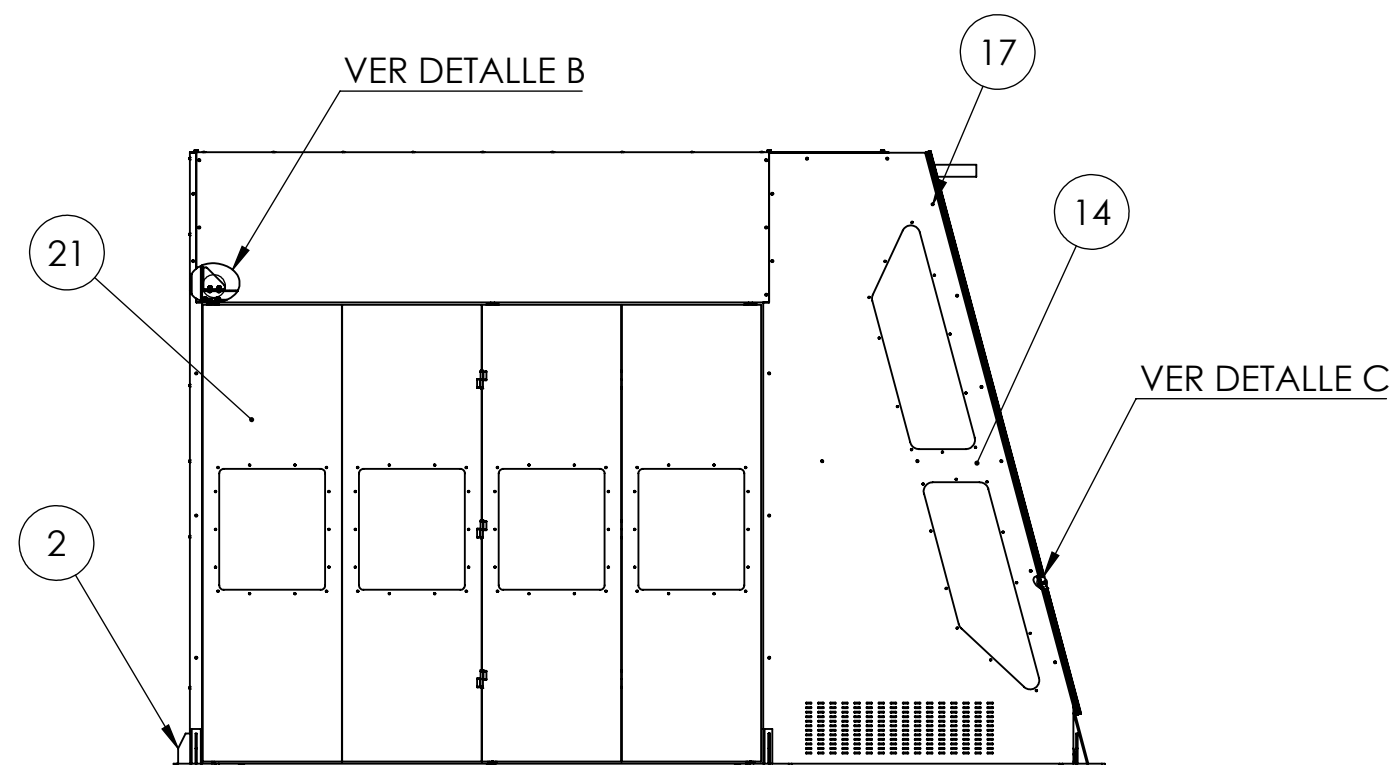
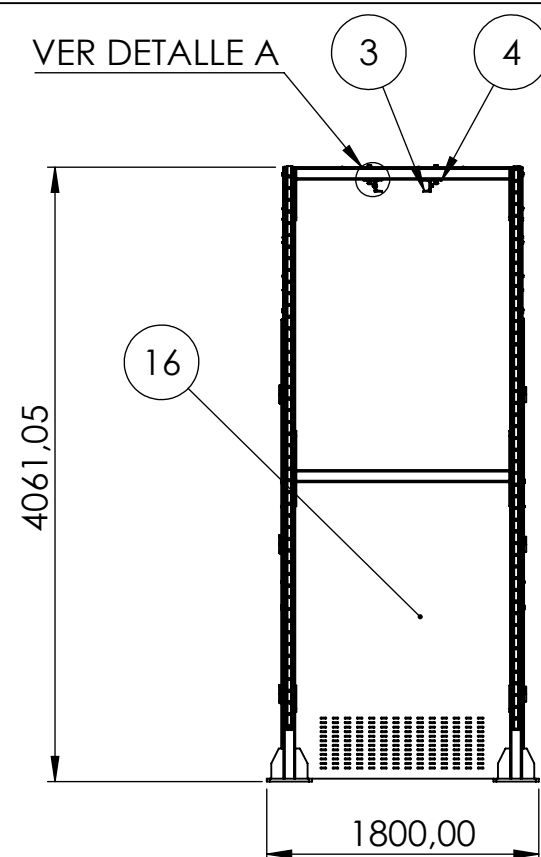
Anexo F - Planimetría de la Recargadora Automática de Tornillos Sinfín de Transporte



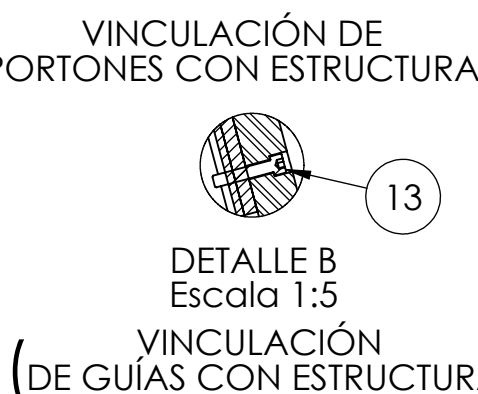
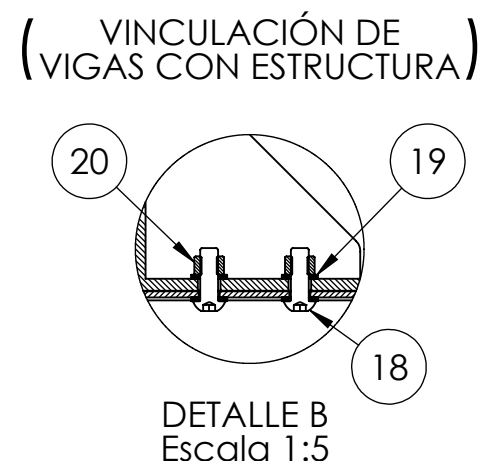
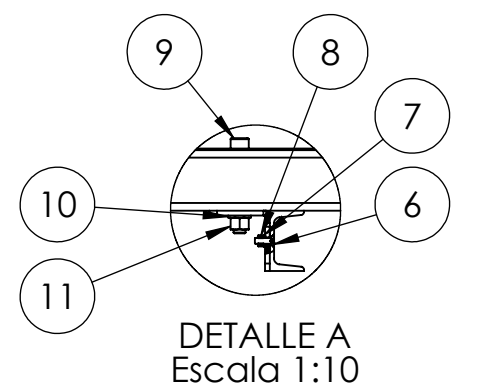
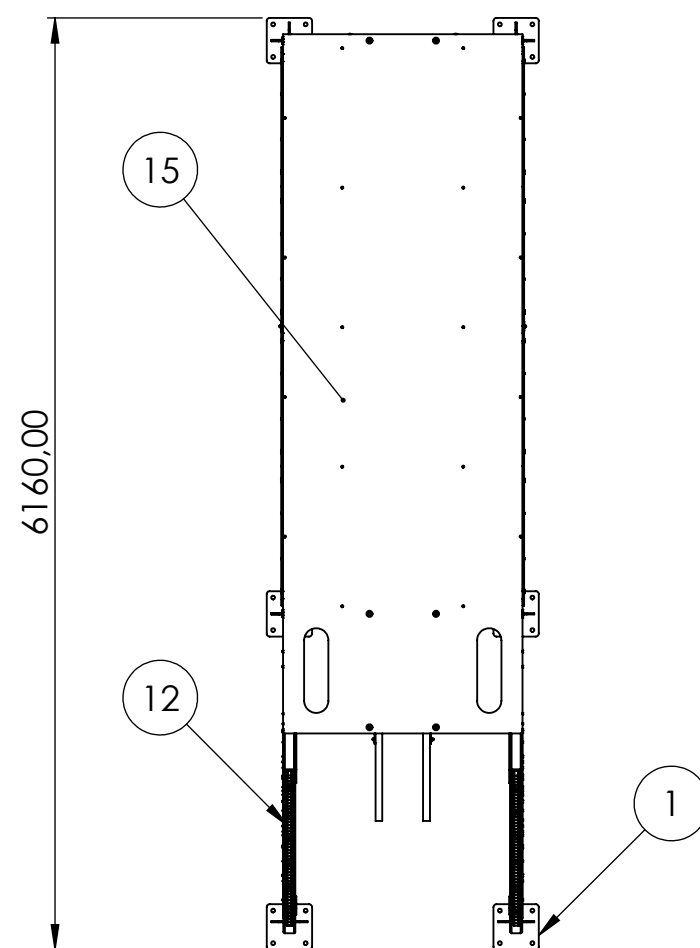
NOTA: LOS CONJUNTOS DEL 1 AL 4 SE FIJAN AL PISO MEDIANTE ANCLAJE QUÍMICO SEGÚN LAS VARILLAS INDICADAS EN LA LISTA DE MATERIALES.

13	TUERCA HEXAGONAL M14 DIN 934	COMERCIAL	12	—
12	ARANDELA PLANA Ø DIN 125	COMERCIAL	12	—
11	VARILLA ROSCADA M14 x 100MM	COMERCIAL	12	—
10	VARILLA ROSCADA M20 x 100MM	COMERCIAL	4	—
9	TUERCA HEXAGONAL M20 DIN 934	COMERCIAL	28	—
8	ARANDELA PLANA Ø DIN 125	COMERCIAL	28	—
7	VARILLA ROSCADA M20 x 200MM	COMERCIAL	24	—
6	SINFIN DE MAYOR PORTE	—	1	VER PLANO 06
5	SISTEMA DE ACCIONAMIENTO CARRO SOLDADOR	—	CANT.	VER PLANO 05
4	CARRO SOLDADOR	—	CANT.	VER PLANO 04
3	COLUMNA MÓVIL	—	CANT.	VER PLANO 03
2	HUSILLO BASCULANTE	—	CANT.	VER PLANO 02
1	ESTRUCTURA PRINCIPAL + CHAPERÍA	—	CANT.	VER PLANO 01
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO				RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	PLANO 00 — RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:50		
APROBO					



VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:100



21	SISTEMA DE PORTONES	—	2	VER PLANO 01/21
20	TUERCA HEXAGONAL M8 DIN 934	COMERCIAL	8	—
19	ARANDELA PLANA Ø13mm DIN 125	COMERCIAL	8	—
18	TORNILLO ALLEN C/REDONDA M12 x 35 DIN 7380	Gr. 8.8	8	—
17	TORNILLO ALLEN C/REDONDA M8 x 16 DIN 7380	Gr. 8.8	84	—
16	CHAPERÍA TRASERA	SAE 1010	1	VER PLANO 01/16
15	CHAPERÍA SUPERIOR	SAE 1010	1	VER PLANO 01/15
14	CHAPERÍA LATERAL	—	2	VER PLANO 01/14
13	TORNILLO ALLEN M8 x 40 DIN 912	Gr. 8.8	98	—
12	GUÍA HIWIN HGH 35 CA	COMERCIAL	2	—
11	TUERCA HEXAGONAL M16 DIN 934	COMERCIAL	6	—
10	ARANDELA PLANA Ø17mm DIN 125	COMERCIAL	6	—
9	TORNILLO ALLEN M16 x 110 DIN 912	Gr. 8.8	6	—
8	TUERCA HEXAGONAL M8 DIN 934	COMERCIAL	6	—
7	ARANDELA PLANA Ø8.4mm DIN 125	COMERCIAL	6	—
6	TORNILLO ALLEN C/PLANA M8 x 25 DIN 7991	Gr. 8.8	6	—
5	SOPORTE TRASERO	SAE 1010	2	VER PLANO 01/05
4	SOPORTE	SAE 1010	2	VER PLANO 01/04
3	VIGA CARRO SUPERIOR	SAE 1010	2	VER PLANO 01/03
2	ESTRUCTURA TRASERA	SAE 1010	1	VER PLANO 01/02
1	ESTRUCTURA DELANTERA	SAE 1010	1	VER PLANO 01/01
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

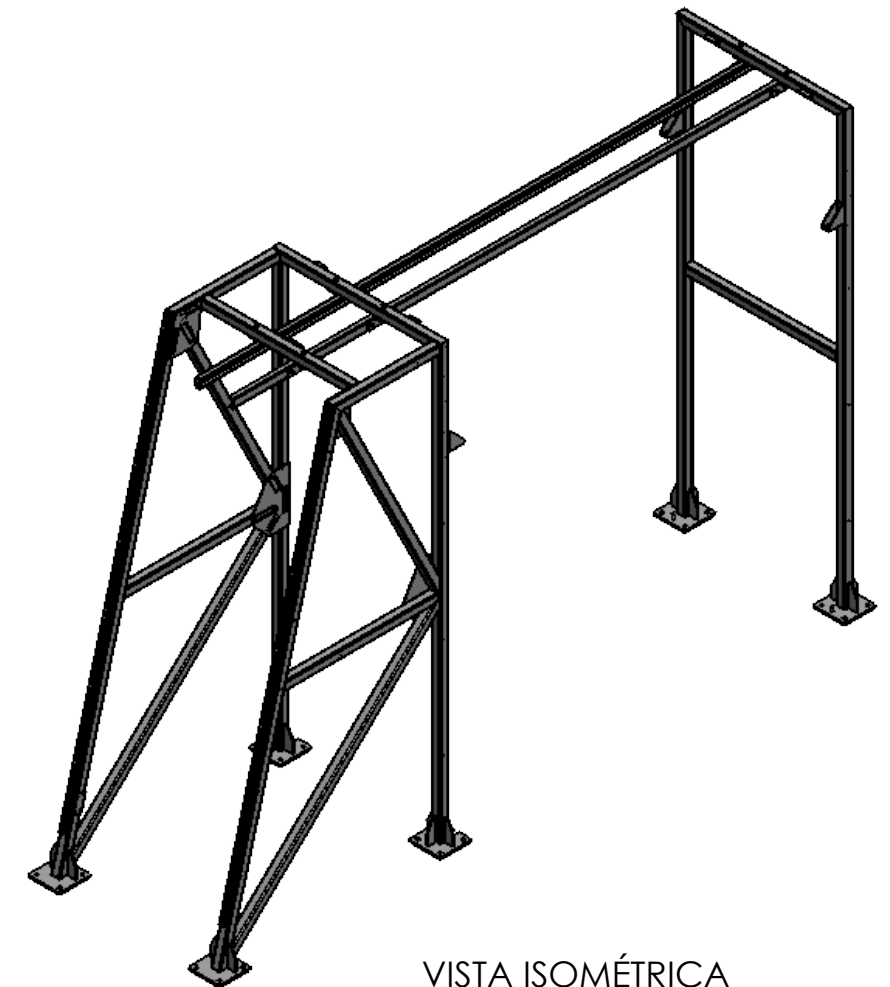
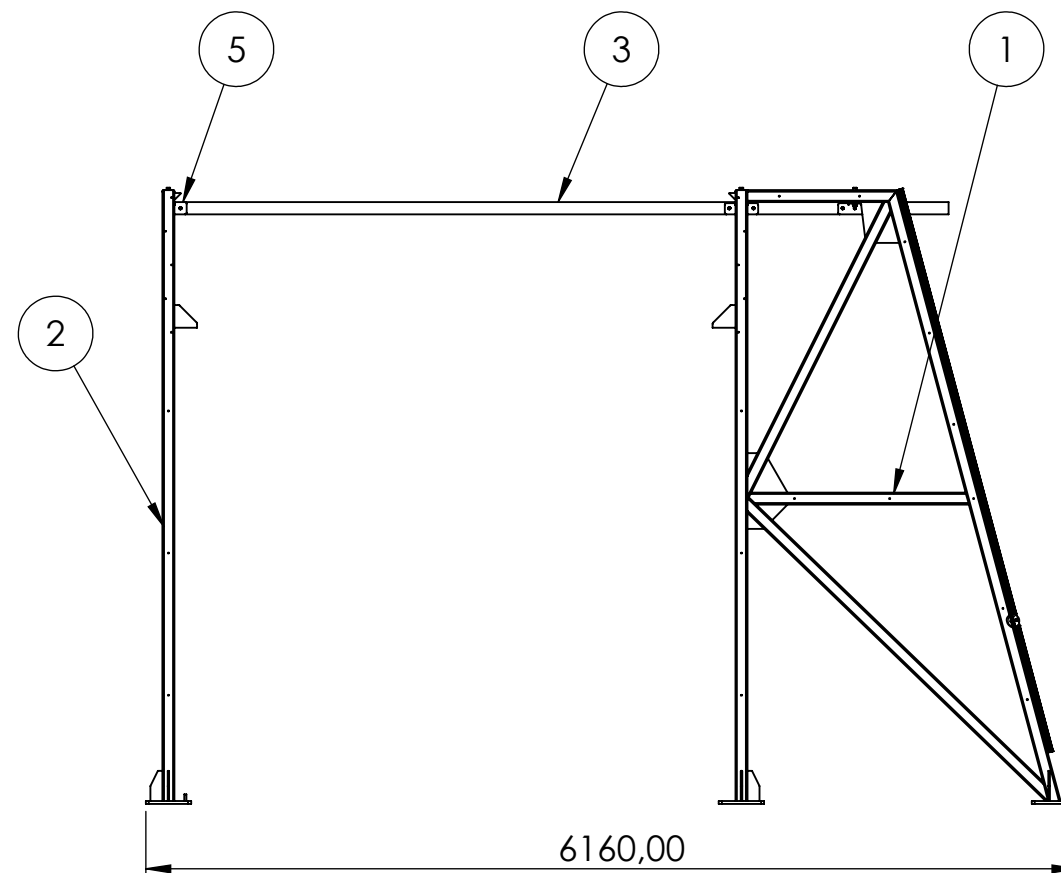
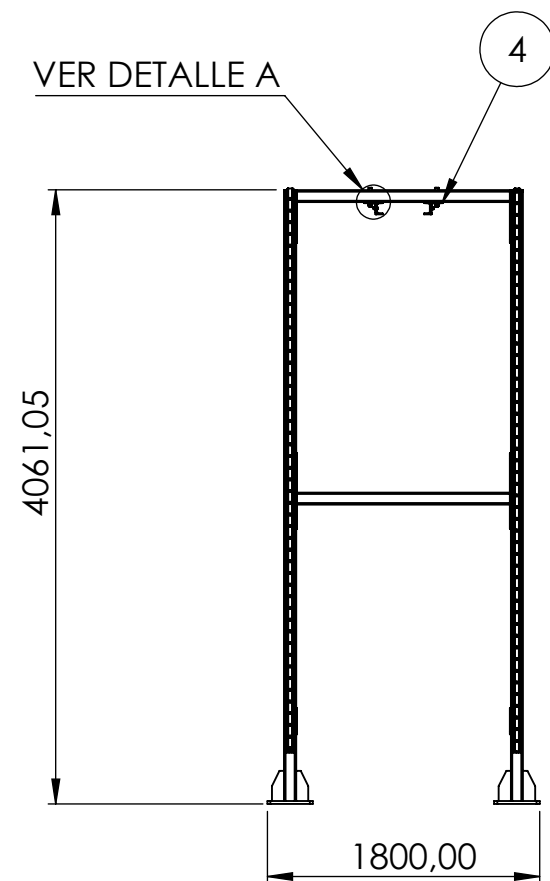
PROYECTO FINAL
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
ROSARIO

FECHA: 15/04/24
NOMBRE: DEZOTTI T.

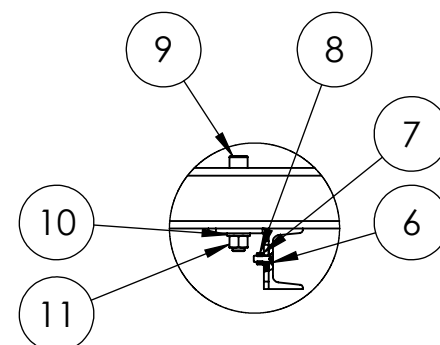
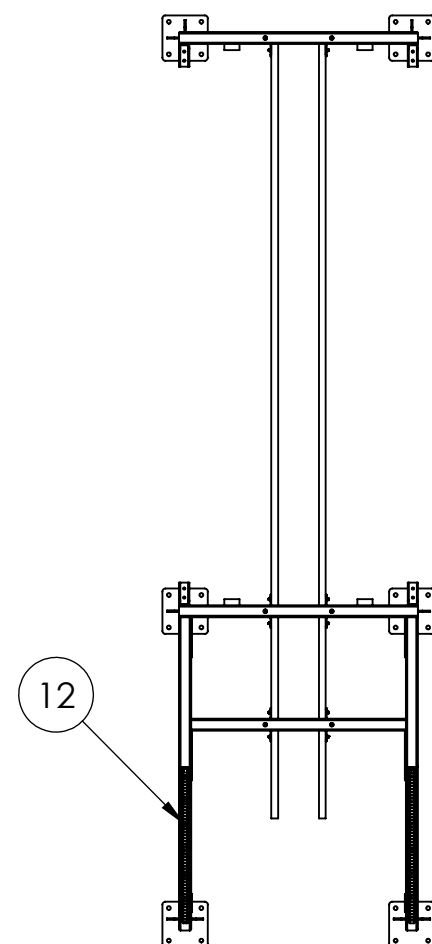
ESCALAS:
1:5 1:10
1:50 1:100

RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES

PLANO 01-A — ESTRUCTURA PRINCIPAL + CHAPERÍA

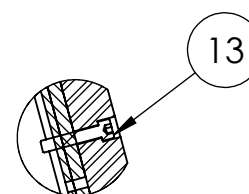


VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:50



DETALLE A
Escala 1:10

(VINCULACIÓN DE
VIGAS CON ESTRUCTURA)

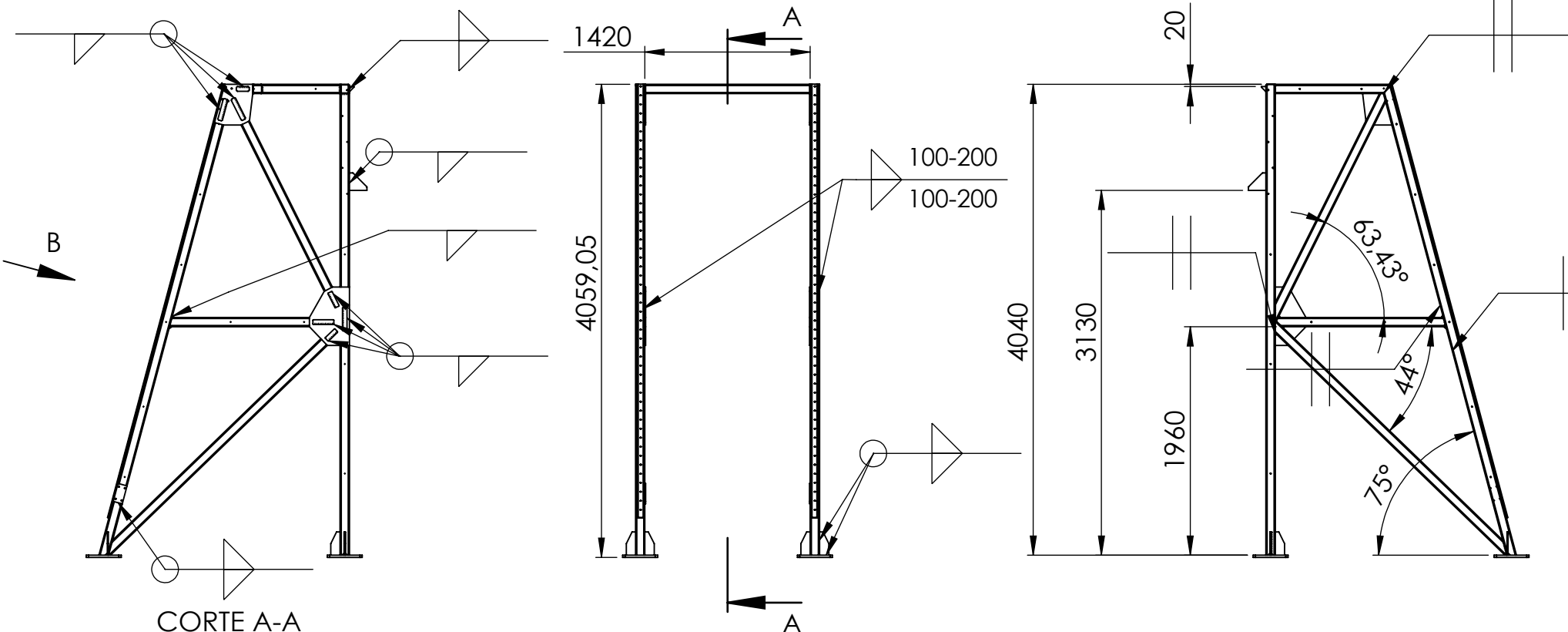


DETALLE B
Escala 1:5

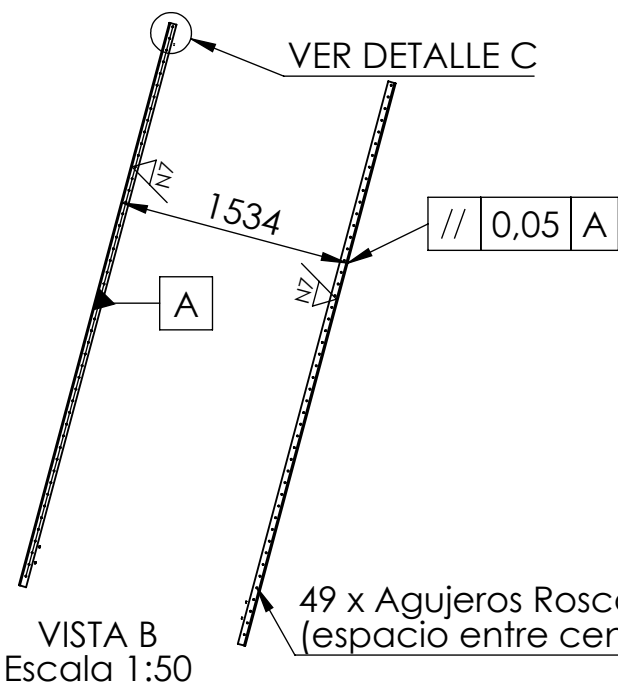
(VINCULACIÓN DE
GUÍAS CON ESTRUCTURA)

13	TORNILLO ALLEN M8 x 40 DIN 912	Gr. 8.8	98	—
12	GUÍA HIWIN HGH 35 CA	COMERCIAL	2	—
11	TUERCA HEXAGONAL M16 DIN 934	COMERCIAL	6	—
10	ARANDELA PLANA Ø17 DIN 125	COMERCIAL	6	—
9	TORNILLO ALLEN M16 x 110 DIN 912	Gr. 8.8	6	—
8	TUERCA HEXAGONAL M8 DIN 934	COMERCIAL	6	—
7	ARANDELA PLANA Ø8.4 DIN 125	COMERCIAL	6	—
6	TORNILLO ALLEN C/PLANA M8 x 25 DIN 7991	Gr. 8.8	6	—
5	SOPORTE TRASERO	SAE 1010	2	VER PLANO 01/05
4	SOPORTE	SAE 1010	2	VER PLANO 01/04
3	VIGA CARRO SUPERIOR	SAE 1010	2	VER PLANO 01/03
2	ESTRUCTURA TRASERA	SAE 1010	1	VER PLANO 01/02
1	ESTRUCTURA DELANTERA	SAE 1010	1	VER PLANO 01/01
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

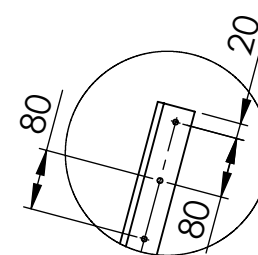
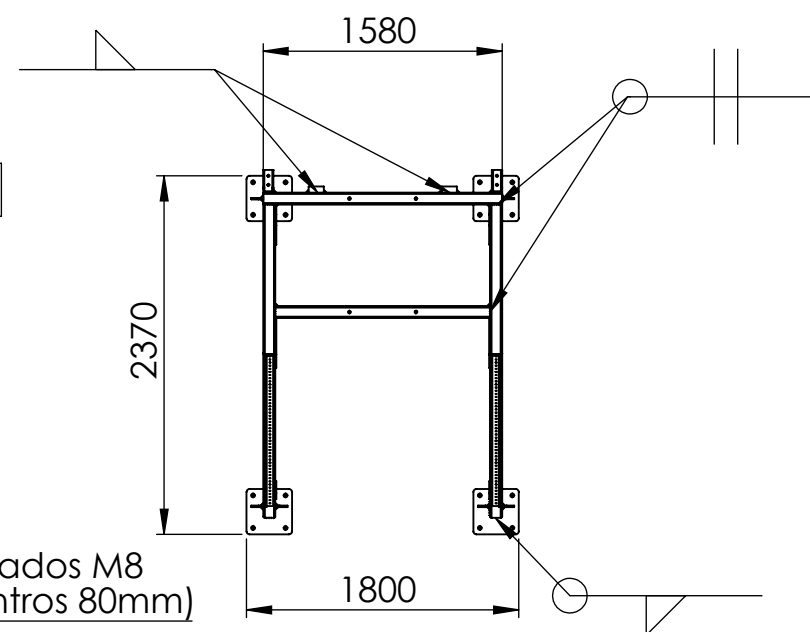
		PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		PLANO 01-B – ESTRUCTURA PRINCIPAL
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:5	1:10	
APROBO			1:50		



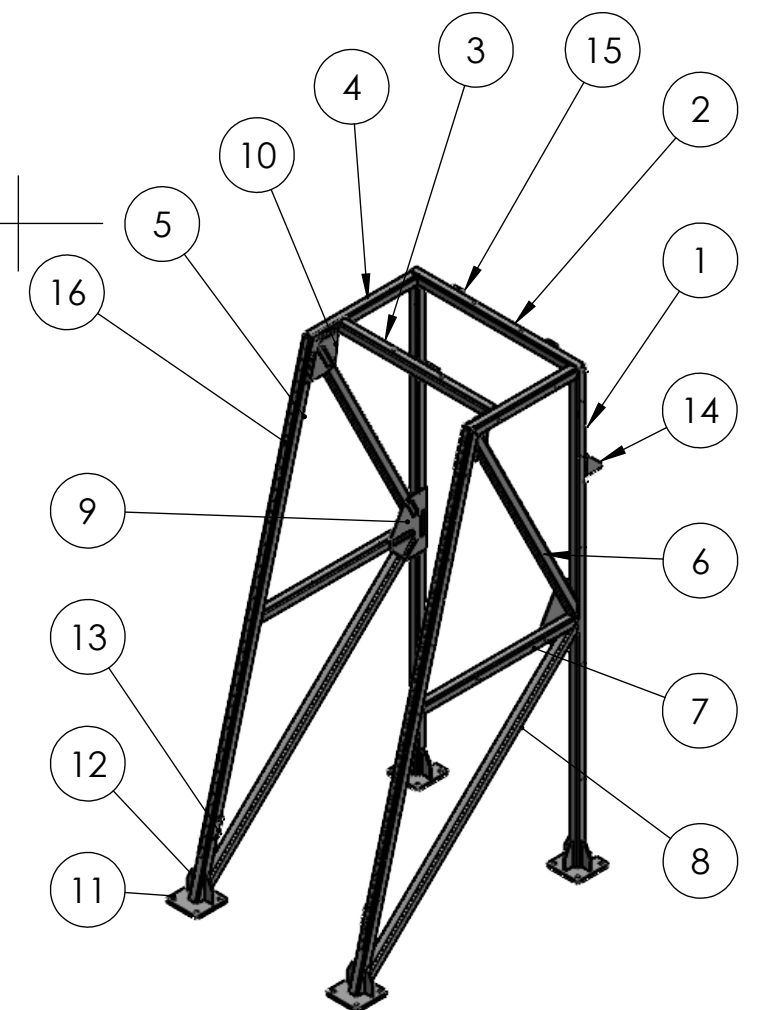
CORTE A-A
Escala 1:50



VISTA B
Escala 1:50



DETALLE C
Escala 1:10



VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:50

NOTA: AGUJEROS ROSCADOS PARA CHAPERÍA DEBERÁN REALIZARSE AL MOMENTO DEL ENSAMBLE

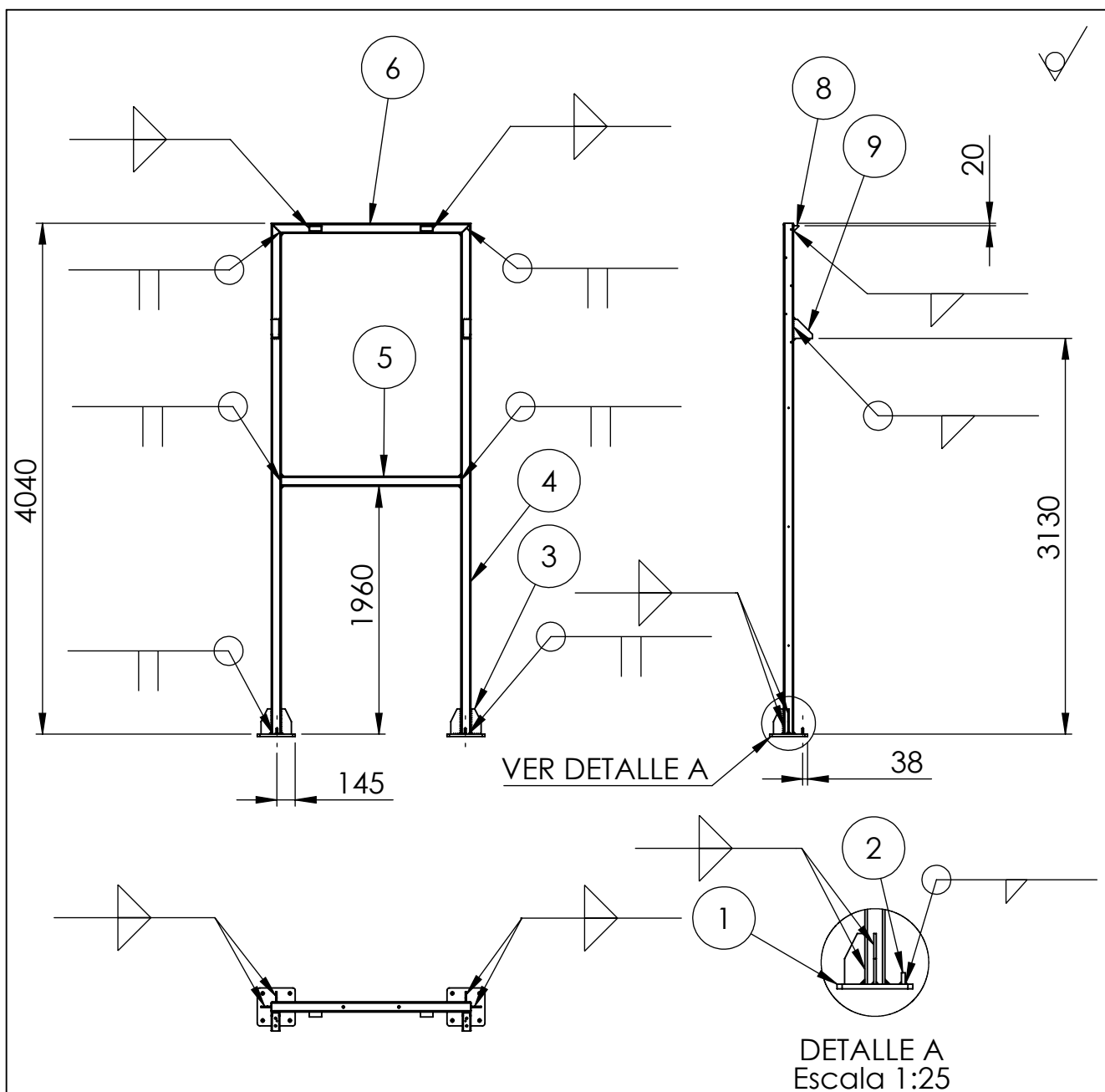
NOTA: LOS ESPESORES DE SOLDADURA SERÁN 0.7 DEL ESPESOR MÍNIMO A SOLDAR

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

16	PLANCHUELA 2" x 1/2" x 3850mm	SAE 1010	2	—
15	APOYO CHAPERÍA SUPERIOR	SAE 1010	2	VER PLANO 01/01/15
14	VÍNCULO ESTRUCTURA-PORTONES	SAE 1010	2	VER PLANO 01/01/14
13	REFUERZO P/SOPORTE RODAMIENTO	SAE 1010	2	VER PLANO 01/01/13
12	REFUERZO BASE	SAE 1010	10	VER PLANTILLA 01/01/OXI-12
11	BASE	SAE 1010	4	VER PLANTILLA 01/01/OXI-11
10	REFUERZO ESQ. SUPERIOR	SAE 1010	2	VER PLANTILLA 01/01/OXI-10
9	REFUERZO CENTRAL	SAE 1010	2	VER PLANTILLA 01/01/OXI-9
8	CAÑO CUADRADO 80 x 80 x 8 x 2724mm	COMERCIAL	2	VER PLANO 01/01/08
7	CAÑO CUADRADO 80 x 80 x 8 x 1426mm	COMERCIAL	2	VER PLANO 01/01/07
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

