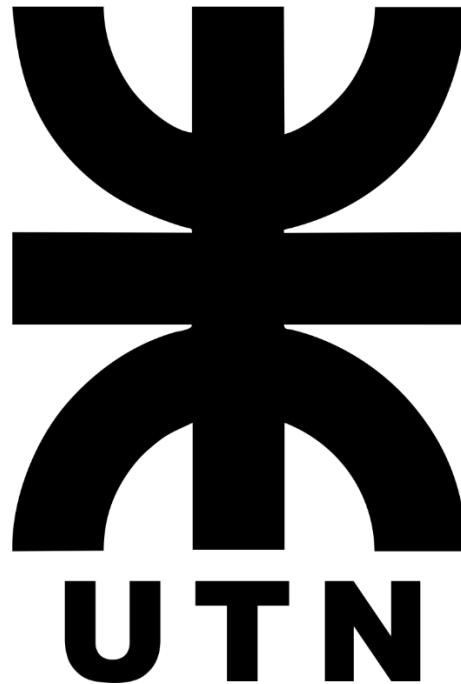


UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

Facultad Regional Villa María



INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto Final

DISEÑO DE SISTEMA DE EMBOLSADO DE SEMILLAS

Ing. Di Cola Américo – Ing. Costamagna Marcelo

11 de agosto de 2022

BIANCOTTTO Bruno – SIMONI Duilio



DISEÑO DE SISTEMA DE EMBOLSADO DE SEMILLAS

Villa María, Córdoba.
Fecha: 11 de agosto 2022.

En la mesa de examen final del día de la fecha, los alumnos Bianciotto Bruno Mario y Simoni Duilio presentaron el trabajo final de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica en la UTN Facultad Regional Villa María.

El tribunal examinador estuvo compuesto por el profesor titular de la cátedra Proyecto Final, Ingeniero Di Cola Américo, el docente Jefe de Trabajos Prácticos, Ingeniero Costamagna Marcelo y por el Director de Departamento de Ingeniería Mecánica, Ingeniero Fernández Huber.

El tribunal examinador determinó que los alumnos aprobaron el examen con la siguiente calificación:

.....

.....
Ing. Costamagna Marcelo
JTP de la Cátedra

.....
Ing. Di Cola Américo
Titular de la Cátedra

.....
Ing. Fernández Huber
Director Dpto. Ing. Mecánica

11 de agosto de 2022.

Cátedra: "Proyecto Final".

Curso 5º año - Ingeniería Mecánica UTN FRVM.

Ing. Di Cola Américo - Ing. Costamagna Marcelo.

Estimados Sres.:

Nos dirigimos a ustedes, con el motivo de presentar el trabajo: "DISEÑO DE SISTEMA DE EMBOLSADO DE SEMILLAS" de la asignatura "Proyecto Final", del quinto nivel de la carrera Ingeniería Mecánica, en la Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Villa María, luego de haberla cursado de manera anual en el Ciclo lectivo 2020.

Con el presente trabajo pretendemos formalizar dicha cuestión; la cual tiene aplicado los temas del programa, cumpliendo con los objetivos y fundamentos de la cátedra.

Sin otra cuestión los saluda atentamente,

Simoni Duilio.
Legajo N° 11806.

Bianciotto Bruno M.
Legajo N° 11824.

DEDICATORIAS

*A mis padres, Víctor y Gloria,
a mi hermana, Hiromí,
a mis Abuelos, Marta y Pepe,
a mis amigos
y a mi compañera, Cynthia.*

Duilio.

*A mis padres Sergio y María Elena
a mis hermanos, Gino y Esteban
y a mis amigos.*

Bruno.

AGRADECIMIENTOS

La realización del presente trabajo no hubiera sido posible de no ser gracias a la colaboración, la ayuda y el apoyo prestado por un gran número de personas a las cuales queremos dedicar un pequeño espacio de esta memoria para hacerle llegar nuestro más sincero agradecimiento.

En primer lugar, queremos agradecer a los Ing. Costamagna Marcelo y Di Cola Américo, la continua labor de seguimiento, colaboración y apoyo que han desarrollado en los momentos que este documento paso por sus manos. Queremos agradecer especialmente su paciencia y disponibilidad para comentar y discutir resultados e ideas, así como la actitud crítica constructiva en la fase final.

No menos importante en el día a día ha sido la constante ayuda y disponibilidad entre nosotros como ejecutores de este proyecto, sin este detalle este trabajo de seguro hubiese sido más duro.

Queremos agradecer también a la Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional Villa María, quien nos acogió y formó como profesionales, así mismo, a todos y cada uno de los profesores que nos transmitieron sus conocimientos a lo largo de todos estos años y que nos otorgaron las herramientas necesarias para realizar este proyecto y ser los profesionales que somos.

Muy importante ha sido también, y con esto acabamos, el apoyo incondicional de nuestras familias y amigos quienes nunca dejaron de creer en nosotros y siempre brindaron su apoyo. Agradecemos profundamente por habernos forjados como las personas que somos en la actualidad, muchos de nuestros logros se los debemos a ustedes, entre los que se incluye este.

Eternamente agradecidos.

Bruno y Duilio.

RESUMEN

El presente proyecto es el resultado de un proceso de trabajo en el marco de la Cátedra “Proyecto Final” de la carrera de grado de Ingeniería Mecánica en la UTN Facultad Regional Villa María. Trata de un sistema de embolsado de granulados, pudiendo ser estos muy variados.

Para poder llevarlo a cabo, fue necesario una investigación previa acerca de la producción agrícola de nuestro país, posterior investigación sobre equipos semejantes en el mercado, luego los diseños y cálculos pertinentes.

La metodología por emplear consistió en la investigación y diseño, basado en un estudio preliminar en el rubro del transporte de mercancías, utilizando recursos informáticos. La obtención de la información se realizó a partir de la lectura de bibliografía especializada, normas y consultas a especialistas productores de granos, proveedores para los equipos por diseñar y fabricantes de equipos como los que se verán aquí con mucho tiempo en el rubro.

Como resultados se obtuvieron:

- ✓ Cálculos y diseño técnico-económico fiables, con el fin de mejorar las condiciones en el transporte de diferentes granulados en la industria que no solo servirán para el embolsado de estos, sino para cualquier transporte o almacenaje que se requiera dentro de algún proceso.
- ✓ Propuesta de una alternativa de innovación en el mercado de dicho rubro.

En conclusión, será posible exponer soluciones con diferentes criterios de ingeniería al transporte de granulado, su almacenaje y embolsado, obteniendo resultados capaces de satisfacer las necesidades del actual sistema productivo agrícola argentino, ya sea en cuanto ventas o transporte.

Palabras Clave: ELEVADOR DE CANGILONES – TOLVA – CINTA TRANSPORTADORA – TRANSPORTE DE GRANOS.

ABSTRACT

This project is the result of a work process within the framework of the “Final Project” career of the degree course in Mechanical Engineering at the Villa María Regional Faculty UTN. It deals with a bagging system for granules, which can be very varied.

To be able to do it, it was necessary a previous investigation about the agricultural production of our country, later investigation about similar equipment in the market, then the pertinent designs and calculations.

The methodology to be used consisted of research and design, based on a preliminary study in the field of freight transport, using computer resources. The information was obtained from the reading of specialized bibliography, norms and consultations with grain producing specialists, suppliers for the equipment to be designed and manufacturers of equipment such as those that will be seen here with a long time in the field.

As results were obtained:

- ✓ Reliable technical and economic calculations and design, in order to improve conditions in the transport of different granules in the industry that will not only be used for bagging them, but for any transport or storage that is required within any process.
- ✓ Proposal of an innovation alternative in the market of said item.

In conclusion, it will be possible to present solutions with different engineering criteria for the transport of granulate, its storage and bagging, obtaining results capable of satisfying the needs of the current Argentine agricultural production system, either in terms of sales or transportation.

Keywords: BUCKET ELEVATOR – HOPPER – CONVEYER BELT – TRANSPORTATION OF GRAINS.

ÍNDICE

DEDICATORIAS	V
AGRADECIMIENTOS.....	VII
PROYECTO: SISTEMA DE EMBOLSADO.....	1
1. CAPÍTULO 1: EL PROYECTO.....	5
1.1. ALCANCE:	5
1.2. DESCRIPCIÓN:	5
1.3. MANIPULACIÓN DE MATERIALES.....	7
1.4. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:.....	11
1.5. OBJETIVO DEL PROYECTO.	12
1.6. JUSTIFICACIÓN.	13
1.6.1. <i>MERCADO ARGENTINO.</i>	17
1.6.2. <i>CATEGORÍAS DEL RNCyFS</i>	18
1.6.3. <i>PRINCIPALES USUARIOS.</i>	19
1.6.4. <i>CONCLUSIÓN</i>	20
2. CAPÍTULO 2: ELEVADOR A CANGILONES.....	23
2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS ELEVADORES A CANGILONES.	24
2.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....	26
2.3. ELEMENTOS DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.	27
2.3.1. <i>ÓRGANO TRACTOR.</i>	27
2.3.2. <i>BANDAS.</i>	28
2.3.3. <i>CANGILÓN.</i>	29
2.3.4. <i>ACCESORIOS PARA LA FIJACIÓN DEL CANGILÓN A LA BANDA.</i>	30
2.3.5. <i>UNIDAD DE ACCIONAMIENTO.</i>	30
2.3.6. <i>TAMBOR DE ACCIONAMIENTO</i>	31
2.3.7. <i>CABEZA DEL ELEVADOR</i>	31
2.3.8. <i>FRENO Y MECANISMO ANTIRETORNO</i>	32
2.3.9. <i>TAMBOR DE REENVÍO</i>	32
2.3.10. <i>DISPOSITIVO DE ESTIRAMIENTO</i>	32
2.3.11. <i>PIE DEL ELEVADOR</i>	33
2.4. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE ELEVADOR A CANGILONES DE GRANOS.....	33
2.4.1. <i>ESPECIFICACIONES DEL ELEVADOR DE CANGILONES:</i>	34
2.4.2. <i>SELECCIÓN DEL CANGILÓN.</i>	34
2.4.3. <i>SELECCIÓN DE BANDA ELEVADORA.</i>	36
2.4.4. <i>DETERMINACIÓN DE VELOCIDAD DE BANDA (Vb).</i>	38
2.4.5. <i>DETERMINACIÓN DE LAS TENSIONES.</i>	40
2.4.6. <i>SELECCIÓN DE MOTO-REDUCTOR.</i>	44
2.4.7. <i>DIMENSIONAMIENTO DEL TAMBOR MOTRIZ.</i>	46
2.4.8. <i>CÁLCULO DE EJE TAMBOR MOTRIZ</i>	51
2.4.9. <i>DIMENSIONAMIENTO DEL EJE</i>	52
2.4.10. <i>CÁLCULO ESTRUCTURAL DE ELEVADORES DE CANGILONES.</i>	62
2.4.11. <i>SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL ELEVADOR DE CANGILONES.</i>	69

2.5.	DISEÑO DEL EQUIPO.	77
3.	CAPÍTULO 3: TOLVA PULMÓN	87
3.1.	OBJETIVO.	89
3.2.	TIPOS DE FLUJO.	90
3.2.1.	<i>FLUJO TUBULAR O DE EMBUDO.</i>	90
3.2.2.	<i>FLUJO MÁSIICO.</i>	91
3.3.	ANÁLISIS DE CARGAS.....	91
3.4.	CÁLCULO DE TOLVA.....	97
3.4.1.	<i>Capacidad de carga por volumen.</i>	100
3.5.	COMPROBACIÓN A PANDEO DE LA ESTRUCTURA DE LA TOLVA.....	101
3.5.1.	<i>Determinación de esfuerzos.</i>	101
3.6.	SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE SOLIDWORKS.	103
3.6.1.	<i>Estructura 1.</i>	104
3.6.2.	<i>Estructura 2.</i>	106
3.7.	SIMULACIÓN DE TOLVA MEDIANTE SOLIDWORKS.....	108
4.	CAPÍTULO 4: CINTA TRANSPORTADORA.....	113
4.1.	CLASIFICACIÓN.....	114
4.2.	SISTEMAS QUE COMPOENEN LA MÁQUINA.	115
4.2.1.	<i>SISTEMA ESTRUCTURAL</i>	115
4.2.2.	<i>SISTEMA MOTRIZ.</i>	116
4.2.3.	<i>SISTEMA TENSOR.</i>	123
4.2.4.	<i>SISTEMA DE LIMPIEZA.</i>	124
4.3.	CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA CINTA TRANSPORTADORA.	126
4.3.1.	<i>ESPECIFICACIONES DE LA CINTA TRANSPORTADORA.</i>	126
4.3.2.	<i>CONSIDERACIONES EN EL CÁLCULO DE FRICCIÓN.</i>	126
4.3.3.	<i>SELECCIÓN DE BANDA.</i>	131
4.3.4.	<i>TRANSMISIÓN DE POTENCIA.</i>	137
4.3.5.	<i>SELECCIÓN DE MOTO-REDUCTOR.</i>	138
4.3.6.	<i>CÁLCULO DE EJES.</i>	141
4.3.7.	<i>SISTEMA TENSOR.</i>	149
4.3.8.	<i>CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE VIGAS LATERALES.</i>	154
4.3.9.	<i>SISTEMA DE MOVILIDAD DEL EQUIPO.</i>	159
4.3.10.	<i>SISTEMA DE ELEVACIÓN.</i>	160
4.3.11.	<i>BARANDAS LATERALES.</i>	178
4.3.12.	<i>CÁLCULO DE VUELCO DE CINTA TRANSPORTADORA.</i>	179
5.	CAPÍTULO 6: CONCLUSIÓN.	185
6.	CAPÍTULO 6: CODIFICACIÓN DE PLANIMETRÍA.	189
6.1.	<i>PRIMER GRUPO</i>	189
6.2.	<i>SEGUNDO GRUPO</i>	189
6.3.	<i>TERCER GRUPO.</i>	190
6.4.	<i>NUMERACIÓN DE SUBCONJUNTOS.</i>	190
6.5.	<i>EJEMPLOS.</i>	191
	BIBLIOGRAFÍAS.....	193

PROYECTO:

SISTEMA DE EMBOLSADO

CAPITULO 1:
EL PROYECTO

1. CAPÍTULO 1: EL PROYECTO.

1.1. ALCANCE:

Diseño de sistema de embolsado de semillas compuesto por elevador de cangilones, tolva, balanza automática y cinta transportadora.

1.2. DESCRIPCIÓN:

El proyecto consta de un sistema para el llenado de bolsas para su comercialización posterior.

Este sistema integra 5 componentes, de los cuales 3 serán diseñados en este proyecto y cuyo objetivo final es la obtención de bolsas llenas con materiales granulados (este proyecto se enfoca en semillas). El mismo consta de un elevador a cangilones que elevará a una cierta altura los granos que serán descargados en una tolva que actuará de pulmón en el sistema acumulando el granulado, en la boca de esta tolva se encontrará una balanza automática que será la encargada de dosificar una determinada cantidad de materia prima en una bolsa previamente fijada mediante un operario en la salida de la báscula.

Las bolsas se mantendrán en dicha posición mediante un sistema de sujeción en la boca de descarga de la balanza, que la mantendrá allí a hasta que finalice el proceso llenado según el peso indicado, obteniendo de esta manera, sacos con la cantidad especificada.

Una vez llenada la bolsa, la base de ésta descansa sobre la cinta transportadora de tal manera que el operario no ejerza esfuerzo alguno y su único trabajo consistirá en liberar la bolsa del sistema de sujeción, posteriormente ésta viaja hasta una siguiente máquina que será la encargada de sellarla, terminando así el proceso.

De las 5 máquinas nombradas anteriormente y que forman parte del sistema, este proyecto se enfocará en el diseño del ELEVADOR DE CANGILONES, TOLVA y CINTA TRANSPORTADORA.



Ilustración 1 - Sistema de Embolsado.

1.3. MANIPULACIÓN DE MATERIALES.

Expresado en un lenguaje sencillo, los equipos de manipulación de materiales se relacionan con el movimiento, almacenamiento, control y protección de materiales, bienes y productos durante todo el proceso de fabricación, distribución, consumo y disposición. Una de las definiciones dadas es: "El manejo de materiales es el arte y la ciencia de mover, envasar y almacenar sustancias en cualquier forma" (American Material Handling Society 1954). Para realizarlo de forma segura, económica y eficientemente, se utilizan diferentes tipos de aparejos, artilugios y equipos, cuando la manipulación los materiales es por uno de estos métodos, se conoce como manipulación mecánica de materiales.

En el manejo de materiales también debe considerarse el contexto del sistema. Rara vez, son actividades realizadas en un área o zona de una instalación sin tener un impacto en otras operaciones. Por ejemplo: la eficiencia del almacén afectará la eficiencia con la que las operaciones de producción se realizan en el taller. El posicionamiento del transportador, de la línea en la planta, podría mejorar el flujo de material a través de la instalación o podría presentar un obstáculo para retrasar tráfico.

Una mejora significativa en la eficiencia de una operación, sin una mejora correspondiente en un paso posterior en la secuencia de trabajo, solo puede resultar en un amontonamiento de materiales en la línea.

Estos simples ejemplos ilustran el punto de que, para maximizar la productividad general de la planta o almacén, los pasos de manejo de materiales que respaldan la producción, el montaje de pedidos y otras operaciones deben integrarse en un sistema de actividades en lugar de ser vistas como un número de procedimientos independientes aislados. Además de considerar la utilidad de tiempo, lugar y enfoque del sistema, una definición completa de manipulación de materiales también debe incluir un buen aspecto.

El personal de mantenimiento mantiene el equipo funcionando correctamente y reduce el tiempo de inactividad mínimo. Los capataces y supervisores supervisan las operaciones generales, asegurándose de que cumplen con los objetivos del departamento o planta. Formación en procedimientos operativos y prácticas de seguridad generalmente se requiere para que la operación de manipulación de los resultados esperados. Es por ello por lo que los equipos diseñados deben tener un alto nivel de mantenibilidad, es decir, que sean simples de realizar mantenimiento, para así, en caso de fallas y reparaciones, el tiempo de detención del equipo sea el mínimo posible.

Finalmente, el manejo de materiales debe contener una consideración económica. Ciertamente, la entrega de piezas, productos y materiales a un tiempo específico no es completamente significativa a menos que se logre a un costo aceptable para que se obtenga un rendimiento adecuado. El manejo de material es un sistema o combinación de métodos, instalaciones, mano de obra y equipos para movilización, embalaje y almacenamiento de materiales para cumplir objetivos específicos. En el manejo de materiales la operación puede ser simple y pequeña, e involucrar solo algunos equipos básicos o puede ser grande, complejo y hasta automatizado.

El equipo de manipulación de materiales generalmente se divide en cuatro categorías principales.

- Equipo de almacenamiento y manipulación.
- Sistemas de ingeniería.
- Camiones industriales.
- Manejo de material a granel.

El manejo de materiales a granel es un campo de la ingeniería centrado en el diseño de equipos utilizados para la manipulación de materiales como minerales, carbón, cereales, astillas de madera, arena, grava y piedra en forma suelta a granel. También puede relacionarse con el manejo de desechos mezclados.

Las plantas de manipulación y los procesos a menudo requieren la elevación de materiales a granel hacia otras partes de la planta, equipos o procesos. Numerosas tecnologías y equipos se encuentran actualmente disponibles.

Generalmente se clasifican en tres categorías principales:

- Transportador neumático o elevador de aire.
- Transportador de tornillo convencional.
- Elevador de cangilones.

Transporte o elevación neumática:

- Costos operativos relativamente altos (soplador y compresor).
- Velocidades del producto y tasas de desgaste, especialmente para transporte en fase diluida.

Transporte de tornillo:

- Velocidades de operación relativamente altas debido al deslizamiento entre el vuelo del tornillo y partículas y también debido al reflujo de material a través del vuelo del tornillo y espacio libre de la carcasa.
- Mayor desgaste de partículas.
- Contacto de tornillo o carcasa no deseado.

Elevador a Cangilones:

El elevador de cangilones es un tipo de equipo de transporte vertical o inclinado que se mueve eficientemente mercancías entre pisos, embarcaciones u otra estructura.

Ya en la antigüedad se llevaban a cabo trabajos de construcción vinculados con la elevación y desplazamiento de grandes cargas, por ejemplo, la construcción de las pirámides egipcias (pirámide de Cheops de 147 m de altura, compuesta de prismas de piedra, cada uno de 9 x 2 x 2 m de tamaño y 90 tn de peso aproximadamente, fue construida en el siglo XXII antes de Cristo).

Los primeros medios de mecanización fueron las palancas, los rodillos y los planos inclinados. La realización de grandes trabajos de la construcción con este equipamiento exigía enorme cantidad de gente. En el siglo VII a. C. aparecieron las poleas, y en el siglo II a. C, los tornos (cabrestantes) con transmisiones por engranajes y tornillos sin fin con accionamiento manual. El desarrollo del comercio, navegación y de la industria minera y metalúrgica en los siglos XI-XII d.C. contribuyó a perfeccionar las máquinas de elevación y a ampliar la esfera de su aplicación. Aparecieron los primeros prototipos de las grúas modernas que tenían el accionamiento manual y

accionamiento con ayuda de ruedas de malacate (del tipo “jaula de ardilla”) e hidráulicas (Ilustración 2).

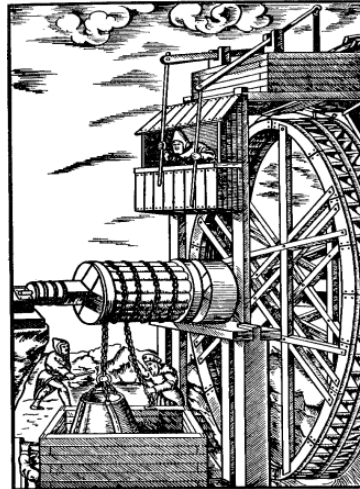


Ilustración 2 -- Sistema de elevación antiguo.

Los aparatos y máquinas de elevación y transporte modernos de alta productividad que trabajan a elevadas velocidades y que poseen gran capacidad de carga aparecieron como resultado de la perfección gradual de las máquinas en el curso de mucho tiempo.

Sin aplicar el estilo complejo de aparatos y máquinas de elevación y transporte serían inconcebibles la liquidación de los trabajos manuales de carga y descarga, la supresión del trabajo pesado a mano, al efectuar las operaciones fundamentales y auxiliares, la automatización y mecanización compleja de los procesos de elaboración en todos los terrenos de la economía nacional. Las modernas líneas tecnológicas de producción en cadena y automatizadas, el transporte interior del taller y entre los talleres, las operaciones de carga y descarga en los almacenes y puestos de trasbordo se encuentran orgánicamente vinculados con el empleo de los distintos tipos de aparatos y máquinas de elevación y transporte que permiten ejecutar eficazmente la continuidad y el ritmo de los procesos de elaboración. Por eso, el empleo de estos equipos determina en mucho la eficacia de la producción moderna, y el nivel de la mecanización del procedimiento tecnológico determina el grado de perfección y la productividad de la empresa. A una intensidad moderna de producción no puede asegurarse su ritmo estable sin el funcionamiento concertado e impecable de los medios para transportar las materias primas, productos semiacabados y la producción terminada en todas las fases de tratamiento y almacenamiento.

La producción moderna de aparatos y máquinas de elevación y transporte se basa en la creación de construcciones unificadas y en bloques que permiten obtener el efecto más alto técnico-económico al fabricar y explotar aparatos y máquinas. Se llama construcción de bloques la que consta de conjuntos independientes, es decir, unidos entre sí por medio de elementos fácilmente separables.

La construcción en bloques de montajes normalizados permite con facilidad separar la máquina que necesita reparación o mantenimiento del conjunto, sin desmontar los demás conjuntos contiguos.

Los aparatos y máquinas de elevación y transporte son tan diversos por su destinación, principios de acción y construcción que no es posible dar una descripción detallada y los cálculos en detalle, incluso para los tipos principales.

Estos equipos de elevación y transporte suelen clasificarse, en general, por su recorrido en horizontales, inclinados o mixtos y verticales.

Entre los de recorrido horizontal podemos mencionar:

- a) Cintas transportadoras;
- b) Cadenas de tablillas.
- c) Cadenas de empuje.
- d) Rodillos motrices.
- e) Roscas transportadoras (tornillo de Arquímedes).
- f) Transportadores aéreos de cable o cadena.
- g) Transportadores de flujo continuo (Redler o Bulk Flow).
- h) Grúas.

Entre los de recorrido mixto o inclinado:

- a) Cintas.
- b) Cadenas.
- c) Transportadores aéreos.
- d) Transportadores de flujo continuo.
- e) Rodillos de gravedad.

Entre los de recorrido vertical:

- a) Ascensores y montacargas.
- b) Elevadores a cangilones de correa o cadena.
- c) Elevadores de bandeja colgante.

También se los puede clasificar por “el tiempo de duración de la marcha” en:

- a) Transportadores de acción continua: por ejemplo, las cadenas de montajes
- b) Transportadores de acción discontinua o periódica: podemos citar, los puentes grúas.

Todos los transportadores mencionados hasta aquí son los llamados “mecánicos”, pero corresponde mencionar así mismo a los llamados “neumáticos” que transportan el material suspendido dentro de una corriente de aire, por medio de cañerías, recorriendo trayectorias rectas o curvadas, horizontales, inclinadas o verticales. Su aplicación es común en materiales de peso específico bajo, tamaño reducido y baja abrasividad, pudiendo mencionar como ejemplo el transporte de cereales.

Cabe destacar que en estos procesos de largas cadenas de transporte, con procesos intermedios, es muy común encontrar infinidad de combinaciones posibles entre equipos de diferentes

características, regímenes de funcionamiento, tamaño o capacidad, etc., es por ello que durante el proceso se colocan equipos que no transportan el material, sino que lo retienen o almacenan por un determinado periodo de tiempo con el fin de abastecer al equipo subsiguiente al ritmo o velocidad requerida, pudiendo detener o hacer trabajar en vacío el equipo antecesor.

Estos equipos se los suele llamar equipos pulmón. En el presente proyecto se coloca una Tolva pulmón por los siguientes motivos:

- Retener el material y abastecer a la balanza a medida que esta demande para el llenado de bolsas.
- Evitar cargas dinámicas que pudieran deteriorar y romper componentes.

Se denomina Tolva a un dispositivo similar a un embudo de gran tamaño destinado al depósito y canalización de materiales granulares o pulverizados, entre otros. Generalmente es de forma cónica y siempre es de paredes inclinadas como las de un gran cono, de tal forma que la carga se efectúa por la parte superior y la descarga se realiza por una compuerta inferior. Son muy utilizadas en agricultura, en construcción de vías férreas y en instalaciones industriales.

Una Tolva de carga (pulmón) es una tolva o una unidad de almacenaje temporal entre dos velocidades de flujos diferentes, un silo de retención alimentado por gravedad por un equipo, o un silo de descarga rápida sobre un área para cargamento de camiones, facilitando la inspección y, cuando está instalado sobre una balanza, ofrece precisión en el dosaje de las cargas.

1.4. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

Para poder determinar las capacidades de los diferentes componentes que conforman parte del sistema de embolsado, se tomó como limitante la capacidad del operario de colocar la bolsa en la boca de la balanza automática.

Se establece que el operario puede llenar 6 bolsas/minuto (10 segundos por bolsa), de esta manera, suponiendo también que el peso máximo de las bolsas será de 40 kg (peso establecido por norma para que la bolsa pueda ser movilizada por operarios evitando lesiones en estos) la tolva tendrá una caudal de descarga de:

$$6 \frac{\text{bolsas}}{\text{min}} * 40 \text{ kg} = 240 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

Entonces, con este caudal de descarga, se considera que una capacidad de 15 ton/min del elevador de cangilones o 250 kg/min es suficiente para llenar la tolva.

En cuanto a la velocidad de transporte de la cinta transportadora, se toma también como referencia la velocidad de pesado de bolsas del operario, por lo tanto, si se quiere que la bolsa recorra la totalidad de la cinta transportadora en 10 segundos, que es lo que tarda el operario en colocar la bolsa en la boca de la balanza automática y la longitud de la cinta es de 3 metros, entonces:

$$V_b = \frac{3 \text{ m}}{10 \text{ s}} = 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- ***Elevador de Cangilones:***

Altura: 3945 mm (nivel del suelo a boca de descarga).

Capacidad: 15 Tn/h.

- ***Tolva:***

Dimensión Bruta: 2280 x 2280 mm

Capacidad: 3,7 m³.

Altura: 3715 mm (total).

- ***Balanza Automática:***

Capacidad: 20 – 50 Kg.

Velocidad de pesado: 6-10 Bolsas/min

Sistema de Sujeción: mecánico – neumático.

- ***Cinta Transportadora:***

Capacidad de carga: 6 bolsas de 40 kg (240 kg).

Dimensión Bruta: 3380 mm x 980 mm x 645 mm.

Distancia de Desplazamiento: 3170 mm (aprox. Varía con el tensado de banda).

Velocidad de Desplazamiento: 0,3 m/s.

Estas máquinas ofrecen un buen funcionamiento en el embolsado de, prácticamente, todo tipo de materiales granulares, aunque el equipo fue diseñado y calculado en función de las semillas de mayor producción a nivel nacional.

Estos equipos componen un sistema que posee una gran flexibilidad y compactibilidad permitiendo el embolsado de material granulado en un corto espacio, siendo, además, fáciles de operar, de instalar y mantener, es también, versátil y seguro.

Cabe destacar que este equipo no solo podrá ser usado a nivel industrial o productivo, sino que, aprovechando la zona en la que nos situamos, en donde la producción de diferentes semillas es elevada, cualquier productor del sector agropecuario que para fines propios tenga la necesidad de ejecutar embolsados de semillas, por lo cual el diseño de este equipo descripto es de gran utilidad.

1.5. OBJETIVO DEL PROYECTO.

El principal objetivo de este proyecto es diseñar un conjunto de equipos que puedan funcionar de manera acopladas entre sí, con el fin de ejecutar el embolsado de materiales granulares, enfocado principalmente a semillas de Soja, Maíz, Trigo, Sorgo, Girasol, diferentes fertilizantes y hasta alimento balanceado de cualquier clase, para su posterior despacho y venta.

Se realizó un análisis de mercado y producción de granos a nivel nacional que justifique el uso del sistema a desarrollar en el presente proyecto.

1.6. JUSTIFICACIÓN.

La agricultura en Argentina es una de las principales actividades económicas ya que no solo abastece al país, sino que, el excedente se destina a la exportación.

Argentina posee una superficie continental de alrededor de 2,8 millones de kilómetros cuadrados, y cuenta con 37,5 millones de hectáreas de cultivos agrícolas. Los principales cultivos que ocupan esa superficie son: soja, trigo, maíz, girasol, sorgo y cebada.

Lo que más se produce en Argentina.

Los 6 cultivos principales son:

- Soja: 56,5 MTn
- Maíz: 51,5 MTn
- Trigo: 19,0 MTn
- Girasol: 3,9 MTn
- Cebada: 3,8 MTn
- Sorgo: 2,5 Mtn.

La producción de los 6 cultivos principales de Argentina suma 137.000.000 Tn

Hectáreas productivas de Argentina.

Argentina cuenta con 37.411.993 ha (Censo 2018), de las cuales corresponden 14.391.625 ha a oleaginosas (38,5%), 11.387.352 ha a cereales (30,4%), y 7.938.960 ha a forrajeras (21,2%).

Lo que más se exporta en Argentina.

- 1.º exportador mundial de harina y aceite de soja, aceite y manufactura de maní.
- 3.º exportador mundial de maíz.
- 5.º exportador mundial de trigo.
- 8.º exportador mundial de semilla de girasol.

Posición de la producción agrícola de Argentina en el mundo.

- 3.º productor mundial de poroto de soja y harina de soja.
- 4.º productor mundial de maíz, aceite de soja y biodiesel en base a aceite de soja, semilla y aceite de girasol.
- 8.º exportador mundial de semilla de girasol
- 9.º productor mundial de trigo.

Principales provincias productoras agrícolas de Argentina.

Buenos Aires, Córdoba y Santa Fe; concentran el 75,84% de la superficie destinada a la producción de oleaginosas, y suman un 72,7% del área implantada que corresponde a cereales. Salta, Córdoba y Santiago del Estero se destacan en el cultivo de legumbres, en orden decreciente.




 Trigo	Area Sembrada	Rinde	Produccion
2019/2020	6,80 MILLONES HA	29,9 QQ/HA	19,5 MILLONES TN
2018/2019	6,46 MILLONES HA	30,7 QQ/HA	19,0 MILLONES TN
 Maiz	Area Sembrada	Rinde	Produccion
2019/2020	7,14 MILLONES HA	81,1 QQ/HA	49,8 MILLONES TN
2018/2019	7,0 MILLONES HA	86,2 QQ/HA	51,5 MILLONES TN
 Soja	Area Sembrada	Rinde	Produccion
2019/2020	17,3 MILLONES HA	30,1 QQ/HA	50,5 MILLONES TN
2018/2019	17,3 MILLONES HA	33,8 QQ/HA	56,5 MILLONES TN

Ilustración 3 - Producción de trigo, maíz y soja 2019-2020 (Datos en páginas de la BCR).

Argentina produce el 5% del total de granos del mundo. Tiene, además, una participación en el comercio mundial de granos y subproductos del 15%.

Analizando las cifras presentadas, el área destinada a uso agrícola a nivel nacional en Argentina, asciende a 33.182.639 ha. Cabe destacar que, de ellas, 4.229.353 ha se destinaron al doble cultivo, lo que nos da una superficie total de 37.411.993 ha, durante 2017/2018.

Sin duda, los cultivos que se destacan con mayor superficie de ocupación del suelo son las oleaginosas que ocuparon el 38,5% (14.391.625 ha) del área. Las principales oleaginosas son soja y girasol.

Por su parte los cereales alcanzaron el 30,4% (11.387.352 ha) del total. Los principales cereales cultivados son el trigo, maíz, sorgo, cebada, arroz, y centeno. La zona por excelencia para el cultivo de cereales es la pampa húmeda, con una superficie total de alrededor de 210.000 km² concentra el 80% de la producción de cereales.

En lo que se refiere a los cultivos de forrajeras, ocupan el tercer lugar en superficie total a nivel nacional, con el 21,2% del total, es decir, 7.938.960 ha sembradas. En la zona templada, se concentra gran parte de la actividad ganadera, por lo que también produce el mayor porcentaje de cultivos forrajeros entre los que se destacan la alfalfa, avena, sorgo, cebada y centeno.

Las 10 principales provincias productoras de cereales y oleaginosas son: Buenos Aires, Córdoba, Santa Fe, Santiago del Estero, Entre Ríos, La Pampa, Chaco, Salta, San Luis y Tucumán.

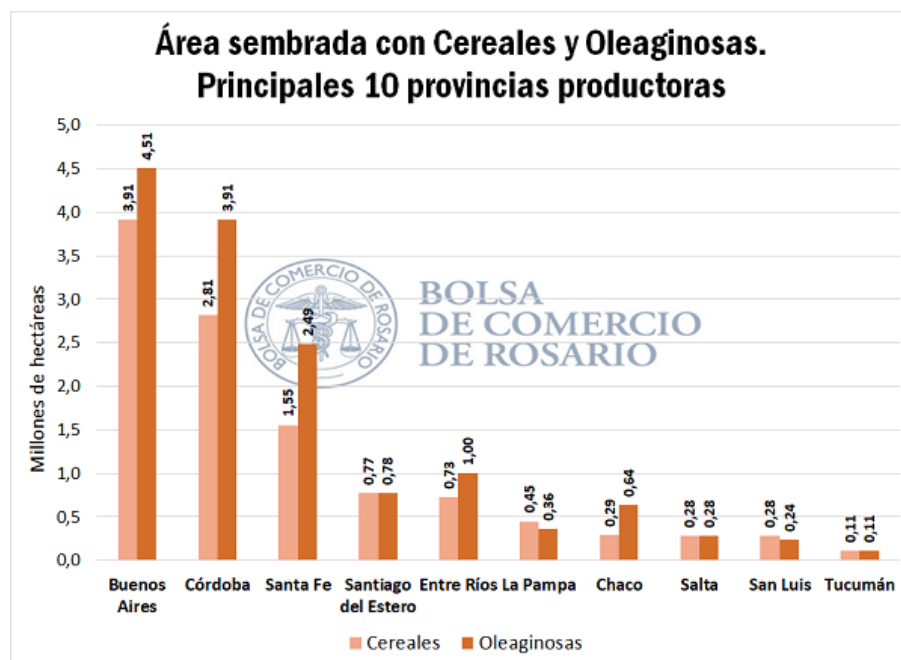


Ilustración 4 - Comparativo de superficie sembrada con cereales y oleaginosas, en las 10 principales provincias productoras de Argentina. (Censo 2018 FUENTE: BCR).

Sin embargo, de las 10 provincias analizadas en el gráfico, hay 3 provincias: Buenos Aires, Córdoba y Santa Fe; que concentran el 75,84% de la superficie destinada a la producción de oleaginosas, y cerca de un 72,7% del área implantada corresponde a cereales. En estas tres provincias, la superficie destinada a oleaginosas supera a la sembrada con cereales.

Las especies oleaginosas son plantas de cuyas semillas o frutos se extraen aceites para dos tipos de fines principales: alimenticio e industrial. En este grupo de cultivos, algunos de los más conocidos son: girasol, soja, maíz, y maní; en menor proporción cártamo, colza y lino, entre otros.

El denominado “complejo oleaginoso” es hoy el principal bloque exportador y uno de los pilares de la economía nacional. Las estrellas que hacen brillar la producción argentina de oleaginosas, en el contexto mundial, son el girasol y la soja, que continuamente mejoran su genética y protagonizan incrementos en la producción.

El total de la superficie sembrada, destinada a cultivos de granos gruesos, granos finos, e industriales, se ha venido incrementando lo largo de los últimos 30 años.

Contabilizando todos los cultivos extensivos[*], la campaña 2018/19 alcanzó un récord histórico de producción de 141,5 millones de t. El máximo productivo se dio tanto en granos gruesos [*] (115 Mt) como granos finos [*] (25 Mt). La temporada 2019/20 promete un volumen similar.

La producción agrícola Argentina se ha incrementado en gran medida durante los últimos años, pasando la producción de los principales granos (soja, maíz, trigo y girasol) de 34 a 143 millones de toneladas entre 1990 y 2019. En 2013, Argentina fue el tercer exportador mundial de soja y maíz y el décimo tercero de trigo (FAOSTAT, 2018), representando la agricultura una fuente de divisas y de ingresos fiscales clave para el país.

Evolución del área sembrada por cultivo en Argentina

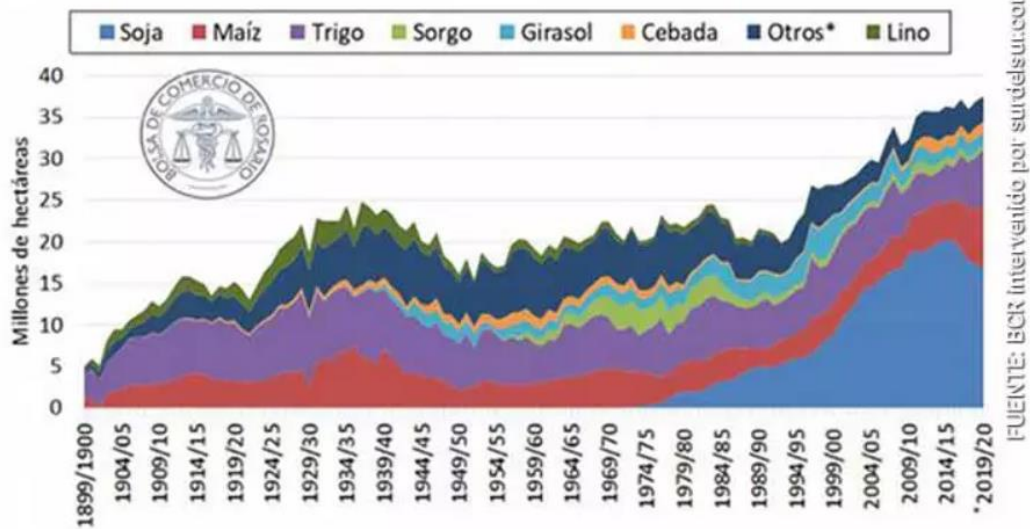


Ilustración 5 -Expansión del área sembrada por cultivo en Argentina desde 1899 a 2020 (Fuente: BCR).

Evolución de la producción por cultivo en Argentina

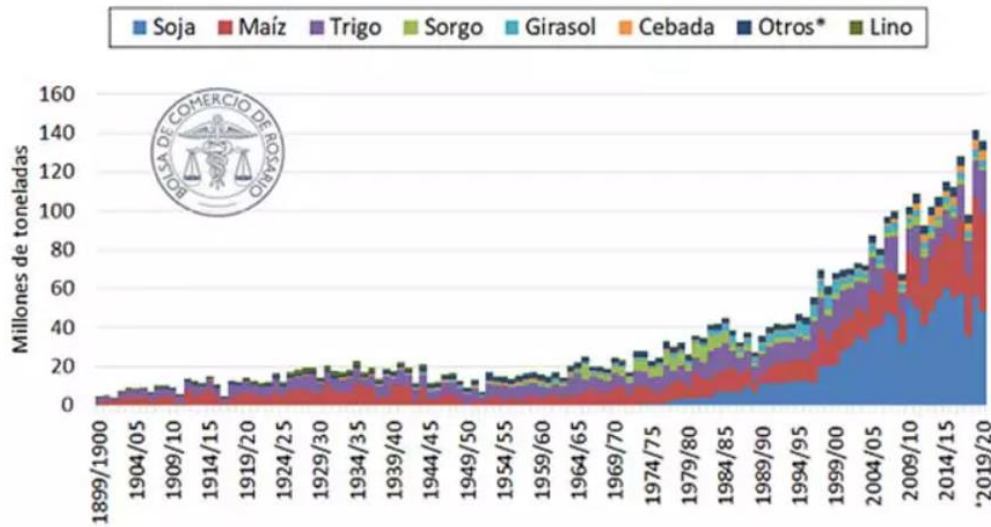


Ilustración 6 - Evolución de la producción por cultivo en Argentina desde 1899 a 2020 (Fuente: BCR).

Otros*: Alpiste, arroz, avena, centeno, mijo, trigo candeal, cártamo, colza, maní, algodón y porotos.

Nota: Para el cálculo de las hectáreas se consideran todos los cultivos extensivos en Argentina.

Con 37,5 millones de hectáreas sembradas en 2018/19, Argentina expande su frontera agrícola, llegando a su valor récord.

[*]La agricultura extensiva o explotación agropecuaria extensiva (opuesta a agricultura intensiva) es un sistema de producción agrícola que no maximiza la productividad a corto plazo del suelo con la utilización de productos químicos, el riego o los drenajes, sino más bien, haciendo uso de los recursos naturales presentes en el lugar.

[*]Granos gruesos o de cosecha gruesa: Maíz y sorgo como cereales; y como oleaginosas el girasol, la soja y el maní.

[*]Granos finos o de cosecha fina: Trigo, cebada, avena, centeno, alpiste y mijo, como cereales; y como oleaginosas el lino.

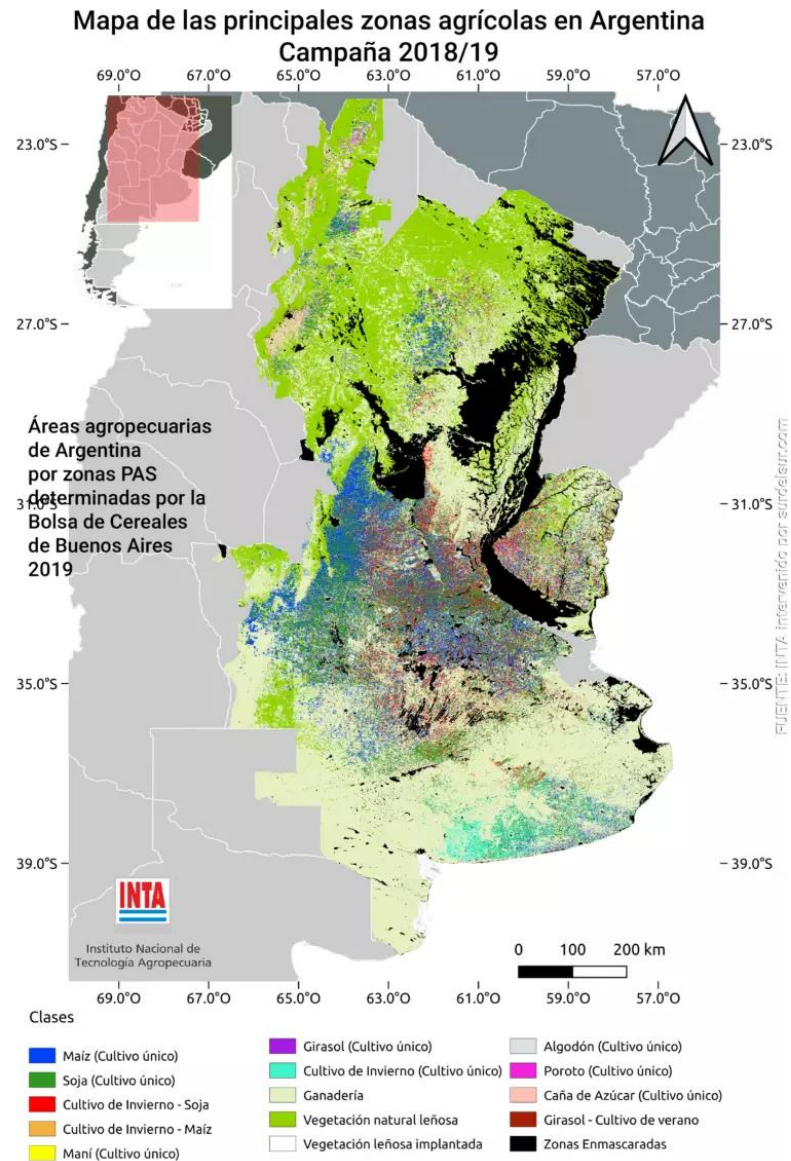


Ilustración 7 - Mapa de las principales zonas agropecuarias en Argentina. Campaña 2018-2019 (Fuente: BCR).

1.6.1. MERCADO ARGENTINO.

Se caracterizan dos grandes grupos de semillas para la producción de granos: Híbridas y Autógamas.

- Las semillas Híbridas son: Maíz, Girasol y Sorgo.
- Las semillas Autógamas son: Soja, Trigo y Otras.

Si bien se clasifican de forma simple (para la producción de granos), el espectro de productores de semillas es mucho más amplio y se ve reflejado en las categorías que implementa el INASE para la inscripción que establece el Artículo N° 13 de la Ley de Semillas en el cual crea el Registro Nacional del Comercio y Fiscalización de Semillas (RNCyFS), donde establece 15 diferentes categorías para los distintos productores de semillas.

1.6.2. CATEGORÍAS DEL RNCyFS

Para el correcto encuadre de las categorías, se definen las que interesan para el desarrollo de este proyecto:

Cat. B INTRODUCTOR: Comprende a todas las personas físicas o jurídicas que realizan ensayos de adaptación agroecológica de materiales de origen extranjero, pudiendo producir semilla en categoría original o híbrida, debiendo realizar el mantenimiento de pureza de los cultivares o líneas introducidas. Están habilitados para comercializar su producción.

Cat. C PRODUCTOR DE SEMILLA BÁSICA O HIBRÍDA: Comprende a todas las personas físicas o jurídicas que producen semilla en categoría "Original" o "Híbrida" a partir de material "prebásicos" o de "líneas" suministradas por un criadero o introductor. Están habilitados para comercializar su producción.

Cat. D SEMILLERO: Comprende a todas las personas físicas o jurídicas que producen semilla de primera multiplicación u otras multiplicaciones bajo el régimen de fiscalización. Están habilitados para comercializar su producción.

Cat. E IDENTIFICADOR: Comprende a todas las personas físicas o jurídicas que rotulan semillas en la clase identificada (art. 10° de la ley N° 20.247), a partir de material de su propia producción o adquirido a terceros. Están habilitados para comercializar su producción.

Cat. F COMERCIANTE EXPENDEDOR: Comprende a todas las personas físicas o jurídicas que venden o transfieren a cualquier título semilla rotulada por terceros, con destino al mercado interno o al intercambio internacional. Incluye a la actividad vivero expendedor.

Cat. G PROCESADOR: Son todos aquellos que limpian, clasifican y/o embolsan, por cualquier método o procedimiento semilla identificada por cuenta y orden de terceros.

Estructura del Mercado Comercial de Semilla.

Para entender la operatoria del mercado se definen fuertemente tres actores de la cadena del mercado de semilla.

Primero y principal el productor de la semilla o semillero. Sus principales clientes son los grandes distribuidores, algún distribuidor de mediano tamaño y rara vez con los pequeños comerciantes. Generalmente utilizan métodos de exclusividad de venta donde se intenta ser el único proveedor del distribuidor para participar de una mayor medida en el mercado local. Grandes acopios, comercios de múltiples sucursales a lo largo de la cadena entran dentro de esta categoría, generalmente de gran alcance comercial.

Luego, el segundo actor de la cadena es el distribuidor mediano, donde tiene una participación menor del mercado, suelen ser comercios individuales (1 o 2 sucursales) pero de gran alcance y

peso comercial en la zona. Aquí también entran los acopios pequeños. Los distribuidores medianos compran directamente la semilla al semillero o a grandes distribuidores mediante acuerdos comerciales. Las operatorias van desde la compra total de la semilla para la reventa, compra parcial de semilla y consignación del restante o consignación total del producto.

Finalmente se encuentra un tercer y último eslabón de la cadena comercial que es el pequeño distribuidor, que adquiere su semilla de un distribuidor mediano de semilla y muy rara vez de forma directa con el semillero. Son distribuidores pequeños con muy poca estructura, sin galpón ni stock.

1.6.3. PRINCIPALES USUARIOS.

El equipo del presente trabajo podrá ser utilizado por las categorías B, C, D, E, F y G del RNCyFS como así también cualquier usuario particular o productor que desee contar con uno de ellos.

La cantidad total de empresas con inscripción vigente a abril del 2020 en estas categorías son 2.608. en el siguiente grafico se muestran las categorías que por sus descripciones las consideramos como potenciales clientes de nuestros equipos.

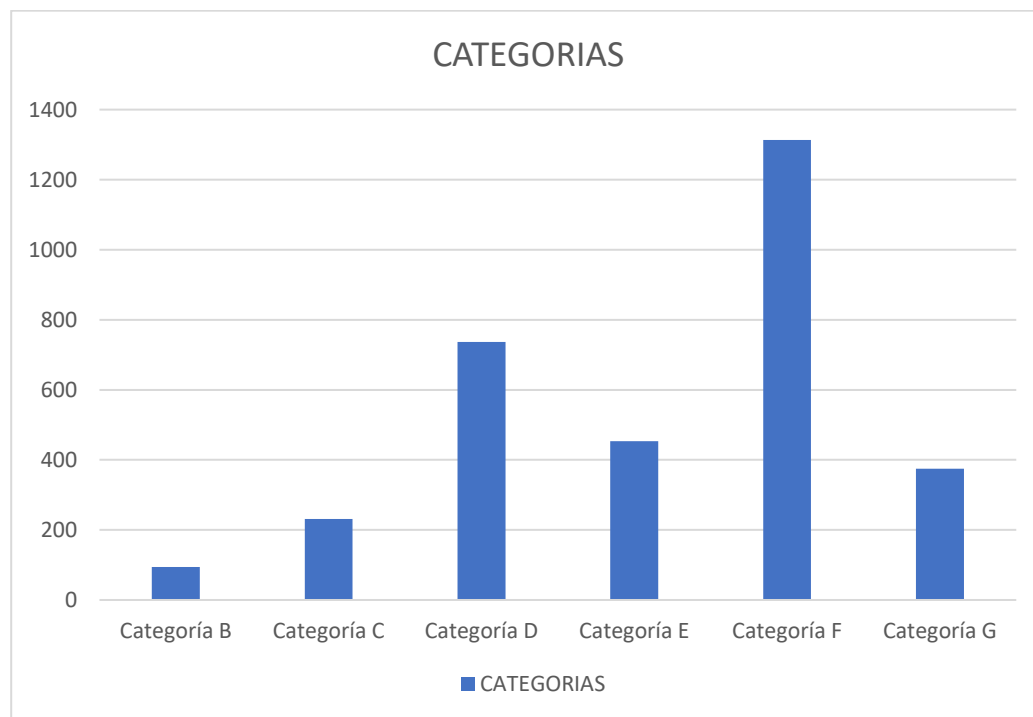


Gráfico N° 1 - Posibles clientes del producto desarrollado.

Cabe aclarar que los operadores por categoría son superiores al total de operadores del mercado, en razón que un mismo operador puede estar inscripto en más de una categoría.

En el mercado de granos Argentino los agentes principales que intervienen como demandantes en la etapa primaria de la comercialización son los acopiadores y las cooperativas.

1.6.4. CONCLUSIÓN

Con todos los datos mencionados con anterioridad, si bien no se conoce con claridad que cantidad de semillas son embolsadas en el mercado argentino, arroja una idea de la dimensión del tamaño del mercado en el país, por lo tanto, se llega a la conclusión que las máquinas que se diseñarán en este proyecto serán indispensables para el desarrollo de esta industria.

Realizando un análisis de los datos expuestos, se ve que las semillas más importantes son la soja, maíz, trigo, sorgo y girasol. Por lo tanto, el diseño de los equipos se enfocará principalmente en el buen manejo de estos granos, evitando el daño de los granulados y de los componentes de la máquina en su manejo. Esto no quita que el dispositivo sea efectivo para la administración de otros compuestos granulados como los puede ser el alimento balanceado, demás semillas, fertilizante y otros, pero, como ya se dijo, se le da importancia para el diseño el buen trato a las semillas que consideramos más importantes.

CAPITULO 2:

ELEVADOR A CANGILONES

2. CAPÍTULO 2: ELEVADOR A CANGILONES

Los Elevadores de Cangilones son los sistemas más utilizados para el transporte vertical de materiales a granel, secos, húmedos e incluso líquidos. Son diseñados con amplias opciones de altura, velocidad y detalles constructivos, según el tipo de material que tienen que transportar.

La altura a la que pueden desplazar la carga varía, desde los 3 metros para pequeñas plantas clasificadoras de cereales, hasta los 70 metros correspondientes a las instalaciones de puertos y grandes plantas de acopio.

Los elevadores de cangilones han encontrado un gran campo de aplicación, en los depósitos de grano, en la producción alimenticia, en la producción de materiales de construcción, en la industria química y otras.

Estos elevadores, junto a las cintas transportadoras y tornillos sin fin, son los transportadores normalmente usados para elevar y transportar materiales a granel.

Consisten, en una serie continua o discontinua de baldes o recipientes, denominados “cangilones” fijados sobre una cinta o sobre uno o dos ramales de cadena que actúa/n como elemento de tracción. Los mismos cumplen un recorrido sin fin entre un cabezal superior motriz (a veces motriz y tensor), y uno inferior, normalmente tensor (que es fijo, cuando el superior es motriz y tensor).

Los cabezales mencionados, son tambores cuando el elemento de tracción es cinta, y ruedas dentadas cuando es cadena.

La estructura portante de los componentes antes descritos puede ser abierta o cerrada, dependiendo del tipo de elevador que se trate. Cuando se trata con materiales que se pueden degradar o contaminar, la estructura debe ser cerrada; típico caso de los cereales. Si la necesidad es mover materiales que no afectan al medio ambiente, ni que el medio ambiente los afecta a ellos, la estructura portante puede ser un bastidor; un material de estas condiciones podría ser piedra caliza en trozos.

La estructura debe ser cerrada cuando al elevador hay que aislarlo de personas o de otros equipos por razones de seguridad, dado que hay elementos que se desplazan que pueden causar serios riesgos a quien tome contacto con ellos cuando el equipo está en servicio.

Para construir una estructura liviana, que pueda soportar los vientos manteniendo la estabilidad, dado su grado de esbeltez, se debe arriostrar la estructura, mediante el uso de tensores a cuatro puntos, separados por ángulos de 90° (vista en planta), a bases aptas para las cargas que se generan por todo concepto.

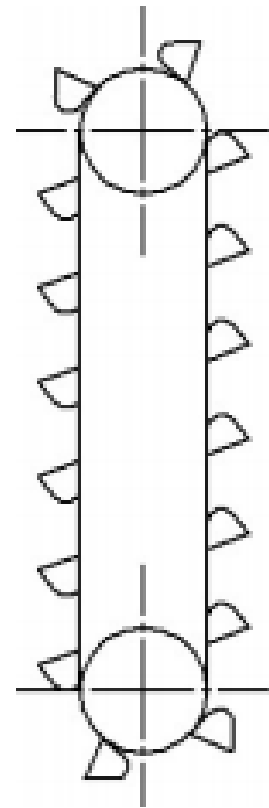


Ilustración 8 - Sistema de Elevación.

2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS ELEVADORES A CANGILONES.

Generalmente, los elevadores de cangilones se clasifican principalmente en dos tipos:

- Elevador de cangilones tipo correa.
- Elevador de cangilones tipo cadena.

En la actualidad, existen muchos tipos de elevadores de cangilones disponibles y cada uno es diferente de los demás según su característica, aplicación y diseño. Las principales clasificaciones de elevadores de cangilones las podemos ubicar en el siguiente esquema.

ELEVADOR A CANGILONES	SEGÚN EL TIPO DE DESCARGA	GRAVEDAD
		POSITIVA
		CENTRÍFUGA
	SEGÚN EL TIPO DE PIERNAS	HORIZONTAL
		SIMPLE
	SEGÚN EL TIPO DE CANGILONES	DOBLE
		SIMPLE
	SEGÚN LA CARGA	DOBLE
		BAJA
		MEDIANA
	SEGÚN LA CAPACIDAD	PESADA
		BAJA
		MEDIANA
	SEGÚN EL TIPO DE CARGA	PESADA
POR DRAGADO		
SEGÚN LA DISTANCIA ENTRE CANGILONES	DESDE TOLVA	
	DISCONTINUOS	
	CONTINUOS	

Ilustración 9 - Clasificación de Elevadores.

A continuación, se realiza una breve descripción de los elevadores de cangilones en función de su carga y descarga.

De acuerdo al tipo de carga de los cangilones:

Estos elevadores funcionan cargándose por la parte inferior, denominado pie del elevador. La carga puede darse por dragado o por medio de un canal o tolva de carga.

- Desde tolva, el material es en general, abrasivo, grandes y pesados. La velocidad de funcionamiento es baja.
- Por dragado, se utilizan materiales que muestra escasa resistencia a la extracción, por lo que en general son, granulados finos y pulverulentos.

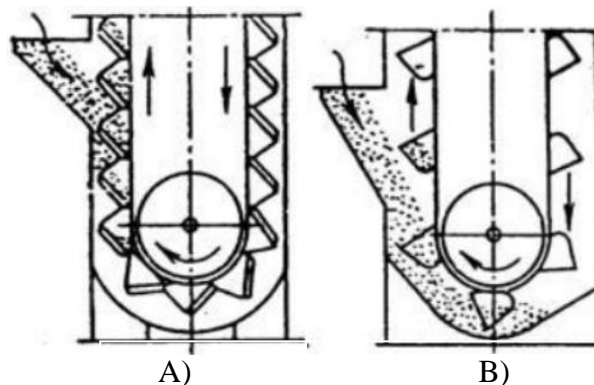


Ilustración 10 - Tipos de carga de elevador. A) Carga desde tolva B) Carga por dragado.

Dependiendo del tipo de carga que se trate, de acuerdo a como se montan los cangilones, el diseño de estos y la velocidad del sistema, descargan a partir de la vertical que pasa por el cabezal superior, por efecto de las fuerzas de gravedad, positiva o centrífuga que se genera por la rotación del tambor o rueda/s dentada/s de accionamiento.

- Por gravedad o continua las velocidades son bajas, entre 0,5 y 1 m/s y aprovecha el propio peso del material para realizar la descarga, dado que el cangilón vierte el producto al ponerse boca abajo y es por ello por lo que no se puede sustituir las cadenas por bandas.
- La descarga positiva es semejante a la centrífuga, salvo que los cangilones están ligados con dos cordones de la cadena, la velocidad es lenta y se usa para materiales aireados, livianos y pegajosos.
- Descarga centrífuga es aquella que se da a altas velocidades, desde 1,2 y 4 m/s, es decir, por la fuerza centrífuga que se origina al girar el cangilón, siendo la fuerza de vaciado la resultante entre la fuerza de gravedad y la centrífuga generada.

Como su nombre lo indica la descarga del cangilón se efectúa por fuerza centrífuga al momento de girar la correa sobre el tambor de mando. Los cangilones van montados en una o varias filas según su diseño. La carga se efectúa normalmente por dragado del material depositado en el pie del elevador.

- Elevadores de descarga central, son una variante de la descarga por gravedad trabajando a velocidad aún más lenta, entre 0,4 y 0,5 m/s generando que el vaciado se dé antes, en la zona central o línea media que une los tambores en la parte interna de la carcasa, por lo que se suele colocar una tolva que posibilitan la salida del producto elevado. Este tipo de elevadores se los utiliza para grandes caudales o productos altamente abrasivos, como puede ser el cemento. En este caso, la fijación de los cangilones se realiza sobre cadenas y posee un sistema de volteo.

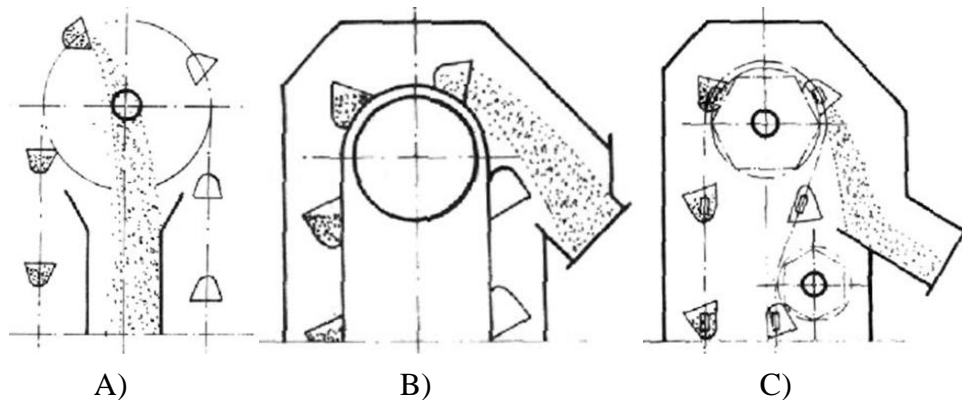


Ilustración 11 - Tipos de descarga de elevador. A) Central B) Centrífuga C) Por Gravedad.

De acuerdo a la proximidad de los cangilones, se pueden clasificar en discontinuos y continuos, que depende de la proximidad entre cangilones.

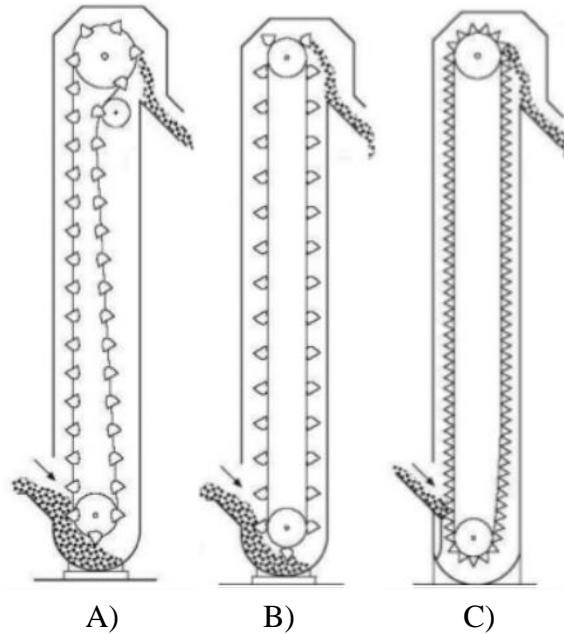


Ilustración 12 - Clasificación según la proximidad de los cangilones. A) Discontinuo B) Discontinuo C) Continuo.

Realizada la descripción general, analizaremos con más detalle los elevadores **discontinuos de descarga centrífuga** que han dado origen al presente trabajo. Estos elevadores se usan para el transporte de materiales que permiten ser dragados, para ello, la condición es que los mismos sean homogéneos en su granulometría, de baja abrasividad y que fluyan fácilmente. Dentro de este grupo de materiales se encuentran la mayoría de los cereales, semillas y oleaginosas.

2.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

El Transportador de cangilones se pone en funcionamiento a través del sistema propulsor. El cual, por mediación del tambor motriz, en dependencias del órgano de tracción que se utilice, proporciona movimiento al mismo. En el órgano de tracción van a ir acoplados los cangilones, que son los encargados de recoger la carga de la parte inferior y elevarla hasta el punto de descarga. El material se introduce al elevador por un conducto que se encuentra en la parte inferior y se descarga por la parte superior.

Dentro de las **ventajas** de los transportadores de cangilones se encuentran las siguientes:

- Amplio rango de capacidades.
- Facilidad para la carga y descarga del material.
- Estructura liviana.
- Fácil mantenimiento.
- Bajo consumo de energía.
- Bajos niveles de ruido.
- Construcción y montaje simple comparado con otros transportadores.

Como **desventajas** pueden citarse:

- Son muy sensibles a las sobrecargas.
- Deben ser cargados uniformemente.

El trabajo con estas máquinas es ampliamente difundido ya que su utilización es cotidiana, prácticamente toda industria para manejo de materiales a granel como talcos y diferentes granulados cuentan con estos equipos.

2.3. ELEMENTOS DE UN ELEVADOR DE CANGILONES.

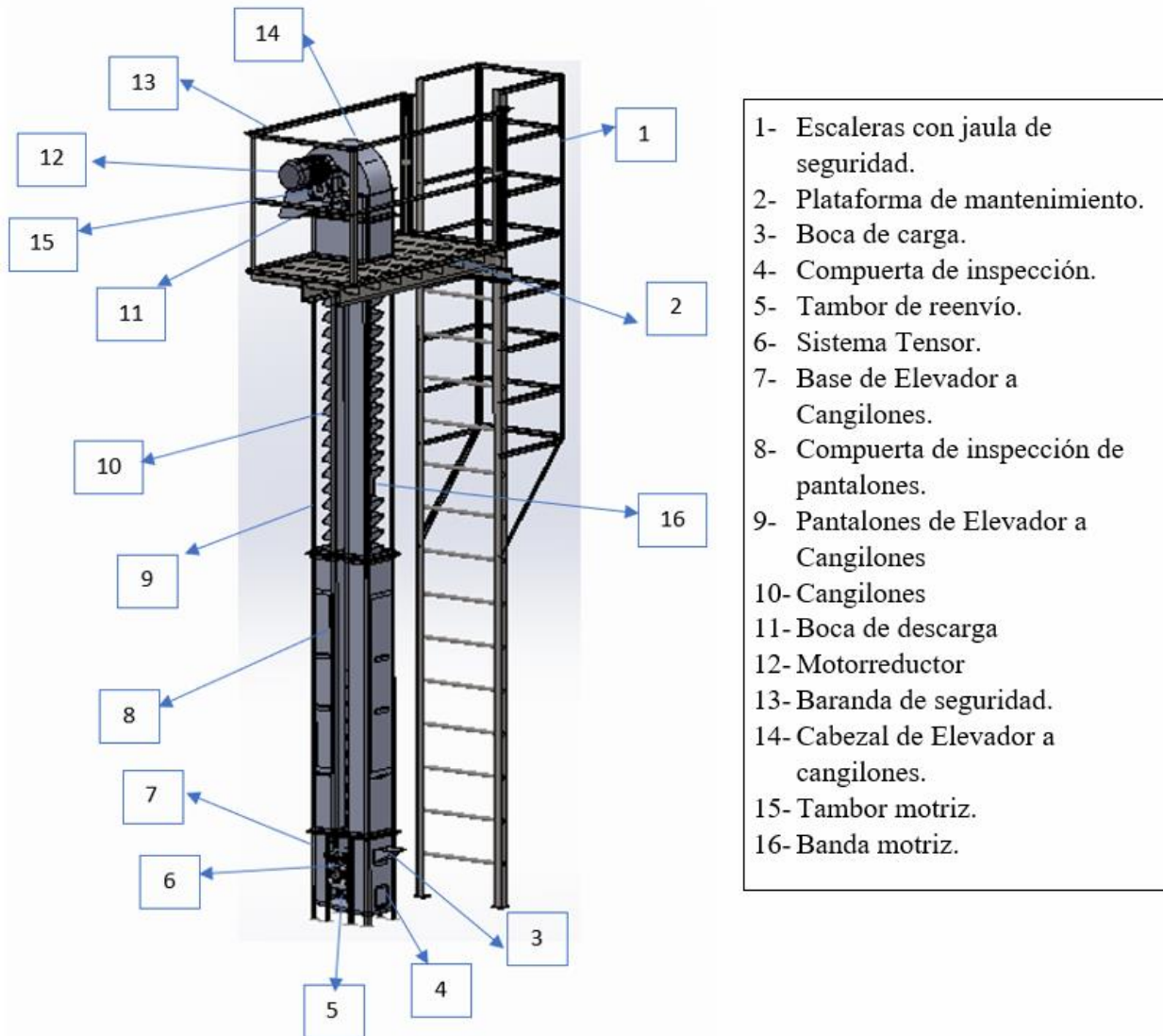


Ilustración 13 - Componentes del Elevador.

2.3.1. ÓRGANO TRACTOR.

El órgano de tracción de los transportadores o elevadores de cangilones puede ser de banda o cadenas, en donde se fijan los cangilones por algún método de unión. Este será el encargado de transmitir el movimiento proporcionado por el tambor de accionamiento y sobre la cual van montados los cangilones. La elección del tipo de órgano de tracción entre cadena o banda se condiciona por la característica del elevador y de la carga.

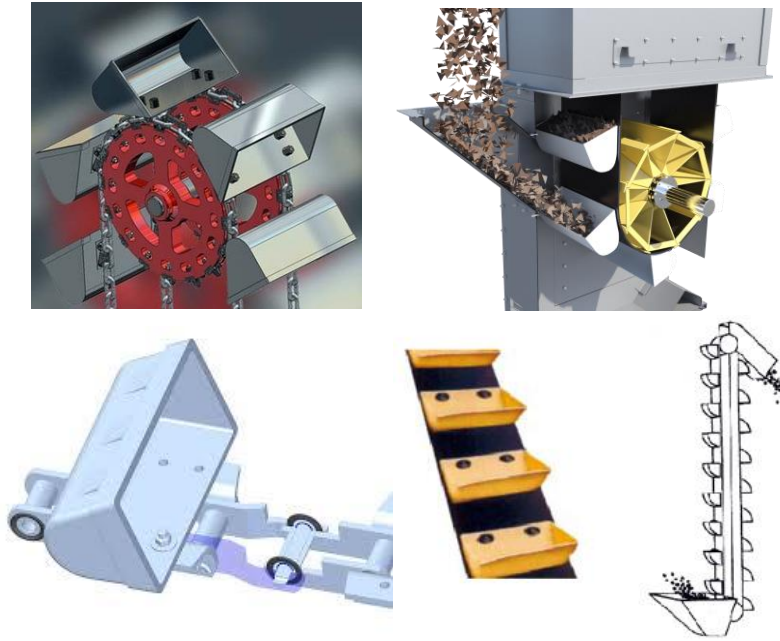


Ilustración 14 - Órganos Tractores.

2.3.2. BANDAS.

Estructuralmente y en términos generales, las correas utilizadas en elevación son iguales a las utilizadas en transporte. No obstante, debe tenerse muy en cuenta al momento de su selección, la mayor robustez que deben poseer. Su resistencia longitudinal se verá afectada por el perforado al que es sometida para la fijación de los cangilones a través de los bulones y debe poseer mayor resistencia transversal para lograr una correcta sujeción de estos. A la hora de la selección de una correa elevadora y por lo expresado en el párrafo anterior, no solo es importante realizar el cálculo de tensión de la correa sino que la misma deberá dimensionarse en función de su robustez, sus resistencias químicas y físicas, su capacidad para disipar la energía estática siempre presente en estos sistemas de elevación, su necesidad de ignifugancia, y cualquier otro factor particular del sistema en estudio y que pueda influir de un modo determinante en la selección de la correa.

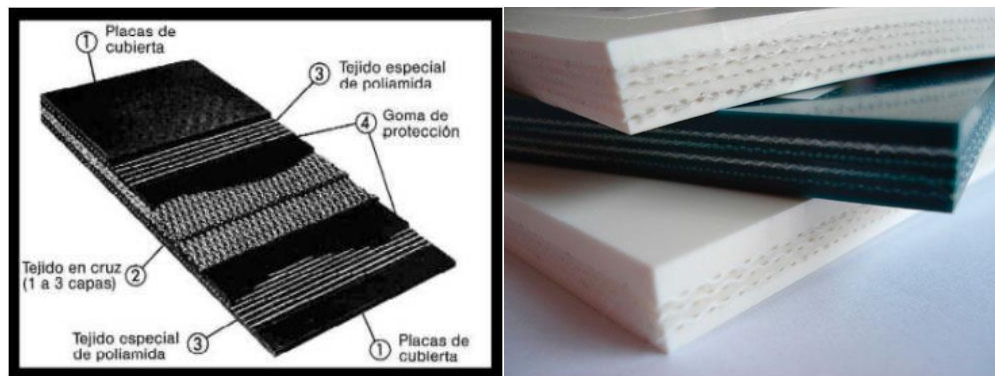


Ilustración 15 - Partes de la Banda.

Respecto a las dimensiones de la correa se recomienda observar los siguientes requisitos en cuanto al ancho de esta: debe ser de 10 a 25 mm. más ancha que el cangilón de cada lado, es decir,

entre 20 a 50 mm más ancha en total que el largo del cangilón. La distancia del borde de la correa al lateral del pantalón debe ser como mínimo de 50 mm para elevadores de hasta 30 metros de altura y de 75 mm para los de mayor altura, a fin de evitar rozamiento lateral.

Durante el proceso de perforado de la correa para el alojamiento de los bulones del cangilón, es importante tener en cuenta que los agujeros deben ser del mismo diámetro que los bulones a utilizar y que deben estar alineados y escuadrados (ángulo de 90°) respecto a la línea central de la correa, para evitar distorsiones en el funcionamiento (vaivén).

2.3.3. CANGILÓN.

Dentro del sistema de elevación, son los elementos que alojan a la carga en su carrera ascendente. Según su construcción, pueden ser metálicos de chapa soldada o estampados, de material plástico, de fibra, de acero inoxidable o de fundición. Existen infinidad de formatos y dimensiones, cada fabricante de elevadores normalmente cuenta con un diseño particular. Existen también grandes fábricas de cangilones de diferentes materiales y con diseño estandarizado.

Las medidas básicas con las cuales se define un cangilón son tres:

- Largo.
- Profundidad.
- Proyección.

Otras medidas que suelen estar indicadas son el espesor de pared y la altura de punta.



Ilustración 16- Dimensiones y tipos de cangilones.

2.3.4. ACCESORIOS PARA LA FIJACIÓN DEL CANGILÓN A LA BANDA.

2.3.4.1. TORNILLOS.

Los tornillos se utilizan para asegurar el cangilón a la banda, deben instalarse adecuadamente y con las dimensiones apropiadas. Los más conocidos son los de cabeza avellanada y plana. Deben poseer buen diámetro o gran área superficial en la cabeza, reduciendo de esta forma la posibilidad de que el tornillo pase a través de la banda. Otro factor a tener en cuenta es que, la cabeza del tornillo no sea dañina para el recubrimiento de los tambores.

Al igual que los cangilones, existen en el mercado gran variedad de estos tornillos y sus dimensiones principales son, diámetros de tornillo, diámetro de cabeza y largo de tornillo.

2.3.4.2. ARANDELAS DE CAUCHO O CUERO.

Las arandelas de caucho o cuero se usan algunas veces entre el cangilón y la banda para los siguientes propósitos:

- Permiten que la banda se aproxime más fácilmente a la curvatura de la tambora, de ese modo se disminuye parcialmente la presión.
- Actúan como amortiguador absorbiendo la “sacudida” que se produce al pasar por los tambores.
- Sirven como espaciadores para reducir la acumulación de materiales finos, secos entre los cangilones y la banda.
- Ayudan a sellar los orificios de los tornillos en la banda contra humedad y materiales finos.

2.3.4.3. ALMOHADILLAS.

Las almohadillas se emplean en casos donde se produce un desgaste severo o donde existan condiciones de alta temperatura para prolongar la vida útil de la banda. Se puede usar como almohadilla, pedazos de bandas usadas que sean resistentes al material transportado, para que actúe como aislante entre la banda y el cangilón cuando el elevador maneja materiales calientes.

2.3.5. UNIDAD DE ACCIONAMIENTO.

Se encuentra localizada en la parte superior del elevador, está constituida por un motor y un reductor que puede estar ligado directamente al eje del tambor de accionamiento o a través de un acople elástico. Toda la unidad se sustenta por una plataforma construida a tal fin.

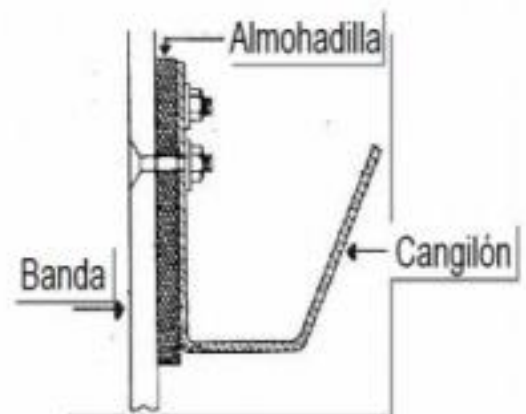


Ilustración 17 - Ubicación de la almohadilla.

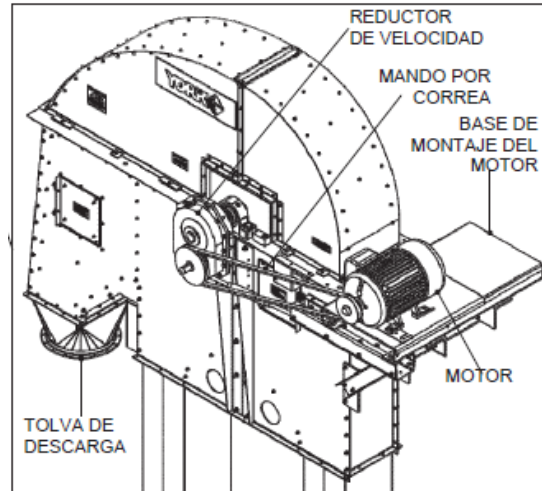


Ilustración 18 - Cabezal de un Elevador y sus componentes.

2.3.6. TAMBOR DE ACCIONAMIENTO

Es el encargado de transmitir el movimiento a la correa, normalmente fabricado en fundición o chapa de acero. Pueden tener una pequeña biconicidad a los efectos de centrar la correa y siempre y cuando el cangilón lo permita. Es altamente recomendable el recubrimiento de este con caucho a los efectos de protegerlo del desgaste producido por la gran cantidad de polvo que genera el sistema. Este recubrimiento evita también el desgaste prematuro de la correa y eficientiza el uso de la potencia ahorrando energía.

También aumenta el coeficiente de rozamiento haciendo más difícil un eventual patinamiento. El diámetro de este se calcula en función de la descarga y la velocidad para lograr una operación eficiente.



Ilustración 19 - Tambor Motriz.

2.3.7. CABEZA DEL ELEVADOR

También localizada en la parte superior del elevador y es una estructura metálica que contiene al tambor de accionamiento, formando parte de esta la unidad de accionamiento, el freno y la boca de descarga. La tapa debe tener el perfil adecuado para adaptarse lo más posible a la trayectoria del material elevado en el momento de producirse la descarga. Esta trayectoria depende de varios factores como ser el tipo de cangilón, la velocidad de la correa y el diámetro del tambor de accionamiento.

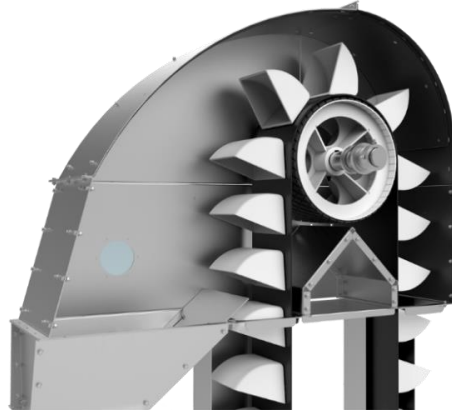


Ilustración 20 - Cabeza de Elevador.

2.3.8. FRENO Y MECANISMO ANTIRETORNO

Es un sistema ligado al eje del tambor de accionamiento. Permite el libre movimiento en el sentido de elevación. Cuando por cualquier motivo el elevador se detiene con los cangilones cargados, este sistema impide el retroceso de la correa, evitando así que el material contenido en los mismos sea descargado en el fondo del elevador. Los dispositivos más usados son el de malacate o el de cinta.

Su función consiste en retener la carga en caso de parada imprevista o fallo de la unidad motriz. Estos sistemas antirretornos actúan como un elemento de seguridad.

2.3.9. TAMBOR DE REENVÍO

Se localiza en la parte inferior del elevador. Sobre el eje de este se encuentra montado normalmente el dispositivo de estiramiento. Su diámetro es generalmente igual al tambor de accionamiento o menor que el mismo.



Ilustración 21 - Tambor de Reenvío.

2.3.10. DISPOSITIVO DE ESTIRAMIENTO

Como su nombre lo indica este dispositivo permite el tensado de la correa para lograr un perfecto funcionamiento del sistema. Este dispositivo puede ser de dos tipos: a tornillo (el más usual) o automático (para elevadores de grandes capacidades).

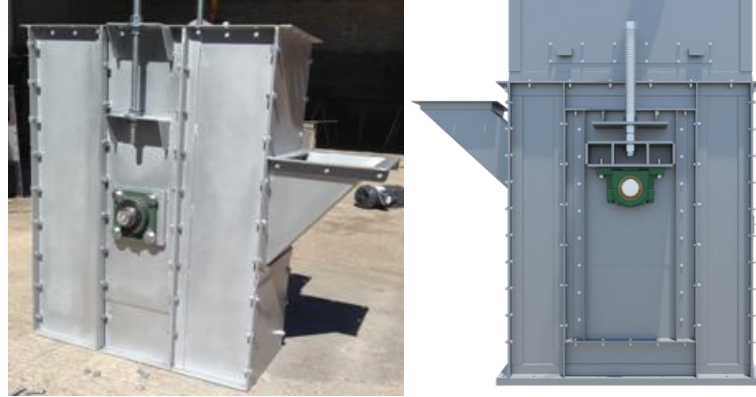


Ilustración 22 - Sistema de Estiramiento instalado en base de elevadores.

2.3.11. PIE DEL ELEVADOR

Se encuentra ubicado en la parte inferior del elevador y contiene al tambor de reenvío. Son partes integrantes del mismo la tolva de alimentación y el dispositivo de estiramiento.

Esta parte de la estructura se encuentra regularmente provista de puertas de inspección y de limpieza.

2.4. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE ELEVADOR A CANGILONES DE GRANOS.



Ilustración 23- Diseño de Elevador a Cangilones.

Para lograr determinar las sollicitaciones a las cuales van a estar sometidos los elementos que se desean dimensionar, es necesario establecer algunas especificaciones del elevador.

2.4.1. ESPECIFICACIONES DEL ELEVADOR DE CANGILONES:

- Capacidad: $Q = 15 \text{ Tn/h}$.
- Material: Trigo.
- Densidad del material: $\delta = 0,75 \text{ Tn/m}^3$.
- Altura de elevación: $H = 3945 \text{ mm}$. (nivel del suelo a boca de descarga).
- Elemento motriz: Banda elevadora.
- Diámetro Tambor Motriz: $D_1 = 150 \text{ mm}$.
- Diámetro Tambor Conducido: $D_2 = 150 \text{ mm}$.

El Elevador a Cangilones, debido al producto por el cual es diseñado, posee una descarga centrífuga del grano.

Se elige trigo para los cálculos debido a que es uno de los granos de mayor densidad por lo que el sistema estaría calculado para las sollicitudes más extremas.

El motivo por el cual se escogió 150mm para el diámetro de los tambores es debido a que se realizaron cálculos preliminares de tanteo donde se pudo establecer que este diámetro permitía una velocidad de banda adecuada con una velocidad del motorreductor a rpm dentro de lo que se conseguía en el catálogo. También se debe cumplir cierto nivel de curvatura en la banda, puesto que este no debía ser demasiado grande, ya que podría dañarla según indica el proveedor. Además de todo esto, va en línea con las dimensiones en general del elevador a cangilones que se quería realizar.

2.4.2. SELECCIÓN DEL CANGILÓN.

El material del cangilón fue seleccionado por recomendaciones del fabricante de este, en función de la materia prima a elevar.

Las dimensiones del cangilón fueron escogidas mediante sondeos en función de la capacidad de la noria, mediante cálculos preliminares utilizando velocidades de banda recomendados para la descarga centrífuga, teniendo en cuenta el espaciamiento mínimo entre cangilones, dato otorgado también por el proveedor de este, el diámetro preestablecido de tambor, la altura de elevación y la longitud de la correa, que nos permitirá saber cuántos cangilones entrarán en estas.

Como los cangilones se moverán dentro de los pantalones del elevador (su estructura), se analizó el hecho de obtener una estructura lo más esbelta posible para que la máquina no ocupe demasiado espacio en las instalaciones.

Además, se tuvieron en cuenta cuestiones dimensionales, para que el cangilón no quede desproporcionado con respecto al tambor.

Guía de Selección de Material del Cangilón

Tabla de Materiales

Característica	Polietileno	Nylon	Poliuretano	Nyrim® (Nylon/Hule)	Nylatron®	Hierro Dúctil	Acero al Carbono	304 Inoxidable	316 Inoxidable
Costo	1	3	4	5	5	3	2	4	4
Resistencia a la Abrasión	1	3	3	5	4	4	3	4	4
Resistencia al Impacto	3	4	5	5	4	3	2	2	2
Resistencia a la humedad	5	2	1	3	3	2	4	5*	5*
Antiadherente	2	2	5	4	5	1	1	3*	3*
Aprobados por la FDA	SI	SI	Bajo Pedido	No	No	No	No	SI	SI
Antiestático	Bajo Pedido	No	No	SI	No	No	No	No	No
Rango de Temperatura (°C)	-85 to 80	-50 to 150	-50 to 80	-40 to 140	-40 to 140	-50 to 430	Contacte 4B	Contacte 4B	Contacte 4B
Colores Estándar**	Blanco	Crema, Negro, Verde Oscuro	Natural	Negro	Negro	NA	NA	NA	NA

Código: 1 = Bajo / 5 = Alto NA = No Aplicable *Pulido **Colores Disponibles para Ordenes Especiales


Material / Aplicaciones	
Polietileno -	Uso general para granos, alimento animal, productos alimenticios, fertilizantes y materiales húmedos
Nylon -	Productos calientes, abrasivos granulares, productos de alto impacto, incluyendo polvos
Poliuretano -	Abrasivos afilados, alimentos peletizados y productos pegajosos con poco o nada de agua
Nyrim® -	Extremadamente abrasivos, productos industriales de alto impacto y productos pegajosos
Nylatron® -	Productos industriales extremadamente abrasivos, de alto impacto y muy pegajosos
Acero al Carbono -	Uso general en aplicaciones agrícolas e Industriales, materiales abrasivos, alta temperatura, electrostáticos
Hierro Dúctil -	Productos Industriales pesados, productos abrasivos, alta temperatura
304 Inoxidable -	Alimentos, alta temperatura y productos corrosivos
316 Inoxidable -	Alimentos, alta temperatura y productos altamente corrosivos

Ilustración 24 - Catálogo de cangilones.


CARACTERÍSTICAS DEL CANGILÓN SELECCIONADO.

- Capacidad: $q_c = 17 \text{ in}^3 = 0.27858 \text{ L}$.
- Peso del cangilón: $m_c = 0,25 \text{ lbs} = 0,11 \text{ kg}$.
- Ancho: $A_c = 4 \frac{5}{16}'' = 0,11 \text{ m}$.

CC-S® Heavy Duty Cangilones Agrícolas



HECHO EN LOS USA



- Detalles Página 5

La línea de cangilones CC-S ha sido diseñada para superar a otros cangilones agrícolas en términos de capacidad, durabilidad y calidad de descarga. El cangilón incorpora el Iceberg® Edge, un labio frontal reforzado que proporciona rigidez y consecuentemente una descarga constante a medida que se desgasta. Como beneficio agregado, el CC-S es apilable, lo que implica un ahorro substancial en costos de transporte y espacio de almacenamiento. La gama completa consta de 35 diferentes tamaños disponibles en Polietileno, Nylon y Poliuretano, todo de calidad virgen.

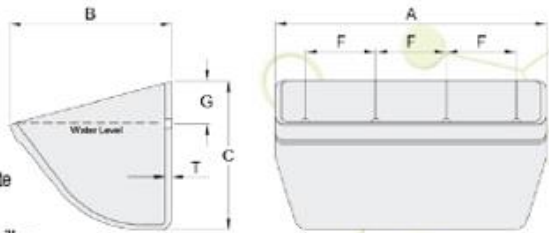
Material: Polietileno, nylon y poliuretano

Rango de Temp.: Polietileno: -85° C a 80° C
Nylon: -50° C a 150° C
Poliuretano: -50° C a 80° C

Características:

- Ligero, resistente y flexible
- Labio frontal, paredes y esquinas reforzadas
- Diseño apilable para un envío y almacenamiento eficiente
- Perfil sin orejas para un espaciado menor

Aplicaciones: Materiales fluidos como granos, cereales, alimento animal, semillas, productos alimenticios y fertilizantes.



Patente U.S. D496D496-052

Tamaño Nominal (pulg.)	N° Parte	Dimensiones (pulg.)				Perforación Estándar (pulg.)				Capacidad (pulg. ³)				
		Longitud A	Proyección B	Profundidad C	Espesor T	N° Hoyos	Diámetro Perno	Distancia F	Distancia G	Nivel de Agua	Nivel de Agua +10%	Espaciado Mínimo (pulg.)	Peso HDPE (lbs.)	Cantidad por paquete
3 x 2	CC-S032	3-5/16	2-1/2	2-1/16	3/16	2	1/4	1-3/4	7/8	6	7	2-1/2	0.20	48
4 x 3	CC-S043	4-5/16	3-1/2	3-1/16	3/16	2	1/4	2-1/2	7/8	17	19	3-1/2	0.25	24
5 x 4	CC-S054	5-1/4	4-1/2	4-1/16	1/4	2	1/4	3-3/16	1-1/4	37	41	4-1/2	0.45	18
6 x 4	CC-S064	6-1/4	4-1/2	4-1/16	1/4	2	1/4	4-3/8	1-1/4	45	50	4-1/2	0.52	18
7 x 4	CC-S074	7-1/4	4-1/2	4-1/16	1/4	3	1/4	2-11/16	1-1/4	53	58	4-1/2	0.58	18

Ilustración 25 - Catálogo de cangilones.

2.4.3. SELECCIÓN DE BANDA ELEVADORA. ELEMET

Tipo banda	N/mm	800	1000	1250	1600	LE2000	LE2250	LE2500	LE2750	LE3000	LE3200	LE3500
CUBIERTA RESISTENTE AL CALOR SX (100 °C)												
Espesor cubiertas	mm	3+3	3+3	3+3	3+3	-	-	-	-	-	-	-
Espesor banda	mm	11,4	11,4	12,3	12,3	-	-	-	-	-	-	-
Peso banda	kg/m ²	17,6	18,2	20,1	21,4	-	-	-	-	-	-	-
CUBIERTA RESISTENTE AL CALOR BX (180 °C)												
Espesor cubiertas	mm	4+4	4+4	4+4	4+4	4+4	4+4	4+4	4+4	4+4	4+4	4+4
Espesor banda	mm	13,4	13,4	14,3	14,3	15,0	15,0	15,0	15,0	15,8	15,8	15,8
Peso banda	kg/m ²	19,2	19,9	22,0	23,1	24,4	25,5	26,0	27,0	29,1	29,9	31,2

Ilustración 26 - Catálogo de bandas elevadoras.

La banda por seleccionar es de goma negra con trama metálica. Debido al ancho del cangilón seleccionado, se especifica un ancho de banda ($A_b = 0,15 \text{ m}$), ya que se recomienda que esta debe

ser de 10 a 25 mm más ancha que el cangilón a cada lado. Para este caso se escoge 20 mm de cada lado, estando en un término medio a las recomendaciones.

Se escoge un tipo de banda de 800 N/mm. Debido a las bajas cargas a las cuales va a estar sometida la banda se establece que una resistencia de 800 N/mm será suficientemente resistente.

Si establecemos un ancho de banda de 150 mm, y restándole el diámetro de los agujeros por donde se colocarán los cangilones (2 agujeros de ¼" – 6,35mm – de diámetro establecido por el catálogo de cangilones).

Entonces el peso P total que será capaz de resistir la banda de 800 N/mm será.

$$P = (150 - 2 * 6,35)mm * 800 \frac{N}{mm} = 109840 N$$

$$P = 11196 kg$$

Este peso está muy por encima de las cargas de la máquina, por lo que verifica, además se asegura que la banda no tenga grandes deformaciones debido a la carga, que dificultarían la transmisión de movimiento.

DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD DE LA BANDA (Lc).

Para poder determinar la Longitud de banda es necesario utilizar la distancia entre ejes, como esta distancia va a variar debido a que la posición del tambor de reenvío cambia para poder tensar la banda en caso de ser necesario, se utiliza un punto medio entre las posiciones de máxima y mínima distancia (4040 mm – 3980 mm). Además, se debe considerar que método de unión de extremos se utilizará, ya que de este dependerá que longitud extra se debe proporcionar para obtener una unión confiable y eficiente.

Primeramente, se calcula la longitud de banda según separación de tambores, por lo tanto, se escoge la distancia entre ejes C = 4 m para los cálculos.

$$Lc = 2 * C + (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4 * C}$$

$$Lc = 2 * 4 + (0,15 + 0,15) + \frac{(0,15 + 0,15)^2}{4 * 4}$$

$$Lc = 8,31 m$$

UNIÓN DE BANDA.

Para unir los extremos de banda, se selecciona una mordaza de aluminio para bandas elevadoras de trabajo ligero. Las dos puntas de la banda son amordazadas por barras dentadas con tornillos galvanizados de alta resistencia.

La mordaza forma una junta a tope que permite un paso suave de la banda sobre la polea, con esfuerzo mínimo y sin movimiento relativo entre los extremos de la banda. Es un empalme más confiable que los del tipo superpuestos.

Características:

- Para bandas de más de 220 PIW (libras por pulgadas de ancho) y grosor de más de 3/8" (9,525mm).
- Barras dentadas para máximo agarre.
- Incluye tornillos de alta resistencia y tuercas de seguridad.

- Bordes curvados para menor desgaste.
- Disponible en longitudes de 100 a 300 mm.

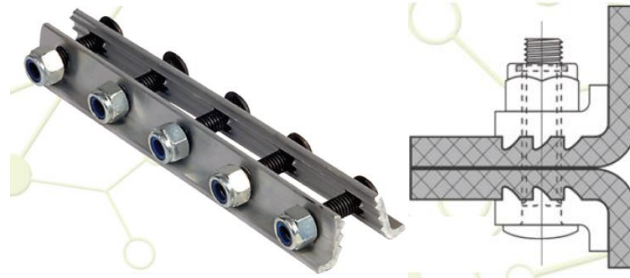


Ilustración 27 - Mordaza para unión de banda.

La longitud deberá ser igual al ancho de banda, es decir, 150 mm. Se recurre a la tabla del catálogo de selección del fabricante y se selecciona el componente correspondiente.

Dimensiones	N° Parte	Ancho de la Banda (pulg.)	Ancho de la Banda (mm)	Longitud Actual (mm)	N° Hoyos	Diámetro Perno Ø (mm)	Centros (mm)
Gripwell 4	GRIP04	4	100	96	3	8	2 x 33
Gripwell 5	GRIP05	5	125	122	4	8	3 x 32
Gripwell 6	GRIP06	6	150	147	4	8	3 x 40
Gripwell 7	GRIP07	7	175	172	5	8	4 x 36
Gripwell 8	GRIP08	8	200	198	6	8	5 x 34
Gripwell 9	GRIP09	9	225	223	6	8	5 x 40
Gripwell 10	GRIP10	10	250	248	7	8	6 x 37
Gripwell 11	GRIP11	11	275	273	7	8	6 x 41
Gripwell 12	GRIP12	12	300	299	8	8	7 x 39

Ilustración 28 - Catalogo de fabricante de accesorios para bandas de elevadores.

Para el tamaño seleccionado se deberá tener una longitud de 150mm extra de banda para colocar el componente.

CARACTERÍSTICAS DE LA BANDA SELECCIONADA.

- Resistencia por unidad de ancho: $R_b = 800 \text{ N/mm}$.
- Peso por unidad de área: $m_b = 17,6 \text{ kg/m}^2$.
- Ancho: $A_b = 0,15 \text{ m}$.
- Espesor de banda: $h_b = 11,4 \text{ mm}$.
- Longitud: 8,5m.

2.4.4. DETERMINACIÓN DE VELOCIDAD DE BANDA (V_b).

Para poder proponer una V_b es necesario que se cumplan determinadas condiciones para garantizar una descarga centrifuga del grano.

Para seleccionar una V_b adecuada se utiliza como referencia una tesis de investigación, en donde dicho trabajo otorga el cuadro siguiente donde recomienda diferentes velocidades de banda en función del tipo de material que moverá el elevador a cangilones además propone un cálculo

numérico para realizar la comprobación de la descarga centrífuga del elevador utilizando el radio del tambor motriz y la V_b de banda escogida previamente.

KIND OF LOAD	TYPICAL EXAMPLE	TYPE OF ELEVATOR	TYPE OF BUCKET	AVERAGE COEFFICIENT OF BUCKET FILLING	SPEED m/s OF	
					BELT	CHAIN
DRY PULVERIZED MATERIAL	PULVERIZED COAL	LOW SPEED GRAVITY UNLOADING	D	0.85	-	0.6 - 0.8
	CEMENT, ROCK, PHOSPHET MEAL	HIGH SPEED CENTRIFUGAL UNLOADING	D	0.80	1.25 - 2.0	-
	GRAIN PRODUCTS (FLOUR)	HIGH SPEED CENTRIFUGAL OR GRAVITY UNLOADING	S	0.85	1.0 - 2.0	-
	FOOD GRAIN	HIGH SPEED CENTRIFUGAL OR GRAVITY UNLOADING	D	0.75	2.0 - 3.2	-
GRANULAR AND FINE - LUMP, LOW ABRASIVE	SAWUST, WOOD CHIPS, DRY CLAY IN LUMPS, MILLED PEAT, FINE COAL	DITTO	D	0.8	1.25 - 2.0	1.0 - 1.6
	LIME, SOOT	LOW SPEED GRAVITY UNLOADING	D	0.8	-	0.4 - 1.0
PULVERIZED AND GRANULAR, WET POORLY FLOWING	SOIL, SAND, POWDER CHALK, CHEMICALS	HIGH SPEED CENTRIFUGAL OR GRAVITY UNLOADING	S	0.6	1.0 - 2.0	0.8 - 2.0

Ilustración 29 - Condiciones de funcionamiento (UTKARSH AMARAVAT 2012).

Se propone una velocidad $V_b =$ de 2 m/s

$$N = \frac{V_b * 60}{(\pi * D_1)}$$

$$N = \frac{2 * 60}{(\pi * 0,15)} = 254,6 \text{ rpm}$$

2.4.4.1. CÁLCULO DEL PUNTO B – VERIFICACIÓN DE DESCARGA CENTRÍFUGA.

A velocidades más bajas del tambor, el efecto de la fuerza de gravedad sobre la descarga se vuelve más fuerte. Ahora, cuando h_p (posición del punto B) no es más largo que r_p (radio del tambor), es decir, el punto B está dentro del círculo del tambor como se muestra en la *Ilustración 30 - a*, la fuerza centrífuga es mucho mayor que la fuerza de gravedad, las partículas del material en un balde se desplazan hacia el exterior (frente) del cangilón y luego se descargan centrífugamente. Con h_p mayor que r_p , es decir, con el punto B fuera del radio del tambor como se muestra en la *Ilustración 30- b*, la fuerza de gravedad es grande en comparación con el componente centrífugo y los cangilones se descargan por gravedad sobre su pared posterior (más cercana a la polea). Como h_p menor r_p , los cubos se pueden descargar centrífugamente. Por lo tanto, el método de descarga del cangilón está determinado por la relación entre la distancia del punto B y el radio del tambor.

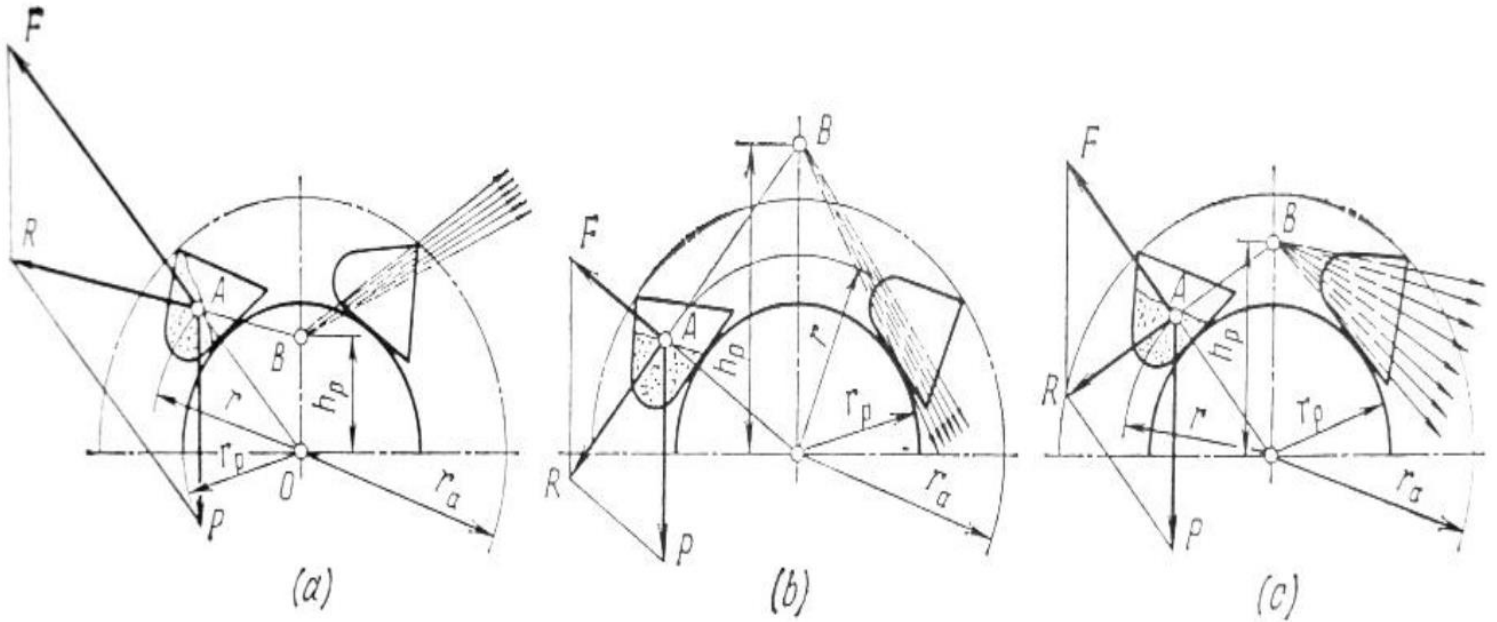


Ilustración 30 - Condición de descarga ((a) Centrífuga. (b) Gravitacional (c) Mixta). (UTKARSH AMARAVAT 2012).

Se procede a verificar la posición del punto B, o lo que lo mismo, la distancia h_p de la siguiente manera:

$$h_p = \frac{g * r_1^2 * 30^2}{(\pi^2 * r_1^2 * N^2)}$$

$$h_p = \frac{9,81 * 0,075^2 * 30^2}{(\pi^2 * 0,075^2 * 254,6^2)}$$

$$h_p = 0,013 \text{ m} < r_p$$

De lo anterior, se comprueba que h_p es menor a r_p , radio de tambor, por lo que el equipo descargará de forma centrífuga.

2.4.5. DETERMINACIÓN DE LAS TENSIONES.

La tensión del ramal tirante estará compuesta por:

- Masa de la banda.
- Masa de cangilones.
- Carga útil de los cangilones.
- Y, finalmente, la fricción del material en el punto de carga.

Por otro lado, el ramal flojo está compuesto solo por:

- Masa de la banda.
- Masa de cangilones.

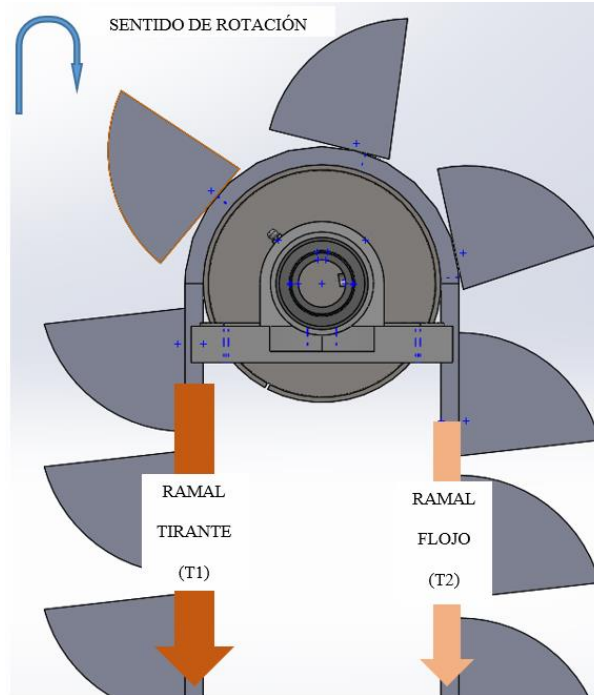


Ilustración 31 - Esquema de tensiones.

2.4.5.1. PESO DE LA BANDA (P_b).

$$P_b = m_b * A_b * \frac{L_c}{2}$$

$$P_b = 17,6 * 0,15 * \frac{8,31}{2}$$

$$P_b = 11 \text{ kg}$$

2.4.5.2. PESO DE LOS CANGILONES (P_c).

Para determinar el P_c primero se determina el espacio entre los cangilones (d_c).

La capacidad del cangilón seleccionado es de 0.27858 L, se supone que dicho cangilón se llena en un 90 % en la recogida del material, de esta manera se tiene en cuenta una posible falta de eficiencia en el llenado de este, entonces la distancia entre éstos (d_c) será:

$$Q = \frac{3600 * V_b * \delta * \frac{q_c}{1000} * 0,9}{d_c}$$

$$d_c = \frac{3600 * V_b * \delta * \frac{q_c}{1000} * 0,9}{Q}$$

$$0,09 \text{ m} = \frac{3600 * 2 * 0,75 * \frac{0,27858}{1000} * 0,9}{15}$$

Por lo tanto, se elige una distancia entre cangilones $d_c = 0,09 \text{ m}$, este valor cumple con la condición de la mínima distancia establecida por el catálogo (Ilustración 25) de 0,089 m.

Ahora se puede determinar P_c .

$$Pc = mc * \frac{Lc}{2 * dc}$$

$$Pc = 0,11 * \frac{8,5}{2 * 0,09}$$

$$Pc = 5 \text{ kg}$$

2.4.5.3. CARGA ÚTIL DE LOS CANGILONES (Pu).

$$Pu = \text{Carga útil} * \frac{Lc}{2 * dc}$$

$$Pu = \delta * qc * \frac{Lc}{2 * dc}$$

$$Pu = 0,75 * 0,2786 * \frac{8,5}{2 * 0,09}$$

$$Pu = 9,64 \text{ kg}$$

En este caso no se tiene en cuenta la eficiencia de llenado del cangilón antes vista para sobredimensionar las cargas y estar por el lado de la seguridad.

2.4.5.4. FRICCIÓN DEL MATERIAL EN EL PUNTO DE CARGA

Los cangilones en el punto de recogida del material encontrarán resistencia al avance por la misma materia prima que llevarán en su interior.

Para tener en cuenta este efecto, el fabricante de banda escogido recomienda multiplicar a la carga útil por determinados coeficientes, por razones de seguridad y sobredimensionamiento de los elementos mecánicos se decide, tener en cuenta este efecto en el valor de T1 duplicando el valor de Pu, que es mayor al coeficiente establecido por el fabricante de la banda.

2.4.5.5. DETERMINACIÓN DE LAS TENSIONES, TORQUE Y POTENCIA.

Determinación de T₁.

$$T_1 = Pb + Pc + 2 * Pu$$

$$T_1 = 11 + 5 + 2 * 9,64$$

$$T_1 = 35,3 \text{ kg}$$

Determinación de T₂.

La T₂ estará compuesta por los pesos de los cangilones vacíos y la banda.

$$T_2 = Pb + Pc$$

$$T_2 = 11 + 5$$

$$T_2 = 16 \text{ kg}$$

Es necesario para garantizar una adecuada transmisión de potencia, que el ramal flojo tenga una tensión mínima para evitar el resbalamiento de la banda sobre el tambor, para verificar si el peso de los cangilones vacíos y de la banda es suficiente para garantizar esta tensión, el fabricante

recomienda realizar la resta entre, los pesos de la carga útil con la fricción del material en el punto de carga menos los pesos de la banda y los cangilones vacíos y afectarlo por un coeficiente K.

Si este valor resulta negativo no será necesario colocar un contra peso en el ramal flojo.

$$\text{Contra peso} = K((Pu * 2) - (Pc + Pb))$$

$$\text{Contra peso} = 0,5 * ((9,64 * 2) - (5 + 11))$$

$$\text{Contra peso} = 1,64 \text{ kg}$$

K representa el coeficiente de rozamiento entre la banda y el tambor motriz.

Como se determinó que es necesario un contra peso en el ramal flojo de 1,64 kg, será necesario pretensar la correa con una fuerza de $1,64 * 2 = 3,28$ kg.

Por lo tanto, los valores de T_1 y T_2 ahora serán:

$$T_1 = 37 \text{ kg}$$

$$T_2 = 17,64 \text{ kg}$$

Ahora con T_1 y T_2 determinadas se puede calcular la Fuerza Tangencial Neta (F_t)

$$F_t = T_1 - T_2$$

$$F_t = 37 - 17,64$$

$$F_t = 19,36 \text{ kg}$$

Las expresiones anteriores sirven para calcular las tensiones de la banda cuando la cinta trabaja en el régimen estacionario, es decir, cuando la cinta ya ha alcanzado un estado regular de funcionamiento y de velocidad constante.

En el momento del arranque de la banda, es necesario aplicar un incremento de fuerza adicional respecto al estado estacionario para así poder acelerar desde su estado inicial en reposo a todas las masas que constituyen el sistema de la cinta, esto es, la masa del material a transportar, la banda, los tambores y demás elementos auxiliares. Esta aceleración que se le aplica al sistema deberá ser suficiente para vencer el par resistente inicial, pero debe mantenerse por debajo de un cierto valor para evitar que patine la banda.

Como buena práctica se considera que esta fuerza tangencial máxima en el arranque no deberá ser mayor de 1,6 veces el valor de la fuerza tangencial alcanzada en el estado estacionario.

