



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA**  
**MECÁNICA ELÉCTRICA**

**Diseño de una cinta transportadora de carga y descarga para  
reducir tiempos de operación en la planta de procesos CAC  
Bagua Grande LTDA – Amazonas**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:**  
**Ingeniero Mecánico Electricista**

**AUTOR:**

Huanambal Benavides, Edgar ([orcid.org/0000-0002-8792-3953](https://orcid.org/0000-0002-8792-3953))

**ASESOR:**

Mg. Sifuentes Inostroza, Teofilo Martin ([orcid.org/0000-0001-8621-236X](https://orcid.org/0000-0001-8621-236X))

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

**LÍNEA DE RESPONSABILIDAD SOCIAL UNIVERSITARIA:**

Desarrollo sostenible y adaptación al cambio climático

TRUJILLO – PERÚ

2023

## **Dedicatoria**

A mis padres, Alberto Huanambal Quiroz, Brenilda Benavides Chávez y a mis hermanos que me apoyaron en mis estudios en todo momento, gracias a ellos pude crecer profesionalmente.

## **Agradecimiento**

Doy gracias a Dios por la fortaleza que me dio desde el comienzo de mi carrera profesional y me cuidó en las dificultades que se me presentaron.

A mis padres por estar siempre ahí para mí y por el apoyo económico y moral incondicional que me brindan día a día.

Agradezco a la Universidad César Vallejo por darme la oportunidad de obtener mi título profesional en la carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica.

A mi asesor, MSc. Sifuentes Inostroza Teófilo Martín, quien me brindó asesoría y experiencia en el desarrollo de esta investigación.

## Índice de contenidos

Carátula.....	i
Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Índice de contenidos .....	iv
Índice de tablas.....	vii
Índice de figuras.....	ix
Resumen .....	xi
Abstract.....	xii
I. INTRODUCCIÓN .....	1
II. MARCO TEÓRICO .....	4
III. METODOLOGÍA .....	18
3.1. Tipo y diseño de la investigación .....	18
3.2. Variables y operacionalización.....	18
3.3. Población, muestra y muestreo.....	19
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos .....	19
3.5. Procedimiento .....	20
3.6. Métodos de análisis de datos.....	21
3.7. Aspectos éticos.....	21
IV. RESULTADOS .....	22
4.1. Parámetros o requisitos funcionales que deben tener el diseño de la cinta transportadora .....	22
4.1.1. Especificaciones de productos a transportar .....	22
4.1.2. Altura de apilamiento de sacos.....	23
4.1.3. Dimensiones de camiones .....	25
4.1.4. Longitud de la cinta transportadora .....	26
4.2. Cálculo y dimensión de las partes que compone la cinta transportadora	28
4.2.1. Ancho de la cinta.....	28

4.9.1. Estimación de costos de fabricación de la cinta transportadora.....	88
4.9.2. Costos de consumo eléctrico de la cinta transportadora .....	89
4.9.3. Determinación de ingresos de la empresa.....	92
4.9.4. Valor actual neto y tasa interna de retorno .....	93
V. DISCUSIÓN.....	95
VI. CONCLUSIONES .....	98
VII. RECOMENDACIONES.....	100
REFERENCIAS .....	101
ANEXOS.....	107

## Índice de tablas

Tabla 1 Especificaciones de sacos de café .....	22
Tabla 2 Peso promedio de sacos de café Pergamino (entrevista) .....	23
Tabla 3 Altura de apilamiento de sacos de café (pergamino, oro) .....	23
Tabla 4 Cálculo del peso específico del café .....	29
Tabla 5 Datos de la cinta transportadora sobrecargada .....	30
Tabla 6 Datos de entrada para calcular los rodillos de carga y retorno .....	32
Tabla 7 Resultados de los rodillos de carga .....	32
Tabla 8 Resultados de los rodillos de retorno .....	33
Tabla 9 Datos de entrada para calcular la $T_e$ .....	33
Tabla 10 Datos en el sistema de carga y descarga para calcular $T_e$ .....	34
Tabla 11 Resultados de la tensión efectiva $T_e$ .....	34
Tabla 12 Potencia de la cinta en cada tramo .....	35
Tabla 13 Resultados de la tensión ( $T_1$ y $T_2$ ) .....	36
Tabla 14 Resultados de PIW Y Bt .....	37
Tabla 15 Resultados del diámetro de la polea motriz .....	37
Tabla 16 Resultados de la carga resultante (R) .....	39
Tabla 17 Datos de entrada para analizar el diámetro del eje .....	40
Tabla 18 Resultados del diámetro del eje .....	41
Tabla 19 Resultado de la deflexión del eje .....	41
Tabla 20 Resultado del diámetro del eje de la polea de cola .....	42
Tabla 21 Resultado de la deflexión del eje de la polea de cola .....	42
Tabla 22 Datos para calcular el motorreductor .....	43
Tabla 23 Resultados para la selección del motorreductor .....	44
Tabla 24 Parámetros de diseño de la polea motriz .....	45
Tabla 25 Parámetros de diseño de la polea de cola .....	47
Tabla 26 Parámetro de diseño de los rodillos .....	49
Tabla 27 Parámetros de diseño de la estructura Tramo N° 1 .....	51
Tabla 28 Parámetros de diseño de la estructura Tramo N° 2 .....	53
Tabla 29 Masa total en el tramo N° 1 .....	55
Tabla 30 Masa total en el tramo N° 2 .....	56

Tabla 31 Resultado de las fuerzas del cilindro de la cinta transportadora desplegada.....	58
Tabla 32 Resultado de las fuerzas del cilindro de la cinta transportadora plegado .....	58
Tabla 33 Especificaciones de cilindros hidráulicos telescópicos .....	59
Tabla 34 Especificaciones de cilindros hidráulicos de simple efecto .....	60
Tabla 35 Cálculo del área y volumen de los cilindros hidráulicos simple efecto ...	61
Tabla 36 Cálculo del área y volumen de los cilindros hidráulicos telescópico .....	62
Tabla 37 Especificaciones de la unidad hidráulica .....	64
Tabla 38 Especificaciones de llantas .....	65
Tabla 39 Masa total para el sistema de traslación.....	71
Tabla 40 Resultados de la potencia del motorreductor.....	72
Tabla 41 Datos de entrada para la selección del motorreductor.....	72
Tabla 42 Selección del motorreductor .....	72
Tabla 43 Parámetros de diseño del chasis.....	78
Tabla 44 Corriente total de los motores de la cinta transportadora.....	83
Tabla 45 Sección del conductor neutro en función de la sección de los conductores de fase .....	84
Tabla 46 Tiempo de carga y descarga utilizando estibadores .....	85
Tabla 47 Tiempo de carga y descarga usando la máquina .....	86
Tabla 48 Comparación de tiempos (estibadores -cinta transportadora) .....	87
Tabla 49 Costos de suministro de material .....	88
Tabla 50 Costos de fabricación y montaje.....	89
Tabla 51 Cantidad de café el año 2019, 2020, 2021. ....	90
Tabla 52 Horas de funcionamiento de la cinta transportadora en el periodo de un año .....	90
Tabla 53 Gastos de carga y descarga en el intervalo de un año .....	92
Tabla 54 Ingresos anuales a la empresa.....	92
Tabla 55 Flujo de caja proyectada 5 años.....	93
Tabla 56 Resultados del VAN y TIR proyectado en 5 años .....	93

## Índice figuras

Figura 1 Partes de una cinta transportadora .....	6
Figura 2 Rodillos de banda plana de transporte .....	8
Figura 3 Influencia de la carga en el eje del rodillo .....	8
Figura 4 Flexión del eje bajo carga .....	9
Figura 5 Nomenclatura de la carga de desalineación del rodillo .....	10
Figura 6 Tensiones que actúan en la cinta transportadora .....	12
Figura 7 Altura de apilamiento de sacos de exportación (Café oro) .....	24
Figura 8 Altura máxima de apilamiento de sacos (Café pergamino) pergamino) .....	24
Figura 9 Altura mínima de camiones .....	25
Figura 10 Altura máxima de camiones .....	25
Figura 11 Dimensiones de la cinta transportadora en el sistema de carga de café oro .....	26
Figura 12 Dimensiones de la cinta transportadora en el sistema de descarga de café pergamino.....	27
Figura 13 Espaciamiento de los rodillos de carga .....	31
Figura 14 Diagrama de tensiones en la polea motriz.....	35
Figura 15 Diagrama de tenciones que genera la cinta transportadora .....	38
Figura 16 Medidas de eje y polea motriz.....	40
Figura 17 Partes de la polea motriz.....	45
Figura 18 Simulación de la polea motriz (Cilindro - eje) .....	46
Figura 19 Partes de la polea de cola .....	47
Figura 20 Simulación polea de cola (cilindro – eje) .....	48
Figura 21 Simulación de los rodillos y eje .....	50
Figura 22 Simulación de la estructura Tramo N° 1 .....	52
Figura 23 Simulación de la estructura Tramo N° 1 .....	54
Figura 24 Diagrama de fuerza del cilindro hidráulico.....	57
Figura 25 Ángulos de inclinación de los cilindros hidráulicos de la cinta transportadora desplegada.....	57
Figura 26 Ángulos de inclinación de los cilindros hidráulicos de la cinta transportadora plegada .....	58
Figura 27 Diagrama para la selección de cilindros Hidráulicos de simple efecto.....	60



Figura 28 Cilindro hidráulico de simple efecto .....	61
Figura 29 Cilindro hidráulico telescópico .....	62
Figura 30 Medidas del eje delantero .....	66
Figura 31 Diagrama del momento máximo de eje .....	67
Figura 32 Resultados de simulación del eje delantero de las llantas .....	70
Figura 33 Medidas del eje posterior .....	73
Figura 34 Diagrama del momento máximo de eje posterior .....	74
Figura 35 Resultados de la simulación del eje posterior de las llantas .....	77
Figura 36 Resultados de la simulación del chasis .....	79

## Resumen

En este informe se muestra el diseño de una cinta transportadora de carga y descarga para reducir tiempos de operación en la planta de procesos CAC Bagua Grande LTDA – Amazonas. El estudio se centró en el diseño de una cinta transportadora por la Norma (CEMA) y la utilización del software “SolidWorks” como una herramienta de ayuda para el análisis estático de los componentes y estructura, teniendo un impacto positivo en el traslado de sacos de café. En el primer capítulo se describe la necesidad de contar con una cinta transportadora en la empresa y se planteó el objetivo general y los objetivos específicos. En el segundo capítulo se estudiaron los trabajos previos y los conceptos que permitieron diseñar la cinta transportadora. En el capítulo 3, se identificaron las variables y se determinó el procedimiento para implementar la solución. En el cuarto capítulo se detalla los resultados del proyecto, primero se evaluó los parámetros o requisitos funcionales que deben tener el diseño de la cinta transportadora. En la segunda parte de este capítulo, se calculó y dimensiono las partes que compone la cinta transportadora utilizando las normas cema séptima edición. En la tercera parte, se concentró en la simulación mediante el programa SolidWorks los componentes de la cinta transportadora extrayendo el esfuerzo máximo de Von Mises, factor de seguridad y el desplazamiento, luego se determinó la estación hidráulica del sistema para la elevación del tramo N° 1 y tramo N° 2 de la cinta transportadora, por otra parte, se determinó el sistema de traslación y eléctrico, luego se realizó una comparación de tiempos usando estibadores e implementado la máquina reduciendo el 67% en cargar y descargar sacos de café en la empresa. Por última parte del capítulo 4 se evaluó económicamente el proyecto dándonos como resulta un VAN de S/ 262,006.32 soles y un TIR de 145 % a una tasa de interés de 15% llegando a la conclusión que el proyecto es factible al implementar la máquina.

**Palabras clave:** Diseño, Cema, SolidWorks, VAN, TIR.

## Abstract

This report shows the design of a loading and unloading conveyor belt to reduce operation times in the CAC Bagua Grande LTDA - Amazonas process plant. The study focused on the design of a conveyor belt by the Standard (CEMA) and the use of "SolidWorks" software as a tool to help in the static analysis of the components and structure, having a positive impact on the transfer of coffee bags. In the first chapter, the need for a conveyor belt in the company was described and the general objective and specific objectives were stated. In the second chapter, the previous work and the concepts that made it possible to design the conveyor belt were studied. In chapter 3, the variables were identified and the procedure to implement the solution was determined. The fourth chapter details the results of the project, first the parameters or functional requirements that the conveyor belt design must have were evaluated. In the second part of this chapter, the parts that make up the conveyor belt were calculated and sized using the cema seventh edition standards. In the third part, we concentrated on the simulation using the SolidWorks program, the components of the conveyor belt extracting the maximum effort of Von Mises, safety factor and displacement, then we determined the hydraulic station of the system for the elevation of section No. 1 and section No. 2 of the conveyor belt, on the other hand, we determined the translation and electrical system, then we made a comparison of times using stevedores and implemented the machine reducing 67% in loading and unloading bags of coffee in the company. In the last part of chapter 4, the project was evaluated economically, resulting in an NPV of S/ 262,006.32 soles and an IRR of 145% at an interest rate of 15%, concluding that the project is feasible with the implementation of the machine.

**Keywords:** Design, Cema, SolidWorks, NPV, IRR.

## I. INTRODUCCIÓN

De acuerdo con los datos obtenidos sobre el consumo mundial de café, se representan los países que más difieren en esta variable por su gran cantidad en miles de sacos de 60 kg son la Unión Europea con 40,251.00, Estados Unidos con 26,982.00 y Brasil con 22,400.00 sacos; por lo tanto, el consumo a nivel mundial en los años (2017/18 – 2020/21) está creciendo un 8.5%. (International coffee organization, 2021).

El café peruano se distribuye a todo el mundo, especialmente a Estados Unidos, Europa y varios países asiáticos, el café se produce en 350,000.00 hectáreas de cafetales en 210 distritos rurales ubicados en 10 departamentos en la vertiente orientales de los Andes, siendo la región Amazonas, San Martín y Chanchamayo, las tres áreas principales de cultivo donde Chanchamayo representa el 16% de la producción total, Amazonas y San Martín juntos representan el 47% de la producción nacional. (Junta nacional del café, 2020).

La planta de procesos CAC Bagua Grande fue fundada el 16 de diciembre de 1978, con sede institucional en el distrito de Bagua Grande, Provincia de Utcubamba, Departamento de Amazonas, cuyo objetivo principal fue la comercialización de café procesado.

La planta de procesos CAC Bagua Grande en el año 2021 proceso un flujo aproximado de 3687.4 T/año de café trillado para exportar a países como Estados Unidos y Europa, el proceso para obtener el café trillado se divide en las siguientes etapas: Recepción, descarga, almacenamiento, secado, pre - limpieza 01 y 02, pilado o trillado, clasificación por (tamaño, peso y color), separador por tamaño, ensacado, almacén de productos terminados y carga de productos para exportar.

En la planta de procesos en la etapa de carga y descarga de café no cuenta con una máquina capaz de realizar este proceso para bultos de café que llegan a la empresa en camiones, siendo actualmente la forma de trabajo meramente manual. Los estibadores son las personas encargadas de cargar y descargar los camiones que llegan a la cooperativa en sacos de 76 kg, para hacer almacenados en grandes apilaciones, por ende los estibadores se ven expuestos a lesiones y

accidentes laborales que realizan como el transporte diario de sacos de café al hombro, exponiéndose a caídas, lesiones lumbares, lesiones del manguito rotador, hernias, lumbalgia, dorsalgia, debido al peso de los sacos de café; estos accidentes ocasiona paradas repentinas en el proceso de carga y descarga del café conllevando a pérdidas de tiempo de operación en el proceso y pérdidas económicas en la planta.

Por lo tanto, en la investigación se pretende diseñar una cinta transportadora para carga y descarga, reduciendo tiempos de operación en la planta de procesos CAC Bagua Grande; Por lo que planteamos la siguiente formulación del problema. ¿En qué medida, se reducirán tiempos de operación en la planta de procesos CAC Bagua Grande, mediante la aplicación del diseño de una cinta transportadora de carga y descarga?

Habiendo realizado anteriormente la formulación del problema, planteamos la justificación que se realizó en tres aspectos, primero la económica, este proyecto se justifica económicamente debido a que el ahorro en la reducción del tiempo de operación en el proceso de carga y descarga válida de manera económica la ejecución de esta investigación como proyecto, el diseño se evaluó económicamente resultado factible para la ejecución e implementación en la cooperativa cuando el gerente lo requiera, permitiendo ahorrar y generar más ganancia al disminuir tiempos de operación.

Teniendo en cuenta la justificación anteriormente, realizamos la siguiente justificación que es la social, esta se da debido a que permite la seguridad en la manipulación de cargas pesadas, disminuyendo la posibilidad de accidentes en los estibadores que se ven expuestos durante su trabajo de carga y descarga, el diseño justamente valoro que tengan la mayor facilidad para su trabajo dejando que parte del sistema de carga y descarga sea responsabilidad única de la máquina diseñada, así los estibadores no se ven comprometidos en dicha manipulación.

La última justificación que se plantea es la tecnológica, ya que busca diseñar una cinta transportadora que permita realizar el proceso de carga y descarga, es por

ello que se busca diseñar una máquina capaz de realizar dicho proceso en la planta y así mejorar el tiempo de operación.

Habiendo realizado las justificaciones anteriormente, se han planteado los siguientes objetivos de la investigación: Como objetivo general se ha planteado para la investigación, elaborar un diseño de una cinta transportadora de carga y descarga para reducir tiempos de operación en la planta de procesos CAC Bagua Grande LTDA; y, para llegar, se debe tener en cuenta los siguientes objetivos específicos: (i) Definir los requisitos funcionales que debe tener el diseño de la cinta transportadora en la planta de procesos CAC Bagua Grande LTDA, (ii) Calcular y dimensionar las partes que compone la cinta transportadora, (iii) Simular y plasmar mediante el programa SolidWorks el diseño del montaje de los componentes de la cinta transportadora, (iv) Realizar una estimación de costos de fabricación de la cinta transportadora.

Teniendo en cuenta todo lo analizado en cuanto a la problemática y habiendo formulado el problema del presente proyecto de investigación, se ha planteado la siguiente hipótesis: Mediante la aplicación del diseño de una cinta transportadora de carga y descarga se mejorará el tiempo de operación en la planta de procesos CAC Bagua Grande LTD - Amazonas.

## II. MARCO TEÓRICO

A continuación, se presenta los artículos científicos y tesis en el ámbito internacional y nacional relacionados al tema que nos ayudara a llegar a nuestros objetivos planteados en la introducción.

(Bustos, 2018) en su trabajo para obtener el grado de Ingeniero Mecánico realizado en la Universidad del Valle titulada: "Diseño de un sistema Bag Conveyor para carga y descarga de bultos de 50 kg". El presente proyecto tiene como objetivo central el diseño básico y de detalle de un sistema Bag Conveyor de carga y descarga de bultos de 50 kg, para lograr este objetivo el autor tuvo que evaluar los requisitos necesarios que requería el cliente de acuerdo a la necesidad de su empresa; los resultados obtenidos fueron, descargar y cargar productos empacados de 50 Kg de camiones de longitud máxima de 12 metros y una altura de 3.9 metros, luego utilizo la metodología de las normas Cema para dimensionar la cinta transportadora, los resultados fueron los siguientes, capacidad de transporte de 20 sacos por minuto, ancho de la cinta 566.2 mm, tensión efectiva de 324.53 lb, potencia de accionamiento de la cinta 5 HP, diámetro de las poleas de 10 pulgadas, el costo de fabricación del diseño es de \$ 99.463.567 pesos colombianos, el autor concluye que siguiendo los lineamientos de las normas Cema se logró diseñar el Bang Conveyor cumpliendo con el objetivo general de la investigación.

(Tenora, 2017), en su trabajo de investigación titulada "diseño de una cinta transportadora móvil" desarrollada en la ciudad de Brno en la república checa, su estudio tiene como objetivo diseñar un sistema de transporte móvil para lignito, la metodología utilizada para el dimensionamiento de la cinta fue por las normas ISO 5048. Los resultados fueron los siguientes, longitud de la cinta 8.3 metros a una altura de 2 metros, velocidad 1.3 m/s, capacidad de transporte 60 T/h, ancho de la cinta 500 mm, potencia del tambor eléctrico de 1.1 kW, el autor concluyó que utilizando la norma ISO 5048 se logró calcular los componentes de la transportadora y la velocidad de transporte se seleccionó de acuerdo a las bibliografías planteadas en su investigación cumpliendo con el objetivo general planteado en la investigación.

(Borja, 2020) en su proyecto de grado para obtener el título de ingeniero Mecánico en la Universidad de Ingeniería y Tecnología, se plantea diseñar un sistema mecánico de un apilador telescópico radial de 100 toneladas por hora de  $\frac{1}{2}$ " de piedra chancada y para lograr este objetivo el autor tuvo que dimensionar los componentes de la banda transportadora utilizando las normas Cema y luego realizó el diseño tridimensional mediante el software SolidWorks los resultados obtenidos fueron, ancho de la banda 18", Tensión efectiva 389.29 lbs y una potencia de banda transportadora 1 de (4.13 HP) y en la banda transportadora 2 de (3.55 HP) de potencia a una tensión efectiva de 335.06 lbs, el autor concluyó que empleando las normas Cema establecidas en "Belt conveyor for Bulk Materials" se logró realizar los cálculos de diseño de la banda transportadora, así mismo, los componentes fueron seleccionados de los catálogos de Goodyear logrando diseñar la cinta transportadora a un costo de USD 29,730.00 dólares siendo económico con respecto a las compras de cintas transportadoras extranjeras.

(Villacorta Corcuera, 2019) en su proyecto de investigación para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, obtenido en la Universidad Nacional de Trujillo titulada: "Diseño una faja de 60 t/h para bagazo de caña de azúcar", tiene como objetivo diseñar y seleccionar los componentes de una transportadora de faja, para trasladar residuos de caña de azúcar en la empresa Agrolmos SAC. El proyecto lo realizó con la metodología de diseño de transportadoras de fajas por las "Asociación de fabricantes de equipos de transporte" (CEMA) y la utilización del programa SolidWorks como una herramienta para el análisis estático de la estructura del transportador, teniendo como resultados el ancho de la faja de (30"), velocidad de la faja de (1.71 m/s) y una potencia requerida de 20 HP, el autor concluyó que empleando las normas cema se logró calcular los componentes de la cinta transportadora y mediante el programa SolidWorks se logró dimensionar el diseño mediante un estudio estático de la estructura del transportador, encontrando el esfuerzo de Von Mises, desplazamiento y el factor de seguridad siendo de vital importancia en el diseño, cumpliendo con el objetivo general de la investigación.

(Espirilla, 2019) en su trabajo de investigación para obtener el grado de ingeniero mecánico realizado en la Universidad Alas Peruanas titulada: Influencia de la implementación de fajas transportadoras para la producción de harina de trigo



en el molino el Pino S.R.L. Estableció como objetivo general determinar la influencia de las fajas transportadoras para la producción de harina de trigo, la metodología utilizada para el diseño de la faja transportadora fue determinado por la norma Cema y DIN 22101, los resultados obtenidos para el diseño fueron los siguientes, Capacidad de transporte 125 T/h, ancho de la faja 457.2 mm, potencia 19.98 kW a una tensión de 6832 N, el autor concluyo que al utilizar las normas Cemas y DIN 22001 se logró diseñar la faja transportadora a un costo de fabricación de 60720 soles obteniendo un VAN de 19,466.31 soles y un TIR de 14% logrando reducir los costos de producción en la industria.

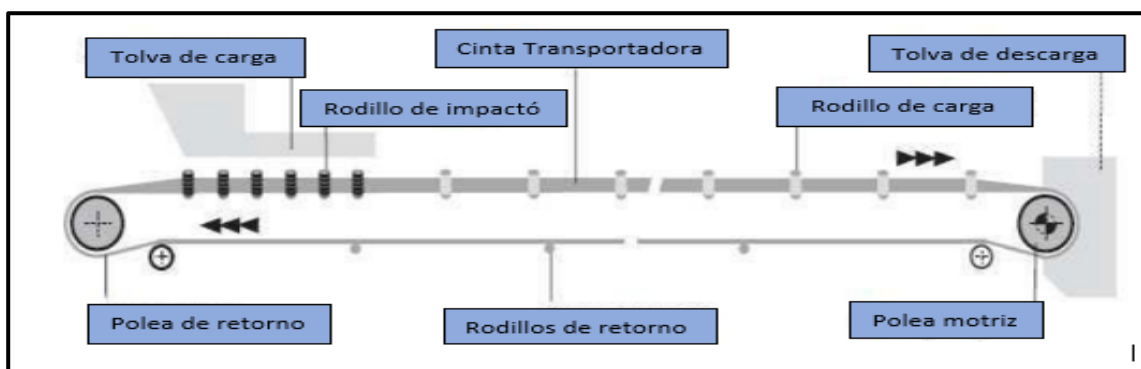
Los antecedentes propuestos nos inducen a considerar algunas teorías referentes al tema de investigación, como las siguientes:

Las cintas transportadoras se definen como dispositivos fijos y móviles utilizados para transportar materiales entre dos puntos fijos mediante movimientos intermitentes o continuos. (Fonseca, 2004, como se citó en Gómez M. et al, 2011, pág. 61).

La configuración de las bandas o cintas transportadoras se muestra en la figura (1) y Anexo 4 (Figura 1-C), se detalla, en forma esquemática, las partes principales que compone el diseño de una transportadora de cinta.

### Figura 1

#### *Partes de una cinta transportadora*



Fuente: Extraído de (Ananth, 2013)

El ancho de una cinta transportadora debe ser lo suficientemente anchas para cualquier aplicación de bultos y el material más fino a transportar que no

provoque un desbordamiento debido a que la carga está demasiado cerca del borde de la banda, el ancho de la banda debe ser 3 veces el tamaño del bulto o de 3 pulgadas (76.2 mm) más el ancho del bulto, para calcular el ancho de la banda se calcula con la ecuación (1), donde BW es el ancho de la banda, UW es el ancho del producto a transportar. (Cema, 2014, pág. 256).

$$BW = UW + 76.2 \text{ mm} \quad (1)$$

El peso de la banda por unidad de longitud, se elige el peso estimando partiendo del ancho de la banda y el peso específico del bulto, para determinar el peso de la banda se debe calcular primero el peso específico del material a trasladar y con los datos obtenidos se verifica el peso de la banda en él (Anexo 3, tabla 2 - B). (Cema, 2014, pág. 789).

El peso específico se determina con la ecuación (2), donde  $\gamma$  es el peso específico, w es el peso de la materia, V es el volumen del material, m es la masa del material y g es la gravedad. (Mott, 2015, pág. 11).

$$\gamma = \frac{W}{V} = \frac{m * g}{V} \quad (2)$$

Según (Cema, 2014), la velocidad recomendada de la cinta transportadora depende de las características del material a trasladar junto con el ancho de la cinta, la capacidad, las tensiones de la cinta y los equipos de carga y descarga (p.61).

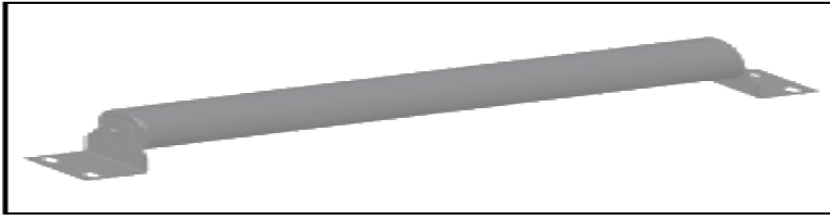
La velocidad adecuada de la cinta transportadora según el tipo de material a trasladar está planteada en él (Anexo 3, Tabla 4 - B).

Rodillos. Los criterios constructivos de los rodillos son; calidad de todos los componentes, larga duración en el trabajo y elevado rendimiento. En él anexó 4 (Figura 2-C) se detalla las partes que conforman una estación de rodillo triple.

La configuración de los rodillos se aprecia en la figura (2) y en el anexo 4 (figura 3-C) se detalla las configuraciones básicas de rodillo, de transporte, de carga y de retorno.

## Figura 2

### *Rodillos de banda plana de transporte*



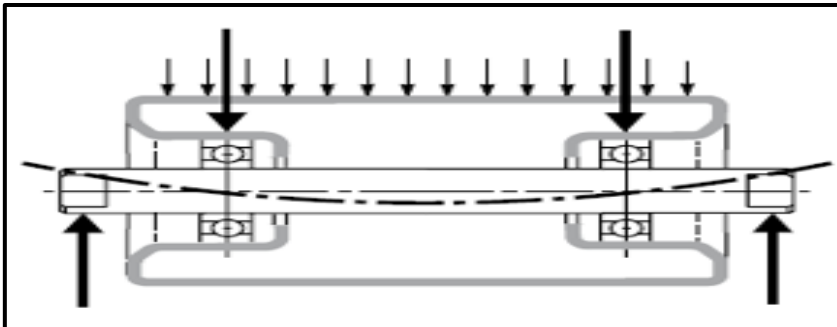
*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 94)

Los rodillos se acoplan en un cabezal donde se alojarán los rodamientos y el eje que soportara toda la carga del material a transportar, está fabricado de un tubo de acero con espesor y diámetro requerido para cualquier aplicación. (Rulmecca, 2010, pág. 70).

En la figura (3) se aprecia como influye la carga en el eje del rodillo.

## Figura 3

### *Influencia de la carga en el eje del rodillo*

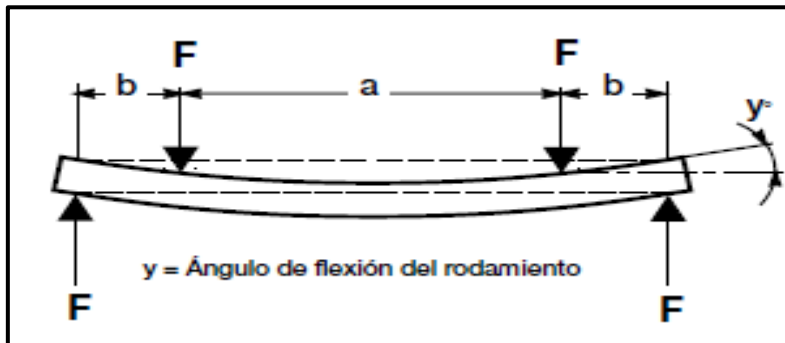


*Fuente:* Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 70)

Según (Rulmecca, 2010) el eje es el elemento portante del rodillo y se debe calcular en función del peso y la longitud del rodillo, están diseñados para una duración de 10,000.00 a 30,000.00 horas de funcionamiento. En la figura (4) se aprecia la flexión del eje bajo una carga dada (p.71).

**Figura 4**

*Flexión del eje bajo carga*



*Fuente:* Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 71)

La carga del rodillo (CIL) se calcula con la ecuación (3) donde  $W_b$  es el peso de la banda por unidad de longitud,  $W_m$  peso del material por unidad de longitud [lb/ft (kg/m)],  $Q$  es la cantidad del material transportado por hora (T/h),  $V$  es la velocidad de la banda del diseño en [ft/min (m/s)],  $S_i$  es el espaciamiento de los rodillos,  $K_1$  es el factor de espaciamiento del bulbo, este factor se selecciona en él (Anexo 3, tabla 3 - B). (Cema, 2014, pág. 106).

$$CIL = ((W_b + (W_m * K_1)) * S_i) + ML \quad (3)$$

La carga de desalineamiento del rodillo (IML) debido a la desviación de la altura del rodillo y la tensión de la banda se calcula con la ecuación (4).

$$IML = 2 * \frac{d * T_n}{S_i} \quad (4)$$

Dónde:  $d$  es la distancia en la dirección Z [ft (m)],  $T_n$  es la tensión de la banda en el recorrido "n" [lbf (N)] y  $S_i$  es el espaciamiento del rodillo [ft (m)].

Para calcular el peso del material por unidad de longitud (lbf/ft (kgf/m)) se plantea la ecuación (5), donde  $Q$  es la cantidad de material transportado en (T/h) y  $V_{ee}$  es la velocidad de la cinta transportadora en fpm (m/s).

$$W_m = \frac{Q * 2000}{60 * V_{ee}} \quad (5)$$

La carga ajustada se calcula con la ecuación (6)

$$Ca_1 = CIL * F_d * F_S * F_m \quad (6)$$

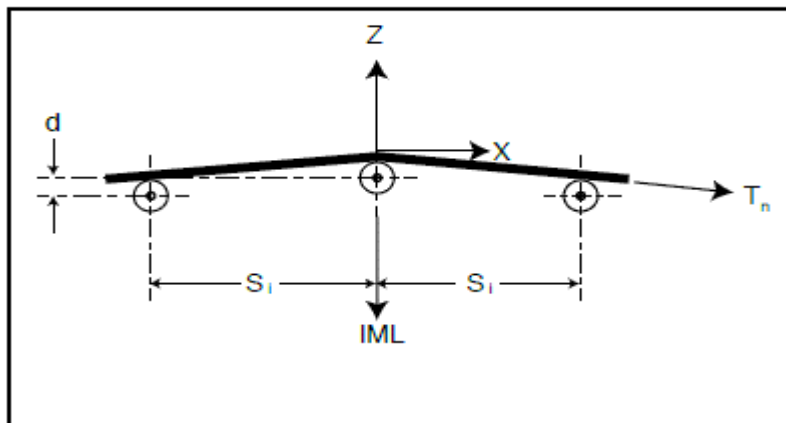
Carga del rodillo central de la estación se calcula con la fórmula (7)

$$C_a = Ca_1 * F_p \quad (7)$$

Dónde:  $F_d$  es el factor de choque,  $F_S$  es el factor de servicio,  $F_m$  es el factor ambiental y  $F_p$  es el factor de participación del rodillo sometido a más esfuerzo.

### Figura 5

*Nomenclatura de la carga de desalineación del rodillo*



*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 107)

Para calcular la carga del rodillo de retorno se plantea la ecuación (8).

$$CIL_r = (W_b * S_i) + IML \quad (8)$$

La carga ajustada del rodillo de retorno se calcula con la ecuación (9) donde  $F_V$  el factor de velocidad.

$$Cr_1 = CIL_r * F_S * F_m * F_V \quad (9)$$

La carga del rodillo de retorno individual se calcula con la ecuación (10)

$$C_r = Cr_1 * F_p \quad (10)$$

Según (Bambang, 2021) la tensión efectiva  $T_e$  se puede determinar identificando y evaluando cada fuerza que interfieren en la cinta transportadora, (p.5).

Según (Cema standard N°402, 2015) la ecuación general para calcular la tensión efectiva en la cita transportadora viene dada por las siguientes ecuaciones (11) y (12), (p.21).

- Cama de rodillos:

$$T_e = \frac{\left( F_r * L(W_m + (2 * W_b) + (R_t * C_t) + (R_i * C_i)) \right) + (W_m * h) + (W * L * G)}{F_t} \quad (11)$$

- Cama deslizante:

$$T_e = \frac{\left( F_s * L * (W_m + W_b) + \left( F_r * L(W_b + (R_i * C_i)) \right) \right) + (W_m * h) + (W * L * G)}{F_t} \quad (12)$$

Dónde:  $F_r$  es el factor de fricción para rodillos,  $F_s$  es el factor de fricción para bandas soportada por cama deslizante,  $L$  es longitud del transportador (m),  $W_m$  es peso del material transportado (kg/m),  $W_b$  es peso de la banda (kg/m),  $F_r$  es el factor de contingencia y perdida terminal,  $R_t$  es peso unitario del rodillo de carga sin el eje (kg),  $C_t$  es la cantidad de rodillos de carga (m),  $R_i$  es peso unitario del rodillo de retorno sin el eje (kg),  $C_i$  es la cantidad de rodillos de retorno (m),  $W$  es el peso total en movimiento (kg/m),  $G$  es el factor de aceleración 0.11,  $h$  es la distancia vertical que el material es levantado o descendido (m).

Según (Yardley, 208) para calcular la potencia  $P$  transmitida a la cinta por la polea motriz viene dada por la ecuación (13), se debe tener conociendo la tensión efectiva total en el tambor motriz, la velocidad de la banda y el rendimiento  $\eta$  del motorreductor (p.24).

$$P = \frac{T_e * V}{\eta} (W) \quad (13)$$

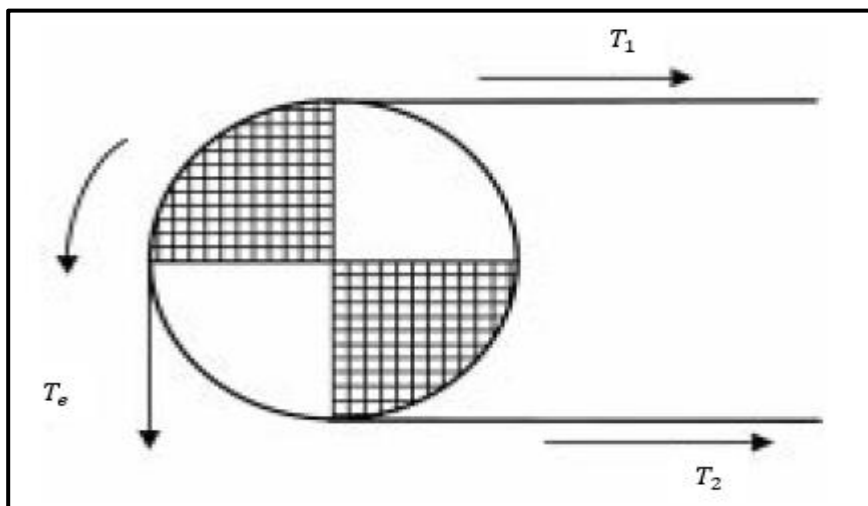
Para calcular T1 es la tensión del lado de carga y T2 es la tensión del lado flojo como ilustra en la figura (6), esto se deriva del par motriz necesaria de la cinta transportadora y se calcula con la ecuación (14) y (15). (Cema standard N°402, 2015, pág. 30).

$$T_2 = T_1 - T_e \quad (14)$$

$$T_1 = T_e * (K_2 + 1) \quad (15)$$

**Figura 6**

*Tensiones que actúan en la cinta transportadora*



*Fuente:* Extraído de (Cema standard N°402, 2015)

La tensión de la cinta se expresa cómo la relación entre el ancho de correa seleccionado, la tensión máxima y el factor de seguridad. Dado que la cinta es la pieza más costosa, el factor de seguridad recomendado para la cinta es 10:1, con este valor, la mayoría de los fabricantes evitan accidentes que hacen que el sistema se detenga debido a las cintas fracturadas. (Bustos, 2018, pág. 11).

$$PIW = \frac{T_1}{BW} \text{ Kg/mm} \quad (16)$$

$$B_t = PIW * F.S \text{ N/mm} \quad (17)$$

Dónde: T1 es la tensión máxima y BW es el ancho de la banda, la tensión a la rotura de la cinta  $B_t$  está dada por la ecuación (17), F.S. es el factor de seguridad que debe tener la banda.

El tambor fabricado más común está formado por un anillo continuo con discos en los extremos ensamblados a compresión sobre un cubo. En la mayoría de los tambores, en el interior del anillo son soldados los discos internos de refuerzo. Otras clases de tambores empleados en el diseño son las de aletas auto limpiantes, los tipos de poleas más comunes utilizados en el diseño son de acero estar, poleas de tambor revestidas y tambor con aletas auto limpiantes como se ilustra en el anexo 4 (figura 6-C) (Cema, 2014, pág. 313).

El ancho de la cara de la polea se sugiere que sea equivalente al ancho de la banda más 2 pulgadas (51 mm). En el anexo 3 (Tabla 28 - B) se muestran los pesos representativos de poleas para propósitos de estimación y con (anexo 3, Tabla 6 - B) se determina el diámetro de la polea a una tensión máxima de la banda (PIW). (Cema, 2014, pág. 319)

La carga radial resultante de la polea es la suma del vector de las tensiones de la banda, el peso de la banda y el peso del eje. La fuerza de los pesos siempre actúa hacia abajo y las fuerzas de la bandada actúan en el recorrido de la banda y lejos de la polea. Las configuraciones típicas de las poleas de carga radial resultante se muestran en el anexo 4 (figura 7-C). (Cema, 2014, pág. 325)

Según (Cema, 2014) para calcular la carga resultante de la polea se desarrolla de acuerdo a la ecuación (18) y con el resultado obtenido se extrae el diámetro del eje en la tabla (17 – B) que se aprecia en el Anexo 3, (p. 326).

$$R = \sqrt{((T_1 + T_2) * \cos(\theta))^2 + ((T_1 + T_2) * \sin(\theta))^2} \quad (18)$$



Según (Cema, 2014) el tamaño del eje se determina utilizando un límite de fatiga y un límite de deflexión. Si existe una carga en voladizo, se debe incluir en los cálculos del límite de fatiga y luego el límite de deflexión. Para calcular el tamaño del eje por límite de fatiga se utiliza la ecuación 19, (p.326).

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * F.S.}{\pi} * \sqrt{4 * \left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + 3 * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} \quad (19)$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e \quad (20)$$

Dónde: D es el diámetro del eje, T es el momento de torsión,  $S_y$  es el límite elástico, F.S. es el factor de seguridad (1.5), M momento flector en N-m,  $K_a$  es el factor de modificación por la condición superficial,  $K_b$  es el factor de modificación por el tamaño,  $K_c$  es el factor de modificación por la carga,  $K_d$  es el factor de modificación por la temperatura,  $K_e$  es el factor de confiabilidad,  $K_f$  es el factor de modificación por efectos varios y  $S'_e$  es el límite de resistencia a la fatiga en vigas rotatorias.

El momento flector en (N-m) se calcula con la ecuación (21) don A es la distancia entre la chumacera y tapa de la polea y R es la carga resultante.

$$M = \frac{R * A}{2} \quad (21)$$

El momento torsos se calcula multiplicando la tención efectiva  $T_e$  por el radio de la polea, como se ilustra en la ecuación (22).

$$T = T_e * r \quad (22)$$

Para calcular la deflexión en los discos extremos del eje de la polea nos basaremos en la flexión del eje libre, con un límite de 0.0023 in/in (0.0023 mm/mm). En el anexo 4 (Figura 8 - C) muestra es esquema de deflexión del eje para un eje de polea de 2 diámetros, se calcula con la ecuación (23) y en el anexo 4 (Figura 9

- C) se detalla la deflexión del eje para un eje de polea con diámetro único y se calcula con la ecuación (24), (Cema, 2014, pág. 327)

$$\tan(\alpha) = \frac{R * A}{2 * E_y} * \left[ \left( \frac{C}{I} \right) + \left( \frac{B - 2 * A - 2 * C}{2 * I_2} \right) \right] \quad (23)$$

$$\tan(\alpha) = \frac{R * A * (B - 2 * A)}{4 * E_y * I} \quad (24)$$

Dónde: A es el brazo actual para la polea in (mm), B es el centro de soporte in (mm), C es el brazo actual para el refuerzo del eje in (mm), R es la carga resultante de la polea lbf (N),  $E_y$  es el módulo de Young [29 x 10<sup>6</sup> psi (200,000 MPA) para el acero], I es el área actual de inercia del eje en el cubo, I<sub>2</sub> es el área actual de inercia del eje dentro de la polea y  $\tan(\alpha)$  es la tangente del ángulo del eje doblado y su eje neutral antes del doblado en el disco extremo de la polea [in/in (mm/mm)].

Para calcular la inercia para un eje circula se plantea la siguiente ecuación (25) extraído de (Budinas, 2012, pág. 1000).

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} \quad (25)$$

Para calcular el sistema hidráulico hacemos uso de la ecuación de la fuerza de accionamiento que produce un cilindro hidráulico planteado por (Nicolás, 2002, pág. 130).

$$F_0 = \frac{\pi}{4} * D^2 * P * \eta \quad (26)$$

Dónde:  $F_0$  es la fuerza de avance en (daN),  $D^2$  es el diámetro interior del cilindro en (cm), P es la presión de fluido en (bar) y  $\eta$  es el rendimiento del cilindro.

Para obtener el diámetro del vástago a pandeo se platea la ecuación de Euler como se muestra en la ecuación (27).

$$F_0 = \frac{\pi^2 * E * I}{F_p^2 * C_s} \quad (27)$$

Dónde:  $E$  es el módulo de elasticidad del material del vástago en daN/cm<sup>2</sup> (kpa/cm<sup>2</sup>),  $I$  es el momento de inercia de la sección del vástago en cm<sup>2</sup>,  $F_p$  es la longitud de pandeo en (cm) y  $C_s$  es el coeficiente de seguridad, en vástagos puede estar entre 2 a 3.

Para calcular el diámetro del vástago ( $d$ ) en cm, planteamos la siguiente ecuación (28).

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 * I}{\pi}} \quad (28)$$

El caudal necesario en un cilindro se calcula con la ecuación (29)

$$Q = S * V \quad (29)$$

Dónde:  $Q$  es el caudal en (l/min),  $S$  es la sección de la cámara de avance o retroceso y  $V$  es la velocidad de traslación del vástago en (cm/min).

De la ecuación (29) se despeja el diámetro de las mangueras y se llega a la ecuación (30).

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q}{V * \pi}} \quad (30)$$

Dónde:  $D$  es el diámetro de la manguera (cm),  $Q$  es el caudal del fluido (l/min) y  $V$  es la velocidad de trabajo.

La cilindrada de la bomba se calcula con la ecuación (31)

$$C = \frac{Q}{rpm} \quad (31)$$

Dónde:  $C$  es la cilindrada (cm<sup>3</sup>/rev) y  $Q$  el caudal (cm<sup>3</sup>/min)

Con la ecuación (32) se calcula la potencia hidráulica  $P_h$ , donde  $p$  es la presión de trabajo (bar) y  $Q$  es el caudal de flujo en (l/min)

$$P_h = \frac{P * Q}{0.6 * \eta_{vol} * \eta_{meca}} \quad (W) \quad (32)$$

Según (Rodríguez, 2015) SolidWorks es un programa CAD/CAE asistido por ordenador para simular y analizar los diseños de ingeniería realizado por computadora.

El software CAD SOLIDWORKS® es un programa de automatización de diseño mecánico que permite a los diseñadores esbozar ideas rápidamente, experimentar con características y dimensiones, crear dibujos y modelos detallados. (Solidworks, 2015, pág. 9).

### **III. METODOLOGÍA**

#### **3.1. Tipo y diseño de la investigación**

##### **Tipo de investigación**

Según (Vargas Cordero, 2009), la investigación aplicada, se caracteriza por estar encaminada a la aplicación o aprovechamiento de los conocimientos adquiridos, mientras que se recogen otros, el reconocimiento, la puesta en práctica y la sistematización de los conocimientos basados en la investigación práctica. El uso del conocimiento y los resultados de la investigación se traducen en comprensión práctica de forma coherente, organizada y sistemática.

Este presente estudio es aplicado, ya que se utilizarán los fundamentos de diseño y selección de sistemas para dar respuesta a la realidad problemática que le planteé a la empresa en este estudio.

##### **Diseño de la investigación**

Según (Chávez Valdez, 2020), los estudios pre experimentales se utilizan para abordar el fenómeno en estudio, administrar un estímulo a un grupo para generar hipótesis y luego medir una o más variables para observar su impacto, (p.168).

El presente estudio tiene un diseño de investigación de tipo pre experimental, ya que se tomarán acciones sin manipular intencionalmente la variable independiente, siempre y cuando se tomen múltiples mediciones en una población y diferente muestra, luego se realizara un estímulo, luego se aplicara una medición para observar el efecto en la variable dependiente, con pre prueba y post prueba.

#### **3.2. Variables y operacionalización**

V.I: Diseño de la cinta transportadora de carga y descarga

V.D: Reducción de tiempos de operación

La tabla de Operacionalización de variables se detalla en el anexo 1 (Tabla 1 - A)

### 3.3. Población, muestra y muestreo

**Población:** En el presente proyecto de investigación se escogió como población los conductores de banda plana para transporte de productos cafetaleros.

**Muestra:** Para realizar el proyecto de investigación se tomó como muestra los conductores de banda plana para transporte de café en sacos en la planta de proceso CAC Bagua Grande LTDA.

**Muestreo:** Para la presente investigación se utilizará un muestreo no probabilístico intencional debido a que se está seleccionando quienes conformaran la muestra.

### 3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

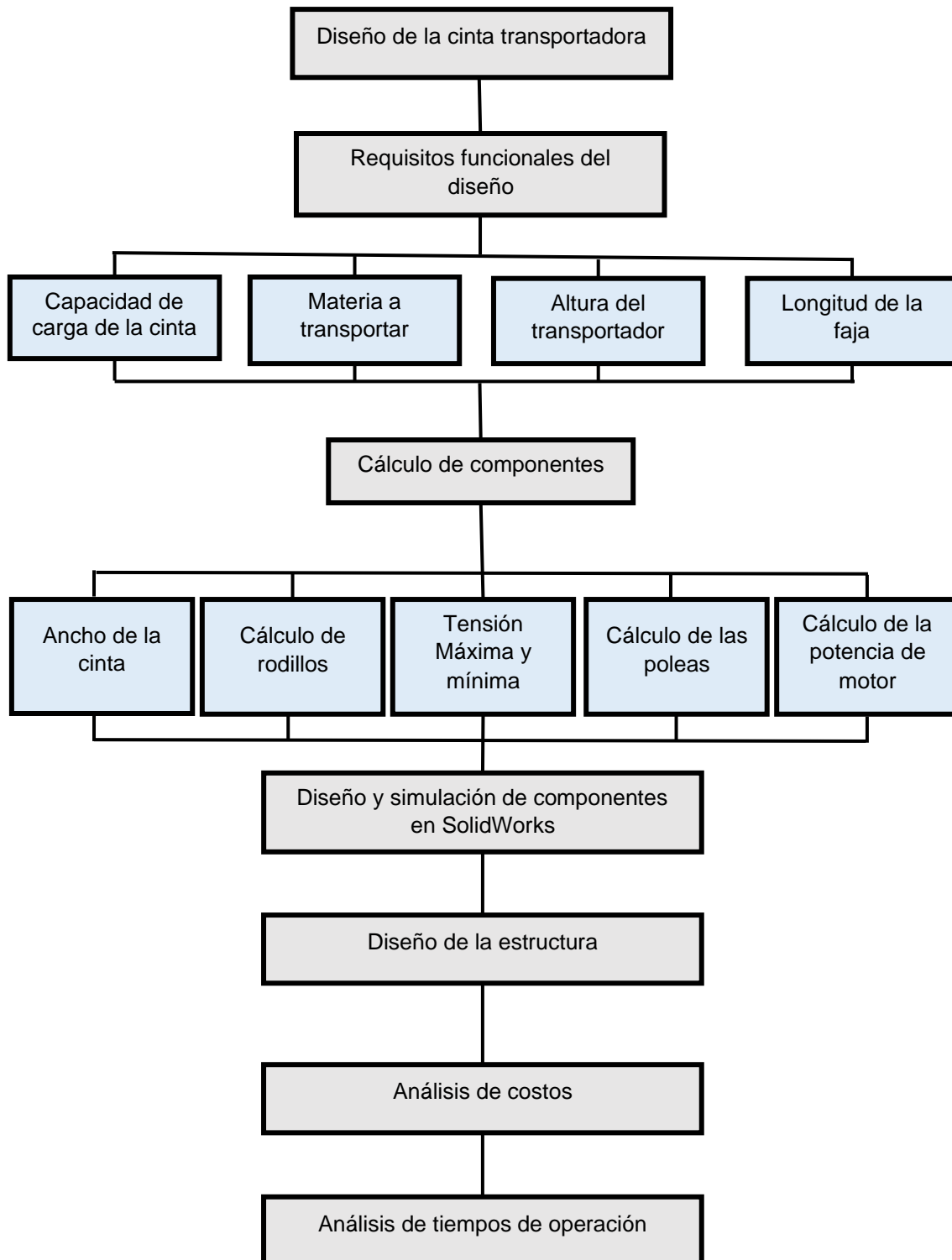
Según (Maya, 2014) las técnicas son procedimientos para obtener la información necesaria durante el proceso de investigación, están relacionadas con las condiciones y lugares de recolección de datos, dependiendo de las fuentes de información.

Las técnicas e instrumentos necesarios, para la recolección de datos del presente proyecto, se ilustra en la siguiente tabla.

<b>Técnicas</b>	<b>Instrumentos</b>
Entrevista	Guía de entrevista
Análisis documental	Fichas de análisis de documentos
Observación Directa	Ficha de registro

*Fuente:* Elaborado propio

### 3.5. Procedimiento



### **3.6. Métodos de análisis de datos**

El análisis de los datos utilizados en este estudio utiliza una metodología cuantitativa, para lo cual se realizaron una serie de cálculos hidráulicos y mecánicos utilizando herramientas prácticas, herramientas como diagramas, gráficos y tablas para obtener un diseño óptimo. Además, se utiliza el programa de diseño SolidWorks para modelar la cinta transportadora, lo que permitió establecer los objetivos específicos planteados en la investigación.

### **3.7. Aspectos éticos**

Según (Salazar Raymond, 2018) la ética es esencial en los investigadores y debe ser respetada a través de estilos normativos de citas y referencias.

Este proyecto de investigación tiene en cuenta las normas definidas por ISO estilo 690 y 690 - 2 del “manual de referencia de la Universidad César Vallejo”; que sean considerados y se apeguen a las normas éticas establecidas para el desarrollo del trabajo de investigación en la Universidad; Por ello, el autor de este estudio se compromete a respetar la autenticidad de los resultados obtenidos y evitar el plagio.



## IV. RESULTADOS

### 4.1. Parámetros o requisitos funcionales que deben tener el diseño de la cinta transportadora

Para determinar los parámetros o requisitos del diseño de la cinta transportadora se realizó mediante entrevistas y observaciones, para la recolección de los datos necesarios que debe cumplir el diseño de la cinta transportadora.

#### 4.1.1. Especificaciones de productos a transportar

Mediante una entrevista al encargado del proceso de almacenamiento, se determinó el peso promedio de cada saco de café que debe transportar la cinta transportadora y se realizó una serie de mediciones extrayendo él (peso, volumen, largo, ancho y altura) de cada saco, en las siguientes tablas se detalla información recopilada en la planta de procesos CAC Bagua Grande.

**Tabla 1**

*Especificaciones de sacos de café*

Especificaciones de sacos de polipropileno (Café pergamino)					
Nº de muestras	Peso (Kg)	Volumen (m3)	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)
1	75.5	0.17741	1.2	0.49	0.34
2	72.2	0.19461	1.17	0.49	0.34
3	73.7	0.18279	1.2	0.48	0.35
4	74.5	0.18709	1.2	0.48	0.33
Especificaciones de sacos de yutes para exportar café oro					
Nº de muestras	Peso (Kg)	Volumen (m3)	Largo (m)	Ancho (m)	Alto (m)
1	69.80	0.09462	0.98	0.574	0.30
2	69.80	0.09247	0.98	0.574	0.28
3	69.10	0.09354	0.97	0.572	0.32

*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 2***Peso promedio de sacos de café Pergamino (entrevista)*

N° de muestras	Peso total (kg)	Cantidad de sacos	Peso promedio de sacos (kg)
1	26075	373	69.9
2	7700	105	73.3
3	14400	200	72

*Fuente:* Elaboración propia**4.1.2. Altura de apilamiento de sacos**

En la planta de procesos CAC Bagua Grande por seguridad se apilan 15 sacos de café pergamino y 17 sacos de café oro, en las siguientes tablas se detalla la altura de apilamiento extraída de cada lote de café.

**Tabla 3***Altura de apilamiento de sacos de café (pergamino, oro)*

Datos de altura de apilamiento de sacos de polipropileno (café pergamino)			
N° de muestras	Cantidad de sacos apilados	Altura de apilamiento (m)	Altura del saco (m)
1	15	4.45	0.297
2	11	3.10	0.282
3	13	3.85	0.296
4	15	4.35	0.290
5	12	3.50	0.292
Datos de altura de apilamiento de sacos de yutes (café oro)			
1	17	3.30	0.194
Datos de altura de apilamiento de sacos de polipropileno (café oro)			
1	17	3.25	0.191

*Fuente:* Elaboración propia

**Figura 7**

*Altura de apilamiento de sacos de exportación (Café oro)*



*Fuente: Elaboración propia*

**Figura 8**

*Altura máxima de apilamiento de sacos (Café pergamino)*



*Fuente: Elaboración propia*

### 4.1.3. Dimensiones de camiones

Las dimensiones se tomaron las alturas mínimas y máximas de camiones que llegan a la planta de procesos CAC Bagua Grande, como se muestran en las siguientes imágenes.

**Figura 9**

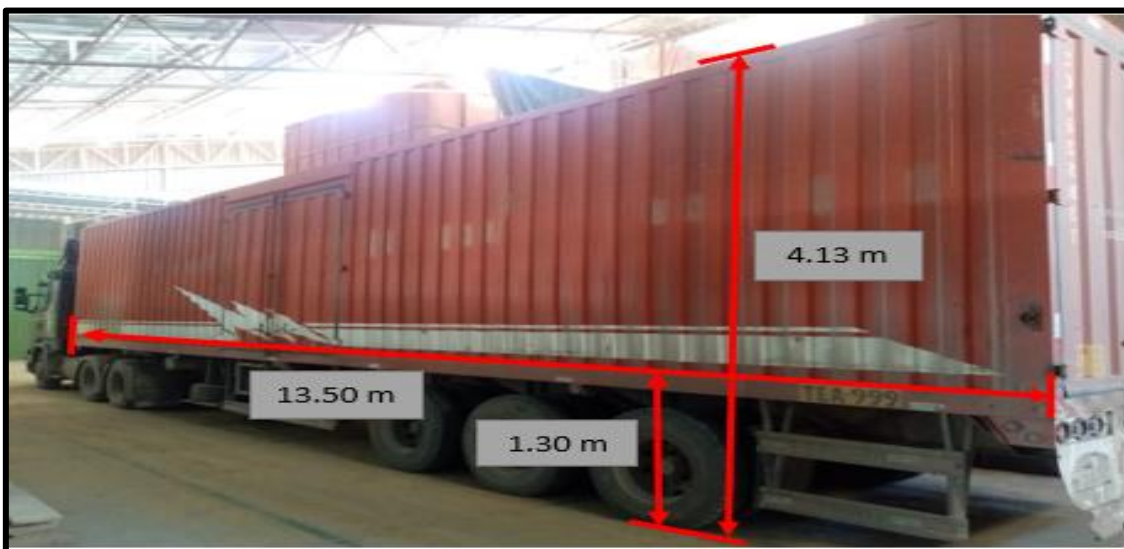
*Altura mínima de camiones*



*Fuente: Elaboración propia*

**Figura 10**

*Altura máxima de camiones*



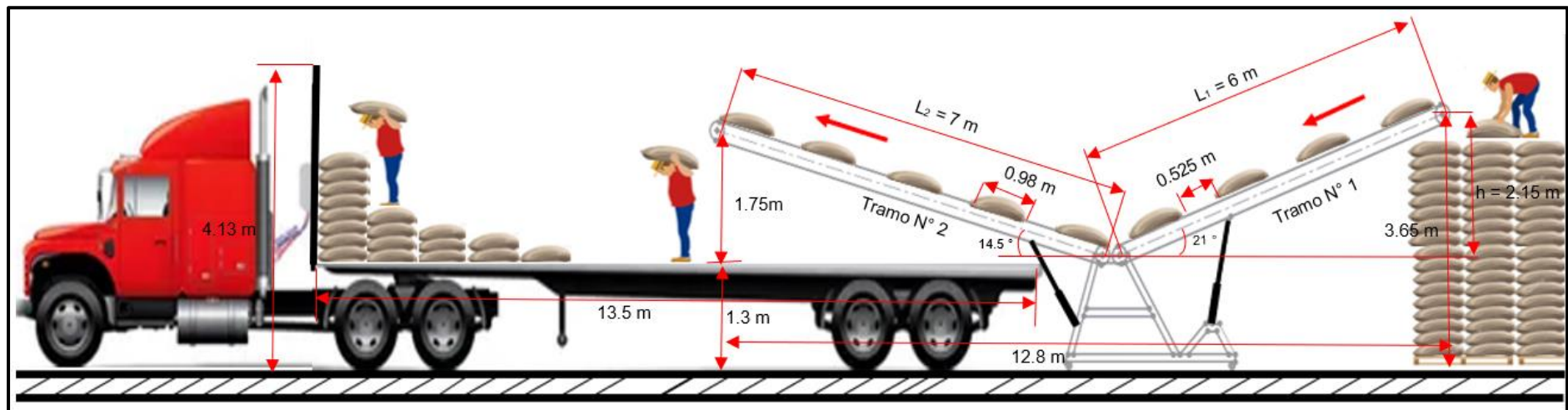
*Fuente: Elaboración propia*

#### 4.1.4. Longitud de la cinta transportadora

Con las alturas máximas del camión y la altura de apilamiento se dimensiona la cinta transportadora, en la figura (11) y (12) se detalla las medidas y cantidad de sacos que trasladara la cinta transportadora en el sistema de carga y descarga.