6	CAÑO CUADRADO 80 x 80 x 8 x 2110mm	COMERCIAL	2	VER PLANO 01/01/06
5	CAÑO CUADRADO 80 x 80 x 8 x 4182mm	COMERCIAL	2	VER PLANO 01/01/05
4	CAÑO CUADRADO 80 x 80 x 8 x 991mm	COMERCIAL	2	VER PLANO 01/01/04
3	CAÑO CUADRADO 80 x 80 x 8 x 1420mm	COMERCIAL	1	—
2	CAÑO CUADRADO 80 x 80 x 8 x 1580mm	COMERCIAL	1	—
1	CAÑO CUADRADO 80 x 80 x 8 x 4040mm	COMERCIAL	2	—
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

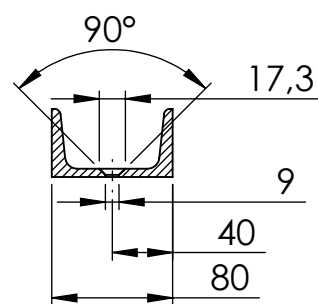
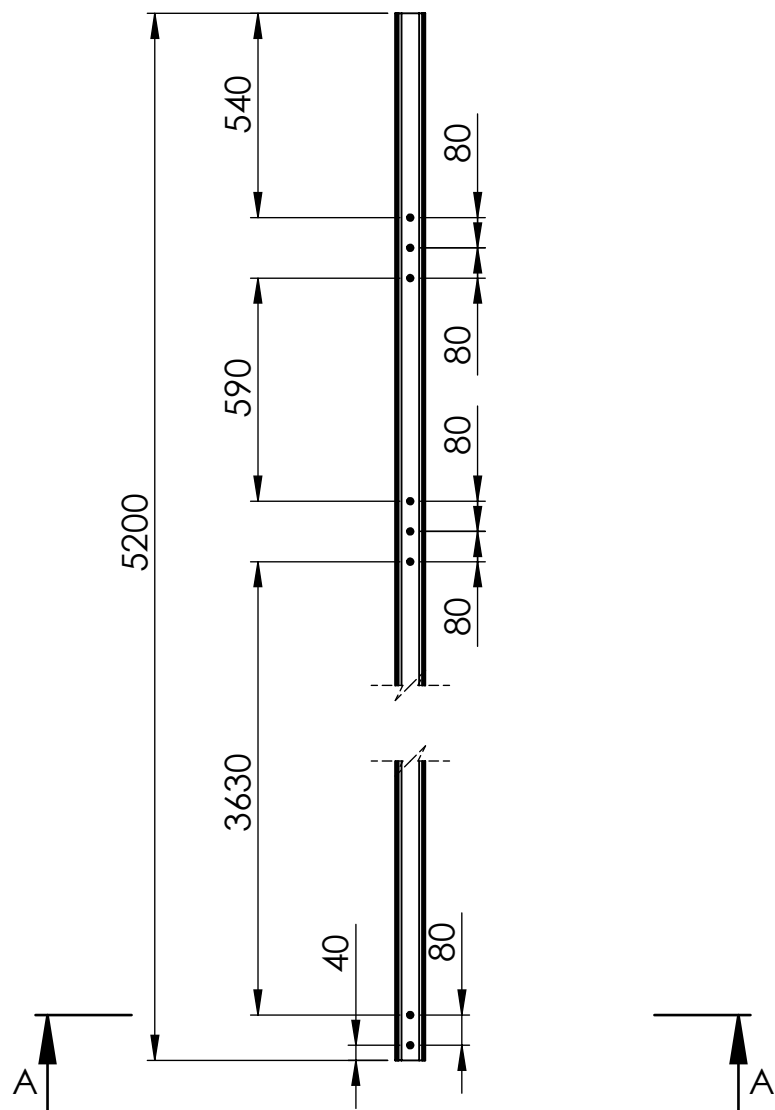
PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO				RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
DIBUJO		FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:50	PLANO 01/01 – ESTRUCTURA DELANTERA
APROBO		15/04/24	DEZOTTI T.		



NOTA: LOS ESPESORES DE SOLDADURA SERÁN 0.7 DEL ESPESOR MÍNIMO A SOLDAR
 NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

8	SOPORTE SISTEMA DE PORTONES	SAE 1010	2	VER PLANO 01/03/08
7	SOPORTE CHAPERÍA SUPERIOR	SAE 1010	2	VER PLANO 01/03/07
6	CAÑO 80 x 80 x 8 x 1580mm	SAE 1010	1	—
5	CAÑO 80 x 80 x 8 x 1420mm	SAE 1010	1	—
4	CAÑO 80 x 80 x 8 x 4040mm	SAE 1010	2	—
3	REFUERZO	SAE 1010	6	VER PLANTILLA 01/03/OXI-3
2	EJE Ø15 x 45mm	SAE 1010	2	—
1	BASE	SAE 1010	2	VER PLANTILLA 03/01/OXI-1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

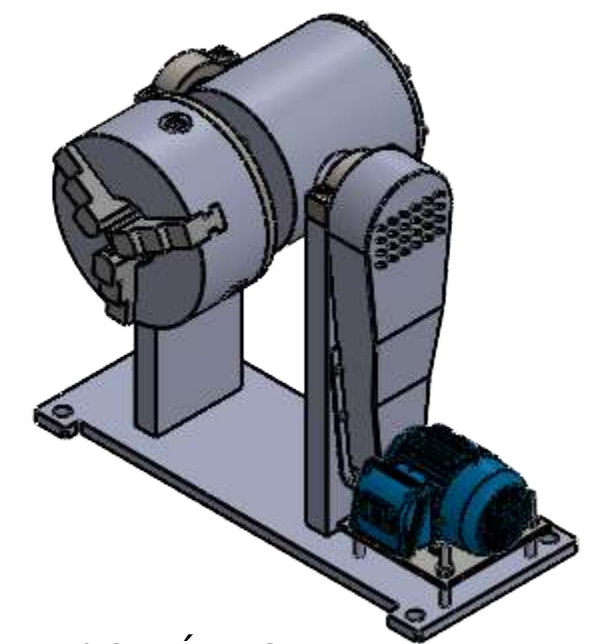
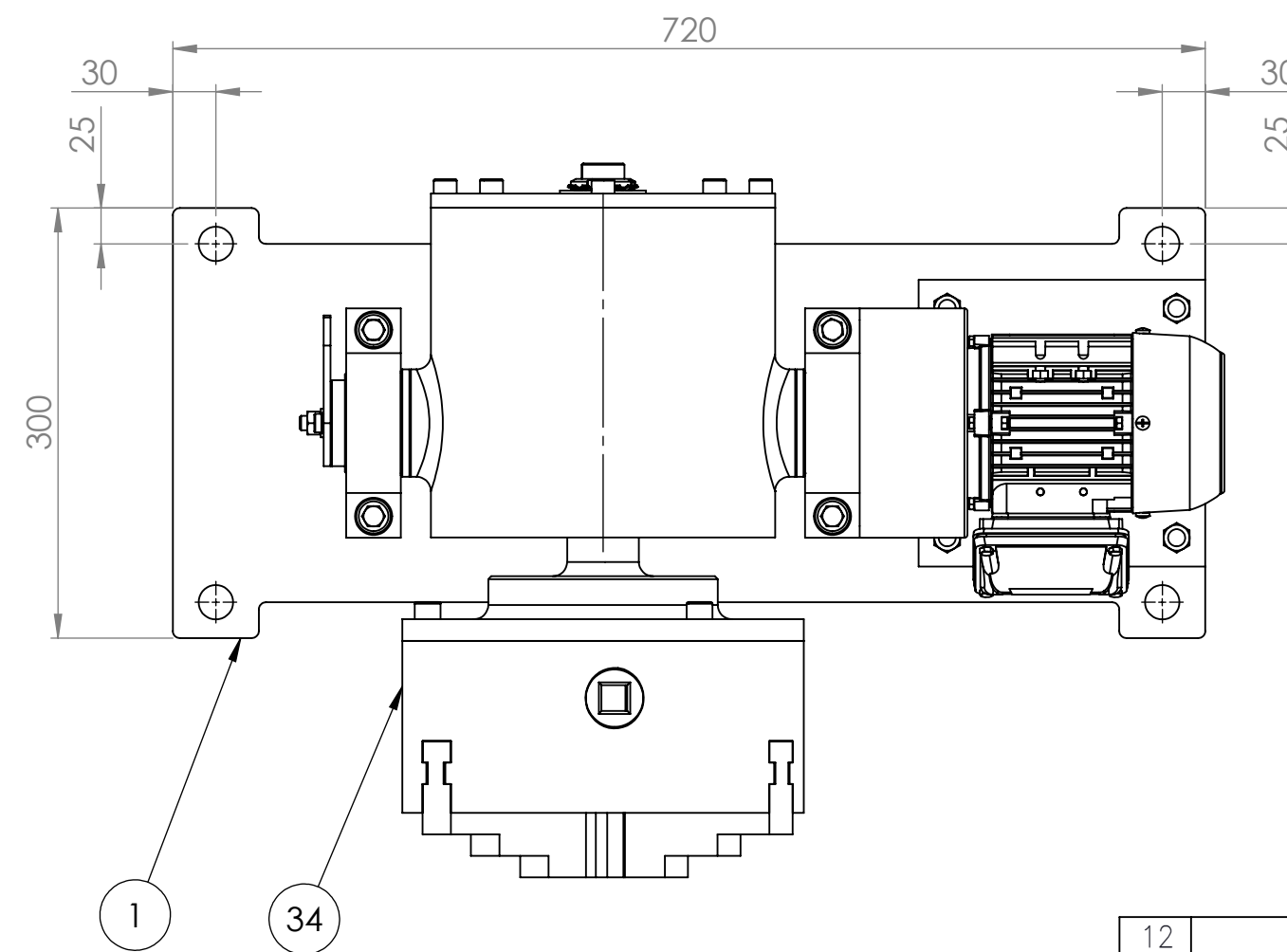
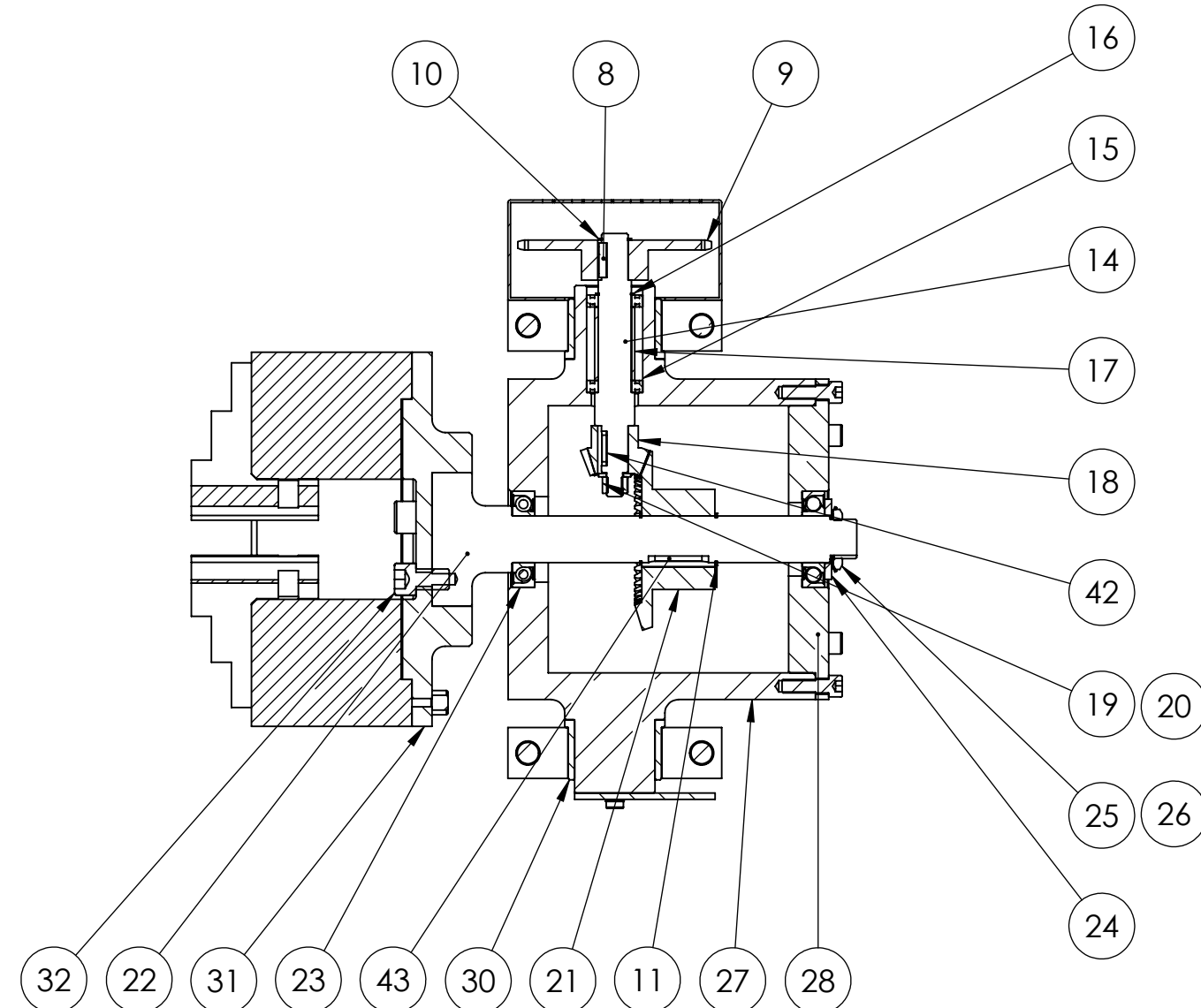
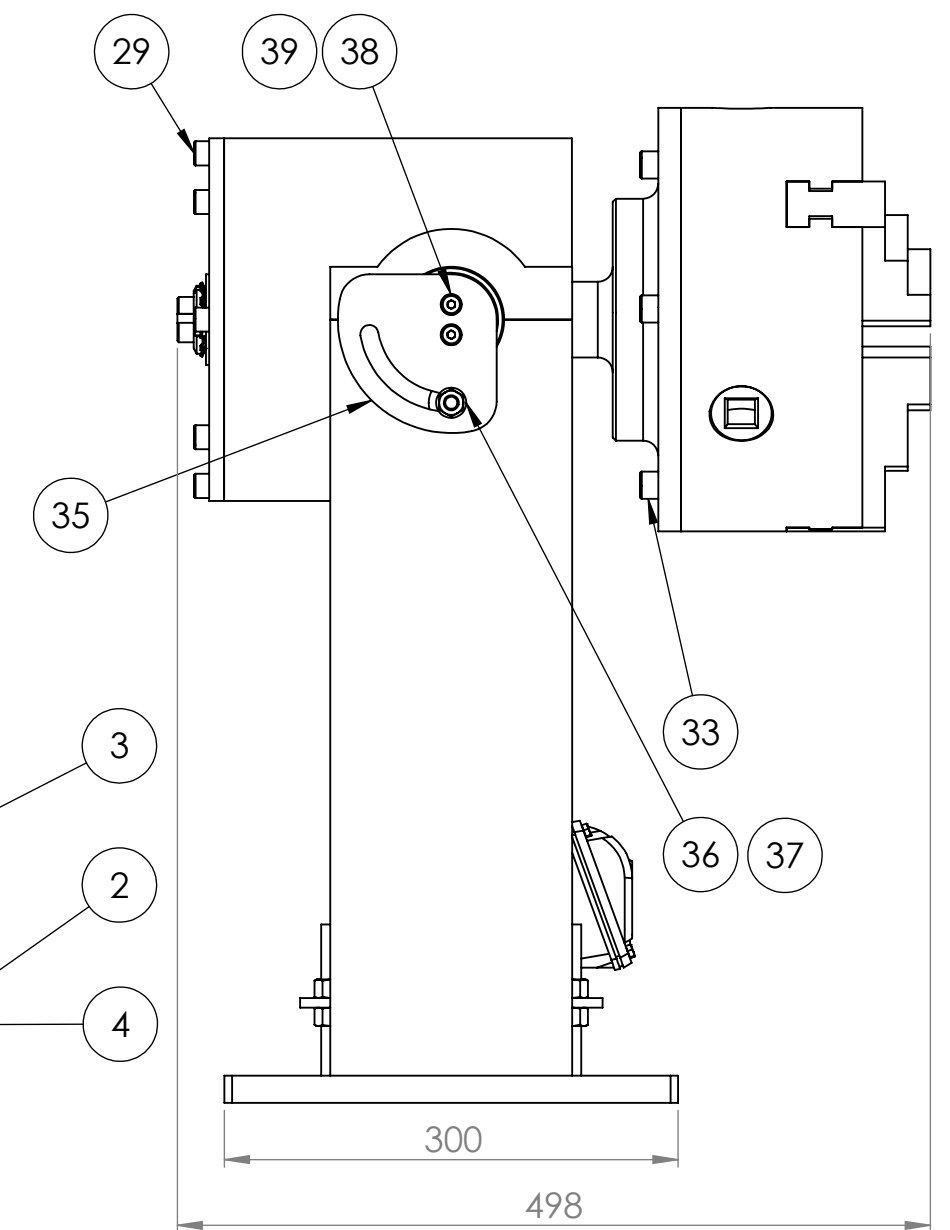
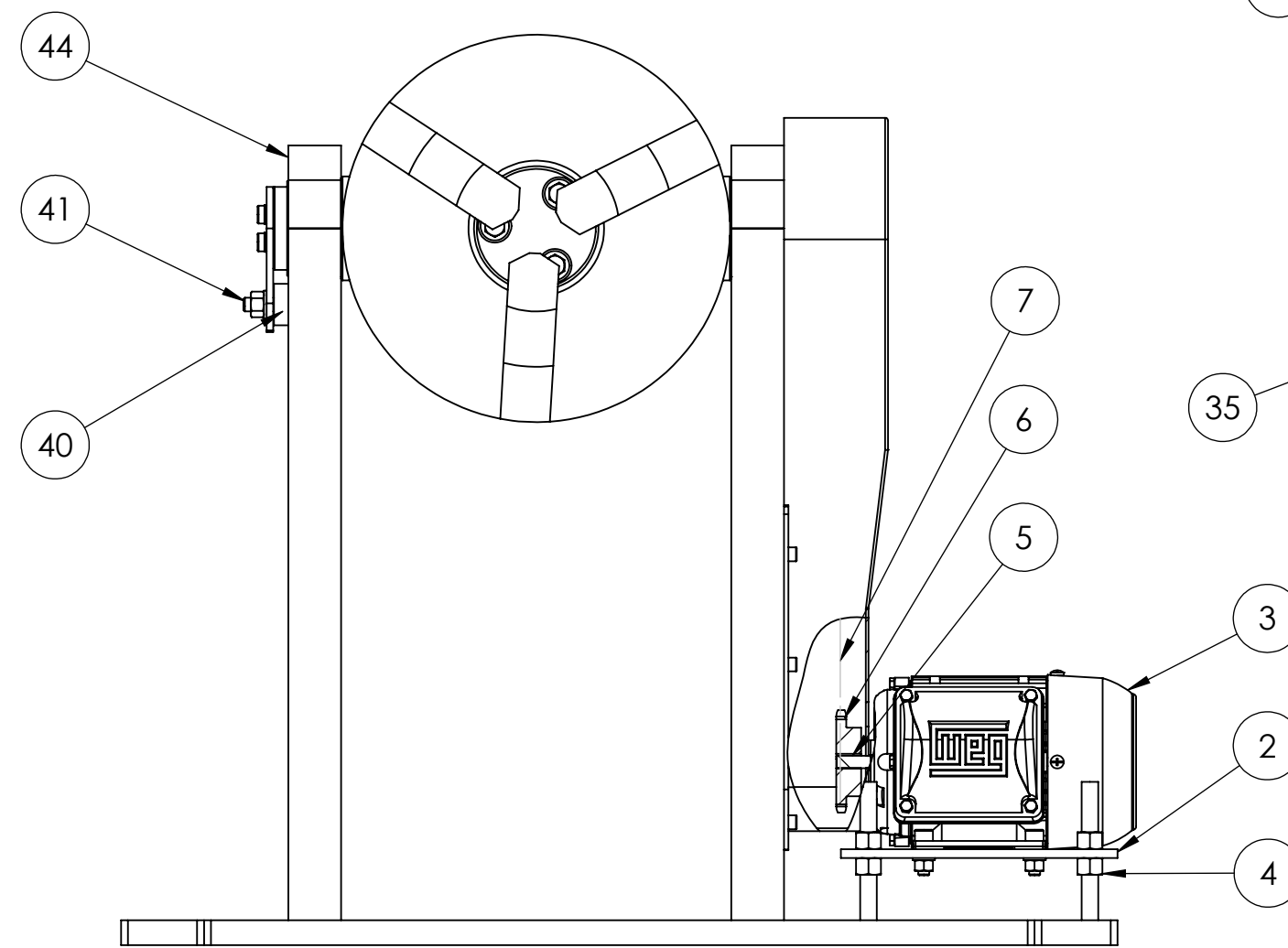
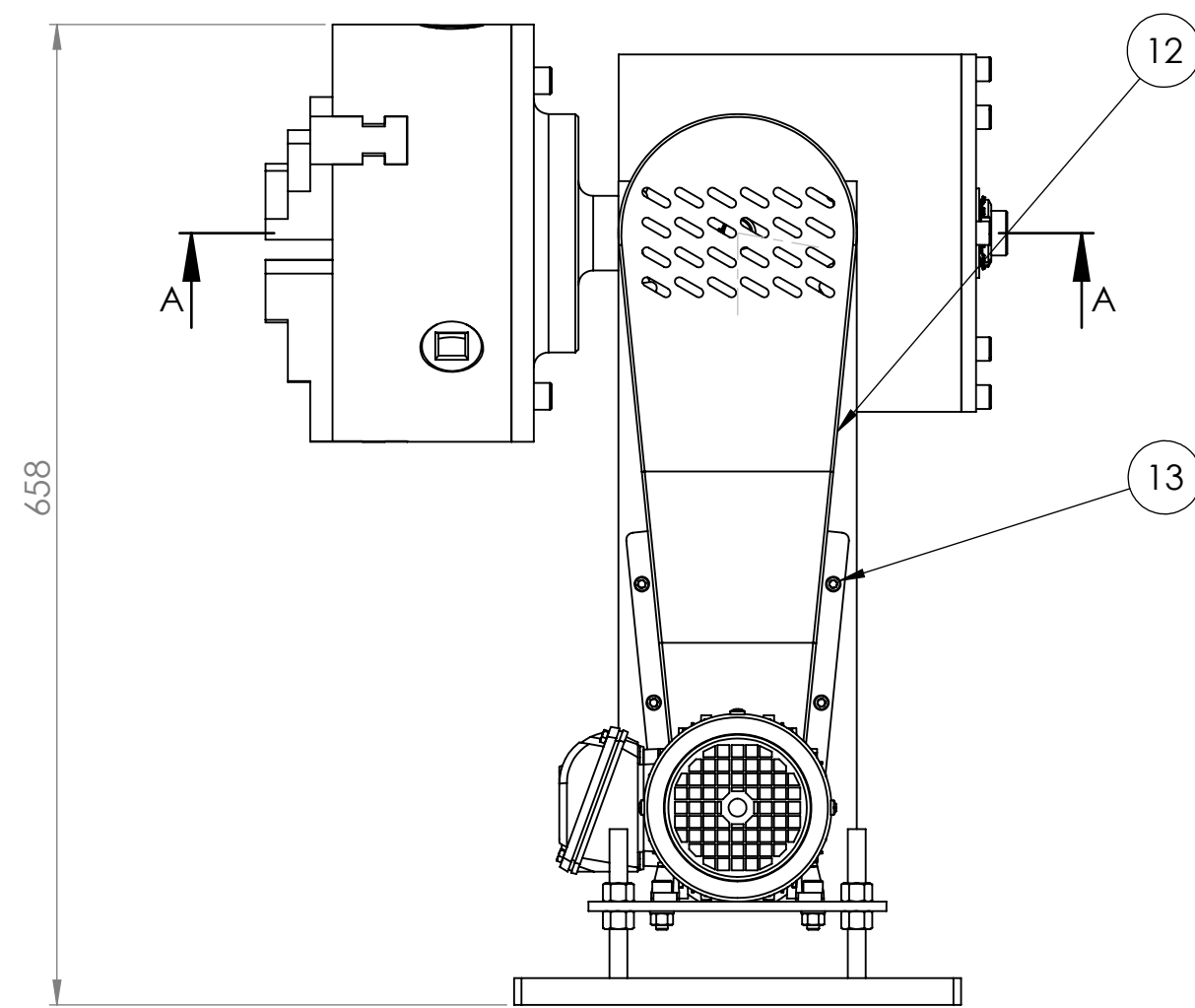
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:25 1:50	
APROBO			PLANO 01/02 – ESTRUCTURA TRASERA	



SECCIÓN A-A
Escala 1:5

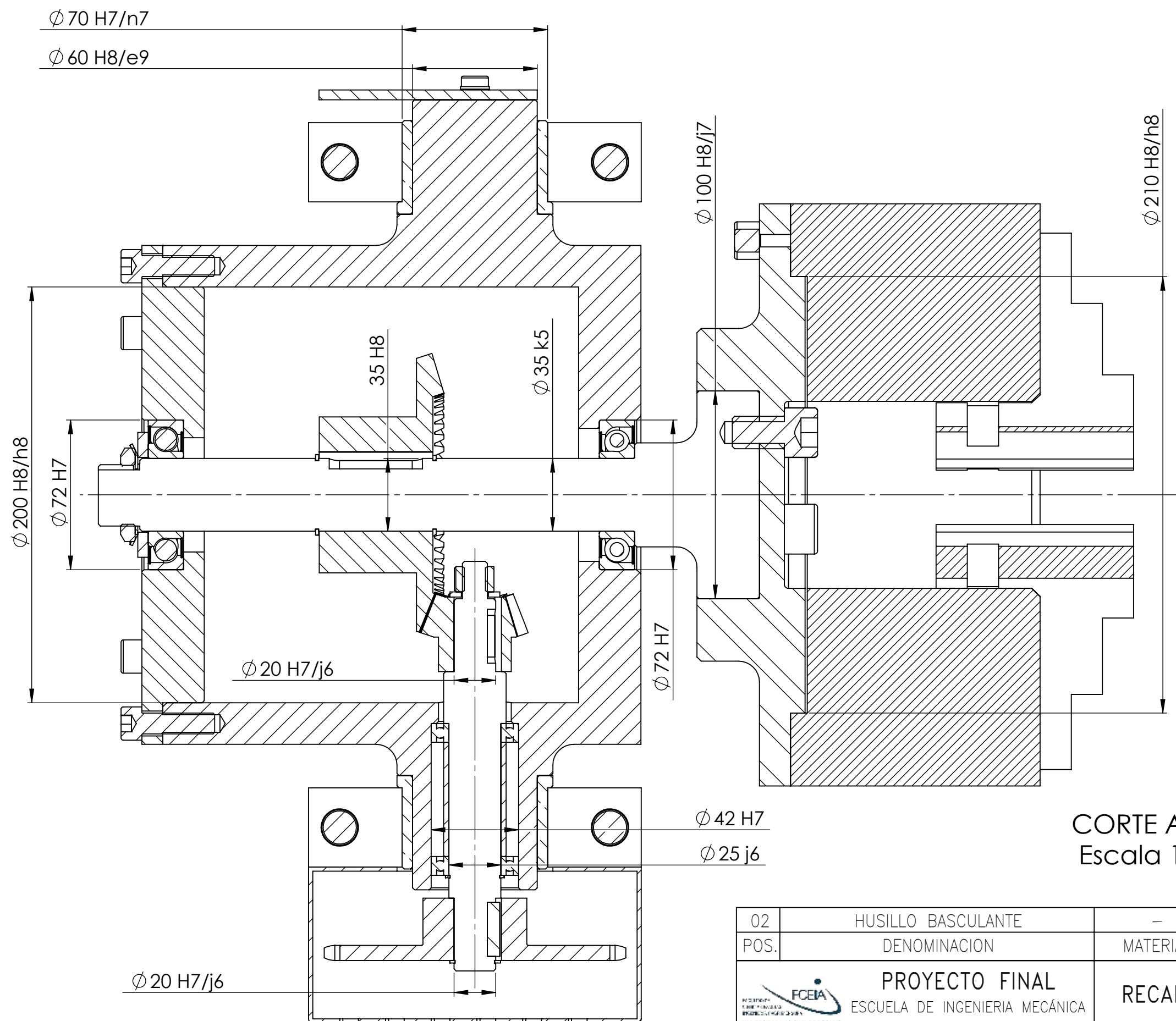
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	PERFIL C 80 x 8 x 5200mm	COMERCIAL	2	43 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:5 1:20	
APROBO			PLANO 01/03 – VIGA CARRO SUPERIOR	