Por lo tanto, se obtiene la fuerza tangencial en el arranque (F_{t_a}) incrementando el valor de la fuerza tangencial del régimen estacionario, según la siguiente expresión:

$$F_{t_a} = 1,6 * F_t$$

$$F_{t_a} = 31 \text{ kg}$$

Esta fuerza tangencial máxima no estacionaria (F_{t_a}) será aplicada sólo durante un determinado periodo de tiempo, justo lo que dure el periodo de arranque del motor de la cinta.

Ahora con las fuerzas tangenciales netas con el tambor motriz funcionando en régimen (P) como en el arranque (P_a), se determinan las potencias necesarias.

$$P = \frac{F_t * V_b * g}{\eta * 1000}$$

$$P_a = \frac{F_{t_a} * V_b * g}{\eta * 1000}$$

η es un factor que determina la eficiencia del mecanismo del accionamiento, se toma como valor $\eta = 0,9$.

g es la aceleración de la gravedad, para pasar de kg a N y obtener la potencia en kW.

$$P = \frac{19,36 * 2 * 9,81}{0,9 * 1000}$$

$$P = 0,422 \text{ kW}$$

$$Pa = \frac{31 * 2 * 9,81}{0,9 * 1000}$$

$$Pa = 0,676 \text{ kW}$$

2.4.6. SELECCIÓN DE MOTO-REDUCTOR.

La conexión del eje del tambor hacia el motor se realizará mediante la utilización de un reductor.

La potencia que se debe transmitir al tabor motriz para que funcione en régimen es de 0,42 kW a 254,6 rpm, el motorreductor seleccionado tiene las siguientes características y además poder entregar la potencia de 0,68 kW solicitadas durante el arranque.

- Potencia: 0,75kW.
- R.P.M. de Entrada: 1420 rpm.
- R.P.M. Salida: 256 rpm, valor muy aproximado al solicitado.
- Rendimiento $\eta=0,74$.
- Relación m_w : 5,54.
- Modelo F00T2 1,00

Se puede observar esta selección en la siguiente imagen.

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos	
kW	HP	(RPM)	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página	
0,75	kW	HP	119,0	11,96	F00T2 1,00	4,75	59	1420	320	160	27	pag 48-49	pag 66
			131,0	10,84	F00T2 1,00	4,85	53	1420	320	160	27	pag 48-49	pag 66
			141,0	10,06	F00T2 1,00	5,55	49	1420	320	160	27	pag 48-49	pag 66
			152,0	9,32	F00T2 1,00	5,65	46	1420	280	140	27	pag 48-49	pag 66
			166,0	8,57	F00T2 1,00	6,25	42	1420	280	140	27	pag 48-49	pag 66
			193,0	7,36	F00T2 1,00	7,05	36	1420	280	140	27	pag 48-49	pag 66
			223,0	6,37	F00T2 1,00	7,85	31	1420	280	140	27	pag 48-49	pag 66
			256,0	5,54	F00T2 1,00	8,75	27	1420	280	140	27	pag 48-49	pag 66

Ilustración 32 - Catálogo Motorreductores.

Como en el arranque se demanda mayor potencia los cálculos se realizan con ese valor 0,68kW.

TABLA DE MEDIDAS - SERIE "F-HU" (CON EJE DE SALIDA HUECO)
OVERALL DIMENSIONS - TYPE "F-HU" (WITH OUTPUT HOLLOW SHAFT)

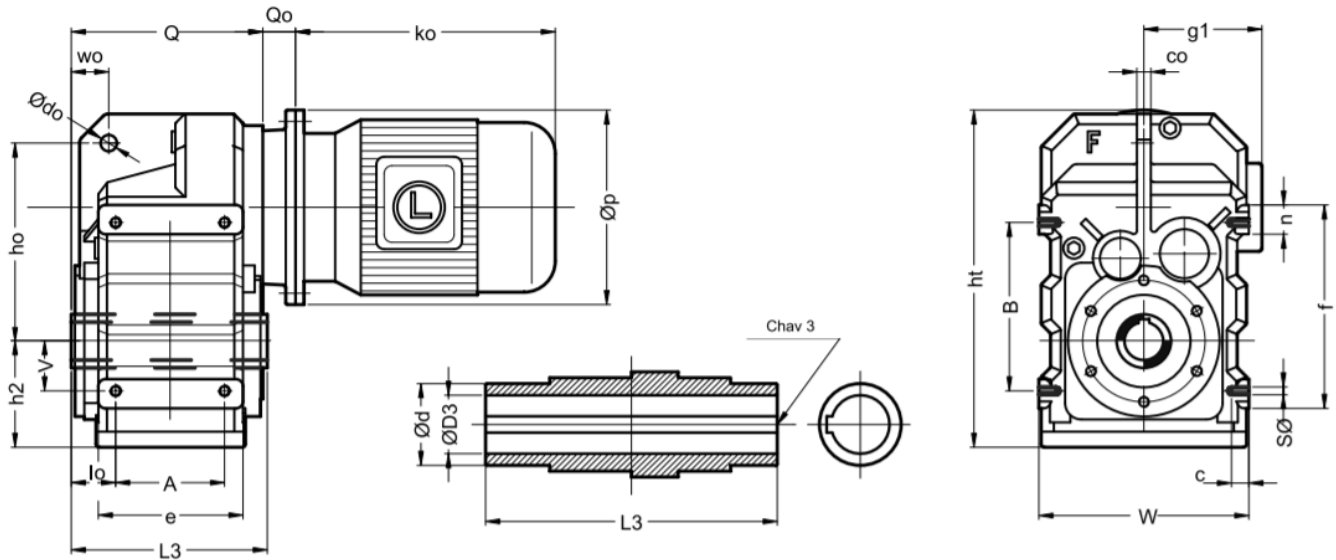


Ilustración 33 - Dimensiones de Motorreductor en catálogo.

Con la misma potencia se ingresa a la tabla del catálogo de motores para determinar el modelo de carcasa que este posee.

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado Iv / In	Par con rotor trabado Tv/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM
kW	HP							Caliente	Frio			
IV Polos - 1500 rpm - 50 Hz												
Carcasa opcionales												
0,25	0,33	80	1,68	5,5	2,0	2,5	0,0015	31	68	9,0	44	1410
0,37	0,5	80	2,49	5,7	2,2	2,7	0,0019	23	51	9,5	44	1410
0,75	1	90S	5,03	5,9	2,2	2,6	0,0038	19	42	17,5	49	1420
1,1	1,5	90L	7,30	6,5	1,9	2,6	0,0049	14	31	19,0	49	1432
1,5	2	100L	10,1	6,6	2,8	3,0	0,0067	20	44	28,0	53	1415
2,2	3	112M	14,6	6,3	1,9	2,6	0,0117	23	51	39,0	56	1440
4	5,5	132S	26,3	7,2	1,9	3,0	0,0341	14	31	60,0	56	1450
5,5	7,5	132M	36,0	7,3	1,9	3,0	0,0416	10	22	63,0	56	1455

Ilustración 34 - Tabla de Catálogo de motores eléctricos.

TABLA DE MEDIDAS DE MOTORES

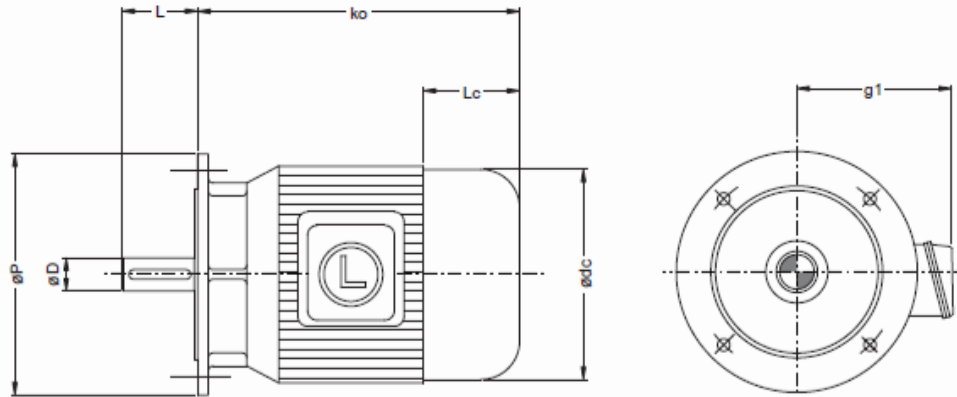


Ilustración 35 - Cotas de tamaño de motor eléctrico.

Tamaño Motor IEC.	øD	L	Pø	g1	dcø	Motor Standard			Motor con Freno			Motor con Antigiro			
						ko	Lc	Peso kg	ko	Lc	Peso kg	ko	Lc	Peso kg	
71	mm	14	30	160	136	138	218	70	10	275	125	12	218	70	10
80	mm	19	40	200	145	158	236	75	14	288	125	16	236	75	14
90 S	mm	24	50	200	155	178	254	80	17,5	314	140	20,5	254	80	17,5
90 L	mm	24	50	200	155	178	279	80	20,5	339	140	23,5	279	80	20,5
100 L	mm	28	60	250	165	198	316	90	30	390	165	35	316	90	30
112 M	mm	28	60	250	190	223	333	100	44,5	413	180	53,5	333	100	44,5
132 S	mm	38	80	300	218	262	372	116	63	487	216	79	432	175	65
132 M	mm	38	80	300	218	262	410	116	73	525	216	89	470	175	75
160 M	mm	42	110	350	256	314	488	140	110	603	240	143	548	200	113
160 L	mm	42	110	350	256	314	532	140	121	647	240	154	592	200	124

Ilustración 36 - Tabla de medida de motores extraída de catálogo de motores eléctricos.

El fabricante del motorreductor seleccionado ofrece como accesorio y bajo pedido con un mecanismo antirretroceso que permite el giro del reductor en un solo sentido impidiendo su retroceso por efecto de las cargas externas.

2.4.7. DIMENSIONAMIENTO DEL TAMBOR MOTRIZ.

Ya con las tensiones calculadas sobre el tambor motriz, se determina la fuerza de flexión y torsión que actuarán sobre este.

La fuerza de flexión F será:

$$F = (T_1 + T_2)$$

El torque (T) que producirá la torsión será (Se utiliza la fuerza tangencial en el arranque ya que es mayor que en el régimen estacionario).

$$T = Fta * r_1$$

Aunque estos esfuerzos actuarían en momentos diferentes de etapas de trabajo, se utilizan para dimensionar los elementos en el peor caso posible y estar del lado de la seguridad para garantizar la integridad de las piezas.

Con estos esfuerzos junto con la elección de un material se podrá determinar el espesor de la pared del tubo.

Para el diseño se utilizará una chapa de acero micro aleado MLC 420 que fabrica Ternium Siderar. Este material posee alta resistencia y tiene variadas aplicaciones.

Las propiedades mecánicas de este material se observan debajo.

Laminados en Caliente

Grado			SID MLC 300	SID MLC 350	SID MLC 380	SID MLC 420	SID MLC 500
Propiedad	Unidad	Dirección					
Tensión de fluencia	MPa	T	300-430	340-490	380-530	420-540	500-650
Tensión de rotura	MPa	T	380-500	410-540	460-600	480-640	560-710
Alargamiento mín.			23			19	
e ≤ 5.00 mm	%	T	25	25	22	21	17
5.00 mm < e ≤ 8.00 mm							
e > 8.00 mm							
Plegado (180°)		T	1e	0e	1e	0.5e	0.5e

Ilustración 37 - Propiedades mecánicas de MLC 420.

Se convierten las unidades de las características que más interesan y se obtiene:

- Resistencia última $S_u = 4890 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia a la fluencia $S_y = 4280 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia a la fluencia al corte $S_{ys} = 0,6 * S_y = 2568 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia teórica a la fatiga $S'_n = 0,5 * S_u = 2445 \text{ kg/cm}^2$.

Se escoge este acero debido a su excelente relación entre su resistencia estructural y el peso del producto, lo que permitirá reducir la masa final del equipo. Además, posee mayor resistencia a la corrosión atmosférica en comparación con el acero al carbono tradicional por lo que será más difícil que se formen óxidos en la superficie del tambor que puedan estropear la superficie de la banda prematuramente.

Para determinar la resistencia real a la fatiga debe afectarse a S'_n por los coeficientes K_1 , K_2 , K_3 .

K_1 es un coeficiente que representa el estado superficial de la pieza y se determina a partir de la siguiente imagen, considerándose una superficie mecanizada.

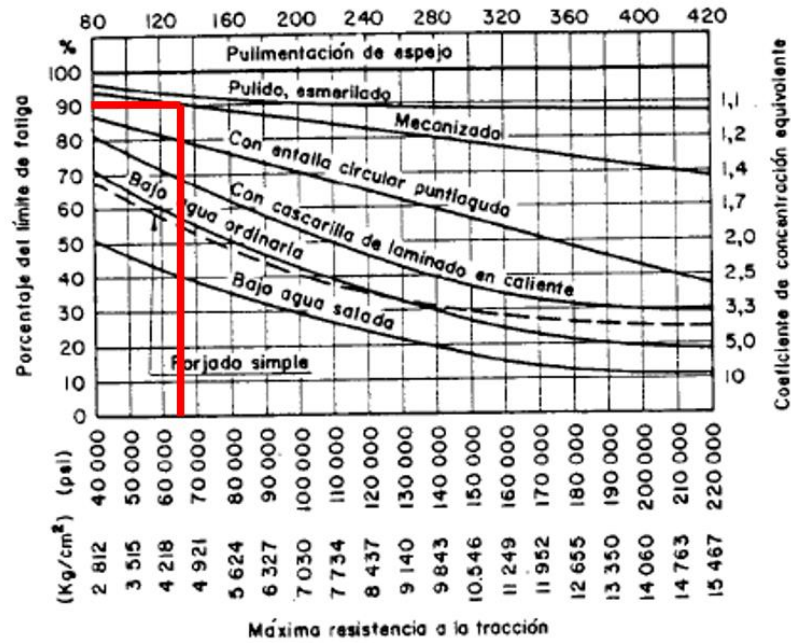


Ilustración 38 - Reducción de la resistencia a la fatiga del acero (Faires pág. 751 figura AF 5).

Entonces se determina el valor $K_1 = 0,9$.

K_2 es un coeficiente que tiene en cuenta las dimensiones de la pieza, se supone sin hacer un cálculo auxiliar que el área del tubo será mayor al área de un eje macizo de $\frac{1}{2}$ " (12,7mm) por lo que $K_2 = 0,85$.

K_3 es un coeficiente que tiene en cuenta el esfuerzo al cual está sometido la pieza, en este caso al ser flexión y torsión, $K_3 = 1$.

Con los valores ya determinados de los coeficientes que afectan la resistencia a la fatiga (S_n), se procede a determinar esta y la resistencia a la fatiga al corte (S_{ns}).

$$S_n = S'_n * K_1 * K_2 * K_3$$

$$S_n = 2445 * 0,9 * 0,85 * 1$$

$$S_n = 1870 \frac{kg}{cm^2}$$

y

$$S_{ns} = S_n * 0,6 = 1122 \frac{kg}{cm^2}$$

Como el ancho de banda es de 150 mm, el tambor motriz tiene que tener como mínimo estas dimensiones, por lo tanto, se establece que la longitud del tambor (L_t) es de $L_t = 200mm$.

Por lo tanto, el sistema quedará como la siguiente imagen.

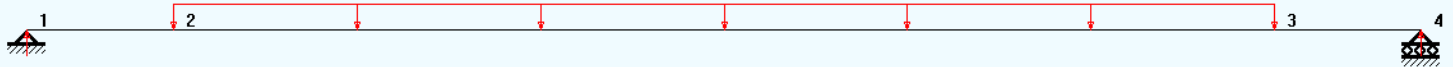


Ilustración 39 - Esquema de esfuerzos sobre Tambor Motriz.

Donde la distancia entre los puntos 2 y 3 es el ancho de la banda y donde se encontrará la carga distribuida (qt) sobre el tambor.

Esta carga distribuida será:

$$qt = \frac{(T_1 + T_2)}{Ab}$$

$$qt = \frac{(37 + 17,64)}{15}$$

$$qt = 3,64 \frac{kg}{cm}$$

Con la carga distribuida ya determinada, se determinan las reacciones en el tambor ($R1$ y $R4$).

$$R1 = R4 = \frac{qt * Ab}{2}$$

$$R1 = R4 = \frac{3,64 * 15}{2}$$

$$R1 = R4 = 27,32 \text{ kg}$$

Las reacciones son iguales debido a la simetría del sistema.

El diagrama de esfuerzos cortantes y flexores es el siguiente:

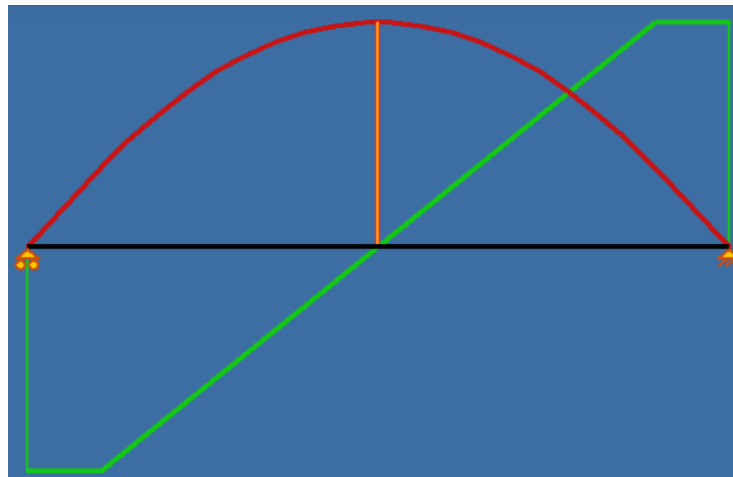


Ilustración 40 - Diagrama de esfuerzos de Tambor Motriz.

Donde la línea roja representa el diagrama de momentos flector y la línea verde el de esfuerzos cortantes.

Se observa que el momento flector máximo se origina en el punto medio y su valor es:

$$Mf = \left(R1 * \frac{Lt}{2} \right) - \left(qt * \frac{Ab}{2} * \frac{Ab}{4} \right)$$

$$Mf = \left(27,32 * \frac{20}{2} \right) - \left(3,64 * \frac{15}{2} * \frac{15}{4} \right)$$

$$Mf = 171 \text{ kg} * \text{cm}$$

Al estar girando el eje, el momento es constante y su tensión es variable, de esta forma, la tensión media (S_m) será nula y el valor de la tensión alterna (S_a) es.

$$S_a = \frac{Mf}{Z}$$

Donde Z es el módulo de resistencia del tubo.

$$Z = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{De^4 - Di^4}{De} \right)$$

$$Z = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{15^4 - Di^4}{15} \right)$$

Donde $De = 150\text{mm}$ es el diámetro exterior del tambor y Di es el interior que dará el espesor de pared (t) que se quiere determinar.

Como el esfuerzo de torsión es constante la tensión alterna de corte (Sas) será nula y la tensión media de corte (Sms) es:

$$Sms = \frac{T}{Z'} = \frac{Fta * r1}{Z'}$$

$$Sms = \frac{31 * 7,5}{Z'} = \frac{232,5}{Z'}$$

Donde $r1$ hace referencia al radio exterior del tambor y Z' es el momento de inercia polar de la pieza.

$$Z' = \frac{\pi}{16} * \left(\frac{15^4 - Di^4}{15} \right)$$

Una vez determinado Sa y Sms , se procede a establecer las tensiones equivalentes Se y Ses .

$$Se = \frac{Sn}{Sy} * Sm + Kf * Sa$$

Kf es un coeficiente de concentrador de tensiones, como en el punto calculado no existe ninguno, este es igual a la unidad.

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} * Sms + Kf * Sas$$

Para determinar el espesor de pared, se utiliza la ecuación de combinación de esfuerzos variables.

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{Kf * Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} \right)^2 \right]$$

Una vez con las ecuaciones establecidas, se procede a utilizar espesores de chapa comerciales. Estos espesores se muestran en la siguiente ilustración.

Se procede a calcular con chapa de 3 mm.

$$Z = \frac{\pi}{32} * \left(\frac{15^4 - 14,4^4}{15} \right) = 49,91 \text{ cm}^3$$

$$Z' = \frac{\pi}{16} * \left(\frac{15^4 - 14,4^4}{15} \right) = 99,83 \text{ cm}^3$$

$$Sa = \frac{171}{49,91} = 3,42 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Sms = \frac{232,5}{99,83} = 2,32 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{1 * 3,42}{1870} \right)^2 + \left(\frac{2,32}{2568} \right)^2 \right]$$

$$N = 490$$

Grado		SID MLC 350	SID MLC 380	SID MLC 420	SID MLC 500
Espesores (mm)	Ancho mín. (mm)	Ancho máx. (mm)	Ancho máx. (mm)	Ancho máx. (mm)	Ancho máx. (mm)
2.50-2.64	760	945	945	945	-
2.65-2.99	760	1025	1025	1025	-
3.00-3.19	760	1100	1100	1100	-
3.20-3.49	760	1100	1100	1100	1245
3.50-3.99	760	1250	1245	1245	1245
4.00-4.50	760	1350	1350	1350	1245
4.51-4.74	760	1450	1450	1450	1245
4.75-5.19	760	1500	1500	1500	1245
5.20-8.00	760	1500	1500	1500	1245
8.00-9.50	760	-	1245	1120	1245

Ilustración 41 - Espesores de acero micro aleado MLC 420.

Como se observa, este tambor estará sobre dimensionado, pero en él, serán soldados dos platos laterales que transmiten la potencia del eje, por lo que se requerirá gran estabilidad y poca deformación, tanto en la posición de los platos como en la zona donde descansa la banda con sus respectivas cargas que intentaran flexarlo, por lo tanto, se determina que el espesor de chapa de 3mm de acero micro aleado MLC 420 es correcto, de esta manera, se asegura una adecuada transmisión de potencia.

Al elegir un espesor de chapa que otorga un factor de seguridad alto no solo asegura que el tambor no se deforme, sino que también produce que la banda elevadora no se descentre durante el funcionamiento de la máquina debido a dicha deformación.

2.4.8. CÁLCULO DE EJE TAMBOR MOTRIZ

Se elige acero AISI 1020 laminado simple, cuyas propiedades son:

- Resistencia última $S_u = 4569 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia a la fluencia $S_y = 3374 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia a la fluencia al corte $S_{ys} = 0,6 * S_y = 2024,4 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia teórica a la fatiga $S'_n = 0,5 * S_u = 2284,5 \text{ kg/cm}^2$.

Se escoge este material debido a su facilidad para ser mecanizado y porque es un acero para uso convencionales de baja exigencia.

Para determinar la resistencia real a la fatiga debemos afectar a S'_n por los coeficientes K_1 , K_2 , K_3 .

K_1 se determina a partir de la siguiente imagen, considerándose una superficie mecanizada.

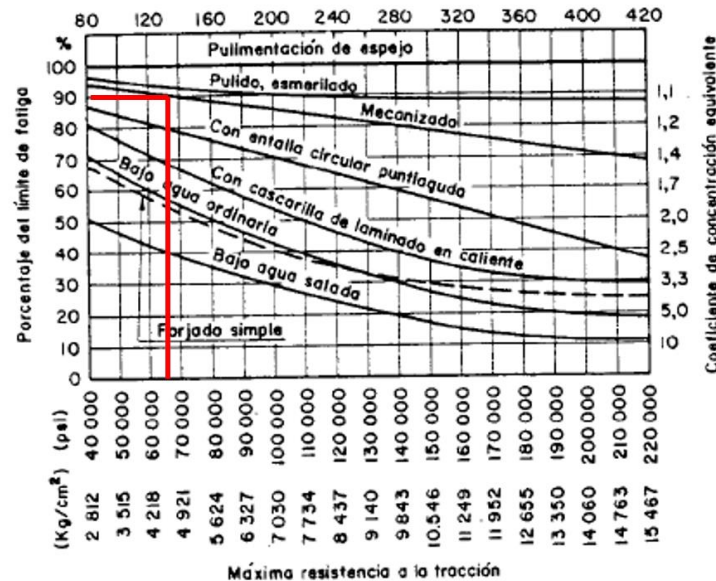


Ilustración 42 - Reducción de la resistencia a la fatiga del acero (Faires pág. 751 figura AF 5).

Entonces, al tratarse del mismo material que en la sección anterior, se determina $K_1 = 0,9$.

K_2 se supone sin hacer un cálculo auxiliar que el área del tubo será mayor al área de un eje macizo de $\frac{1}{2}$ " (12,7 mm) por lo que $K_2 = 0,85$.

K_3 la pieza está sometida, en este caso, a flexión y torsión $K_3 = 1$.

Con los valores ya determinados de los coeficientes que afectan la resistencia a la fatiga, se determina esta última y la resistencia a la fatiga al corte.

$$\begin{aligned}
 S_n &= S'_n * K_1 * K_2 * K_3 \\
 S_n &= 2284,5 * 0,9 * 0,85 * 1 \\
 S_n &= 1747,6 \frac{kg}{cm^2} \\
 & \text{y} \\
 S_{ns} &= S_n * 0,6 = 1048,6 \frac{kg}{cm^2}
 \end{aligned}$$

ANÁLISIS DE ESFUERZOS SOBRE EL EJE.

Por cuestiones constructivas se deja el espacio suficiente para colocar el rodamiento y chapa de la carcasa del elevador, se decide que la longitud desde la soldadura de unión entre el plato y el eje hasta donde se encuentra el apoyo de su respectivo rodamiento, donde se producirá la reacción para sostener la carga, será de $x = 3,3$ cm aproximadamente, se utiliza este valor para los cálculos siguientes.

2.4.9. DIMENSIONAMIENTO DEL EJE.

Las cargas que actúan sobre el eje son R1 y R4 calculadas anteriormente, que ahora pasarían a ser R2 y R3 en la imagen siguiente.

$$R2 = R3 = 27,32 \text{ kg}$$

La reacción en la zona de cojinetes es igual a las anteriores debido a la simetría del sistema.

$$R2 = R3 = R1 = R4$$

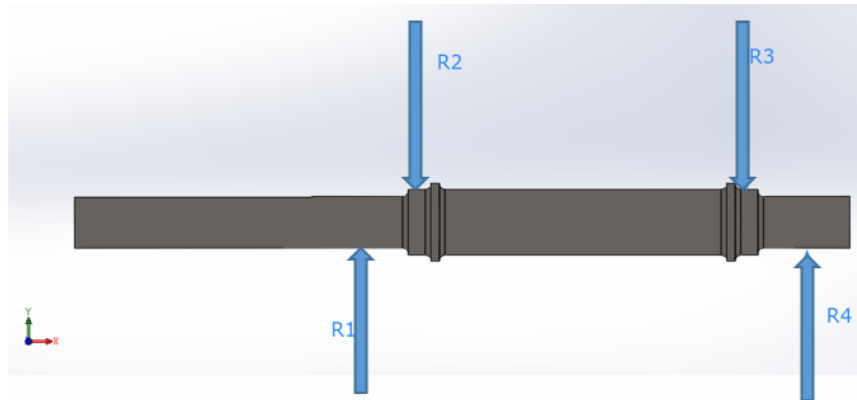


Ilustración 43 - Cargas sobre eje del Tambor.

La instalación del motorreductor no solicitará al eje de ninguna manera más que en la entrega del par torsor que hará rotar el tambor.

Al realizar el diagrama de esfuerzos nos encontramos con la siguiente situación.



Ilustración 44 - Diagrama de cargas.

Las cargas puntuales en verde y en violeta el Torque.

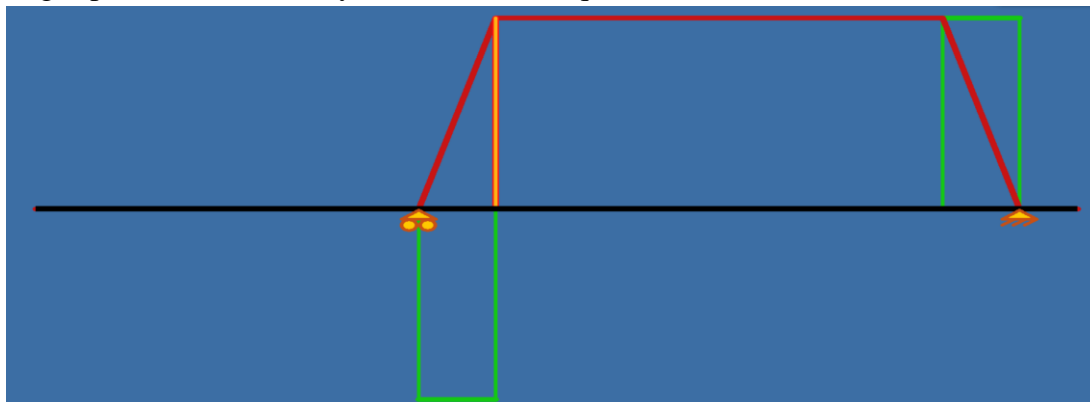


Ilustración 45 - Diagrama de Esfuerzos Cortantes y Flexores.

En rojo el Diagrama de Esfuerzo Flectores y en verde los Cortantes.

Por lo que el momento flector que definido como:

$$Mf = R * x$$

$$Mf = 27,32 \text{ kg} * 3,3 \text{ cm}$$

$$Mf = 90,16 \text{ kg} * \text{cm}$$

Al ser constante el momento flector y girar el eje se produce fatiga sobre este y al ser una carga repetida e invertida la tensión media (S_m) será nula y el valor de la tensión alterna (S_a) es:

$$S_a = \frac{Mf}{Z} \quad S_m = 0$$

Donde Z es el módulo de resistencia del eje.

$$Z = \frac{\pi}{32} * (D^3)$$

Por lo tanto, la tensión S_a será.

$$S_a = \frac{90,16 \text{ kg} * \text{cm}}{\frac{\pi}{32} * (D^3)}$$

$$S_a = \frac{918,36 \text{ kg} * \text{cm}}{(D^3)}$$

Donde D es el diámetro del eje que se desea determinar.

Mientras el esfuerzo de torsión es constante por lo que la tensión alterna de corte (S_{as}) será nula y la tensión media de corte es (S_{ms}).

$$S_{as} = 0 \quad S_{ms} = \frac{T}{Z'} = \frac{Ft * r1}{Z'}$$

$$S_{ms} = \frac{31 \text{ kg} * 7,5 \text{ cm}}{Z'} = \frac{232,5 \text{ kg} * \text{cm}}{Z'}$$

Se utiliza F_{ta} , Fuerza tangencial de arranque, ya que en ese momento será cuando el eje tenga mayor sollicitación de momento torsor.

Entonces, $F_{ta} = 31 \text{ Kg}$, se resuelve que:

$$\text{Torque [T]} = Ft * r$$

$$T = 31 \text{ kg} * 7,5 \text{ cm}$$

$$T = 232,5 \text{ kg} * \text{cm}$$

Donde r representa el radio del tambor.

$$Z' = \frac{\pi}{16} * (D^3)$$

$$S_{ms} = \frac{1184,1 \text{ kg} * \text{cm}}{D^3}$$

Una vez determinado S_a y S_{ms} , se procede a establecer las tensiones equivalentes S_e y S_{es} .

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} * S_m + K_f * S_a$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} * S_{ms} + K_f * S_{as}$$

Muy próximo al punto donde se da el momento flector máximo, se encuentran concentradores de tensiones, que por cuestiones de seguridad se tendrán en cuenta para el dimensionamiento del eje.

Estos concentradores consisten en dos radios de curvatura para el cambio de diámetro del eje de 3,175 mm. Se sumarán los efectos que se generan por los mismos teniéndose en cuenta en el valor de Kf.

Radio de entalla [r] = 0,3175 cm (1/8'')

Sensibilidad a la entalla [q] = 0,926

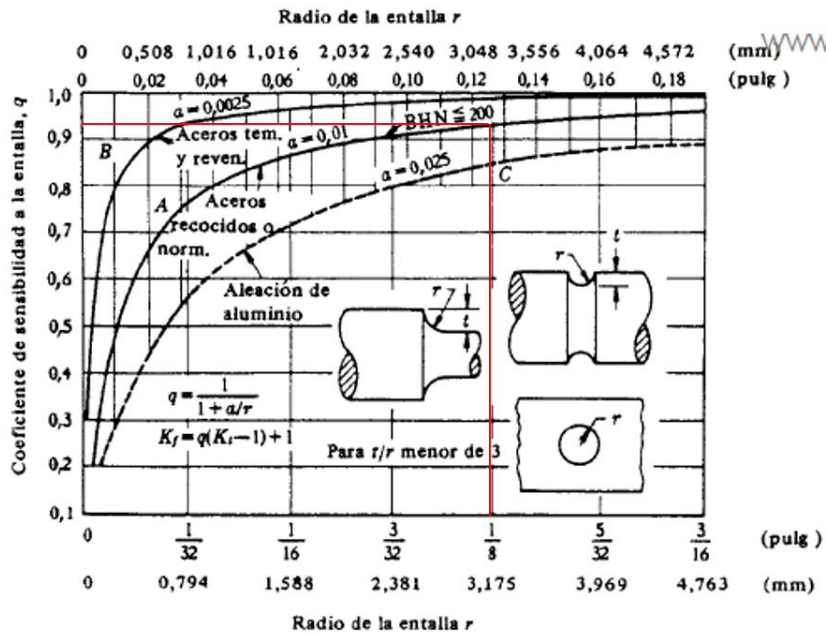


Ilustración 46 - Sensibilidad a la entalla (Fig. AF7 Faieres, pág. 752).

Para lograr ingresar a la tabla anterior es necesario realizar un cálculo auxiliar para lograr determinar un diámetro preliminar y luego establecer la relación r/d.

$$\frac{S_y}{N} = \frac{Mf}{\frac{\pi}{32} * (D^3)}$$

Se propone un valor de coeficiente de seguridad N=2.

$$D^3 = \frac{Mf * N}{\frac{\pi}{32} * S_y}$$

$$D^3 = \frac{90,16 \text{ kg} * \text{cm} * 2}{\frac{\pi}{32} * 3374 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$D = 0,817 \text{ cm}$$

De esta manera la relación r/d.

$$\frac{r}{d} = \frac{0,3175}{0,817} = 0,388$$

Se supone, además, una relación de D/d=1,5, entonces de esta manera se puede determinar Kt debido al radio de curvatura.

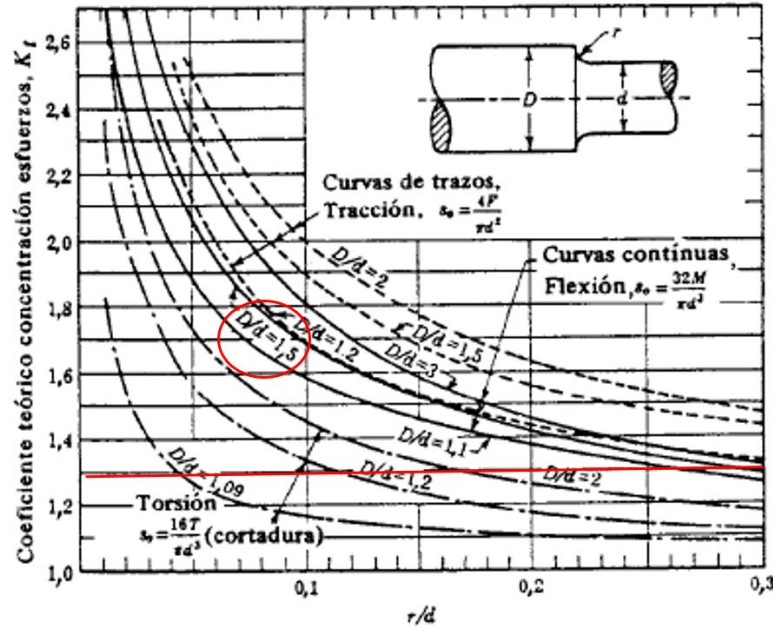


Ilustración 47 - Eje de acuerdo de enlace en el resalte. (Fig. AF12 Faires, pág. 754).

De la Ilustración 47, $K_t=1,3$.

Una vez determinado el valor de K_t , se procede a determinar K_f mediante la siguiente ecuación y utilizando la sensibilidad a la entalla.

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,926 * (1,3 - 1)$$

$$K_f = 1,2778$$

Debido a que existen dos concentradores de tensiones muy próximos, generados por dos radios de curvatura, se realiza la suma de estas para determinar el valor final de K_f que se utilizará.

$$K_f = 1,2778 + 1,2778$$

$$K_f = 2,56$$

Con los valores ya determinados se procede con las siguientes ecuaciones.

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{K_f * S_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} \right)^2 \right]$$

Se propone un valor de $N=2$

$$\frac{1}{2^2} = \left[\left(\frac{K_f * S_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{2^2} = \left[\left(\frac{2,56 * 918,36 \text{ kg} * \text{cm}}{1747,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * D^3} \right)^2 + \left(\frac{1184,1 \text{ kg} * \text{cm}}{2024,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * D^3} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{2^2} = \left[\frac{1,81}{D^6} + \frac{0,342}{D^6} \right]$$

$$0,25 = \left[\frac{2,152}{D^6} \right]$$

$$D = 1,43 \text{ cm}$$

Con el nuevo D, volvemos a determinar el Kt del radio de curvatura para realizar la verificación de los cálculos.

De esta manera la relación r/d.

$$\frac{r}{d} = \frac{0,3175}{1,43} = 0,222$$

Se supone como antes, una relación de D/d=1,5, entonces de esta manera podemos determinar Kt debido al radio de curvatura.

De la Ilustración 47, Kt=1,38.

Una vez determinado el valor de Kt, se procede a determinar Kf mediante la siguiente ecuación y utilizando la sensibilidad a la entalla.

$$Kf = 1 + q * (Kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0,926 * (1,38 - 1)$$

$$Kf = 1,35$$

Existen dos concentradores de tensiones en el mismo punto debido a dos radios de curvatura se realiza la suma de estas para determinar el valor final de Kf que se utilizará.

$$Kf = 1,35 + 1,35$$

$$Kf = 2,7$$

Con los valores ya determinados se procede con las siguientes ecuaciones.

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{Kf * Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} \right)^2 \right]$$

Proponiendo un valor de N=2

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{Kf * Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{2^2} = \left[\left(\frac{2,7 * 918,36 \text{ kg} * \text{cm}}{1747,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * D^3} \right)^2 + \left(\frac{1184,1 \text{ kg} * \text{cm}}{2024,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * D^3} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{2^2} = \left[\frac{2}{D^6} + \frac{0,342}{D^6} \right]$$

$$0,25 = \left[\frac{2,342}{D^6} \right]$$

$$D = 1,452 \text{ cm}$$

Diámetro calculado 1,452 cm.

Al realizar el dimensionamiento del eje teniendo en cuenta solamente las cargas a las cuales estará solicitado, se obtuvo como resultado que un eje de 14,5 mm será suficiente para resistir las sollicitaciones; por otra parte, el moto-reductor escogido posee una hembra o una conexión de 30 mm, este termina siendo el factor que influye en la determinación de las dimensiones del eje y es por ello por lo que se escoge un tamaño mayor para de eje.

Se selecciona un macizo de 1 ½” (38,1mm) el cual deberá ser mecanizado a diferentes medidas para su instalación. Posee dos radios que reducen su diámetro en dos ocasiones, ambos radios son de 3,175mm.

La primera reducción donde se soldarán platos laterales tendrá un diámetro de 35mm y 10mm de longitud, la misma hará de apoyo para dicha operación de soldado haciendo más simple el trabajo y evitando errores de unión. Finalmente se hará otra reducción de diámetro hasta 30mm para la instalación de rodamientos y conexión al motorreductor, siendo este el menor diámetro del eje.

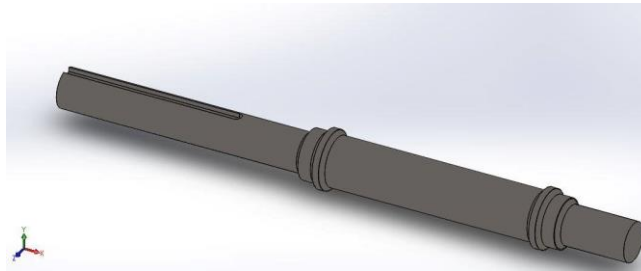


Ilustración 48 - Diseño de Eje.

2.4.9.1. CÁLCULO DE CHAVETAS.

Se procede a realizar la verificación del eje y de la chaveta, con las dimensiones entregadas por el fabricante del motorreductor, están disponibles en el catálogo de selección.

El diámetro del eje es de 30mm al igual que el diámetro de entrada del reductor, este posee un chavetero de 8x7mm por lo que se verifica si una chaveta de estas dimensiones resiste los esfuerzos.

Se procede a determinar su longitud mediante las siguientes ecuaciones.

Tabla 1 Características del material de eje y chaveta.	
CHAVETA	EJE
C1020 $S_y = 3374 \text{ kg/cm}^2$	C1020 $S_y = 3374 \text{ kg/cm}^2$
$S_{adm} = \frac{S_y}{N}; N = 2$ $S_{adm} = 1687 \text{ kg/cm}^2$	$S_{adm} = \frac{S_y}{N}; N = 2$ $S_{adm} = 1687 \text{ kg/cm}^2$
$S_{ys} = 2024,4 \text{ kg/cm}^2$	$S_{ys} = 2024,4 \text{ kg/cm}^2$
$S_{adm} = \frac{S_{ys}}{N}; N = 2$ $S_s = 1012,2 \text{ kg/cm}^2$	$S_{adm} = \frac{S_{ys}}{N}; N = 2$ $S_s = 1012,2 \text{ kg/cm}^2$

Corte

$$T = \frac{Ss * D * b * L}{2}$$

$$L = \frac{2 * T}{Ss * b * D}$$

$$L = \frac{2 * 232,5}{1012,2 * 0,8 * 3}$$

$$L = 0,19 \text{ cm}$$

Compresión

$$T = \frac{Sadm * D * t * L}{4}$$

$$L = \frac{4 * T}{Sadm * t * D}$$

$$L = \frac{4 * 232,5}{1687 * 0,7 * 3}$$

$$L = 0,262 \text{ cm}$$

Las longitudes calculadas son menores a las que ya viene dispuesta en el reductor, que es de 135mm. Se decide realizar una ranura de chaveta de esta longitud por lo que se considera que verifica y resiste.

2.4.9.2. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.

Para la selección de este dispositivo se utiliza el catálogo del proveedor Verion.

Algunos de los datos que son necesarios para seleccionar el dispositivo adecuado son la capacidad de carga estática (C_0) y la capacidad de carga dinámica (C). Para la determinación de estos valores y poder seleccionar el equipo adecuado, se utiliza el método de cálculo establecido por el catálogo de SKF, ya que la metodología de cálculo de rodamientos no difiere entre fabricantes.

Se selecciona una vida útil de los mismos de $L_h=30000$ h.

Conociendo las reacciones en los apoyos y las revoluciones a la cual gira el eje, se procede al cálculo para posterior selección en función de lo indicado en el catálogo.

Lo primero que debe determinarse es la vida útil en millones de revoluciones (L), siendo este valor de:

$$L = \frac{Lh * n * 60}{10^6}$$

$$L = \frac{30000 * 253 * 60}{10^6}$$

$$L = 455,4 \text{ Mr}$$

Luego se procede a determinar P utilizando las reacciones en los apoyos.

$$P = Fr + YFa$$

En este caso, fuerzas axiales no existen, pero si Fr , que hace referencia las fuerzas radiales sobre

el rodamiento, que, en este caso, son las reacciones calculadas en el dimensionamiento del eje motriz.

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Ilustración 49 - Duración de rodamientos en horas (Tabla 9 catálogo SKF pág. 83).

Estas son:

$$R1 = R4 = Fr = 27,32 \text{ kg}$$

Se determina que $X = 1$ debido a la ausencia de cargas axiales, por lo tanto.

$$P = Fr = 27,32 \text{ kg}$$

Conociendo L y P , se determina la capacidad básica de carga dinámica C .

$$C = \sqrt[p]{L} * P$$

Se supone que, como se trata de un rodamiento a bolas, $p=3$.

$$C = \sqrt[3]{455,4} * 27,32$$

$$C = 210,2 \text{ kg} = 2,06 \text{ kN}$$

Se procede a determinar la capacidad básica de carga estática C_0 . En la práctica se establece una relación S_0 (factor de seguridad) entre C_0 y P_0 siendo esta última la carga equivalente estática.

$S_0 \geq 1$ para condiciones normales, en este caso se selecciona $S_0 = 1,5$.

Para determinar P_0 , se aplica.

$$P_0 = Fr_0 + Y_0 * F_{a0}$$

Las cargas axiales en este caso también son nulas.

Por tabla se determina que $X_0 = 1$, para rodamiento de bolas. Por lo que P_0 representa las sumatoria de las cargas estáticas.

$$P_0 = 20 \text{ kg}$$

Siendo este valor los pesos vacíos de los cangilones, la banda, su pretensión y el peso de los siguientes elementos. La suma de todas estas cargas está dividida por dos debido a que la carga total está distribuida en dos rodamientos.

- Eje = 2,9 kg
- Platos laterales = 0,756 kg
- Tambor = 2,3 kg
- Banda + Cangilones vacíos = 32 kg
- Pretensión = 3,28 kg

Por lo tanto, Co.

$$Co = So * Po$$

$$Co = 1,5 * 20 \text{ kg} = 30 \text{ kg}$$

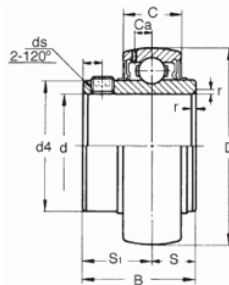
$$Co = 0,29 \text{ kN}$$

Conociendo los valores de C, Co y los diámetros se procede a ingresar al catálogo y seleccionar el rodamiento.

Se selecciona un rodamiento con la capacidad de trabajar con un cierto grado de desalineación y que pueda pivotar dentro de su soporte, es decir, conjunto UC que permita absorber desalineaciones de montaje y construcción como así también deformaciones del eje por flexión debido a la carga.

Se selecciona el modelo UC 206 de diámetro interior de 30 mm y exterior de 62 mm. Se puede ver en la tabla como este modelo seleccionado cumple con las condiciones de C y Co.

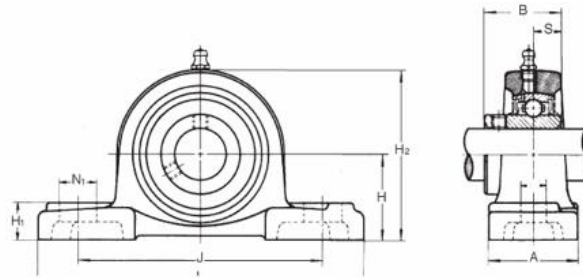
Para la selección del rodamiento inferior no se verificarán las cargas ya que estas son menores que las que existen en el tambor motriz, por ello los valores de C y Co se tomarán iguales a las calculadas anteriormente para el tambor superior.



MODELO	DIMENSIONES											CAP. BÁSICA DE CARGA(KN)		PESO kg
	d	D	B	C	r	S	S ₁	G	ds	Ca	d ₄	DINÁMICA C _R	ESTÁTICA C _{or}	
UC 201	12	47	31	17	1	12.7	18.3	4.5	M6x0.75	4.5	29	12.8	6.6	0.21
UC 202	15	47	31	17	1	12.7	18.3	4.5	M6x0.75	4.5	29	12.8	6.6	0.19
UC 203	17	47	31	17	1.5	12.7	18.3	4.5	M6x0.75	4.5	29	12.8	6.6	0.18
UC 204	20	47	31	17	1	12.7	18.3	4.5	M6x0.75	4.5	29	12.8	6.6	0.16
UC 205	25	52	34.1	17	1.5	14.3	19.8	5	M6x0.75	4.5	34	14.0	7.9	0.19
UC 206	30	62	38.1	19	1.5	15.9	22.2	5	M6x0.75	5.1	40.5	19.6	11.3	0.31

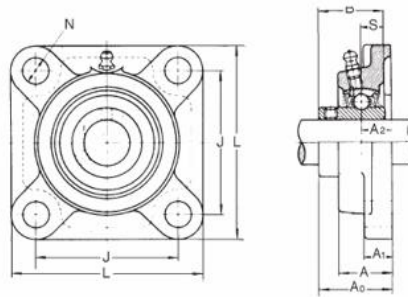
Ilustración 50 - Selección de Rodamiento para tambor de reenvió.

Las carcasas que sostendrán a cada rodamiento serán del tipo UCP (soporte tipo puente) para el superior y UCF (soporte de brida de cuatro pernos).



Ø EJE mm	MODELO	DIMENSIONES										TAMAÑO PERNO mm	CAPACIDAD BÁSICA DE CARGA(KN)			ALOJA- MIENTO Nº	PESO kg
		H	L	J	A	N	N _i	H ₁	H ₂	B	S		Nº	DINÁMICA C _r	ESTÁTICA C _{or}		
30	UCP 206	42.9	165	121	48	17	21	18	83	38.1	15.9	M14	UC 206	19.6	11.3	P 206	1.3

Ilustración 51 - UCP para tambor motriz.



Ø EJE mm	MODELO	DIMENSIONES										TAMAÑO PERNO mm	CAPACIDAD BÁSICA DE CARGA(KN)			ALOJA- MIENTO Nº	PESO kg
		H	L	J	A	N	N _i	H ₁	H ₂	B	Nº		DINÁMICA C _r	ESTÁTICA C _{or}			
30	UCF 206	108	83	18	14	31	12	40.2	38.1	15.9	M10	UC 206	19.6	11.3	F 206	1	

Ilustración 52 - UCF para tambor de reenvío.

**2.4.10. CÁLCULO ESTRUCTURAL DE ELEVADORES DE CANGILONES.
COMPROBACIÓN A FLEXIÓN Y PANDEO DE LA ESTRUCTURA DE LOS
PANTALONES.**

Cada pantalón está conformado por cuatro perfiles en ángulo (perfil L) de 1"x1/8" (25,4 x 3,175mm), estos pantalones en conjunto serán los encargados, junto con las columnas de la escalera, de resistir el peso de toda la estructura encima de ellos.

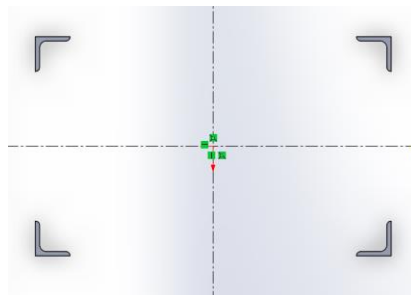


Ilustración 53 - Disposición de perfiles en la estructura de los pantalones.

La carga a la que están solicitados y se tienen en cuenta son:

- El peso de una persona trabajando en la plataforma.
- El peso de la estructura por donde trabaja la persona.
- Sistema motriz de la noria y la estructura que tienen por encima los pantalones.

$$F = \sum f$$

Para poder determinar el momento inercia total de toda la estructura en cada eje ortogonal (I_{yt} e I_{xt}) se procede a realizar la suma de momentos de inercia utilizando el “Teorema de Steiner”.

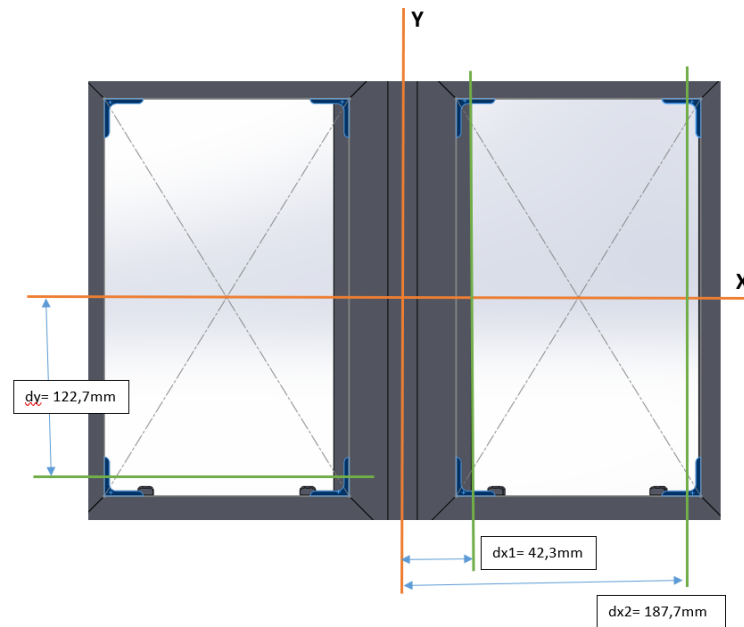


Ilustración 54 - Disposición de la sección de la estructura.

Determinación del momento de inercia en el eje Y (I_{yt})

Para poder determinar este valor se realiza el siguiente cálculo:

$$I_{yt} = 2 * [(2 * (J_y + A * dx_1^2)) + (2 * (J_y + A * dx_2^2))]$$

Donde I_{yt} hacen referencia al momento resistente de la toda la estructura.

Donde:

- A es el área de la sección de un perfil ángulo, entonces $A=1,51 \text{ cm}^2$.
- J_y el momento de inercia de cada ángulo, $J_y=0,84 \text{ cm}^4$.
- dx_1 y dx_2 se representan en la imagen anterior.

Por lo tanto:

$$I_{yt} = 2 * [(2 * (0,84 + 1,51 * 4,23^2)) + (2 * (0,84 + 1,51 * 18,77^2))]$$

$$I_{yt} = 2242,76 \text{ cm}^4$$

Determinación del momento de inercia en el eje X (I_{xt})

Para poder determinar este valor se realiza el siguiente cálculo, se aprovecha la simetría de la estructura de tal manera que la ecuación queda.

$$I_{xt} = 2 * (4 * (I_x + A * dy^2))$$

Donde dy hace referencia a la separación entre el eje momento de inercia de cada perfil ángulo individual con respecto al el eje de simetría del pantalón.

El múltiplo 4 hace referencia a los cuatro perfiles ángulos que componen el pantalón, donde se puede realizar la multiplicación directa debido a la simetría y, por último, el múltiplo 2, hace referencia a la cantidad de pantalones. Finalmente, I_x , hace referencia al momento de inercia del perfil.

$$I_{xt} = 2 * (4 * (0,84 + 1,51 * 12,27^2))$$

Por lo tanto:

$$I_{xt} = 1825,4 \text{ cm}^4$$

Determinación de esfuerzos.

Para determinar la resistencia estructural de los pantalones y sobre dimensionarla por razones de seguridad debido a que en la plataforma del elevador habrá una persona.

Se supone que todo el peso de la estructura y de la persona estará ubicada en el punto más lejano de la plataforma con respecto al centro de áreas de los pantalones.

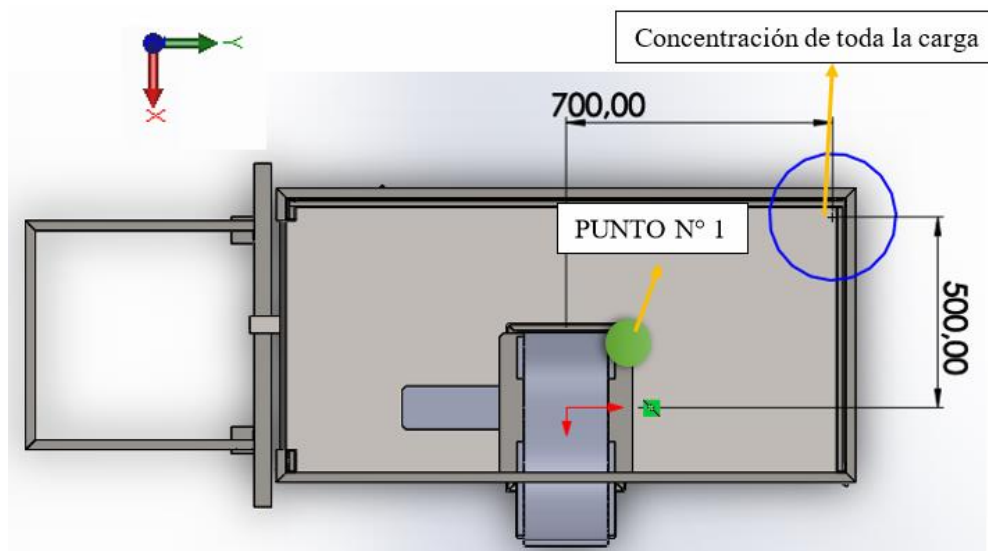


Ilustración 55 - Posición de la carga sobre la estructura.

Tal como se ve en la imagen debemos transportar la fuerza total a la que estará sometida la estructura al centro de áreas de esta.

De esta manera los perfiles estarán sometidos a compresión por lo que es necesario comprobar su resistencia al pandeo, y a flexión en diferentes ejes, por lo que será necesario componer todos estos esfuerzos.

Para esto, se considera el cálculo en el punto N° 1 de la imagen anterior, ya que estará comprimido debido a la flexión y a la propia carga axial, siendo este punto donde más solicitada se encuentra la estructura.

Considerando que el material de los perfiles ángulos es acero F-24 (según norma IRAM-IAS U500-503), cuya resistencia a la fluencia $S_y = 2447 \text{ kg/cm}^2$, se procede a determinar los esfuerzos mencionados.

Esfuerzos de flexión.

Como se dijo con anterioridad, al transportar la fuerza genera momentos flectores que actúan en diferentes ejes por lo que someterán a diferentes momentos de inercia de la estructura.

Para calcular estos esfuerzos a los que esta solicitada la estructura, se deben determinar las cargas.

- La carga total F está compuesta por:
- Una persona, considerada como de 120 kg.
- La propia estructura del cabezal, barandas, pantalones y plataforma, 274 kg
- Banda, cangilones y material a transportar, 51 kg

$$F = 445 \text{ kg}$$

Una vez determinada F, se procede a determinar los esfuerzos flectores de la siguiente manera:

$$Sf_1 = \frac{M}{I} * c$$

Donde:

- Sf_1 es la tensión de flexión en el punto N° 1.
- M, momento flector al que se solicita la estructura.
- I, momento de Inercia de la estructura.
- c, distancia a la fibra más alejada.

$$Sf_{1x} = \frac{Mx}{I_{xt}} * cx$$

$$Sf_{1x} = \frac{445 * 70}{1825,4} * 13 = 222 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$Sf_{1y} = \frac{My}{I_{yt}} * cy$$

$$Sf_{1y} = \frac{445 * 50}{2242,76} * 19,5 = 194 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

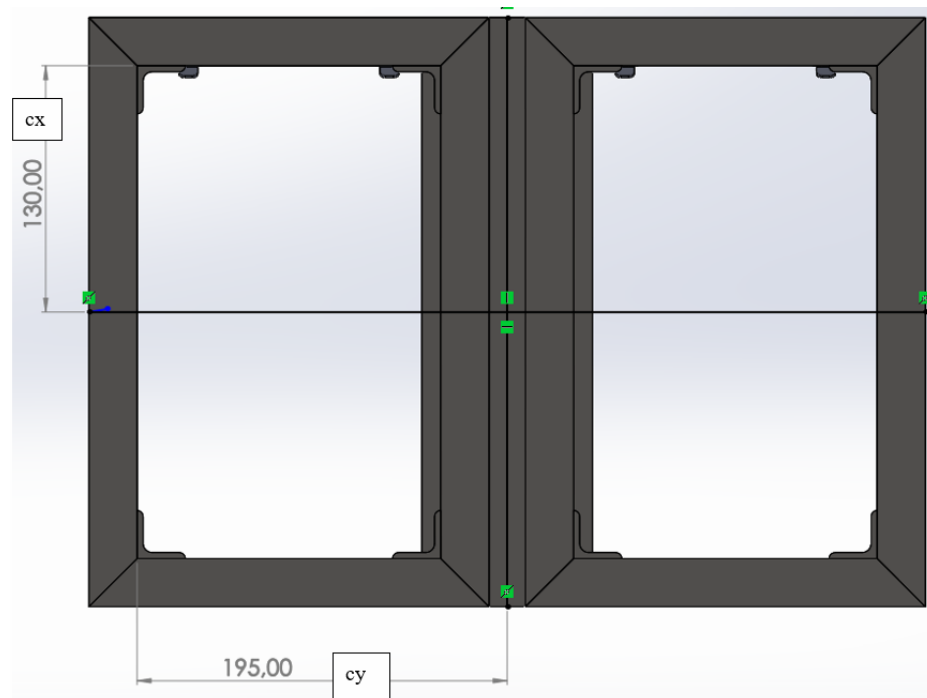


Ilustración 56 - Distancias utilizadas en el cálculo.

Como es de observar en la imagen, nos encontramos en una sollicitación disimétrica y no coincidente con ninguno de los ejes principales de inercia (X o Y).

Esfuerzos por Pandeo

Para considerar el pandeo en la estructura, primero se determina si se utiliza la ecuación de Jhonson o Euler para el análisis de esta, para esto, se plantea la siguiente igualdad:

$$\sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}} = \frac{L_e}{k}$$

El miembro izquierdo hace referencia a los valores usuales durante este escrito, mientras que, en el segundo miembro, L_e , representa la longitud efectiva de la columna y k el radio de giro de la sección.

Si el miembro derecho es mayor, se utiliza el método de Euler, de no ser así, el de Jhonson.

Para determinar L_e , se debe afectar a la longitud L de la estructura por un coeficiente, que, para esta situación, posee el valor de 2, ya que se considera el caso de una columna con un extremo empotrado y otro libre.

El valor de L se puede observar en la siguiente imagen:

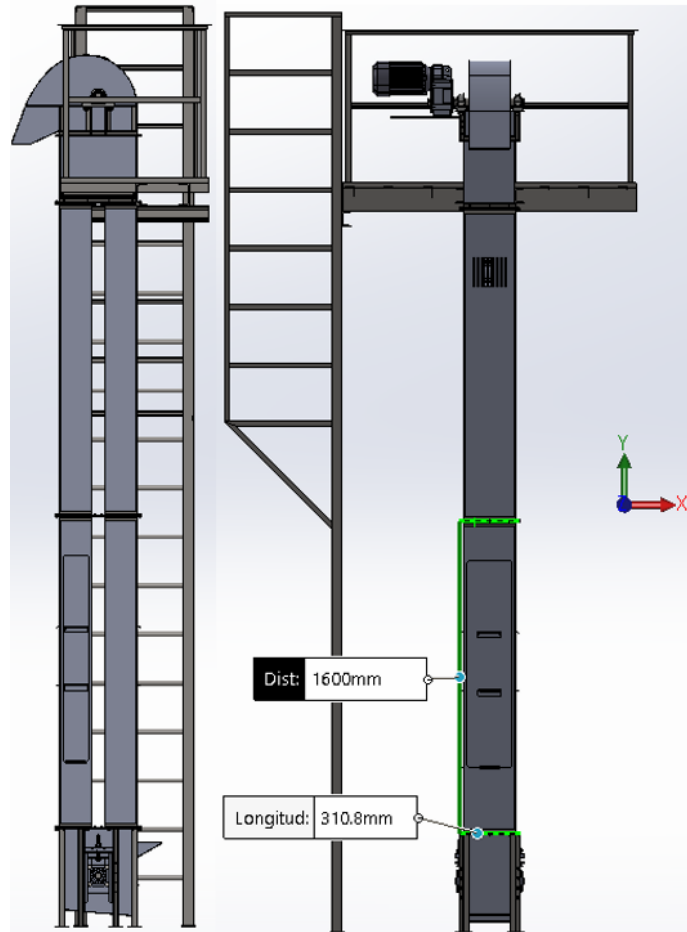


Ilustración 57 - Estructura a calcular.

De la ilustración 57 se determina $L = 1600 \text{ mm}$, por lo que entonces Le es:

$$\begin{aligned} Le &= 2 * L \\ Le &= 2 * 1600 \text{ mm} \\ Le &= 3200 \text{ mm} \end{aligned}$$

Para determinar el radio de giro se utiliza el menor momento de inercia.

$$\begin{aligned} k &= \sqrt{\frac{I_{xt}}{8 * A}} \\ k &= \sqrt{\frac{1825,4}{8 * 1,51}} = 12,3 \text{ cm} \end{aligned}$$

Con estos valores ya establecidos, se plantea la primera igualdad:

$$\begin{aligned} \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 2109 * 10^3}{2447}} &= \frac{320}{12,3} \\ 130,43 &> 26 \end{aligned}$$

Con lo explicado anteriormente y el resultado obtenido, se determina que el método a utilizar es el de Jhonson.

Se procede a determinar S_c , Esfuerzo de compresión por el método mencionado.

$$S_c = \alpha * \frac{F}{A}$$

Donde:

α es el coeficiente que tiene en cuenta el pandeo en la estructura.

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{S_y * \left(\frac{Le}{k}\right)^2}{4\pi^2 * E}}$$

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{2447 * \left(\frac{320}{12,3}\right)^2}{4\pi^2 * 2109 * 10^3}}$$

$$\alpha = 1,02$$

Entonces:

$$S_c = 1,02 * \frac{445}{8 * 1,51}$$

$$S_c = 37,6 \frac{kg}{cm^2}$$

Composición de esfuerzos

Ya determinados los esfuerzos, se procede a determinar la composición de ambas clases de esfuerzos, siendo este, el mayor esfuerzo al que estará solicitada la estructura.

$$\sigma = S_{f_{1y}} + S_{f_{1x}} + S_c$$

$$\sigma = 222 + 194 + 37,6$$

$$\sigma = 454 \frac{kg}{cm^2}$$

Se prosigue a determinar el factor de seguridad N mediante la siguiente ecuación:

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2447}{454}$$

$$N = 5,4$$

Además de ser un factor de seguridad lo suficientemente grande, teniendo en cuenta además otros factores como:

- El sobredimensionamiento de las cargas ya que no se tuvo en consideración el aporte de resistencia de las escaleras.
- Se comprobó su resistencia en las peores condiciones, considerando la estructura como una columna de extremo libre ($Le = 2xL$).
- Toda la carga concentrada en un único punto, el más alejado de la plataforma, lo cual significa la peor situación.

Se podría concluir que la estructura resistirá y cumplirá con la condición de seguridad deseada, considerando la existencia de personal trabajando.

Con los resultados obtenidos (elevado coeficiente de seguridad) en el cálculo de estructura de los pantalones del elevador, no se comprobará la resistencia estructural de la base, ya que, sus perfiles son de menor longitud (no ocurrirá pandeo) y que las variaciones de carga (peso de pantalones inferiores y material depositado en el fondo de la base) no son significativos.

2.4.11. SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL ELEVADOR DE CANGILONES.

Para garantizar la integridad de la estructura, además de los cálculos realizados anteriormente para verificar la resistencia de los pantalones, también se realizan simulaciones mediante la utilización de SolidWorks Simulation.

Para la realización de estos estudios, se simularon y analizaron los distintos conjuntos:

- Escalera.
- Plataforma.
- Base.

La carga que se considera para someter a las distintas estructuras son los 445 kg calculados anteriormente, en donde se tienen en cuenta los siguientes factores.

Una persona, considerada como de 120kg.

La propia estructura del cabezal, barandas, pantalones y plataforma, 274kg

Banda, cangilones y material a transportar, 51kg

$$F = 445 \text{ kg}$$

Esta carga a la cual se está sometiendo a las estructuras está mayorada, ya que se está colocando la fuerza que estará resistiendo el elevador de cangilones en su totalidad, de esta manera no se tiene en cuenta el aporte de resistencia que brinda la esclera cuando se simula la estructura del elevador y viceversa.

2.4.11.1. SIMULACIÓN DE ESCALERA.

En el dimensionamiento de la escalera se tomaron como referencia las NTP (Normas Técnicas de Prevención); las NTP son guías de buenas prácticas. Sus indicaciones no son obligatorias salvo que estén recogidas en una disposición normativa vigente, en este caso, estas NTP que se tuvieron en cuenta, se encuentran en la normativa CTE que es el Código Técnico de la Edificación, conjunto de normas que regulan la construcción en España.

En esta normativa, las dimensiones de las escaleras se ven en la imagen siguiente.

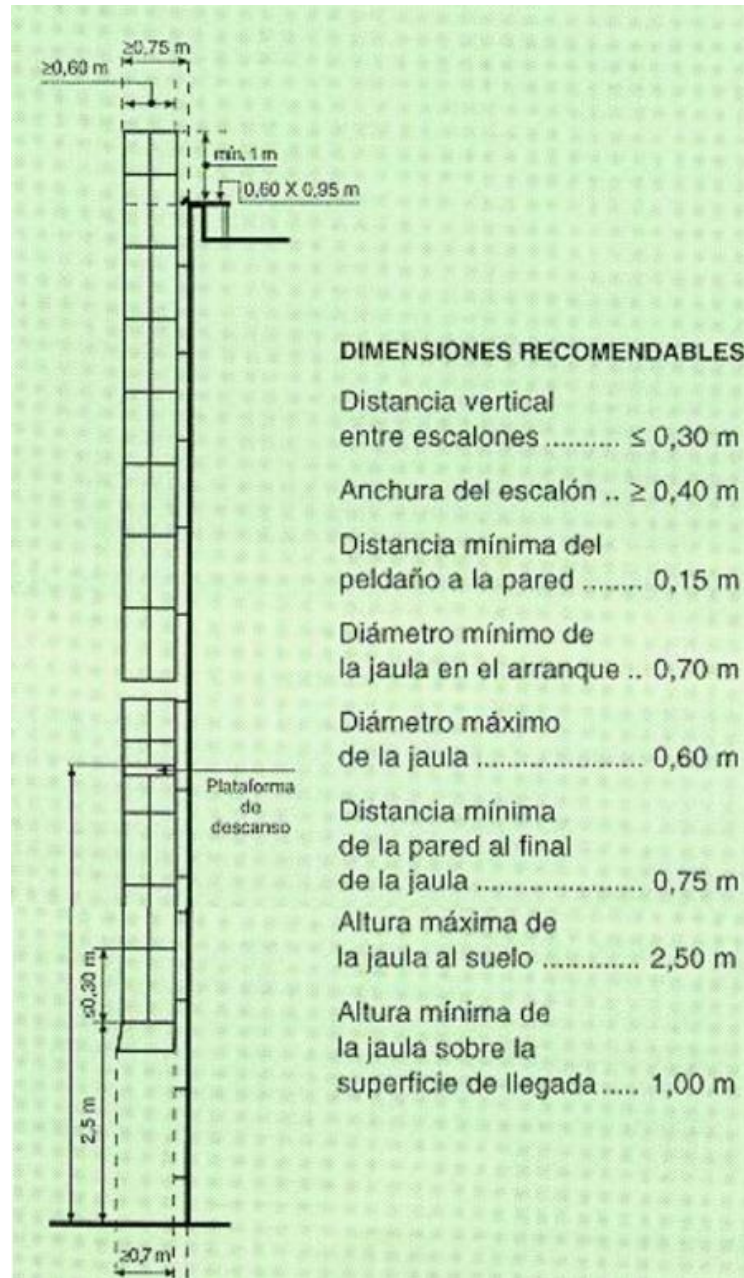


Ilustración 58 - Dimensiones de normativa CTE de escaleras verticales.

Para la simulación de este conjunto, la carga de 445 kg fue distribuida a lo largo de todo el perfil C por el cual descansa la plataforma del elevador de cangilones y donde las restricciones de movimiento se colocaron en las patas de apoyo de la escalera.



Ilustración 60 - Estructura de escalera a simular.



Ilustración 59 - Carga y Sujeciones de escalera a simular.

Las columnas de las escaleras están conformadas por perfiles ángulos 2"x1/8" (50,8mm x 3,175mm) y los escalones por macizos redondos de 1" (25,4mm) separadas una distancia de 250 mm. La jaula de seguridad está conformada por perfiles ángulos de 1x1/8" (25,5mm x 3,175mm).

En cuanto al perfil sobre el cual descansa la plataforma, es un perfil C de 80x45x5,5mm. Toda esta estructura es de acero F-24.

Al realizar la simulación, y analizando las tensiones axiales y de flexión en el límite superior de los elementos que componen la estructura puede verse en la imagen siguiente donde se produce el esfuerzo máximo generado cuyo valor es de unos 449,7 kg/cm².

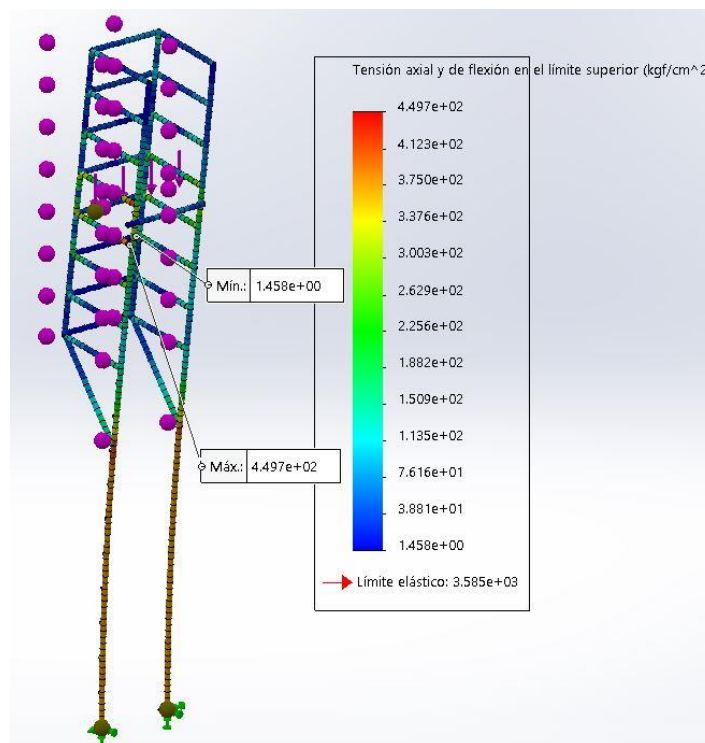


Ilustración 61 - Simulación escalera - Tensiones.

Por lo tanto, el factor de seguridad puede hallarse si realizamos la relación entre la resistencia del material ($S_y = 2447 \text{ kg/cm}^2$) y el esfuerzo al que está sometido según el software ($449,7 \text{ kg/cm}^2$).

$$N = \frac{2447 \text{ kg/cm}^2}{449,7 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N = 5,45$$

Siendo un resultado aceptable.

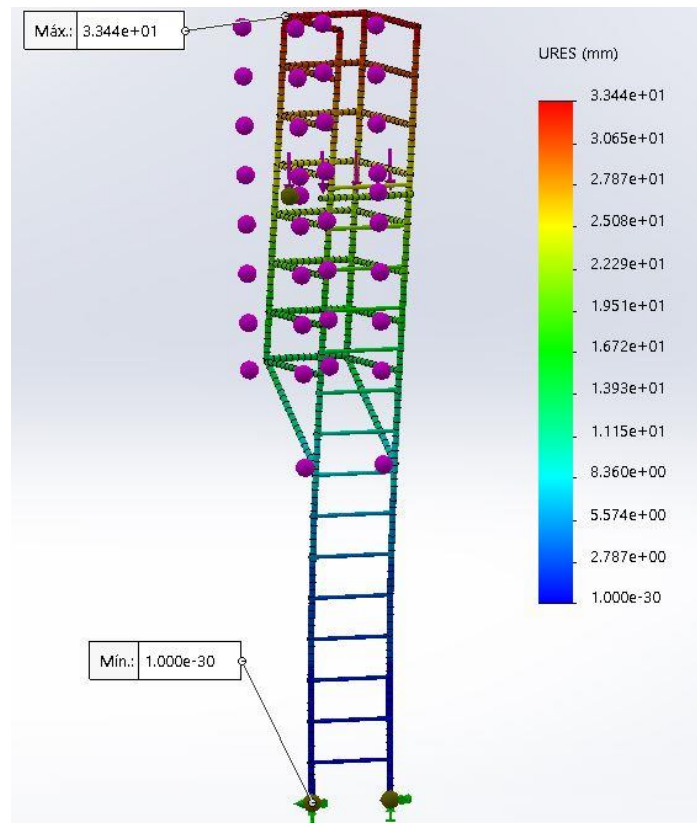


Ilustración 62 - Simulación escalera - Deformaciones.

En cuanto al análisis de las deformaciones producidas en la estructura vemos que la máxima posee un valor de unos 33 mm, que consideramos una deformación aceptable, ya que la carga está sobredimensionada y no se tiene en cuenta el aporte de rigidez que la daría a los elementos que componen la escalera el resto de la estructura del elevador de cangilones.

2.4.11.2. SIMULACIÓN DE LA PLATAFORMA.

La plataforma por la cual el operario se moverá para realizar las operaciones de mantenimiento necesarias en el elevador de cangilones está compuesta por los siguientes elementos:

- Perfiles L 2x1/8" (50,8 mm x 3,175 mm), sobre estos perfiles descansará la chapa que conformaría el piso de la plataforma.

- Chapa perforada antideslizante de 1/8" (3.175 mm), esta consiste en una chapa con relieves para evitar accidentes de caídas del operario.
- Perfiles C 80x45x5,5mm, sobre estos perfiles se fijarán mediante pernos de 1/2" (12,7 mm) a la estructura del elevador a la plataforma
- Perfiles C 120x55x6,3mm, estos perfiles atraviesan a lo largo a toda la plataforma aportando rigidez y resistencia a la plataforma.
- Perfiles L 1x1/8" (25,4 mm x 3,175 mm) conformar el marco que cubre el perímetro de la chapa antideslizante, con el fin de poder montarla y centrarla sobre este.

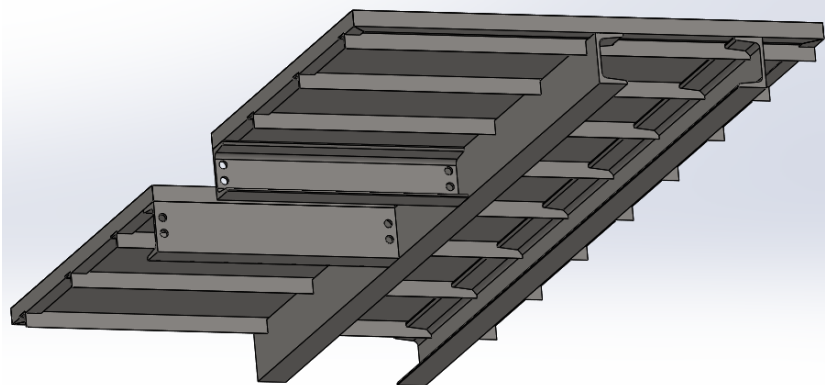


Ilustración 63 - Plataforma a simular.

Para la simulación de este conjunto, la carga de 445 kg fue distribuida por toda la chapa que compone el piso de la estructura y las restricciones de movimiento se colocaron en las caras de los perfiles 120x55x6,3mm que cruza a lo largo de toda la plataforma y por los cuales la esta última se apoya en la escalera y en los pernos que une el elevador de cangilones a la plataforma, como se ve en la siguiente imagen.

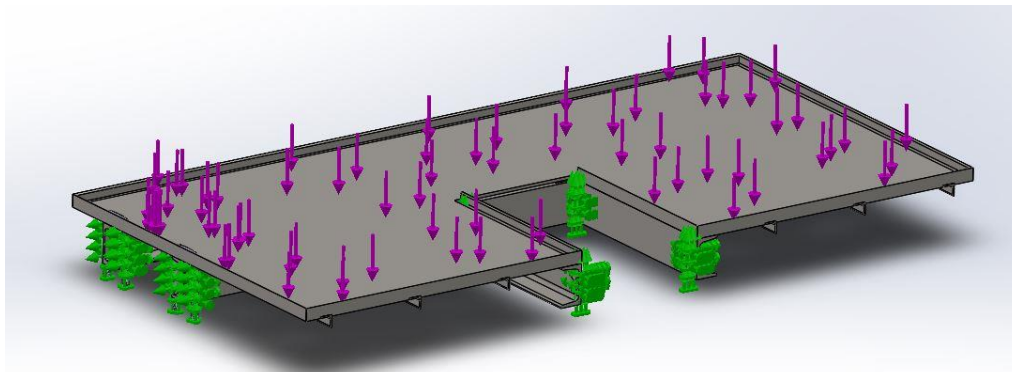


Ilustración 64 - Cargas y Sujeciones de Plataforma.

Al realizar la simulación, y analizando las tensiones axiales y de flexión en el límite superior de los elementos que componen la estructura puede verse en la imagen siguiente donde se produce el esfuerzo máximo generado cuyo valor es de unos 543,8 kg/cm².

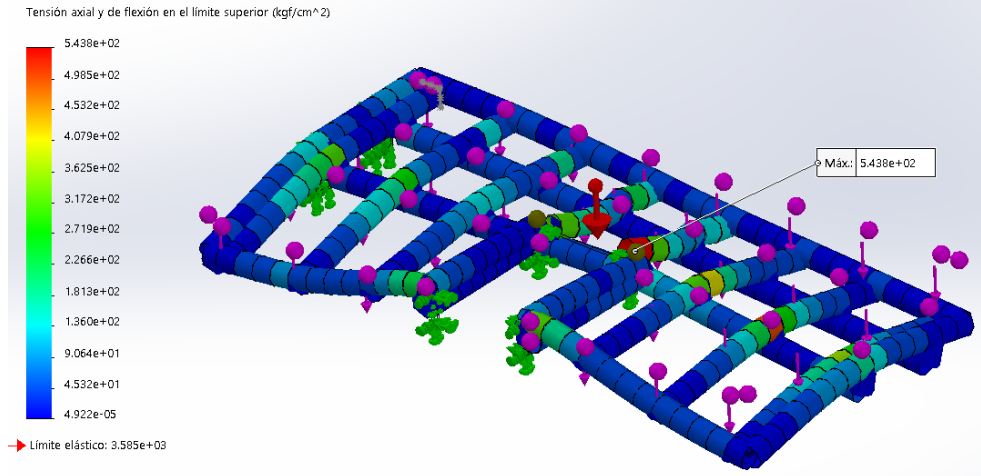


Ilustración 65 - Simulación de plataforma reformada - Tensiones.

Se procede de igual manera que antes para determinar y verificar el factor de seguridad. Esta estructura posee un sobredimensionamiento que otorga un factor de seguridad de aproximadamente 4,5, valor que se considera aceptable.

Al verificar las dimensiones de las deformaciones generadas, se observa que la máxima de ellas tiene valor de 0,2 mm, valor que se considera aceptable.

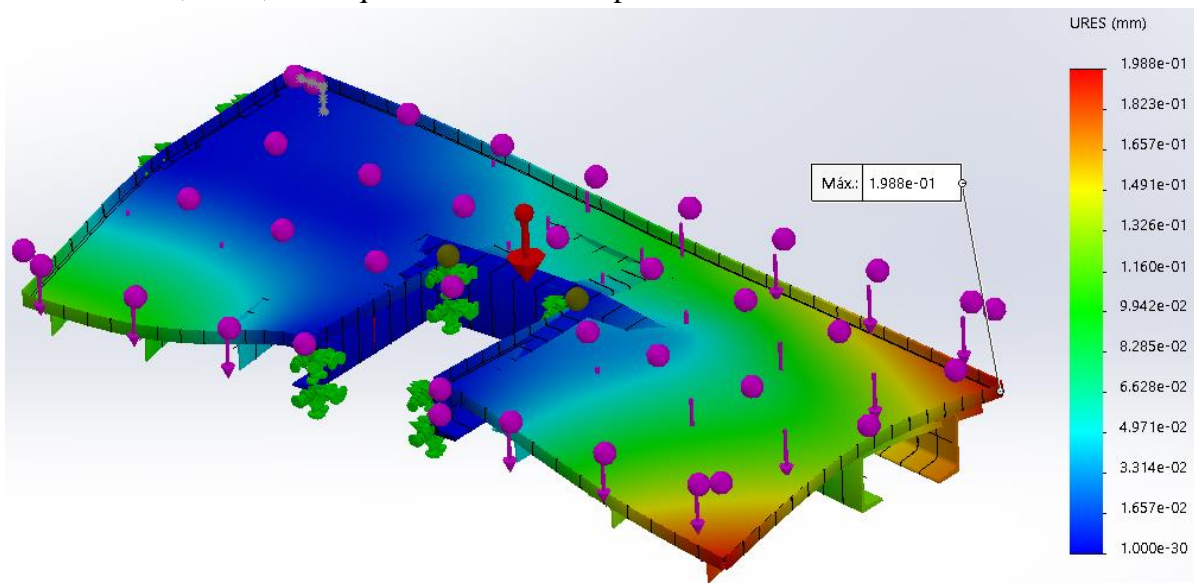


Ilustración 66 - Simulación de plataforma reformada - Deformaciones.

Analizando las tensiones de Von Mises generadas en la chapa antideslizante de la estructura vemos que estas poseen un valor de 188,4 kg/cm² valor muy alejado del límite de fluencia del material.

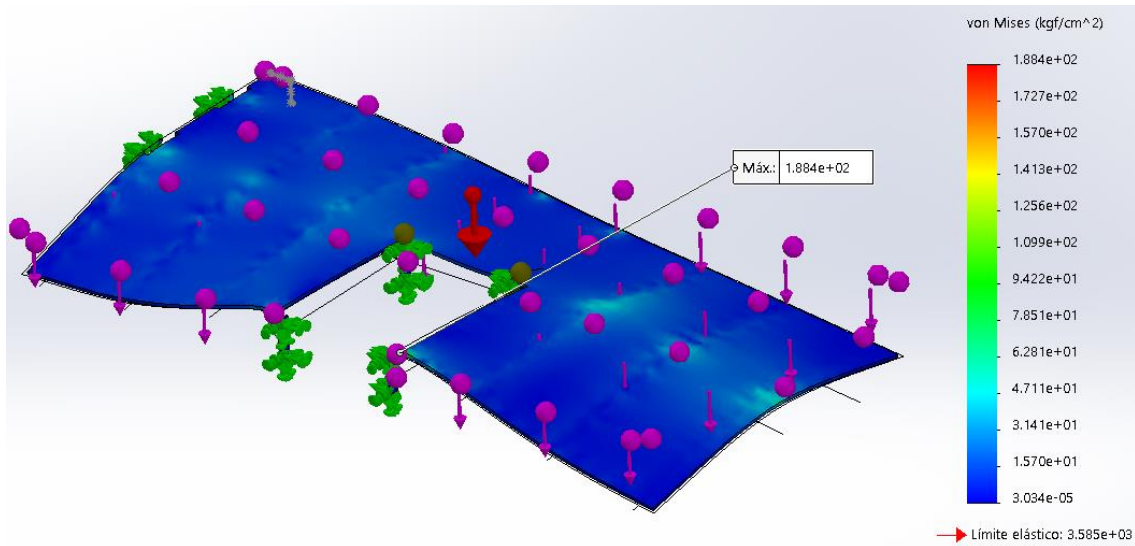


Ilustración 67 - Simulación plataforma reformada - Tensiones de Chapa.

2.4.11.3. SIMULACIÓN DE LA BASE.

El último conjunto estructural analizado es la base, está compuesta por perfiles L de 1x1/8” (25,4 mm x 3,175 mm) y un marco donde se asentarán la junta de uniones y los pantalones, este marco es de chapa de acero F-24 de 3mm de espesor, el cual se suelda a los perfiles L.

Para la simulación de este conjunto, la carga de 445 kg fue distribuida por toda la junta que se suelda sobre los perfiles horizontales por los cuales descansan los pantalones, además de la carga vertical, también se sometió a la estructura a los mismos momentos de 22.250 kg.cm y de 3150 kg.cm que se tuvieron en cuenta en los cálculos y verificación de la resistencia de los pantalones, (Capítulo 2.4.10. CÁLCULO ESTRUCTURAL DE ELEVADORES DE CANGILONES). Ambos momentos fueron reemplazados por dos cuplas de fuerzas verticales separados por las distancias correspondientes. Las restricciones de movimiento se colocaron en los extremos de los perfiles L verticales, como se ve en la siguiente imagen.

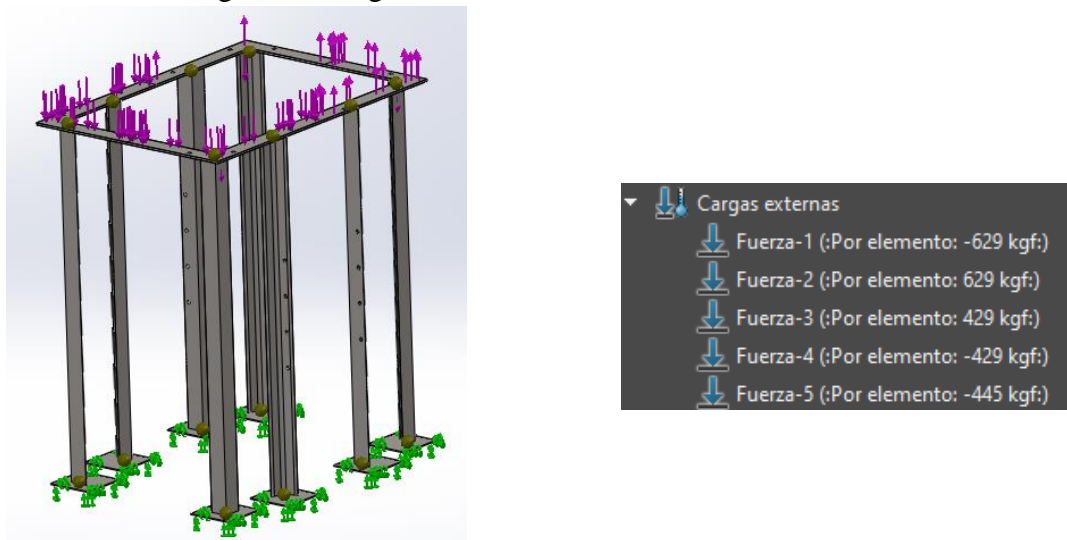


Ilustración 68 - Cargas y Sujeciones de base a simular.

Al realizar la simulación, y analizando las tensiones axiales y de flexión en el límite superior de los elementos que componen la estructura puede verse en la imagen siguiente donde se produce el esfuerzo máximo generado, cuyo valor es de unos $225,5 \text{ kg/cm}^2$ a tracción y en la esquina opuesta un esfuerzo de compresión de $298,5 \text{ kg/cm}^2$ y se genera en el mismo extremo donde se supuso en el cálculo de los pantalones que se generaría el esfuerzo máximo, debido a la acción conjunta de los momentos y del esfuerzo axial.

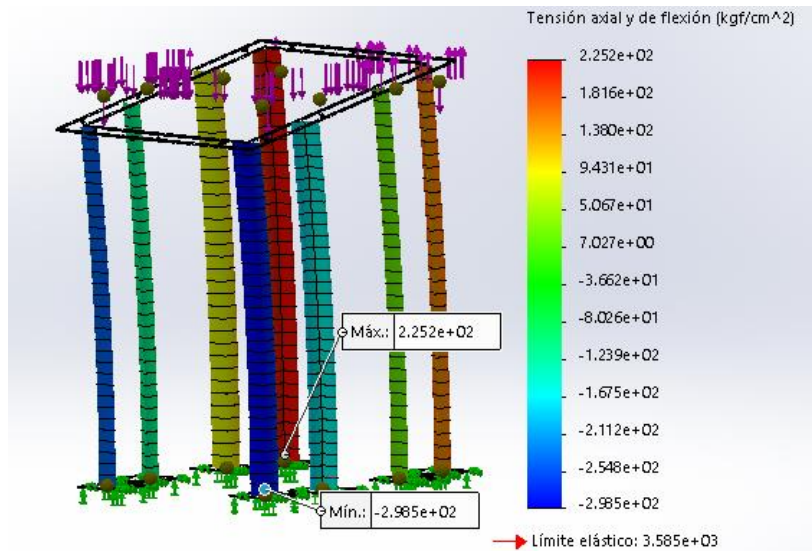


Ilustración 69 - Simulación base - Tensiones.

Cabe destacar que la carga está muy sobredimensionada, ya que, como se explicó anteriormente en el cálculo de los pantalones, se supone que todo el peso de la estructura y de la persona estará ubicada en el punto más lejano de la plataforma con respecto al centro de áreas de los pantalones, dando lugar a momentos de alto valor y, donde también en la simulación de la estructura de la base, no se tienen en cuenta el aporte de resistencia que otorgaría la escalera en cuanto a la distribución de la carga.

Para analizar el factor de seguridad, se realiza el procedimiento ya empleado, del cual se obtiene que:

$$N = \frac{2447 \text{ kg/cm}^2}{298,5 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N = 8,19$$

Siendo un resultado aceptable.

En cuanto a las deformaciones, la máxima tiene un valor de 0,11 mm, valor que cumple con las condiciones necesarias.

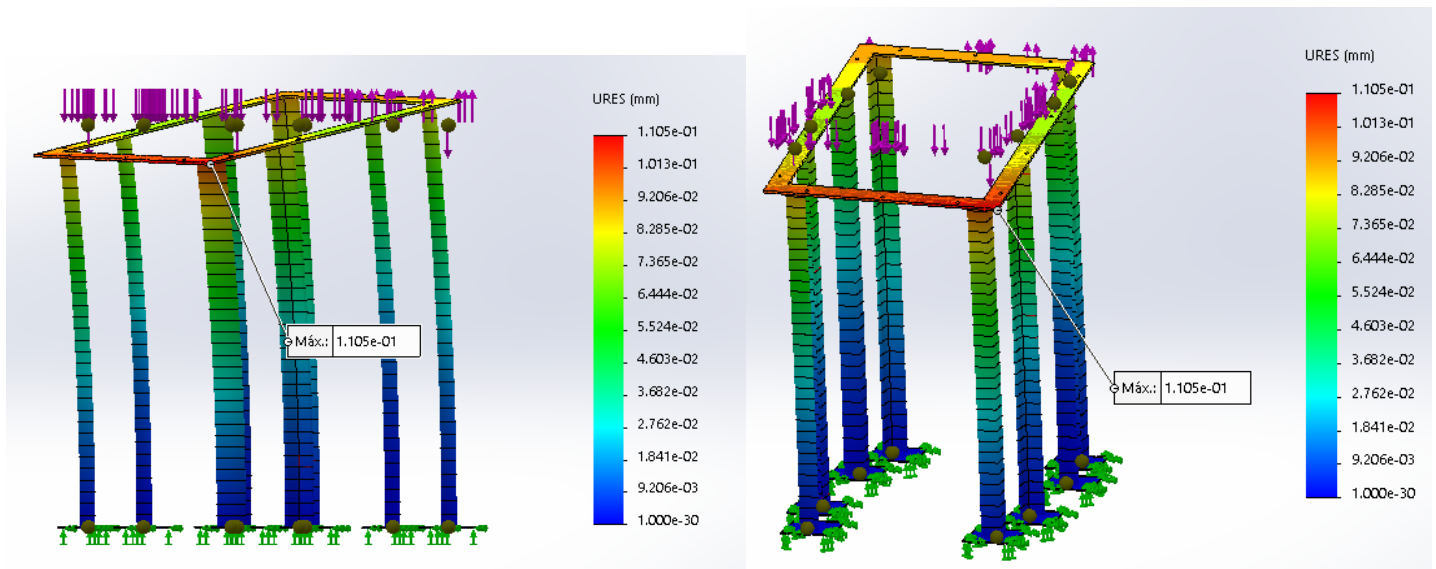


Ilustración 70 - Simulación base - Deformaciones.

2.5. DISEÑO DEL EQUIPO.

Para el diseño de este elevador se tuvo en consideración muchas características de elevadores existentes en el mercado y muchas otras sugerencias de diferentes fabricantes y bibliografías que se encontraron durante el estudio realizado para llevar adelante este proyecto. Durante esta sección 2.5. Diseño del Equipo, se detallarán los componentes son parte del equipo y que no se han mencionado.

2.5.1. Cabezal

El cabezal del elevador consta de una estructura diseñada por uniones soldadas de perfiles angulares $1 \times 1/8''$ (25,4 mm x 3,175 mm), cuyas características fueron descriptas anteriormente, de acero F-24, la misma cuenta con el mecanizado de agujeros en los cuatro perfiles verticales de cada esquina con la finalidad de poder abulonar la plataforma del equipo. También está dotado de otros cuatro agujeros, dos en cada planchuela donde se ajustaron los soportes para rodamientos que irán instalados en el eje del tambor motriz. Finalmente cuenta con otros seis agujeros para vincular la base de motor, encargada de sostener el equipo motriz en su posición.

Además, como puede notarse en imágenes siguientes, la estructura del cabezal irá forrada por un conjunto de chapas que cerrarán al cabezal mediante la utilización de tornillos autoperforantes.

Este conjunto de chapas cuenta con un cobertor frontal inferior y otro trasero inferior, que irán instaladas en la parte baja del cabezal. Por otra parte, en la zona alta del cabezal irá un cobertor trasero, dos laterales (uno a cada lado). Una vez instalada la banda con los cangilones ya montados en ella, se instalará una especie de capó o cubierta de cabeza, compuesto por tres chapas que estarán soldadas entre sí, conformando una única estructura que se colocará en la parte más elevada del cabezal cerrando la estructura del cabezal. Posterior a esta última estructura, mediante, también tornillos autoperforantes, se vincula la boca de descarga y todo ello a la estructura del elevador.

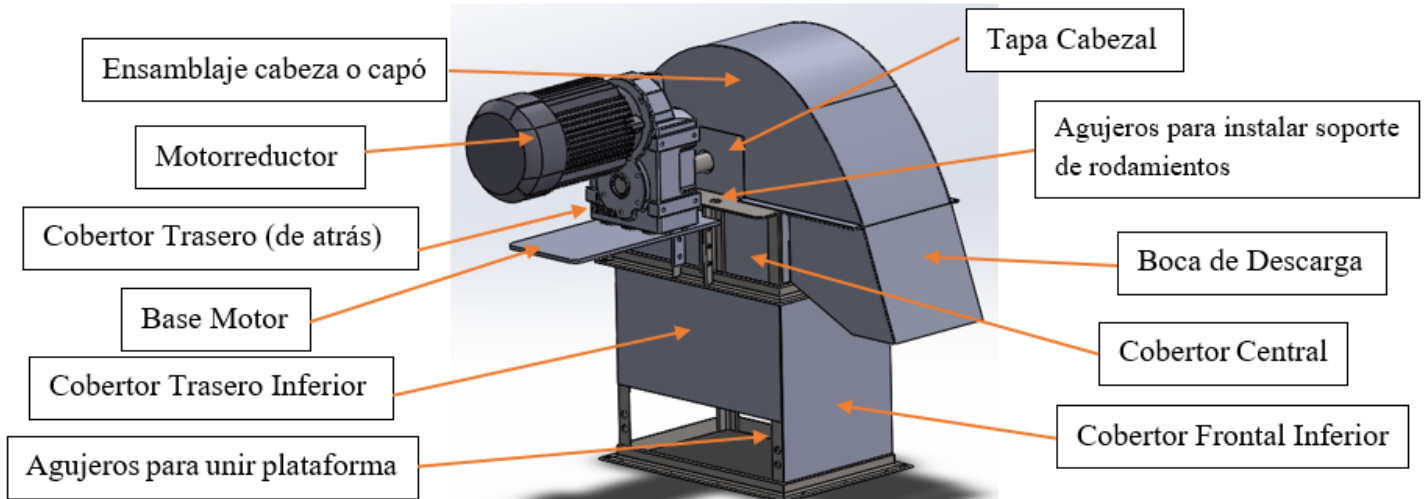


Ilustración 71 - Cabezal del Elevador.

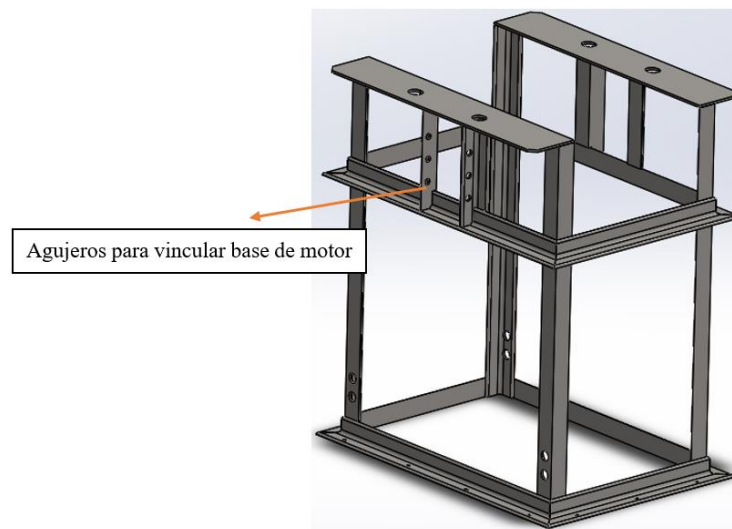


Ilustración 72 - Estructura del cabezal de Elevador.

Acompañan al cierre total del cabezal dos placas que se unen al capó donde se posiciona el eje motriz del elevador.

2.5.2. Plataforma de mantenimiento y Barandas de seguridad.

Las barandas de seguridad cumplen la función de proteger al operario de posibles caídas, estas están construida también por perfiles ángulo de 2 x 2 x 1/8" (50,8 x 50,8 x 3,175mm) entre ellos y sujetos a la plataforma constituyendo una estructura confiable y rígida que brinda seguridad.

Para el dimensionamiento de la plataforma de trabajo y todos sus componentes se tuvieron en cuenta normativas de seguridad y que el operario pueda trabajar de manera cómoda en la plataforma, para realizar todas las actividades que sean necesarias en el cabezal del elevador de cangilones.

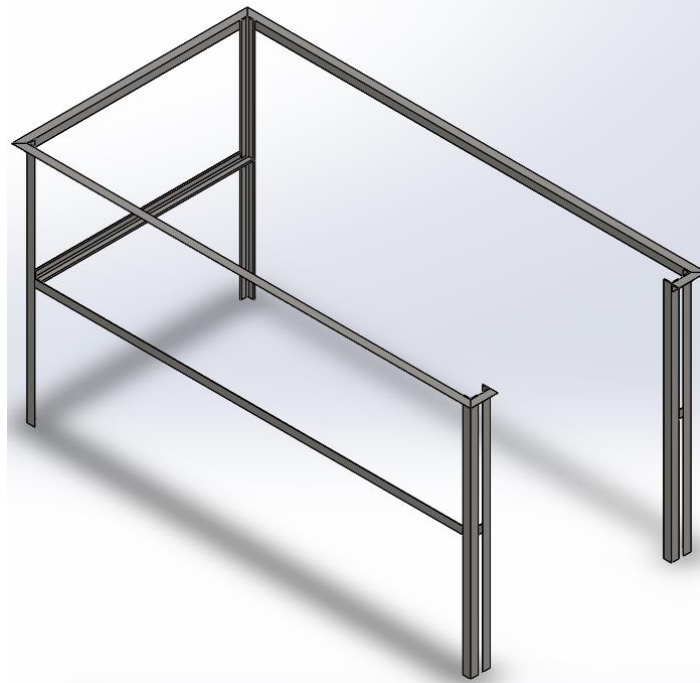


Ilustración 73 - Barandas de Seguridad.

En la plataforma, el operario caminará sobre una chapa antideslizante de 1/8" (3,175mm) que descansa sobre perfiles L 2 x 1/8" (50,8mm x 3,175mm) que se encuentran sobre perfiles C 120 x 55 x 6,35 mm que serán los encargados de resistir todo el peso. También, en dicha plataforma se encontrarán barandas como medida de seguridad.

Toda la estructura se encuentra abulonada entre sí, lo que permite que se totalmente desmontable y el futuro comprador de la máquina pueda escoger si quiere o no contar con la plataforma para realizar mantenimiento al cabezal del elevador.

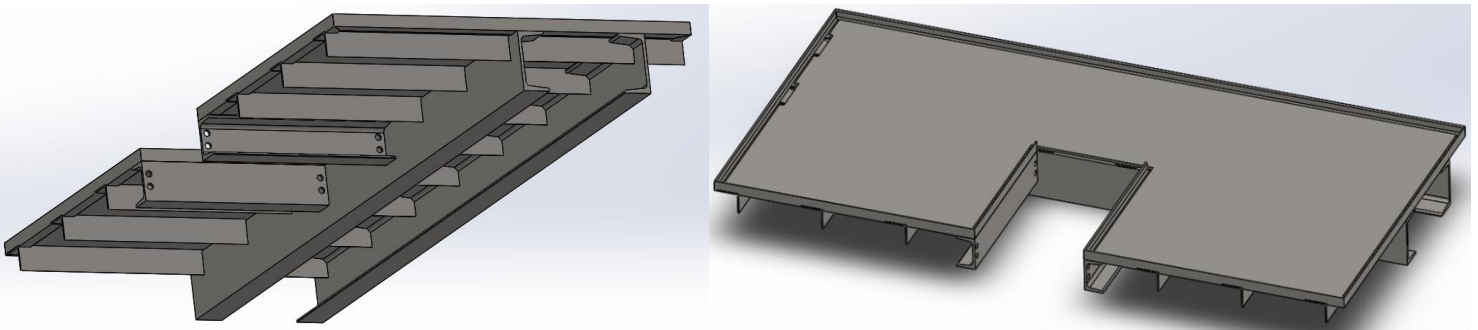


Ilustración 74 - Estructura de plataforma.

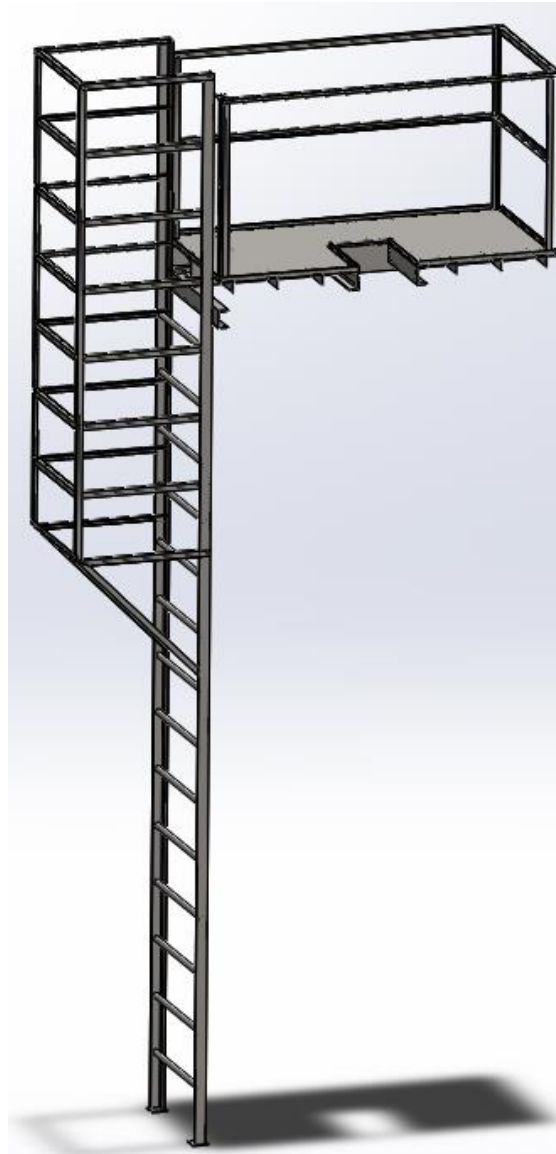


Ilustración 75 - Plataforma de mantenimiento desmontable.

2.5.3. Base

La base de esta estructura no se aleja del diseño constructivo que se llevó adelante en los demás componentes, también está constituida por una estructura de acero F-24 de perfiles angular 1 x 1/8" (25,4 mm x 3,175mm) que estarán soldados para conformar un estructura rígida y estable que soportara todo el peso del equipo. Cuenta, además, con una tolva de carga de material y compuertas de limpieza y/o descarga que permitirán realizar la limpieza y la descarga del material por alguna eventualidad. Otra particularidad de esto es que las chapas que forman el cuerpo de este componente se descomponen en cinco grandes partes, una trasera, otra frontal donde estará la tolva de carga y dos centrales donde están ubicados los sistemas de tensado de banda y finalmente una que hará de base del componente, que será el encargado de cerrar por la parte inferior a la base del elevador. Los cuatro perfiles centrales, están mecanizados con agujeros para vincular mediante bulones las guías del sistema tensor, por otra parte, la junta o marco superior que se indica, esta

también mecanizada con agujeros que permitirán unir, al igual que antes mediante bulones, la junta de unión y los pantalones a la base.

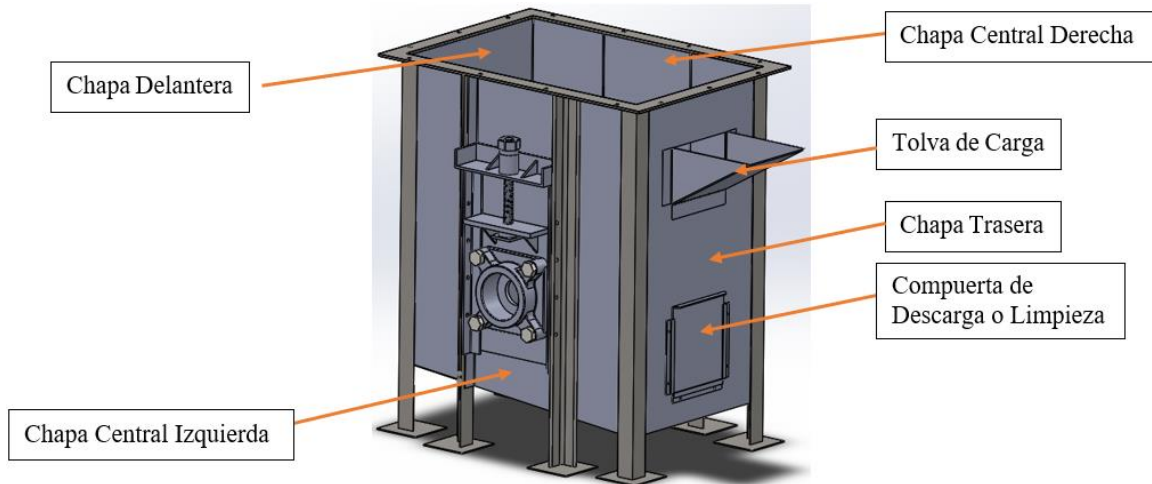


Ilustración 76 - Base del Elevador.

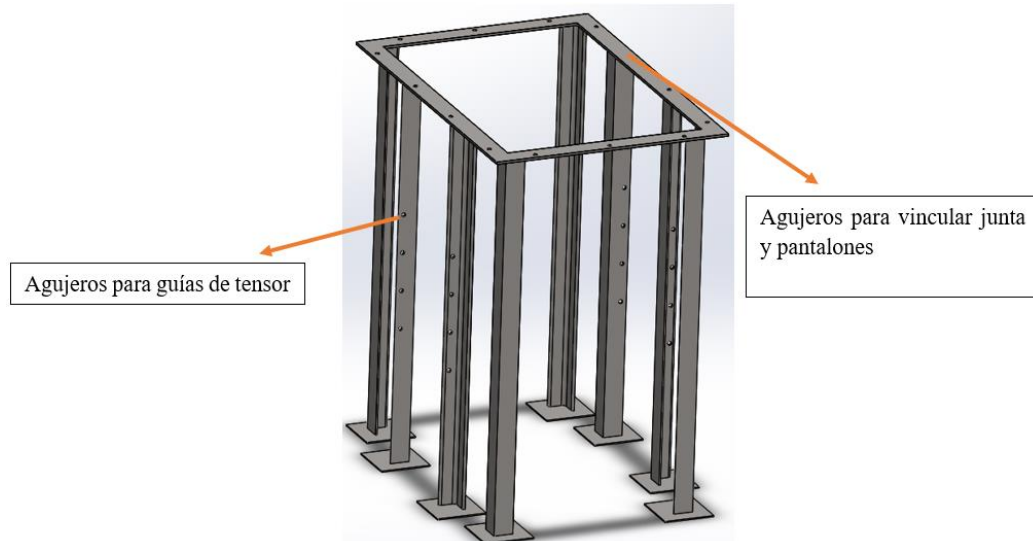


Ilustración 77 - Estructura de la Base del Elevador.

2.5.4. Sistema Tensor

En la base del elevador de cangilones, el eje del tambor de reenvío girará en un soporte de rodamiento que podrá desplazarse verticalmente.