**Figura 11**

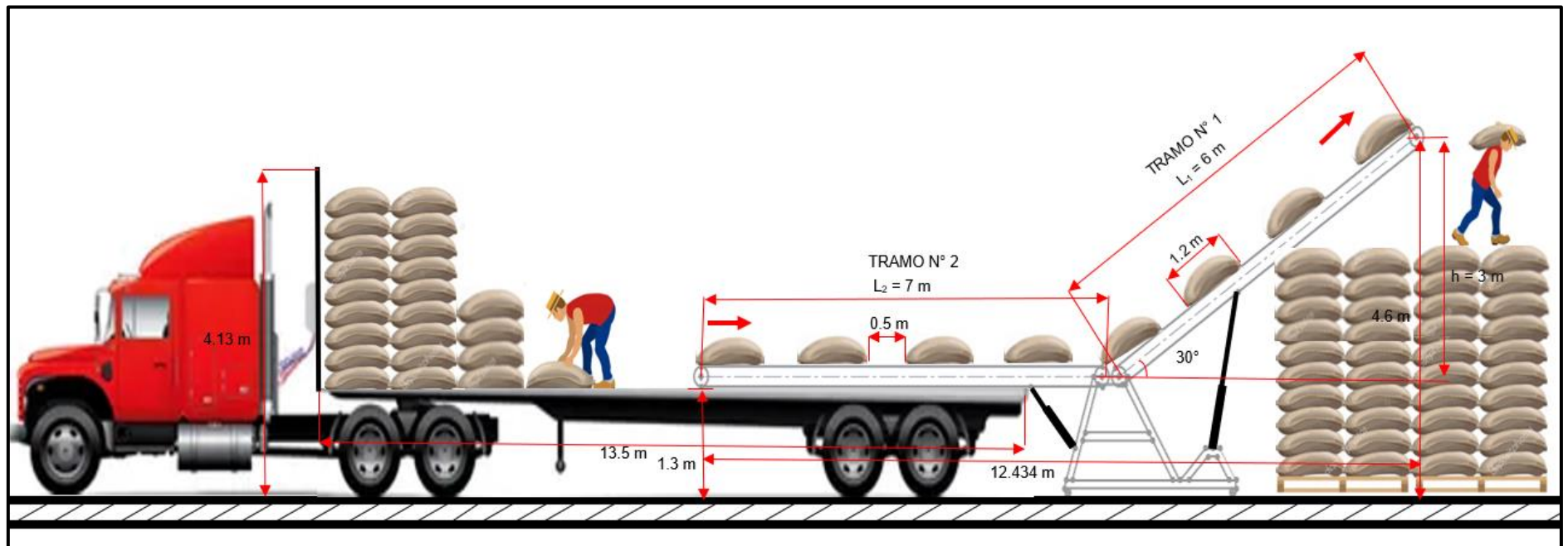
*Dimensiones de la cinta transportadora en el sistema de carga de café oro*



*Fuente:* Elaboración propia

**Figura 12**

*Dimensiones de la cinta transportadora en el sistema de descarga de café pergamino*



*Fuente: Elaboración propia*

## 4.2. Cálculo y dimensión de las partes que compone la cinta transportadora

### 4.2.1. Ancho de la cinta

Con el ancho máximo del saco (UW) detallado en la tabla (1) se determina el ancho de la cinta.

$$BW = UW + 76.2 \text{ mm}$$

$$BW = 574\text{mm} + 76.2 \text{ mm}$$

$$BW = 650.2 \text{ mm}$$

### 4.2.2. Velocidad de la cinta transportadora

De acuerdo a las normas cema 7.<sup>a</sup> edición se seleccionó una velocidad de 0.5 m/s para alimentadores de banda mostrada en el anexo B (tabla 4), con esta velocidad transportaremos en el sistema de carga 20 sacos (69.8 kg) y en el sistema de descarga transportaremos 18 sacos (76 kg) en un minuto.

### 4.2.3. Peso de la banda

Para calcular el peso de la banda primero se debe determinar el peso específico del material a transportar y se calcula con la ecuación (2) mencionado en el marco teórico.

$$\gamma = \frac{W}{V} = \frac{m * g}{V}$$

**Tabla 4***Cálculo del peso específico del café*

	Peso (Kg)	Volumen (m3)	Peso específico (kgf/m <sup>3</sup> )
N° de muestras		Café pergamino	
1	75.5	0.17741	425.7
2	72.2	0.19461	371.1
3	73.7	0.18279	403.3
4	74.5	0.18709	398.3
N° de muestras		Café oro	
1	69.80	0.09462	737.9
2	69.80	0.09247	755.1
3	69.10	0.09354	738.9

*Fuente:* Elaboración propia

Con el peso específico mayor de 755.1 kgf/m<sup>3</sup> detallada en la tabla (4) se selecciona el peso de la banda ( $W_b$ ) de 8.9 kg/m extraído del anexo 3 (tabla 2 - B).

#### 4.2.4. Peso del material a transportar

De acuerdo a las dimensiones máximas de los sacos detallado en la tabla (1), la cantidad de sacos que cargará la cinta transportadora se detalla en la figura (11) y (12), donde cargara 9 sacos en sistema de carga y 8 sacos en el sistema de descarga, en la tabla (5) se determinó la masa total en cada tramo de la cinta transportadora.



**Tabla 5***Datos de la cinta transportadora sobrecargada*

	Tramos	Longitud de cinta (m)	N° de sacos	masa del saco (kg)	Masa total (kg)
Sistema de carga	Tramo N° 1	6	4	76	304
	Tramo N° 2	7	5	76	380
Sistema de descarga	Tramo N° 1	6	4	69.8	279.2
	Tramo N° 2	7	4	69.8	279.2

*Fuente:* Elaboración propia

Con los datos calculados de la masa total en cada tramo, como se ilustra en la tabla (5), procederemos a calcular el peso del material por unidad de longitud en (kg/m).

- **Sistema de carga**

$W_m$  peso del material en el tramo N° 1

$$W_m = m/L$$

$$W_m = \frac{304}{6} = 50.66 \text{ kg/m}$$

$W_m$  peso del material en el tramo N° 2

$$W_m = m/L$$

$$W_m = \frac{380}{7} = 54.3 \text{ kg/m}$$

- **Sistema de descarga**

$W_m$  peso del material en el tramo N° 1

$$W_m = m/L$$

$$W_m = \frac{279.2}{6} = 46.533 \text{ kg/m}$$

$W_m$  peso del material en el tramo N° 2

$$W_m = m/L$$

$$W_m = \frac{279.2}{7} = 39.885 \text{ kg/m}$$

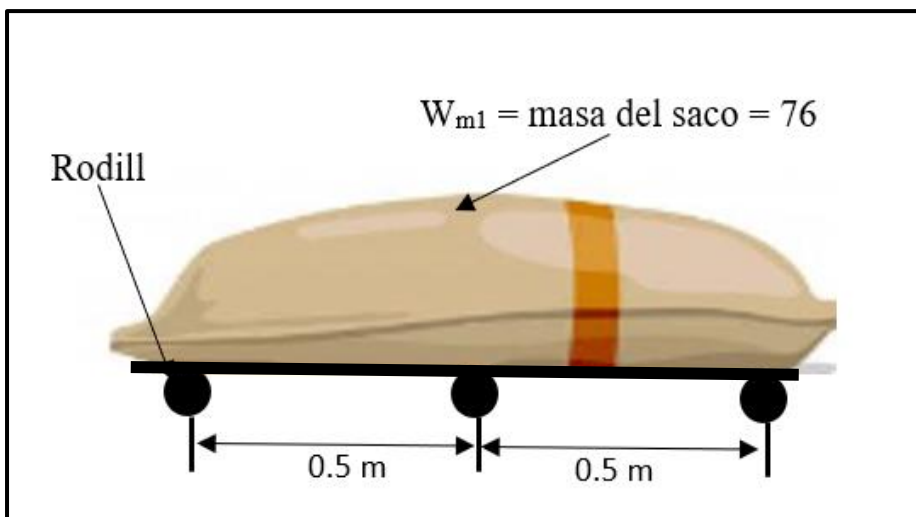
#### 4.2.5. Cálculo y selección de los rodillos

Para calcular los rodillos se utilizaron los siguientes factores ( $F_d$ ,  $F_s$ ,  $F_m$ ,  $F_p$ ,  $F_v$ ), estos factores nos proporcionan el catálogo del fabricante Rulmeca y está detallado en el anexo 3 (tabla 10 - B al 14 - B).

La distancia entre rodillos se eligió respetando el catálogo del fabricante de la marca Sauva para bandas nervadas de 30 grados de inclinación.

#### Figura 13

*Espaciamiento de los rodillos de carga*



Fuente: Elaborado propia

**Tabla 6***Datos de entrada para calcular los rodillos de carga y retorno*

<b>Datos</b>		
Peso de la banda $W_b$	8.9	(kg/m)
Peso del material que soporta los rodillos $W_{m1}$	76	(kg/m)
Espaciamiento de rodillos de retorno $S_i$	1	m
Espaciamiento de los rodillos de carga $S_i$	0.5	m
Factor de espaciamiento del bulto $K_1$	1.1	adimensional
Factor de choque $F_d$	1.2	adimensional
Factor de servicio $F_s$	0.8	adimensional
Factor ambiental $F_m$	1	adimensional
Factor de participación del rodillo $F_P$	1	adimensional
Factor de velocidad $F_v$	0.81	adimensional
Gravedad $g$	9.81	m/s <sup>2</sup>
Conversión de Newton a daN	0.1	

*Fuente:* Elaboración propia

Las fórmulas empleadas para calcular los rodillos de carga y de retorno están planteadas en el marco teórico de la ecuación (3 al 10).

**Tabla 7***Resultados de los rodillos de carga*

<b>Rodillos de carga</b>		
Carga de rodillo CIL (daN)	Carga ajustada de carga $Ca_1$ (daN)	Carga de rodillo central $Ca$ (daN)
45.37	43.56	43.56

*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 8***Resultados de los rodillos de retorno*

<b>Rodillos de retorno</b>		
Carga de rodillos de retorno CILr (daN)	Carga ajustada de rodillo de retorno Cr1 (daN)	Carga de rodillo de retorno individual (daN)
8.7309	5.6576232	5.6576232

*Fuente:* Elaboración propia

Se seleccionó los rodillos de carga con un diámetro 15 mm de eje, 50 mm de diámetro de rodillo, capacidad de carga de 73 daN para una banda de 650 mm de ancho, estos datos se encuentran detallado en el anexo 3 (Tabla 16 - B) del catálogo Rulmecca.

#### 4.2.6. Cálculo de la tensión efectiva $T_e$

Con los cálculos realizados anteriormente se procede a calcular la tensión efectiva ( $T_e$ ) utilizando la ecuación (11) mencionado en el marco teórico, se utilizó el factor ( $F_r$ ,  $F_t$ ,  $G$ ) que nos proporciona las normas cema, dichos factores se encuentran detallados en el anexo 3 (tabla 26 - B).

$$T_e = \frac{(F_r * L(W_m + (2 * W_b) + (R_t * C_t) + (R_i * C_i))) + (W_m * h) + (W * L * G)}{F_t}$$

**Tabla 9***Datos de entrada para calcular la  $T_e$* 

Factor de fricción del rodillo ( $F_r$ )	0.05	Adimensional
Peso de la banda ( $W_b$ )	8.8	Kg/m
Factor de contingencia y perdida terminal ( $F_t$ )	0.85	Adimensional
Peso unitario del rodillo de carga $R_t$	2.9	Kg/rodillo
Cantidad de rodillos de carga $C_t$	3	Rodillos /m
Peso unitario del rodillo de retorno $R_i$	2.9	Kg/rodillo
Cantidad de rodillos de retorno $C_i$	2	rodillos /m
Gravedad ( $g$ )	9.81	m/s <sup>2</sup>

*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 10***Datos en el sistema de carga y descarga para calcular Te*

		W <sub>m</sub> (Kg/m)	L (m)	(G)	h (m)	W (Kg/m)
Sistema de descarga	Tramo N° 1	50.66	6	0.11	3	82.76
	Tramo N° 2	54.30	7	0.11	0	86.4
Sistema de carga	Tramo N° 1	46.533	6	0.11	-2.15	78.63
	Tramo N° 2	39.885	7	0.11	2.5	71.98

*Fuente:* Elaboración propia**Tabla 11***Resultados de la tensión efectiva Te*

		(Te) Tensión efectiva kg	(Te) Tensión efectiva N
Sistema de descarga	Tramo N° 1	266.43	2613.66
	Tramo N° 2	100.79	988.79
Sistema de carga	Tramo N° 1	-43.42	-426
	Tramo N° 2	206.23	2023.13

*Fuente:* Elaboración propia**4.2.7. Cálculo de la potencia**

Se calculó la potencia de la cinta transportadora en el sistema de carga y descarga detallada en la tabla (12) y se utilizó la ecuación (13) mencionada en el marco teórico.

$$P = \frac{T_e * V}{\eta} (W)$$

**Tabla 12**

*Potencia de la cinta en cada tramo*

		(Te) Tensión efectiva N	Velocidad m/s	Potencia W	$\eta$	Potencia en HP
Sistema de carga	Tramo N° 1	2613.66	0.5	1306.80	0.95	1.8
	Tramo N° 2	988.79	0.5	494.39	0.95	0.7
Sistema de descarga	Tramo N° 1	-426.00	0.5	-213.00	0.95	-0.3
	Tramo N° 2	2023.13	0.5	1011.57	0.95	1.43

*Fuente:* Elaboración propia

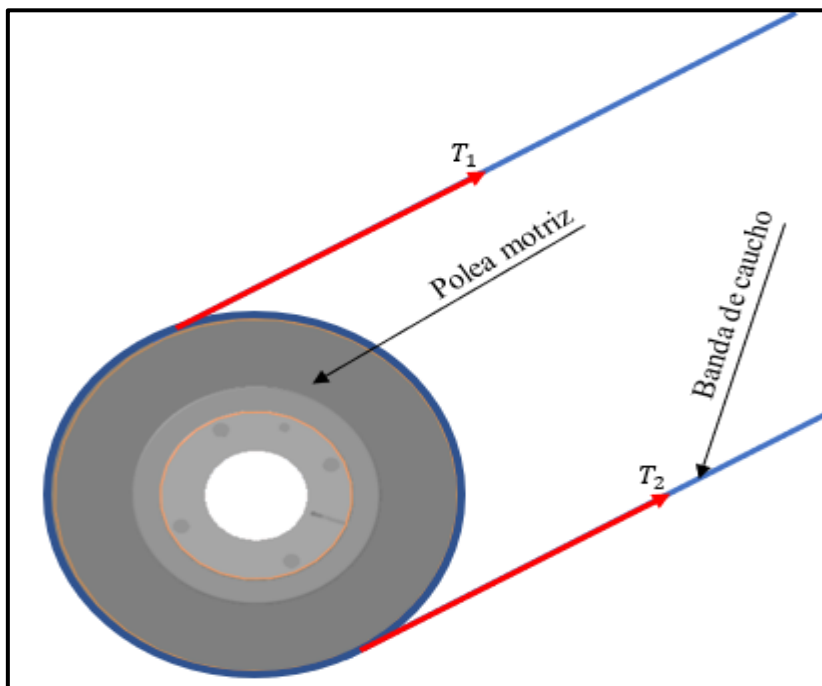
Utilizaremos una potencia para la cinta transportadora en el sistema de carga tramo N° 1 de 1.8 HP y en el sistema de descarga Tramo N° 2 de 1.43 HP.

#### 4.2.8. Cálculo de tensiones en la cinta Transportadora

En la figura (14) se detalla la  $T_1$  y  $T_2$  que está sometido las poleas.

**Figura 14**

*Diagrama de tensiones en la polea motriz*



*Fuente:* Elaboración propia

Con las siguientes ecuaciones planteadas se calculó  $T_1$  y  $T_2$  don  $K_2$  es el factor de abrazamiento, este dato se selecciona con el ángulo de contacto de la banda y la polea que es de  $180^\circ$ , de la tabla (9 – B) anexo 3 se extrae  $K_2$ .

$$T_2 = T_1 - T_e$$

$$T_1 = T_e * (K_2 + 1)$$

En la tabla 13 se detalla las tensiones calculadas en el sistema de carga y descarga.

**Tabla 13**

*Resultados de la tensión (T1 y T2)*

		Te (kg)	k2 (kg)	T1 (kg)	T2 (kg)
Sistema de descarga	Tramo N° 1	266.43	0.5	399.6	133.21
	Tramo N° 2	100.79	0.5	151.2	50.40
Sistema de carga	Tramo N° 1	-43.42	0.5	-65.1	-21.71
	Tramo N° 2	206.23	0.5	309.3	103.12

*Fuente:* Elaboración propia

#### 4.2.8.1. Cálculo de la resistencia de trabajo de la cinta (PIW) y resistencia de rotura (Bt).

El PIW y Bt se calculó con la ecuación 16 y 17 planteados en el marco teórico.

$$PIW = \frac{T_1}{BW} \text{ KN/m}$$

$$B_t = PIW * F.S \text{ N/mm}$$

En la tabla 14 se determinó PIW Y BT a un factor de seguridad de 10.

**Tabla 14***Resultados de PIW Y Bt*

		T1 (kg)	WB (mm)	g (m/s <sup>2</sup> )	PIW (KN/m)	Fs	Bt (N/mm)
Sistema de descarga	Tramo N° 1	399.64	650	9.81	6.00	10	60.32
	Tramo N° 2	151.19	650	9.81	2.30	10	22.82
Sistema de carga	Tramo N° 1	-65.14	650	9.81	-1.00	10	-9.83
	Tramo N° 2	309.35	650	9.81	4.67	10	46.69

*Fuente:* Elaboración propia

De acuerdo a la tensión de rotura máxima Bt en la tabla (14), del catálogo Belts Flex se seleccionó una banda nervada EP 250/2-2+1.5.

#### 4.2.9. Cálculo de poleas de la cinta transportadora

Para el cálculo de la polea se utilizó las especificaciones de poleas de cema estándar B105.1 – 2015 – (specifications for welded steel conveyor pulleys with compression type hubs).

##### 4.2.9.1. Selección del diámetro de la polea motriz

Para la selección del diámetro de la polea se tuvo en cuenta el PIW 6 KN/m calculado en la tabla (14) y con un arco de contacto de 180° grados se eligió un diámetro de polea de 203.2 mm (8") para un PWI 15 KN/m > 6 KN/m calculado, estos valores se encuentran detallado en el anexo 3 (tabla 6-B).

**Tabla 15***Resultados del diámetro de la polea motriz*

		PIW (KN/m)	Arco de contacto (grados)	Diámetro de la polea (mm)
Sistema de descarga	Tramo N° 1	6.00	180.0	203.2
Sistema de carga	Tramo N° 2	4.67	180.0	203.2

*Fuente:* Elaboración propia



#### 4.2.9.2. Carga resultante de la polea

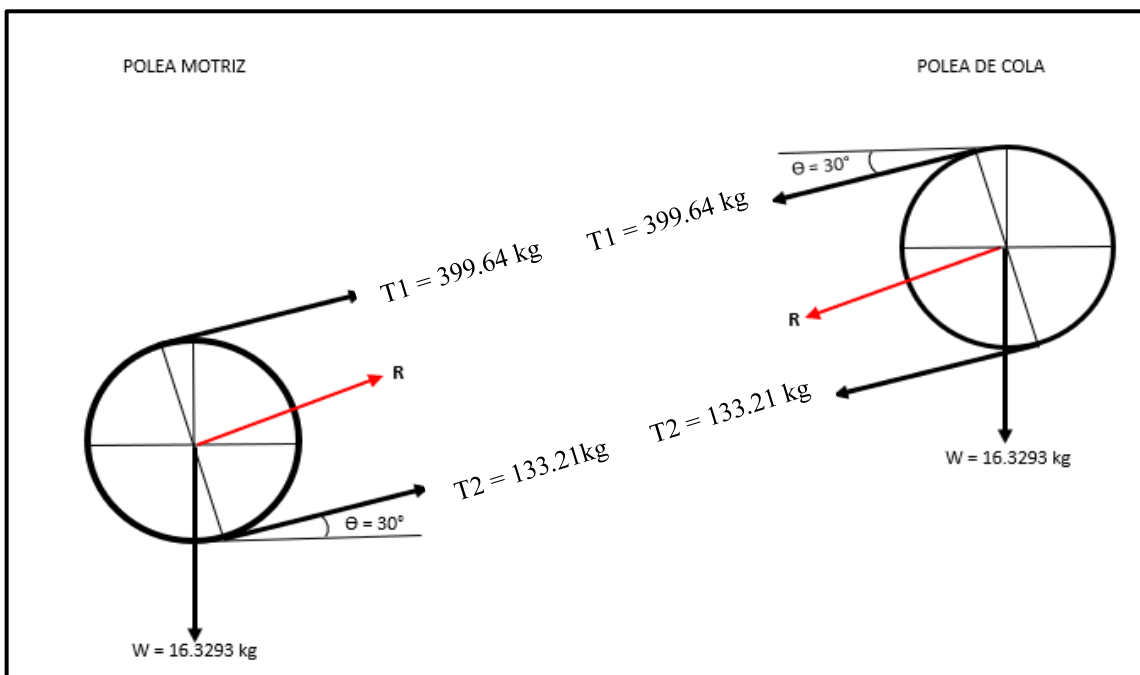
Con las tensiones de la cinta transportadora (T1 y T2) calculada en la tabla (13), se determinó la carga resultante con la ecuación (18).

El peso de la polea (W) para un diámetro de 203.2 mm (8") y ancho de cara de polea (ACP) 711.2 mm (28") es de 16.3293 kg (36 lb), estos datos se encuentran en el anexo 3 (tabla 28 – B).

$$R = \sqrt{((T_1 + T_2) * \cos(\theta))^2 + ((T_1 + T_2) * \sin(\theta) - W)^2}$$

**Figura 15**

*Diagrama de tensiones que genera la cinta transportadora*



*Fuente: Elaboración propia*

**Tabla 16***Resultados de la carga resultante (R)*

$\Theta$	T1 (Kg)	T2 (kg)	W (kg)	R Carga resultante (kg)	Gravedad (m/s <sup>2</sup> )	R Carga resultante (KN)
30	399.64	133.21	16.3293	525.039	9.81	5.1506

*Fuente:* Elaboración propia

Con el valor calculado de la carga resultante de 5.1506 KN en la tabla (16), Interpolando para un ancho de la cara de polea de 711.2 mm (28 in), con un L de 335 mm del anexo 3 (tabla 17-B) obtenemos el diámetro del eje de 55.563 mm (2 3/16 in) para una carga resultante de 7 KN.

#### 4.2.9.3. Análisis del diámetro del eje

Para analizar el diámetro de eje se utilizará un acero AISI 1045 recomendado por las normas cema.

##### a) Análisis del diámetro del eje de la polea motriz

Para determinar el diámetro del eje utilizaremos las ecuaciones (19 al 22) mencionada en el marco teórico, utilizando un factor de seguridad de 2.

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * F.S.}{\pi} * \sqrt{4 * \left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + 3 * \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

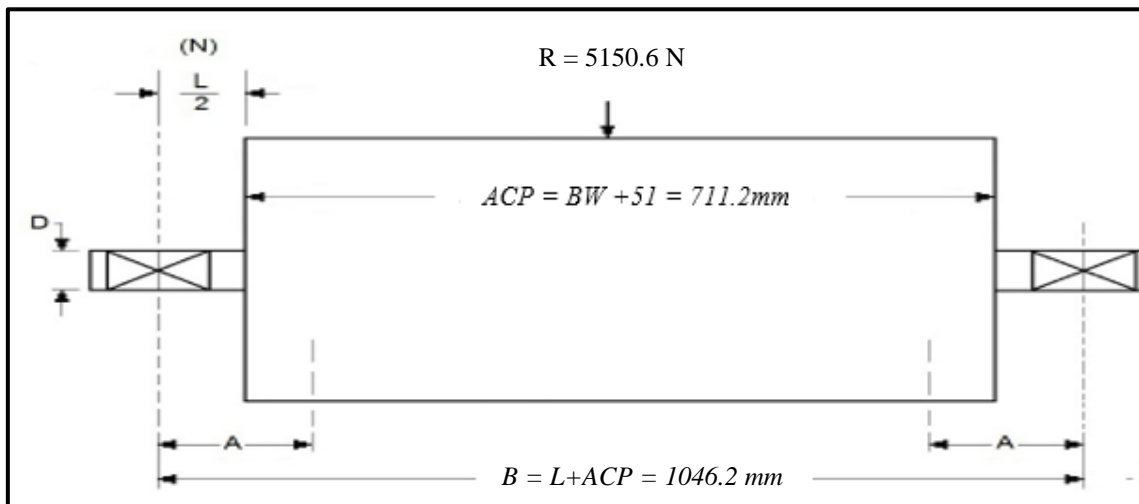
$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

$$M = \frac{R * A}{2}$$

$$T = T_e * r$$

**Figura 16**

*Medidas de eje y polea motriz*



*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 17**

*Datos de entrada para analizar el diámetro del eje*

Datos para calcular el diámetro del eje			
Factor de superficie ( $K_a$ )	0.8	-	Cema
Factor de tamaño ( $K_b$ )	0.804	-	Anexo 4 (Figura 10 - C)
Factor de confiabilidad ( $K_c$ )	0.897	-	Cema
Factor de temperatura ( $K_d$ )	1	-	Cema
Factor de confiabilidad ( $K_e$ )	1	-	Cema
Factor de modificación por efecto varios ( $K_f$ )	0.63	-	Anexo 3 (tabla 18 - B)
Límite de resistencia a la fatiga en ejes rotatorios ( $S'_e$ ) Acero SAE 1045	283	MPa	Anexo 3 (tabla 19 - B)
Límite elástico ( $S_y$ ) Acero SAE 1045	310	MPa	Anexo 3 (tabla 20 - B)
$A = N + 41 \text{ mm}$ para ejes de (30 a 62 mm)	208.5	mm	Anexo 3 (tabla 21 - B)

*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 18***Resultados del diámetro del eje*

Radio de la polea (mm)	Te (N)	R Carga Resultante (N)	F. S	Momento (N – mm)	Se (MPa)	Torque (N – mm)	Diámetro del eje (mm)
101.5	2613.7	5150.6	2	498324	103	265286.6	46.4

*Fuente:* Elaboración propia

El diámetro calculado es de 46.4 mm como se detalla en la tabla (18), este diámetro calculado es menor que el diámetro obtenido en el anexo 3 (tabla 17-B) es de 55.563 mm, llegando a la conclusión que el diámetro seleccionado por tabla es la correcta.

- **Cálculo de la deflexión del eje**

Se calculó la deflexión del eje en la polea motriz con la ecuación (24) planteada en el marco teórico, para un eje de diámetro único detallado en el anexo 4 (Figura 9 – C), utilizando un módulo de Young 200000 MPa para aceros y una carga resultante de 5150.6 Newton.

$$\tan(\alpha) = \frac{R * A * (B - 2 * A)}{4 * E_Y * I}$$

**Tabla 19***Resultado de la deflexión del eje*

R (N)	A (mm)	Diámetro del eje (mm)	Módulo de Young $E_Y$ para acero (MPa)	B (mm)	Inercia (mm <sup>4</sup> )	Tan( $\alpha$ ) (mm/mm)
5150.6	193.5	55.563	200000	1016.2	449180.16	0.0018

*Fuente:* Elaboración propia

La deflexión máxima permitida según las normas cema es de 0.0025 mm/mm y la deflexión máxima calcula es de 0.0018 mm/mm como se detalla en la tabla (19) es menor que 0.0025 mm/mm, damos por concluido que el diámetro seleccionado de 55.563 mm es el adecuado.

## b) Análisis del diámetro del eje de la polea de cola

Con el valor calculado de la carga resultante de 5.1506 KN en la tabla (16), Interpolando para un ancho de cara de la polea de 711.2 mm (28 in), L de 197 mm, del anexo 3 (tabla 17 - B) obtenemos el diámetro del eje de 49.213 mm (1 15/16 in) y una carga resultante seleccionada de 5.44 KN.

Utilizando los mismos procedimientos anteriores se calcula el diámetro del eje de la polea de cola.

**Tabla 20**

*Resultado del diámetro del eje de la polea de cola*

Radio de la polea (mm)	Te (N)	R Carga Resultante (N)	F. S	(M) Momento (N – mm)	Se (MPa)	Torque (N-mm)	Diámetro del eje (mm)
101.5	2613.7	5150.6	2	355393.9	103	265286.6	42

*Fuente:* Elaboración propia

El diámetro calculado es de 42 mm como se aprecia en la tabla (21), este diámetro calcula es menor que el diámetro obtenido en el anexo 3 (tabla 17-B) es de 49.213 mm (1 15/16), llegando a la conclusión que el diámetro seleccionado por tabla es la correcta.

- **Cálculo de la deflexión del eje de la polea de cola**

**Tabla 21**

*Resultado de la deflexión del eje de la polea de cola*

R (N)	A (mm)	Diámetro del eje (mm)	Módulo de Young $E_Y$ para acero (MPa)	B (mm)	Inercia (mm <sup>4</sup> )	Tan( $\alpha$ ) (mm/mm)
5150.6	138	49.213	200000	965.2	287931.493	0.0021

*Fuente:* Elaboración propia

La deflexión máxima permitida según las normas cema es de 0.0025 mm/mm y la deflexión máxima calcula es de 0.0021 mm/mm como se detalla en la tabla (21) es menor que 0.0025 mm/mm, damos por concluido que el diámetro seleccionado de 50 mm es el adecuado.

#### 4.2.9.4 Selección del motorreductor

Para la selección del motorreductor de la cinta transportadora se tomará en cuenta la potencia calculada anteriormente en la tabla (12), se utilizará el catálogo de fabricante de reductores de velocidad de la maraca WEG.

$$\omega = \frac{V}{r} \text{ rev/s} \quad 33$$

$$n_s = \left( \omega \text{ rev/s} * \frac{60 \text{ s/min}}{2\pi} \right) \text{ rpm} \quad 34$$

$$N_m = P * FS \text{ (HP)} \quad 35$$

$$i_{tot} = \frac{n_e}{n_s} \quad 36$$

**Tabla 22**

*Datos para calcular el motorreductor*

<b>Datos de entrada para el cálculo del motorreductor</b>			
Velocidad de entrada del motorreductor ( $n_e$ )	1750	rpm	Motorreductor WEG
Velocidad de la cinta (m/s) (V)	0.5	m/s	-
Radio de la polea	0.1015	m	Tabla 15
Factor de servicio (FS)	1.25	adimensional	Motores WEG
Potencia calculada en el tramo N°1	1.8	HP	Tabla 12
Potencia calculada en el tramo N°2	1.4	HP	Tabla 12

*Fuente:* Elaboración Propia

**Tabla 23***Resultados para la selección del motorreductor*

<b>Resultados para la selección del motorreductor</b>		
Velocidad angular de la polea ( $\omega$ )	4.93	rev/s
Velocidad de salida del reductor (ns)	47.0	Rpm
Relación de transmisión ( $i_{tot}$ )	37	-
Potencia de mando ( $N_m$ ) en el Tramo N° 1	2.8(2)	HP (kW)
Potencia de mando ( $N_m$ ) en el Tramo N° 2	2.1 (1.6)	HP (kW)

*Fuente:* Elaboración propia

Los resultados obtenidos de los motorreductores son los siguientes, velocidad de salida de 47 rpm para una potencia de mando 2.8 (2) HP (kW) en el tramo N° 1 y de 2.1(1.6) HP (kW) en el tramo N°2.

Del anexo 3 (tabla 27- B) se seleccionó los motorreductores de la marca Weg modelo Magmax, para el tramo N°1 de 2.2 kW, en el tramo N° 2 de 2.2 kW a una velocidad de salida de 46.3 rpm y una relación de transmisión de 37.8.

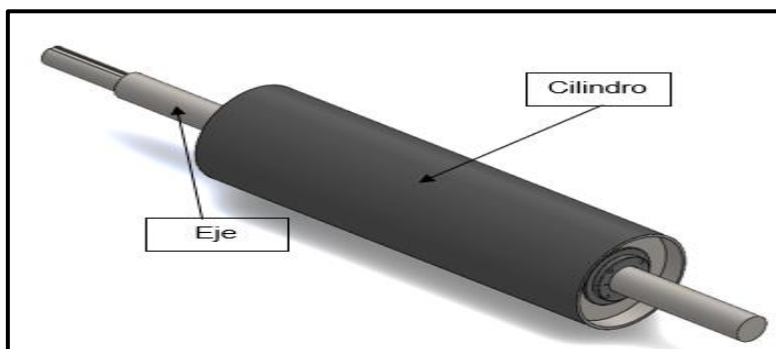
### **4.3. Simulación mediante el programa SolidWorks el diseño del montaje de los componentes de la cinta transportadora**

#### **4.3.1. Simulación de la polea motriz (cilindro – eje)**

Para constatar los cálculos y selección realizados anteriormente en el segundo objetivo, se procedió a analizar mediante el Software SolidWorks por elementos finitos. Para realizar el análisis se utilizó las siguientes partes de la polea motriz, como se ilustra en la figura (17).

**Figura 17**

*Partes de la polea motriz*



*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

**Tabla 24**

*Parámetros de diseño de la polea motriz*

Parámetro	Unidad	Eje	Cilindro
		Valor	Valor
Diámetro	mm	55	203
Longitud	mm	1306.2	711.2
Torque	N-m	265.2866	
Carga resultante (R)	N	5150.6	5150.6
Acero SAE 1045	MPa	S <sub>y</sub> = 310 S <sub>ut</sub> = 570	- -
Acero S235JR	MPa	- -	S <sub>y</sub> = 235 S <sub>ut</sub> = 400

*Fuente:* Elaboración propia

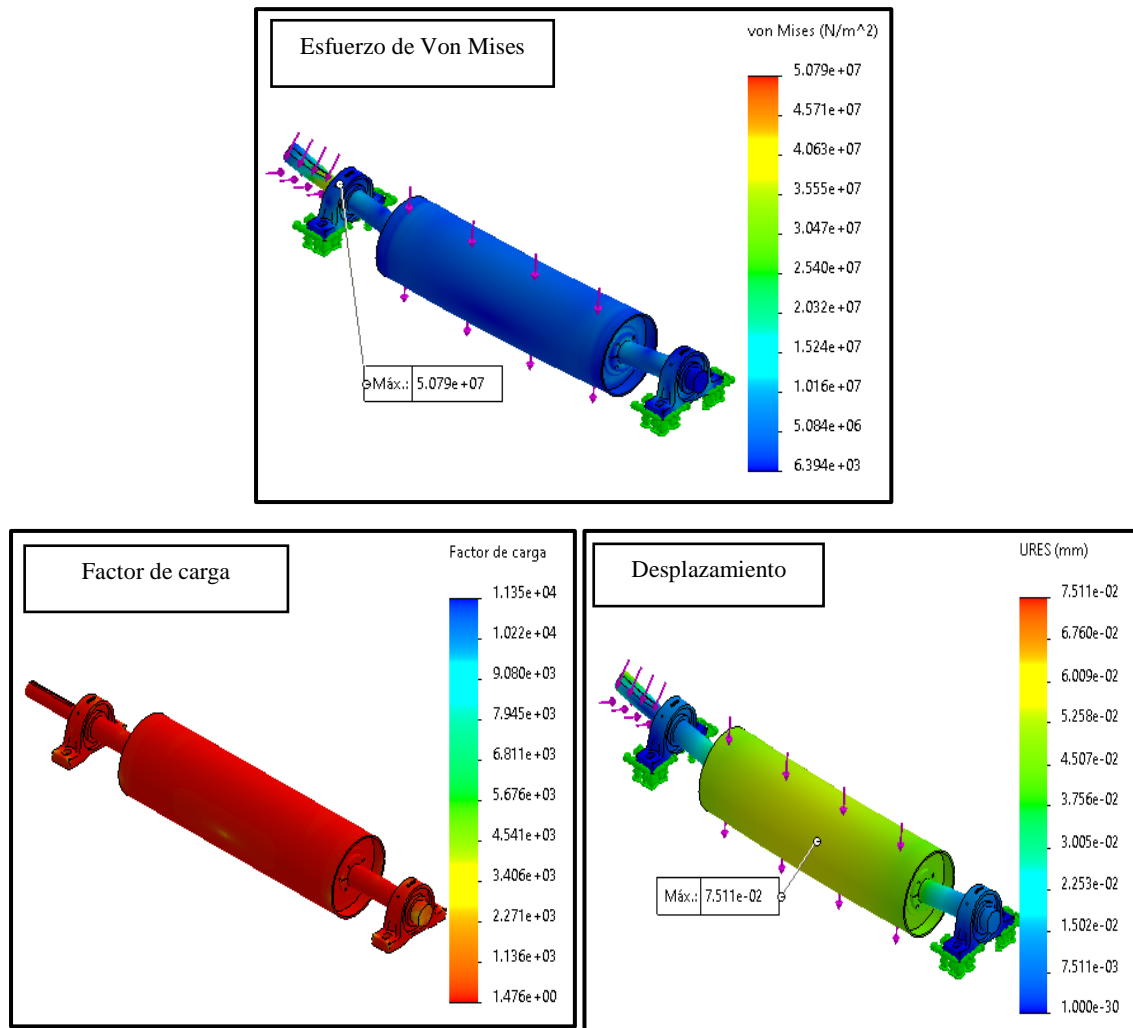
En la figura (18) se aprecia la simulación realizada en el programa SolidWorks, los resultados obtenidos para una fuerza resultante de 5150.2 N, un torque de 265.2866 (N- m) en el eje donde va acoplado el motorreductor fueron los siguientes resultados, factor de carga de 1.5, desplazamiento de  $7.5 \times 10^{-02}$  mm y un esfuerzo de Von mises  $5.079 \times 10^{07}$ .

Como se observa en la figura (18), el esfuerzo de Von mises es de  $5.079 \times 10^{07}$ , la cual no supera el límite elástico del material SAE 1045 que es de  $3.1 \times 10^8$ .



**Figura 18**

*Simulación de la polea motriz (Cilindro - eje)*



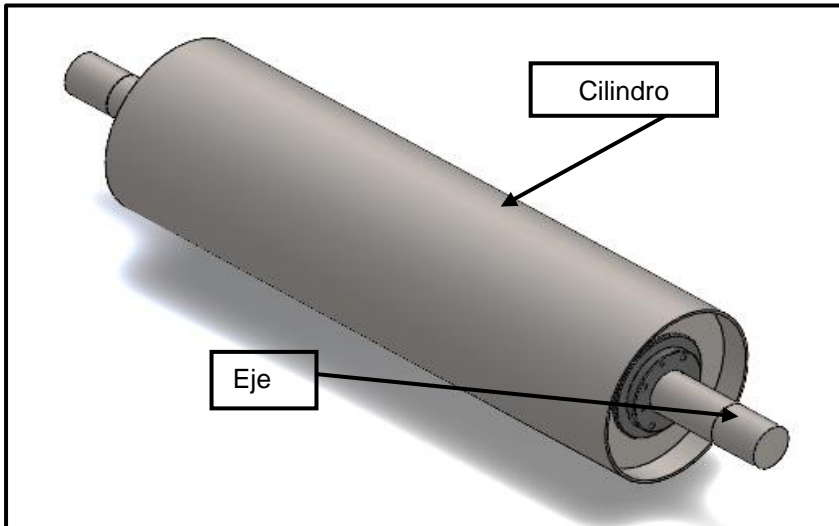
*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

### 4.3.2. Simulación de la polea de cola (cilindro – eje)

En la figura (19) se detalla las partes de la polea de cola para la simulación en el software SolidWorks.

**Figura 19**

*Partes de la polea de cola*



*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

**Tabla 25**

*Parámetros de diseño de la polea de cola*

Parámetro	Unidad	Eje	Cilindro
		Valor	Valor
Diámetro	mm	55.563	203.2
Longitud	mm	1020	711.2
Carga de diseño (R)	KN	5150.6	5030.2
Acero SAE 1045	MPa	$S_y = 310$	-
		$S_{ut} = 570$	-
Acero S235JR	MPa	-	$S_y = 235$
		-	$S_{ut} = 400$

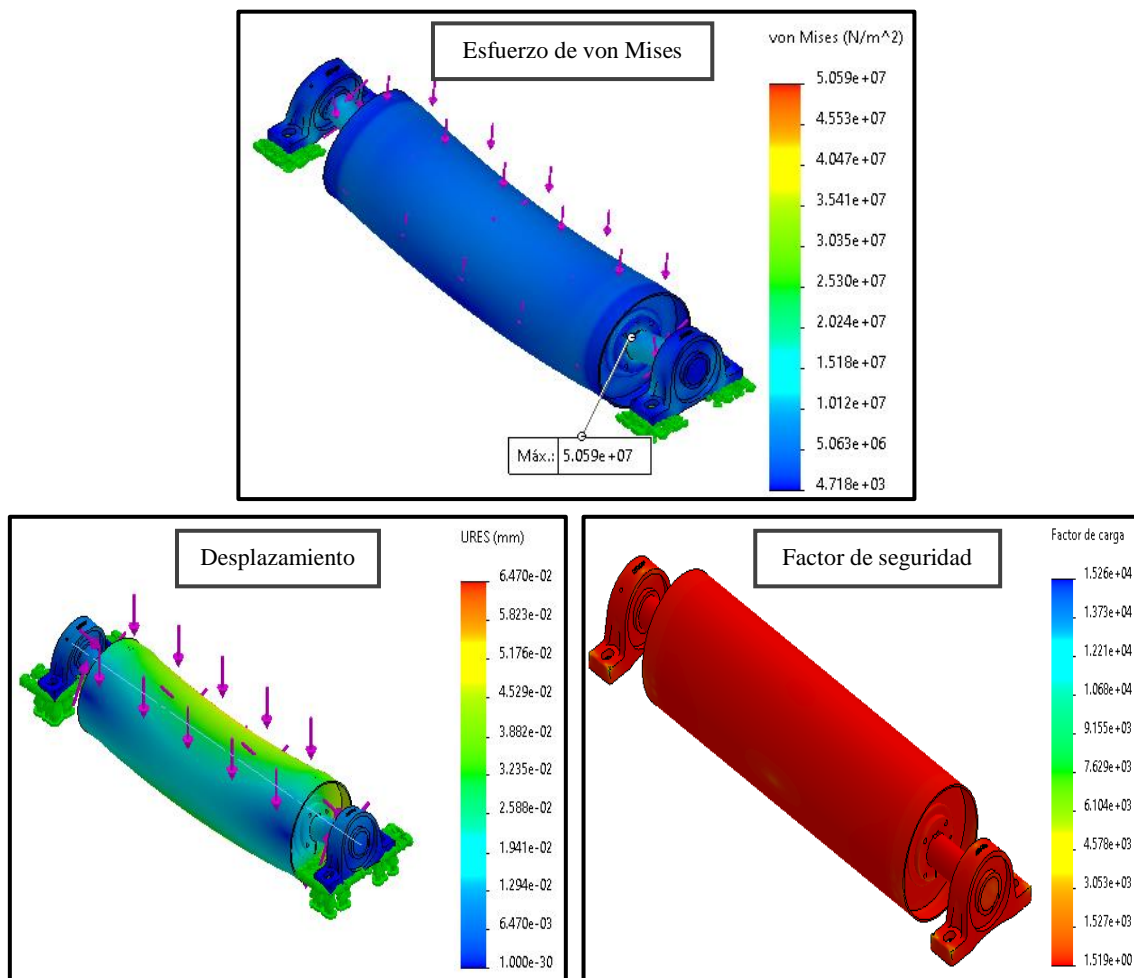
*Fuente:* Elaboración propia

En la figura (20) se detalla la simulación realizada en el programa SolidWorks, los resultados obtenidos para una fuerza resultante de 5150.6 N y una torsión de 265.2866 N-m en la polea de cola fueron los siguientes, factor de seguridad de 1.519, desplazamiento de  $6.47 \times 10^{-2}$  mm y un esfuerzo de von mises  $5.059 \times 10^7$ .

En la figura (20) se aprecia el esfuerzo de von mises de  $5.059 \times 10^7$ , la cual no supera el límite elástico del material SAE 1045 que es de  $3.1 \times 10^8$ .

**Figura 20**

*Simulación polea de cola (cilindro – eje)*



*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

### 4.3.3. Simulación de rodillos (cilindro – eje)

En la tabla (26) se aprecian las dimensiones y material que están fabricados los rodillos, estos datos se adquieren del catálogo Rulmecca. Este rodillo estará sometido a una carga de 454 N.

**Tabla 26**

*Parámetro de diseño de los rodillos*

Parámetro	Unidad	Eje	Cilindro
		Valor	Valor
Diámetro	mm	15	50
Longitud	mm	760	750
Carga de los rodillos	N	454	454
Acero S235JR	MPa	$S_y = 235$	-
		$S_{ut} = 400$	-

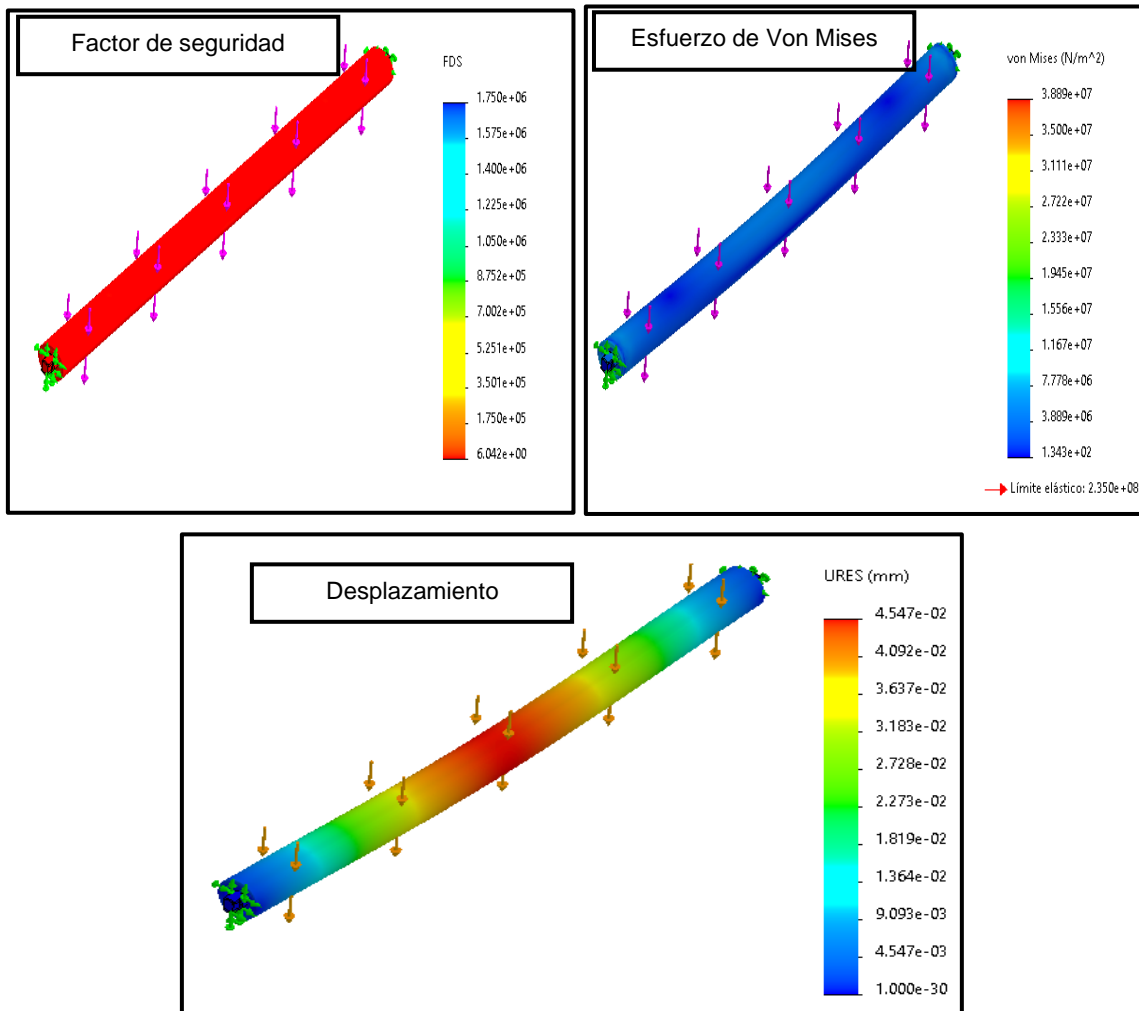
*Fuente:* Elaboración propia

En la figura (21) se detalla la simulación realizada en el programa SolidWorks, los resultados obtenidos para una carga de 454 N aplicada en el rodillo fueron los siguientes, factor de seguridad de 6, desplazamiento de 0.045 mm y un esfuerzo de Von Mises  $3.889 \times 10^7$ .

En la figura (21) se observa el esfuerzo de Von Mises de  $3.889 \times 10^7$ , la cual no supera el límite elástico del material S235JR que es de  $2.35 \times 10^8$ .

**Figura 21**

*Simulación de los rodillos y eje*



*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

#### 4.3.4. Simulación de la estructura

Por su complejidad que tiene la estructura de la cinta transportadora se diseñó en el programa SolidWorks, utilizando un acero A500 grado C para toda la estructura.

##### 4.3.4.1. Estructura tramo N° 1

Para la simulación de la estructura se utilizó un tubo rectangular de 50x30x3.5 mm, aplicándole una carga de 748 kg a toda la estructura y una fuerza resultante en las poleas de 5150.6 N.

**Tabla 27**

*Parámetros de diseño de la estructura Tramo N° 1*

Parámetro	Unidad	Tramo N° 1
Tubo rectangular	mm	50 x 30 x 3.5
Longitud de la estructura	m	6
Ancho de la estructura	m	0.838
Carga resultante en las poleas	N	5150.6
Masa de carga y componentes	Kg	748
Acero A 500 grado C	MPa	$S_y = 345$ $S_{ut} = 425$

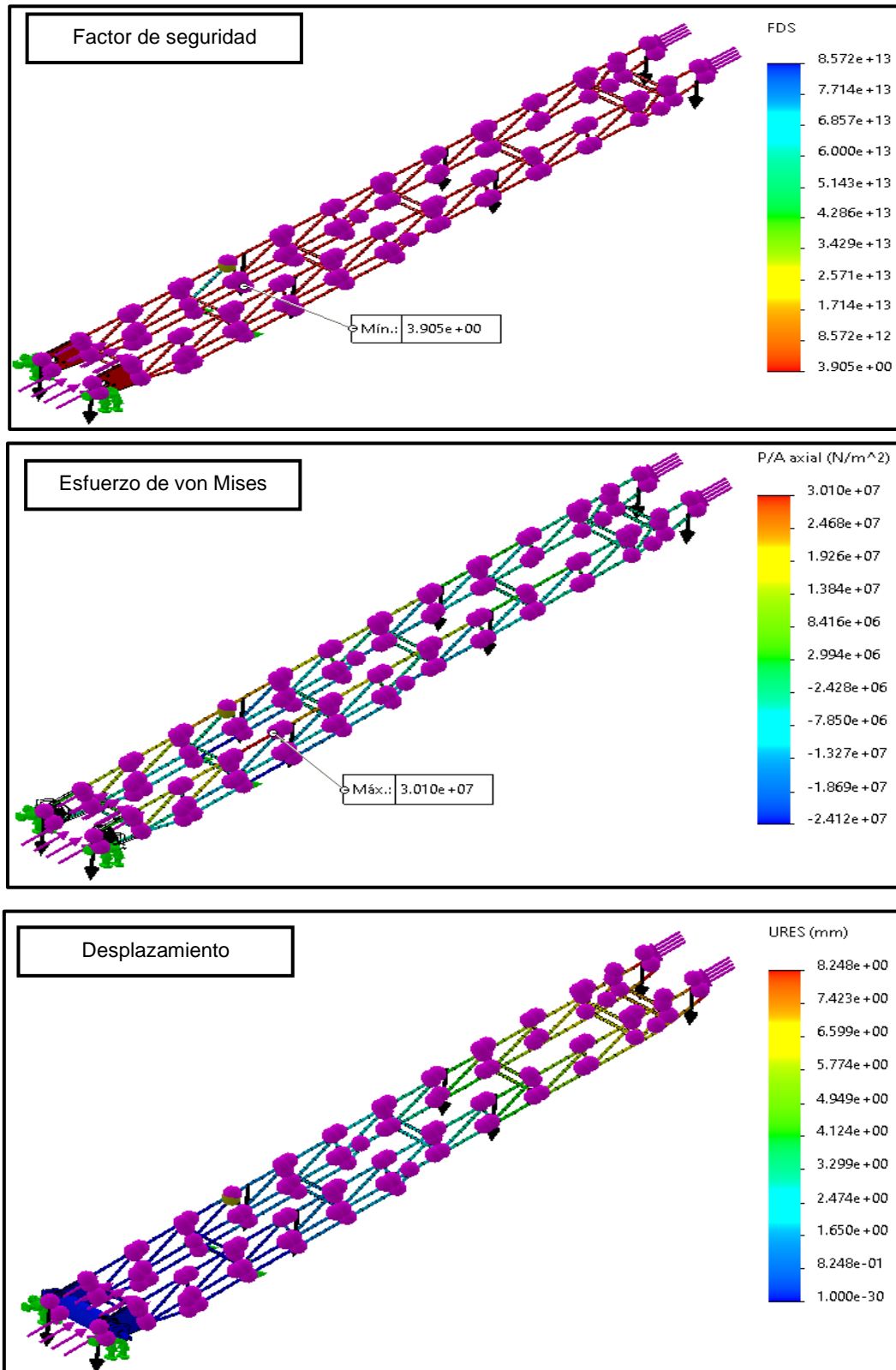
*Fuente:* Elaboración propia

En la figura (22) se detalla la simulación de la estructura tramo N° 1 realizada en el programa SolidWorks, los resultados obtenidos para una carga de 748 kg y una carga resultante en las poleas de 5150.6 N, fueron los siguientes, factor de seguridad de 3.9, desplazamiento de 8.24 mm y un esfuerzo de Von Mises máximo de  $3.010 \times 10^7$ .

En la figura (22) se observa que el esfuerzo de Von Mises de  $3.010 \times 10^7$ , la cual no supera el límite elástico del acero A 500 que es de  $3.45 \times 10^8$ , llegando a la conclusión que la estructura tramo N° 1 soportara a las cargas aplicadas con un factor de seguridad de 3.9.

**Figura 22**

*Simulación de la estructura Tramo N° 1*



*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

#### 4.3.4.2. Estructura Tramo N° 2

Para la simulación de la estructura tramo N° 2 se utilizó un tubo rectangular de 50x30x3.5 mm, aplicándole una carga de 868 kg a toda la estructura y una fuerza resultante en las poleas de 5150.6 N.

**Tabla 28**

*Parámetros de diseño de la estructura Tramo N° 2*

Parámetro	Unidad	Tramo N° 1
Tubo rectangular	mm	50 x 30 x 3.5
Longitud de la estructura	m	7
Ancho de la estructura	m	0.838
Carga resultante en las poleas	N	5150.6
Masa de carga y componentes	Kg	868
Acero A 500 grado C	MPa	S <sub>y</sub> = 345 S <sub>ut</sub> = 425

*Fuente:* Elaboración propia

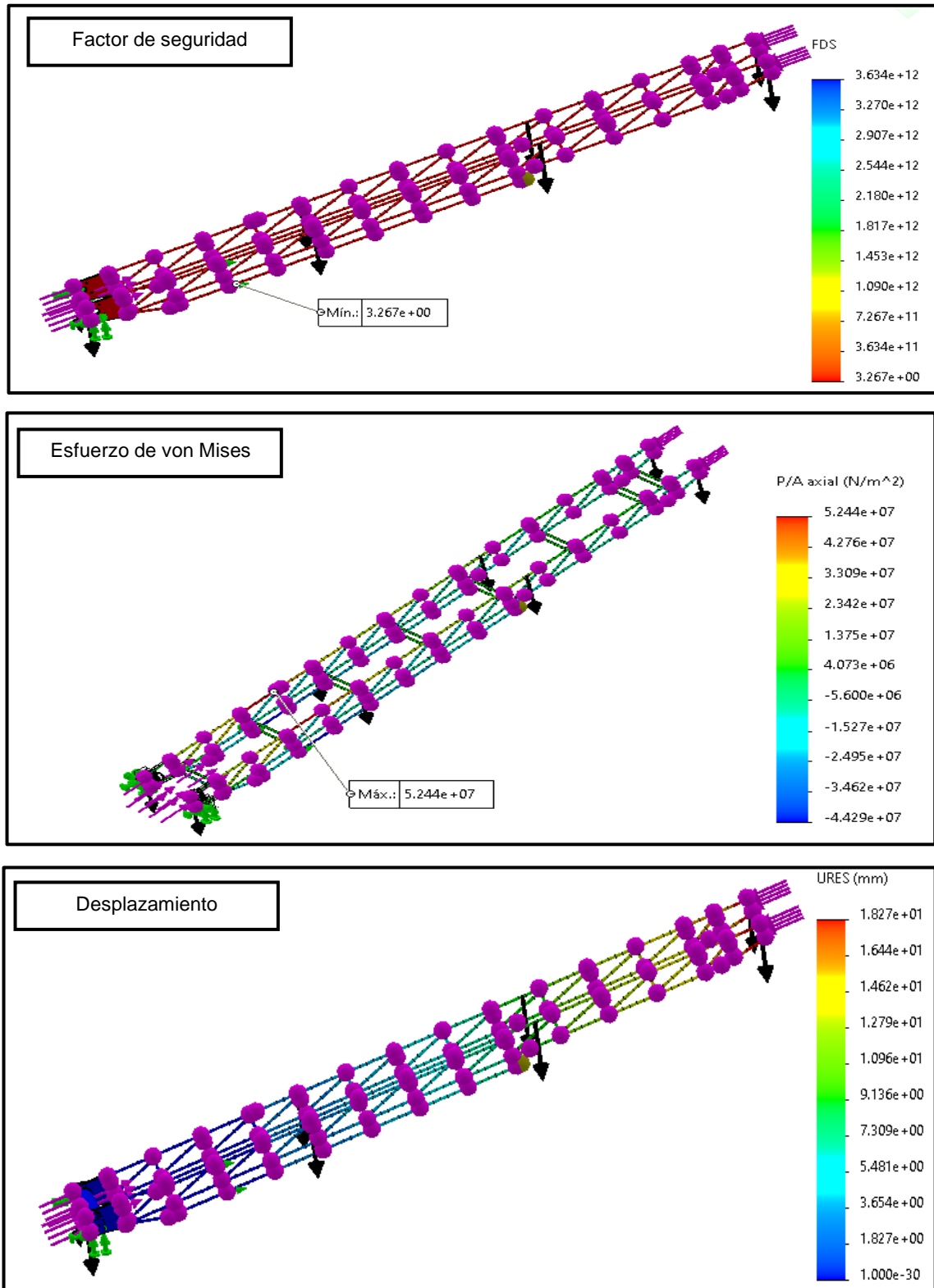
En la figura (23) se detalla la simulación de la estructura tramo N° 2 realizada en el programa SolidWorks, los resultados obtenidos para una carga de 868 kg y una carga resultante en las poleas de 5150.6 N, fueron los siguientes, factor de seguridad de 3.3, desplazamiento de  $1.98 \times 10^{-1}$  mm y un esfuerzo de Von Mises máximo de  $5.244 \times 10^7$ .

En la figura (23) se observa que el esfuerzo de Von Mises máximo  $5.544 \times 10^7$ , la cual no supera el límite elástico del acero A 500 que es de  $3.45 \times 10^8$ , llegando a la conclusión que la estructura tramo N° 2 soportara a las cargas aplicadas con un factor de seguridad de 3.3.



**Figura 23**

*Simulación de la estructura Tramo N° 1*



Fuente: Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

#### 4.4. Cálculo hidráulico de la cinta transportadora

##### 4.4.1. Cálculo de la fuerza del cilindro

Para poder realizar el cálculo de la fuerza del cilindro hidráulico es necesario determinar la masa total en cada tramo de la cinta transportadora, en la tabla 29 y 30 se detalla la masa total que tiene que levantar el cilindro hidráulico en el tramo N°1 y N°2.