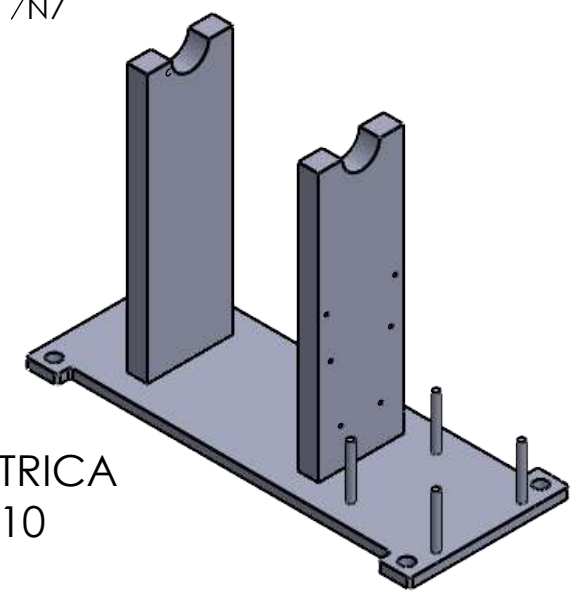
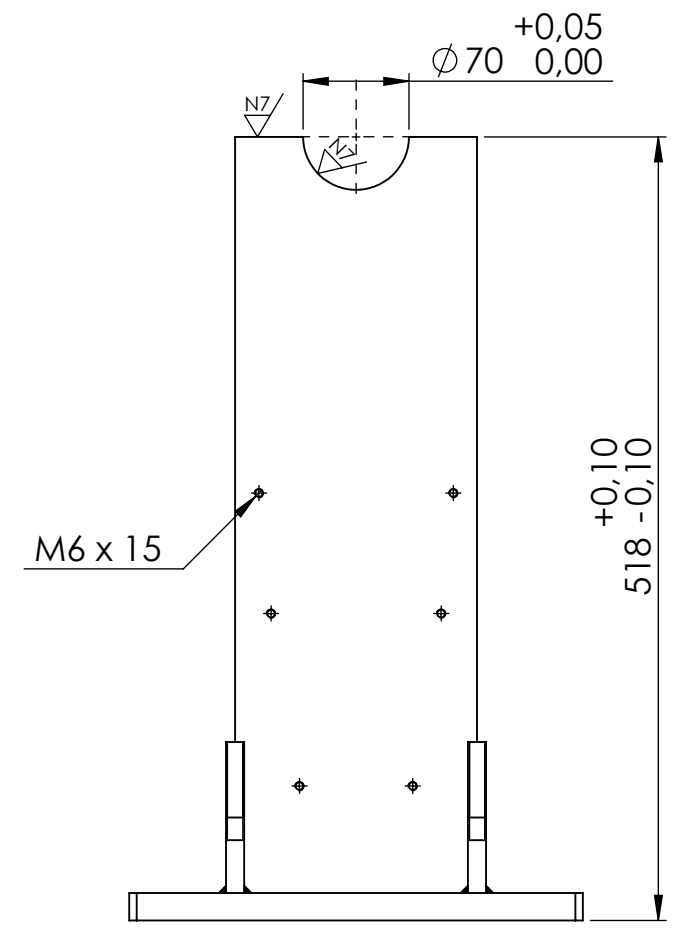
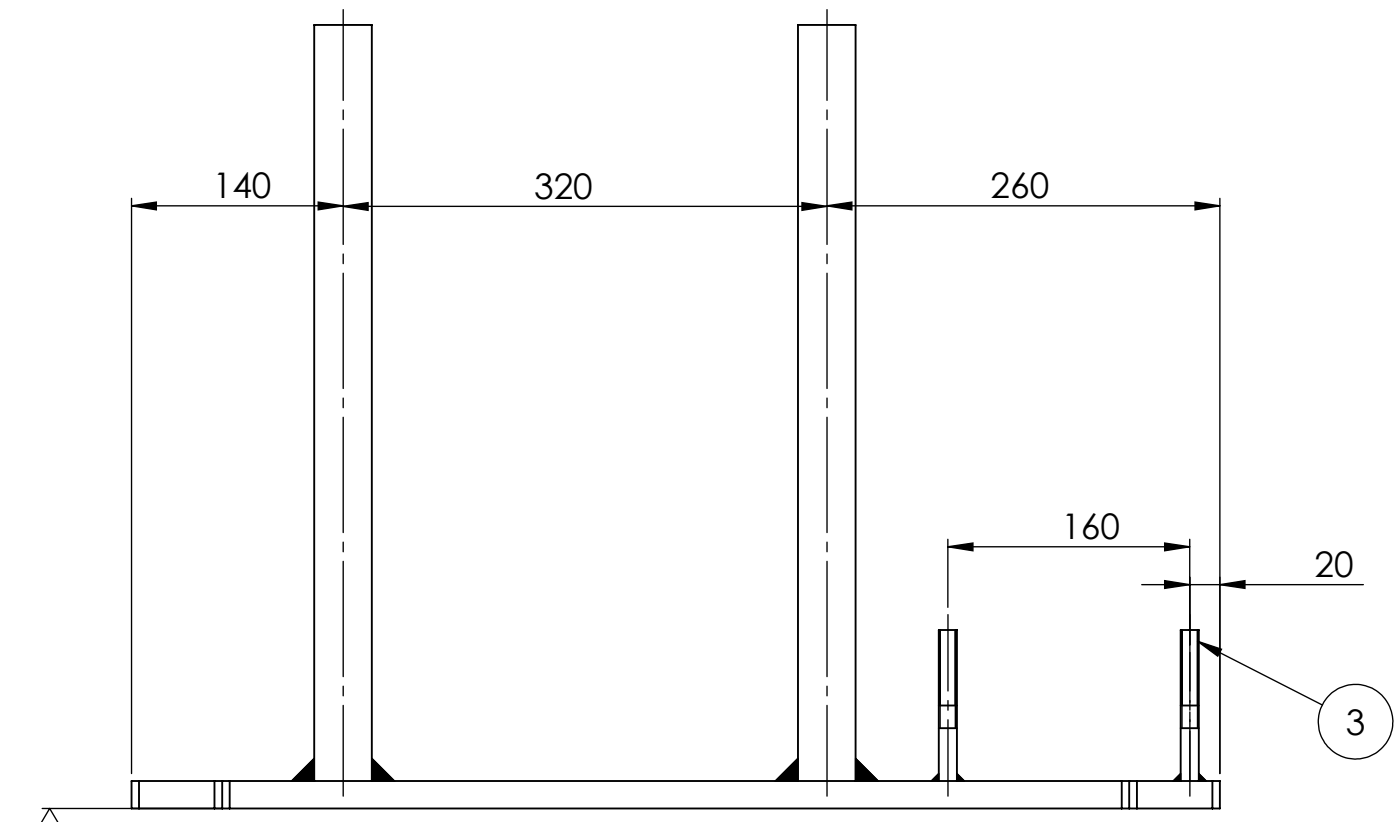
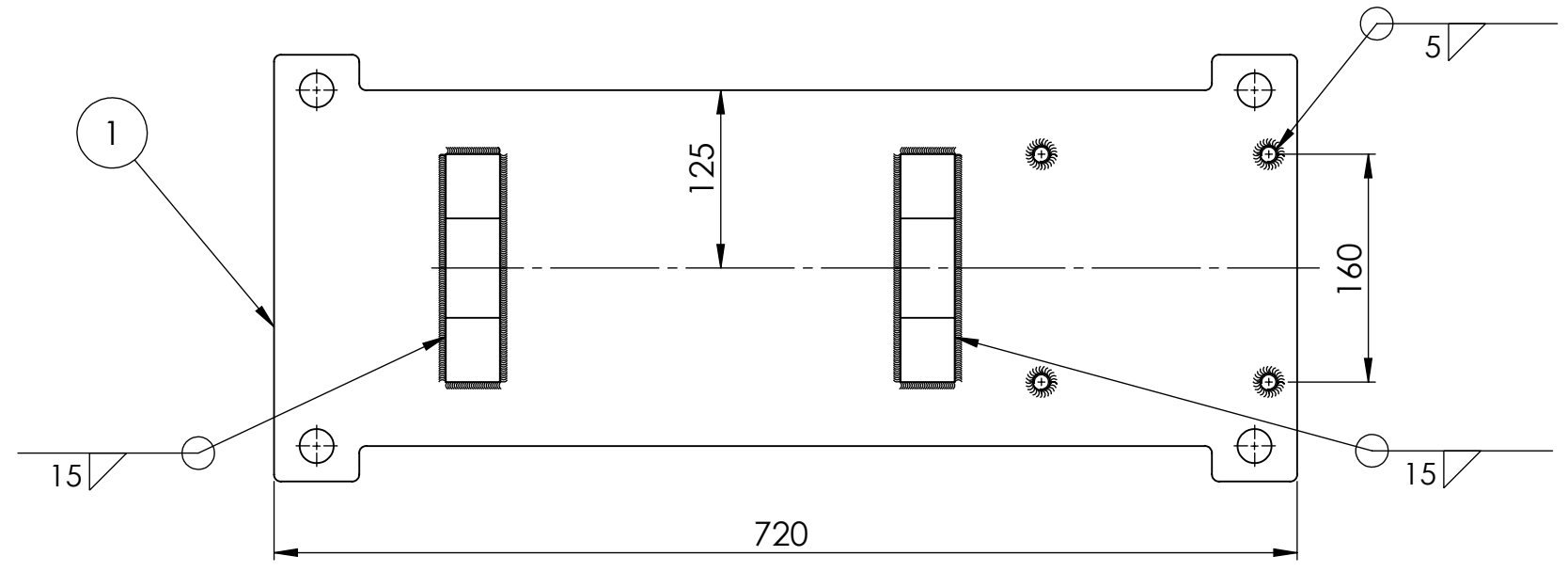
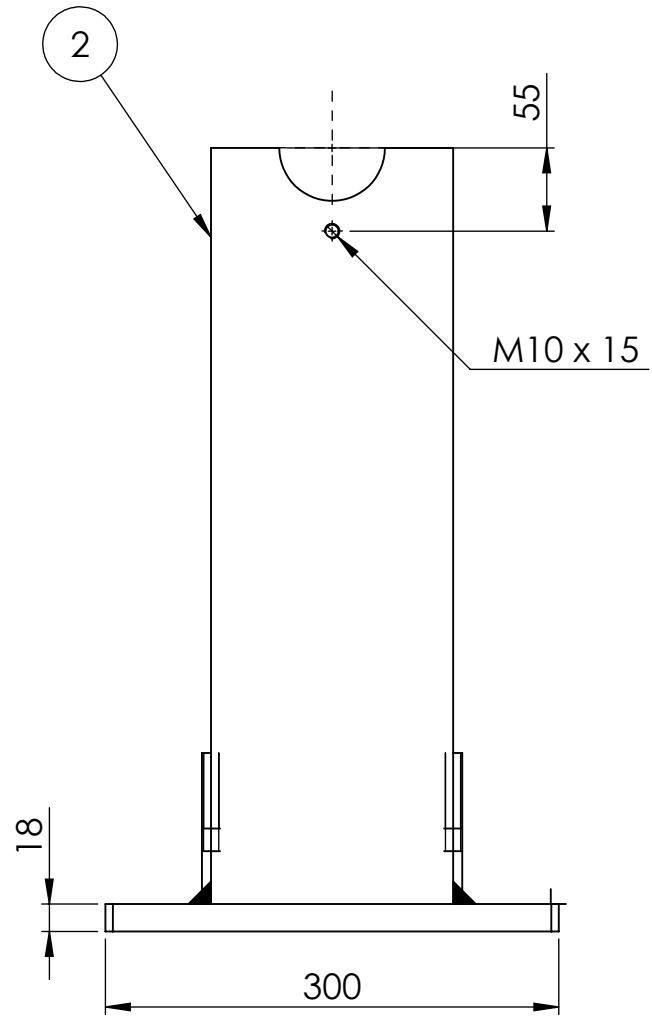
VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:10

44	TAPA BUJE	SAE 1010	1	PLANO 02/44	28	TAPA PORTA RODAMIENTO	SAE 1010	1	PLANO 02/28	10	ARO SEEGER P/Ø20mm DIN 471	COMERCIAL	1	—
43	CHAVETA CORONA	SAE 1010	1	PLANO 02/43	27	CUERPO	Fg 18	1	PLANO 02/27	9	RUEDA DENTADA CONDUCCIDA ISO 8A-1 Z=34	COMERCIAL	1	PLANO 02/09
42	CHAVETA PIÑÓN	SAE 1010	1	PLANO 02/42	26	TUERCA SKF KM 6	COMERCIAL	1	—	8	CHAVETA RUEDA CONDUCCIDA	SAE 1010	1	PLANO 02/08
41	VARILLA ROSCADA M10 x 80mm	COMERCIAL	1	—	25	ARANDELA SKF MB 6	COMERCIAL	1	—	7	CADENA ISO 8A-1 — 86 eslabones	COMERCIAL	1092mm	—
40	SEPARADOR CORREDERA	GRILÓN	1	PLANO 02/40	24	ARANDELA PLANA Ø36mm DIN 126	COMERCIAL	1	—	6	RUEDA DENTADA CONDUCTORA ISO 8A-1 Z=17	COMERCIAL	1	PLANO 02/06
39	TORNILLO ALLEN M8 x 25 DIN 912	Gr. 8.8	2	—	23	RODAMIENTO SKF 7207 BE 2RZP	COMERCIAL	2	—	5	CHAVETA RUEDA CONDUCTORA	SAE 1010	1	PLANO 02/05
38	ARANDELA PLANA Ø7.4mm DIN 125	COMERCIAL	2	—	22	EJE HUSILLO	SAE 1050	1	PLANO 02/22	4	TUERCA HEXAGONAL M12 DIN 934	COMERCIAL	8	—
37	TUERCA HEXAGONAL P/M10 DIN 934	COMERCIAL	1	—	21	CORONA CÓNICA M=3 Z=45	COMERCIAL	1	PLANO 02/21	3	MOTOR SEW	COMERCIAL	1	—
36	ARANDELA PLANA Ø10.5mm DIN 125	COMERCIAL	1	—	20	ARANDELA PLANA Ø13mm DIN 125	COMERCIAL	1	—	2	BASE MOTOR	SAE 1020	1	PLANO 02/02
35	CORREDERA DE BLOQUEO	SAE 1010	1	PLANO 02/35	19	TUERCA HEXAGONAL M12 DIN 934	COMERCIAL	1	—	1	BASE	SAE 1020	1	PLANO 02/01
34	PLATO DE 3 MORDAZADAS Ø280mm	COMERCIAL	1	—	18	PIÑÓN CÓNICO M=3 Z=15	COMERCIAL	1	PLANO 02/18	POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
33	TORNILLO ALLEN M12 x 30 DIN 912	Gr. 8.8	3	—	17	SEPARADOR	SAE 1010	1	PLANO 02/17	PROYECTO FINAL ESCUOLA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
32	TORNILLO ALLEN M10 x 25 DIN 912	Gr. 8.8	3	—	16	ARO SEEGER P/Ø25mm DIN 471	COMERCIAL	1	—					
31	PLATO INTERMEDIO	SAE 1020	1	PLANO 02/31	15	RODAMIENTO SKF 61905 2RZ	COMERCIAL	2	—	FECHA NOMBRE DEZOTTI T. ESCALAS 1:5–1:10				
30	BUJE	GRILÓN	2	PLANO 02/30	14	EJE SECUNDARIO	SAE 1050	1	PLANO 02/14					
29	TORNILLO ALLEN M10 x 35 DIN 912	Gr. 8.8	8	—	13	TORNILLO ALLEN M6 x 16 DIN 912	Gr. 8.8	6	—	DIBUJO 10/02/24		PLANO 02–A – HUSILLO BASCULANTE		
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES	POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES					



CORTE A-A
Escala 1:2

02	HUSILLO BASCULANTE		—	1	—
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
			RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2		
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.			
APROBO					
			PLANO 02-B — HUSILLO BASCULANTE (AJUSTES ENTRE PIEZAS)		

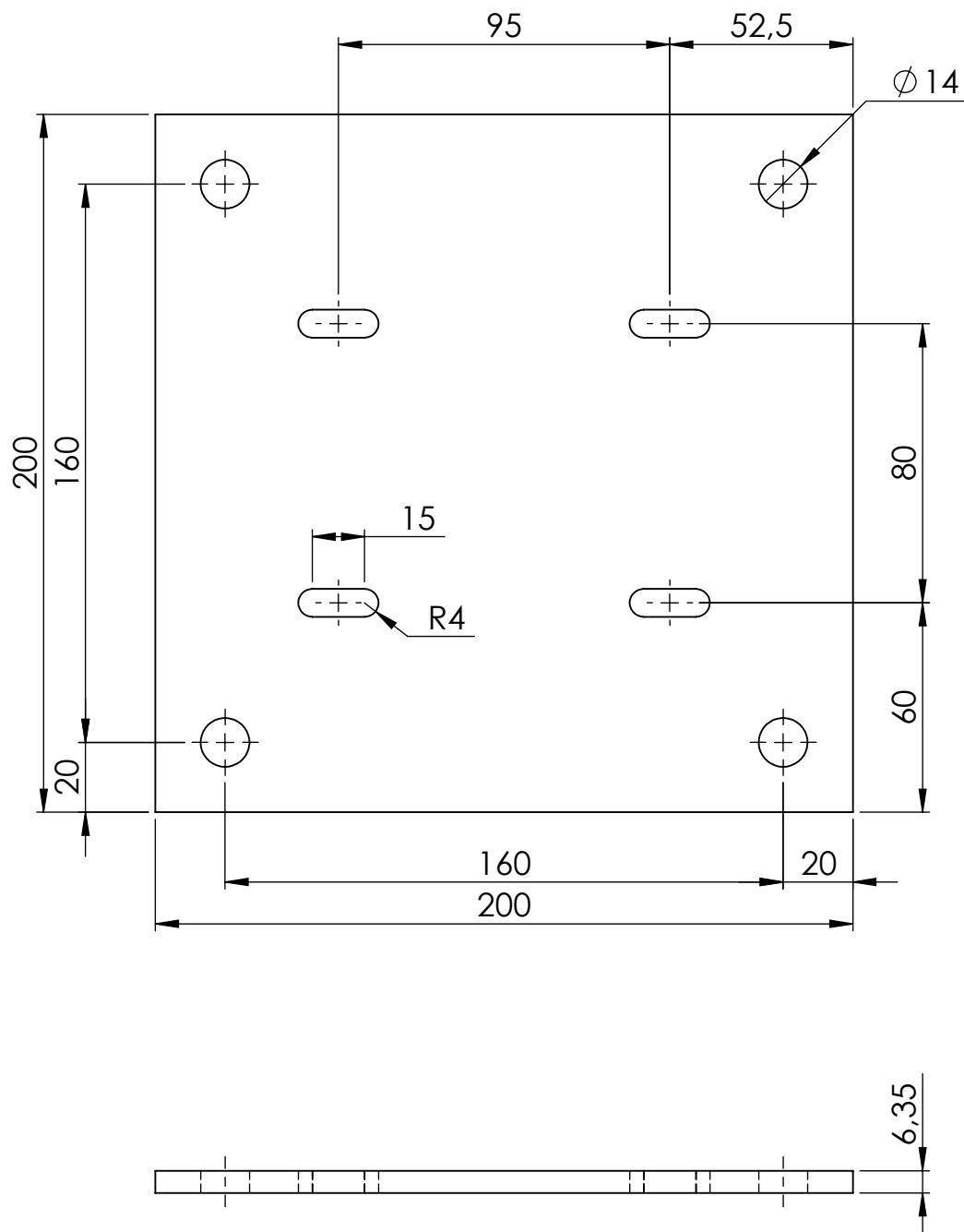


VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:10

NOTA: PERFORACIONES M6 x 15 SE REALIZARÁN DURANTE EL ENSAMBLE DEL CONJUNTO SEGÚN ORIFICIOS DEL CUBRECADENA

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIA

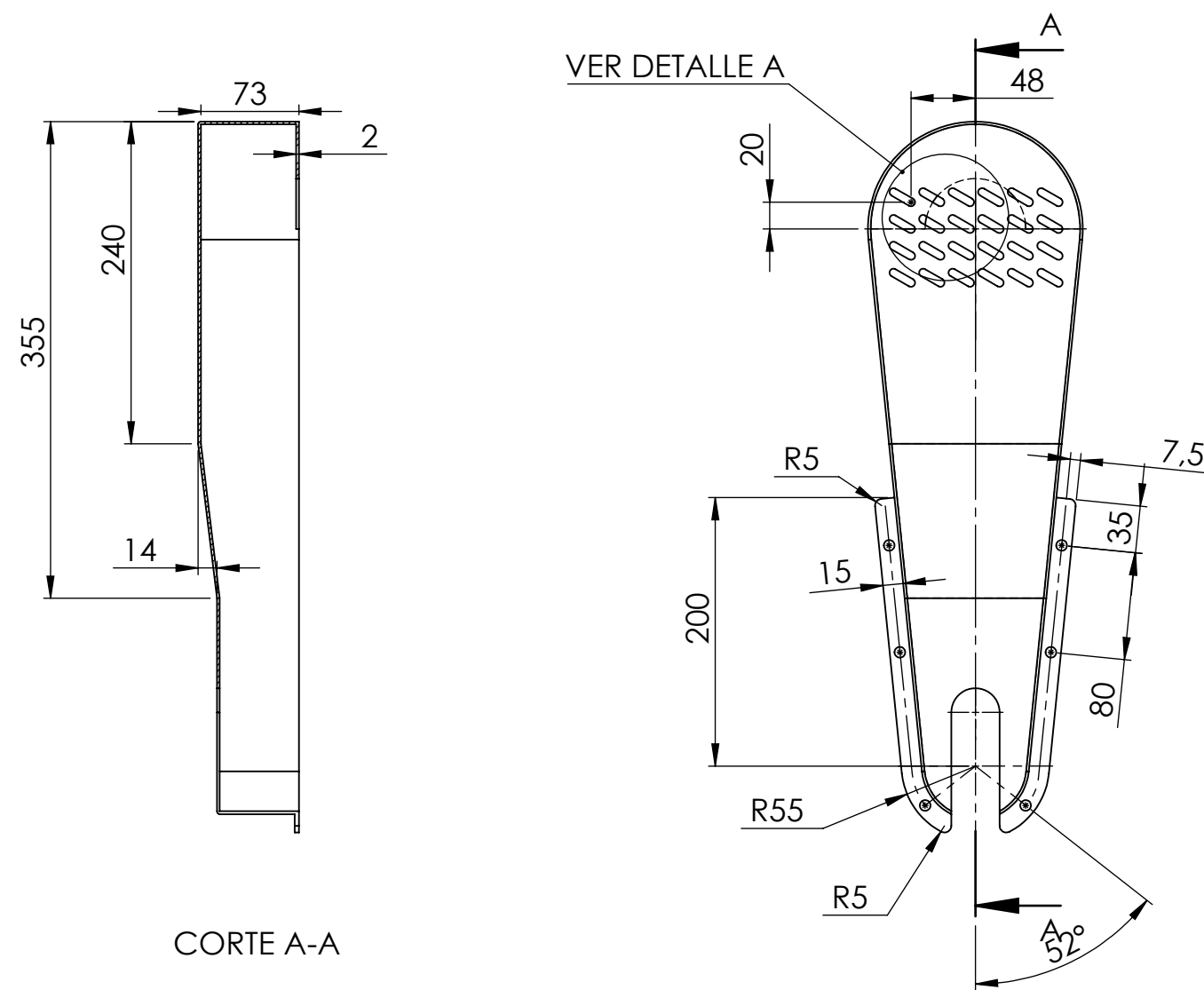
3	VARILLA ROSCADA M12 x 75mm	COMERCIAL	4	—
2	CORTE DE CHAPA ESP. 1 1/2"	SAE 1020	2	PLANTILLA 02/01 POS.2
1	CORTE DE CHAPA ESP. 3/4"	SAE 1020	1	PLANTILLA 02/01 POS.1
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:5 1:10	
APROBO			PLANO 02/01 – BASE	



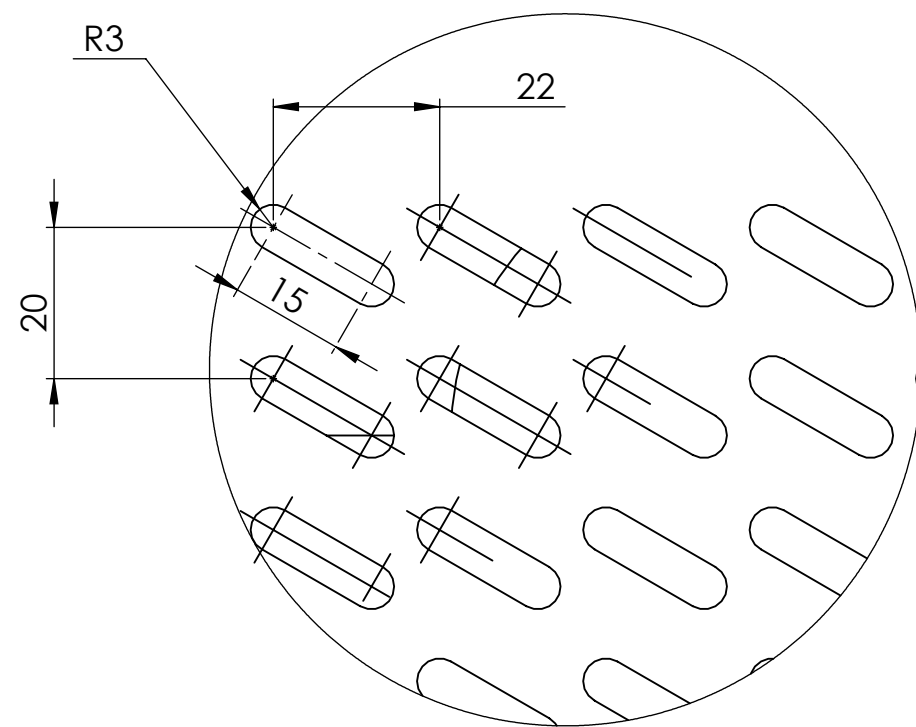
NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

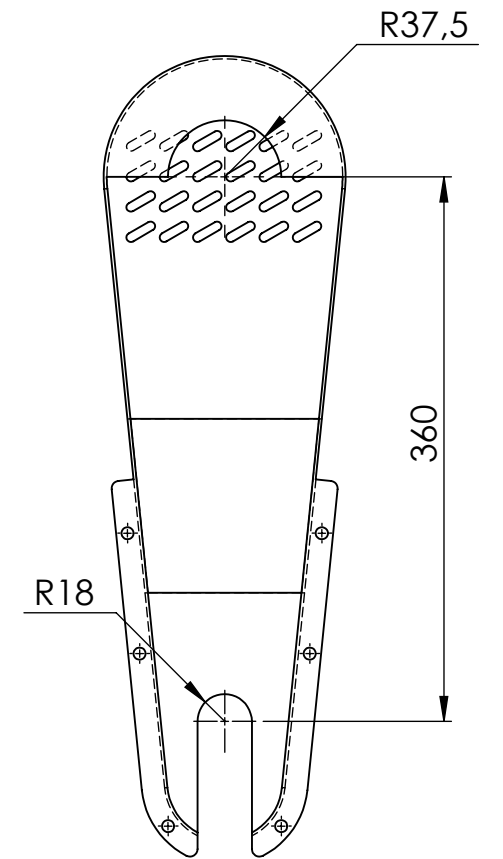
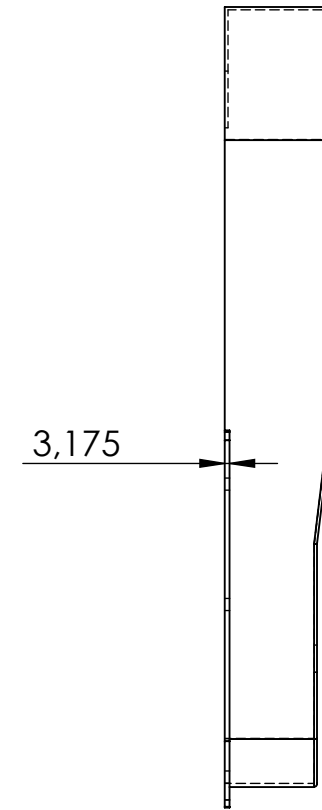
1	CHAPA 200 x 200 Esp. 1/4"		SAE 1010		1	2 kg
POS.	DENOMINACION		MATERIAL		CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			RECARGADORA AUTOMÁTICA			DE SINFINES
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		PLANO 02/02 – BASE MOTOR	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.				
APROBO						
			1:2			



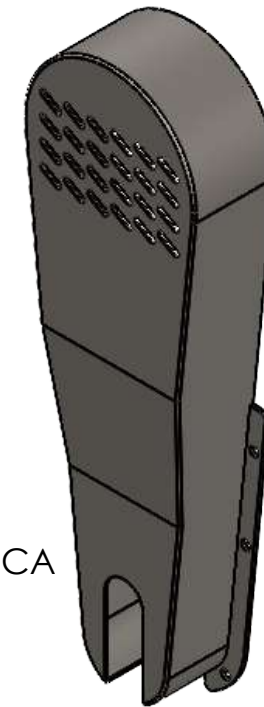
CORTE A-A



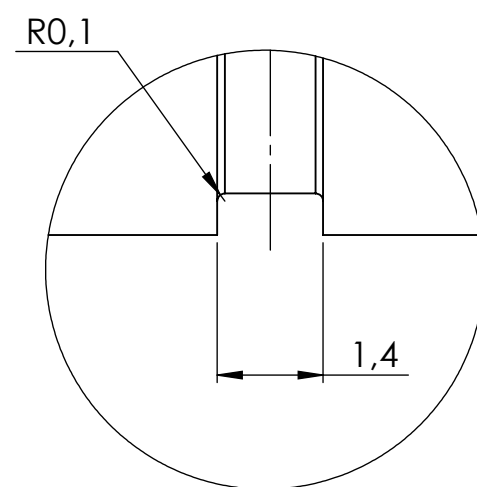
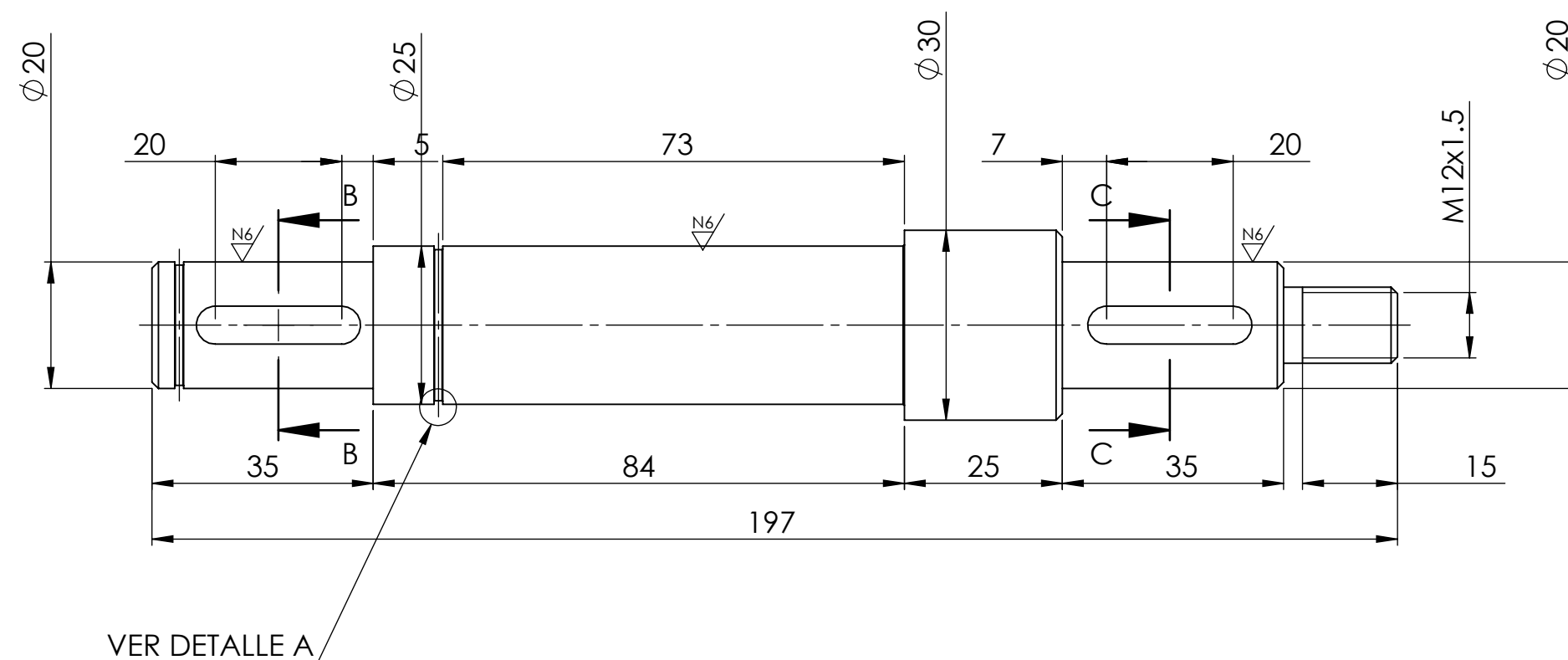
DETALLE A
Escala 1:2



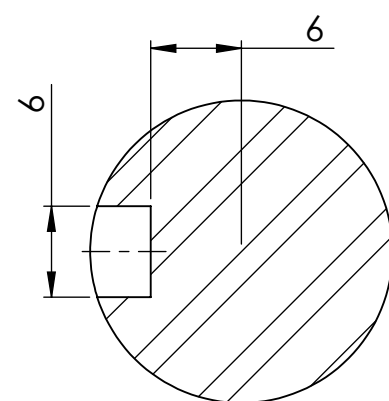
VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:5