Este desplazamiento es posible debido a que el soporte de rodamiento se encuentra solidario a una varilla roscada de $\frac{1}{2}$ " (12,7mm) que mediante el giro de una tuerca a través de una llave podrá desplazarse verticalmente.

Esto permitirá al usuario del elevador poder variar la distancia entre tambores con el objetivo de tensar la banda y de esta manera mejorar las condiciones de funcionamiento y de transmisión de potencia.

Las chapas utilizadas para este componente son de 6mm y 3mm de espesor.

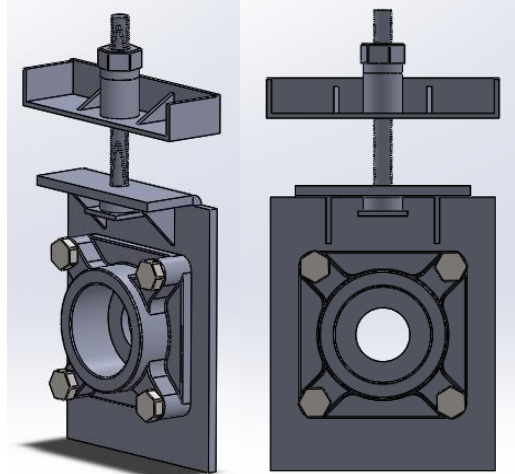


Ilustración 78 - Sistema Tensor.

2.5.5. Pantalones.

Los pantalones, como ya se vio en la sección en los que se comprobó su integridad estructural, están compuestos por perfiles L 1 x 1/8" (25,4 x 3,175mm), el elevador posee dos niveles de pantalones los cuales apoyan uno sobre otro mediante una junta de 1/8" (3,175mm) de espesor de acero F-24.

Los pantalones inferiores poseen una compuerta con dos "manijas" que permiten su fácil extracción para que el usuario de la máquina pueda realizar inspecciones que crea pertinente, estas compuertas poseen un soporte que facilitan el montaje y desmontaje de ésta.

Los pantalones superiores, poseen cobertores con aberturas en la parte superior que funcionan como respiraderos para la evacuación de polvos en caso de generarse.

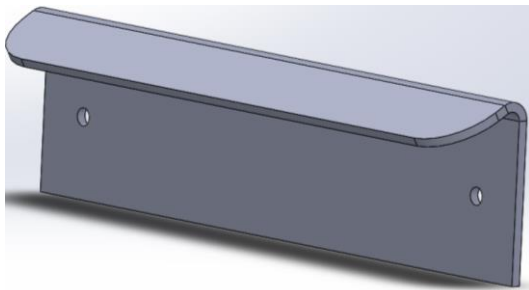


Ilustración 80 - Manijas de cobertor de inspección de pantalones.

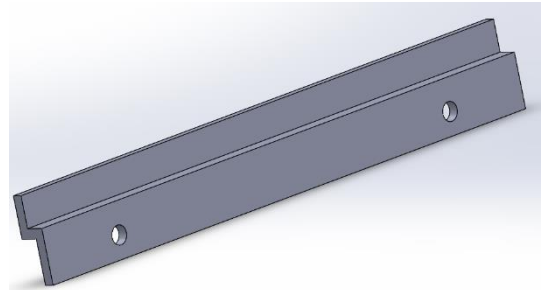


Ilustración 79 - Soporte de cobertor de inspección.

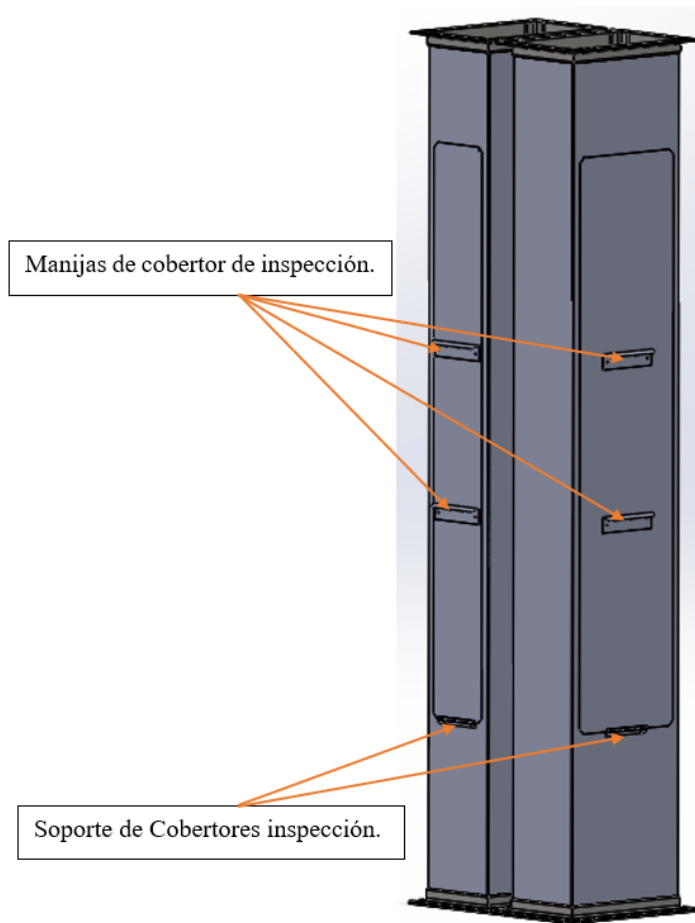


Ilustración 82 – Pantalón inferior y cobertores de inspección.

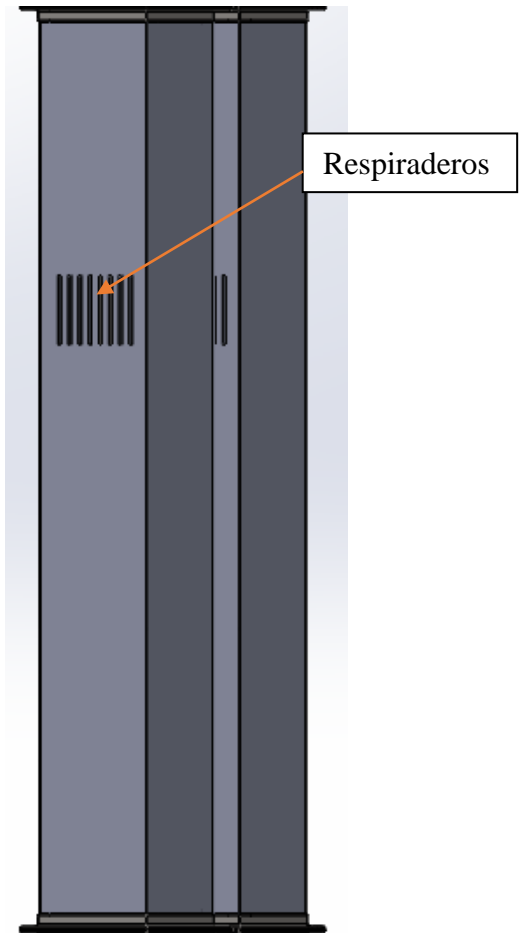


Ilustración 81 - Pantalón superior y respiraderos.

2.5.6. Chapas y cobertores metálicos.

Toda la estructura del elevador está recubierta exteriormente por chapas de 1,6mm de acero F-24 ya que es un material muy dúctil y maleable, de fácil conformación en frío y muy buena soldabilidad, facilitando de esta manera la manipulación de éstas. Además, es un material de bajo costo y fácil de conseguir.

Estas chapas están unidas a la estructura y entre ellas mediante tornillos autoperforantes de 12,7 mm de largo y 4,2 mm de diámetro con cabeza estampada para destornilladores Phillips acompañados de una arandela de chapa y goma vulcanizada, que permiten un montaje y desmontaje sencillo, rápido y seguro de las chapas en caso de ser necesario

CAPÍTULO 3:
TOLVA PULMÓN

3. CAPÍTULO 3: TOLVA PULMÓN

Cuando se producen o procesan sólidos a granel, éstos tienen que ser acopiados como materia prima, depositados como productos intermedios, retenidos como medios de coordinación o almacenados como producto terminado. Los productos a granel deben ser descargados, mediante algún transportador o medio de transporte y, en la mayoría de los casos, conducidos al proceso siguiente mediante un transportador mecánico. Hay que prestar atención a que los recipientes de almacenamiento y los sistemas de descarga y transporte sean diseñados adecuadamente teniendo en cuenta las propiedades de los productos a granel y los requisitos del proceso. Al mismo tiempo, deben estar coordinados entre sí en lo que respecta a la técnica de procesos.

Esta coordinación entre el Elevador a Cangilones y la Cinta Transportadora se resolverá mediante una Tolva Pulmón.

El uso de una tolva es muy común en el sector industrial y como ya se mencionó en las primeras páginas, una tolva es un recipiente en forma de pirámide o cono invertido, con una abertura en su parte inferior, que sirve para hacer que su contenido sea descargado a otro lugar o recipiente de boca más estrecha.

Está hecha de un material resistente y ligero, pudiendo llegar a pesar mucho más llena, dependiendo de la sustancia que esté contenida en ésta. Es muy importante que la pared que recubre a la tolva en su interior sea de buena calidad y de un material antiadherente, así como antiabrasivo, para que las sustancias contenidas puedan salir fácilmente y no ocurran obstrucciones. Por otro lado, debe de ser fácil de limpiar cuando se encuentre vacía para que se pueda reutilizar sin contaminar las diferentes sustancias.

La tolva es muy utilizada sobre todo para el almacenamiento de sustancias líquidas y granuladas. Los sectores en donde con mayor frecuencia se emplea son el de la construcción y el de la agricultura, debido a que las tolvas son muy buenas para dosificar y canalizar diversos materiales que por sus características pueden resultar difíciles de manejar, como son la arena, la granita, el fertilizante, las semillas y el alimento para los animales de granja, entre muchos otros.

Por lo general, se encuentran suspendidas a mayor altura y dentro de la tolva se vacía el material donde es almacenado y cuando se necesita, solo se debe abrir parcial o totalmente una compuerta inferior para dejar salir su contenido de manera dosificada o no, según la necesidad. A esta salida se le pueden agregar otras herramientas que pueden moler, triturar, pesar, disolver y hasta clasificar los materiales dependiendo de sus características y usos, por lo que la tolva además de almacenar y dosificar puede tener otras funciones.

En el sistema descrito en el presente proyecto, se instala una balanza en su zona baja, encargada de dosificar el paso del material a las bolsas, dejando pasar la cantidad de material necesario para el correcto llenado de la misma.

Dentro de las características de la tolva se encuentra principalmente su fácil y práctica adaptación a diferentes estructuras de abastecimiento, por lo que se puede colocar en cualquier superficie donde se mantenga de manera vertical y elevada para que pueda funcionar con la fuerza de la gravedad, sin que se le tenga que administrar ninguna energía adicional.

Se podrán encontrar tolvas con un fondo cónico o piramidal de diferentes ángulos, siendo más comunes los de 15°, 45° y 60°, que variarán de acuerdo a las necesidades del cliente, sin embargo, permiten la dosificación y el vaciado total del producto contenido.



Ilustración 83 - Diseño de tolva.

Desde el almacenamiento al producto acabado, dosificación y pesaje precisos son parte integral de una planta operada con éxito.

Las básculas instaladas debajo de las bocas de tolva realizan un control interno del proceso y aseguran un registro preciso de peso para diversos rendimientos.

El sistema de extracción de una determinada cantidad de material desde un depósito de alimentación con control de pesada y su transporte aguas abajo del proceso, se denomina dosificación gravimétrica por lotes y debe llevarse a cabo para un periodo de tiempo y una velocidad predeterminados.

Este sistema se encuentra frecuentemente condicionado por un amplio abanico de propiedades del material a granel, así como por las condiciones ambientales desfavorables que habitualmente concurren en un proceso de pesada en el cual la báscula debe de trabajar con precisión.

El equipamiento necesario para una correcta dosificación está compuesto fundamentalmente por el equipo de dosificación, la báscula y un sistema de control apropiado.

Para conseguir un resultado óptimo, dichos equipos deben ser compatibles entre sí a la vez que adecuados para el material a manejar y para las condiciones ambientales. Además, el funcionamiento del sistema depende del correcto diseño del conjunto de comunicaciones entre los diversos equipos tanto en la entrada como en la descarga.

Para conseguir lograr esta tarea, se buscó equipos existentes en el mercado que cuenten con ciertas características específicas, siendo algunos de estos los que se mencionan debajo.

Existen embolsadoras o ensacadoras que poseen un sistema de simple operatividad y óptimo rendimiento para el embolsado de granos, pellets, cereales, fertilizantes, áridos, semillas, productos químicos y todo producto granulado que se deslice por gravedad, donde el material se pesa directamente en la bolsa (mínimo de piezas y mecanismos), controlando su carga con un sistema de compuertas de doble corte con accionamiento neumático para máxima precisión.

Estos equipos suelen utilizar un pesaje mediante celdas de carga ofrece un mínimo desgaste y bajo mantenimiento.

Estas embolsadoras, por lo general, están provistas con un controlador electrónico que almacena en memoria no volátil totales de kilos, bolsas procesadas y auditoria de pesadas con descarga a PC y software incluido. Las de mayor calidad poseen corrección automática de corte fino para lograr una mínima dispersión en los valores de embolsado.

Además, cuentan con salidas para conectar al sistema extractor de polvo.

Traen incorporado un sostenedor de bolsas manual, que opcionalmente se puede reemplazar por uno automático neumático que la deja caer automáticamente una vez que se llenó la bolsa brindando mayor velocidad.



Ilustración 84 - Balanza automática seleccionada.

3.1. OBJETIVO.

El objetivo principal en este capítulo es el cálculo y dimensionamiento de tolva pulmón para el almacenado temporal de granos.

Para lograr determinar las solicitaciones a las cuales van a estar sometidos los elementos que se desean dimensionar, es necesario establecer algunas especificaciones del equipo.

Para el diseño de la tolva se utilizará acero inoxidable AISI 304 dado que es muy versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidables de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos.

Mientras la tolva va a ser del material anteriormente descrito, la estructura estará conformada por acero F-24, ya que es un material de fácil mecanizado, gran soldabilidad, de fácil obtención y ampliamente utilizado en la construcción de piezas estructurales.

Se utilizará Trigo como semilla patrón para determinar las variables y características para el cálculo de la tolva.

- **Frotamiento Interior:** se puede tomar como valor mínimo el ángulo de talud natural.
- **Frotamiento sobre las paredes:** 0.361 a 0,466 (19,84° a 25°).
- **Ángulo de Talud Natural:** 24° a 26°, se elige 25°.
- **Densidad:** 0,75 Tn/m³.

Una vez determinado el material que se utilizará como base de cálculo junto a las características que este posee, se procede a diseñar el ángulo de la pirámide o cuña invertida de la tolva. Este ángulo depende el tipo de descarga o flujo que se quiera en el equipo, como también, los valores de frotamiento interno y sobre las paredes. Algunos autores consideran el ángulo de talud natural en sus experiencias.

Para determinar esto, se hace uso de gráficos propuestos por Andrew Jenike. El ángulo de cuña o pirámide va a determinar el flujo de material durante la descarga, lo cual es un factor importante a tener en cuenta en el diseño.

3.2. TIPOS DE FLUJO.

Dentro de cada una de las distintas industrias se manejan distintos tipos de materiales y/o fluidos diferentes, donde el comportamiento de cada uno de ellos es diferente y deba ser manejado de manera especial para evitar problemas como vaciados con demasiada fuerza que haga que el producto se estropee, segregaciones, interrupciones en la descarga de los materiales, existencia de zonas muertas, descargas incontroladas de sólidos, entre otros.

Estos problemas pueden ser minimizados si la descarga de los materiales es adecuada, y para solucionar esto, el diseño con un tipo de flujo en concreto tendrá que considerarse y analizarse para ello existen los siguientes tipos de flujo:

3.2.1. FLUJO TUBULAR O DE EMBUDO.

Este tipo de manejo de materiales consiste en la formación de un canal de flujo, alineado con la boca de salida del producto, rodeado por una zona en la que el material permanece inicialmente estático. Mientras se produce la descarga, si el material es poco cohesivo, la parte más alta pegada a las paredes de la tolva se despega poco a poco y cae al canal central, en cambio, si el material es muy cohesivo, el vaciado de material puede llegar a detenerse al formarse un canal central rodeado de material estático.

Dentro de las desventajas de este tipo de flujo es que el material en su interior no se mueve todo a la vez, lo que provoca que el caudal de material en la salida y densidad del flujo resultante se modifiquen a lo largo de la operación. Debido a que incluso cuando se ha vaciado completamente existe en el interior material que no se ha movido, lo que se conoce como zonas muertas, y esto a

su vez puede derivar en producto inservible debido a que las propiedades mismas del material pueden cambiar con el paso del tiempo.

Una de las pocas ventajas de este principio de funcionamiento es que las paredes del dispositivo tienen un menor desgaste debido a que el rozamiento durante las descargas es mínimo y esto también indica que la presión que deben soportar estas paredes es menor por lo tanto se requiere menor cantidad de materiales para su construcción.

3.2.2. FLUJO MÁSICO.

Este tipo de flujo es caracterizado por la movilidad que sufre todo el material a la vez en el momento de la descarga, ya que el material pegado a las paredes se desliza sobre estas mismas vaciándose junto al resto de producto. Desde el inicio de la tarea de vaciado ningún aglomerado de material permanece en su posición original. De esta manera, el material que primero entra en la tolva es el primero en salir, lo que tiende a mantener constante el tiempo de residencia o almacenamiento del producto dentro de los contenedores.

Las ventajas del flujo másico, es que el vaciado no se detiene por formación de canales, debido a que, todo el material se mueve a la vez, el caudal y densidad de descarga del material permanecen constantes, otra ventaja es la eliminación de problemas de segregación, debido a que el constante movimiento de la carga tiende a aumentar la homogeneidad a la salida, lo cual evita que quede producto rezagado por mucho tiempo y se aproveche de mejor manera el material.

Y, a pesar de tantas ventajas y desventajas, cada uno de estos tipos de flujos puede ser el ideal para los distintos procesos de uso. En el caso del presente trabajo, se prefiere un flujo másico, ya que nada queda por mucho tiempo almacenado y el flujo, además de ser homogéneo, no se detiene nunca.

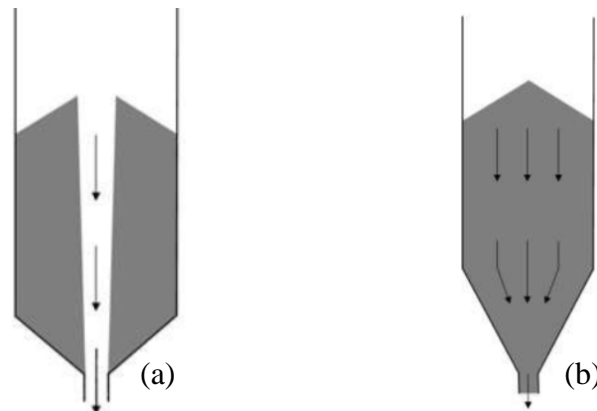


Ilustración 85 - Tipos de Flujos. ((a) Flujo Tubular - (b) Flujo Másico).

3.3. ANÁLISIS DE CARGAS.

La relación más conocida y relevante en la determinación de los tipos de flujo, como ya se mencionó, fue propuesta por Jenike y se propone una relación gráfica entre ángulo de fricción de pared ϕ' y el ángulo de inclinación de tolva, para determinar el tipo de flujo del silo. Ambos parámetros dependen de la geometría de la tolva y las características de cada material.

Se recuerda que el ángulo de fricción con la pared es de alrededor de 19° a 25° , se toma como referencia 22° .

Se ingresa al siguiente gráfico con 22° y se hace cortar a la curva de 30° de ángulo de fricción interna, ya que, para el Trigo, el ángulo es de 25° y no está graficada. Desplazándose hacia abajo hasta corta el eje de abscisas se halla el ángulo de inclinación de tolva, siendo este de $32,5^\circ$.

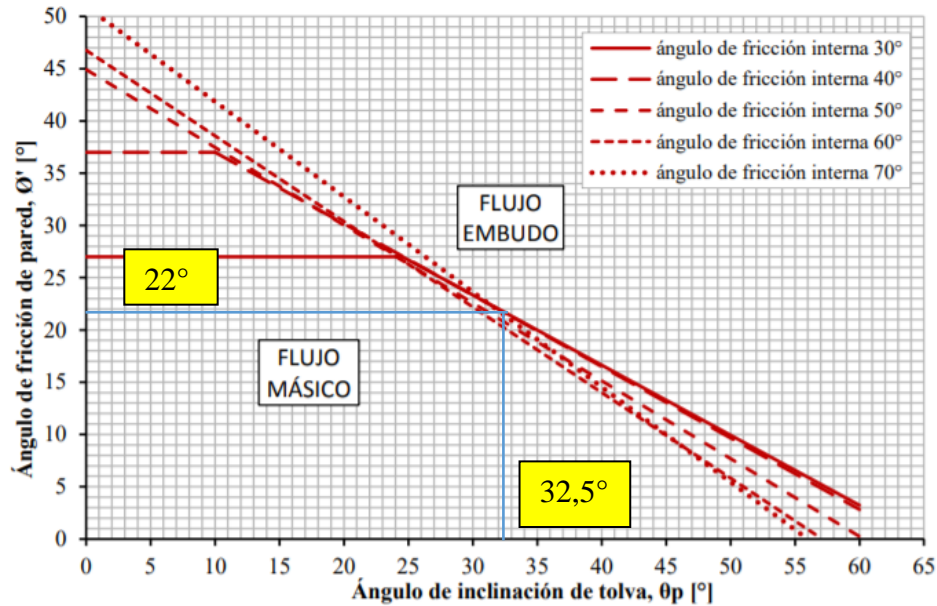


Ilustración 86 - Relación propuesta por A. Jenike para silos con tolva tipo cuña.

Además del ángulo de tolva necesario para garantizar un flujo adecuado de material, también se debieron tener en cuenta otras variables que limitan el dimensionamiento de la tolva.

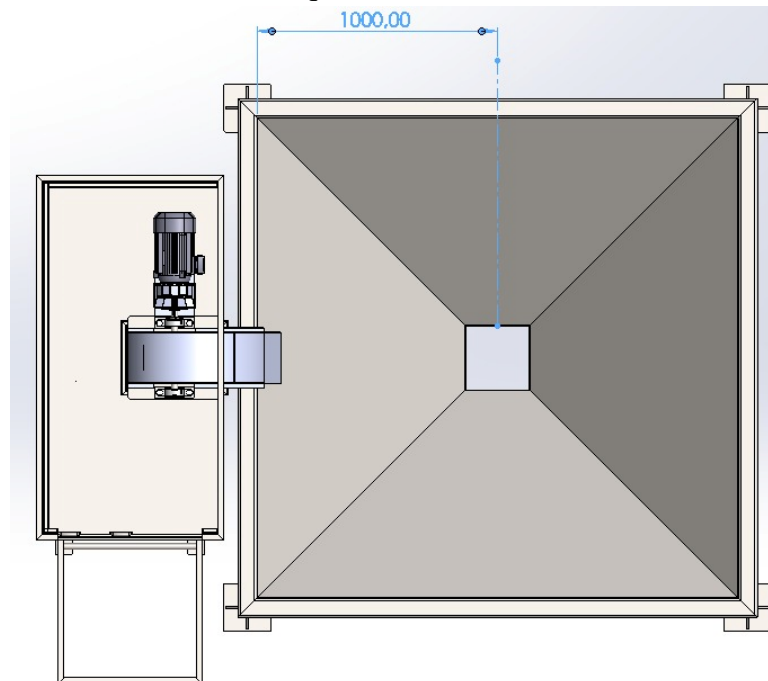


Ilustración 87 - Vista en planta de tolva y elevador a cangilones. Apreciación de la distancia entre las bocas de descarga de ambos equipos.

Una de estas variables es la altura de descarga del elevador de cangilones, que, para obtener una buena descarga en la tolva se deberá medir en planta, la distancia entre la boca de descarga del elevador al centro del silo y luego afectar a dicha medida por el valor de 0.7 ($\cos 45^\circ$) obteniendo así la altura que deberá existir entre la boca de descarga y el inicio de las paredes de la tolva. En los cálculos de capacidad de la tolva, ésta es la medida que se tendrá en cuenta para el cálculo de la misma.

Otras de las limitantes de las dimensiones de la tolva serán la altura de la cinta transportadora, una posición de trabajo ergonómica del operario que deberá poner la bolsa en la balanza automática, y las dimensiones de la balanza propiamente dicha.

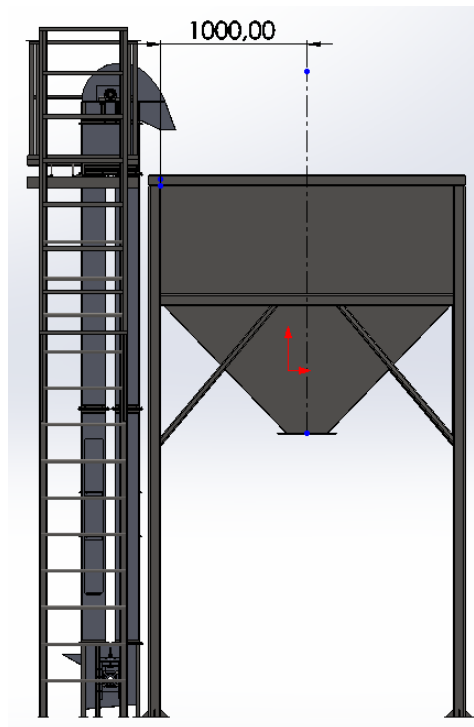


Ilustración 88 - Vista lateral de tolva y elevador a cangilones. Apreciación de la distancia entre las bocas de descarga de ambos equipos.

Entonces resolviendo como se detalló anteriormente:

$$H_{\text{carga}} = 0,7 * D = 0,7 * 1000 = 700 \text{ mm}$$

Para considerar dejar un espacio debajo de la boca de tolva para colocar la balanza que posee un alto de 730 mm y un espacio ergonómico para un adecuado trabajo del operario, el cual se consideró de 1270 mm. Este último, además, debe ser suficiente para que la bolsa quepa entre la balanza y cinta transportadora.

- **Alto balanza:** 730mm.
- **Alto bolsa:** 870mm como máximo.
- **Alto cinta transportadora:** 200mm (mínima) a 350mm (máxima).
- **Alto ergonómico:** 1270mm.
- **Altura elevadora a cangilones:** 3945mm.

Con los anteriores datos se define la altura útil de tolva de la siguiente manera:

$$H_{Tolva} = H_{EC} - H_{carga} - H_{Balanza} - H_{ergonomico}$$

$$H_{Tolva} = 3945 - 700 - 730 - 1270$$

$$H_{Tolva} = 1245\text{mm}$$

El límite de altura de carga garantiza un eficiente llenado del equipo donde el cono de material generado estaría desprotegido.

Cuando se vierte una materia pulverulenta sobre un plano se amontona en un volumen de forma cónica cuyas generatrices forman con la horizontal un ángulo determinado φ ; este ángulo, propio a cada material, se llama ángulo del talud natural de la materia. Es el ángulo de frotamiento interno mínimo. Este volumen de forma cónica también se genera si este material se vierte en un silo, por lo que, además de la “altura útil” calculada anteriormente, se prolongará una distancia conveniente con el fin de proteger al cono de material que sobresaldría de la tolva y además de esto nos permite evitar posibles derrames del material.

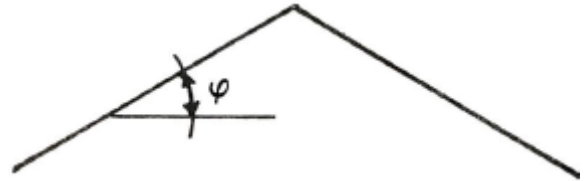


Ilustración 89 - Cono de material.

Esta prolongación se calcula como sigue:

Teniendo presente el ángulo de talud natural (25°) es afectado de forma trigonométrica para conocer cuánto debe prolongarse el diseño de la tolva.

$$H_{prolongacion} = \frac{\text{Ancho Tolva}}{2} * \text{Tg}(25^\circ)$$

$$H_{prolongacion} = \frac{2000}{2} * \text{Tg}(25^\circ) = 466 \text{ mm}$$

Además de producirse lo mencionado, si esta materia se contiene en un espacio cerrado como un silo, ejerce sobre las paredes y el fondo de éste, presiones cuya resultante es el empuje Q que, a consecuencia del frotamiento de la materia contra las paredes, es oblicuo en relación a la superficie de éstas: este empuje admite, por lo tanto, dos componentes:

- N normal a la pared considerada
- T tangencial, es decir, paralela a la pared.

La presión normal recibe, además, el nombre de empuje lateral.

Llamando φ' , al ángulo de frotamiento de la materia contra las paredes, el coeficiente de frotamiento correspondiente es $\text{tg } \varphi'$.

En función del empuje oblicuo Q ya definido, las dos componentes N y T son:

$$N = Q * \cos \varphi'$$

$$T = Q * \text{sen } \varphi'$$

de donde:

$$T = N * \text{tg } \varphi'$$

T es, la carga equilibrada por el frotamiento correspondiente al empuje N.

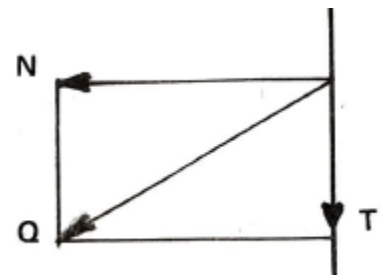


Ilustración 90 - Composición de fuerzas Q.

A una profundidad dada en el interior del silo, la carga sobre el fondo, o presión vertical total, es la diferencia entre el peso total de materia ensilada y la carga total equilibrada por el frotamiento de la materia contra las paredes.

Esta presión crece con la profundidad, pero a consecuencia del frotamiento de la materia contra las paredes, sólo es una fracción del peso de la materia ensilada, puesto que el frotamiento absorbe una parte de ella, y este frotamiento es tal que, en las grandes profundidades, la presión se hace constante, siendo entonces, máxima.

En la bibliografía utilizada se puede encontrar la curva representativa de las presiones obtenidas, en donde si se lleva sobre abscisas las profundidades y sobre ordenadas las presiones, tiene la forma de la curva de la figura Presión Vertical vs Z. Esta curva tiene una asíntota paralela al eje de abscisas, cuya ordenada corresponde a la presión vertical máxima. Se hace la misma observación para la curva representativa del empuje lateral sobre las paredes y esta curva tiene una asíntota paralela al eje de abscisas, cuya ordenada corresponde al empuje máximo.

Seguidamente, si se llevan sobre dos ejes rectangulares: en abscisas las profundidades en el interior del silo, y en ordenadas las presiones sobre las paredes y sobre el fondo, el punto O de origen de coordenadas corresponde al nivel superior de contacto de la materia ensilada con las paredes. Para observar mejor en detalle de lo explicado anteriormente se puede recurrir a la bibliografía utilizada, Reimbert, M. y. (1987). "Silos: Theory and practice". Trans Tech Publications.

Es necesario tener en cuenta para el cálculo de los esfuerzos, el cono de materia ensilada que se genera en la parte superior de la tolva. A este cono lo llamamos cono superior de ensilaje y cuya altura es:

$$h = R \operatorname{tg} \varphi$$

Siendo R el radio, en el caso de un silo cilíndrico (en el caso de silos de forma poligonal regular R es el radio del círculo inscrito en el contorno poligonal de la sección recta) y φ el ángulo del talud natural se puede tomar igual al ángulo de frotamiento interno.

El peso del cono superior de ensilaje es:

$$Q_0 = \delta * S * \frac{h}{3}$$

siendo S la superficie del silo ($\pi d^2/4$ para un silo cilíndrico, lado x lado, para uno cuadrado)

Si la materia estuviese ensilada sin frotamiento sobre las paredes, la carga sobre el fondo sería, a la profundidad z:

$$Q_z = \delta * S * z + Q_0$$

$$Q_z = \delta * S * z + \delta * S * \frac{h}{3}$$

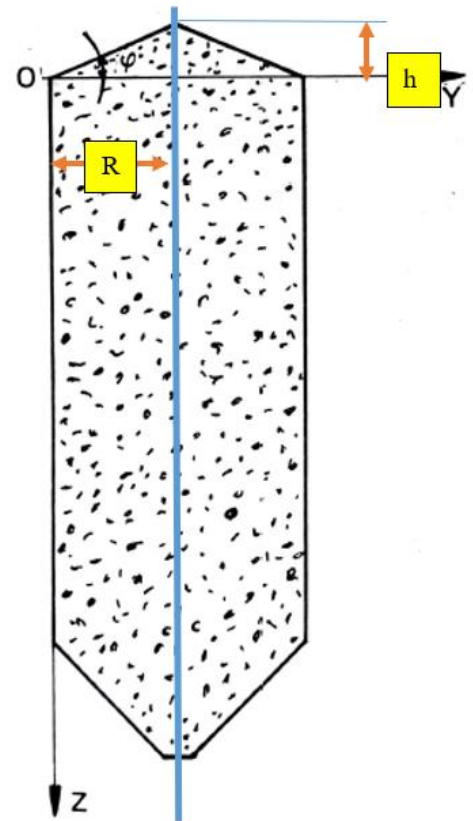


Ilustración 91 - Simulación de un silo cargado. (Reimbert pág. 54 Capítulo 1).

$$Q_z = \delta * S * \left(z + \frac{h}{3} \right)$$

la carga sobre el fondo es entonces:

$$Q_{\text{fondo}} = \delta * S * \left(z + \frac{h}{3} \right) - F(z)$$

y la presión vertical media será:

$$q_z = \delta * \left(z + \frac{h}{3} \right) - \frac{F(z)}{S}$$

Luego de un desarrollo matemático encontrado en la bibliografía utilizada, Reimbert, la formula fundamental del cálculo de los silos o función de la carga equilibrada por el frotamiento sobre las paredes:

$$F(z) = \frac{\delta * S * z^2}{z + A}$$

Siendo:

$$A = \frac{Q_{\text{max}} - Q_0}{\delta * S}$$

Esta magnitud A tiene las dimensiones de una longitud. Define la abscisa en el origen de la asíntota a la curva de las cargas equilibradas por el frotamiento, por eso la llamaremos abscisa característica, para fijar el papel importantísimo que ella representa.

Podemos ahora determinar la función de la presión lateral sobre las paredes y la función de la presión vertical sobre el fondo de un silo, siendo entonces:

$$P_z = \frac{\delta * S}{L * \text{tg}(\varphi')} * \left[1 - \left(\frac{z}{A} + 1 \right)^{-2} \right]$$

Siendo el primer múltiplo del segundo miembro el empuje máximo sobre las paredes, por lo que lo anterior puede ser expresado como:

$$P_z = P_{\text{max}} * \left[1 - \left(\frac{z}{A} + 1 \right)^{-2} \right]$$

Por otra parte, la presión vertical sobre el fondo resulta de:

$$q_z = \delta * \left[z * \left(1 + \frac{z}{A} \right)^{-1} \right] + \frac{h}{3}$$

Y la carga total sobre el fondo del silo es:

$$Q_z = q_z * S$$

Las ecuaciones que se fueron plasmando muestran toda la importancia del parámetro de base de las diversas funciones de presiones, parámetro A, que hemos denominado abscisa característica por el hecho de que su valor fija la abscisa al origen de la asíntota determinada por la curva de las cargas equilibradas por el frotamiento de la materia ensilada sobre las paredes. El valor de A esta representado más arriba y solo basta determinar el valor de Qmax de la presión vertical máxima sobre el fondo para poder hallarlo.

Existen muchas teorías de variados autores para determinar este valor, pero todos están de acuerdo en lo siguiente:

$$Q_{\max} = \delta * S * r * \frac{1}{f(\varphi; \varphi)}$$

Siendo el divisor del segundo miembro la función de frotamientos, que, en sí, es lo que varía entre los autores.

Ahora bien, esta función de frotamientos que es la base del cálculo del valor de la abscisa característica, cuyo conocimiento permite calcular inmediatamente las presiones laterales y vertical sobre las paredes y el fondo de los silos.

El conocimiento de la función de frotamiento es primordial, y para ello, determinaremos su valor.

Existen ensayos que muestran que el valor de la presión máxima sobre el fondo de un silo es función de la forma de dicho silo y que, en particular, si Q_m es la presión vertical unitaria máxima que se ejerce sobre el fondo de un almacén cilíndrico, la presión vertical unitaria máxima que se ejerce en el fondo de un silo de forma poligonal regular del mismo radio medio hidráulico es:

$$Q_{\max} = k * Q_m$$

Donde los valores de k ya están determinados y algunos son los siguientes:

$$\text{Triangular; } k = \frac{3 * \sqrt{3}}{\pi} = 1,654$$

$$\text{Cuadrado; } k = \frac{4}{\pi} = 1,273$$

$$\text{Hexagonal; } k = \frac{6}{\pi * \sqrt{3}} = 1,104$$

Esto permite poder iniciar el cálculo como si se tratara de un silo cilíndrico y luego afectar los valores por el coeficiente k y transformar el resultado como si se tratara de un silo cuadrado como el que se tiene.

3.4. CÁLCULO DE TOLVA.

El equipo por diseñar consta con una sección de 2000 mm x 2000 mm y un ángulo de pared de tolva de 46° con respecto a la horizontal. Se toma 46° y no 32,5° determinado ya que, de hacerlo no solo se pierde demasiada capacidad, además, el material en cuestión está limpio, seco y sin polvos u otras partículas, por lo que no se tendrá problemas en la descarga y se seguirá conservando el tipo de flujo másico que se pretende.

La boca de balanza se desea que este a 1270 mm, altura que se seleccionó como altura ergonómica de trabajo adecuada. Se detallo anteriormente que la balanza que se tomó como referencia mide 730 mm de alto, por lo que la boca de tolva se encontrará a 2000 mm de alto.

El elevador a cangilones sitúa la altura de su boca de descarga a 3945 mm sobre el piso por lo que la altura máxima de carga útil del equipo se situara en 3245 mm de alto. A esta última, se añade la prolongación que se determinó anteriormente para la protección de cono de material ensilado de 465 mm, por lo que la altura máxima del equipo será de aproximadamente 3710 mm de alto con respecto al suelo.

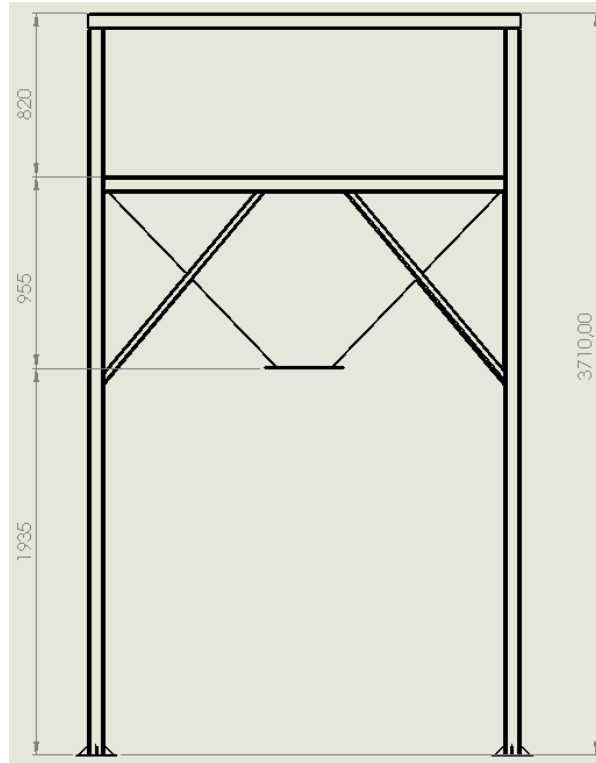


Ilustración 92 - Tolva.

Como se explicó anteriormente, el material depositado genera un cono que debe ser tenido en cuenta para determinar la presión total en el fondo. Para determinar la carga superior del cono denotada como Q_0 se debe conocer h , siendo este valor la altura que genera el cono en función de su ángulo de talud natural.

$$h = R \operatorname{tg} \varphi$$

$$h = 1 \text{ m} * \operatorname{tg} 25^\circ$$

$$h = 0,466 \text{ m}$$

obtenido h , se puede determinar Q_0 .

$$Q_0 = \delta * S * \frac{h}{3}$$

$$Q_0 = 750 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * (2 * 2) \text{m}^2 * \frac{0,466}{3} \text{ m}$$

$$Q_0 = 466 \text{ kg}$$

Si la materia estuviese ensilada sin frotamiento sobre las paredes, la carga sobre el fondo sería, a la profundidad z :

$$Q_z = \delta * S * z + Q_0$$

$$Q_z = \delta * S * \left(z + \frac{h}{3} \right)$$

$$Q_z = 750 * (2 * 2) * \left(1,245 + \frac{0,466}{3} \right)$$

$$Q_z = 4201 \text{ kg}$$

Q_z fue determinado en este caso para la máxima profundidad, por lo que es idéntico al valor Q_{max} .

El frotamiento contra las paredes reduce esta carga, por lo que la carga sobre el fondo es entonces:

$$Q_{fondo} = Q_z - F(z)$$

Y la presión vertical media será:

$$q_z = \frac{Q_{fondo}}{S}$$

Para encontrar $F(z)$ se determina A :

$$A = \frac{Q_{max} - Q_0}{\delta * S}$$

$$A = \frac{4201 - 466}{750 * (2 * 2)}$$

$$A = 1,245 \text{ m}$$

Hallado A , se determina $F(z)$:

$$F(z) = \frac{\delta * S * z^2}{z + A}$$

$$F(z) = \frac{750 * (2 * 2) * 1,245^2}{1,245 + 1,245}$$

$$F(z) = 1867,5 \text{ kg}$$

Se determina ahora la función de la presión lateral sobre las paredes y la función de la presión vertical sobre el fondo de un silo, siendo entonces:

$$P_z = \frac{\delta * S}{L * \text{tg}(\varphi')} * \left[1 - \left(\frac{z}{A} + 1 \right)^{-2} \right]$$

$$P_z = \frac{750 * (2 * 2)}{8 * \text{tg}(22^\circ)} * \left[1 - \left(\frac{1,245}{1,245} + 1 \right)^{-2} \right]$$

$$P_z = 696,1 \text{ kg/m}^2$$

Por otra parte, la presión vertical sobre el fondo resulta de:

$$q_z = \delta * \left[z * \left(1 + \frac{z}{A} \right)^{-1} \right] + \frac{h}{3}$$

$$q_z = 750 * \left(\left[1,245 * \left(1 + \frac{1,245}{1,245} \right)^{-1} \right] + \frac{0,466}{3} \right)$$

$$q_z = 583,375 \text{ kg/m}^2$$

O lo que es lo mismo:

$$q_z = \frac{Q_{\text{fondo}}}{S}$$

$$q_z = \frac{4201 - 1867,5}{(2 * 2)} = 583,375 \text{ kg/m}^2$$

Y la carga total sobre el fondo del silo es:

$$Q_z = q_z * S$$

$$Q_z = 583,375 * (2 * 2)$$

$$Q_z = 2333,5 \text{ kg}$$

Si bien la carga en el fondo Q_z es 2333,5 kg, se utilizará en el simulador SolidWorks la capacidad de carga que se tiene por volumen en conjunto con la carga que produce el cono de material en la parte superior.

3.4.1. Capacidad de carga por volumen.

Para determinar la capacidad de carga por volumen se procede a determinar el volumen del equipo. Para ello, se determina el volumen de cada figura geométrica por separado y luego se sumarán.

Cubo superior.

$$V_{\text{cubo}} = L \times L \times h$$

$$V_{\text{cubo}} = 2 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times (0,828 - 0,466) \text{ m}$$

$$V_{\text{cubo}} = 1,448 \text{ m}^3$$

Pirámide inferior.

$$V_{\text{pirámide}} = \frac{h}{3} (A_{\text{sup}} + A_{\text{inf}} + \sqrt{A_{\text{sup}} \times A_{\text{inf}}})$$

$$V_{\text{pirámide}} = \frac{0,893}{3} [(2 \times 2) + (0,265 \times 0,265) + \sqrt{(2 \times 2) \times (0,265 \times 0,265)}]$$

$$V_{\text{pirámide}} = 1,369 \text{ m}^3$$

Volumen total.

$$V_{\text{total}} = V_{\text{pirámide}} + V_{\text{cubo}}$$

$$V_{\text{total}} = 1,369 \text{ m}^3 + 1,448 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{total}} = 2,817 \text{ m}^3$$

Carga total por volumen.

$$Q_v = V_{\text{total}} * \delta$$

$$Q_v = 2,817 \text{ m}^3 * 750 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_v = 2112,75 \text{ kg}$$

A esta carga se le suma la carga Q_0 que produce el cono de material en la parte superior.

$$\text{Carga Total} = Q_v + Q_0$$

$$\text{Carga Total} = 2112,75 \text{ kg} + 466 \text{ kg}$$

$$\text{Carga Total} = 2578,75 \text{ kg}$$

Valor que se utilizará en la simulación de SolidWorks.

3.5. COMPROBACIÓN A PANDEO DE LA ESTRUCTURA DE LA TOLVA.

Está conformada por cuatro perfiles cuadrados de 80x80x3,2 mm, estos en conjunto serán los encargados de resistir el peso de toda la estructura y la carga de semillas almacenadas. Por lo tanto, para realizar la comprobación de la estructura a pandeo se analiza un único perfil con un cuarto de la carga total.

La carga a la que están solicitados y las que se tienen en cuenta son:

- El peso de la propia estructura.
- El peso de las semillas a almacenar.

$$F = \sum \frac{f}{4}$$



Ilustración 93 - Estructura de tolva.

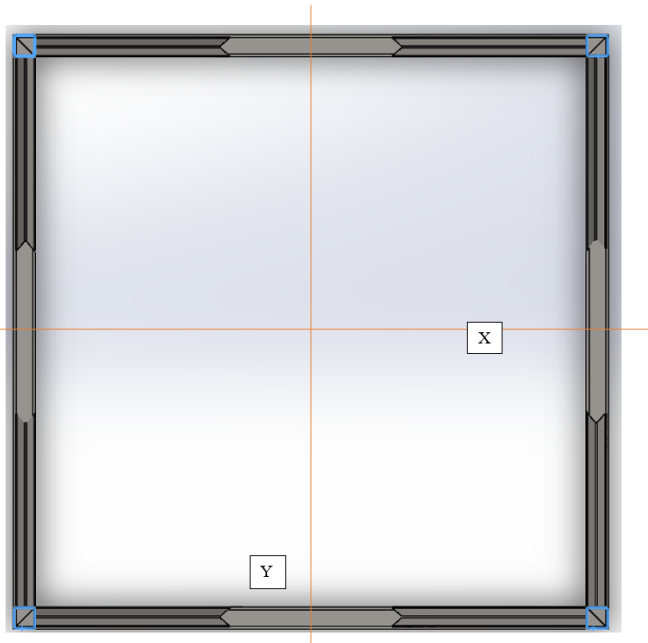


Ilustración 94 - Distribución de vigas verticales en estructura de tolva.

3.5.1. Determinación de esfuerzos.

Para determinar la resistencia estructural se supone que un cuarto del peso de la estructura y del material almacenado estará ubicada sobre el centro geométrico del perfil.

De esta manera los perfiles estarán sometidos a compresión por lo que es necesario comprobar su resistencia al pandeo.

Considerando que el material de los perfiles es acero F-24, se procede a determinar los esfuerzos mencionados.

3.5.1.1. Esfuerzos por Pandeo

Para considerar el pandeo en la estructura, primero determinaremos si se utiliza la ecuación de Jhonson o Euler para el análisis de ésta, para esto, se plantea la siguiente igualdad:

$$\sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}} = \frac{L_e}{k}$$

El miembro izquierdo hace referencia a los valores usuales durante este escrito, mientras que, en el segundo miembro, L_e representa la longitud efectiva de la columna y k el radio de giro de la sección.

Si el miembro derecho es mayor, se utiliza el método de Euler, de no ser así, el de Jhonson.

Para determinar L_e , se debe afectar a la longitud L de la estructura por un coeficiente que para la esta situación posee el valor de 2, ya que se considera el caso de una columna con un extremo empotrado y otro libre a fin de tomar la peor condición de la estructura.

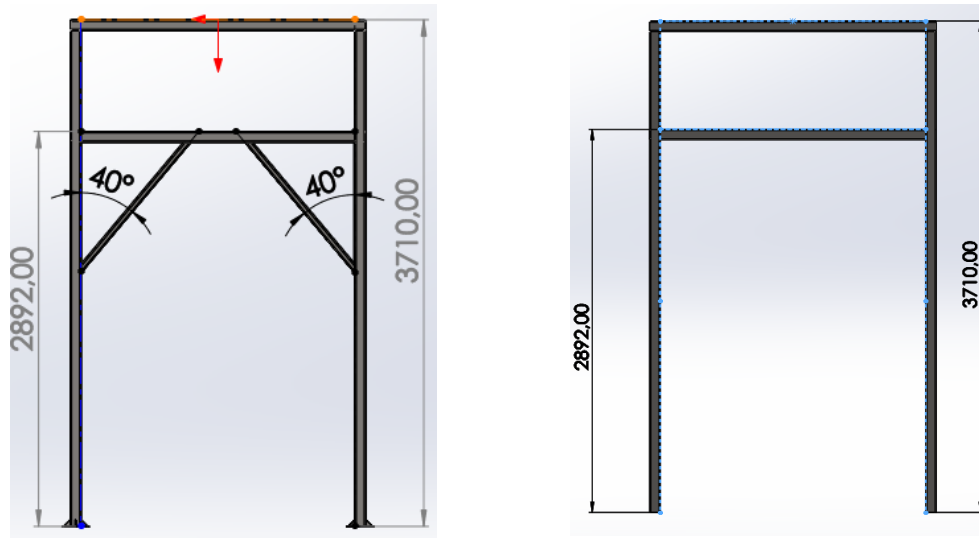


Ilustración 95 - Diseños de estructuras para tolva.

El valor de L se puede observar en la imagen anterior.

$L = 2892 \text{ mm}$.

Entonces se resuelve lo siguiente:

$$\begin{aligned} L_e &= 2 * L \\ L_e &= 2 * 2892 \text{ mm} \\ L_e &= 5784 \text{ mm} \end{aligned}$$

Para determinar el radio de giro se utiliza el momento de inercia del caño cuadrado utilizado.

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$k = \sqrt{\frac{96,8}{9,83}} = 3,13 \text{ cm}$$

Con estos valores ya establecidos, se plantea la primera igualdad:

$$\sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 2109 * 10^3}{2447}} = \frac{578,4}{3,13}$$

$$130,4 > 184,8$$

Con lo explicado anteriormente y el resultado obtenido, se determina que el método a utilizar es el de Euler.

Se procede a determinar P_c , Esfuerzo de compresión por el método mencionado.

$$P_c = \frac{\pi^2 * E * I}{L_e^2}$$

Donde:

P_c es la carga crítica a la que se produce el pandeo de la estructura.

Entonces:

$$P_c = \frac{\pi^2 * 2109 * 10^3 * 96,8}{578,4^2}$$

$$P_c = 6022,75 \text{ kg}$$

Esta es la máxima carga que soportara el perfil cuadrado antes de comenzar a fallar por pandeo, la carga real a la está sometida la estructura es:

- Q_z calculado en la sección anterior, al que, como se mencionó, se tomará 2578,75 kg.
- El peso de los perfiles, 7,765 kg/m. Donde se tiene alrededor de 31m de caños cuadrados, entonces 240,7 kg.
- El peso de la tolva de chapa, valor obtenido de las propiedades físicas de SolidWorks que es de 196 kg, se considera 200 kg.

Como resultado se tiene una carga aproximada de 3019,45 kg, a este valor, como se explicó, se lo divide por 4, número de perfiles que resisten esta carga.

$$F = \frac{3019,45}{4}$$

$$F = 754,8 \text{ kg}$$

Se prosigue a determinar el factor de seguridad N mediante la siguiente ecuación:

$$N = \frac{P_c}{F} = \frac{6022,75 \text{ kg}}{786 \text{ kg}}$$

$$N = 7,97 \text{ kg}$$

Siendo un factor lo suficientemente grande, por lo que se concluye que la estructura resistirá y cumple con la condición de seguridad deseada, considerando la existencia de personal trabajando debajo de la estructura.

3.6. SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE SOLIDWORKS.

Para verificar la resistencia de la estructura que será la encargada de resistir las cargas a la cual estará sometida la tolva, se realizó un diseño y posterior simulación de los elementos que la componen mediante la utilización de SolidWorks Simulation.

Mediante la utilización del programa, se analizaron dos estructuras y sus comportamientos frente a las cargas para poder realizar un análisis y así determinar la mejor configuración estructural posible.

Como se dijo anteriormente, las estructuras están compuestas por acero F-24.

Las cargas a las que se sometió ambas estructuras fueron:

- El peso de las semillas (2578,75 kg).
- El peso de su estructura (240,7 kg).
- El peso de las chapas que componen la tolva (200 kg).

En ambas estructuras se analizó:

- Las tensiones generadas por la carga.
- Las deformaciones generadas por la carga.
- El factor de seguridad mínimo de la estructura.

3.6.1. Estructura 1.

Todos los elementos que componen esta estructura son perfiles cuadrados de 80x80x3,2 mm.



Ilustración 96 - Estructura 1.

Simulación de Estructura 1.

En la imagen siguiente se puede observar donde se generaron las tensiones máximas y su valor.

La máxima tensión generada en la estructura fue de $440,3 \text{ kg/cm}^2$, por lo que la estructura resistirá, ya que, comparando con la resistencia del acero F-24, con el cual están realizados los perfiles, y la máxima tensión arrojada en la simulación podemos obtener un coeficiente de seguridad de 5,55.

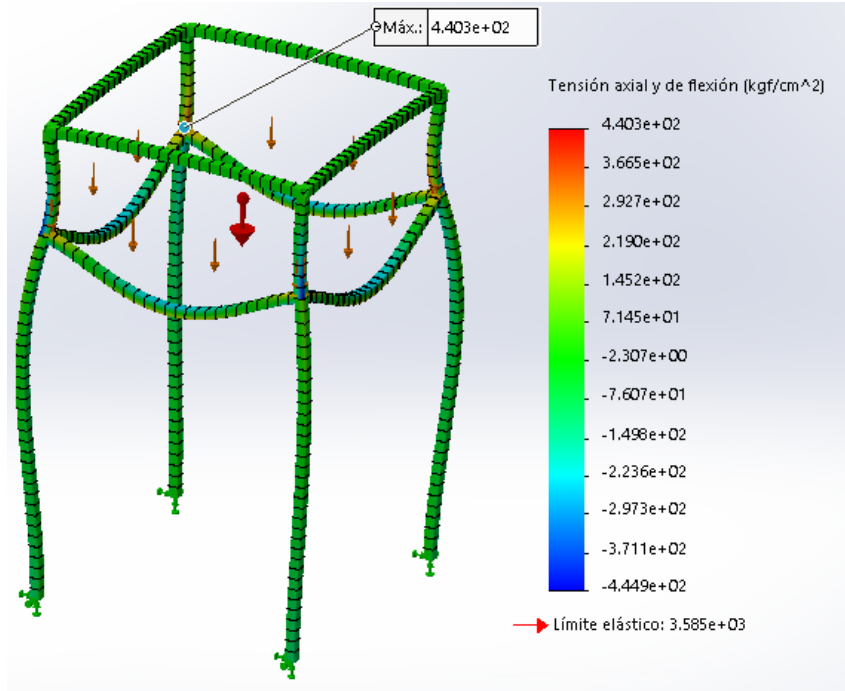


Ilustración 97 - Resultado de simulación de estructura 1. Tensiones.

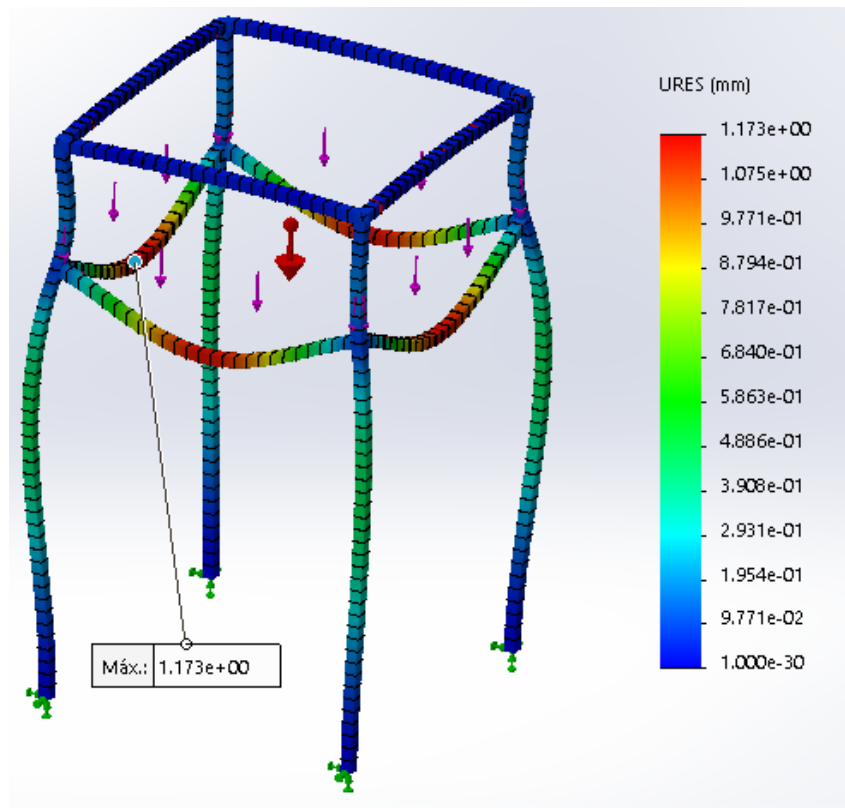


Ilustración 98 - Resultado de simulación de estructura 1. Deformaciones.

En cuanto a las deformaciones, la simulación arrojó el resultado de la imagen anterior.

En la imagen se puede observar donde se generó la mayor deformación de la estructura, cuyo valor es de unos 1,17 mm.

3.6.2. Estructura 2.

Esta estructura está compuesta por perfiles cuadrados iguales a los de la Estructura 1, difiere en que esta además posee perfiles cuadrados 40 x 40 x 2,5 mm cruzados a 40° con respecto a la vertical como se ve en la siguiente imagen.

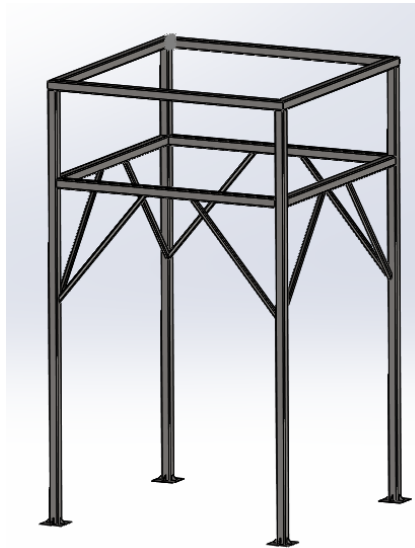


Ilustración 99 - Estructura 2.

Simulación de Estructura 2.

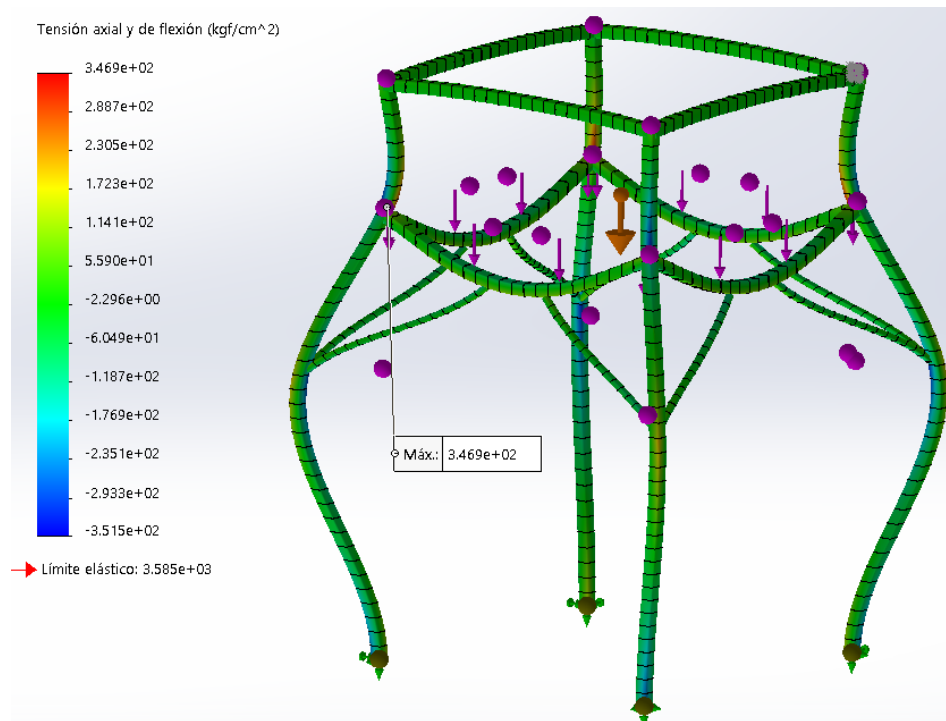


Ilustración 100 -Resultado de simulación de estructura 2. Tensiones.

En la imagen anterior se puede observar donde se genera la máxima tensión y su respectivo valor de 347 kg/cm^2 , por lo que la estructura resistirá, ya que, haciendo la misma comparación que se realizó en la estructura 1, el coeficiente de seguridad con la que está sobredimensionada la estructura 2 es de 7.

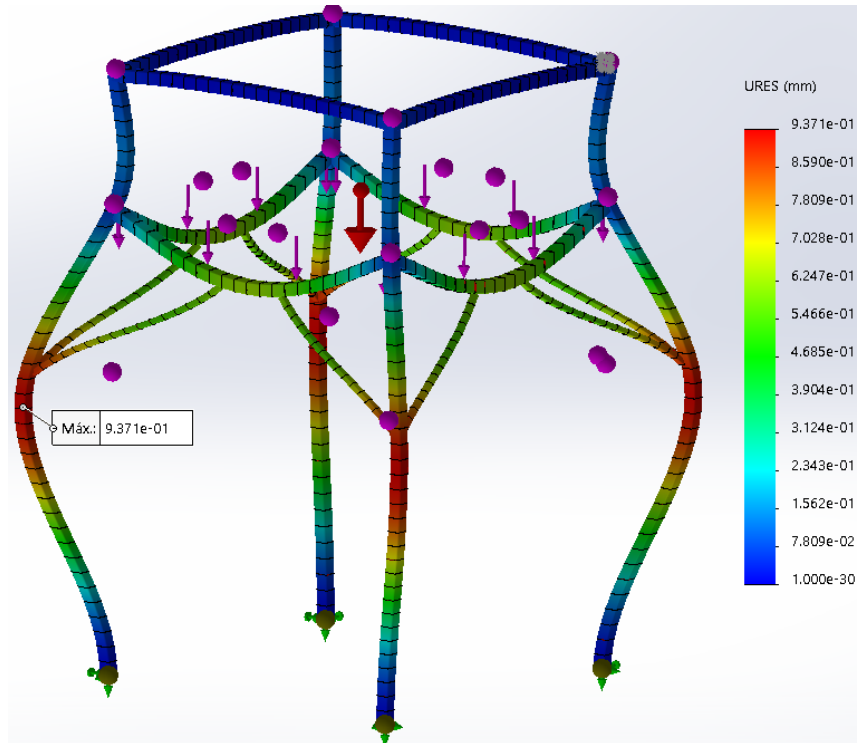


Ilustración 101 - Resultado de simulación de estructura 2. Deformaciones.

En cuanto a las deformaciones, la simulación arrojó lo observado en la imagen anterior, donde se puede observar que la mayor deformación de la estructura tiene un valor es de unos $0,937 \text{ mm}$.

Comparación y análisis de resultados.

Realizando un análisis de ambas estructuras y una comparación de sus resultados, se puede notar que en la estructura 2 se produjo una disminución de la tensión máxima generada y aumento del factor de seguridad en la sección de la estructura donde se generó la máxima tensión. Este aumento de factor de seguridad fue de 5,55 a 7, por lo tanto, agregando poco material a la estructura se tuvo un incremento en la resistencia, sobredimensionando y obteniendo mayor seguridad, lo cual es beneficioso debido a que debajo de la tolva se encontrará personal trabajando.

En cuanto a la comparación de las deformaciones generadas se puede ver que el lugar donde se generaron las máximas deformaciones cambia, pasando de la viga horizontal que soporta el cuerpo de la tolva que contiene el material almacenado, al perfil vertical que sostiene la misma.

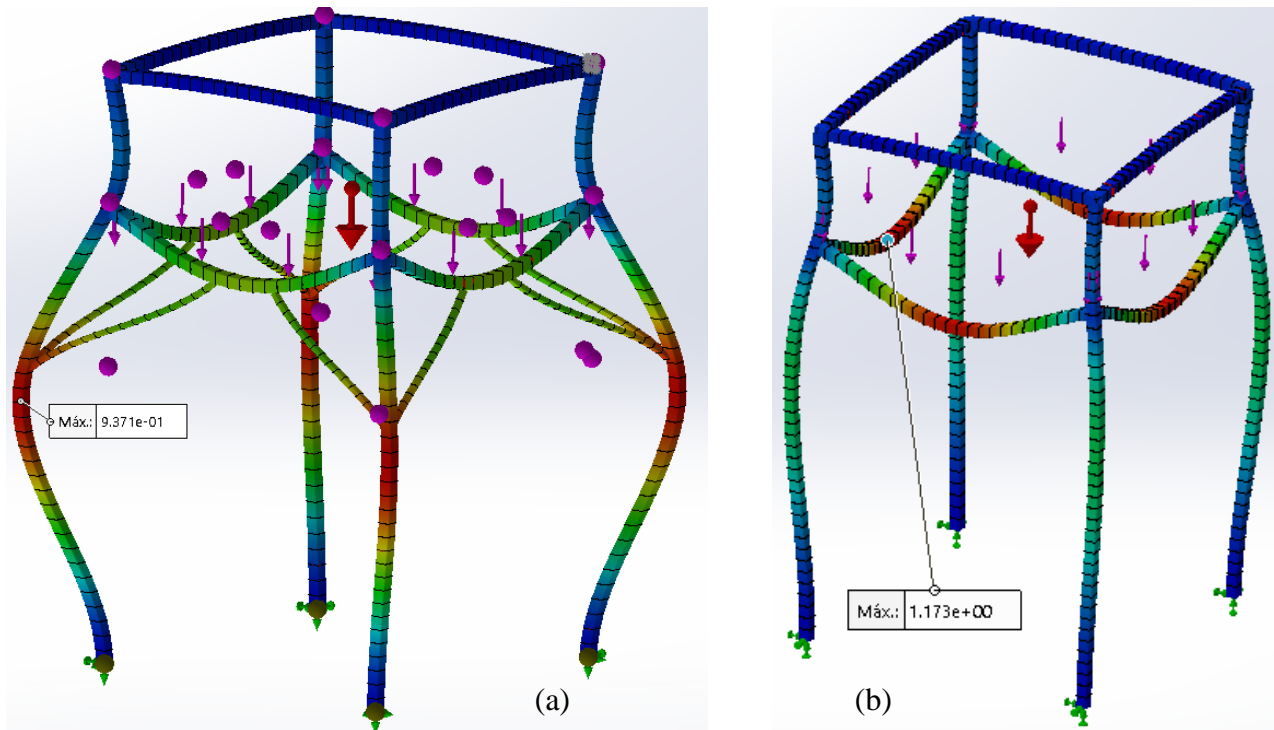


Ilustración 102 - Simulación de estructuras. Deformaciones. ((a) Estructura 2 (b) Estructura 1).

Y además de este cambio de lugar en donde se generaron las máximas deformaciones, también se produjo una disminución del valor máximo de deformación, que se reduce de 1,173 mm en la estructura 1 a menos de 1 mm en la estructura 2.

Si bien el valor de la deformación en la estructura 2 disminuyó, que es algo beneficioso, esta deformación se va a producir donde la estructura buscaría fallar por pandeo, si bien esto es una desventaja en la segunda estructura, no generará problemas ya que, en la comprobación a pandeo mostrada anteriormente, puede notarse que la carga crítica de los perfiles cuadrados verticales es muy próxima a 8 veces mayor a la que realmente estará sometida.

3.7. SIMULACIÓN DE TOLVA MEDIANTE SOLIDWORKS.

Para verificar la resistencia de las chapas metálicas con las cuales está compuesta la tolva se realizó un diseño y posterior simulación de los elementos que la componen mediante la utilización de SolidWorks Simulation.

De esta manera el programa permitió visualizar las tensiones y deformaciones generadas debidas a la presión del grano en sus paredes.

El material con el que está conformado la tolva es de acero inoxidable AISI 304 cuya resistencia a la fluencia (S_y) es de 2019 kg/cm². Es un material que presenta una buena resistencia a la corrosión, por lo que la estructura no se oxidará en un tiempo prolongado ni dañará el producto almacenado, además, no requiere un tratamiento posterior al proceso de soldadura y puede ser fácilmente trabajado en frío lo que facilitará el proceso de fabricación de la tolva.

El espesor de chapa que conforma a la tolva es de 3 mm, que es un espesor que es fácilmente de conseguir.

En las estructuras se analizaron:

- Las tensiones generadas por la carga.
- Las deformaciones generadas por la carga.
- El factor de seguridad máximo y mínimo de la estructura.

Las presiones a las que fue sometida la estructura son las anteriormente calculadas.

Presión lateral sobre las paredes:

$$P_z = 696,1 \text{ kg/m}^2$$

Presión sobre el fondo de la tolva:

$$q_z = 583,375 \text{ kg/m}^2$$

Para la realización de la simulación, la presión lateral (P_z) sobre las paredes se aplicó a los paneles verticales y rectangulares de la tolva.

Mientras que a las paredes de forma tronco piramidal que se encuentran inclinadas con un ángulo de 46° con respecto a la horizontal, se aplicó la presión sobre del fondo de la tolva (q_z).

3.7.1. Resultados de simulación.

En la imagen siguiente se puede visualizar donde y que valor tienen las tensiones máximas y mínimas generadas por las presiones ejercidas sobre la tolva.

La máxima tensión generada posee un valor de 503 kg/cm^2 cuyo valor no supera al límite elástico del material que es de unos 2109 kg/cm^2 , por lo tanto, la estructura resistirá.

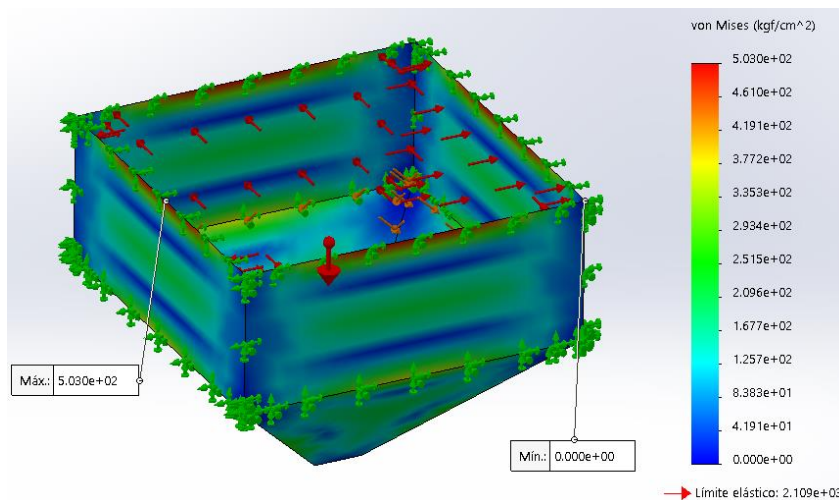


Ilustración 103 - Simulación Tolva. Tensiones.

Si bien el factor de seguridad mínimo que se puede obtener de la relación entre la tensión generada y la resistencia del acero AISI 304 no es demasiado elevado, $N = 4$, se considera que el espesor de chapa es el indicado para que la estructura en su conjunto resista y trabaje correctamente.

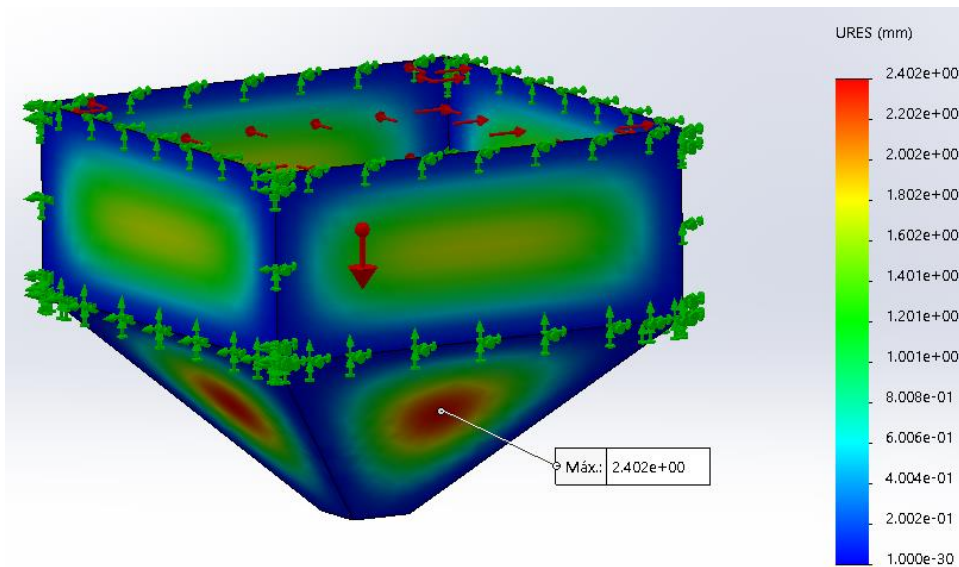


Ilustración 104 - Simulación Tolva. Deformaciones.

En cuanto a las deformaciones, se puede observar en la imagen anterior que la máxima deformación se generará en las paredes inclinadas de la tolva, y posee un valor máximo de 2,4 mm, este es un valor que, debido a las grandes dimensiones de la tolva es aceptable y no generará inconvenientes en la estructura de esta.



Ilustración 105 - Diseño de Estructura seleccionado. Estructura 2.

CAPÍTULO 4:
CINTA TRANSPORTADORA

4. CAPÍTULO 4: CINTA TRANSPORTADORA

La cinta transportadora se inventa para mejorar el transporte continuo de materiales a finales del siglo XVIII, desde entonces se desarrolla rápidamente y sufre grandes avances tecnológicos hasta llegar a la actual cinta transportadora.

Las primeras referencias o sistemas pioneros corresponden a Olivers Evans (1795) que utiliza una banda continua de cuero unido a dos tambores, posteriormente, Lopatine (1860) utiliza un sistema de transporte con banda sin fin, tambores de accionamiento, de reenvío, transmisiones, bastidores y rodillos, pero utiliza una banda de madera unida con tela que es su punto débil.

En 1885, Robins, utiliza un alimentador en forma de artesa, con los elementos indicados anteriormente y con una banda de urdimbre recubierta de goma.

Su capacidad y adaptación al terreno, entre muchas otras cualidades que posteriormente se mencionarán, hacen de la cinta transportadora un medio de transporte muy común en industrias debido también a su rentabilidad económica.

Los transportadores de cinta son los aparatos más difundidos que se emplean en distintas ramas de la industria para desplazar diversas cargas por unidades y a granel. Se utilizan para almacenar y distribuir materiales de todo tipo permitiendo trabajar con grandes volúmenes de producción. Actualmente se utilizan en procesos de productos industriales, mineros, agrícolas, navales, etc. ya sean en sentido vertical, horizontal e inclinados.

El funcionamiento de este sistema de transporte es sencillo, consiste en una estructura soporte o chasis que puede ser fija o móvil, sobre la cual se montan los demás elementos.

El órgano de tracción consiste en una banda que puede ser de diferentes materiales y tener diferentes características en su superficie que serán definidas en función de las condiciones en las que funcionará el equipo.

Esta banda es arrastrada por fricción entre dos tambores, un tambor motriz que está conectado al motorreductor que le confieren el movimiento al elemento de tracción. El tambor de reenvío encargado de darle la dirección de retorno a la banda.

Entre estos dos tambores se encuentra el tramo portante que pueden ser una serie de rodillos que giran sobre si mismos o superficies lisas por donde la banda se apoya a medida que avanza, según la necesidad, uno será más ventajoso que otro.

Para el correcto funcionamiento de una cinta transportadora es indispensable que todos los componentes del sistema de transporte, tanto los estructurales como los no estructurales, sean perfectamente analizados, teniendo en cuenta que se comportan como una unidad. Será preciso examinar cada uno de estos componentes para conocer cómo afecta, cada uno de ellos, al transportador.

Las cintas transportadoras, como ya se mencionó, son equipos que utilizan el principio de transporte continuo y resuelven problemas básicos del transporte en cualquier industria. Las condiciones del transporte corresponden a las necesidades siguientes:

- Manipulación de materiales a granel.
- Necesidad de mover grandes cantidades, volúmenes y tonelajes elevados.
- Necesidad de salvar distancias y pendientes importante.

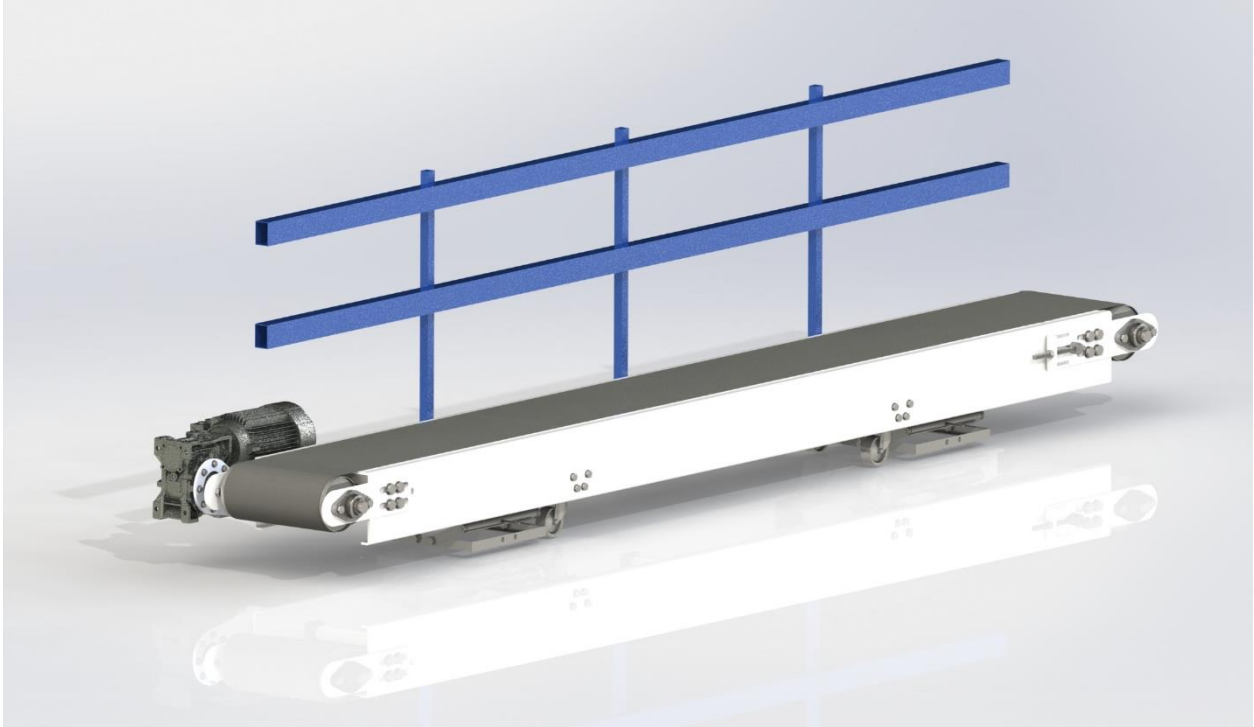


Ilustración 106 - Cinta Transportadora.

4.1. CLASIFICACIÓN

4.1.1. CAPACIDAD DE DESPLAZAMIENTO.

Por su capacidad de desplazamiento pueden ser:

4.1.1.1. Fijas.

Son las de uso generalizado en las plantas de tratamiento.

4.1.1.2. Semimóviles.

Permiten desplazamientos frecuentes mediante equipos auxiliares, normalmente unidades motoras sobre cadenas que desplazan la cinta que va sobre patines.

4.1.1.3. Móviles.

Disponen de una estructura metálica sobre transportadores que le dan al conjunto una gran movilidad.

4.1.2. DEPENDIENDO DE LA POSICIÓN.

- Horizontal.
- Horizontal-Inclinada-Horizontal.
- Horizontal-Inclinada.

4.1.3. DEPENDIENDO DEL MATERIAL A TRANSPORTAR.

- De Caucho (canteras y movimiento de tierras, minería, puertos de carga y descarga, cerámica y vidrio, cemento y hormigón, piensos y cereales, etc.).
- Termoplásticas (hortofrutícola, alimentación, manutención, cerámico, metalúrgico, madera, plástico, farmacéutico, artes gráficas, reciclaje).

4.2.SISTEMAS QUE COMPONEN LA MÁQUINA.

4.2.1. SISTEMA ESTRUCTURAL.

4.2.1.1. Estructura Soporte-chasis:

Esta estructura soporte, se compone de la estructura metálica propiamente dicha.

Los bastidores consisten en largueros metálicos, generalmente son perfiles de acero, estos se apoyan en patas que acostumbran a ser del mismo perfil que los largueros, la unión de los diferentes elementos que suelen conformar la estructura mediante bulones o por soldadura.

Los bastidores son el componente más sencillo de las cintas, y su función es soportar las cargas del material, banda, rodillos y las posibles cubiertas de protección contra el viento en el caso de que sean cintas que se encuentran en el exterior.

Debe estar diseñada para que dicha sustentación sea firme y correctamente alineada, de no ser así se crearán problemas para el normal funcionamiento del sistema de transporte.

Sobre estos largueros se encuentran los asientos de los rodillos, cunas continuas o camas lisas.

4.2.1.2. Soportes de la cinta en el tramo portante.

Según el tipo de equipo transportador, este soporte puede ser de tres tipos:

a) Sobre rodillos (planos o en artesa), en este caso de deslizamiento sobre rodillos se utiliza para el transporte de bultos o piezas normalmente de mucho peso y donde la utilización de cunas continuas supondría una gran fricción debido al peso del material transportado. El diámetro de estos, como así también su separación, obedecerá fundamentalmente a las características del material transportado.

Los rodillos son uno de los componentes principales de una cinta transportadora y de su calidad depende en gran medida el buen funcionamiento de ésta. Si el giro de éstos no es bueno, además de aumentar la fricción y, por tanto, el consumo de energía, también se producen desgastes de recubrimientos de la banda.

b) Sobre cuna continua, a veces, se hace sobre un material plástico denominado UHMW como sus siglas en inglés lo indican Ultra High Molecular Weight. Este plástico debe ser antiestático, si se transporta granos con alto contenido de grasa.

La propiedad más importante del Polietileno de ultra alta masa molecular, es la resistencia a la abrasión, que, junto con su resistencia a los impactos, son de las más elevadas entre plásticos. Además, a su alta resistencia a la abrasión, este plástico mantiene una superficie auto lubricada de bajo coeficiente de fricción, dinámico y estático, que son significativamente inferiores a las presentadas por el acero y por la mayoría de los plásticos, facilitando el deslizamiento de la banda transportadora sobre éste.

c) Algunos fabricantes utilizan aire como soporte de banda. Un transportador de banda con soporte de aire está diseñado para transportar productos secos que fluyen libremente en todo tipo de industrias, especialmente en aplicaciones donde la contención de polvo es crucial. Este eficiente sistema de transporte requiere menos caballos de fuerza y no hay ruedas libres en la bandeja de transporte de material o en la bandeja de retorno vacía, independientemente de la distancia de transporte.

Las funciones por cumplir son principalmente tres:

1. Soportar la banda y el material a transportar por la misma en el ramal superior, y soportar la banda en el ramal inferior.
2. Contribuir al centrado de la banda, por razones diversas la banda está sometida a diferentes fuerzas que tienden a descentrarla de su posición recta ideal.
3. Ayudar a la limpieza de la banda, aunque existe la posibilidad de colocar rascadores, cuya función es la limpieza de la banda.

4.2.2. SISTEMA MOTRIZ.

4.2.2.1. Tambor Motriz.

La fricción entre la banda y este tambor es la encargada de transmitirle la potencia y el movimiento al sistema. A través de diferentes mecanismos el conjunto motorreductor de velocidad transmite el movimiento al tambor de accionamiento y este a la banda “por fricción”.

Resulta fundamental la adherencia que se logre entre banda y tambor y esto constituye de por sí la base del cálculo del sistema. Se debe tener en cuenta que a mayor arco de abrace de la banda sobre el tambor mayor será la fuerza/potencia transmitida a la cinta; este punto tiene mucha importancia en el cálculo del sistema en cuanto a la definición de la potencia necesaria para el movimiento y las características de la banda.

La superficie del tambor de accionamiento, construido de acero, puede ser lisa o con recubrimiento de caucho, el cual, permite un importante aumento del coeficiente de rozamiento y absorber vibraciones.

La potencia se debe transferir desde el accionamiento hasta la cinta y como se mencionó, esta es la función del tambor motriz. Este transfiere la fuerza de accionamiento (fuerza tangencial) desde la superficie del tambor hasta la cinta. En el accionamiento de una cinta transportadora plana, donde no hay un engrane con el tambor motriz, la capacidad de transmisión de la potencia depende de los siguientes factores:

- Arco de contacto de la cinta con el tambor motriz.
- Coeficiente de fricción entre la cinta y el tambor motriz.
- Presión de contacto entre la cinta y el tambor motriz.

Medidas comúnmente utilizadas para aumentar la capacidad de transmisión de la potencia:

- Utilizar un rodillo de presión para aumentar el arco de contacto.
- Utilizar un tambor motriz revestido para aumentar el coeficiente de fricción.
- Aumentar el alargamiento inicial (tensión) de la cinta. Sin embargo, esta opción conlleva un eje adicional y una carga para los rodamientos. Por otra parte, el alargamiento admisible de la cinta no debe excederse; por lo que puede ser necesaria una cinta más fuerte.

Los tambores de diámetro inferiores a 400 mm se pueden construir con tubo sin soldadura.

En diámetros superiores a 400 mm son construidos con chapa rolada y soldada longitudinalmente, siendo posteriormente estabilizada para eliminar tensiones residuales del material. En este último, el tambor está compuesto básicamente de dos partes principales y fundamentales, una envolvente cilíndrica y discos laterales, formando un solo cuerpo, estos suelen

estar soldados entre sí. Si bien el diámetro del tambor diseñado posee 140 mm diámetro, se utilizó esta construcción con chapa de acero micro aleado MLC420 3mm de espesor rolada para este transportador.

4.2.2.1.1. DISCOS LATERALES.

En la industria se han diseñado diferentes tipos de discos laterales en función de la aplicación de los tambores, como pueden ser:

- Discos soldados.
- Disco macizo.
- Disco integral perfilado.
- Disco en turbina, tipo T.

Los discos aquí diseñados parten de chapa de acero MLC420 de 3mm.

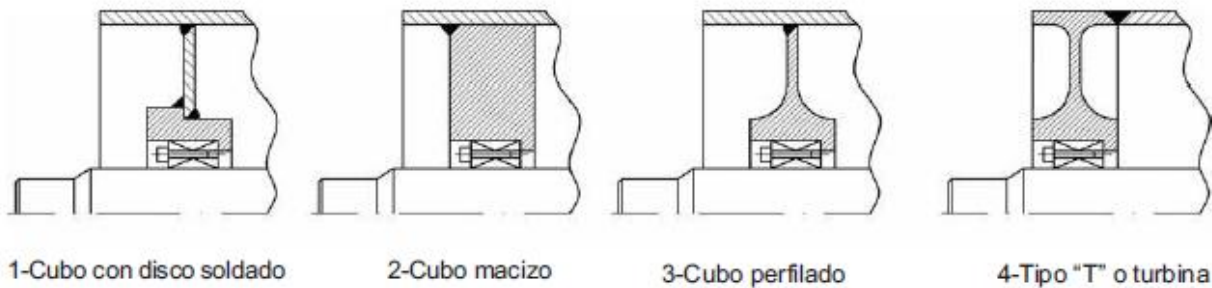


Ilustración 107 - Diferentes diseños de métodos de unión plato-tambor.

El diseño del tambor de la cinta transportadora de este proyecto se asemeja mucho al tipo 3 de la imagen anterior, solo que, en lugar de estar enchavetado en el eje, este, estará soldado.

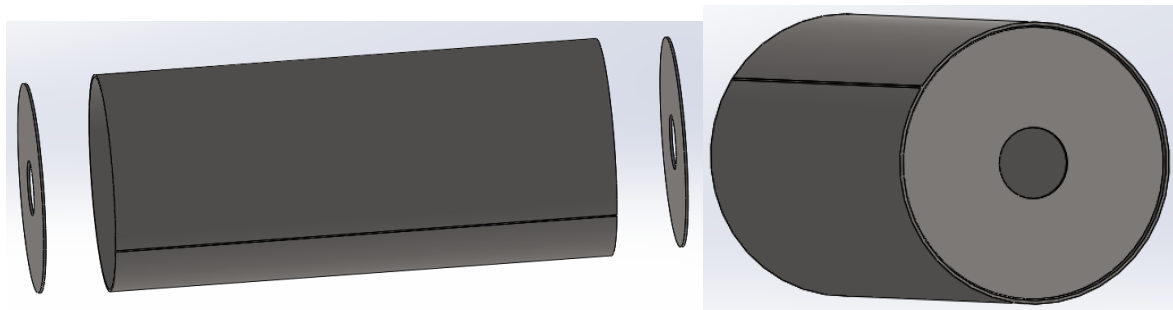


Ilustración 108 - Unión Platos - Tambor.

4.2.2.1.2. FIJACIÓN DEL EJE AL TAMBOR.

La fijación del eje al tambor puede realizarse de diferentes maneras, algunas de ellas son:

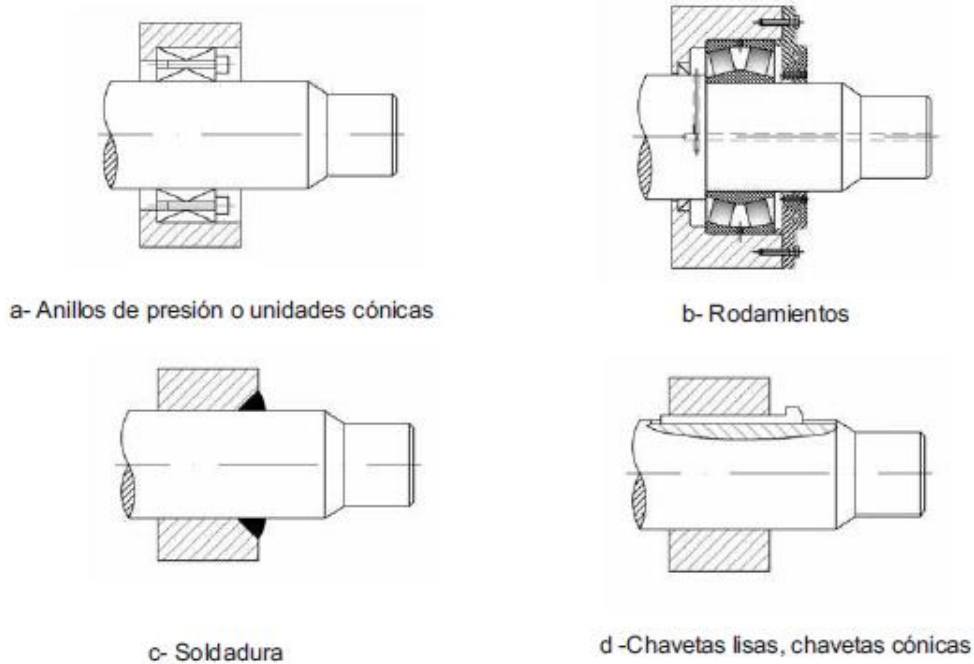


Ilustración 109 - Diferentes diseños de unión Platos - Eje.

La soldadura del eje a los discos laterales o el uso de chavetas cónicas únicamente se recomienda en aquellos casos en los que las tensiones de trabajo sean pequeñas, debido a que las tensiones y vibraciones que actúan sobre los tambores pueden provocar la rotura de los cordones de soldadura en el primer caso y el aflojamiento y desprendimiento de las chavetas en el segundo.

Para este transportador, el diseño adoptado, como ya se mencionó, fue realizar un cordón de soldadura entre los platos y eje, acción que se simplifica debido al diseño constructivo del eje, ya que se sitúan cambios de radios donde, al ensamblar el plato sobre el eje, este hace tope en dicha cara y permite al soldador realizar su operación sin preocupación de que el plato de mueva longitudinalmente a lo largo del eje.

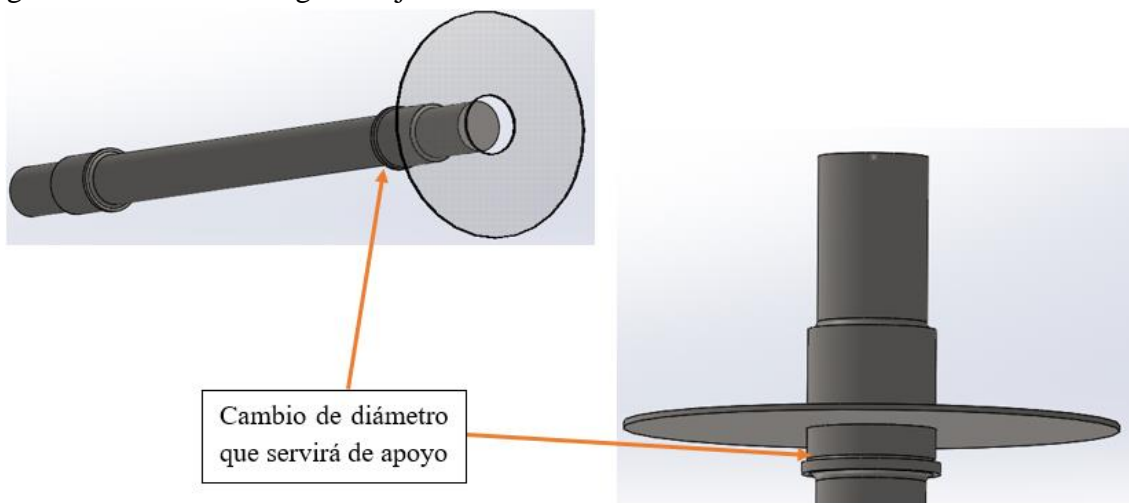


Ilustración 110 - Unión Platos - Eje del transportador.

4.2.2.2. Eje.

El material seleccionado para este eje es acero AISI 1045, está conectado al motorreductor mediante un enchavetado en uno de sus extremos y lleva soldado el conjunto tambor y platos.

Este eje se encuentra sostenido a sus lados mediante rodamientos y transmite la potencia a los platos y estos hacen lo mismo con el tambor. Si bien existen diferentes disposiciones para lograr esto, los platos, el tambor y el eje formaran una sola estructura unida mediante soldaduras.

4.2.2.3. Recubrimientos.

Existen procedimientos no convencionales de recubrimiento del tambor como ser el forrado con cintas de caucho u otros elementos de gran adherencia. Para seleccionar el recubrimiento correcto de la polea, es necesario considerar las condiciones ambientales alrededor de la polea:

- Condición de la banda, es decir húmeda o seca.
- El servicio requerido para adherir el recubrimiento en lugar de soldarlo.
- La duración esperada del recubrimiento.

Estos recubrimientos que se colocan en los tambores pueden ser de diferentes materiales y también tener variadas superficies.

4.2.2.4. Tambor de Reenvío.

Es el tambor que se encuentra en el extremo opuesto del sistema de transporte respecto al tambor de accionamiento. Por regla general se lo denomina también tambor de cola. Su función es la de permitir el retorno de la banda una vez que esta terminó el recorrido en el tramo portante. Normalmente es del mismo diámetro que el tambor de accionamiento.

En sistemas de transportes livianos es frecuente el uso de tensores a tornillo los cuales son aplicados sobre el eje del tambor de reenvío, siendo éste deslizante.

4.2.2.5. Banda Motriz.

La banda es elemento que transporta el material. Es el elemento principal de la cinta transportadora y existen numerosos tipos de bandas según el material que se transporte. La banda está sometida a la acción de:

- Fuerzas longitudinales, que producen alargamientos.
- Peso del material en el tramo portante, que producen flexiones locales.
- Impactos del material que producen erosiones.

Para soportar estas acciones la banda está formada por:

- El tejido.
- Los recubrimientos.

El tejido, que trasmite los esfuerzos, consta de la urdimbre o hilos longitudinales, y de la trama o hilos trasversales.

La urdimbre, que soporta los esfuerzos de tracción longitudinales, es en general bastante más resistente que la trama, la cual solo soporta esfuerzos transversales secundarios. La rigidez

transversal de la trama no debe ser excesiva, con el fin de que pueda adaptarse bien a la forma de artesa de los rodillos.

Los recubrimientos o partes externas están formados por elastómeros (caucho natural), plastómeros (PVC), u otros materiales.

Los extremos de las bandas deben ser unidas, y para esta acción se consideran muchas variables que permiten elegir entre muchas posibilidades y entres los diferentes elementos de unión existentes en el mercado. Las bandas pueden ser unidas principalmente mediante dos métodos. Uno térmico, en donde por aplicación de calor, el material de la banda se suelda y otro mecánico, en el que por mediante diferentes grampas la banda queda unida.

La elección de unas bandas transportadoras industriales correctas para los diferentes productos es uno de los detalles más importantes y a menudo muchos no se le da la debida importancia cuando se trata de la selección de un transportador.

El tipo usado para la cinta es un asunto vital para el éxito de su aplicación, por lo que seleccionar la banda transportadora equivocada puede afectar significativamente el rendimiento, el tiempo de inactividad y hasta la seguridad.

El primer gran paso para elegir la correcta es conocer el producto y cómo se va a hacer el transporte. Hay varios puntos clave a considerar, como son el tamaño de producto, el peso y la distribución del producto y el material del producto que se está haciendo o transportando.

Hay interrogantes que deben responderse, por ejemplo, ¿cómo se cargará el producto en el transportador? Es decir, si habrá alguna carga de impacto, si la orientación del producto cambiará y la velocidad que será transportado el producto.

También es importante el entorno en el que operará el transportador, es decir, ¿Es el clima caliente o frío, húmedo o seco, en el interior o en el exterior, hay corrosivos?

Una vez que se tenga una buena comprensión del producto y el entorno en el que operará la cinta transportadora, se puede seleccionar la banda correcta. Existen en el mercado muchas opciones diferentes y especiales disponibles.

4.2.2.6. Accionamientos.

Antes de comenzar a detallar los componentes de este sistema, creemos conveniente clasificar o nombrar los diferentes tipos de accionamientos.

4.2.2.6.1. Accionamiento de cabeza.

En el caso de un transportador con accionamiento de cabeza, se dice que se tira de la cinta por el lado portante.

Se prefiere el accionamiento de cabeza al de cola debido a que la cinta se somete a un menor estrés y a que se transmiten fuerzas más pequeñas a los componentes del transportador como, por ejemplo, tambores y rodamientos.

Ejemplos de variaciones en el diseño con respecto a la posición del dispositivo tensor:

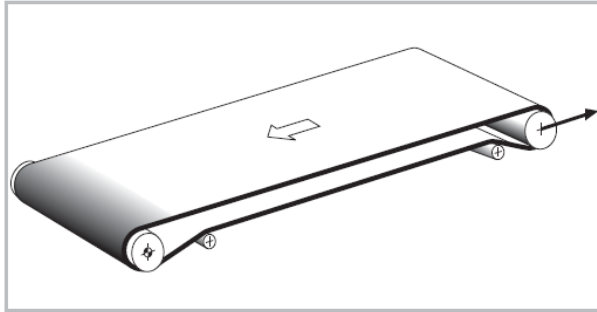


Ilustración 111 - Accionamiento de cabeza y tambor de cola como rodillo tensor.

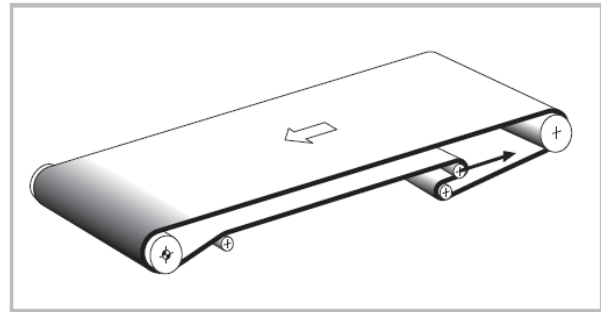


Ilustración 112 - Accionamiento de cabeza, dispositivo tensor en el lado de retorno.

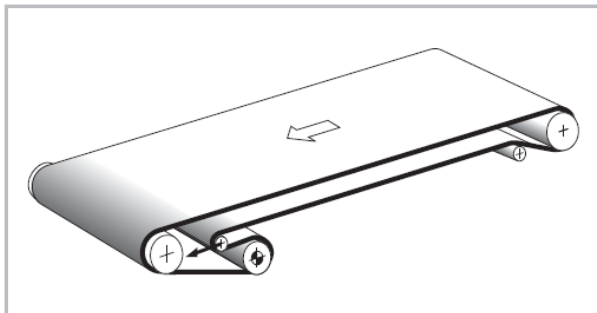


Ilustración 113 - Tambor motriz y dispositivo tensor en el lado de retorno cerca del tambor de cabeza (equivale a un accionamiento de cabeza).

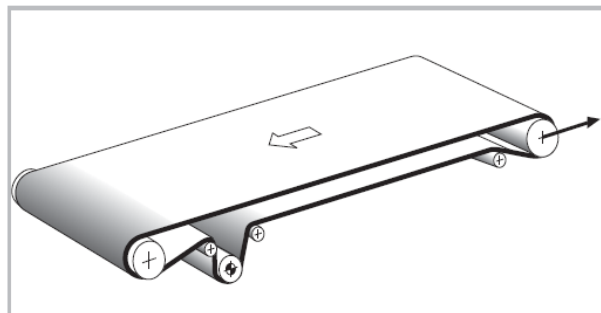


Ilustración 114 - Tambor motriz en el lado de retorno cerca del tambor de cabeza (equivale a un accionamiento de cabeza), tambor de cola como rodillo tensor.

4.2.2.6.2. Accionamiento de Cola.

En las instalaciones con accionamiento de cola, las mayores fuerzas de tracción de cinta y las cargas de eje más elevadas pueden requerir una construcción del sistema más fuerte y robusto. Este problema se hace mucho más significativo en instalaciones largas y en los casos en los que la masa de la mercancía transportada es grande.

Se prefiere el accionamiento de cola en los transportadores descendentes ya que el accionamiento actúa como un mecanismo de frenado para la cinta.

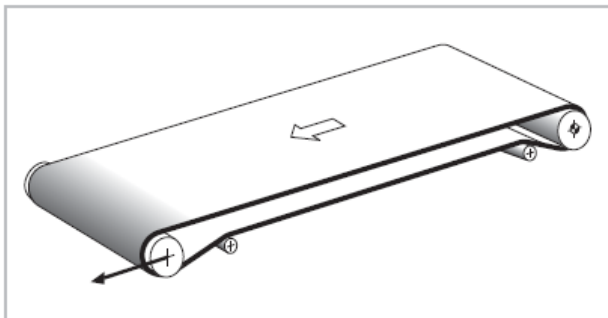


Ilustración 115 - Accionamiento de Cola.

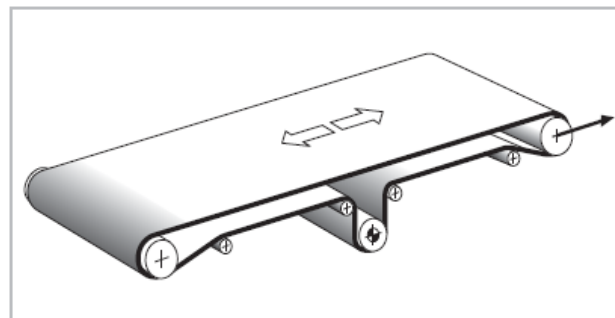


Ilustración 116 - Accionamiento Central.

4.2.2.6.3. Accionamiento Central.

Los accionamientos centrales son especificados, comúnmente para el funcionamiento reversible. En este caso, los rodillos de cada extremo del transportador pueden tener una forma cilíndrico-cónica. El accionamiento central también se utiliza para transportadores equipados con una barra de frente tanto en el extremo de alimentación como de descarga.

4.2.2.6.4. Accionamiento en Tándem.

En los procesos en los que se requiere un alto grado de precisión en el posicionamiento, a menudo en combinación con el funcionamiento reversible, o en situaciones que requieran unos índices enormes de potencia de accionamiento, ambos rodillos de los extremos serán accionados.

4.2.2.7. Unidades de Accionamiento.

Generalmente, el accionamiento comprende un motor eléctrico, un elemento de transmisión de la potencia (reductor o correa) y el tambor motriz.

La conversión de la velocidad del motor para alcanzar la velocidad requerida de transportador suele realizarse mediante un reductor o una correa de transmisión combinándolos con un tambor.

A menudo, el reductor se combina directamente en un diseño compacto (motorreductor). Las opciones posibles son: engranaje cilíndrico de dientes rectos, engranaje cónico o engranaje helicoidal. Si se utilizan correas de transmisión, se recomienda que sean planas ya que ahorran espacio, son económicas, no requieren mantenimiento y son altamente eficientes.

4.2.2.8. Motor.

El elemento motriz de mayor uso en los transportadores es el del tipo eléctrico. Para la selección de un motor, hay que cerciorarse de que la potencia mínima sea al menos igual que la requerida a la salida del reductor, y a la entrada del eje del tambor motriz. La potencia en el arranque será algo mayor, por lo que el motor debe ser sobredimensionado, siempre y cuando el coste lo permita. El motor aportará el par necesario para accionar el tambor y poner en funcionamiento la cinta.

4.2.2.9. Reductores.

El reductor es el elemento encargado de transmitir el par motor y la velocidad correspondiente al tambor motriz. Mediante una serie de engranajes, reduce y aumenta los valores que aporta el motor, para que, a su salida, sean los indicados para el correcto funcionamiento de la máquina. Es posible aunar el motor y el reductor, formando solo un sólido, llamado motorreductor.

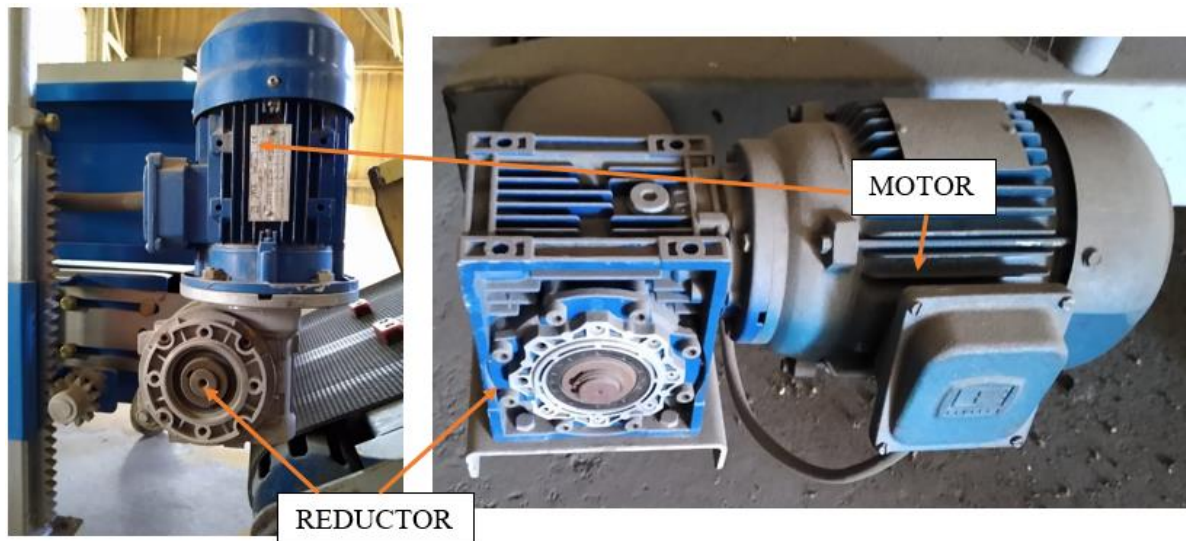


Ilustración 117 - Motorreductor instalado en una cinta transportadora.

En la industria hay muchas clases de reductores, pero los más utilizados son los tipos tornillo sin fin y corona para distintos equipos y transportadores debido a la elevada reducción que puede generar. Los reductores de este tipo son ideales para ser instalados en cintas transportadoras o elevadores a cangilones, ya que se necesita reducir las elevadas revoluciones del motor a muy baja velocidades de transporte del material, otra ventaja que es el tamaño compacto de este tipo de reductores.

4.2.3. SISTEMA TENSOR.

El tensado de la cinta debe ser tal que no permita el resbalamiento entre la cinta y el tambor de accionamiento. El resbalamiento causa daños severos en la cara inferior de la cinta como así también en el recubrimiento de los tambores de accionamiento. Otras funciones que este sistema cumple son:

- Evitar derrames de material en las proximidades de los puntos de carga, motivados por falta de tensión en la banda.
- Compensar las variaciones de longitud producidas por los cambios de tensión.
- Mantener la tensión adecuada en el ramal de retorno durante el arranque.

Para lograr el tensado adecuado se utilizan solidario al eje de tambor de reenvío, tornillos que mediante el ajuste de sus tuercas desplazan el tambor tensando de esta manera la banda.



Ilustración 118 - Sistema tensor en una cinta transportadora instalada.

También se suelen utilizar tambores de tensado, estos son constructivamente iguales a los descritos anteriormente. Es el tambor tensor el que soporta el contrapeso sobre su eje, el sistema consta además de otros dos tambores fijos, denominados de desvío que son los que encausan a la cinta para la entrada y la salida del sistema. El lugar de ubicación de este tipo de tensores automáticos es en puntos normalmente más cercanos al tambor de accionamiento sobre el tramo de retorno.

Para determinar la tensión efectiva de la cinta, es necesario identificar y evaluar cada una de las fuerzas individuales que actúan sobre esta para el manejo desde la polea de accionamiento.

4.2.4. SISTEMA DE LIMPIEZA.

En caso de que los materiales que se transportan, o el ambiente en el que se desenvuelve, sean propensos a ensuciar o dejar residuos en los componentes de la máquina es importante mantenerlos limpios, para esto existen diferentes componentes que pueden adherirse a la estructura de la cinta transportadora que mantengan limpia a la banda en su funcionamiento.

Los dispositivos utilizados para la limpieza pueden ser:

- *Raspadores o Rascadores.*
- *Cepillo Rotativo.*
- *Deflectores.*



Ilustración 119 - Rascador pendular.

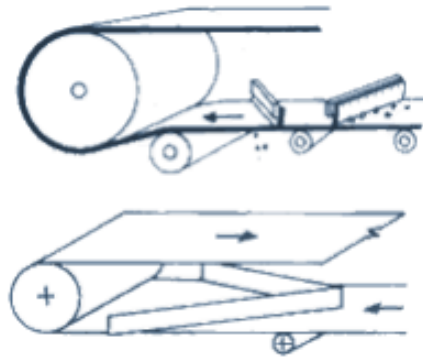
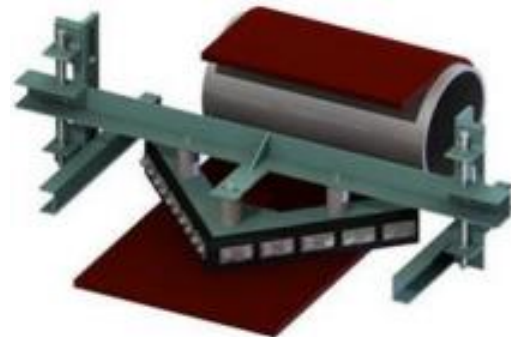


Ilustración 121 - Deflectores.