**Tabla 29**

*Masa total en el tramo N° 1*

Material	Masa unitaria (kg)	Cantida d	Masa total (Kg)
Estructura Tramo N° 1	153	1	153
Eje polea motriz	23	1	23
Eje polea de cola	15.112	1	15.112
Polea de cola	21	1	21
Polea motriz	21	1	21
Soporte de los ejes del cilindro hidráulico	1	6.645	6.645
Eje de cilindros Hidráulicos	2	3.334	6.668
Chumaceras polea motriz	3.63	2	7.26
Chumaceras polea de cola	5.2	2	10.4
Rodillos	3.3	18	59.4
Tensor de polea de cola	7	2	14
Banda nervada Tramo N°1	8.9	12	106.8
Productos ensacados	76	4	304
Masa total			748.285

*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 30***Masa total en el tramo N° 2*

Material	masa unitaria (kg)	cantidad	masa total (Kg)
Estructura Tramo N° 2	191	1	191
Eje polea motriz	23	1	23
Eje polea de cola	15.112	1	15.112
Polea de cola	21	1	21
Ejes de cilindro Hidráulico	2.6856	2	5.3712
Polea motriz	21	1	21
Soporte de los ejes del cilindro	7.12	1	7.12
Tensor de polea de cola	7	2	14
Rodillos	3.3	20	66
Banda nervada Tramo N°1	8.9	14	124.6
Productos ensacados	76	5	380
Masa total			868.2

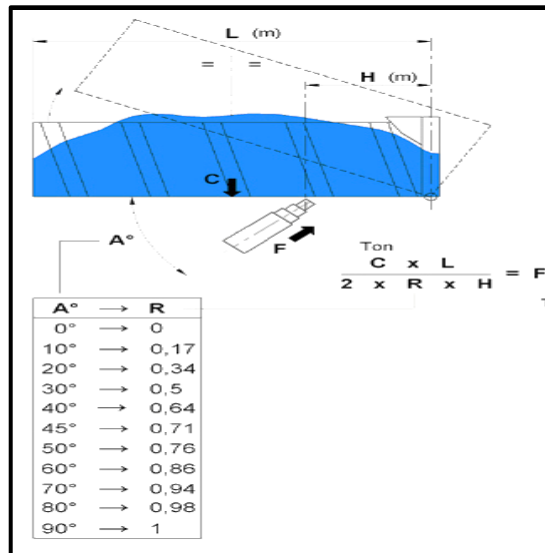
*Fuente:* Elaboración propia

La fórmula empleada para calcular las fuerzas de los cilindros hidráulicos se determinó con la ecuación (37), esta fórmula nos brinda el catálogo de fabricante de cilindros hidráulicos Cicrosa.

$$F = \frac{C * L}{2 * R * H} \quad 37$$

**Figura 24**

*Diagrama de fuerza del cilindro hidráulico*

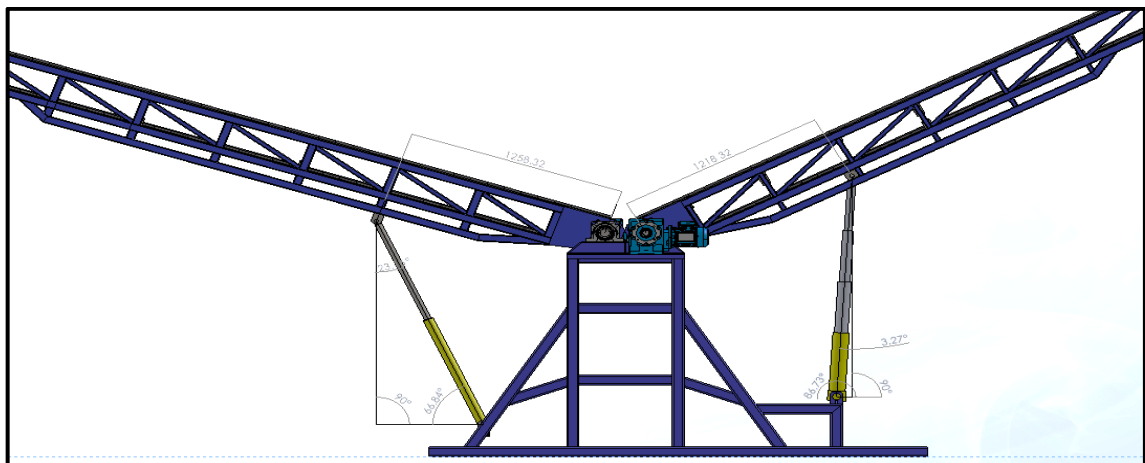


*Fuente: Extraído de (Cicrosa, 2018)*

En la figura 25 y 26 se detalla los ángulos de los cilindros hidráulicos cuando la cinta transportadora está desplegada y plegada, estos ángulos se determinaron usando el programa SolidWorks.

**Figura 25**

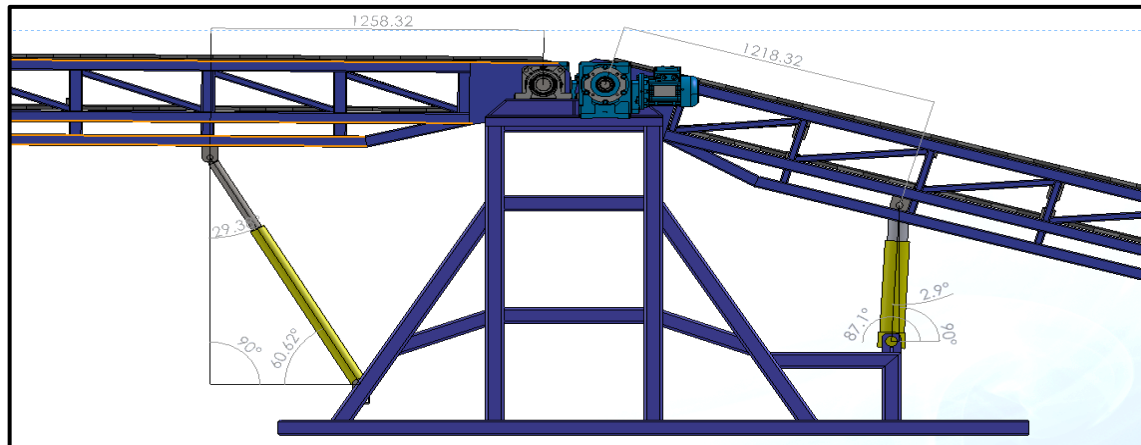
*Ángulos de inclinación de los cilindros hidráulicos de la cinta transportadora desplegada*



*Fuente: Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks*

**Figura 26**

*Ángulos de inclinación de los cilindros hidráulicos de la cinta transportadora plegada*



*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

En la tabla 31 y 32 se detalla los resultados de las fuerzas de los cilindros hidráulicos calculados con la ecuación (37), cuando la cinta transportadora está desplegada y plegada.

**Tabla 31**

*Resultado de las fuerzas del cilindro de la cinta transportadora desplegada*

	Ángulo	R	H (m)	C (toneladas)	Longitud (m)	Fuerza del cilindro (T)
Tramo N° 1	86.73	0.998	1.21832	0.748285	6	1.84
Tramo N° 2	66.84	0.92	1.25832	0.8682032	7	2.62

*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 32**

*Resultado de las fuerzas del cilindro de la cinta transportadora plegado*

	Ángulo	R	H (m)	C (toneladas)	Longitud (m)	Fuerza del cilindro (T)
Tramo N° 1	87.1	0.999	1.21832	0.748285	6	1.84
Tramo N° 2	60.62	0.87	1.25832	0.8682032	7	2.77

*Fuente:* Elaboración propia

En la tabla 32 se aprecia la mayor fuerza que realizara los cilindros hidráulicos cuando la cinta transportadora está plegada, por seguridad del sistema hidráulico es necesario multiplicarlo por el factor de seguridad de 2.

- **Fuerza del cilindro tramo N° 1**

$$F_{cilindro\ h} = F_{C_{tramo\ N^{\circ}\ 1}} * F.S = 1.84 * 2 = 3.68\ T$$

Con la fuerza calculada de 3.68 toneladas se eligió un cilindro telescópico de tres carreras a una presión de 175 bar con capacidad de carga 5 toneladas, estos datos fueron seleccionados del catálogo Cicrosa.

**Tabla 33**

*Especificaciones de cilindros hidráulicos telescópicos*

Correspondencia	REF.	Y	ØT1	ØT2	ØT3	ØT4	ØT5	CARRERA	A	B	C	D	E	F	F'	G	*M	VOL	PESO	CAPACIDAD Ton (180bar)
305B	2532F	315						593										2,0	15,0	5
306B	2535F	415	46	61	76			893	26	45	115	45	-	24	25	93	G1/2	2,8	19,5	
308B	2536F	465						1043										3,3	21,5	

*Fuente:* Extraído de (Cicrosa)

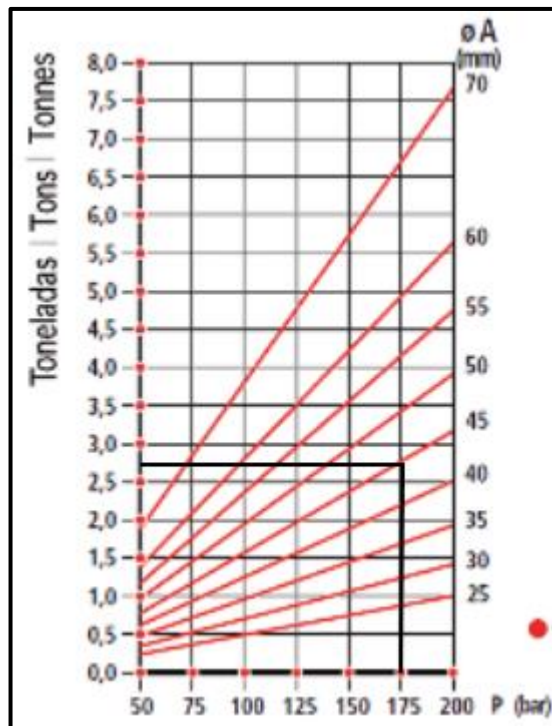
- **Fuerza del cilindro tramo N° 2**

$$F_{cilindro\ h} = F_{C_{tramo\ N^{\circ}\ 2}} * F.S = 2.77 * 2 = 5.54\ T$$

Para el tramo N° 2 se seleccionó 2 cilindros hidráulicos que soportaran 5.54 toneladas, cada cilindro soportara 2.77 toneladas, con este resultado determinamos el diámetro del cilindro a una presión de 175 bar, utilizando el diagrama que nos brinda el catálogo Cicrosa.

**Figura 27**

*Diagrama para la selección de cilindros Hidráulicos de simple*



Fuente: Extraído de (Cicrosa)

Con el diagrama trazado se eligió el área del vástago de 45 mm, presión de 175 bar a 2.8 toneladas de carga por cada cilindro hidráulico.

**Tabla 34**

*Especificaciones de cilindros hidráulicos de simple efecto*

REF.	øA	Z Carrera Stroke Course	E	C/C*	D	G	H	J	O	P	L	M BSP	Vol. (L)	Juego de juntas Seal kit Pochette de joints	Peso (kg) Weight Poids
645/2	45	200	330	22/22	23	60	34	47	70	77	15	3/8	0,39	J645	7
645/3		300	430										0,59		8,9
645/4		400	530										0,79		10,9
645/5		550	680										1,08		13,7
645/7		700	830										1,37		16,7

Fuente: Extraído de (Cicrosa)

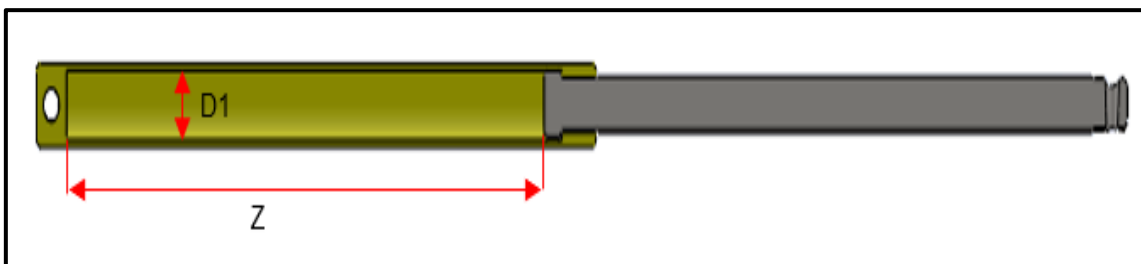
#### 4.4.2. Cálculo del caudal requerido

##### 4.4.2.1. Cilindro hidráulico simple efecto tramo N° 2

Para realizar el cálculo del caudal requerido primero encontraremos el área interior del cilindro hidráulico.

**Figura 28**

*Cilindro hidráulico de simple efecto*



*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 35**

*Cálculo del área y volumen de los cilindros hidráulicos simple efecto*

	Diámetro (m)	Carrera Z (m)	Pi	Área (m <sup>2</sup> )	Volumen (L)
Cilindro 1	0.05	0.7	3.14159265	0.00196	1.37445
Cilindro 2	0.05	0.7	3.14159265	0.00196	1.37445
Total				0.00393	2.75

*Fuente:* Elaboración propia

Con el área total calculado en la tabla (35) procedemos a calcular el caudal requerido para los cilindros hidráulicos de simple efecto, por lo que se plantea la ecuación (38).

$$Q_{requerido} = V_{piston} * A_{embolo}$$

38



Dónde:

$V_{piston}$  ; Velocidad de elevación

$A_{embolo}$ ; Área del embolo = 0.00393 m<sup>2</sup>

$$V_{piston} = \frac{\text{Carrera de elevación}}{\text{Tiempo de elevación}} = \frac{0.7 \text{ m}}{30 \text{ s}} = 0.0233 \text{ m/s}$$

$$Q_{requerido \text{ tramo } N^{\circ} 2} = \left(0.0233 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.00393 \text{ m}^2\right) * 1000 = 0.094 \text{ l/s} = 5.64 \text{ L/m}$$

#### 4.4.2.2. Cilindro telescópico simple efecto tramo N° 1

En la tabla 36 se detalla el cálculo de las áreas del cilindro telescópico.

**Figura 29**

*Cilindro hidráulico telescópico*



*Fuete:* Elaboración propia

**Tabla 36**

*Cálculo del área y volumen de los cilindros hidráulicos telescópico*

	Diámetro (m)	Carrera Z (m)	Pi	Área (m <sup>2</sup> )	(Volumen L)
Diámetro 1	0.083	0.356	3.14159265	0.00541	1.92618
Diámetro 2	0.068	0.356	3.14159265	0.00363	1.29288
Diámetro 3	0.053	0.356	3.14159265	0.00221	0.78540
Total					4.00

*Fuente:* Elaboración propia

$$Q_{requerido} = V_{piston} * A_{embolo}$$

Dónde:

$$V_{piston} = 0.0233 \text{ m/s}$$

$$A_{embolo} = 0.00541 \text{ m}^2$$

$$Q_{requerido \text{ tramo } N^{\circ} 1} = \left(0.0233 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.00541 \text{ m}^2\right) * 1000 = 0.126 \text{ L/s} = 7.56 \text{ l/min}$$

#### 4.4.3. Cálculo de la potencia hidráulica

Con los datos calculados del caudal del cilindro telescópico se procede a calcular la potencia que tendrá el sistema hidráulico.

$$P = 175 \text{ bar}$$

$$Q = 7.56 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 1.99 \text{ Gal/min}$$

$$P_h = \frac{P * Q}{0.6 * \eta_{vol} * \eta_{meca}} \quad (W)$$

$$P_h = \frac{175 \text{ bar} * 7.56 \text{ l/min}}{0.6 * 0.94 * 0.8} = 2932.18 \text{ W} = 4 \text{ Hp}$$

Con la potencia calculada de 4 HP se seleccionó la unidad hidráulica de la marca Whyncó serie WPUH de 5 HP, bomba de 3 GPM a una presión de 2600 PSI, en la tabla (36) se detalla las especificaciones seleccionadas para el sistema.

**Tabla 37**

*Especificaciones de la unidad hidráulica*

CODIGO	MOTO H.P.	BOMBA G.P.M.	PRESION P.S.I.	TANQUE GL	R.P.M.	VOLTAJE V.	PESO K.G.	A MM	B MM	C MM	D MM	E MM	F MM
WPUH 5-1-5	5	1.5	3000	5	1800	220/440	70	475	400	425	92	405	765
WPUH 5-2-5	5	2	2800	5	1800	220/440	75	475	400	425	92	405	765
WPUH 5-3-5	5	3	2600	5	1800	220/440	80	475	400	425	92	405	765
WPUH 5-1-5	5	1.5	3000	10	1800	220/440	80	475	400	475	92	405	815
WPUH 5-2-5	5	2	2800	10	1800	220/440	85	475	400	475	92	405	815
WPUH 5-3-5	5	3	2600	10	1800	220/440	90	475	400	475	92	405	815

**ESQUEMA**

ITEM	PART NUMBER
1	TABLERO ELECTRICO
2	DEPOSITO DE ACEITE
3	BRIDA
4	MOTOR ELÉCTRICO
5	BOMBA
6	CAMPANA MOTOR/BOMBA
7	TAPA DE LLENADO/RESPIRADERO
8	FILTRO DE RETORNO CON MANOMETRO
9	VISOR Y MEDIDOR TEMPERATURA
10	MANIFOLD
11	MANOMETRO
12	VÁLVULAS
13	DRENAJE
14	LETRERO DE IDENTIFICACIÓN

Fuente: Extraído de (Whynco, 2022)

#### 4.5. Cálculo del sistema de traslación

##### 4.5.1. Cálculo y selección de llantas

Teniendo en cuenta que la cinta transportadora a plena carga tiene una masa de 2191 kg y que toda la carga estará soportada por 4 llantas, usando la ecuación (39) se determina la capacidad de carga de cada llanta.

$$C = \frac{P * FS}{N} \quad 39$$

Dónde:

$P$  = Peso de la cinta transportadora

$FS$  = Factor de seguridad 1.3

$N$  = Número de llantas

$$C = \frac{2191 \text{ kg} * 1.3}{4} = 712 \text{ kg}$$

Con la capacidad de carga por llanta, del catálogo Unitrailer se escoge una llanta de capacidad de 750 kg con un diámetro exterior de 468 mm, estos datos se detallan en la tabla (38).

**Tabla 38**

*Especificaciones de llantas*

<b>Especificaciones</b>	
Fabricante	Unitrailer
Código de producto	UT003730
Mediadas	195/50 R10C
Llanta	6 x 10"
Capacidad de carga	98/96 = Max 750/710
Diámetro de los orificios de montaje	5 x 112 mm; 12 mm
Diámetro del agujero central	67 mm
Neumático	Linglong / Radial R 701
Diámetro exterior	468 mm

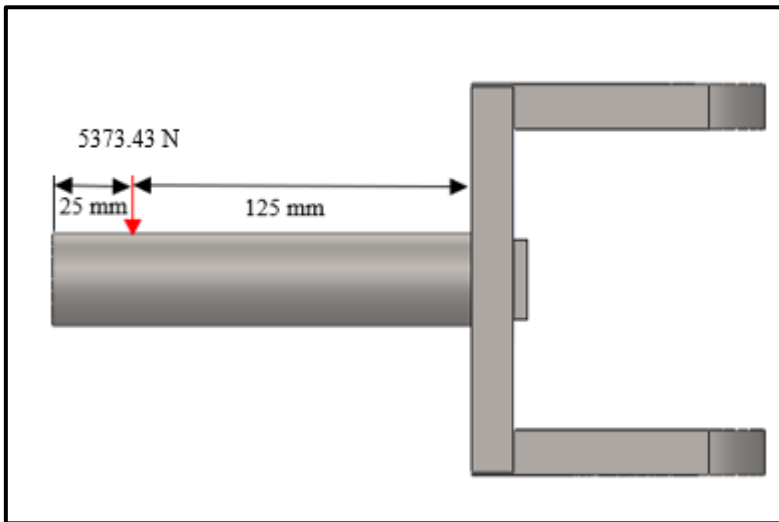
*Fuente:* Extraído de (Unitrailer)

**4.5.2. Diseño del eje delantero**

Para el diseño del eje delantero utilizaremos un material AISI 4340, la masa total de la cinta transportadora estará soportada en 4 llantas, cada llanta soportará una masa de 547.75 kg. En la figura (30) se detalla las dimensiones y la fuerza que estará sometido el eje delantero.

**Figura 30**

*Medidas del eje delantero*



*Fuente:* Elaboración propia

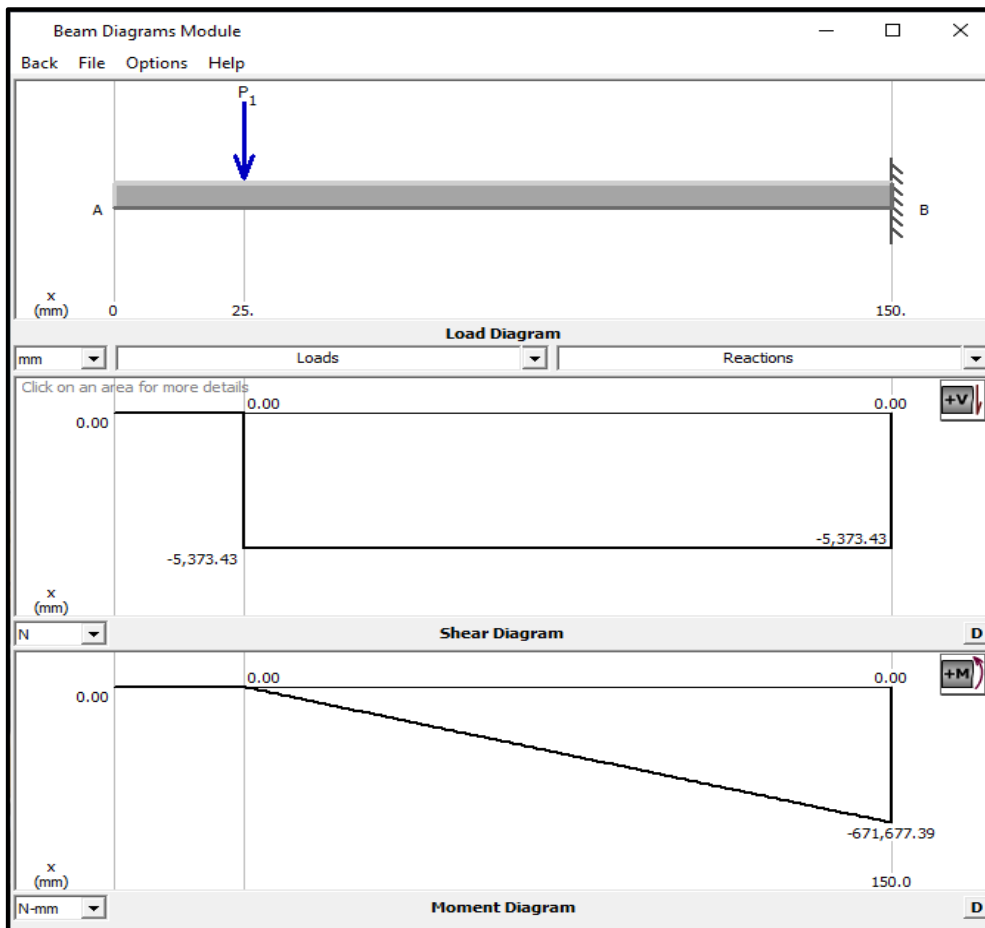
Se determinará el diámetro de eje utilizando la ecuación (37), para el diseño de flechas sujetas a cargas de flexión y torsión mediante la teoría de la energía de distorsión máxima. (Budinas, 2012)

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_y} [4(M_m)^2 + 3(T_m)^2] \right\}^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad 40$$

Para determinar el diámetro del eje es necesario calcular el momento máximo que está sometido el eje, con el software MDSolids se determinó el momento máximo, estos resultados se aprecian en la figura (31).

**Figura 31**

*Diagrama del momento máximo de eje*



*Fuente:* Elaboración propia

Datos:

$$M_m = - 671,677.39 \text{ N-mm}$$

$$S_y = \text{limite elástico de material AISI 4340} = 880 \text{ N/mm}^2$$

Factor de seguridad:  $n = 2$

$$d = \left( \frac{16 * 2}{\pi} \left\{ \frac{1}{880} [4(-671,677.39)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} = 25 \text{ mm}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

#### 4.5.2.1. Cálculo del eje corregido por resistencia a la fatiga

Antes de determinar el diámetro del eje corregido, la resistencia a la fatiga corregida del eje se calcula con la ecuación de Marín, que cuantifica los factores que afectan la resistencia a la fatiga del eje. Luego se determina cada uno de los factores de corrección.

**Factor de superficie  $Ka$ :** considerando el acabado superficial del material maquinado y laminado en frío del anexo B (tabla 30 - B). Se seleccionan los coeficientes apropiados y se sustituyen en la ecuación 41.

$$Ka = a * s_{ut}^b \quad 41$$

Dónde:  $s_{ut}^b$  es la resistencia mínima a la tensión del acero AISI 4340 y los valores a y b se encuentran en el anexo B (tabla 30 – B).

$$Ka = 4.51 * 1070^{-0.265} = 0.71$$

**Factor de tamaño  $Kb$ :** El eje estimado sin considerar fatiga calculado anteriormente es de 25 mm. A partir de esto, se determina el coeficiente con la ecuación 42, insertando los respectivos intervalos que se detallan en el anexo C (figura 10-C).

$$Kb = 1.24 * d^{-0.107} \quad 42$$

$$Kb = 1.24 * 25^{-0.107} = 0.8787$$

**Factor de carga  $Kc$ :** Dado que el eje está sujeto a esfuerzo de flexión, el factor está definido en el anexo C (figura 13 - C).

$$Kc = 1$$

**Factor de Temperatura  $Kd$ :** La temperatura de funcionamiento del eje son consideradas ambientales que no cambia su resistencia, este facto se selecciona del anexo B (tabla 31 – B) a temperatura ambiente.

$$K_d = 1$$

**Factor de Confiabilidad  $K_e$ :** Del anexo B (tabla 32-B) se elige una confiabilidad del 90% para el diseño del eje.

$$K_e = 0.897$$

**Factor de efectos varios  $K_f$ :** En esta investigación la corrosión y los efectos residuales se considerarán mínimos.

$$K_f = 0.9$$

El Límite de resistencia a la fatiga  $S'_e$ , se determinó con la ecuación (43) para  $S_{ut} \leq 1400$  MPA.

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad 43$$

$$S'_e = 0.5 * 1070 = 535 \text{ MPA}$$

Determinado los factores que afectan al comportamiento del eje, se procede a calcular el límite de la resistencia a la fatiga corregida con la ecuación 44.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e \quad 44$$

$$S_e = 0.71 * 0.8787 * 1 * 1 * 0.897 * 0.9 * 535 \text{ MPA} = 269.45 \text{ MPA}$$

Con el límite de resistencia a la fatiga corregida, calculada de 269.45 MPA, se determina el diámetro del eje a fatiga con la ecuación 45.

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad 45$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{1 * - 671,677.39 \text{ N} - \text{mm}}{269.45 \text{ MPA}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 37 \text{ mm}$$

Para el diseño del eje se utilizará un diámetro de 40 mm.

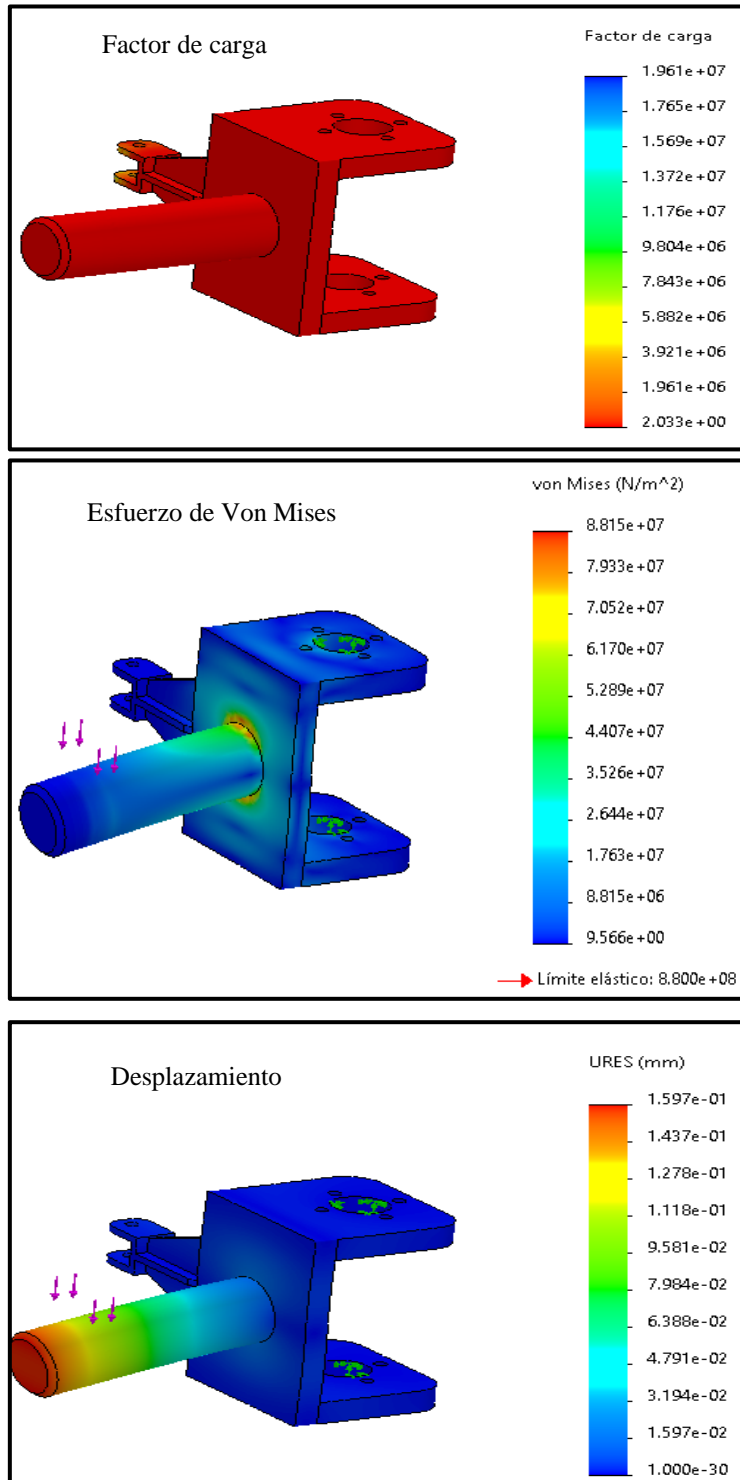
Para contrastar que el diámetro seleccionado mediante cálculo, si cumple con la exigencia de la carga sometida al eje, se simuló en el programa SolidWorks



mostrada en la figura 32, dando como resultado un factor de seguridad de 2 y un esfuerzo de Von Mises máximo de  $8.815 \times 10^7$ .

**Figura 32**

Resultados de simulación del eje delantero de las llantas



Fuente: Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

### 4.5.3. Sistema de traslación de la cinta transportadora

Para el desplazamiento de la cinta transportadora se accionará con un motorreductor que se desplazará a una velocidad de 0.1 a 0.3 m/s, para lograr estas velocidades se acoplará a un motorreductor y a un variador de frecuencia. Con la ecuación (46) procedemos a calcular la potencia necesaria para poder desplazar la cinta transportadora.

**Tabla 39**

*Masa total para el sistema de traslación*

Material	Masa unitaria (kg)	Cantidad	masa total (Kg)
Chasis de cinta transportadora incluido poleas y ejes	896	1	896
Motorreductores	53.2	2	106.4
Chumaceras SY40	3.63	2	7.26
Chumaceras UCF211	3.63	4	14.52
Chumaceras UCT210	3.63	4	14.52
Chumaceras SY55 WF	3.63	4	14.52
Rodillos	3.9	38	148.2
Unidad hidráulica	75	1	75
Cilindro hidráulico simple efecto	16.7	2	33.4
Cilindro hidráulico telescópico	21.5	1	21.5
Banda nervada Tramo N°1	8.9	26	231.4
<b>Masa total</b>			<b>1562.72</b>

*Fuente:* Elaboración propia

$$Potencia = \frac{F * V}{\eta} (W) \quad 46$$

$$F = \mu * P \quad 47$$

$$P = m * g \quad 48$$

Dónde: P es el peso de la cinta transportadora,  $\mu$  es el coeficiente de rozamiento (0.8), g es la gravedad, m es la masa total de la cinta transportadora,  $\eta$  rendimiento del motorreductor (0.95), F es la fuerza de accionamiento.

**Tabla 40***Resultados de la potencia del motorreductor*

Velocidad m/s	$\mu$	Masa Kg	Gravedad m/s <sup>2</sup>	$\eta$	Fuerza N	Potencia del motorreductor (kW)
0.3	0.8	1562.72	9.81	0.95	12264.23	3.9

*Fuente:* Elaboración Propia

Con la potencia calculada en la tabla 40, se procede a seleccionar el motorreductor para el sistema de traslación de la cinta transportadora, Los datos de entrada para seleccionar el motorreductor se aprecia la tabla 41.

**Tabla 41***Datos de entrada para la selección del motorreductor*

Datos de entrada para la selección del motorreductor			
Velocidad de entrada del motorreductor ( $n_e$ )	1750	rpm	Motorreductor Rosi
Velocidad (m/s) (V)	0.3	m/s	-
Radio de la llanta	0.234	m	-

*Fuente:* Elaboración Propia**Tabla 42***Selección del motorreductor*

Selección del motorreductor		
Velocidad angular de la polea ( $\omega$ )	1.28	rev/s
Velocidad de salida del reductor ( $n_s$ )	12.223	Rpm
Relación de transmisión ( $i_{tot}$ )	143	-
Potencia de mando ( $N_m$ ) de traslación	4	(kW)

*Fuente:* Elaboración propia

Del anexo B (tabla 29- B) se seleccionó el motorreductor de la marca Rossi de una potencia de 4 kW, velocidad de salida de 21.9 rpm y una relación de transmisión de 64.

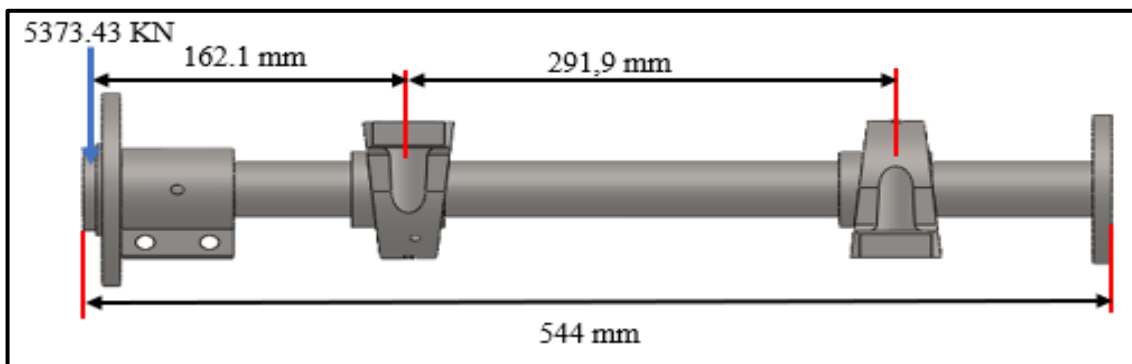
Para llegar a la velocidad de desplazamiento de la cinta transportadora que es 12.223 rpm se acoplara a un variador de frecuencia de par constante de la marca Schneider de 5.5 HP.

#### 4.5.4. Diseño del eje posterior

Para el diseño del eje posterior se utilizó un material AISI 4340, En la figura (33) se detalla las dimensiones y la fuerza que estará sometido el eje posterior.

**Figura 33**

*Medidas del eje posterior*

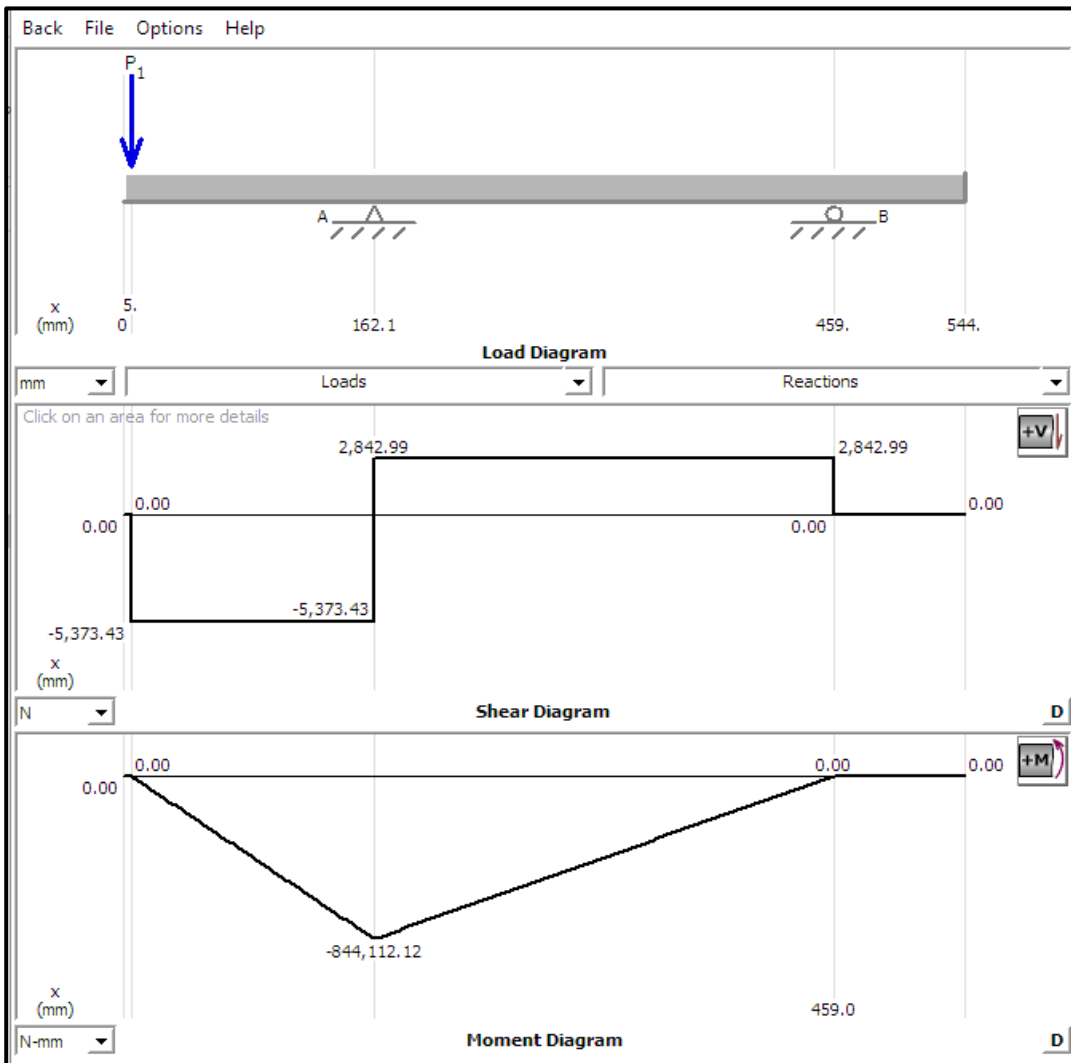


*Fuente:* Elaboración propia

Para determinar el diámetro del eje es necesario calcular el momento máximo que está sometido el eje, con el software MDSolids se determinó el momento máximo, estos resultados se aprecian en la figura (34).

**Figura 34**

*Diagrama del momento máximo de eje posterior*



*Fuente:* Elaboración propia

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} * \left\{ \frac{1}{S_y} * [4 * (M_m)^2 + 3 * (T_m)^2] \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad 49$$

Para calcular el torque del eje se tuvo en cuenta el radio de la llanta que es de 234 mm y la masa total para el sistema de traslación de 1562.72 kg.

$$T = F * r$$

$$F = \frac{1562.72 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} = 6132.115 \text{ N}$$

$$T = 6132.115 \text{ N} * 234 \text{ mm} = 1434914.91 \text{ N} - \text{mm}$$

$$d = \left( \frac{16 * 2}{\pi} * \left\{ \frac{1}{880} * [4 * (844,112.12 \text{ N} - \text{mm})^2 + 3 * (1434914.91 \text{ N} - \text{mm})^2] \right\}^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 32.64 \text{ mm}$$

#### 4.5.4.1. Cálculo del eje corregido por resistencia a la fatiga

El mismo procedimiento seguido anteriormente para determinar el diámetro del eje corregido, por resistencia a la fatiga corregida del eje, se calcula con la ecuación de Marín, determinando los siguientes factores que modifican al diseño del eje.

**Factor de superficie  $Ka$ :**

$$Ka = a * s_{ut}^b$$

$$Ka = 4.51 * 1070^{-0.265} = 0.71$$

**Factor de tamaño  $Kb$ :**

$$Kb = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$Kb = 1.24 * 32.64^{-0.107} = 0.8539$$

**Factor de carga  $Kc$ :**

$$Kc = 1$$

**Factor de Temperatura  $Kd$ :**

$$Kd = 1$$

**Factor de Confiabilidad  $Ke$ :**

$$Ke = 0.897$$

**Factor de efectos varios  $K_f$ :**

$$K_f = 0.9$$

Límite de resistencia a la fatiga  $S'_e$ :

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 1070 = 535 \text{ MPA}$$

Determinado los factores que afectan al comportamiento del eje, se procede a calcular el límite de la resistencia a la fatiga corregida.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

$$S_e = 0.71 * 0.8539 * 1 * 1 * 0.897 * 0.9 * 535 \text{ MPA} = 261.85 \text{ MPA}$$

Con el límite de resistencia a la fatiga corregida, calculada de 261.85 MPA, se determina el diámetro del eje a fatiga con la ecuación 50.

$$d = \left\{ \frac{16 * n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{K_{fs} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad 50$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{1 * -671,677.39 \text{ N} - \text{mm}}{261.85 \text{ MPA}} \right)^2 + 3 \left( \frac{1 * 1434914.91 \text{ N} - \text{mm}}{880 \text{ MPA}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

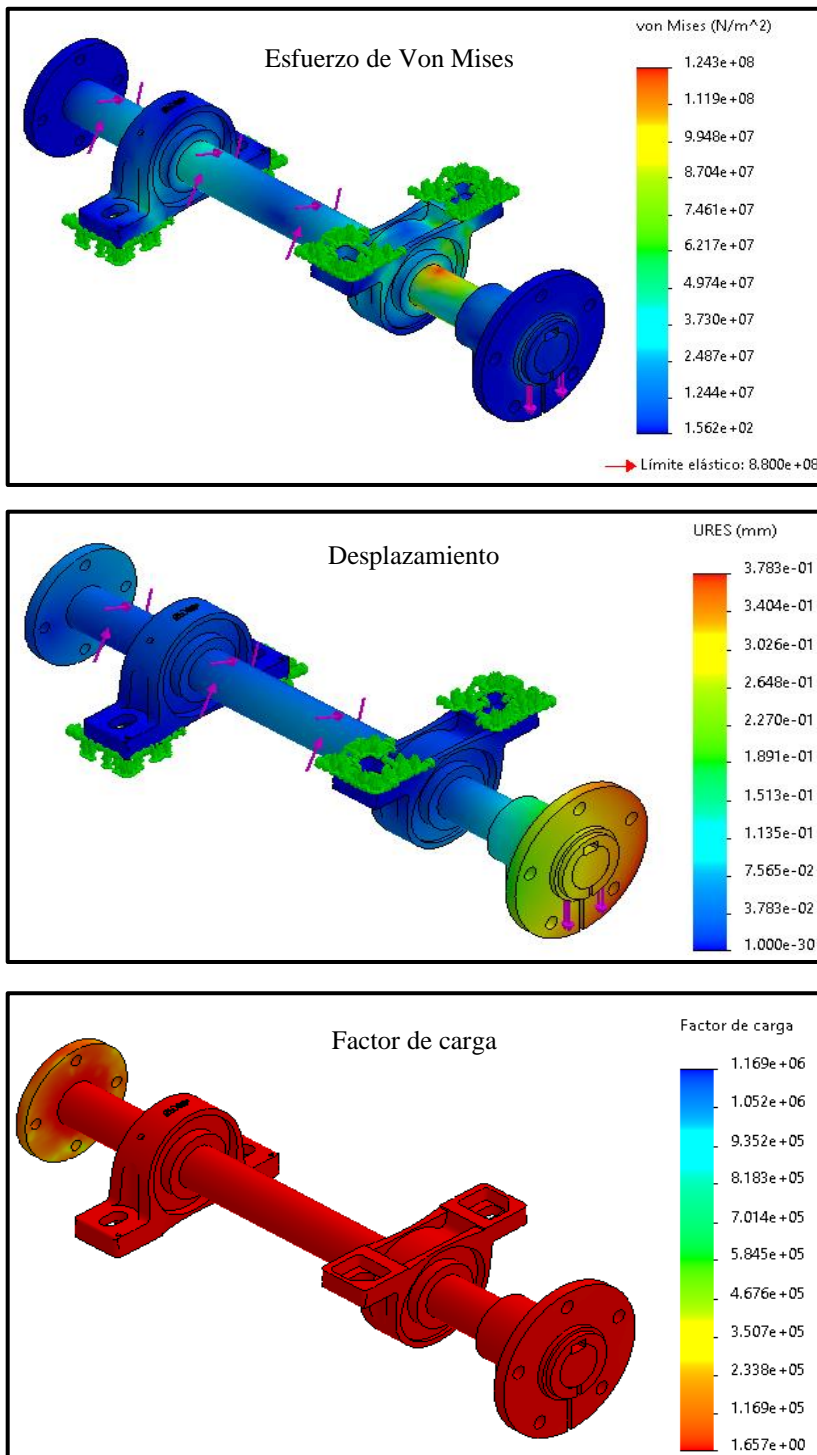
$$= 39 \text{ mm}$$

Para el diseño del eje se utilizará un diámetro de 40 mm, existentes en el mercado.

Para determinar que el diámetro seleccionado mediante cálculo, cumple con la exigencia de la carga sometida al eje, se simuló en el programa SolidWorks, dando como resultado un factor de seguridad mínimo de 1.657 y un esfuerzo de Von Mises máximo de  $1.243 \times 10^8$ , estos datos están detallados en la figura (35).

**Figura 35**

*Resultados de la simulación del eje posterior de las llantas*



*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks



#### 4.6. Diseño y simulación del chasis de la cinta transportadora

Para el diseño y simulación del chasis se utilizó el programa SolidWorks, para el diseño se utilizó un tubo rectangular de 70x40x3.5 mm, en la tabla 43 se detalla los parámetros de diseño del chasis de la cinta transportadora.

**Tabla 43**

*Parámetros de diseño del chasis*

Parámetro	Unidad	Chasis
Tubo rectangular	mm	70 x 40x 3.5
Carga resultante en las poleas	N	5150.6
Fuerza del cilindro tramo N° 1	N	18050.4
Fuerza del cilindro tramo N° 2	N	27173.7
Acero A 500 grado C	MPa	S <sub>y</sub> = 345 S <sub>ut</sub> =425

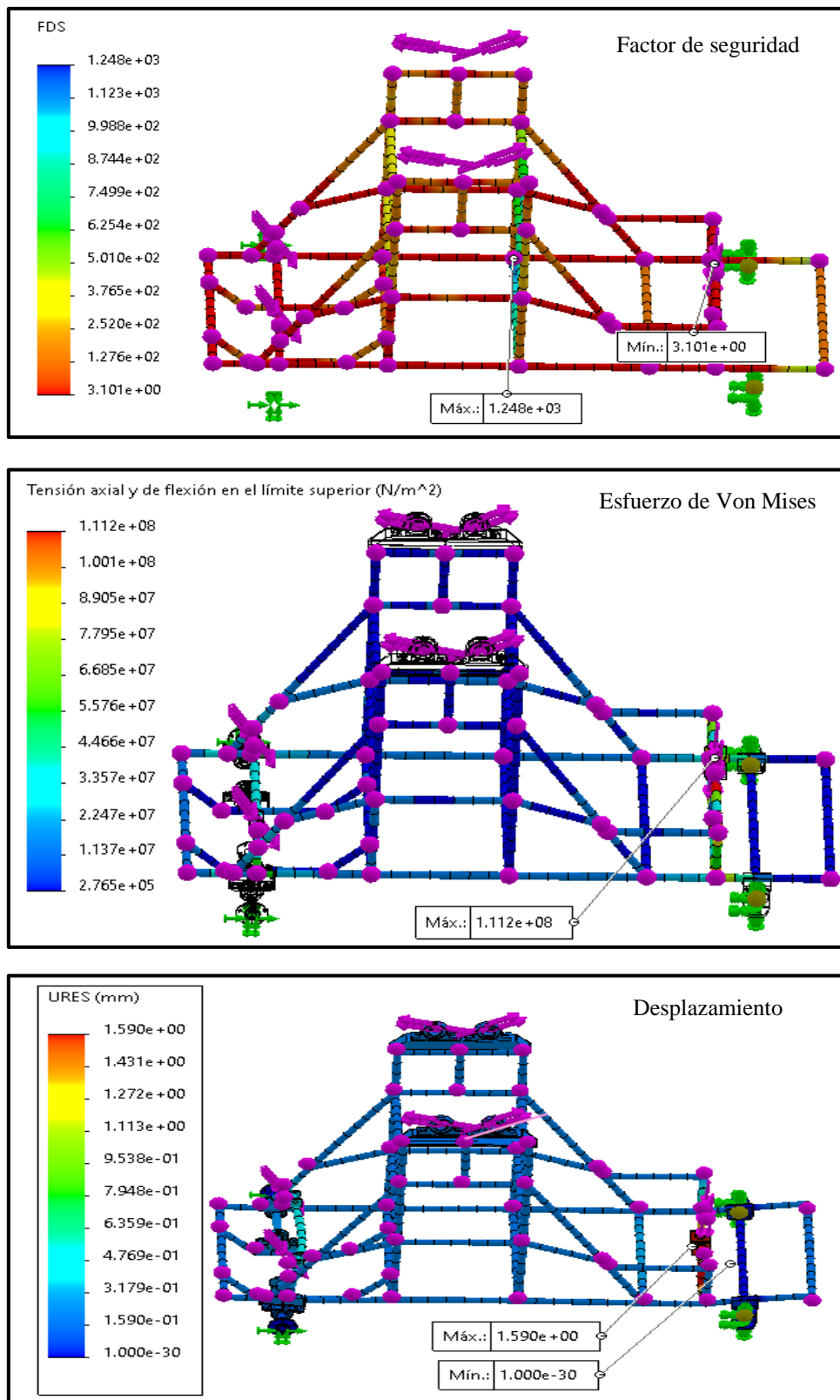
*Fuente:* Elaboración propia

En la figura (36) se detalla la simulación del chasis realizada en el programa SolidWorks, los resultados obtenidos para una fuerza de los cilindros Hidráulicos de 18050.4 N en el tramo N°1, 27173.7 N en el tramo N° 2 y una carga resultante en las poleas de 5150.6 N, fueron los siguientes: Factor de seguridad de 3.1, desplazamiento de 1.59 mm y un esfuerzo de Von Mises máximo de  $1.112 \times 10^8$ .

En la figura (36) se observa que el esfuerzo de Von Mises es de  $1.112 \times 10^8$ , la cual no supera el límite elástico del acero A 500 que es de  $3.45 \times 10^8$ , llegando a la conclusión que el chasis soportara a las cargas aplicadas con un factor de seguridad mínimo de 3.1.

**Figura 36**

*Resultados de la simulación del chasis*



*Fuente:* Elaboración propia utilizando el programa SolidWorks

## 4.7. Dimensionamiento del sistema eléctrico

La cinta transportadora estará accionada por cuatro motores, dos motores eléctricos de 2.2 kW (3 HP) cada uno para mover la banda, un motor eléctrico de 4 kW (5.5 HP) para el traslado de la cinta y un motor de 3.7285 kW (5 HP) para la estación Hidráulica.

### 4.7.1. Selección del calibre del conducto por motor

#### a. Motor 1, P<sub>1</sub> = 2200 W

$$V = 380 \text{ V}$$

$$\cos \varphi = 0.73$$

$$I_1 = \frac{P_1}{\sqrt{3} * V * \cos \varphi} = \frac{2200 \text{ W}}{\sqrt{3} * 380 * 0.73} = 4.6 \text{ A}$$

Según el código nacional de electricidad (160 – 108), para elegir el conductor nos recomienda que debemos multiplicar la corriente nominal del motor por 125 %.

$$\text{Capacidad de corriente} = I_1 * 125\% = 4.6 \text{ A} * 1.25 = 5.75 \text{ A}$$

Se seleccionó la sección nominal del conductor (THW – 90) de 4 mm<sup>2</sup> a una corriente de 45 A.

#### Caída de tensión $\Delta V$

Para verificar que el conductor seleccionado es el correcto. Con la ecuación (51) se determinó la caída de tensión. (Prysmian Group, 2018, pág. 75)

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * L * I * \cos \varphi}{\gamma * S} \quad 51$$

Dónde:  $L$  longitud del cable en (m),  $\gamma$  conductividad del conductor en ( $m/\Omega \cdot mm^2$ ),  $\Delta V$  caída de tensión máxima admisible en V.

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * 2 \text{ m} * 5.75 \text{ A} * 0.73}{44 \text{ m}/\Omega \cdot mm^2 * 4 \cdot mm^2} = 0.083 \text{ V}$$

$$\Delta V\% = \frac{0.083 \text{ V}}{380 \text{ V}} * 100 \% = 0.022 \%$$

**b. Motor 2, P2 = 2200 W**

$$I_2 = \frac{P_1}{\sqrt{3} * V * \cos \varphi} = \frac{2200 \text{ W}}{\sqrt{3} * 380 * 0.73} = 4.6 \text{ A}$$

Según el código nacional de electricidad (160 – 106), para elegir el conductor nos dice que debemos multiplicar la corriente nominal del motor por 125 %.

$$\text{Capacidad de corriente} = I_2 * 125\% = 4.6 \text{ A} * 1.25 = 5.75 \text{ A}$$

Se seleccionó la sección nominal del conductor (THW – 90) de  $4 \text{ mm}^2$  a una corriente de 45 A.

**Caída de tensión  $\Delta U$**

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * L * I_2 * \cos \varphi}{\gamma * S}$$

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * 2 * 5.75 * 0.73}{44 \text{ m}/\Omega \cdot mm^2 * 4 \text{ mm}^2} = 0.083 \text{ V}$$

$$\Delta V = \frac{0.083 \text{ V}}{380 \text{ V}} * 100 \% = 0.022 \%$$

**c. Motor 3, P3 = 4000 W**

$$I_3 = \frac{P_3}{\sqrt{3} * V * \cos \varphi} = \frac{4000 \text{ W}}{\sqrt{3} * 380 * 0.73} = 8.325 \text{ A}$$

**Capacidad de corriente:**

$$\text{Capacidad de corriente} = I_3 * 125\% = 8.325 \text{ A} * 1.25 = 10.4 \text{ A}$$

Se seleccionó la sección nominal del conductor (THW – 90) de  $6 \text{ mm}^2$  a una corriente de 61 A.

**Caída de tensión  $\Delta V$**

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * L * I_3 * \cos \varphi}{\gamma * S}$$

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * 2 * 10.4 * 0.73}{44 \frac{\text{m}}{\Omega \cdot \text{mm}^2} * 6 \text{ mm}^2} = 0.1 \text{ V}$$

$$\Delta V = \frac{0.01 \text{ V}}{380 \text{ V}} * 100 \% = 0.03 \%$$

**d. Motor 4, P4 = 3728.5 KW**

$$I = \frac{P_1}{\sqrt{3} * V * \cos \varphi} = \frac{3728.5 \text{ W}}{\sqrt{3} * 380 * 0.73} = 7.76 \text{ A}$$

**Capacidad de corriente:**

$$\text{Capacidad de corriente} = I_4 * 125\% = 7.76 \text{ A} * 1.25 = 9.7 \text{ A}$$

Se seleccionó la sección nominal del conductor (THW – 90) de  $6 \text{ mm}^2$  a una corriente de 61 A.

### Caída de tensión $\Delta V$

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * L * I_4 * \cos \varphi}{\gamma * S}$$

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * 2.5 \text{ m} * 9.7 \text{ A} * 0.73}{44 \frac{\text{m}}{\Omega \cdot \text{mm}^2} * 6 \text{ mm}^2} = 0.116 \text{ V}$$

$$\Delta V = \frac{0.116 \text{ V}}{380 \text{ V}} * 100 \% = 0.03 \%$$

### e. Selección del calibre del conducto para todo el circuito de los motores.

Para energizar a la cinta transportadora, se traerá un circuito desde el tablero general de la empresa hasta el lugar de trabajo de la máquina que está a 125 metros de longitud.

**Tabla 44**

*Corriente total de los motores de la cinta transportadora*

	Potencia (W)	Intensidad (A)
Motor 1	2200	4.6
Motor 2	2200	4.6
Motor 3	4000	8.325
Motor 4	3228.5	7.76
Total	11628.5	25.285

*Fuente:* Elaboración propia

### Capacidad de corriente:

Para calcular la capacidad de corriente de conductor que alimentan a más de un motor se utilizó la norma CNE, regla 160-108. Donde el 125% del valor más alto de corriente a plena carga de los motores del grupo, más la corriente en plena carga del resto de los motores. En este caso la corriente a plena carga mayor es en el motor 3 que se muestra en la tabla (44).

$$\text{Capacidad de corriente} = 125 \% * I_3 + I_1 + I_2 + I_4$$

$$\text{Capacidad de corriente} = 125 \% * 8.325 \text{ A} + 4.6 \text{ A} + 4.6 \text{ A} + 7.76 \text{ A} = 27.4 \text{ A}$$

Se seleccionó la sección nominal del conductor (THW – 90) de 10 mm<sup>2</sup> a una corriente de 88 A.

### Caída de tensión $\Delta U$

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * L * I_T * \cos \varphi}{\gamma * S}$$

$$\Delta V = \frac{\sqrt{3} * 125 \text{ m} * 27.4 \text{ A} * 0.73}{44 \text{ m}/\Omega \cdot \text{mm}^2 * 10 \text{ mm}^2} = 9.84 \text{ V}$$

$$\Delta V = \frac{9.84 \text{ V}}{380 \text{ V}} * 100 \% = 2.56 \%$$

Según la norma ITC, se seleccionó la sección del conductor neutro de 10 mm<sup>2</sup> de la tabla (45) de acuerdo a la sección de fase seleccionado de 10 mm<sup>2</sup>.

### Tabla 45

*Sección del conductor neutro en función de la sección de los conductores de fase*

Conductores Fase (mm <sup>2</sup> )	Sección Neutro (mm <sup>2</sup> )
6 (CU)	6
10 (CU)	10
16 (CU)	10
16 (AL)	16

*Fuente:* Extraído de (ITC)

#### 4.8. Comparación de tiempos de carga y descarga de café.

En la tabla 46 se detalla los tiempos de carga y descarga de sacos de café utilizando estibadores.

**Tabla 46**

*Tiempo de carga y descarga utilizando estibadores*

N° de muestras	Cantidad de sacos	Cantidad de estibadores	Tiempo de descarga		
			Inicio	Final	Tiempo total
1	380	6	11:15:00	12:20:00	01:05:00
2	458	8	08:40:00	10:53:00	02:13:00
3	200	8	04:10:00	05:02:00	00:52:00
4	420	8	11:05:00	12:50:00	01:45:00
5	345	7	04:20:00	05:35:00	01:15:00
6	280	8	08:15:00	09:16:00	01:01:00
7	207	7	09:50:00	10:40:00	00:50:00
Tiempo de carga					
1	550	8	09:28:00	11:55:00	02:27:00
2	275	8	03:13:00	04:15:00	01:02:00
3	290	5	09:30:00	10:50:00	01:20:00
4	550	8	03:52:00	06:05:00	02:13:00
5	550	8	10:16:00	12:07:00	01:51:00
6	550	8	02:33:00	04:35:00	02:02:00
7	550	8	08:20:00	10:12:00	01:52:00
8	550	8	02:10:00	04:20:00	02:10:00

*Fuente:* Elaboración propia

En la tabla 47 se detalla los tiempos de carga y descarga utilizando la cinta transportadora con un rendimiento de los estibadores 70 %.



**Tabla 47***Tiempo de carga y descarga usando la máquina*

N° de muestras	Cantidad de sacos	Cantidad de estibadores	Tiempo de descarga		
			Rendimiento	Cantidad de sacos por minuto	Tiempo total en minutos
1	380	4	0.70	18.00	30.16
2	458	4	0.70	18.00	36.35
3	200	4	0.70	18.00	15.87
4	420	4	0.70	18.00	33.33
5	345	4	0.70	18.00	27.38
6	280	4	0.70	18.00	22.22
7	207	4	0.70	18.00	16.43
N° de muestras	Cantidad de sacos	Cantidad de estibadores	Tiempo de carga		
1	550	4	0.70	20.00	39.29
2	275	4	0.70	20.00	19.64
3	290	4	0.70	20.00	20.71
4	550	4	0.70	20.00	39.29
5	550	4	0.70	20.00	39.29
6	550	4	0.70	20.00	39.29
7	550	4	0.70	20.00	39.29
8	550	4	0.70	20.00	39.29

*Fuente:* Elaboración propia

Implementado la cinta transportadora para el sistema de carga y descarga, se reduce los tiempos de un promedio de 67 %, estos datos se detallan en la tabla 48.