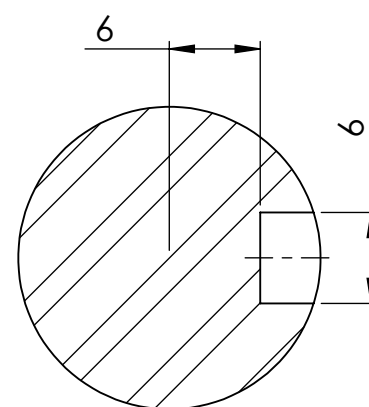
—	CHAPA ESPESORES VARIOS		SAE 1010	1	2.4 Kg
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO			RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:2 1:5		
APROBO			PLANO 02/12 – CUBRECADENA		

$$\frac{N6}{\triangle} / \left(\frac{N8}{\triangle} \right)$$


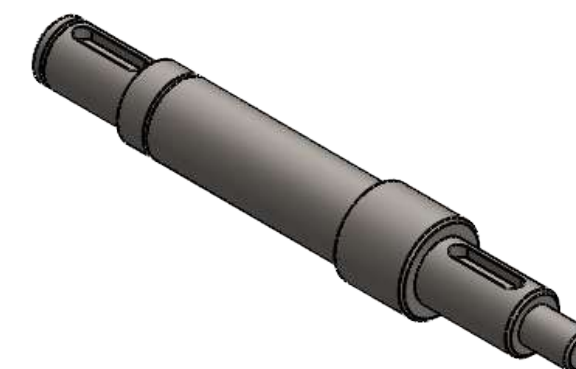
DETALLE A
Escala 10:1



SECCIÓN B-B
Escala 2:1



SECCIÓN C-C
Escala 2:1



VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:2

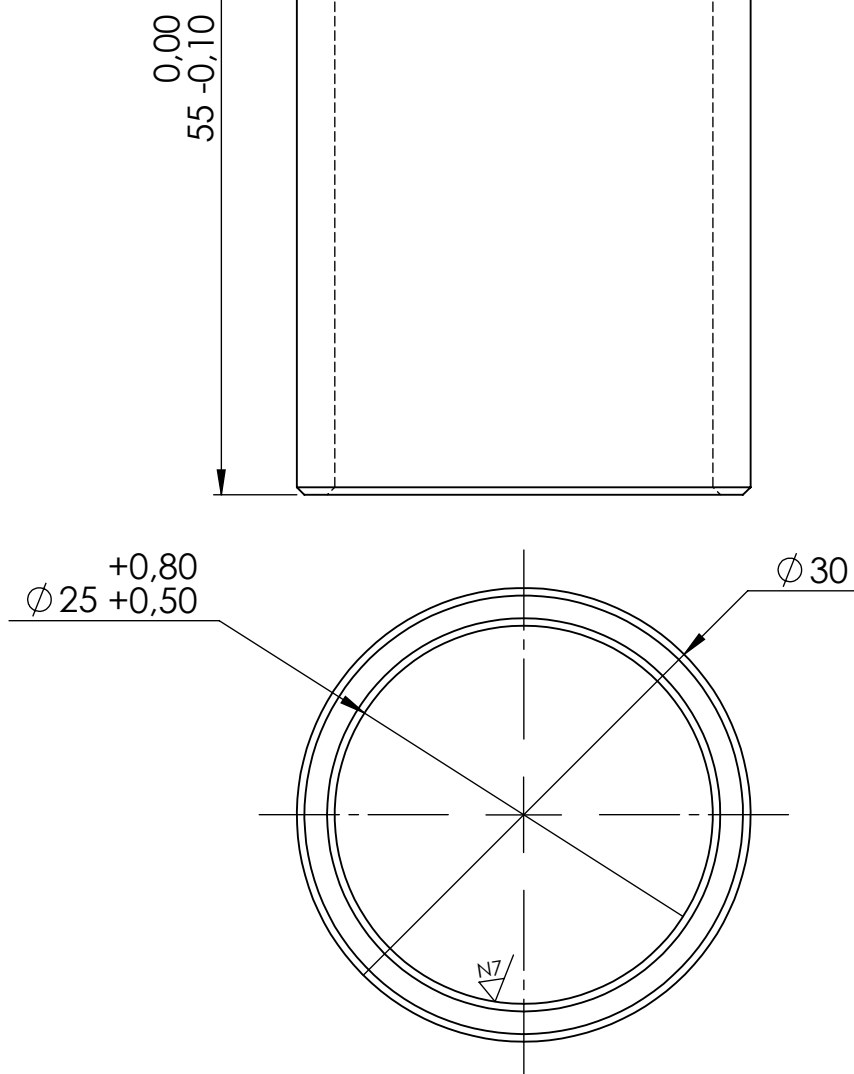
NOTA: TODOS LOS CHAFLANES DE 1 x 45°

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	REDONDO Ø1 1/2" x 200mm	SAE 1020	1	0.6 Kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:1 2:1	
APROBO			10:1 1:2	
			PLANO 02/14 – EJE SECUNDARIO	

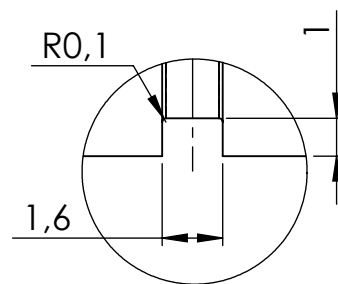
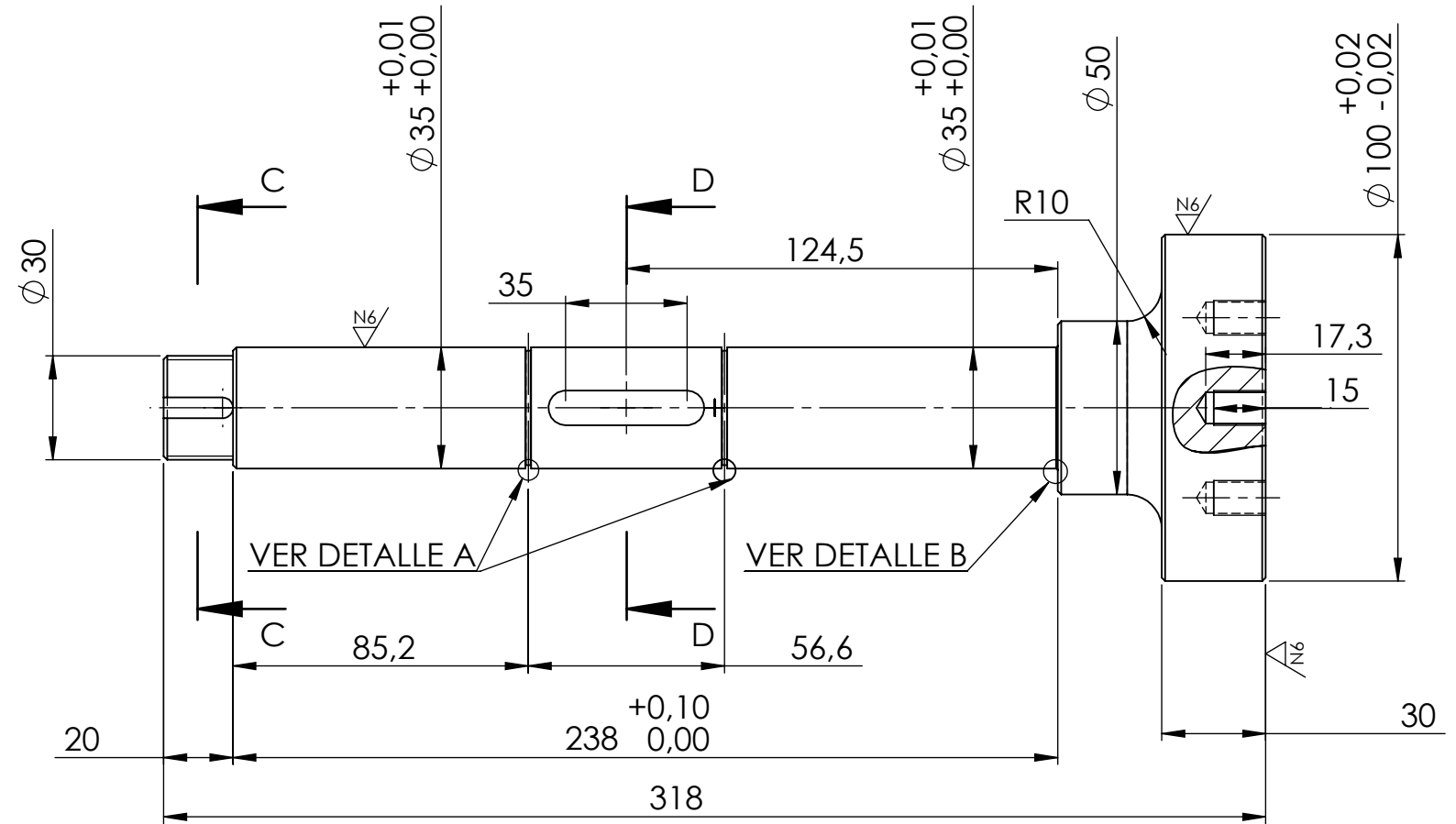
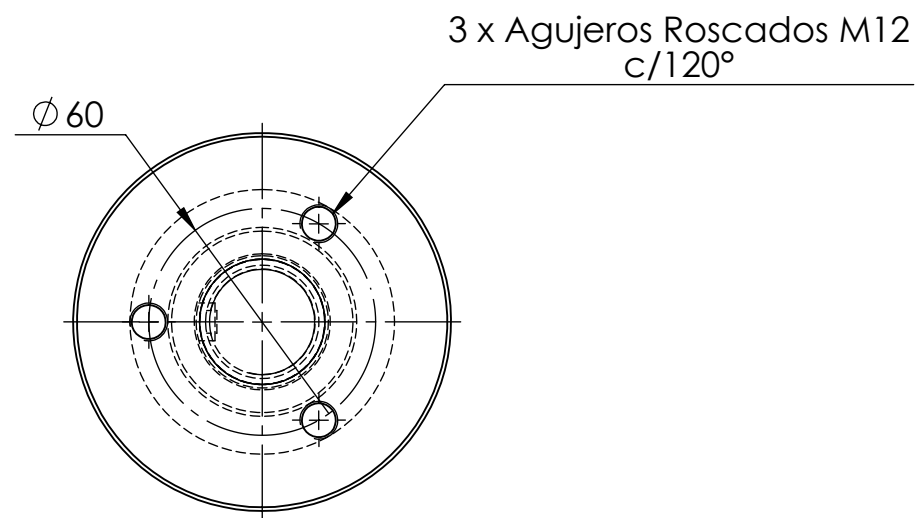
TODOS LOS CHAFLANES
DE 1 x 45°

N8/ (N7/)

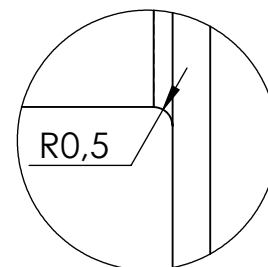


NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

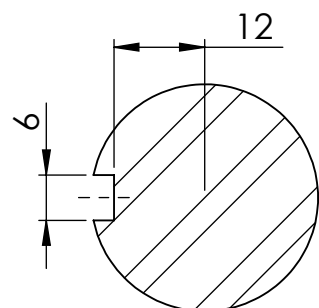
1	CAÑO Ø1" SCH 160 x 70mm	SAE 1010	1	0.1 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
		2:1	PLANO 02/17 – SEPARADOR	



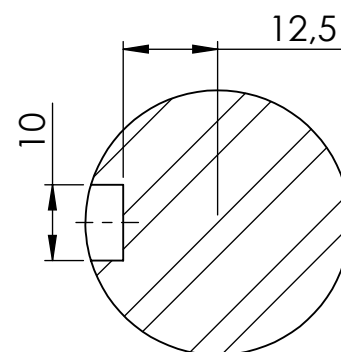
DETALLE A
Escala 5:1



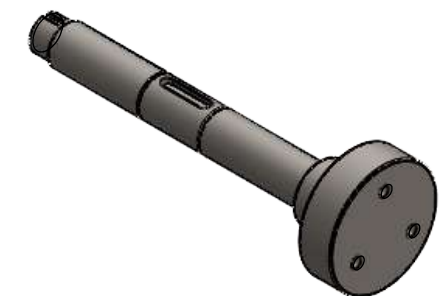
DETALLE B
Escala 5:1



SECCIÓN C-C
Escala 1:1



SECCIÓN D-D
Escala 1:1



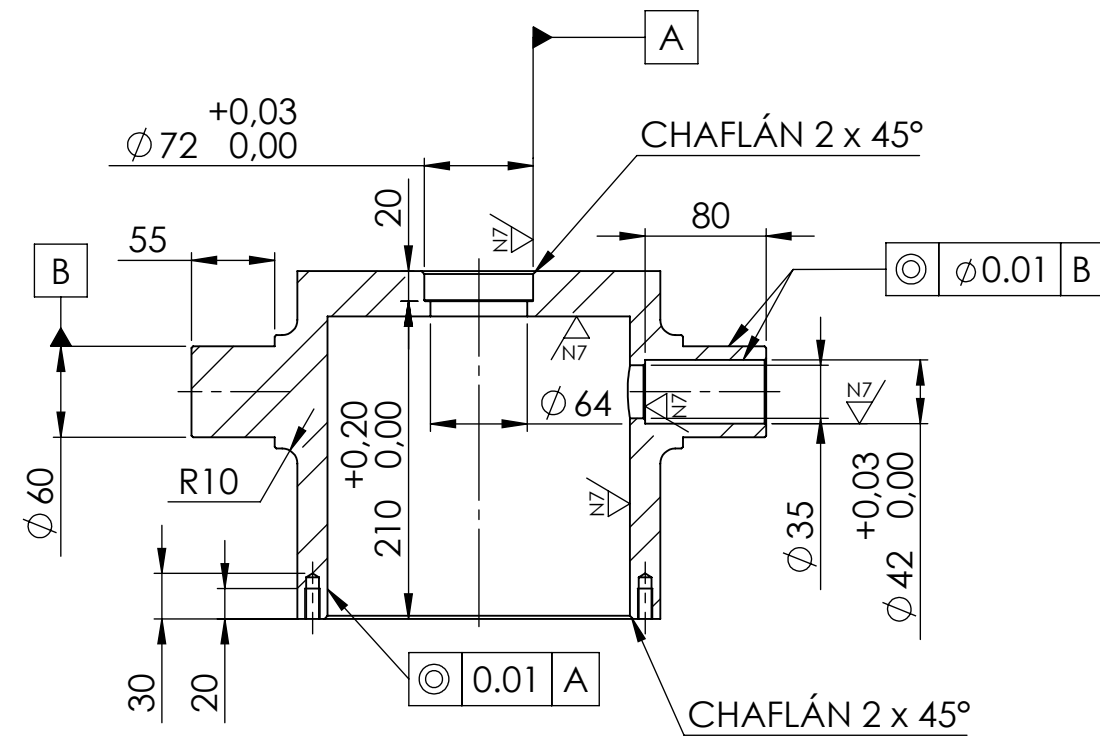
VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:5

NOTA: TODOS LOS CHAFLANES DE 1 x 45°

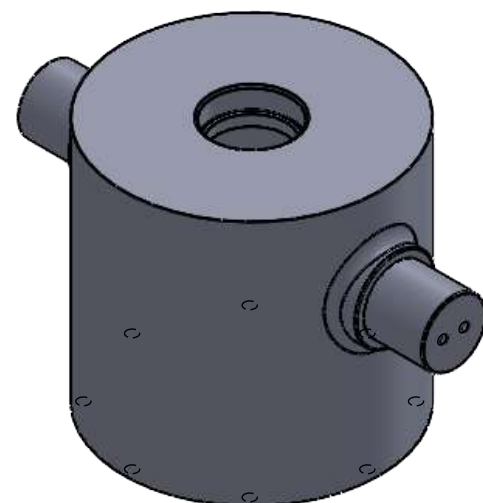
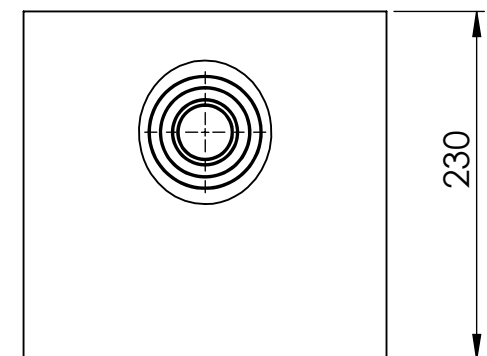
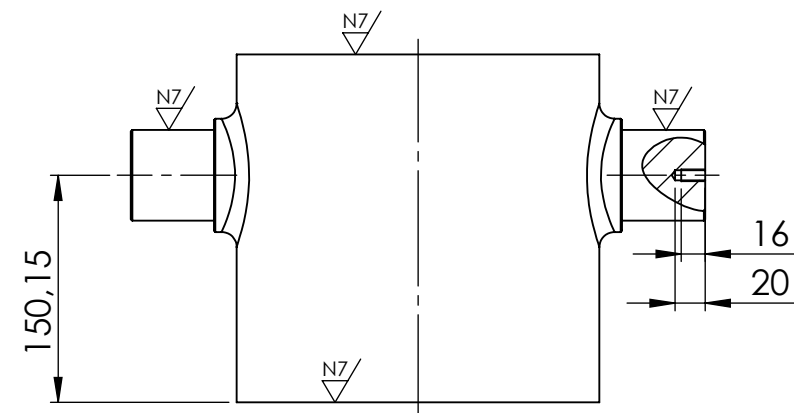
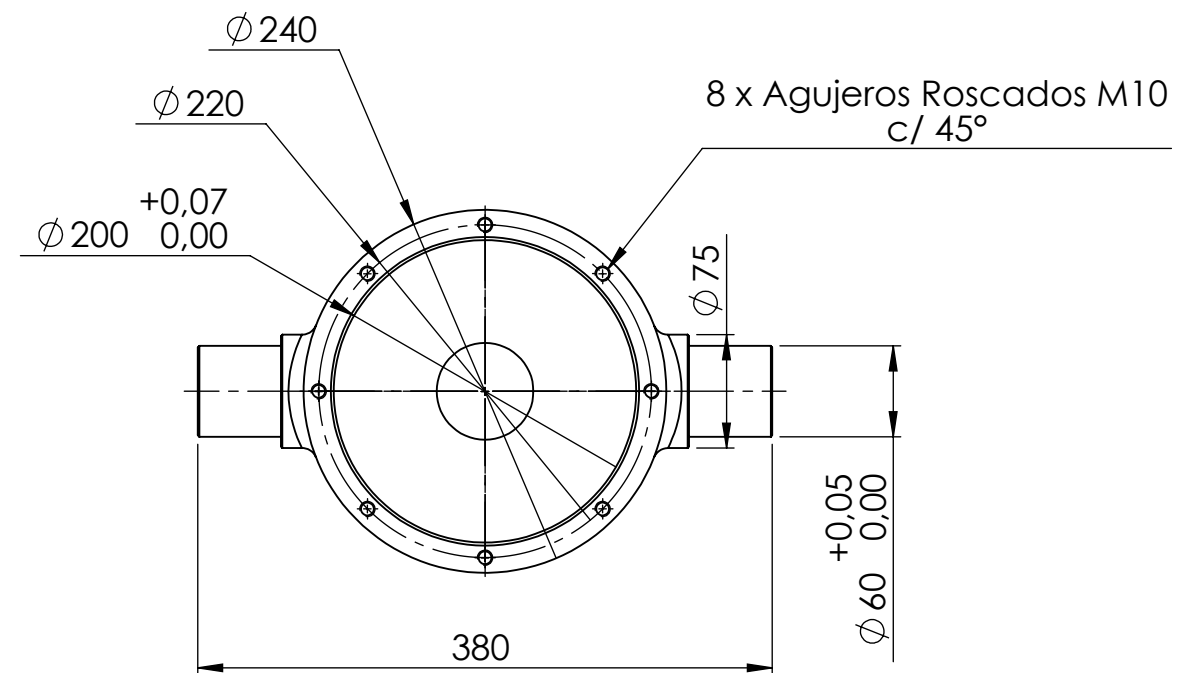
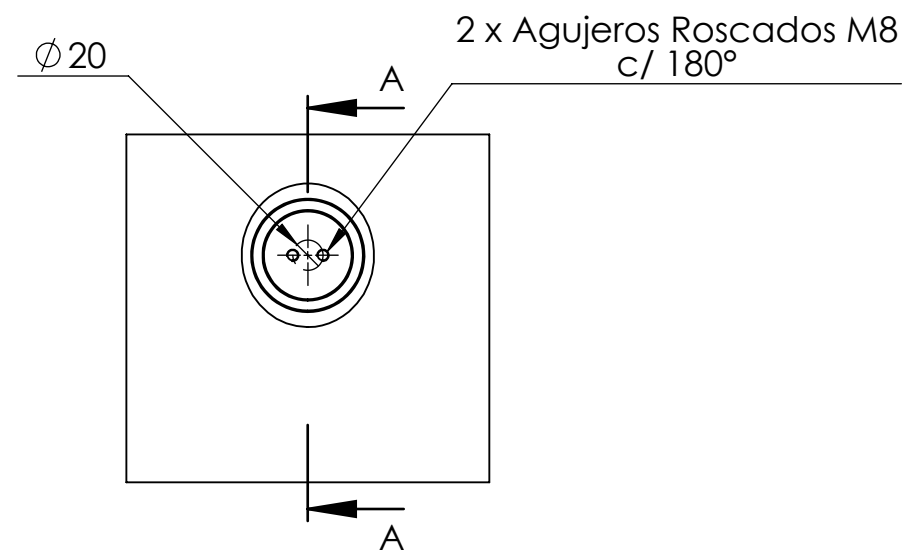
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	REDONDO Ø4” x 325mm	SAE 1050	1	4 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	12/02/24	DEZOTTI T.	1:2 2:1	
APROBO			PLANO 02/22 – EJE HUSILLO	

N11/ (N7/)



CORTE A-A

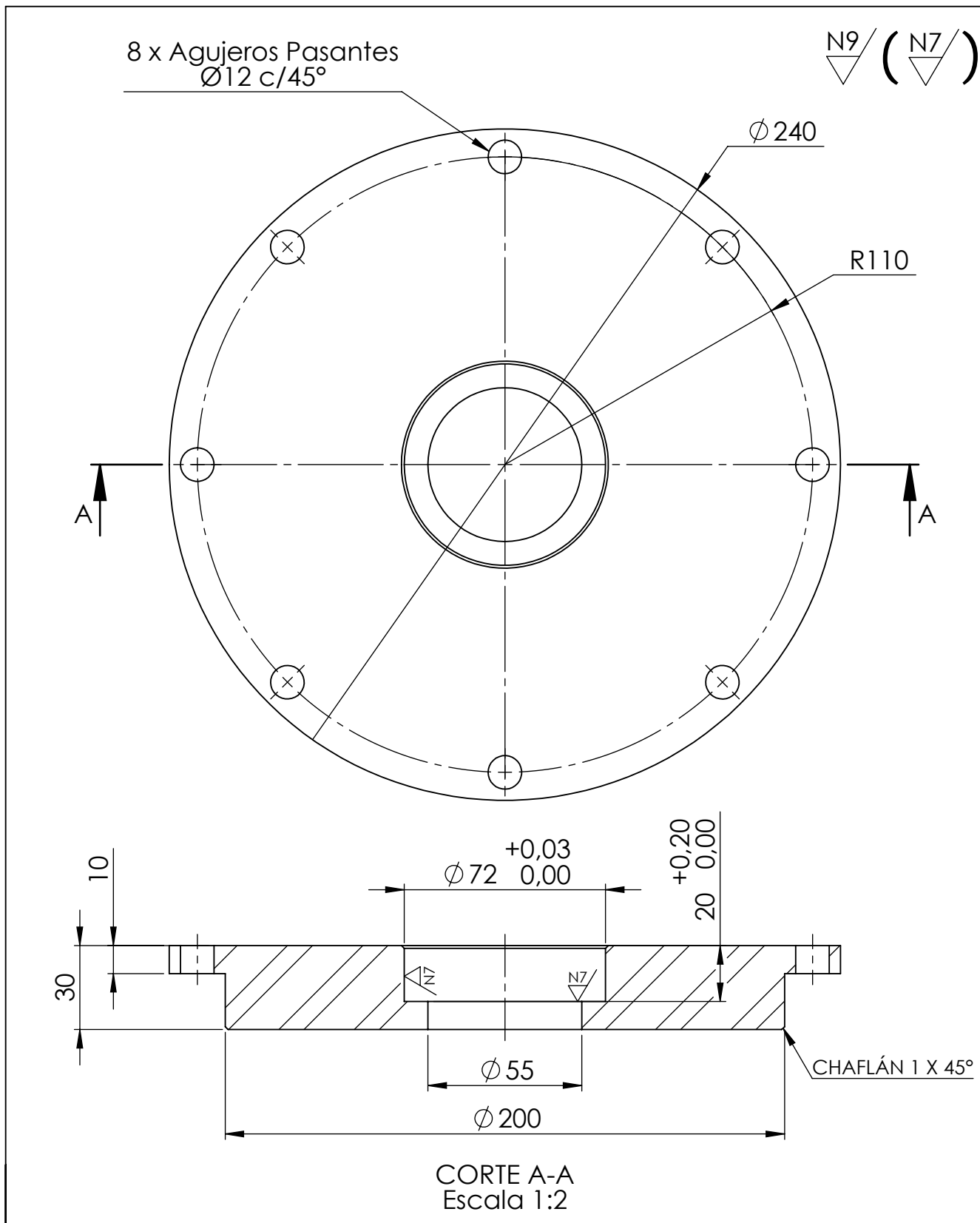


VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:5

NOTA: CHAFLANES NO ACOTADOS DE 1x45°

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIA

27	CUERPO		FUNDICIÓN GRIS 18	1	31 Kg
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO			RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5		
DIBUJO	12/02/24	DEZOTTI T.			
APROBO					
			PLANO 02/27 – CUERPO		

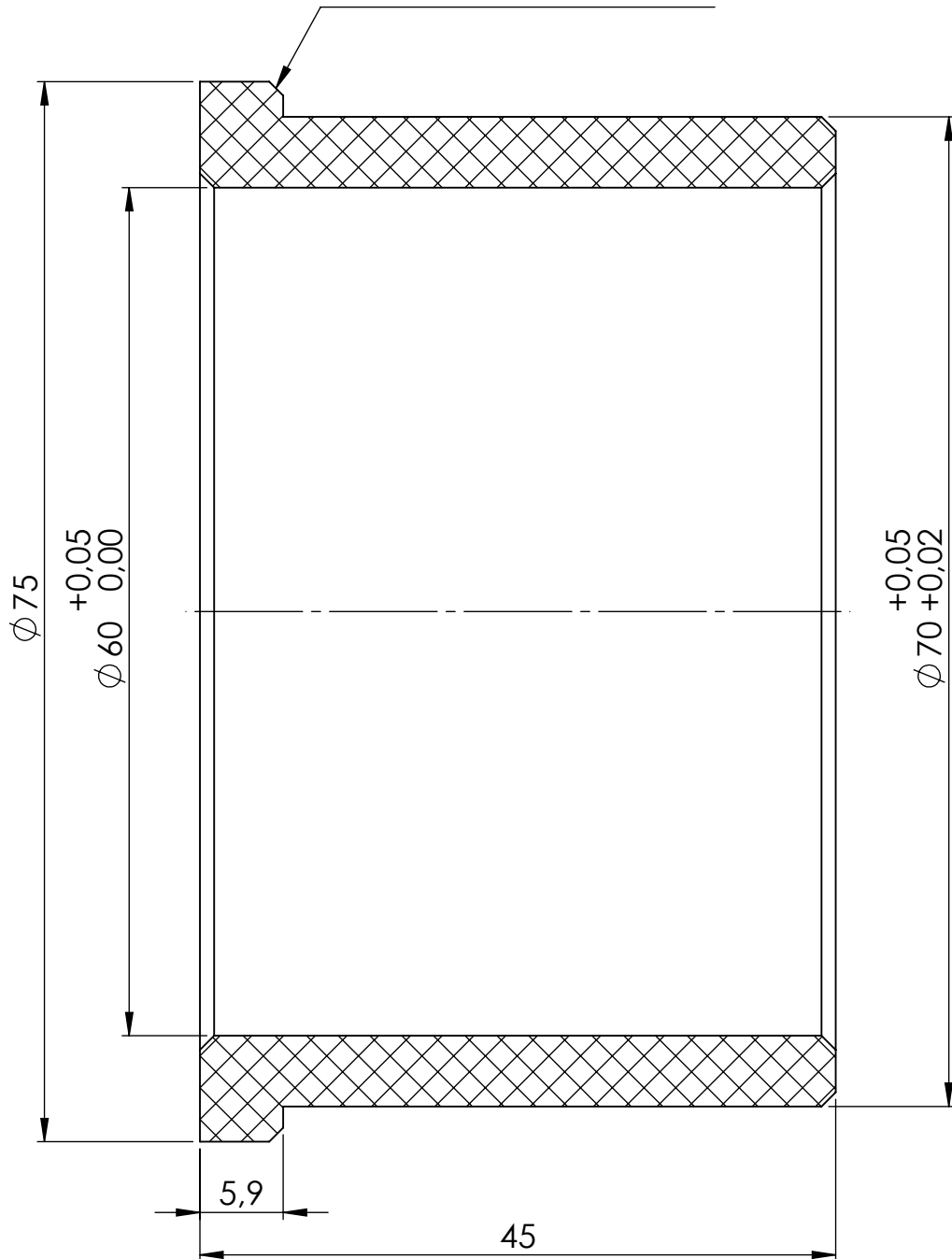


NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	CORTE DE CHAPA Ø250 Esp. 1 1/4"		SAE 1010		1	7.6 kg
POS.	DENOMINACION		MATERIAL		CANT.	PESO
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			RECARGADORA AUTOMÁTICA			DE SINFINES
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		PLANO 02/28 – TAPA PORTA RODAMIENTO	
DIBUJO	25/04/24	DEZOTTI T.				
APROBO						
			1:2			

N7/ En todas las superficies

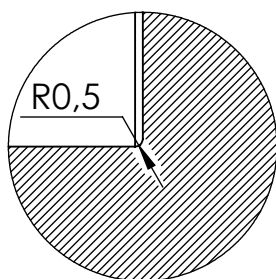
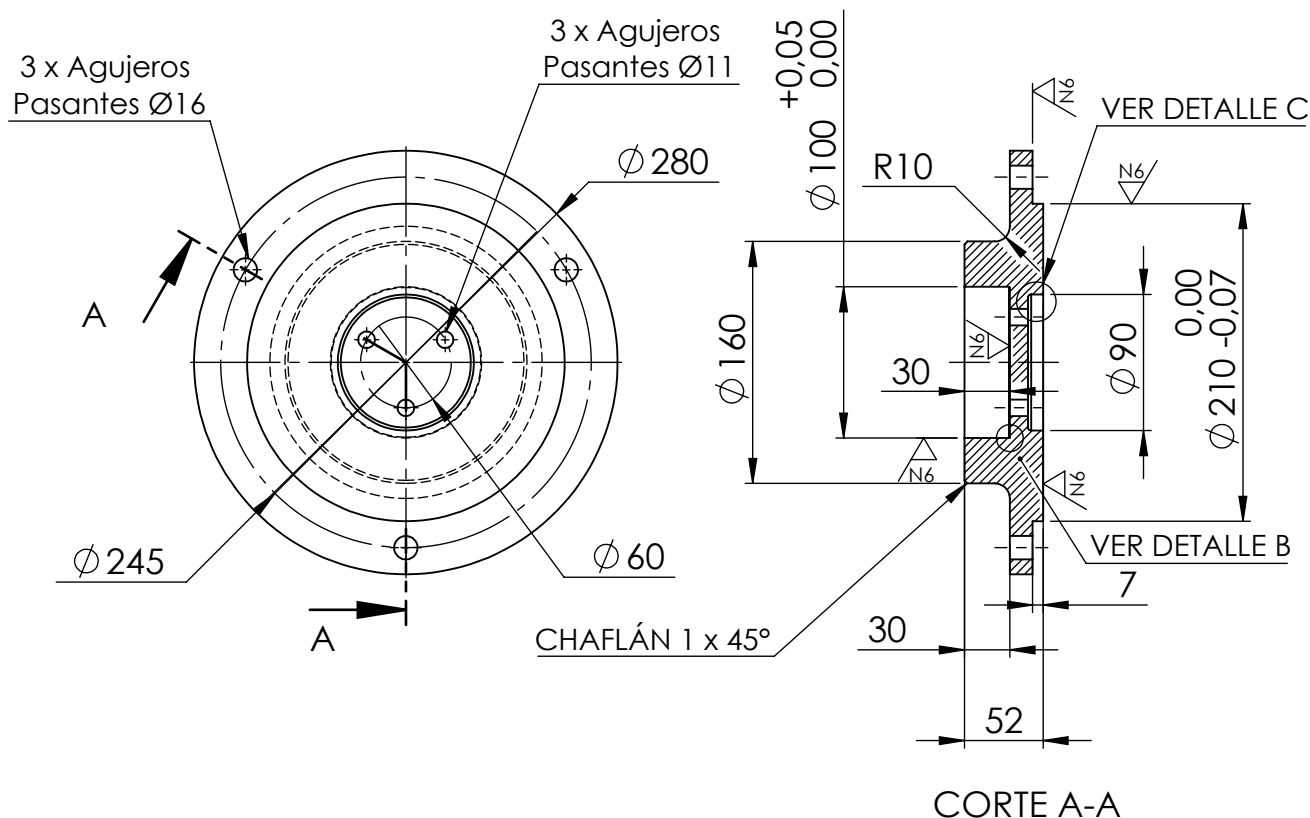
TODOS LOS CHAFLANES
DE 1 x 45°



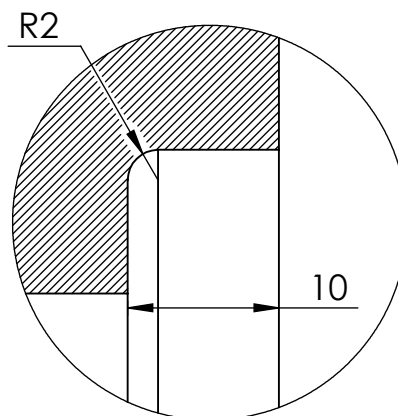
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	BUJE Øe = 80 Øi = 50 L = 50	GRILÓN – POLIAMIDA 6	1	54 g
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	PLANO 02/30 – BUJE	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
			2:1	

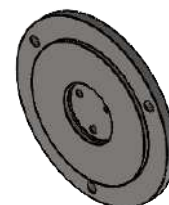
N6/ (N8/)