Ilustración 120 - Cepillo rotativo.



Mantener la cinta limpia ya sea en su lado portante y en el tramo de retorno como así también en su lado de rodadura todo a lo largo del sistema es de extrema importancia para el correcto funcionamiento de la cinta y de todo el transportador en general.

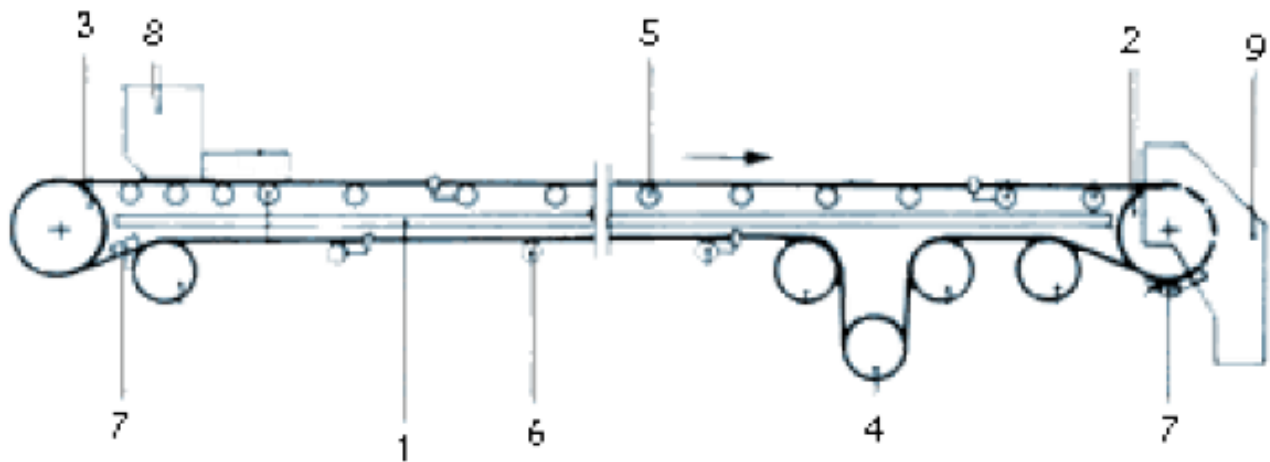


Ilustración 122- Estructura Soporte (1) - Tambor de Accionamiento (2) - Tambor de Reenvío (3) - Tambores Tensores (4) - Soporte de la Cinta en el Tramo Portante (5) - Soporte de la Cinta en el Tramo de Retorno (6) - Sistemas de Limpieza de la Banda (7) - Sector de Carga del Transportador (8) - Descarga del Transportador (9).

Para el correcto funcionamiento de una cinta transportadora es indispensable que todos los componentes del sistema de transporte, tanto los estructurales como los no estructurales, sean perfectamente analizados, teniendo en cuenta que se comportan como una unidad.

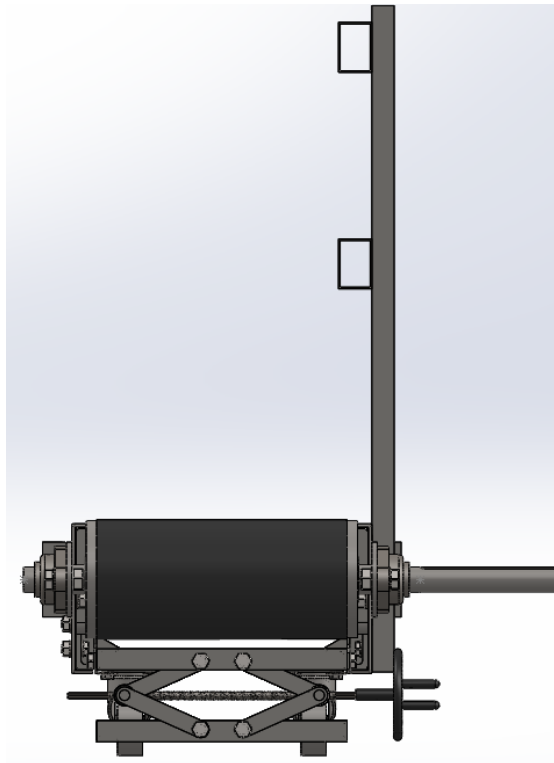


Ilustración 123 - Vista del Transportador.

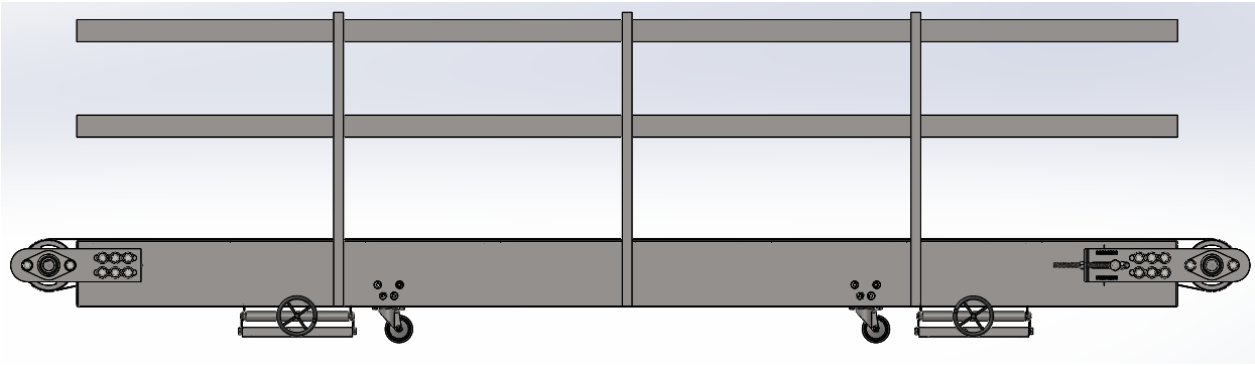


Ilustración 124 – Vista del Transportador.

4.3. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA CINTA TRANSPORTADORA.

Cálculo y dimensionamiento de cinta transportadora que desplace bolsas de entre 20 y 40 kg una longitud de aproximadamente 3 metros.

Para lograr determinar las solicitaciones a las cuales van a estar sometidos los elementos que se desean dimensionar, es necesario establecer algunas especificaciones del transportador.

4.3.1. ESPECIFICACIONES DE LA CINTA TRANSPORTADORA.

- Velocidad de banda: 0,3 m/s.
- Tipo de transporte: bultos.
- Altura de trabajo: 200 mm a 350 mm.
- Distancia entre centro tambores: 3140 mm a 3230 mm.
- Diámetro de tambores: 140 mm.
- Elemento motriz: Banda Transportadora.
- Soporte en zona de transporte: Base de deslizamiento.

4.3.2. CONSIDERACIONES EN EL CÁLCULO DE FRICCIÓN.

Antes de realizar los cálculos, se especifica que el transportador fue diseñado para que la cinta deslice sobre una base plana de un material de baja fricción en lugar de utilizar una cama de rodillos. Esto ayudará a que la bolsa se mantenga estable durante su traslado y evitar pequeños sobresaltos que se producirían durante el paso de rodillo a rodillo, logrando un transporte más seguro y que se evite su caída o derrame de contenido.

4.3.2.1. Base de Deslizamiento.

Las ventajas de una cinta soportada por una base de deslizamiento son, principalmente, que la mercancía transportada se apoya sobre la cinta con mayor estabilidad, un beneficio a distinguir frente a un diseño similar que utilice rodillos portantes.

Si la selección de la cinta (tejido apropiado en el lado deslizante) es correcto y si el material para la base es el adecuado, es posible obtener un bajo coeficiente de fricción, bajo ruido de funcionamiento y extender la vida útil de la cinta.

Los materiales preferidos para la base de deslizamiento son:

- Chapa de acero decapada (decapada químicamente).
- Plásticos rígidos (duroplásticos tales como la resina fenólica, etc.), principalmente como un recubrimiento sobre cartón gris o madera contrachapada.
- Planchas de UHMW-PE, dado a su bajísimo coeficiente de fricción.

La fricción entre la base de deslizamiento y la cinta está considerablemente influenciada por el tipo de material y el acabado superficial de la base de deslizamiento, así como también por la humedad, el polvo, la suciedad, etc.

Se debe prestar atención a los siguientes puntos:

- El borde del soporte debe ser redondeado y estar más bajo que la superficie del tambor.
- Las cabezas de los bulones se deben ocultar por debajo de la superficie de deslizamiento.
- La base de deslizamiento se debe alinear con precisión con respecto al sentido de la marcha de la cinta y se debe nivelar de manera que no haya inclinación (ésto es especialmente importante con bases de deslizamiento de paneles de chapa de acero), de lo contrario, la cinta tenderá a salirse.

Las bases deslizantes deben alinearse con precisión, dado que influyen en gran medida en el guiado de la banda debido a la fricción por deslizamiento de ésta; sus cantos han de ser redondeados. Las superficies de apoyo deben colocarse aprox. 2 –3 mm por debajo de la banda.

4.3.2.1.1. MATERIAL DE LA BASE DE DESLIZAMIENTO.

TEFLON UHMW-PE

El material seleccionado para la base de deslizamiento es UHMW-PE, siendo este polietileno un material termoplástico no polar semicristalino, utilizado para la fabricación de semielaborados. Empleado en la industria en general por su versatilidad de usos, posee excelentes cualidades de aislamiento eléctrico, son prácticamente insolubles en casi todos los disolventes orgánicos, inodoro, insípido e indiferente fisiológicamente.

Por sus buenas propiedades de deslizamiento es el plástico más utilizado para la construcción de piezas que estén sometidas a rose mecánico.

Debido a su ultra alto peso molecular posee mejores propiedades de resistencia al desgaste y abrasión que el polietileno de alto peso molecular.

La base de deslizamiento se adosa al equipo mediante tres bulones que unen dicha plancha de baja fricción a cada perfil U diseñado. Estos son de acero MLC-420 y parten de una chapa de 3 mm y están distribuidos transversalmente a lo largo del transportador, cuya función es, además de servir como descanso de la base de deslizamiento, proporcionar una unión firme entre los canales C, cuyas dimensiones son 180 mm x 20 mm x 3 mm, dispuestos longitudinalmente a los lados del equipo, constituyendo así el cuerpo principal de la cinta transportadora, proporcionando rigidez y estabilidad la estructura. La base de deslizamiento se diseña de tal forma que cuando los bulones sean colocados, la cabeza de estos quede por debajo de la superficie por donde correrá la banda, evitando de esta manera que dañen a la banda durante el funcionamiento. También, esta placa de

UHMW-PE cuenta con redondeos en sus extremos con el fin de no dañar con filos a la banda durante su salida y entrada, tal y como recomienda el fabricante de bandas.



POLIETILENO DE ULTRA ALTO PESO MOLECULAR 1000				PE UHMW 1000
PROPIEDADES MECANICAS A 23°C	UNIDAD	ASTM	DIN	VALORES
PESO ESPECIFICO	gr/cm ³	D-792	53479	0.93
RESIST. A LA TRACC.(FLUENCIA / ROTU	Kg/cm ²	D-638	53455	200 / --
RES. A LA COMPRESION (1 Y 2 % DEF)	Kg/cm ²	D-695	53454	45 / 80
RESISTENCIA A LA FLEXION	Kg/cm ²	D-790	53452	--
RES. AL CHOQUE SIN ENTALLA	Kg.cm/cm ²	D-256	53453	NO ROMPE
ALARGAMIENTO A LA ROTURA	%	D-638	53455	> 350
MODULO DE ELASTICIDAD (TRACCION)	Kg/cm ²	D-638	53457	6000
DUREZA	Shore D	D-2240	53505	61 - 64
COEF. DE ROCE ESTATICO S/ACERO		D-1894		0.20 - 0.25
COEF. DE ROCE DINAMICO S/ACERO		D-1894		0.15 - 0.20
RES. AL DESGASTE POR ROCE				MUY BUENA

Ilustración 125 - Propiedades de UHMW-PE.

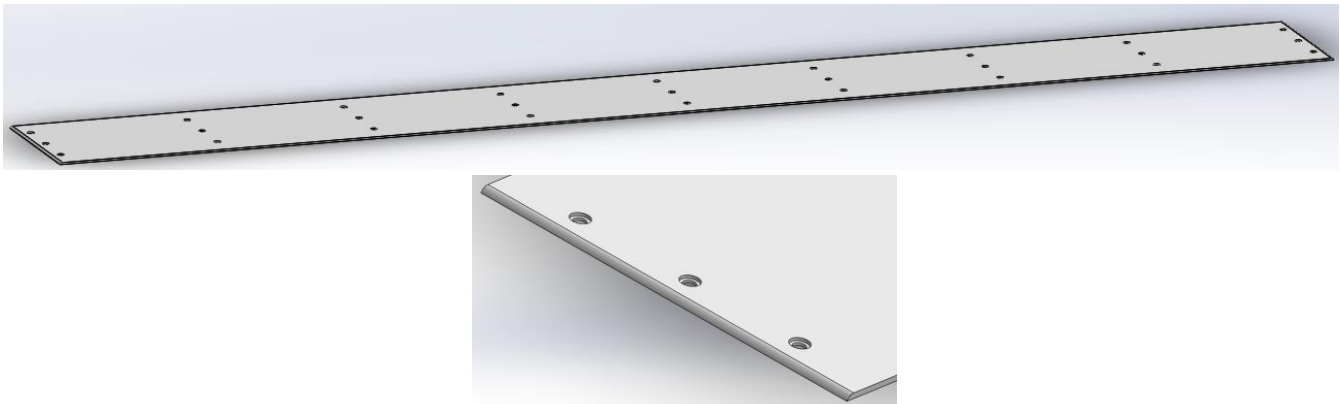


Ilustración 126 - Diseño de Base de deslizamiento de material UHMW-PE.

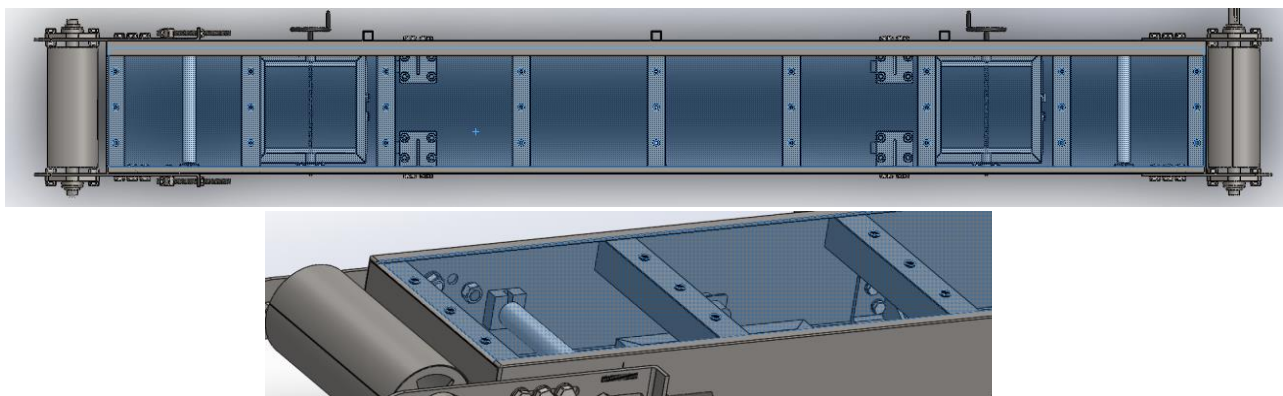


Ilustración 127 - Instalación de base de deslizamiento.

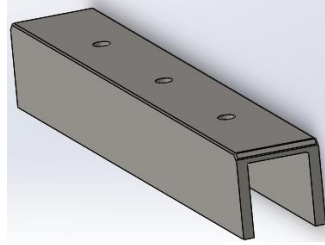


Ilustración 128 - Perfiles U diseñados sobre los cuales descansa la base de deslizamiento.

4.3.2.2. Soporte de la cinta por el lado de retorno.

En el tramo de retorno se utilizan rodillos de tubos de UHMW-PE con el fin de disminuir el coeficiente de roce y la pérdida de potencia del equipo de accionamiento.

Se recomienda que los rodillos de retorno tengan una distancia entre ejes inferior a 2 metros, esto evita que la cinta se combe excesivamente debido al propio peso de esta.

Estos rodillos portantes por el lado de retorno también se deben instalar con precisión en ángulo recto con respecto al eje de la marcha de la cinta ya que, de nuevo, los rodillos alineados incorrectamente suelen causar, a menudo, problemas de guiado en la cinta, particularmente en aquellos casos en los que se utilizan recubrimientos de alta fricción o de cinta estructurada.

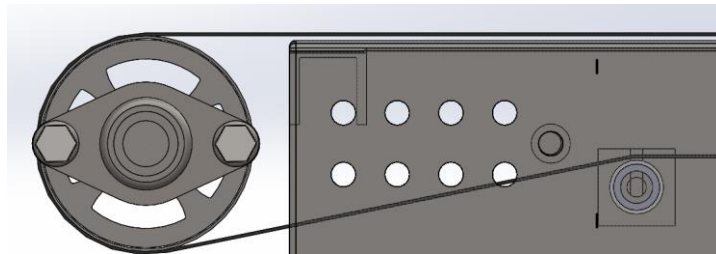


Ilustración 129 - Soporte en el tramo de reenvío más elevado, produciendo mayor Angulo de contacto entre tambor y banda.

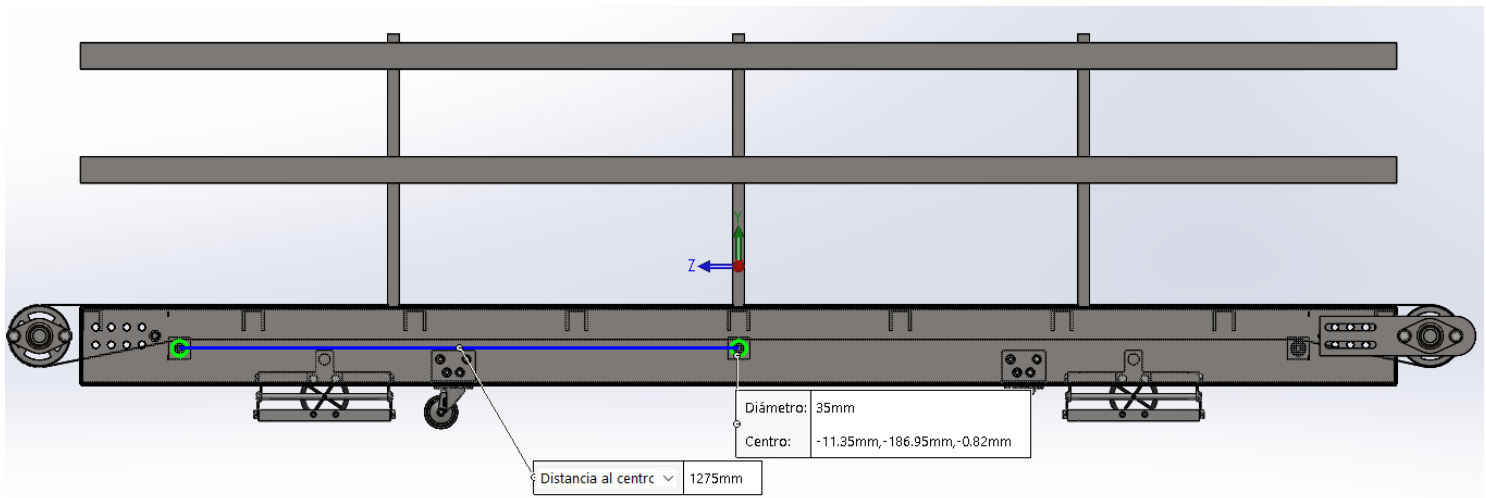


Ilustración 130 - Disposición de rodillos en el tramo de reenvío.

El diseño constructivo de estos rodillos consta de un par de rodamientos montados en un eje de acero AISI 1020 cuyos extremos están mecanizados de forma tal que encastren en los cubos que irán soldados al Canal C del transportador. Esto permitirá extraélos y colocarlos fácilmente. Cabe

destacar que el eje no gira, sino que, es el rodillo que está montado exteriormente a los rodamientos el que gira por acción del movimiento de la banda.

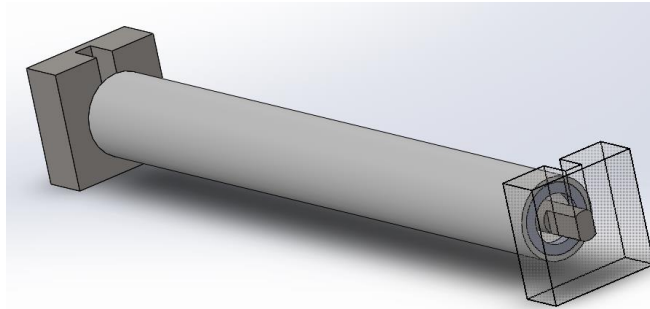


Ilustración 131 - Rodillos en tramos de Retorno.

Como ya se mencionó, este componente en su conjunto está dotado de dos rodamientos que permitirán el movimiento relativo del rodillo con respecto a su eje. Debido que estos rodillos solo resistirán el peso de la sección de reenvío de la banda y que a su vez se distribuirá por todos los rodillos instalados, se establece que con un diámetro de 12 mm en el eje será suficiente, por lo tanto, los rodamientos seleccionados son de “d” 12 mm.

Dicha selección de rodamiento no comprende cálculos o verificación, ya que los esfuerzos implicados son despreciables.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-
12	21	5	1,74	0,915	0,039	-	20 000	0,0063	▶ 61801-2RS1	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	36 000	0,0063	▶ 61801-2Z	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	▶ 61801	-

Ilustración 132 - Selección de rodamiento de Rodillos de Reenvío.

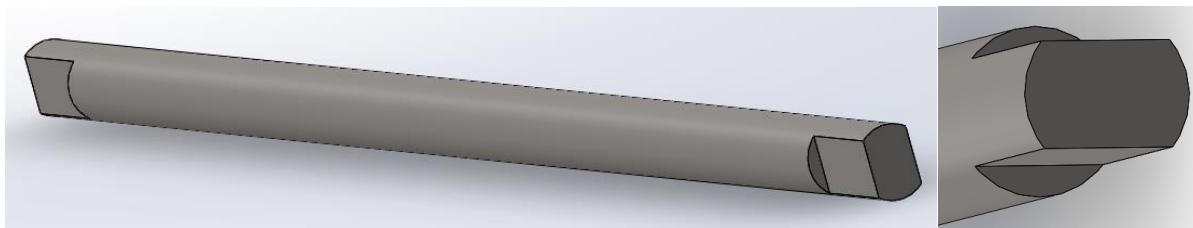


Ilustración 133 - Eje de Rodillos.

4.3.3. SELECCIÓN DE BANDA.

Se procede a seleccionar de un fabricante un modelo de banda elevadora, donde se extraen datos que serán de utilidad en los posteriores cálculos.

Gama de suministro AmpMiser™ 2.0

	Color	Número de artículo	Grosor total aprox. [mm]	Peso aprox. [kg/m ²]	Fuerza de tracción con un 1 % de elongación (k ₁ en relajación) aprox. [N/mm ancho]*	d _{min} aprox. [mm] *2	temperatura de funcionamiento permitida [°C]	Transporte horizontal	Transporte inclinado	Equipamiento SE *3
E 10/2 TX0/V5H MT-AMP	negro	906807	1,9	2,1	9,5	40	-10/+50	x		
E 10/2 TX0/V15 LG-AMP	negro	906808	2,7	2,9	9,5	40	-10/+50		x	
E 10/2 TX0/V5H MT-SE-AMP	negro	906809	2,2	2,4	9,5	40	-10/+50	x		x
E 10/2 TX0/V15 LG-SE-AMP	negro	906810	2,7	2,9	9,5	40	-10/+50		x	x

Ilustración 134 - Catálogo de bandas transportadoras.

Se selecciona el modelo E 10/2 TX0/V5H-AMP debido a que las solicitudes a la cual estará sometida no generarán mayores complicaciones y esta es la banda de menores propiedades que se obtienen en la tabla del fabricante. Esta banda es de goma negra con mallado metálico.

4.3.3.1. Determinación de la Longitud de Banda (Lc).

Para poder determinar la longitud de banda, se coloca el tambor de reenvío en una posición cercana a la mínima distancia posible entre centros de tambores en SolidWorks y se procede a calcular el perímetro de la banda colocada en el equipo, obteniendo una longitud de esta de:

$$Lc = 6,54 \text{ m}$$

Se usará como referencia una longitud de banda de 6540 mm.

Longitud que variará constantemente debido a lo tensados que deberán realizarse.

UNIÓN DE BANDA.

Para la unión de la banda de la cinta transportadora se seleccionan, del catálogo de un proveedor de accesorios, grampas que permitirán la unión de los extremos de la banda.

Los sistemas de grampas seleccionados proporcionan una compresión constante, lo que resulta en un empalme plano y uniforme. El diseño de pata escalonada con cuatro longitudes alternas de pata proporciona durabilidad y resistencia adicional al empalme terminado.

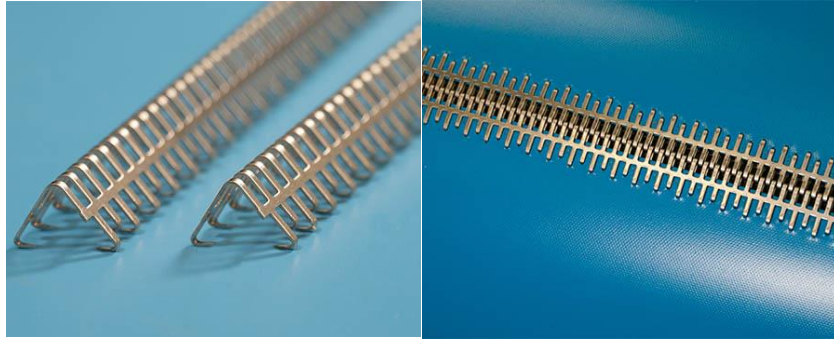


Ilustración 135 - Grampas para banda de cinta transportadora.

Su instalación es sencilla y apta para la banda seleccionada dado que:

- Bandas de 0,059” a 0,197” (1,5 mm a 5 mm) de espesor.
- Diámetro mínimo de la polea de 1.6”-3” (40 mm a 75 mm).
- Sellado con acero inoxidable AISI 316 para aplicaciones exigentes.
- Diseñado para usarse con bandas de PVC, PU y PES.
- El diseño de barra superior continua y plana elimina la onda de banda y reduce el riesgo de grapas desenganchadas.
- El diseño de bajo perfil es compatible con los componentes del transportador.
- El patrón de agarre de escalonado doble ofrece una fuerza de agarre excepcional, no degrada la integridad de la banda.

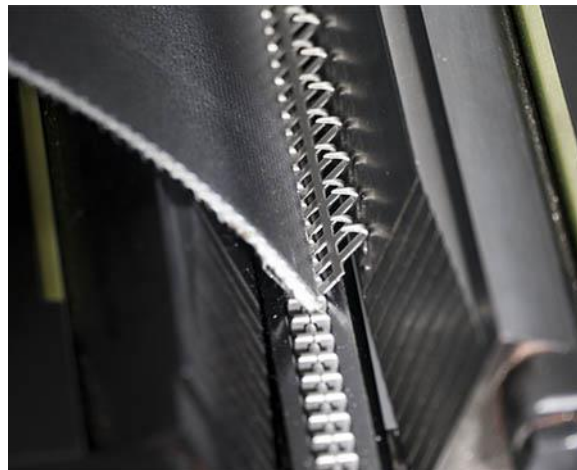


Ilustración 136 - Instalación de grampas.

CARACTERÍSTICAS DE LA BANDA SELECCIONADA.

- Fuerza de tracción con 1% de elongación aprox.: k_1 en relajación = 9,5 N/mm de ancho.
- Ancho: $b_0 = 300$ mm (las bolsas cargadas a trasportar tienen aprox. 200mm de espesor)
- Espesor de banda: $hb = 1,9$ mm.
- Longitud: 6,54 m.
- Peso: $m_B = 2,1$ kg/m².

4.3.3.2. Determinación de la Velocidad de Banda (V_b).

Para establecer la velocidad de banda de la cinta transportadora se tomó como referencia la velocidad de pesado de bolsas que pueda realizar el operario. Esta rapidez es determinada a un ritmo de 6 bolsas por minuto.

De esta manera, fijando esta variable como referencia, cada bolsa debería de recorrer la totalidad del tramo portante en 10 segundos, por lo tanto, la velocidad de banda establecida se determina como sigue:

$$V_b = \frac{3 \text{ m}}{10 \text{ s}}$$

$$V_b = 0,3 \text{ m/s}$$

4.3.3.3. Determinación de las Tensiones.

Se procede a determinar las tensiones que ejercerá la banda sobre el equipo en dos situaciones:

- Equipo funcionando.
- Equipo detenido.

4.3.3.3.1. Carga sobre ejes en estado de funcionamiento.

Según el tipo de accionamiento que se posea, la carga sobre los ejes de los tambores será diferente, siendo para el caso que nos compete (accionamiento de cabeza) el siguiente:

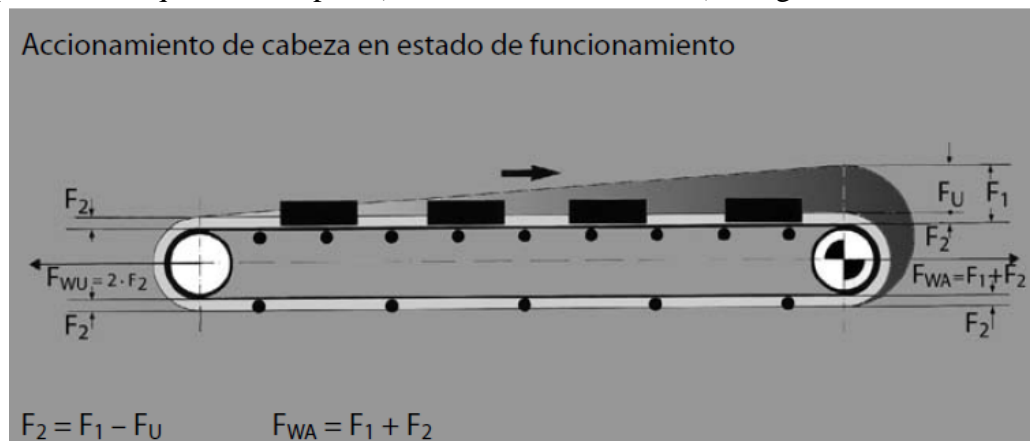


Ilustración 137 - Fuerzas durante el funcionamiento con accionamiento por cabeza.

Se procede a determinar la fuerza tangencial necesaria que deberá de ejercer el tambor motriz a la banda, para lograr transportar las bolsas a través de la cinta transportadora.

Carga por Fricción.

Para esta sección se determinará la carga por fricción que deberá superarse para transportar la mercancía deseada, para ello se utiliza una disposición como la siguiente:

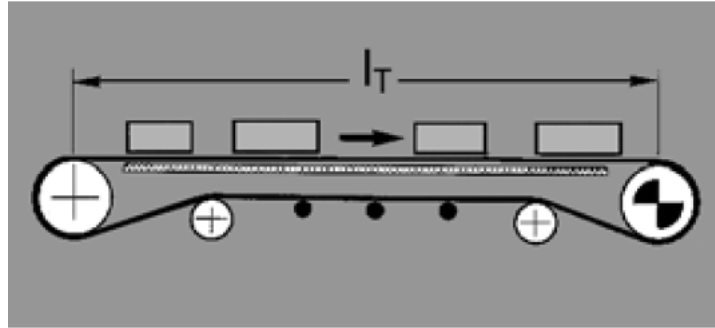


Ilustración 138 - Representación del transporte de mercancía del transportador.

Se utiliza la siguiente formula, donde se determina la fuerza de roce (Fu) de la banda tanto con la bandeja superior como con los rodillos inferiores, que es la que deberá vencer el tambor motriz para producir el movimiento necesario.

Se tiene en cuenta para determinar esta fuerza el valor del coeficiente de roce del UHMW-PE con la banda, la propia masa de la banda y la masa de la máxima cantidad de bolsas que se pueden estar transportando en el equipo de forma simultánea, se consideran 6 bolsas.

El coeficiente de roce del UHMW-PE con respecto al caucho, que es el material que se toma como referencia de la banda, es de $\mu = 0,7$, este valor es para superficies lisas, si bien en el tramo de retorno se utilizan rodillos lo que otorgaría menor resistencia al avance, este tramo se considera para el cálculo ya que existe una resistencia al hacer girar los rodillos cuando la banda pasa por allí.

La ecuación que determina el valor de la carga por fricción, Fu, es:

$$Fu = g * \mu_T * \left(m + \frac{m_B}{2}\right) + g * \mu_R * \left(\frac{m_B}{2} + m_R\right)$$

Donde:

μ_T : Coeficiente de fricción sobre la mesa.

μ_R : Coeficiente de fricción sobre rodillos.

m: Masa de la totalidad de la carga a transportar [kg].

m_B : Masa de la banda [kg]; 4,12 kg.

m_R : Masa Rodillos y Tambor de reenvío; 5,72 kg.

La masa de rodillos, tambor de reenvío y la banda se calculó mediante el uso de SolidWorks.

Comparación de fricción

Material	Coefficient of friction against (μ)
UHMW-PE	0.15-0.2
HD-PE	0.3
Nylon	0.2
Rubber	0.6-0.7
Timber	0.4
Steel	0.5

Ilustración 139 - Coeficientes de fricción de UHMW-PE con diferentes materiales.

Entonces:

$$m = 6 \text{ bolsas} * 40 \text{ kg} = 240 \text{ kg.}$$

$$Fu = 9,81 * 0,7 * \left(240 + \frac{4,12}{2}\right) + 9,81 * 0,7 * \left(\frac{4,12}{2} + 5,72\right)$$

$$Fu = 1715,6 \text{ N}$$

Fuerza de tracción máxima de la banda F₁.

Para determinar la tensión del ramal tirante, se afecta a la carga por fricción por un coeficiente C₁ que dependerá de las condiciones del transporte y que tiene en cuenta la transmisión de la potencia entre la banda y el tambor motriz como sigue:

$$F_1 = Fu * C_1$$

Factor C ₁									
Ángulo de contacto β	180°	210°	240°	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Tambor de acero liso									
Seco	1,5	1,4	1,3	1,8	1,6	1,5	2,1	1,9	1,7
Mojado	3,7	3,2	2,9	5,0	4,0	3,0	No recomendable		
Tambor con forro de fricción									
Seco	1,4	1,3	1,2	1,6	1,5	1,4	1,5	1,4	1,3
Mojado	1,8	1,6	1,5	3,7	3,2	2,9	2,1	1,9	1,7

Ilustración 140 - Factor C₁.

Se considera tambor de acero liso y seco con un ángulo de contacto de 180°.

$$F_1 = 1715,1 * 1,5$$

$$F_1 = 2573,41 \text{ N}$$

El fabricante de banda otorga la siguiente comprobación para garantizar el buen funcionamiento de la banda.

Conociendo F₁ y el ancho necesario para el transporte de la mercancía (300mm) se determina el coeficiente C₂ que representa una magnitud que indica la elongación de servicio máxima permitida del tipo de banda a seleccionar.

$$C_2 = \epsilon_{max} * k_{1\%}$$

Donde:

ε_{max}: Elongación máxima de la banda [2% según fabricante].

k_{1%}: Fuerza de tracción relajada de la banda con una elongación del 1 % por unidad de ancho [N/mm].

A su vez, se debe corroborar lo siguiente:

$$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2$$

Donde:

b₀: Ancho de banda [mm]

$$\frac{2573,41}{300} \leq C_2$$

$$y$$

$$C_2 = \varepsilon_{max} * k_{1\%}$$

$$C_2 = 2 * 9,5$$

$$8,578 \frac{N}{mm} \leq 19 \frac{N}{mm}$$

La banda seleccionada cumple con la especificación requerida por el fabricante que garantiza su buen desempeño y durabilidad.

Para determinar F_2 que representa el valor de la tensión del ramal flojo se utiliza la ecuación mostrada en la Ilustración 137 donde:

$$F_2 = F_1 - Fu$$

$$F_2 = 2573,41 - 1715,6$$

$$F_2 = 857,81 N$$

4.3.3.3.2. *Carga sobre ejes cuando el equipo este detenido.*

Durante el tiempo en que el equipo este detenido existe un estado de tensiones como el siguiente:

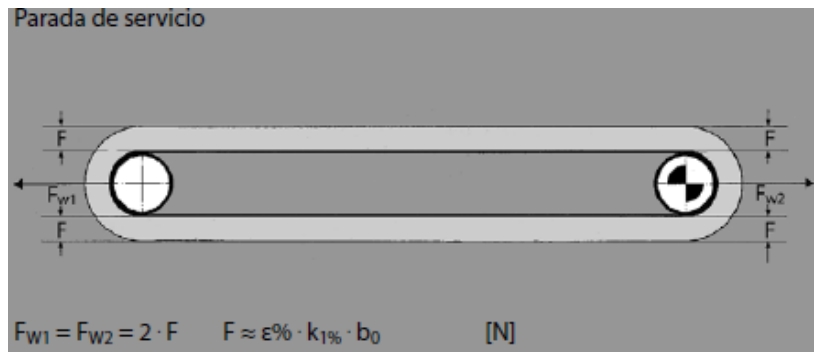


Ilustración 141 - Fuerzas durante la detención con accionamiento por cabeza.

Es decir, F es igual a la carga que se deberá aplicar al sistema de tensado para un correcto funcionamiento del equipo. F se determina como sigue:

$$F = \varepsilon\% * k_{1\%} * b_0$$

Donde:

$\varepsilon\%$: Elongación de montaje.

Utilizando las recomendaciones del fabricante y en caso de accionamiento de cabeza, la elongación de montaje mínima requerida para el funcionamiento es:

$$\varepsilon\% \approx \frac{\frac{Fu}{2} + 2 * Fu}{2 * k_{1\%} * b_0}$$

$$\varepsilon\% \approx \frac{\frac{1715,6}{2} + 2 * 1715,6}{2 * 9,5 * 300}$$

$$\varepsilon\% \approx 0,752 \%$$

Entonces:

$$F = \varepsilon\% * k_{1\%} * b_0$$

$$F = 0,752 * 9,5 * 300$$

$$F = 2144,5 N$$

Como era de esperar, la fuerza sobre el eje es superior durante el funcionamiento, carga que será utilizada para el dimensionamiento del eje.

4.3.4. TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Para determinar la potencia del equipo que impulsará las diferentes bolsas se realiza lo siguiente:

$$P_M = \frac{Fu * v}{1000 * \eta}$$

Donde:

v: velocidad de la banda [m/s].

η : Rendimiento del motor (0,9).

$$P_M = \frac{1715,6 N * 0,3 m/s}{1000 * 0,9}$$

$$P_M = 0,57 kW$$

Para tener en cuenta los sobre esfuerzos por inercia cuando el equipo está entrando en funcionamiento, se decide aumentar 1,3 veces la potencia calculada.

$$P_A = P_M * 1,3$$

$$P_A = 0,57 * 1,3$$

$$P_A = 0,741 kW$$

Si la velocidad de banda es 0,3 m/s, las revoluciones de salida del motorreductor deberán ser:

$$N = \frac{Vb * 60}{(\pi * D_1)}$$

Para determinar el diámetro mínimo se tiene en cuenta el diámetro mínimo que puede soportar la banda, que para el caso seleccionado es de 40 mm.

El tambor motriz y, por ende, el de reenvío, ya que por diseño se decide que serán iguales, se calculan como recomienda el fabricante, es decir:

$$D_1 = \frac{Fu * C_3 * 180^\circ}{(b_0 * \beta^\circ)}$$

Factor C ₃ (válido para el tambor motriz)			
Tambor de acero liso			
Seco	25	30	40
Mojado	50	No recomendable	No recomendable
Tambor con forro de fricción			
Seco	25	25	30
Mojado	30	40	40

Ilustración 142 - Tabla de Factor C₃.

$$D_1 = \frac{1715,6 * 25 * 180^\circ}{(300 * 180^\circ)}$$

$$D_1 = 142,96 \text{ mm}$$

Se tomará como diámetro de tambor 140 mm.

$$N = \frac{0,3 * 60}{(\pi * 0,14)} = 40,925 \text{ rpm}$$

El motor por seleccionar deberá tener la potencia P_A calculada o la inmediata superior.

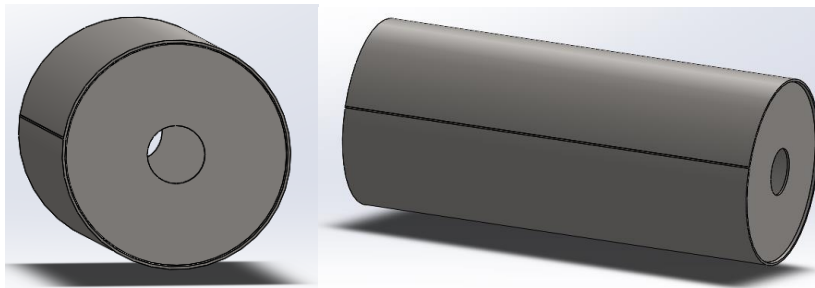


Ilustración 143 - Tambor Motriz.

4.3.5. SELECCIÓN DE MOTO-REDUCTOR.

La conexión del eje del tambor hacia el motor se realizará mediante la utilización de un reductor tipo corona sin fin.

La potencia que se debe transmitir al tambor motriz para que funcione en régimen es de 0,57 kW a 40,925 rpm, el motorreductor seleccionado tiene las siguientes características y además poder entregar la potencia de 0,741 kW solicitadas durante el arranque.

Características del Moto-Reductor seleccionado.

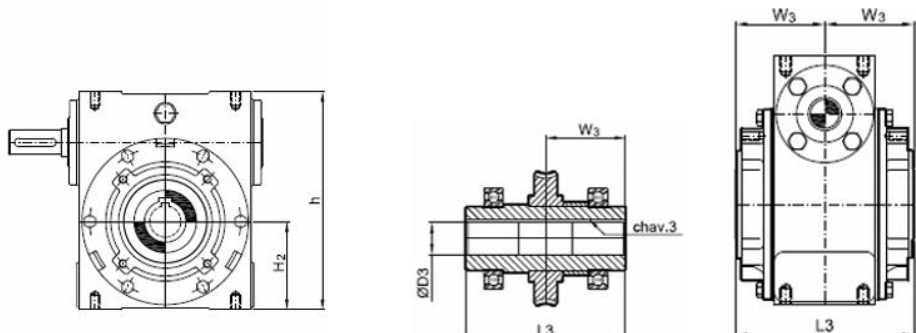
- Potencia: 0,75 kW.
- Velocidad de salida = 40,6 R.P.M
- Velocidad de entrada: 1410 R.P.M.
- Rendimiento $\eta=0,9$.
- Relación m_w : 34,77
- Modelo 23 FR 1,00.

Potencia Entrada		Velocidad Salida aprox.	Relación	MODELO	Factor de Seguridad	Momento Util	Velocidad Entrada aprox.	Carga Radial adm.	Carga Axial adm.	Peso aprox.	Medidas	Repuestos
kW	HP	(RPM)	(i)		(fz)	(Nm)	(RPM)	(kg)	(kg)	(kg)	Página	Página
		62,7	22,48	24FR 1,00	3,25	97	1410	640	365	51	pag 41	pag 50-51
		73,2	19,27	24FR 1,00	3,75	84	1410	640	365	51	pag 41	pag 50-51
		15,6	59,00	24 1,00 /6	1,80	308	920	1050	670	55	pag 39	pag 50-51
		18,8	49,00	24 1,00 /6	2,25	263	920	1050	670	55	pag 39	pag 50-51
		23,6	39,00	24 1,00 /6	2,80	219	920	975	625	55	pag 39	pag 50-51
		27,1	34,00	24 1,00 /6	3,20	193	920	975	625	55	pag 39	pag 50-51
		29,7	31,00	24 1,00 /6	3,35	186	920	975	625	55	pag 39	pag 50-51
		34,7	26,50	24 1,00 /6	3,70	165	920	975	625	55	pag 39	pag 50-51
0,75 kW	1,00 HP	19,3	73,22	23FR 1,00	1,05	283	1410	650	400	36	pag 41	pag 50-51
		23,9	59,05	23FR 1,00	1,30	230	1410	600	385	36	pag 41	pag 50-51
		29,8	47,33	23FR 1,00	1,50	197	1410	600	385	36	pag 41	pag 50-51
		36,9	38,18	23FR 1,00	1,85	160	1410	600	385	36	pag 41	pag 50-51
		40,6	34,77	23FR 1,00	2,15	141	1410	465	265	36	pag 41	pag 50-51
		44,7	31,52	23FR 1,00	2,25	134	1410	465	265	36	pag 41	pag 50-51
		53,3	26,45	23FR 1,00	2,65	113	1410	465	265	36	pag 41	pag 50-51
		62,7	22,48	23FR 1,00	3,10	97	1410	395	225	36	pag 41	pag 50-51
		73,2	19,27	23FR 1,00	3,55	84	1410	395	225	36	pag 41	pag 50-51
		15,3	60,00	23 1,00 /6	1,00	290	920	650	400	40	pag 39	pag 50-51
		19,2	48,00	23 1,00 /6	1,25	250	920	650	400	40	pag 39	pag 50-51
		23,6	39,00	23 1,00 /6	1,45	209	920	600	385	40	pag 39	pag 50-51
		27,9	33,00	23 1,00 /6	1,65	182	920	600	385	40	pag 39	pag 50-51

Ilustración 144 - Catálogo de moto-reductores.

La siguiente tabla indica las medidas del reductor seleccionado, cuyo modelo será el de la versión con eje hueco.

OPCIONAL CON EJE HUECO "HU"



Modelo	D3 ø	L3	chav 3 *		H2	A2	B2	S2 ø	W3	e2	f2	c2	h	h1
	min max		min	max										
R21	mm 19 24	85	6 x 6	8 x 7	60	85	95	9	57	105	120	16	145	161
R22	mm 24 30	100	8 x 7	8 x 7	70	100	115	11	65	125	145	18	180	198
R23	mm 30 40	115	8 x 7	12 x 8	85	115	135	14	77,5	145	175	22	210	232
R24	mm 40 55	150	12 x 8	16 x 10	115	150	190	17	100	190	240	25	270	295
R25	mm 40 62	180	12 x 8	18 x 11	140	180	230	18	115	225	290	30	335	365
R26	mm 47 75	210	14 x 9	20 x 12	165	210	265	22	135	270	335	35	390	425

NOTA 1 : Las medidas de los chaveteros "chav3" varían según el diámetro "D3" y se ajustan a la Norma DIN 6885.
 NOTA 2 : Las dimensiones son aproximadas pudiendo modificarse sin aviso previo.

Ilustración 145 - Tabla de medidas del reductor seleccionado.

Con la misma potencia se ingresa a la tabla del catálogo de motores para determinar el modelo de carcasa que este posee.

Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _v / I _n	Par con rotor trabado T _v /T _n	Par máximo T _b /T _n	Momento de Inercia J (kgm ²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM
kW	HP							Caliente	Frío			
IV Polos - 1500 rpm - 50 Hz												
0,12	0,16	63	0,840	4,4	2,1	2,3	0,00044	30	66	5,2	44	1355
0,18	0,25	63	1,26	4,7	2,3	2,4	0,00061	30	66	7,2	44	1355
0,25	0,33	71	1,74	4,8	2,5	2,6	0,00066	30	66	8,0	43	1355
0,37	0,5	71	2,58	4,8	2,6	2,6	0,00082	30	66	9,5	43	1355
0,55	0,75	80	3,70	6,6	2,9	3,2	0,0026	20	44	12,5	44	1410
0,75	1	80	5,05	6,7	3,0	3,3	0,0035	18	40	14,5	44	1410
1,1	1,5	90S	7,22	7,6	2,5	3,3	0,0055	15	33	19,5	49	1450

Ilustración 146 - Catálogo de motores eléctricos.

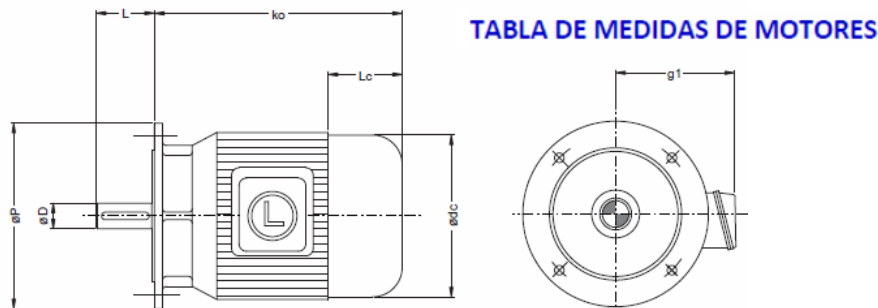


TABLA DE MEDIDAS DE MOTORES

Tamaño Motor IEC.	Dø	L	Pø	g1	dcø	Motor Standard			Motor con Freno			Motor con Antigiro			
						ko	Lc	Peso kg	ko	Lc	Peso kg	ko	Lc	Peso kg	
71	mm	14	30	160	136	138	218	70	10	275	125	12	218	70	10
80	mm	19	40	200	145	158	236	75	14	288	125	16	236	75	14
90 S	mm	24	50	200	155	178	254	80	17,5	314	140	20,5	254	80	17,5
90 L	mm	24	50	200	155	178	279	80	20,5	339	140	23,5	279	80	20,5
100 L	mm	28	60	250	165	198	316	90	30	390	165	35	316	90	30
112 M	mm	28	60	250	190	223	333	100	44,5	413	180	53,5	333	100	44,5
132 S	mm	38	80	300	218	262	372	116	63	487	216	79	432	175	65
132 M	mm	38	80	300	218	262	410	116	73	525	216	89	470	175	75
160 M	mm	42	110	350	256	314	488	140	110	603	240	143	548	200	113
160 L	mm	42	110	350	256	314	532	140	121	647	240	154	592	200	124

Ilustración 147 - Tabla de medidas del motor seleccionado.

4.3.6. CÁLCULO DE EJES.

Se elige acero AISI 1045 laminado simple, cuyas propiedades son:

- Resistencia última $S_u = 6327 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia a la fluencia $S_y = 3867 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia a la fluencia al corte $S_{ys} = 0,6 * S_y = 2320,2 \text{ kg/cm}^2$.
- Resistencia teórica a la fatiga $S'_n = 0,5 * S_u = 3163,5 \text{ kg/cm}^2$.

Se escoge este material debido a su mayor resistencia al AISI 1020, lo que permitirá utilizar diámetros menores, su facilidad para ser mecanizado y porque es un acero para uso convencionales de baja exigencia.

Para determinar la resistencia real a la fatiga debemos afectar a S'_n por los coeficientes K_1 , K_2 , K_3 .

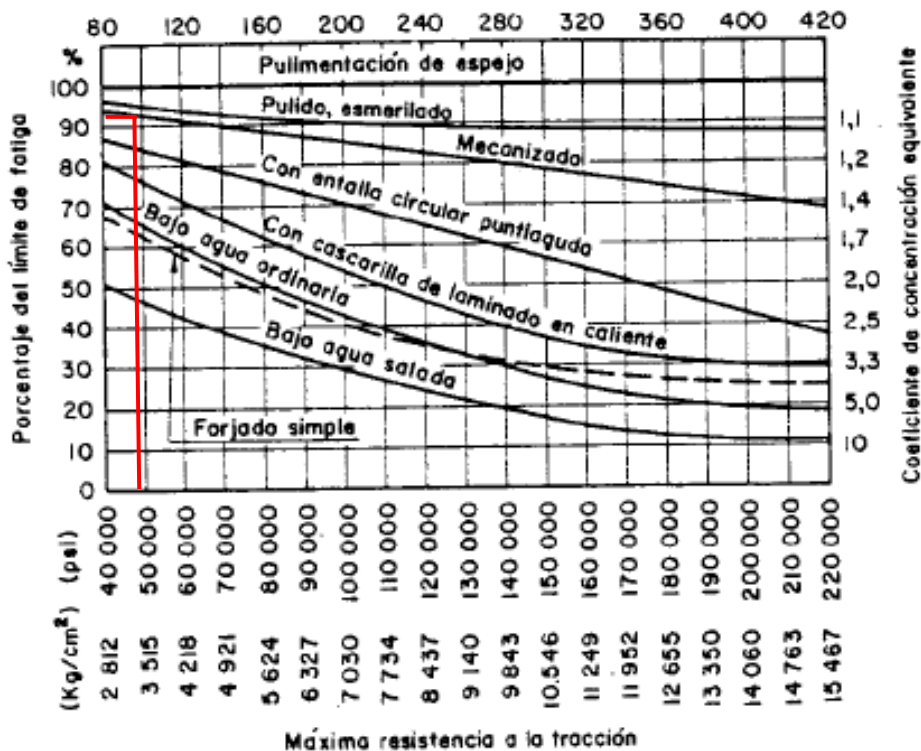


Ilustración 148 - Reducción de la resistencia a la fatiga del acero (Faires pág. 751 figura AF 5).

Se determina $K_1 = 0,9$.

K_2 , se supone sin hacer un cálculo auxiliar que el área del tubo será mayor al área de un eje macizo de 1/2" por lo que $K_2 = 0,85$.

K_3 , en este caso al ser flexión y torsión $K_3 = 1$.

Con los valores ya determinados de los coeficientes que afectan la resistencia a la fatiga, se determina esta última y la resistencia a la fatiga al corte.

$$S_n = S'_n * K_1 * K_2 * K_3$$

$$S_n = 3163,5 * 0,9 * 0,85 * 1$$

$$S_n = 2420 \frac{kg}{cm^2}$$

$$y$$

$$Sns = Sn * 0,6 = 1452 \frac{kg}{cm^2}$$

4.3.6.1. ANÁLISIS DE ESFUERZOS SOBRE EL EJE.

Por cuestiones constructivas se deja el espacio suficiente para colocar el rodamiento, soporte de rodamiento y que los bulones que vinculan el mismo a las placas donde van montados no hagan contacto con el tambor y/o banda. Se decide que la longitud desde la soldadura del plato al eje donde se transmite la acción hacia el este, con el centro del rodamiento donde se producirá la reacción para sostener dicha carga será de 5,8 cm aproximadamente, se utiliza este valor para los cálculos siguientes.

A la hora de valorar las cargas sobre ejes, se calculan las diferentes fuerzas de tracción de la banda originadas entre el estado de parada de la instalación y el estado de funcionamiento. Podemos considerar que, cuando el transportador es accionado por cabeza, los esfuerzos sobre los ejes son equivalentes a:

$$FW_A = F_1 + F_2$$

Donde:

FW_A : carga sobre el eje del tambor motriz [N].

F_2 : carga sobre eje generada por el ramal flojo [N].

F_1 : carga sobre eje generada por el ramal tirante [N].

$$FW_A = 2573,41 + 857,81$$

$$FW_A = 3431,32 N$$

Mientras que, para el eje del tambor de reenvío, las cargas serán las que genera el estado de tensión de la banda, siendo:

$$FW_U = 2 * F_2$$

$$FW_U = 2 * 857,81$$

$$FW_U = 1715,62 N$$

Se utiliza FW_A para determinar el diámetro de los ejes de ambos tambores debido a su mayor valor sobre FW_U .

Los elementos tractors de plástico presentan un marcado comportamiento de relajación. Por este motivo, como base del cálculo de la banda se emplea el valor después de la relajación k1% según ISO 21181. Éste describe las propiedades de fuerza-elongación que cabe esperar a largo plazo del material de la banda, el cual ha sido sometido a esfuerzos mediante flexión y cambios de carga. De todo ello se extrae la fuerza calculada FW . Por otro lado, esto significa que, al tensar la banda, pueden aparecer temporalmente tensiones elevadas ($FW_{instantáneo}$), las cuales deben considerarse al menos en el dimensionado estático de cada uno de los componentes (rodamientos).

Como valor de referencia puede adoptarse el siguiente:

$$FW_{instantáneo} = FW_A * 1,5$$

$$FW_{instantáneo} = 3431,32 N * 1,5$$

$$FW_{instantáneo} = 5146,98 N$$

La carga $FW_{instantáneo}$ es la que aplica la banda sobre el tambor y este a través de los platos lo transmite al eje. Como son dos platos esta fuerza se divide en dos, que se representan como R2 y R3 en la imagen siguiente.

$$R2 = R3 = 262,33 kg$$

La reacción en la zona de rodamientos es igual a las anteriores debido a la simetría del sistema.

$$R2 = R3 = R1 = R4$$

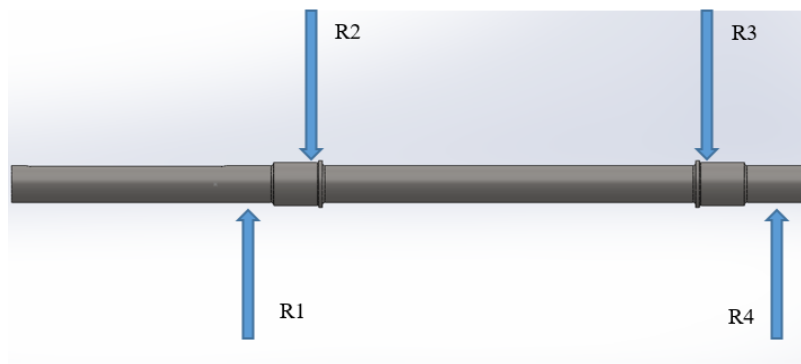


Ilustración 149 - Cargas sobre el Eje motoriz.

La instalación del motorreductor no solicitará al eje de ninguna manera más que en la entrega del par torsor que hará rotar el tambor.

Al realizar el diagrama de esfuerzos nos encontramos con la siguiente situación.



Ilustración 150 - Diagrama de cuerpo libre del Eje motoriz.

Las cargas puntuales en verde y en violeta el Torque.

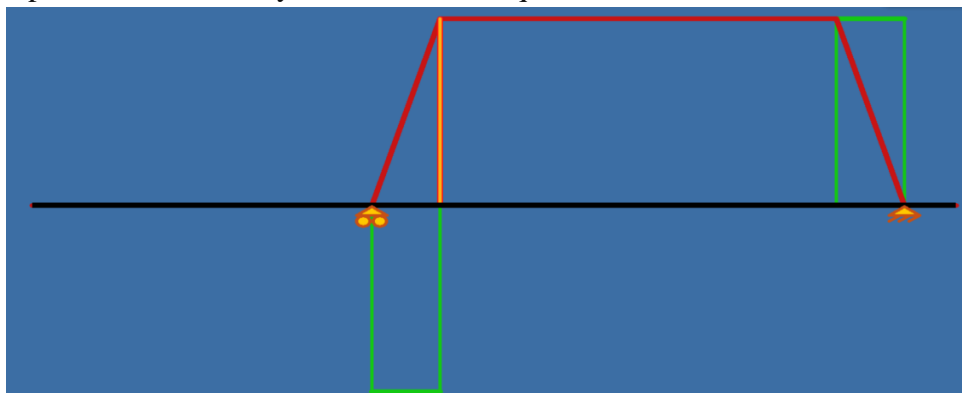


Ilustración 151 - Diagrama de Momento Flector y Esfuerzos de Corte en el Eje motoriz.

En rojo el Diagrama de Esfuerzo Flectores y en verde los Cortantes.

Por lo que le momento flector queda definido como:

$$Mf = R * x$$

$$Mf = 262,33 \text{ kg} * 5,8 \text{ cm}$$

$$Mf = 1521,53 \text{ kg} * \text{cm}$$

Al ser constante el momento flector y girar el eje se produce fatiga sobre este y al ser una carga repetida e invertida la tensión media (S_m) será nula y el valor de la tensión alterna (S_a) es:

$$S_a = \frac{Mf}{Z} \quad S_m = 0$$

Donde Z es el módulo de resistencia del eje.

$$Z = \frac{\pi}{32} * (D^3)$$

Por lo tanto, la tensión S_a será.

$$S_a = \frac{1521,53 \text{ kg} * \text{cm}}{\frac{\pi}{32} * (D^3)}$$

$$S_a = \frac{15498 \text{ kg} * \text{cm}}{(D^3)}$$

Donde D es el diámetro del eje que se desea determinar.

Mientras el esfuerzo de torsión es constante por lo que la tensión alterna de corte (S_{as}) será nula y la tensión media de corte es (S_{ms}).

$$S_{as} = 0 \quad S_{ms} = \frac{T}{Z'} = \frac{Fu * r}{Z'}$$

$$S_{ms} = \frac{175 \text{ kg} * 7 \text{ cm}}{Z'} = \frac{1218 \text{ kg} * \text{cm}}{Z'}$$

Donde r representa el radio del tambor.

$$Z' = \frac{\pi}{16} * (D^3)$$

$$S_{ms} = \frac{6203 \text{ kg} * \text{cm}}{D^3}$$

Una vez determinado S_a y S_{ms} , se procede a establecer las tensiones equivalentes S_e y S_{es} .

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} * S_m + K_f * S_a$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} * S_{ms} + K_{fs} * S_{as}$$

Muy próximo al punto donde se da el momento flector máximo, se encuentra un concentrador de tensiones, que por cuestiones de seguridad se tendrá en cuenta para el dimensionamiento del eje.

Este concentrador consiste en un radio de curvatura para el cambio de diámetro del eje de 2 mm. Se tendrá en cuenta en el valor de K_f .

Radio de entalla [r] = 0,2 cm

Sensibilidad a la entalla [q] = 0,89

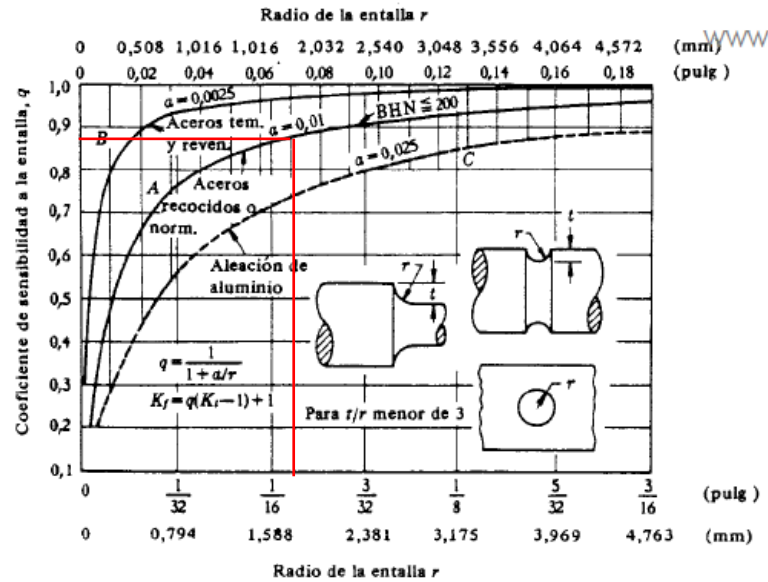


Ilustración 152 - Sensibilidad a la entalla (Fig. AF7 Faired, pág. 752).

Para lograr ingresar a la tabla siguiente es necesario realizar un cálculo auxiliar para lograr determinar un diámetro preliminar y luego establecer la relación r/d .

$$\frac{S_y}{N} = \frac{Mf}{\frac{\pi}{32} * (D^3)}$$

Se propone un valor de coeficiente de seguridad $N=2$.

$$D^3 = \frac{Mf * N}{\frac{\pi}{32} * S_y}$$

$$D^3 = \frac{1521,51 \text{ kg} * \text{cm} * 2}{\frac{\pi}{32} * 3867 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$D = 2 \text{ cm}$$

De esta manera la relación r/d .

$$\frac{r}{d} = \frac{0,2}{2,09} = 0,1$$

Se supone, además, una relación de $D/d=1,5$, entonces de esta manera se puede determinar K_t debido al radio de curvatura.

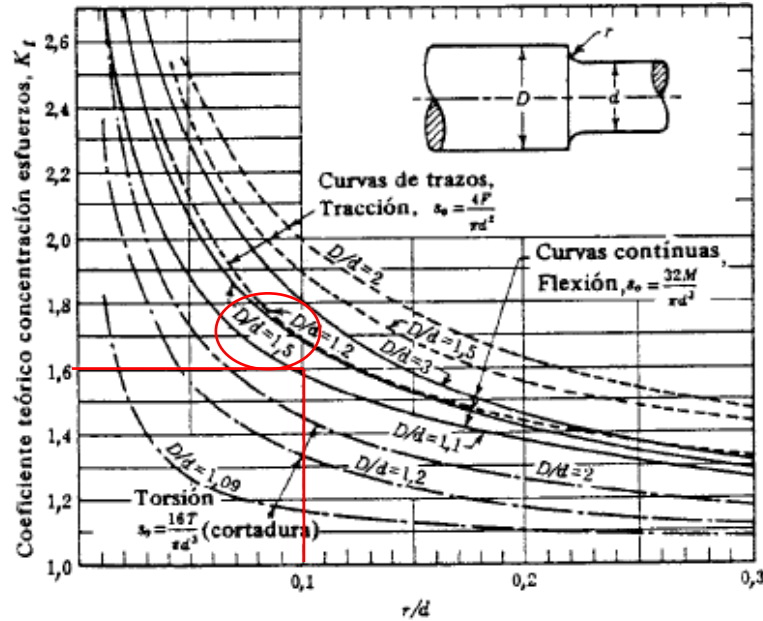


Ilustración 153 - Acuerdo de enlace en el resalte. (Fig. AF12 Faired, pág. 754).

De la Ilustración 153, $K_t=1,6$.

Una vez determinado el valor de K_t , se procede a determinar K_f mediante la siguiente ecuación y utilizando la sensibilidad a la entalla.

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,89 * (1,6 - 1)$$

$$K_f = 1,53$$

Con los valores ya determinados se procede con las siguientes ecuaciones.

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{N^2} = \left[\left(\frac{K_f * S_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{ms}}{S_{ys}} \right)^2 \right]$$

Se propone un valor de $N=2$

$$\frac{1}{2^2} = \left[\left(\frac{1,6 * 15498 \text{ kg} * \text{cm}}{2420 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * D^3} \right)^2 + \left(\frac{6203 \text{ kg} * \text{cm}}{2320,2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * D^3} \right)^2 \right]$$

$$\frac{1}{2^2} = \left[\frac{105}{D^6} + \frac{7,15}{D^6} \right]$$

$$0,25 = \left[\frac{112,15}{D^6} \right]$$

$$D = 2,77 \text{ cm}$$

Con el nuevo D, volvemos a determinar el Kt del radio de curvatura para realizar la verificación de los cálculos.

De esta manera, la relación r/d.

$$\frac{r}{d} = \frac{0,2}{2,77} = 0,072$$

Se supone como antes, una relación de D/d=1,5, entonces de esta manera podemos determinar Kt debido al radio de curvatura.

De la ilustración 153, Kt=1,75.

Una vez determinado el valor de Kt, se procede a determinar Kf mediante la siguiente ecuación y utilizando la sensibilidad a la entalla.

$$\begin{aligned} Kf &= 1 + q * (Kt - 1) \\ Kf &= 1 + 0,89 * (1,75 - 1) \\ Kf &= 1,67 \end{aligned}$$

Con los valores ya determinados se procede con las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned} \frac{1}{N^2} &= \left[\left(\frac{Se}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns} \right)^2 \right] \\ \frac{1}{N^2} &= \left[\left(\frac{Kf * Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} \right)^2 \right] \end{aligned}$$

Proponiendo un valor de N=2

$$\begin{aligned} \frac{1}{N^2} &= \left[\left(\frac{Kf * Sa}{Sn} \right)^2 + \left(\frac{Sms}{Sys} \right)^2 \right] \\ \frac{1}{2^2} &= \left[\left(\frac{1,67 * 15498 \text{ kg} * \text{ cm}}{2420 \frac{\text{ kg}}{\text{ cm}^2} * D^3} \right)^2 + \left(\frac{6203 \text{ kg} * \text{ cm}}{2320,2 \frac{\text{ kg}}{\text{ cm}^2} * D^3} \right)^2 \right] \\ \frac{1}{2^2} &= \left[\frac{114,4}{D^6} + \frac{7,15}{D^6} \right] \\ 0,25 &= \left[\frac{121,55}{D^6} \right] \\ D &= 2,8 \text{ cm} \end{aligned}$$

Diámetro calculado 2,8 cm.

Al realizar el dimensionamiento del eje teniendo en cuenta solamente las cargas a las cuales estará solicitado arrojaron como resultado que un eje de 28mm será suficiente para resistir las sollicitaciones; por otra parte, el moto-reductor escogido posee una hembra o una conexión de 30 mm, este termina siendo el factor que influye en la determinación de las dimensiones del eje y es por ello por lo que se escoge un tamaño mayor para de eje.

Se selecciona un macizo de 1 ½" (38,1mm) el cual deberá ser mecanizado a diferentes medidas para su instalación.

La primera reducción donde se soldarán platos laterales tendrá un diámetro de 35mm y 36mm de longitud, la misma hará de apoyo para dicha operación de soldado haciendo más simple el trabajo y evitando errores de unión. Finalmente se hará otra reducción de diámetro hasta 30mm

para la instalación de rodamientos y conexión al motorreductor, siendo este el menor diámetro del eje.

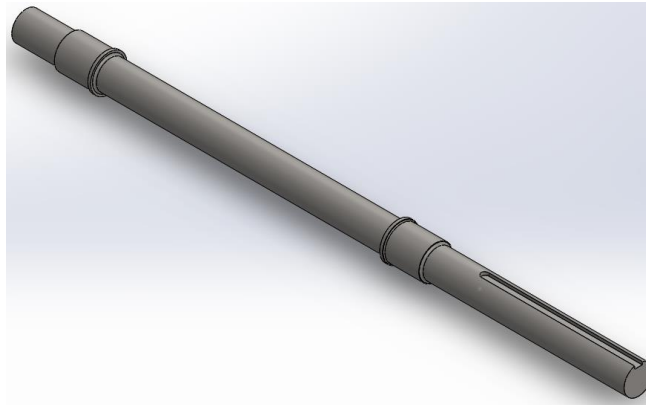


Ilustración 154 - Diseño de Eje Motriz.

4.3.6.2. CÁLCULO DE CHAVETAS.

Se procede a realizar la verificación del eje y de la chaveta, con las dimensiones entregadas por el fabricante del motorreductor, estas dimensiones están disponibles en el catálogo de selección.

El diámetro del eje es de 30mm al igual que el diámetro de entrada del reductor, este posee un chavetero de 8x7mm por lo que se verifica si una chaveta de estas dimensiones resiste los esfuerzos.

Se continua a determinar su longitud mediante las siguientes ecuaciones:

Tabla 2 Características del material de Eje y Chaveta.	
CHAVETA	EJE
$C1020 \text{ Sy} = 3374 \text{ kg/cm}^2$	$C1020 \text{ Sy} = 3374 \text{ kg/cm}^2$
$S_{adm} = \frac{S_y}{N}; N = 2$ $S_{adm} = 1687 \text{ kg/cm}^2$	$S_{adm} = \frac{S_y}{N}; N = 2$ $S_{adm} = 1687 \text{ kg/cm}^2$
$S_{ys} = 2024,4 \text{ kg/cm}^2$	$S_{ys} = 2024,4 \text{ kg/cm}^2$
$S_{adm} = \frac{S_{ys}}{N}; N = 2$ $S_s = 1012,2 \text{ kg/cm}^2$	$S_{adm} = \frac{S_{ys}}{N}; N = 2$ $S_s = 1012,2 \text{ kg/cm}^2$

Corte

$$T = \frac{S_s * D * b * L}{2}$$

$$L = \frac{2 * T}{S_s * b * D}$$

$$L = \frac{2 * 1218}{1012,2 * 0,8 * 3}$$

$$L = 1 \text{ cm}$$

Compresión

$$T = \frac{S_{adm} * D * t * L}{4}$$

$$L = \frac{4 * T}{S_{adm} * t * D}$$

$$L = \frac{4 * 1218}{1687 * 0,7 * 3}$$

$$L = 1,37 \text{ cm}$$

Las longitudes calculadas son menores a la que viene dispuesta en el reductor, por lo tanto, se decide realizar una ranura de chaveta de la misma longitud, es decir, 115mm, siendo una distancia mayor, se concluye que verifica y resiste.

4.3.7. SISTEMA TENSOR.

La tensión de contacto requerida de la cinta transportadora sobre el tambor motriz se consigue con un dispositivo tensor de banda.

Una solución simple para el tensado es utilizar el tambor de cola con un dispositivo tensor que se desplace en paralelo al eje de la cinta o al sentido de la marcha de esta.

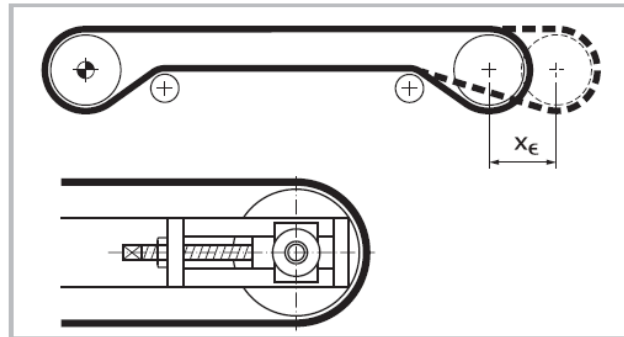


Ilustración 155 - Sistema Tensor en Cola.

Cuando no se puede cambiar la distancia entre los centros de los tambores de cabeza y de cola, por ejemplo, con un transportador intermedio o de transición, el dispositivo tensor se incorpora en el lado de retorno.

En instalaciones largas con cargas pesadas, el dispositivo tensor se debería colocar directamente después del tambor motriz.

Los rodillos tensores se pueden ajustar manualmente, pero también se pueden equipar con cilindros neumáticos o hidráulicos o, incluso, con motores de posicionamiento eléctricos para proporcionar una posición de reglaje fija.

4.3.7.1. Carrera de ajuste de los sistemas de tensado de tambores.

Según la experiencia del fabricante de la banda, esta demuestra que, en función de la carga, suele ser suficiente una elongación de montaje de entre un 0,2 % y un 1 %, por lo que, en líneas generales, basta con una carrera de ajuste de aproximadamente un 1 % de la longitud del tramo portante de la banda.

$$Carrera = 1\% * l_T$$

$$Carrera = 1\% * 3000 \text{ mm}$$

$$Carrera = 30 \text{ mm}$$

Pero si se quiere determinar con mayor exactitud el cálculo de la carrera necesaria y, además, tener en consideración una reserva de tensado por cualquier motivo pueda llegar a suceder, se realiza como sigue:

$$Carrera = \frac{\frac{2 * Tol * L_c}{100} + \frac{\epsilon * L_c}{100}}{2} + Z$$

Donde:

Z: Reserva de tensado [se toma 50 mm ya que el tamaño del equipo no es demasiado].

Tol: Tolerancia de suministro [se aconseja 0,2 mm].

$$Carrera (x) = \frac{\frac{2 * 0,2 * 6540}{100} + \frac{0,735 * 6540}{100}}{2} + 50$$

$$Carrera (x) = 87,1 \text{ mm}$$

Se diseña de 90 mm.

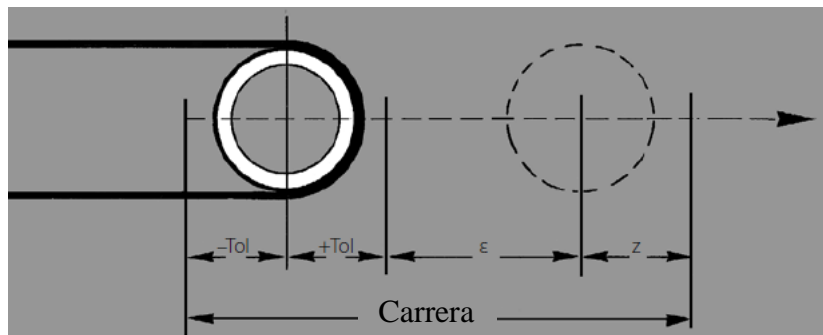


Ilustración 156 - Carrera de tensado.

El diseño del sistema tensor es el siguiente:

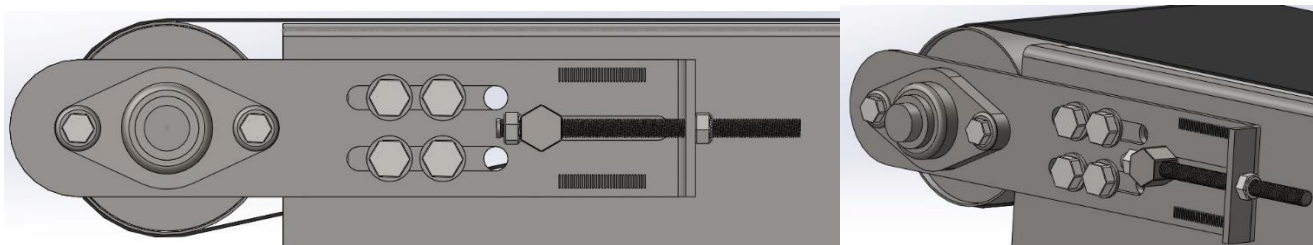


Ilustración 157 - Diseño de Placa Tensora.

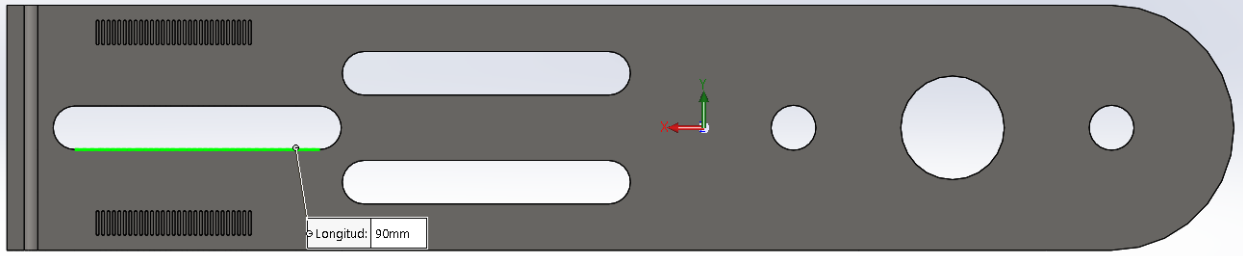


Ilustración 158 - Diseño de Placa Tensora.

El tambor motriz en cambio va montado sobre una placa igual a la mencionada, de 6 mm, pero se mantendrá fijo, es decir, no posee ningún registro para variar su posición.

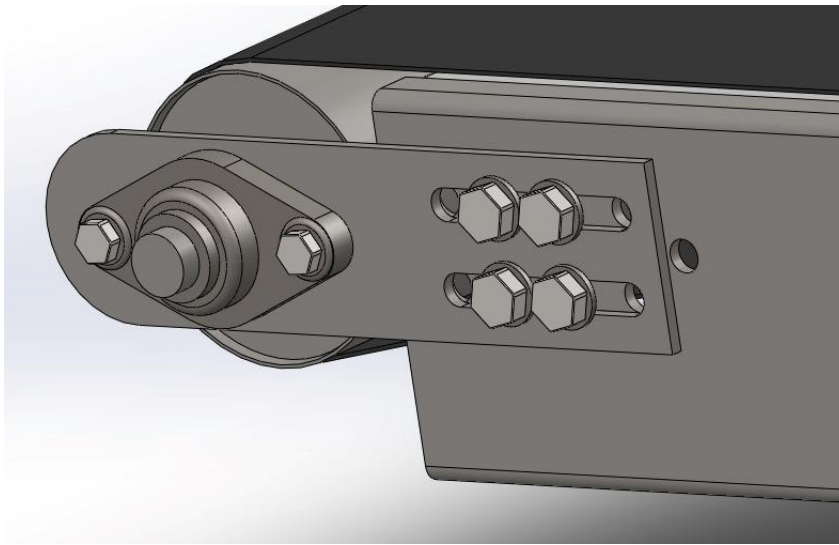


Ilustración 159 - Instalación de placa tambor motriz.

Estas placas se unen a los perfiles laterales que componen la estructura principal del transportador mediante bulones métrica 16mm.

Este mecanismo de unión de las placas al equipo está diseñado de tal forma que se cumple la sugerencia expuesta por el fabricante de la banda, donde propone que la banda del transportador se sitúe (sin carga) a 3 mm de la base de deslizamiento.

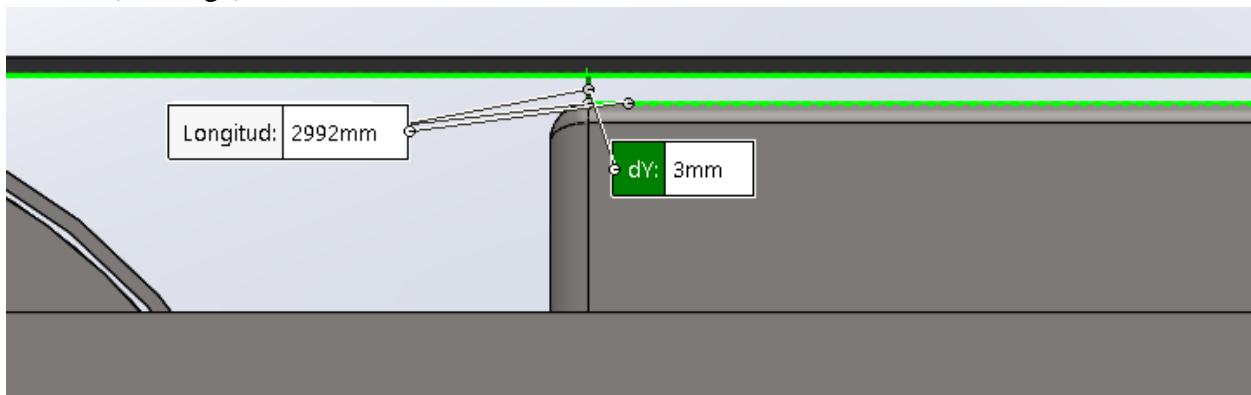


Ilustración 160 - Cumplimiento de lo que el fabricante sugiere en cuanto a separación de la banda sin carga.

4.3.7.2. Verificación de Placa Tensora.

La verificación de la resistencia de la placa tensora se realiza mediante la utilización del programa SolidWorks Simulation, la simulación de esta se realiza con los esfuerzos a los cuales será sometida.

Esta placa está compuesta por una chapa acero micro aleado MLC 420 de 475mm longitud por 90 mm de alto, cuya resistencia $S_y = 4280 \text{ kg/cm}^2$.

Las fuerzas que fueron tenidas en cuenta y a las cuales se somete a la placa en la simulación son:

- Las reacciones del eje sobre los rodamientos tienen un valor de 262,3 kg. Cada soporte de rodamiento está vinculado a la placa mediante dos bulones de 16 mm, por lo que la mencionada carga, se distribuye a través de estos. Estas fuerzas tienen dirección horizontal y un valor de:

$$R1 = R2 = 131,165 \text{ kg}$$

- El peso del tambor en conjunto con el eje y los platos, cuyo valor fue determinado mediante la utilización del programa SolidWorks. Esta fuerza que se ejerce sobre la placa tiene dirección vertical y tiene un valor total de:

$$P = 6,4 \text{ kg}$$

Cada placa, soporta solo la mitad de esta carga y a su vez cada bulón transmite solo la mitad de esto, es decir, 1,6 kg.

- La fuerza que realiza el tornillo de $\frac{1}{2}$ " (12,7 mm) grado SAE 8 perteneciente al sistema tensor sobre la placa para que esta se desplace y mantenga tensa la banda de la cinta transportadora, permitiendo el buen funcionamiento de la máquina, el valor de esta fuerza es igual al de las reacciones.

$$R2 + R1 = 262,33 \text{ kg}$$

Las fuerzas y las restricciones de movimiento de la placa se colocan como se ven en la imagen siguiente.



Ilustración 161 - Estado de cargas considerado en la simulación.

De esta manera se determinarán los esfuerzos generados sobre la placa y las deformaciones que estas producen. Los resultados obtenidos se observan debajo.

4.3.7.2.1. Tensiones.

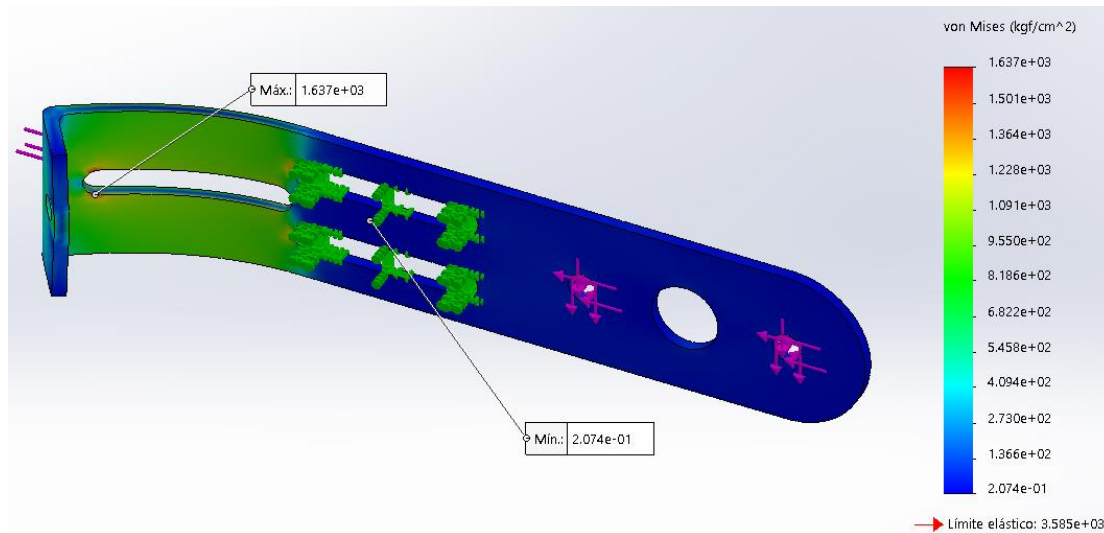


Ilustración 162 - Simulación Placa Tensora. Tensiones.

En cuanto a las tensiones de Von Mises generadas en la placa puede verse donde se produce la máxima tensión en la chapa y que posee un valor de $S=1637 \text{ kg/cm}^2$. Inferior a la resistencia de fluencia del acero aleado MLC 420 de $S_y = 4280 \text{ kg/cm}^2$.

El factor de seguridad con el cual está dimensionada la placa en función de los esfuerzos a los cuales se la sometió es $N=2,61$.

4.3.7.2.2. Deformaciones.

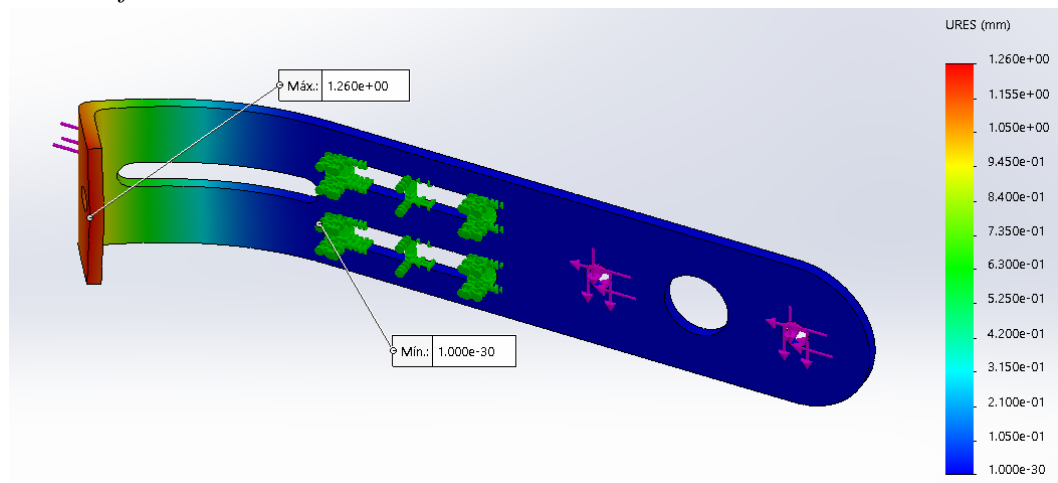


Ilustración 163 - Simulación Placa Tensora. Deformaciones.

En cuanto a las deformaciones generadas en la placa puede verse que el máximo valor producido posee unos 1,26 mm, valor que se considera aceptable ya que es bajo y, además, en la simulación no se consideró el aporte de rigidez que otorga el bulón por el cual se desplaza la barra

sin fin, que fija la placa a los perfiles C de la cinta transportadora. Esta disposición se puede observar en la Ilustración 157.

4.3.8. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE VIGAS LATERALES.

Estas vigas están compuestas por chapas de 4 mm de espesor plegadas en forma de C y serán parte importante de la estructura que darán sostén y estabilidad al equipo. El material de este componente es acero micro aleado MLC 420 y posee una longitud de 3000 mm, un alto de 180 mm y sus alas son de 25 mm.

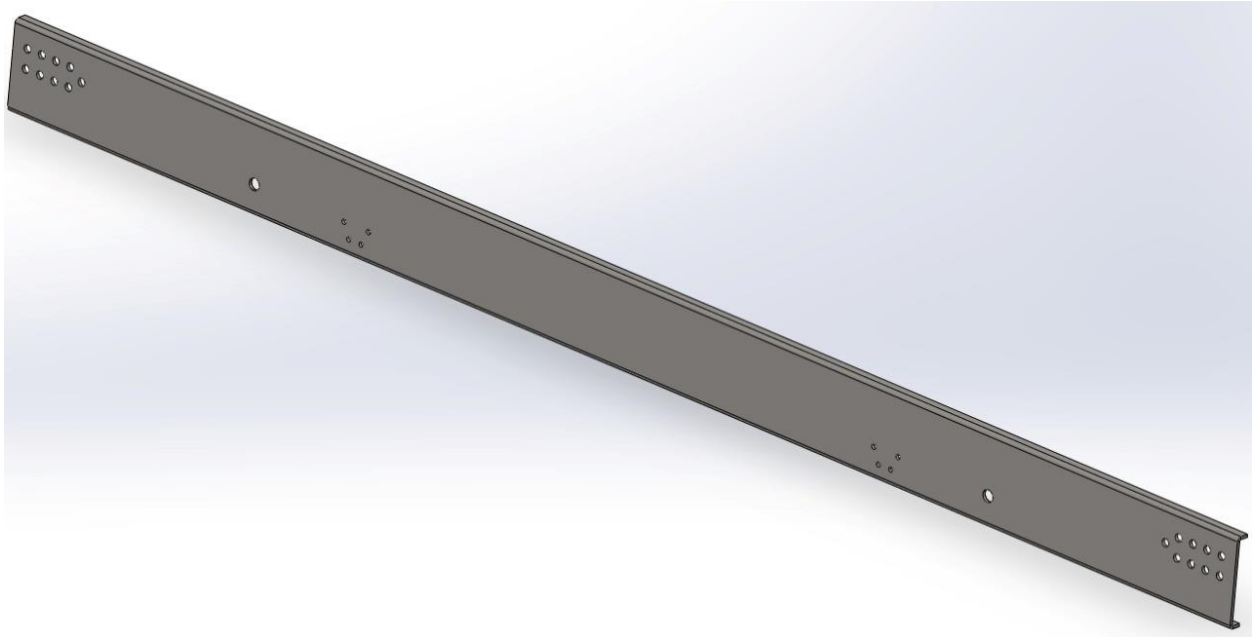


Ilustración 164 - Diseño de Canal C.

Tiene mecanizados sobre él, ranuras que, en conjunto con las ranuras del registro de las placas del sistema tensor facilitará la alineación del tambor y diferentes agujeros de 16 mm donde estas mismas placas irán montadas y otros de 10 mm donde irán montadas las ruedas que permitirán el desplazamiento del equipo.

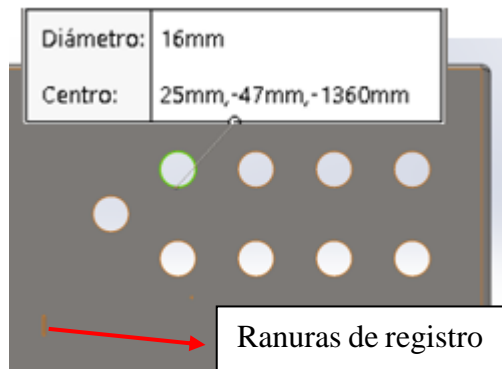


Ilustración 165 - Diseño de mecanizado para vinculación y registro de placa tensora.

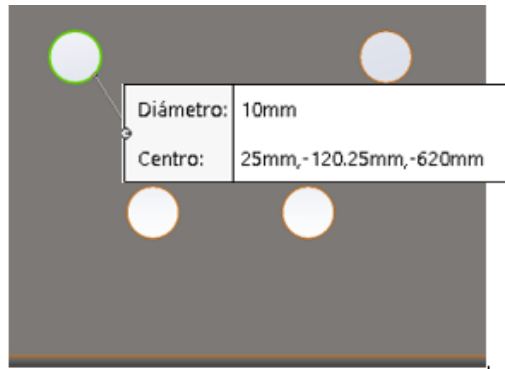


Ilustración 166 - Diseño de mecanizado para vinculación de sistema de movilización.

Estas vigas, como se explicó, resistirán la carga del transportador, es decir, para continuar con procedimientos semejantes a los anteriores, se tendrá como carga total las 6 bolsas de 40 kg, dando lugar a una carga total de 240 kg y, además, se considerará el peso de las barandas laterales, cuyo peso es de 21,9 kg. Para el cálculo de momentos flectores, no se dividirá la carga en dos (existen dos perfiles que soportan estas cargas), ya que, no se tiene en cuenta el peso de la banda, tambores y rodillos de retorno en el cálculo y porque, además, se desea una estructura fuerte, sin grandes deformaciones en la operación. Con lo mencionado, se obtiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:

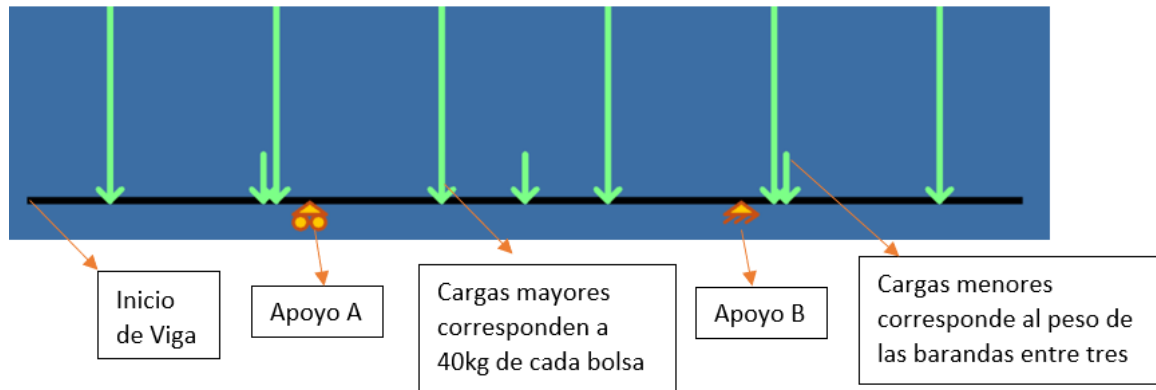


Ilustración 167 - Diagrama de cuerpo libre de Viga lateral o Canal C.

donde se consideró seis cargas puntuales de 40 kg y el peso total de las barandas se dividió en tres, ya que, es tres el número de barandas que se vinculan al perfil en cuestión.

Considerando el apoyo de la Izquierda como A y B al de la Derecha, se prosigue a calcular mediante el Software XVigas, arrojando los siguientes valores de reacciones:

XVIGAS ×

Resultado del cálculo:
 (2 apoyos)
 Apoyo A: 131.310623
 Apoyo B: 130.589371
 Carga total: 261.899994

Ilustración 168 - Resultado de cálculo XVigas.

Mediante el mencionado software, también se determinan los diagramas de esfuerzos cortantes y flectores de la viga que se muestran a continuación:

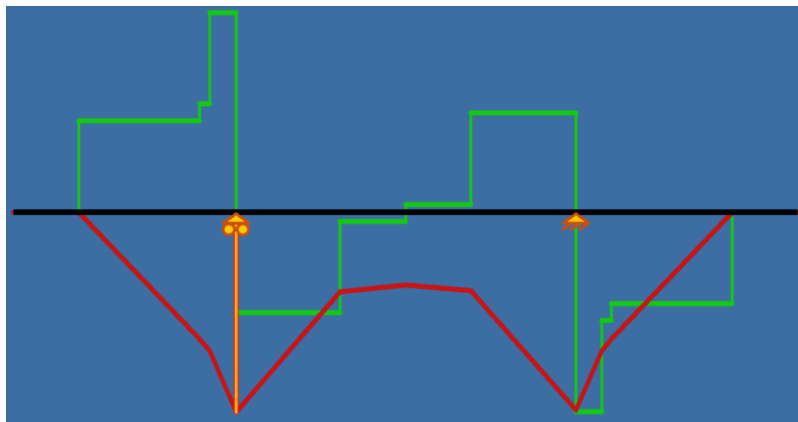


Ilustración 169 - Diagrama de Momento Flector y Esfuerzos de Corte.

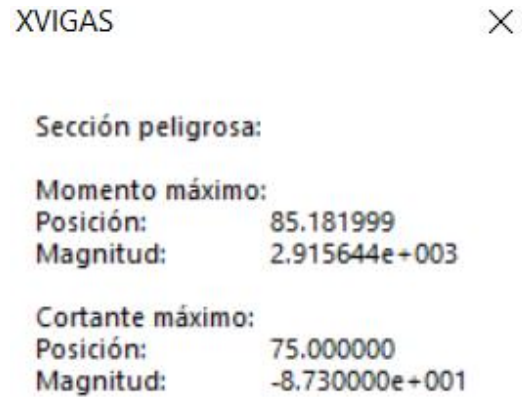


Ilustración 170 - Sección peligrosa viga laterales XVigas.

En rojo diagrama de momento flector y en verde los esfuerzos cortantes.

El valor máximo del diagrama de momento flector fue:

$$M = 2915,64 \text{ kg} * \text{cm}$$

A 851,8 mm del inicio de viga, es decir, sobre el apoyo en A.

Por otra parte, el corte máximo se encuentra a 75 cm, es decir donde se acoplan las cargas de bolsas y barandas laterales y posee un valor de 87,3 kg.

Para determinar las tensiones se realiza el cálculo del momento de inercia de la viga. Se considera el eje X en dirección horizontal y coincidente con el centro geométrico de la figura.

$$I_x = \frac{B * H^3}{12} + 2 * \left[\frac{b * h^3}{12} + (b * h * d^2) \right]$$

$$I_x = \frac{0,4 * 18^3}{12} + 2 * \left[\frac{(2,5 - 0,4) * 0,4^3}{12} + ((2,5 - 0,4) * 0,4 * \left(\frac{18}{2} - \frac{0,4}{2}\right)^2) \right]$$

$$I_x = \frac{0,4 * 18^3}{12} + 2 * \left[\frac{2,1 * 0,4^3}{12} + (2,1 * 0,4 * 8,8^2) \right]$$

$$I_x = 194,4 + 2 * [0,0112 + 65]$$

$$I_x = 324,42 \text{ cm}^4$$

Siendo la fibra más alejada igual a c= 9 cm se procede a determinar las tensiones debidas a la flexión siendo:

$$S = \frac{M}{I_x} * c$$

$$S = \frac{2915,64 \text{ kg} * \text{cm}}{324,42 \text{ cm}^4} * 9 \text{ cm}$$

$$S = 80,88 \text{ kg/cm}^2$$

Dado que la resistencia del material de esta viga es $S_y = 4280 \text{ kg/cm}^2$ no es necesario determinar N.

Esta viga está sobredimensionada por diferentes motivos, el principal, por diseño ya que esta debe brindar espacios suficientes para colocar lo componentes correspondientes (tambores, ejes, placas de tensado, rodillos de retorno, sistema de elevación, etc.) y en segundo lugar la estabilidad del equipo, no se admite que este componente se deforme en absoluto y sea capaz de soportar golpes y malos tratos, agregando además, a que debe ser capaz de absorber la mayor cantidad de vibraciones posibles, evitando de esta manera fallos de operación durante el funcionamiento, como puede ser por ejemplo, es desalineado de la banda.

El cálculo anterior se efectuó tomando como apoyos el sistema de movilidad. Este equipo también funcionará apoyado sobre el sistema de elevación, para el cual no se procede a calcular la flexión generada con la luz que estos apoyos poseen. Esto se debe a la escasa diferencia que existe entre la luz de los apoyos de cada uno de los sistemas y en consecuencia a los resultados obtenidos no se considera necesario.

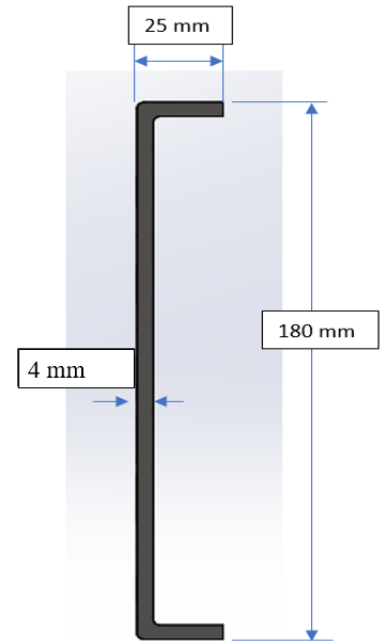


Ilustración 171 - Sección Vigas laterales.

4.3.8.1. Verificación Vigas Laterales.

La verificación de la resistencia de la viga lateral se realiza mediante la utilización del programa SolidWorks Simulation.

Cada viga, soporta solo la mitad de la carga producidas por las bolsas, pero, como se mencionó antes, se considera que todo el peso recae solo sobre una de ellas, con el fin de conseguir una gran robustez estructural y obtener así, el mínimo de deformaciones y poder absorber vibraciones durante el funcionamiento del equipo, condición que se requiere para que no solo haya un buen trabajo, sino que también, evitar que se aflojen componentes, que las bolsas se trasladen sin alteraciones mitigando riesgos de caída y pérdida de material, ya que estas, como se explicó, se transportan abiertas y finalmente, algo muy importante, evitar desvíos de la banda que pueda producir su mal funcionamiento y rápido deterioro.

Las fuerzas y las restricciones de movimiento de la viga se colocan como se observan en las siguientes imágenes, estas se ubicaron donde iría soldado la pieza que vincula al sistema de elevación. En las siguientes imágenes también se pueden notar las tensiones, factor de seguridad y deformaciones generadas.

Tensiones.

En cuanto a las tensiones de Von Mises generadas en la viga puede verse donde se produce la máxima tensión en la chapa, cercana a la posición donde se suelda la pieza que vincula el sistema de elevación y que posee un valor de 239 kg/cm^2 , inferior a la resistencia de fluencia del acero.

En el resultado de la tensión puede verse que es mayor a la anteriormente calculada, por lo que es necesario tener en cuenta que la tensión determinada mediante Solidworks corresponde a

tensiones que se generan en secciones muy pequeñas mientras que la calculada representa una tensión en la fibra más alejada del perfil, sin tener en cuenta concentradores de tensiones y demás factores que afectan a la distribución de los esfuerzos. Además, dado un modelo mallado con un conjunto de restricciones de desplazamiento y cargas, el programa de análisis estático lineal procede a construir y resolver un sistema de ecuaciones simultáneas lineales de equilibrio de elementos finitos para calcular los componentes del desplazamiento en cada nodo. Luego, el programa utiliza los resultados del desplazamiento para calcular los componentes de la deformación unitaria y finalmente, utiliza los resultados de la deformación unitaria y de las relaciones tensión-deformación unitaria para calcular las tensiones. Mecanismo de cálculo muy distinto al utilizado.

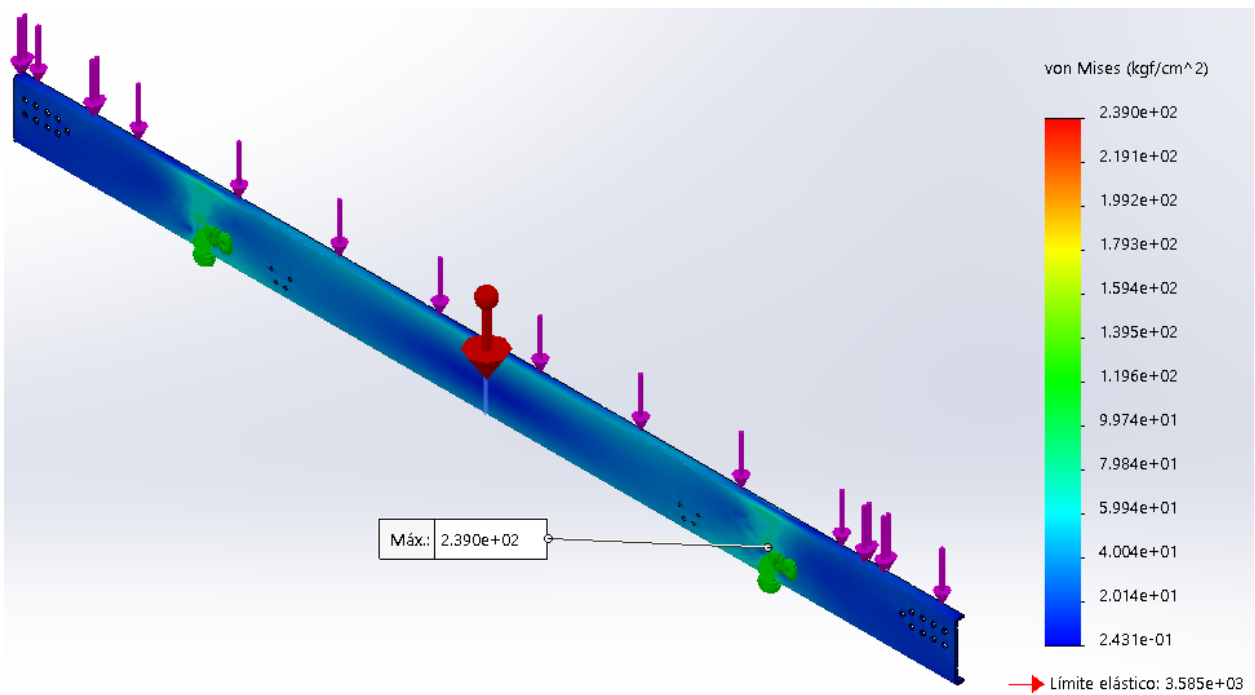


Ilustración 172 – Simulación Viga Lateral - Tensiones.

En función de los esfuerzos a los cuales está sometida, el valor mínimo de factor de seguridad es $N=17,9$, valor elevado que se considera adecuado ya que cumple con lo planteado anteriormente.

Deformaciones.

En cuanto a las deformaciones generadas en la viga puede verse que el máximo valor producido es poco menos de medio milímetro, siendo exactamente 0,4067 mm, valor que se considera aceptable.

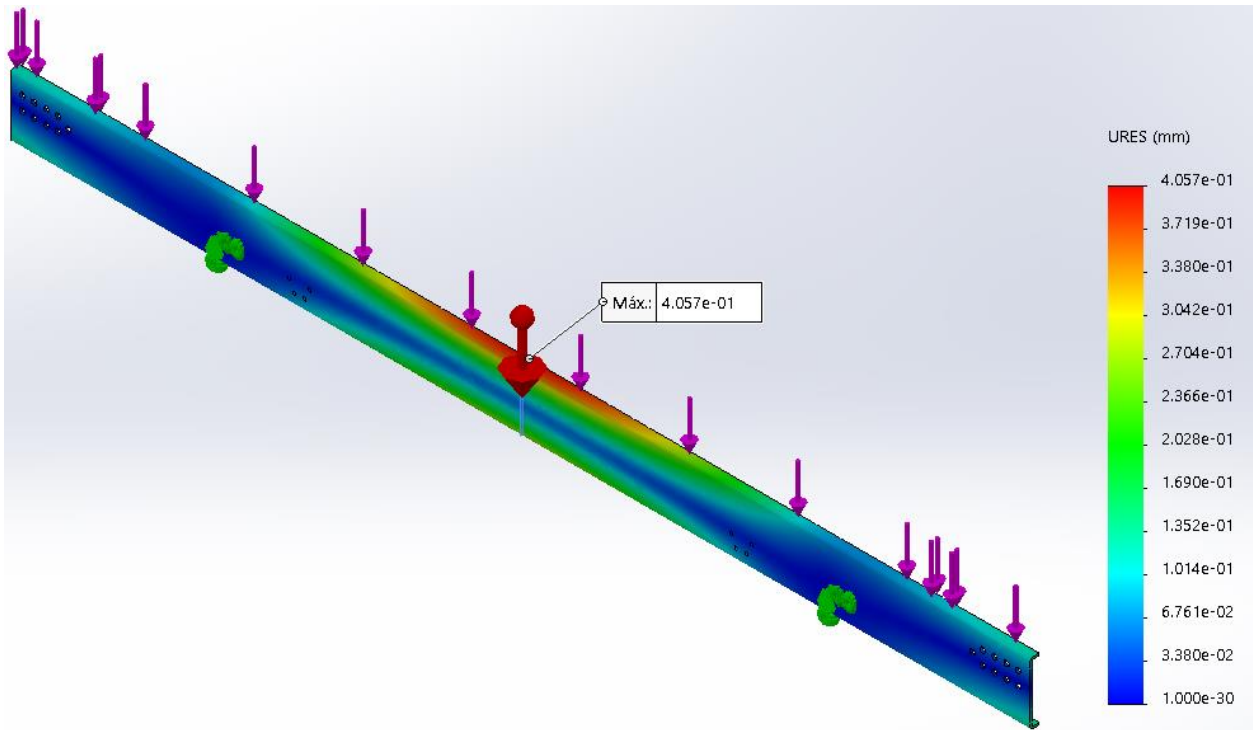


Ilustración 173 - Simulación Viga Lateral - Deformaciones.

4.3.9. SISTEMA DE MOVILIDAD DEL EQUIPO.

Por SolidWorks se aproxima el peso del equipo colocando materiales de las características correspondientes a los implementados y arroja un peso total de 150 kg y se tiene en cuenta el peso de 6 bolsas de 40 kg por lo que el peso total se considera para la selección de ruedas de 390 kg.

Este equipo cuenta con 4 ruedas distribuidas de manera uniforme por lo que esta magnitud se divide por 4, llegando a necesitar que cada rueda soporte un peso de 97,5 kg. El diámetro seleccionado por diseño es de 75mm.

Se procede a seleccionar las ruedas del equipo.

KRO | Ruedas guía para máxima carga

Materiales

Bandaje: Poliuretanos de colada de alta calidad VULKOLLAN® y MACLATAN®.

Núcleo: Acero o aluminio con mecanizado del asiento del cojinete.

Cojinetes a bolas.

Dureza, Gama y Cargas

Dureza: 94° ShA

Ø 30 hasta 180 mm.

40 hasta 550 kgs.

Características

- Gran capacidad de carga
- Extrema resistencia al desgaste.
- Amortiguación elástica, máxima suavidad.
- No deja huellas.
- La carga indicada está calculada para una velocidad de 6km/h. con movimiento rectilíneo.