**Tabla 48***Comparación de tiempos (estibadores -cinta transportadora)*

<b>Comparación de tiempo</b>				
tiempos de descarga				
N° de muestras	Cantidad de sacos	Estibadores (minutos)	Cinta transportadora (minutos)	Reducción de tiempo implementado la transportadora (%)
1	380	65.00	30.16	54%
2	458	133.00	36.35	73%
3	200	52.00	15.87	69%
4	420	105.00	33.33	68%
5	345	75.00	27.38	63%
6	280	61.00	22.22	64%
7	207	50.00	16.43	67%
N° de muestras	Cantidad de sacos	Tiempo de carga		
1	550	147.00	39.29	73%
2	275	62.00	19.64	68%
3	290	62.00	20.71	67%
4	550	133.00	39.29	70%
5	550	111.00	39.29	65%
6	550	122.00	39.29	68%
7	550	112.00	39.29	65%
8	550	130.00	39.29	70%
Tiempo promedio				67%

*Fuente:* Elaboración propia

## 4.9. Análisis económico del proyecto

### 4.9.1. Estimación de costos de fabricación de la cinta transportadora

En la tabla 49 se especifican los costos de suministro de material para la cinta transportadora.

**Tabla 49**

*Costos de suministro de material*

Material	Cantidad	Unidad	Costo unitario	Unidad	Costo
Estructura Tramo N° 1	153	kg	\$1.20	\$/kg	\$183.60
Estructura Tramo N° 2	191	kg	\$1.20	\$/kg	\$229.20
Chasis	229	kg	\$1.20	\$/kg	\$274.80
Eje polea cola de 50 mm	2	pieza	\$74.58	\$/pieza	\$149.16
Eje poleas motriz de 55 mm	2	pieza	\$100.76	\$/pieza	\$201.52
Eje de llanta delantera	2	pieza	\$20.00	\$/pieza	\$40.00
Eje de llantas traseras de 40 mm	2	pieza	\$30.00	\$/pieza	\$60.00
Polea de cola	2	pieza	\$153.00	\$/pieza	\$306.00
Polea motriz	2	pieza	\$153.00	\$/pieza	\$306.00
Rodillos	37	pieza	\$10.00	\$/pieza	\$370.00
Chumaceras UCT210	4	pieza	\$210.00	\$/pieza	\$840.00
Chumaceras SY 55 WF	4	pieza	\$298.00	\$/pieza	\$1,192.00
Chumaceras UCF 211	4	pieza	\$195.00	\$/pieza	\$780.00
Chumaceras sy 40 WF	4	pieza	\$217.00	\$/pieza	\$868.00
Motorreductores de 2.2 kW	2	pieza	\$1,040.70	\$/pieza	\$2,081.40
Motorreductores de 4 kW	1	pieza	\$1,611.50	\$/pieza	\$1,611.50
Cilindro hidráulico Tramo N ° 1	1	pieza	\$177.29	\$/pieza	\$177.29
Cilindro hidráulico Tramo N ° 2	2	pieza	\$132.29	\$/m	\$264.58
Banda nervada Tramo N° 1	12	m	\$60.00	\$/m	\$720.00
Llantas	4	Pieza	\$92.30	\$/pieza	\$369.20
Unidad hidráulica	1	Pieza	\$1,200.00	\$/pieza	\$1,200.00
Soldadura (ER70S-6)	1	Rollo	\$38.72	\$/rollo	\$38.72
Banda nervada Tramo N° 2	14	m	\$60.00	\$/m	\$840.00
Contactador de 9 A	4	pieza	\$13.00	\$/pieza	\$52.00
Contactador de 12 A	1	pieza	\$16.00	\$/pieza	\$16.00
Interruptor termomagnético 10 A	2	pieza	\$22.50	\$/pieza	\$45.00
Interruptor termomagnético 6 A	2	pieza	\$31.00	\$/pieza	\$62.00
Relé térmico (4 A – 6 A)	2	pieza	\$24.00	\$/pieza	\$48.00
Relé térmico (6A – 10 A)	1	pieza	\$24.00	\$/pieza	\$24.00
Variador de frecuencia (5.5 HP)	1	pieza	\$622.00	\$/pieza	\$622.00
Presupuesto total de material					\$13,971.9

*Fuente:* Elaboración propia

**Tabla 50***Costos de fabricación y montaje*

<b>Procesos</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Unidad</b>	<b>costo</b>
Proceso de soldado (Estructura N°1)	50	metros	\$3.50	\$/m	\$175.00
Proceso de soldado (Estructura N°2)	60	metros	\$3.50	\$/m	\$210.00
Proceso de soldado (Chasis)	57	metros	\$3.50	\$/m	\$199.50
Proceso de corte (Estructura N°1)	125	piezas	\$1.00	\$/pieza	\$125.00
Proceso de corte (Estructura N°2)	143	piezas	\$1.00	\$/pieza	\$143.00
Proceso de corte (Chasis)	70	piezas	\$1.00	\$/pieza	\$70.00
Instalaciones de cilindros Hidráulicos	3	unidad	\$45.00	\$/unidad	\$135.00
Instalaciones de motores	3	unidad	\$100.00	\$/unidad	\$300.00
Instalaciones eléctricas	1	unidad	\$250.00	\$/unidad	\$250.00
Instalaciones hidráulicas	1	unidad	\$300.00	\$/unidad	\$300.00
Costo de diseño	1	unidad	\$1,500.00	\$/unidad	\$1,500.00
<b>Costo Total</b>					<b>\$3,407.50</b>

*Fuente:* Elaboración propia

El costo total para la fabricación de la cinta transportadora es:

$$C_T = \$13971.9 + \$3407.5 = \$17379$$

Considerando 3.85 como tasa de cambio:

$$C_T = \$17379 * 3.85 = s/ 66909.15$$

#### **4.9.2. Costos de consumo eléctrico de la cinta transportadora**

El costo de funcionamiento se calculó a través de las horas de funcionamiento de la cinta transportadora, y la potencia de los motores.

Con la cantidad de café procesado en el año (2019, 2020, 2021) se determinó la las horas de funcionamiento de la máquina en el intervalo de un año, los datos de la cantidad de café procesado se adquirieron de la Cooperativa Agraria Cafetalera Bagua Grande LTDA.

**Tabla 51***Cantidad de café el año 2019, 2020, 2021.*

	Café procesado (oro)		Café pergamino	
	Masa en Kg	Masa en Toneladas	Masa en Kg	Masa en Toneladas
Campaña 2019	6,664,921.60	6,664.92	9,256,835.56	9,256.84
Campaña 2020	5,240,116.75	5,240.12	7,277,939.93	7,277.94
Campaña 2021	3,687,400.33	3,687.40	5,121,389.35	5,121.39
Promedio	5,197,479.56	5,197.48	7,218,721.61	7,218.72

*Fuente:* Datos de la empresa y elaboración propia

Para determinar el número de sacos y las horas de funcionamiento de la máquina se plantearon la ecuación (52) y (53), donde se asumirá que el rendimiento de los trabajadores ( $\eta_{trabajadores}$ ) es de 70 %.

$$N^{\circ} \text{ de sacos} = \frac{\text{Promedio (Kg)}}{\text{Masa unitaria del saco (Kg)}} \quad 52$$

$$\text{Horas de funcionamiento} = \frac{N^{\circ} \text{ de sacos}}{\text{Capacidad de la cinta} * \eta_{trabajadores}} \quad 53$$

**Tabla 52***Horas de funcionamiento de la cinta transportadora en el periodo de un año*

	Promedio (kg)	Masa unitaria de sacos (kg)	N° de sacos	Capacidad de la cinta (sacos /h)	Horas de funcionamiento (horas/año)
Café procesado (oro)	5,197,479.56	69.8	75,325.8	1200	90
Café pergamino	7,218,721.61	76	94,983.2	1080	126

*Fuente:* Elaboración propia

Con las horas de funcionamiento calculado en la tabla (52) se determinó el consumo de energía eléctrica de la cinta transportadora en el periodo de un año.

- **Motor 1 y 2 trabajaran al 100%**

$$P_1 = 2.2 \text{ KW}$$

$$P_2 = 2.2 \text{ KW}$$

$$P_{e \text{ motor } 1-2} = (2.2 \text{ kW} + 2.2 \text{ kW}) * \left( 90 \frac{\text{horas}}{\text{año}} + 126 \frac{\text{horas}}{\text{año}} \right) = 950.4 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

En la Cooperativa Agraria Cafetalera Bagua Grande, paga por energía eléctrica trifásica 0.6 Soles/kWh.

$$CE_{Motor \ 1-2} = P_{e \text{ motor } 1-2} * 0.6 \frac{\text{soles}}{\text{kWh}} = 950.4 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} * 0.6 \frac{\text{soles}}{\text{kWh}} = 570 \text{ soles/año}$$

- **Motor 3 trabajara al 30 % (Traslación de la máquina)**

$$P_3 = 4 \text{ kW}$$

$$P_{e \text{ motor } 3} = \left( (4\text{kW}) * \left( 90 \frac{\text{horas}}{\text{año}} + 126 \frac{\text{horas}}{\text{año}} \right) \right) * 30 \% = 259.2 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

$$CE_{Motor \ 3} = P_{e \text{ motor } 3} * 0.6 \frac{\text{soles}}{\text{kWh}} = 259.2 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} * 0.6 \frac{\text{soles}}{\text{kWh}} = 156 \text{ soles/año}$$

- **Motor 4 trabajará 100 % (Sistema Hidráulico)**

$$P_4 = 3.7285 \text{ kW}$$

$$P_{e \text{ motor } 4} = \left( (3.7285 \text{ kW}) * \left( 90 \frac{\text{horas}}{\text{año}} + 126 \frac{\text{horas}}{\text{año}} \right) \right) = 805.4 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

$$CE_{Motor \ 4} = P_{e \text{ motor } 4} * 0.6 \frac{\text{soles}}{\text{kWh}} = 805.4 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} * 0.6 \frac{\text{soles}}{\text{kWh}} = 483 \text{ soles/año}$$

El Consumo de energía total de la cinta transportadora en el periodo de un año es:

$$CE_{total} = CE_{Motor \ 1-2} + CE_{Motor \ 3} + CE_{Motor \ 4}$$

$$CE_{total} = 570 \frac{\text{soles}}{\text{año}} + 156 \frac{\text{soles}}{\text{año}} + 483 \frac{\text{soles}}{\text{año}} = 1209 \text{ soles/año}$$

#### 4.9.3. Determinación de ingresos de la empresa

Para poder determinar los ingresos que generara implementando la máquina es necesario evaluar cuanto se está pagando a los estibadores en el periodo de un año, en la tabla (53) se detalla que en el periodo de un año pagan por cargar y descargar 173,827.00 soles.

**Tabla 53**

*Gastos de carga y descarga en el intervalo de un año*

	Toneladas	Soles/toneladas	Gastos de carga y descarga
Café procesado (oro)	5197.48	14	S/ 72,764.72
Café pergamino	7218.72	14	S/ 101,062.08
Total			S/ 173,827.00

*Fuente:* Elaboración propia

Al implementar la máquina se estará pagando a los estibadores 6 soles la tonelada, porque se redujo el 67 % de tiempo empleado en cargar y descargar café. En la tabla (54) se detalla los ingresos que tendrá la empresa al implementar la cinta transportadora.

**Tabla 54**

*Ingresos anuales a la empresa*

Cantidad de café (toneladas)	Pagos por tonelada estibadores (Soles/toneladas)	Pagos estibadores (Soles /año)	Gastos de carga y descarga total (Soles/año)	Ingresos a la empresa (Soles/año)
12416.2	S/ 6.00	S/ 74,497.20	S/ 173,827.00	S/ 99,329.60

*Fuente:* Elaboración propia

El ingreso anual que tendrá la empresa al implementar la cinta transportadora es de S/ 99,329.60, como se detalla en la tabla (54).

#### 4.9.4. Valor actual neto y tasa interna de retorno

Para calcular el VAN y el TIR se proyectó un flujo de caja de 5 años

**Tabla 55**

*Flujo de caja proyectada 5 años*

Flujo de caja proyectada					
Años	Ingresos		Egresos		Flujo de caja
0			S/	66,909.15	-S/ 66,909.15
1	S/	99,329.60	S/	1209.00	S/ 98,120.60
2	S/	99,329.60	S/	1209.00	S/ 98,120.60
3	S/	99,329.60	S/	1209.00	S/ 98,120.60
4	S/	99,329.60	S/	1209.00	S/ 98,120.60
5	S/	99,329.60	S/	1209.00	S/ 98,120.60

*Fuente:* Elaboración Propia

**Tabla 56**

*Resultados del VAN y TIR proyectado en 5 años*

VAN y TIR proyectado en 5 años	
Tasa de interés	15%
VAN	S/ 262,006.32
TIR	145%

*Fuente:* Elaboración propia

Para calcular el tiempo que tendrá que transcurrir para que la empresa recupere la inversión se plantea la siguiente ecuación.



$$ROI = \frac{Inversión}{Beneficio}$$

54

Donde la inversión inicial para la construcción de la cinta transportadora es de S/ 66,909.15 soles y el beneficio anual de la empresa al implementar la cinta transportadora es de S/ 98,120.60 soles.

$$ROI = \frac{66,909.15 \text{ S/}}{98,120.60 \frac{\text{S/}}{\text{año}}} = 0.68 \text{ años} = 8 \text{ meses}$$

El proyecto es viable económicamente porque tenemos un VAN positivo de S/ 262,006.34 soles, un TIR de 145% a una tasa de interés del 15% y la inversión se recupera en el transcurso de 8 meses.

## V. DISCUSIÓN

A partir de los hallazgos encontrados, se diseñó una cinta transportadora con las normas Cema y con la implementación del programa SolidWorks reduciendo 67 % de los tiempos empleados en descargar y cargar sacos de café con una inversión de diseño de \$17379 dólares en la planta de procesos CAC Bagua Grande LTDA.

Respecto a las debilidades de la presente investigación, se tiene que la cinta transportadora está diseñada solamente para las aplicaciones de transporte máximo de sacos de 69.8 Kg hasta 76 Kg en la empresa y respecto a las fortalezas de la investigación se logró reducir los tiempos de operación de carga y descarga a un 64% al implementar la cinta transportadora dejando un ingreso de S/ 99,329.60 soles anuales a la planta de procesos CAC Bagua Grande LTDA.

Como primer objetivo específico se determinó los requisitos funcionales que debe tener el diseño del transportador según las necesidades del cliente, mediante entrevista y observaciones en la empresa, llegando a la conclusión que la cinta transportadora tiene que cargar y descarga sacos de 76 Kg y de 69.8 Kg de camiones de una longitud máxima de 13.5 metros y una altura de 4.13 metros y luego se tomaron una serie de mediciones para determinar la altura máxima de apilamiento de sacos de 4.45 m. De acuerdo a la investigación del autor (Bustos, 2018) en su trabajo aporta con la metodología utilizada para determinar los requerimientos funcionales del sistema basándose en las necesidades del cliente en su empresa, llegando a la conclusión que la cinta tiene que cargar y descargar productos empacados de 50 Kg de camiones de longitud máxima de 12.2 metros y una altura de 3.9 metros. Comparando estas tipificaciones con el antecedente, en mi investigación se logró dar una mejora en el diseño, considerando que el transportador debe elevar a una altura máxima de apilamiento de 4.45 m, ya que el antecedente no considera esos parámetros de apilamiento.

Para el dimensionamiento y cálculo de las partes que compone la cinta transportadora se utilizó las normas CEMA séptima edición, siendo una guía de diseño de prácticas técnicas aceptadas por ingenieros de empresas líderes en la fabricación de transportadores, al aplicar esta norma obtuvimos como resultado una

tensión efectiva máxima de 266.49 Kg, a una velocidad del transportador de 0.5 m/s se calculó la potencia del motorreductor de 3 HP en el tramo N° 1 y de 3 HP en el tramo N° 2. El mismo método usó (Borja, 2020) en su proyecto de grado para obtener el título de ingeniero Mecánico en la Universidad de Ingeniería y Tecnología, se diseñó un sistema mecánico de un apilador telescópico radial de 100 toneladas por hora de  $\frac{1}{2}$ " de piedra chancada y para lograr este objetivo el autor tuvo que dimensionar los componentes de la banda transportadora utilizando las normas Cema, dando como resultado la tensión efectiva de 335.06 lbs, potencia banda transportadora 1 de (4.13 HP), potencia de la banda transportadora 2 de (3.55 HP) a una velocidad de 1.8 m/s, el autor aporta a nuestra investigación la metodología empleada para dimensionar los componentes de la cinta transportadora, debido a que la tensión efectiva y las potencias del transportador son diferentes, se debe a que en nuestra investigación tiene distinta capacidad de carga, velocidad y diseño diferente a nuestro antecedente propuesto.

Como tercer punto se simuló la estructura y componentes de la cinta transportadora mediante el programa SolidWorks analizando el factor de seguridad, esfuerzo de Von Mises y el desplazamiento, estos datos nos ayudaron a concluir que el material utilizado para la estructura de acero A 500 grado C y para ejes de acero SAE 1045 y AISI 4340 son viables para el diseño, obteniendo un factor de seguridad mínima para la estructura de 3.3, un factor de seguridad para el chasis de 3.1 y para ejes un factor de carga mínima de 1.5. Así mismo, el autor (Villacorta Corcuera, 2019) en su proyecto de investigación para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico obtenido en la Universidad Nacional de Trujillo titulada: "Diseño una faja de 60 t/h de bagazo de caña de azúcar, de igual manera simulo la estructura en el programa SolidWorks encontrando el esfuerzo máximo de Von Mises, desplazamiento y el factor de seguridad de 7.7 para una acero A36, concluyendo que si se puede diseñar tanto los bastidores de la faja y la estructuras a partir de las cargas vivas y muertas de la faja transportadora. Comparando estas tipificaciones con el antecedente, en la investigación se logró dar una mejora al analizar tanto la estructura y los componentes de la cinta transportadora, pero nuestro antecedente no simulo los componentes de su diseño, siendo de vital importancia a la hora de elegir los componentes, pero si nos sirvió de aporte, porque

la metodología seguida para el análisis de la estructura en el programa SolidWorks es la misma.

Por último, en este proyecto de investigación se realizó una estimación de costos de materiales y fabricación y luego con el VAN y TIR se evaluó económicamente el proyecto, dando como resultado la inversión de la máquina de S/ 66,909.15 soles, al implementar la máquina se tendrá un veneficio de S/ 98,120.60 soles con estos datos nos dio un VAN de S/ 262,006.32 y un TIR 145% mayor a la tasa de interés de 15% concluyendo que el proyecto es rentable al implementar la cinta transportadora en la empresa. De igual manera (Espirilla, 2019) en su trabajo de investigación para obtener el grado de ingeniero mecánico realizado en la Universidad Alas Peruanas titulada: "Influencia de la implementación de fajas transportadoras para la producción de harina de trigo en el molino "El Pino S.R.L". Estableció como objetivo general determina la influencia de las fajas transportadoras para la producción de harina de trigo. De igual manera él hizo una estimación de costos de fabricación y luego evaluó económicamente utilizando el VAN y TIR dando como resultado el costo de fabricación para la faja transportadora es de S/ 60720 soles y luego determino el VAN de S/ 19466.31 y un TIR de 14% a una tasa de interés del 5% y llego a la conclusión que al implementar la máquina el proyecto es viable. Los hallazgos encontrados en nuestra investigación del VAN y del TIR es mayor a nuestro antecedente, se debe a los distintos presupuestos presentados en cada escenario, pero si nos sirvió de aporte, porque la metodología empleada para el análisis económico y financiero de la investigación es el mismo.

## VI. CONCLUSIONES

Se diseñó una cinta transportadora de carga y descarga de sacos de café para la planta de procesos CAC Bagua Grande LTDA, mediante la aplicación de las normas Cema, cálculos de resistencia de materiales, diseño y simulación en el programa SolidWorks, cálculos hidráulicos y eléctricos.

- Se determinó los parámetros o requisitos del diseño de la cinta transportadora mediante entrevistas y observaciones para la recolección de los datos necesarios que debe cumplir el diseño de la cinta transportadora, fueron los siguientes resultados: Altura máxima de apilamiento de café pergamino 4.5 metros, altura máxima de apilamiento de café oro 3.30 metros, longitud de la cinta transportadora (tramo N°1) de 6 metros, longitud de la cinta transportadora (tramo N°2) de 7 metros.
- De acuerdo al cálculo y dimensión de los componentes se obtuvieron los siguientes resultados, ancho de la banda 650 mm, velocidad de la cinta de 0.5 m/s, transporte en el sistema de carga de 20 sacos/minuto, transporte en el sistema de descarga de 18 sacos/minuto, rodillos de carga de 15 mm de diámetro de eje y 50 mm de diámetro de cilindro a una capacidad de carga de 73 daN, tensión efectiva máxima de 2613.66 N, diámetro exterior de la polea 8 in, diámetro del eje de polea motriz 55.563 mm (2 3/16 in), diámetro del eje de polea de cola 49.213 mm (1 15/16 in) y una potencia de los motorreductores en el tramo N° 1 y 2 de 2.2 kW de la marca (WEG modelo Magmax).
- Se diseñó y simuló las partes principales de la cinta transportadora utilizando el programa SolidWorks extrayendo el esfuerzo Máximo de Von Mises, factor de seguridad y desplazamiento.
- Para la elevación de la estructura tramo N° 1 y 2 de la cinta transportadora se determinó el sistema hidráulico, teniendo como resultados en el tramo N° 1 un cilindro telescópico de diámetros (46 mm, 61 mm, 76 mm) para una carrera de 1043 mm, en el Tramo N°2 se seleccionó 2 cilindros hidráulicos

de simple efecto con un diámetro de 45 mm para una carrera de 700 mm. La potencia requerida para el accionamiento de sistema es de 5 HP de la marca Whynco serie WPUH a una presión de trabajo de 2600 PSI.

- Se realizó una comparación de tiempos de carga y descarga de sacos de café, utilizando estibadores e implementando la cinta transportadora, llegando a la conclusión que al implementar la máquina se reducirá el 67% de los tiempos empleados en dicho proceso.
- Se determinó el análisis económico con el costo de fabricación de la cinta transportadora de 66,909.15 soles, costos de consumo eléctrico de la cinta transportadora de 1209 Soles al año, Ingresos de la empresa al implementar la cinta transportadora de 98,120.60 soles al año, los resultados obtenidos fueron: Un VAN de S/ 262,006.32 y un TIR de 145% donde se concluyó que el retorno de inversión se recuperara dentro de un periodo de 8 meses.

## **VII. RECOMENDACIONES**

- Se recomienda realizar una comparación de cálculo de los componentes de la cinta transportadora utilizando otras normas referentes al tema.
- Se recomienda realizar el diseño y simulación en otro software para hacer una comparación de resultados.

## REFERENCIAS

- Altamirano, R. (2019). *Análisis y cálculo de una banda plana para el transporte de caña desfibrada en el ingenio casa grande S.A.A.* Lambayeque. Obtenido de <https://repositorio.unprg.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12893/3627/BC-TES-TMP-2434.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Ananth, K. R. (2013). Design end selecting the proper conveyor - belt. *International journal of advanced Engineerig technology*, 4(2), 43-49. Obtenido de <https://bit.ly/3BKVfDJ>
- Arroyo Gutiérrez, J. Á. (2021). *Diseño de un transportador de banda de 90 metros de longitud y 1500 m<sup>3</sup>/h de capacidad de transporte de piedra caliza*, Santander. Obtenido de <https://repositorio.unican.es/xmlui/handle/10902/20357>
- Auris, Cardenas. (2019). *Diseño y automatización de un sistema de banda transportadoras modulares para la distribución de jabas en la empresa supermercados Peruanos S.A.* Callao. Obtenido de [http://209.45.55.171/bitstream/handle/20.500.12952/3428/Auris%20y%20Cardenas\\_Tesis\\_2019.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://209.45.55.171/bitstream/handle/20.500.12952/3428/Auris%20y%20Cardenas_Tesis_2019.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Bambang, P. Y. (2021). Rancangan Belt Conveyor 241BC3 Limestone Clay Kapasitas 2200 Ton/Jam Area Crusher Tuban 1 Di PT Semen Indonesia (Persero) Tbk Pabrik Tuban. *Industrial Research Workshop and National Seminar*, (vol. 12, pp. 745-755).
- Borja, R. (2020). *Diseño del sistema mecánico de un apilador telescópico radial de 100 toneladas por hora de 1/2" de piedra chancada*, Lima. Obtenido de [https://repositorio.utec.edu.pe/bitstream/20.500.12815/146/1/Ramirez%20Borja\\_Tesis.pdf](https://repositorio.utec.edu.pe/bitstream/20.500.12815/146/1/Ramirez%20Borja_Tesis.pdf)
- Budinas, R. G. (2012). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Vol. 9). México.
- Bustos, U. A. (2018). *Diseño de un sistema Bag Conveyor para cargue y descargue de bultos de 50kg*. Santiago de Cali: Universidad del Valle. Obtenido de <https://bibliotecadigital.univalle.edu.co/handle/10893/16567>



- Cema. (2014). *Transportadores de banda para materiales a granel* (Vol. 7). Florida: Asociación de Fabricantes de Equipos Transportadores.
- CEMA Standard B105.1. (2015). *Especificación for welded steel conveyor pulleys*. Obtenido de <https://cemanet.org/wp-content/uploads/2019/06/CEMA-B105.1-2015-REVIEW-2019.pdf>
- Cema standard N°402. (2015). *Unit Handling Conveyors*. Florida. Obtenido de <https://cemanet.org/wp-content/uploads/2019/06/ANSI-CEMA-402-REVIEW-2019.pdf>
- Chávez Valdez, S. E. (2020). Diseños preexperimentales y cuasiesperimentales aplicadas a las ciencias sociales y a la educación. *Enseñanza e Investigación en Psicología*, 167 - 168. Obtenido de <http://cathi.uacj.mx/bitstream/handle/20.500.11961/15924/104-Article%20Text-199-1-10-20200424.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Cicrosa. (s.f.). Obtenido de <https://www.cicrosa.com/wp-content/uploads/cilindro-telescopico-estandar-simple-efecto.pdf>
- Cicrosa. (2018). *Cilindros Hidráulicos*. Obtenido de [http://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos\\_y\\_documentos/944/catalogo-general-cicrosa.pdf](http://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/944/catalogo-general-cicrosa.pdf)
- Cicrosa. (s.f.). *Cilindros Hidráulicos*. Obtenido de <https://www.cicrosa.com/index.php/productos/cilindros-hidraulicos/cilindros-telescopicos/cilindros-telescopicos-estandar-de-simple-efecto/>
- Cortes, H. M. (2020). Análisis de tiempos y movimientos en el proceso de producción de vapor de una empresa generadora de. *Ciencia Administrativa*, 1, 1-9. Obtenido de <https://www.uv.mx/iiesca/files/2020/09/01CA2020-01.pdf>
- Dabek, P. K. (2022). Measurement of idlers rotation speed in belt conveyors based on image data. *Revista Pre-proof*, 1-22. doi:<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.111869>

- Dadi y Gilang. (2016). Perancangan belt conveyor kapasitas 30 T/j untuk alat angkut kertas. *Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, 5. Obtenido de <https://jurnal.umj.ac.id/index.php/sintek/article/view/299/274>
- Espirilla, J. G. (2019). *Influencia de la implementación de fajas transportadoras para la producción de harina de trigo en el molino "El Pino S.R.L", Majes - Caylloma*. Arequipa. Obtenido de [https://repositorio.uap.edu.pe/jspui/bitstream/20.500.12990/5654/1/Tesis\\_Fajas\\_Transportadoras\\_produccion\\_harina\\_arequipa.pdf](https://repositorio.uap.edu.pe/jspui/bitstream/20.500.12990/5654/1/Tesis_Fajas_Transportadoras_produccion_harina_arequipa.pdf)
- Fonseca, 2004, como se citó en Gómez M. et al. (2011). Análisis de implementación de sistemas de bandas transportadoras en patios. *Boletín de Ciencias de la Tierra*, 55-72. Obtenido de <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=169522486005>
- Iman y Meifal. (2018). A comparison of effective tension calculation for design belt conveyor between CEMA and DIN Standard. *MATEC Web of Conferences*, 5. Obtenido de [https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2018/25/mateconf\\_icmaa2018\\_01007.pdf](https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2018/25/mateconf_icmaa2018_01007.pdf)
- Indeco. (s.f.). *Datos técnicos de conductores THW- 90*. Obtenido de <https://ingelec.pe/wp-content/uploads/2018/05/THW-90.pdf>
- International coffee organization. (2021). World coffee consumption. Obtenido de <https://www.ico.org/prices/new-consumption-table.pdf>
- ITC, N. (s.f.). *Reglamento electrotécnico para baja tensión e ITC*. Obtenido de [https://www.boe.es/biblioteca\\_juridica/codigos/codigo.php?modo=2&id=326\\_Reglamento\\_electrotecnico\\_para\\_baja\\_tension\\_e\\_ITC](https://www.boe.es/biblioteca_juridica/codigos/codigo.php?modo=2&id=326_Reglamento_electrotecnico_para_baja_tension_e_ITC)
- Junta nacional del café. (2020). Origen del café de Perú. *Agronoticias* . Obtenido de <https://juntadelcafe.org.pe/el-cafe-de-peru/>
- Kusbiantoro, M. (2018). Perencanaan belt conveyor batu bara dengan kapasitas 1000 T/ J di pt. Meratus Jaya Iron Steel Tanah Bumbu. *Jurnal keilmuan dan Terapan Teknik*, 16 – 33. Obtenido de <http://journal.unigres.ac.id/index.php/WahanaTeknik/article/view/781>

- Lamia shihata, S. E. (2015). Improved energy efficiency in troughed belt conveyors: Selected factors and effects. *International Journal of Engineering and Technical Research*, 3(6), 174 -180. Obtenido de <https://www.researchgate.net/publication/281633605>
- Lentax. (2019). *Motoreductores compacto a engranajes*. Obtenido de [http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo\\_622\\_Rev\\_19\\_09\\_2019.pdf](http://www.lentax.com/pdf/catalogos/Catalogo_622_Rev_19_09_2019.pdf)
- Maya, E. (2014). *Métodos y técnicas de investigación*. México: Universidad Nacional Autónoma de México . Obtenido de [http://www.librosoa.unam.mx/bitstream/handle/123456789/2418/metodos\\_y\\_tecnicas.pdf?sequence=3&isAllowed=y](http://www.librosoa.unam.mx/bitstream/handle/123456789/2418/metodos_y_tecnicas.pdf?sequence=3&isAllowed=y)
- Mott, R. L. (2015). *Mecánica de fluidos*. México: Progreso,S.A de C.V.
- Nicolás, A. S. (2002). *Oleohidráulica*. Madrid: McGRAW-HILL/Interamericana de España. S.A.U. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/471943664/Oleohidraulica-1Ed-A-Serrano-Nicolas-pdf>
- Nurrizki, A. M. (2021). Rancangan Belt Conveyor 241BC3 Limestone Clay Kapasitas 2200 Ton/Jam Area Crusher Tuban 1 Di PT Semen Indonesia (Persero) Tbk Pabrik Tuban. *In Prosiding Industrial Research Workshop and National Seminar*. Obtenido de <https://bit.ly/3E5k2DP>
- Prysmian Group. (2018). *Manual técnico y práctico de cables*. Obtenido de <https://www.aunadistribucion.com/mostrar-catalogo/826>
- Rodríguez, V. &. (2015). *Diseño Mecánico con SolidWorks*. Madrid: RA-MA, S.A. Obtenido de <https://acortar.link/BWGEsf>
- Rossi. (2017). *Reductores y motoreductores de sinfín*. Obtenido de [https://www.rossi.com/sites/default/files/Catalog\\_A\\_Edition\\_November\\_2017\\_ES\\_FR.pdf](https://www.rossi.com/sites/default/files/Catalog_A_Edition_November_2017_ES_FR.pdf)
- Rulmeca. (2010). *Rodillos y componentes para el transporte dpo bandas de material a granel*. Italia.

- Salazar Raymond, M. B. (2018). La importancia de la ética en la investigación . *Universidad y sociedad* , 10(1), 305-3011. Obtenido de <http://rus.ucf.edu.cu/index.php/rus>
- Sitasa. (s.f.). *Ruedas para diversas cargas*. Obtenido de [http://www.catalogo.sitasa.com/familias/ruedas/01\\_1.pdf](http://www.catalogo.sitasa.com/familias/ruedas/01_1.pdf)
- SKF. (2015). *Rodamientos Y unidades de rodamientos Y SKF energéticamente eficientes*. Obtenido de <https://aldobenito.com.ar/assets/pdf/unidad-soporte.pdf>
- SKF, A. (2019). *Unidades de rodamientos de bolas con tensor, fijación con prisioneros*. Gotenburgo. Obtenido de [https://www.skf.com/binaries/pub42/Images/0901d196808a7b02-Insert-UCT---18055-ES\\_tcm\\_42-485046.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub42/Images/0901d196808a7b02-Insert-UCT---18055-ES_tcm_42-485046.pdf)
- Solidworks. (2015). *Introducción a SolidWorks*. Obtenido de [https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS\\_Introduction\\_ES.pdf](https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_ES.pdf)
- Tenora, J. (2017). *Diseño de una cinta transportadora móvil*. Brno. Obtenido de <https://dspace.vutbr.cz/handle/11012/66808>
- Ulma. (2014). *Catalogo conveyor ESP.FH11*. Obtenido de <http://www.ulmaconveyor.com/wp-content/uploads/sites/6/2014/10/RodillosULMA.pdf>
- Unitrailer. (s.f.). *Ruedas reforzadas para remolques* . Obtenido de <https://unitrailer.es/product-spa-3730-Rueda-reforzada-195-55-R10C-con-llanta-negra-Unitrailer.html>
- Van Gorp. (2013). *Poleas para bandas transportadoras*. Obtenido de <https://vangorp.biz/wp-content/uploads/2015/11/VanGorp-2010catalogSpanish.pdf>
- Vargas Cordero, Z. R. (2009). *La investigación aplicada: una forma de conocer las realidades con evidencia*. *Educación*, 33(1), 155-165. Obtenido de <https://www.redalyc.org/pdf/440/44015082010.pdf>

- Villacorta Corcuera, M. Y. (2019). *Diseño de una faja transportadora de 150 m para 60 T/h de Bagazo*. Trujillo: Repositorio institucional - UNITRU. Obtenido de <https://dspace.unitru.edu.pe/handle/UNITRU/16060>
- WEG. (2017). *Motorreductores y reductores de rosca Sin - Fin*. Obtenido de <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/hcd/h86/WEG-CESTARI-motorreductor-magmax-50111637-portuguese-web.pdf>
- Whynco. (2022). *Unidad hidráulica*. Obtenido de <https://whyncoperu.com/product/unidad-hidraulica-5-hp-copia/>
- Yardley, E. D. (208). *Belt conveying*. Padstow - Inglaterra: Woodhead.

## ANEXOS

### ANEXO 1 (Variables y operacionalización)

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Escala de medición
<b>V.I</b> Diseño de una cinta transportadora	Las cintas transportadoras son un sistema de transporte para todas las formas de entrega de material (Dabek, 2022).	El diseño de la cinta transportadora consiste en trasladar materia prima de un lugar a otro, en este caso es trasladar sacos de café a una altura deseada.	Dimensionamiento del diseño de la cinta transportadora	Potencia (HP)	Razón
				Capacidad de la cinta (T/h)	Razón
				Altura del transportador (m)	Razón
				Longitud de la cinta (m)	Razón
<b>V.D</b> Reducción de tiempos de operación	Según (Cortes, 2020) el estudio de tiempos es una herramienta utilizada para determinar el tiempo estándar de cada operación que conforma el proceso, así como para analizar los movimientos del operario para realizar dicha operación.	Consiste en disminuir los tiempos de operación en el proceso de carga y descarga de sacos de café en la empresa.	Parámetro de medición de tiempos de carga y descarga de sacos de café	Tiempos de carga y descarga de los sacos de café (Sacos/h)	Razón
				Velocidad de transporte (m/s)	Razón

*Fuente:* Elaboración propio

## ANEXO 2 (Carta de aceptación)



### COOPERATIVA AGRARIA CAFETALERA "Bagua Grande" Ltda.

*Fundada el 15 de diciembre del 1978*

R. U. C. 20170142773

"AÑO DEL FORTALECIMIENTO DE LA SOBERANIA NACIONAL"

Bagua Grande, 27 de setiembre de 2022

#### CARTA N° 05- 2022 CAC BAGUA GRANDE LTDA

**Señor:**

Edgar Huanambal Benavides

**ASUNTO: ACEPTACIÓN PARA ELABORACIÓN DE TESIS EN LA CAC BAGUA GRANDE LTDA**

Estimado Señor, es grato dirigirme a usted para expresarle el saludo a nombre de la empresa **COOPERATIVA AGRARIA CAFETALERA BAGUA GRANDE LTDA** y a la vez informarle que con el presente documento se da por aceptado y se autoriza al señor: **EDGAR HUANAMBAL BENAVIDES CON DNI N° 74211577**, en calidad de estudiante de la carrera profesional de ingeniería mecánica eléctrica de la **UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO - TRUJILLO**, para recabar información necesaria a través de encuesta y entrevista o algún otro tipo de información que el alumno requiera, para que pueda llevar de la mejor forma el desarrollo de su tesis titulada **"DISEÑO DE UNA CINTA TRANSPORTADORA DE CARGA Y DESCARGA PARA REDUCIR TIEMPOS DE OPERACIÓN EN LA PLANTA DE PROCESOS CAC BAGUA GRANDE LTDA"** y de esta manera la investigación sea la mas acertada y real posible.

Atentamente

COOPERATIVA AGRARIA CAFETALERA  
BAGUA GRANDE LTDA.  
Ing. Edgar J. Benavides Benavides  
GERENTE GENERAL  
DNI: 33568980

DIR. PRINCIPAL: JR. ABRAHAM BALDELOMAR N° 232 - BAGUA GRANDE - UTCUBAMBA - AMAZONAS - PERÚ  
PLANTA DE PROCESO: JR. ISIDRO MAMANI N° 120 - BAGUA GRANDE - UTCUBAMBA - AMAZONAS - PERÚ  
TELEFONO: 051 - 041 - 474319 - EMAIL: [institucional@cacbaguagrande.com](mailto:institucional@cacbaguagrande.com)  
[www.cacbaguagrande.pe](http://www.cacbaguagrande.pe)

ANEXOS 3 (Tablas)

**Tabla 1 - B**

*Ancho de las bandas*

Estándar de los EE. UU. Anchos de la banda, BW pulgada (mm)	Sistema métrico común Anchos de la banda, BW mm (pulgada)
18 (457)	500 (19.7)
24 (610)	600 (23.6)
30 (762)	800 (31.5)
36 (914)	1000 (39.4)
42 (1067)	
48 (1219)	1200 (47.2)
54 (1372)	1400 (55.1)
60 (1524)	1600 (63.0)
72 (1829)	1800 (70.9)
84 (2134)	2000 (78.7)
96 (2438)	2400 (94.5)
108 (2743)	2800 (110.2)
120 (3048)	3000 (118.1)

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 60)

**Tabla 2 – B**

*Peso de la banda promedio estimado para bandas de capas múltiples y reducidas por unidad de longitud Wb*

Ancho de la banda (BW) in (mm)	Material transportado lbf/ft <sup>3</sup> (kgf/m <sup>3</sup> )		
	30-74 (481-1185)	75-129 (1201-2066)	130-200 (2082-3204)
18 (457)	3.5 (5.2)	4.0 (6.0)	4.5 (6.7)
24 (610)	4.5 (6.7)	5.5 (8.2)	6.0 (8.9)
30 (762)	6.0 (8.9)	7.0 (10.4)	8.0 (11.9)
36 (914)	9.0 (13.4)	10.0 (14.9)	12.0 (17.9)
42 (1067)	11.0 (16.4)	12.0 (17.9)	14.0 (20.8)
48 (1219)	14.0 (20.8)	15.0 (22.3)	17.0 (25.3)
54 (1372)	16.0 (23.8)	17.0 (25.3)	19.0 (28.3)
60 (1524)	18.0 (26.8)	20.0 (29.8)	22.0 (32.7)
72 (1829)	21.0 (31.2)	24.0 (35.7)	26.0 (38.7)
84 (2134)	25.0 (37.2)	30.0 (44.6)	33.0 (49.1)
96 (2438)	30.0 (44.6)	35.0 (52.1)	38.0 (56.5)

\* Para las bandas de cable de acero aumente el peso promedio de la banda en un 50%

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 118)



**Tabla 3 – B***K1, factor de ajuste del bulto*

Tamaño máximo del bulto in (mm)	Peso del material, lbf/ft <sup>3</sup> (kg/m <sup>3</sup> )						
	50 (800)	75 (1200)	100 (1600)	125 (2000)	150 (2400)	175 (2800)	200 (3200)
4 (102)	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1
6 (152)	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.1
8 (203)	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
10 (254)	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2
12 (305)	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3
14 (356)	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3
16 (406)	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3
18 (457)	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 108)**Tabla 4 – B***Rango de velocidades recomendadas de las Banda*

Aplicación	Rango de velocidades comunes de las bandas	Factor (es) limitantes (s)
Materiales no abrasivos de flujo libre como los granos enteros.	400 a 120 fpm (2.0 a 6.0 m/s)	Degradación de material y generación de polvo.
Arcilla, minerales suaves, sobre carga y tierra, piedra molida fina.	600 a 400 fpm (3.0 a 7.0 m/s)	Degradación de material, generación de polvo y desgastes de los componentes.
Minerales pesados, duros y filosos, piedra triturada áspera, desperdicios.	400 a 1200 fpm (2.0 a 6.0 m/s)	Desgaste de la banda y del chute.
Carbón, lignito y coque de petróleo.	500 a 1400 fpm (2.5 a 7.0 m/s)	Degradación del material, generación de polvos, derrames y ruidos.
Virutas, biomasa y bagazo.	200 a 500 fpm (1.0 a 2.5 m/s)	Generación de polvo y extrusión de chute.
Cal, Clinker y cemento.	400 a 800 fpm (2.0 a 4.0 m/s)	Generación de polvo y desgaste de los componentes.

Descarga mediante los arados de la descarga.	200 a 400 fpm (1.0 a 2.0 m/s)	Derrames en la descarga, desgaste del arado y de la banda.
Alimentadores de banda	50 a 100 fpm (0.25 a 0.5 m/s)	Desgaste del revestimiento y de la banda.
Apiladores, reclamadores y cargadores.	400 a 100 fpm (2.0 a 5.0 m/s)	Degradación del material, generación de polvo y derrames.
Trippers.	300 a 500 fpm (1.5 a 2.5 m/s)	Generación de polvo y derrame.
Transportadores todo terreno.	1000 a 2000 fpm (5.0 a 10 m/s)	Recorrido del transportador, degradación del material, generación de polvo, derrame y ruido.

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 62)

### Tabla 5 – B

*Peso estimado de la polea*

Polea		Ancho de la Lona (in)						
Diámetro (in)	Agujero máximo (in)	18		24		30		
		Ancho de la polea (in)						
		20	22	24	26	30	32	36
6	2-1/2	30	35	35	40	40	45	45
8	2-1/2	45	50	50	55	60	65	70
10	2-1/2	55	60	60	65	70	75	85
	3	60	65	70	75	80	85	95
	3-1/2	75	80	80	85	90	95	105

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014)

**Tabla 6 – B**

*Tensión máxima de la banda (PIW) KN/m*

Arco de contacto (Grados)	Diámetro de la polea (mm)													
	203	254	305	356	406	457	508	610	762	914	1067	1219	1372	1524
10	11	14	17	21	25	31	36	46	60	75	91	106	121	136
20	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	81	94	105
30	8	10	11	14	18	20	25	31	40	51	60	71	81	91
40	6	8	10	12	15	18	21	26	35	43	52	60	69	78
50	5	7	8	11	12	15	18	23	30	38	45	53	60	67
60	5	7	8	11	12	15	18	22	29	36	44	51	58	66
70	5	7	9	11	13	15	18	23	31	39	46	53	61	69
80	6	8	9	11	14	17	20	25	33	41	50	58	66	74
90	6	8	10	12	15	18	21	26	35	45	53	62	71	80
100	7	9	11	13	16	19	23	28	38	47	57	67	75	85
110	8	10	11	14	18	20	25	31	40	51	60	71	81	91
120	8	10	11	15	18	21	25	32	43	53	64	74	86	96
130	9	11	13	17	20	24	28	35	46	59	70	81	94	105
140	10	12	14	18	22	26	32	39	53	66	79	92	105	118
150	11	13	16	20	25	30	35	44	59	74	88	103	117	132
160	12	15	18	23	28	32	39	49	66	81	98	114	130	140
170	13	17	20	25	31	36	44	54	73	91	109	127	140	140
180	15	18	22	28	34	40	48	60	81	101	121	140	140	140
190	13	17	20	25	31	36	44	54	73	91	109	127	140	140
200	12	15	18	23	28	32	39	49	66	81	98	114	130	140
210	11	13	16	20	25	30	35	44	59	74	88	103	117	132
220	10	12	14	18	22	26	32	39	53	66	79	92	105	118
230	9	11	13	17	20	23	28	35	46	59	70	81	94	105
240	8	10	11	15	18	21	25	32	43	53	64	74	86	96

*Fuente:* Extraído de (CEMA Standard B105.1, 2015, pág. 5)

**Tabla 7 – B**

*Diametrillo del eje disponible (mm)*

Diámetro de la polea en (mm)	Ancho de la Cara de la polea (mm)													
	305	356	406	457	508	559	660	813	965	1118	1295	1448	1600	1676
<b>203</b>	30.163 thru 61.913	30.163 thru 61.913	30.163 thru 61.913	30.163 thru 61.913	30.163 thru 61.913	30.163 thru 61.913	30.163 thru 61.913	36.513 thru 61.913	36.513 thru 61.913	42.863 thru 61.913	49.213 thru 61.913	55.563 thru 61.913	61.913	-
<b>254</b>	30.163 thru 74.613	30.163 thru 74.613	30.163 thru 74.613	30.163 thru 74.613	30.163 thru 74.613	30.163 thru 74.613	30.163 thru 74.613	36.513 thru 74.613	36.513 thru 74.613	42.863 thru 74.613	49.213 thru 74.613	55.563 thru 74.613	61.913 thru 74.613	-
<b>305</b>	30.163 thru 87.313	30.163 thru 87.313	30.163 thru 87.313	30.163 thru 87.313	30.163 thru 87.313	30.163 thru 87.313	30.163 thru 87.313	36.513 thru 87.313	42.863 thru 87.313	49.213 thru 87.313	49.213 thru 87.313	55.563 thru 87.313	61.913 thru 87.313	68.263 thru 87.313
<b>356</b>	36.513 thru 87.313	36.513 thru 87.313	36.513 thru 87.313	36.513 thru 100.013	36.513 thru 100.013	36.513 thru 100.013	36.513 thru 100.013	36.513 thru 100.013	42.863 thru 100.013	49.213 thru 100.013	49.213 thru 100.013	55.563 thru 100.013	61.913 thru 100.013	68.263 thru 100.013
<b>406</b>	36.513 thru 87.313	36.513 thru 87.313	36.513 thru 100.013	36.513 thru 112.713	36.513 thru 112.713	36.513 thru 112.713	36.513 thru 112.713	42.863 thru 112.713	49.213 thru 112.713	49.213 thru 112.713	55.563 thru 112.713	61.913 thru 112.713	61.913 thru 112.713	68.263 thru 112.713
<b>457</b>	42.863 thru 87.313	42.863 thru 87.313	42.863 thru 100.013	42.863 thru 112.713	42.863 thru 125.413	42.863 thru 125.413	42.863 thru 125.413	49.213 thru 125.413	55.563 thru 125.413	55.563 thru 125.413	61.913 thru 125.413	61.913 thru 125.413	61.913 thru 125.413	68.263 thru 125.413
<b>508</b>	49.213 thru 87.313	49.213 thru 87.313	49.213 thru 100.013	49.213 thru 112.713	49.213 thru 125.413	49.213 thru 125.413	49.213 thru 125.413	49.213 thru 125.413	55.563 thru 125.413	55.563 thru 125.413	61.913 thru 125.413	61.913 thru 125.413	61.913 thru 125.413	68.263 thru 125.413

*Fuente: Extraído de (CEMA Standard B105.1, 2015, pág. 15)*

**Tabla 8 – B**

*Si Espaciamiento sugerido de los rodillos de la banda*

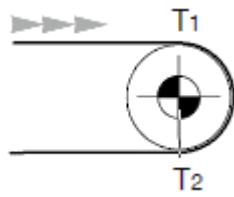
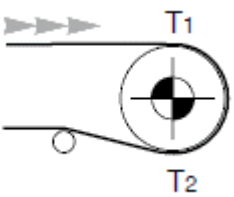
Ancho de la banda in (mm)	Espaciamiento del rodillo transportador de carga (S <sub>p</sub> )						Rodillos de retorno ft (m)
	Peso del material manipulado lbf/ft <sup>3</sup> (kgf/m <sup>3</sup> )						
	30 (480)	50 (800)	75 (1200)	100 (1600)	150 (2400)	200 (3200)	
18 (457)	5.5 (1.7)	5.0 (1.5)	5.0 (1.5)	5.0 (1.5)	4.5 (1.4)	4.5 (1.4)	10.0 (3.0)
24 (610)	5.0 (1.5)	4.5 (1.4)	4.5 (1.4)	4.0 (1.2)	4.0 (1.2)	4.0 (1.2)	10.0 (3.0)
30 (762)	5.0 (1.5)	4.5 (1.4)	4.5 (1.4)	4.0 (1.2)	4.0 (1.2)	4.0 (1.2)	10.0 (3.0)
36 (914)	5.0 (1.5)	4.5 (1.4)	4.0 (1.2)	4.0 (1.2)	3.5 (1.1)	3.5 (1.1)	10.0 (3.0)
42 (1067)	4.5 (1.4)	4.5 (1.4)	4.0 (1.2)	3.5 (1.1)	3.0 (0.9)	3.0 (0.9)	10.0 (3.0)
48 (1219)	4.5 (1.4)	4.0 (1.2)	4.0 (1.2)	3.5 (1.1)	3.0 (0.9)	3.0 (0.9)	10.0 (3.0)
54 (1372)	4.5 (1.4)	4.0 (1.2)	3.5 (1.1)	3.5 (1.1)	3.0 (0.9)	3.0 (0.9)	10.0 (3.0)
60 (1524)	4.0 (1.2)	4.0 (1.2)	3.5 (1.1)	3.0 (0.9)	3.0 (0.9)	3.0 (0.9)	10.0 (3.0)
72 (1829)	4.0 (1.2)	3.5 (1.1)	3.5 (1.1)	3.0 (0.9)	2.5 (0.8)	2.5 (0.8)	8.0 (2.4)
84 (2134)	3.5 (1.1)	3.5 (1.1)	3.0 (0.9)	2.5 (0.8)	2.5 (0.8)	2.0 (0.6)	8.0 (2.4)
96 (2438)	3.5 (1.1)	3.5 (1.1)	3.0 (0.9)	2.5 (0.8)	2.0 (0.6)	2.0 (0.6)	8.0 (2.4)

\* Espaciamiento indicado en pies (metros).  
El espaciamiento puede estar limitado por la capacidad de carga del rodillo. Vea las capacidades de carga del rodillo en la Tablas 5.29 – 5.35

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 100)

**Tabla 9 – B**

*Factores de abrazamiento K*

Tipo de motorización	Ángulo de abrazamiento $\alpha$	Polea desnuda		Polea con revestimiento	
		$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$
	180	1.85	0.85	1.50	0.50
	200	1.72	0.72	1.42	0.42
	210	1.67	0.67	1.38	0.38
	215	1.64	0.64	1.36	0.36
	220	1.62	0.62	1.35	0.35
	240	1.54	0.54	1.30	0.30

Fuente: Extraído de (Cema standard N°402, 2015)

**Tabla 10 – B**

Factor ambiental,  $F_m$

Condiciones	$F_m$
Limpio y con manutención regular	0.9
Con presencia de materiales abrasivos o corrosivos	1.0
Con presencia de materiales muy abrasivos o corrosivos	1.1

Fuente: Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 77)

**Tabla 11 – B**

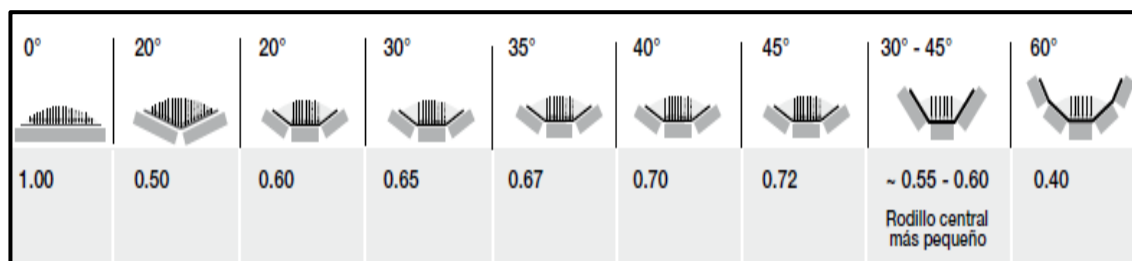
Factor de servicio,  $F_S$

Duración	$F_S$
Menos de 6 horas al día	0.8
De 6 a 9 horas al día	1.0
De 10 a 16 horas al día	1.1
Mas de 16 horas al día	1.2

Fuente: Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 77)

**Tabla 12 – B**

Factor de participación  $F_p$  del rodillo sometido a mayor tensión



Fuente: Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 76)

**Tabla 13 – B***Factor de velocidad, FV*

Velocidad banda m/s	Diámetro de los rodillos mm						
	60	76	89-90	102	108-110	133-140	159
0.5	0.81	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80
1.0	0.92	0.87	0.85	0.83	0.82	0.80	0.80
1.5	0.99	0.99	0.92	0.89	0.88	0.85	0.82
2.0	1.05	1.00	0.96	0.95	0.94	0.90	0.86
2.5			1.01	0.98	0.97	0.93	0.91
3.0			1.05	1.03	1.01	0.96	0.92
3.5					1.04	1.00	0.96
4.0					1.07	1.03	0.99
4.5					1.14	1.05	1.02
5.0					1.17	1.08	1.00

*Fuente:* Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 77)**Tabla 14 – B***Factor de choque, Fd*

Tamaño del material	Velocidad de la banda m/s							
	2	2.5	3	3.5	4	5	6	
0 ÷ 100 mm	1	1	1	1	1	1	1	
100 ÷ 150 mm	1.02	1.03	1.05	1.07	1.09	1.13	1.18	
150 ÷ 300 mm en estrato de material fino	1.04	1.06	1.09	1.12	1.16	1.24	1.33	
150 ÷ 300 mm sin estrato de material	1.06	1.09	1.12	1.16	1.21	1.35	1.50	
300 ÷ 450 mm	1.20	1.32	1.50	1.70	1.90	2.30	2.80	

*Fuente:* Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 77)

**Tabla 15 – B**

*Diámetro de los rodillos en función al ancho de la banda y la velocidad*

Ancho banda mm	Para velocidad $\leq 2$ m/s Ø rodillos mm			2 ÷ 4 m/s Ø rodillos mm			$\geq 4$ m/s Ø rodillos mm		
	500	89			89				
650	89			89	108				
800	89	108		89	108	133	133		
1000	108	133		108	133		133	159	
1200	108	133		108	133	159	133	159	
1400	133	159		133	159		133	159	
1600	133	159		133	159	194	133	159	194
1800	159	159	194	159	194				
2000	159	194		159	194		159	194	
2200 y superior	194			194			194		

*Fuente:* (Rulmecca, 2010, pág. 49)

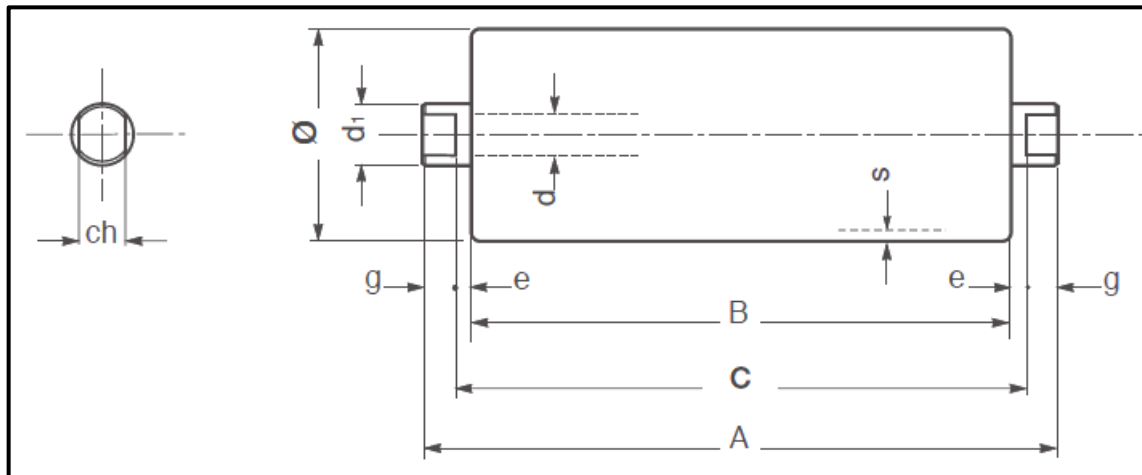


## Tabla 16 – B

### Medidas de rodillos clase (Serie MPS 1)

Ø 50 N	banda		rodillo												
	ancho mm		dimensiones mm			peso Kg		capacidad de carga daN							
	configuraciones					partes giratorias		velocidad de la banda m/s							
			B	C	A		total	0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75		
Rodamiento 6202 (15 X 35 X 11)  d = 15 d <sub>i</sub> = 20 ch = 17 * s = 3 e = 4 g = 9  *ch = 14 bajo pedido		400	160	168	186	0.8	1.1	138	121	110	102	96	91		
		300	500	200	208	226	1.0	1.3	138	121	110	102	96	91	
		400	650	250	258	276	1.1	1.5	138	121	110	102	96	91	
		500	800	315	323	341	1.4	1.8	138	121	110	102	96	91	
		300	650	1000	380	388	406	1.6	2.1	138	121	110	102	96	91
		800			465	473	491	1.9	2.6	117	117	110	102	96	91
		400			500	508	526	2.0	2.7	109	109	109	102	96	91
		500	1000		600	608	626	2.4	3.2	91	91	91	91	91	91
		650			750	758	776	2.9	3.9	73	73	73	73	73	73
		800			950	958	976	3.6	4.9	58	58	58	58	58	58
	1000			1150	1158	1176	4.3	5.9	49	49	49	49	49	49	

La capacidad de carga indicada se entiende para una duración de diseño de 10.000 horas.