DETALLE B
Escala 2:1



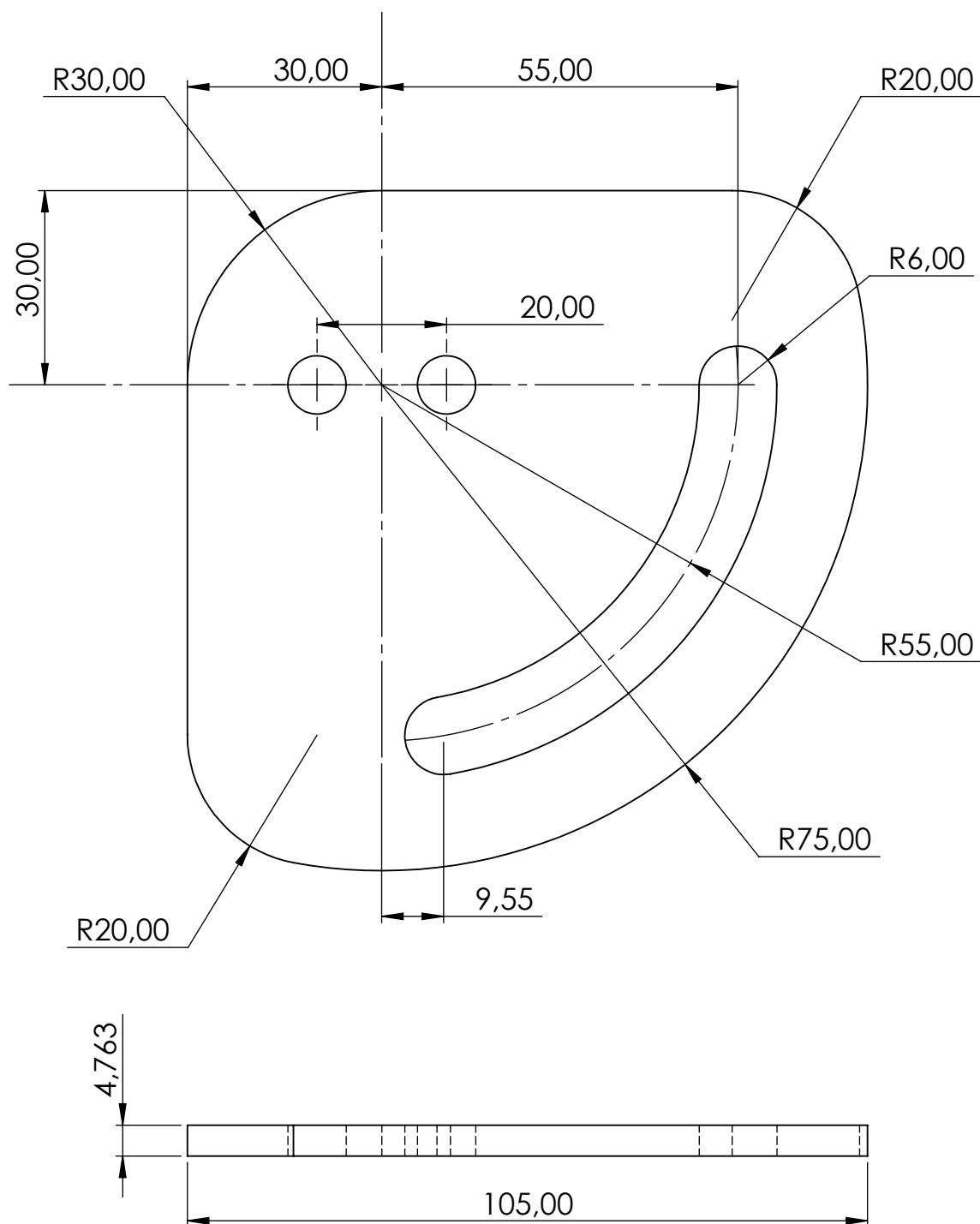
DETALLE C
Escala 2:1



VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:10

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

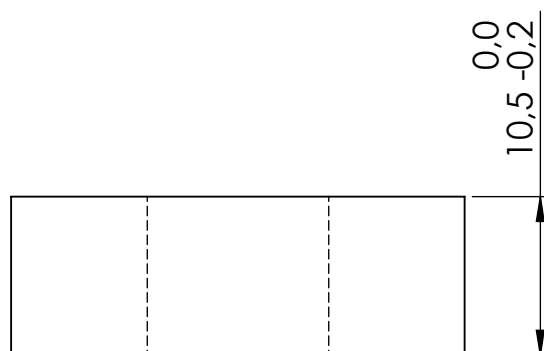
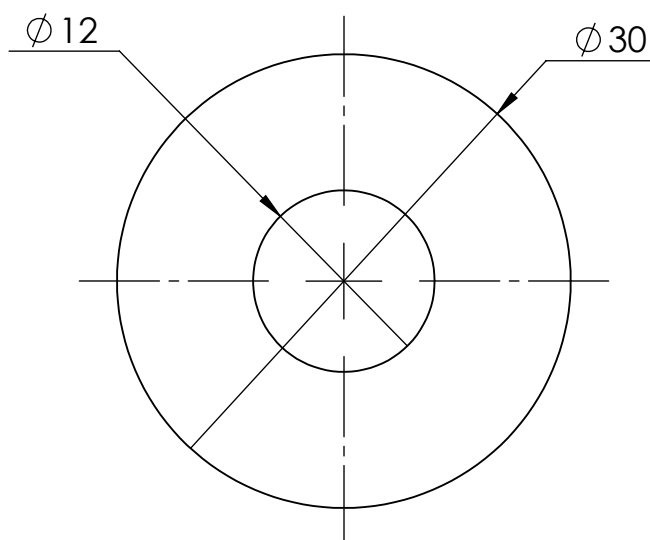
1	CORTE DE CHAPA ESP. 2 1/4"	SAE 1020	1	12 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:10 1:5 2:1	
APROBO			PLANO 02/31 – PLATO INTERMEDIO	



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	CORTE DE CHAPA ESP. 3/16"	SAE 1010	1	300 g
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
		1:1	PLANO 02/35 – CORREDERA DE BLOQUEO	

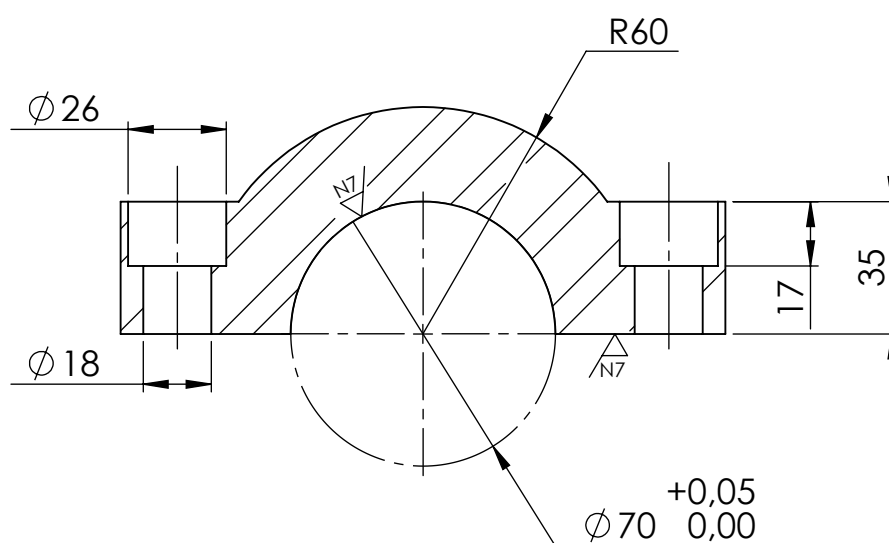
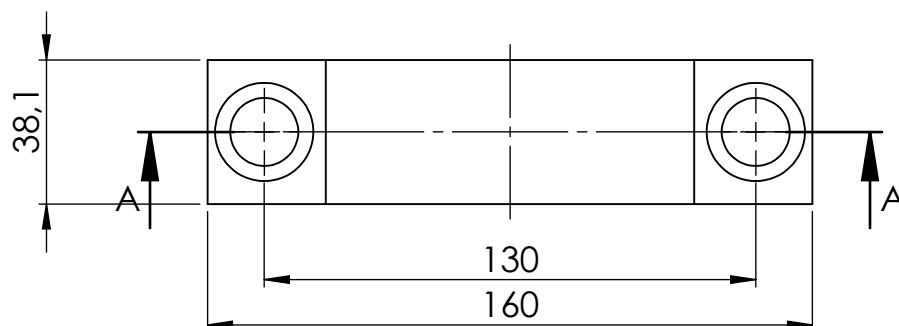
N8/ EN TODAS LAS
SUPERFICIES



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS ± 0.2

1	REDONDO Ø40 x 50mm	GRILÓN	1	20 g
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
2:1			PLANO 02/40 – SEPARADOR CORREDERA	

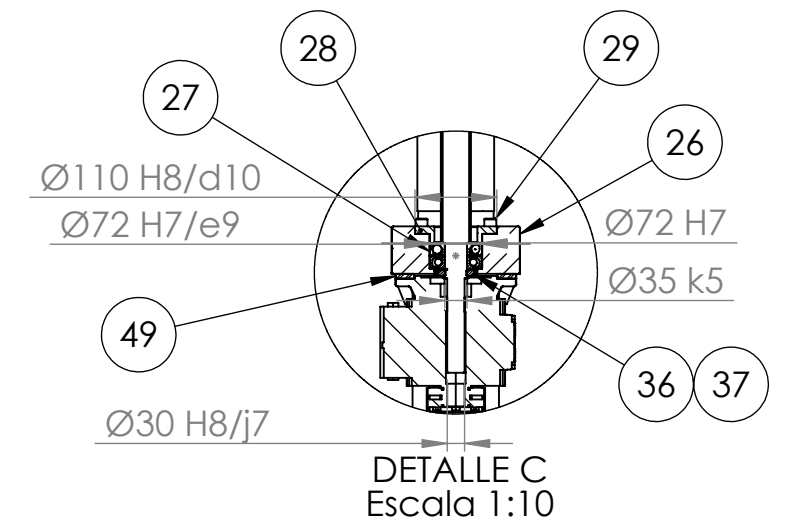
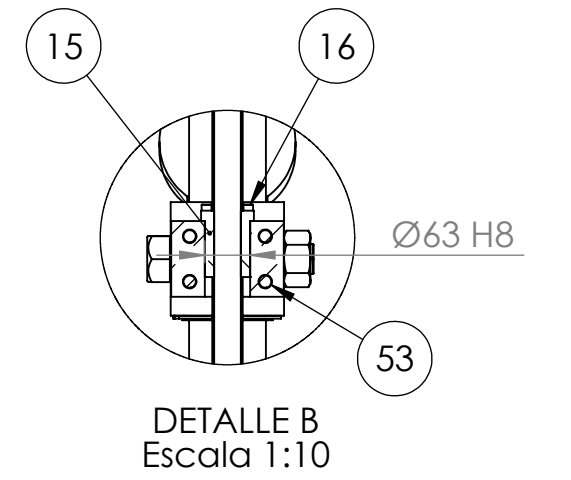
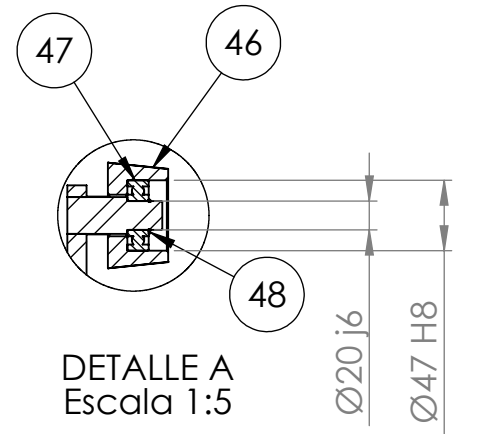
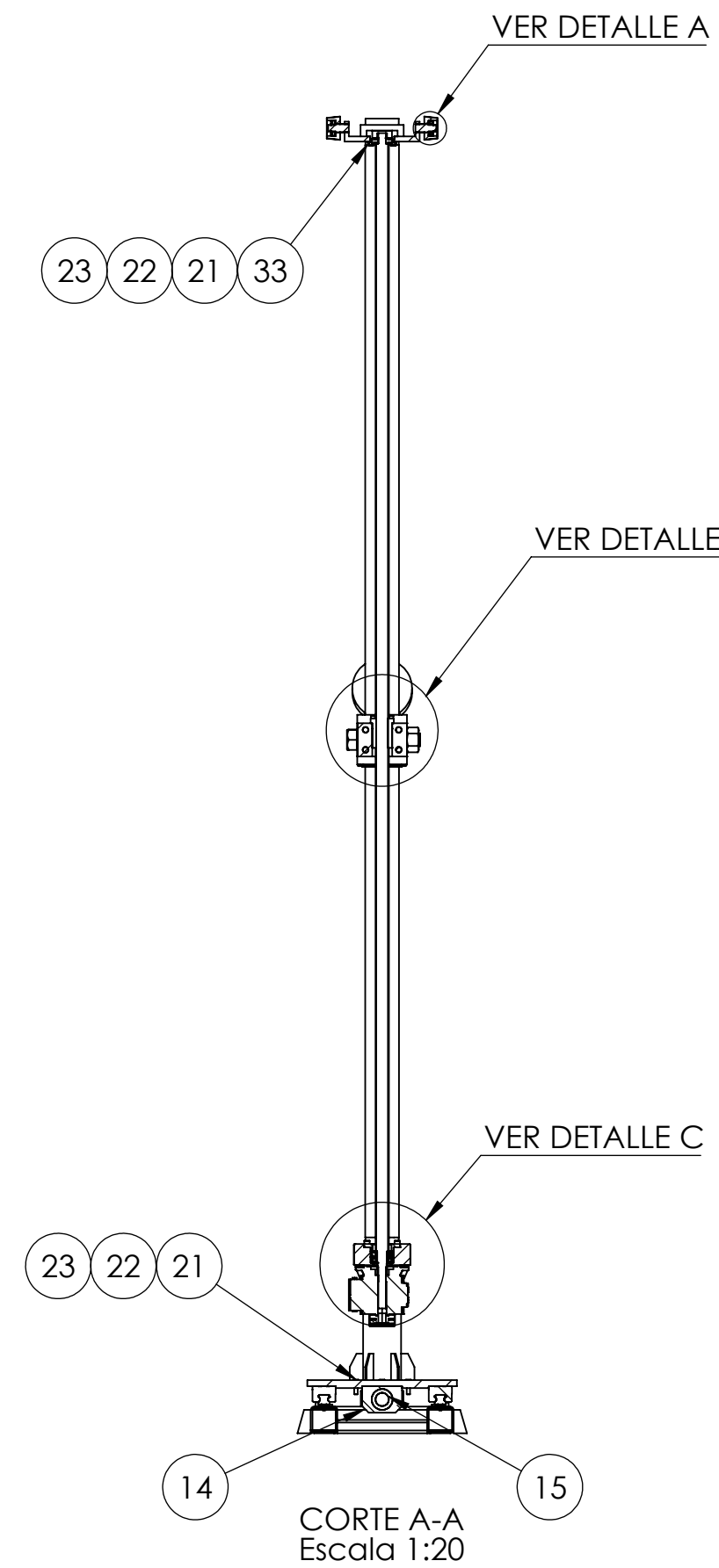
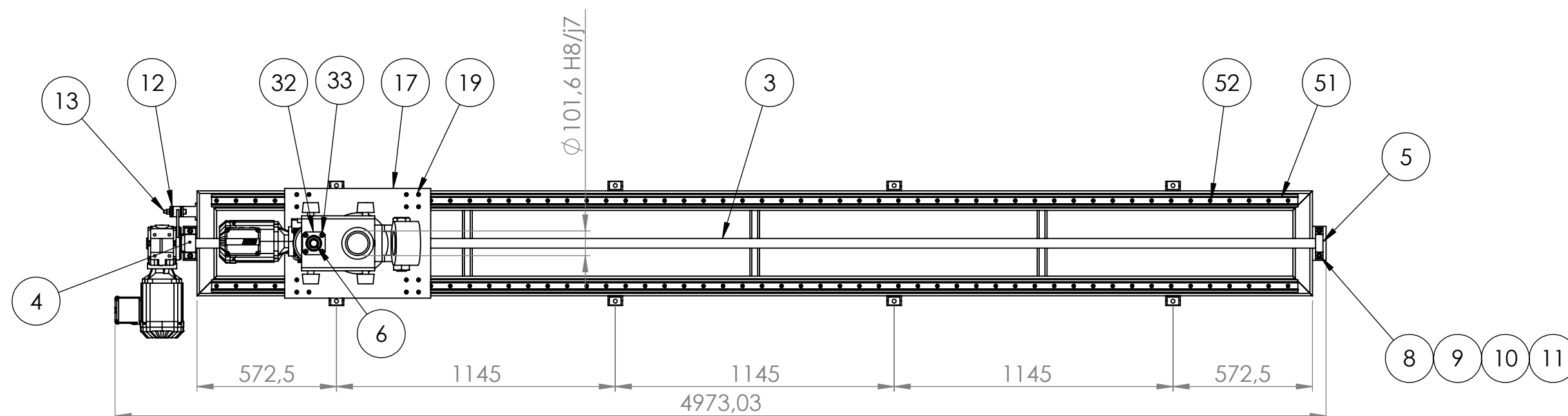
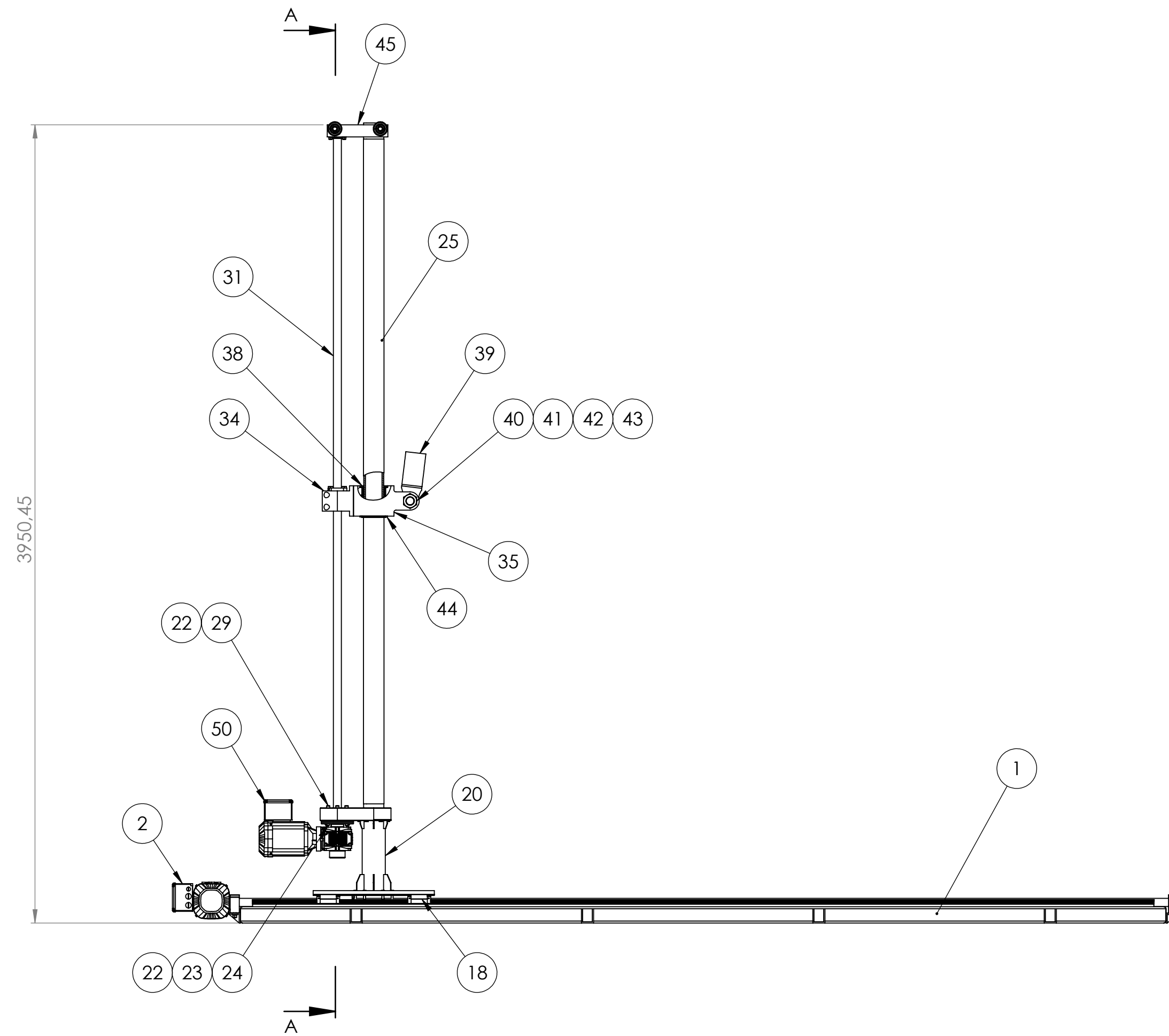
N9/ (N7/)



NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

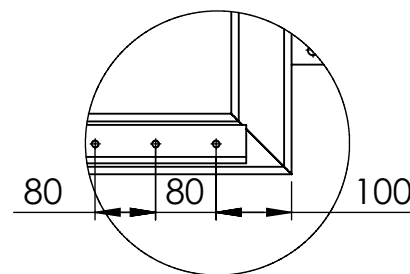
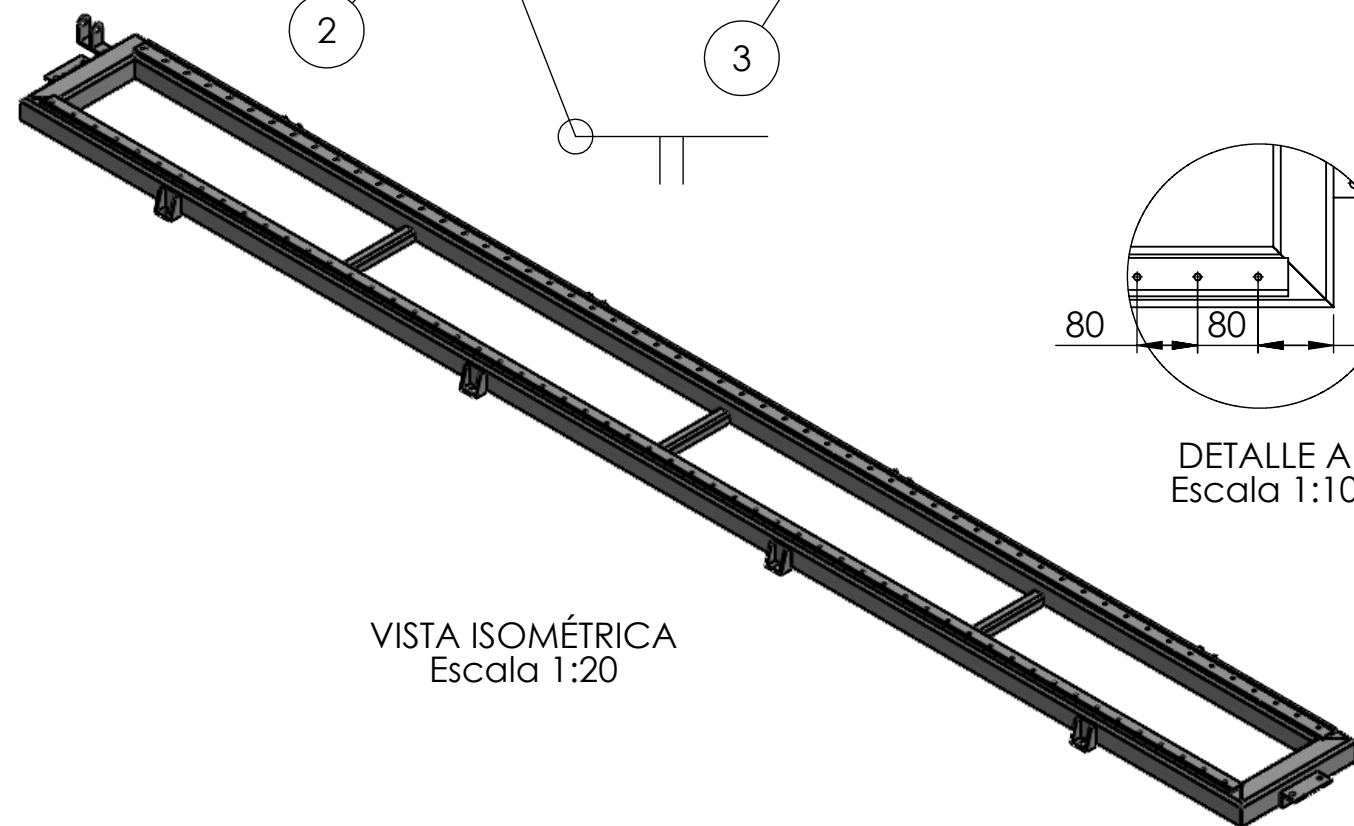
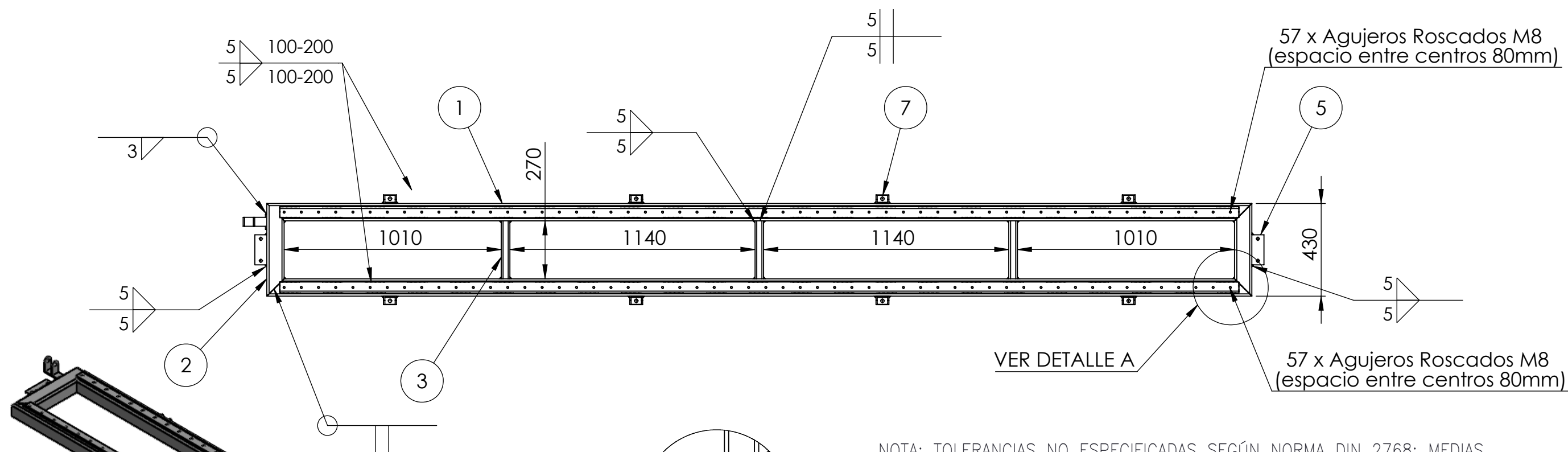
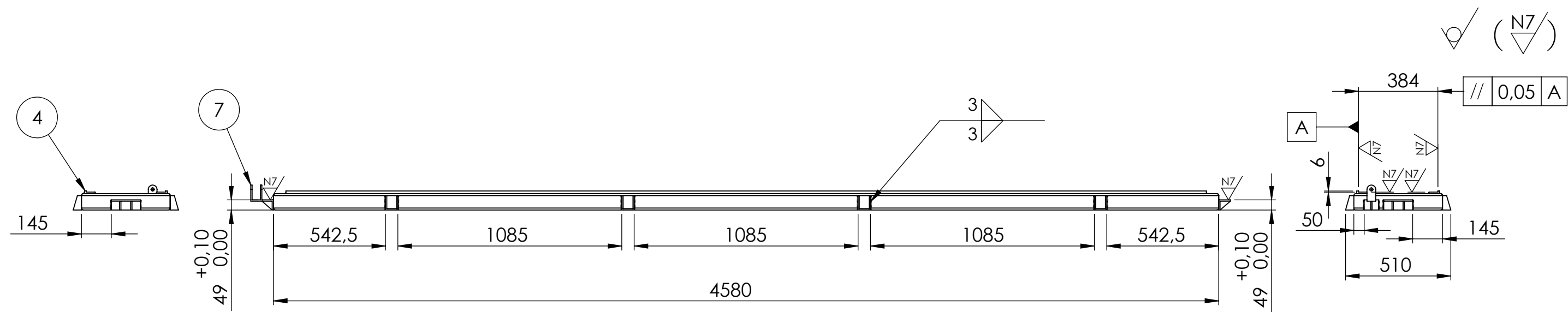
1	CORTE DE CHAPA ESP. 3/8"		SAE 1010	1	1.4 kg
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5		
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.			
APROBO					
PLANO 02/44 – TAPA BUJE					



03	SIST. DE POS. DEL SINFIN	—	1	LISTA DE MAT. ADJUNTA
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	10/02/24	DEZOTTI T.	1:5	1:10
APROBO			1:20	1:50
		PLANO 03 – SISTEMA DE POSICIONAMIENTO DEL SINFIN		

37	TUERCA SKF KM 7	COMERCIAL	1	—
36	ARANDELA SKF MB 7	COMERCIAL	1	—
35	PORTA BUJE ARTICULADO	SAE 1010	1	VER PLANO 03/35
34	PORTA TUERCA COLUMNA	SAE 1010	1	VER PLANO 03/34
33	TUERCA HEXAGONAL M10 DIN 934	COMERCIAL	4	—
32	SOPORTE HIWIN FF-30	COMERCIAL	1	—
31	TORNILLO DE BOLAS RECIRCULANTES DER.	Ø40/P=20/T10	1	E9-30/E10-30
30	CHAVETA	SAE 1010	1	VER PLANO 03/30
29	TORNILLO ALLEN M10 x 30 DIN 912	Gr. 12.9	16	—
28	TAPA PORTA RODAMIENTOS	SAE 1020	1	VER PLANO 03/28
27	RODAMIENTO SKF 7207 BE 2RZP	COMERCIAL	2	—
26	PORTA RODAMIENTOS	SAE 1020	1	VER PLANO 03/26
25	COLUMNA	SAE 1010	1	VER PLANO 03/25
24	TORNILLO ALLEN M8 x 20 DIN 912	Gr. 12.9	4	—
23	ARANDELA GROWER M10 DIN 127	COMERCIAL	10	—
22	ARANDELA PLANA Ø10.5mm DIN 125	COMERCIAL	10	—
21	TORNILLO ALLEN M10 x 35 DIN 912	Gr. 12.9	10	—
20	CAÑO SOPORTE	SAE 1010	1	VER PLANO 03/20
19	TORNILLO ALLEN M8 x 12 DIN 912	Gr. 12.9	16	—
18	CARRO HIWIN HGH 35 CA	COMERCIAL	4	—
17	BASE COLUMNA	SAE 1010	1	VER PLANO 03/17
16	TORNILLO ALLEN M8 x 30 DIN 912	Gr. 12.9	16	—
15	TUERCA HIWIN FSCDIN R40-20K3	COMERCIAL	2	—
14	PORTA TUERCA	SAE 1020	1	VER PLANO 03/14
13	TORNILLO ALLEN M12 x 80 DIN 912	Gr. 8.8	1	—
12	TACO SEPARADOR	GOMA	2	Øe=42/Øi=18/A=5
11	ARANDELA GROWER M12 DIN 127	COMERCIAL	5	—
10	ARANDELA PLANA Ø13mm DIN 125	COMERCIAL	5	—
9	TUERCA HEXAGONAL M12 DIN 934	COMERCIAL	5	—
8	TORNILLO ALLEN M12 x 90 DIN 912	Gr. 12.9	4	—
7	CHAVETA	SAE 1010	1	VER PLANO 03/07
6	ARO SEEGER P/Ø30mm DIN 471	COMERCIAL	2	—
5	SOPORTE BF-30	COMERCIAL	1	—
4	SOPORTE BK-30	COMERCIAL	1	—
3	TORNILLO DE BOLAS RECIRCULANTES DER.	Ø40/P=20/T10	1	E9-30/E10-30
2	MOTORREDUCTOR SEW	P=0.55kW/na=267rpm	1	—
1	ESTRUCTURA SOPORTE	—	1	VER PLANO 03/01
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
		PLANO 03 – SIST. DE POS. DEL SINFIN		
		(LISTA DE MATERIALES – HOJA 1 DE 2)		

53	TORNILLO ALLEN M16 x 120 DIN 912	Gr. 12.9	4	—
52	TORNILLO ALLEN M8 x 35 DIN 912	Gr. 12.9	114	—
51	GUÍA LINEAL HIWIN HGH 35 CA	COMERCIAL	2	L = 4460MM
50	MOTORREDUCTOR SEW	P=1.1kW/na=306rpm	1	—
49	SEPARADOR MOTORREDUCTOR	SAE 1010	1	VER PLANO 03/47
48	ARO SEEGER P/Ø20mm DIN 471	COMERCIAL	4	—
47	RODAMIENTO SKF 6204	COMERCIAL	4	—
46	RUEDA	SAE 1010	4	VER PLANO 03/44
45	CUERPO CARRO SUPERIOR	SAE 1010	1	VER PLANO 03/43
44	ARO SEEGER P/Ø125mm DIN 471	COMERCIAL	1	—
43	TUERCA HEXAGONAL M42 DIN 934	COMERCIAL	1	—
42	ARANDELA GROWER M42 DIN 127	COMERCIAL	1	—
41	ARANDELA PLANA Ø43mm DIN 125	COMERCIAL	1	—
40	PERNO ARTICULACIÓN	SAE 1050	1	VER PLANO 03/40
39	ARTICULACIÓN CÓNICA	SAE 1020	1	VER PLANO 03/39
38	BUJE	TEFLÓN	1	VER PLANO 03/38
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACION
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
			PLANO 03 – SIST. DE POS. DEL SINFIN (LISTA DE MATERIALES – HOJA 2 DE 2)	