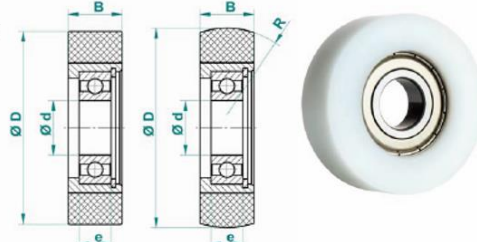


Ilustración 174 - Características de la rueda seleccionada.

ØD	Ød	B	e	R	Cojinete	Carga (kg)	Observ.	Código	Stock
70	25	25	15		6205	2RS	200	anillo seg. VULKOLLAN	ARO E015
75	12	30	12		6301	ZZ	150	anillo seg. MACLATAN	KRO 7502
75	17	20	12		6203	2RS	160	anillo seg. VULKOLLAN	ARO E016
75	20	24	14		6204	ZZ	120	aluminio anillo MACLATAN	KRO E030 SI
75	20	24	14		6204	2RS	120	aluminio anillo MACLATAN	KRO E031 SI
75	20	40	14		6204	2RS	190	2 cojinetes MACLATAN	KRO 7503
80	17	25	12		6203	ZZ	135	anillo seg. MACLATAN	KRO 8001 SI

Ilustración 175 - Catálogo de ruedas industriales.

Las ruedas seleccionadas cuentan con un armazón que las contiene y su vez posee un freno por bloqueo mecánico.



Ilustración 176 - Rueda seleccionada para el transportador.

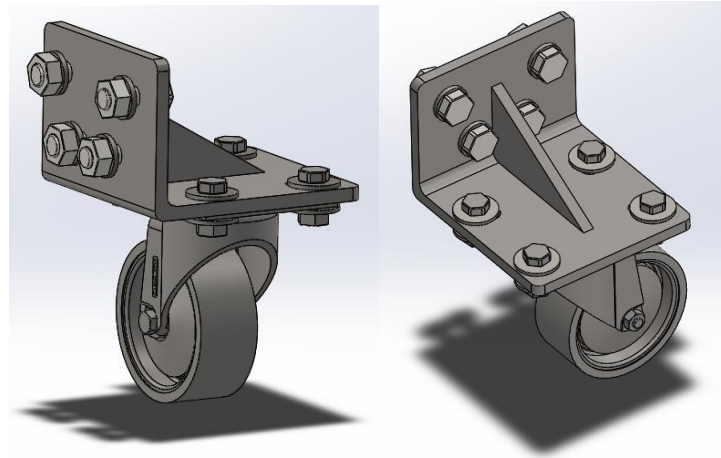


Ilustración 177 - Diseño de unión de ruedas a la cinta transportadora.

Estas ruedas se montan a través de cuatro bulones de métrica 8mm en una chapa de ¼” plegada que contiene un nervio soldado que sirve de refuerzo. Este pequeño ensamblaje, se adosa a la cinta transportadora mediante otros cuatro bulones métrica 10mm. Este componente se puede ver en las imágenes de abajo.

4.3.10. SISTEMA DE ELEVACIÓN.

El sistema de elevación es el encargado de sostener y regular la altura de la cinta transportadora según la necesidad del operario o procesos productivos. El transportador cuenta con dos equipos iguales, donde cada uno se instalará y encargará de comandar cada extremo.

Los cambios de altura de cada componente se realizan mediante el giro una rueda de maniobra que posee una palanca, la misma está vinculada a un tornillo sin fin que cierra o abre unos juegos de bielas que concluyen en una elevación o descenso del transportador.

4.3.10.1. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE SISTEMA DE ELEVACIÓN.

Para poder comprobar que las dimensiones de los elementos que componen el sistema de elevación de la cinta transportadora son los necesarios como para resistir los esfuerzos a los cuales va a ser sometido, es necesario realizar un análisis de como estas fuerzas se transmiten a través de los componentes.

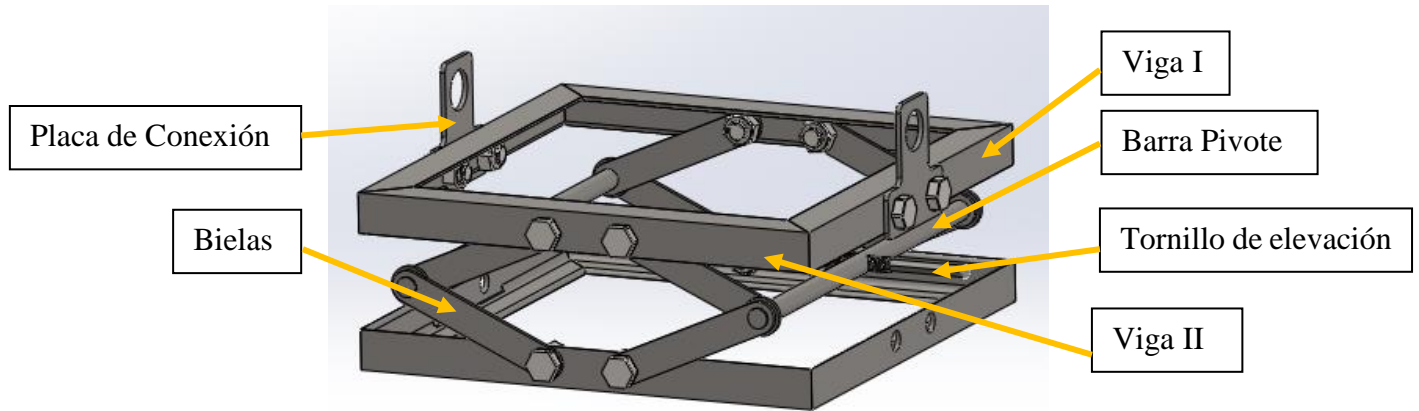


Ilustración 178 - Sistema de elevación.

La regulación de la altura de la cinta transportadora y su soporte se realiza mediante dos estructuras como las mostradas en la imagen anterior, por lo tanto, el peso de la máquina junto con las 6 bolsas de semillas que se determina que pueden viajar por la cinta al mismo tiempo serán las cargas a las cuales estarán sometidas las dos estructuras.

El peso de la cinta transportadora, determinado mediante el programa de SolidWorks es de aproximadamente 150 kg y se vio anteriormente que las 6 bolsas de semillas de 40 kg suman un total de 240 kg, entonces, el peso total que recae sobre el sistema de elevación es de:

$$P = 390 \text{ kg}$$

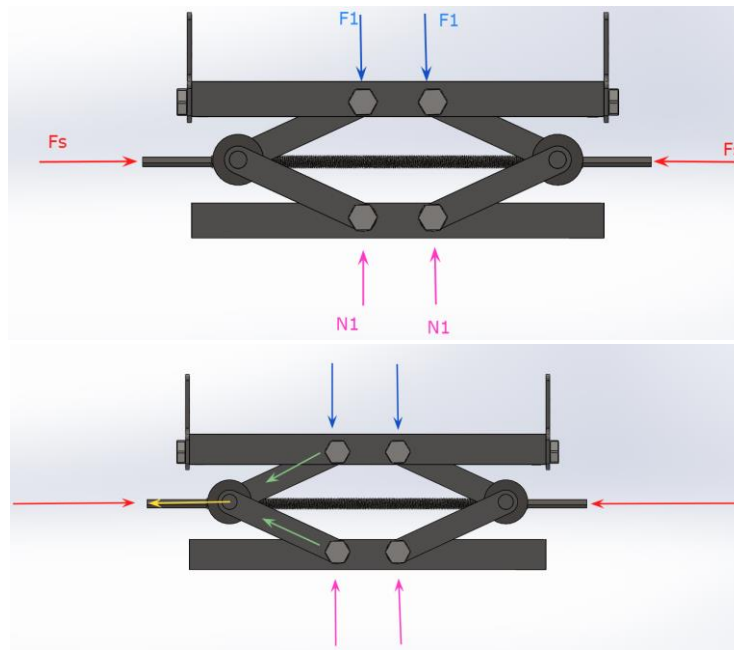


Ilustración 179 - Cargas y Transmisión de cargas entre los elementos del sistema de elevación.

4.3.10.1.1. BULÓN DE CONEXIÓN

El sistema de elevación está compuesto por dos elevadores, conectados a la cinta transportadora mediante dos bulones 1" (25,4 mm) de grado SAE 8.

Para determinar la carga de corte sobre el bulón, se debe dividir los 390 kg entre las dos estructuras y entre los dos pernos que conectan cada estructura a la cinta, por lo tanto:

$$F = \frac{390 \text{ kg}}{4} = 97,5 \text{ kg}$$

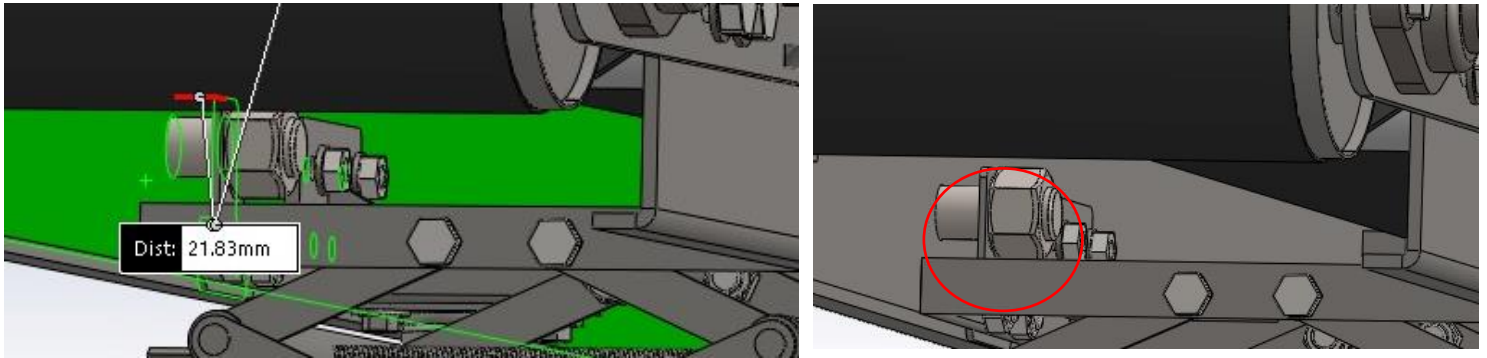


Ilustración 180 – Perno de Conexión.

El material del perno posee una resistencia S_p (carga de prueba) de 8440 kg/cm^2 , por lo que la resistencia a corte es:

$$S_{ys} = 0,6 * 8440 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 5064 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El esfuerzo sobre el bulón de 25,4 mm de diámetro cuya área de esfuerzo A_s es de $4,227 \text{ cm}^2$ es:

$$S = \frac{F}{4,227}$$

$$S = \frac{97,5 \text{ kg}}{4,227 \text{ cm}^2}$$

$$S = 23 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

De esta manera el factor de seguridad con el cual estar sobredimensionado el perno es.

$$N = \frac{S_{ys}}{S} = \frac{5064 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{23 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$N = 220$$

Este es un valor lo suficientemente grande como para poder resistir posibles vibraciones de la máquina y sobreesfuerzos que pueden llegar a generarse.

4.3.10.1.2. PLACA DE CONEXIÓN.

El siguiente elemento por el cual el esfuerzo es transmitido es por una placa de espesor 3 mm y material MLC 420, cuya resistencia a la fluencia es $S_y = 4280 \text{ kg/cm}^2$

El perno de conexión le transmite el esfuerzo a la placa que está fijada en la estructura del sistema de elevación mediante dos tornillos de $\frac{1}{2}$ " (12,7 mm) como se ve a continuación.

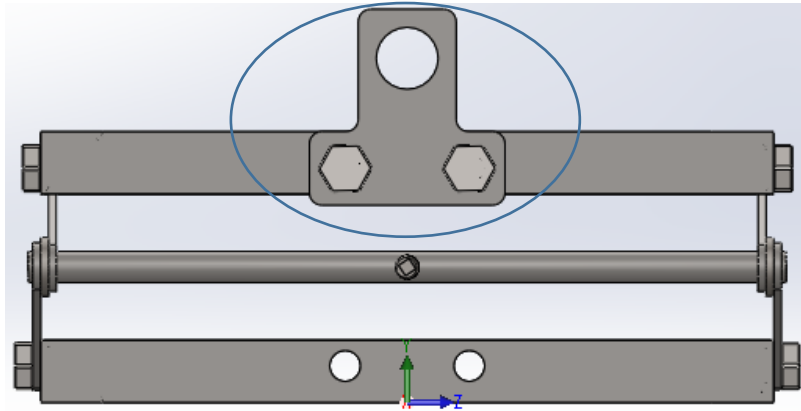


Ilustración 181 - Ubicación de la placa de conexión en el Sistema de Elevación.

Esta placa, debido a las fuerzas a la que es sometida, se comprobará su resistencia al desgarramiento y al aplastamiento.

COMPROBACIÓN AL APLASTAMIENTO.

Se determina la resistencia al aplastamiento de la placa, tanto en el perno de 25,4 mm como en los tornillos de 12,7 mm.

El área de resistencia en el caso del perno es de:

$$A_{ap} = D_p * e$$

$$A_{ap} = 2,54 \text{ cm} * 0,3 \text{ cm}$$

$$A_{ap} = 0,762 \text{ cm}^2$$

Mientras que en el caso del tornillo de 12,7 mm de diámetro el área de resistencia es de:

$$A_{at} = D_t * e$$

$$A_{at} = 1,27 \text{ cm} * 0,3 \text{ cm}$$

$$A_{at} = 0,381 \text{ cm}^2$$

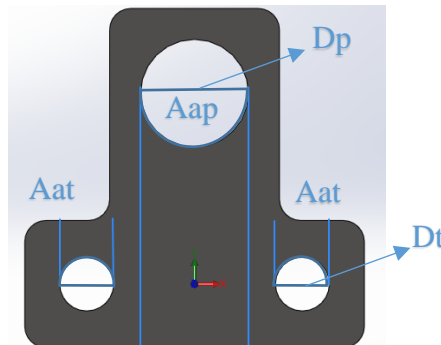


Ilustración 182 - Líneas de que limitan el área de Aplastamiento.

Donde:

- D_p : diámetro del perno.
- D_t : diámetro tornillo.
- A_{ap} : área aplastamiento perno.
- A_{at} : área aplastamiento tornillo.
- e : espesor.

En el caso del perno, la fuerza que solicita al área resistente es de 97,5 kg, visto con anterioridad, mientras que en el caso de los tornillos es la mitad del valor anterior, es decir, 48,75 kg debido a que la fuerza se divide entre los dos tornillos. Por lo tanto, la tensión de aplastamiento en el área del perno (S_{pa}) es como en el de los tornillos (S_{ta}).

$$S_{pa} = \frac{F_p}{A_{ap}}$$

$$S_{pa} = \frac{97,5 \text{ kg}}{0,762 \text{ cm}^2}$$

$$S_{pa} = 128 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

En el caso del tornillo.

$$S_{ta} = \frac{F_t}{A_{at}}$$

$$S_{ta} = \frac{48,75 \text{ kg}}{0,381 \text{ cm}^2}$$

$$S_{ta} = 128 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

En ambos casos las tensiones generadas son muy inferior a la resistencia a la fluencia de la placa y esta está sobredimensionada con un factor de seguridad de:

$$N = \frac{4280}{128} = 33,4$$

COMPROBACIÓN AL DESGARRAMIENTO.

Se determina la resistencia al desgarramiento de la placa, tanto en el perno de 25,4 mm como en los tornillos de 12,7 mm. En este caso el área resistente al desgarramiento en la pieza esta compuesta por una chapa espesor de 3mm.

El área de resistencia en el caso del perno es de:

$$A_{dp} = 2 * L_p * e$$

$$A_{dp} = 2 * 6 \text{ cm} * 0,3 \text{ cm}$$

$$A_{dp} = 3,6 \text{ cm}^2$$

Mientras que en el caso del tornillo de 12,7 mm de diámetro el área de resistencia es de:

$$A_{dt} = 2 * L_t * e$$

$$A_{dt} = 2 * 1,5 \text{ cm} * 0,3 \text{ cm}$$

$$A_{dt} = 0,9 \text{ cm}^2$$

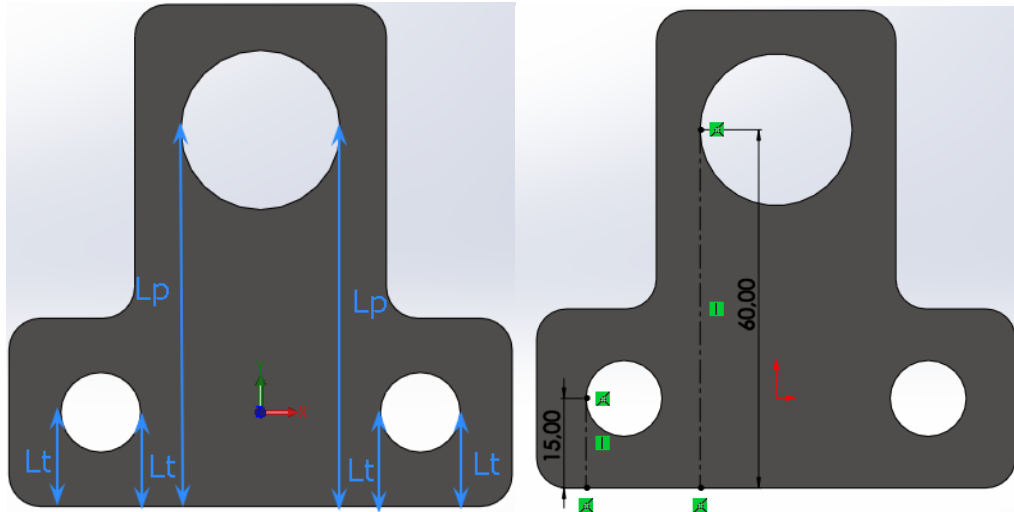


Ilustración 183 - Medidas de líneas de Desgarro.

Donde:

- L_p : longitud de desgarro en perno.
- Ad_p : área de desgarro en el perno.
- L_t : longitud de desgarro en tornillo.
- Ad_t : área de desgarro en tornillo.
- e : espesor.

Al igual que en la comprobación de aplastamiento, en este caso las fuerzas que solicitan las áreas son iguales.

Por lo tanto las tensiones de desgarramiento generada son:

$$S_{pd} = \frac{F_p}{Ad_p}$$

$$S_{pd} = \frac{97,5 \text{ kg}}{3,6 \text{ cm}^2}$$

$$S_{pd} = 27 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

En el caso del tornillo.

$$S_{ta} = \frac{F_t}{Ad_t}$$

$$S_{ta} = \frac{48,75 \text{ kg}}{0,9 \text{ cm}^2}$$

$$S_{ta} = 54,16 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Al igual que en la comprobación por aplastamiento, esta también resistirá al desgarramiento debido a que las tensiones generadas son mucho menores a la resistencia al corte de la placa ($S_{ys} = 0,6 \times S_y$, donde $S_y = 4280 \text{ kg/cm}^2$). Se determina N para comprobar.

$$Npd = \frac{0,6 * 4280 \text{ kg/cm}^2}{27 \text{ kg/cm}^2}$$

$$Npd = 95$$

y

$$Nta = \frac{0,6 * 4280 \text{ kg/cm}^2}{54,16 \text{ kg/cm}^2}$$

$$Nta = 47,41$$

Sobredimensionadas con un factor de seguridad $N=95$ en el caso del perno y con un factor $N=47,41$ en el caso de los tornillos.

4.3.10.1.3. VIGA I

La viga está constituida por un perfil L de 25,4 lado mm por 3mm de espesor y 300 mm de longitud, la misma se supone empotrada en la unión por soldadura en sus extremos y deberá resistir las cargas transmitidas por los bulones.

Como la placa calculada anteriormente no se encuentra sobre el centro geométrico de la viga, la carga transmitida generará una torsión. Esta excentricidad de 10,475 mm está compuesta por la $Xg = 7,3\text{mm}$ (distancia de la cara del ángulo al centro geométrico) más el espesor de la placa de 3mm.

Como este valor es muy pequeño, esta torsión no se tendrá en cuenta en el cálculo.

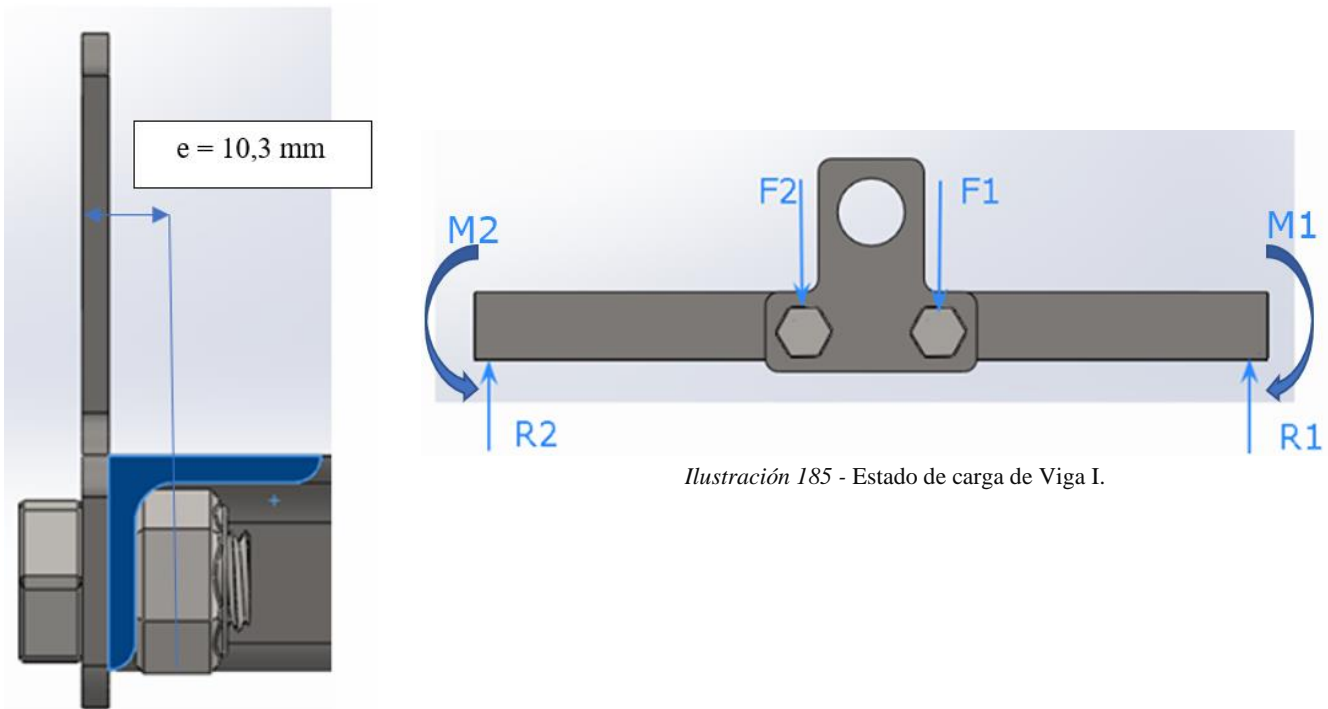


Ilustración 184 - Unión de placa de conexión a la Viga I.

Ilustración 185 - Estado de carga de Viga I.

Se prosigue calculando los esfuerzos.

Para continuar con el procedimiento, interesan los esfuerzos en los extremos, que serán los que se transmitirán a la Viga II y el máximo momento flector, por lo que se determina ambos.

Para una viga doblemente empotrada con dos cargas puntuales se determina como sigue:

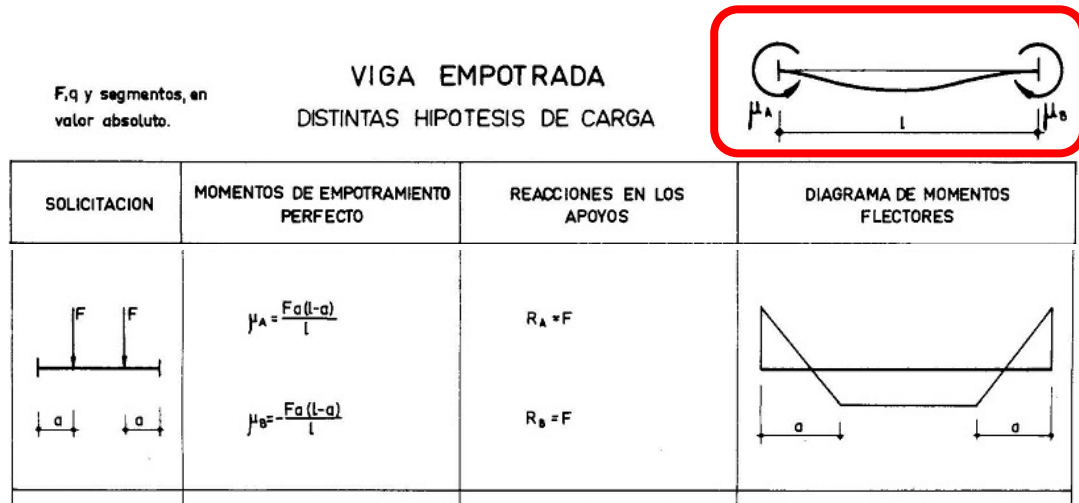


Ilustración 186 - Tabla de Momento Flectores y diagramas según su estado de carga.

Entonces, se comprueba que:

$$R1 = R2 = F1 = F2$$

Siendo como antes calculado

$$F1 = 48,75 \text{ kg}$$

El momento flector en el empotramiento es

$$M = F * a * \frac{(l - a)}{l}$$

Donde a= 125 mm

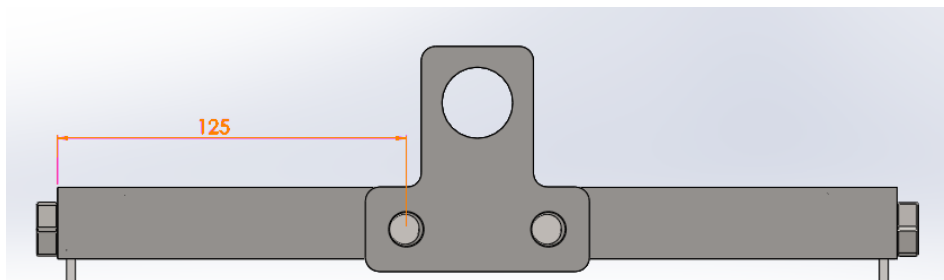


Ilustración 187 - Distancia donde se calcula Momento Flector.

$$M = 48,75 \text{ kg} * 12,5 \text{ cm} * \frac{(30 \text{ cm} - 12,5 \text{ cm})}{30 \text{ cm}}$$

$$M = 355,47 \text{ kg} * \text{cm}$$

Se verifica si el perfil de 1x1/8" resiste el esfuerzo de flexión.

$$S = \frac{M}{I} * c$$

$$S = \frac{355,47 \text{ kg} * \text{cm}}{0,84 \text{ cm}^4} * 1,81 \text{ cm}$$

$$S = 765,95 \text{ kg/cm}^2$$

Comparado con la resistencia a la fluencia del acero F-24 de $S_y = 2447 \text{ kg/cm}^2$, se determina N, coeficiente de seguridad de la viga.

$$N = \frac{2447 \text{ kg/cm}^2}{765,95 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N = 3,2$$

Se determina que la viga verifica.

4.3.10.1.4. VIGA II

En este caso, la transmisión de esfuerzo se realiza a las bielas, que actúan de apoyos en dirección de su eje, ya que estas pueden pivotar en sus vinculaciones, es por ello por lo que las reacciones R_1 y R_2 actúan con un ángulo respecto a la Viga II, siendo la componente vertical de cada una de ellas igual a F_1 y F_2 respectivamente.

$$F_1 = F_2 = R_{1y} = R_{2y}$$

Y, por otra parte, R_{1x} y R_{2x} serán iguales y de sentido opuesto, es decir:

$$R_{1x} = R_{2x}$$

El ángulo indicado en la imagen siguiente interesa para determinar los máximos esfuerzos, ya que, en esta condición, es cuanto mayor es la componente horizontal, y, por ende, cada reacción.

Siendo entonces:

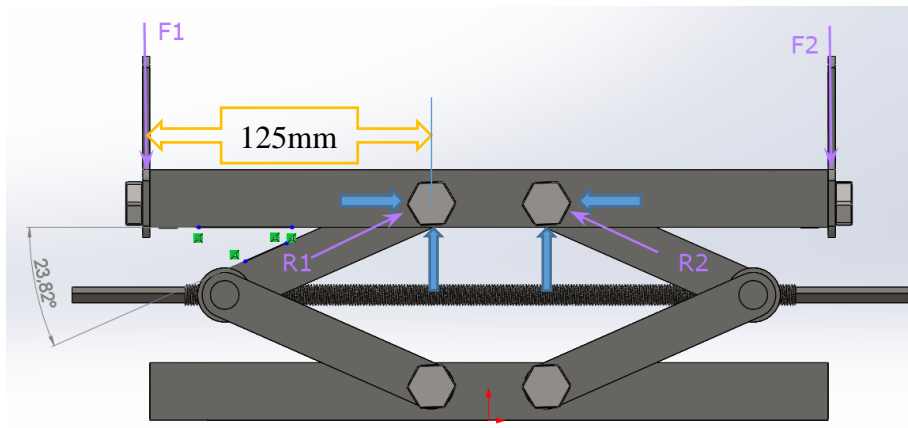


Ilustración 188 - Transmision de esfuerzos de Viga II a Bielas.

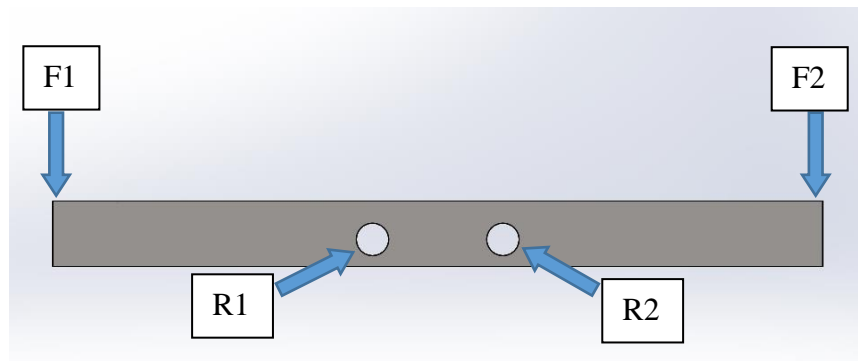


Ilustración 189 - Diagrama de cuerpo libre Viga II.

$$R1y = F1$$

$$R1y = R1 * \text{sen}(23,82^\circ)$$

$$F1 = 48,75 \text{ kg}$$

$$R1 = \frac{48,75 \text{ kg}}{\text{sen}(23,82^\circ)}$$

$$R1 = 120,71 \text{ kg}$$

Y

$$R1x = R1 * \cos(23,82^\circ)$$

$$R1x = 120,71 * \cos(23,82^\circ)$$

$$R1x = 110,42 \text{ kg}$$

Siguiendo los mismos pasos para determinar R2, R2x y R2y se llega a que:

$$R2 = 120,71 \text{ kg}$$

$$R2x = -110,42 \text{ kg}$$

$$R2y = 48,75 \text{ kg}$$

El signo negativo indica que la reacción va dirigida a la izquierda.

Para el cálculo de máximo momento flector, se considera cualquiera de los dos generados en los bulones:

$$M = F1 * l$$

Siendo $l = 125 \text{ mm}$ igual que antes

$$M = 48,75 \text{ kg} * 12,5 \text{ cm}$$

$$M = 609,4 \text{ kg} * \text{cm}$$

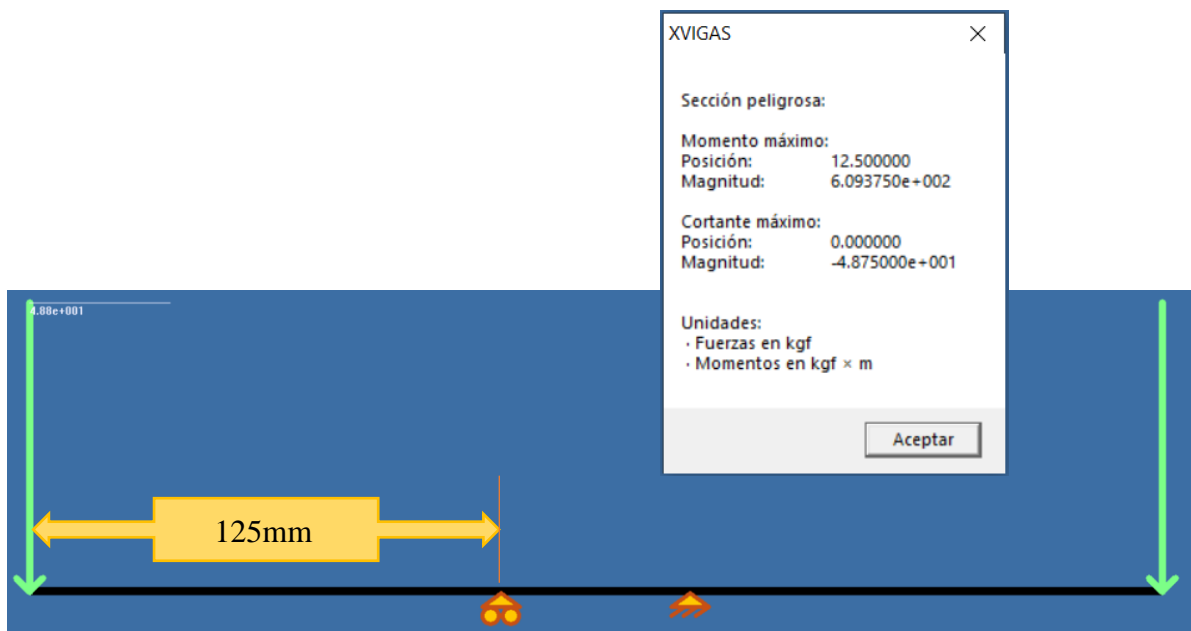


Ilustración 190 - Estado de carga Viga II.

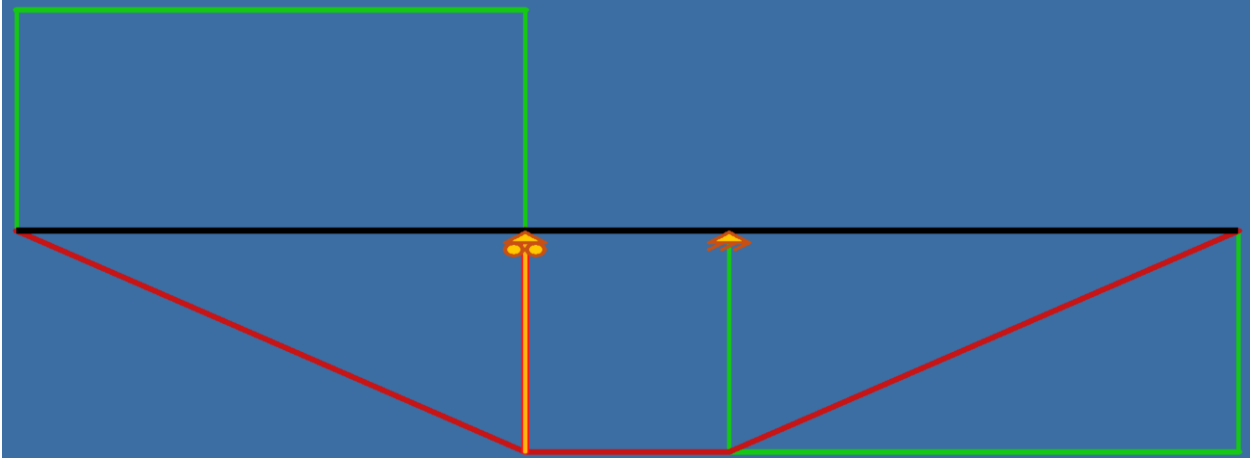


Ilustración 191 - Diagrama Momento Flector (Rojo) - Diagrama de Esfuerzos Cortantes (Verde).

Y a su vez se tiene una carga axial

$$R1x = 110,42 \text{ kg}$$

Recurriendo a la ecuación de esfuerzo combinado, esfuerzo axial y esfuerzo flexor, se tiene que:

$$Se = \pm \frac{M}{I} * c + \frac{R1x}{A}$$

Siendo A el área de la sección y el resto términos usuales.

$$Se = \pm \frac{609,4 \text{ kg} * \text{cm}}{0,84 \text{ cm}^4} * 1,81 \text{ cm} + \frac{110,42 \text{ kg}}{1,51 \text{ cm}^2}$$

$$Se = 1386,24 \text{ kg/cm}^2$$

Se tiene además una torsión, generada por el momento flector que trasmite la Viga I, el corte en la sección no se considera por ser una carga de baja magnitud.

$$Ses = \pm \frac{M}{J} * c$$

Siendo J, el momento polar de inercia

$$Ses = \pm \frac{M}{J} * c$$

$$J = 2 * I = 2 * 0,84 \text{ cm}^4 = 1,68 \text{ cm}^4$$

$$Ses = \frac{355,47 \text{ kg} * \text{cm}}{1,84 \text{ cm}^4} * 1,81 \text{ cm}$$

$$Ses = 349,67 \text{ kg/cm}^2$$

Se procede a determinar N, de la siguiente manera:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{Se}{Sy} \right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sys} \right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{1386,24 \text{ kg/cm}^2}{2447 \text{ kg/cm}^2} \right)^2 + \left(\frac{349,67 \text{ kg/cm}^2}{0,6 * 2447 \text{ kg/cm}^2} \right)^2$$

Entonces:

$$N = 1,62$$

Se considera que verifica.

4.3.10.1.5. VERIFICACIÓN DE BULONES A CORTE

La mayor fuerza que solicita el bulón es de 120,71 kg, correspondiente a la que se trasmite por las bielas. Siendo que se seleccionaron tornillos de SAE Grado 2 ($S_y = 4070 \text{ kg/cm}^2$) de $\frac{1}{2}$ " (12,7mm), el área de esfuerzo A_s es 0.9154 cm^2 .

$$S_s = \frac{120,71 \text{ kg}}{0.9154 \text{ cm}^2}$$

$$S_s = 131,86 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo que N es igual a:

$$N = \frac{0,6 * 4070 \text{ kg/cm}^2}{131,86 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N = 18,5$$

Por lo que resistirá.

4.3.10.1.6. VERIFICACIÓN DE BIELAS.

Las bielas están conformadas por chapas de 25,4 mm x 3 mm de sección de acero MLC 420 cuyo S_y tiene un valor de 4280 kg/cm^2 y tienen un largo de 100 mm entre agujeros. Estos últimos se ubican en sus extremos y son de 12,7 mm de diámetro donde en uno de ellos irá instalada la barra pivote.

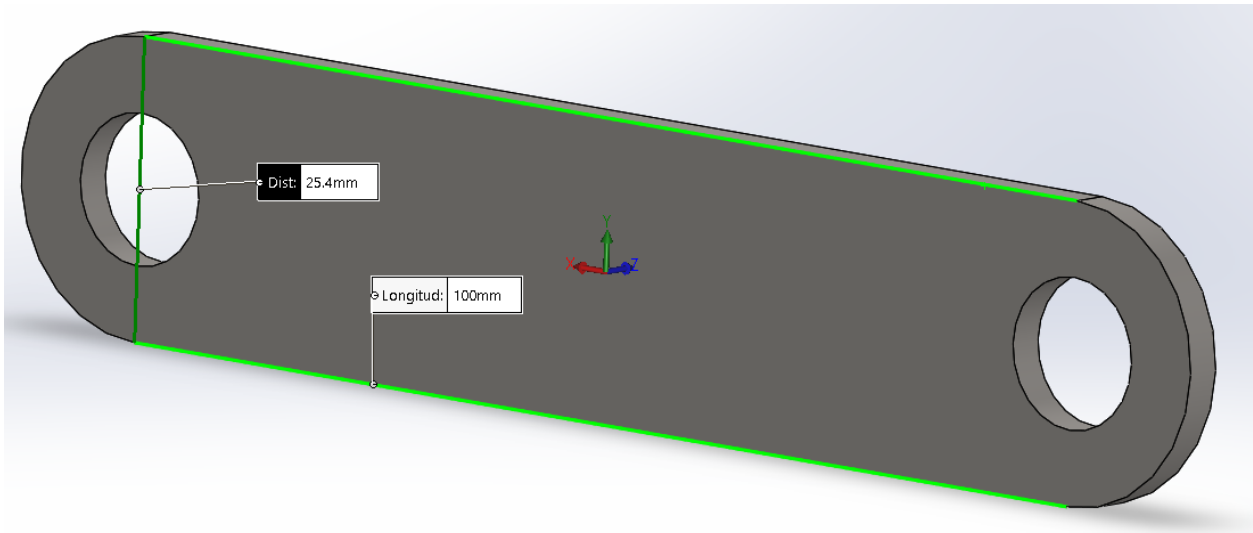


Ilustración 192 - Diseño de Biela.

Al igual que en el caso de tornillo, la máxima carga a la que se someten las bielas es de 120,71 kg. Las barras están sometidas a compresión por lo que se utiliza el esfuerzo por pandeo y la ecuación de Johnson donde:

$$F_c = S_y * A * \left[1 - \frac{S_y * \left(\frac{Le}{k} \right)^2}{4\pi * E} \right]$$

Donde:

- F_c es el máximo esfuerzo que puede soportar la biela.
- L_e , es su longitud equivalente, que por tratarse de dos extremos vinculados es igual a la longitud L de la biela.
- E , es el módulo de elasticidad, siendo para el acero $2,1 \times 10^9$.
- k , el radio de giro de la sección, al tratarse de una sección rectangular es igual a $0,0866 \text{ cm}^2$.



Ilustración 193 - Distancia entre centros de Biela.

$$F_c = 4280 \frac{kg}{cm^2} * 0,762 \text{ cm}^2 * \left[1 - \frac{4280 \frac{kg}{cm^2} * \left(\frac{10 \text{ cm}}{0,0866 \text{ cm}^2} \right)^2}{4\pi^2 * 2,1 * 10^9 \frac{kg}{cm^2}} \right]$$

$$F_c = 3259,11 \text{ kg}$$

Valor que es superior a los 120,71 kg a los que esta solicitada la biela.

4.3.10.1.7. VERIFICACIÓN DE BARRA DE PIVOTE.

La barra de pivote es la encargada de transferir los esfuerzos de la estructura al tornillo para poder producir la regulación de altura deseada, esta barra está diseñada de acero AISI 1045 estirado en frío ($S_y = 5976 \text{ kg/cm}^2$) de 25,4 mm con dos reducciones de 12,7 mm en sus extremos por una longitud de 15mm, el largo total de la barra es de 310 mm y un agujero en su parte media de 9,5 mm donde pasará el tornillo encargado de transmitir los movimientos.

Para determinar las tensiones en la misma, se buscan las cargas, siendo estas, F_1 y F_2 de 110,71 kg en cada extremo, producidas por las bielas a los lados y la resistencia, R_1 de 220,42 kg, generada por el tornillo en su parte central como se muestra en la imagen siguiente.

Cuando las bielas del sistema de elevación están en $23,82^\circ$ como se vio anteriormente en el cálculo de las bielas, es cuando el tornillo sin fin, encargado de regular la altura, debe de realizar la mayor fuerza para colocar a la cinta transportadora en la posición adecuada.

Por lo tanto, en esa posición será cuando más flexará la barra de pivote y donde ser generarán los mayores esfuerzos en esta.

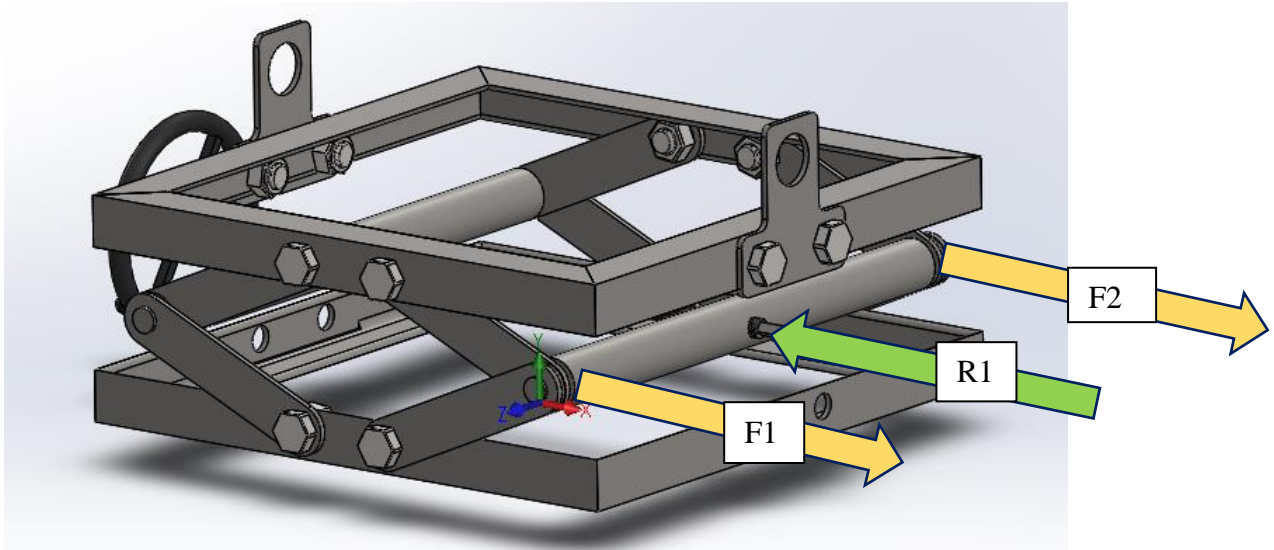


Ilustración 194 - Solicitación de Barra Pivote.

El máximo momento flector de la barra se dará en el centro de esta, por donde justamente posee un agujero por el cual pasa el tornillo sin fin, por lo tanto, es donde se verificará su resistencia.

Por medio de SolidWorks, se determina el momento de inercia en dicha sección central, donde se obtienen los siguientes resultados:

Momentos de inercia, del área, en el centro de gravedad: (milímetros ⁴)		
$L_{xx} = 18695.11$	$L_{xy} = 0.00$	$L_{xz} = 0.00$
$L_{yx} = 0.00$	$L_{yy} = 8346.64$	$L_{yz} = 0.00$
$L_{zx} = 0.00$	$L_{zy} = 0.00$	$L_{zz} = 27041.75$

Ilustración 195 - Momentos de Inercia de la sección calculados por SolidWorks.

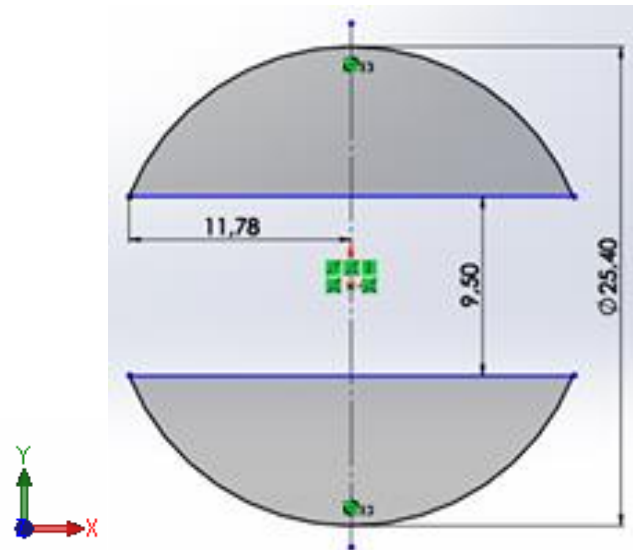


Ilustración 196 - Sección de Barra Pivote donde se encuentra el agujero para el tornillo sin fin.

Para el cálculo de momento flector entonces, se obtiene el siguiente diagrama de cuerpo libre:

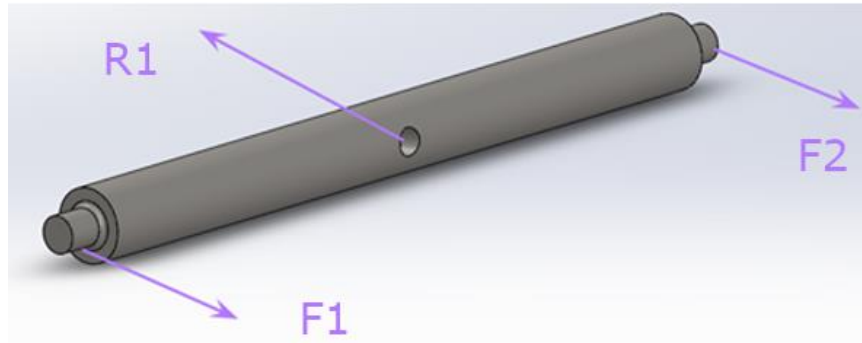


Ilustración 197 - Estado de carga de Barra Pivote.

Por lo que el momento flector máximo estará dado por:

$$M = F1 * L/2$$

El largo total de esta barra es 310 mm, siendo esta longitud la que se introduce en la ecuación anterior. F1 es la carga generada por la biela como ya se explicó, esta carga es de 110,71 kg.

$$M = 110,71 \text{ kg} * 15,5 \text{ cm}$$

$$M = 1716 \text{ kg} * \text{cm}$$

Por lo tanto, la tensión genera en la barra a mitad de su longitud será:

$$S = \frac{M}{I_{yy}} * c$$

Donde:

c, distancia a fibra más alejada se puede notar en la imagen anterior, es de 11,78 mm.

I, momento de inercia de la sección, calculado mediante SolidWorks.

$$S = \frac{1716 \text{ kg} * \text{cm}}{0,834664 \text{ cm}^4} * 1,178 \text{ cm}$$

$$S = 2421,8 \text{ kg/cm}^2$$

Se determina el valor de N, para conocer si es aceptable el material y la dimensión propuesta

$$N = \frac{5976 \text{ kg/cm}^2}{2421,8 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N = 2,47$$

El valor de N obtenido se considera aceptable y se concluye que la pieza resistirá.

4.3.10.1.8. VERIFICACIÓN TORNILLO DE ELEVACIÓN.

Este tornillo es el encargado de elevar la cinta transportadora, mediante una rueda la cual el operario hará girar según desee. Este componente se realiza de acero AISI 1045 con el fin de tener buena resistencia al desgaste y de rosca cuadrada para tener la mejor eficiencia en la transmisión del movimiento. El diámetro seleccionado es de 9,5 mm (3/8"). En sus extremos, posee prolongaciones de sección cuadrada donde irá montada la rueda de maniobra, la cual, estará comandada por el operario. Esta rueda de maniobra es de fundición simple ASTM 20 y su manufactura proviene de una matriz.

El tornillo está sometido a tracción por una carga máxima de 221,42 kg y un esfuerzo de torsión que se determinará a continuación.

Par Necesario para girar un Tornillo

Con la siguiente ecuación se pretende calcular los torques y fuerzas necesarias para hacer girar el tornillo.

$$T = \frac{Q * Dm}{2} = \frac{W * Dm}{2} * tg(\beta + \lambda)$$

Donde:

β = Ángulo de rozamiento o fricción.

W = Peso o carga (axial).

Q = Fuerza a un radio de distancia.

Dm = Diámetro medio de la rosca.

λ = Ángulo de avance.

T = Torque necesario para hacer girar el tornillo.

El miembro de la derecha representa la resistencia de hacer friccionar la carga sobre los hilos del tornillo y el miembro donde se encuentra Q es el par que el operario debe realizar sobre el tornillo para que este gire. Como se mencionó, el operario debe girar una rueda, por lo que el radio de esta hará de palanca. Luego de esto la ecuación anterior queda como sigue:

$$T = \frac{Q * Dm}{2} = \frac{W * Dm}{2} * tg(\beta + \lambda) = F * r$$

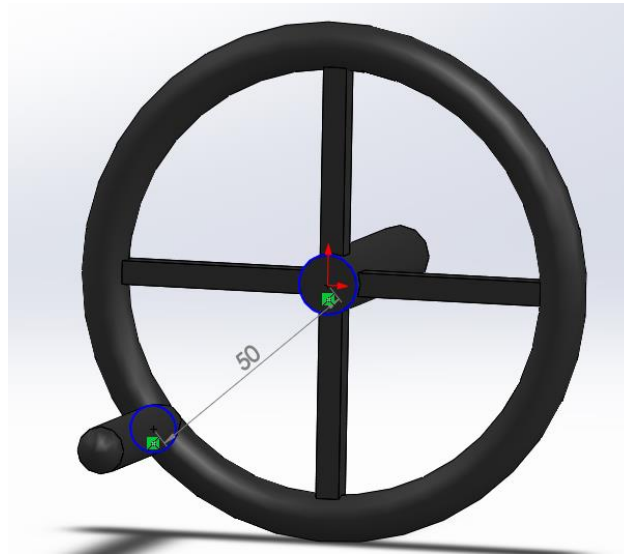
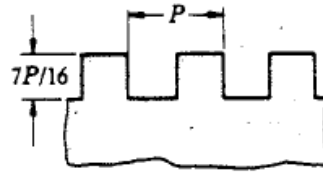


Ilustración 198 - Rueda de maniobra - Diámetro.

W , representa la carga axial que debe mover el tornillo, siendo esta de 221,42 kg.

Dm , diámetro medio del tornillo es 9,5 mm menos aproximadamente $7 * P / 32$, valor extraído de bibliografía Faires, donde $7 * P / 16$ es la altura del filete, siendo P el paso del tornillo. El paso seleccionado es de 8 hilos por pulgada, es decir, 3,175 mm.



(a) Rosca cuadrada

TAMAÑO		ROSCAS CUADRADAS				ROSCAS ACME				ROSCAS TRAPEZOIDALES (RECOMENDADO)
pulg	cm	Hilos por pulg	Diámetro menor		Hilos por pulg	Diámetro menor regular		Diámetro menor achatado		Hilos por pulg
			pulg	cm		pulg	cm	pulg	cm	
1/4	0,635	10	0,163	0,414	16	0,188	0,477	0,213	0,541	
3/4	0,793				14	0,241	0,612	0,270	0,685	
2/4	0,952	8	0,266	0,675	12	0,292	0,741	0,325	0,825	
1/16	1,111				12	0,354	0,899	0,388	0,985	

Ilustración 199 - Tabla de tornillo sin fin para diferentes tipos de roscas (Faires pág. 319).

Entonces, lo que se reduce radialmente para obtener el diámetro medio es la mitad de 7P/16, por lo que diametralmente es dos veces este valor, es decir:

$$D_m = D - \left(7 * \frac{P}{32} * 2\right)$$

$$D_m = 9,5 \text{ mm} - \frac{7 * 3,175 \text{ mm}}{16}$$

$$D_m = 8,11 \text{ mm}$$

Como se indica en bibliografía Faires, si la ejecución es dudosa, como en este caso, f (factor de fricción) se puede considerar 0,15, mientras que, si las roscas son lisas y bien lubricadas, se puede tomar tan bajo como 0,1 y alrededor de 0,125 para calidades promedio.

La relación de f es:

$$\begin{aligned} \text{tg}(\beta) &= f \\ \beta &= \text{arctg}(f) \\ \beta &= \text{arctg}(0,15) \\ \beta &= 8,53^\circ \end{aligned}$$

Para cumplir con la condición de irreversibilidad, es decir, que la carga no baje por sí sola y que se deba aplicar un torque para que el equipo descienda, se debe cumplir que λ sea menor que β. Para cumplir con esta condición, se propone

$$\lambda = 5^\circ$$

Siendo el avance entonces:

$$tg(\lambda) * \pi * Dm = Avance$$

$$tg(5^\circ) * \pi * 8,805 \text{ mm} = Avance$$

$$Avance = 2,42 \text{ mm}$$

Se prosigue a determinar el torque T y la fuerza F que deberá realizar el operario utilizando la ecuación escrita anteriormente.

$$T = \frac{W * Dm}{2} * tg(\beta + \lambda)$$

$$T = \frac{221,42 \text{ kg} * 0,811 \text{ cm}}{2} * tg(8,53^\circ + 5^\circ)$$

$$T = 21,605 \text{ kg} * \text{cm}$$

Se procede a determinar F necesaria para elevar el equipo.

$$T = F * r$$

$$F = T / r$$

$$F = \frac{21,605 \text{ kg} * \text{cm}}{5 \text{ cm}}$$

$$F = 4,321 \text{ kg}$$

De manera semejante, se prosigue a verificar la condición de irreversibilidad, y determinar que fuerza debe ser aplicada en la rueda por parte de la operación para hacer descender la carga.

Para determinar esto, se utiliza la siguiente ecuación:

$$T = \frac{W * Dm}{2} * tg(\beta - \lambda)$$

$$T = \frac{221,42 \text{ kg} * 0,811 \text{ cm}}{2} * tg(8,53^\circ - 5^\circ)$$

$$T = 5,54 \text{ kg} * \text{cm}$$

Como se puede observar, es necesario aplicar un torque para que el equipo baje. Si este Torque hubiese dado valores negativos, indica que la carga baja por si sola.

Se procede a determinar F necesaria para bajar el equipo.

$$T = F * r$$

$$F = T / r$$

$$F = \frac{5,54 \text{ kg} * \text{cm}}{5 \text{ cm}}$$

$$F = 1,11 \text{ kg}$$

Con el valor del Torque obtenido y la fuerza axial, se procede a determinar las tensiones sobre el tornillo.

El torque ejerce esfuerzos de corte y la fuerza axial una compresión, por lo que se trata de una combinación de esfuerzos.

Para la fuerza axial:

$$Se = \frac{R1}{A}$$

Por lo general, para tornillos se utiliza el área de esfuerzo A_s , para este caso se será más conservador y se utilizará el área menor del tornillo, siendo el diámetro de esta de 6,75 mm

$$Se = \frac{221,42 \text{ kg}}{0,3578 \text{ cm}^2}$$

$$Se = 618,76 \text{ kg/cm}^2$$

Para el esfuerzo cortante debido a la torsión de prosigue como sigue:

$$Ses = \frac{T}{W_o}$$

Siendo W_o , el módulo resistente al corte.

$$W_o = \frac{\pi D^3}{16} = 0,06 \text{ cm}^3$$

$$Ses = \frac{21,605 \text{ kg} * \text{cm}}{0,06 \text{ cm}^3}$$

$$Ses = 360,1 \text{ kg/cm}^2$$

Se procede a determinar N , de la siguiente manera:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{Se}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{Ses}{S_{ys}}\right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{618,76 \text{ kg/cm}^2}{4148 \text{ kg/cm}^2}\right)^2 + \left(\frac{360,1 \text{ kg/cm}^2}{0,6 * 4148 \text{ kg/cm}^2}\right)^2$$

$$N = 4,812$$

Valor que se considera apropiado para este componente.

4.3.11. BARANDAS LATERALES.

Estas barandas están dispuestas a un lado del equipo y su función es evitar la caída de las bolsas que son transportadas en el equipo, ya que estas se trasladan abiertas para su próximo proceso de sellado. Este componente, es un conjunto de cinco perfiles los cuales tres son verticales, cuya sección es de 25 x 25 x 2 mm y se vinculan mediante uniones por soldadura al canal C del transportador y otros dos horizontales de sección 60 x 40 x 2 mm que vinculan a los anteriores tres por uniones de soldadura. Todo el conjunto es de acero F-24.

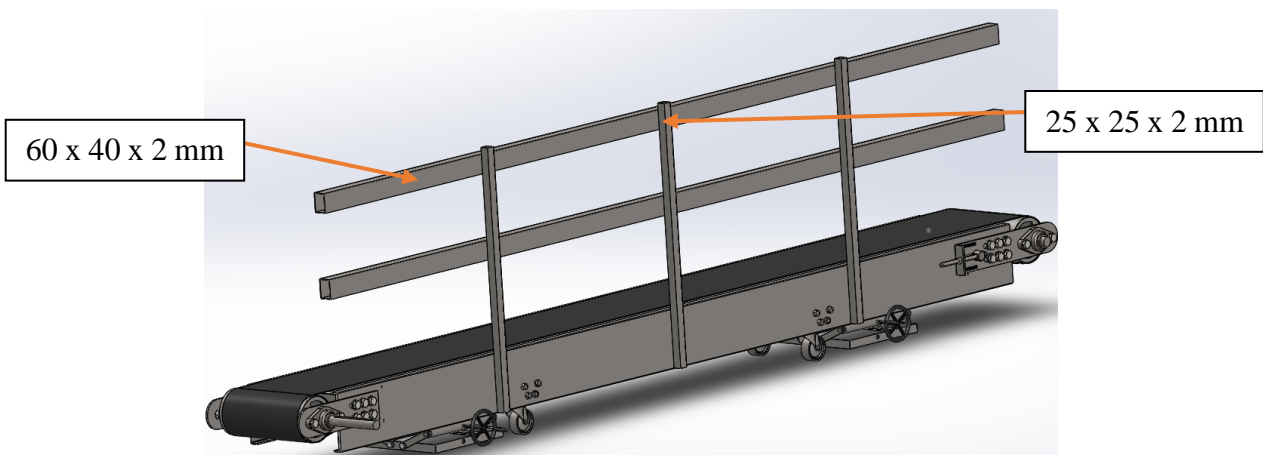


Ilustración 200 - Barandas.

DIMENSIÓN Size	ESPESOR Thickness e	RADIO Radius	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
A x B	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
25 x 25	0.80	1.20	0.599	0.774	0.757	0.605	0.989
	0.90	1.35	0.670	0.868	0.841	0.673	0.985
	1.10	1.65	0.809	1.052	1.003	0.803	0.977
	1.20	1.80	0.877	1.142	1.081	0.865	0.973
	1.60	2.40	1.141	1.498	1.373	1.098	0.958
	2.00	3.00	1.390	1.840	1.635	1.308	0.943

DIMENSIÓN Size		ESPESOR Thickness e	RADIO Radius	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
A	B	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
							X - X	Y - Y			
40.00	60.00	1.10	1.65	1.673	2.152	5.985	2.993	1.668	11.173	4.469	2.279
		1.20	1.80	1.819	2.342	6.484	3.242	1.664	12.121	4.848	2.275
		1.60	2.40	2.397	3.098	8.411	4.205	1.648	15.803	6.321	2.259
		2.00	3.00	2.960	3.840	10.227	5.114	1.632	19.315	7.726	2.243
40.00	60.00	2.50	3.75	3.645	4.750	12.349	6.174	1.612	23.474	9.390	2.223
		3.20	4.80	4.564	5.990	15.057	7.528	1.585	28.883	11.553	2.196
		4.00	6.00	5.562	7.360	17.801	8.900	1.555	34.505	13.802	2.165
		4.75	7.13	6.445	8.598	20.060	10.030	1.527	39.266	15.707	2.137

Ilustración 201 - Catálogo de tubos estructurales seleccionados.

4.3.12. CÁLCULO DE VUELCO DE CINTA TRANSPORTADORA.

Es necesario saber si durante la operación es posible que el equipo voltee lateralmente debido a la porción del peso de las bolsas que apoyan en la barandas del transportador. Para conocer esto, se determina el siguiente diagrama de cuerpo libre:

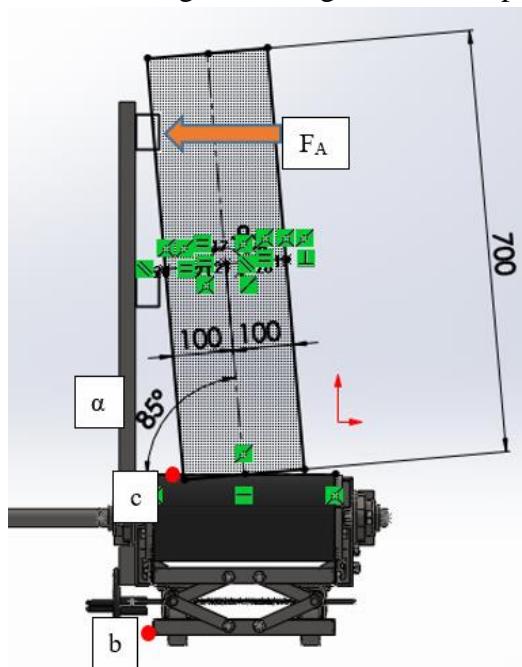


Ilustración 202 - Diagrama de carga de Cinta Transportador.

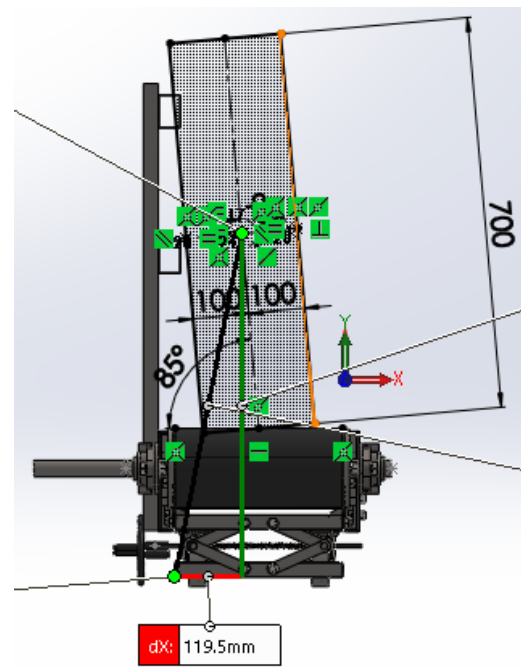


Ilustración 203 - Brazo de palanca de la carga del transportador.

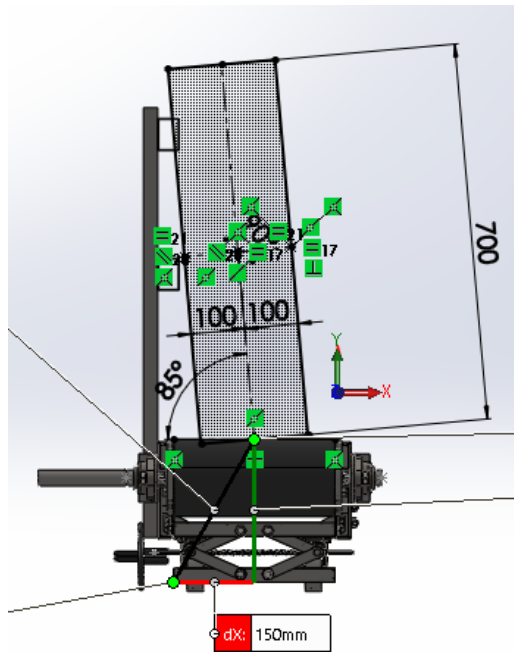


Ilustración 204 - Brazo de palanca del peso del transportador.

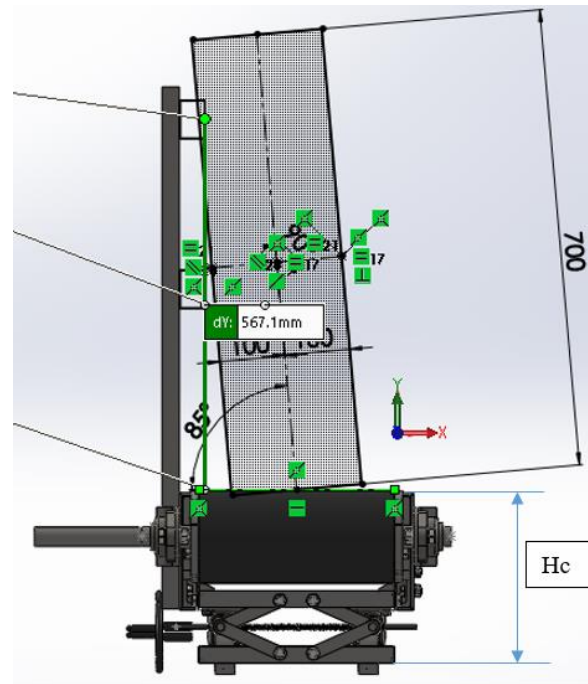


Ilustración 205 - Distancia desde la banda transportadora a donde se aplica la Fuerza FA.

Se considera el centro de masas en en la posición central del empaque y el peso de 6 bolsas, es decir 240 kg. En cuanto a las dimensiones de la bolsa, para determinarla, se utilizó la densidad más baja de los granulados para los cuales este sistema o conjunto de equipos fue diseñado, este es el maíz que posee 640 kg/m^3 de densidad. El motivo por el cual se utiliza la menor densidad es debido a que, siendo menos denso, se requerirá mayor volumen de contenido de grano para alcanzar el peso deseado, por lo que se hallará el máximo tamaño de bolsa requerido. Por otra parte, para los componentes mas densos, se requerirán bolsas mas pequeñas o la bolsa se llenará menos, disminuyendo de esta forma los brazos de los momentos que se mostraron anteriormente en la Ilustración 203, 204 y 205.

Por lo tanto suponiendo una bolsa de 700 mm x 200 mm x 500 mm alcanza para almacenar 40 kg por bolsa que se requieren.

Si consideramos un angulo de 85° de inclinación obtenemos:

- m_B = peso de bolsas (240kg).
- m_C = peso cinta transportadora (150kg).
- M_b = momento respecto al punto b.
- F_A = fuerza de apoyo sobre la baranda.
- L_B = longitud de la bolsa (700 mm).
- H_c = altura cinta transportadora, (max 350 mm).
- A_c = ancho de cinta transportadora en el sistema de elevación (300 mm).

Se toma momento en c para determinar la carga F_A que la bolsa ejerce sobre las barandas.

$$\sum M_c = m_B * \frac{l_B}{2} * \cos(\alpha) - F_B * l_B * \text{sen}(\alpha) = 0$$

$$mB * \frac{l_B}{2} * \cos(\alpha) = FB * l_B * \sin(\alpha)$$

$$\frac{mB}{2} * \frac{\cos(\alpha)}{\sin(\alpha)} = FB$$

$$F_A = \frac{240 \text{ kg}}{2} * \frac{\cos(85^\circ)}{\sin(85^\circ)}$$

$$F_A = 10,5 \text{ kg}$$

Se realiza sumatoria de momentos en punto b con el fin de conocer que dirección tendrá el momento y determinar si es necesario aplicar un contrapeso para evitar el vuelco del equipo.

$$\sum M_b = mCT * \frac{Ac}{2} + mB * \left(\frac{Ac}{2} - \frac{l_B}{2} * \cos(\alpha) \right) - F_A * (Hc + l_B * \sin(\alpha)) = 0$$

$$\sum M_b = 150 \text{ kg} * \frac{30 \text{ cm}}{2} + 240 \text{ kg} * 11,95 \text{ cm} - 10,5 \text{ kg} * (91,71 \text{ cm})$$

$$\sum M_b = 2250 \text{ kg} * \text{cm} + 2868 \text{ kg} * \text{cm} - 963,375 \text{ kg} * \text{cm}$$

$$\sum M_b = 4154,625 \text{ kg} * \text{cm}$$

El momento resultante es horario según la vista de las imágenes anteriores, lo que significa que el peso del equipo en conjunto con la componente vertical del peso son suficientes para evitar que el equipo vuelque.



Ilustración 206 - Sistema de Embolsado.

CAPÍTULO 5:

CONCLUSIÓN

5. CAPÍTULO 5: CONCLUSIÓN.

En el proyecto se han llevado a cabo los cálculos estáticos y dinámicos de un sistema de embolsado de granulados, el cual consta de un elevador a cangilones, tolva con balanza dosificadora y una cinta transportadora. Para esto se tuvo en consideración, primeramente, el material a elevar y almacenar, y en segundo lugar el tamaño del paquete a transportar horizontalmente.

Muchos de los cálculos fueron verificados mediante el software de cálculo “Analysis” y haciendo uso de la función Simulations de SolidWorks. En cuanto a los mecanismos de accionamiento, se procedió al dimensionamiento y selección de los elementos eléctricos de potencia necesarios. Además, se seleccionó una balanza de dosificación, componente fundamental en el funcionamiento del sistema en sí.

Para llevar a cabo este trabajo, se han aplicado los conceptos teóricos y prácticos de asignaturas estudiadas a lo largo de la carrera, tales como: Estabilidad, Elementos de Máquinas, Sistemas de Representaciones, Proyecto Final, entre otras.

De los resultados obtenidos se pueden destacar:

- ✓ Importancia de la selección técnica de los materiales.
- ✓ Consideraciones dinámicas en la práctica.
- ✓ Relevancia del cálculo, diseño y adaptación a la seguridad de los equipos, ya que son unidades que en sus inmediaciones tendrán personal trabajando.

El diseño realizado cumple ampliamente las expectativas propuestas en el proyecto. Luego de realizar una reflexión minuciosa respecto de los diferentes capítulos se destaca lo siguiente:

- ✓ Elementos de cálculo: los aplicados al diseño son los que se consideraron adecuados a este tipo de proyecto y garantizan que las maquinarias utilizadas en el sistema de embolsado de granos posean la consistencia que las convierten en estructuras seguras para llevar adelante el trabajo solicitado.

- ✓ Materiales: las chapas de acero micro aleado utilizadas configuran un formato compacto que constituyen una estructura fuerte y con un funcionamiento óptimo. Además, la utilización de este material permite obtener una máquina que sea lo suficientemente liviana para ser colocada de manera sencilla. Por otro lado, la plancha de UHMW-PE garantiza una superficie de muy bajo coeficiente de rozamiento y muy higiénico.

- ✓ Cálculo de la estructura de la tolva: en este apartado se expone una gráfica que evidencia la importancia de la pirámide invertida por donde la tolva descarga, siendo fundamental para el tipo de descarga que se obtendrá tras elegir el ángulo de inclinación según el material cargado. La geometría que se seleccionó permite disminuir el tamaño del equipo de almacenamiento, facilitando su transporte, permitiendo que ocupe el menor espacio físico con la mayor capacidad de carga posible y, lograr a su vez, una buena descarga sin efectos adversos.

✓ Soporte móvil y fijo de cintra transportadora: este garantiza que este transportador pueda moverse en todas las posiciones para realizar su función de manera sencilla y aprovechar con eficiencia los espacios de trabajo y luego, fijarla mediante el sistema de elevación, el cual brinda un soporte firme y seguro para la operatoria del equipo.

Como corolario, el sistema de embolsado diseñado posee las características necesarias para realizar satisfactoriamente el trabajo de recoger, levantar, almacenar, dosificar, llenar bolsas y trasladar la carga según las exigencias de alcance y capacidad que fueron planteados al comienzo del proyecto final.



Ilustración 207 - Sistema de Embolsado.

CAPÍTULO 6:
CODIFICACIÓN Y PLANIMETRÍA

6. CAPÍTULO 6: CODIFICACIÓN Y PLANIMETRÍA.

Para poder identificar las piezas y ensamblajes que conforman las máquinas diseñadas y diferentes componentes comerciales, se crea un sistema de codificación que permitirá ubicar de manera unívoca a estos elementos.

Este sistema de codificación estará generado por tres grupos de caracteres, cuyos significados se explican a continuación.

6.1. PRIMER GRUPO

Estos primeros dígitos están conformados por dos letras que identifican al grupo al cual pertenece la pieza o ensamblaje. De esta manera:

- EC: Elevador de Cangilones.
- TO: Tolva de almacenamiento de grano.
- CT: Cinta transportadora.
- SE: Sistema de Embolsado.
- EU: Elemento de Unión.

Este último grupo se creó para ubicar todos aquellos elementos de unión como tornillos autoperforantes, tornillos, tuercas, arandelas, etc. que se encuentran en los diferentes artefactos. Esto se realizó así, ya que las máquinas tienen dichos elementos de unión en común.

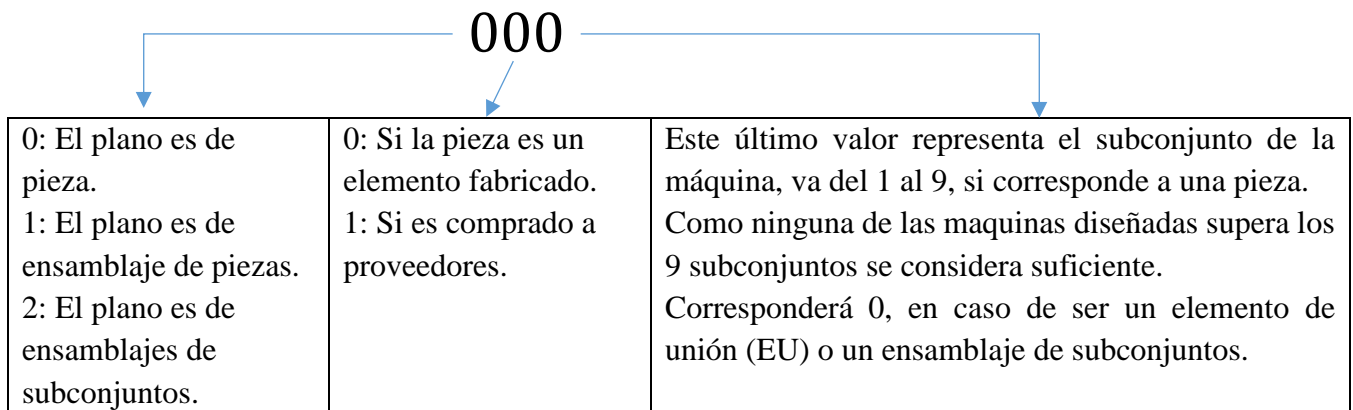
En cuanto al grupo SE, se creó con el objetivo de poder identificar los planos de ensamblaje del sistema completo.

6.2. SEGUNDO GRUPO

Este segundo grupo está conformado por tres números, estos permitirán identificar:

- Primer Número: Corresponderá 0 (cero) si el plano es un plano de pieza, corresponderá 1 (uno) si el plano es un ensamblaje de un subconjunto y corresponderá 2 (dos) para ensamblajes de subconjuntos diferentes. En el caso del grupo SE, este número será 1.
- Segundo Número: Si la pieza es un elemento fabricado (corresponderá 0) o si es comprado a proveedores (corresponderá 1).
- Tercer Número: Indica el subconjunto de la máquina al cual la pieza pertenece; en los casos donde se trate de un componente del grupo EU, de ser un ensamblaje de subconjuntos o cuando el plano corresponda al grupo SE, corresponderá 0 (cero).

De esta manera:



6.3. TERCER GRUPO.

Finalmente, los últimos dígitos están conformados por tres números e identifica a las piezas o planos que pertenecen al mismo grupo o máquina.

6.4. NUMERACIÓN DE SUBCONJUNTOS.

- Grupo EC:

- *Subconjunto 1:* Pertenecen a este subconjunto la banda transportadora y los cangilones.
- *Subconjunto 2:* Pertenecen a este subconjunto los elementos estructurales y chapas que forman los pantalones del elevador.
- *Subconjunto 3:* Pertenecen a este subconjunto los elementos estructurales y chapas que forman el cabezal, escaleras y plataforma del elevador.
- *Subconjunto 4:* Pertenecen a este subconjunto los elementos estructurales y chapas que forman la base del elevador.

- Grupo TO:

- *Subconjunto 1:* Pertenecen a este grupo los elementos estructurales de la tolva.
- *Subconjunto 2:* Pertenecen a este grupo las chapas que dan forma al cuerpo de la tolva.

- Grupo CT:

- *Subconjunto 1:* Pertenecen a este subconjunto las piezas que forman el sistema de elevación y descenso del equipo.
- *Subconjunto 2:* Pertenecen a este subconjunto los elementos que constituyen el tensor que regula la tensión de la banda transportadora y los soportes de rodamientos.
- *Subconjunto 3:* Pertenecen a este subconjunto los elementos estructurales y chapas que forman el cuerpo estructural del transportador.
- *Subconjunto 4:* Pertenecen a este subconjunto los componentes que dan forma a los rodillos de retorno del transportador.
- *Subconjunto 5:* Pertenecen a este subconjunto las piezas que constituyen el sistema de movilización del equipo.

- Grupo SE:

Dentro de este grupo no existen subconjuntos ni ningún otro tipo de clasificación. En él, como ya se mencionó, están contenidos los ensamblajes del sistema de embolsado.

- Grupo EU:

Dentro de este grupo no existen subconjuntos ni ningún otro tipo de clasificación. En él, como ya se mencionó, están contenidos todos los elementos de unión del sistema de embolsado en general.

6.5. EJEMPLOS.

6.5.1. Ejemplo N°1.

EC - 103 - 001

Identifica que el plano representa alguna parte del Elevador a Cangilones.

1 = El plano es de ensamblaje
 0 = La pieza es de fabricación interna
 3 = Se refiere al subconjunto 3 del Elevador a Cangilones, en este caso el numero 3 representa al subconjunto "CABEZAL"

Indica que es el plano de ensamblaje número 1 del subconjunto 3, en este caso este primer plano es el de "ESTRUCTURA DEL CABEZAL"

6.5.2. Ejemplo N°2.

TO - 002 - 002

Identifica que el plano representa alguna parte de la Tolva de Almacenamiento de Granos.

0 = El plano es de una pieza
 0 = La pieza es de fabricación interna
 2 = Se refiere al subconjunto 2 de la Tolva de Almacenamiento de Granos, en este caso el numero 2 representa al subconjunto "CUERPO DE CHAPAS"

Indica que es el plano de pieza número 2 del subconjunto 2, este plano es el de "CUERPO SUPERIOR"

Bibliografía Capítulo 1.

- La Voz del Interior. (2017). La Argentina, en el top ten de los productores de semillas. *InfoAGRO*, págs. <https://infoagro.com.ar/la-argentina-en-el-top-ten-de-los-productores-de-semillas/?fbclid=IwAR3ahtSw5TOGdVRk8deDeVETF0mMUfqfBIGYvwO8oDNokGAUZAVtSNALFAs>. Obtenido de La Argentina, en el top ten de los productores de semillas: <https://infoagro.com.ar/la-argentina-en-el-top-ten-de-los-productores-de-semillas/?fbclid=IwAR3ahtSw5TOGdVRk8deDeVETF0mMUfqfBIGYvwO8oDNokGAUZAVtSNALFAs>
- BCR, J. C.-F. (19 de Abril de 2017). Estructura de los acopios privados y las cooperativas. *ON24*, págs. <https://www.on24.com.ar/negocios/agro/estructura-de-los-acopios-privados-y-las-cooperativas/?fbclid=IwAR1qL-2cxDPNDXThVQAIiLYiBTNkdj5UOUh22Pp6xOZ8vrvL-UWUaNkbpGEM>.
- Bolsa de Comercio de Rosario. (7 de Junio de 2019). *AÑO XXXVII - N° Edición 1910 - 07 de Junio de 2019*. Obtenido de <https://bcr.com.ar/es/mercados/investigacion-y-desarrollo/informativo-semanal/noticias-informativo-semanal/201920-con>
- Bolsa de Comercio de Rosario. (23 de Agosto de 2019). *AÑO XXXVII - N° Edición 1919*. Obtenido de <https://www.bcr.com.ar/es/mercados/investigacion-y-desarrollo/informativo-semanal/noticias-informativo-semanal/la-campana>
- Bolsa de Comercio de Rosario. (26 de Octubre de 2020). *El Sur del Sur - Agricultura en Argentina Panorama [2020]*. Obtenido de <https://surdelsur.com/es/agricultura-argentina/#:~:text=Con%20respecto%20al%20ma%C3%ADz%20con,2019%20en%200%2C5%20MTn>.
- Ministerio Argentino de Agricultura, Ganadería y Pesca. (Agosto de 2016). *Mercado de semillas para la siembra de granos en Argentina*. Obtenido de https://magyp.gob.ar/new/0-0/programas/dma/granos/Informe%20Semillas_Agosto%202016.pdf
- Ministerio Nacional de Agricultura, Ganadería y Pesca. (Septiembre de 2019). *Mapa Nacional de Cultivos campaña 2018/2019*. Obtenido de https://inta.gob.ar/sites/default/files/mapa_nacional_de_cultivos_campana_2018_2019.pdf

Bibliografía Capítulo 2.

- ALDO GAROFOLI, J. G. (2011). *ELEVADORES A CANGILONES DE DESCARGA CENTRÍFUGA. PÉRDIDAS OCASIONADAS POR PROBLEMAS DE DISEÑO*. Bahía Blanca, Buenos Aires.
- AMARAVAT, U. (2012). *DESIGN AND MODEL OF BUCKET ELEVATOR*. Anand, Gujarat, India.
- AMARAVAT, U. (6 de Mayo 2012). *DESIGN AND MODEL OF BUCKET ELEVATOR*. Anand, Gujarat, India: A.D. Patel Institute of Technology, New V.V. Nagar.
- Catálogo Rodamientos SKF, Grupo SKF, octubre 2015.
- Catálogo Centrosider, Red Acindar, Perfiles laminados en caliente, perfiles de alas iguales.
- Catálogo Tubos Argentinos, Tubos Estructurales.

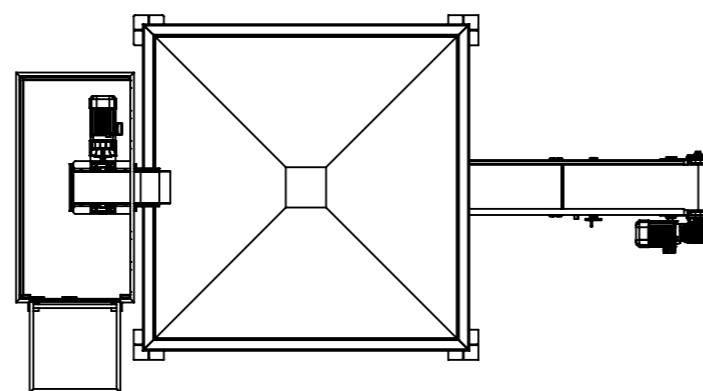
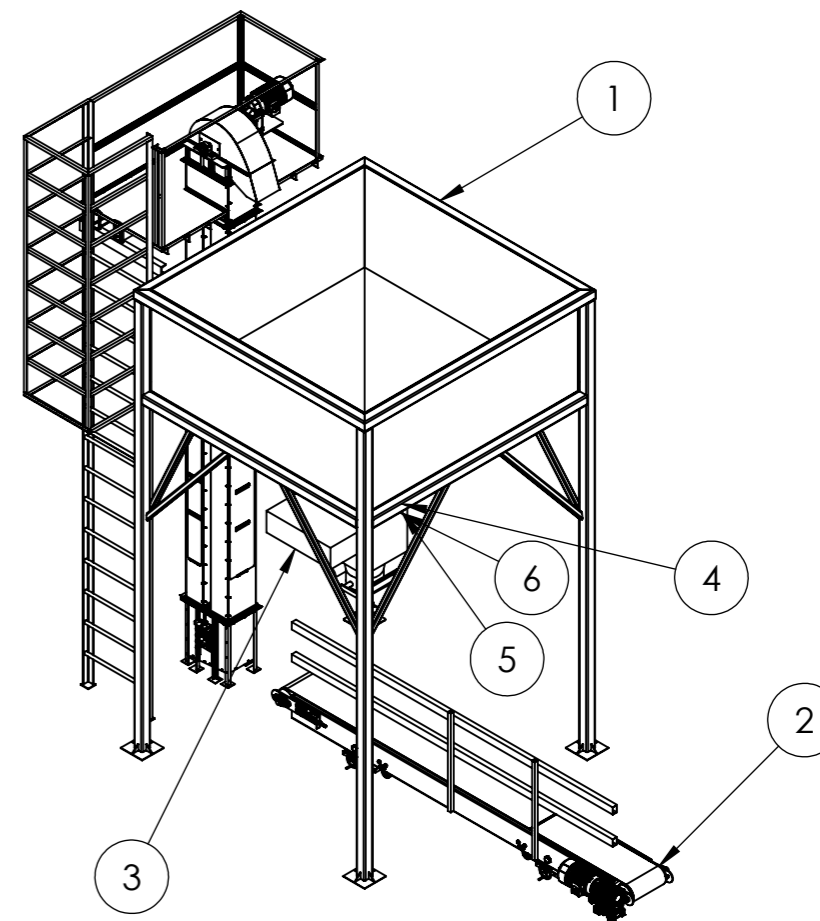
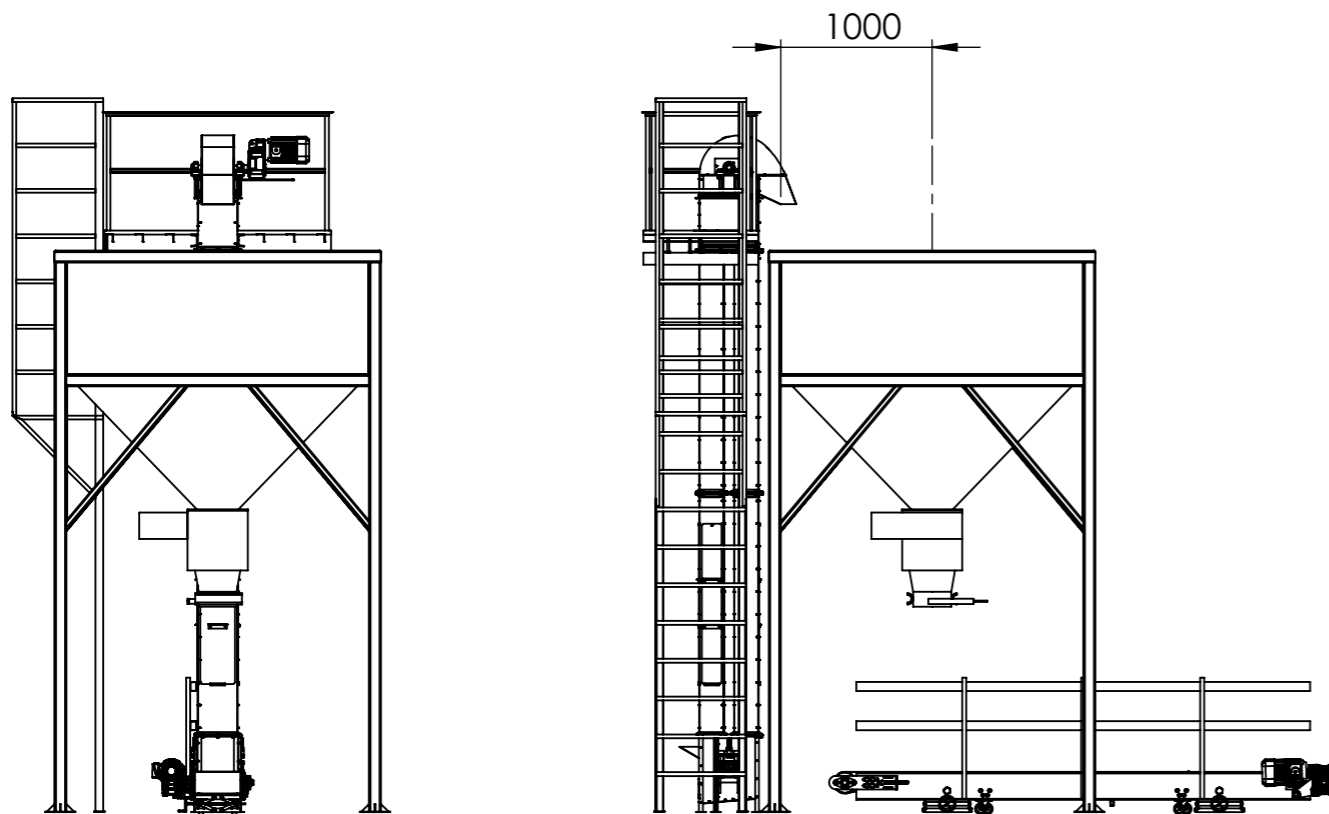
- Catálogo de motorreductores Lentax.
 Catálogo de motorreductores Verion.
 Catálogo de Antirretornos y Embragues de rueda libre, Stieber Clutch
 Catálogo 4B Components Limited, Componentes para Elevadores a Cangilones - Diseñados para Aplicaciones Agrícolas e Industriales.
- Dardo, G. (2009). *Maquinas de elevacion y transporte*. Resistencia, Chaco.
- Ernst, D. I. (1970). *Aparatos de Elevacion y Transporte*. Blume.
- Fábrica de Aço Paulista S.A. (s.f.). *Manual de Transportador de Correa*.
- Faires, V. (s.f.). *Diseño de Elemntos de Máquinas*. Montaner y Simon S.A.
- Nacionales, F. (2010-2020). *Catalogos Varios sobre Elevadores y Componentes*. Argentina.
- Reina, J. P. (2013). *Simulación de la descarga del elevador de cangilones del sistema de cangilones del sistema de transportación de azúcar refino del ingenio "Chiquitico Fabregat"*. Santa Clara.
- RODRÍGUEZ, C. A. (2014). *DETERMINACIÓN DE CAUSAS DE FALLA EN EL ELEVADOR DE CANGILONES DEL TRANSPORTADOR DE CLÍNKER DE ARGOS*. Colombia.

Bibliografía Capítulo 3.

- Bonifacio, I. R. (2016). *Diseño de Tolvas*. Universidad Nacional Daniel Alcides Carrion.
- Bonifacio, I. R. (2019). *Diseño de Tolvas*.
- Cruz, F. A. (2011). *Diseño de Silo*. Lima, Perú: Universidad Católica del Perú.
- Cruz, F. A. (2011). *Diseño de Silo*. Lima: Universidad Católica del Perú.
- ESDEP. (2015). *Diseño estructural de contenedores*.
- Faires, V. (s.f.). *Diseño de Elemntos de Máquinas*. Montaner y Simon S.A.
- Gaylord, E. y. (1984). *"Diseño de contenedores de acero para el almacenamiento de sólidos a granel"*. Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- GUERRA, A. J. (30 de abril de 2017). *DISEÑO MECÁNICO DE TOLVAS INDUSTRIALES*. Obtenido de <http://mecanotecnia.blogspot.com/2017/04/disenio-mecanico-de-tolvas-industriales.html>
- Isilar S.R.L. (s.f.). *Isilar Empresa*. Obtenido de <https://www.isilar.com.ar/es/empresa.html>
- N.L.Ercoli, P. Ciancio y L.M.Massey. *EVALUACION DE LA INTERACCION GRANO-PARED EN EL COMPARTIMIENTO ESTRUCTURAL DE LOS SILOS*.
- Ravent Juan. *Sobrepresiones en las paredes de los silos debido al vaciado*. 1978.
- Ravenet Catalan, Juan, *SILOS. Teoría e investigación. Tomo I. Editores Técnicos Asociados*, 1978.
- Ravenet Catalan, Juan, *SILOS. Tomo III. Editores Técnicos Asociados*, 1978.
- Zienkiewicz, O. C., *El método de los elementos finitos*. Editorial Reverté, Barcelona, 1982.
- Reimbert, M. y. (1987). *"Silos: Theory and practice"*. Trans Tech Publications.
- Troitsky, M. (1980). *"Sobre el análisis estructural de contenedores de acero rectangulares"*, *Tecnología de sólidos en polvo y a granel, Vol 4, No. 4, 1980*.



Bibliografía Capítulo 4.

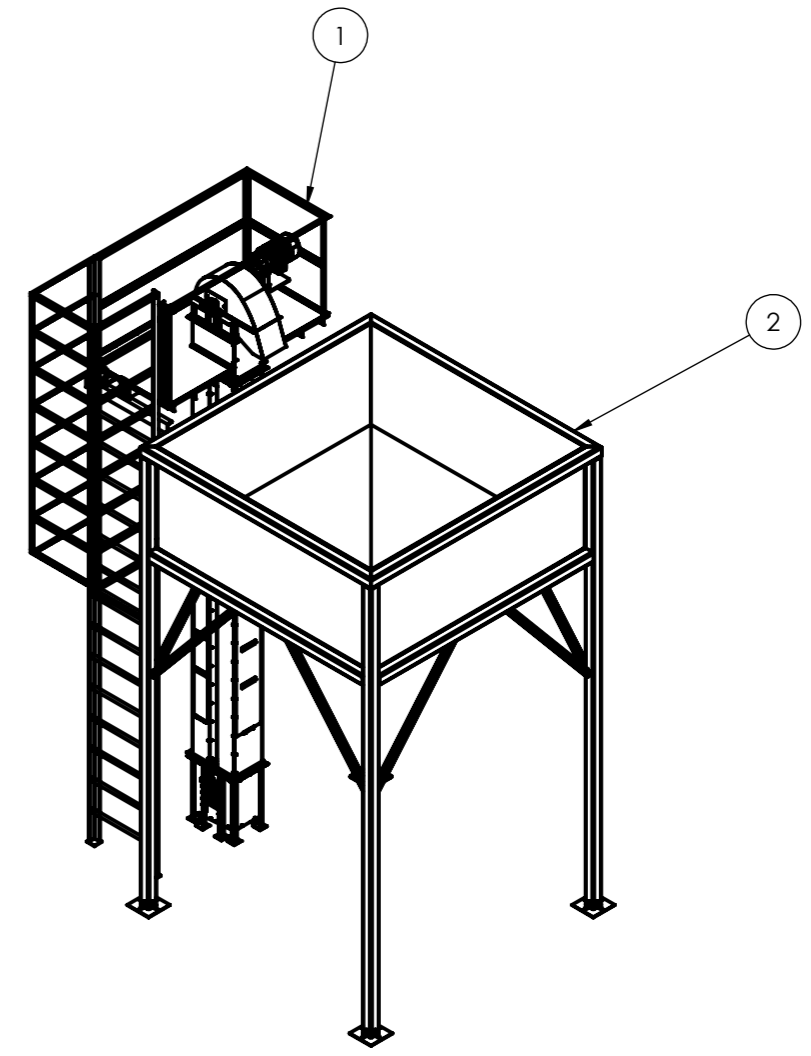
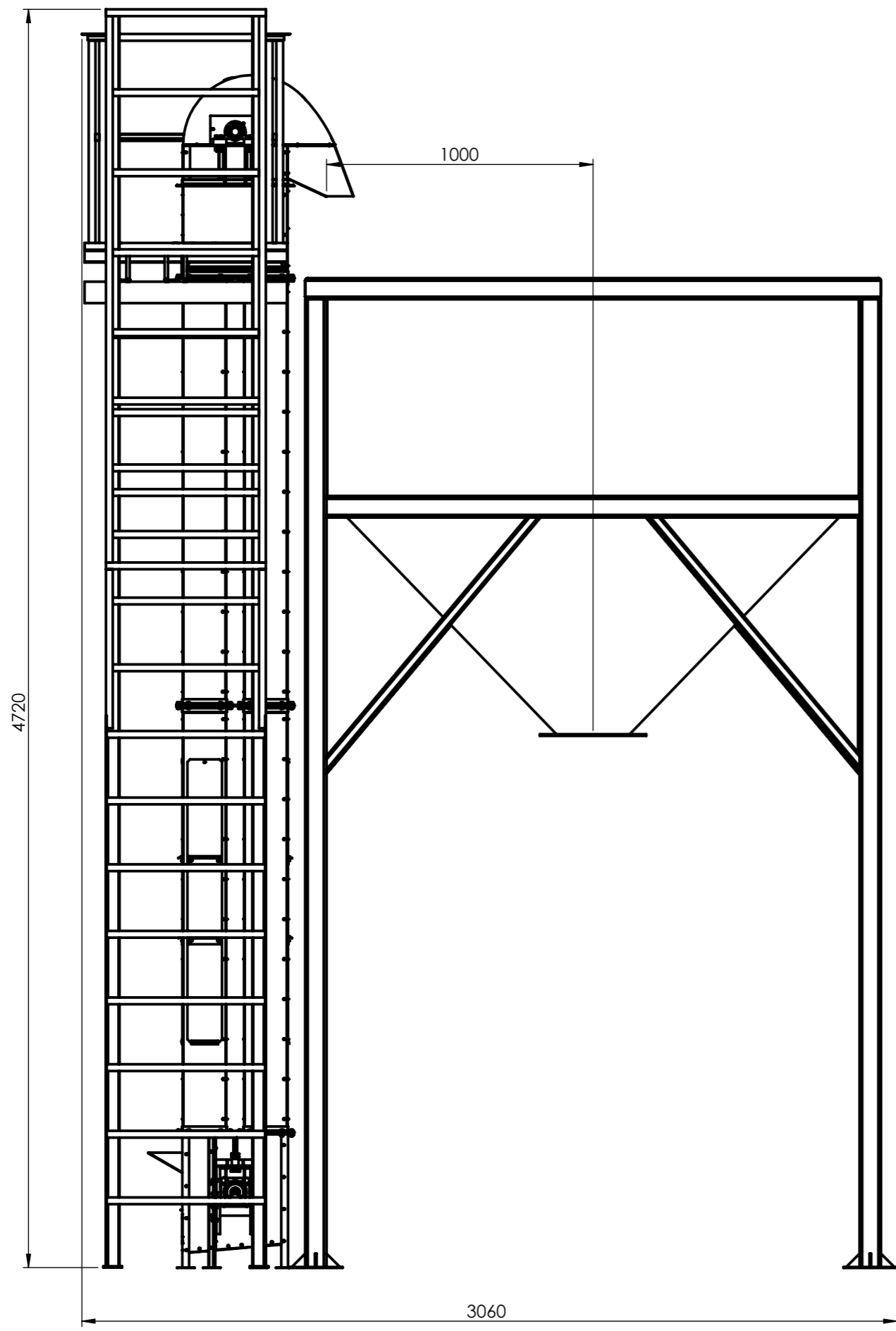
- Blanco, E. A. (s.f.). *Bloque III - Capítulo 12. Cintas Transportadoras.*
- Brochal, C. M. (2018). *Diseño y desarrollo de una cinta para transporte de áridos.* Universitat Jaume I.
- CEMA. (s.f.). *Manual CEMA - TRANSPORTADORES DE CINTA.*
- Contitech. (s.f.). *Manual de Ingeniería - Bandas TRansportadoras.*
- Dunlop. (s.f.). *Las bandas mas duraderas - Catalogo de selección.*
- FACO. (1987). *Manual de Trasportadores de Correias.* San Pablo.
- Faires, V. (s.f.). *Diseño de Elemntos de Máquinas.* Montaner y Simon S.A.
- Felipe, E. A. (2016). *Cinta Trasportadora en una intalación de carga automaática de coque.*
- Flexco, (s.f.). *Catálogo de accesorios para bandas de cintas transportadoras.*
- Forbo. (s.f.). *Cálculo de la banda transportadora.*
- Forbo. (s.f.). *Catálogo de seleccion de bandas transportadoras.*
- Forbo. (s.f.). *Siegling Transilon - Bandas de trasporte y procesamiento.*
- GERVASO, D. M. (2013). *DISEÑO DE UNA BANDA TRANSPORTADORA.* UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR.
- Habasit. (s.f.). *Cintas transportadoras con estructura de tejido. Guia de Ingeniería.*
- Macla. (s.f.). *Catálogo de Ruedas Técnicas.*
- Pirelli. (s.f.). *Manual de cintas transprotadoras.* Buenos Aires.
- Shuttleworth. (s.f.). *MANUAL DEL PROPIETARIO – CINTA TRANSPORTADORA DE TRANSMISION POR CORREA.*



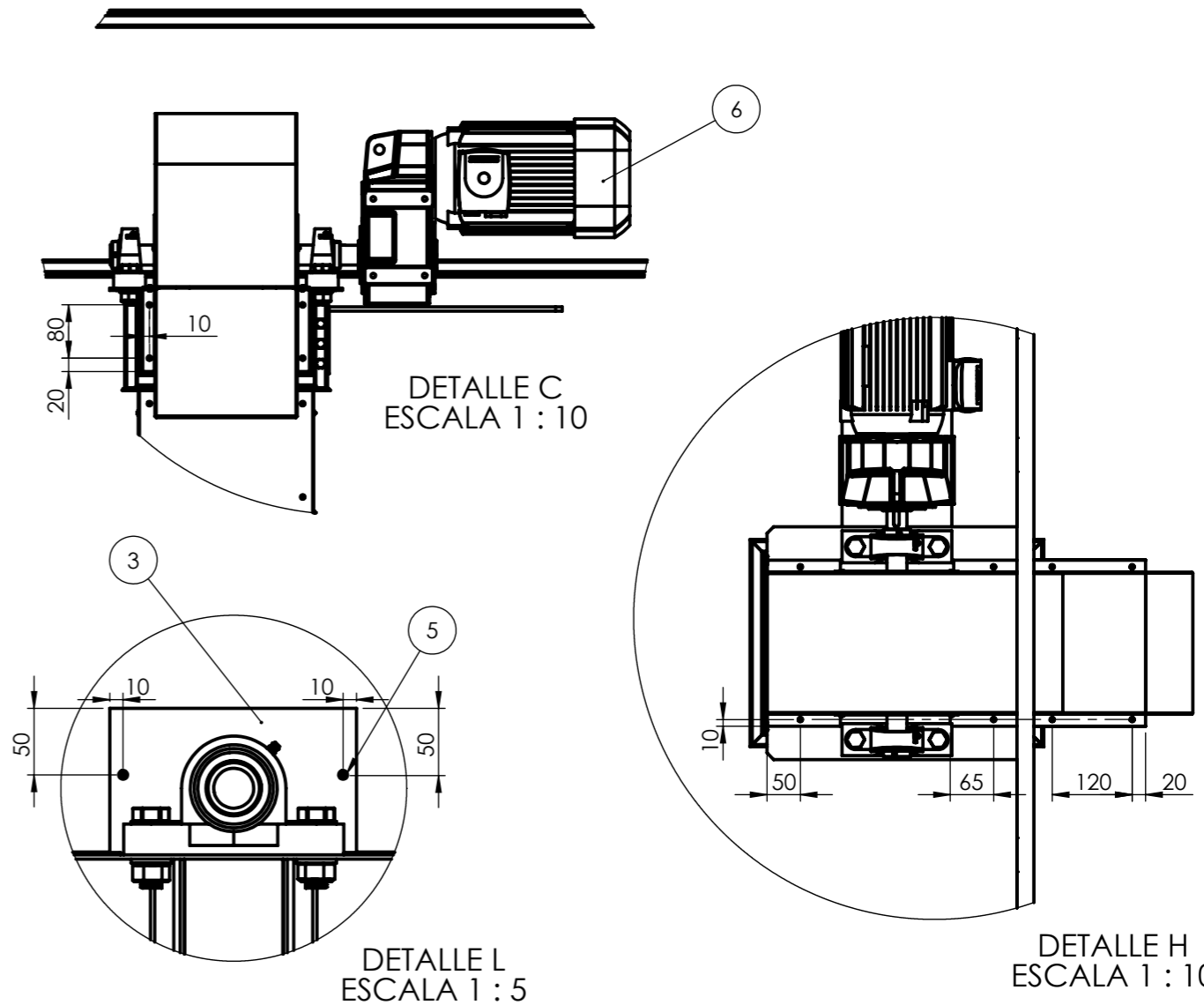
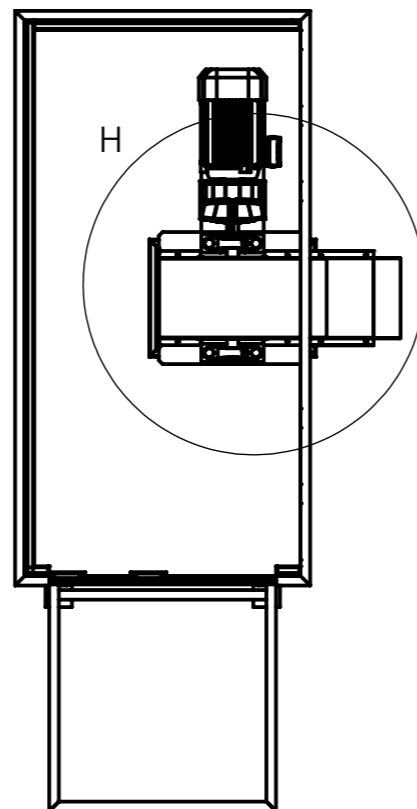
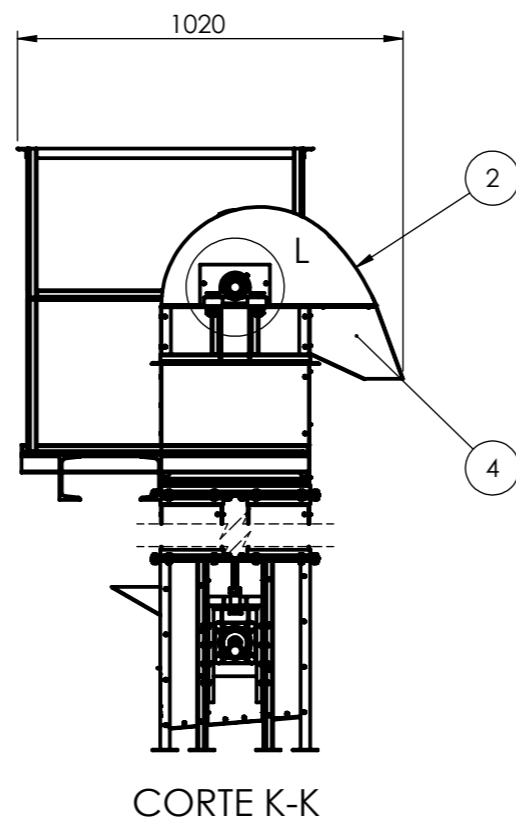
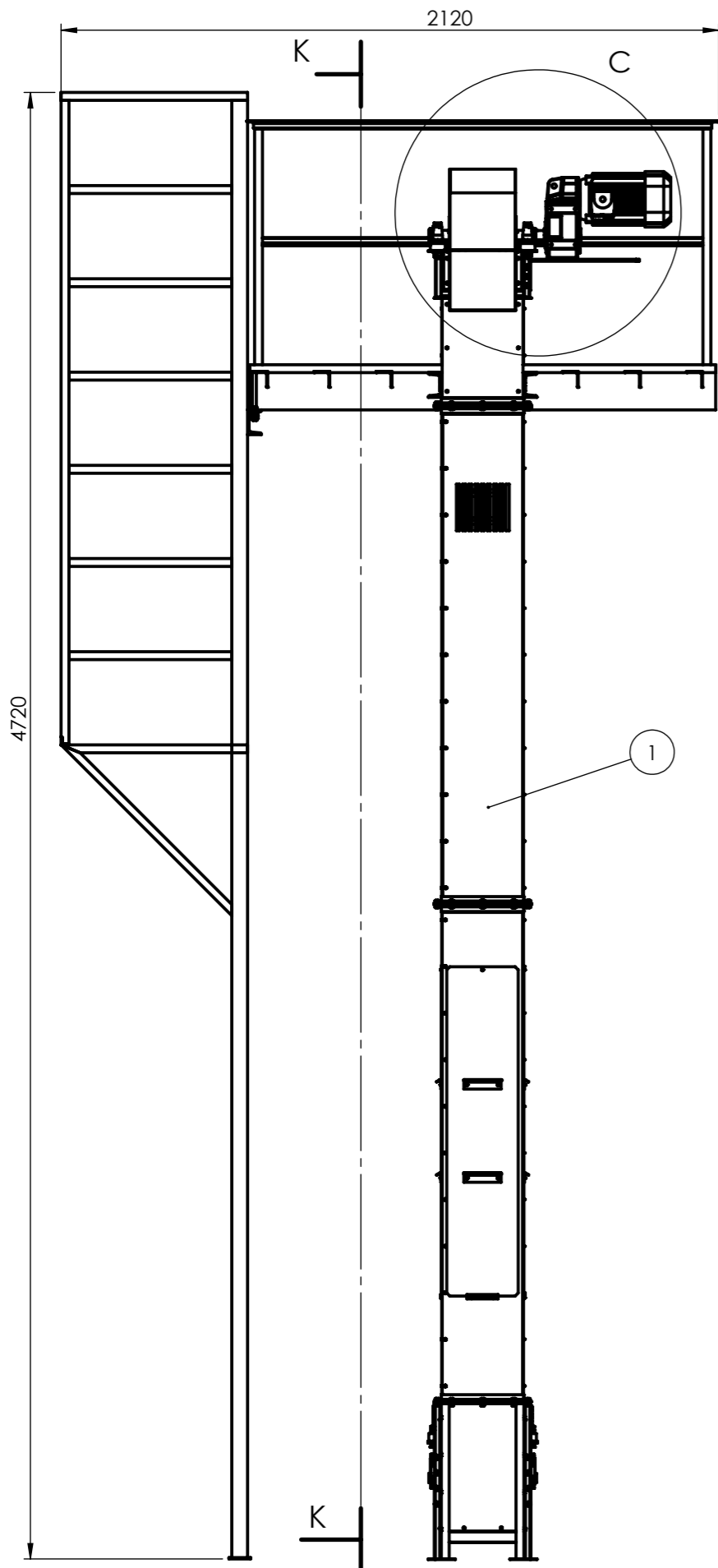
6	Arandela M 10	EU - 010 - 009	8
5	Tuerca M 10 x 1,5	EU - 010 - 008	4
4	Tornillo M 10 x 1,5	EU - 010 - 007	4
3	Balanza Automática	SE - 010 - 001	1
2	Ensamblaje Cinta Transportadora N°2	CT - 200 - 002	1
1	Elevador de Cangilones y Tolva	SE - 100 - 001	1
N° DE PIEZA	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	± / -	LONG.	0.1	0.15	0.5	1
			DIAM.	0.5	0.5	1	1.5
						1.5	2

OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA: 1:50		REVISIÓN	
		SISTEMA DE EMBOLSADO					
NOMBRE		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno							
VERIF.: SIMONI, Duilio							
APROB.: SIMONI, Duilio							
FECHA: 26 / 4 / 2021		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO	
NORMA: 		MÁQUINA: SISTEMA DE EMBOLSADO		SE - 100 - 002		A3	



2	Ensamblaje de Tolva	TO - 200 - 001	1				
1	Elevador a Cangilones	EC - 200 - 008	1				
N° DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD				
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2
OBSERVACIONES:	TITULO	ELEVADOR A CANGILONES Y TOLVA		ESCALA: 1:20	REVISIÓN		
DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:				
VERIF.	BIANCIO, Bruno						
APROB.	BIANCIO, Bruno						
FECHA	26 / 4 / 2021		MATERIAL:				
NORMA	MÁQUINA: SISTEMA DE EMBOLSADO		CÓDIGO	SE - 100 -001	FORMATO	A3	



6	Motorreductor	EC - 011 - 006	1
5	Tornillo Autoperforante 4 mm	EU - 010 - 023	16
4	Boca de Descarga	EC - 103 - 005	1
3	Tapa Cabezal	EC - 003 - 044	2
2	Ensamblaje de Cabeza	EC - 103 - 007	1
1	Ensamblaje Base - Pant. - Cab. - Plataf. y Barandas - Escalera	EC - 200 - 007	1

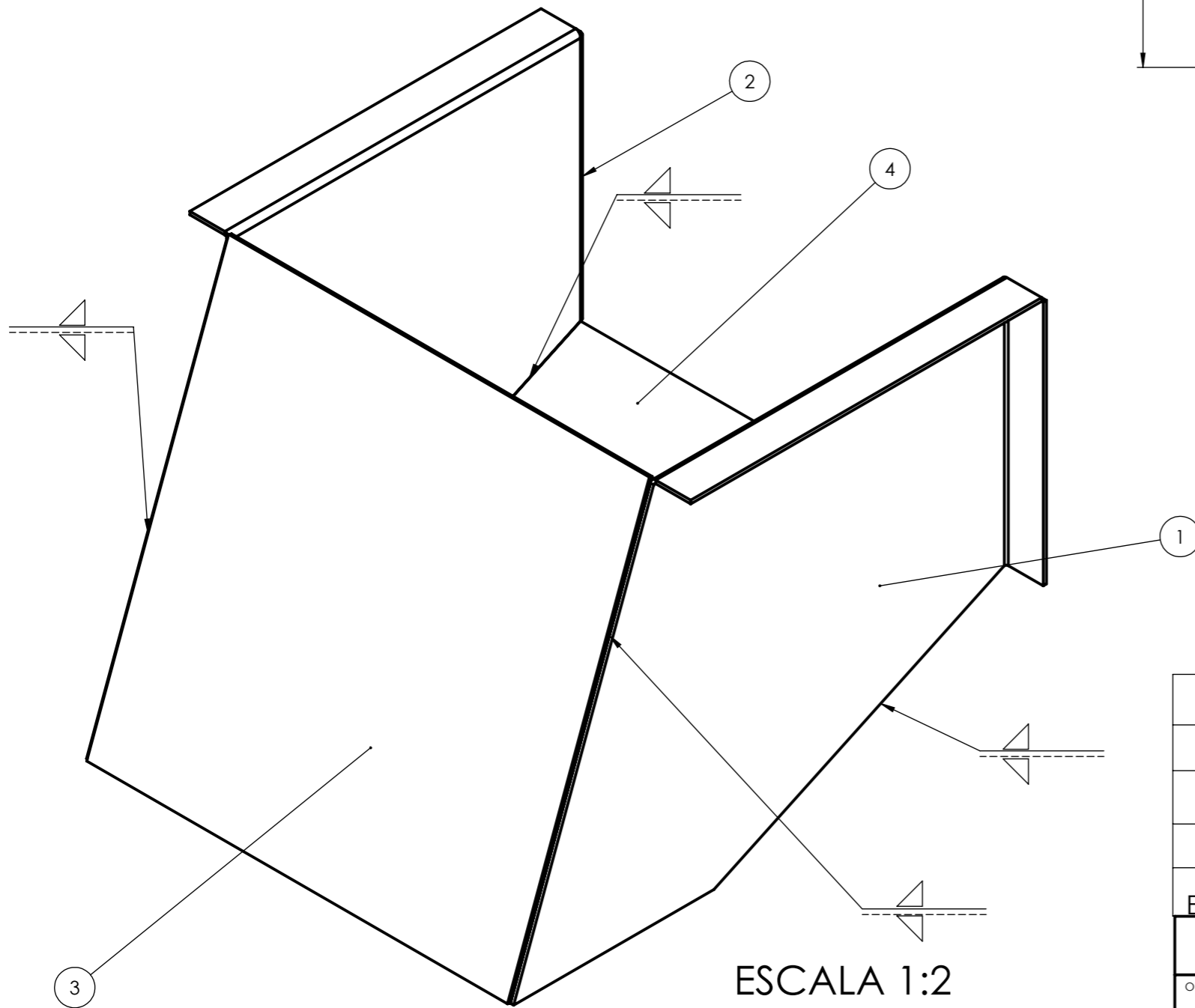
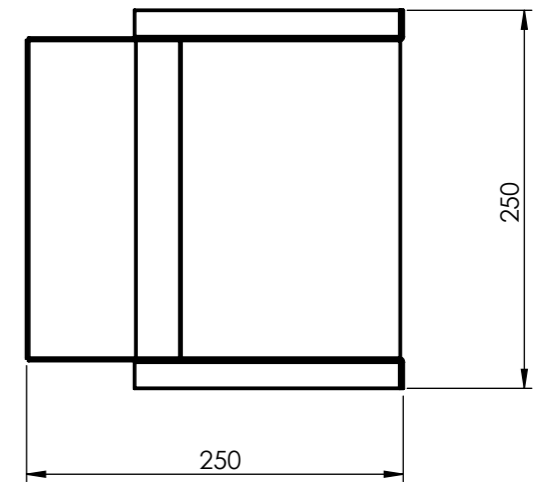
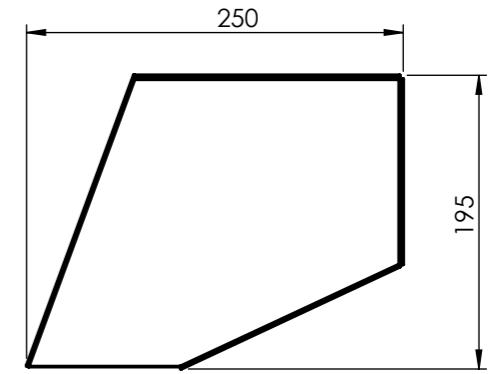
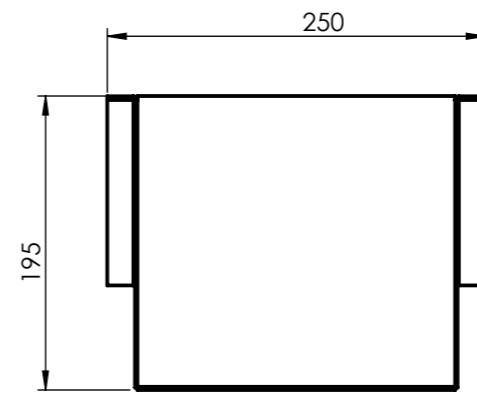
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
----------------	-------------	--------	----------

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)						
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA: 1:20	REVISIÓN
	ELEVADOR A CANGILONES		

DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
VERIF.	SI MONI, Duilio		
APROB.	BIANCOTTO, Bruno		
FECHA	14 / 4 / 2021	MATERIAL:	
NORMA	MÁQUINA:		
	ELEVADOR A CANGILONES		
CÓDIGO			FORMATO
EC - 200 - 008			A3

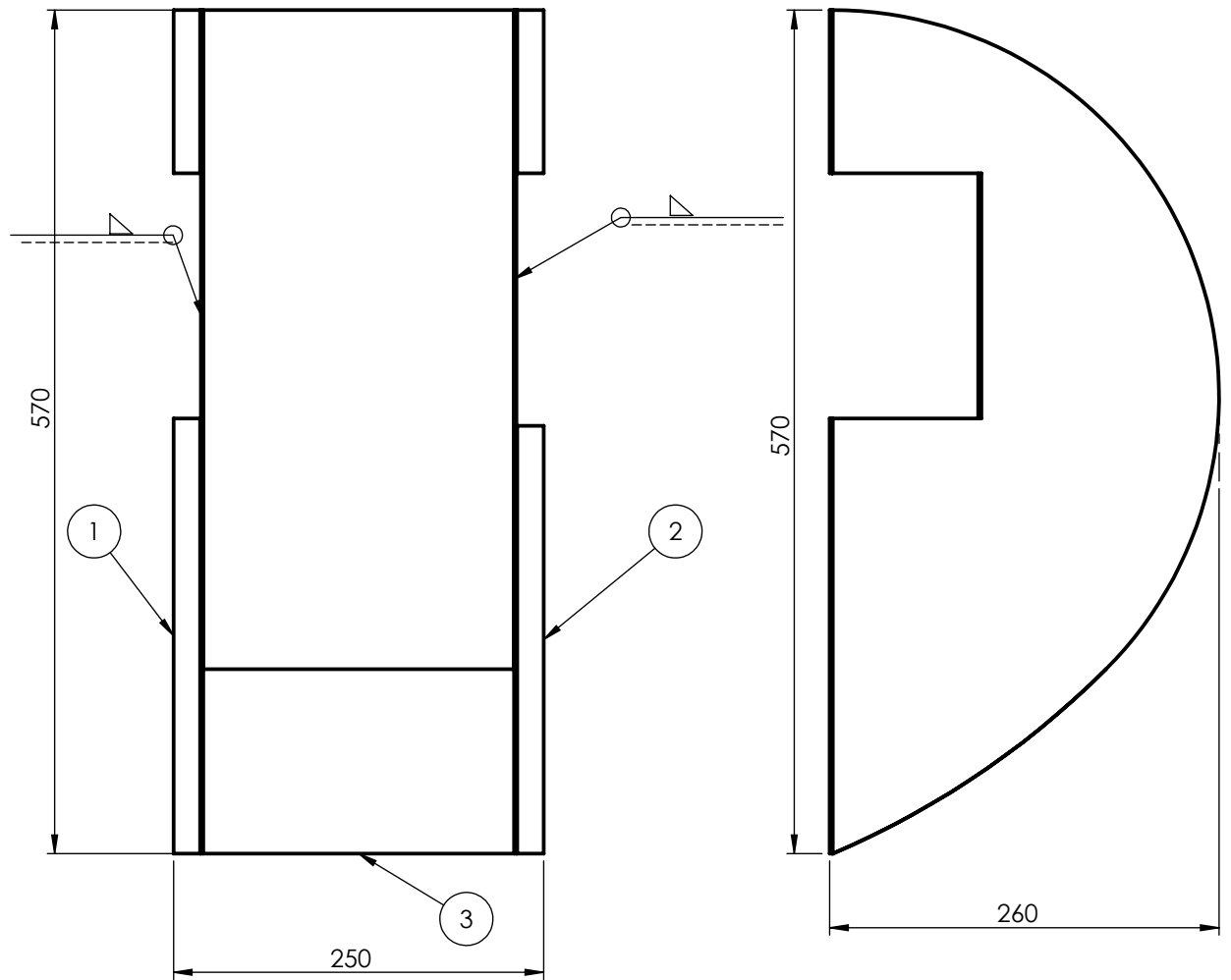




4	Chapa Inferior BD	EC - 003 - 049	1
3	Chapa Superior BD	EC - 003 - 052	1
2	Chapa Lateral Derecha BD	EC - 003 - 050	1
1	Chapa Lateral Izquierda BD	EC - 003 - 051	1
N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	TOL $\frac{+}{-}$	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
		LONG.	0.1	0.15	0.5	1
	DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2


OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA:1:5		REVISIÓN	
		BOCA DE DESCARGA					
NOMBRE		FIRMA					
DIBUJO		TRATAMIENTO TÉRMICO:					
VERIF.							
APROB.							
FECHA		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO	
23 / 3 / 2021				EC - 103-005		A3	
NORMA		MÁQUINA:					
		ELEVADOR A CANGILONES					

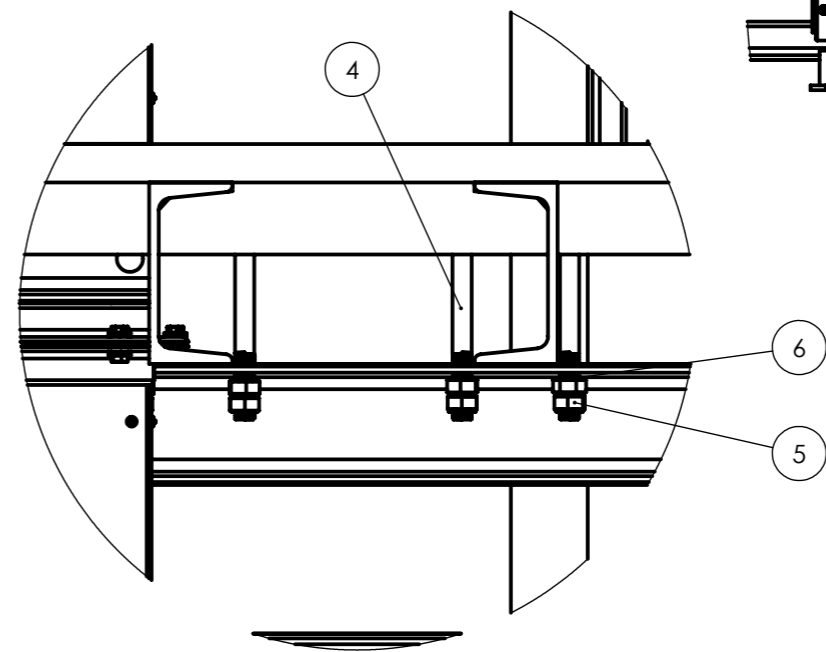
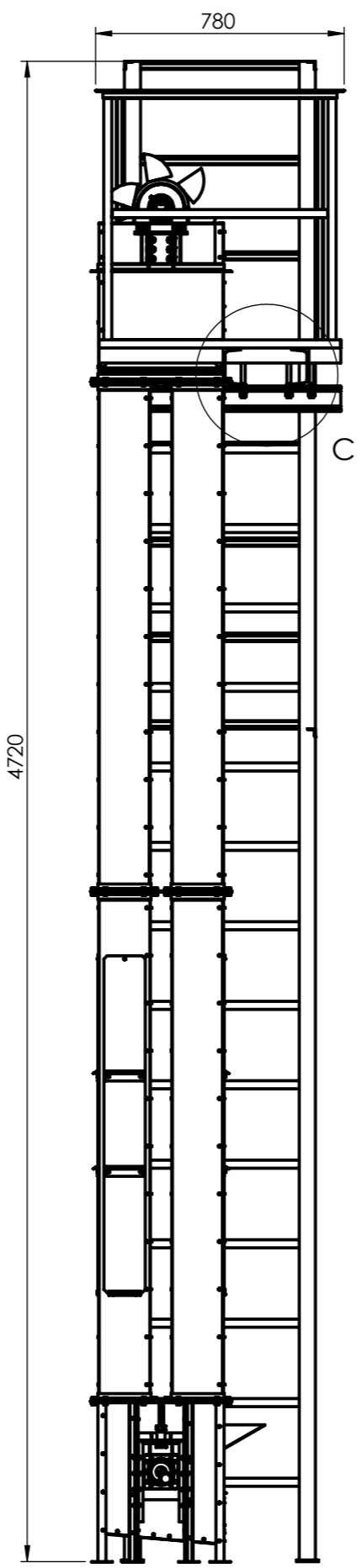
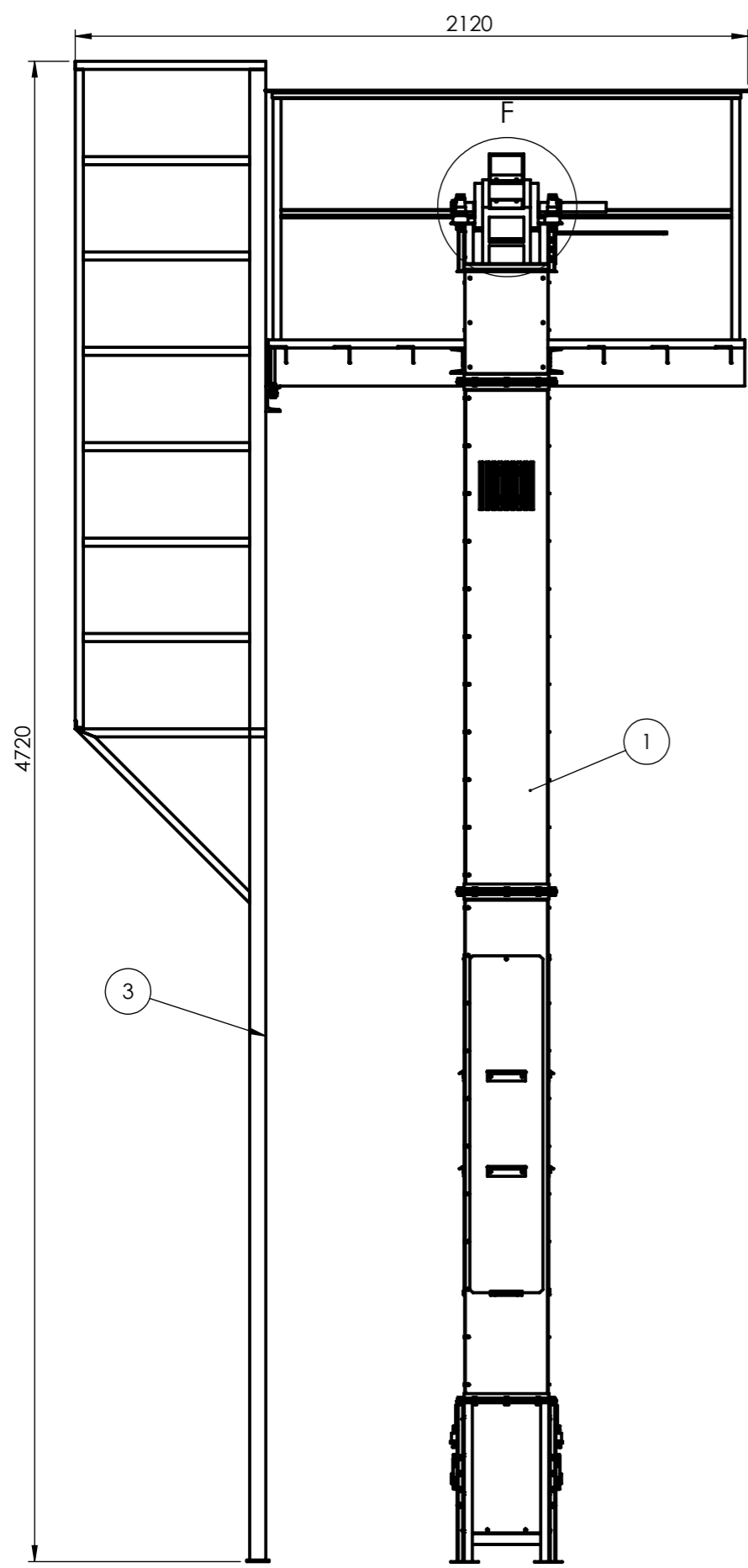


3	Cubierta superior	EC - 003 - 039	1
2	Cabezal lateral izquierdo	EC - 003 - 035	1
1	Cabezal lateral derecho	EC - 003 - 034	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

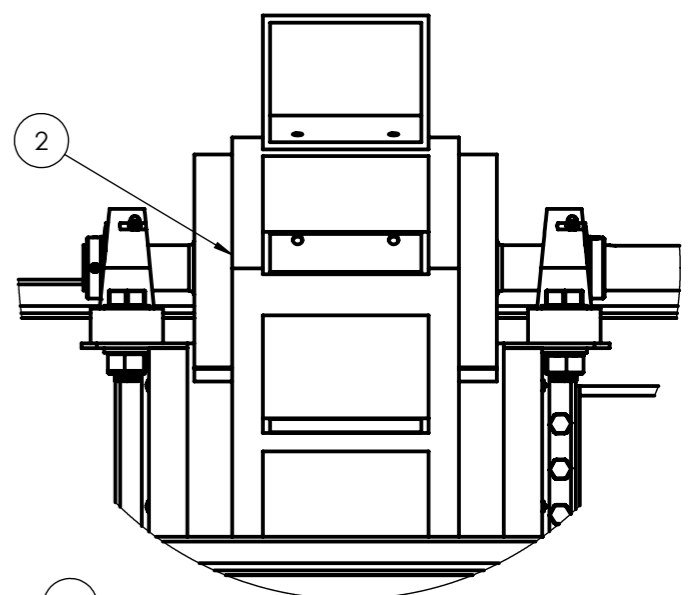
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA: 1:5	REVISIÓN
	ENSAMBLAJE DE CABEZA		

	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:	
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno			
VERIF.	SIMONI, Dúilio			
APROB.	SIMONI, Dúilio			
FECHA	13 / 4 / 2021		MATERIAL:	
NORMA			MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	
			CÓDIGO	FORMATO
			EC - 103 - 007	A4



DETALLE C
ESCALA 1 : 5



DETALLE F
ESCALA 1 : 5

6	Arandela M12	EU - 010 - 012	4
5	Tuerca M 12 x 1,75	EU - 010 - 011	8
4	Hierro U	EC - 003 - 042	2
3	Escaleras	EC - 103 - 004	1
2	Banda	EC - 101 - 001	1
1	Ensamblaje Base - Pantalones - Cabezal - Platafa y Barandas	EC - 200 - 006	1

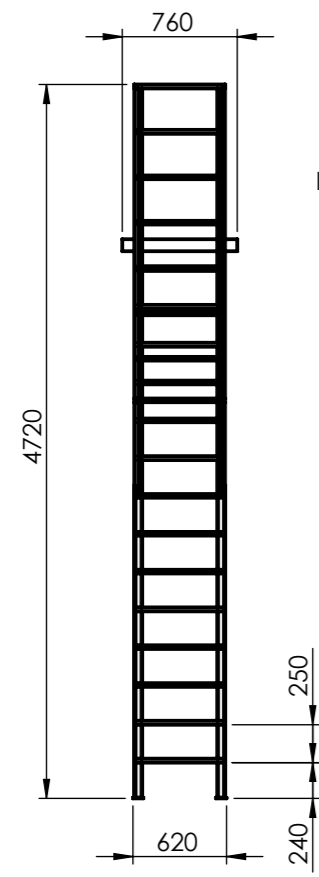
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
----------------	-------------	--------	----------

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TITULO	ESCALA: 1:20	REVISIÓN
	ENSAMBLAJE BASE - PANT. - CAB. - PLATAF. Y BARANDAS - ESCALERA		

DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno		
APROB.	BIANCOTTO, Bruno		
FECHA	NOMBRE	MATERIAL:	CÓDIGO
NORMA	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES		EC - 200 - 007
			FORMATO
			A3

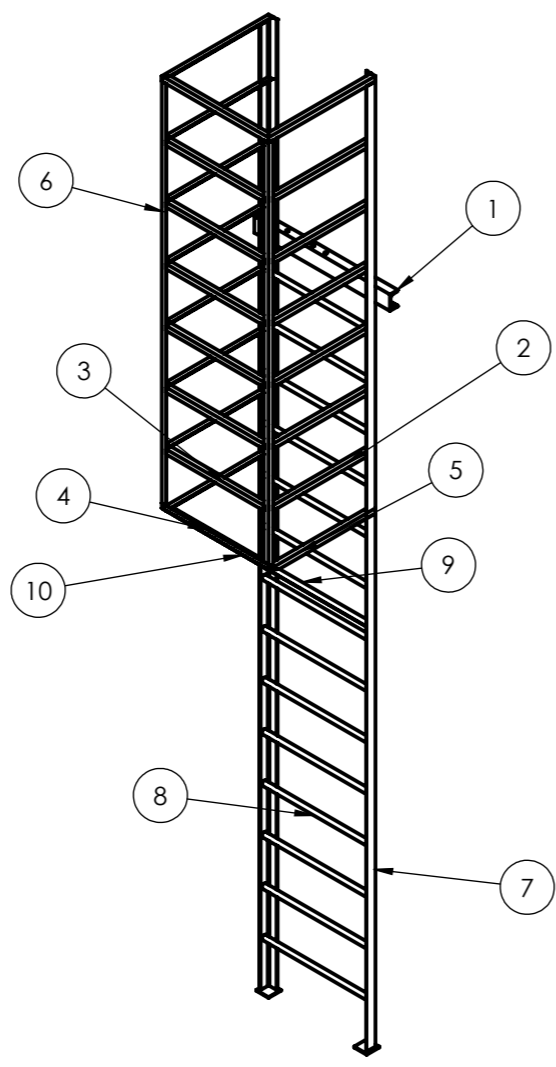
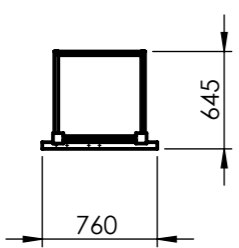
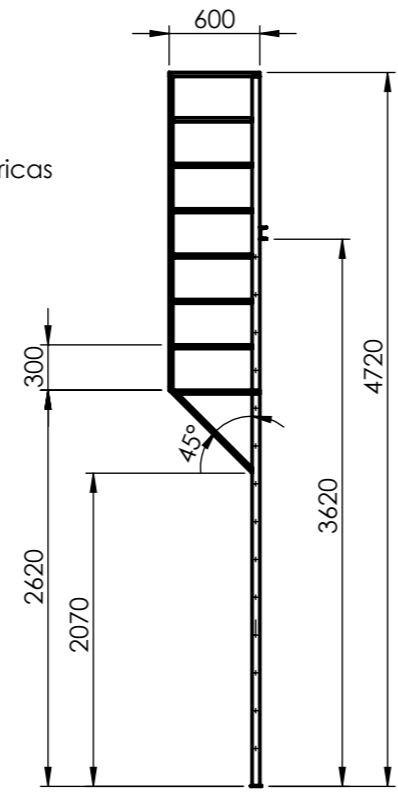




ACLARACIÓN:
Las soldaduras serán ángulo y periféricas

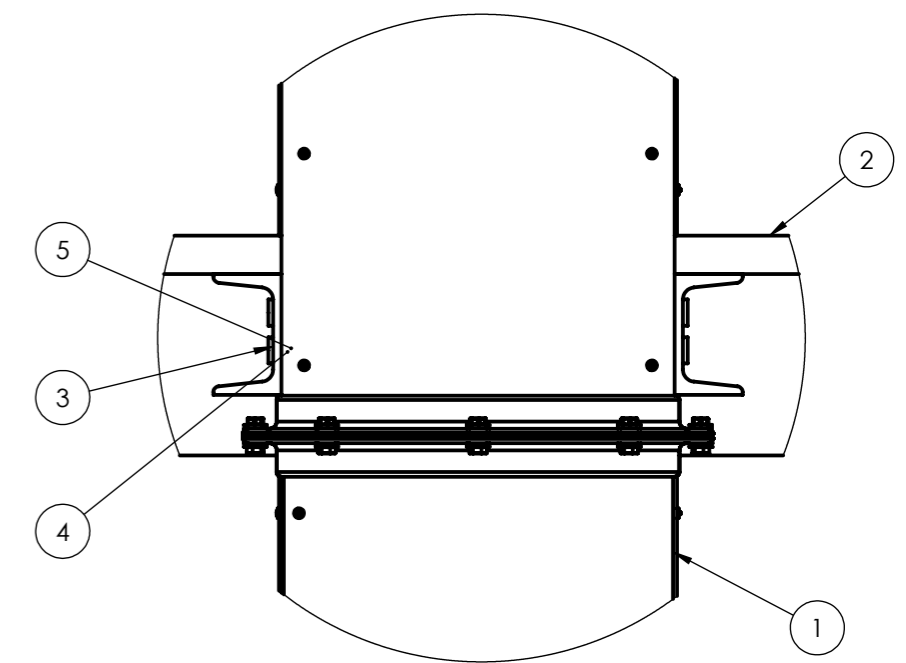
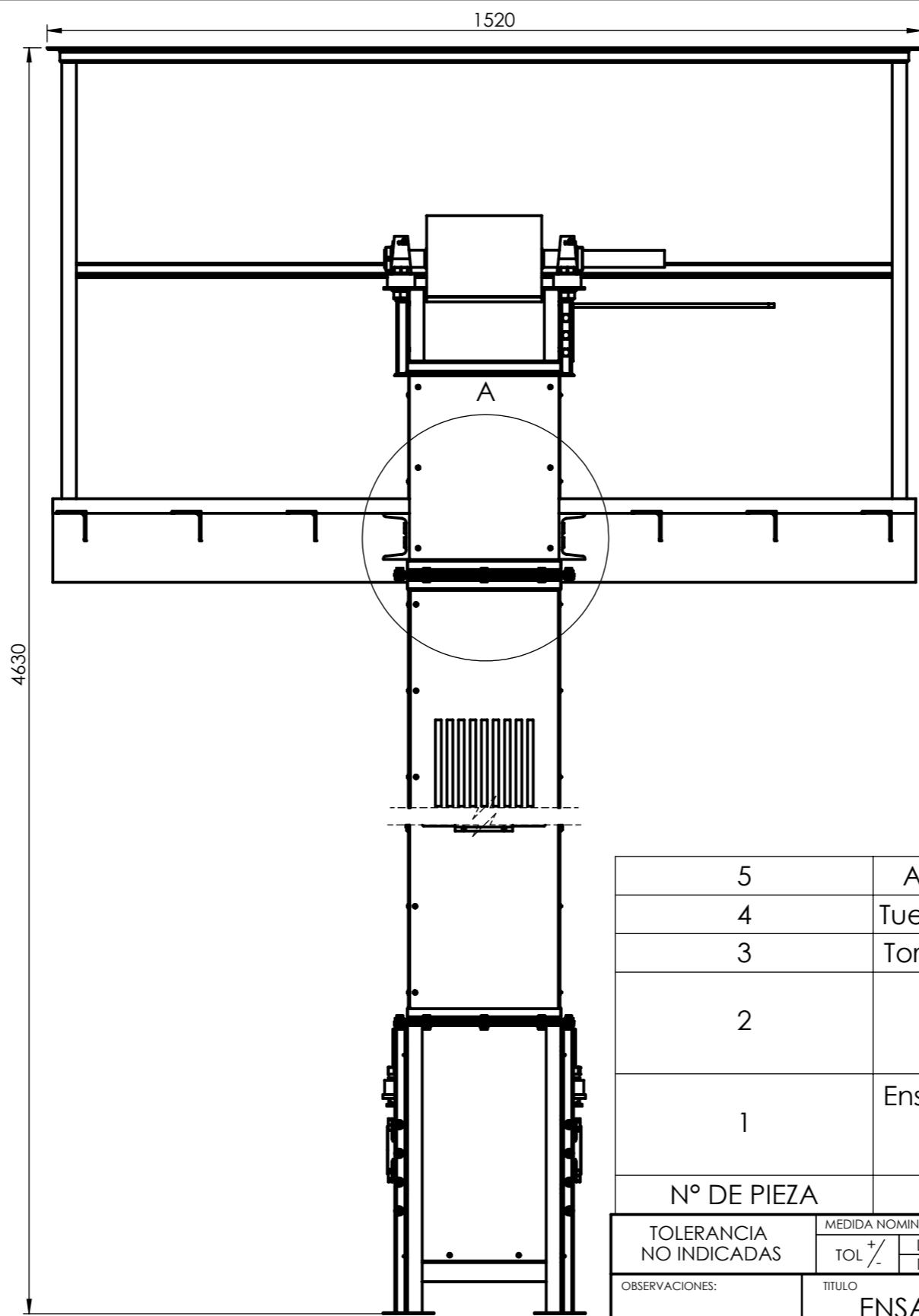
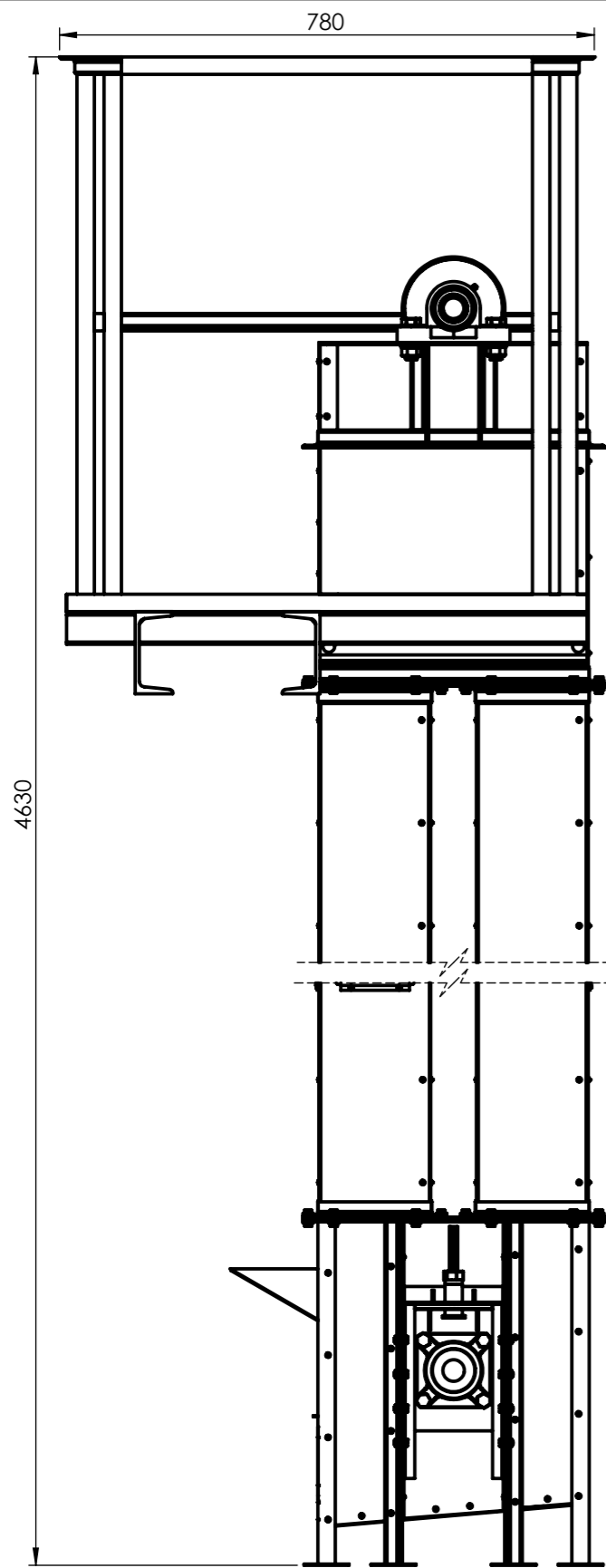
ACLARACIÓN:
Todos los perfiles L de la jaula separados 300mm.

ACLARACIÓN:
Todos los escalones separados 250 mm.



10	Perfil L 1x1x/8 - inclinado B	EC - 003 - 034	1
9	Perfil L 1x1x/8 - inclinado A	EC - 003 - 031	1
8	Redondo Ø 25,4	EC - 003 - 030	14
7	Perfil L 2x2x/8 - 4715	EC - 003 - 023	2
6	Perfil L 1x1x1/8 - 2070	EC - 003 - 028	2
5	Perfil L 1x1x1/8 - 600	EC - 003 - 024	2
4	Perfil L 1x1x1/8 - 600 S/ cortes	EC - 003 - 025	1
3	Perfil L 1x1x1/8 - 595 B	EC - 003 - 027	7
2	Perfil L 1x1x1/8 - 595 A	EC - 00 - 026	7
1	UPN - 80 - 760	EC - 003 - 029	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS		MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
		TOL +/ -		LONG.	0.1	0.15	0.5	1
				DIAM.	0.5	0.5	1	1.5
OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA:1:50		REVISIÓN		
		ESCALERAS						
DIBUJO		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:				
VERIF.								
APROB.								
FECHA		28 / 1 / 2021		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO
NORMA		MÁQUINA:				EC - 103 - 004		A3
		ELEVADOR A CANGILONES						



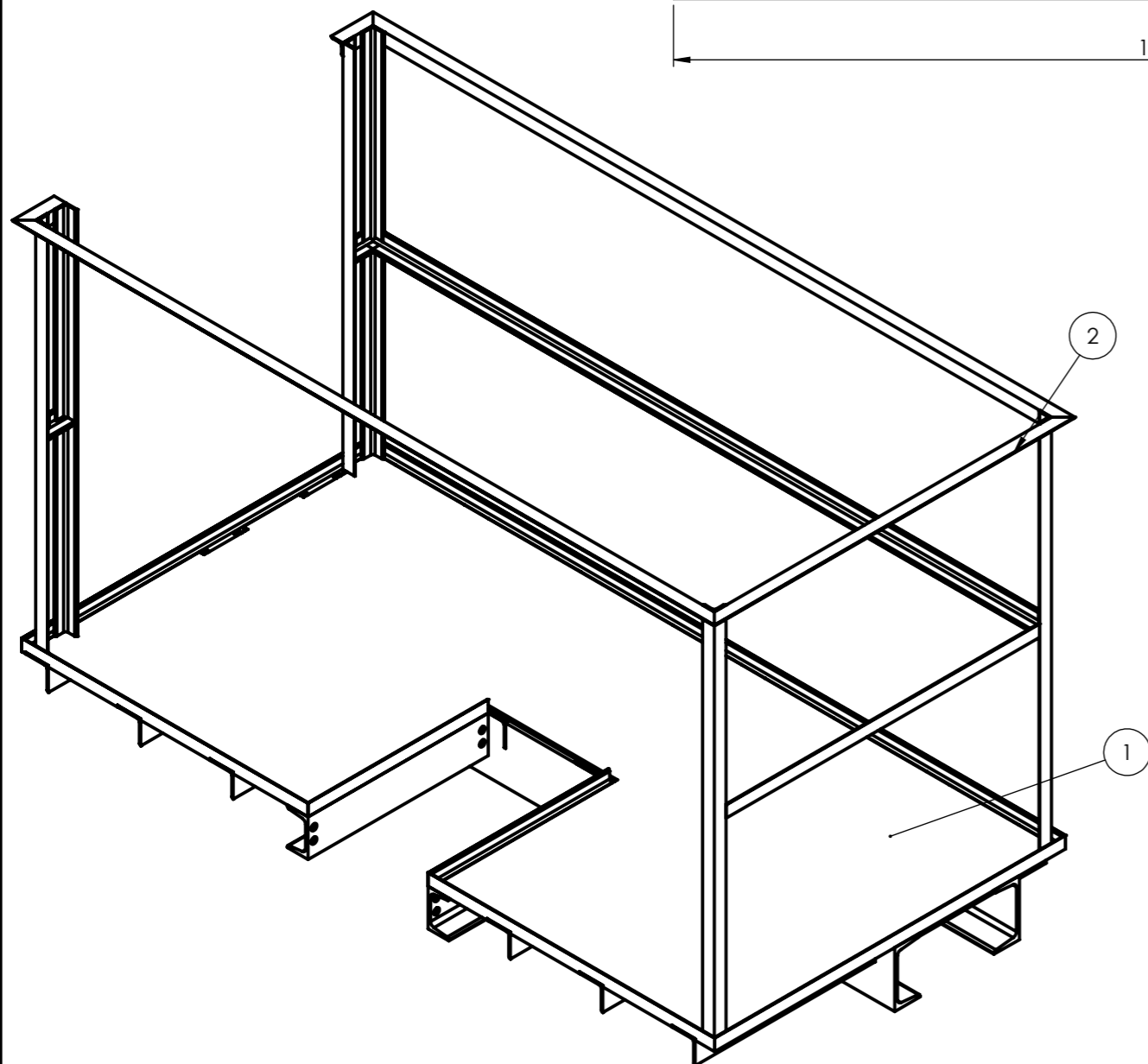
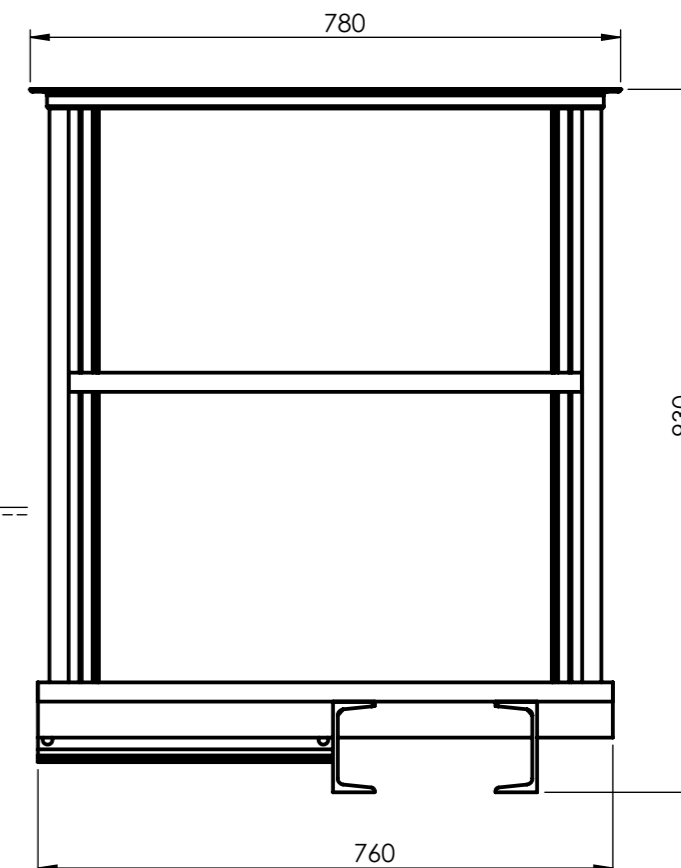
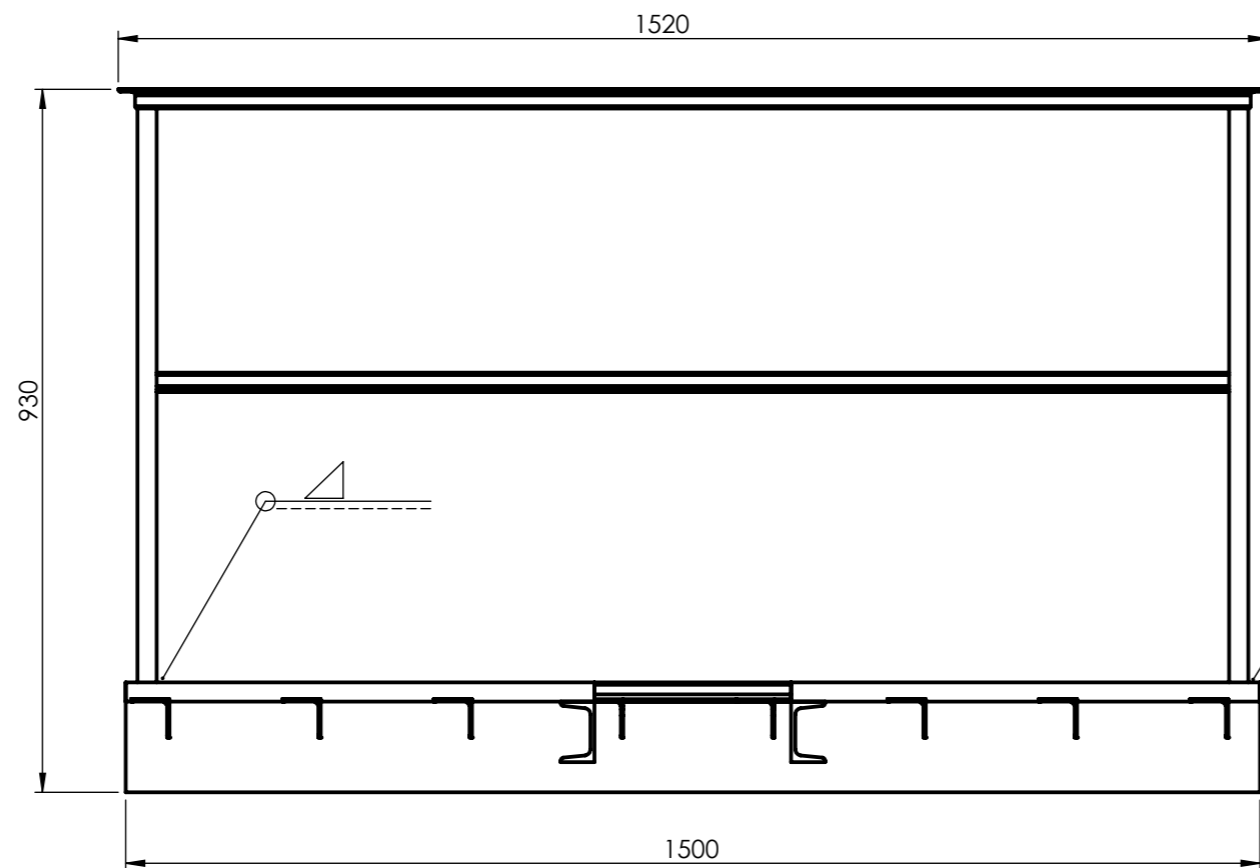
DETALLE A
ESCALA 1 : 5

ACLARACIÓN:
Extraer cubierta frontal inferior
y cubierta trasera inferior
para abulonar con los pernos de 12 mm

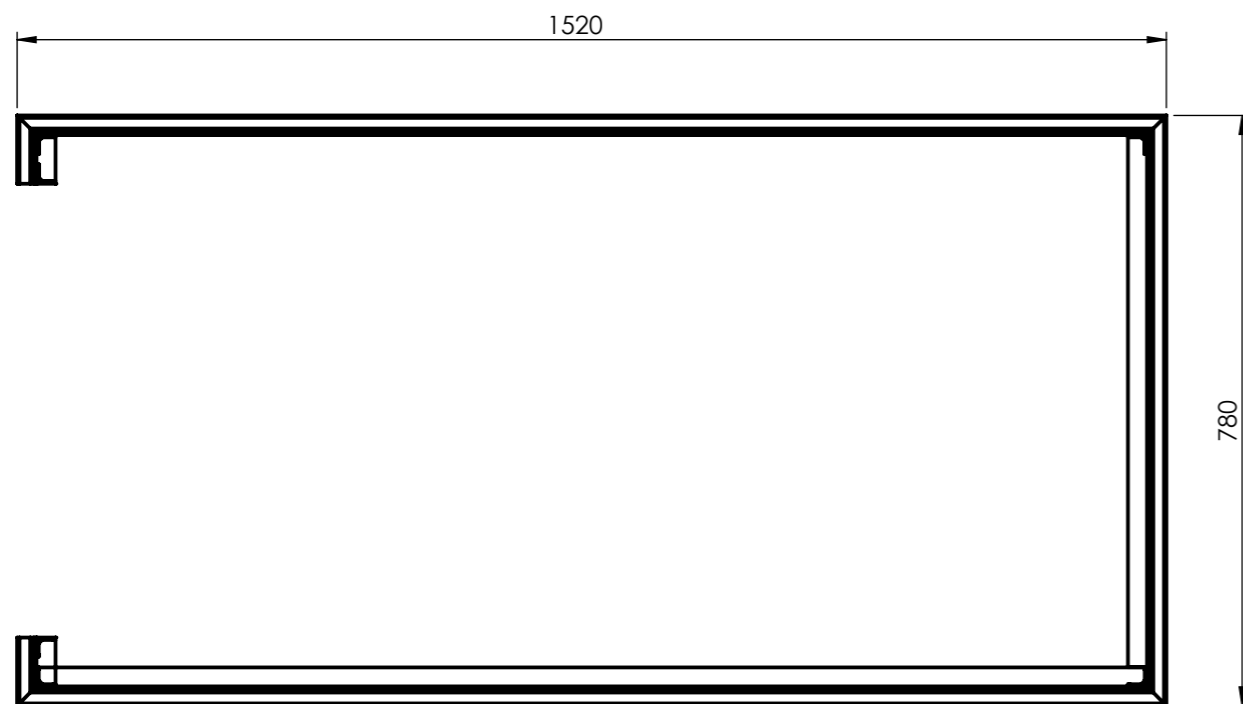
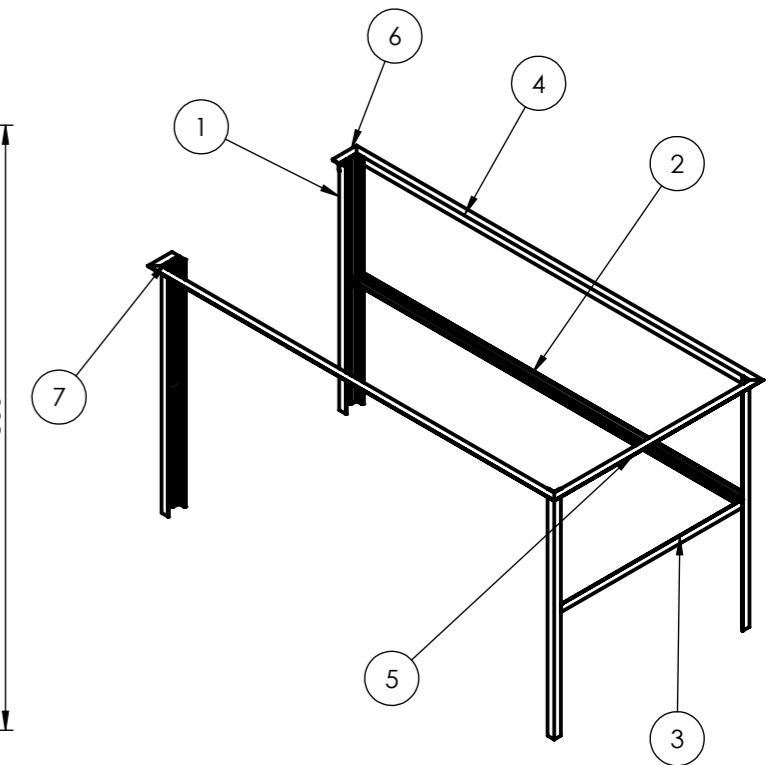
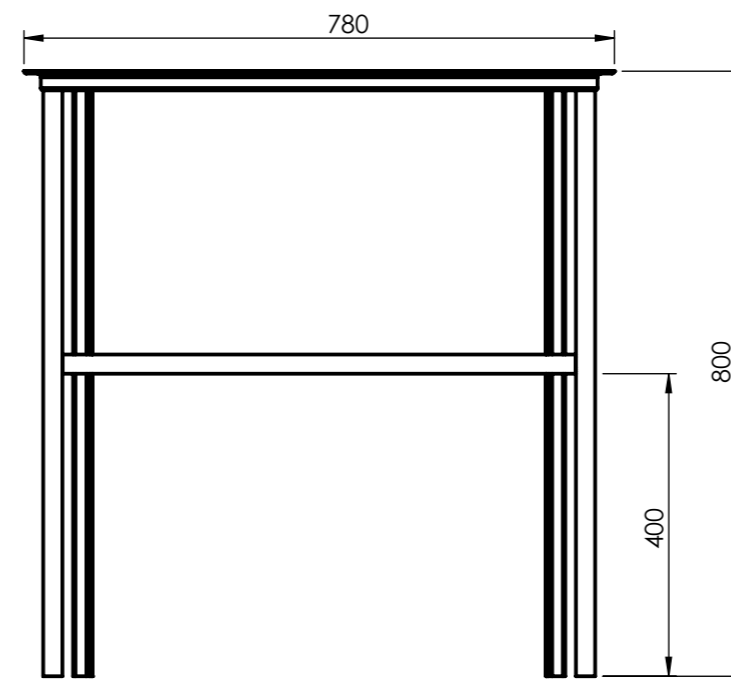
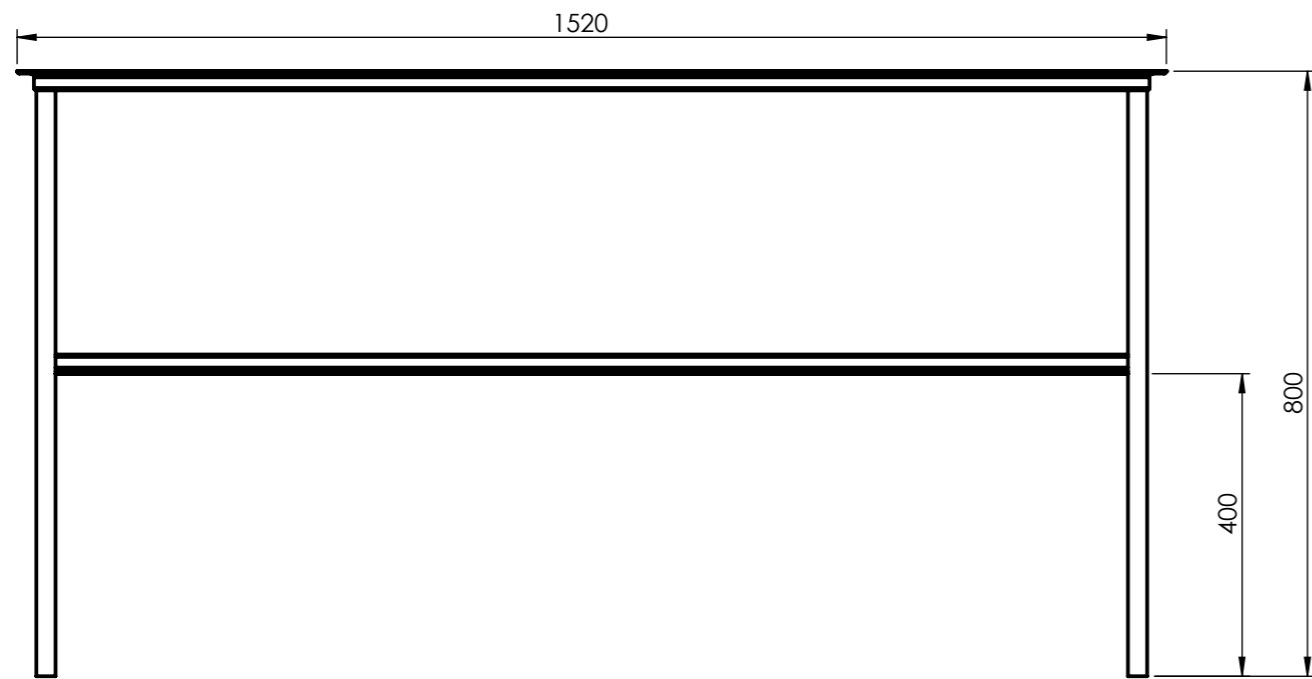
5	Arandela M 12	EU - 010 - 012	8
4	Tuerca M 12 x 1,75	EU - 010 - 011	4
3	Tornillo M 12 x 1,75	EU - 010 - 010	4
2	Ensamblaje plataforma - barandas	EC - 103 - 007	1
1	Ensamblaje base - pantalones - cabezal	EC - 200 - 005	1
N° DE PIEZA	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)						
	TOL	LONG.	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	+	0.1	0.1	0.15	0.5	1	1.5
	-	0.5	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TÍTULO ENSAMBLAJE BASE - PANTALONES - CABEZAL - PLATAFORMA Y BARANDAS		ESCALA: 1:20	REVISIÓN
DIBUJO BIANCOTTO, Bruno		FIRMA			
VERIF. SIMONI, Duilio		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
APROB. SIMONI, Duilio		MATERIAL:			
FECHA 14 / 4 / 2021		MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES		CÓDIGO EC - 200 - 006	FORMATO A3



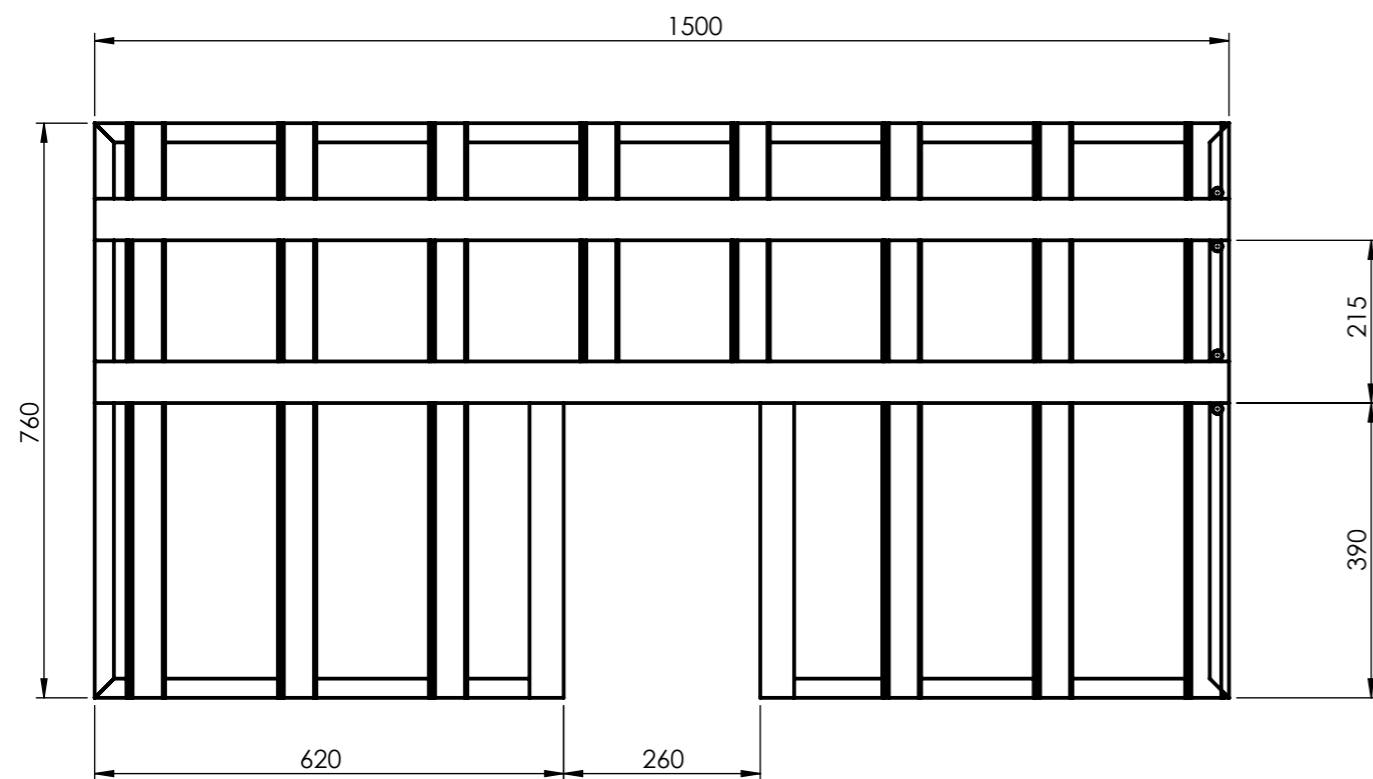
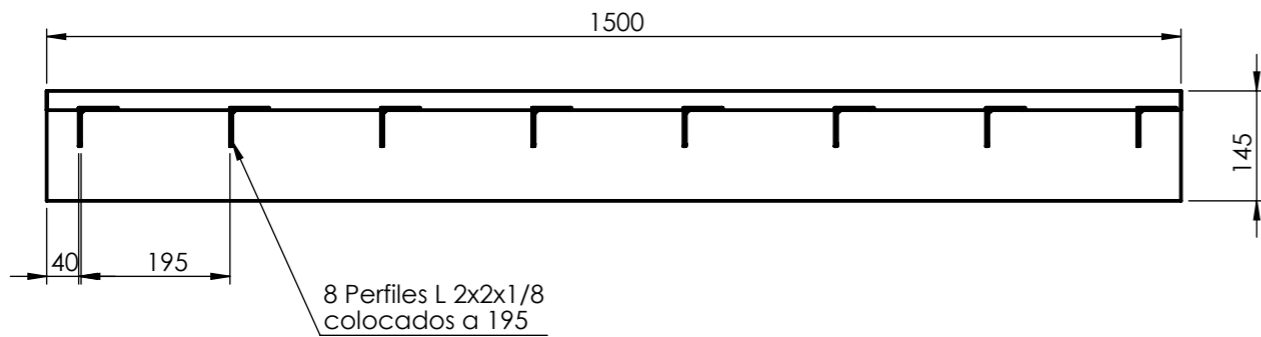
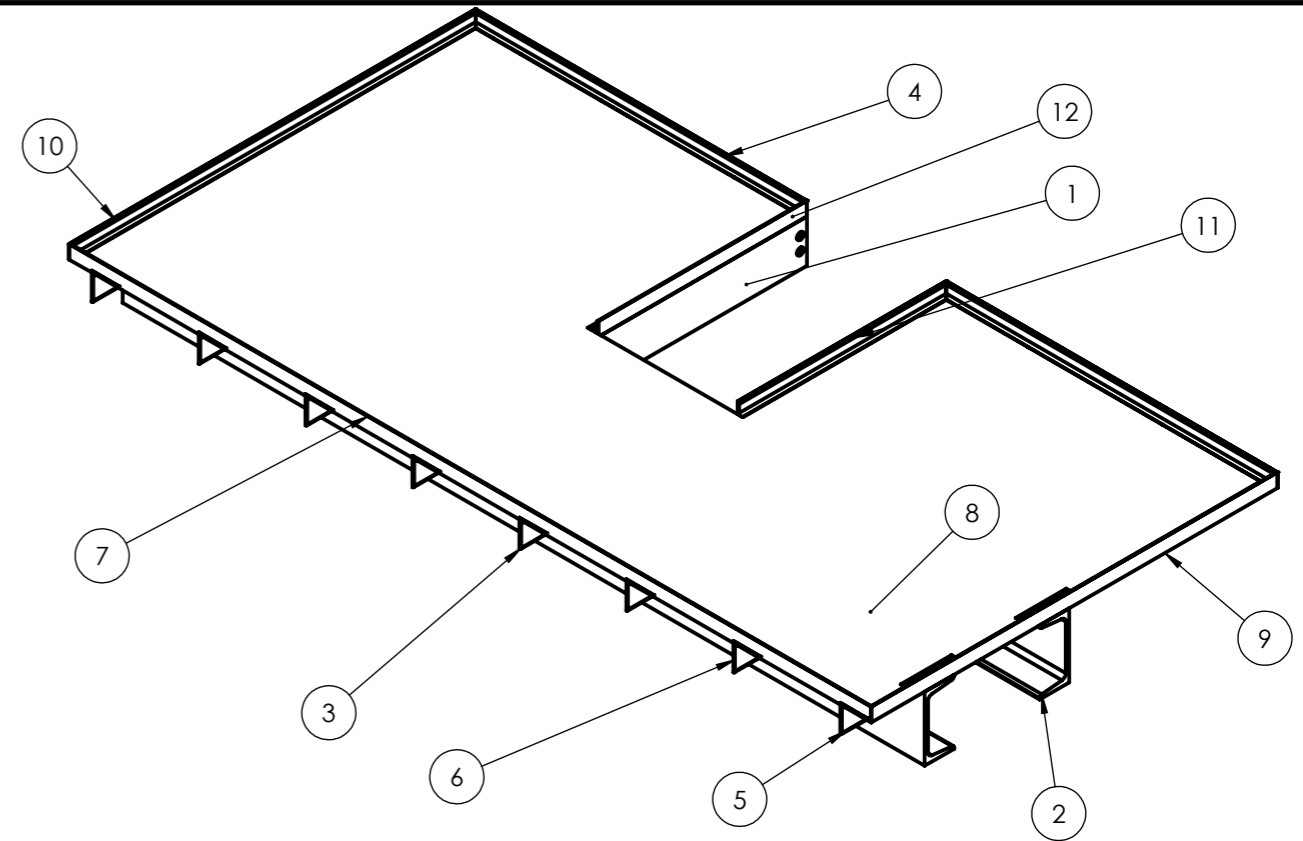
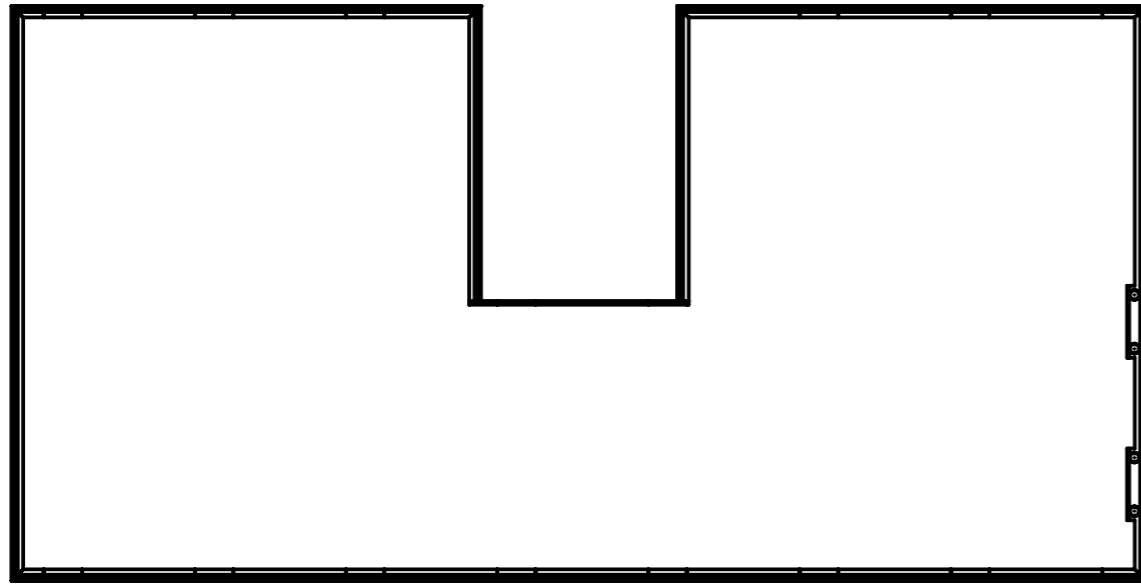
2	Barandas	EC - 103 - 002	1				
1	Plataforma	EC - 103 - 003	1				
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD				
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2
OBSERVACIONES:	TÍTULO	ENSAMBLAJE PLATAFORMA - BARANDAS		ESCALA: 1:10	REVISIÓN		
DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:				
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno						
APROB.	BIANCOTTO, Bruno						
FECHA	13 / 4 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	EC - 103 - 007		FORMATO
NORMA			MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES				A3



7	Perfil L 2x2x1/8 - H 90B	EC - 003 - 033	1
6	Perfil L 2x2x1/8 - H 90A	EC - 003 - 013	1
5	Perfil L 2x2x1/8 - H 780	EC - 003 - 012	1
4	Perfil L 2x2x1/8 - H 1520	EC - 003 - 011	2
3	Perfil L 2x2x1/8 - H 700	EC - 003 - 010	1
2	Perfil L 2x2x1/8 - H 1460	EC - 003 - 009	1
1	Perfil L 2x2x1/8 - V 800	EC - 003 - 008	6
N° DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	TOL +/-	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
	DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES: Soldar perfilera de estructura a tope o en angulo, todo al rededor		TITULO ESTRUCTURA BARANDAS		ESCALA:1:10	REVISIÓN
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno		FIRMA: _____			
VERIF.: SIMONI, Duilio		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
APROB.: SIMONI, Duilio					
FECHA: 20 / 1 / 2021		MATERIAL:		CÓDIGO	FORMATO
NORMA:		MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES		EC - 103 - 002	A3



12	Perfil L - 1x1x1/8 390 B	EC - 003 - 054	1
11	Perfil L - 1x1x1/8 390 A	EC - 003 - 053	1
10	Perfil L - 1x1x1/8 - Sin Perforar	EC - 003 - 032	1
9	Perfil L - 1x1x1/8 760 - Perforado	EC - 003 - 022	2
8	Piso	EC - 003 - 021	1
7	Perfil L - 1x1x1/8 1500	EC - 003 - 020	1
6	Perfil L - 2x2x1/8 760 - Sin Perforar	EC - 003 - 017	5
5	Perfil L - 2x2x1/8 760 - Perforado	EC - 003 - 015	1
4	Perfil L - 1x1x1/8 620	EC - 003 - 019	2
3	Perfil L - 2x2x1/8 370	EC - 003 - 018	2
2	UPN 120 - 1500	EC - 003 - 014	2
1	UPN 80 - 390	EC - 003 - 016	2

N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
-----------------	-------------	--------	----------

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)						
	TOL	LONG.	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	+	0.1	0.1	0.15	0.5	1	1.5
	-	0.1	0.1	0.15	0.5	1	1.5
	DIAM.	0.5	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES: Soldar perfleria de estructura a tope o en angulo, todo al rededor

TITULO: PLATAFORMA

ESCALA: 1:10

REVISIÓN

NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno		
VERIF.: SIMONI, Duilio		
APROB.: SIMONI, Duilio		

FECHA: 25 / 1 / 2021

MATERIAL:

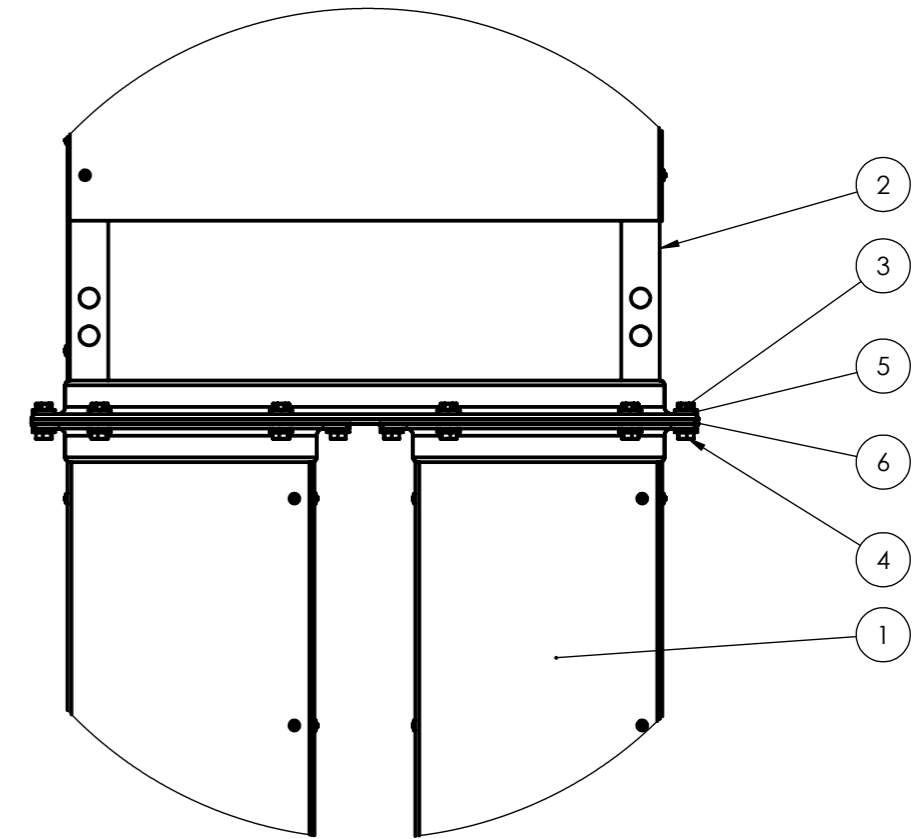
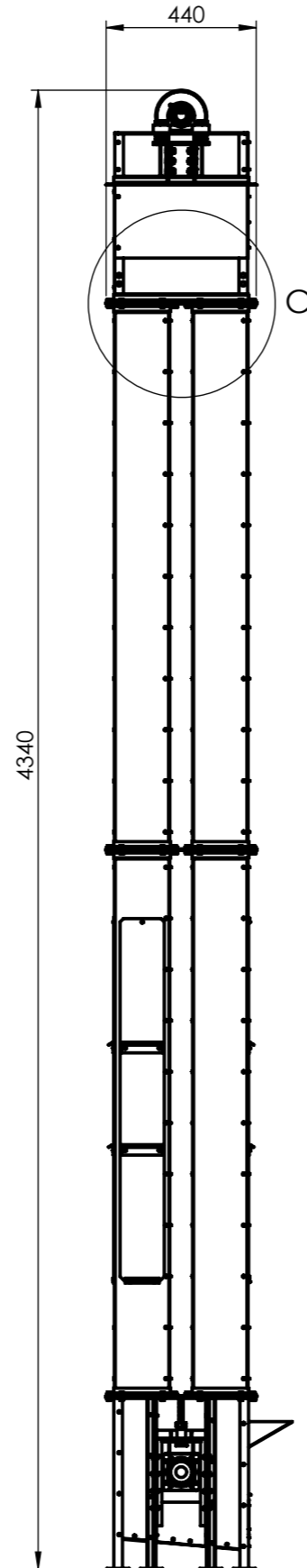
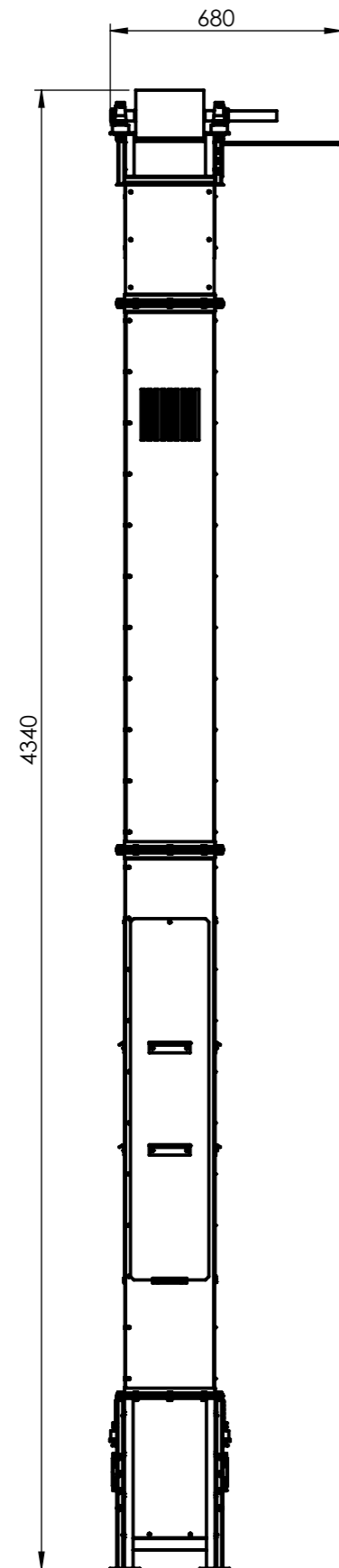
NORMA:

MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES

CÓDIGO: EC - 103 - 003

FORMATO: A3





DETALLE C
ESCALA 1 : 5

6	Junta de Unión	EC - 002 - 008	1
5	Aranela M 5	EU - 010 - 022	40
4	Tuerca M 5 x 0,8	EU - 010 - 021	20
3	Tornillo M 5 x 0,8	EU - 010 - 020	20
2	Ensamblaje Cabezal - Tambor Superior	EC - 200 - 004	1
1	Ensamblaje Base - Pant. Superiores e Inferiores	EC - 200 - 003	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

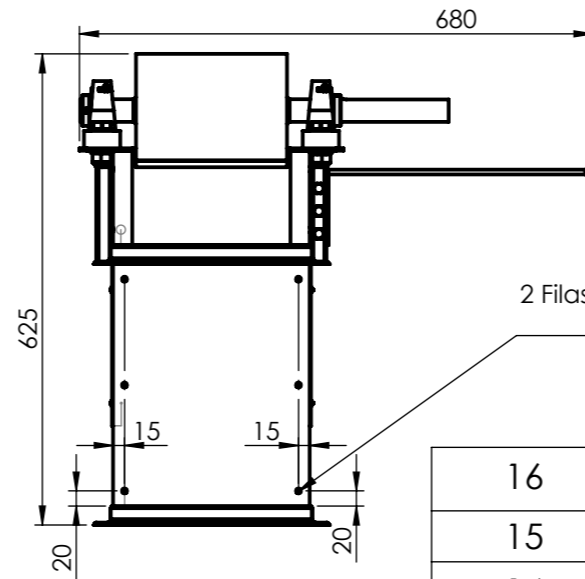
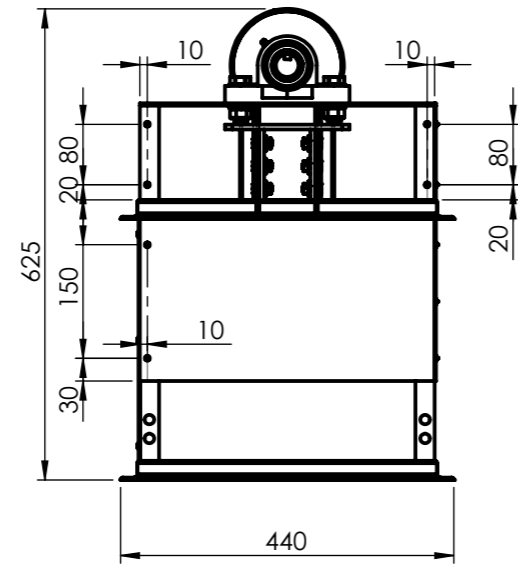
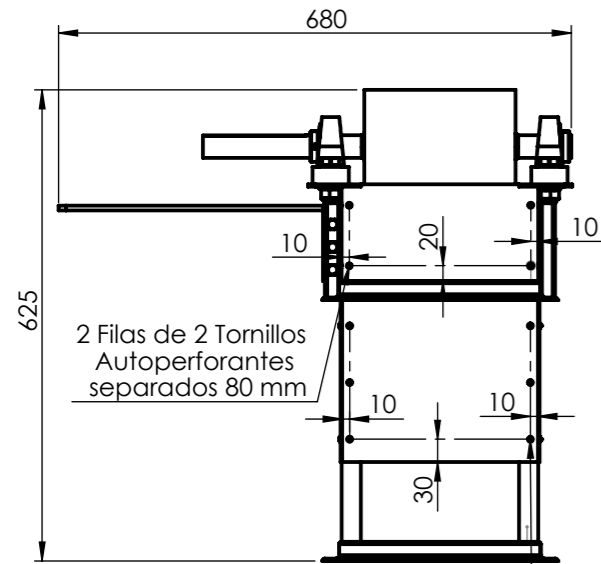
OBSERVACIONES:	TITULO	ESCALA: 1:20	REVISIÓN
----------------	--------	--------------	----------

ENSABLAJE BASE - PANTALONES - CABEZAL

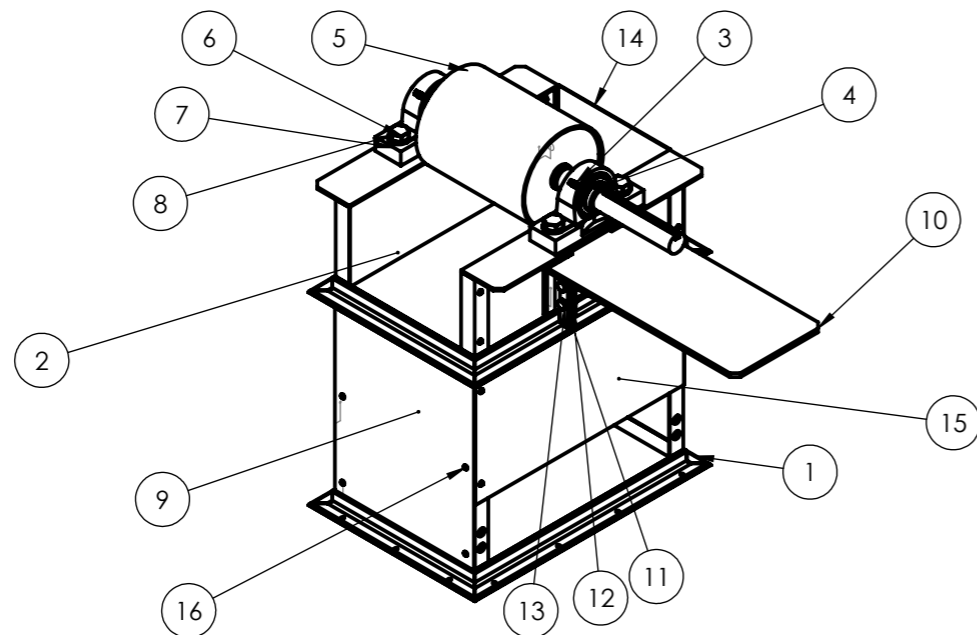
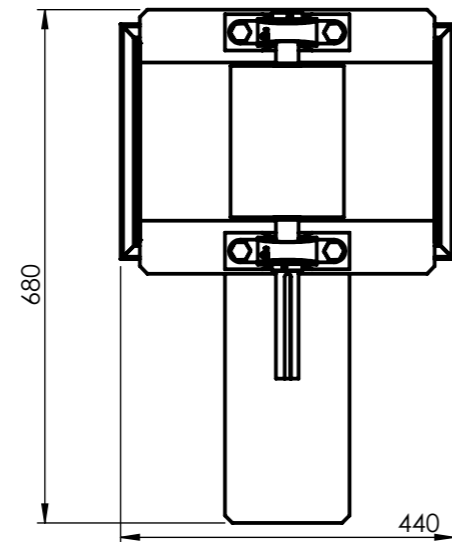


NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
DIBUJO: SIMONI, Dutilio		
VERIF.: BIANCIOTTO, Bruno		
APROB.: BIANCIOTTO, Bruno		
FECHA: 14 / 4 / 2021	MATERIAL:	
NORMA:	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	

CÓDIGO	FORMATO
EC - 200 - 005	A3



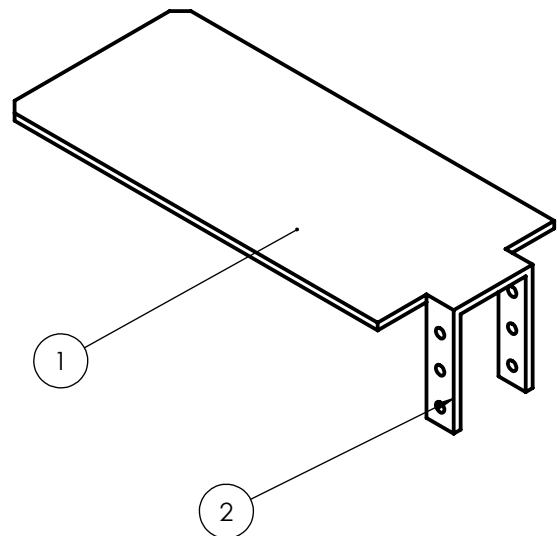
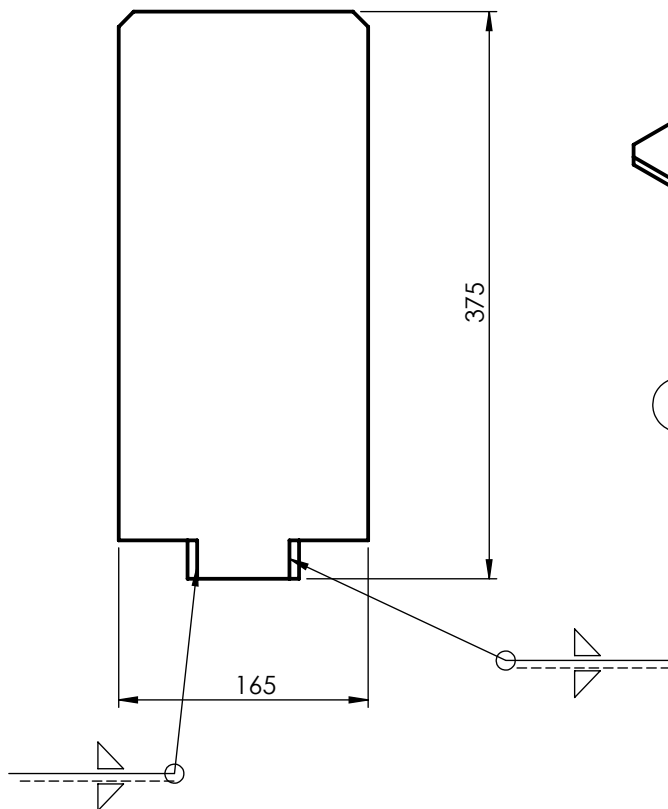
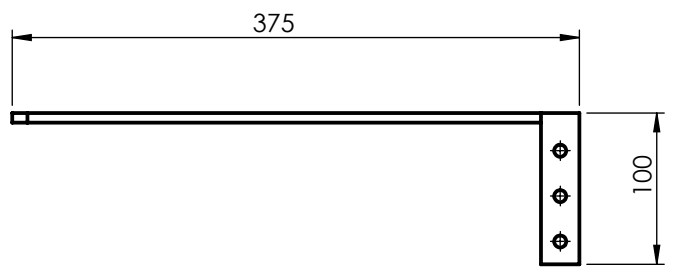
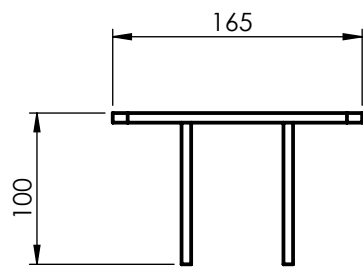
2 Filas de 3 Tornillos Auto perforantes separados 75 mm



16	Tornillo auto perforante 4mm	EU - 010 - 023	28
15	Cubierta trasera inferior	EC - 003 - 041	1
14	Cubierta trasera	EC - 003 - 040	1
13	Arandela M 8	EU - 010 - 006	6
12	Tuerca M 8 x 1,25	EU - 010 - 005	6
11	Tornillo M 8 x 1,25	EU - 010 - 004	6
10	Base de motor	EC - 103 - 006	1
9	Cubierta frontal inferior	EC - 003 - 036	1
8	Arandela M 16	EU - 010 - 019	4
7	Tuerca M 16 x 2	EU - 010 - 018	4
6	Tornillo M 16 x 2	EU - 010 - 017	4
5	Tambor superior	EC - 101 - 003	1
4	Rodamiento Ø30mm	EC - 011 - 004	2
3	Soporte de rodamiento superior	EC - 011 - 003	2
2	Cubierta lateral	EC - 003 - 043	2
1	Estructura cabezal	EC - 103 - 001	1
Nº DE ELEMENTO	Nº DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	HASTA 20 INCLUSO		>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
TOL $\frac{+}{-}$	LONG.		0.1	0.15	0.5	1.5
	DIAM.		0.5	0.5	1	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA: 1:10	REVISIÓN												
	ENSAMBLAJE CABEZAL - TAMBOR SUPERIOR														
<table border="1"> <tr> <td>NOMBRE</td> <td>FIRMA</td> <td>TRATAMIENTO TÉRMICO:</td> </tr> <tr> <td>DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.: SIMONI, Duilio</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.: SIMONI, Duilio</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:	DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno			VERIF.: SIMONI, Duilio			APROB.: SIMONI, Duilio				
NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:													
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno															
VERIF.: SIMONI, Duilio															
APROB.: SIMONI, Duilio															
<table border="1"> <tr> <td>FECHA: 12 / 4 / 2021</td> <td>MATERIAL:</td> </tr> <tr> <td>NORMA: </td> <td>MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES</td> </tr> </table>		FECHA: 12 / 4 / 2021	MATERIAL:	NORMA:	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	CÓDIGO	FORMATO								
FECHA: 12 / 4 / 2021	MATERIAL:														
NORMA:	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES														
		EC - 200 - 004	A3												

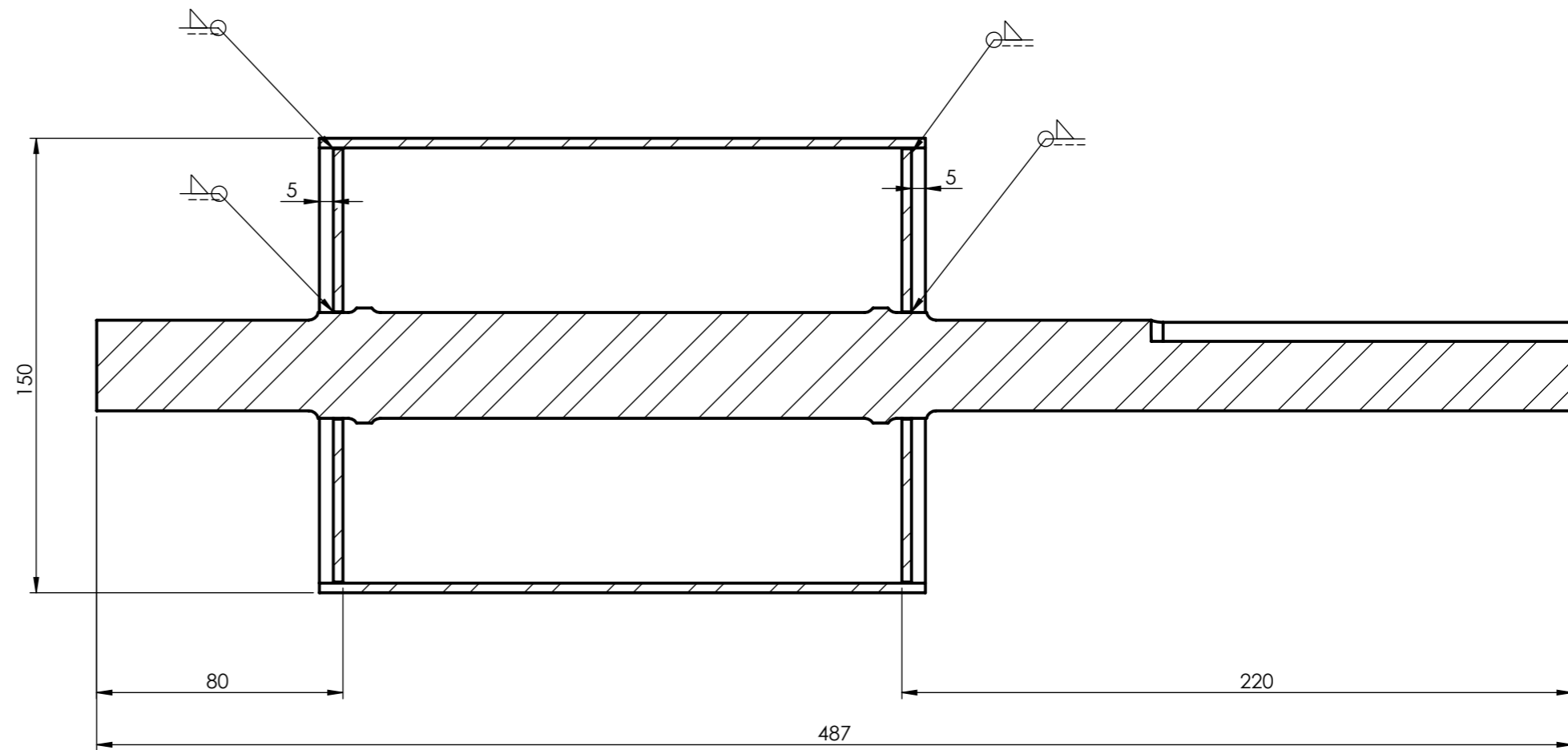
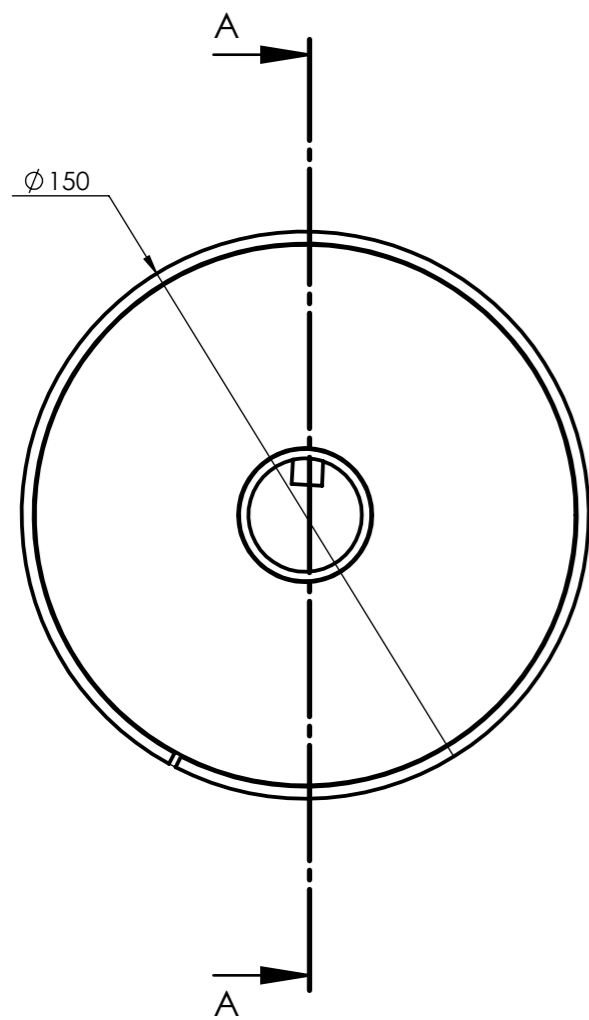


2	Soporte Base Motor	EC - 003 - 038	2
1	Chapa Base Motor	EC - 003 - 032	1
N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

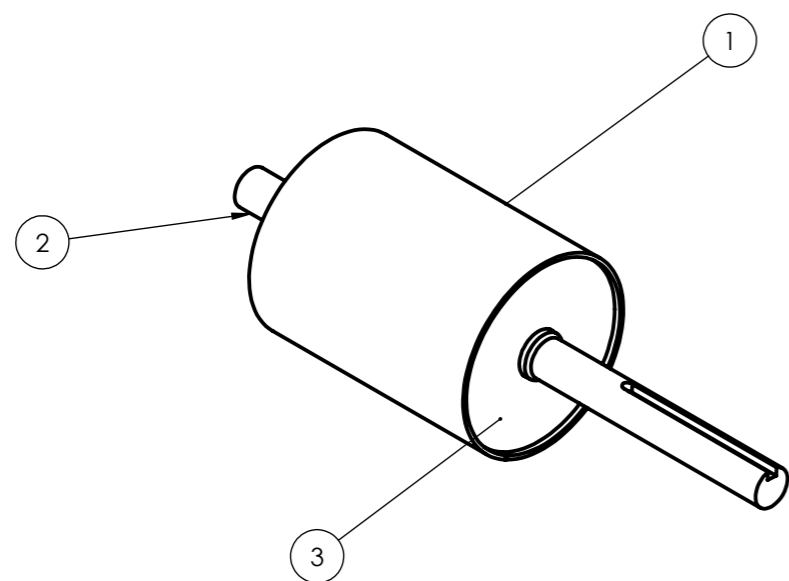
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA:1:5	REVISIÓN
	BASE DE MOTOR		

	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:	
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno			
VERIF.	SIMONI, Duilio			
APROB.	SIMONI, Duilio			
FECHA	29 / 1 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO
NORMA	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES			EC - 103 - 006
				FORMATO
				A4



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



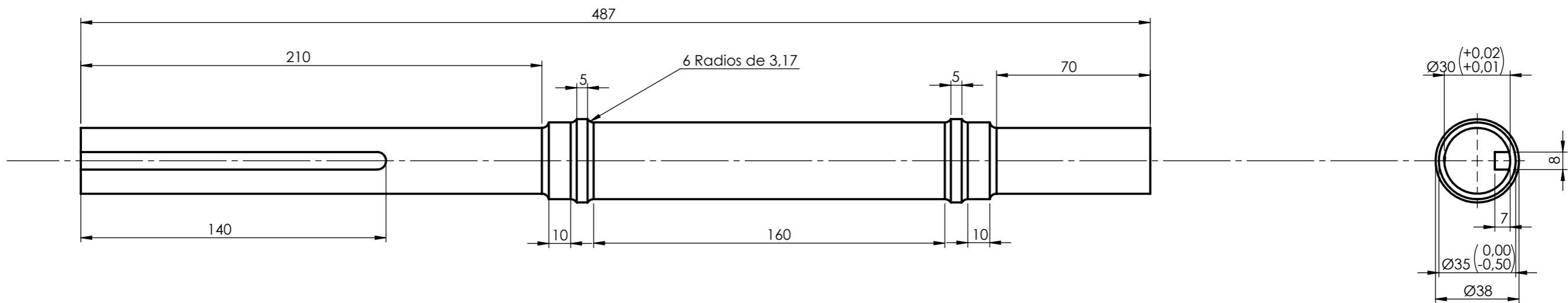
3	Platos laterales	EC - 001 - 004	2
2	Eje superior	EC - 001 - 001	1
1	Tambor	EC - 001 - 003	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	TOL $\frac{+}{-}$	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
		LONG.	0.1	0.15	0.5	1
	DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA: 1:2	REVISIÓN
	ENSAMBLAJE TAMBOR SUPERIOR		

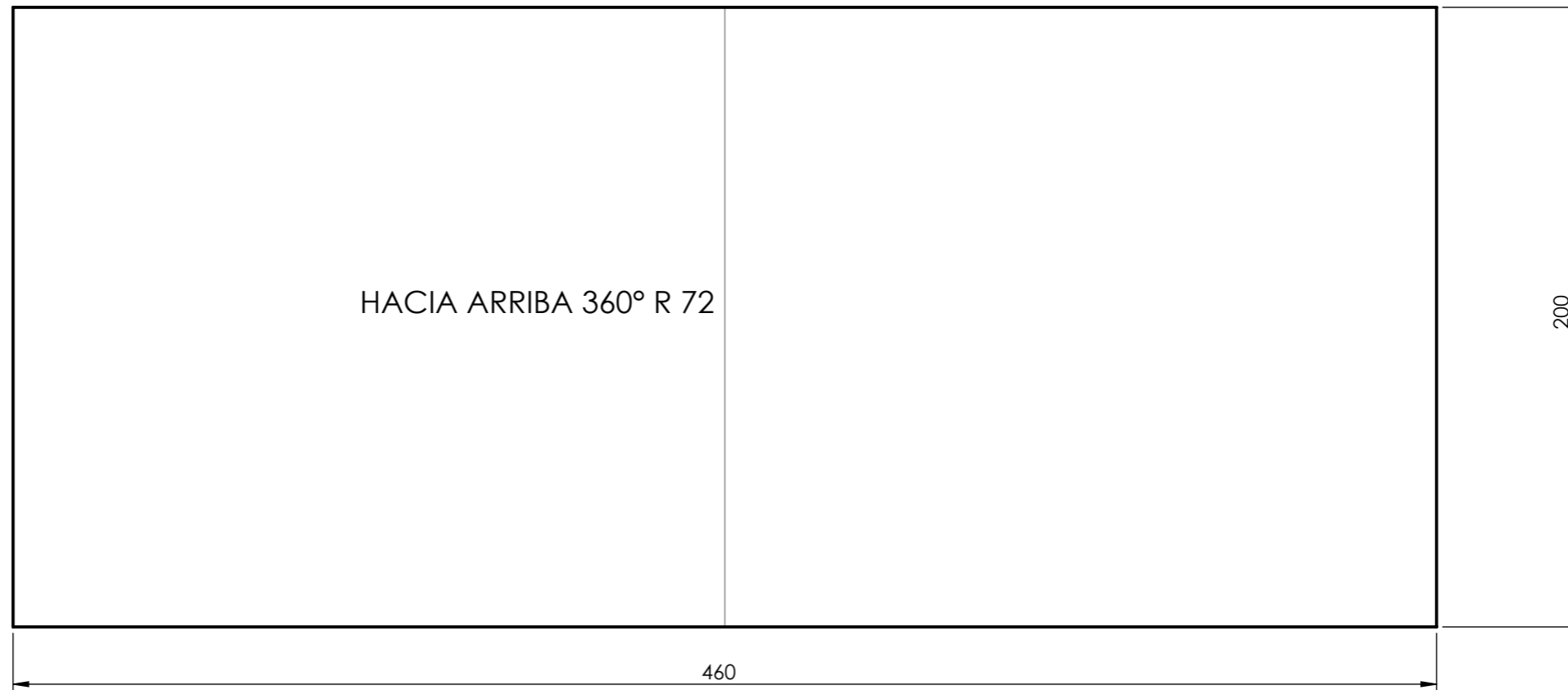
DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
VERIF.	BIANCIOTTO, Bruno		
APROB.	SIMONI, Duilio		
FECHA	15 / 1 / 2021	MATERIAL:	
NORMA	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES		
			CÓDIGO
			EC - 101 - 003
			FORMATO
			A3



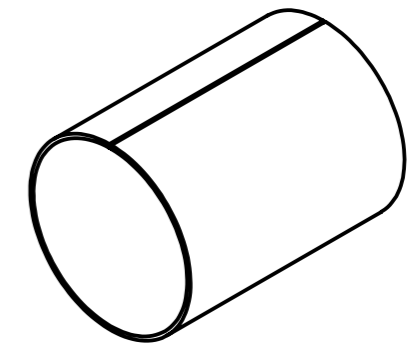
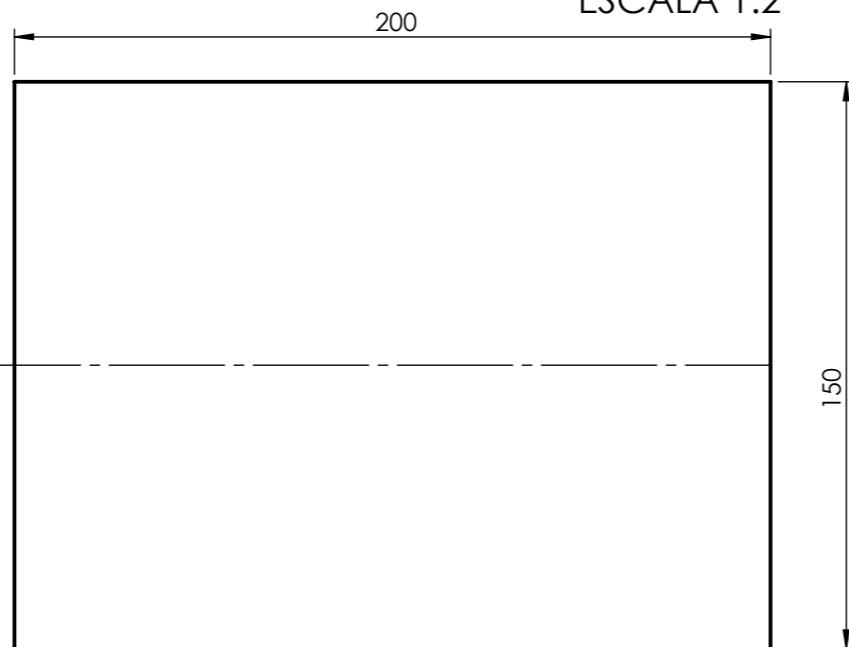
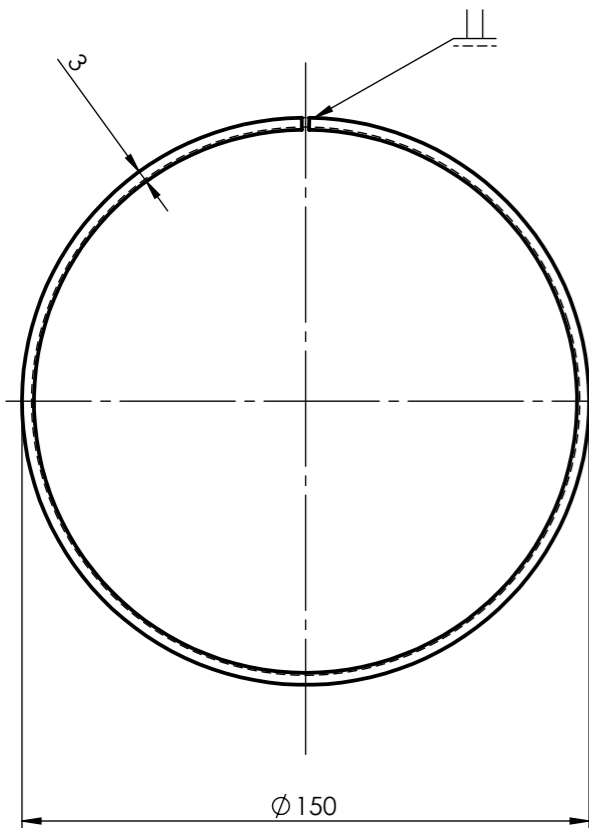


TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.	LONG.	DIAM.	LONG.
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA 1:2	REVISIÓN
		EJE SUPERIOR			
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:		
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno				
VERIF.	SIMONI, Duilio				
APROB.	SIMONI, Duilio				
FECHA	13 / 1 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA			MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	EC - 001 - 001	A3
			AISI 1020		

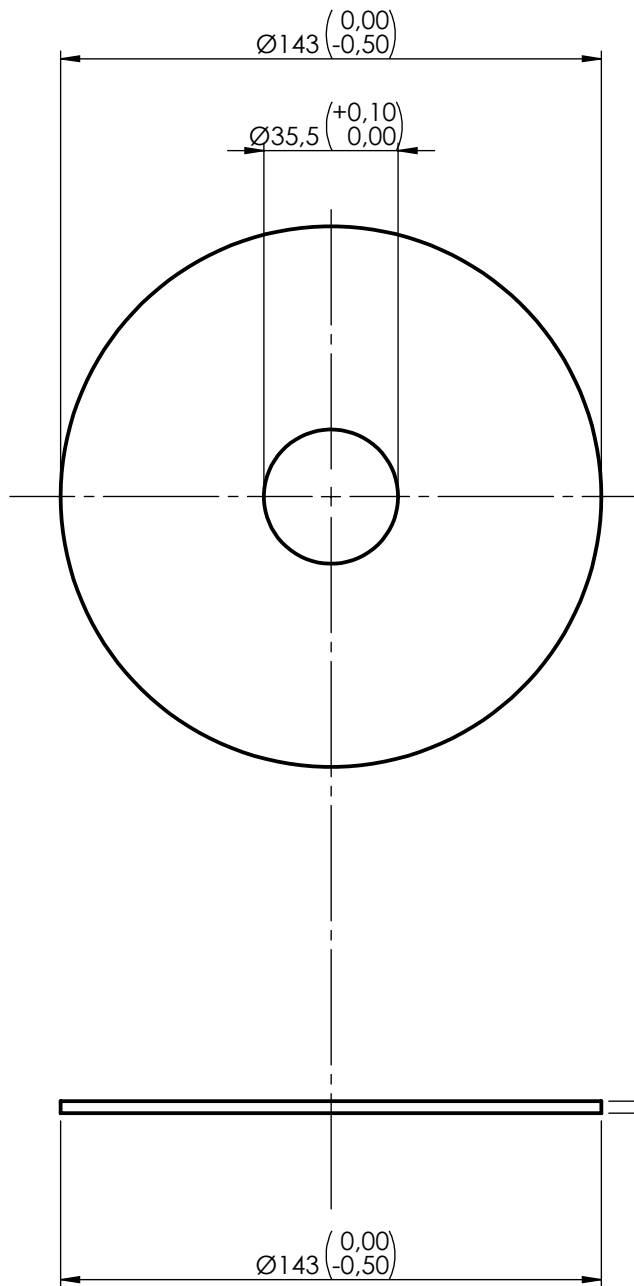


460
CHAPA DESPLEGADA
ESCALA 1:2



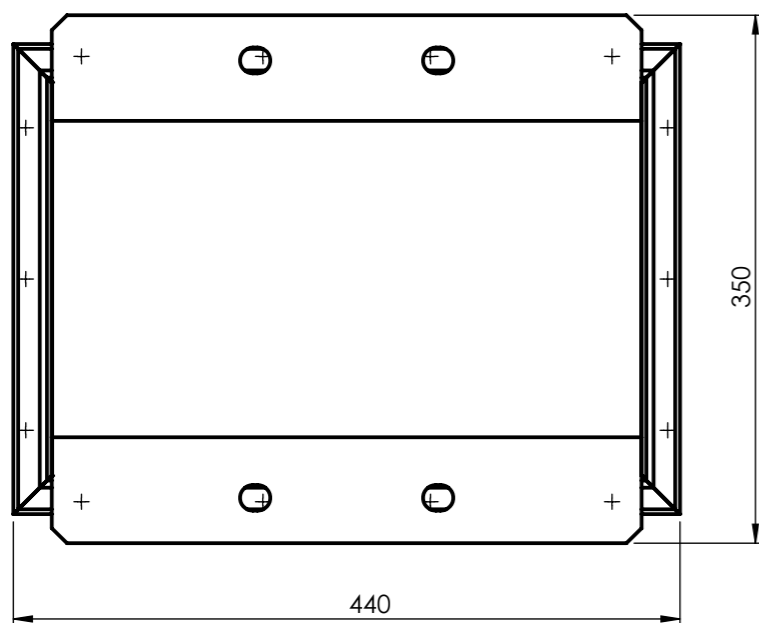
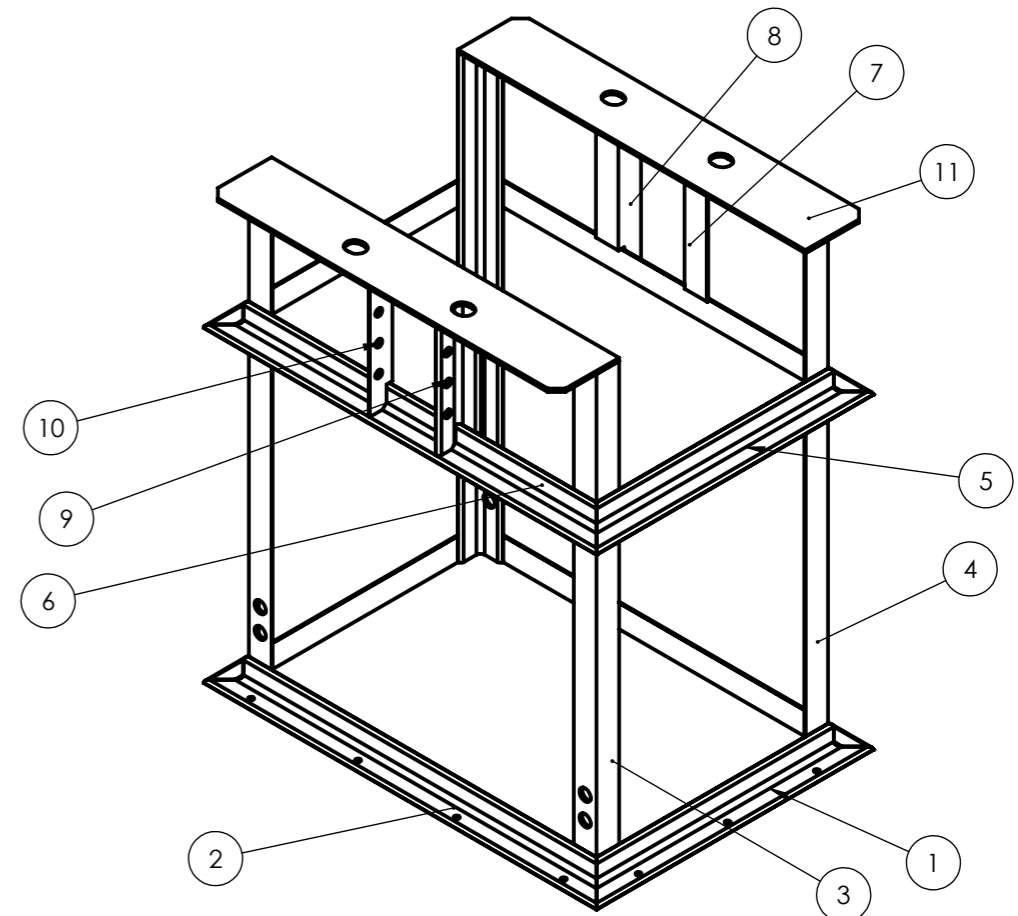
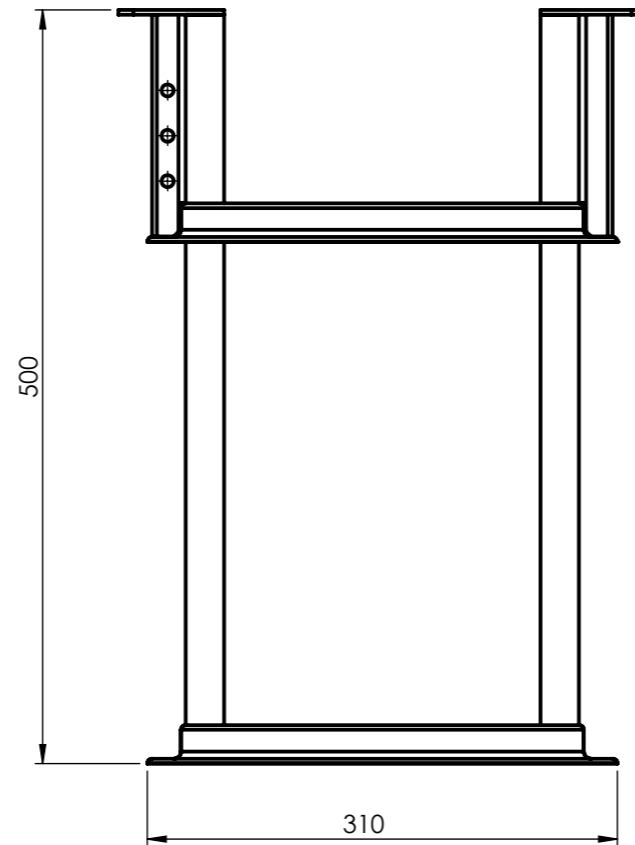
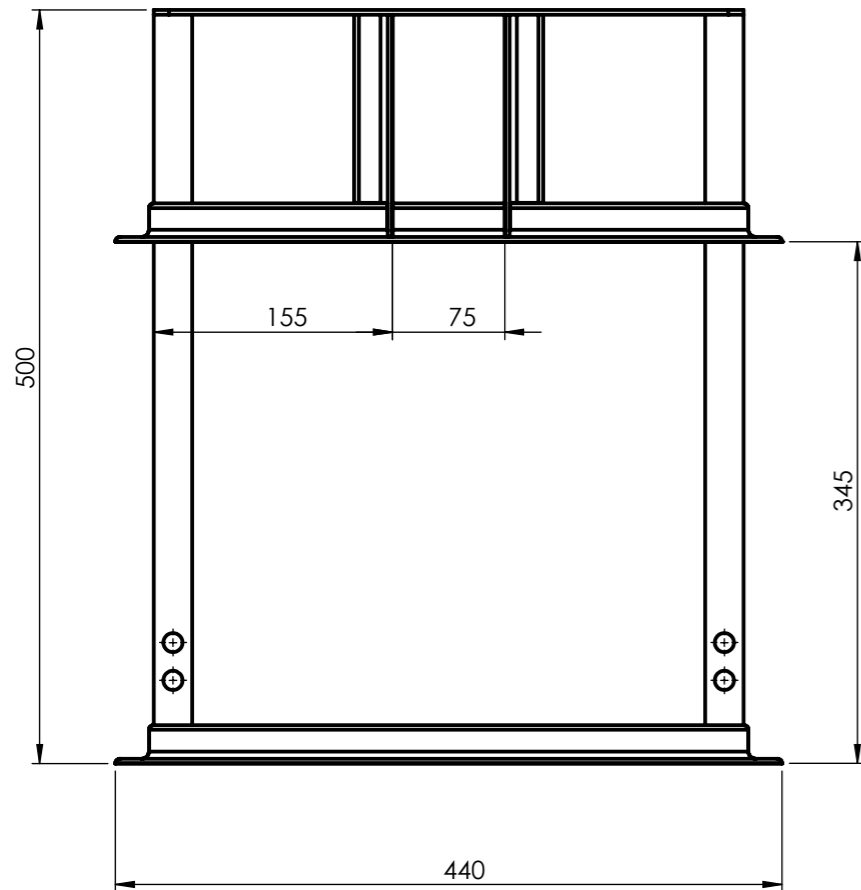
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.	LONG.	DIAM.	LONG.
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES: CHAPA DE 3 (mm)	TITULO TAMBOR	ESCALA:1:2	REVISIÓN												
<table border="1"> <tr> <td>NOMBRE</td> <td>FIRMA</td> <td>TRATAMIENTO TÉRMICO:</td> </tr> <tr> <td>DIBUJO: SIMONI, Duilio</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>VERIF.: BIANCIOTTO, Bruno</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>APROB.: BIANCIOTTO, Bruno</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:	DIBUJO: SIMONI, Duilio			VERIF.: BIANCIOTTO, Bruno			APROB.: BIANCIOTTO, Bruno				
NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:													
DIBUJO: SIMONI, Duilio															
VERIF.: BIANCIOTTO, Bruno															
APROB.: BIANCIOTTO, Bruno															
FECHA: 14 / 1 / 2021	MATERIAL: MLC 420	CÓDIGO: EC - 001 - 003	FORMATO: A3												
NORMA:	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES														