Fuente: Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 49)

**Tabla 17 – B**

*Capacidad de carga (KN) para combinación de poleas y ejes*

Diámetro del eje (mm)	(L) (mm)	Ancho de la Cara de la polea (mm)													
		305	356	406	457	508	559	660	813	965	1118	1295	1448	1600	1676
30.163	51	4.45	4.09	3.47	2.98	2.62	2.36	1.96	1.56	1.29	1.07	0.93	0.80	0.76	0.71
	152	2.54	2.31	1.96	1.69	1.51	1.33	1.11	0.89	0.71	0.62	0.53	0.44	0.42	0.40
	254 356	1.78 1.33	1.65 1.25	1.38 1.07	1.20 0.89	1.02 0.80	0.93 0.71	0.76 0.58	0.62 0.49	0.49 0.39	0.43 0.33	0.36 0.28	0.32 0.25	0.29 0.23	0.28 0.21
36.513	76	6.67	6.67	6.23	5.34	4.89	4.23	3.51	2.76	2.27	1.96	1.65	1.47	1.33	1.29
	152	4.45	4.45	4.23	3.65	3.20	2.85	2.36	1.87	1.56	1.33	1.11	0.98	0.89	0.85
	254 356	3.11 2.40	3.11 2.40	2.94 2.27	2.54 1.96	2.22 1.73	2.00 1.56	1.65 1.29	1.29 1.02	1.07 0.85	0.93 0.71	0.80 0.62	0.71 0.53	0.62 0.49	0.58 0.44
42.863	76	10.68	10.68	10.68	10.23	8.90	8.01	6.67	5.34	4.36	3.69	3.16	2.80	2.54	2.40
	152	7.12	7.12	7.12	7.12	6.23	5.34	4.45	3.56	2.94	2.49	2.14	1.91	1.69	1.65
	254 406	4.89 3.47	4.89 3.47	4.89 3.47	4.89 3.34	4.27 2.94	3.78 2.62	3.11 2.18	2.49 1.69	2.05 1.42	1.73 1.20	1.51 1.02	1.33 0.93	1.20 0.80	1.16 0.80
49.213	76	16.46	16.46	16.46	16.46	15.57	13.79	11.56	9.34	7.56	6.23	5.34	4.89	4.40	4.18
	152	11.12	11.12	11.12	11.12	10.68	9.34	8.01	6.23	4.89	4.36	3.74	3.29	2.98	2.85
	254 406	7.56 5.34	7.56 5.34	7.56 5.34	7.56 5.34	7.56 4.89	6.67 4.45	5.34 3.74	4.31 2.98	3.56 2.45	3.02 2.09	2.58 1.78	2.31 1.60	2.09 1.42	1.96 1.38
55.563	76	23.57	23.57	23.57	23.57	23.57	22.68	18.68	14.68	12.45	10.68	8.90	8.01	7.12	6.67
	203	12.90	12.90	12.90	12.90	12.90	12.45	10.23	8.45	6.67	5.78	4.89	4.40	3.96	3.78
	305 457	9.79 6.67	9.79 6.67	9.79 6.67	9.79 6.67	9.79 6.67	9.34 6.67	7.56 5.34	6.23 4.36	4.89 3.60	4.31 3.07	3.65 2.62	3.25 2.36	2.94 2.09	2.80 2.00
61.913	102	28.02	28.02	28.02	28.02	28.02	28.02	24.91	19.57	16.46	13.79	12.01	10.68	9.34	8.90
	203	17.79	17.79	17.79	17.79	17.79	17.79	16.01	12.90	10.68	8.90	7.56	6.67	6.23	5.78
	305 457	13.34 9.34	13.34 9.34	13.34 9.34	13.34 9.34	13.34 9.34	13.34 9.34	12.01 8.45	9.34 6.67	7.56 5.78	6.67 4.89	5.78 4.05	4.89 3.60	4.45 3.25	4.31 3.07
68.263	102	36.03	36.03	36.03	36.03	36.03	36.03	36.03	28.47	23.57	20.02	16.90	15.12	13.79	12.90
	203	23.57	23.57	23.57	23.57	23.57	23.57	23.57	18.68	15.12	12.90	11.12	9.79	8.90	8.45
	305 457	17.35 12.45	17.35 12.45	17.35 12.45	17.35 12.45	17.35 12.45	17.35 12.45	17.35 12.45	13.79 9.79	11.56 8.01	9.79 7.12	8.45 5.78	7.12 5.34	6.67 4.89	6.23 4.45
74.613	102	47.15	47.15	47.15	47.15	47.15	47.15	47.15	40.48	33.36	28.47	24.46	21.80	19.57	18.68
	203	30.69	30.69	30.69	30.69	30.69	30.69	30.69	26.69	21.80	18.68	16.01	14.23	12.90	12.01
	356 508	20.46 15.12	20.46 15.12	20.46 15.12	20.46 15.12	20.46 15.12	20.46 15.12	20.46 15.12	17.35 12.90	14.23 10.68	12.45 8.90	10.23 7.56	9.34 7.12	8.45 6.23	8.01 5.78
87.313	152	51.60	51.60	51.60	51.60	51.60	51.60	51.60	51.60	44.92	37.81	32.03	28.47	25.35	24.46
	254	29.80	29.80	29.80	29.80	29.80	29.80	29.80	29.80	32.92	28.02	23.57	20.91	18.68	17.79
	356 508	22.68 22.68	22.68 22.68	22.68 22.68	22.68 22.68	22.68 22.68	22.68 22.68	22.68 22.68	22.68 22.68	25.80 19.57	21.80 16.90	18.68 14.23	16.46 12.45	14.68 11.12	14.23 10.68

*Fuente: Extraído de (CEMA Standard B105.1, 2015, pág. 13)*

**Tabla 18 – B**

*Factor de concentración de tensión de fatiga para las configuraciones típicas de poleas Kf.*

Acero	Cuña	Chaveta
Recocido < 200BHN	0,63	0,77
Templado > 200 BHN	0,5	0,63

*Fuente: Extraído de (Cema, 2014, pág. 328)*

**Tabla 19 – B***S<sub>e</sub> 50% de la resistencia a la tensión máxima para materiales del eje típico*

<b>Acero</b>	<b>Resistencia a la fluencia psi (MPa)</b>
SAE 1018	29,000 (200)
SAE 1045	41,000 (283)
SAE 4140 (recocido)	47,500 (328)

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 329)**Tabla 20 – B***Limite elástica para materiales para eje típico de poleas S<sub>y</sub>*

<b>Acero</b>	<b>Resistencia a la fluencia psi (MPa)</b>
SAE 1018	32,000 (220)
SAE 1045	45,000 (310)
SAE 4140	60,500 (417)

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 329)**Tabla 21 – B***Distancia en chumaceras y tapas de la polea (A)*

<b>Diámetro del eje (mm)</b>	<b>A(mm)</b>
30.163 a 61.913	N + 41
68.263 a 47.613	N + 44
87.313	N + 64
100.013	N + 70
112.713	N + 76
125.413	N + 83
138.113 a 152.400	N + 114
165.100 a 177.800	N + 127
190.500 a 203.200	N + 133
215.900 a 254.000	N + 159

*Fuente:* Extraído de (CEMA Standard B105.1, 2015, pág. 10)

**Tabla 22 – B**

*Ancho de la banda transportadora*

<b>Estándar de los EE.UU.</b>	<b>Sistema métrico común</b>
<b>Ancho de la banda, BW</b>	<b>Anchos de la banda, BW</b>
<b>Pulgadas (mm)</b>	<b>Mm (pulgadas)</b>
18 (457)	500 (19.79)
24 (610)	600 (23.6)
30 (762)	800 (31.5)
36 (914)	1000 (39.4)
42 (1067)	
48 (1219)	1200 (47.2)
54 (1372)	1400 (55.1)
60 (1524)	1600 (63.0)
72 (1829)	1800 (70.9)
84 (2134)	2000 (78.7)
96 (2438)	2400 (94.5)
108 (2743)	2800 (110.2)
120 (3048)	3000 (188.1)

*Fuente:* Extraído de (Cema, 2014, pág. 60)

**Tabla 23 – B**

*Chumaceras con tensor*

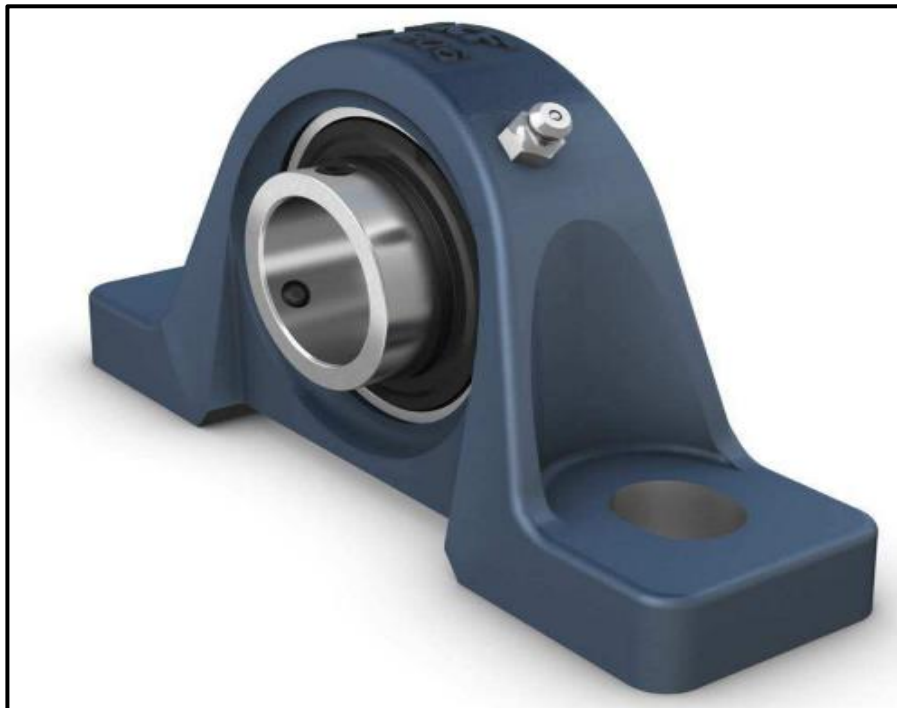


Dimensiones principales				Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidad límite con tolerancia de eje h6	Masa	Designaciones	Tapa lateral asociada
d	H <sub>1</sub>	A <sub>1</sub>	N	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>			Unidad de rodamientos de bolas	
mm				kN			r. p. m.	kg	–	
20	76	12	19	12,7	6,55	0,28	6 500	0,7	UCT 204/H	ECY 204
25	76	12	19	14	7,8	0,335	5 850	0,79	UCT 205/H	ECY 205
30	89	12	22	19,5	11,2	0,475	5 000	1,25	UCT 206/H	ECY 206
35	89	12	22	25,5	15,3	0,655	4 300	1,6	UCT 207/H	ECY 207
40	102	16	29	30,7	19	0,8	3 750	2,35	UCT 208/H	ECY 208
45	102	16	29	33,2	21,6	0,915	3 400	2,35	UCT 209/H	ECY 209
50	102	16	29	35,1	23,2	0,98	3 300	2,5	UCT 210/H	ECY 210
55	130	22	35	43,6	29	1,25	3 000	3,85	UCT 211/H	ECY 211
60	130	22	35	52,7	36	1,53	2 700	4,7	UCT 212/H	ECY 212
65	151	26	41	57,2	40	1,7	2 350	6,7	UCT 213/H	ECY 213
70	151	26	41	62,4	44	1,86	2 250	6,9	UCT 214	ECY 214
75	151	26	41	66,3	49	2,04	2 100	7,2	UCT 215	ECY 215
80	165	26	41	71,5	54	2,2	1 900	8,3	UCT 216	ECY 216
85	173	30	48	83,2	64	2,5	1 800	10,8	UCT 217	ECY 217

Fuente: extraído de (SKF A. , 2019)

**Tabla 24 – B**

*Chumaceras SKF*

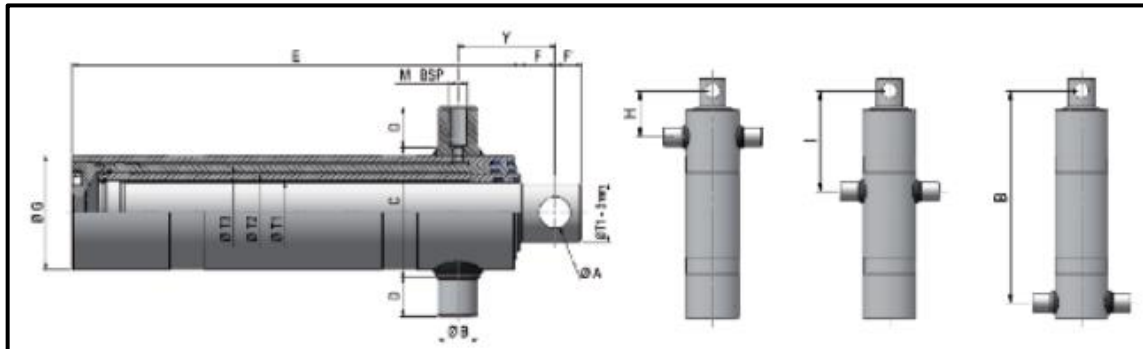


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidad límite con tolerancia de eje h6	Masa	Designaciones	Manguito de fijación <sup>1)</sup>
d	H <sub>1</sub>	J	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>			Unidad de rodamientos de bolas	
mm			kN			r. p. m.	kg	–	
20	36,5	105	14	7,8	0,335	5 850	0,82	UKP 205 K/H	H 2305
25	42,9	121	19,5	11,2	0,475	5 000	1,25	UKP 206 K/H	H 2306
30	47,6	127	25,5	15,3	0,655	4 300	1,6	UKP 207 K/H	H 2307
35	49,2	137	30,7	19	0,8	3 750	2,1	UKP 208 K/H	H 2308
40	54	146	33,2	21,6	0,915	3 400	2,4	UKP 209 K/H	H 2309
45	57,2	159	35,1	23,2	0,98	3 300	2,9	UKP 210 K/H	H 2310
50	63,5	171	43,6	29	1,25	3 000	3,75	UKP 211 K/H	H 2311
55	69,8	184	52,7	36	1,53	2 700	4,7	UKP 212 K/H	H 2312
60	76,2	203	57,2	40	1,7	2 350	6,4	UKP 213 K/H	H 2313

Fuente: extraído de (SKF A. , 2019)

**Tabla 25 – B**

*Cilindros hidráulicos telescópicos*



REF.	Y			ØT1	ØT2	ØT3	ØT4	ØT5	Z Carrera Stroke Course	A	B	C	D	E	F	F'	G	M	Vol (Ltr)	Peso (kg) Weight Poids	Soporte Craddle Support ***
	H	I	B																		
294	100		283	45	61				390	26	25	98	25	293	30	25	80	16x1,5	1,0	10,4	00
295	100		338	45	61				500	26	25	98	25	348	30	25	80	16x1,5	1,3	12,3	00
296	107		399	45	61				620	26	40	100	40	409	30	25	80	1/2	1,6	15,1	0
297	100		439	45	61				700	26	40	100	40	449	30	25	80	1/2	2,0	16,3	0
298	107		499	45	61				820	26	40	100	40	509	30	25	80	1/2	2,1	18,2	0
201	107		396	61	76				595	31	45	115	45	406	30	25	95	1/2	2,5	23	1
202	107		496	61	76				795	26	45	115	45	506	30	25	95	1/2	3,3	26	1
203	107		589	68	88				950	36	45	128	45	594	40	30	108	1/2	5,1	40	1
204	107		584	88	107				930	36	45	148	45	589	40	30	128	1/2	7,8	41	2
305	110		283	45	61	76			570	26	45	115	45	293	30	25	95	1/2	1,9	15,4	1
306	110		399	45	61	76			910	26	45	115	45	409	30	25	95	1/2	3,1	20,8	1
307	110	200	391	61	76	91			875	31	45	128	45	406	30	25	108	1/2	4,5	26	1
308	110	200	454	61	76	91			1060	36	45	128	45	469	30	30	108	1/2	5,5	30,1	1
310	110		413	68	88	107			895	36	45	148	45	418	40	30	128	1/2	6,2	37	2
311	110	200	502	68	88	107			1160	36	45	148	45	507	40	30	128	1/2	8,0	45	2
312	110	200	548	68	88	107			1300	36	45	148	45	553	40	30	128	1/2	9,0	49	2
313	110	200	540	88	107	126			1260	36	45	170	45	545	40	30	150	1/2	12,6	55	3
314	110	200	494	88	107	126			1125	36	45	170	45	499	40	30	150	1/2	11,2	52	3
315	110	200	579	88	107	126			1380	36	45	170	45	584	40	30	150	1/2	13,8	58	3
316	110	200		88	107	126			1710	45	45	170	45	694	50	35	150	1/2	17,0	72	3
317		200		107	126	147			1670	45	50	198	50	699	50	35	178	1/2	23,2	99	4
445	113	203	394	45	61	76	91		1190	26	45	128	45	409	30	25	108	1/2	5,0	25	1
447	113	209	449	61	76	91	107		1380	36	45	148	45	464	30	30	128	1/2	8,4	40	2
419	113	203	497	68	88	107	126		1520	36	45	170	45	502	40	30	150	1/2	12,9	61	3
420	113	203	543	68	88	107	126		1705	36	45	170	45	548	40	30	150	1/2	14,5	64	3
421	113	203	582	68	88	107	126		1860	36	45	170	45	587	40	35	150	1/2	15,8	71	3
451	113	203		68	88	107	126		2305	36	45	170	45	697	50	35	150	1/2	19,7	81	3
422		203	494	88	107	126	147		1470	45	50	198	50	507	50	35	178	1/2	17,6	77	4
423		203	579	88	107	126	147		1810	45	50	198	50	592	50	35	178	1/2	21,7	88	4
424		203		88	107	126	147		2250	45	50	198	50	702	50	35	178	1/2	27,0	103	4

Fuente: Extraído de (Cicrosa, 2018)

**Tabla 26 – B**

*Factores de Fricción y G*

Tipo de superficie de la cinta	Superficie de soporte de la cinta Fs	Fr SL/BOR	Ft Transporte	G
Desnuda	0.3	0.05	0.85	0.11
Superficie de fricción	0.35			
Recubrimiento de caucho	0.45			

Fuente: Extraído de (Cema standard N°402, 2015, pág. 23)

**Tabla 27 – B**

*Especificaciones de motores WEG*

2,20 kW - 1750 rpm					
rpm	h <sub>tot</sub>	fs	Fr (N)	código	páginas
63,3	27,6	2,52	6300	G56229	60 a 62
46,3	37,8	1,84	8000	G56232	60 a 62
41,3	42,4	1,64	8000	G56233	60 a 62
34,8	50,3	1,38	8000	G56234	60 a 62
32,4	54,0	1,29	8000	G56235	60 a 62

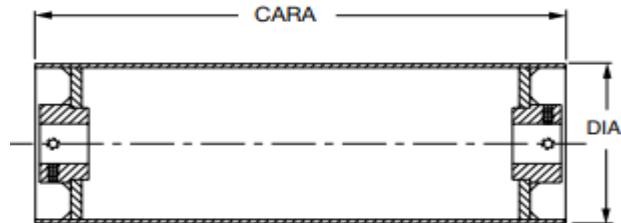
Fuente: Extraído de (WEG, 2017)



**Tabla 28 - B**

*Tamaño y peso estándares de poleas*

Dia. Polea	Ancho de Cara – Peso Promedio en Libras										Dia. Polea	Ancho de Cara – Peso Promedio en Libras									
	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	22"	24"		26"	28"	30"	32"	34"	36"	38"	40"	42"	44"
4"	4	5	6	6	7	7	8	8	9	10	4"	10	11	12	12	13	13	14	14	15	15
5	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	5	18	19	20	21	22	23	25	26	27	28
6	9	11	12	13	14	16	17	18	19	21	6	22	23	24	26	27	28	29	31	32	33
8	17	19	21	22	24	26	28	30	32	34	8	36	38	40	42	43	45	47	49	51	53
10	24	27	29	32	34	36	39	41	43	45	10	48	51	53	55	58	60	63	65	67	70



Fuente: Extraído de (Van Gorp, 2013)

**Tabla 29 – B**

*Especificaciones de motores ROSSI*

$P_1$ kW 1)	$n_2$ min <sup>-1</sup>	$P_2$ kW	$M_2$ daN m	$f_s$	Reductor - Motor Réducteur - Moteur 2)	$i$
4	3.11	3.01	261	1.4	MR IV 160 - 28 x 250 112 M	4
		3.08	134	0.75	MR IV 100 - 28 x 250 112 M	4
		3.3	143	1.12	MR IV 125 - 28 x 250 112 M	4
		3.3	143	1.32	MR IV 126 - 28 x 250 112 M	4
		3.31	143	1.5	MR IV 126 - 38 x 300 132 M	6
		3.03	130	0.85	MR V 125 - 28 x 250 112 M	4
		3.03	130	1	MR V 126 - 28 x 250 112 M	4
		3.1	131	1.12	MR V 125 - 38 x 300 132 M	6
		3.1	131	1.32	MR V 126 - 38 x 300 132 M	6
		3.36	146	2.24	MR IV 160 - 28 x 250 112 M	4
		3.36	146	2.8	MR IV 161 - 28 x 250 112 M	4
		3.11	134	1.6	MR V 160 - 28 x 250 112 M	4
		3.11	134	1.8	MR V 161 - 28 x 250 112 M	4
		3.18	135	2.12	MR V 160 - 38 x 300 132 M	6
		3.18	135	2.5	MR V 161 - 38 x 300 132 M	6

Fuente: Extraído de (Rossi, 2017)

**Tabla 30 – B**

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Extraído de (Budinas, 2012)

**Tabla 31 – B**

*Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.*

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: Extraído de (Budinas, 2012)

**Tabla 32 – B**

*Factor de confiabilidad  $K_e$*

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_\alpha$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Extraído de (Budinas, 2012)

**Tabla 33 – B**

*Calibre de conductores THW- 90 450/750 V*

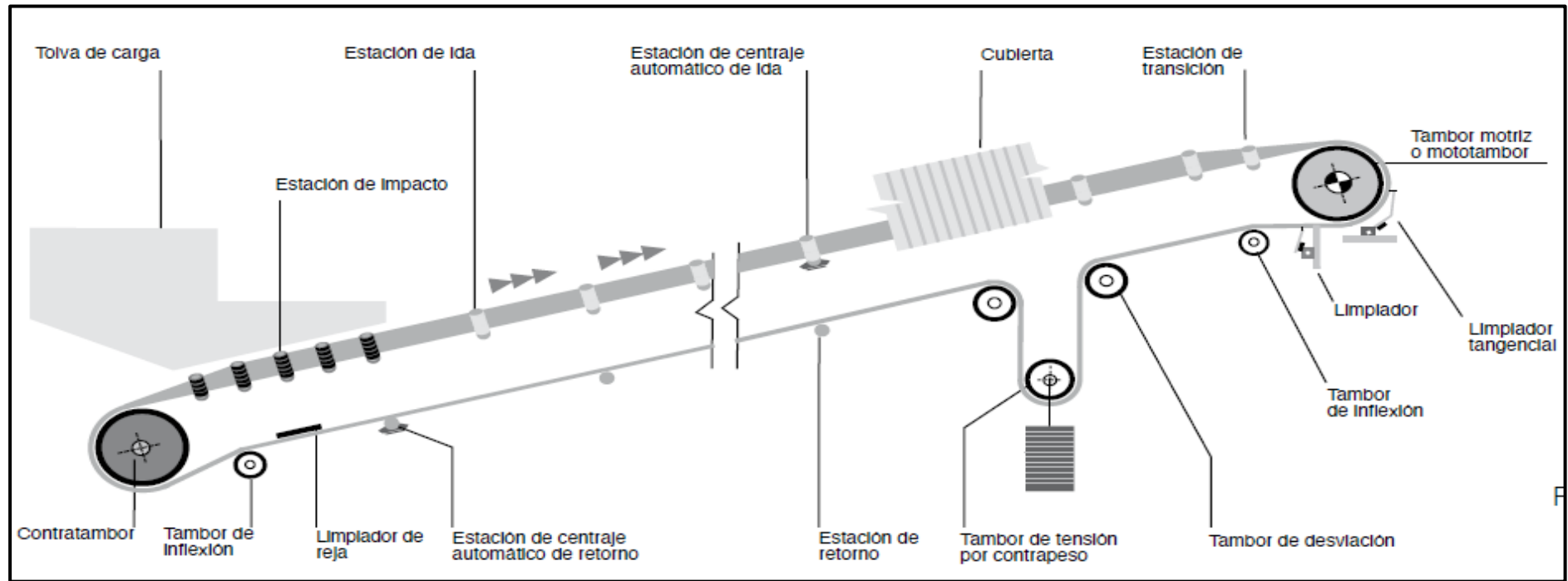
<b>TABLA DE DATOS TECNICOS THW - 90 (mm<sup>2</sup>)</b>								
CALIBRE CONDUCTOR	NUMERO HILOS	DIAMETRO HILO	DIAMETRO CONDUCTOR	ESPESOR AISLAMIENTO	DIAMETRO EXTERIOR	PESO	AMPERAJE (*)	
							AIRE	DUCTO
mm <sup>2</sup>		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	A	A
2.5	7	0.66	1.92	0.8	3.5	32	37	27
4	7	0.84	2.44	0.8	4.1	47	45	34
6	7	1.02	2.98	0.8	4.6	67	61	44
10	7	1.33	3.99	1.1	6.2	117	88	62
16	7	1.69	4.67	1.5	7.7	186	124	85
25	7	2.13	5.88	1.5	8.9	278	158	107
35	7	2.51	6.92	1.5	10	375	197	135
50	19	1.77	8.15	2	12.3	520	245	160
70	19	2.13	9.78	2	13.9	724	307	203
95	19	2.51	11.55	2	15.7	981	375	242
120	37	2.02	13	2.4	18	1245	437	279
150	37	2.24	14.41	2.4	19.4	1508	501	318
185	37	2.51	16.16	2.4	21.1	1866	586	361
240	37	2.87	18.51	2.4	23.5	2416	654	406
300	37	3.22	20.73	2.8	26.5	3041	767	462
400	61	2.84	23.51	2.8	29.3	3846	908	541
500	61	3.21	26.57	2.8	32.3	4862	1037	603

*Fuente:* Extraído de (Indeco)

ANEXO 4 (FIGURAS)

**Figura 1-C**

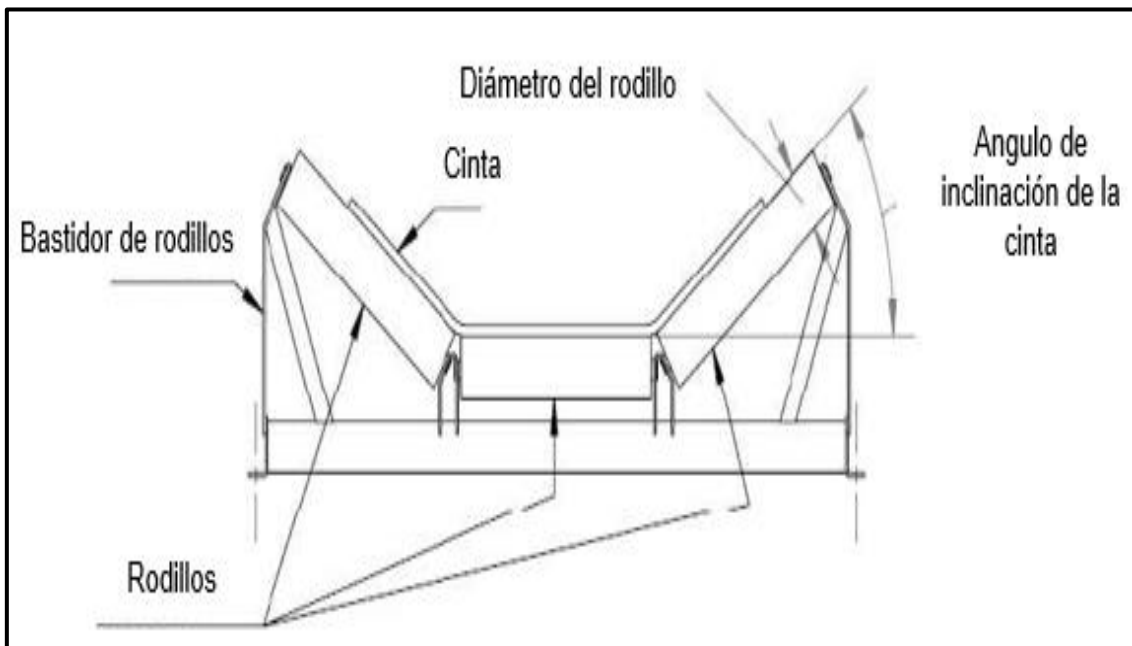
*Componentes de una cinta transportadora*



*Fuente:* Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 17)

### Figura 2-C

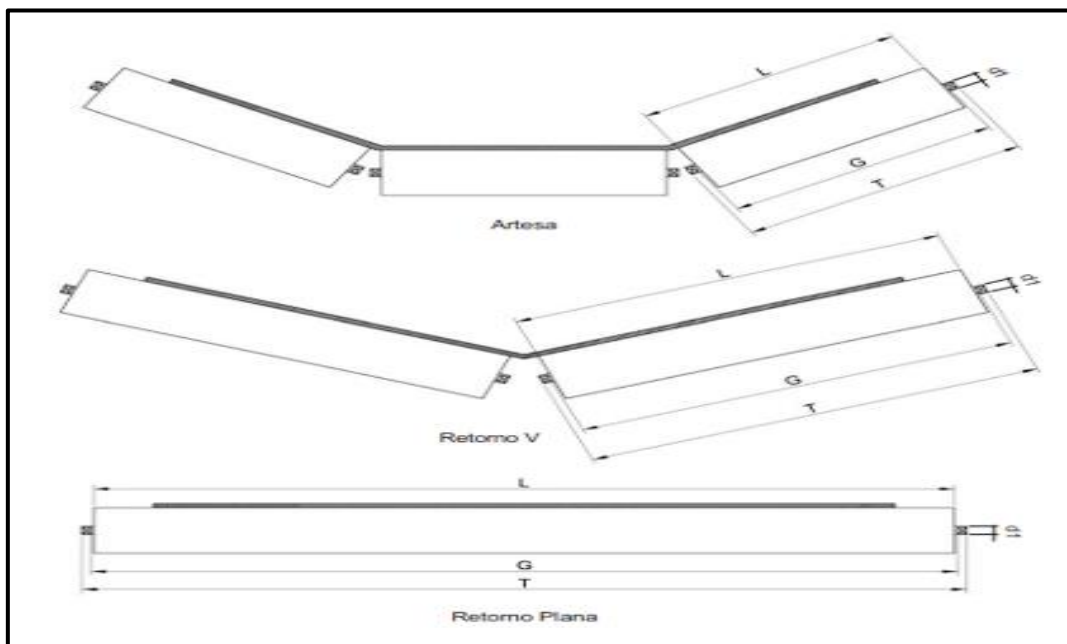
Partes de una estación de rodillos



Fuente: Extraído de (Lamia shihata, 2015, pág. 175)

### Figura 3-C

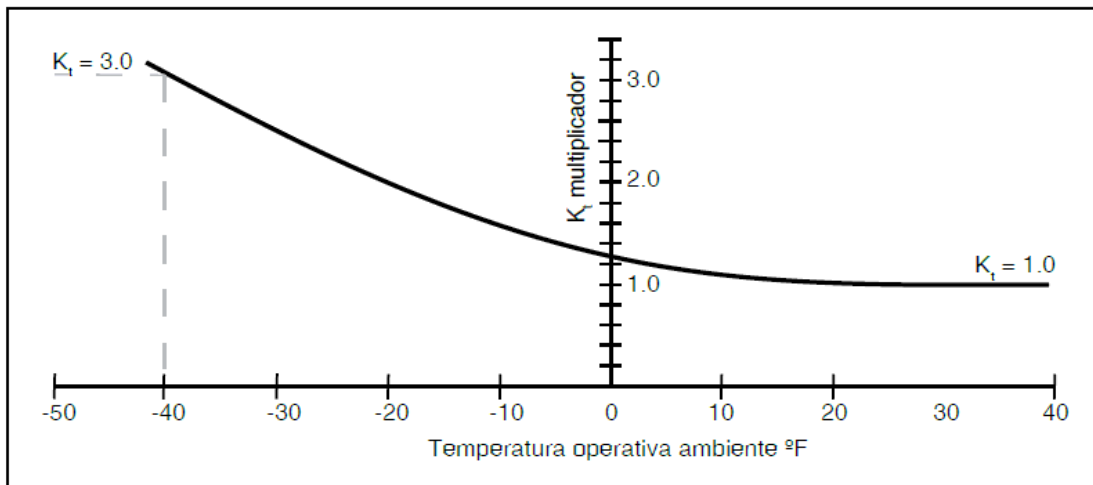
Disposiciones de los rodillos



Fuente: Extraído de (Ulma, 2014, pág. 17)

### Figura4-C

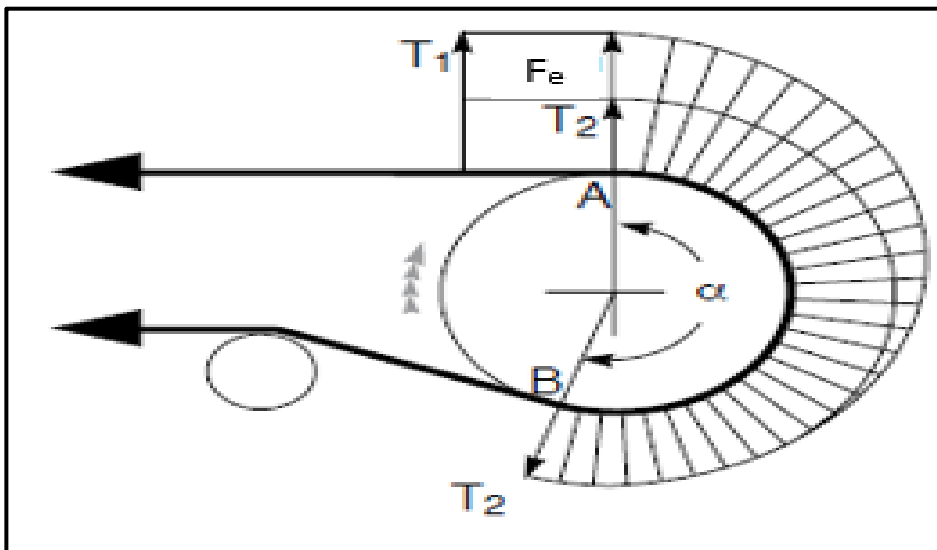
Factor de corrección de temperatura ( $K_T$ )



Fuente: Extraído de (Cema, 2014, pág. 790)

### Figura 5-C

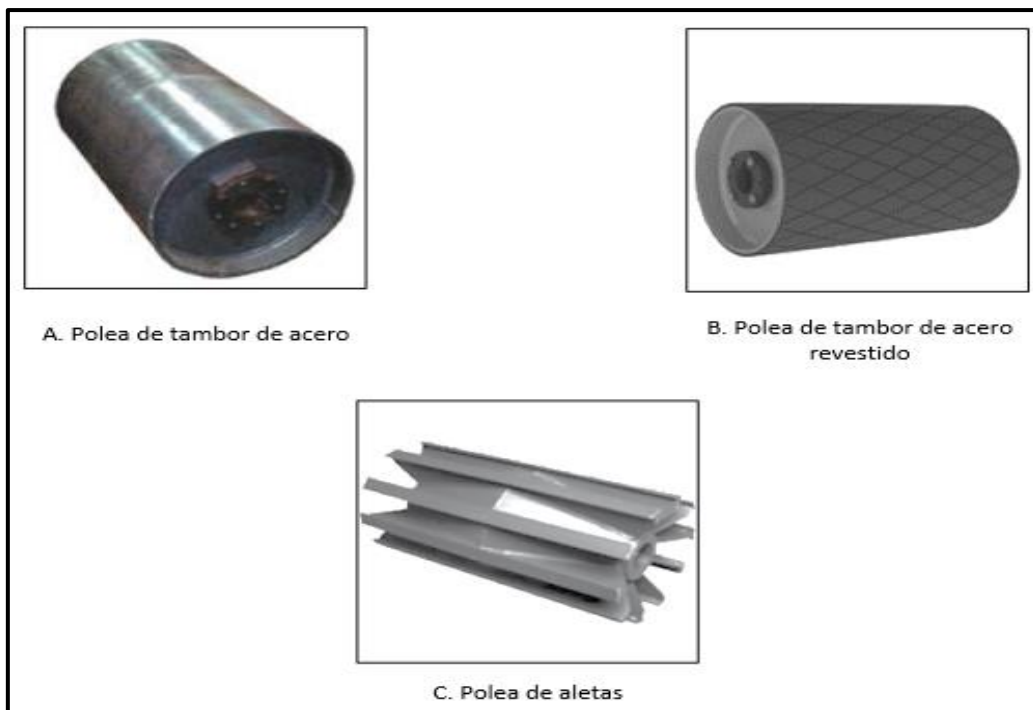
Tensiones que actúan en la banda transportadora



Fuente: Extraído de (Rulmecca, 2010, pág. 40)

## Tabla 6-C

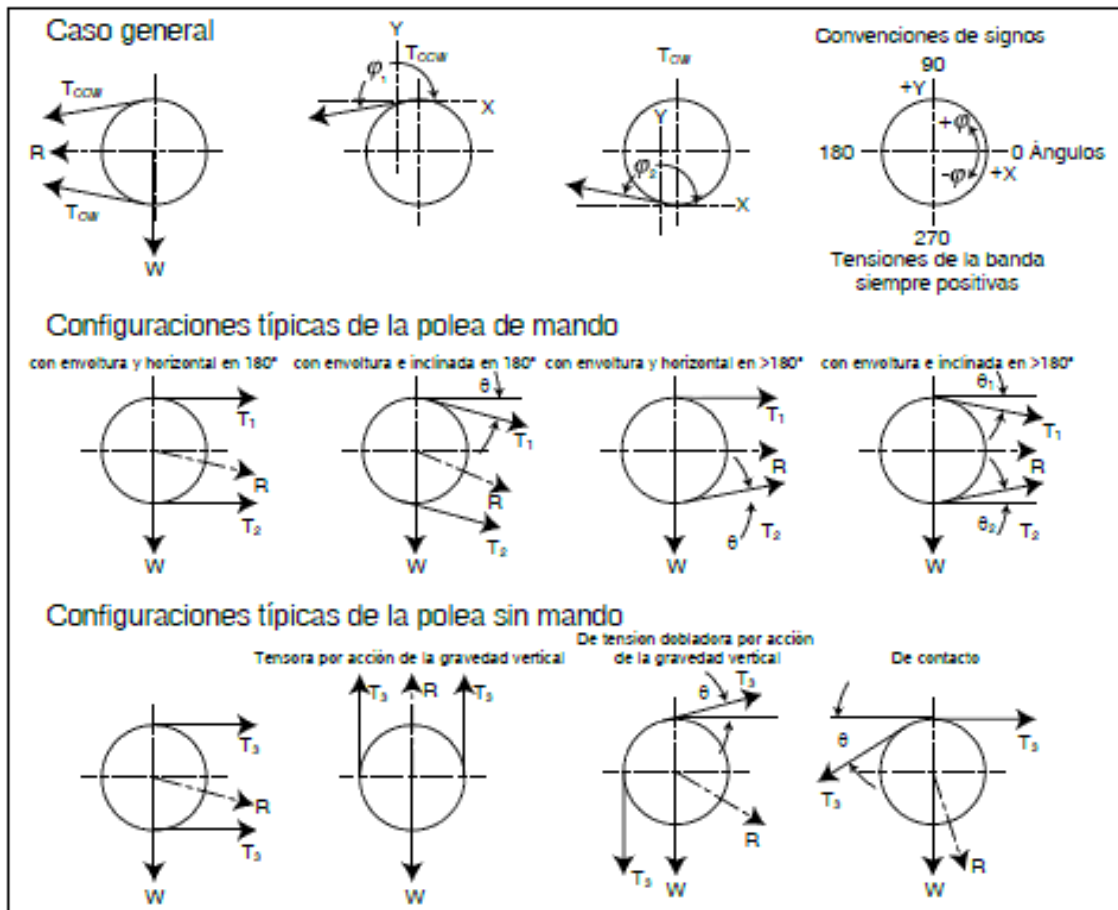
### *Tipos de poleas*



*Fuente:* Extraída de (Cema, 2014, pág. 313)

**Figura 7-C**

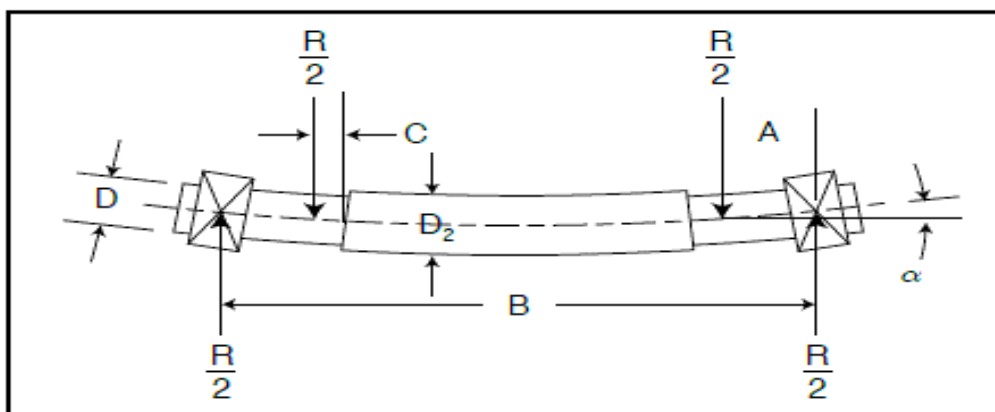
Diagrama de la carga radial resultante ( $R$ )



Fuente: Extraído de (Cema, 2014, pág. 326)

**Figura 8-C**

Deflexión de eje de polea para un eje de diámetro doble

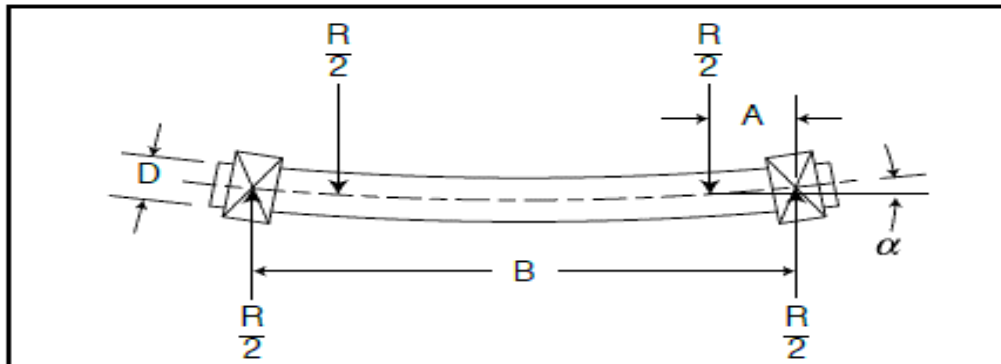




Fuente: extraído de (Cema, 2014, pág. 330)

### Figura 9-C

Deflexión del eje de polea para un eje de diámetro único



Fuente: extraído de (Cema, 2014, pág. 330)

### Figura 10 - C

Factor de tamaño  $K_b$

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: Extraído de (Budinas, 2012)

### Figura 111-C

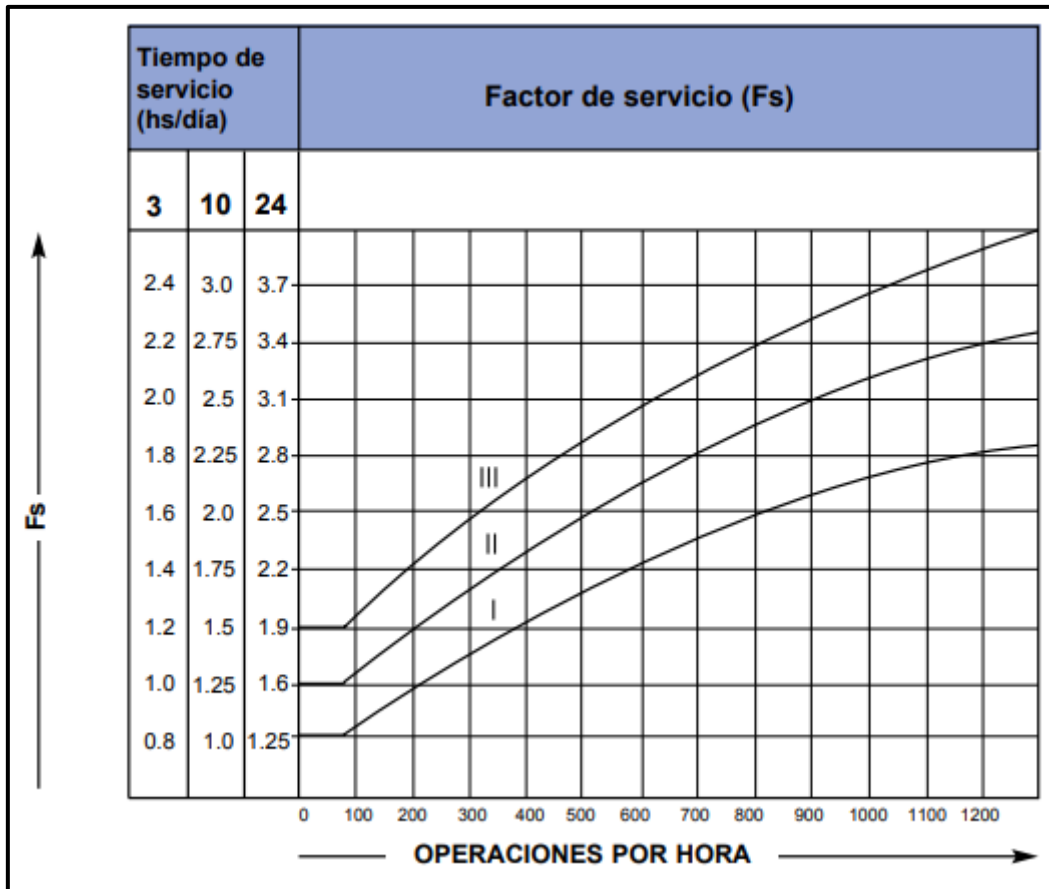
Chumaceras SKF



Fuente: Extraído de (SKF, 2015)

**Figura 12-C**

*Factor de servicio*



Fuente: Extraído de (Lentax, 2019)

**Figura 13-C**

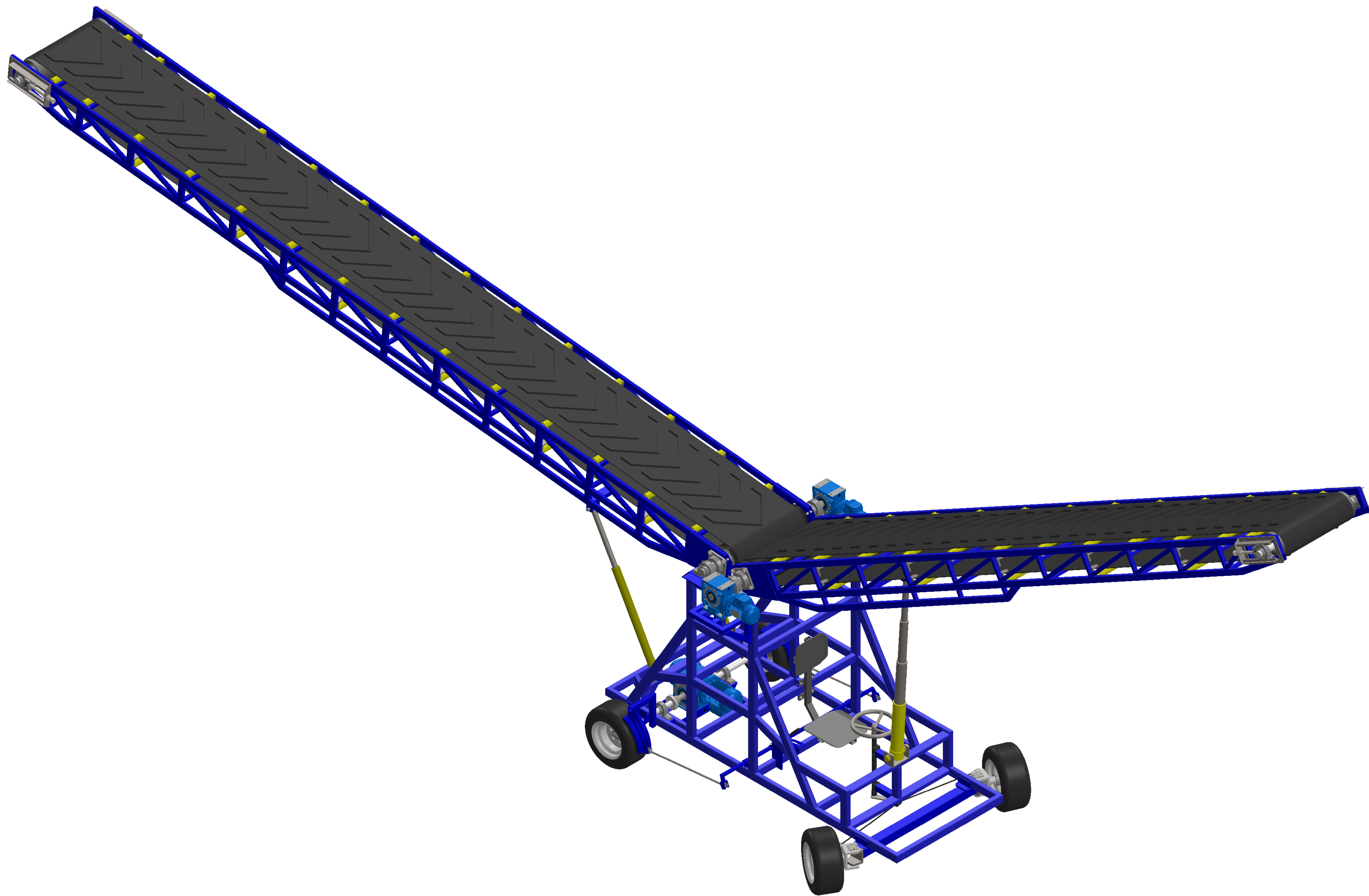
*Factor de carga Kc*

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

Fuente: Extraído de (Budinas, 2012)

## **ANEXO 5 (Planos)**

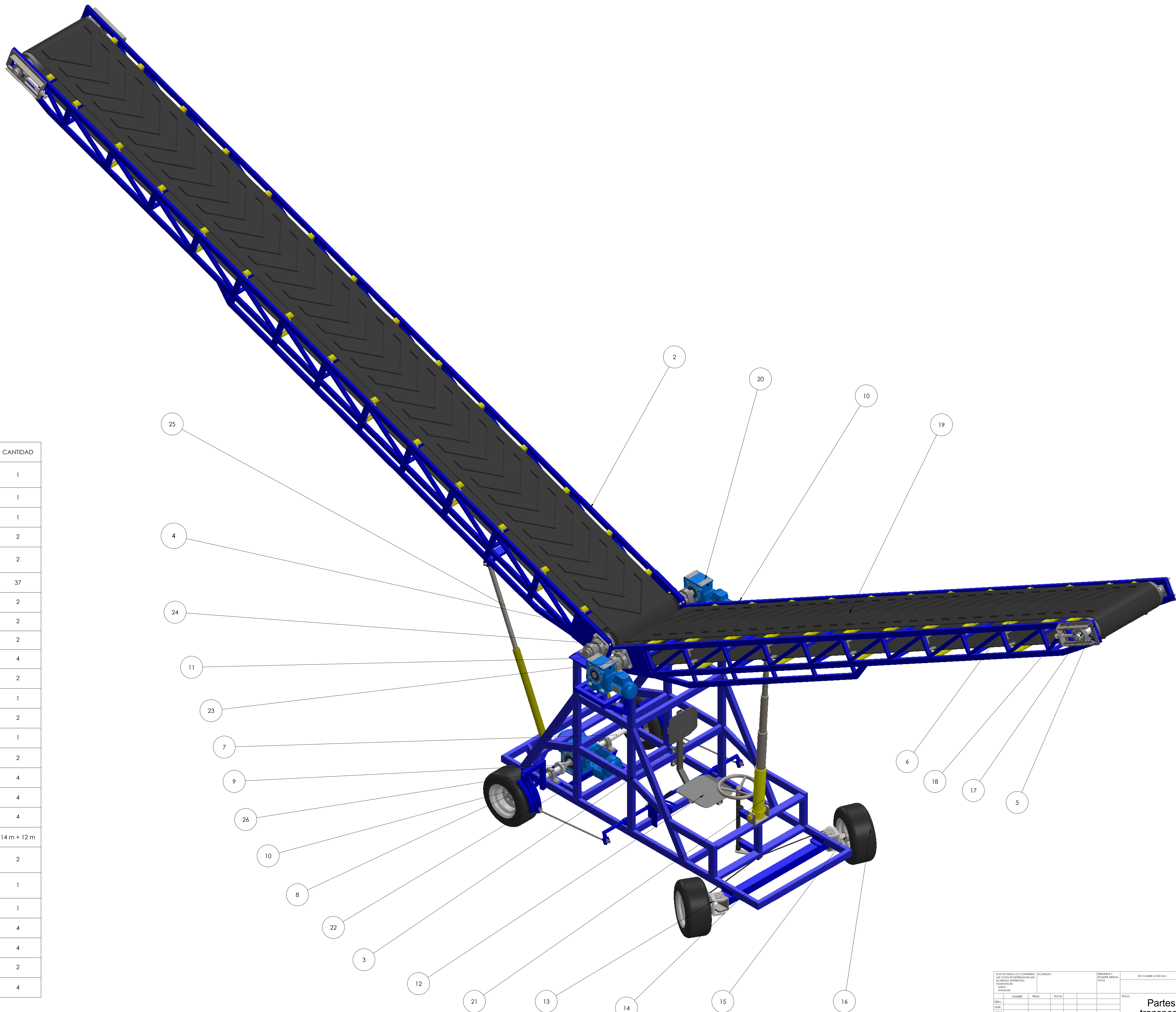
### **A. Planos de la cinta transportadora**



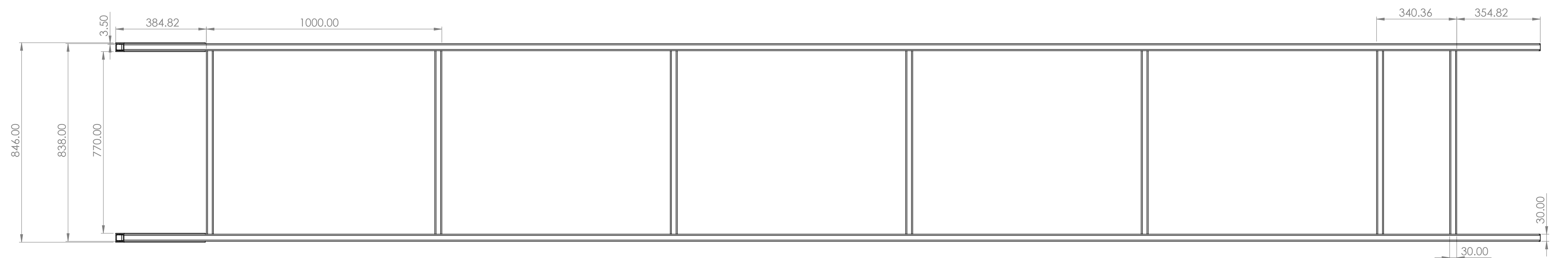
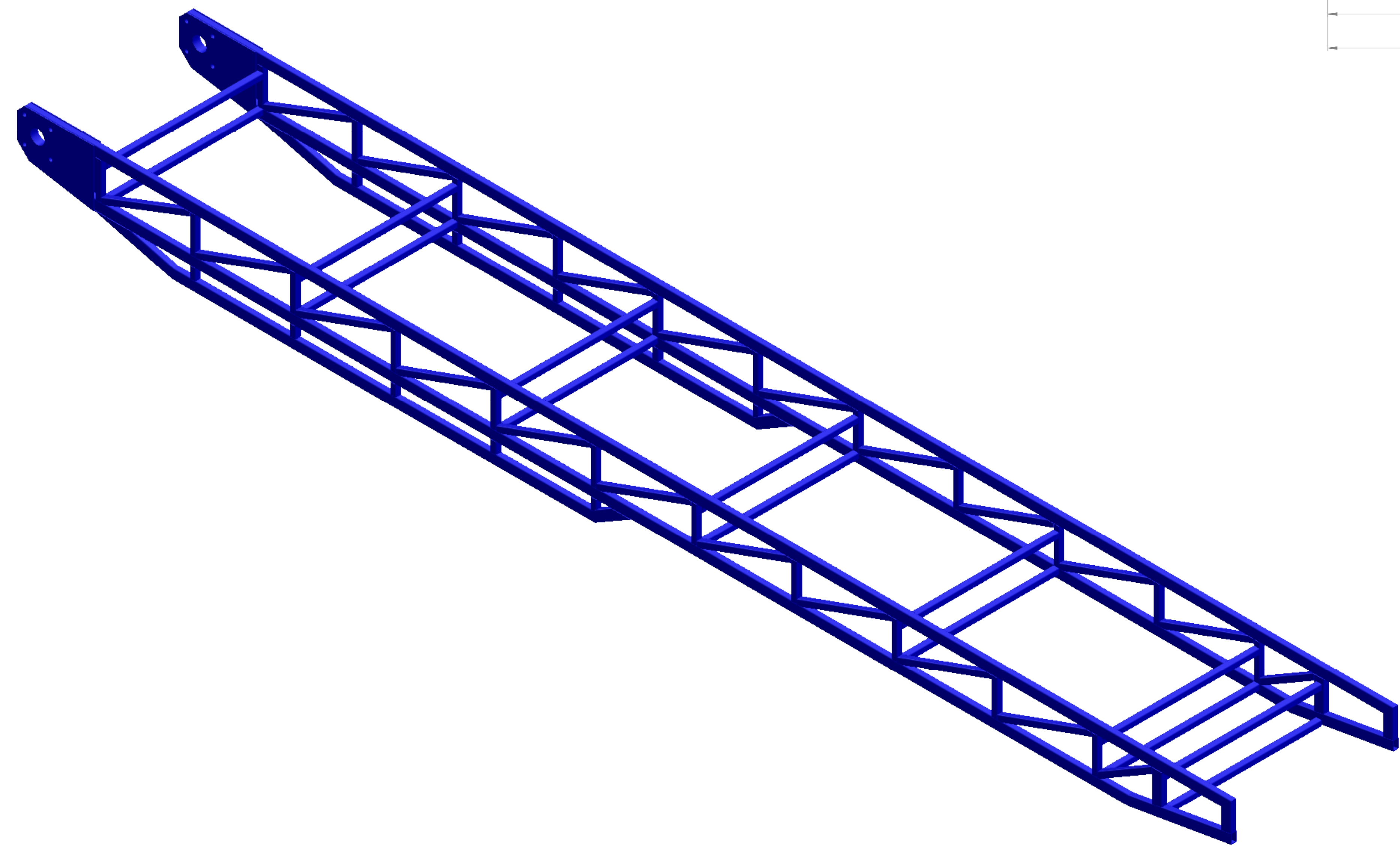
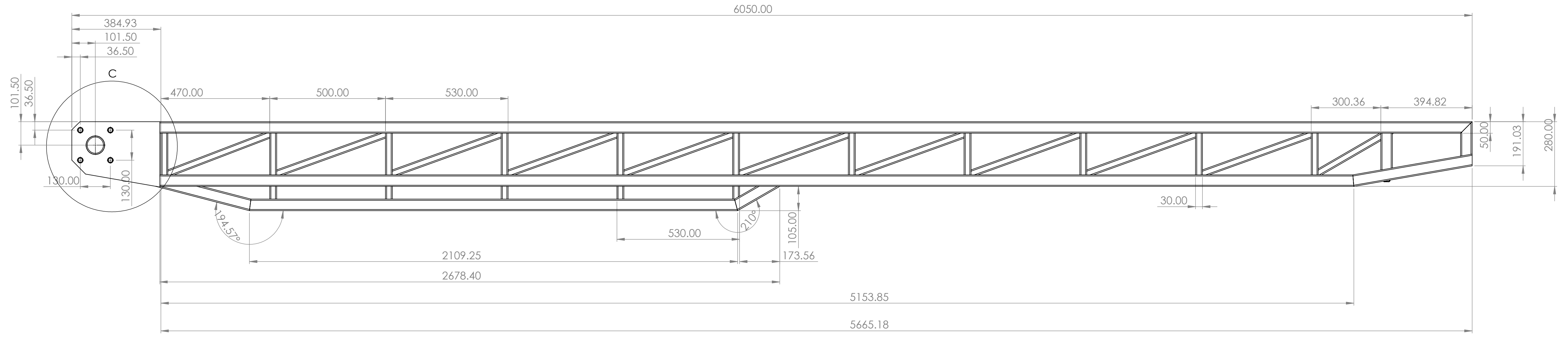
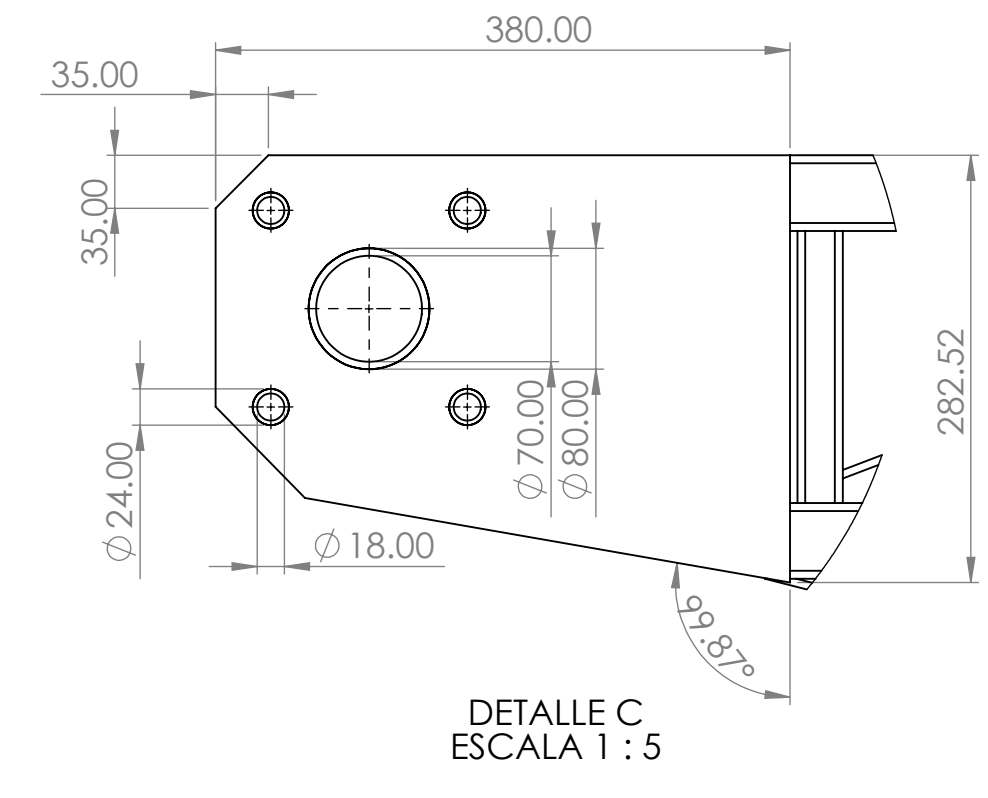
8 NO SE MUEVA EL CONTENIDO LAS CORDAS DE EMPUJAN EN UNA DIRECCION OPUESTA			ACABADO BARRERAS BARRERAS			BARRERAS BARRERAS			NO CAMBIE LA ESCALA REVISION		
DISEÑO DISEÑO APROBADO FABRIL CALIDAD	NOMBRE FIRMA FECHA	ESTADO ESTADO ESTADO ESTADO	MATERIAL MATERIAL MATERIAL	ESCALA 1:10 ESCALA 1:10 ESCALA 1:10	NO CAMBIE LA ESCALA REVISION	DISEÑO DISEÑO APROBADO FABRIL CALIDAD	NOMBRE FIRMA FECHA	ESTADO ESTADO ESTADO ESTADO	MATERIAL MATERIAL MATERIAL	ESCALA 1:10 ESCALA 1:10 ESCALA 1:10	NO CAMBIE LA ESCALA REVISION