DETALLE A
Escala 1:10

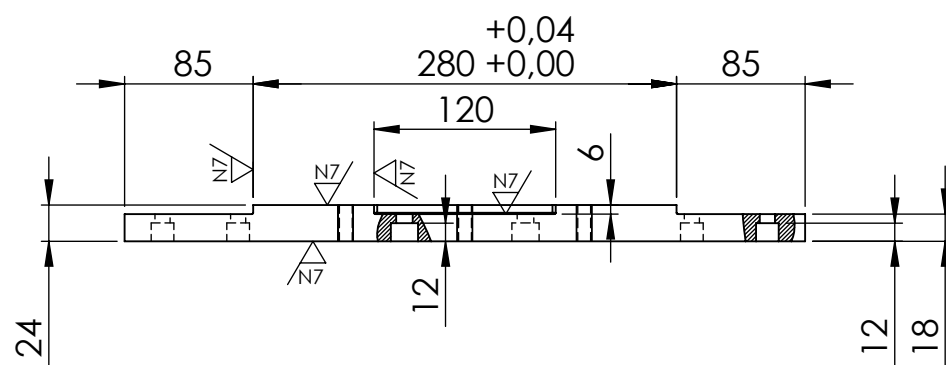
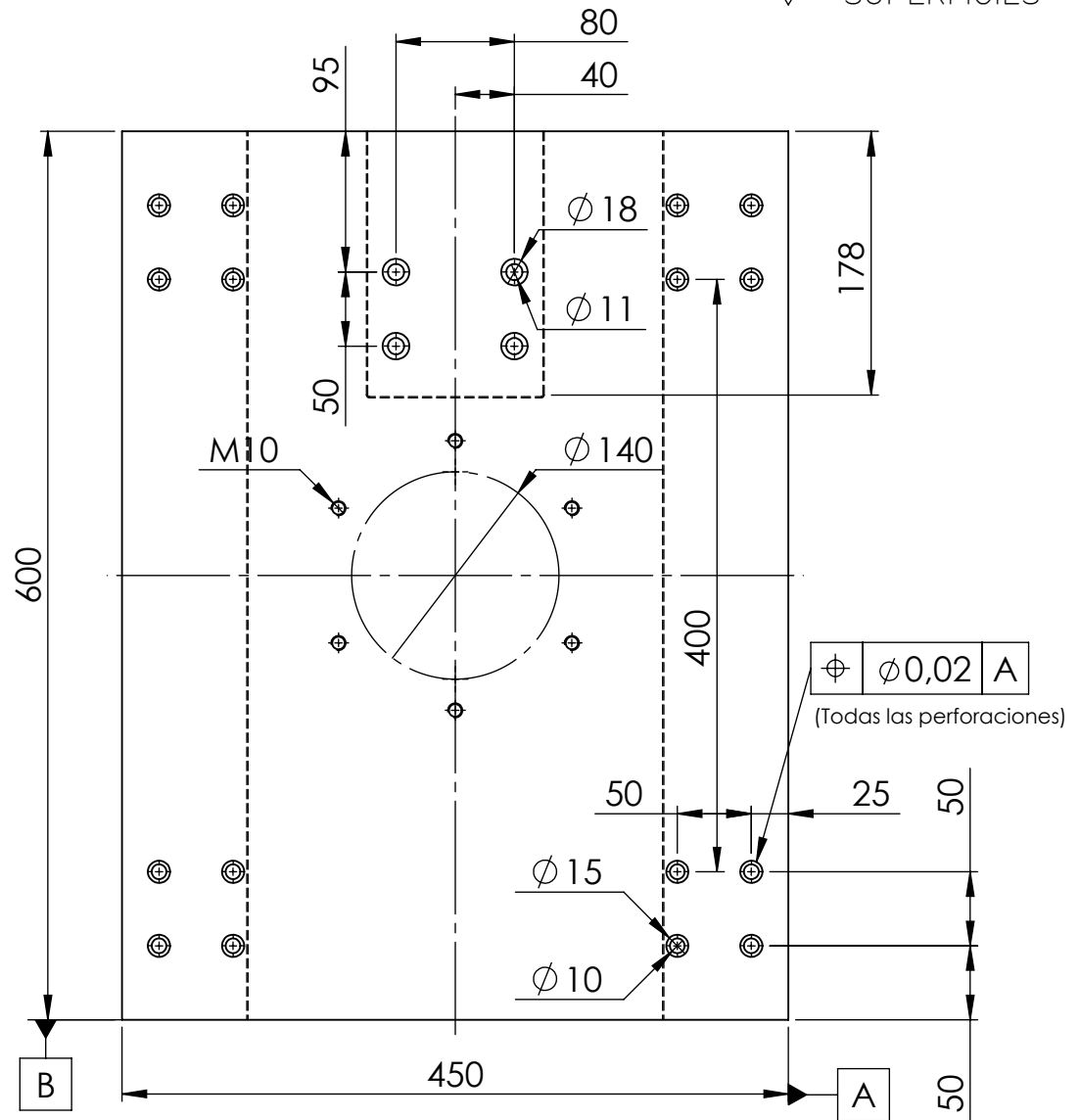
VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:20

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

7	BASE PARA ANCLAJE	SAE 1010	8	VER PLANO 03/01/07
6	ANTIRO PARA MOTORREDUCTOR	SAE 1010	1	VER PLANO 03/01/06
5	BASE PARA RODAMIENTOS	SAE 1010	2	VER PLANO 03/01/05
4	PLANCHUELA 2" x 1/2" x 4460mm	SAE 1010	2	—
3	CAÑO 40 x 40 x 4 x 270mm	COMERCIAL	4	—
2	CAÑO 80 x 80 x 5 x 430mm	COMERCIAL	2	—
1	CAÑO 80 x 80 x 5 x 4580mm	COMERCIAL	2	—
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
APROBO	15/05/24	DEZOTTI T.	1:20
PLANO 03/01 – ESTRUCTURA SOPORTE			

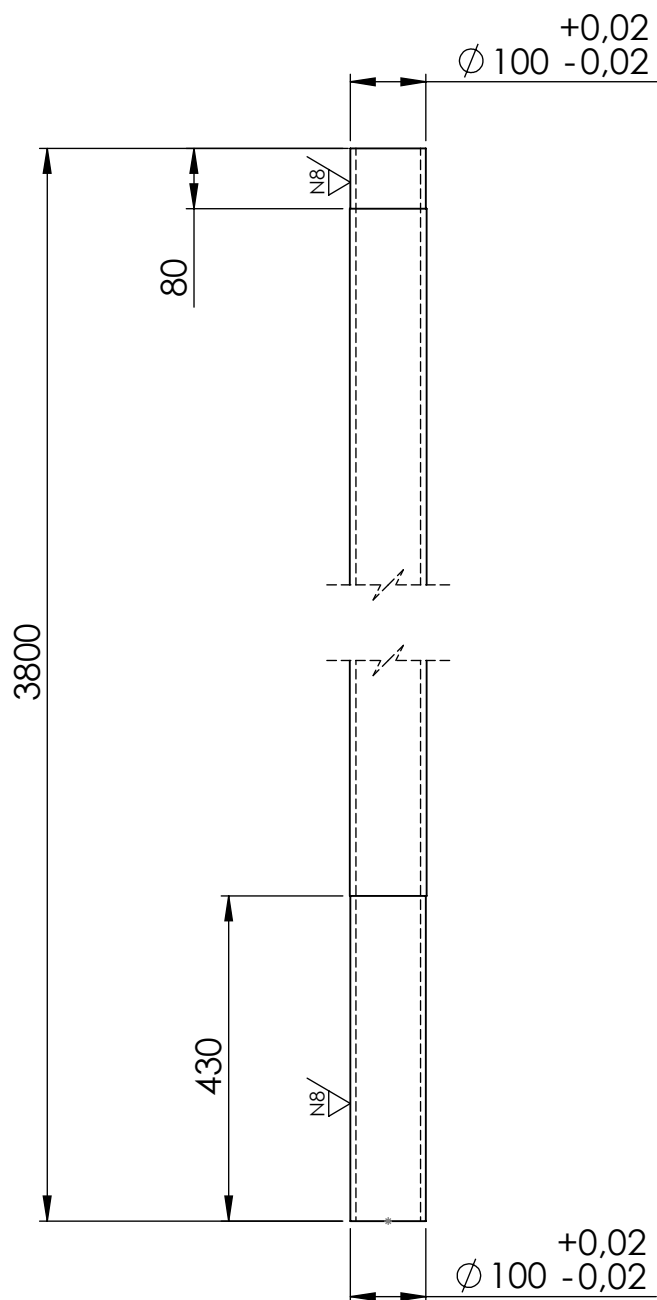
N7/ EN TODAS LAS SUPERFICIES



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	CHAPA 600 x 450 Esp. 1"	SAE 1010	1	45 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:5	
APROBO			PLANO 03/17 – BASE COLUMNA	

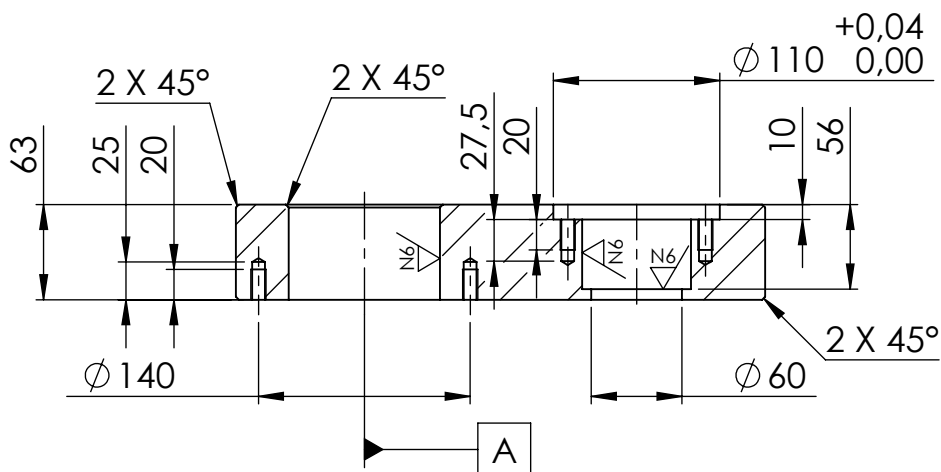
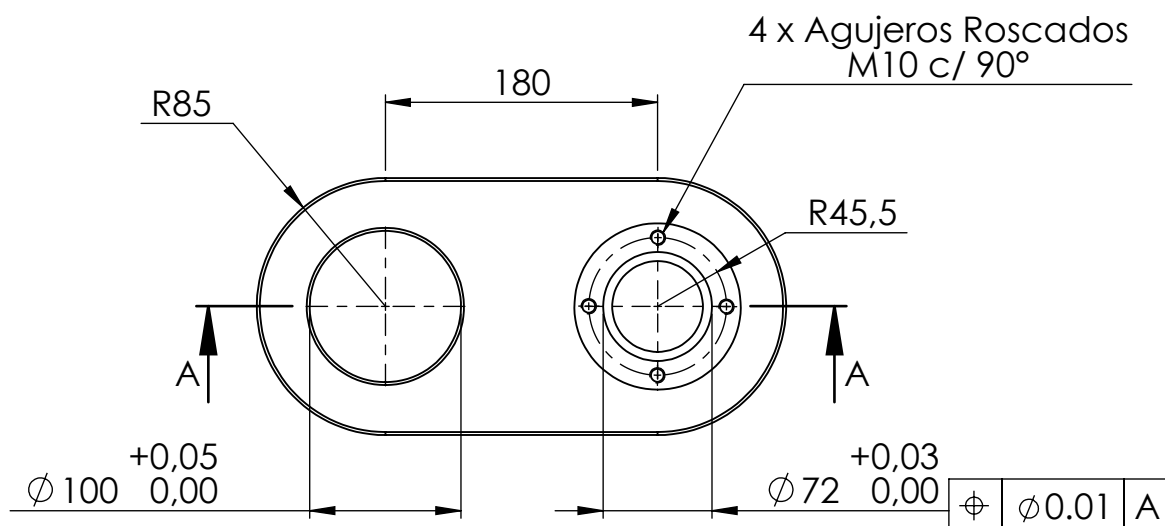
1	CAÑO SOPORTE		ASTM A53 – SAE 1010	1	15 Kg
POS.	DENOMINACION		MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 2:1 1:5		
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.			
APROBO					
			PLANO 03/20 – CAÑO SOPORTE		



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

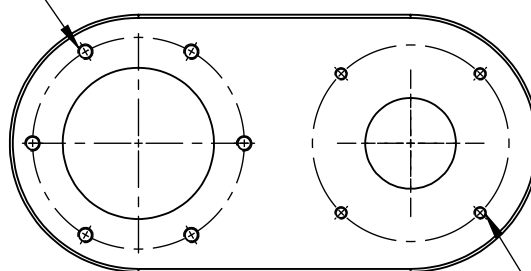
1	CAÑO 3 1/2" SCH. 80	ASTM A53	1	70 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
		1:20	PLANO 03/25 – COLUMNA	

N8/ (N6/)



6 x Agujeros Roscados M10 c/ 60°

CORTE A-A
Escala 1:5

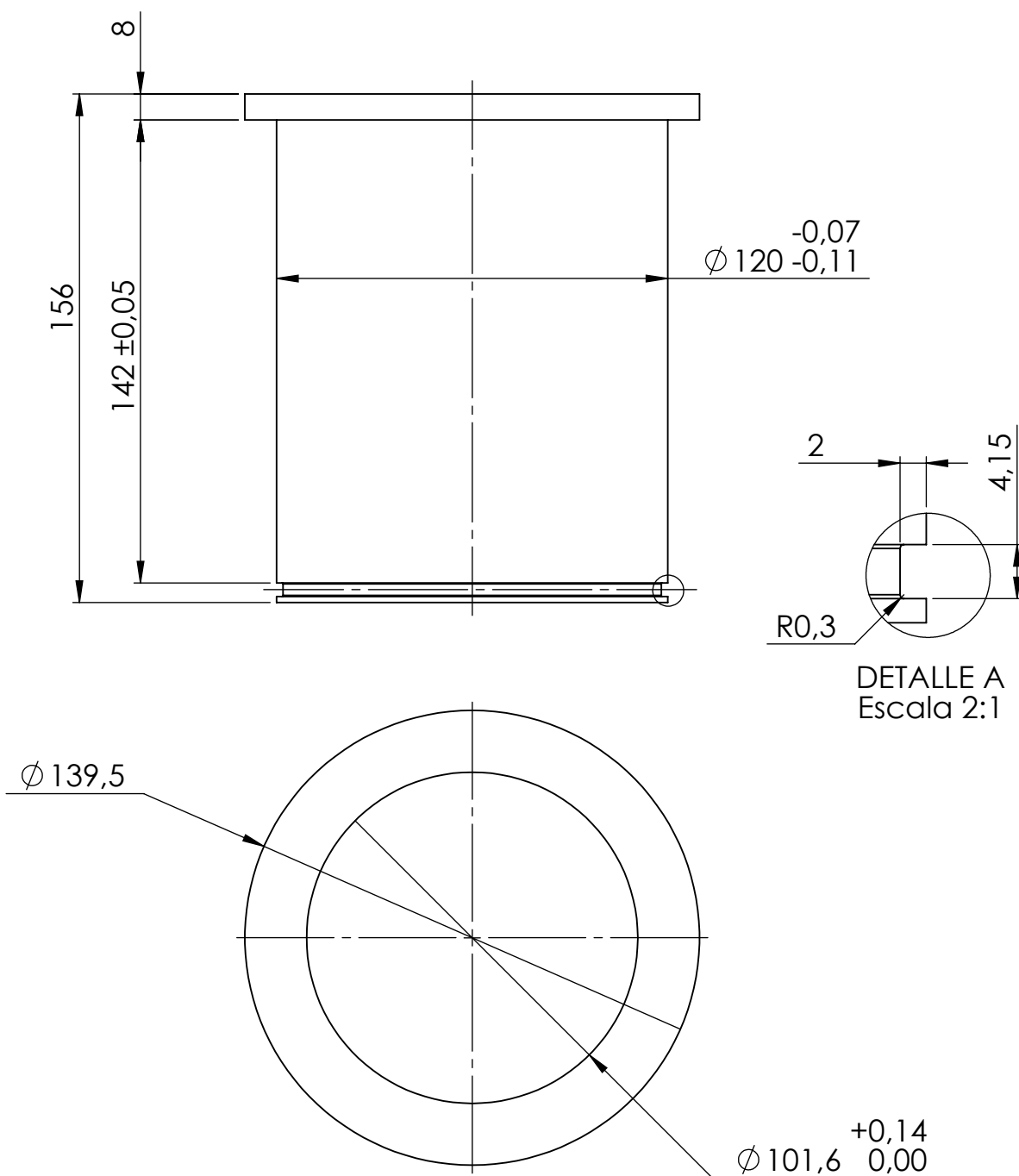


NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

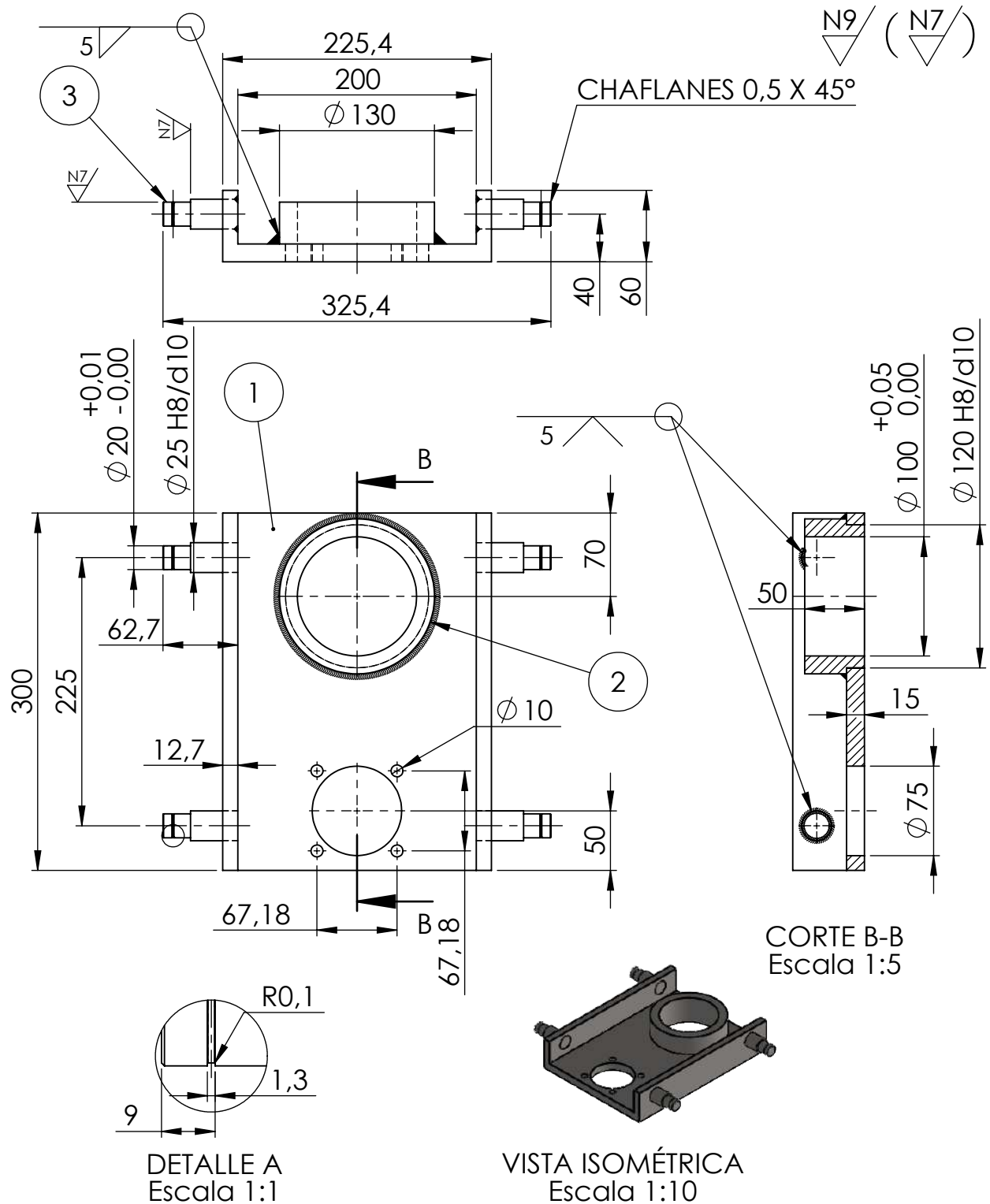
1	CORTE DE CHAPA Esp. 2 1/2"	SAE 1010	1	20 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
		1:5	PLANO 03/26 – PORTA RODAMIENTOS	

N6/ En todas las superficies



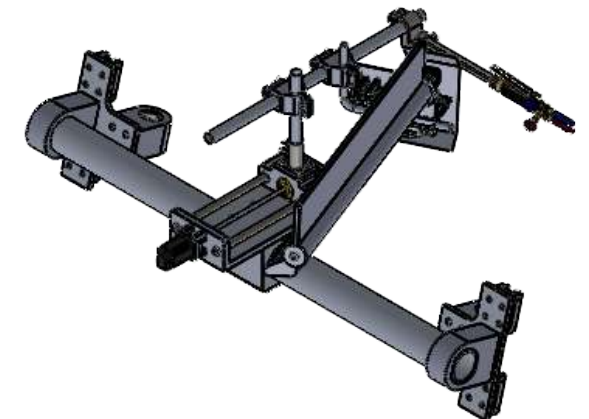
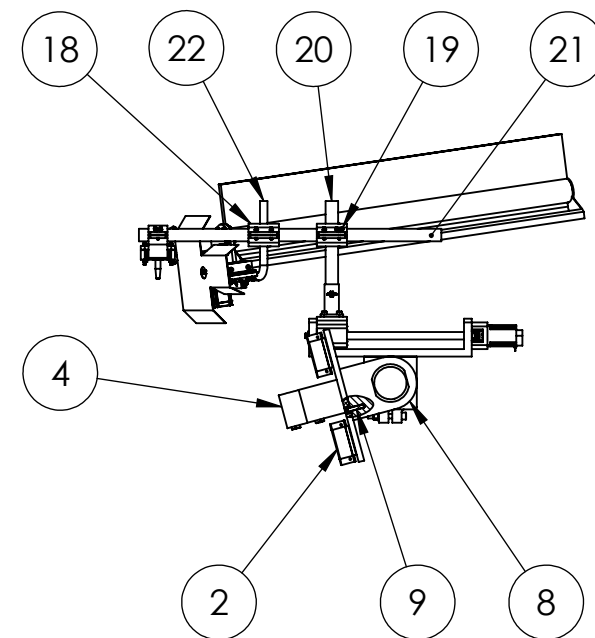
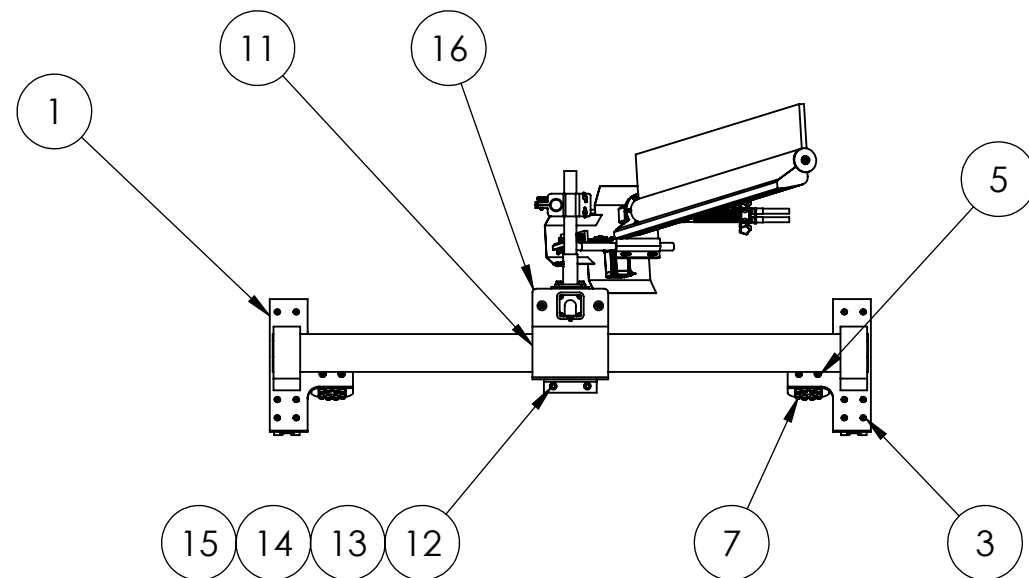
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	REDONDO Ø145 x 165mm	TEFLÓN – POLIAMIDA 6	1	2 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:5 2:1	
APROBO				
PLANO 03/38 – BUJE				

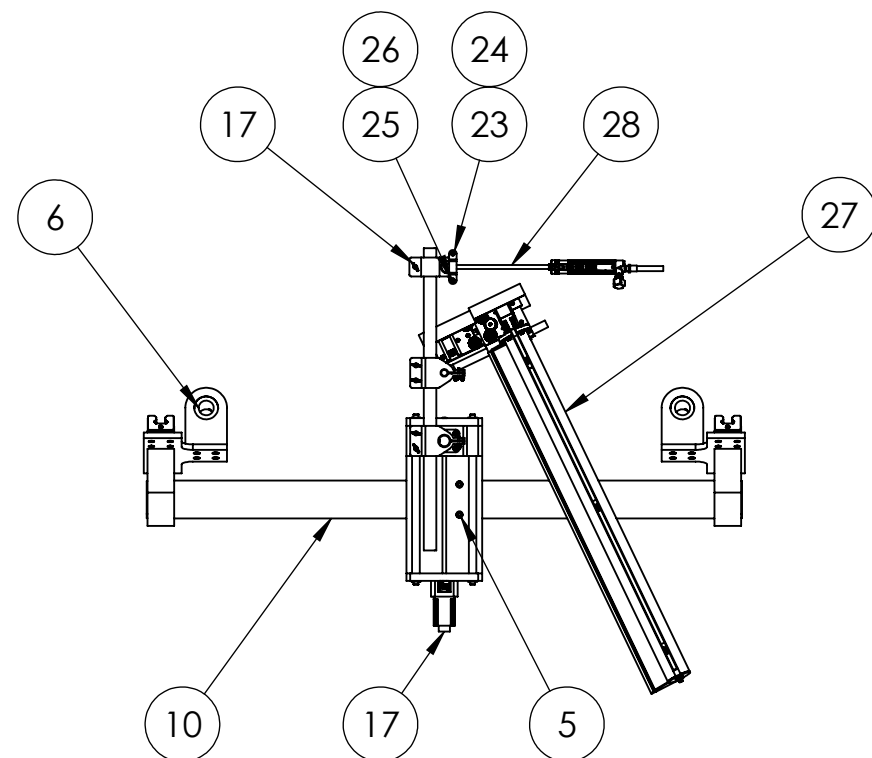


NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

3	REDONDO Ø1" x 75mm	SAE 1010	4	—
2	REDONDO Ø5 1/2" x 55mm	SAE 1010	2	—
1	CHAPA 310 x 235 Esp. 2 1/2"	SAE 1010	1	—
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:5 1:10 1:1	
APROBO			PLANO 03/45 – CUERPO CARRO SUPERIOR	



VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:20

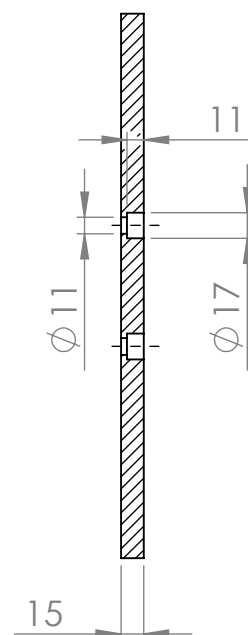
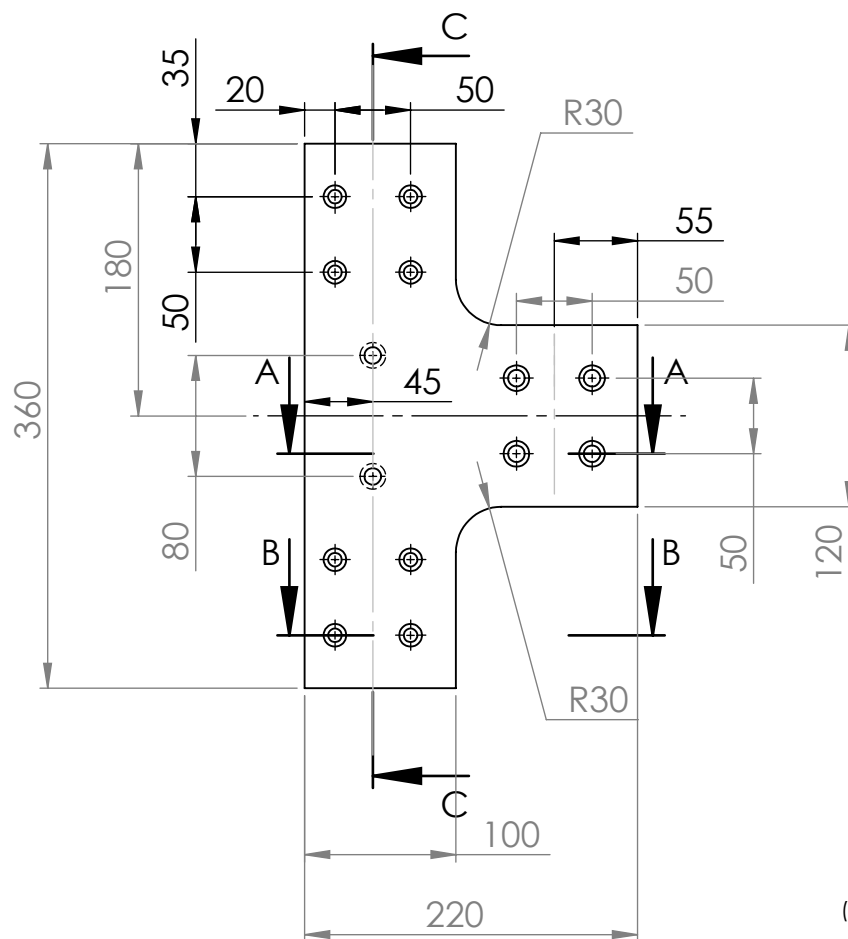


28	SOPLETE	—	1	—
27	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	—	1	VER PLANO 04/27
26	TUERCA HEXAGONAL M6 DIN 934	COMERCIAL	2	—
25	TORNILLO ALLEN M6 x 50 DIN 912	Gr. 8.8	2	—
24	TAPA SOPORTE SOPLETE	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/24
23	SOPORTE SOPLETE	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/23
22	CAÑO DOBLADO	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/22
21	CAÑO Øe 33 x Øi 28 x 800mm	ALUMINIO	1	—
20	CAÑO Øe 33 x Øi 28 x 300mm	ALUMINIO	1	—
19	MARIPOSA M5 x 20 DIN 318	Gr. 8.8	5	—
18	VINCULO T	ALUMINIO	2	VER PLANO 04/18
17	MOTOR PASO A PASO NEMA 34 12Nm	COMERCIAL	1	—
16	CHARRIOT	—	1	VER PLANO 04/16
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

15	TUERCA HEXAGONAL M12 DIN 934	COMERCIAL	2	—
14	ARANDELA GROWER M12 DIN 127	COMERCIAL	2	—
13	ARANDELA PLANA Ø13mm DIN 125	COMERCIAL	2	—
12	TORNILLO ALLEN M12 x 90 DIN 912	Gr. 12.9	2	—
11	VÍNCULO TRAVESAÑO-CHARRIOT	ALUMINIO	2	VER PLANO 04/11
10	TRAVESAÑO	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/10
9	TORNILLO ALLEN M10 x 40 DIN 912	Gr. 8.8	4	—
8	SOPORTE TRAVESAÑO	ALUMINIO	2	VER PLANO 04/08
7	TORNILLO ALLEN M8 x 30 DIN 912	Gr. 8.8	16	—
6	TUERCA HIWIN FSCDIN R40-10K4	COMERCIAL	2	—
5	TORNILLO ALLEN M10 x 30 DIN 912	Gr. 8.8	12	—
4	PORTA TUERCA	ALUMINIO	2	VER PLANO 04/04
3	TORNILLO ALLEN M8 x 12 DIN 912	Gr. 8.8	16	—
2	CARRO HIWIN HGH 35 CA	COMERCIAL	4	—
1	BASE SOPORTE	ALUMINIO	2	VER PLANO 04/01
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

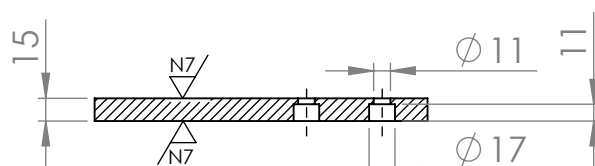
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO				RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	PLANO 04 – CARRO SOLDADOR	
APROBO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:20		

N9/ (N7/)



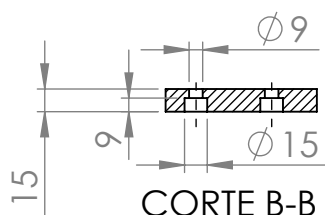
CORTE C-C
Escala 1:5

(PERFORACIONES PARA VINCULACIÓN
CON SOPORTE DE TRAVESAÑO)



CORTE A-A
Escala 1:5

(PERFORACIONES PARA VINCULACIÓN
CON PORTATUERCA)



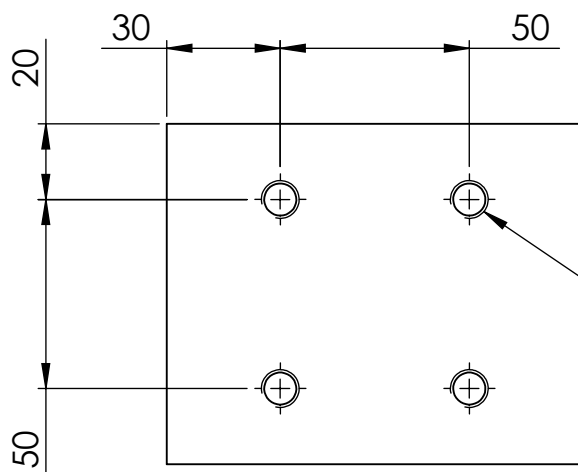
CORTE B-B
Escala 1:5

(PERFORACIONES PARA VINCULACIÓN
CON CARROS HIWIN)