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.			
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA:1:2	REVISIÓN
CHAPA DE 3 (mm)		PLATO LATERAL			
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:		
DIBUJO	SIMONI, Duilio				
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno				
APROB.	BIANCOTTO, Bruno				
FECHA	14 / 1 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA			MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	MLC 420	EC - 001 - 004
					A4



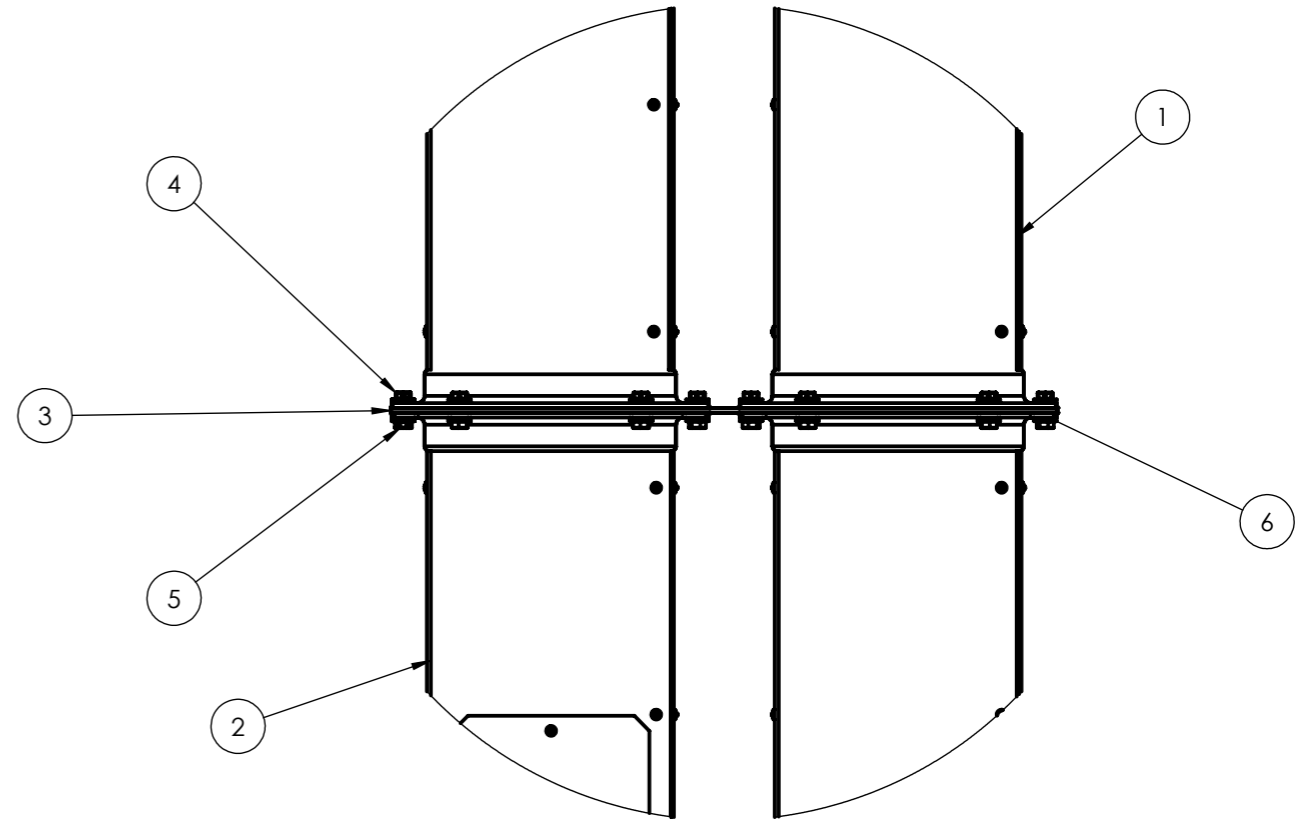
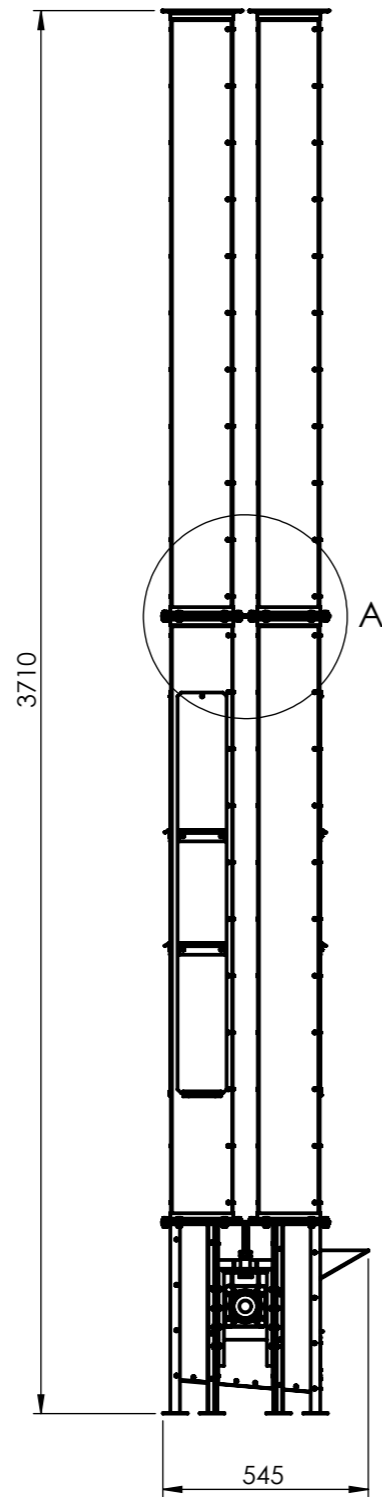
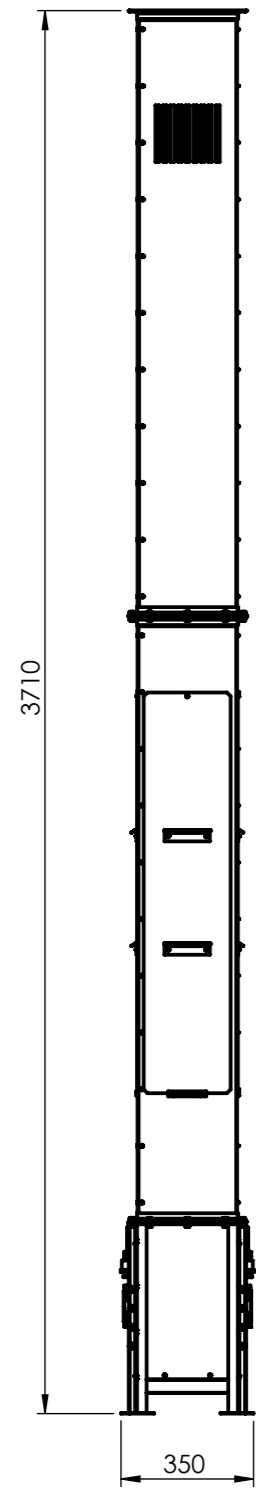
11	Base Cojinetes	EC - 003 - 001	2
10	Perfil L - 1x1x1/8 V Perforado 145 B	EC - 003 - 047	1
9	Perfil L - 1x1x1/8 V Perforado 145 A	EC - 003 - 007	1
8	Perfil L - 1x1x1/8 V - 145 B	EC - 003 - 004	1
7	Perfil L - 1x1x1/8 V - 145 A	EC - 003 - 002	1
6	Perfil L - 1x1x1/8 H - Superior 440	EC - 003 - 046	2
5	Perfil L - 1x1x1/8 H - Superior 310	EC - 003 - 045	2
4	Perfil L - 1x1x1/8 V - 495 B	EC - 003 - 037	2
3	Perfil L - 1x1x1/8 V - 495 A	EC - 003 - 003	2
2	Perfil L - 1x1x1/8 H - 440	EC - 003 - 006	2
1	Perfil L - 1x1x1/8 H - 310	EC - 003 - 005	2

N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
-----------------	-------------	--------	----------

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	TOL + / -	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
	DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES: Soldar perfleria de estructura a tope o en angulo, todo al rededor	TITULO ESTRUCTURA CABEZAL	ESCALA: 1:5	REVISIÓN
--	-------------------------------------	-------------	----------

DIBUJO: SIMONI, Duilio	FIRMA:	TRATAMIENTO TÉRMICO:	
VERIF.: BIANCIOTTO, Bruno			
APROB.: BIANCIOTTO, Bruno			
FECHA: 24 / 3 / 2021		MATERIAL:	
NORMA:	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES		CÓDIGO: EC - 103 - 001
			FORMATO: A3

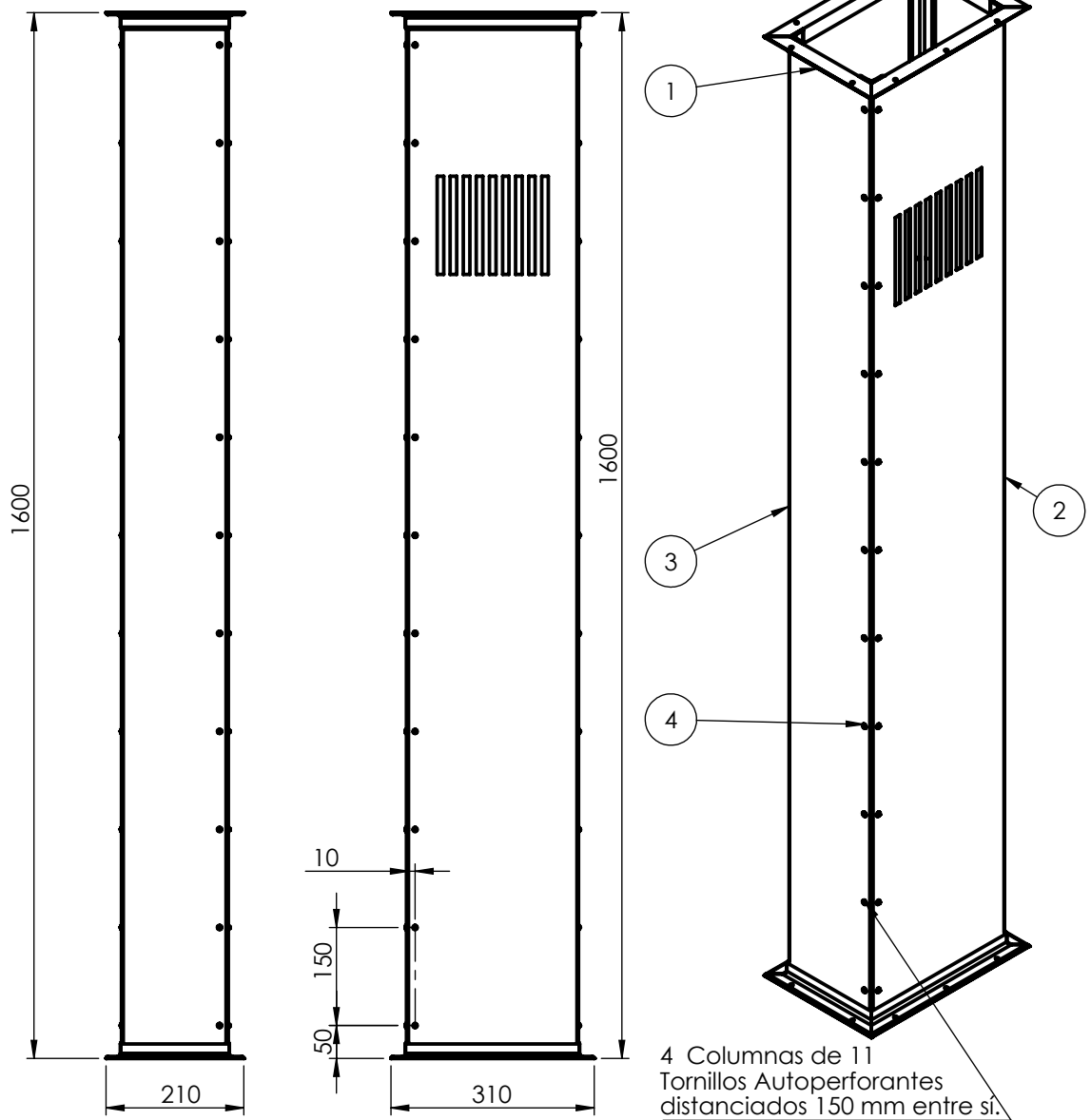


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

6	Arandela M 5	EU - 010 - 022	40
5	Tuerca M 5 x 0,8	EU - 010 - 021	20
4	Tornillo M 5 x 0,8	EU - 010 - 020	20
3	Junta de unión	EC - 002 - 008	1
2	Ensamblaje base - pantalones inferiores	EC - 200 - 002	1
1	Pantalón superior	EC - 102 - 005	2
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	TOL $\frac{+}{-}$	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
	DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TÍTULO ENSAMBLAJE BASE - PANT. SUPERIORES E INFERIORES		ESCALA: 1: 20	REVISIÓN
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno		FIRMA:			
VERIF.: SIMONI, Duilio		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
APROB.: SIMONI, Duilio		MATERIAL:			
FECHA: 30 / 3 / 2021		NORMA:		CÓDIGO: EC - 200 - 003	
MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES				FORMATO: A3	

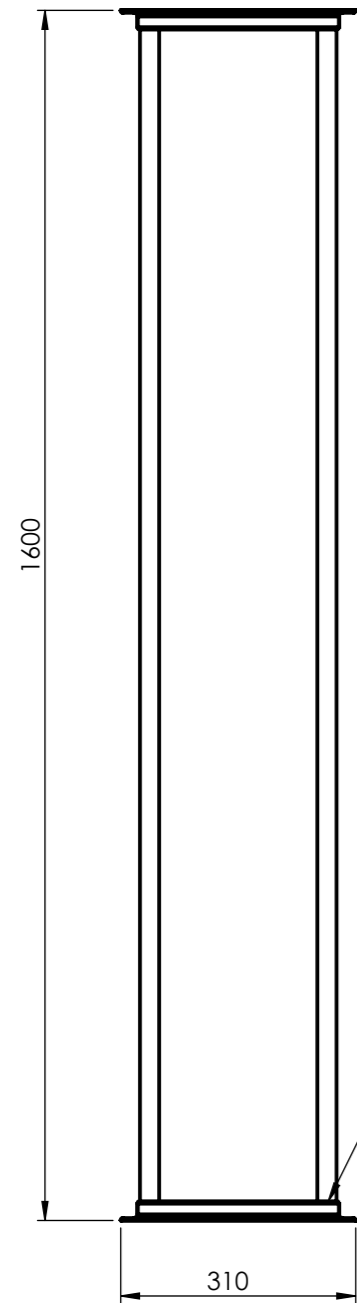


4	Tornillos Auto perforantes 4 mm	EU - 010 - 023	44
3	Chapa Pantalones	EC - 002 - 011	1
2	Chapa Pantalones Superiores	EC - 002 - 004	1
1	Estructura Pantalones	EC - 102 - 001	1
N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

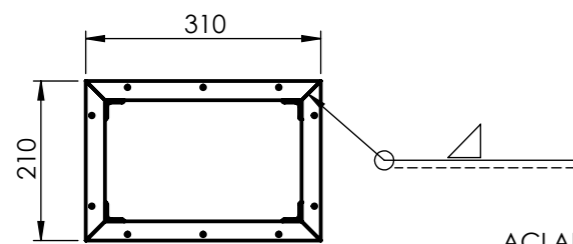
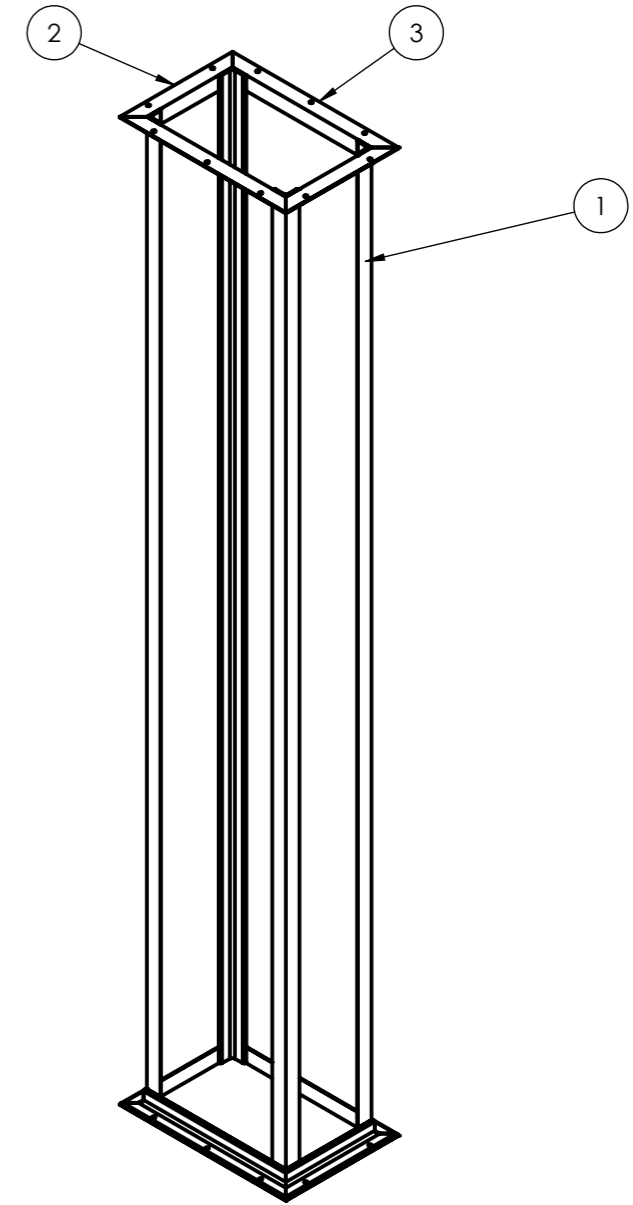
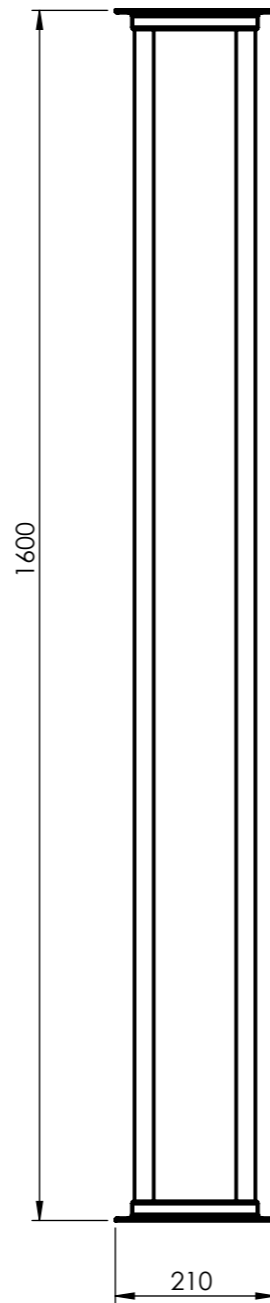
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA: 1:10	REVISIÓN
	PANTALONES SUPERIORES		

	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:	
DIBUJO	SIMONI, Duilio			
VERIF.	BIANCIOUO, Bruno			
APROB.	BIANCIOUO, Bruno			
FECHA	23 / 3 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO
NORMA			MÁQUINA:	EC - 102 - 005
	MÁQUINA:			FORMATO
				A4

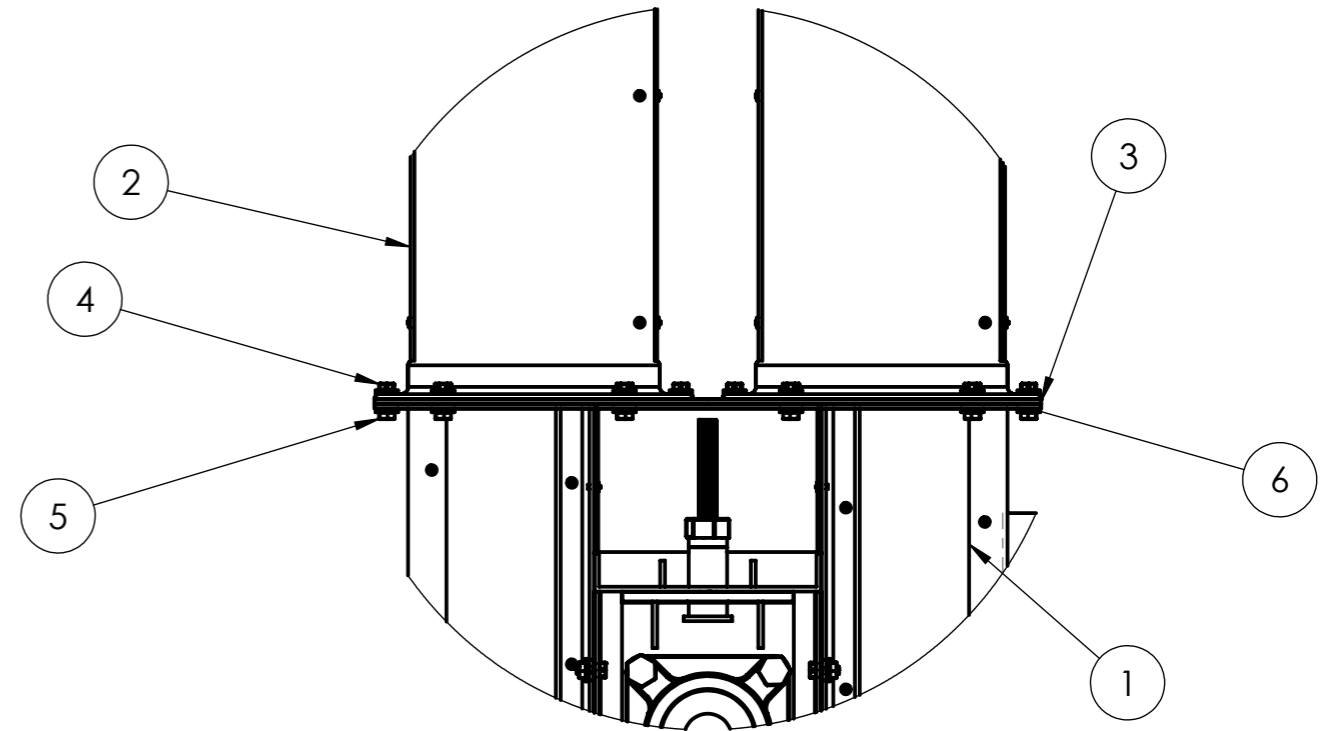
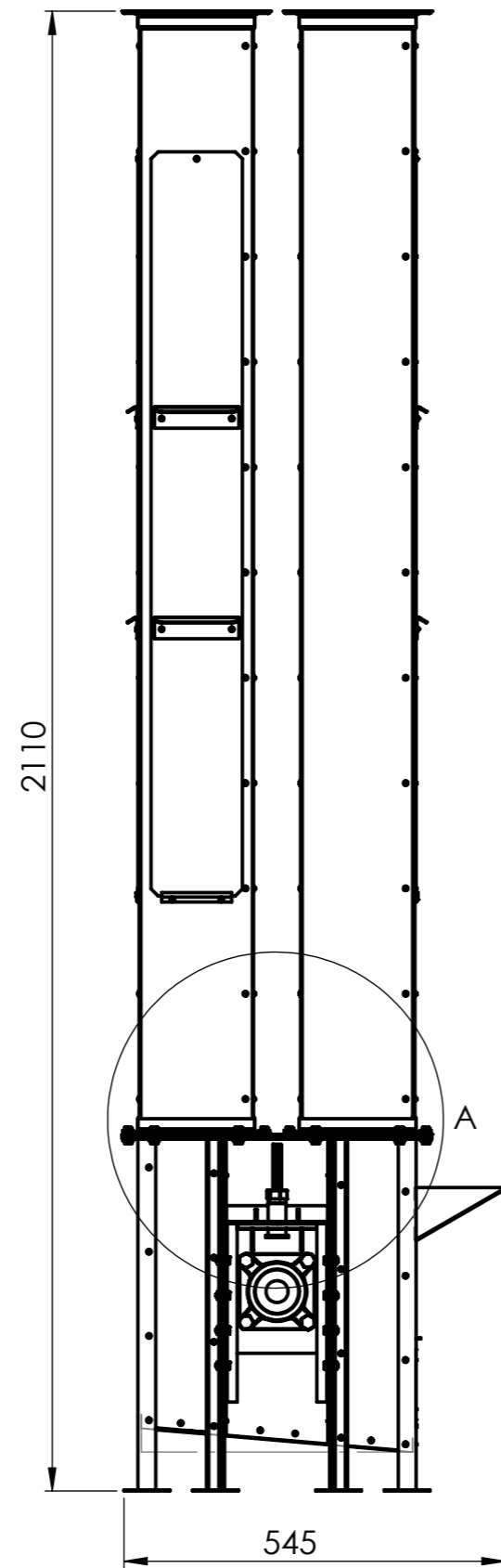
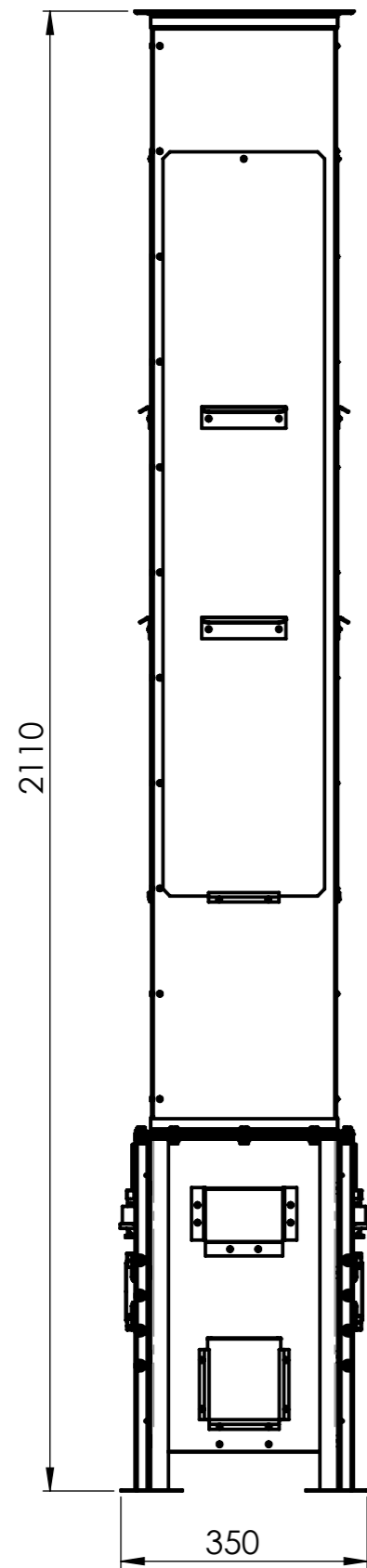


ACLARACIÓN:
8 Soldaduras en ángulo
y perifericas



ACLARACIÓN:
8 Soldaduras a tope
y perifericas

3	Perfil 1x1x1/8 - Vertical	EC - 002 - 001	4				
2	Perfil L 1x1x1/8 - H 310	EC - 002 - 002	4				
1	Perfil L 1x1x1/8 - H 210	EC - 002 - 003	4				
N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD				
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2
OBSERVACIONES:	TITULO	ESCALA: 1:10		REVISIÓN			
		ESTRUCTURA PANTALONES					
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:				
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno						
VERIF.	SIMONI, Duilio						
APROB.	SIMONI, Duilio						
FECHA	19 / 1 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO		FORMATO	
NORMA			MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	EC - 102 - 001		A3	

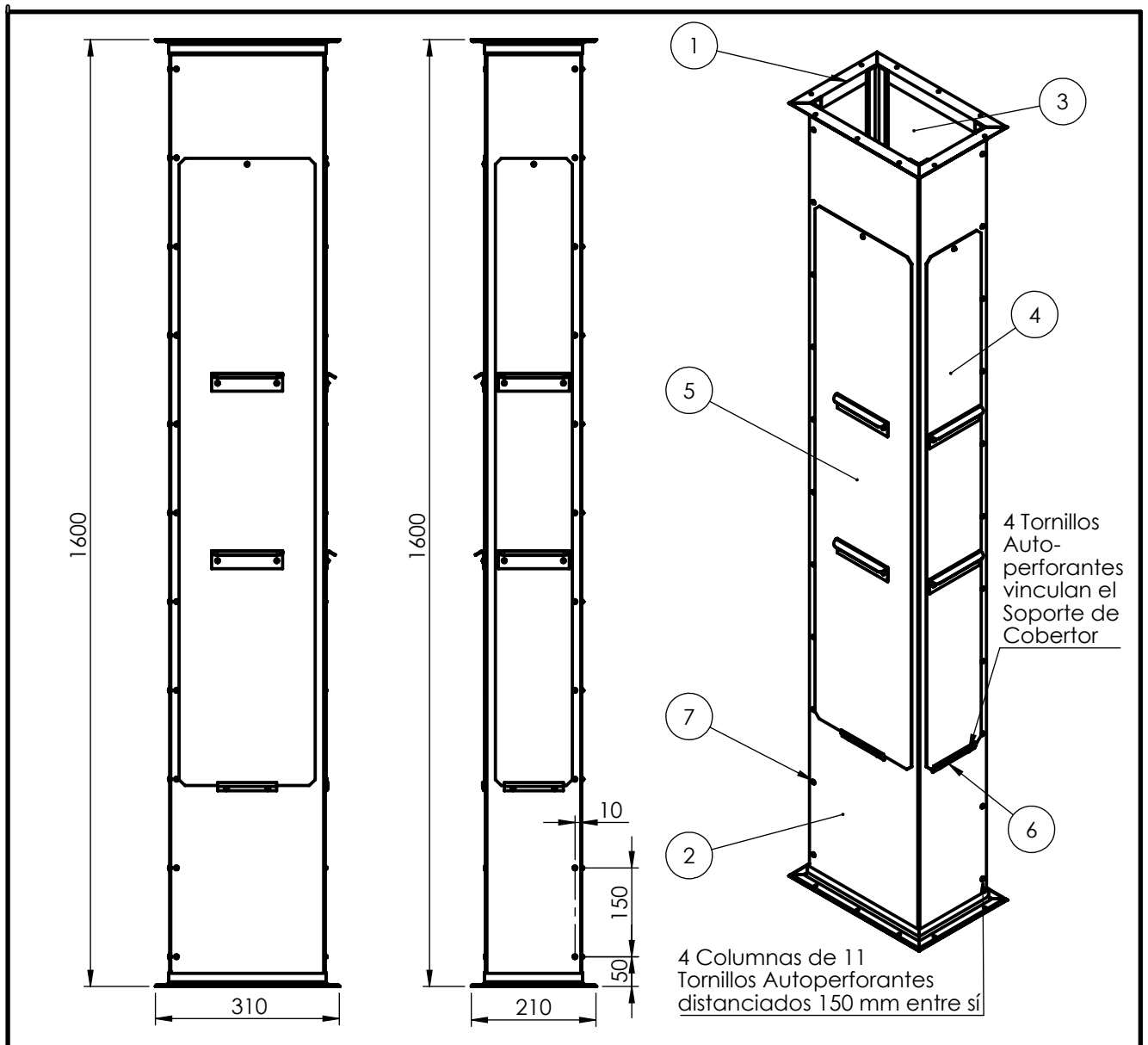


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

6	Arandela M 5	EU - 010 - 022	40
5	Tuerca M 5 x 0,8	EU - 010 - 021	20
4	Tornillo M 5 x 0,8	EU - 010 - 020	20
3	Junta de unión	EC - 002 - 008	1
2	Pantalón inferior	EC - 102 - 004	2
1	Ensamblaje de base	EC - 200 - 001	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)						
	TOL	LONG.	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	+		0.1	0.15	0.5	1	1.5
	-	DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

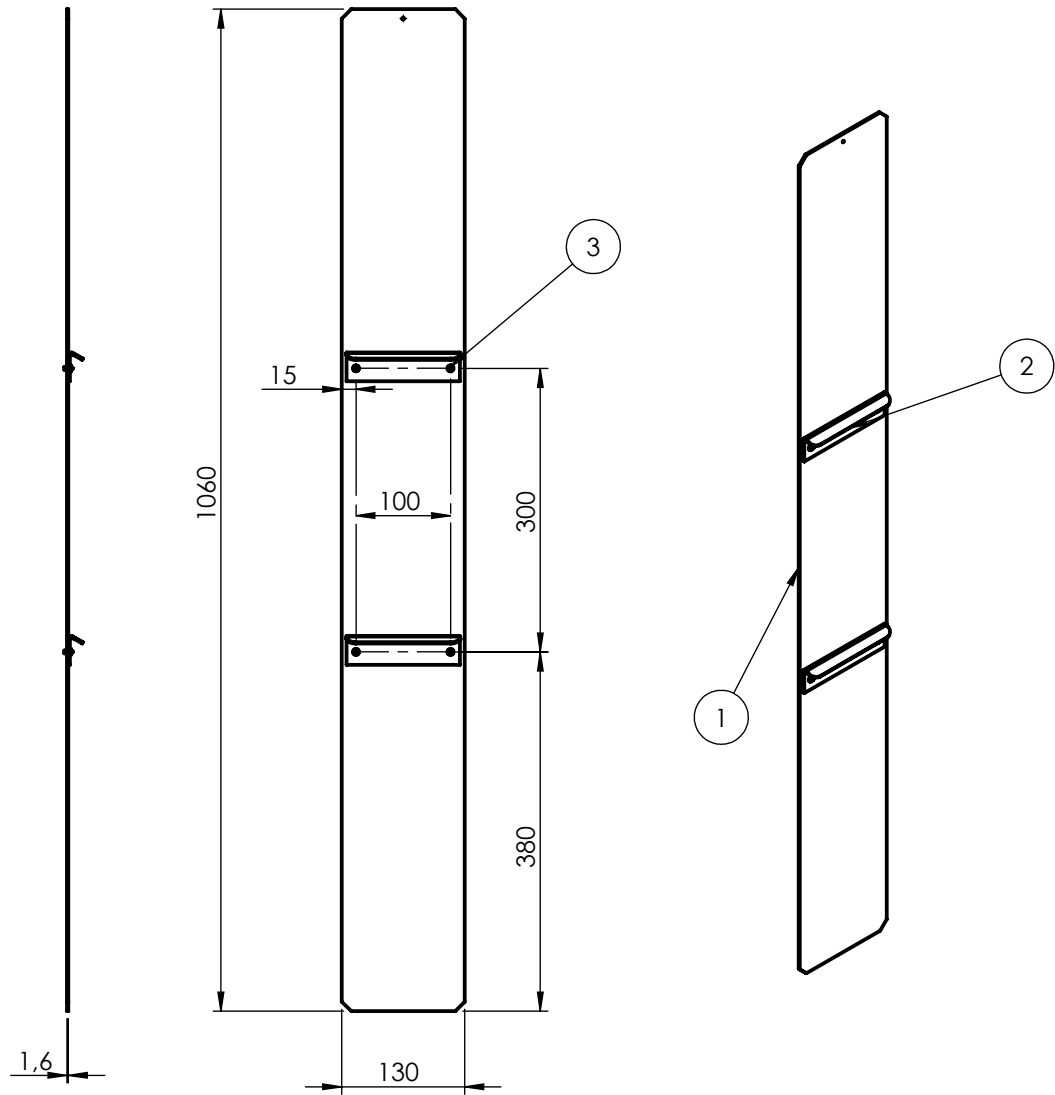
OBSERVACIONES:		TÍTULO ENSAMBLAJE BASE - PANTALONES INFERIORES		ESCALA: 1:10	REVISIÓN
DIBUJO BIANCOTTO, Bruno		FIRMA			
VERIF. SIMONI, Dullio		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
APROB. SIMONI, Dullio		MATERIAL:			
FECHA 29 / 3 / 2021		MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES		CÓDIGO EC - 200 - 002	FORMATO A3



7	Tornillos Auto-perforantes 4 mm	EU - 010 - 023	50
6	Soporte Cobertor de Inspección	EC - 002 - 010	2
5	Cobertor de Inspección 230	EC - 102 - 003	1
4	Cobertor de Inspección 130	EC - 102 - 002	1
3	Chapa Pantalones	EC - 002 - 011	1
2	Chapa Pantalones Inferiores	EC - 002 - 007	1
1	Estructura Pantalones	EC - 102 - 001	1
N.º ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL \pm	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA: 1:10		REVISIÓN	
		PANTALON INFERIOR					
NOMBRE		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
DIBUJO		SIMONI, Duilio					
VERIF.		BIANCIO, Bruno					
APROB.		BIANCIO, Bruno		MATERIAL:			
FECHA		23 / 3 / 2021					
NORMA		MÁQUINA:		CÓDIGO		FORMATO	
		ELEVADOR A CANGILONES		EC - 102 - 004		A4	



3	Tornillo Auto perforante 4 mm	EC - 010 - 023	4
2	Manijas de Cobertor de Inspección	EC - 002 - 009	2
1	Cobertor de Inspección x 130	EC - 002 - 005	1
N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

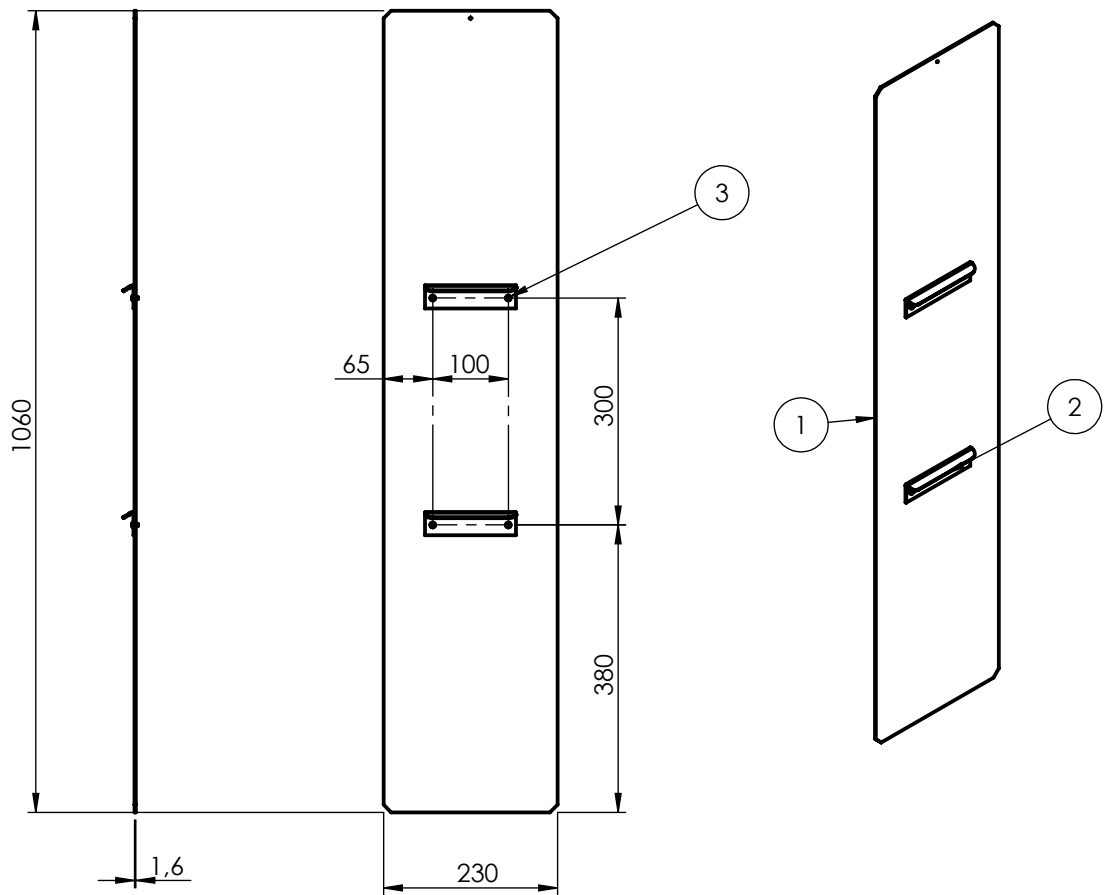
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL \pm	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA:1:10	REVISIÓN
	COBERTOR DE INSPECCIÓN 130		

	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
DIBUJO	SIMONI, Dutilio		
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno		
APROB.	BIANCOTTO, Bruno		





FECHA	23 / 3 / 2021	MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA		MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	EC - 102 - 002	A4

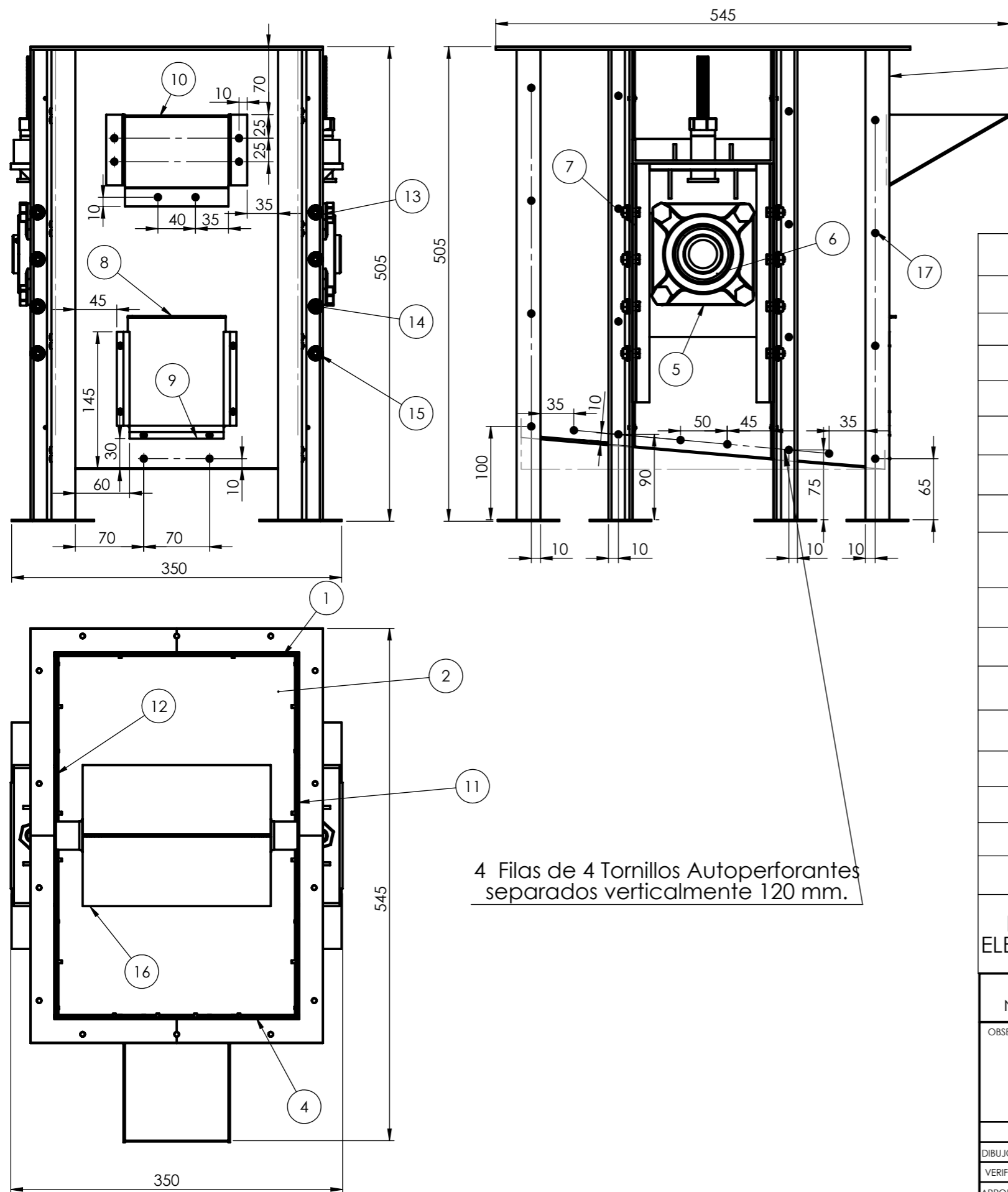


3	Tornillos Auto perforantes 4 mm	EU - 010 - 023	4
2	Manijas de Cobertor de Inspección	EC - 002 - 009	2
1	Cobertor de Inspección x 230	EC - 002 - 006	1
N.º ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA:1:10	REVISIÓN
	COBERTOR DE INSPECCIÓN 230		



	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:	
DIBUJO	SIMONI, Duilio			
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno			
APROB.	BIANCOTTO, Bruno			
FECHA	23 / 3 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO
NORMA			MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	EC - 102 - 003
				FORMATO
				A4

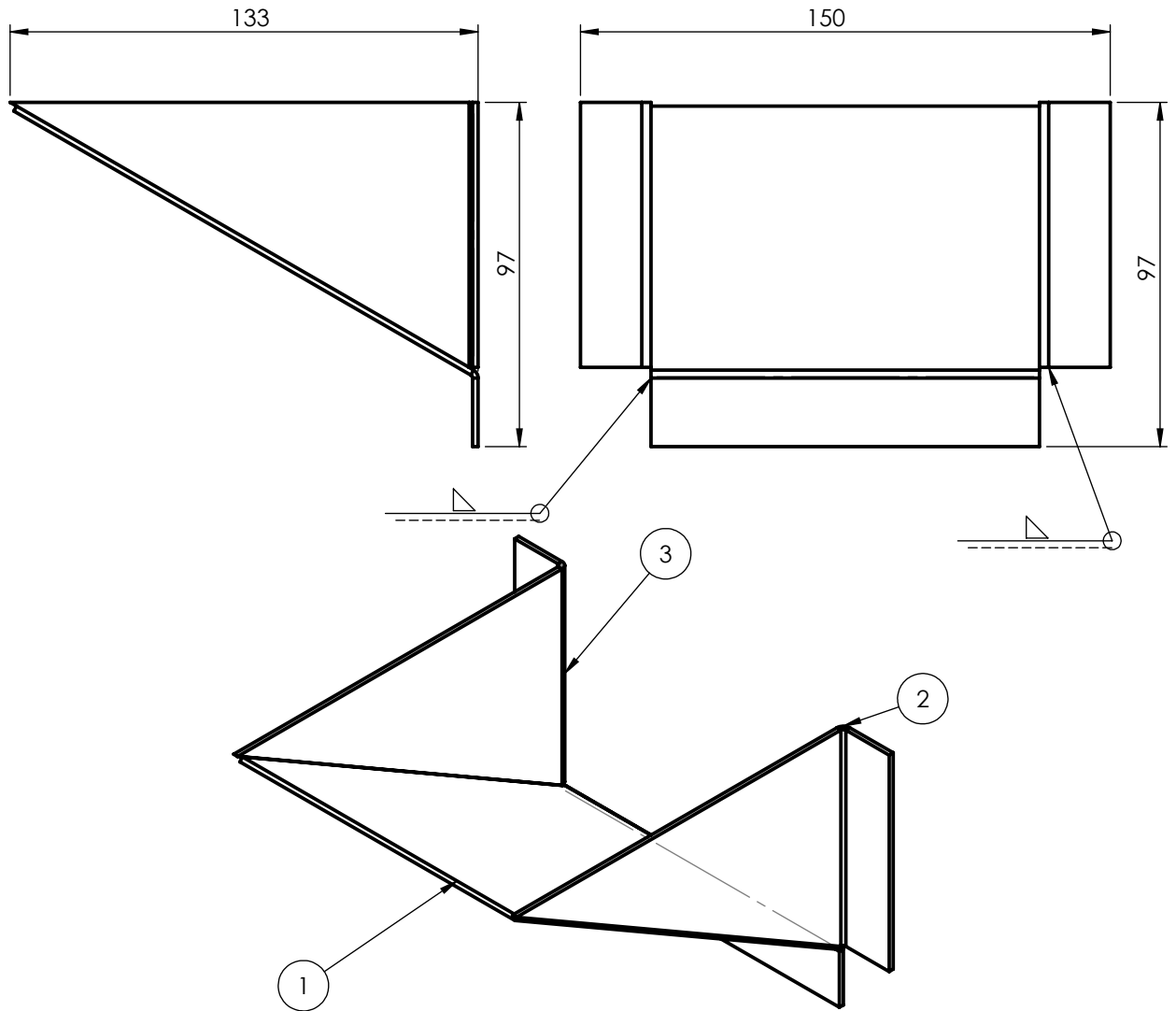


17	Tornillos Auto perforantes 4 mm	EU - 010 - 023	56
16	Ensamblaje Tambor Inferior	EC - 101 - 002	1
15	Tuerca M 5 x 0,8	EU - 010 - 021	16
14	Tornillo M 5 x 0,8	EU - 010 - 020	16
13	Arandela M 5	EU - 010 - 022	16
12	Cubierta Central Izquierda	EC - 004 - 014	1
11	Cubierta Central Derecha	EC - 004 - 015	1
10	Ensamblaje Boca de Descarga	EC - 104 - 005	1
9	Soporte de Cobertor de Descarga x100	EC - 004 - 013	3
8	Cobertor de Descarga	EC - 004 - 005	1
7	Guía Tensor	EC - 004 - 011	4
6	Rodamiento Inferior Ø30 mm	EC - 011 - 005	2
5	Ensamblaje Sistema Tensor	EC - 104 - 004	2
4	Chapa Trasera	EC - 004 - 006	1
3	Estructura Base	EC - 104 - 001	1
2	Fondo de Base	EC - 004 - 004	1
1	Chapa Delantera	EC - 004 - 012	1

Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
----------------	-------------	-------------	----------

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)						
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA: 1:5		REVISIÓN	
		ENSAMBLAJE DE BASE					
DIBUJO		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
VERIF.							
APROB.							
FECHA		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO	
29 / 3 / 2021				EC - 200 - 001		A3	
NORMA		MÁQUINA:					
		ELEVADOR A CANGILONES					




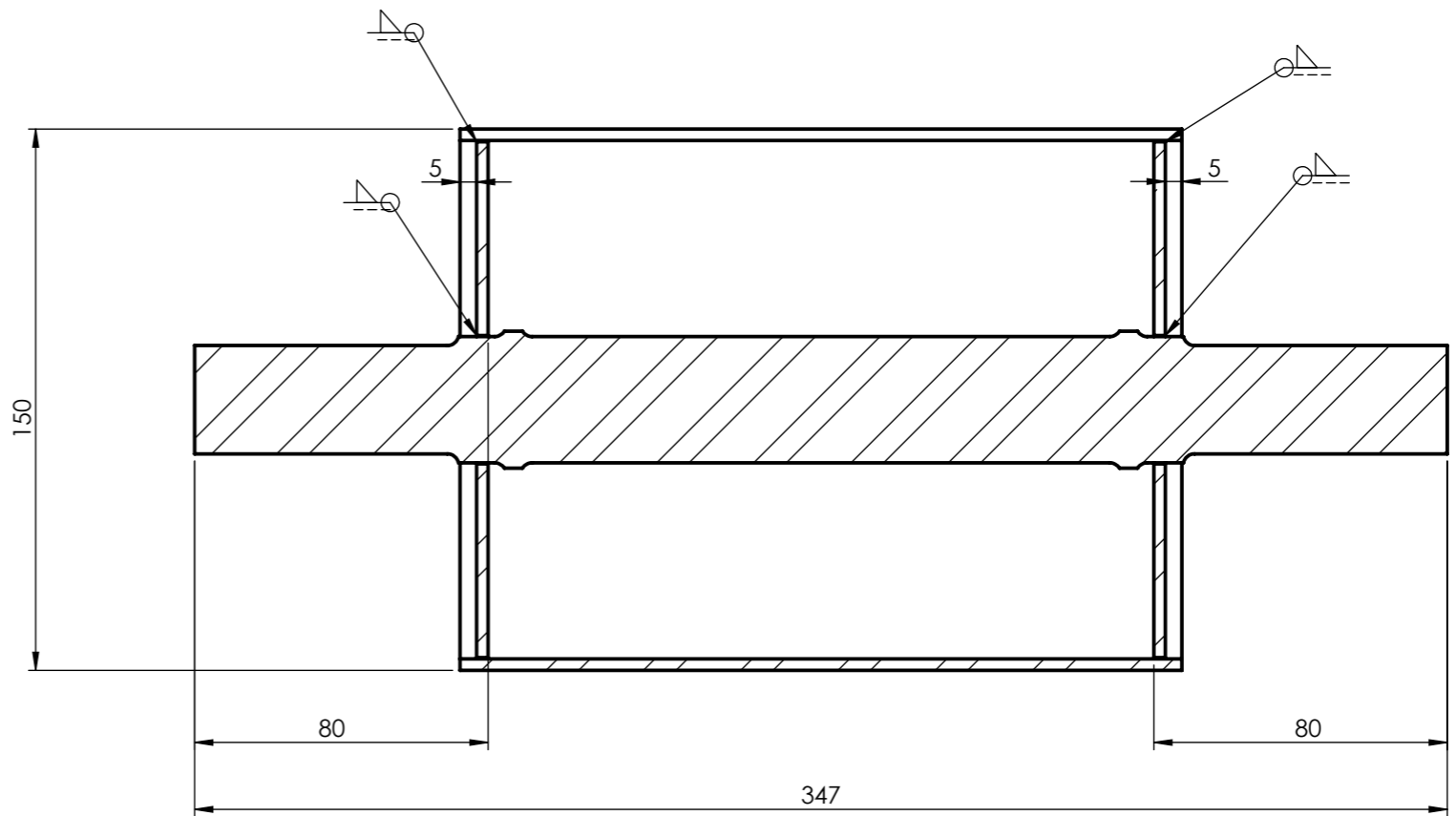
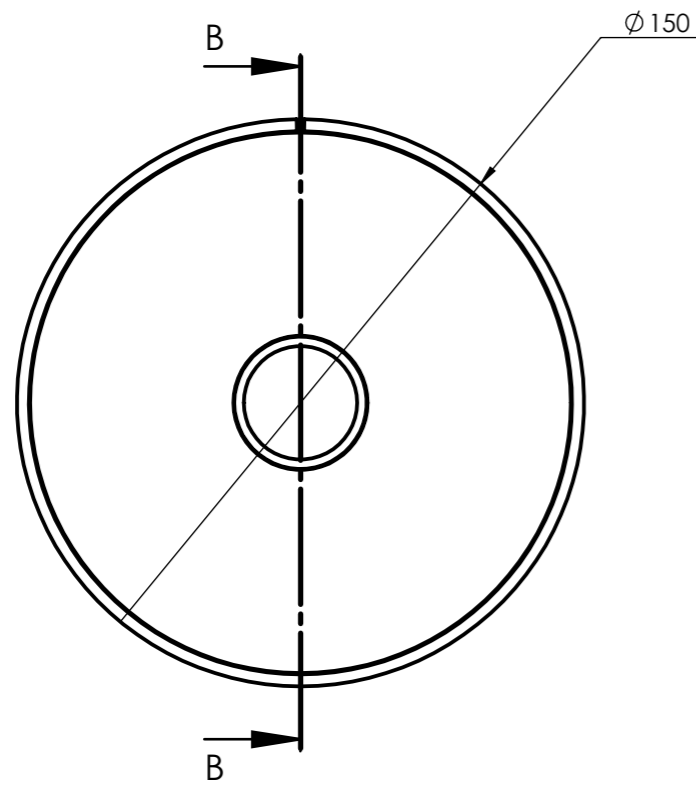
3	Chapa descarga lateral derecha	EC - 004 - 007	1
2	Chapa descarga lateral izquierda	EC - 004 - 016	1
1	Chapa descarga central	EC - 004 - 017	1

N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
-----------------	-------------	--------	----------

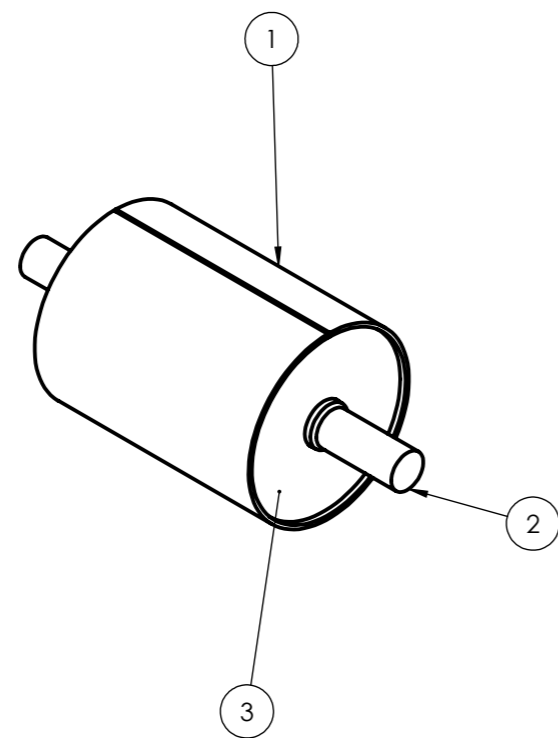
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ENSAMBLAJE BOCA DE CARGA	ESCALA: 1:2	REVISIÓN
----------------	--------	--------------------------	-------------	----------

DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:	
VERIF.	BIANCIOTTO, Bruno			
APROB.	SIMONI, Duiño			
FECHA	SIMONI, Duiño			
NORMA	MÁQUINA:	MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
	ELEVADOR A CANGILONES		EC - 104 - 005	A4



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



3	Platos laterales	EC - 001 - 004	2
2	Eje inferior	EC - 001 - 002	1
1	Tambor	EC - 001 - 003	1
N° DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

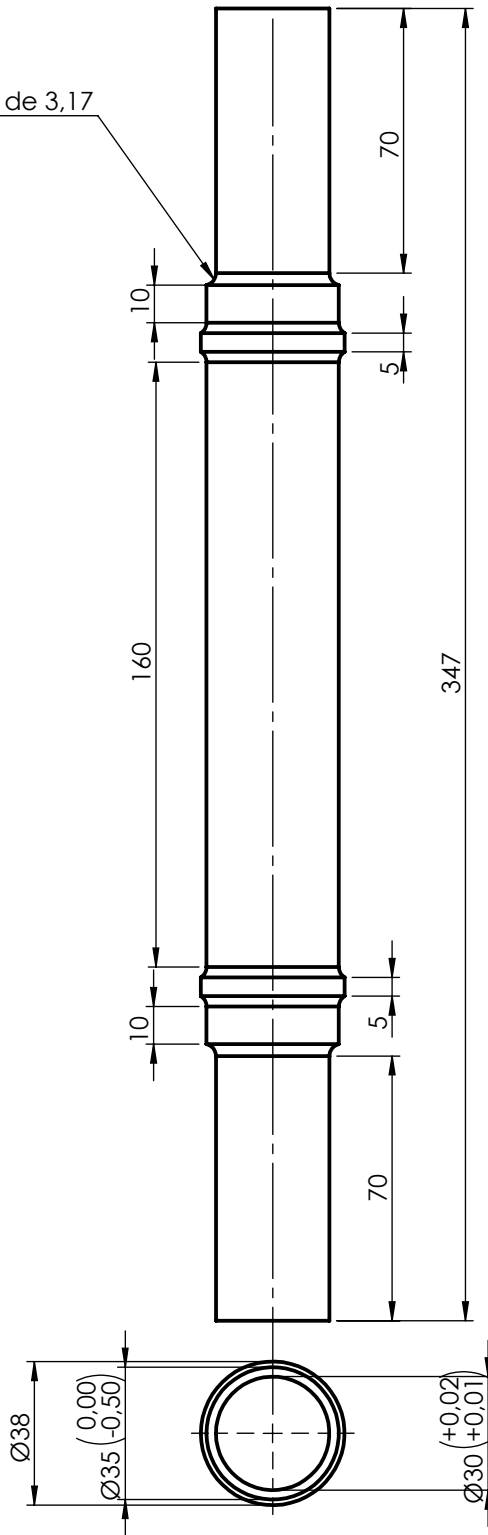
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	TOL + / -	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
		LONG.	0.1	0.15	0.5	1
	DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA: 1:2	REVISIÓN
	ENSAMBLAJE TAMBOR INFERIOR		

DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno		
APROB.	SIMONI, Dullio		
FECHA	15 / 1 / 2021	MATERIAL:	
NORMA	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES		
			CÓDIGO
			EC - 101 - 002
			FORMATO
			A3

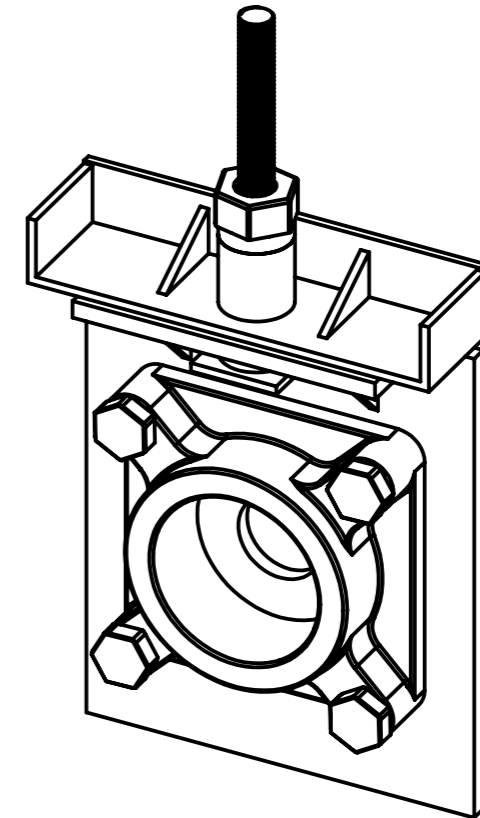
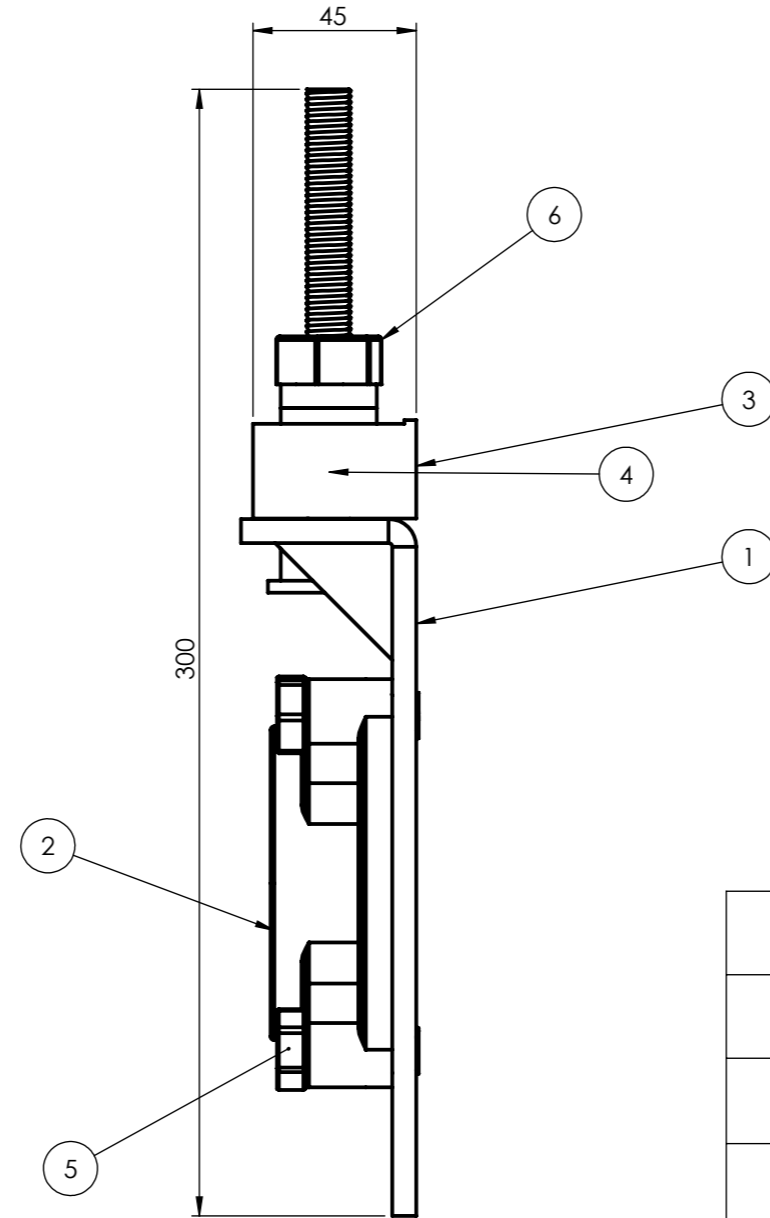
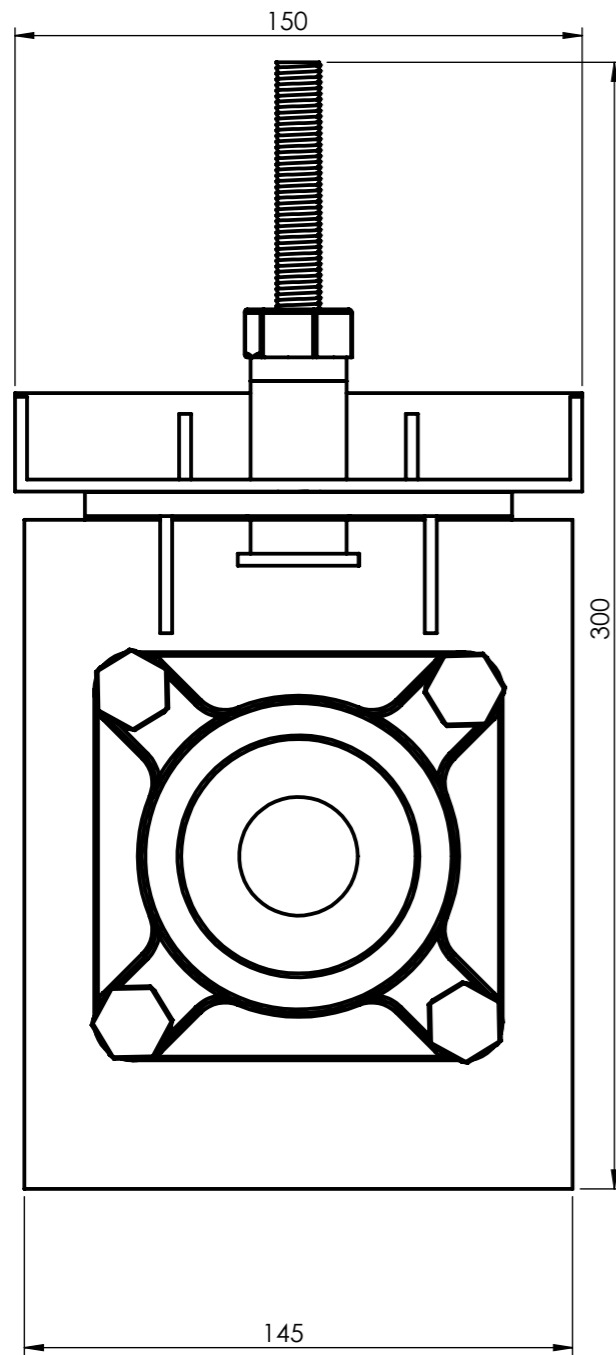


6 Radios de 3,17



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.	LONG.	DIAM.	LONG.
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA: 1:2	REVISIÓN
		EJE INFERIOR			
DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:		
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno				
APROB.	SIMONI, Dúlio				
FECHA	15 / 01 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES		AISI 1020	EC - 001 - 002	A4



6	Tuerca M 12 x 1,75	EC - 004 - 021	1
5	Tornillo M 12 x 1,75	EC - 010 - 010	4
4	Varilla tensora	EC - 004 - 022	1
3	Tensor fijo	EC - 104 - 003	1
2	Soporte de rodamiento de tensor	EC - 014 - 001	1
1	Fijación del sistema tensor	EC - 104 - 002	1

Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
----------------	-------------	--------	----------

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)						
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
		DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	1.5

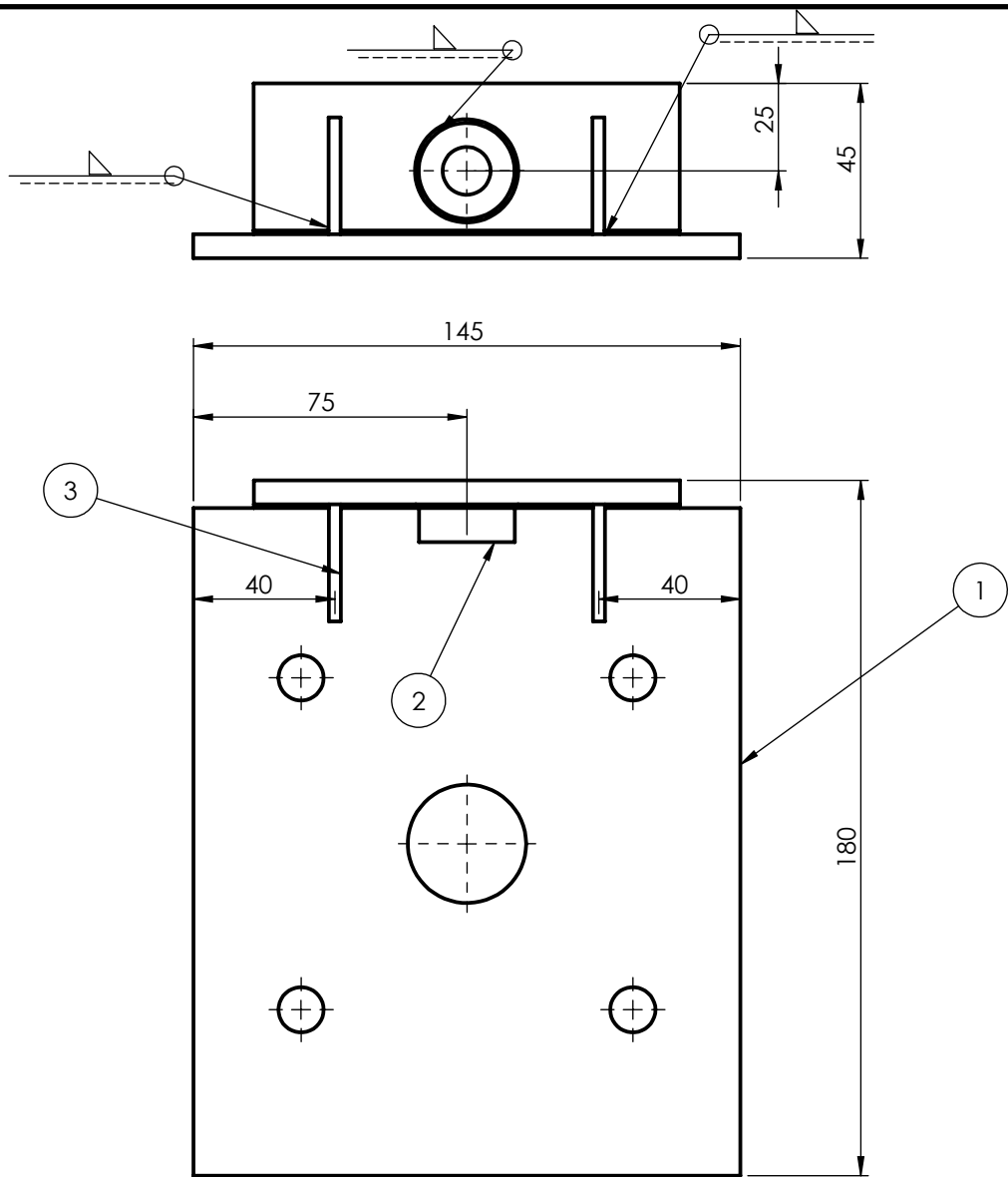
OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA: 1:2	REVISIÓN
----------------	--------	-------------	----------

ENSAMBLAJE DE SISTEMA TENSOR



NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno		
VERIF.: SIMONI, Dullio		
APROB.: SIMONI, Dullio		
FECHA: 8 / 2 / 2021	MATERIAL:	
NORMA:	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES	

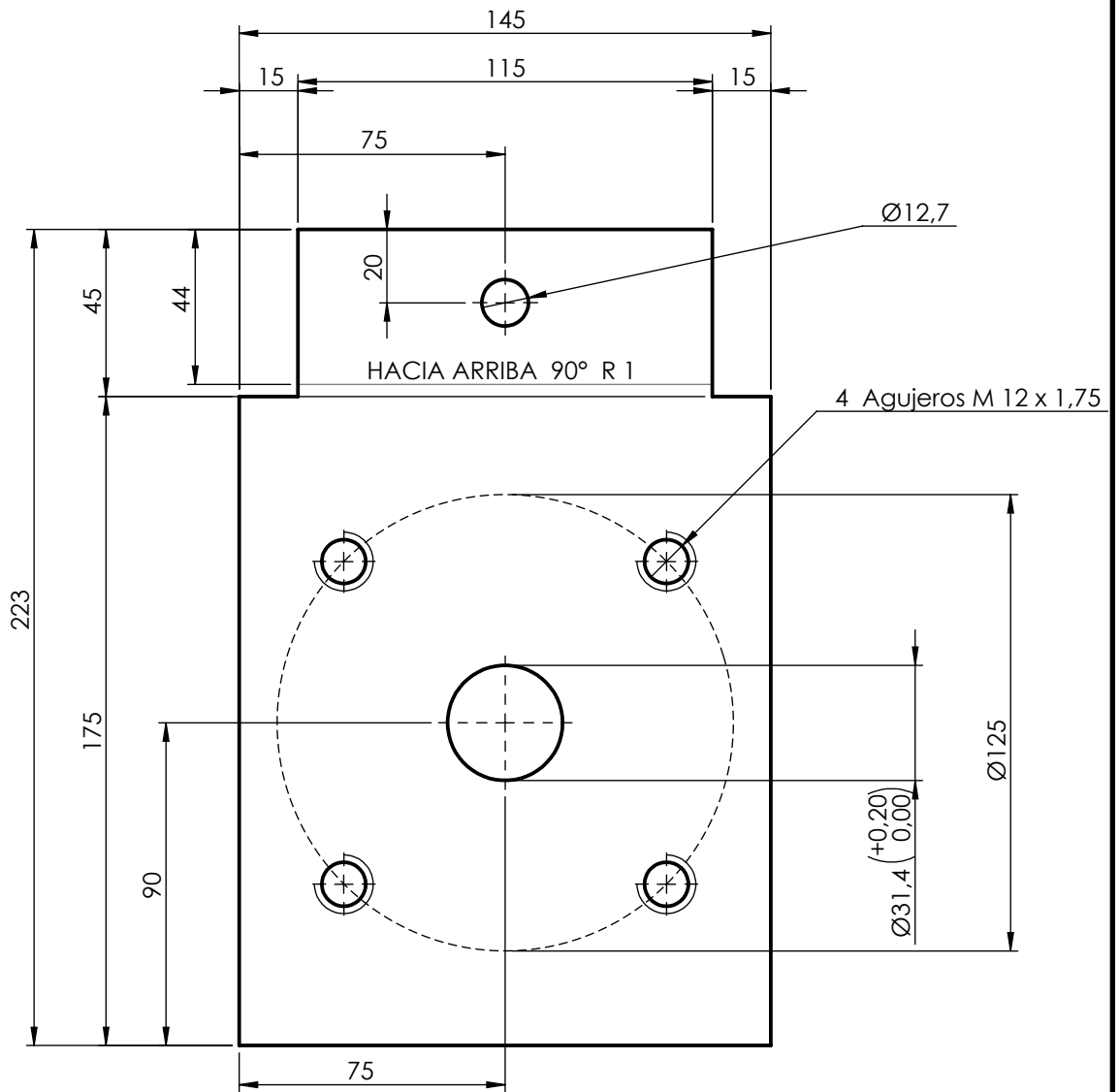
CÓDIGO	FORMATO
EC - 104 - 004	A3



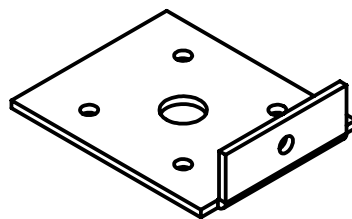
3	Nervio de sistema de fijación	EC - 004 - 009	2
2	Buje de sistema de fijación	EC - 004 - 010	1
1	Fijación de soporte de rodamiento	EC - 004 - 008	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

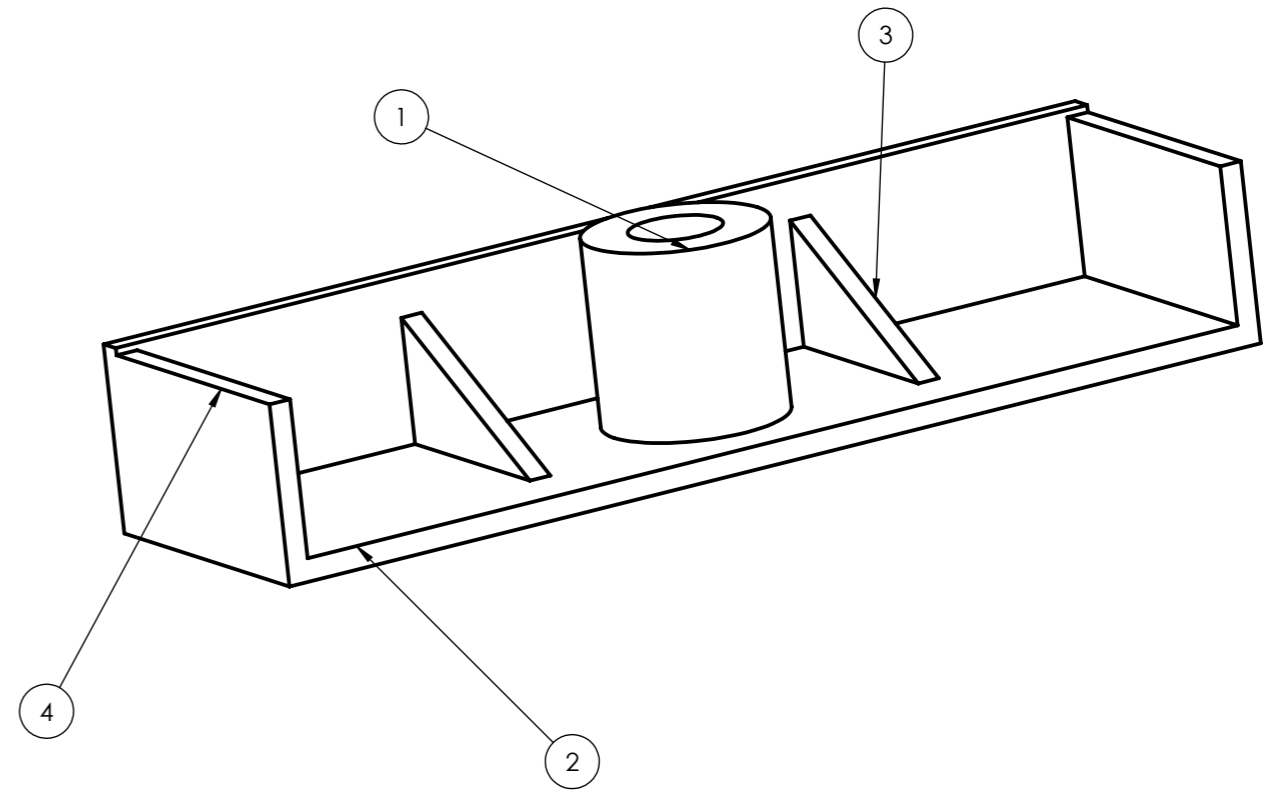
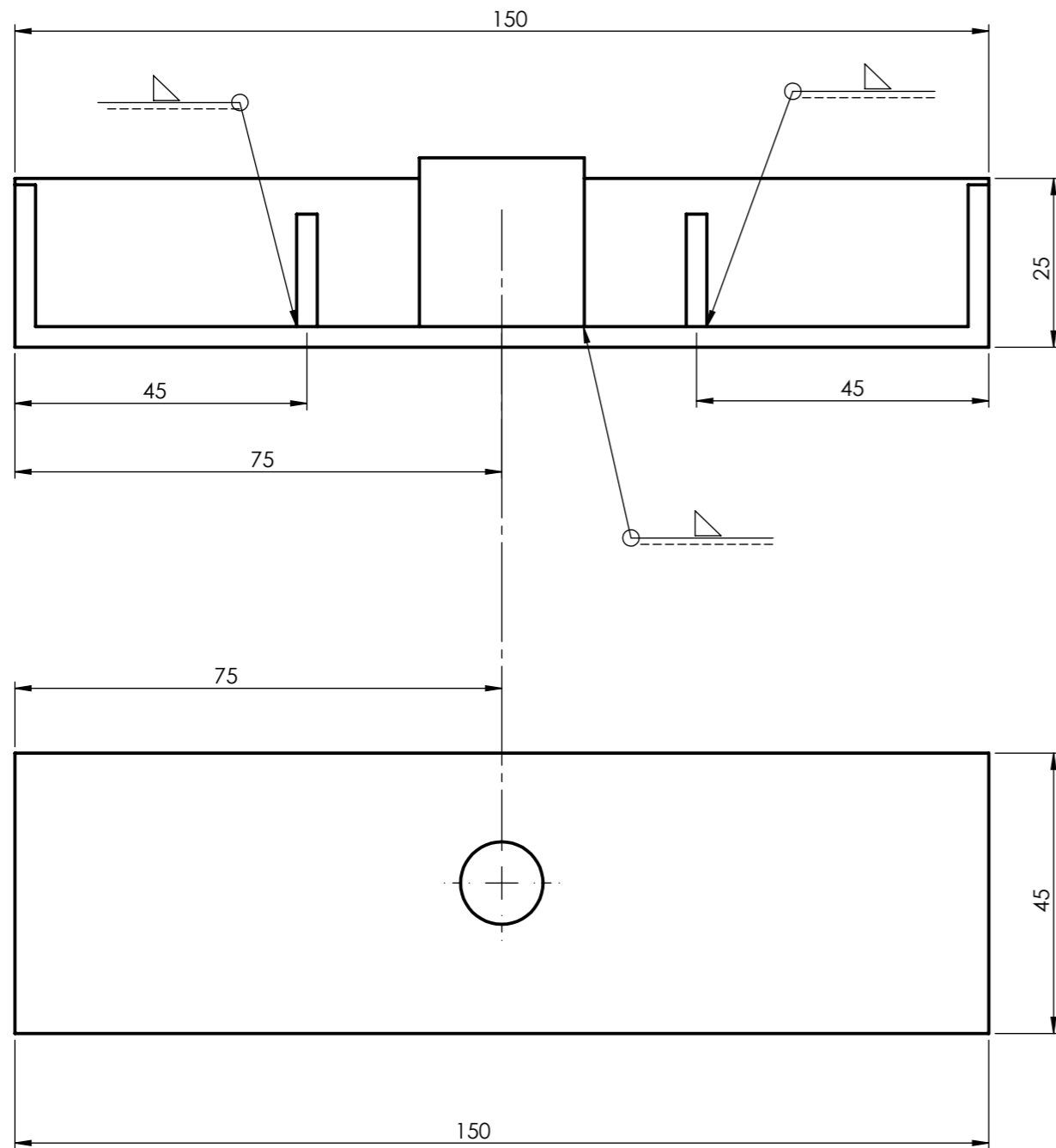
OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA: 1:2		REVISIÓN	
		FIJACIÓN DEL SISTEMA TENSOR					
NOMBRE		FIRMA				CÓDIGO EC - 104 - 002	
DIBUJO		TRATAMIENTO TÉRMICO:					
VERIF.							
APROB.							
FECHA		MATERIAL:		FORMATO			
5 / 2 / 2021				A4			
NORMA		MÁQUINA:					
		ELEVADOR A CANGILONES					



CHAPA DESPLEGADA
ESCALA 1:2



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\frac{+}{-}$		LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
			DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2
OBSERVACIONES: CHAPA DE 3 (mm)		TITULO FIJACIÓN DEL SOPORTE DEL RODAMIENTO			ESCALA:1:5		REVISIÓN	
DIBUJO		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:				
NOMBRE		FIRMA						
SIMONI, Duilio								
VERIF.		FIRMA		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO
BIANCIO, Bruno								
APROB.		FIRMA		MLC 420		EC - 004 - 008		A4
BIANCIO, Bruno								
FECHA		MÁQUINA:		MLC 420		EC - 004 - 008		A4
9 / 3 / 2021		ELEVADOR A CANGILONES						
NORMA		MÁQUINA:		MLC 420		EC - 004 - 008		A4
		ELEVADOR A CANGILONES						



4	Placas laterales de tensor fijo	EC - 004 - 019	2
3	Nervio de tensor fijo	EC - 004 - 018	2
2	Base de tensor fijo	EC - 004 - 017	1
1	Buje de tensor fijo	EC - 004 - 016	1
N° DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA:1:1	REVISIÓN
----------------	--------	------------	----------

TENSOR FIJO



NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno	
VERIF.	SIMONI, Dullio	
APROB.	SIMONI, Dullio	

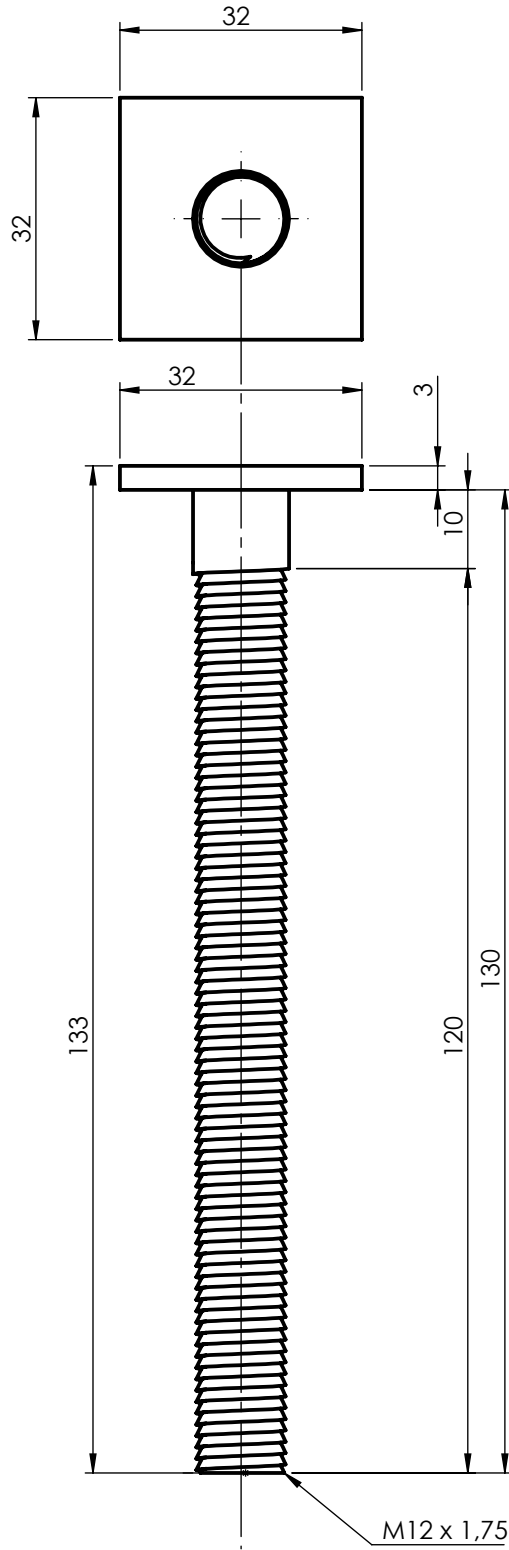
FECHA	8 / 2 / 2021	MATERIAL:
-------	--------------	-----------

NORMA	MÁQUINA:
	ELEVADOR A CANGILONES



CÓDIGO	FORMATO
--------	---------

EC - 104 - 003

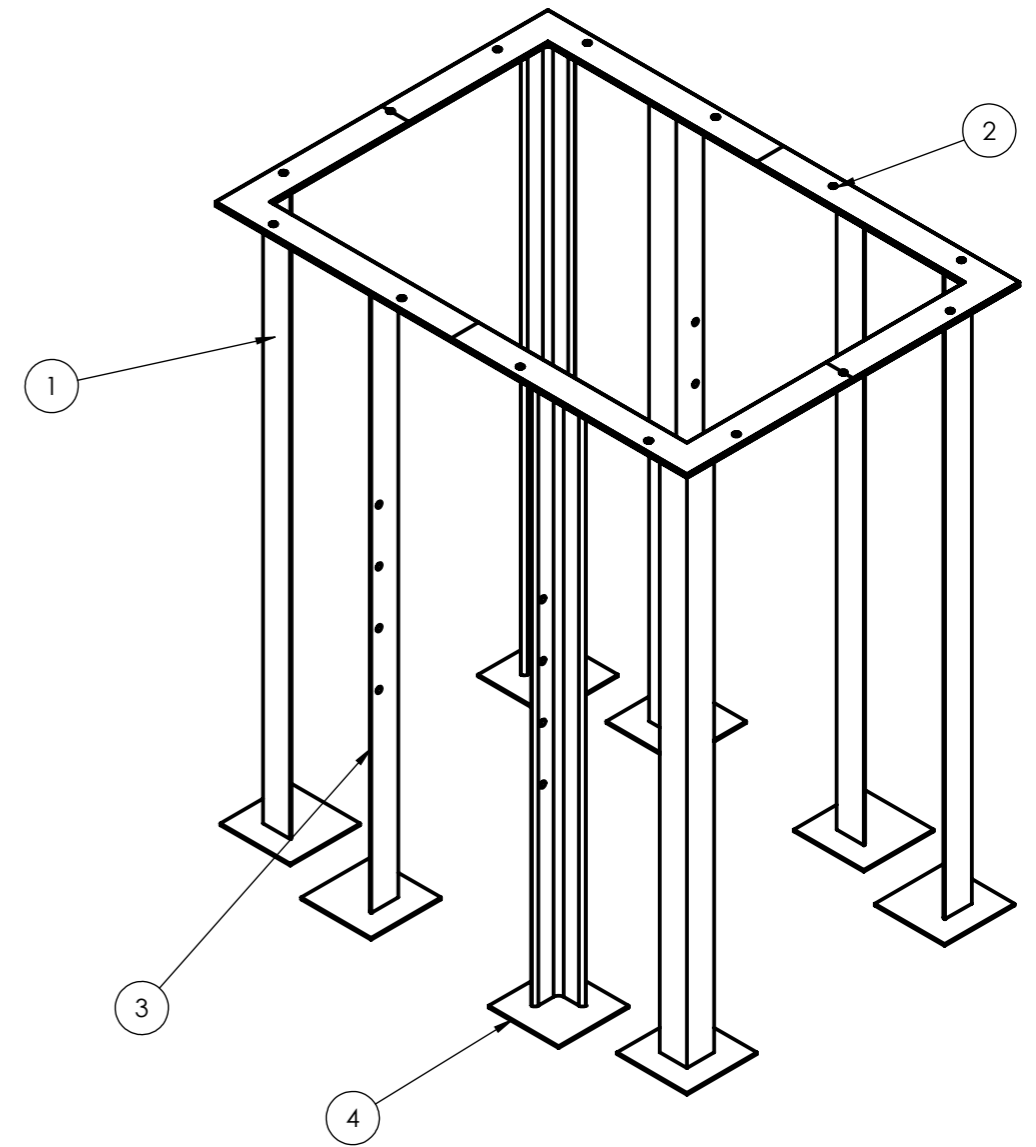
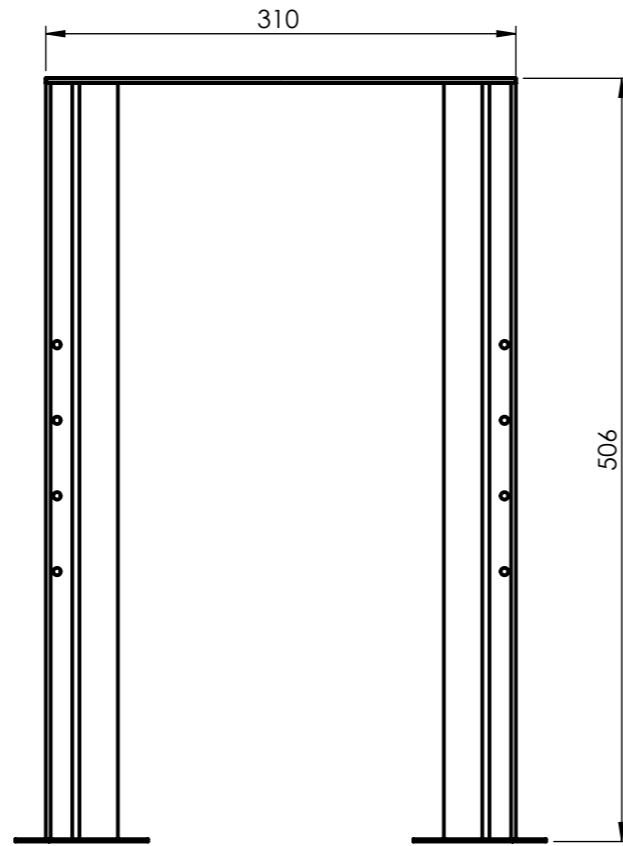
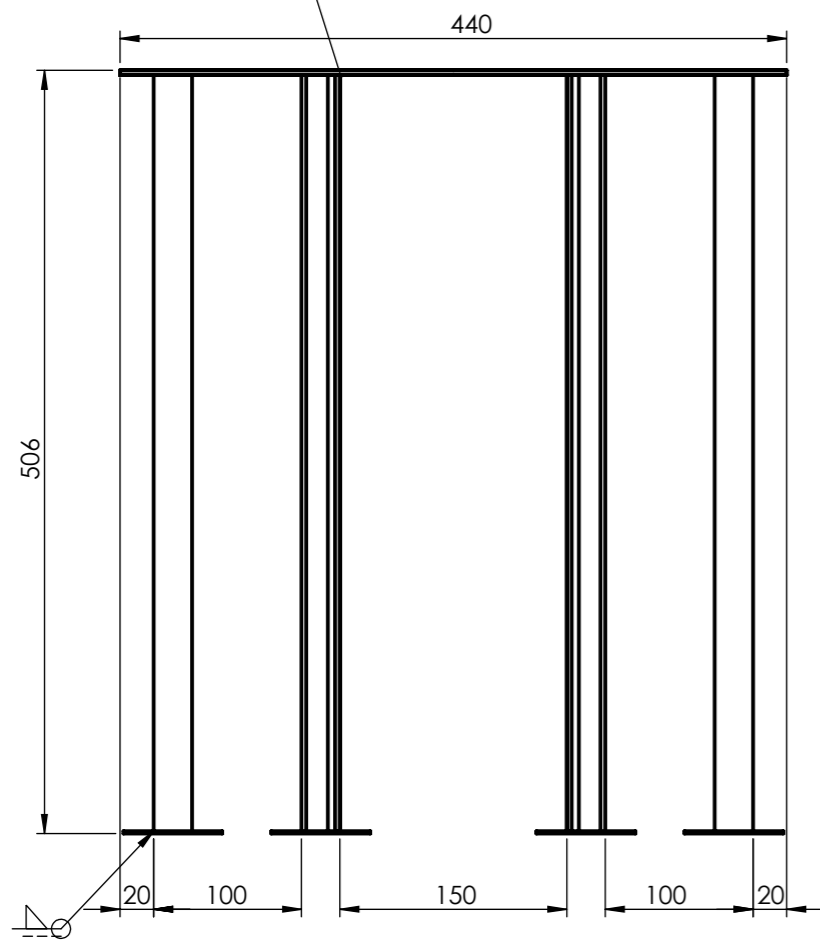
A3



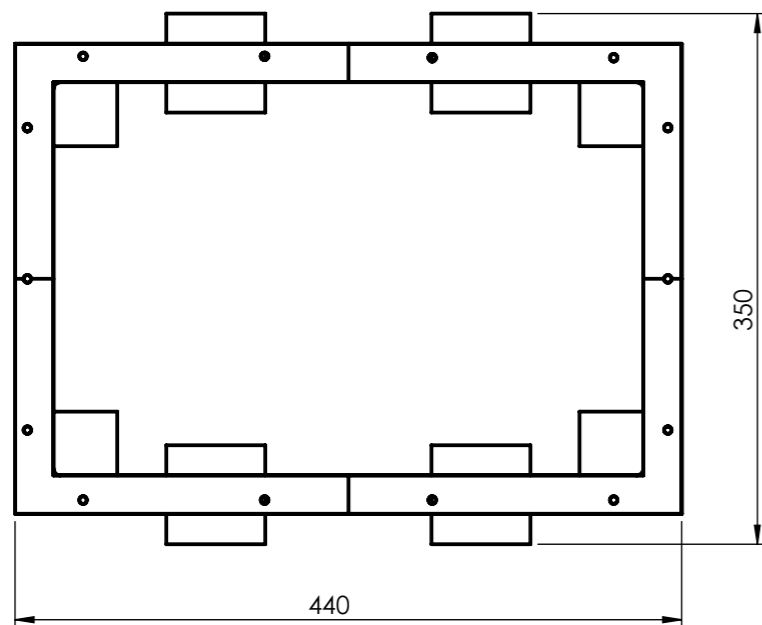
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.	LONG.	DIAM.	LONG.
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA: 1:1	REVISIÓN
		VARILLA TENSORA			
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:		
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno				
VERIF.	SIMONI, Duilio				
APROB.	SIMONI, Duilio				
FECHA	8 / 2 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA			AISI 1020	EC - 004 - 022	A4
	MÁQUINA: ELEVADOR A CANGILONES				

ACLARACIÓN:
Las 8 soldaduras de los Perfiles L con la "Junta de Base"
son en ángulo y perifericas



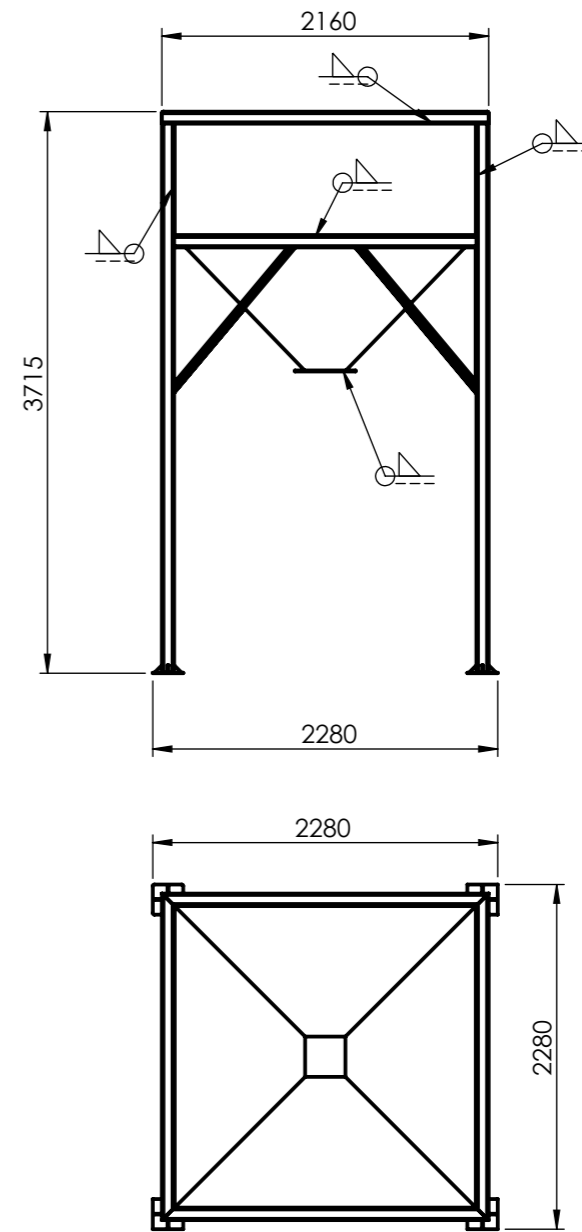
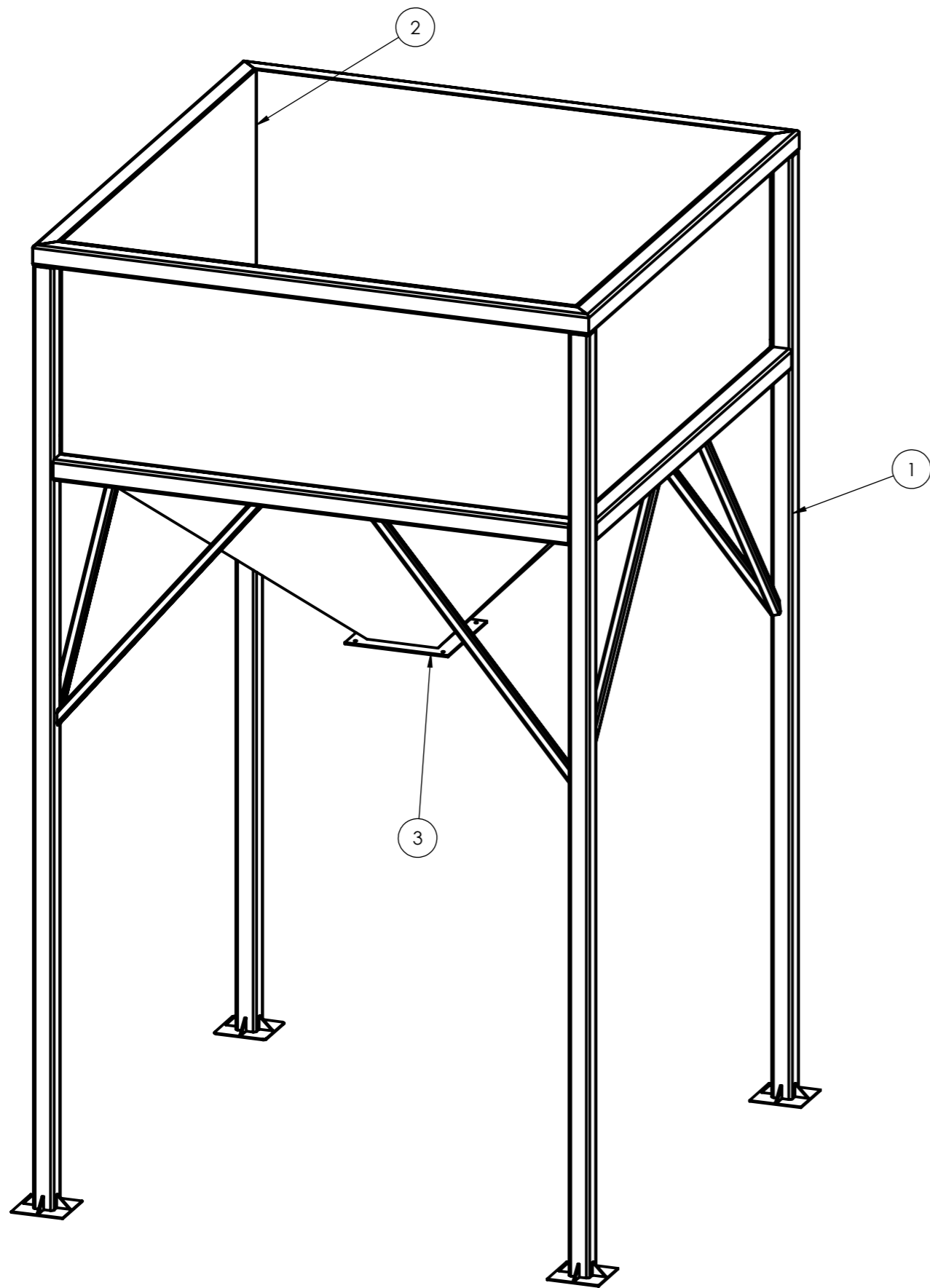
ACLARACIÓN:
Las 8 soldaduras de los Perfiles L con sus bases
son en ángulo y perifericas