Diseño  
cintar transportadora  
CT 0  
A0

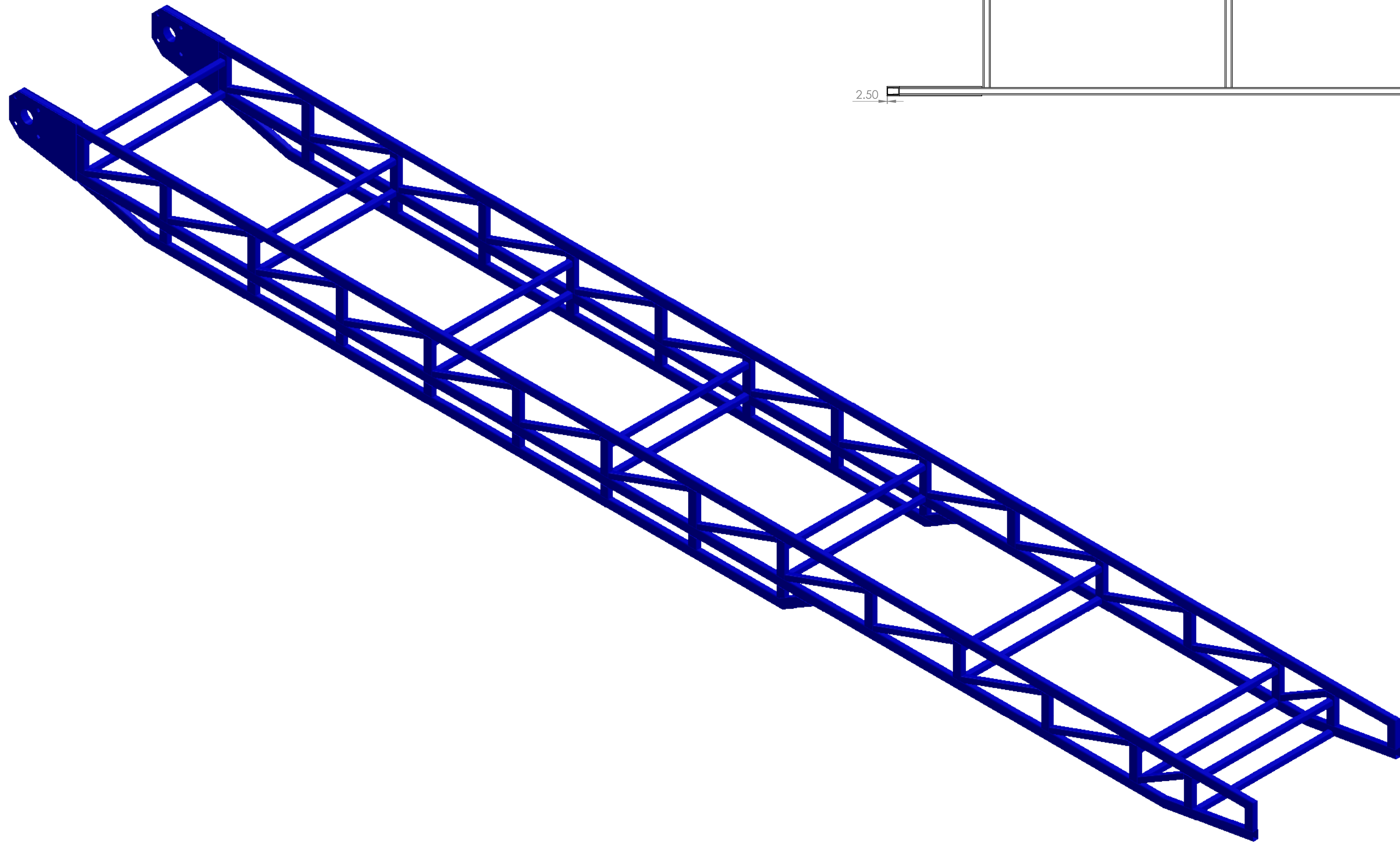
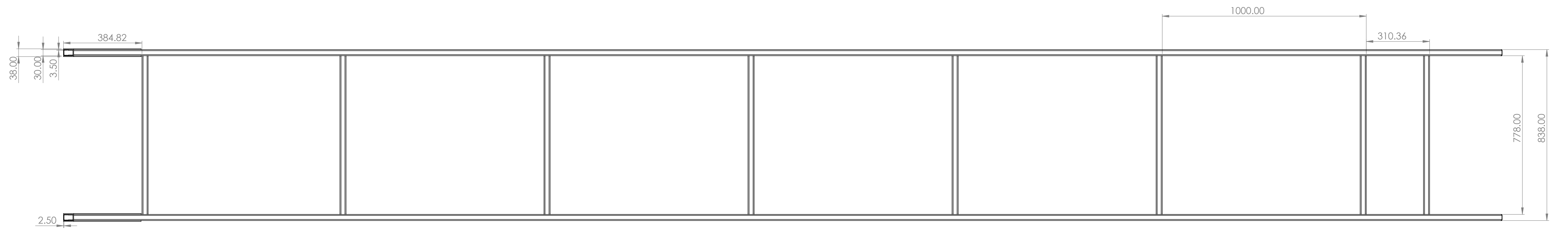
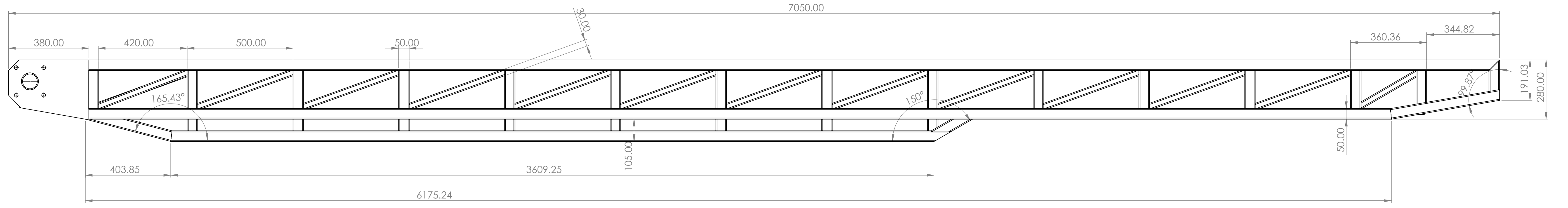
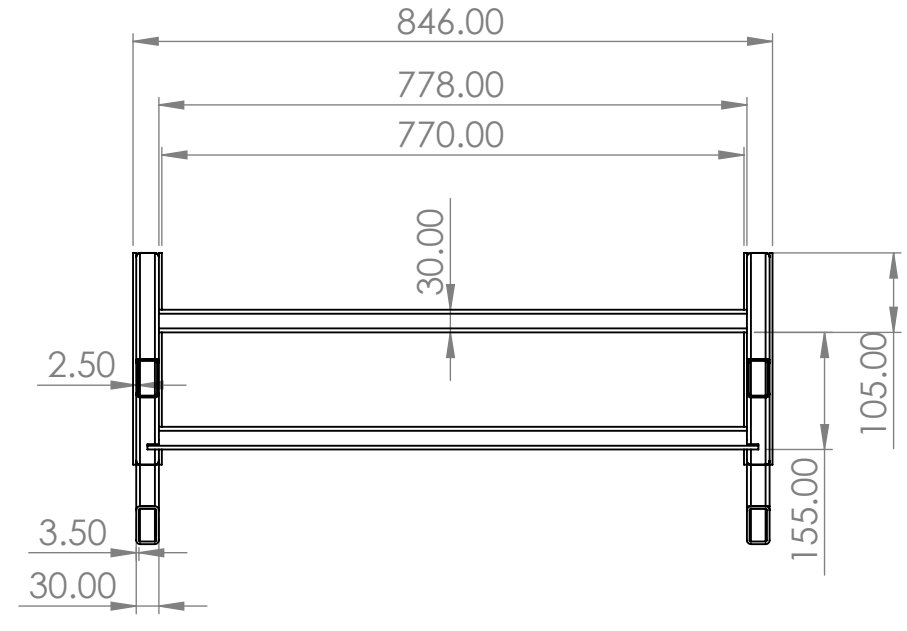
Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Estructura tramo Nº 1	1
2	Estructura tramo Nº 2	1
3	Chasis	1
4	Ensamble polea motriz	2
5	Ensamble polea de cola	2
6	Ensamble rodillo	37
7	Eje de llanta posterior	2
8	Bocamaza de llanta posterior	2
9	Acople eje posterior - eje motor	2
10	Soporte de chumacera de eje posterior	4
11	Soporte de chumacera de polea motriz	2
12	Asiento	1
13	Eje + soporte de llanta delantera	2
14	Soporte de llanta delantera	1
15	Bocamasa llanta delantera	2
16	Llantas	4
17	Chumacera UCT 2010	4
18	Tensor de polea	4
19	Banda Nervada	14 m + 12 m
20	Motorreductor WEG modelo magmax de 2.2 KW	2
21	Cilindro telescópico modelo 2536F DE 5 toneladas	1
22	Motorreductor Rosi de 4 kw	1
23	Chumacera SY 55 WF	4
24	Chumacera UCF 211	4
25	Cilindro simple efecto 645/7	2
26	Chumacera SY 40 WF	4



NO. DE SECCIONES CONVENIDAS	ACABADO	REVISIÓN	NO CAMBIA LA ESCALA	REVISIÓN
SIN COPIAS DE ENTREGA EN SU				
ACORDOS ESPECIALES				
ELABORADO:				
DISEÑO:				
VERIFICADO:				
APROBADO:				
FECHA:				
PROYECTO:				
CLIENTE:				
FECHA:				
ESCALA: 1:10				
Partes cinta transportadora				
CT 1				AD



INFORMACION GENERAL NOMBRE DEL PROYECTO: NOMBRE DEL CLIENTE: NOMBRE DEL DISEÑADOR: NOMBRE DEL EJECUTOR:			ACABADO: MATERIAL: ESCALA:			NO CAMBIA LA ESCALA: REVISION:		
DISEÑO: VERIFICADO: APROBADO: FECHA: CAD:	NOMBRE: FIRMA: FECHA:	ESTADO:	ESTRUCTURA tramo N° 1			MATERIAL: ACERO A500 grado c		
ESCALA: 1:1			A0			HOJA 1 DE 2		

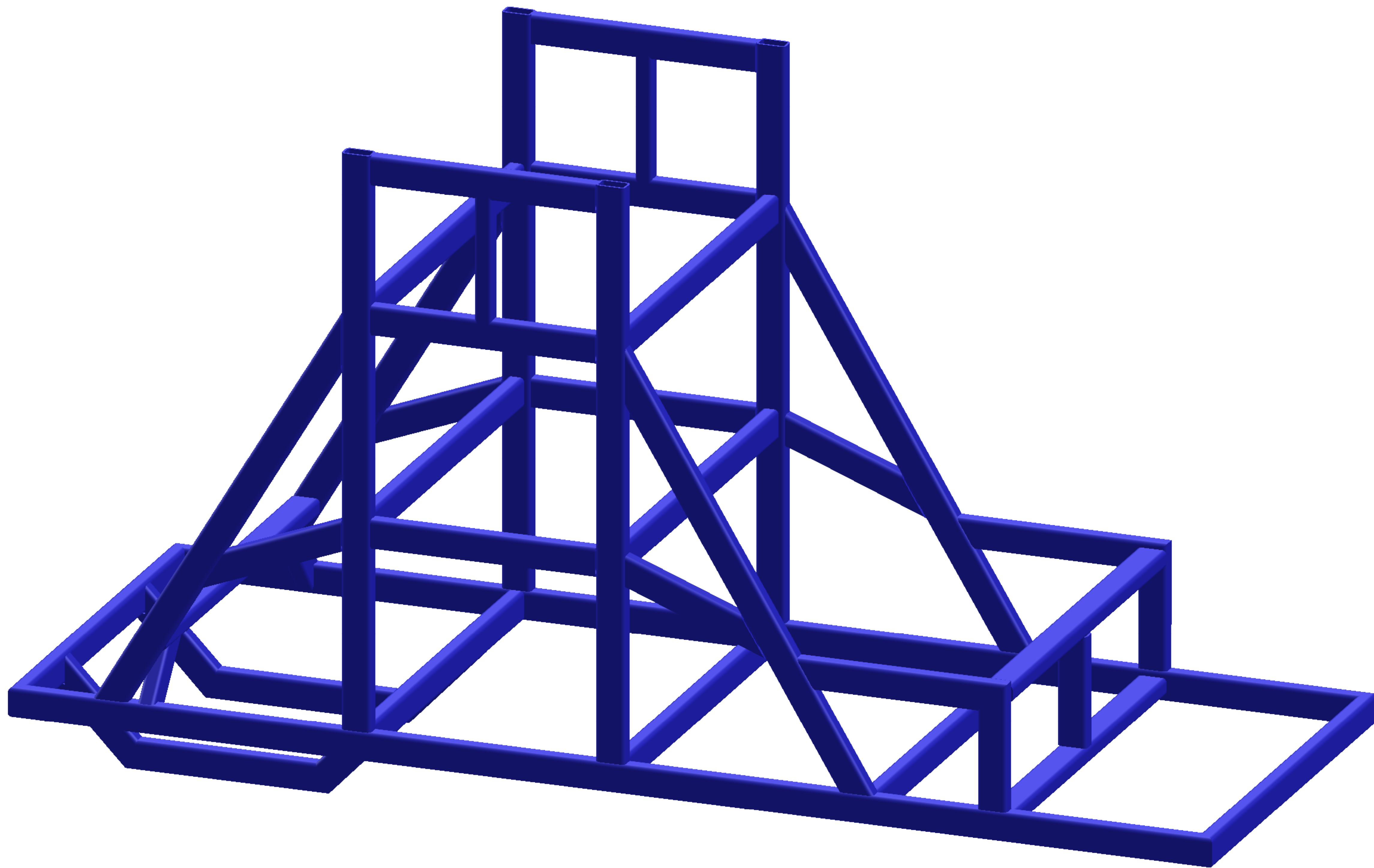


8 INFORMACION GENERAL 8.1 NOMBRE DEL CONTRATO: 8.2 CODIGO DE ESTACION EN LA 8.3 PLAN DE OBRA: 8.4 NOMBRE DEL 8.5 NOMBRE DEL 8.6 NOMBRE DEL		8.7 MATERIAL: Acero A500 grado C		8.8 NOMBRE DEL 8.9 NOMBRE DEL 8.10 NOMBRE DEL		8.11 NO CAMBIA LA ESCALA 8.12 REVISION	
8.13 8.14 8.15 8.16 8.17 8.18 8.19 8.20	8.21 8.22 8.23 8.24 8.25 8.26 8.27 8.28	8.29 8.30 8.31 8.32 8.33 8.34 8.35 8.36	8.37 8.38 8.39 8.40 8.41 8.42 8.43 8.44	8.45 8.46 8.47 8.48 8.49 8.50 8.51 8.52	8.53 8.54 8.55 8.56 8.57 8.58 8.59 8.60	8.61 8.62 8.63 8.64 8.65 8.66 8.67	8.68 8.69 8.70 8.71 8.72 8.73 8.74 8.75

Estructura tramo N° 2

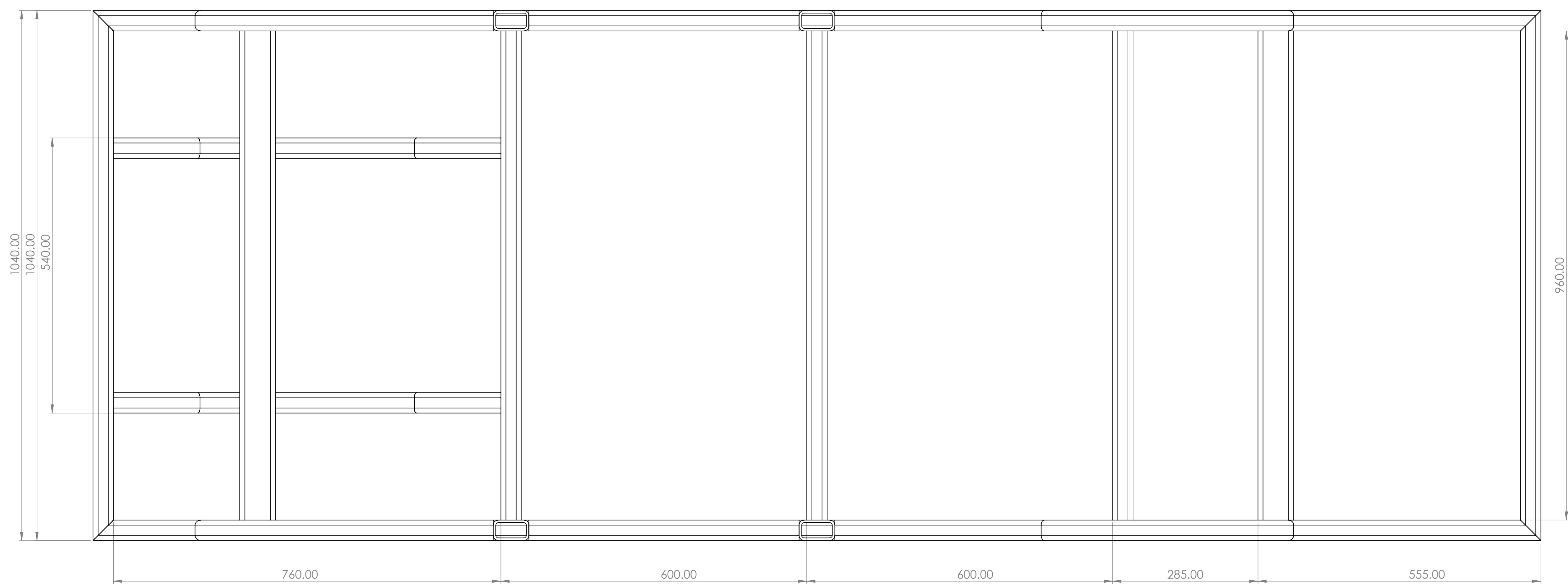
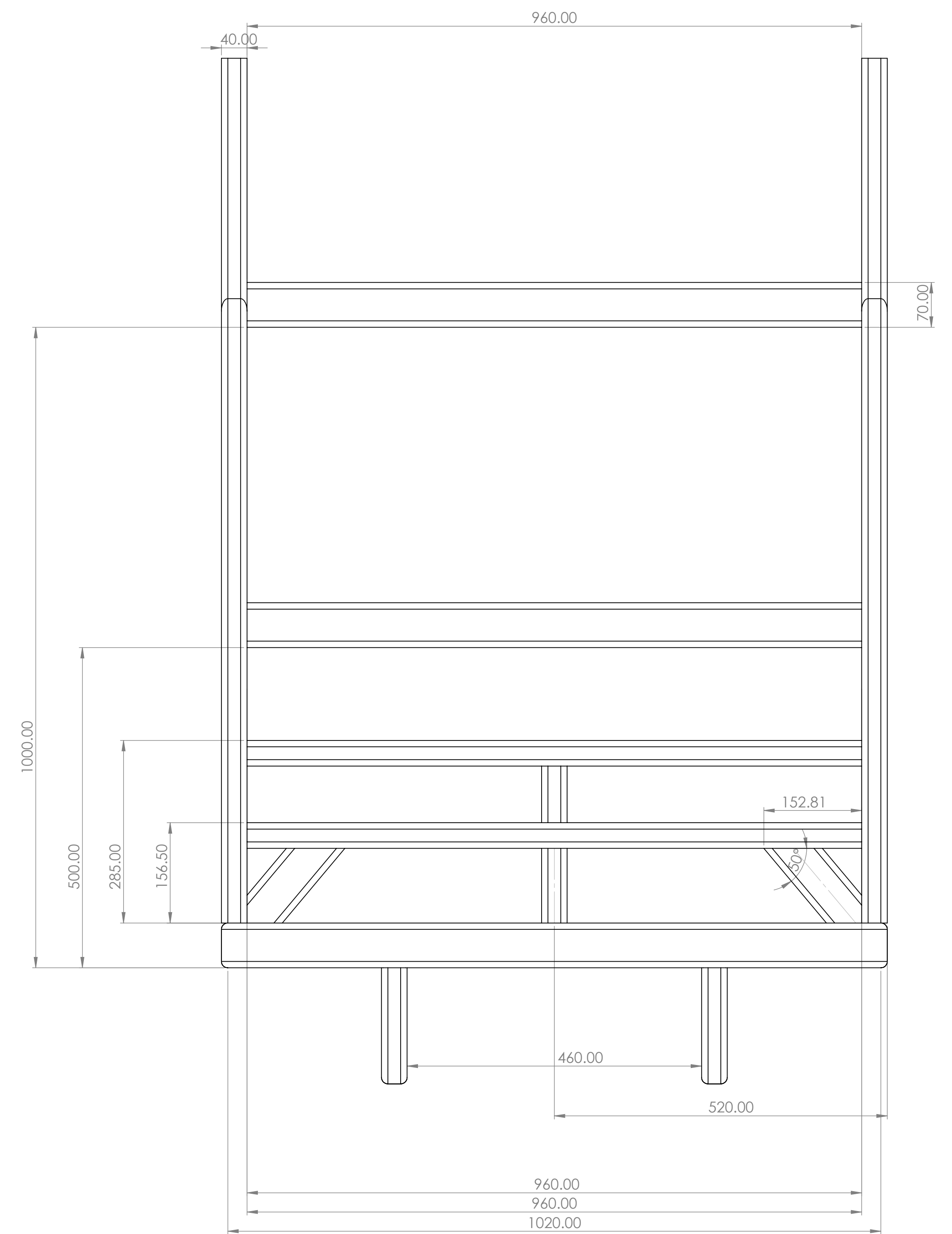
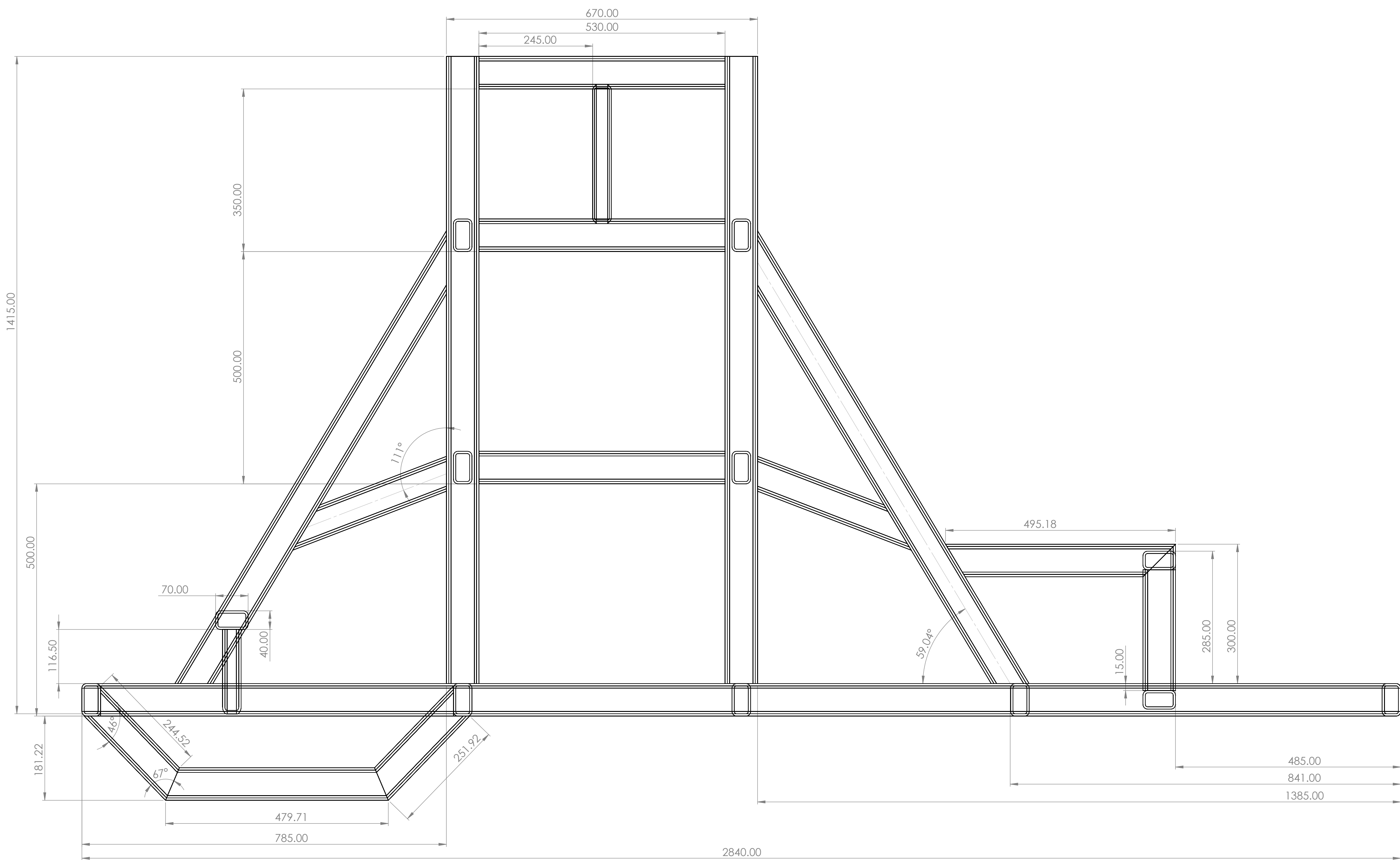
CT 1:2

A0

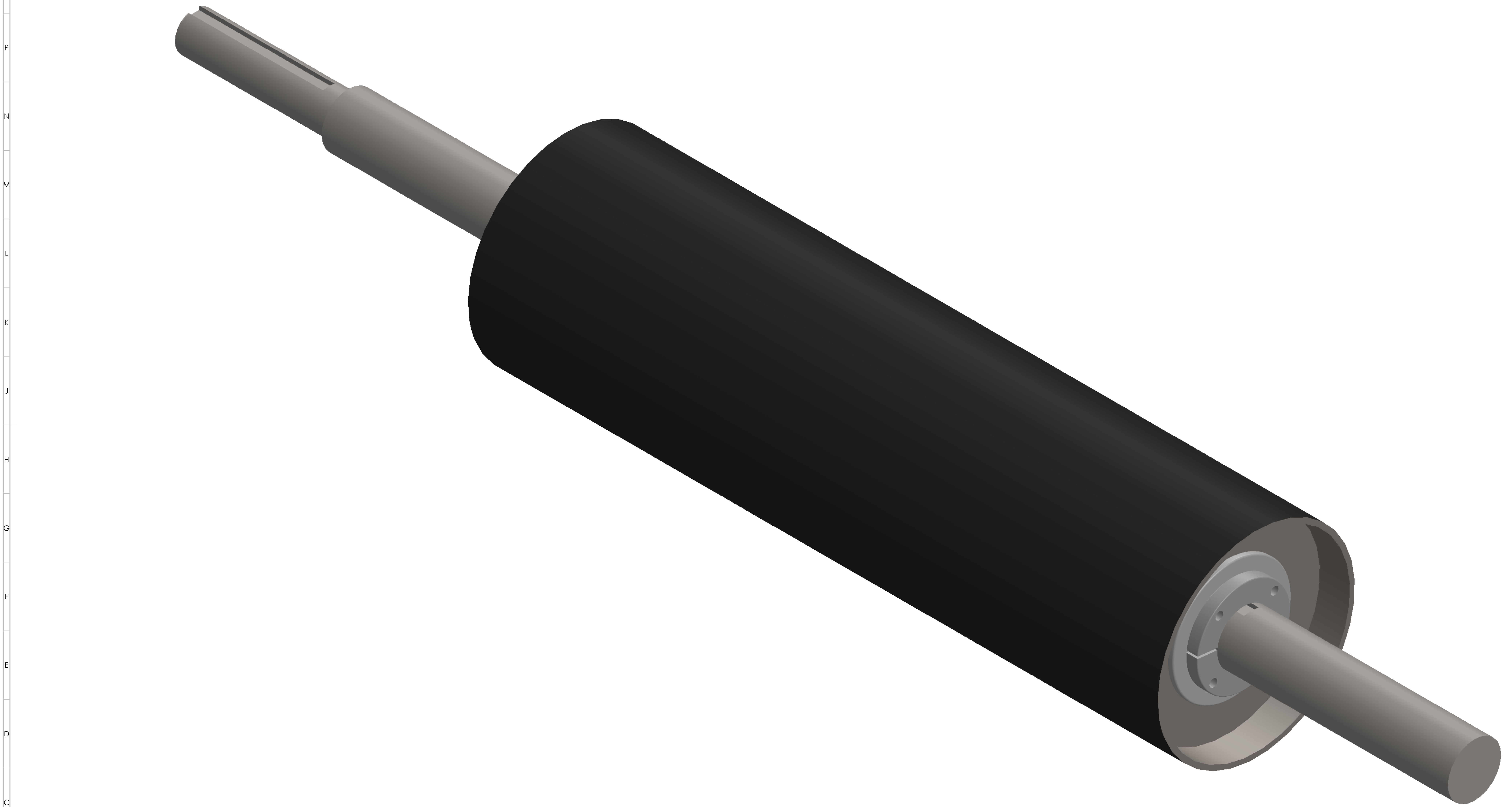


8. NOTAS TÉCNICAS CONVENIO: 8.1. COPIAS DE ENTREGA EN UN 8.2. CUANTOS EJEMPLARES 8.3. MATERIAL 8.4. ANEXOS		ACABADO 8.5.	8.6. 8.7. 8.8. 8.9. 8.10. 8.11. 8.12. 8.13. 8.14. 8.15. 8.16. 8.17. 8.18. 8.19. 8.20. 8.21. 8.22. 8.23. 8.24. 8.25. 8.26. 8.27. 8.28. 8.29. 8.30. 8.31. 8.32. 8.33. 8.34. 8.35. 8.36. 8.37. 8.38. 8.39. 8.40. 8.41. 8.42. 8.43. 8.44. 8.45. 8.46. 8.47. 8.48. 8.49. 8.50. 8.51. 8.52. 8.53. 8.54. 8.55. 8.56. 8.57. 8.58. 8.59. 8.60. 8.61. 8.62. 8.63. 8.64. 8.65. 8.66. 8.67. 8.68. 8.69. 8.70. 8.71. 8.72. 8.73. 8.74. 8.75. 8.76. 8.77. 8.78. 8.79. 8.80. 8.81. 8.82. 8.83. 8.84. 8.85. 8.86. 8.87. 8.88. 8.89. 8.90. 8.91. 8.92. 8.93. 8.94. 8.95. 8.96. 8.97. 8.98. 8.99. 8.100.	8.101. 8.102. 8.103. 8.104. 8.105. 8.106. 8.107. 8.108. 8.109. 8.110. 8.111. 8.112. 8.113. 8.114. 8.115. 8.116. 8.117. 8.118. 8.119. 8.120. 8.121. 8.122. 8.123. 8.124. 8.125. 8.126. 8.127. 8.128. 8.129. 8.130. 8.131. 8.132. 8.133. 8.134. 8.135. 8.136. 8.137. 8.138. 8.139. 8.140. 8.141. 8.142. 8.143. 8.144. 8.145. 8.146. 8.147. 8.148. 8.149. 8.150. 8.151. 8.152. 8.153. 8.154. 8.155. 8.156. 8.157. 8.158. 8.159. 8.160. 8.161. 8.162. 8.163. 8.164. 8.165. 8.166. 8.167. 8.168. 8.169. 8.170. 8.171. 8.172. 8.173. 8.174. 8.175. 8.176. 8.177. 8.178. 8.179. 8.180. 8.181. 8.182. 8.183. 8.184. 8.185. 8.186. 8.187. 8.188. 8.189. 8.190. 8.191. 8.192. 8.193. 8.194. 8.195. 8.196. 8.197. 8.198. 8.199. 8.200.	NO CAMBIA LA ESCALA REVISIÓN
DISEÑO DISEÑO APROBACIÓN FASE CALIDAD	NOMBRE FIRMA FECHA	ESTADO MATERIAL ACERO A500 grado C	NO CAMBIA LA ESCALA REVISIÓN ESTADO MATERIAL ACERO A500 grado C	NO CAMBIA LA ESCALA REVISIÓN ESTADO MATERIAL ACERO A500 grado C	NO CAMBIA LA ESCALA REVISIÓN ESTADO MATERIAL ACERO A500 grado C
<b>Chasis</b>				CT1:3	A0





8. INFORMACIÓN GENERAL: 8.1. CÓDIGO DE PROYECTO: 100000 8.2. NOMBRE DEL PROYECTO: EDIFICIO DE OFICINAS 8.3. UBICACIÓN: AV. Libertador 8.4. CLIENTE:			8.5. FECHA: 10/05/2023 8.6. ESCALA: 1:3.1 8.7. HOJA: 1 DE 3		
9. REVISIÓN: 9.1. NOMBRE: ADO 9.2. FIRMA: [Firma] 9.3. FECHA: 10/05/2023			10. TÍTULO DEL DISEÑO: 10.1. DESCRIPCIÓN: Chasis		
11. MATERIAL: 11.1. ACERO A 500 GRADO C			12. ESCALA: 1:3.1		

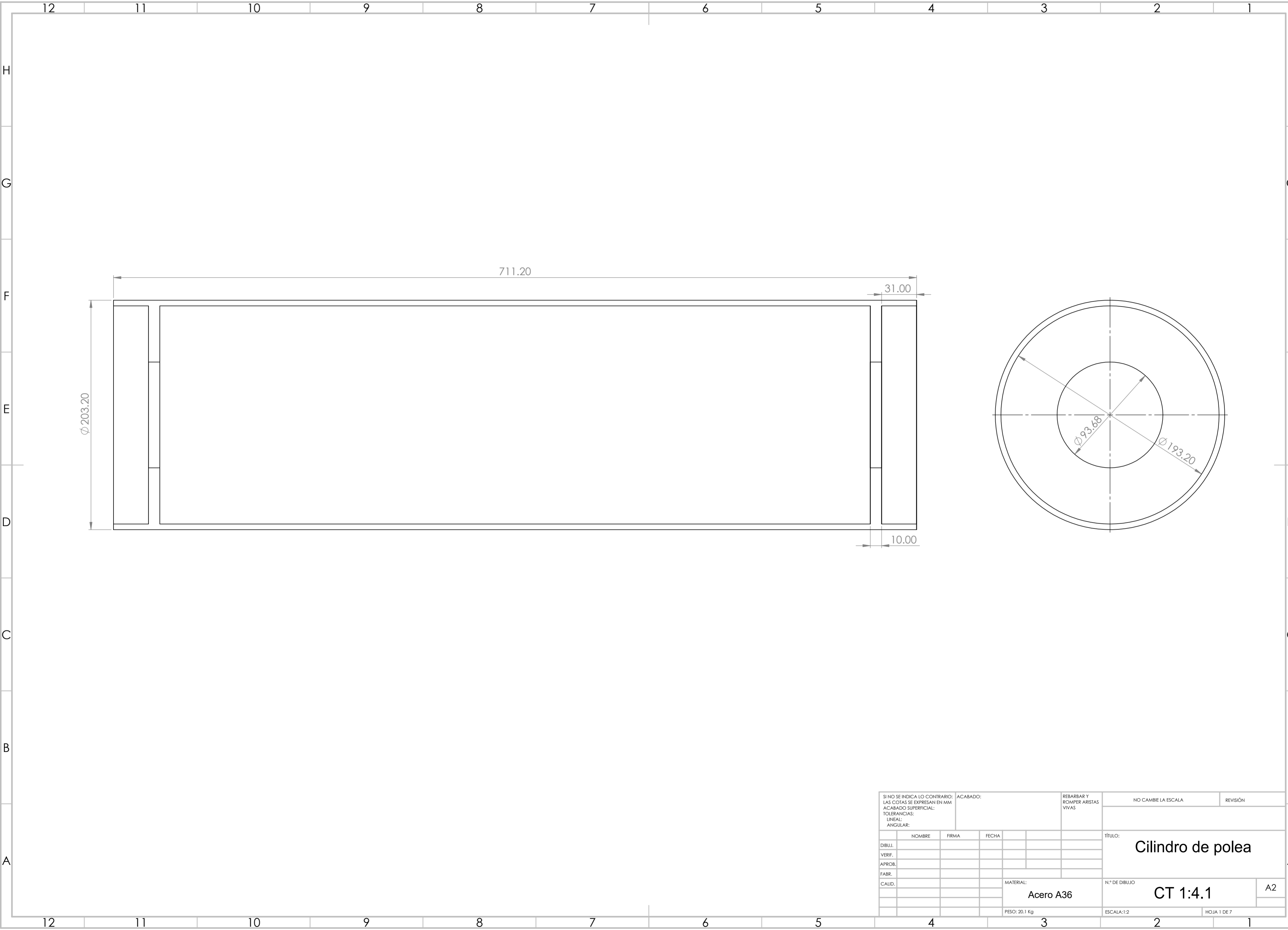


BIBLIOTECA DE COMPONENTES SISTEMAS DE TRANSMISIONES ACIAROS			REVISIONES NOMBRE FECHA FECHA FECHA			NO CAMBIA LA ESCALA		REVISION	
AUTOR			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	
APROBADO			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	
MATERIALES			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	
CALIDAD			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	
REVISOR			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	
DISEÑADOR			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	
PROYECTO			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	
CLIENTE			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	
FECHA			FECHA			ESTADO		ENCLAVADO	

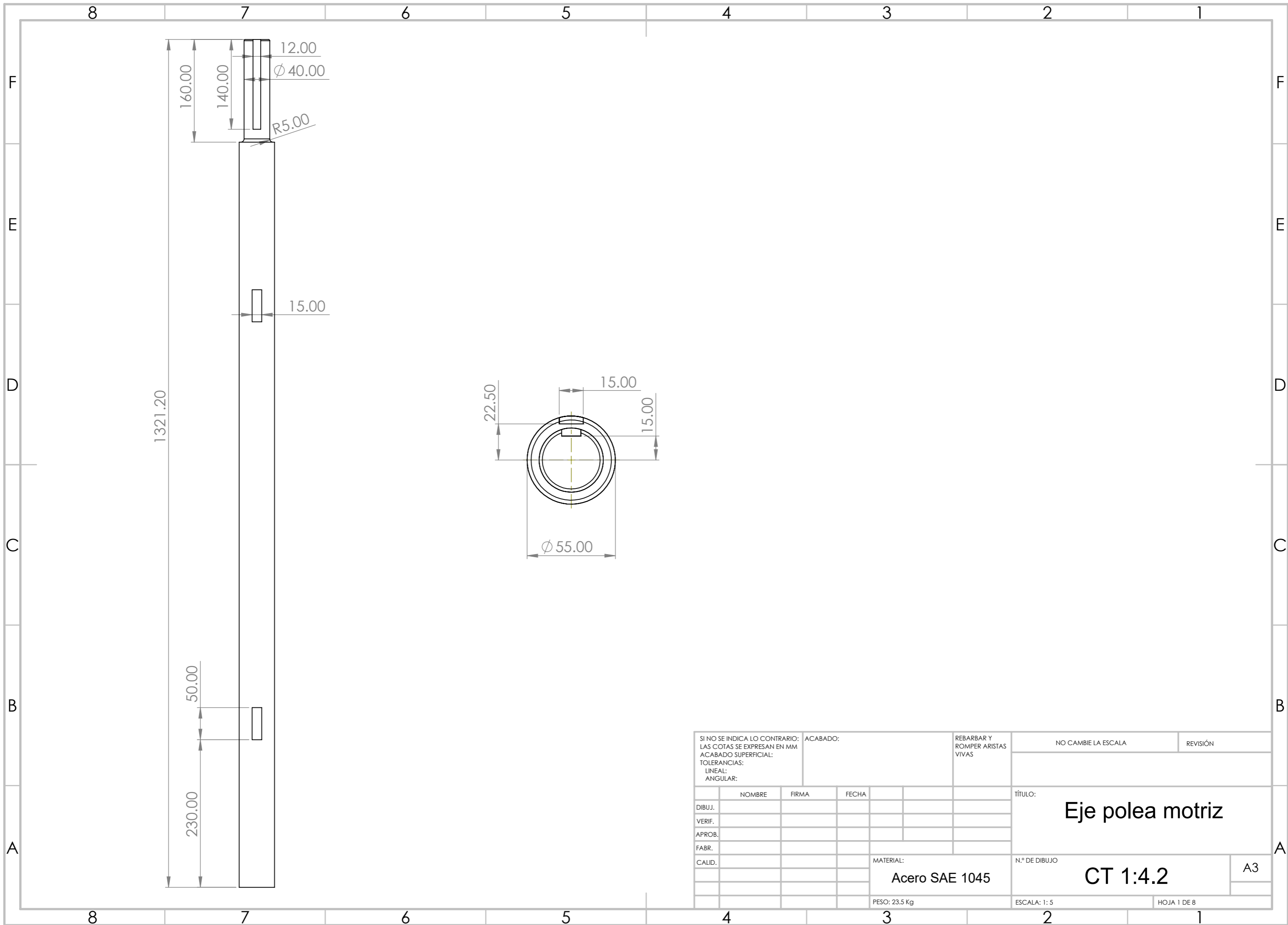
Ensemble poulie motriz

CT 1:4

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
ACABADO SUPERFICIAL:				TOLERANCIAS:		LINEAL:		ANGULAR:		TÍTULO: <b>Cilindro de polea</b>	
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA							N.º DE DIBUJO <b>CT 1:4.1</b>	
VERIF.										A2	
APROB.										ESCALA:1:2	
FABR.										HOJA 1 DE 7	
CALID.										PESO: 20.1 Kg	
										MATERIAL: <b>Acero A36</b>	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:		Eje polea motriz	
DIBUJ.		VERIF.		APROB.		FABR.		CALID.	
MATERIAL:		Acero SAE 1045		N.º DE DIBUJO		CT 1:4.2		A3	
PESO: 23.5 Kg		ESCALA: 1: 5		HOJA 1 DE 8					

4 3 2 1

F

F

E

E

D

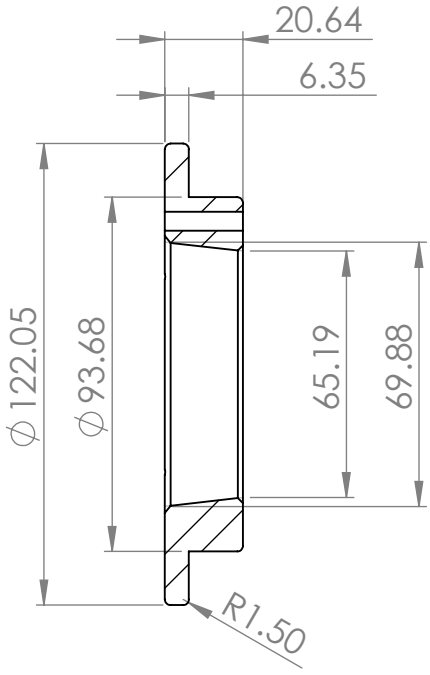
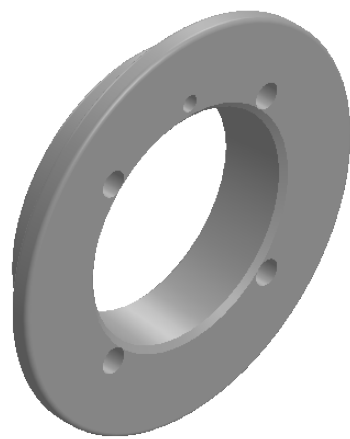
D

C

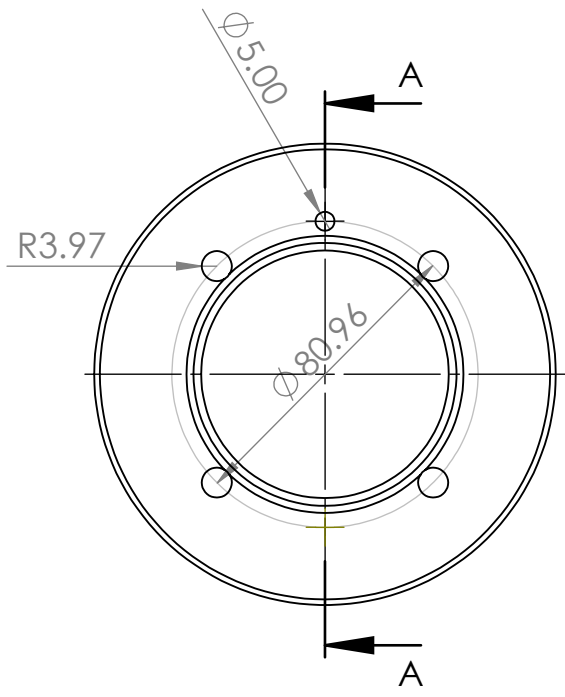
C

B

B



SECCIÓN A-A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:  
LINEAL:  
ANGULAR:

ACABADO:  
  
REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

TÍTULO:  
**Cubo de polea motriz**

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

MATERIAL:  
**Acero ASI 1020**  
  
PESO: 7.4 Kg

N.º DE DIBUJO  
**CT 1:4.3**  
  
ESCALA:1:2

A4  
HOJA 1 DE 9

4 3 2 1

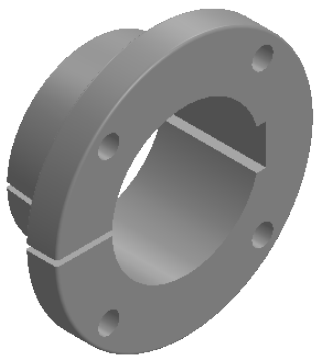
4 3 2 1

F

F

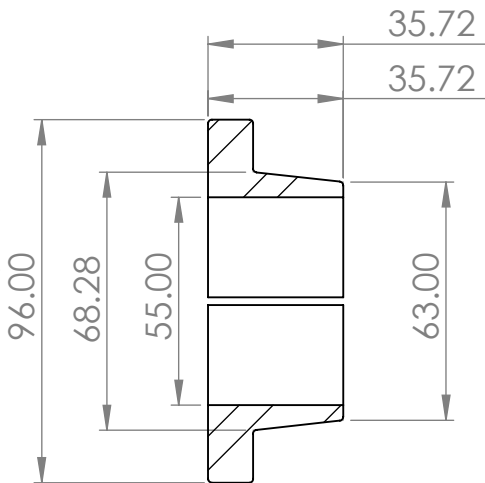
E

E

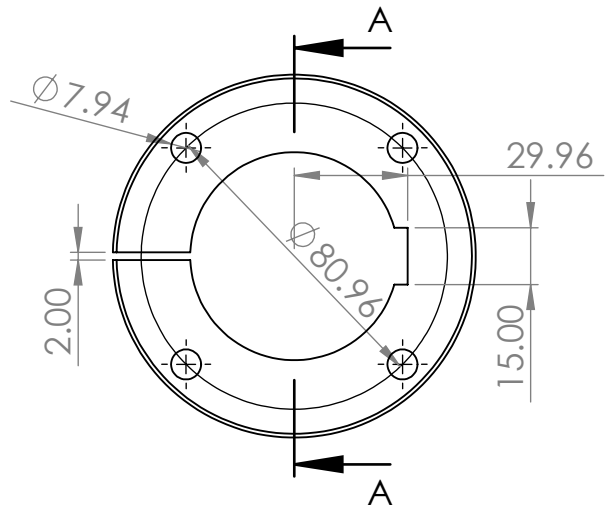


D

D



SECCIÓN A-A



C

C

B

B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:  
LINEAL:  
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
ROMPER ARISTAS  
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO: <b>Buje polea motriz</b>	
N.º DE DIBUJO <b>CT 1:4.4</b>	A4
PESO: 6 Kg	ESCALA: 1:2
HOJA 1 DE 10	

A

A

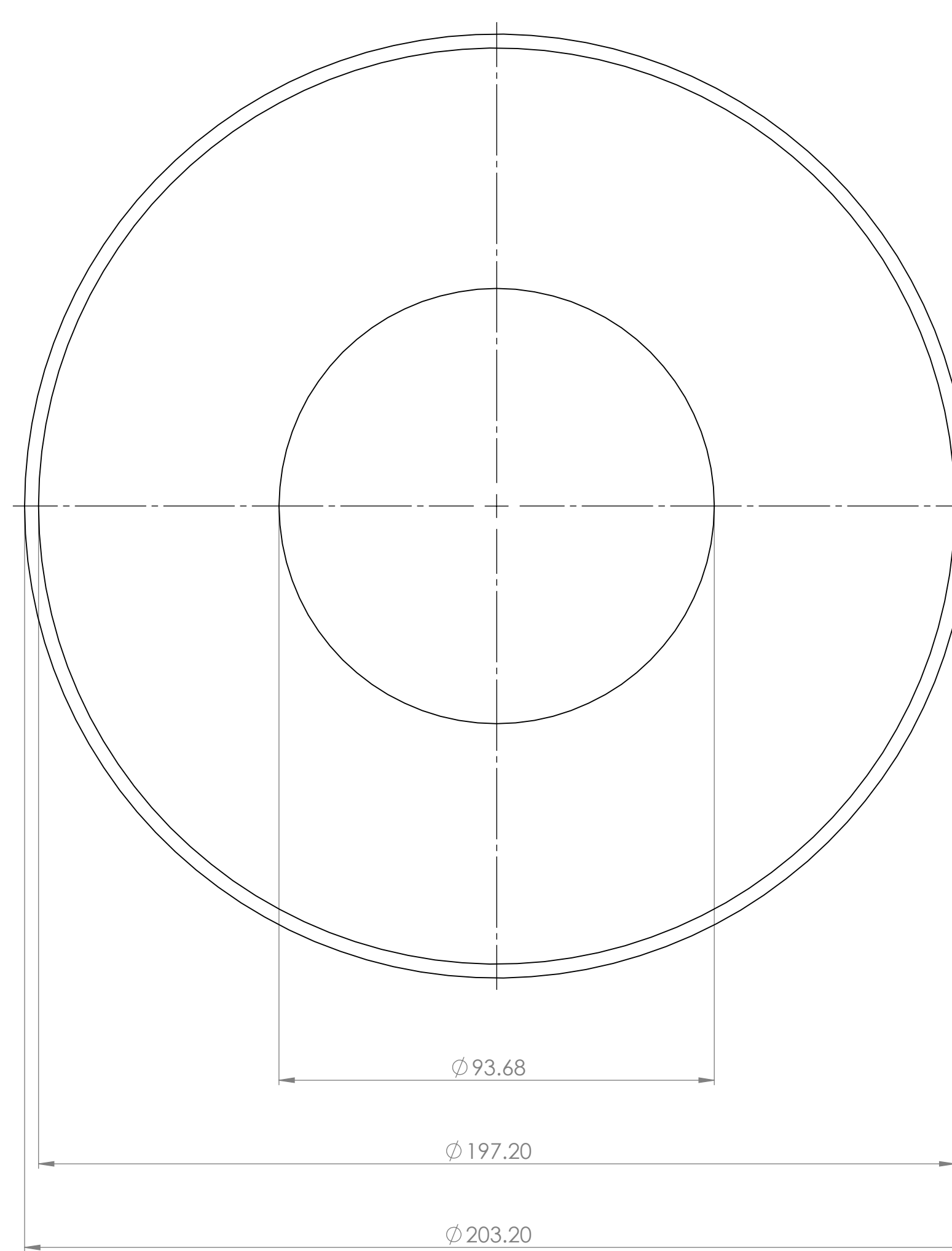
4 3 2 1



8. NO SE MUEVA EL CONTENIDO LAS COPIAS DE ESTOS PLANOS SON SOLO PARA USO DE REFERENCIA			ACABADO SUPERFICIES FINES	REQUERIMIENTOS MATERIALES	NO CAMBIE LA ESCALA REVISOR
DISEÑO DISEÑADOR APROBADO APROBADO CALIDAD	NOMBRE FIRMA FECHA	ESTADO [ ] [ ] [ ] [ ]	MATERIAL PESO	NÚMERO DE DISEÑO ESCALA 1:1	REVISIÓN A0 HOJA 1 DE 11

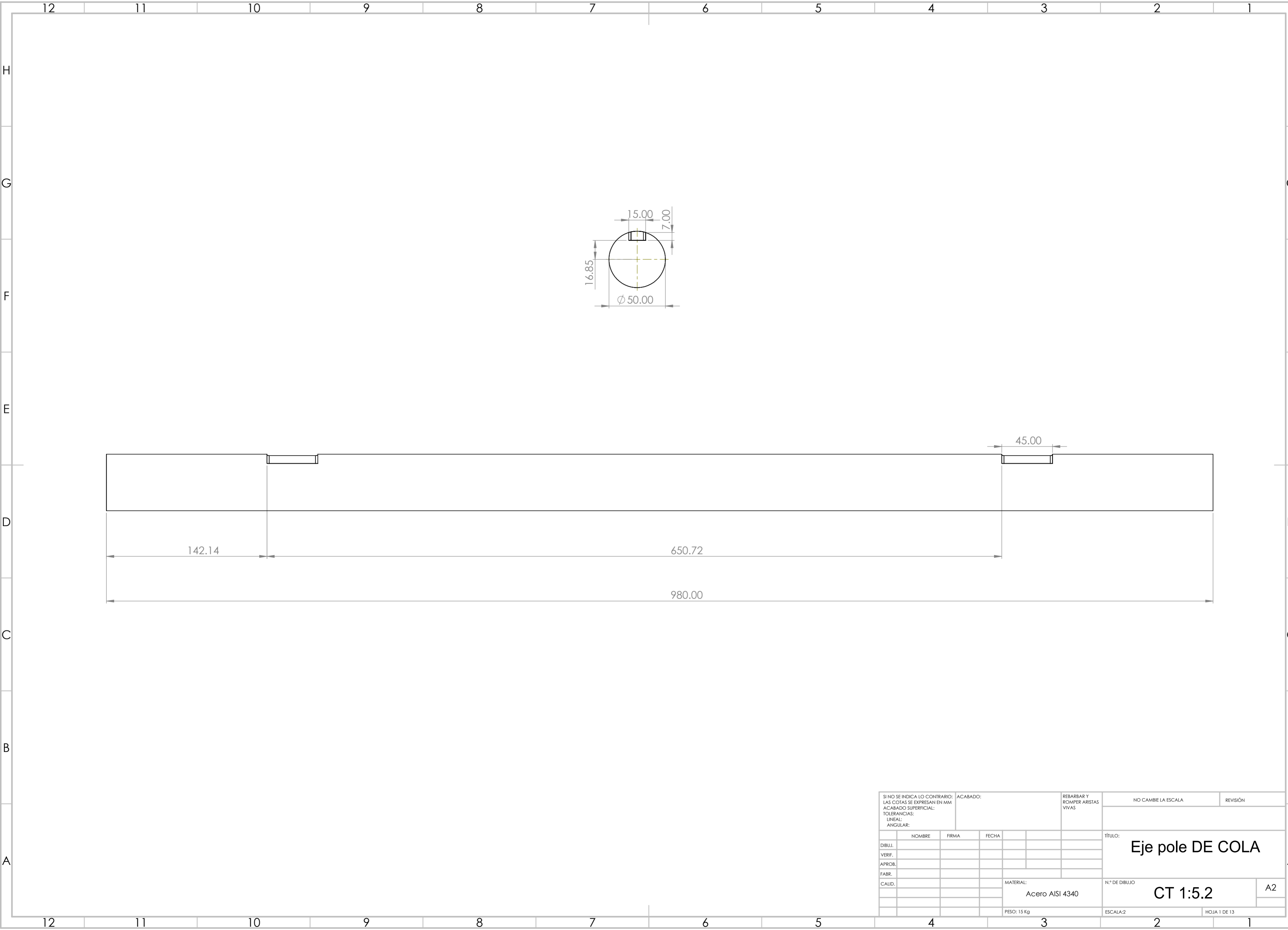
Ensamble polea de cola

CT 1:5

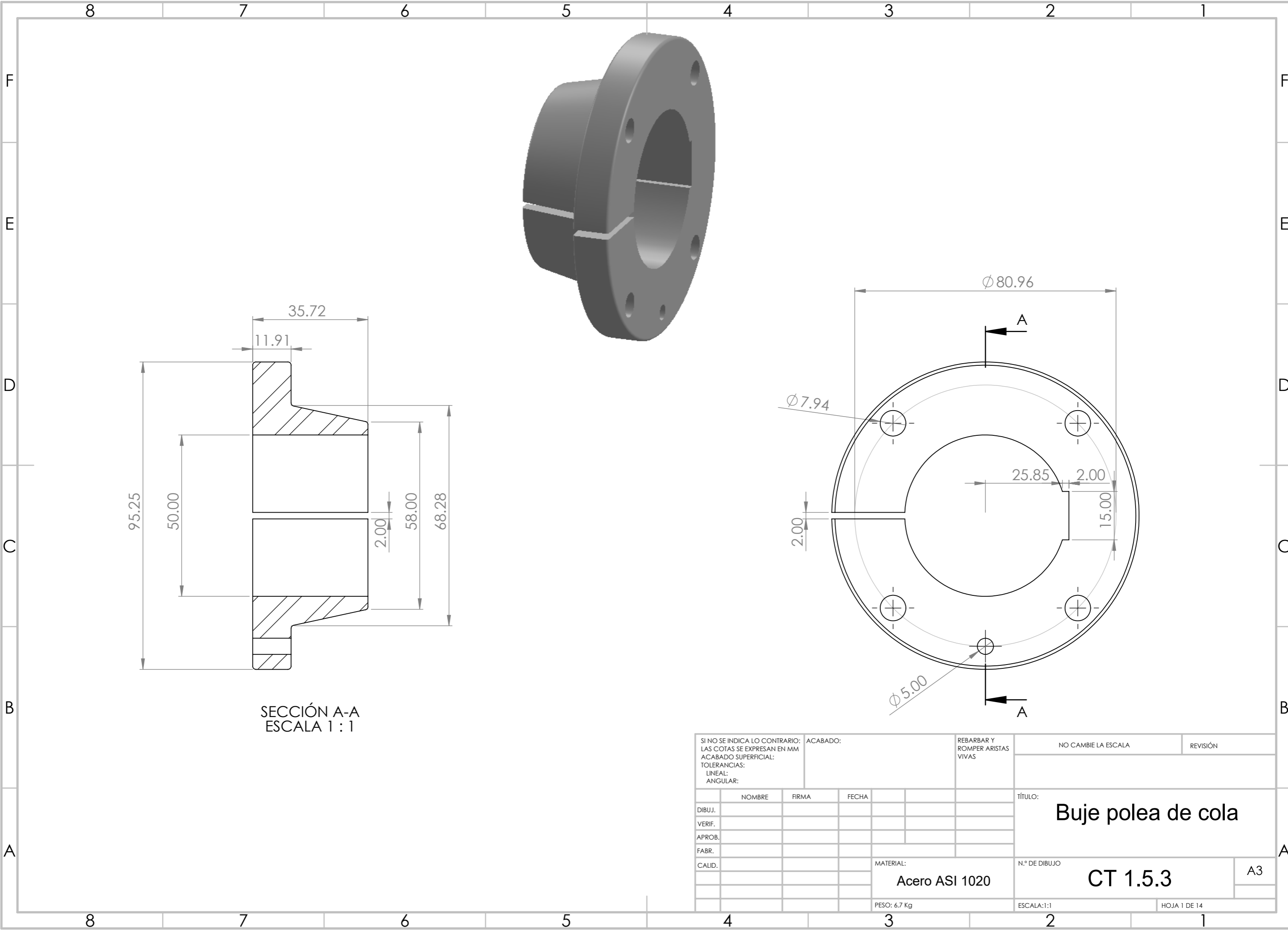


INFORMACION GENERAL NOMBRE DEL DISEÑO: <b>Cilindro polea de cola</b> NOMBRE DEL CLIENTE: <b>Acero A36</b> NOMBRE DEL PROYECTO: <b>CT 1:5.1</b> NOMBRE DEL DISEÑADOR: <b>AD</b>			INFORMACION DE LA ESCALA ESCALA: <b>1:5.1</b> HOJA: <b>1 DE 1</b>		
DISEÑADOR: REVISOR: APROBADO: FECHA:	INGENIERO: FIRMA: FECHA:	PROYECTO: MATERIAL: ACERO A36	ESCALAS: ESCALA: <b>1:5.1</b>	REVISIONES: NO CAMBIA LA ESCALA REVISION:	MATERIAL: ACERO A36