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

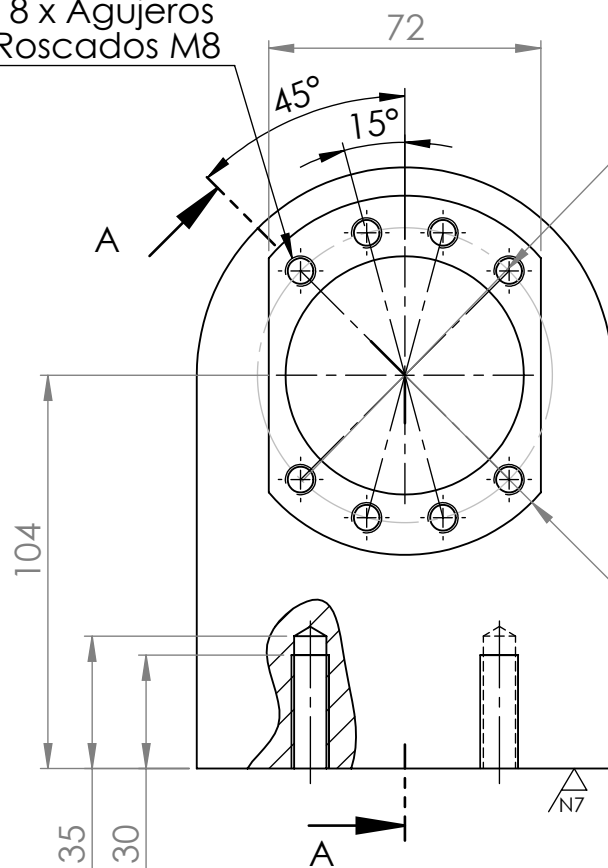
1	CORTE DE CHAPA EN WATERJET	ALUMINIO	2	2 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	PLANO 04/01 – BASE CARROS	
APROBO				

N10/ (N7/)



4 x Agujeros Roscados M10

8 x Agujeros Roscados M8

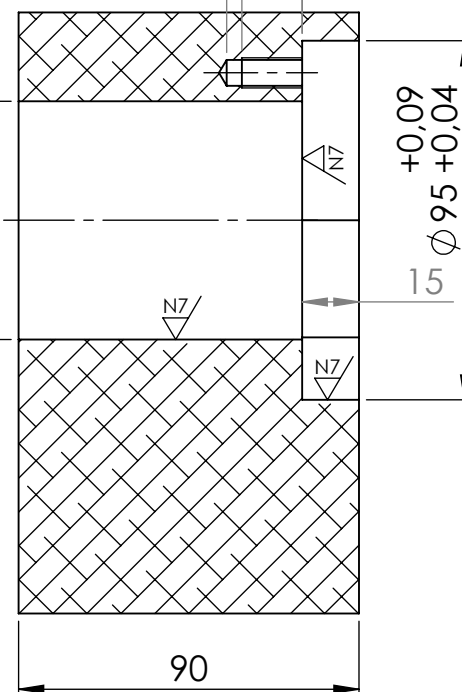


Ø 78

+0,05
Ø 63 0,00

R47,5

20
16

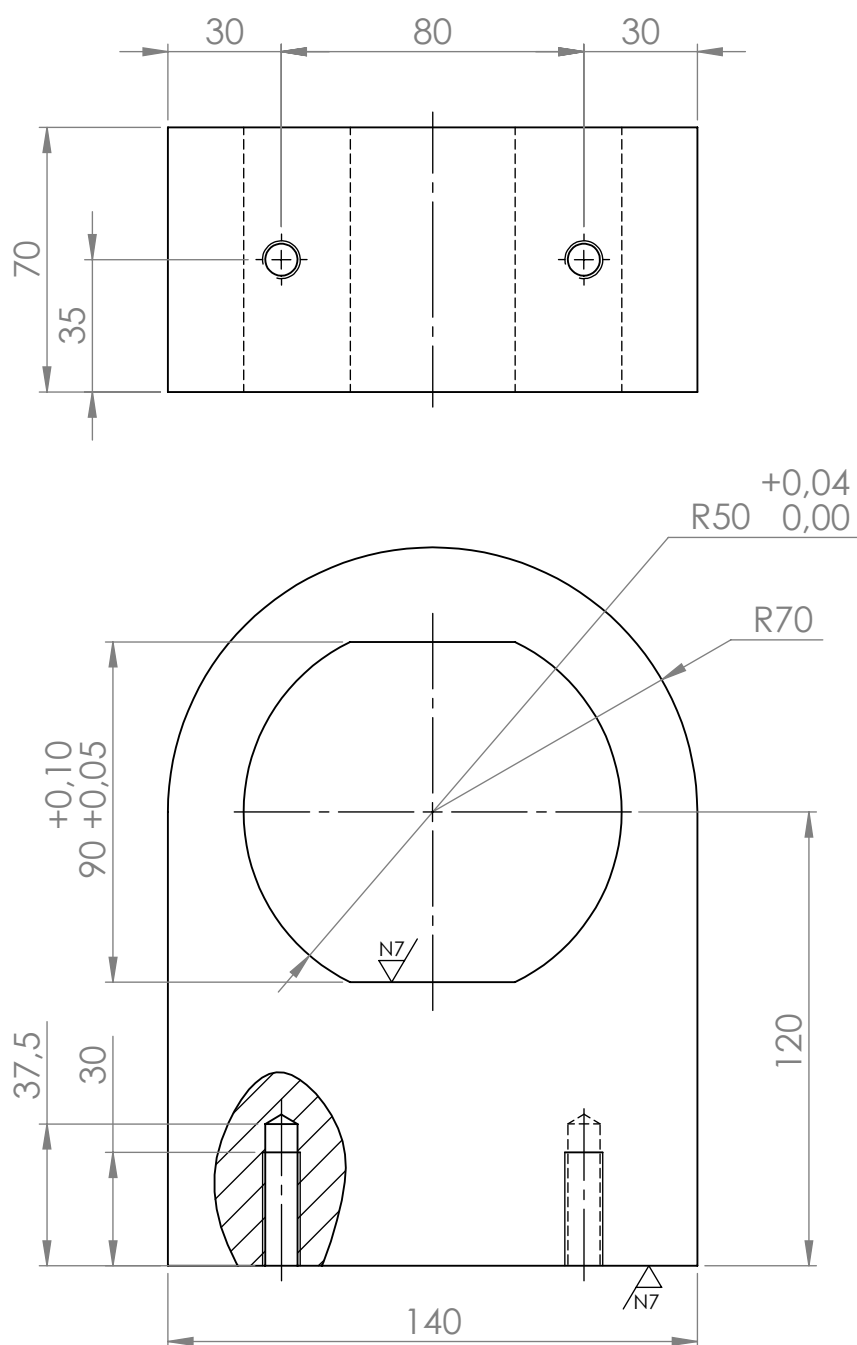


CORTE A-A

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	CORTE DE CHAPA CON WATERJET	ALUMINIO	2	3 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
		1:2	PLANO 04/04 – PORTA TUERCA	

N9/ (N7/)

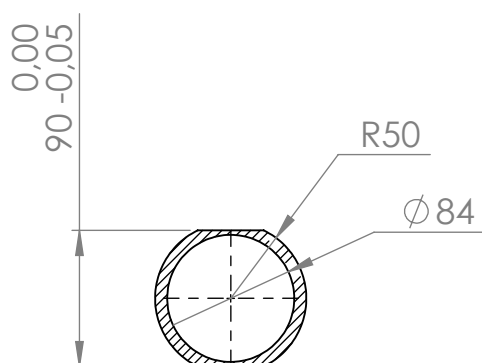
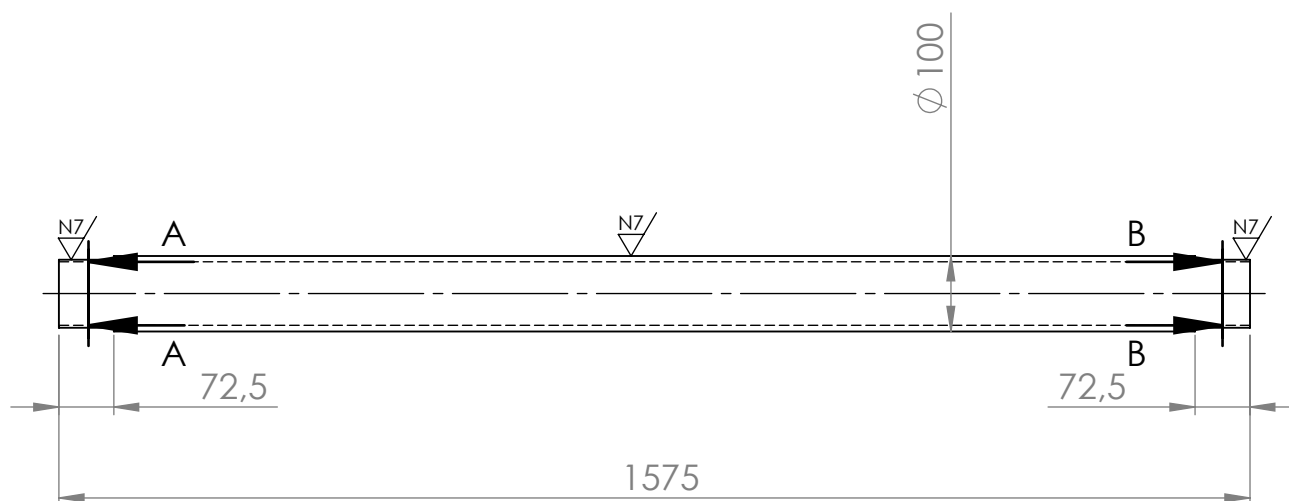


NOTA: MATAR CANTOS VIVOS

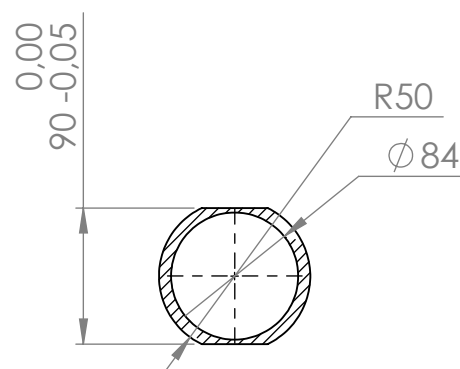
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	CORTE CON WATERJET Esp. 75mm	ALUMINIO	2	3.2 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:1 2:1	
APROBO			PLANO 04/08 – SOPORTE TRAVESAÑO	

N9/ (N7/)



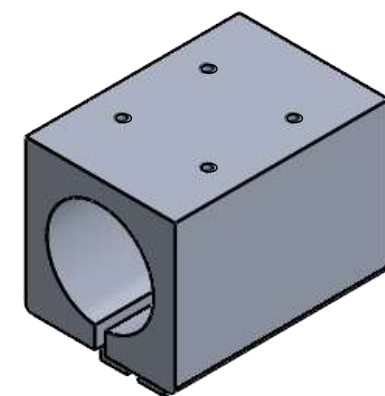
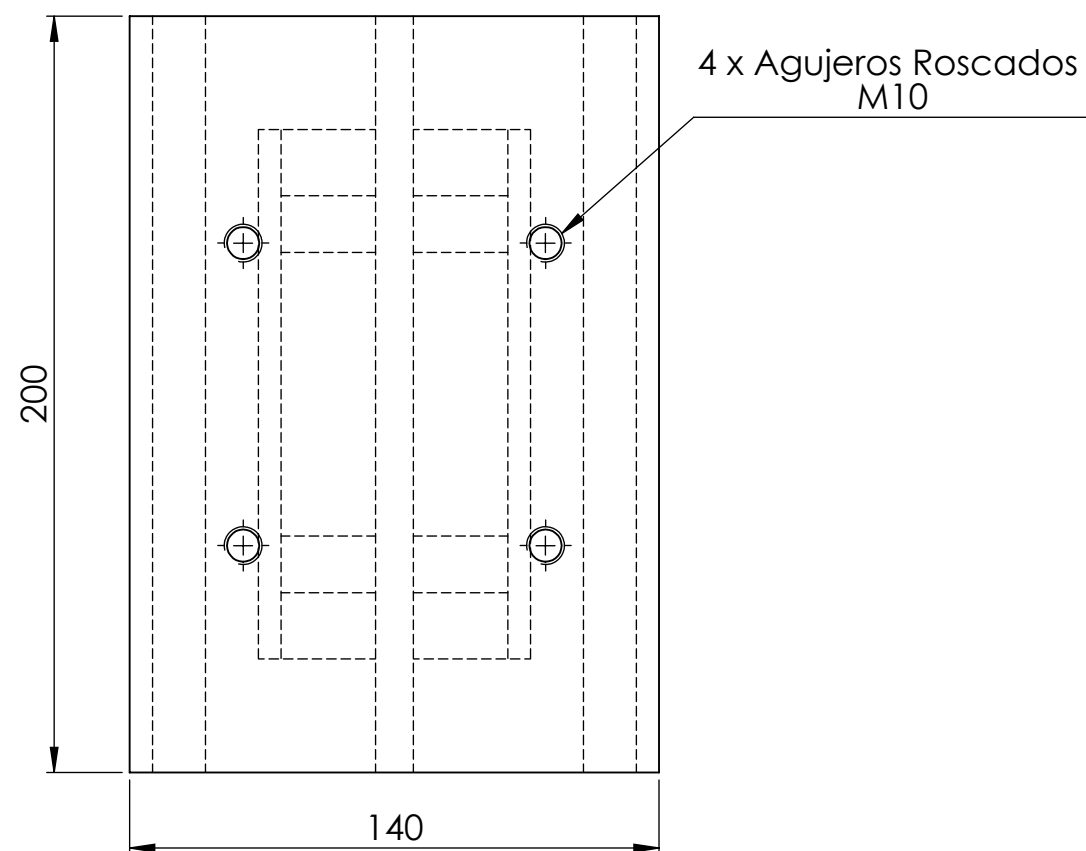
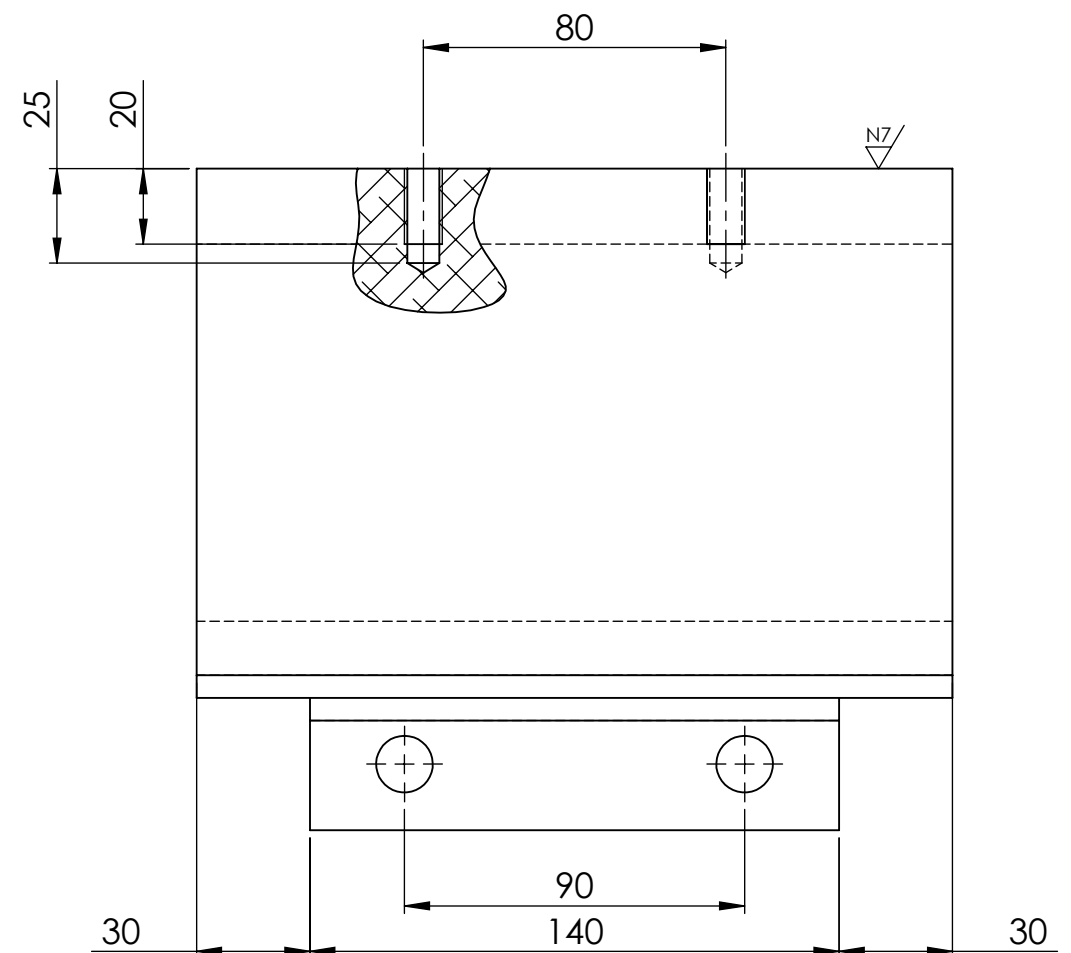
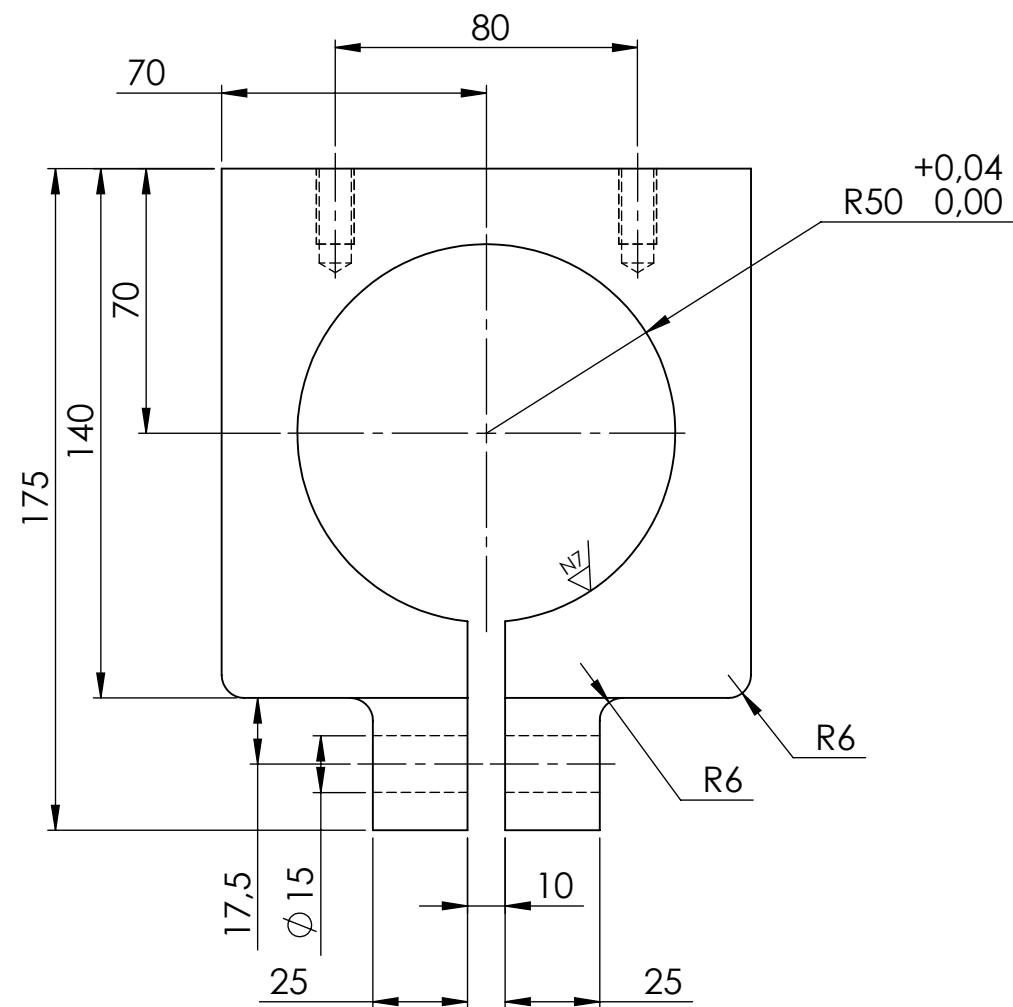
SECCIÓN A-A
Escala 1:5



SECCIÓN B-B
Escala 1:5

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

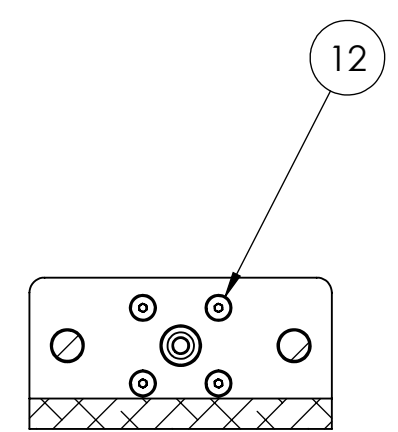
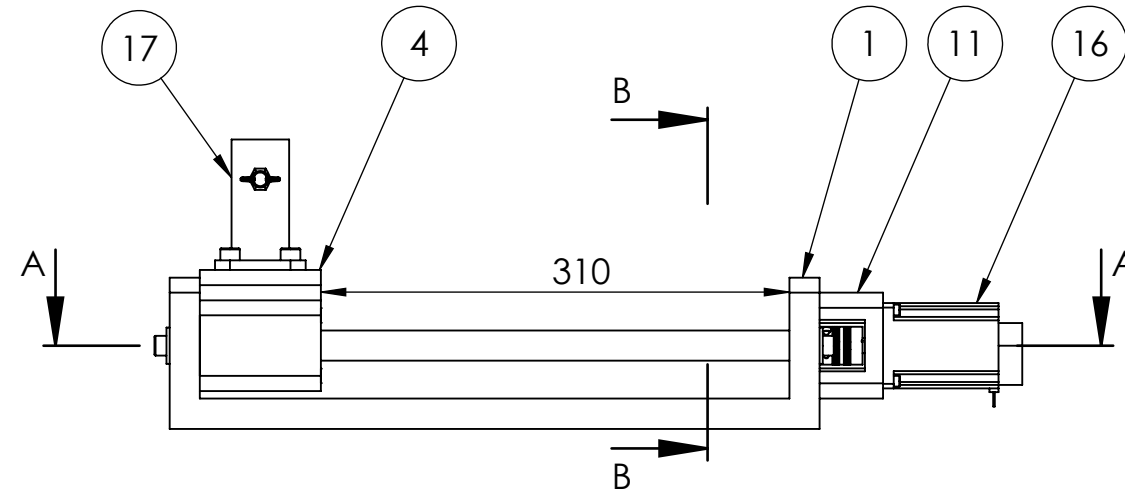
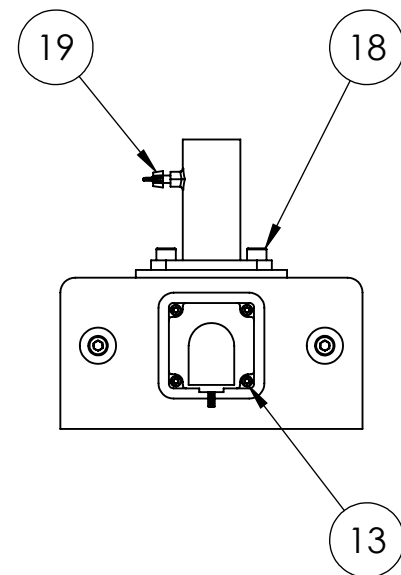
1	CAÑO REDONDO Øe100 x Øi84 x 1580mm	ASTM A53	1	9 kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:10 1:5	
APROBO				
PLANO 04/10 – TRAVESAÑO				



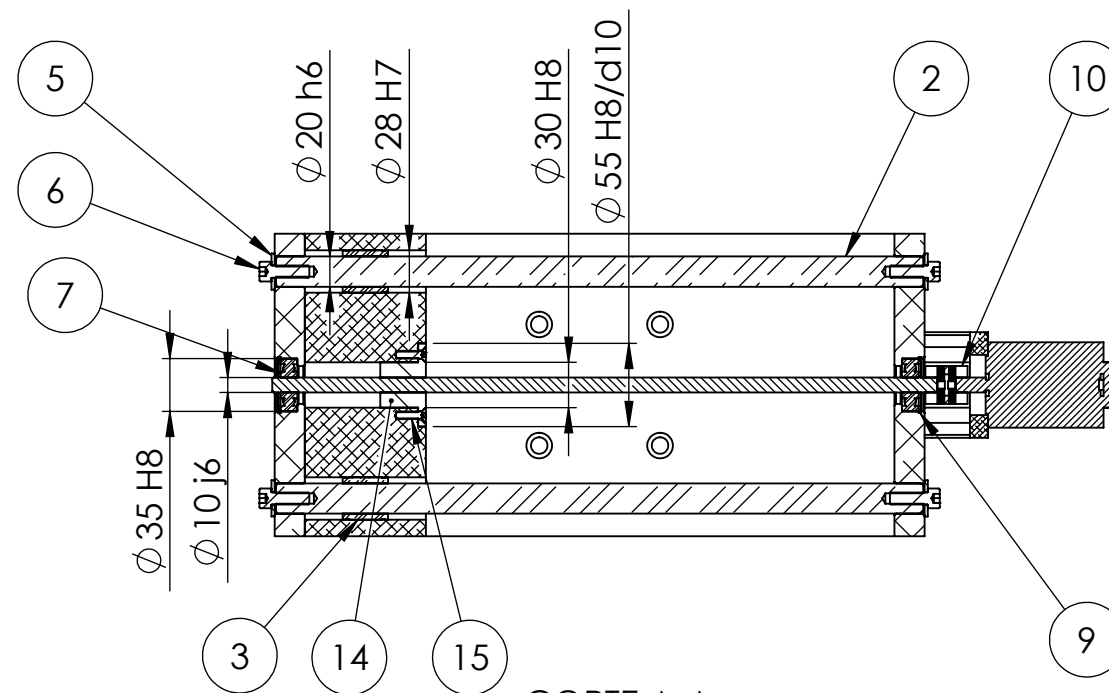
VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:5

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

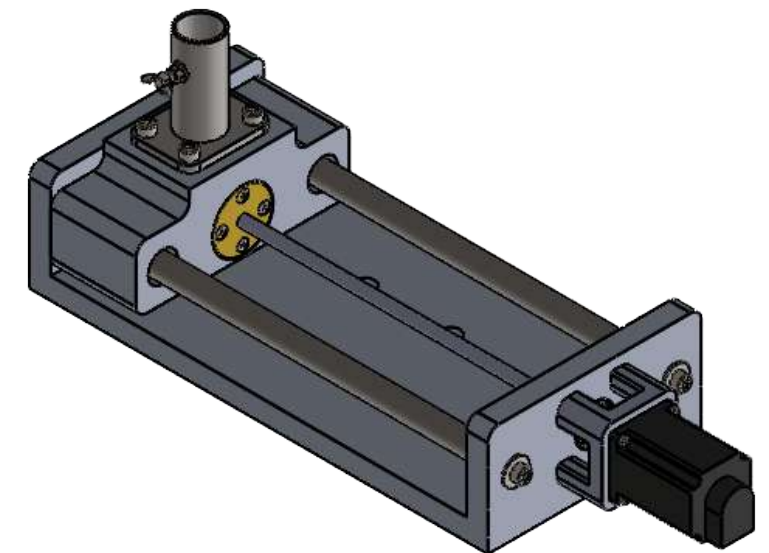
1	CUADRADO DE LADO 150 x 210mm	ALUMINIO	1	6 Kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	PLANO 04/11 – VÍNCULO TRAVESAÑO-CHARRIOT	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
			1:2 1:5	



CORTE B-B
Escala 1:5



CORTE A-A
Escala 1:5



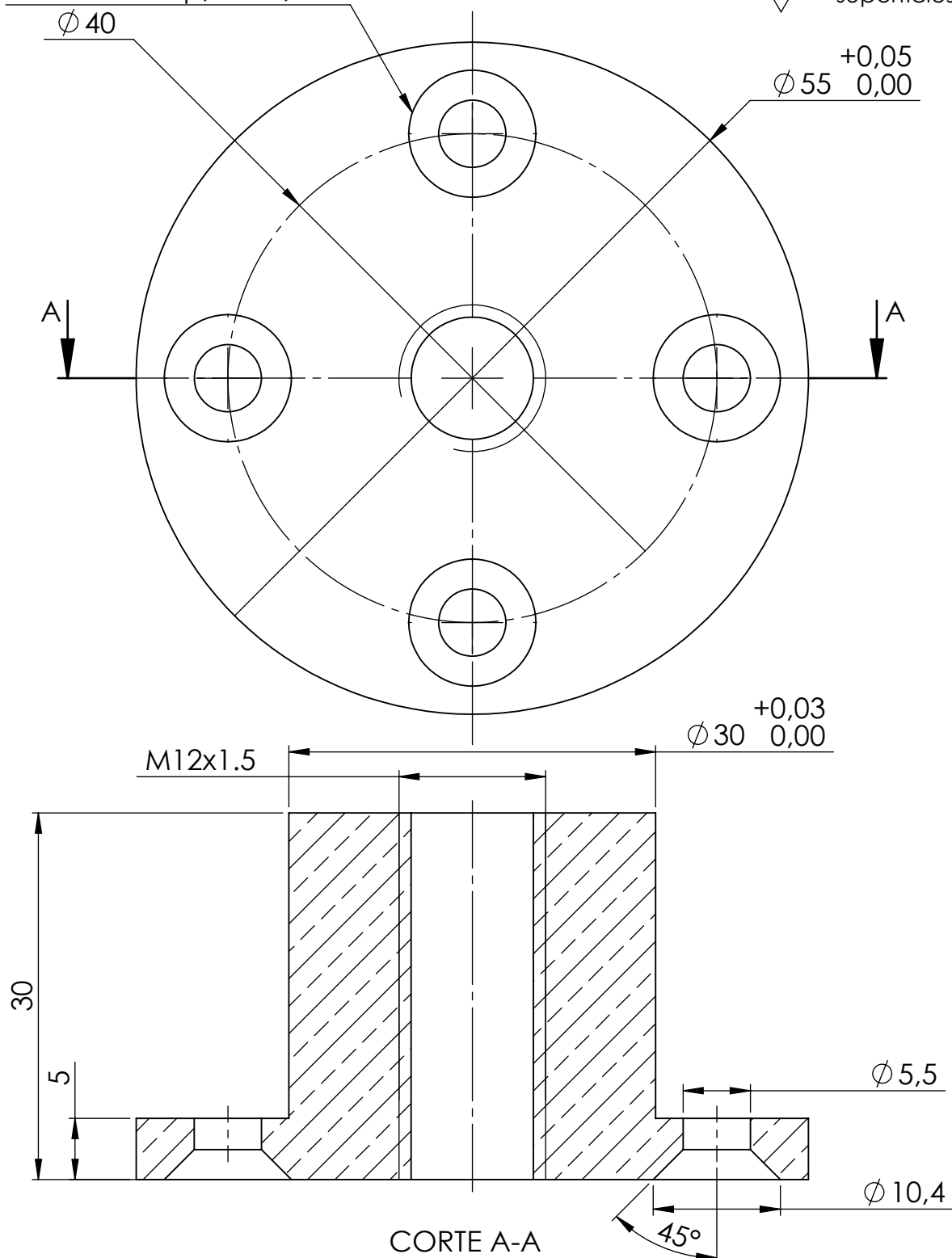
VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:5

19	MARIPOSA M5 x 20 DIN 318	COMERCIAL	1	—
18	TORNILLO ALLEN M8 x 20 DIN 912	COMERCIAL	4	—
17	SOPORTE DE CAÑO	SAE 1010	1	VER PLANO 04/16/17
16	MOTOR PASO A PASO NEMA 17	COMERCIAL	1	—
15	TORNILLO ALLEN C/PLANA M5 x 20 DIN 7991	Gr. 8.8	4	—
14	TUERCA	BRONCE	1	VER PLANO 04/16/14
13	TORNILLO ALLEN M4 x 20 DIN 912	Gr. 8.8	4	—
12	TORNILLO ALLEN C/PLANA M8 x 30 DIN 7991	Gr. 8.8	4	—
11	SOPORTE MOTOR	SAE 1010	1	VER PLANO 04/16/11
10	ACOPLE FLEXIBLE	COMERCIAL	1	—
9	ARO SEEGER P/Ø35mm DIN 472	COMERCIAL	2	—
8	RODAMIENTO SKF 6300	COMERCIAL	2	—
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

7	VARILLA ROSCADA M10 x 440mm	COMERCIAL	1	—
6	ARANDELA PLANA Ø8.4mm DIN 125	COMERCIAL	4	—
5	TORNILLO ALLEN M8 x 25 DIN 912	Gr. 8.8	4	—
4	BASE DESPLAZABLE	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/16/04
3	RODAMIENTO LINEAL BOSCH KBC	COMERCIAL	2	R0658 020 00
2	BARRAL	SAE 1050	2	VER PLANO 04/16/02
1	BASE CHARIOT	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/16/01
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.		
APROBO				
			1:5	
PLANO 04/16 – CHARIOT				