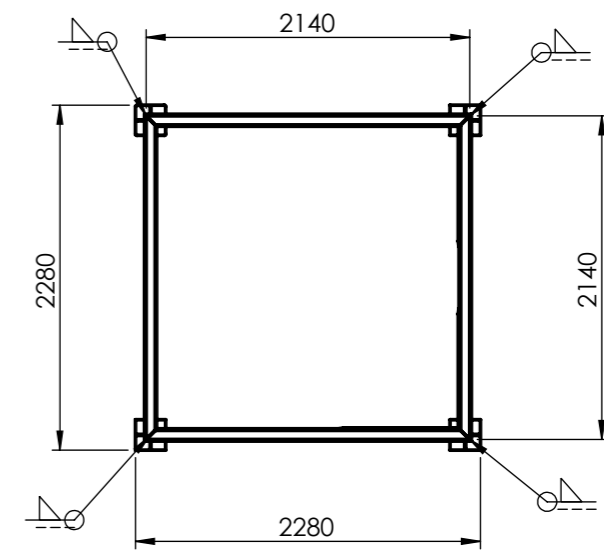
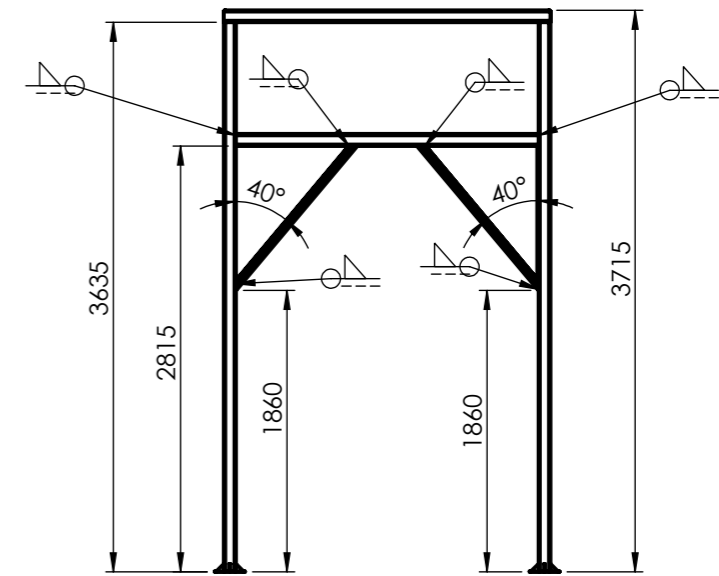
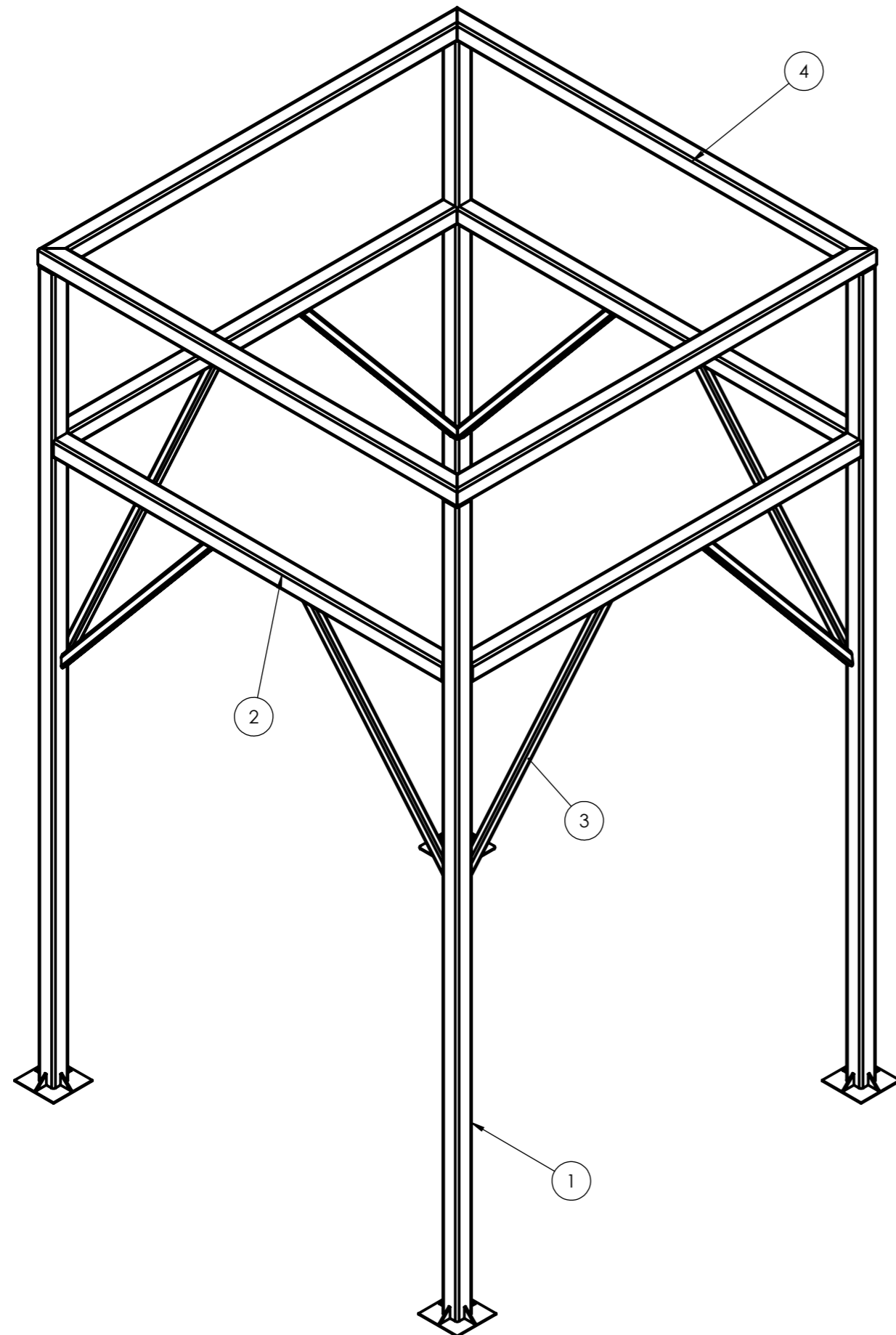
4	Base Cuadrada	EC - 004 - 004	8
3	Perfil L1x1x1/8 - 500 c/Agujeros	EC - 004 - 018	4
2	Junta de Bases	EC - 004 - 003	1
1	Perfil L 1x1x1/8 - 500	EC - 004 - 001	4
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL +/-	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA:1:5		REVISIÓN	
		ESTRUCTURA DE BASE					
DIBUJO		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
VERIF.							
APROB.							
FECHA		MÁQUINA:		MATERIAL:		CÓDIGO	
23 / 3 / 2021		ELEVADOR A CANGILONES				EC - 104 - 001	
NORMA						FORMATO	
						A3	



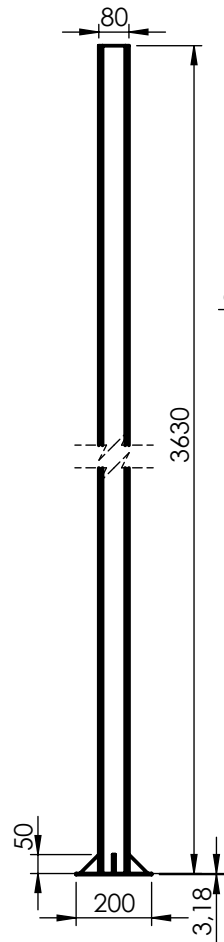
3	Placa de Fijación	TO - 002 - 003	1				
2	Cuerpo de Tolva	TO - 101 - 001	1				
1	Estructura de Tolva	TO - 102 - 001	1				
N.º DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD				
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2
OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA:1:50	REVISIÓN				
		ENSAMBLAJE DE TOLVA					
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:				
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno						
VERIF.	SIMONI, Duilio						
APROB.	SIMONI, Duilio						
FECHA	10 / 2 / 2021		MATERIAL:		CÓDIGO		
NORMA			MÁQUINA:		TO - 200 - 001		
	TOLVA				FORMATO		
					A3		



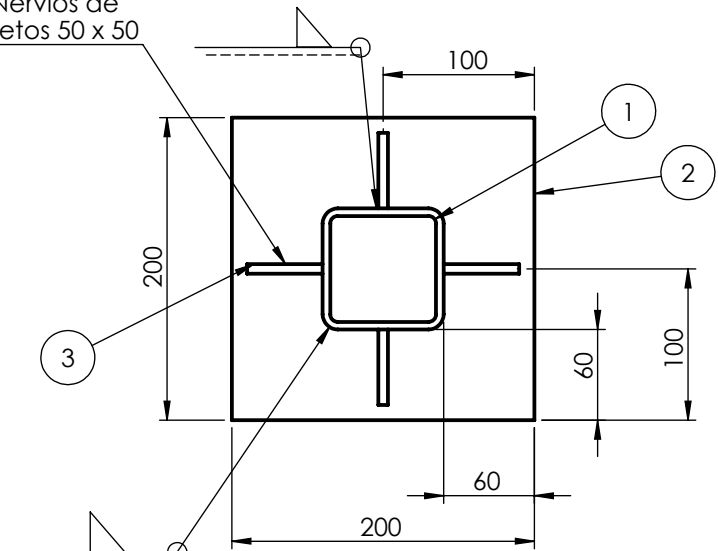
4	Perfil Cuadrado 80 x 80 - 2160	TO - 001 - 004	4
3	Perfil Cuadrado - 40x40x2,5 Inclinado	TO - 001 - 003	8
2	Perfil Cuadrado 80 x 80 - 2000	TO - 001 - 002	4
1	Columna	TO - 101 - 001	4
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000		
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.	0.1	0.15	0.5	1	1.5

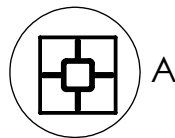
OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA:1:50		REVISIÓN	
		ESTRUCTURA DE TOLVA					
DIBUJO		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
VERIF.							
APROB.							
FECHA		MÁQUINA:		MATERIAL:		CÓDIGO	
9 / 2 / 2021		TOLVA				TO - 101 - 002	
NORMA						FORMATO	
						A3	



4 Nervios de catetos 50 x 50



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



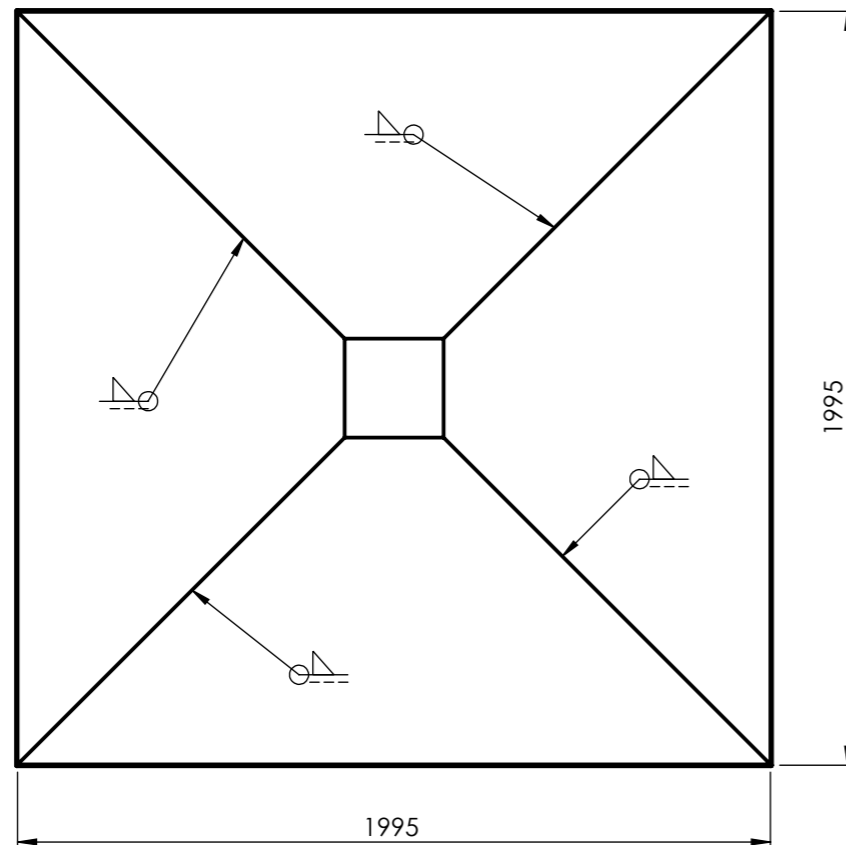
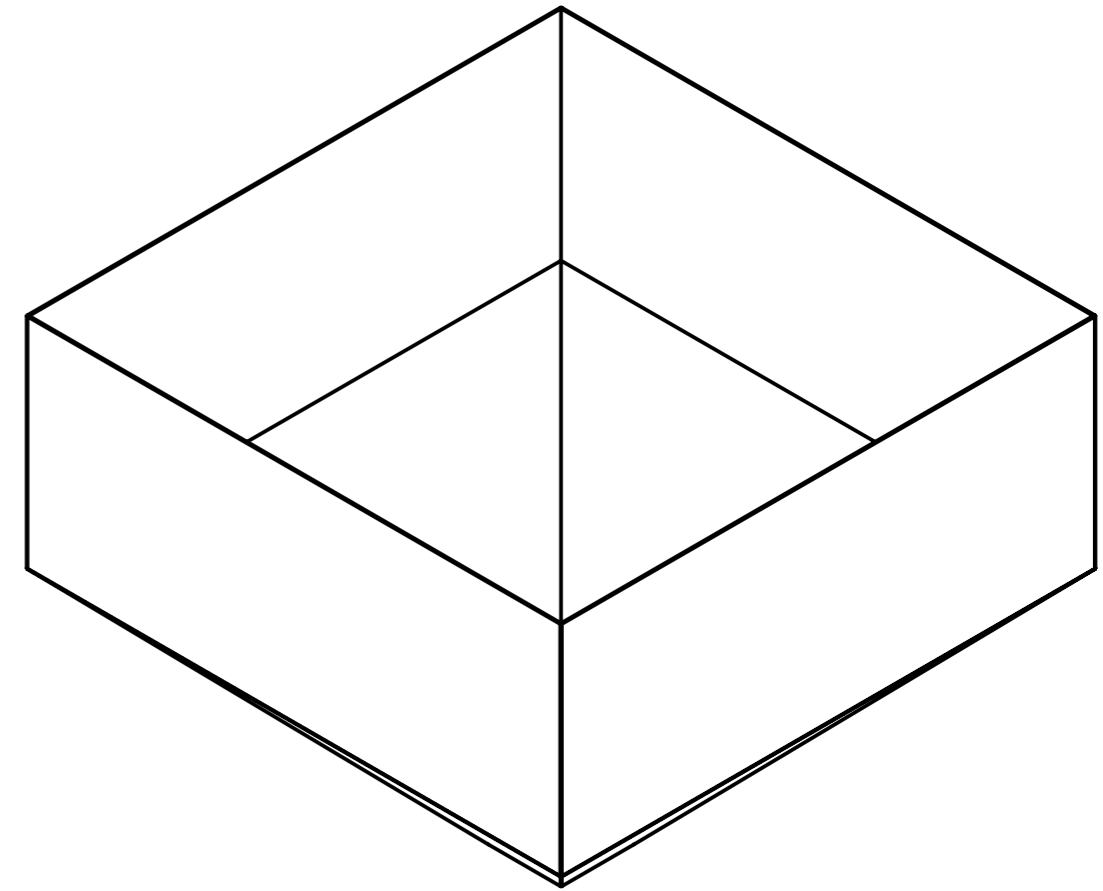
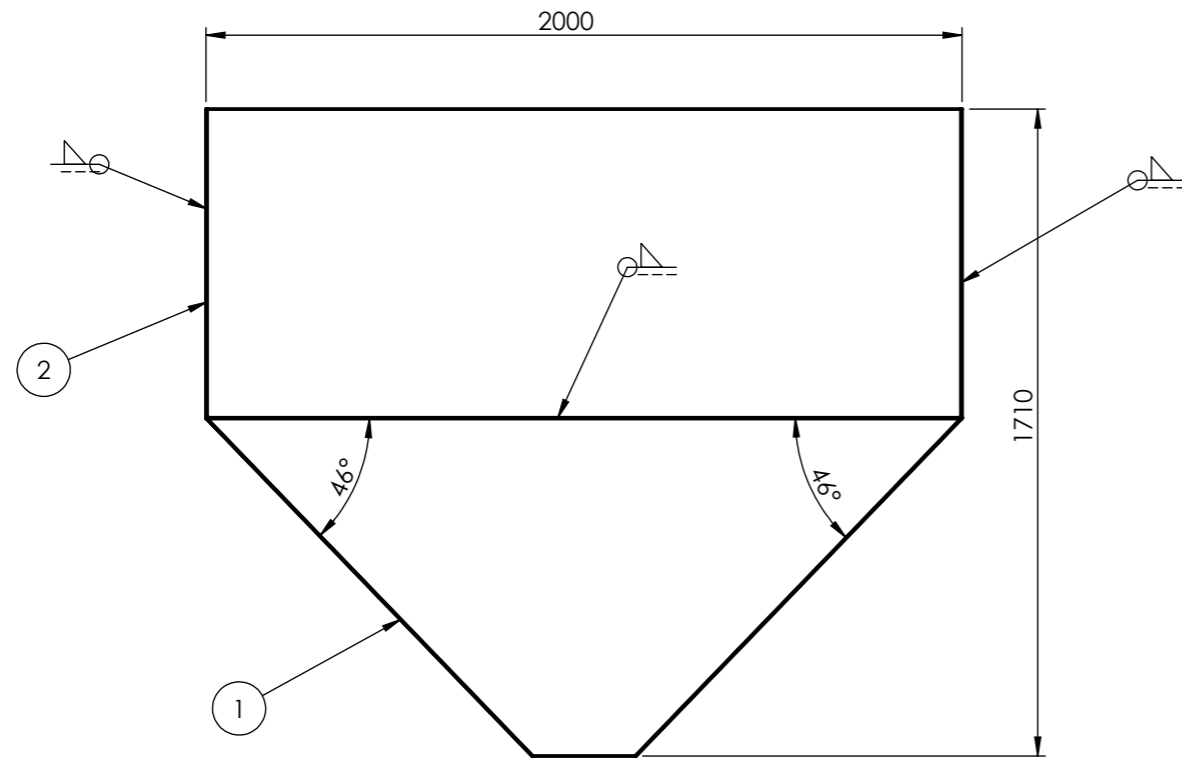
3	Nervio de Base	TO - 001 - 006	4
2	Base Columna	TO - 001 - 005	1
1	Perfil Cuadrado 80 x 80 - 3630	TO - 001 - 001	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL \pm / -	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

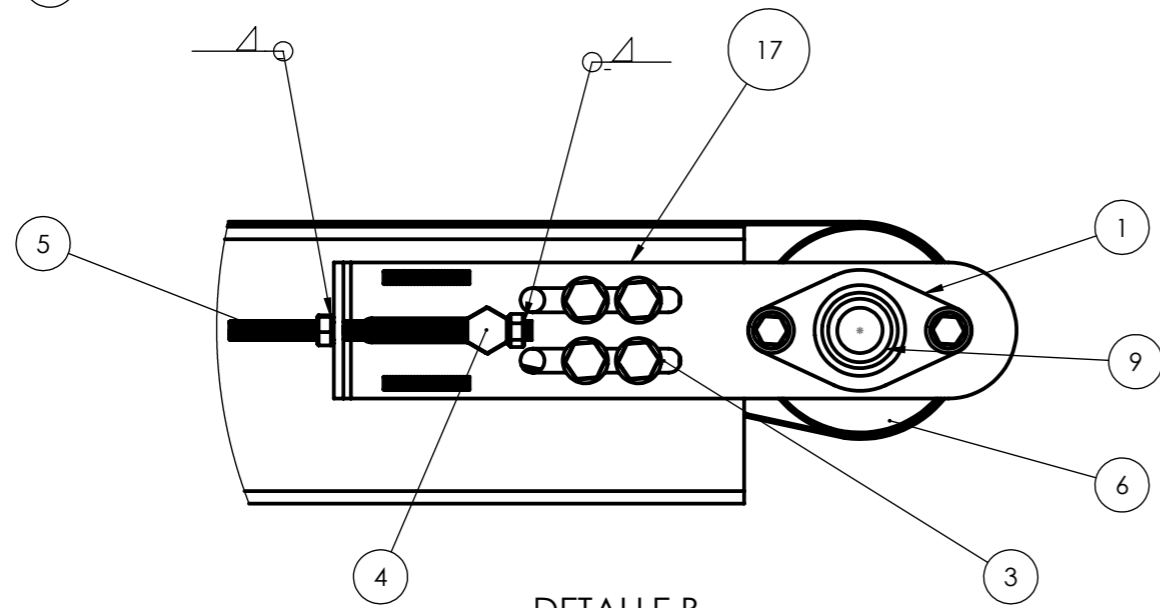
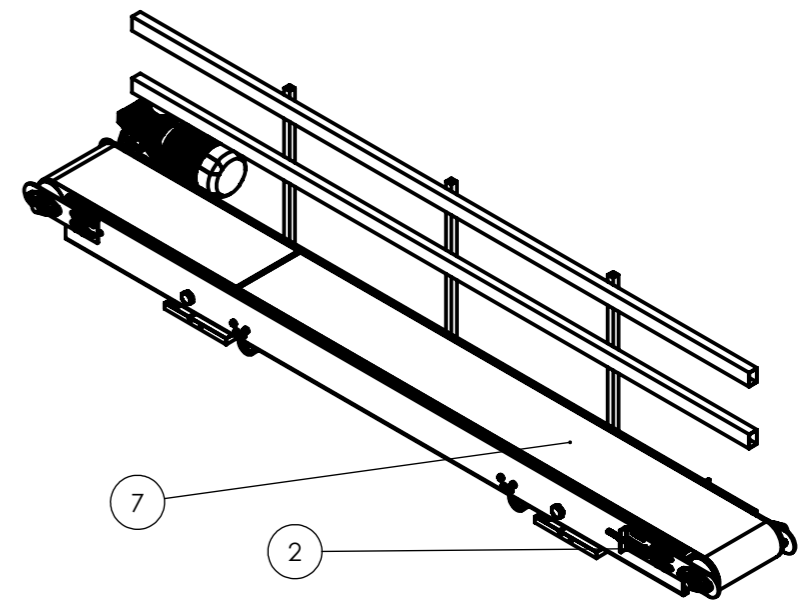
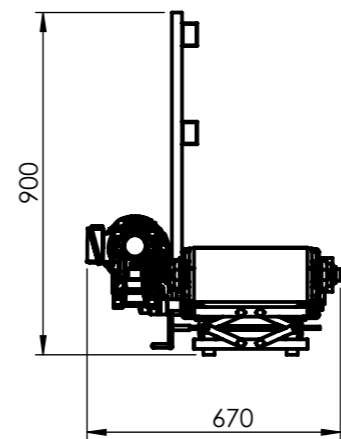
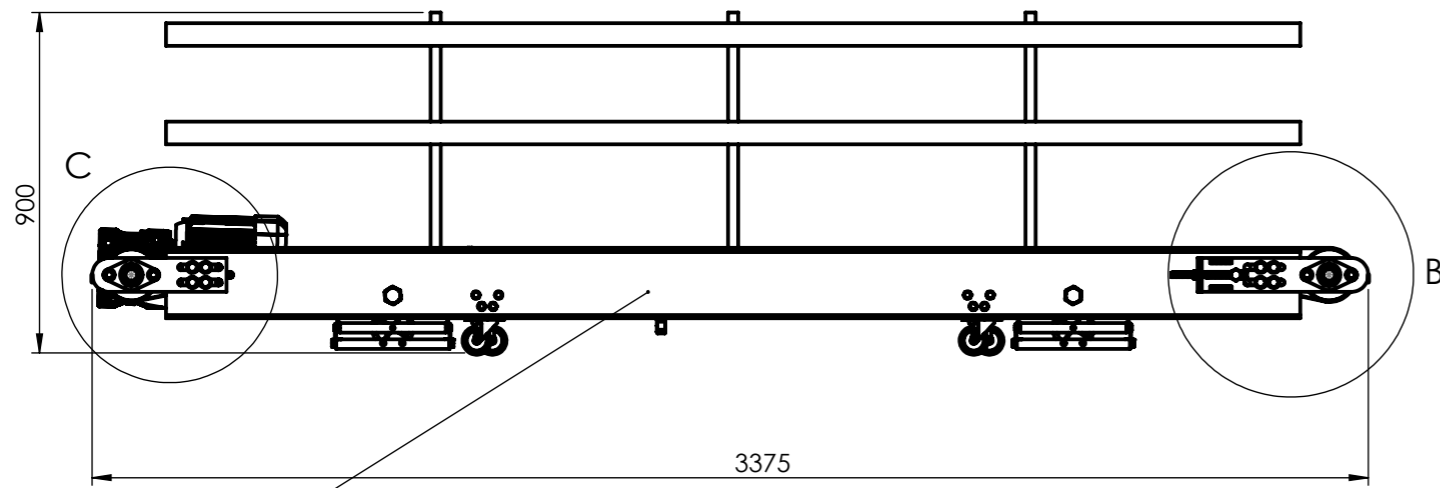
OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA:1:50	REVISIÓN
	COLUMNA		

	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno		
VERIF.	SIMONI, Duilio		
APROB.	SIMONI, Duilio		
FECHA	9 / 2 / 2021		MATERIAL:
NORMA	MÁQUINA:		CÓDIGO
	TOLVA		
			FORMATO
			A4
			TO - 101 - 001

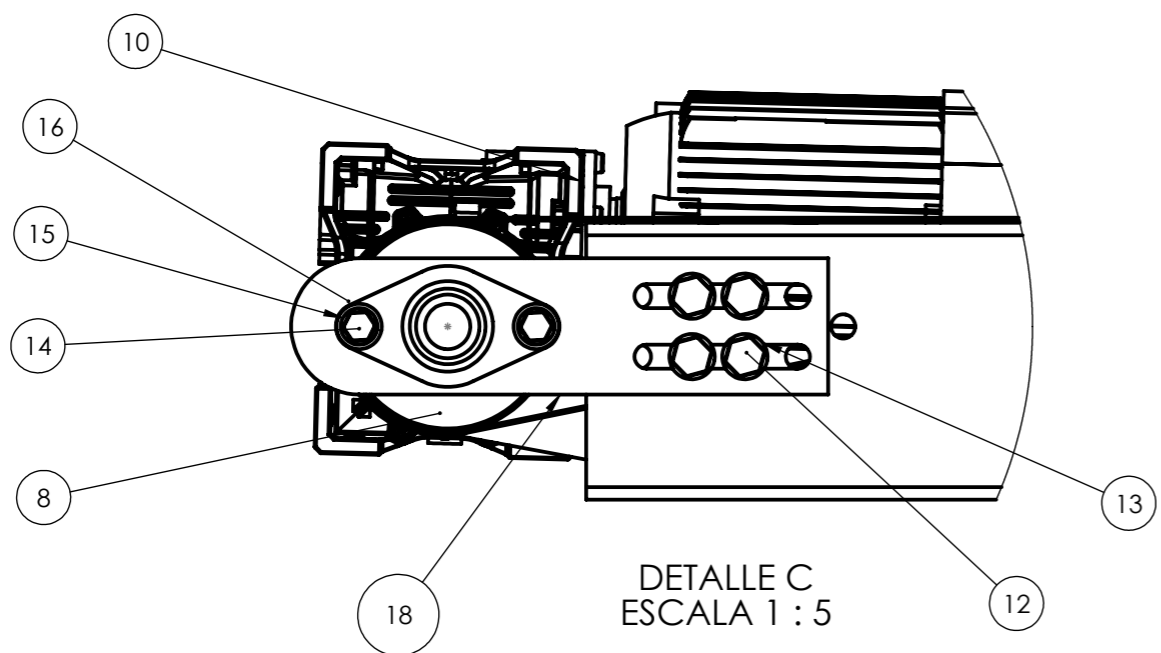




2	Cuerpo Superior	TO - 002 - 002	4
1	Cuerpo Inferior	TO - 002 - 001	4
N.º ELEMENTO	N. PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
TOLERANCIA NO INDICADAS		MEDIDA NOMINAL (mm)	HASTA 20 INCLUSO
		LONG.	>20 A 100
		DIAM.	>100 A 500
			>500 A 1000
			>1000 A 5000
OBSERVACIONES:		TÍTULO	ESCALA: 1:20
		CUERPO DE TOLVA	REVISIÓN
DIBUJO		NOMBRE	
VERIF.		FIRMA	
APROB.		TRATAMIENTO TÉRMICO:	
FECHA		MATERIAL:	
NORMA		MÁQUINA:	CÓDIGO
		TOLVA	TO - 102 - 001
			FORMATO
			A3



DETALLE B
ESCALA 1 : 5





DETALLE C
ESCALA 1 : 5

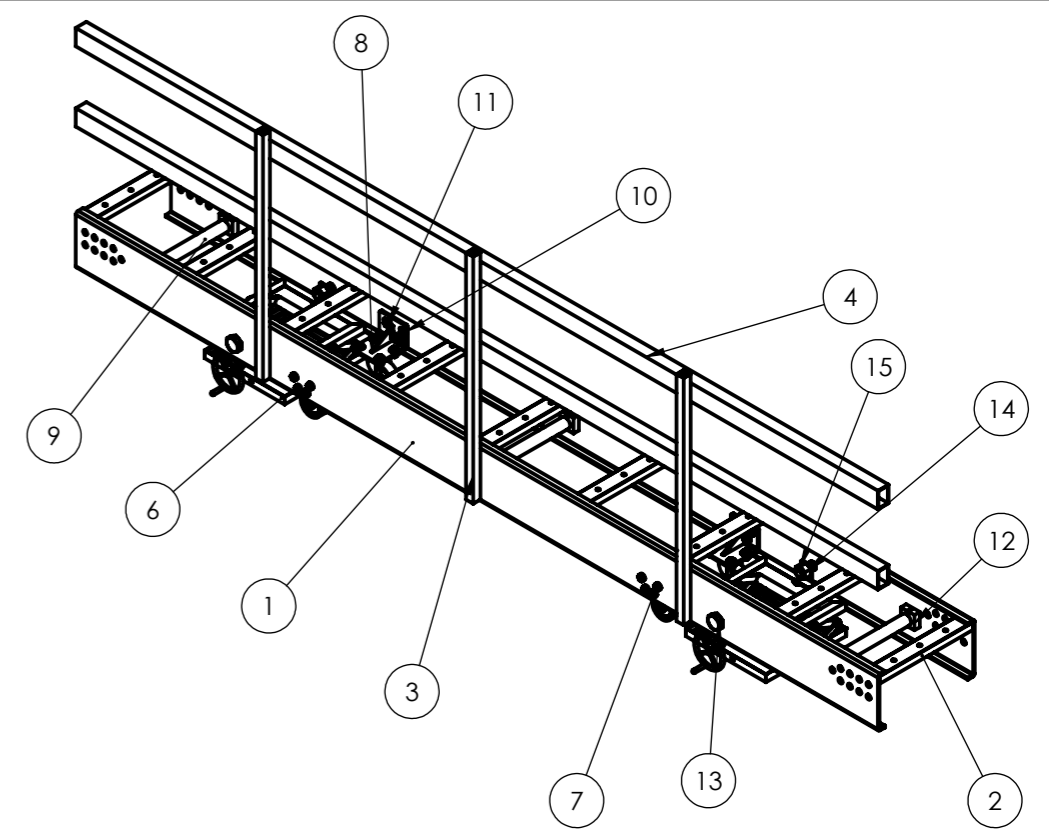
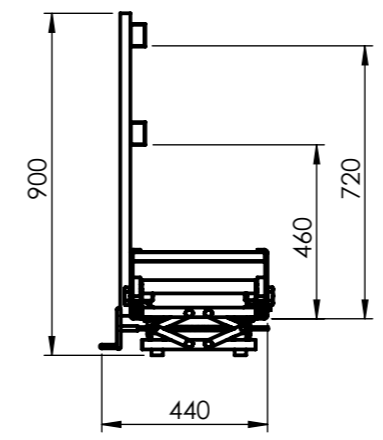
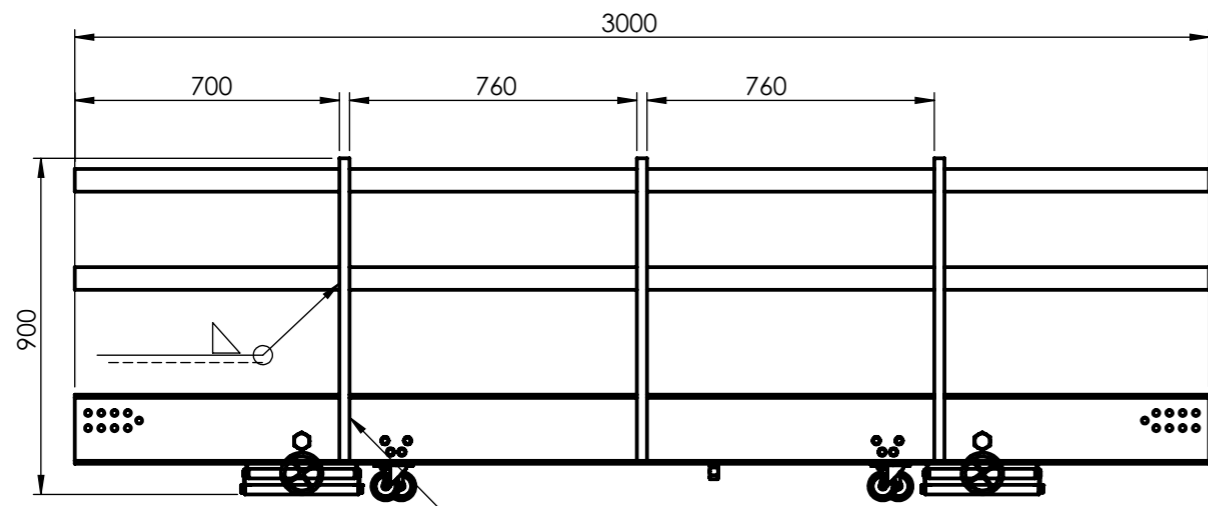
18	Soporte Retorno	CT - 002 - 006	2
17	Soporte Tensor	CT - 002 - 005	2
16	Tuerca M12 x 1,75	EU - 010 - 011	8
15	Arandela M 12	EU - 010 - 012	16
14	Tornillo M12 x 1,75	EU - 010 - 010	8
13	Arandela M 16	EU - 010 - 019	32
12	Tuerca M16 x 2	EU - 010 - 017	16
11	Ensamblaje Cinta Transportadora N°1	CT - 200 - 001	1
10	Motor-Reductor	CT - 012 - 004	1
9	Rodamientos Ø30 mm	CT - 012 - 003	4
8	Tambor Motriz - Ensamblaje	CT - 102 - 002	1
7	Banda	CT - 102 - 003	1
6	Tambor de Retorno - Ensamblaje	CT - 102 - 001	1
5	Varilla Tensor	CT - 002 - 009	2
4	Perno M 16 x 2 Agujereado Sistema Tensor	CT - 002 - 008	2
3	Tuerca M 16 x 2	EU - 010 - 018	16
2	Plataforma UHMW	CT - 002 - 006	1
1	Sopoerte de Rodamiento	CT - 012 - 001	4

N° DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
----------------	-------------	--------	----------

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG. 0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

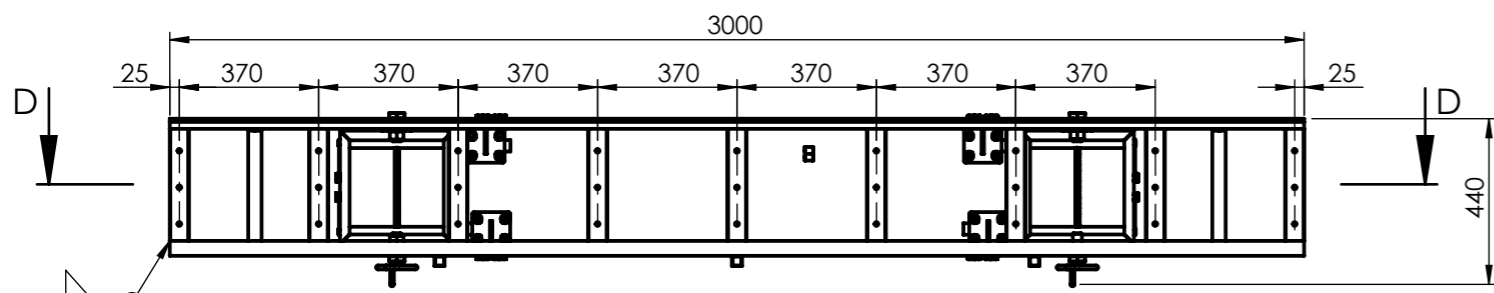
OBSERVACIONES:	TITULO ENSAMBLAJE CINTA TRANSPORTADORA N°2	ESCALA: 1:20	REVISIÓN
----------------	--	--------------	----------

DIBUJO: SIMONI, Duilio	FIRMA:	TRATAMIENTO TÉRMICO:	
VERIF. BIANCIOTTO, Bruno			
APROB. BIANCIOTTO, Bruno			
FECHA: 15 / 3 / 2021	MATERIAL:	CÓDIGO CT - 200 - 002	FORMATO A3
NORMA: 	MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA		

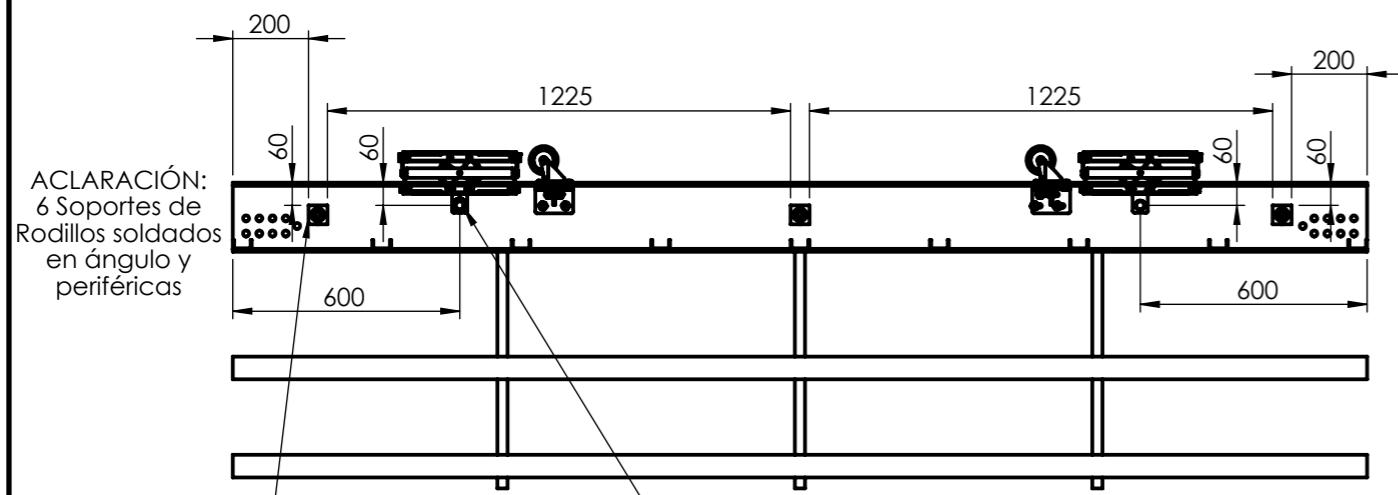


ACLARACIÓN:
2 Perfiles Rectangulares 60 x 40 soldados en ángulo y periféricas

ACLARACIÓN:
3 Perfiles Cuadrados 25 x 25 soldados en ángulo y periféricas



ACLARACIÓN:
9 Perfiles C soldados en ángulo y periféricas



ACLARACIÓN:
6 Soportes de Rodillos soldados en ángulo y periféricas

ACLARACIÓN:
4 Soportes de Sistema de Elevación soldados en ángulo y periféricas

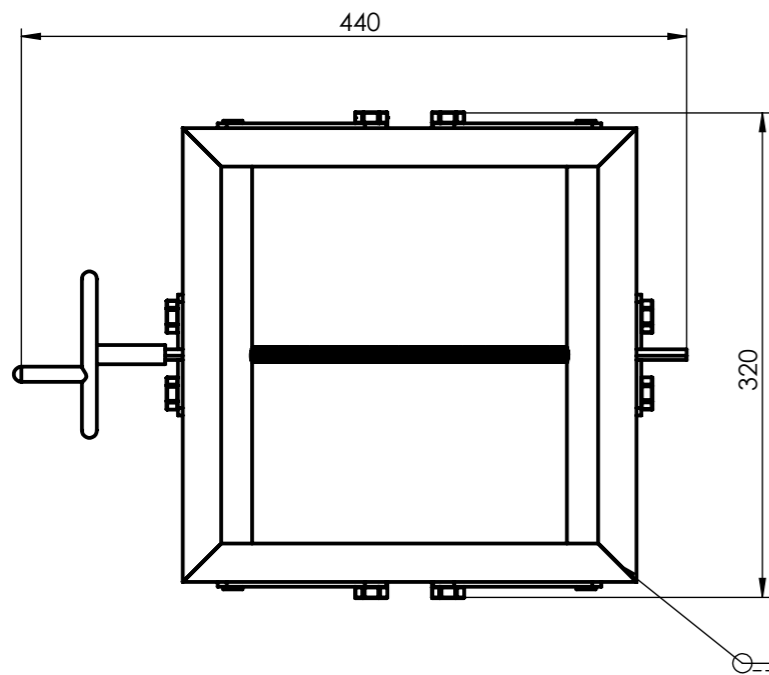
SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 20

15	Arandela M 24	EU - 010 - 017	4
14	Tuerca M 24 x 3	EU - 010 - 016	4
13	Tornillo M 24 x 3	EU - 010 - 015	4
12	Soporte de Rodillo	CT - 004 - 002	6
11	Tuerca M 10 x 1,5	EU - 010 - 008	16
10	Arandela M 10 mm	EU - 010 - 009	32
9	Rodillo de Retorno	CT - 104 - 001	3
8	Ensamblaje Sist. de Elevación	CT - 101 - 001	2
7	Tornillo M 10 x 1,5	EU - 010 - 007	16
6	Ensamblaje Ruedas	CT - 105 - 001	4
5	Unión a elevación	CT - 003 - 005	4
4	Barandas Horizontales	CT - 003 - 001	2
3	Barandas Verticales	CT - 003 - 002	3
2	Perfil C	CT - 003 - 004	9
1	Canal C 180x20x14	CT - 003 - 003	2

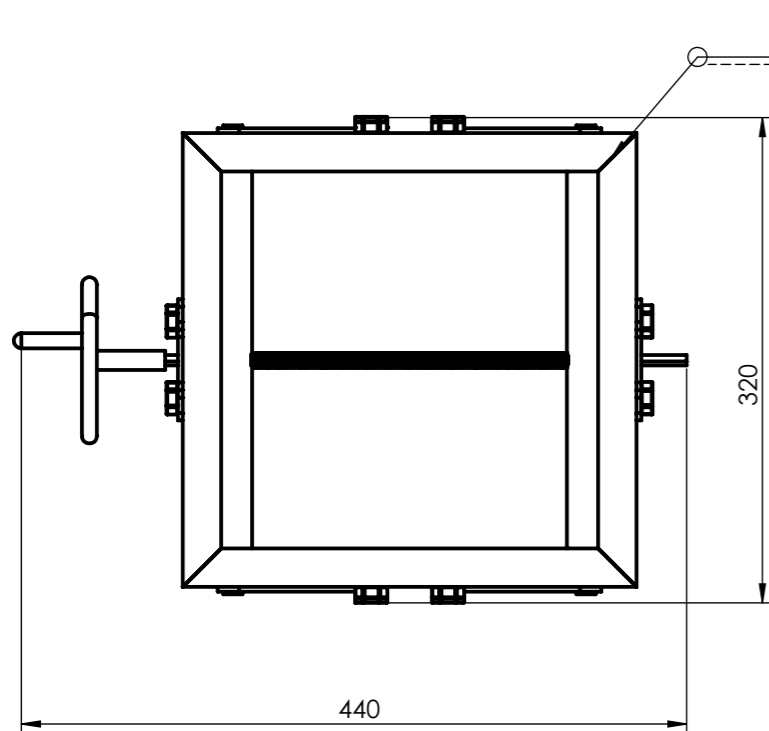
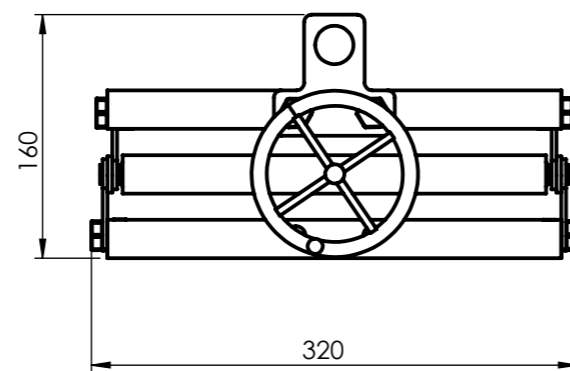
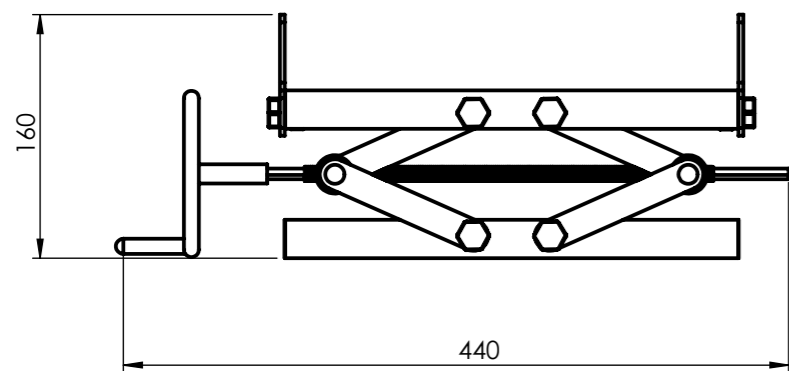
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD
----------------	-------------	--------	----------

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	± / -	LONG. 0.1 DIAM. 0.5	0.15 0.5	0.5 1	1 1.5	1.5 2

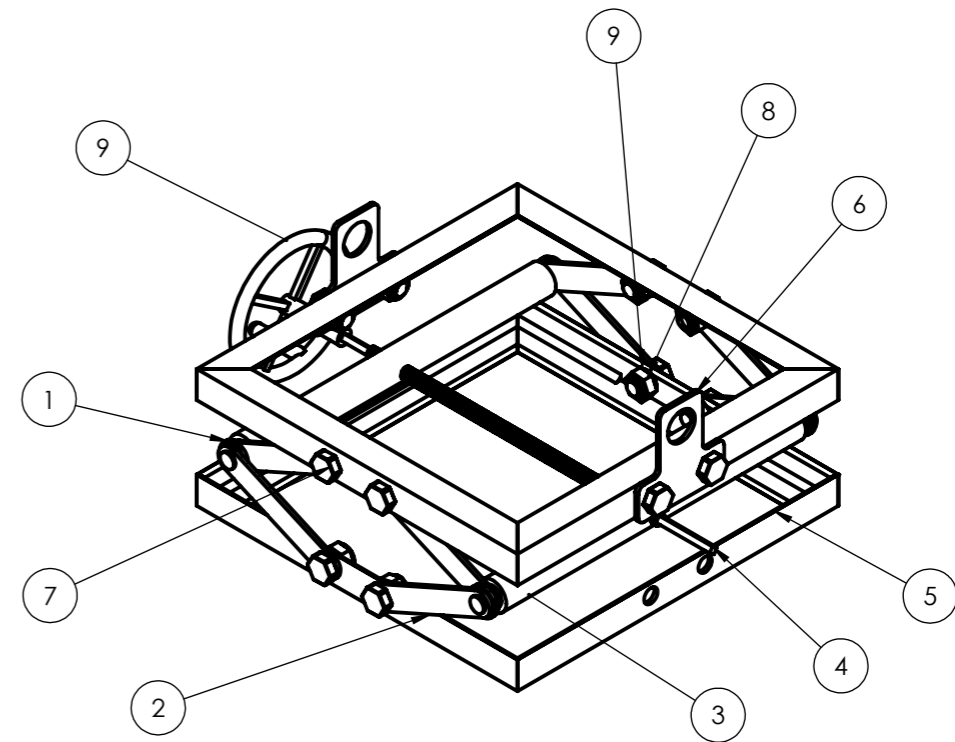
OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA: 1:20		REVISIÓN	
		ENSAMBLAJE CINTA TRANSPORTADORA Nº1					
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno		FIRMA:		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
VERIF.: SIMONI, Duilio							
APROB.: SIMONI, Duilio							
FECHA: 15 / 3 / 2021		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO	
NORMA:		MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA		CT - 200-001		A3	



ACLARACIÓN:
4 Soldaduras a tope
y periféricas



ACLARACIÓN:
4 Soldaduras a tope
y periféricas

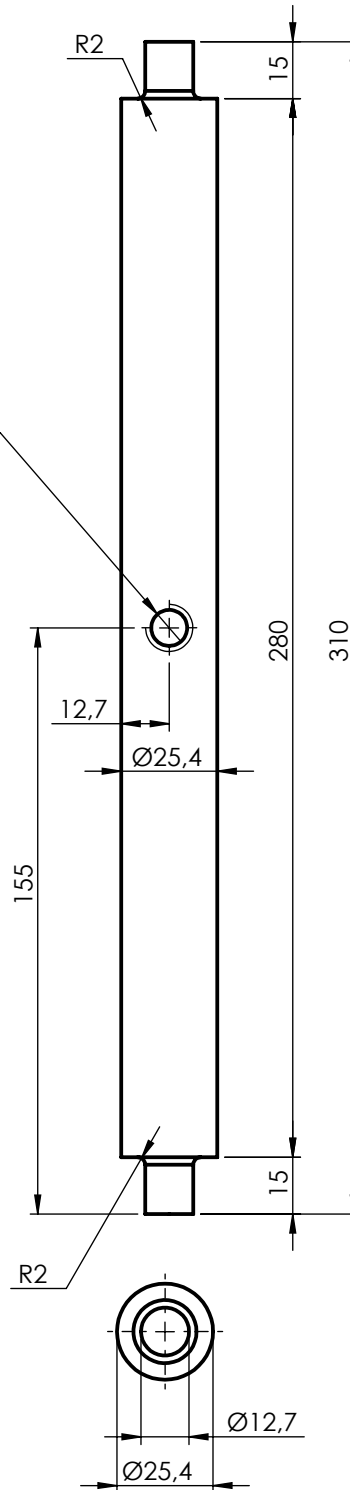


9	Elemento de maniobra	CT - 001 - 007	1
8	Tuerca M12 x 1,75	EU - 010 - 011	12
7	Tornillo M12 x 1,75	EU - 010 - 010	12
6	Balancín	CT - 001 - 002	2
5	Perfil L 1x1x1/8 - 300	CT - 001 - 001	8
4	Varilla roscada	CT - 001 - 006	1
3	Eje pivote	CT - 001 - 004	2
2	Barras pivote	CT - 001 - 003	8
1	Arandela M 12	EU - 010 - 012	4
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	HASTA 20 INCLUSO		>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
TOL $\frac{+}{-}$	LONG.		0.1	0.15	0.5	1
	DIAM.		0.5	0.5	1	1.5

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA:1:5	REVISIÓN		
	SISTEMA DE ELEVACIÓN				
DIBUJO	NOMBRE			FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno				
APROB.	SIMONI, Duilio				
FECHA	10 / 3 / 2021	MATERIAL:	CÓDIGO		
NORMA	MÁQUINA:		CT - 101 - 001		
	CINTA TRANSPORTADORA		FORMATO		
			A3		

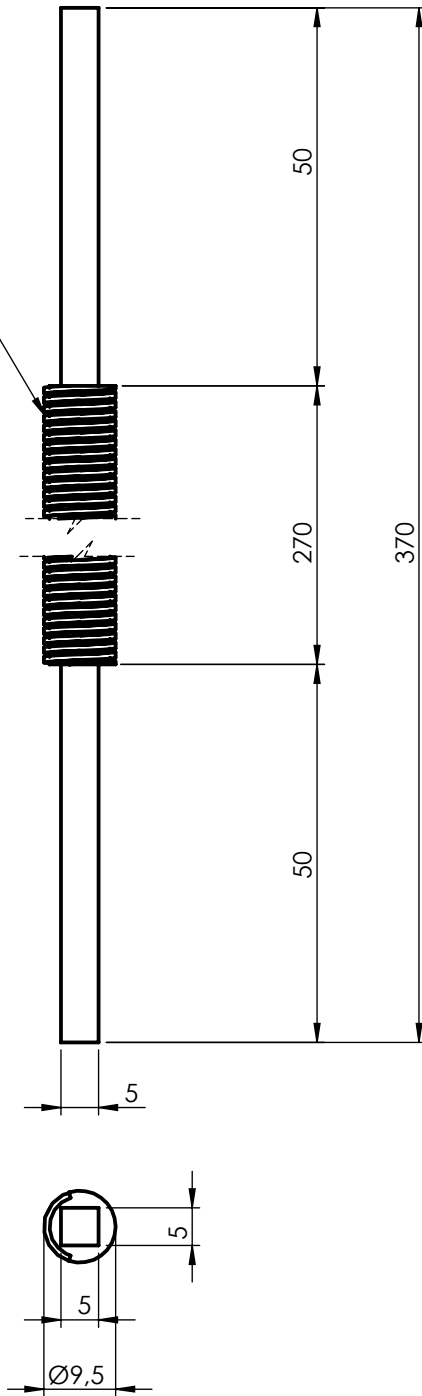
ROSCA CUADRADA Ø9,5
 Angulo de paso 5°
 Paso 8 hilos por pulgada




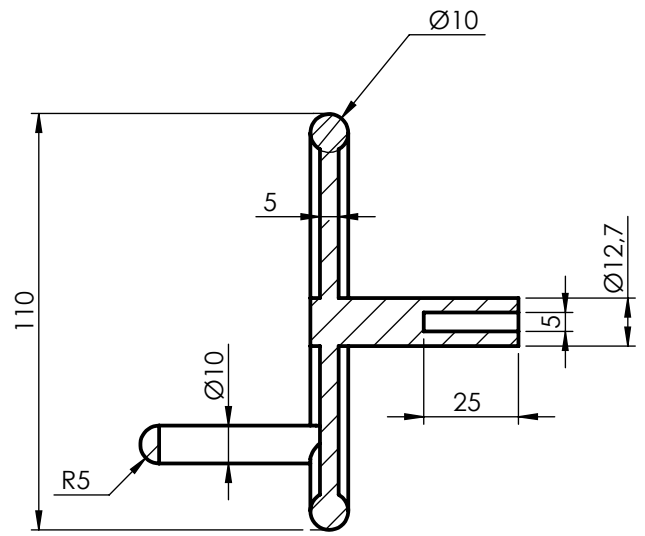
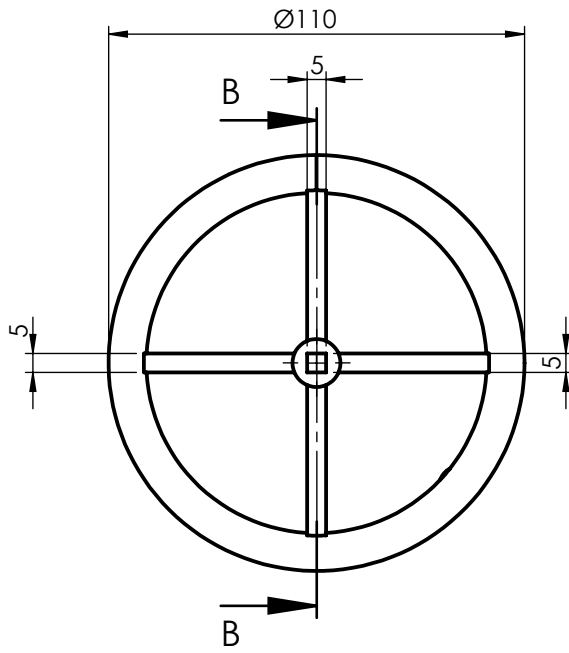
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.			
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA: 1:2	REVISIÓN
		EJE DE PIVOTE			
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:		
DIBUJO	BIANCOTTO, Bruno				
VERIF.	SIMONI, Duilio				
APROB.	SIMONI, Duilio				
FECHA	9 / 3 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA			MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA	AISI 1045	CT - 001 - 004
					A4

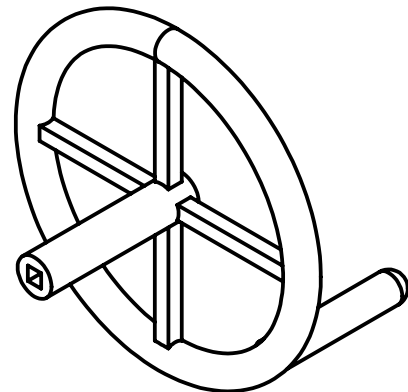
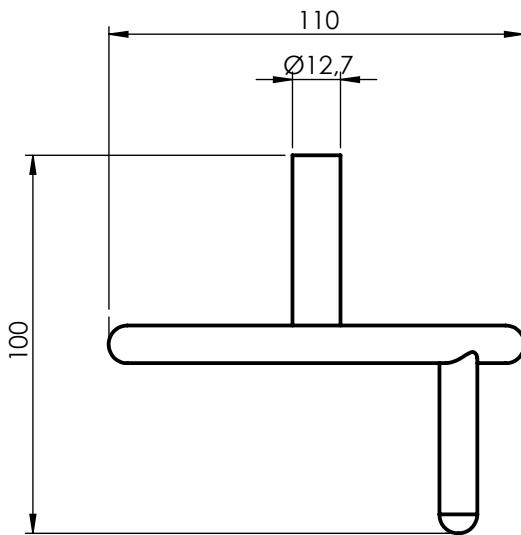
ROSCA CUADRADA Ø9,5
 Angulo de paso 5°
 Paso 8 hilos por pulgada



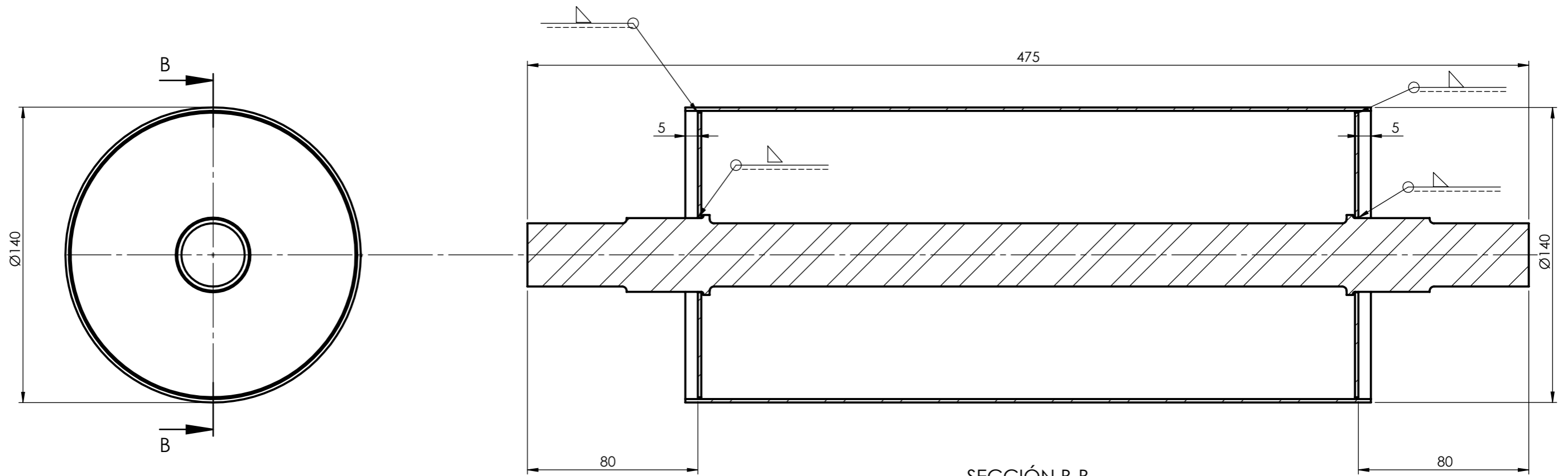
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	$\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1
			DIAM.	0.5	0.5	1	1.5
							2
OBSERVACIONES:	TITULO			ESCALA 1:1	REVISIÓN		
	VARILLA ROSCADA						
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:				
DIBUJO	SIMONI, Duilio						
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno						
APROB.	BIANCOTTO, Bruno						
FECHA	10/ 3/ 2021		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO
NORMA	MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA		AISI 1045		CT - 001 - 006		A4



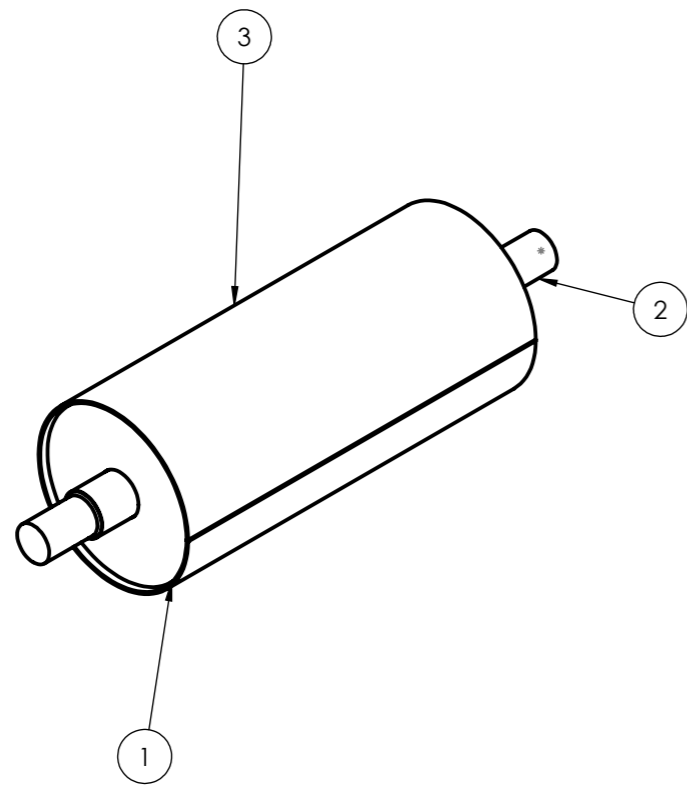
SECCIÓN B-B



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
	TOL \pm		LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
			DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2
OBSERVACIONES:		TÍTULO			ESCALA: 1:2		REVISIÓN	
Conformación por moldeado		ELEMENTO DE MANIOBRA						
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:					
DIBUJO	BIANCOTTI, Bruno							
VERIF.	BIANCOTTI, Bruno							
APROB.	SIMONI, Duilio							
FECHA	10 / 3 / 2021		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO	
NORMA	MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA		ASTM 20		CT - 001 - 007		A4	



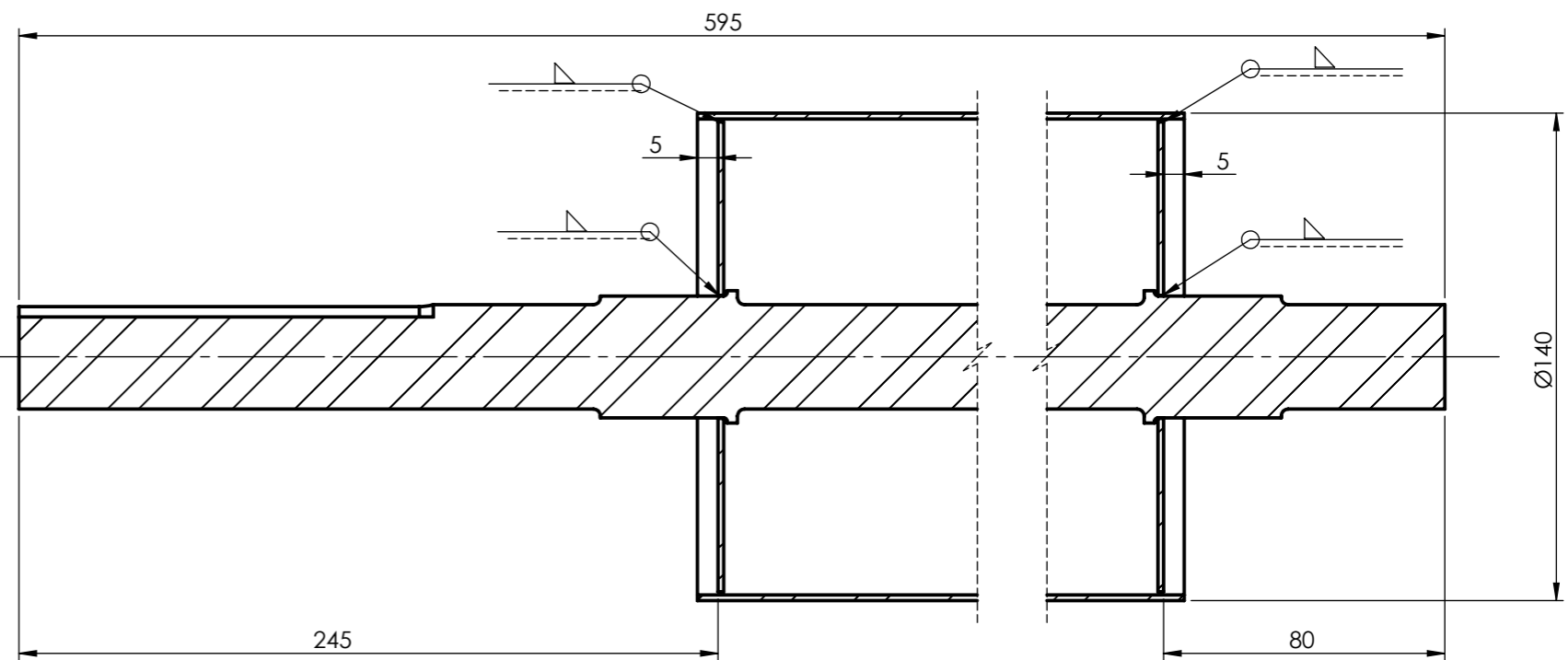
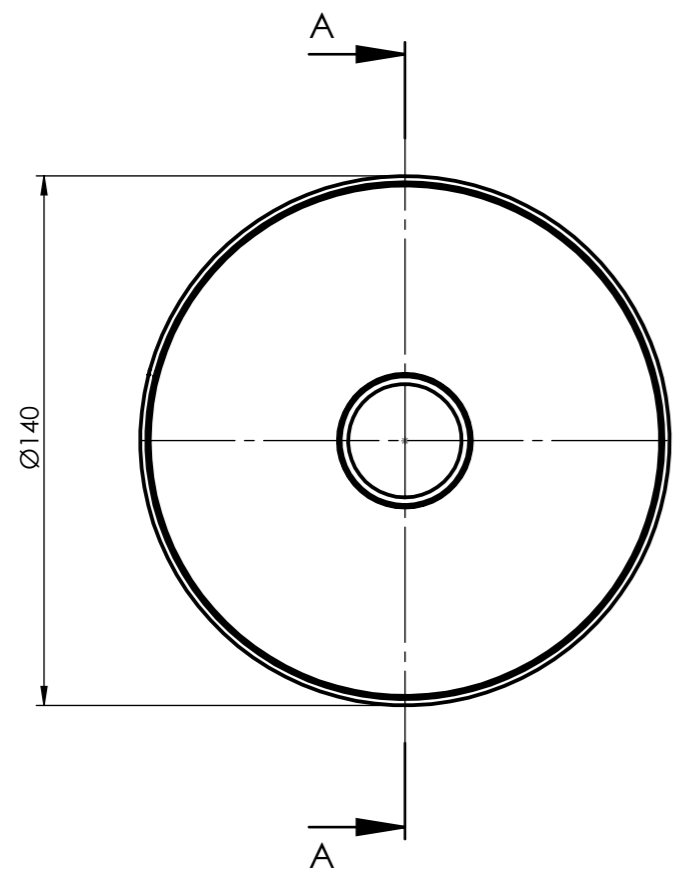
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



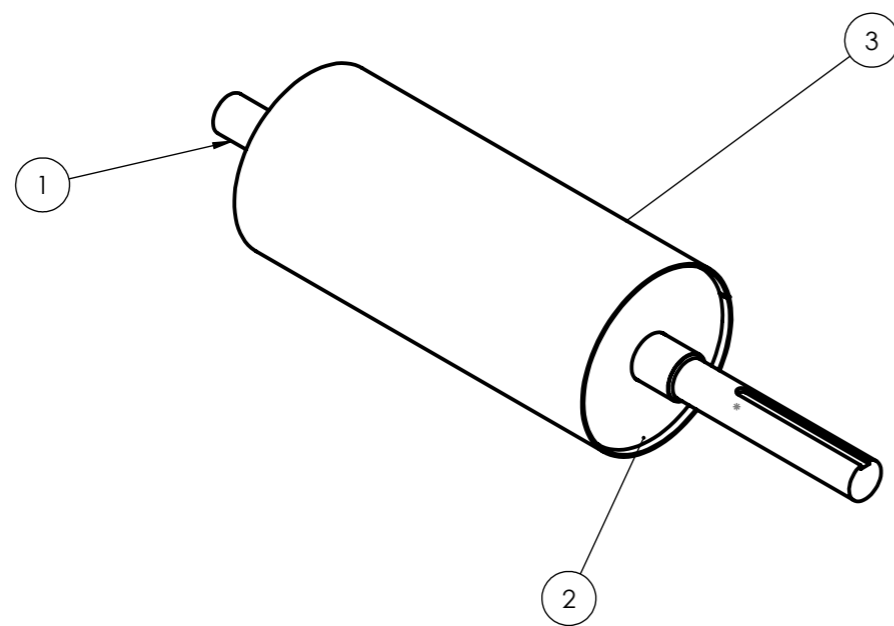
3	Tambor cinta transportadora	CT - 002 - 003	1
2	Eje retorno cinta transportadora	CT - 002 - 001	1
1	Platos laterales de cinta transportadora	CT - 002 - 004	2
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL $\frac{+}{-}$	LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA: 1:2		REVISIÓN	
		TAMBOR DE RETORNO - ENSAMBLAJE					
DIBUJO		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
VERIF.							
APROB.							
FECHA		MÁQUINA:		MATERIAL:		CÓDIGO	
11 / 3 / 2021		CINTA TRANSPORTADORA				CT - 102 - 001	
NORMA						FORMATO	
						A3	



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



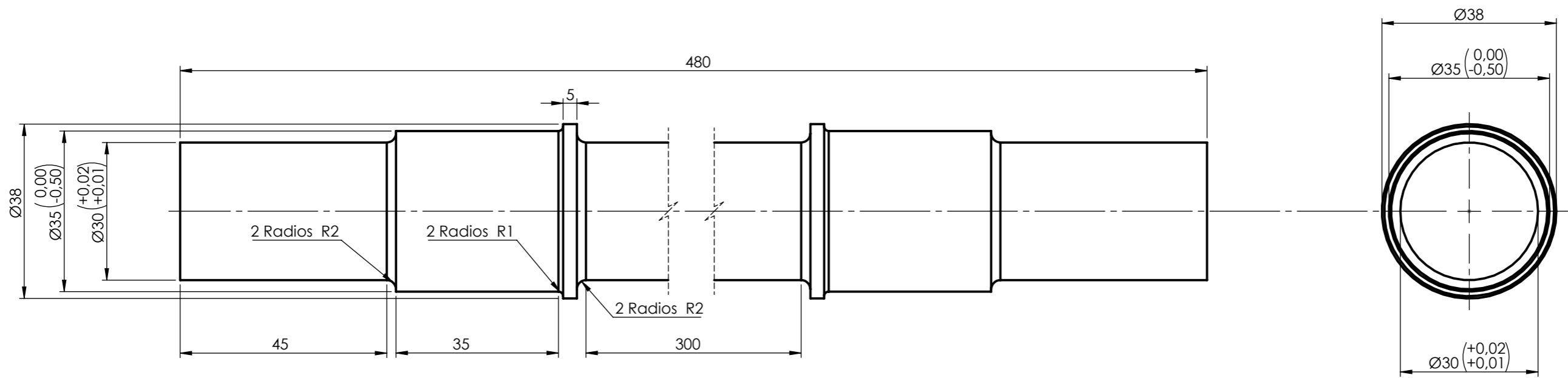
3	Tambor cinta transportadora	CT - 002 - 003	1
2	Platos laterales cinta transportadora	CT - 002 - 004	2
1	Eje motriz cinta transportadora	CT - 002 - 002	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000	
TOL + / -	LONG. 0.1	0.15	0.5	1	1.5	
	DIAM. 0.5	0.5	1	1.5	2	

OBSERVACIONES:	TÍTULO	ESCALA: 1:2	REVISIÓN
	TAMBOR MOTRIZ - ENSAMBLE		

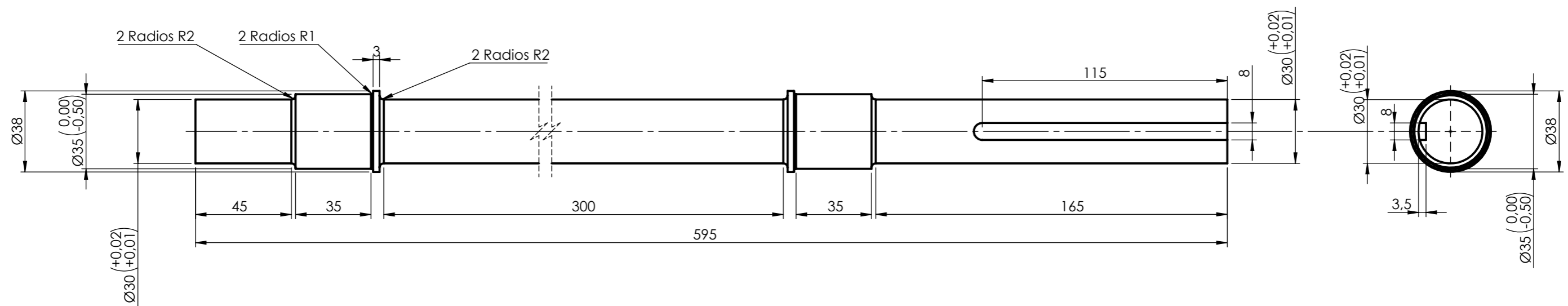
DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:
VERIF.	BIANCIO, Bruno		
APROB.	SIMONI, Duilio		
FECHA	11 / 3 / 2021	MATERIAL:	
NORMA	MÁQUINA:		
	CINTA TRANSPORTADORA		
CÓDIGO			FORMATO
CT - 102 - 002			A3





TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.	LONG.	DIAM.	LONG.
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

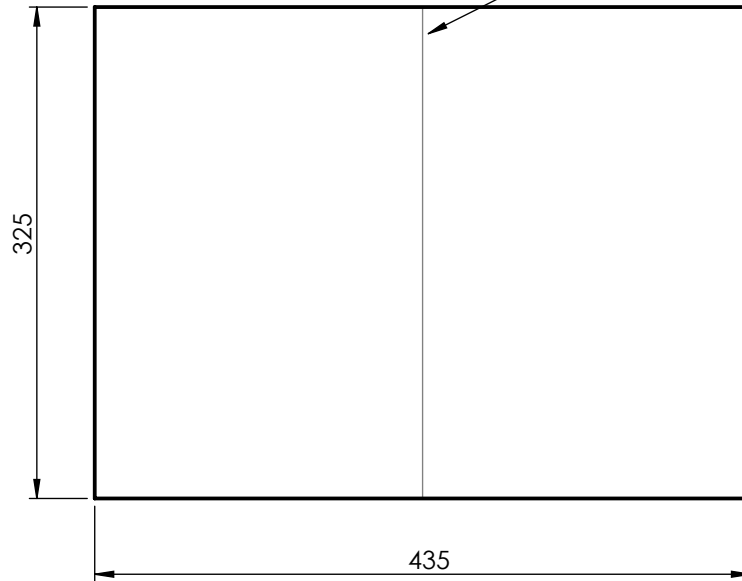
OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA: 1:1	REVISIÓN
		EJE DE RETORNO			
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:		
DIBUJO	SIMONI, Duilio				
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno				
APROB.	BIANCOTTO, Bruno				
FECHA	10 / 3 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA			MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA	AISI 1045	CT - 002 - 001
					A3



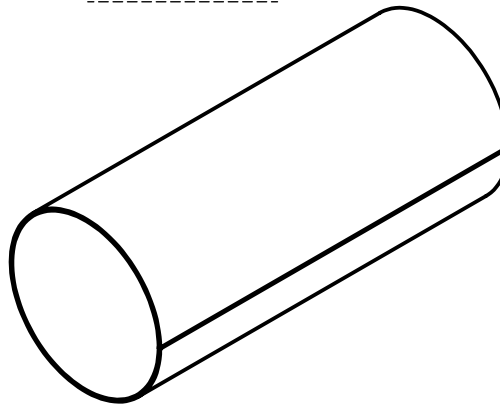
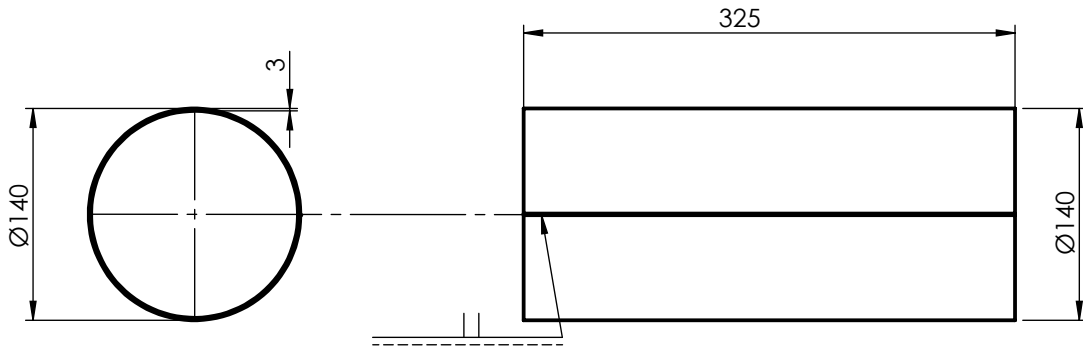
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.	LONG.	DIAM.	LONG.
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA: 1:2		REVISIÓN	
		EJE MOTRIZ					
DIBUJO		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
VERIF.							
APROB.							
FECHA		10 / 3 / 2021		MATERIAL:		CÓDIGO	
NORMA		MÁQUINA:		AISI 1045		CT - 002 - 002	
		CINTA TRANSPORTADORA				FORMATO	
						A3	


HACIA ARRIBA 360° R 68

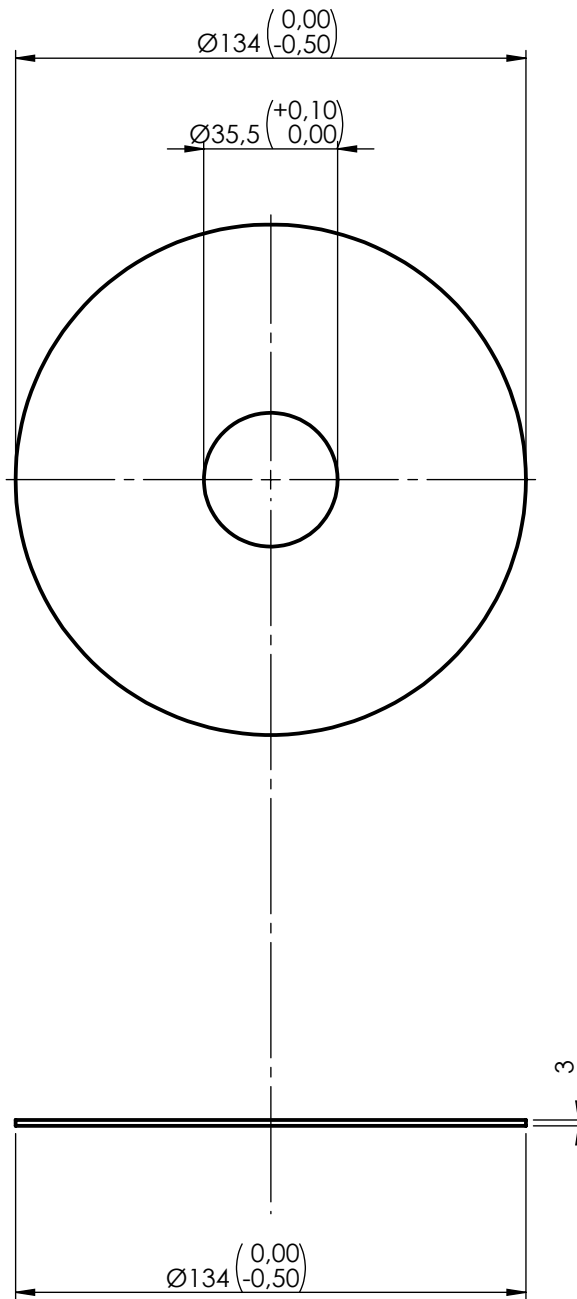


CHAPA DESPLEGADA



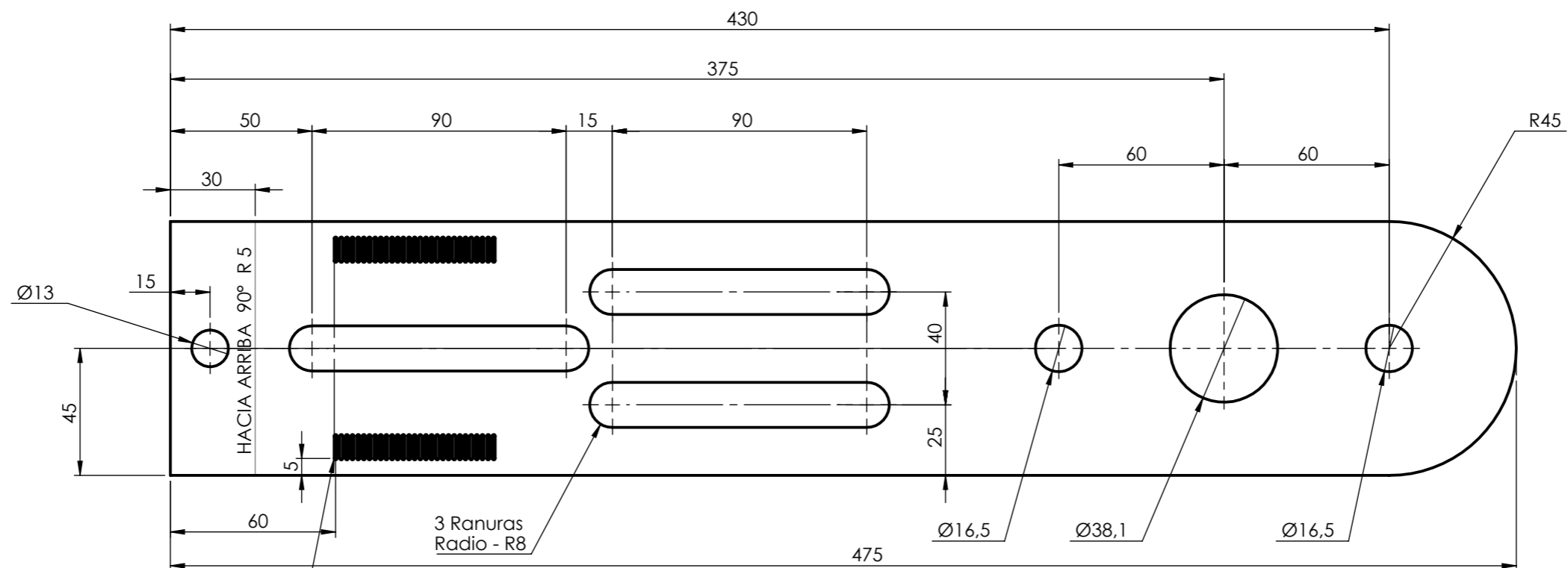
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.			
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES: CHAPA DE 3 (mm)		TITULO TAMBOR CINTA TRANSPORTADORA		ESCALA:1:5	REVISIÓN
DIBUJO: SIMONI, Duilio		FIRMA:			
VERIF.: BIANCIOTTO, Bruno		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
APROB.: BIANCIOTTO, Bruno					
FECHA:	10 / 3 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA	MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA		MLC 420	CT - 002 - 003	A4

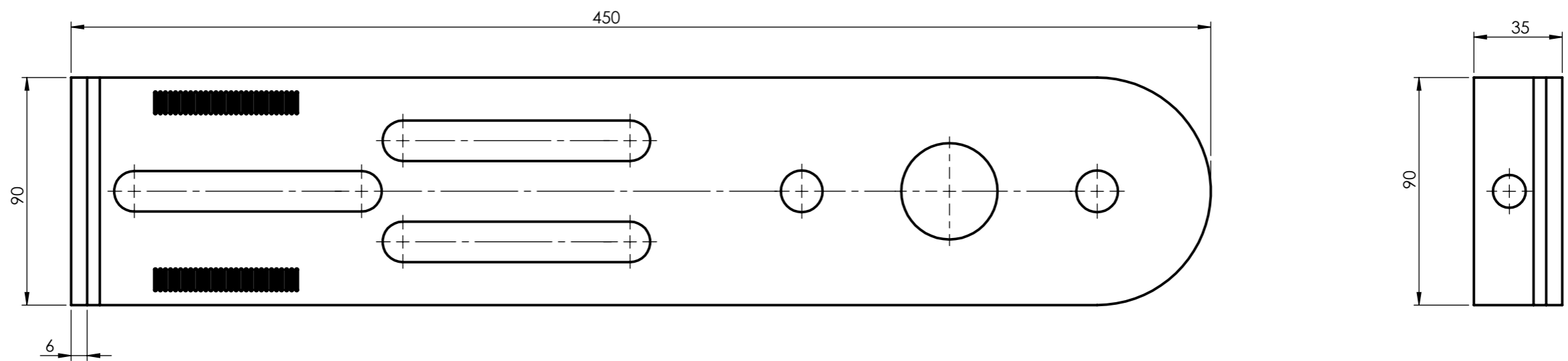


TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL $\begin{matrix} + \\ - \end{matrix}$		LONG.	DIAM.			
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES: CHAPA DE 3 (mm)		TITULO PLATOS LATERALES DE CINTA TRANSPORTADORA		ESCALA:1:2	REVISIÓN
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno		FIRMA:			
VERIF.: SIMONI, Duilio		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
APROB.: SIMONI, Duilio					
FECHA: 11 / 3 / 2021		MATERIAL:		CÓDIGO	FORMATO
NORMA		MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA		CT - 002 - 004	A4
		MLC 420			



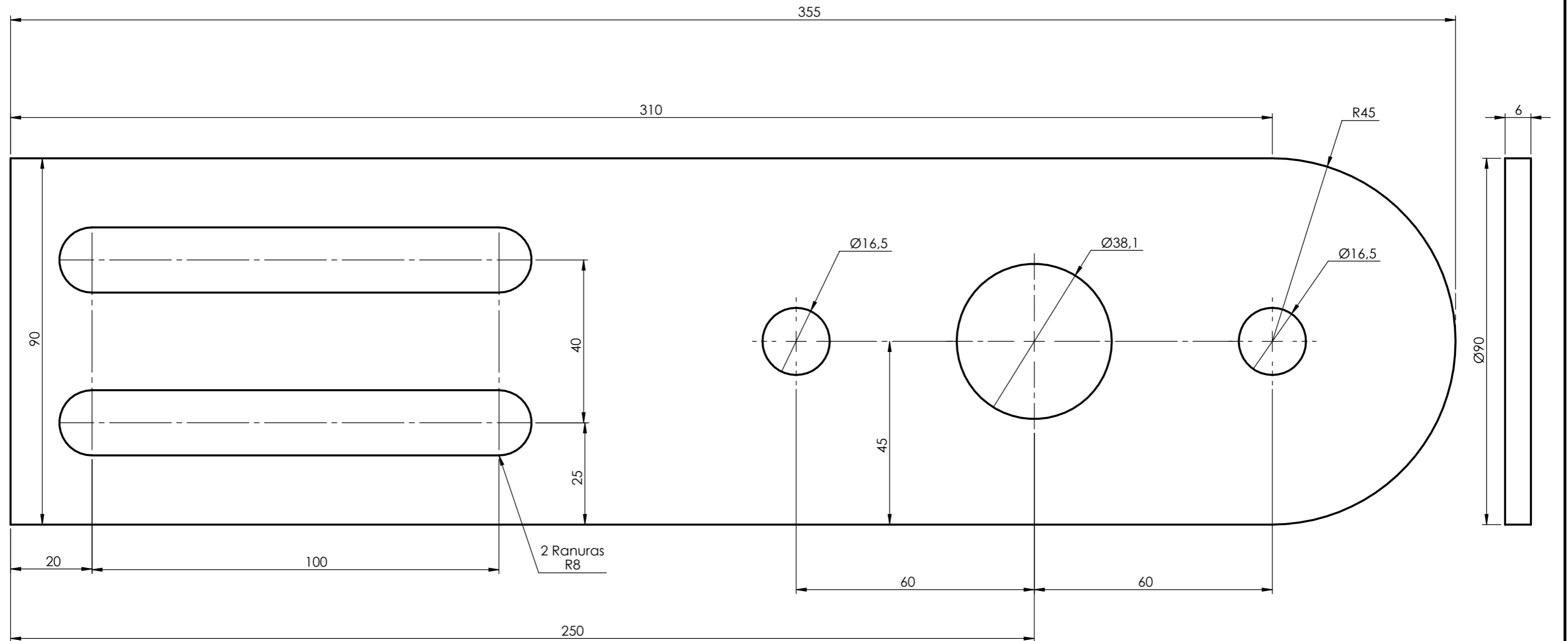
CHAPA DESPLEGADA



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.			
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

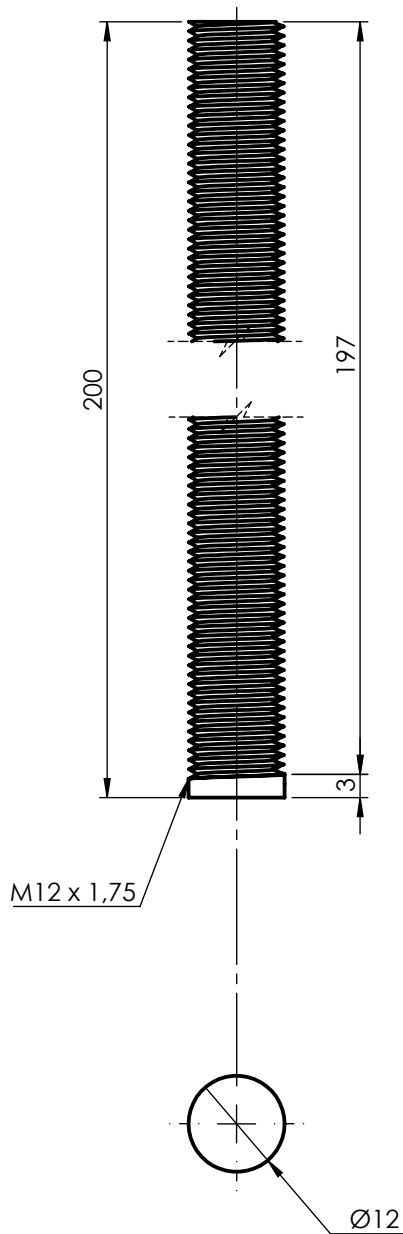
OBSERVACIONES:	TITULO	ESCALA: 1:2	REVISIÓN
CHAPA DE 6 (mm)	SOPORTE TENSOR		
NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:	
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno			
VERIF. SIMONI, Duilio			
APROB. SIMONI, Duilio			
FECHA: 11 / 3 / 2021	MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA:	MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA	MLC 420	CT - 002 - 005
			A3







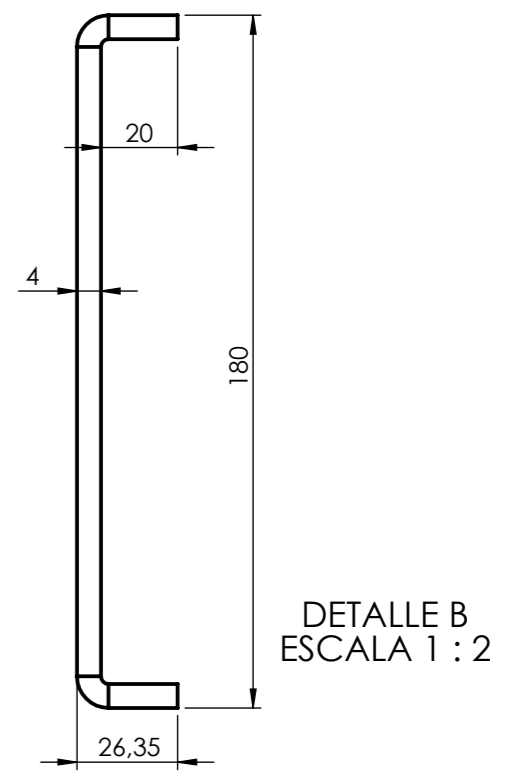
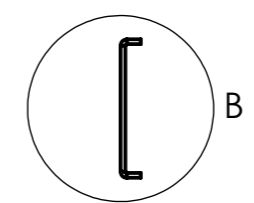
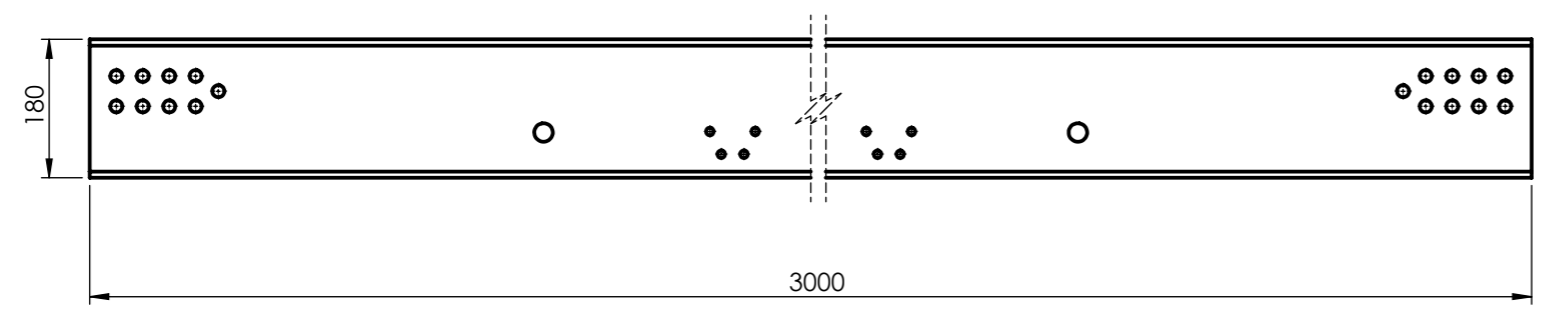
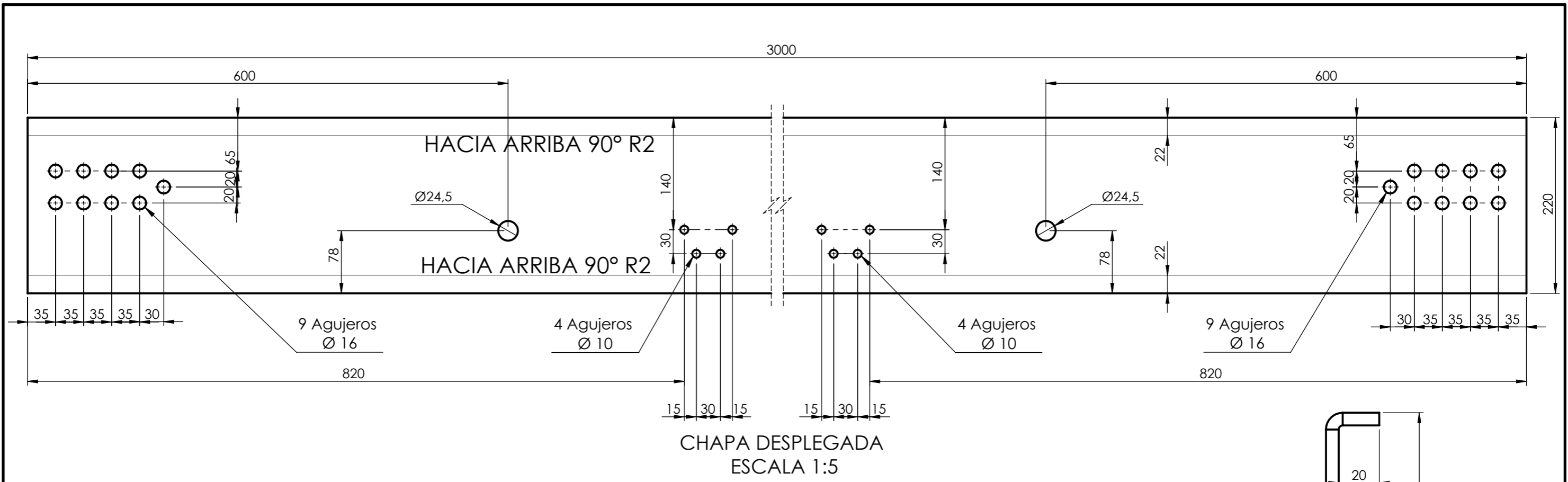
TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.	LONG.	DIAM.	LONG.
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:	TITULO	ESCALA: 1:1	REVISIÓN	
CHAPA DE 6 (mm)	SOPORTE RETORNO			
NOMBRE	FIRMA			TRATAMIENTO TÉRMICO:
DIBUJO: SIMONI, Duilio				
VERIF. BIANCIOTTO, Bruno				
APROB. BIANCIOTTO, Bruno				
FECHA: 12 / 3 / 2021	MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO	
NORMA:	MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA	MLC 420	CT - 002 - 006	
			A3	



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.			
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

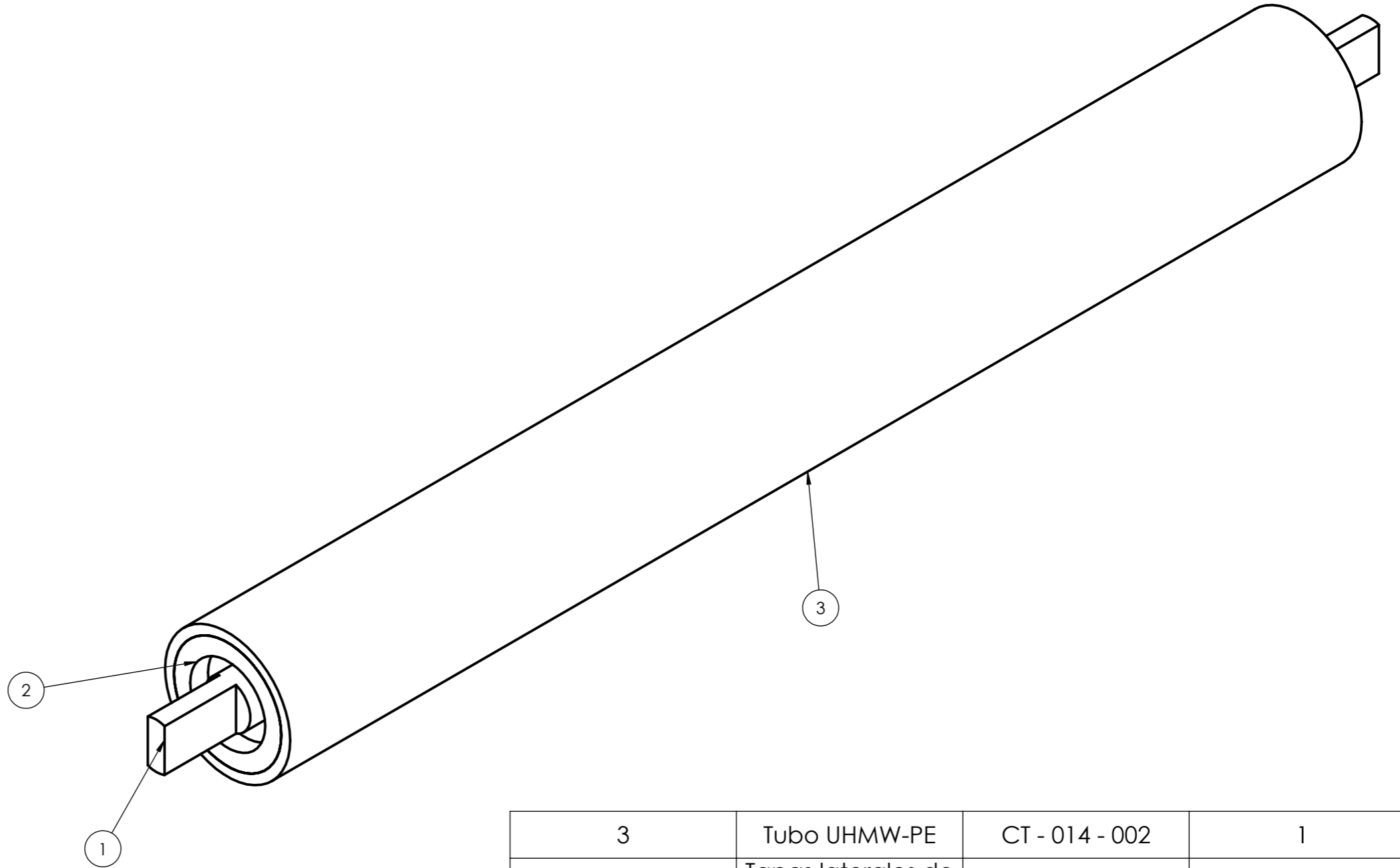
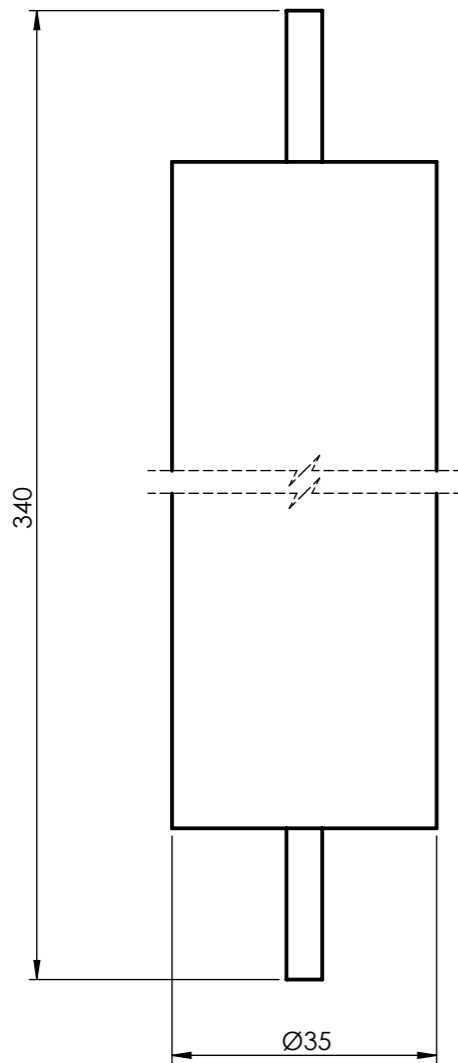
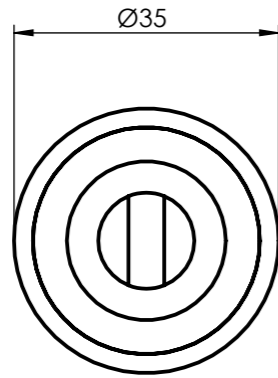
OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA:1:1	REVISIÓN
		VARILLA TENSORA			
	NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:		
DIBUJO	SIMONI, Duilio				
VERIF.	BIANCOTTO, Bruno				
APROB.	BIANCOTTO, Bruno				
FECHA	16 / 3 / 2021		MATERIAL:	CÓDIGO	FORMATO
NORMA			MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA	CT - 002 - 009	A4
			AISI 1020		



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.			
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA: 1:10	REVISIÓN
CHAPA 4 (mm)		CANAL C 180x20x4			
NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:			
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno					
VERIF.: SIMONI, Duilio					
APROB.: SIMONI, Duilio					
FECHA: 13 / 3 / 2021	MATERIAL:		CÓDIGO		
NORMA:	MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA	MLC 420	CT - 003 - 003		
			FORMATO		A3

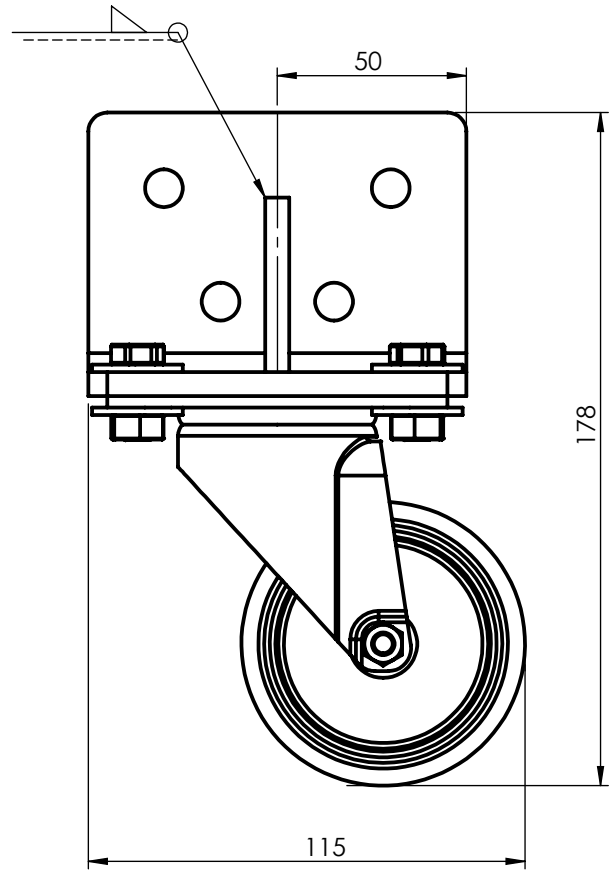
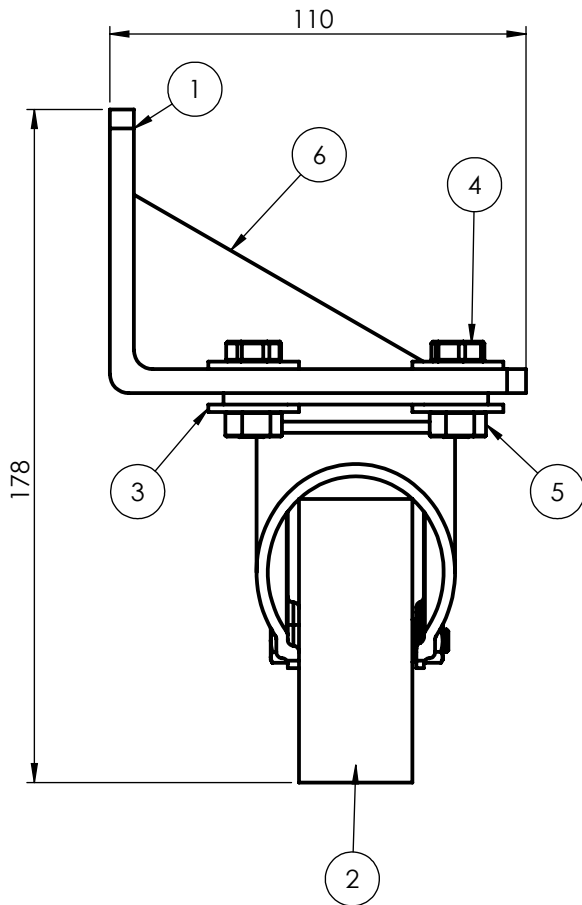




3	Tubo UHMW-PE	CT - 014 - 002	1
2	Tapas laterales de rodillo	CT - 014 - 001	2
1	Eje de rodillo de retorno	CT - 004 - 001	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)					
	TOL $\frac{+}{-}$	HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
		LONG.	0.1	0.15	0.5	1
	DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

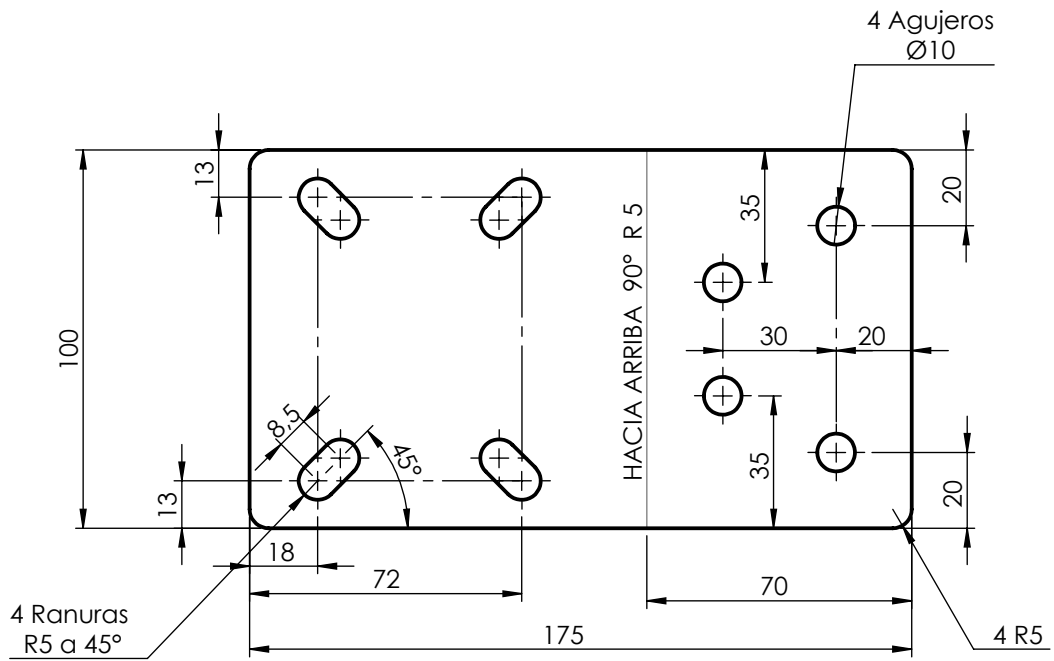
OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA:1:1		REVISIÓN	
		RODILLO DE RETORNO					
DIBUJO		FIRMA				TRATAMIENTO TÉRMICO:	
VERIF.							
APROB.							
FECHA		MATERIAL:		CÓDIGO		FORMATO	
15 / 3 / 2021				CT - 104 - 001		A3	
NORMA		MÁQUINA:					
		CINTA TRANSPORTADORA					



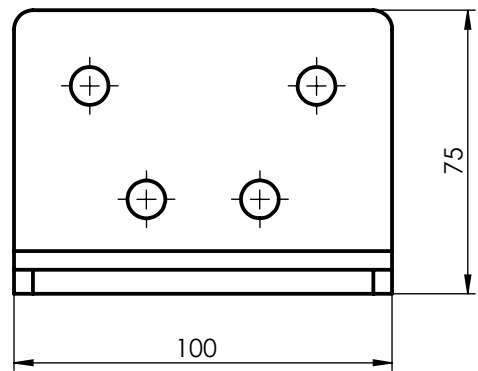
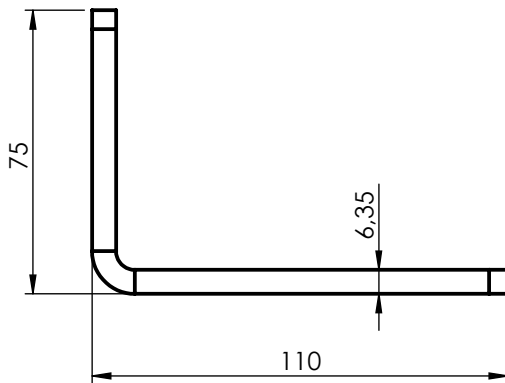
6	Nervio	CT - 005 - 003	1
5	Tuerca M 8 x 1,25	EU - 010 - 005	4
4	Tornillo M 8 x 1,25	EU - 010 - 004	4
3	Arandela M 8	EU - 010 - 006	8
2	Rueda	CT - 015 - 001	1
1	Soporte L	CT - 005 - 002	1
Nº DE ELEMENTO	N. DE PIEZA	CÓDIGO	CANTIDAD

TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm) TOL $\frac{+}{-}$	HASTA 20 INCLUSO		>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
		LONG.	0.1	0.15	0.5	1	1.5
		DIAM.	0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TÍTULO		ESCALA: 1:2		REVISIÓN	
		ENSAMBLAJE RUEDA					
NOMBRE		FIRMA		TRATAMIENTO TÉRMICO:			
DIBUJO		BIANCOTTO, Bruno					
VERIF.		SIMONI, Duilio					
APROB.		SIMONI, Duilio		MATERIAL:		CÓDIGO	
FECHA		16 / 3 / 2021					
NORMA		MÁQUINA:		CT - 105 - 001		FORMATO	
		CINTA TRANSPORTADORA					
						A4	



CHAPA DESPLEGADA



TOLERANCIA NO INDICADAS	MEDIDA NOMINAL (mm)		HASTA 20 INCLUSO	>20 A 100	>100 A 500	>500 A 1000	>1000 A 5000
	TOL	+/-	LONG.	DIAM.			
			0.1	0.15	0.5	1	1.5
			0.5	0.5	1	1.5	2

OBSERVACIONES:		TITULO		ESCALA:1:2	REVISIÓN
CHAPA DE 1/4"		SOPORTE L			
NOMBRE	FIRMA	TRATAMIENTO TÉRMICO:			
DIBUJO: BIANCIOTTO, Bruno					
VERIF.: SIMONI, Duilio					
APROB.: SIMONI, Duilio					
FECHA:	16 / 3 / 2021	MATERIAL:		CÓDIGO	FORMATO
NORMA	MÁQUINA: CINTA TRANSPORTADORA	F - 24		CT - 005 - 002	A4