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: <b>Eje pole DE COLA</b>	
VERIF.						N.º DE DIBUJO <b>CT 1:5.2</b>	
APROB.						A2	
FABR.						ESCALA:2	
CALID.					MATERIAL: Acero AISI 4340	HOJA 1 DE 13	
					PESO: 15 Kg		

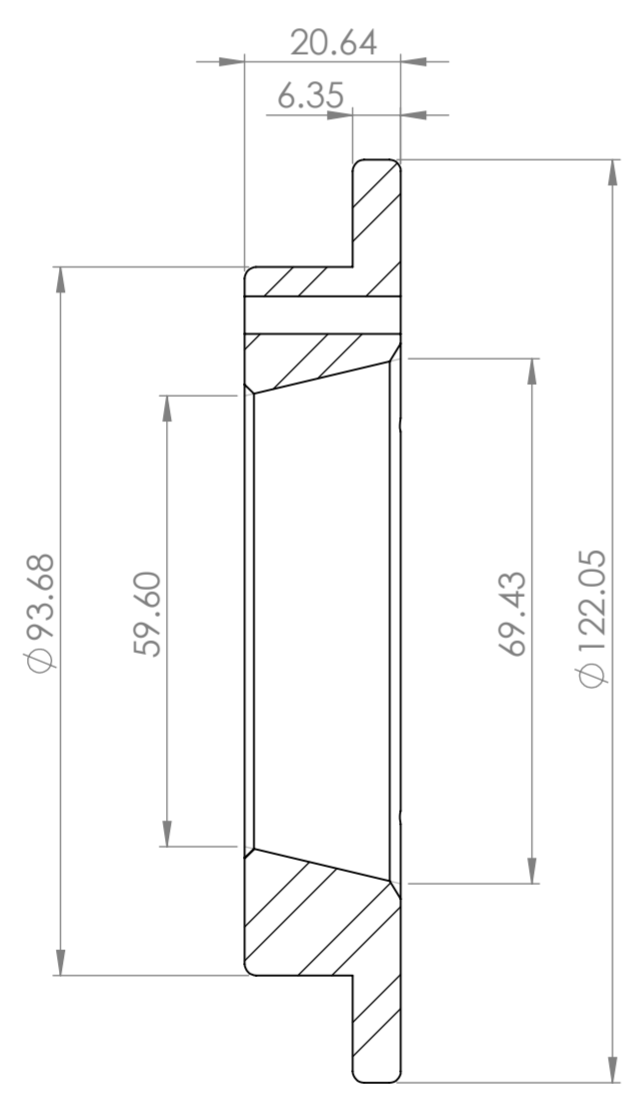


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1

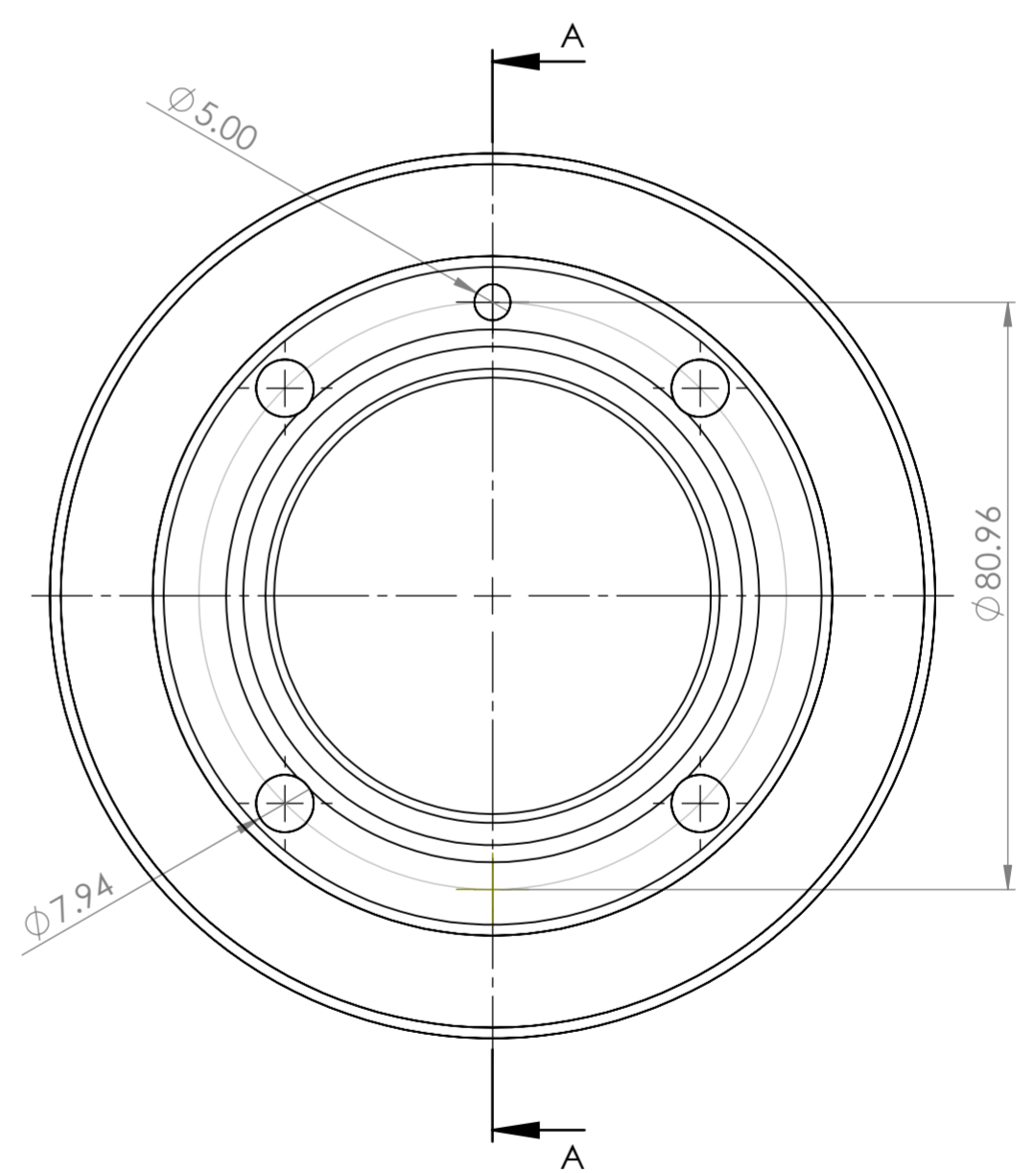
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO: <b>Buje polea de cola</b>	
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: <b>Acero ASI 1020</b>	N.º DE DIBUJO <b>CT 1.5.3</b>	A3
				PESO: 6.7 Kg	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 14

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

H  
G  
F  
E  
D  
C  
B  
A

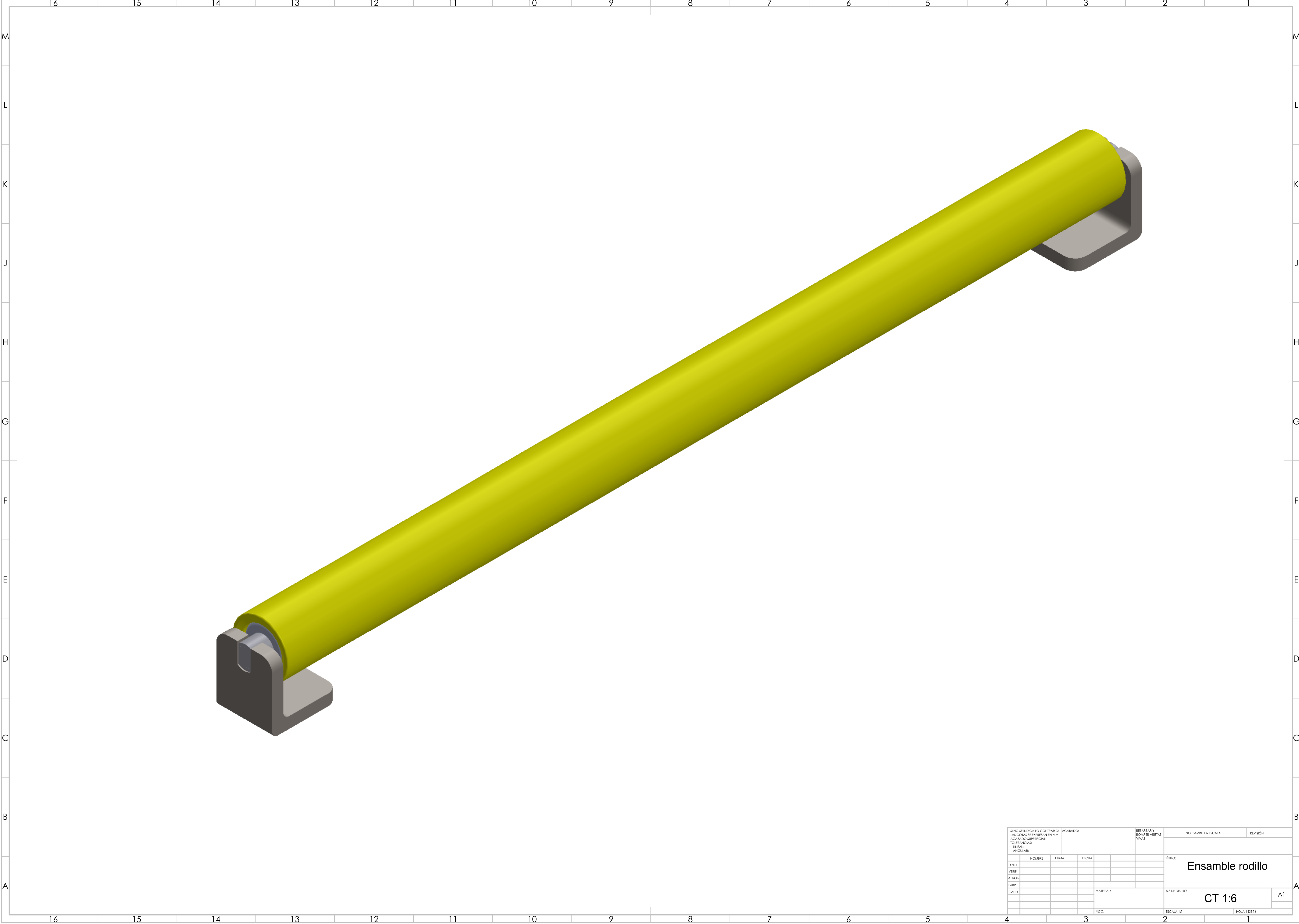


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1

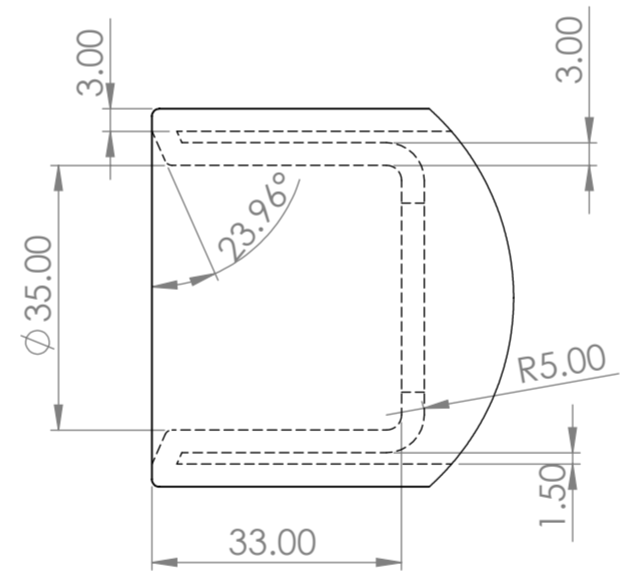
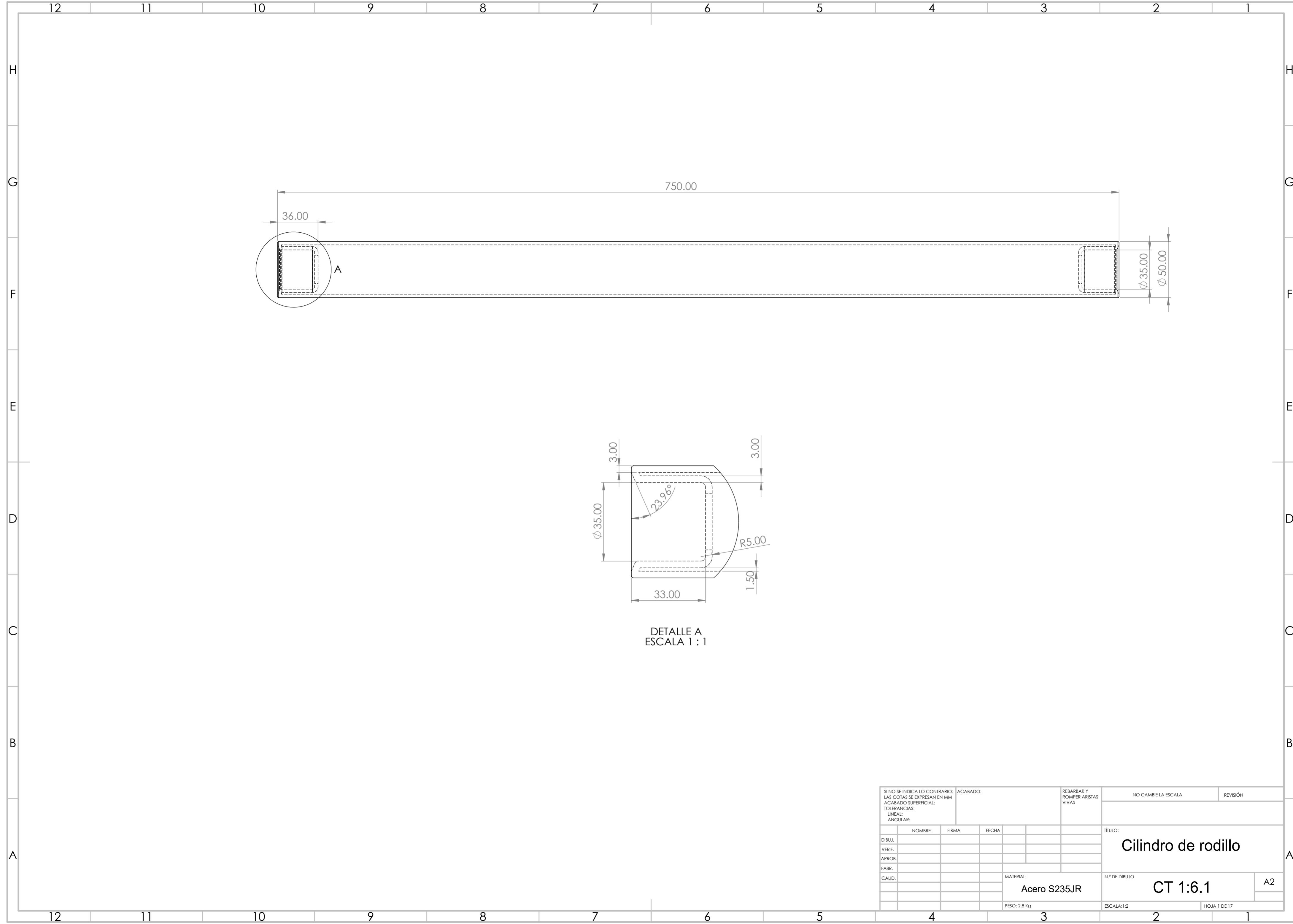


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: <b>Cubo polea de cola</b>	
VERIF.						N.º DE DIBUJO	<b>CT 1:5.4</b>
APROB.							A2
FABR.						MATERIAL:	<b>Acero ASI 1020</b>
CALID.						PESO: 7.9 Kg	ESCALA: 1:1
							HOJA 1 DE 15

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM			ACABADO:			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS			NO CAMBIE LA ESCALA			REVISIÓN		
ACABADO SUPERFICIAL:														
TOLERANCIAS:														
LINEAS:														
ANGULARES:														
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:								
DIBUJ.						Ensamble rodillo								
VERIF.														
APROB.														
FABR.														
CALID.						MATERIAL:			N° DE DIBUJO					
									CT 1:6					
									A1					
						PESO:			ESCALA:1:1					
									HOJA 1 DE 16					



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: <b>Cilindro de rodillo</b>	
VERIF.						N.º DE DIBUJO <b>CT 1:6.1</b>	
APROB.						A2	
FABR.					MATERIAL: <b>Acero S235JR</b>	ESCALA:1:2	
CALID.					PESO: 2.8 Kg	HOJA 1 DE 17	

4 3 2 1

F

F

E

E

D

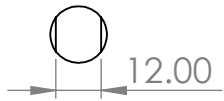
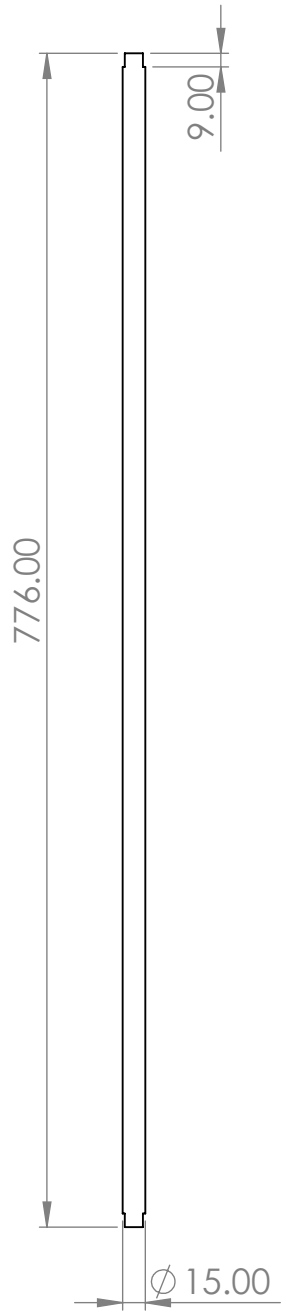
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
 ROMPER ARISTAS  
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:  
**Eje de rodillo**

N.º DE DIBUJO  
**CT 1:6.2**

MATERIAL:  
**Acero S235JR**

PESO: 1 Kg

ESCALA: 1:2

HOJA 1 DE 18

4 3 2 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

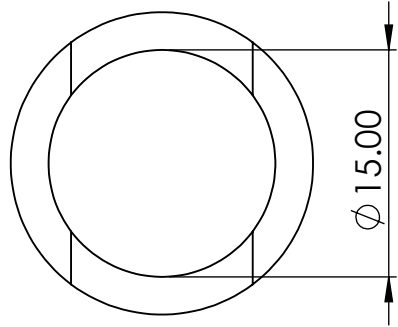
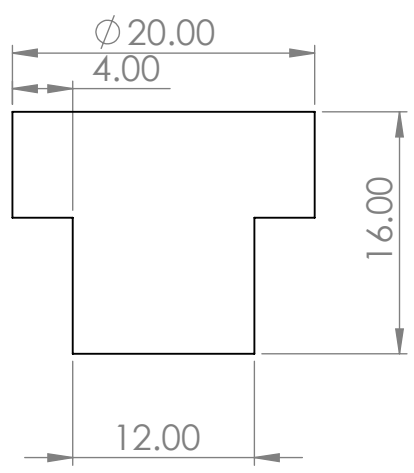
D

C

C

B

B



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
 ROMPER ARISTAS  
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:  
**Casquillo de rodillo**

N.º DE DIBUJO  
**CT 1:6.3**

MATERIAL:  
 Acero S235JR

PESO: 12.24 g

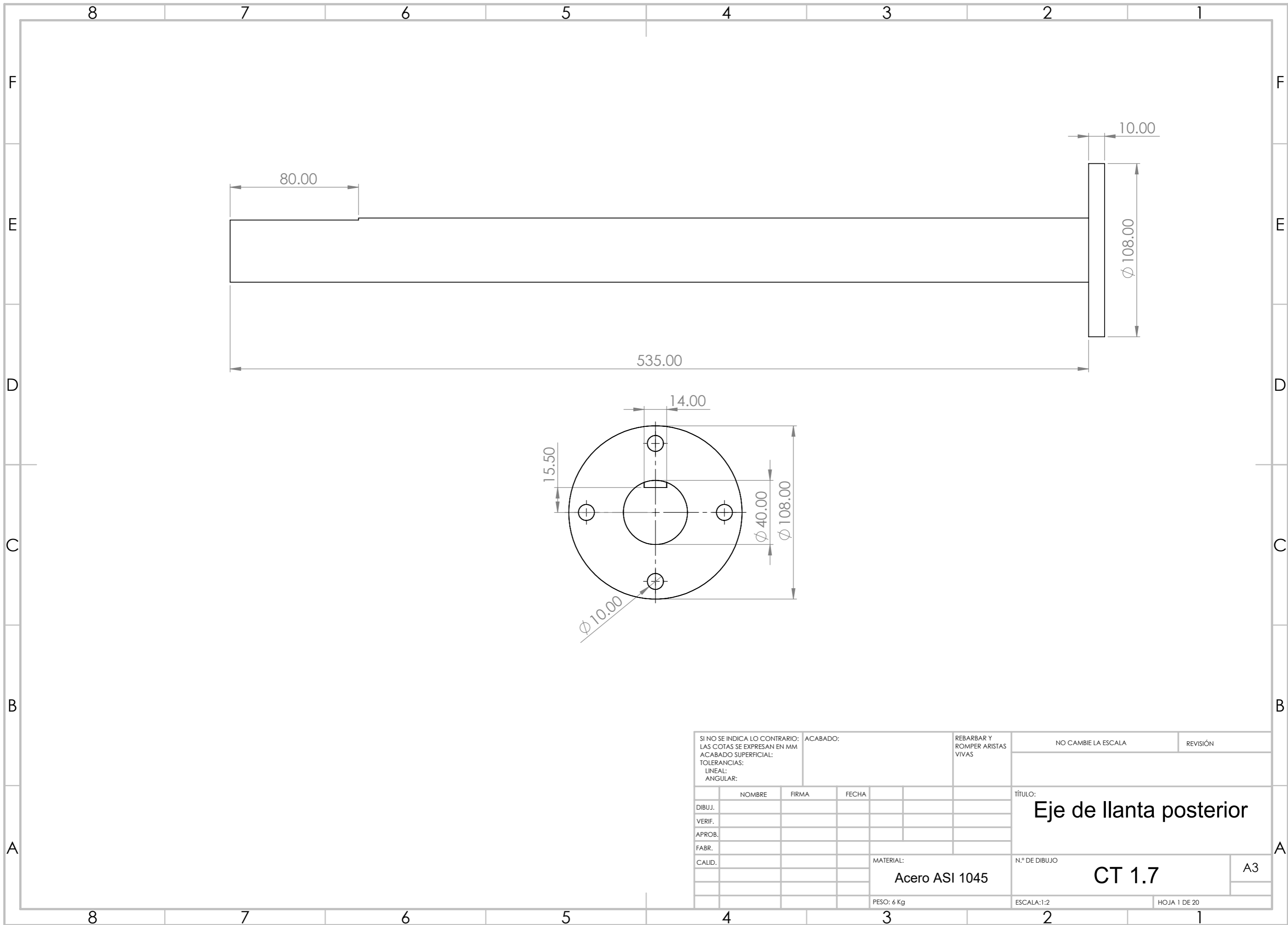
ESCALA: 2:1

HOJA 1 DE 19

A

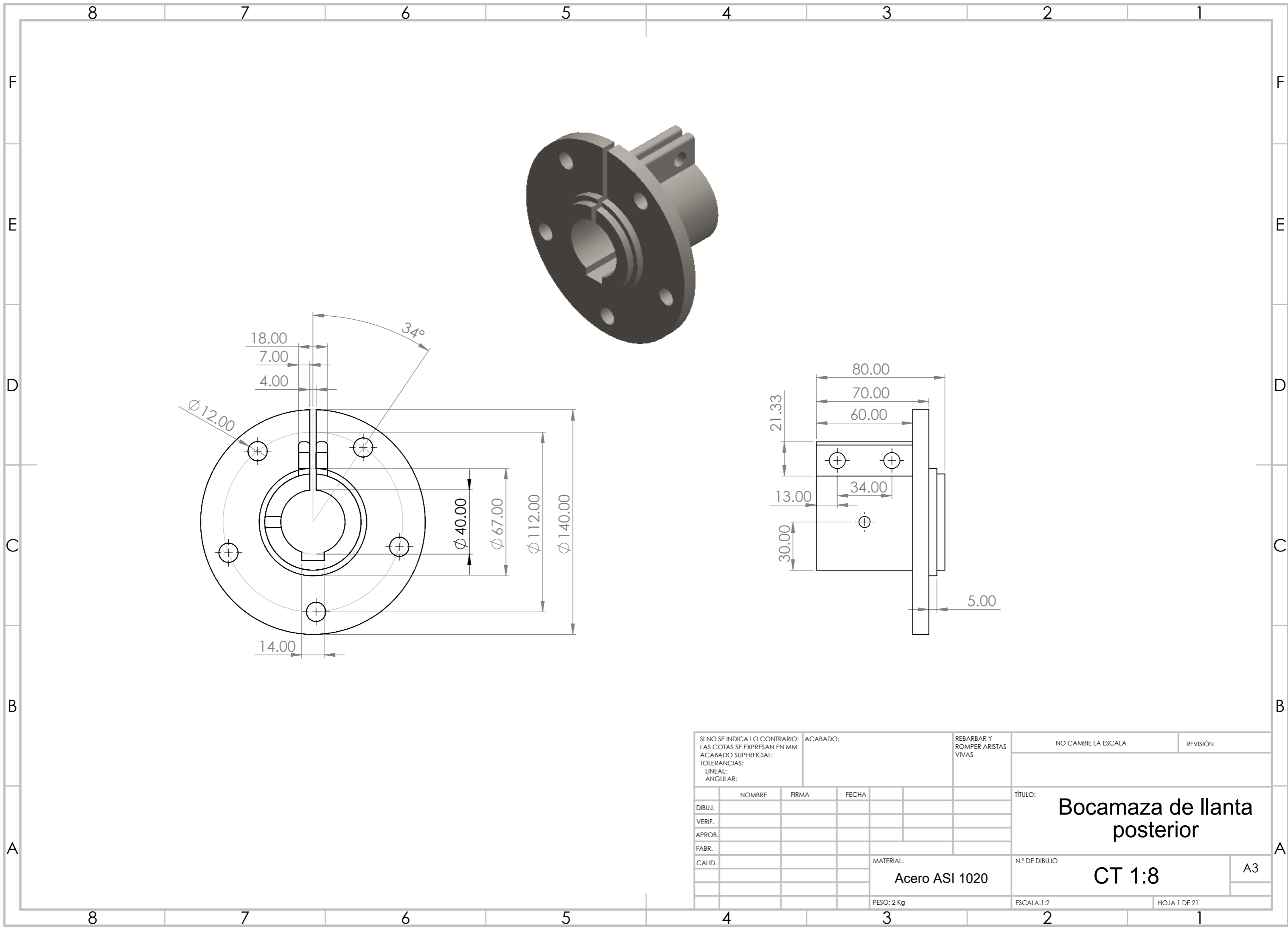
A

4 3 2 1

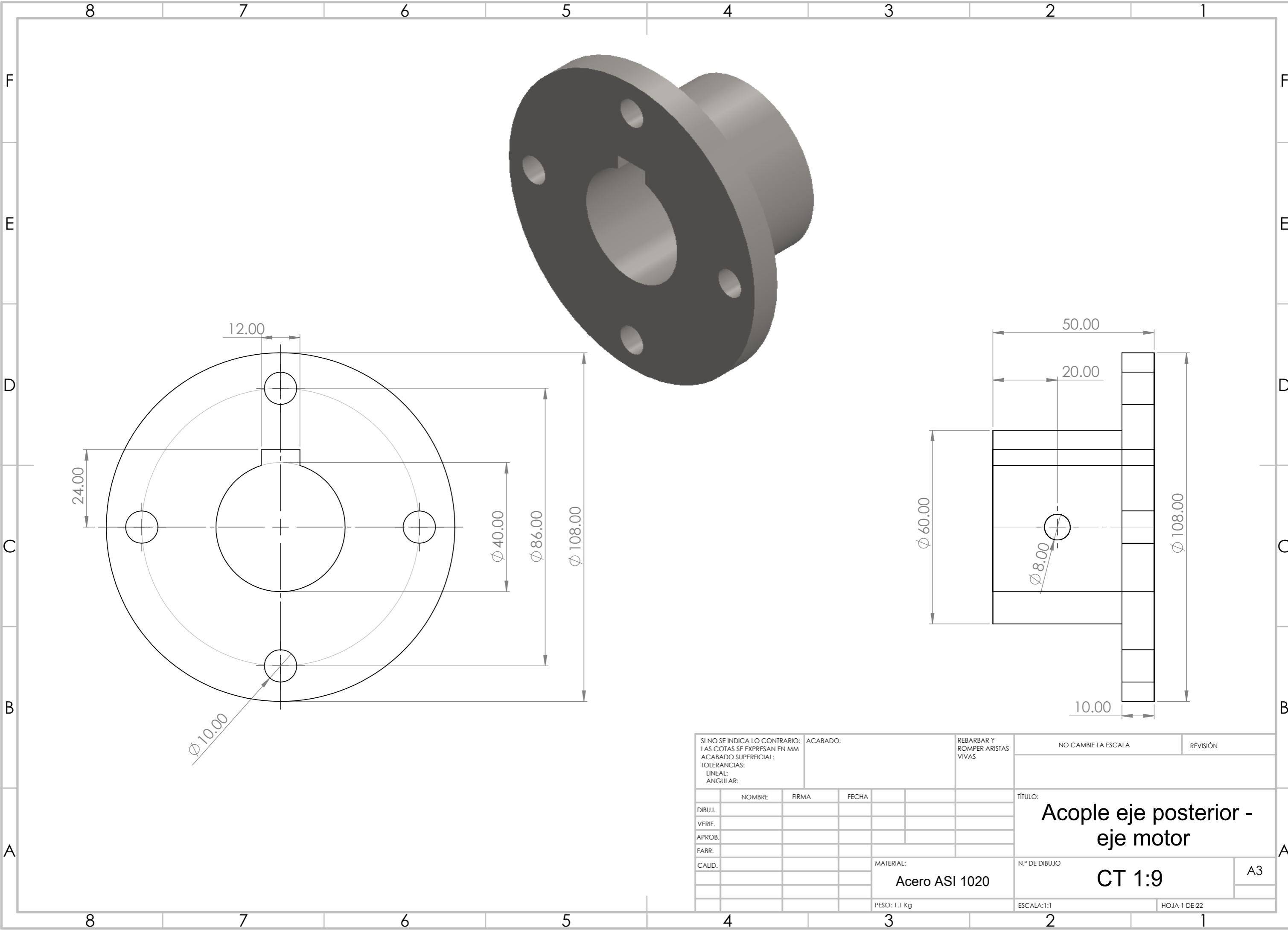


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
							TÍTULO: <b>Eje de llanta posterior</b>				
							MATERIAL: <b>Acero ASI 1045</b>		N.º DE DIBUJO <b>CT 1.7</b>		A3
							PESO: 6 Kg		ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 20
DIBUJ.		NOMBRE		FIRMA		FECHA					
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.											





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
						TÍTULO: <b>Bocamaza de llanta posterior</b>					
						MATERIAL: <b>Acero ASI 1020</b>					
						N.º DE DIBUJO <b>CT 1:8</b>					
						PESO: 2 Kg					
						ESCALA: 1:2					
						HOJA 1 DE 21					
DIBUJ.		VERIF.		APROB.		FABR.		CALID.		A3	
NOMBRE		FIRMA		FECHA							



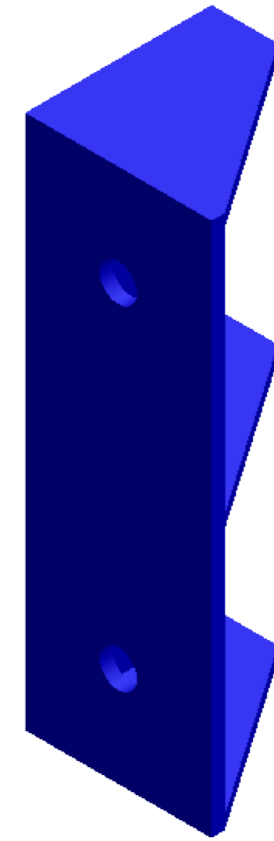
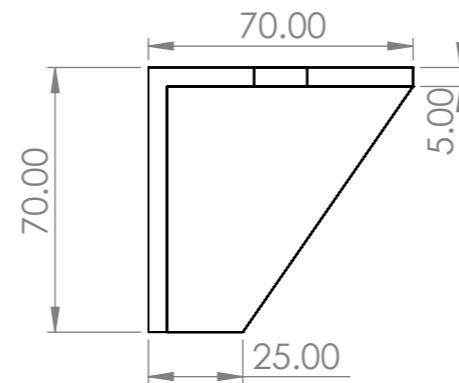
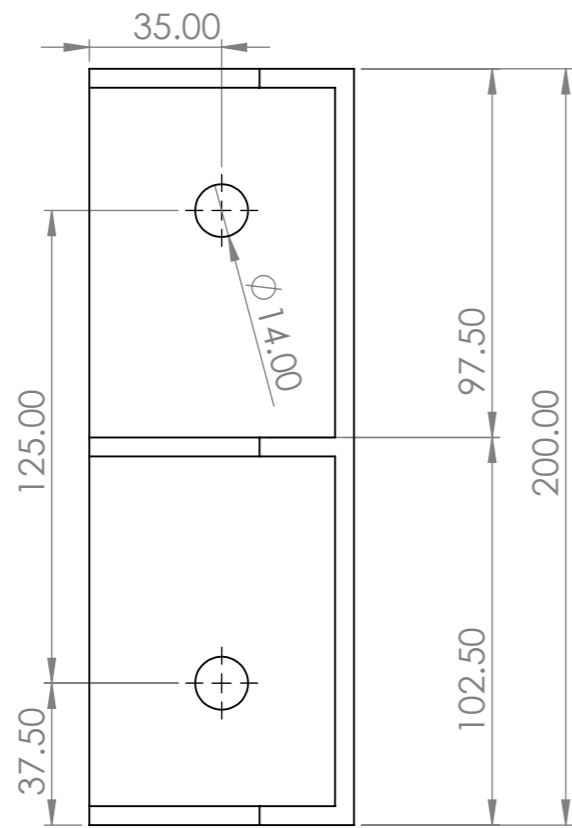
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TÍTULO:	
						Acople eje posterior - eje motor	
						N.º DE DIBUJO	A3
						ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 22
						MATERIAL:	
						Acero ASI 1020	
						PESO: 1.1 Kg	

F  
E  
D  
C  
B  
A

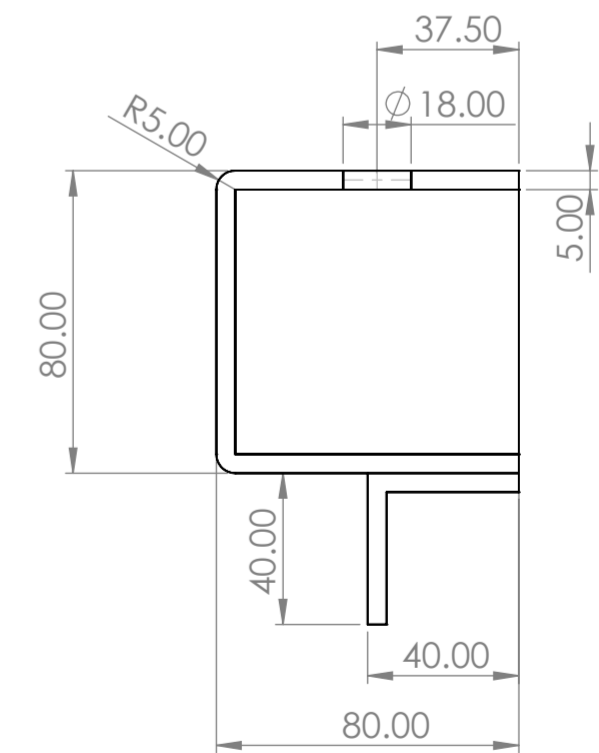
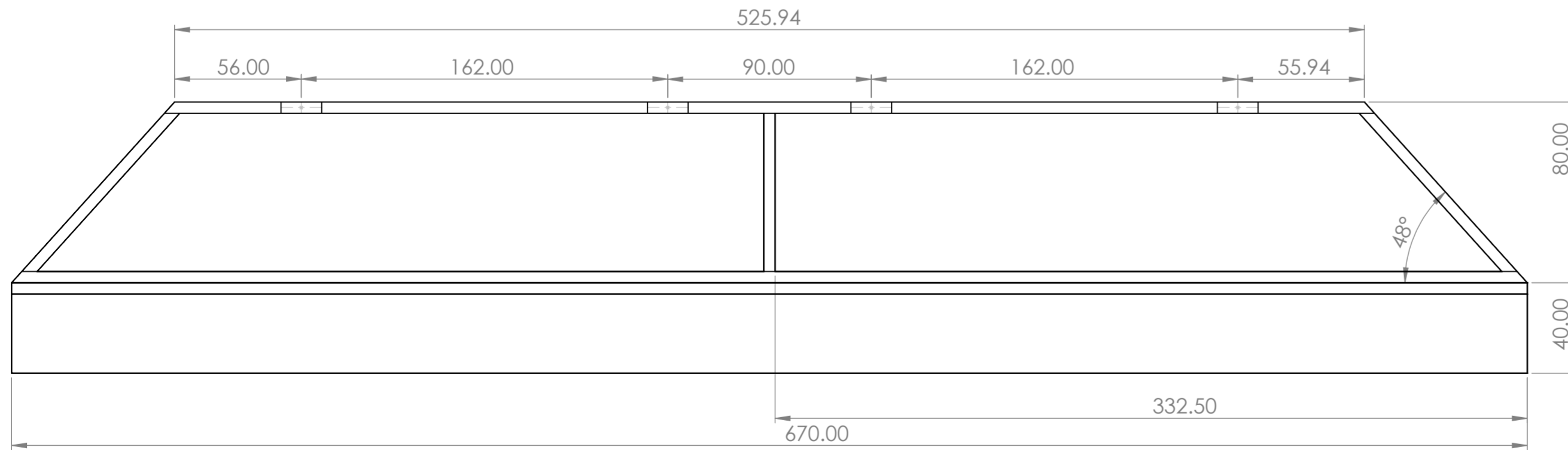
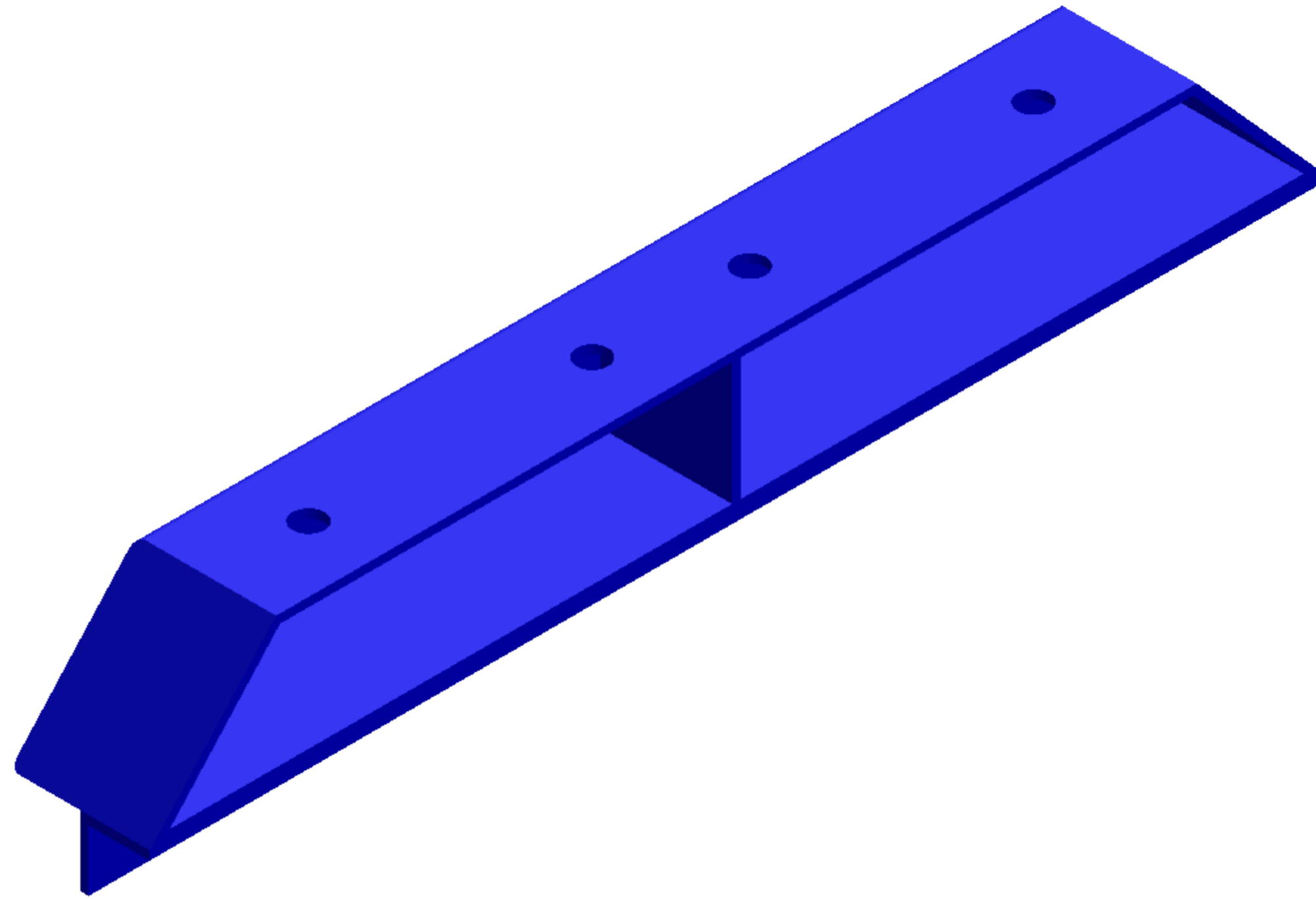
F  
E  
D  
C  
B  
A

8 7 6 5 4 3 2 1

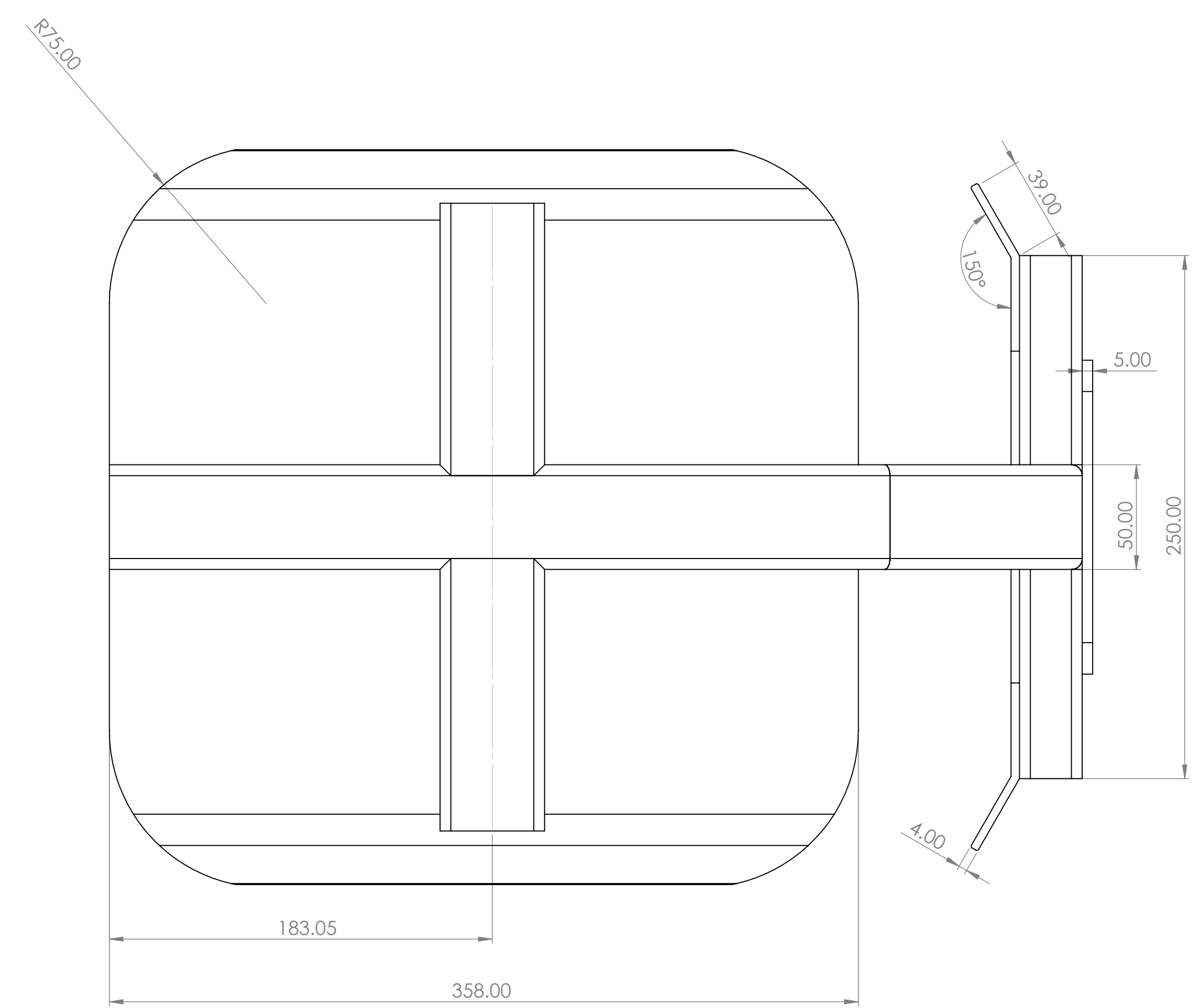
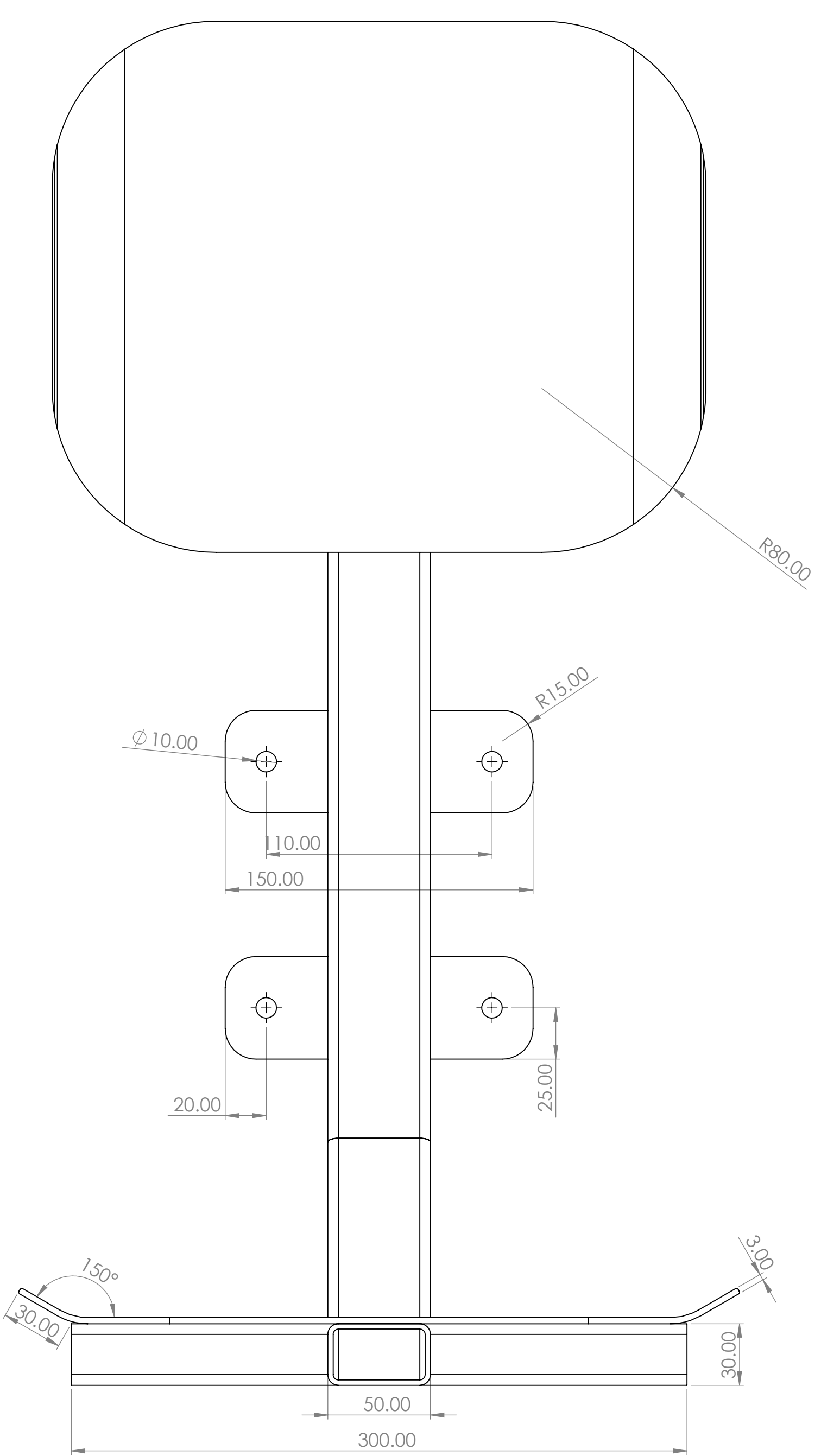
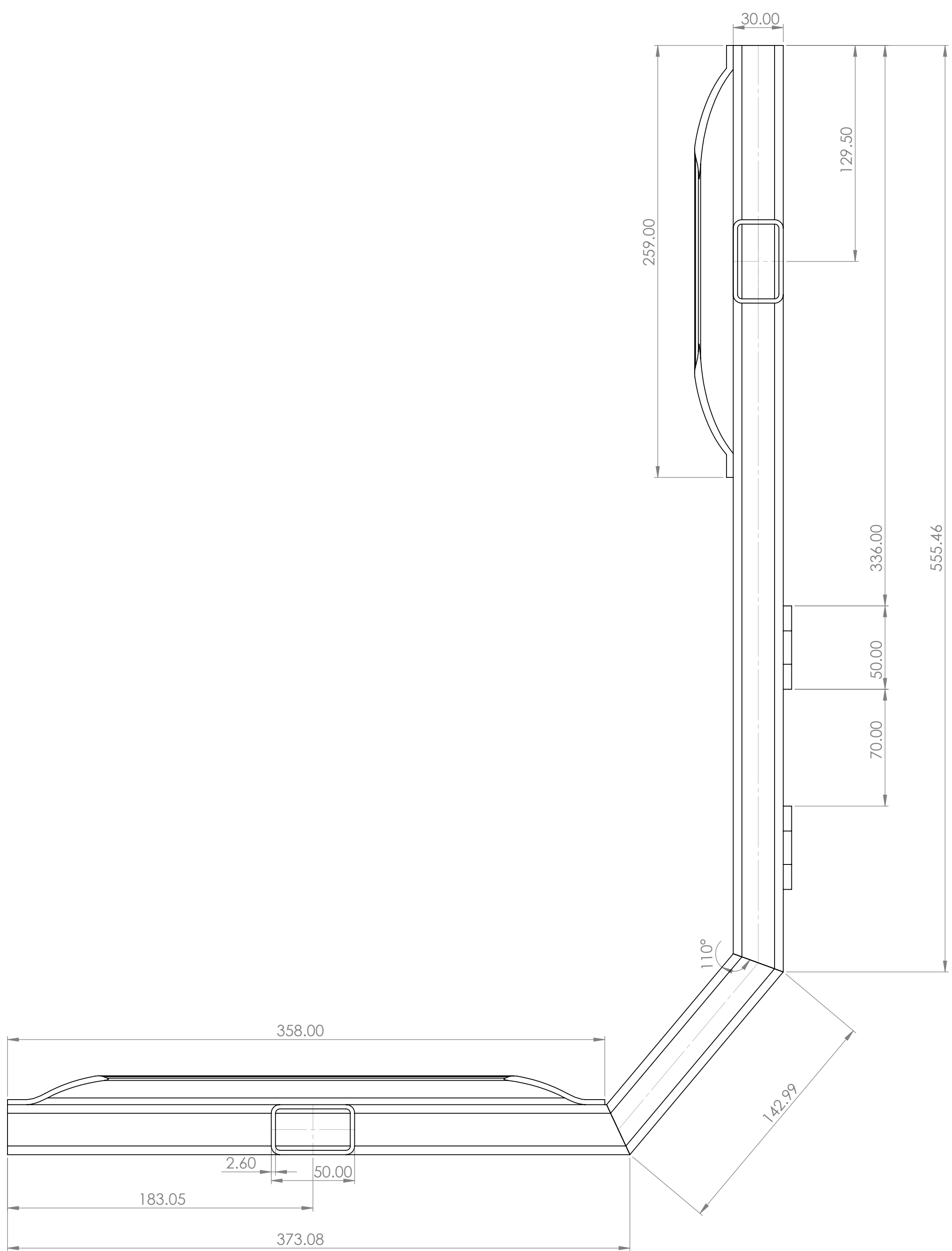
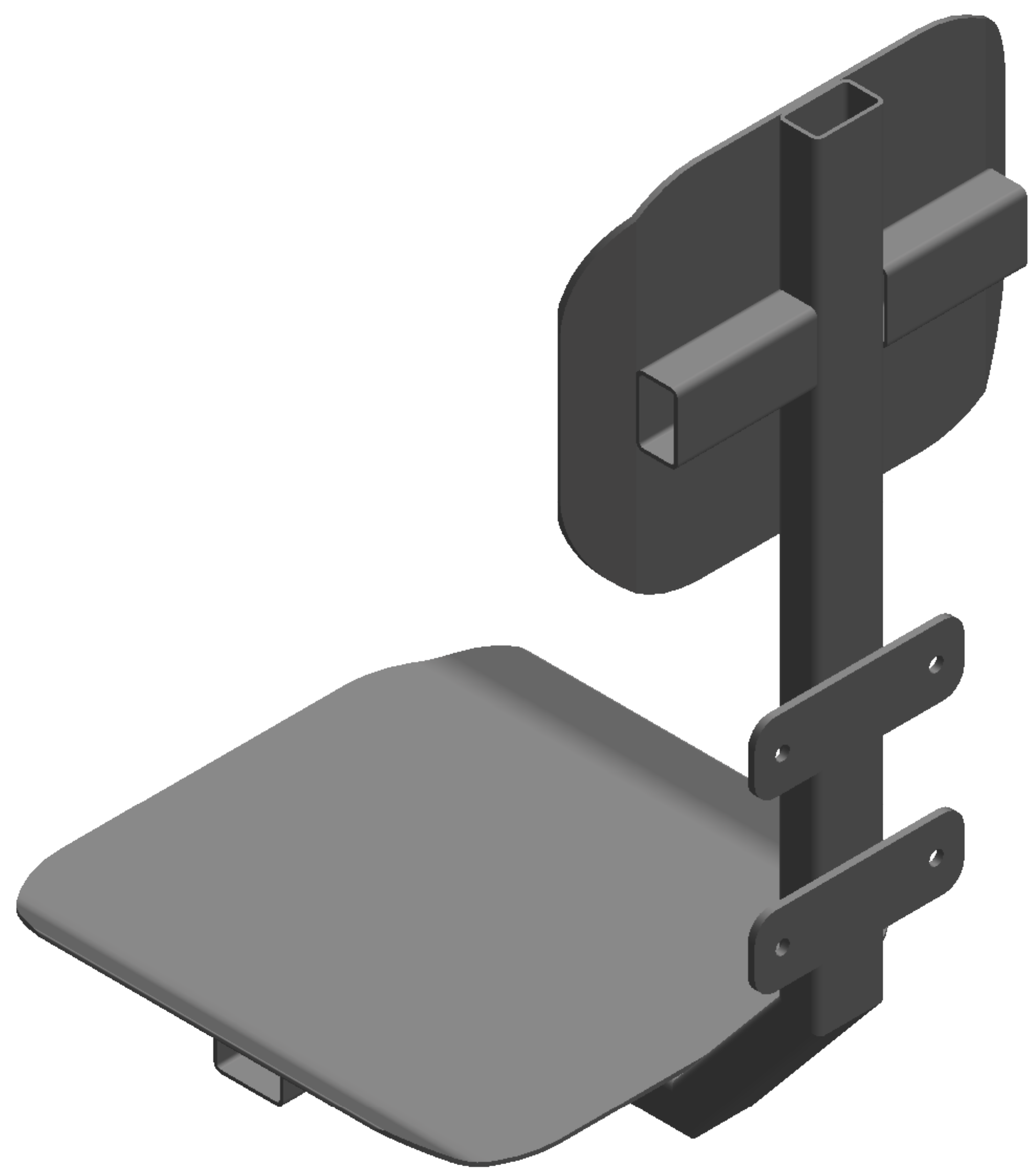
8 7 6 5 4 3 2 1