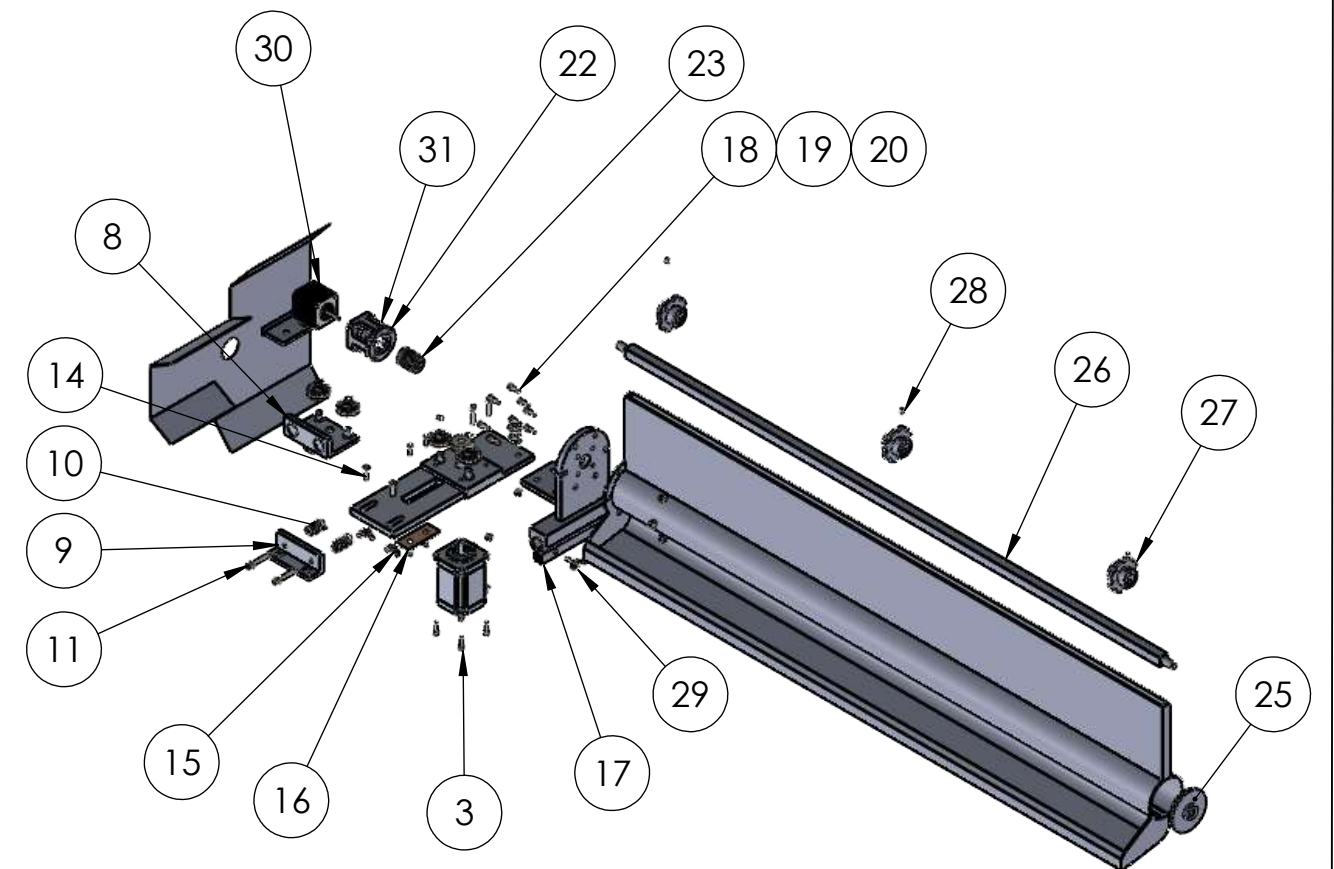
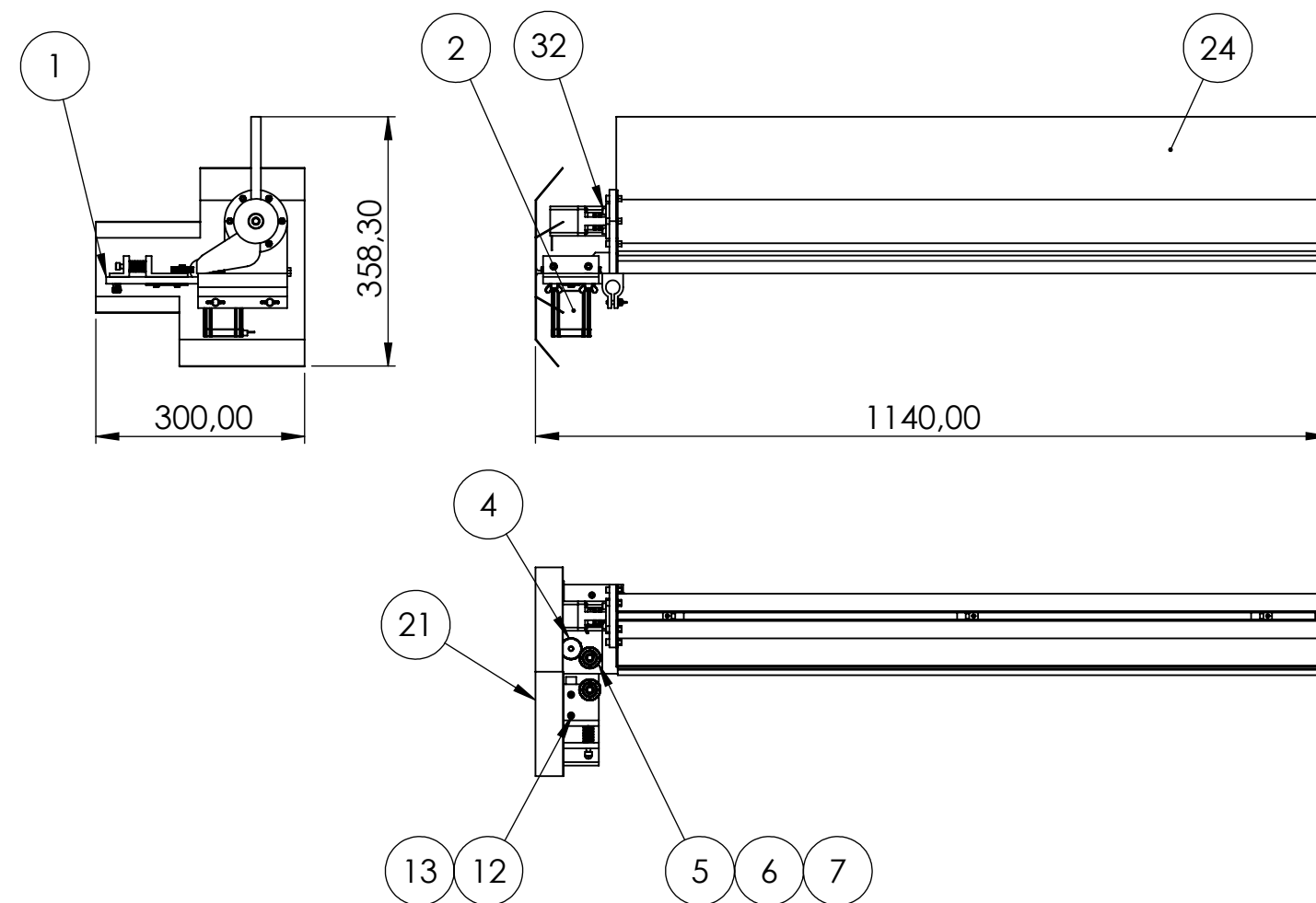
4 x Agujeros Pasantes
Avellanados p/M5 c/ 90°

N7/ En todas las
superficies



NOTA: TOLERACIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	REDONDO Ø60 x 40mm	BRONCE	1	300 g
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	2:1	
APROBO				
PLANO 04/16/14 – TUERCA				

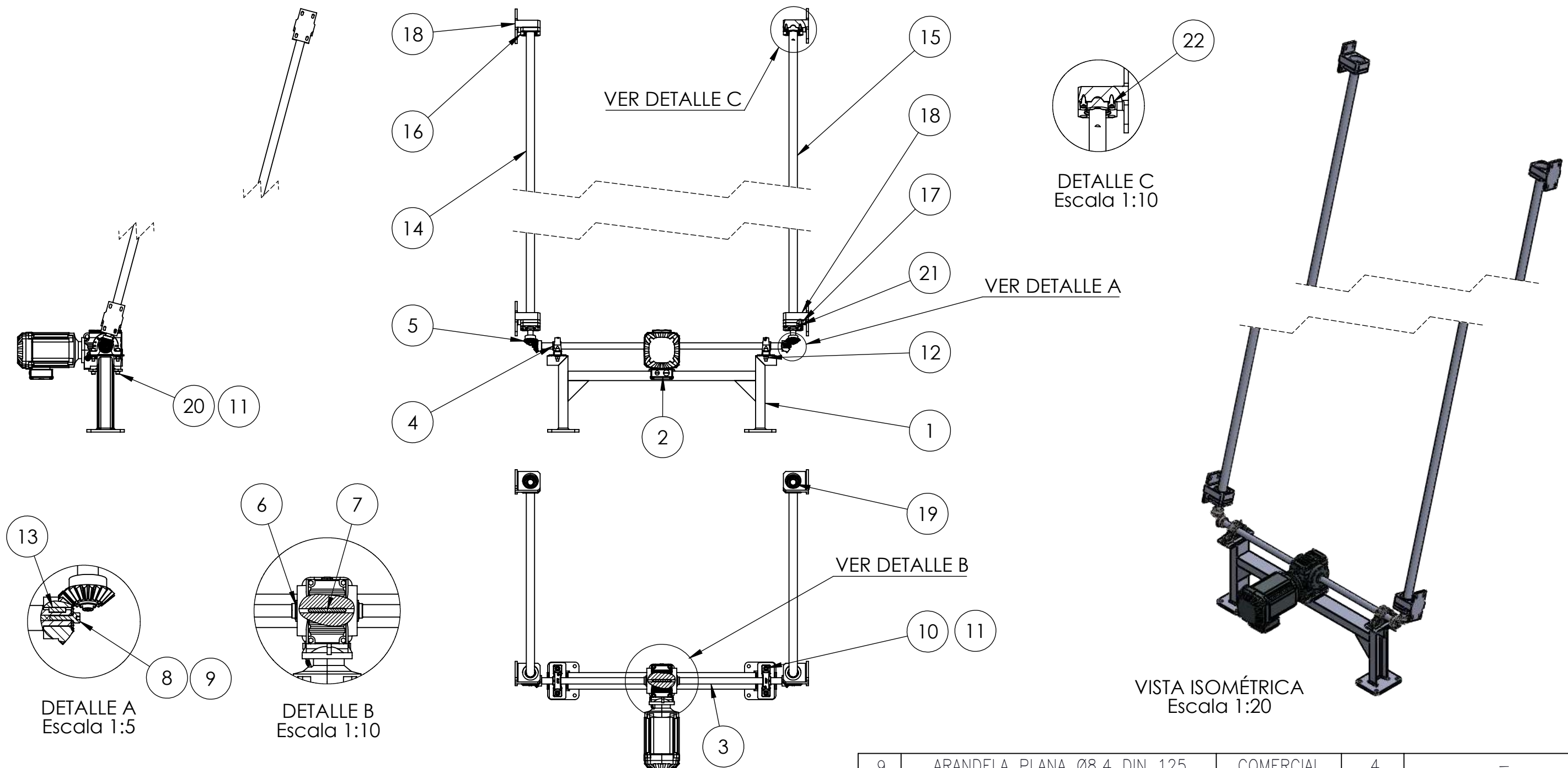


VISTA ISOMÉTRICA DE DESPIECE
Escala 1:10

32	TORNILLO ALLEN M5 x 12 DIN 912	COMERCIAL	4	—
31	TORNILLO ALLEN M3 x 20 DIN 912	COMERCIAL	4	—
30	MOTOR PASO A PASO NEMA 17 0.54Nm	COMERCIAL	1	—
29	MARIPOSA M5 x 20 DIN 318	COMERCIAL	2	—
28	PRISIONERO M5 x 10 DIN 913	COMERCIAL	3	—
27	DOSIFICADOR	AISI 304	3	VER PLANO 04/27/27
26	EJE CUADRADO	SAE 1010	1	VER PLANO 04/27/26
25	TAPA TOLVA	AISI 304	1	VER PLANO 04/27/25
24	TOLVA	AISI 304	1	VER PLANO 04/27/24
23	ACOPLE FLEXIBLE	COMERCIAL	1	—
22	SOPORTE MOTOR	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/27/22
21	PROTECCIÓN	AISI 304	1	VER PLANO 04/27/21
20	TUERCA HEXAGONAL M5 DIN 934	COMERCIAL	9	—
19	ARANDELA PLANA Ø5.3mm DIN 125	COMERCIAL	9	—
18	TORNILLO ALLEN M5 x 25 DIN 912	Gr. 8.8	9	—
17	SOPORTE TOLVA	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/27/17
16	PLACA DE FRICCIÓN	BRONCE	1	VER PLANO 04/27/16
15	TUERCA MARIPOSA M5 DIN 315	COMERCIAL	2	—
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

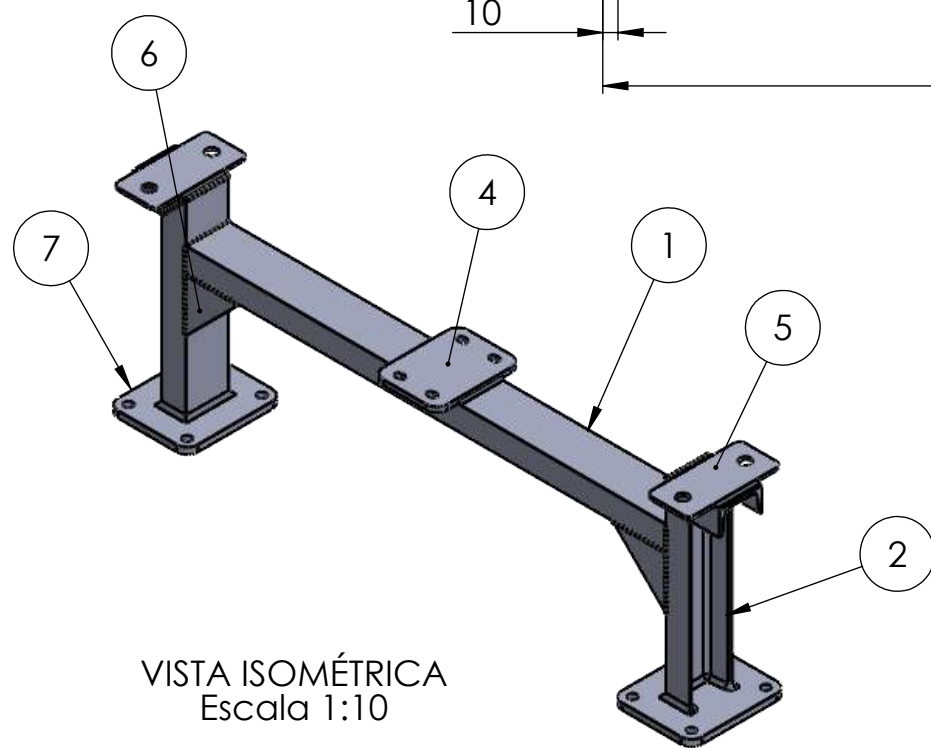
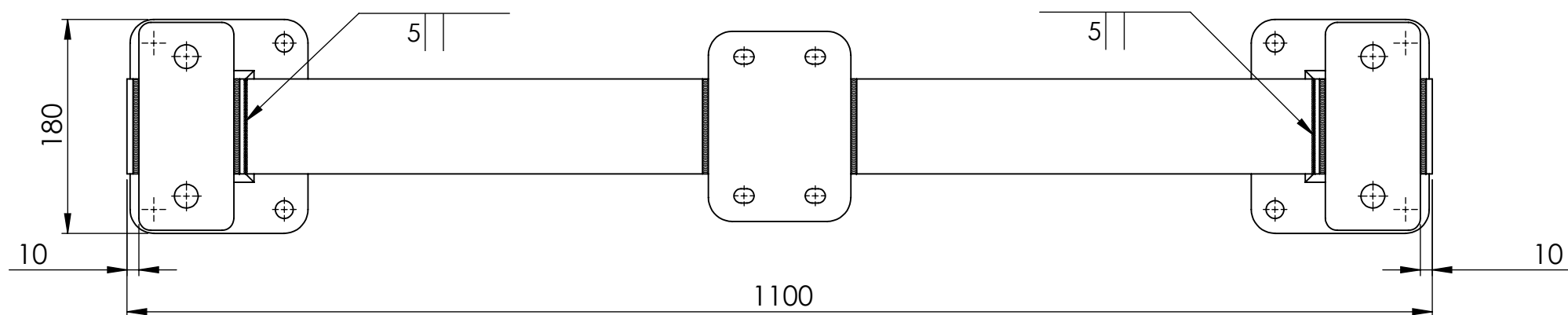
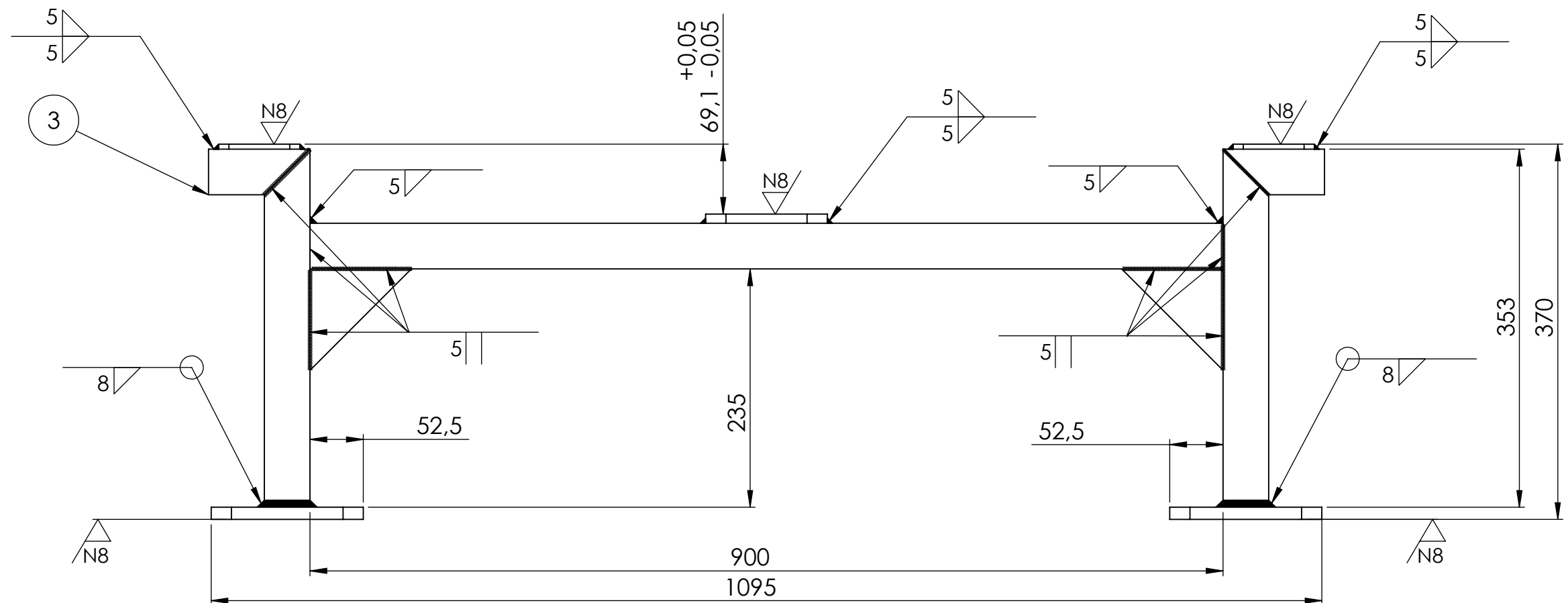
14	TORNILLO ALLEN C/PLANA M5 x 20 DIN 7991	COMERCIAL	2	—
13	TUERCA HEXAGONAL M4 DIN 439	COMERCIAL	2	—
12	TORNILLO ALLEN C/PLANA M4 x 16 DIN 7991	COMERCIAL	2	—
11	TORNILLO ALLEN M6 x 30 DIN 912	COMERCIAL	2	—
10	RESORTE	SAE 1070	2	VER PLANO 04/27/10
9	BASE REGULABLE	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/27/09
8	SOPORTE MÓVIL	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/27/08
7	ARO SEEGER P/Ø8mm DIN 471	COMERCIAL	4	—
6	RODAMIENTO SKF 608	COMERCIAL	4	—
5	ENGRANAJE CONDUCCION	NYLON	4	VER PLANO 04/27/05
4	ENGRANAJE MOTOR	NYLON	1	VER PLANO 04/27/04
3	TORNILLO ALLEN M4 x 16 DIN 912	Gr. 8.8	4	—
2	MOTOR PASO A PASO NEMA 23 2.3 Nm	COMERCIAL	1	—
1	BASE SOPORTE	ALUMINIO	1	VER PLANO 04/27/01
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

PROYECTO FINAL  ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO				RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	PLANO 04/27 – SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
APROBO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:10		



22	TORNILLO ALLEN M10 x 25 DIN 912	Gr. 8.8	2	—
21	TORNILLO ALLEN M10 x 40 DIN 912	Gr. 8.8	8	—
20	TORNILLO ALLEN M12 x 30 DIN 912	Gr. 8.8	4	—
19	ARO SEEGER P/Ø30 DIN 471	COMERCIAL	2	—
18	SOPORTE P/HIWIN FF-FK	SAE 1010	4	PLANO 05/18
17	SOPORTE HIWIN FK-30	COMERCIAL	2	—
16	SOPORTE HIWIN FF-30	COMERCIAL	2	—
15	HUSILLO DE BOLAS RECIRC. IZQ. HIWIN	Ø40/P=10/T10	1	E9-30/E10-30
14	HUSILLO DE BOLAS RECIRC. DER. HIWIN	Ø40/P=10/T10	1	E9-30/E10-30
13	CHAVETA PIÑÓN	SAE 1020	4	PLANO 05/13
12	TUERCA HEXAGONAL P/M12 DIN 934	COMERCIAL	4	—
11	ARANDELA PLANA Ø13 DIN 125	COMERCIAL	8	—
10	TORNILLO ALLEN M12 x 50 DIN 912	Gr. 12.9	4	—
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

9	ARANDELA PLANA Ø8.4 DIN 125	COMERCIAL	4	—
8	TORNILLO ALLEN M8 x 20 DIN 912	Gr. 12.9	4	—
7	CHAVETA MOTORREDUCTOR	SAE 1020	1	PLANO 05/07
6	ARO SEEGER P/Ø35mm DIN 471	COMERCIAL	2	—
5	PIÑÓN	COMERCIAL	4	PLANO 05/05
4	RODAMIENTO SKF SY 30 TF	COMERCIAL	2	—
3	EJE HORIZONTAL	SAE 1050	1	PLANO 05/03
2	MOTORREDUCTOR DE EJE HUECO SEW	P=0.37kW/na=177rpm	1	—
1	BASE	SAE 1020	1	PLANO 05/01
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES
		PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		
RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		PLANO 05 – SISTEMA DE ACCIONAMIENTO DEL CARRO SOLDADOR		
DIBUJO APROBO		FECHA 15/04/24	NOMBRE DEZOTTI T.	ESCALAS 1:5 1:10 1:20

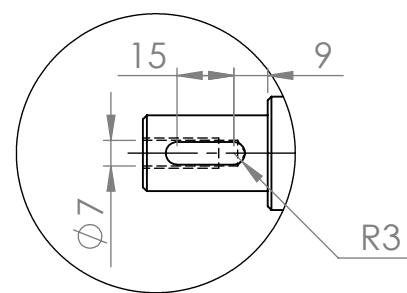
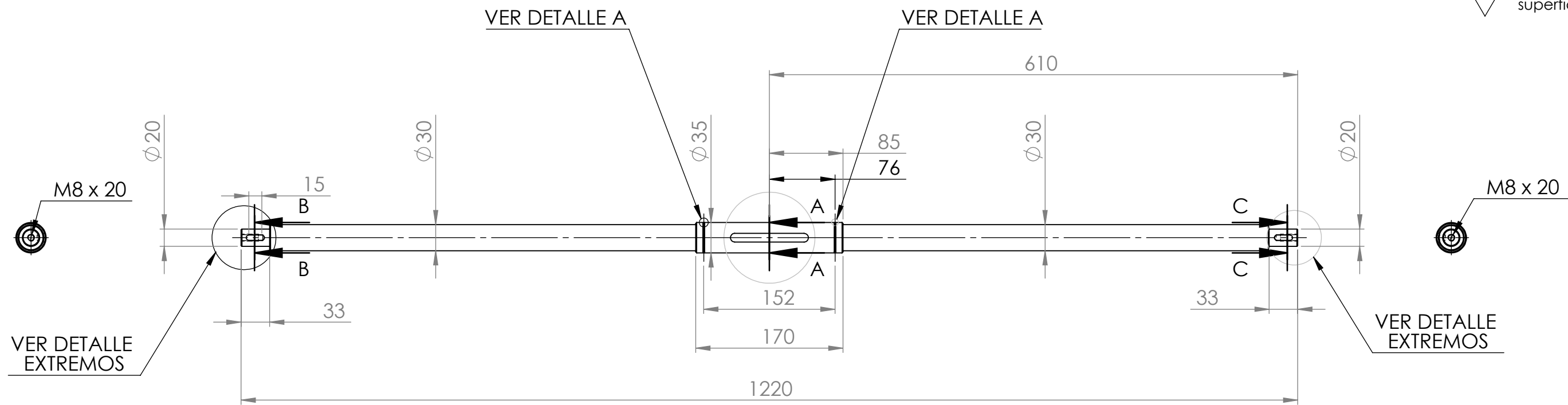


VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:10

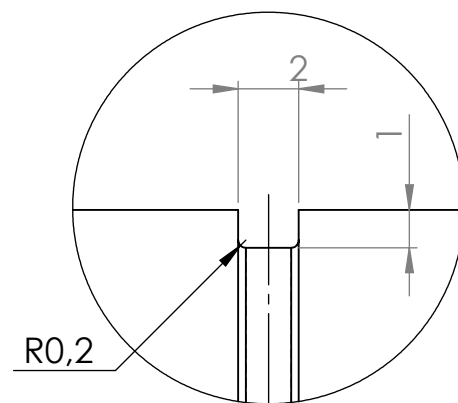
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

7	CORTE DE CHAPA ESP. 1/2"	SAE 1010	4	PLANTILLA 04/01/07
6	CORTE DE CHAPA ESP. 1/4"	SAE 1010	4	PLANTILLA 04/01/06
5	CORTE DE CHAPA ESP. 1/4"	SAE 1010	2	PLANTILLA 04/01/05
4	CORTE DE CHAPA ESP. 1/4"	SAE 1010	1	PLANTILLA 04/01/04
3	PERFIL C 80 x 8 x 100	SAE 1020	2	COMERCIAL
2	PERFIL C 80 x 8 x 348	SAE 1020	2	COMERCIAL
1	PERFIL C 80 x 8 x 900	SAE 1020	1	COMERCIAL
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	OBSERVACIONES

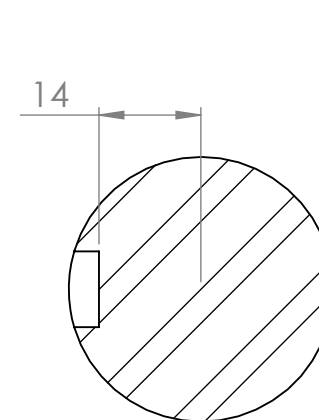
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
APROBO	12/02/24	DEZOTTI T.	1:5 1:10
PLANO 05/01 – BASE			



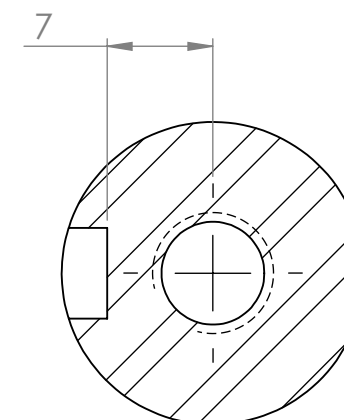
DETALLE EXTREMOS
ESCALA 2:1



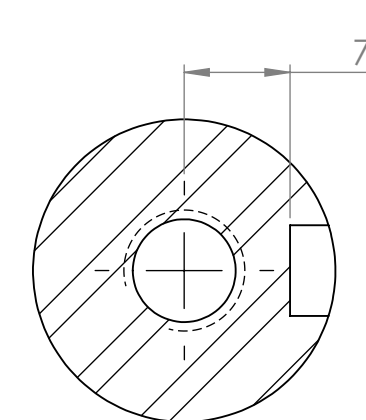
DETALLE A
ESCALA 5:1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1



SECCIÓN B-B
ESCALA 2:1



SECCIÓN C-C
ESCALA 2:1



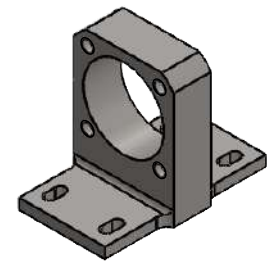
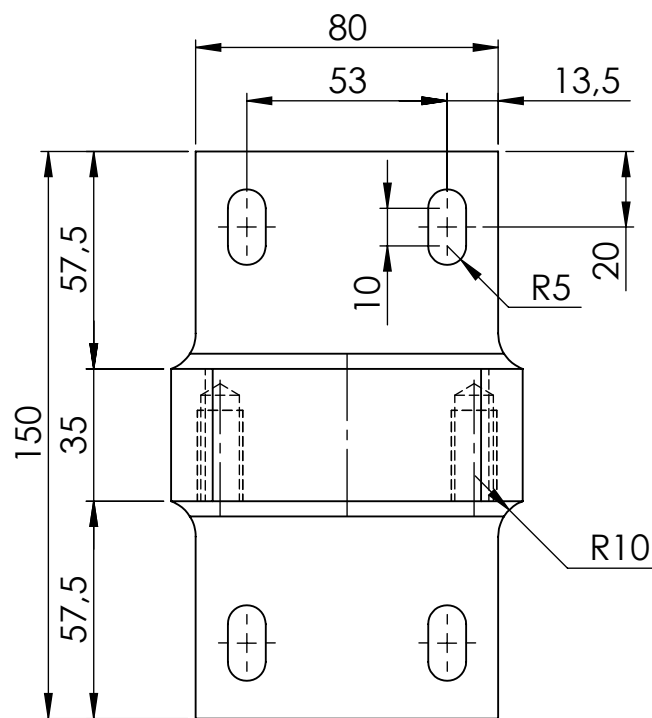
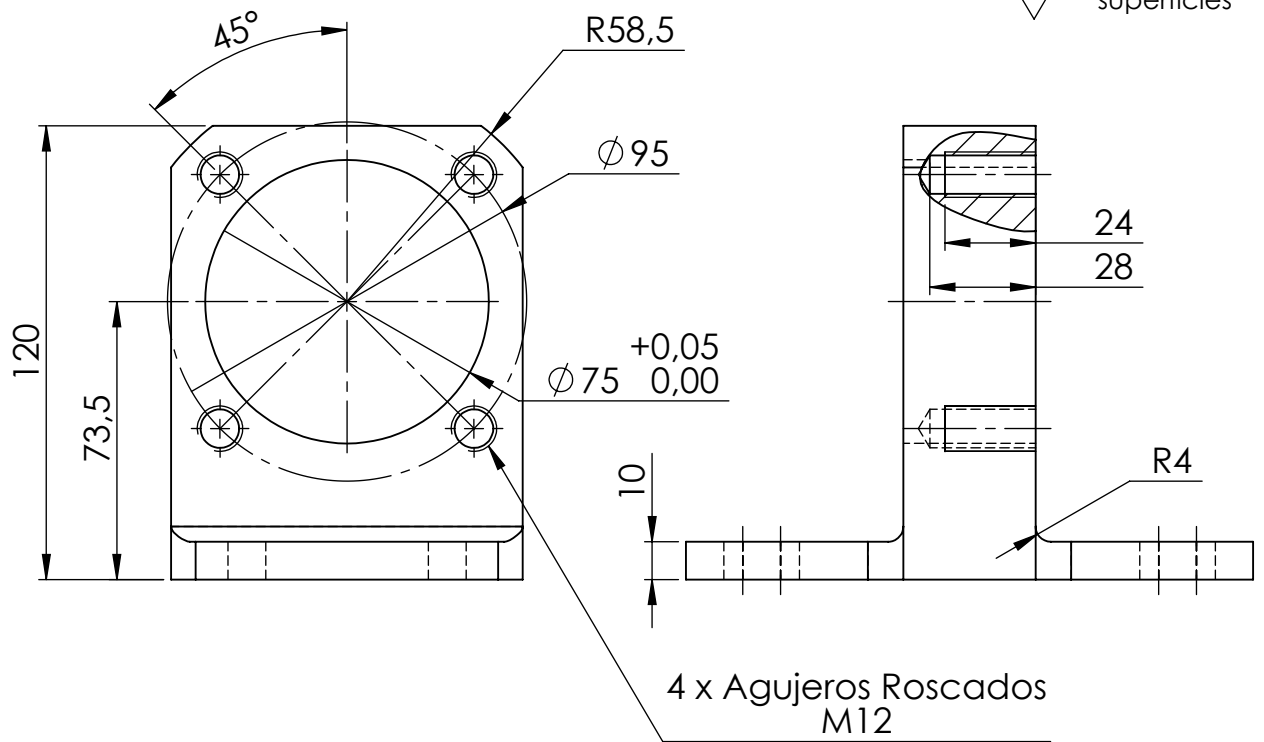
VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:10

NOTA: TODOS LOS CHAFLANES DE 1 x 45°

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	REDONDO Ø 1 1/2" x 1230mm	SAE 1050	1	7 Kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:1 2:1 5:1	
APROBO			1:10 1:5	
		PLANO 05/03 – EJE HORIZONTAL		

N8/ En todas las superficies



VISTA ISOMÉTRICA
Escala 1:5

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN NORMA DIN 2768: MEDIAS

1	CONST. DE CHAPA	SAE 1010	1	2,5 Kg
POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.	PESO
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		RECARGADORA AUTOMÁTICA DE SINFINES		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	15/04/24	DEZOTTI T.	1:2 1:5	
APROBO			PLANO 05/19 – SOPORTE P/HIWIN FF-FK	