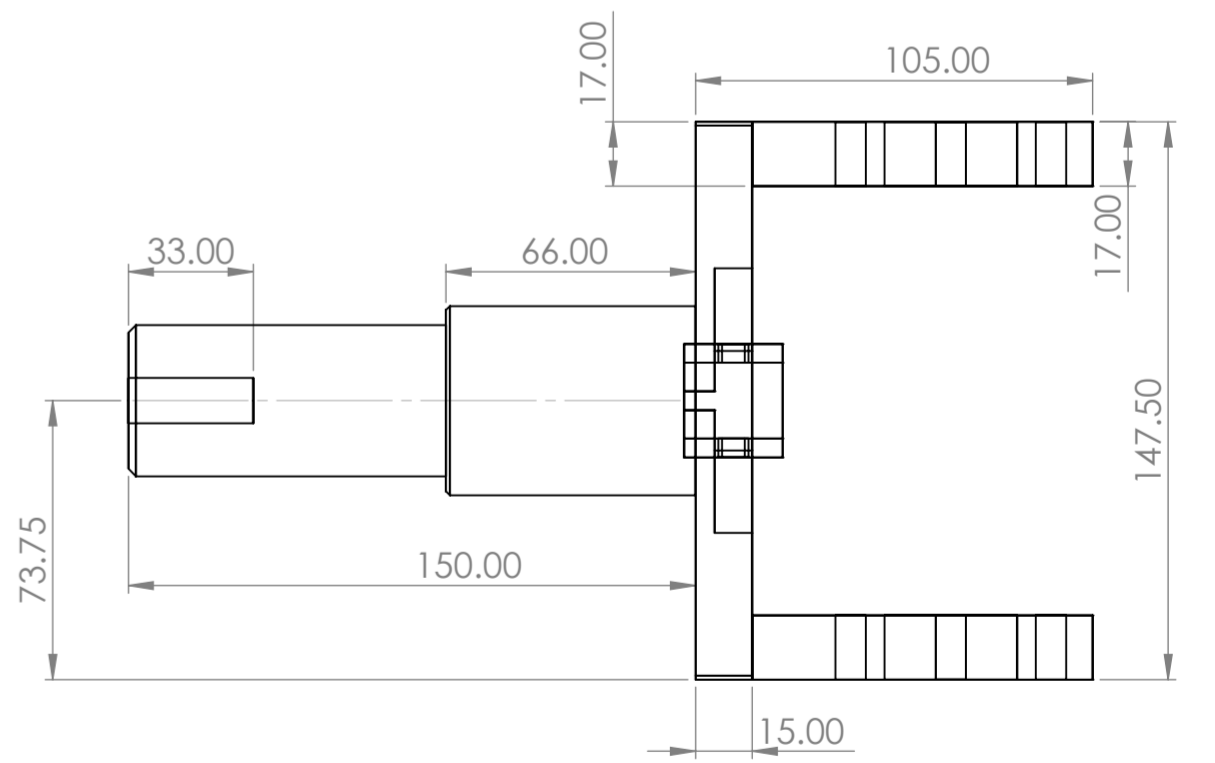
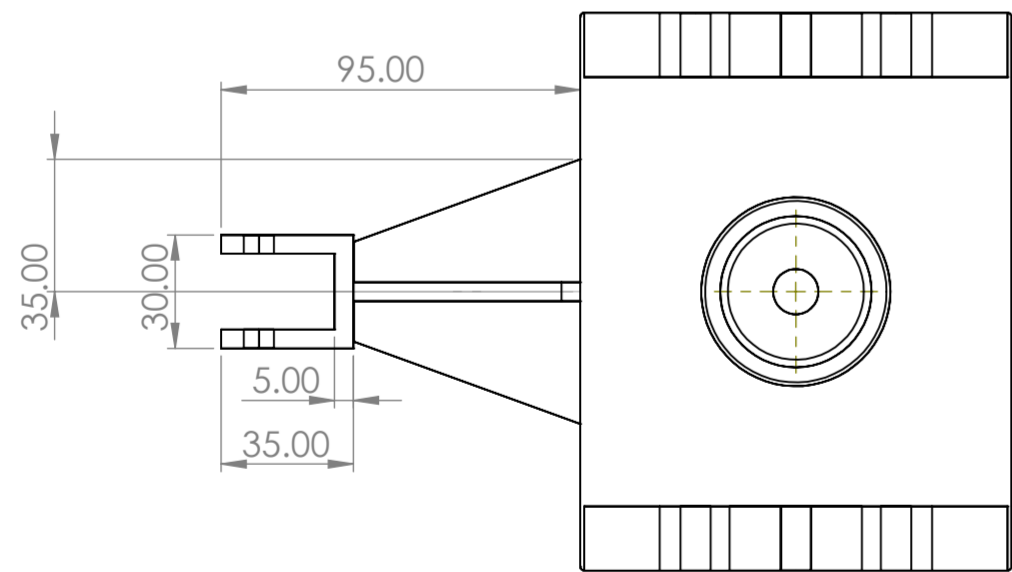
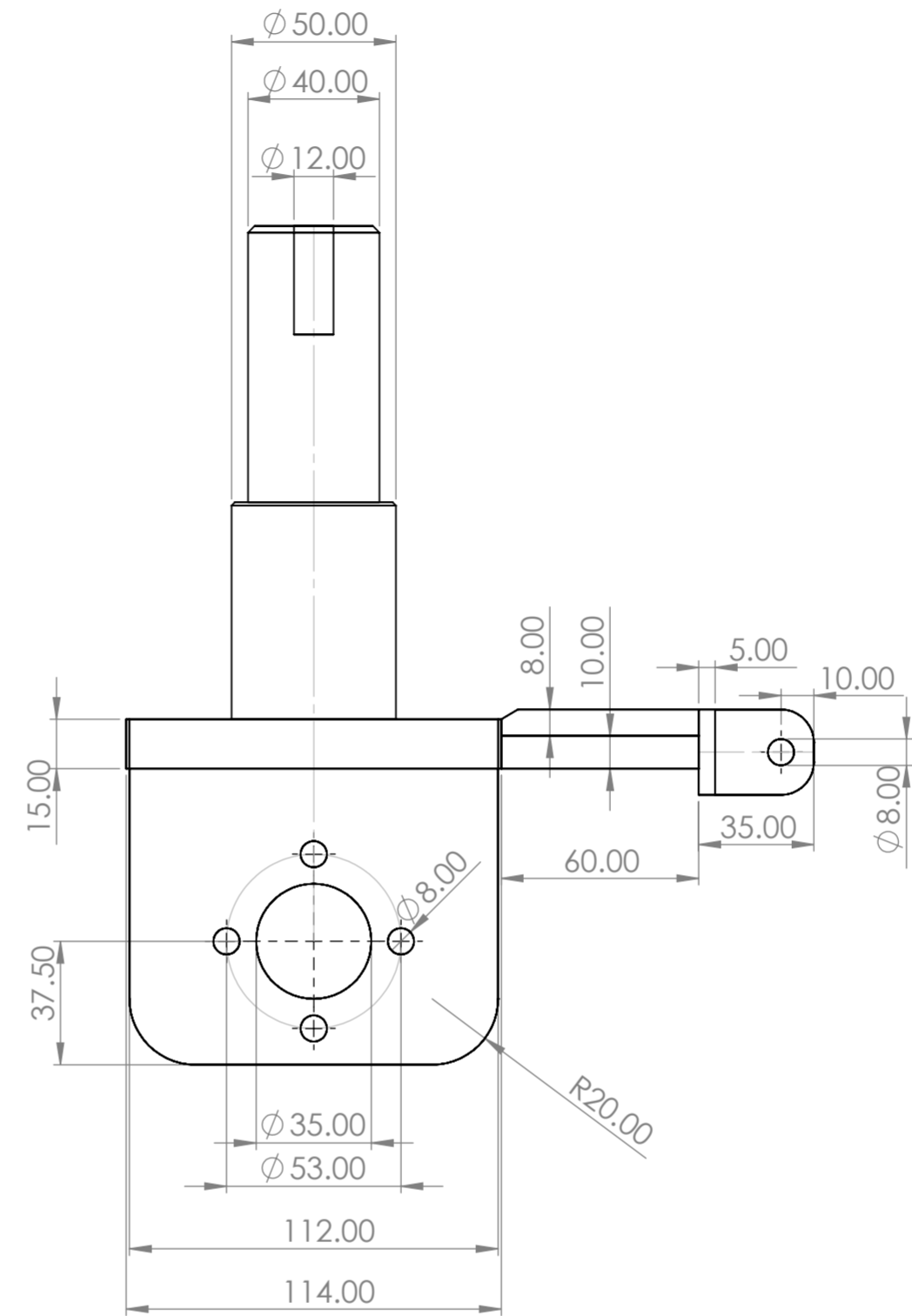
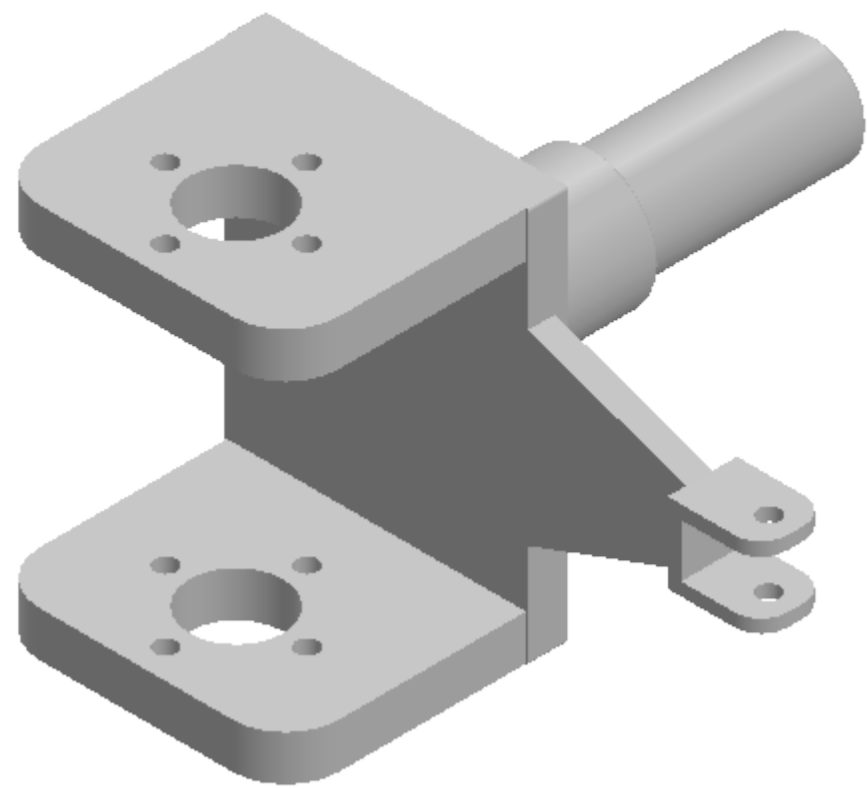
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO: <b>Soporte de chumacera de eje poerior</b>	
DIBUJ.				N.º DE DIBUJO	A3
VERIF.				MATERIAL: Acero A36	
APROB.				PESO: 1.4 Kg	
FABR.				ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 23
CALID.				CT 1.10	



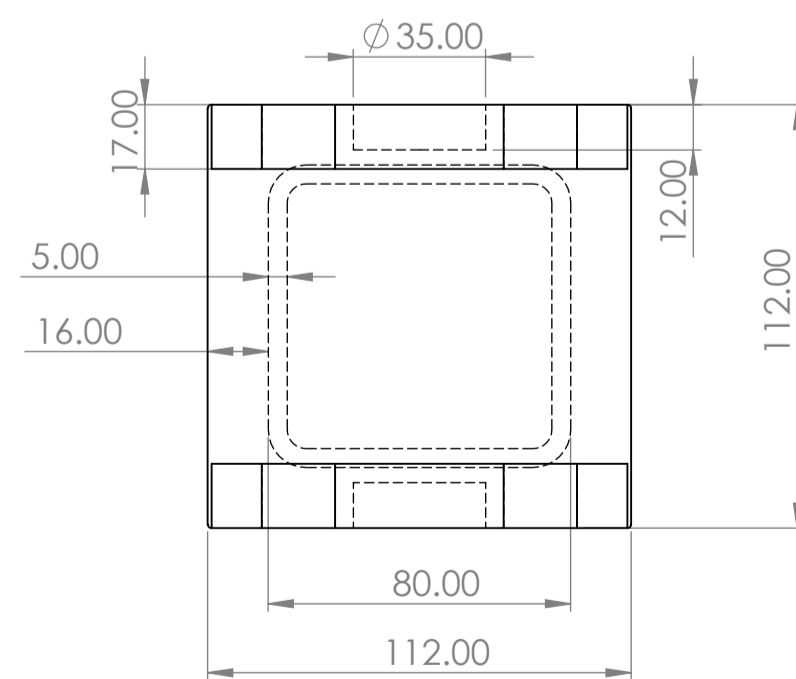
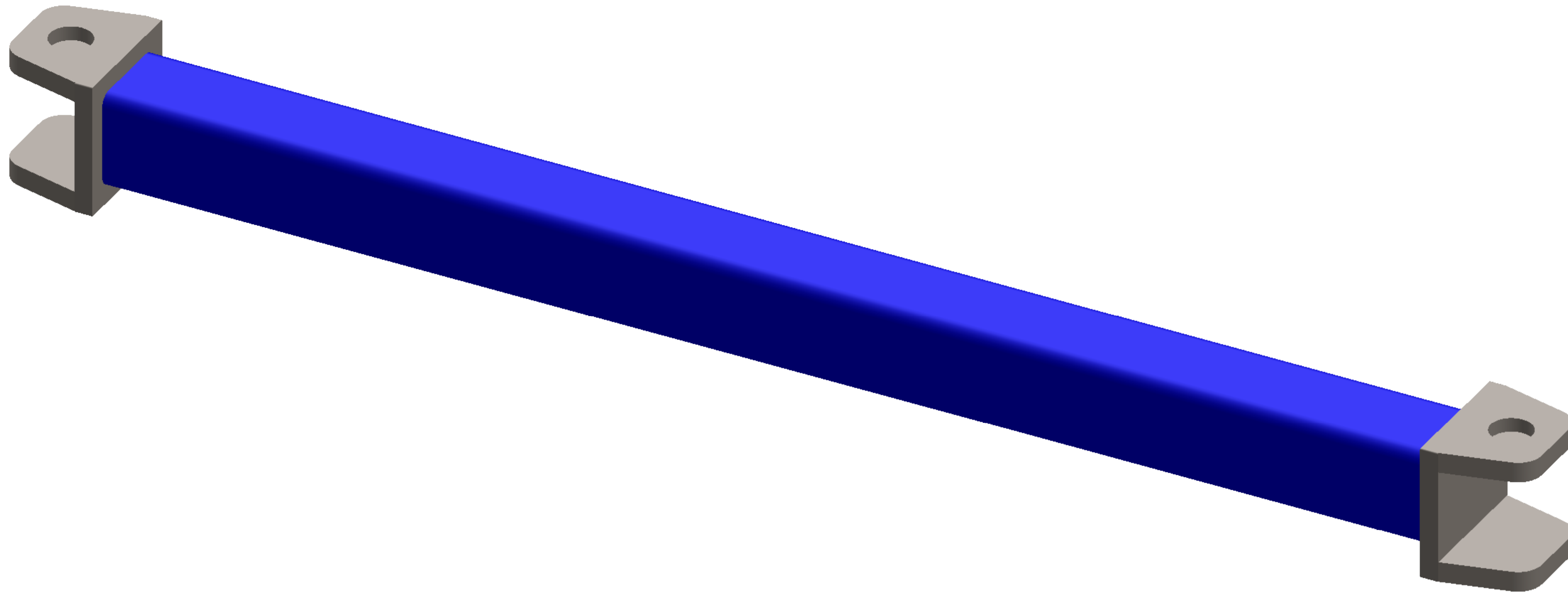
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: <b>Soporte chumacera de polea motriz</b>	
VERIF.						N.º DE DIBUJO	A2
APROB.						CT 1:11	
FABR.					MATERIAL: <b>Acero A36</b>	ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 24
CALID.					PESO: 8.04 Kg		



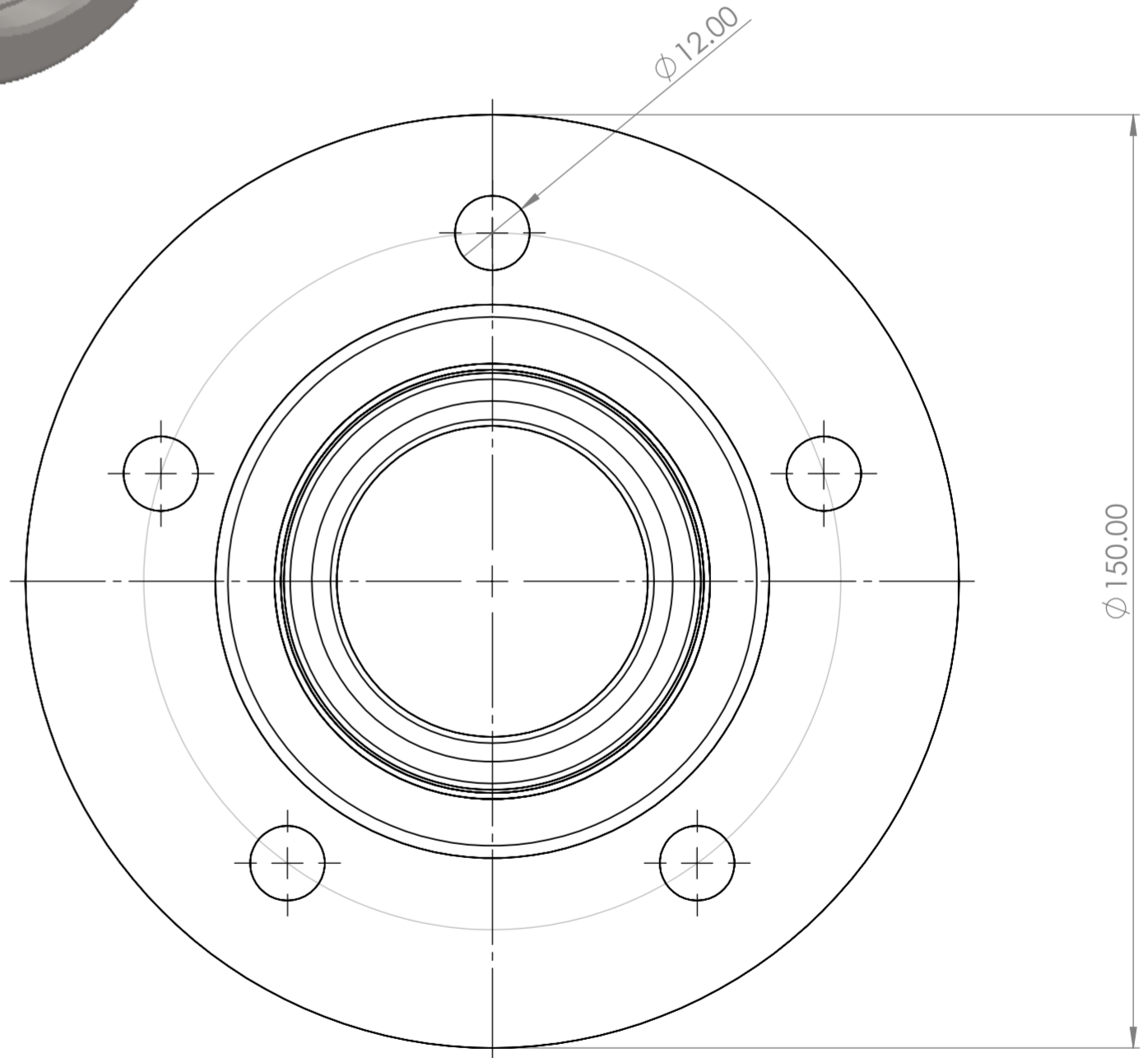
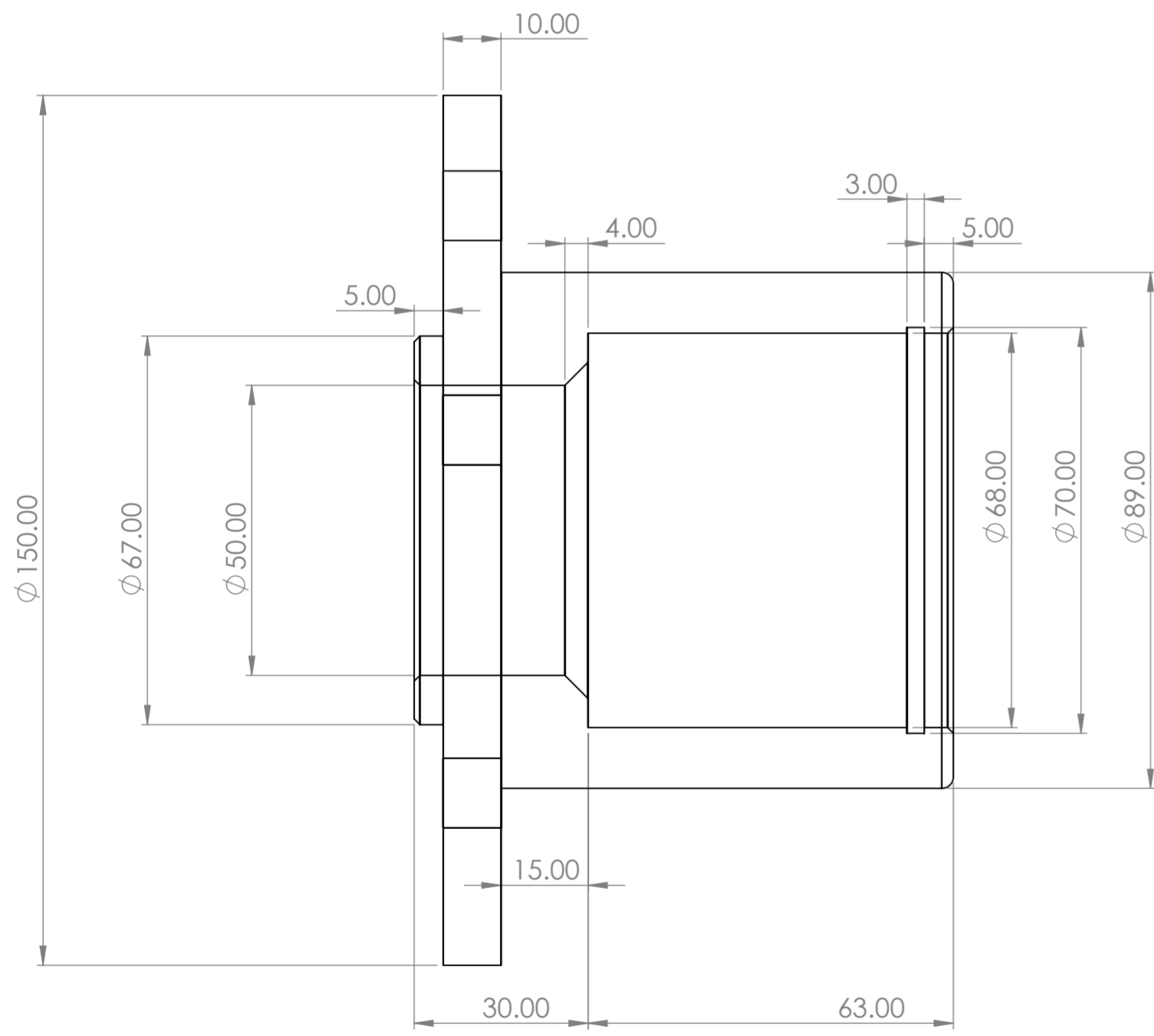
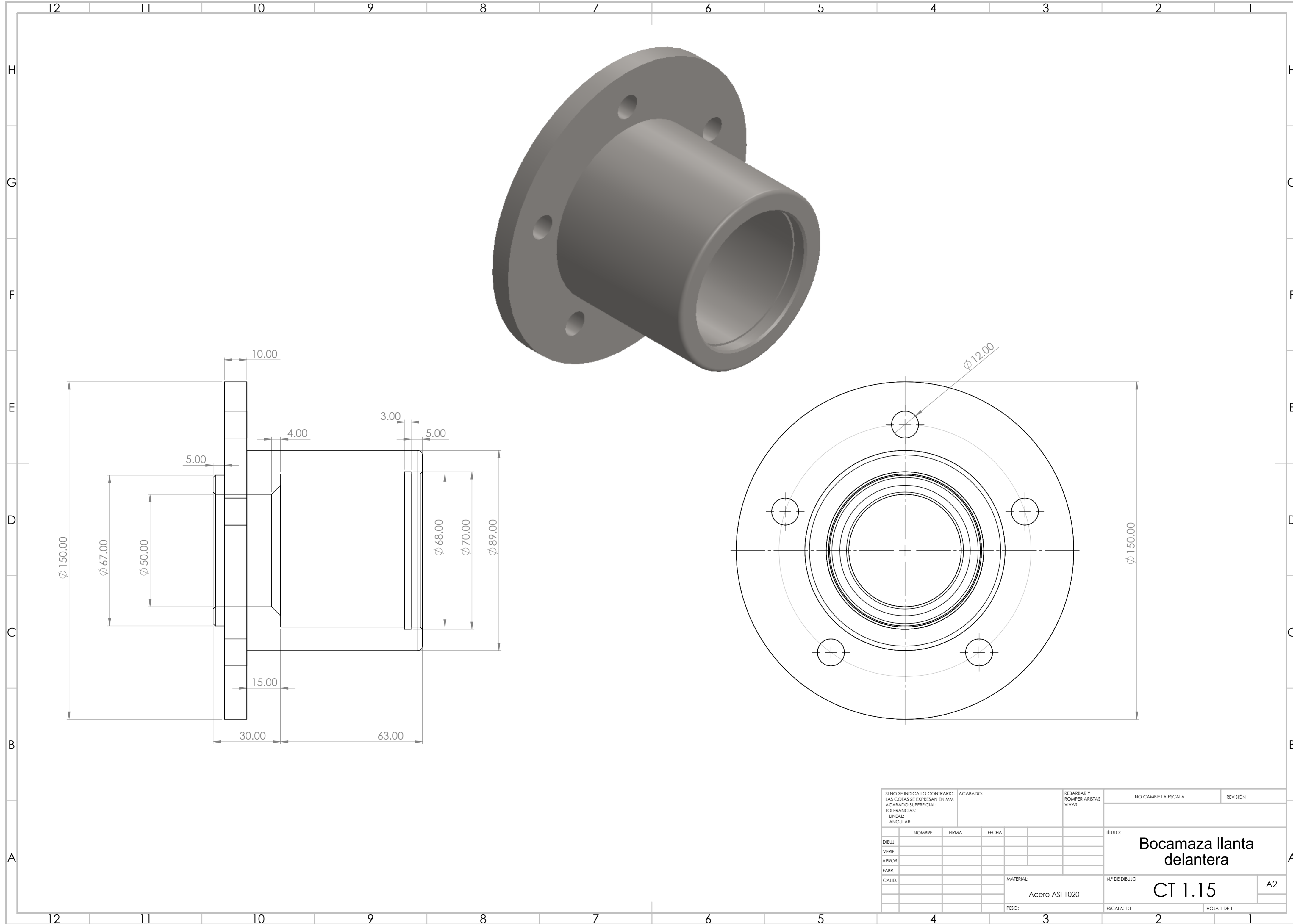
INFORMACION GENERAL NOMBRE: ASIENTO MATERIAL: Acero A36 ESCALA: 1:12			REVISIONES NO CAMBIA LA ESCALA REVISION:		
DISEÑO: DIBUJO: APROBADO: FECHA:	FIRMA: FECHA: FECHA:	MATERIAL: Acero A36	ESCALA: 1:12	TITULO: Asiento	HOJA: A0



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.						TÍTULO: <b>Eje + soporte de llanta delantera</b>	
VERIF.						N.º DE DIBUJO <b>CT 1:13</b>	
APROB.						A2	
FABR.						MATERIAL: <b>Acero ASI 4340</b>	
CALID.						PESO: 5.7 Kg	
						ESCALA:1:2	
						HOJA 1 DE 26	

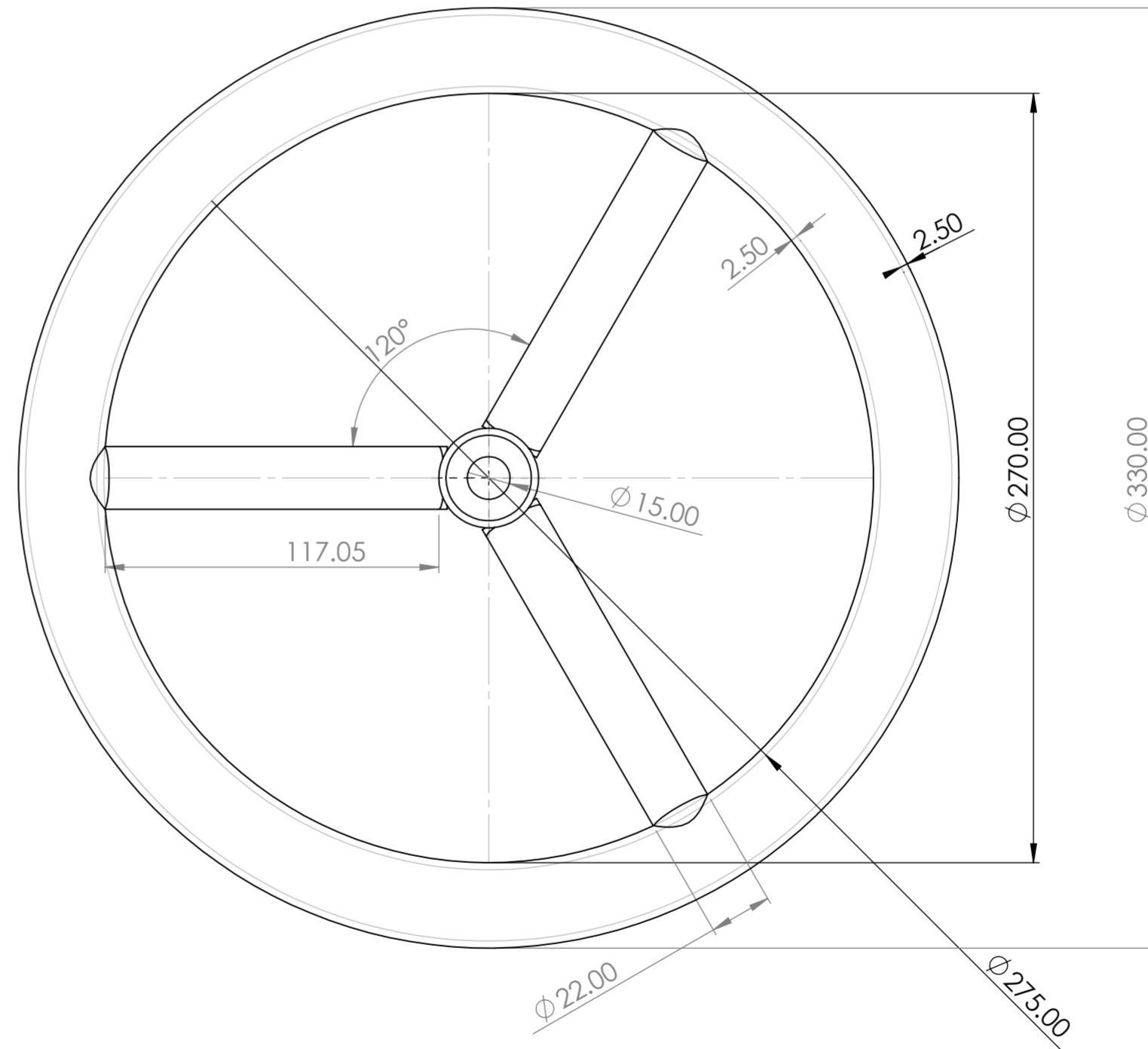
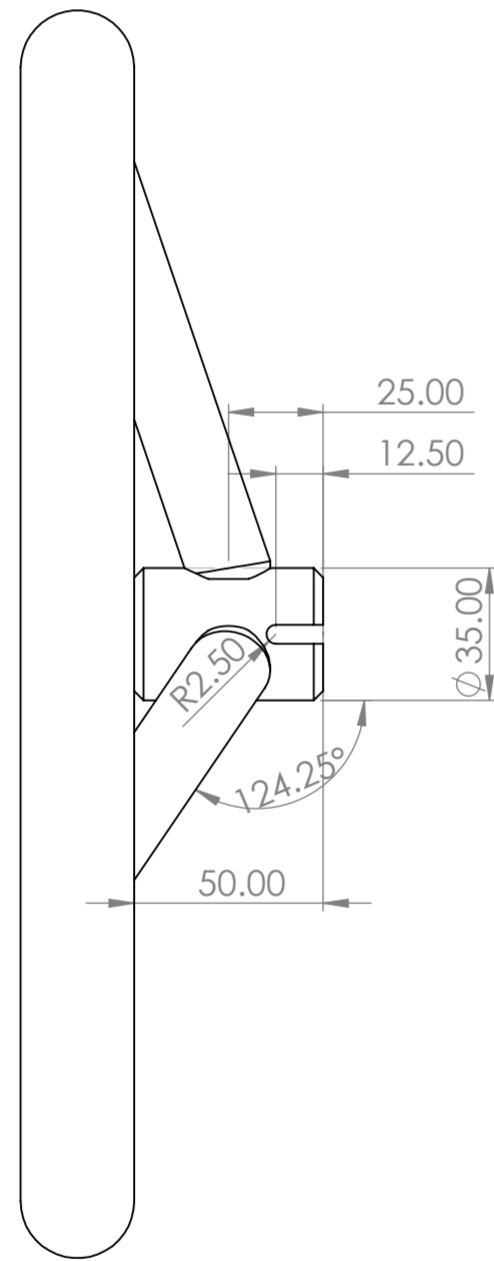
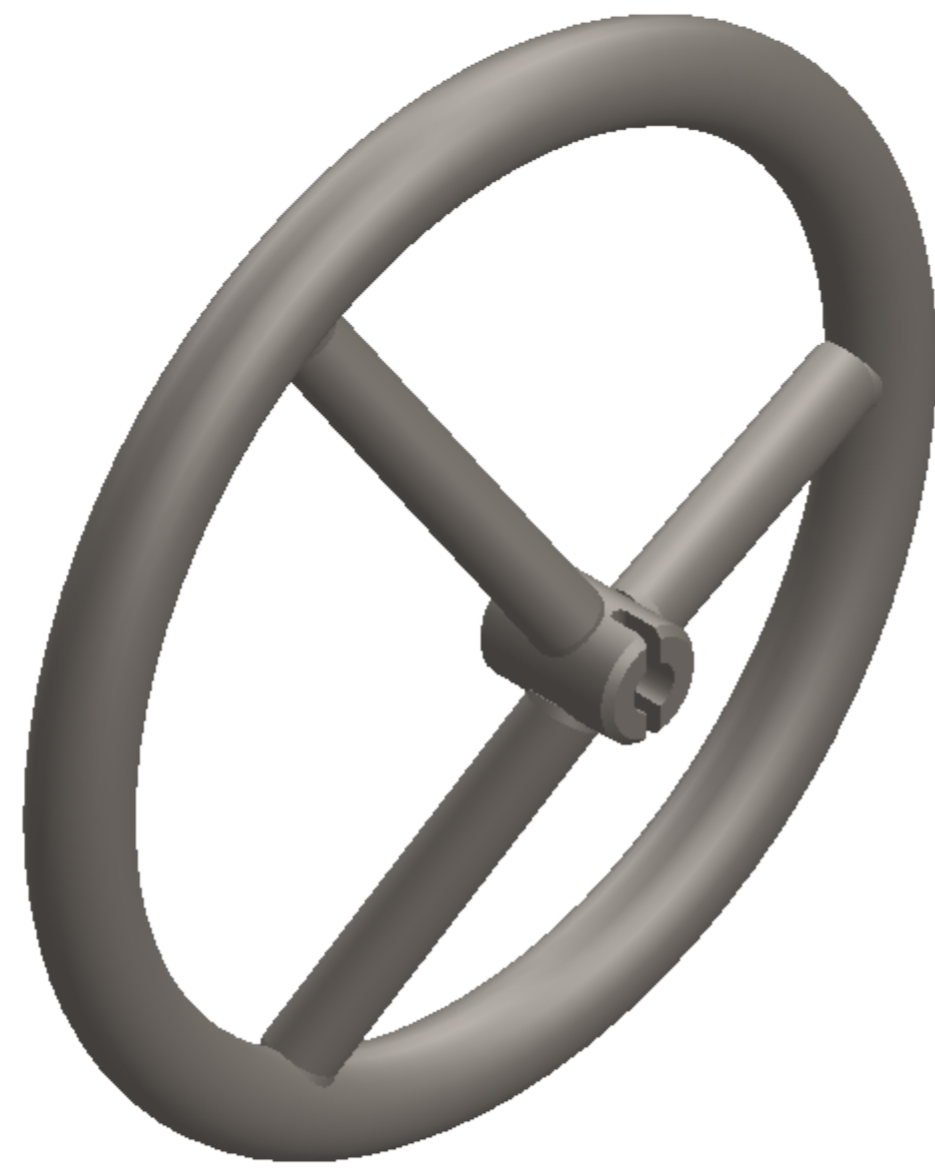


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
ACABADO SUPERFICIAL:				TÍTULO:		
TOLERANCIAS:				Soporte de llanta delatera		
LINEAS:				N° DE DIBUJO		
ANGULARES:				CT 1:14		
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:		
VERIF.				Acero A500 grado C		
APROB.				PESO: 18.5 Kg		
FABR.				ESCALA: 1:2		
CALID.				HOJA 1 DE 27		

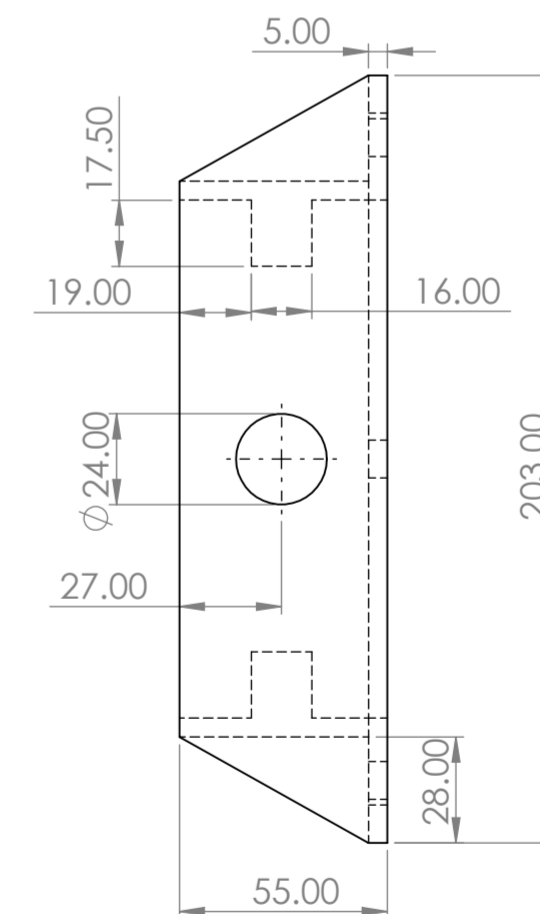
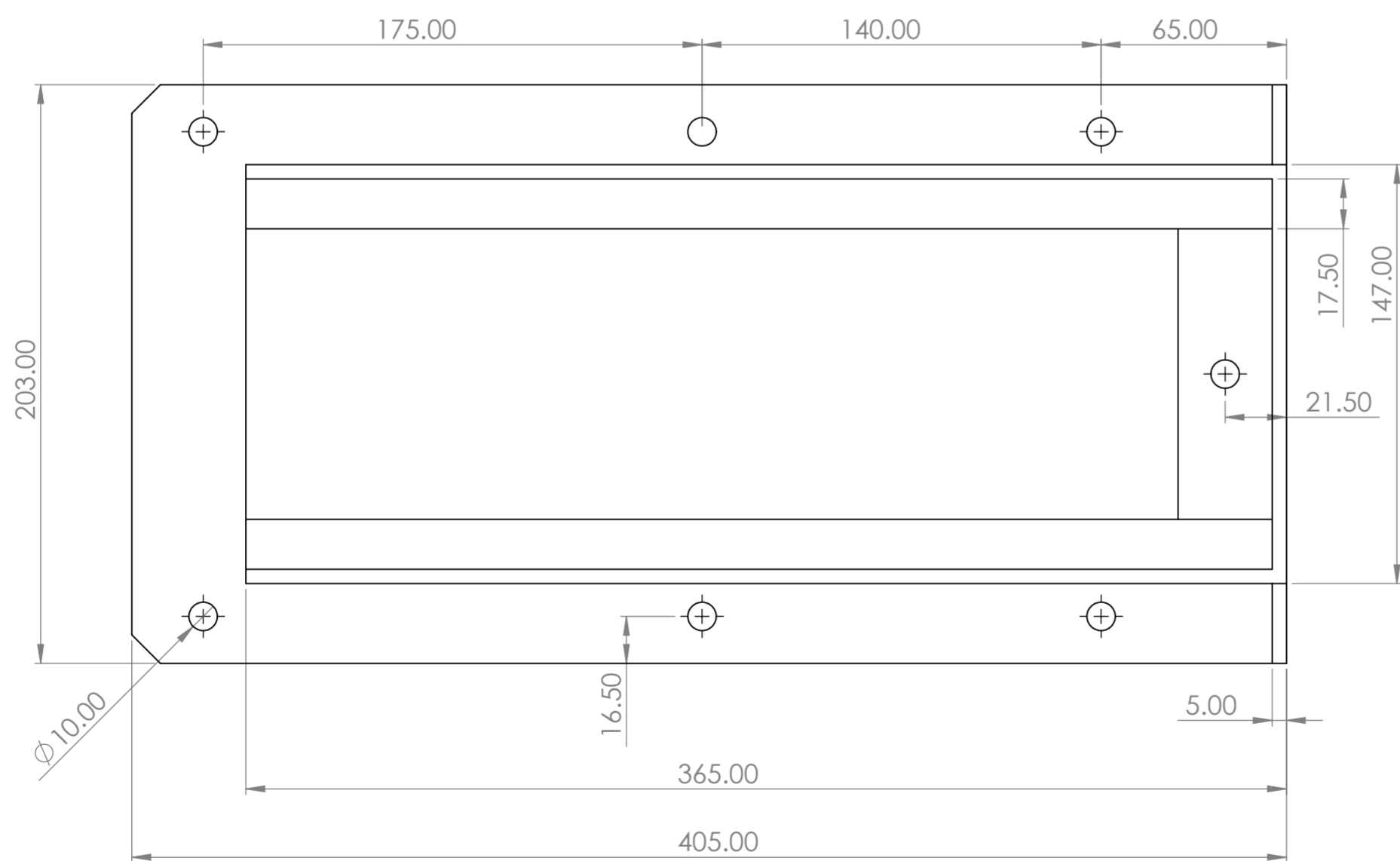
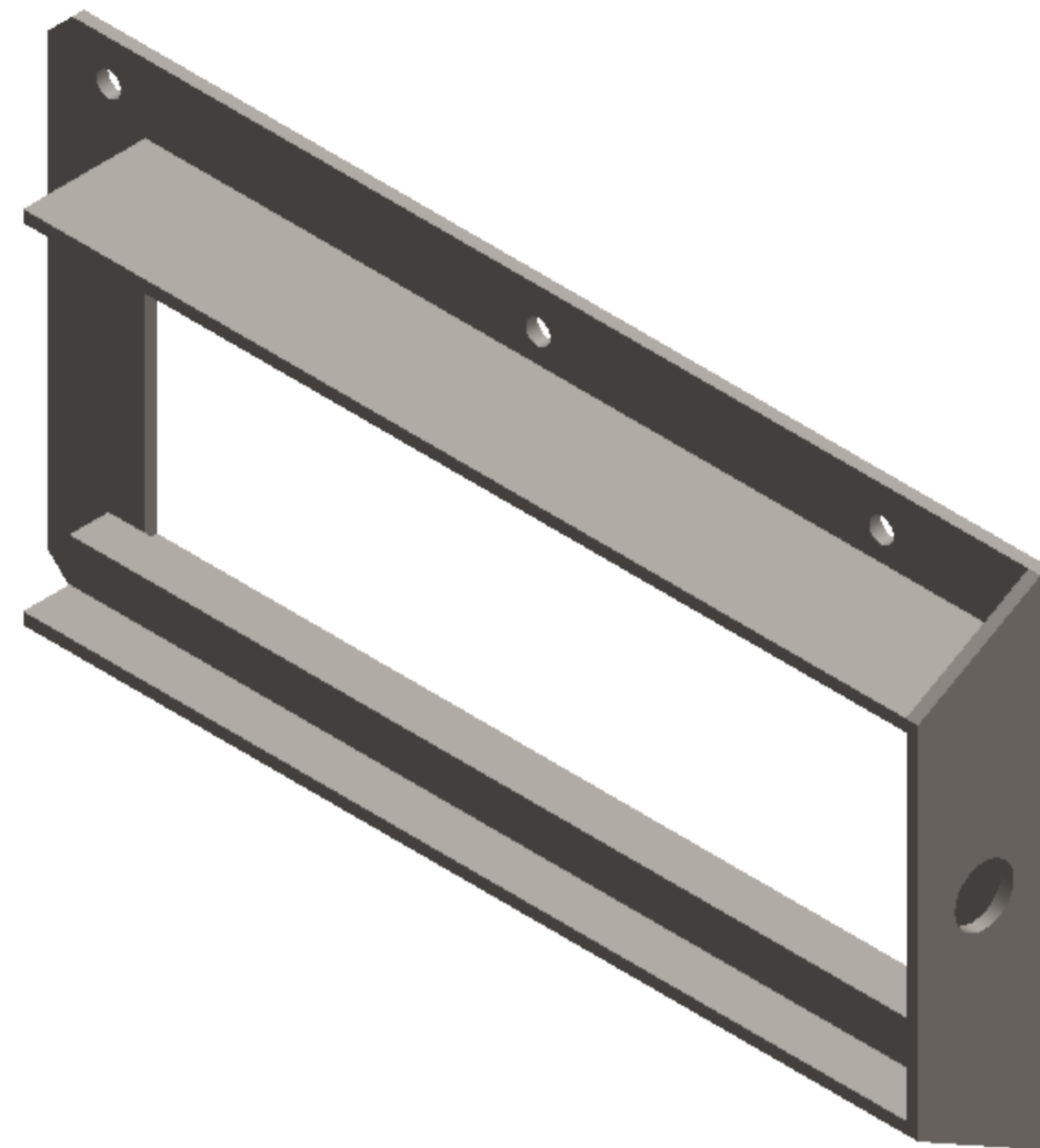


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: <b>Bocamaza llanta delantera</b>	
VERIF.						N.º DE DIBUJO	A2
APROB.						CT 1.15	
FABR.					MATERIAL: Acero ASI 1020	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1
CALID.					PESO:		

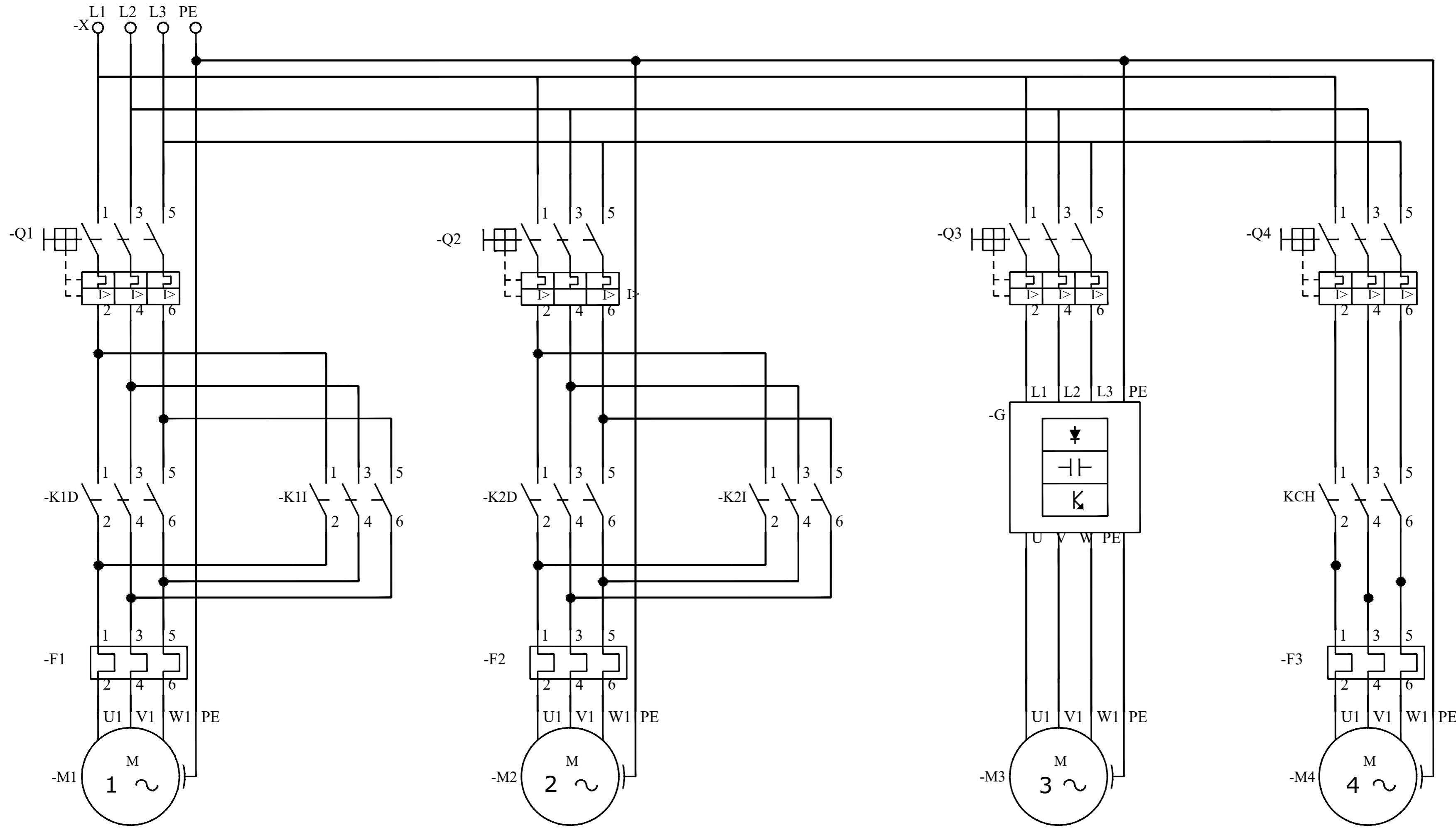




SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: <b>Timón</b>	
VERIF.						N.º DE DIBUJO <b>CT 1:16</b>	
APROB.						A2	
FABR.					MATERIAL: <b>Acero A36</b>	ESCALA:1:5	
CALID.					PESO: 2.5 Kg	HOJA 1 DE 16	



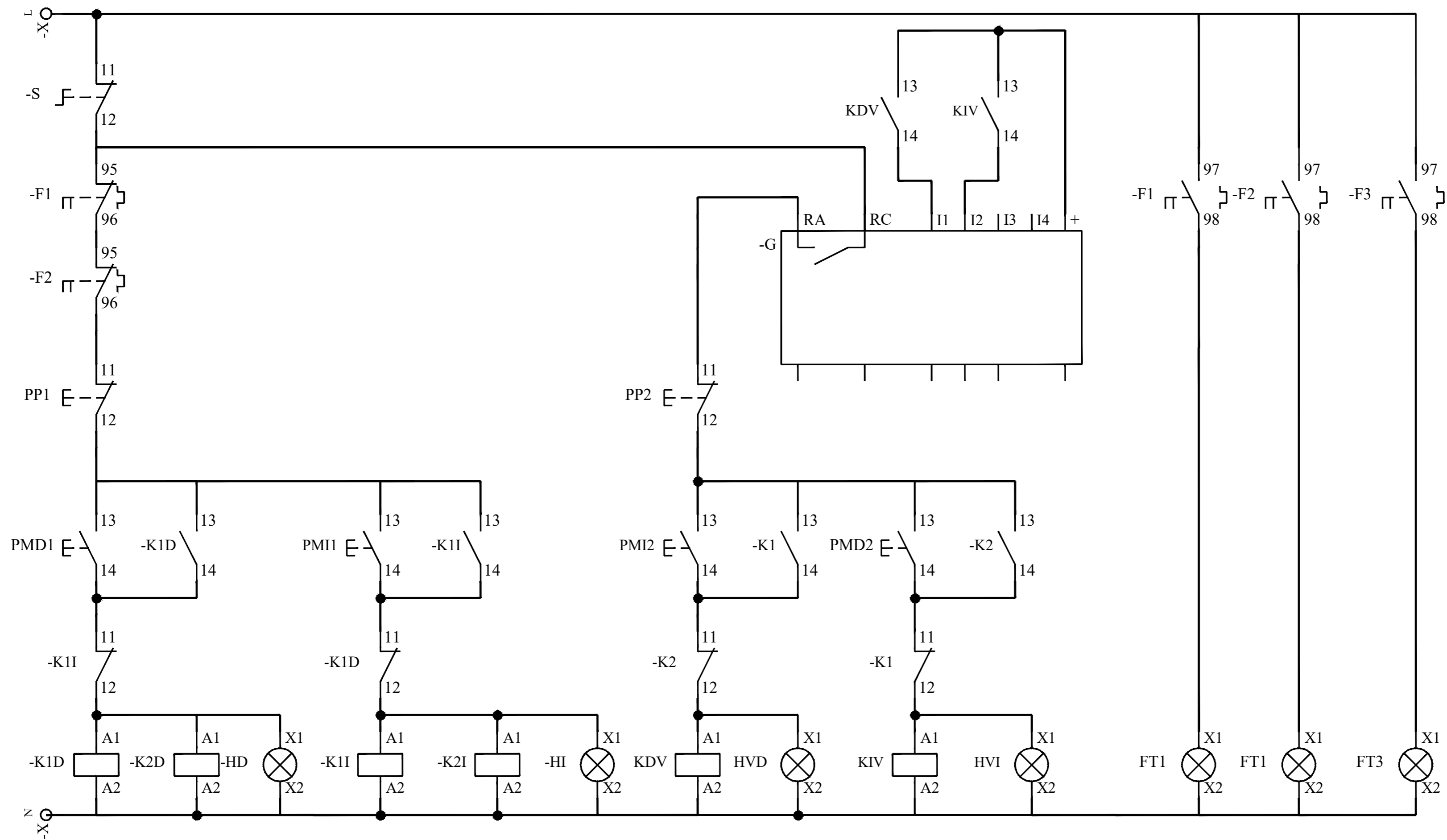
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: <b>Tensor de polea de cola</b>	
VERIF.						N.º DE DIBUJO	A2
APROB.						CT 1.17	
FABR.					MATERIAL:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 17
CALID.					PESO:		



	Fecha	Nombre Firmas	Entidad
Dibujado	05-Nov-2022	Hunambal	
Comprobado			
Fecha:	Título		Núm: 1 de 1
15-Nov-2022	Motores 1, 2, 3, 4		Archivo: circuito de fuerza

Universidad Cesar Vallejo

Motores 1, 2, 3, 4



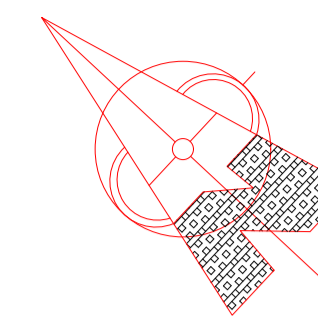
	Fecha	Nombre Firmas	Entidad
Dibujado	05-Nov-2022	Huanambal	
Comprobado			
Fecha:	Título		Núm: 1 de 1
19-Nov-2022	Motor 1, 2, 3, 4		Archivo: Circuito de Control

Universidad Cesar Vallejo

Motor 1, 2, 3, 4

**c). Planos de la Planta de Procesos CAC Bagua Grande**

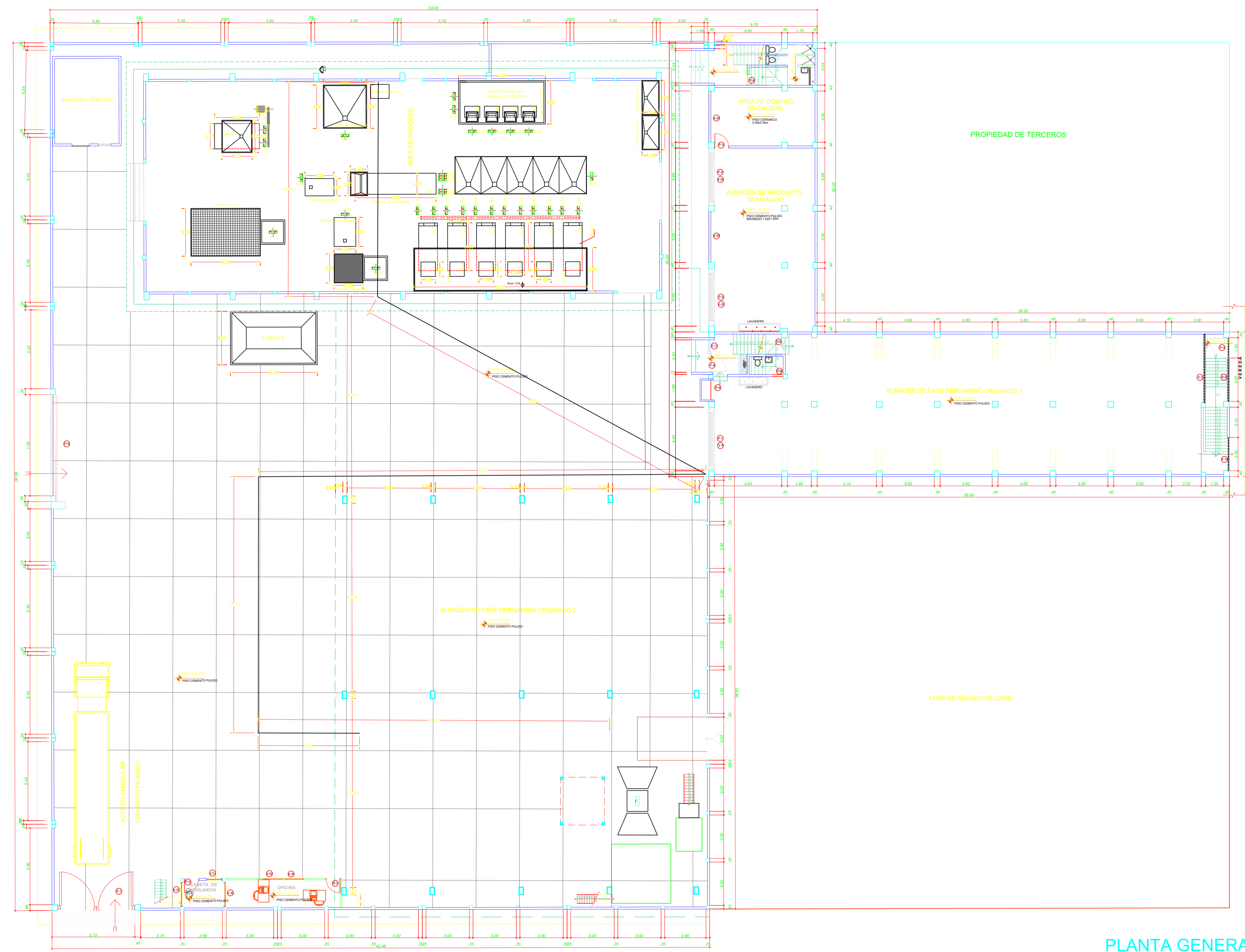
JR. WIRACOCHA



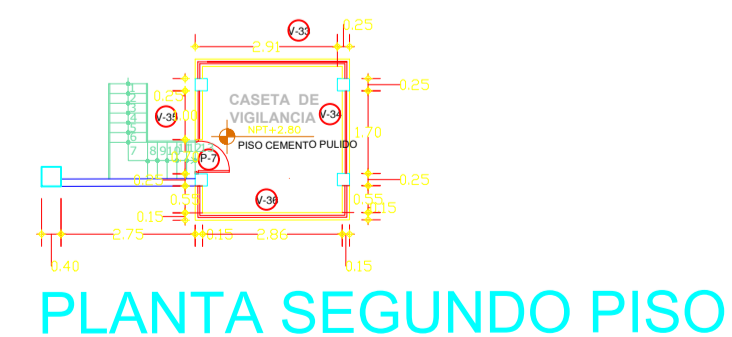
CUADRO DE AREAS	
AMBIENTE	AREA (M2)
<b>PRIMER PISO</b>	
AREA DE MAQUINAS	658.95m <sup>2</sup>
AREA DE CONTROL DE CALIDAD	32.52m <sup>2</sup>
AREA DE ALMACEN DE INSUMOS	94.77m <sup>2</sup>
AREA DE ALMACEN DE CAFE DE EXPORTACION 1	358.00m <sup>2</sup>
AREA DE ALMACEN DE CAFE DE EXPORTACION 2	1114.22m <sup>2</sup>
AREA DE GUARDIANA	6.99m <sup>2</sup>
AREA DE OFICINA	16.30m <sup>2</sup>
<b>SEGUNDO PISO</b>	
AREA DE GUARDIANA	10.45m <sup>2</sup>
<b>AFORO TOTAL</b>	<b>2592.16m<sup>2</sup></b>

JR. MELCHOR LAURA

JR. ISIDRO MAMANI



PLANTA GENERAL PRIMER PISO



PLANTA SEGUNDO PISO

JR. MAMA OCLLO

NOMBRE COMERCIAL: <b>PLANTA PROCESADORA DE CAFE C.A.C BAGUA GRANDE LTDA.</b> JR. ISIDRO MAMANI N° 120 CASERIO SAN LUIS BAGUA GRANDE-UTCUBAMBA-AMAZONAS			
PROYECTO: INSPECCION TECNICA DE SEGURIDAD EN EDIFICACIONES - PREVIA			
PLANO: <b>DISTRIBUCION</b>	LUGAR: BAGUA GRANDE-ATCT/BAMBA	LAMINA: <b>A-01</b>	
PROPIETARIO: <b>COOPERATIVA AGRARIA CAFETALERA BAGUA GRANDE LTDA.</b>	ESCALA: 1/150	FECHA: JULIO 2022	



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

### **Declaratoria de Autenticidad del Asesor**

Yo, SIFUENTES INOSTROZA TEOFILO MARTIN, docente de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - TRUJILLO, asesor de Tesis titulada: "Diseño de una cinta transportadora de carga y descarga para reducir tiempos de operación en la planta de procesos CAC Bagua Grande LTDA – Amazonas", cuyo autor es HUANAMBAL BENAVIDES EDGAR, constato que la investigación tiene un índice de similitud de 15.00%, verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin, el cual ha sido realizado sin filtros, ni exclusiones.

He revisado dicho reporte y concluyo que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la Tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

En tal sentido, asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

TRUJILLO, 18 de Enero del 2023

<b>Apellidos y Nombres del Asesor:</b>	<b>Firma</b>
SIFUENTES INOSTROZA TEOFILO MARTIN <b>DNI:</b> 17828568 <b>ORCID:</b> 0000-0001-8621-236X	Firmado electrónicamente por: TSIFUENTES el 18- 01-2023 21:53:02

Código documento Trilce: TRI - 0523594